

MITSUBISHI

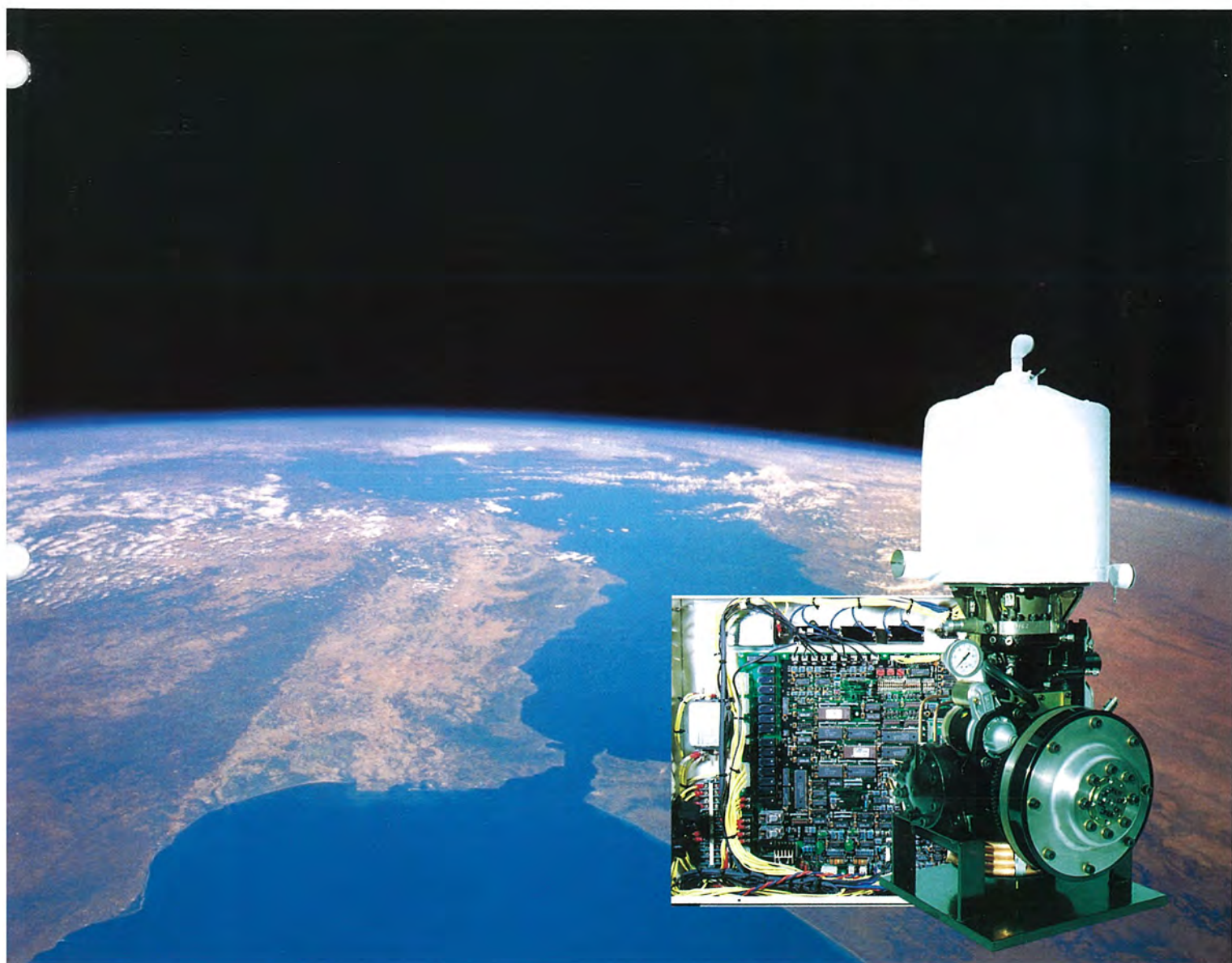
三菱電機技報

MITSUBISHI DENKI GIHO Vol.67 No.4

4

1993

特集 “冷凍・空調”



特集 “冷凍・空調”

目 次

特集論文

新しい提案	1
神谷昭美	
冷凍空調機器の現状と今後の展望	2
三浦 隆・中村勝雄	
ビル用マルチエアコン“水熱源二管式冷暖同時マルチ WR2 シリーズ”	7
倉地光教・林田徳明・高田茂生・竹内一人	
大型ビル用マルチエアコン “シティマルチBIG Yシリーズ”	15
谷 秀一・杉野雅彦・河西智彦・吉川信浩	
業務用パッケージエアコン“Mr. SLIM”の新室外機	20
城島一暢・斎藤勝彦・宮崎信之・満嶋知行	
冷熱・空調を総合管理するシステム制御	24
辻 弘之・川島正満	
ルームエアコン “霧ヶ峰” Fシリーズの軽量・コンパクト化技術	32
磯野一明・青木克之・小泉英明・池谷和則・谷藤 仁	
ふく射空調システム——その特徴と課題——	37
瀬下 裕・中野真理子	
業務用 “ロスナイ” マイコンPタイプシリーズ	42
藤城 直・南角昌克・内藤 孝・加藤愛一郎・安田幸夫・中村俊夫	
1 パイプセパレートロスナイとロスナイ快適コントローラ	47
横山 博・大山裕二・中村裕信・中村俊夫	
超高層・高気密住宅用換気システム	52
牛越康徳・可知忠勝・清水 誠・大嶋兼芳	
冷凍・空調・換気機器の設計支援システム	57
藤井雅雄・小柳正俊・臼井重雄・松田謙治・杉山徹雄・月居和英	
氷蓄熱パッケージエアコン	61
今西正美・田頭秀明・吉田武司・浜 宏明・宮本守也	
新幹線電車用空調装置の最新技術	66
吉村圭二・白石和彦・下釜三嘉・梅崎達昭	
壁掛セパレート形スポットエアコン	71
田頭秀明・今西正美・三輪美嘉・畑村康文	
スターリングエンジンヒートポンプシステム	76
森 美喜男・藤山重生・梶本照男・藤原道雄	
新鮮度クールマルチ	81
杉本 猛・山口敏明・山下哲也・石川牧子	
食品店舗用ショーケース管理システム “MELSIS”	86
阿部臣也・古澤 齊・中村勝雄	
脱特定フロン対応HCFC22用ロータリ圧縮機	92
和田富美夫・浅見和友	

特許と新案

空気調和機の室外ユニット，全熱交換素子	97
電荷掃きよせ方式赤外イメージセンサ	98

スポットライト

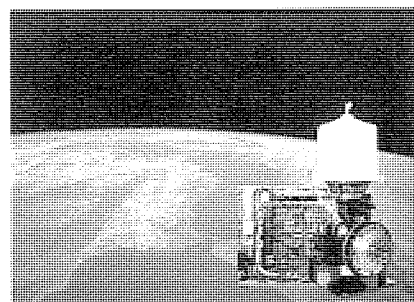
ストレートシロッコファン天吊埋込みシリーズ	(表 3)
-----------------------------	-------

表紙

スターリングエンジン

時代の要請にこたえて、さっそう（颯爽）と登場するスターリングエンジンを掲載した。ガスを直接の熱源とした外燃機関であり、このエンジンを利用することにより、エネルギー源有効活用、低NOx等まさに地球にやさしい空調機を実現できる。

写真は、本年度大阪ガス様向けの当社製6馬力スターリングエンジンヒートポンプのエンジン部分と制御回路である。
(本文76ページ参照)



三菱電機技報に掲載の技術論文では、国際単位“SI”（SI第2段階（換算値方式）を基本）を使用しています。ただし、保安上、安全上等の理由で、従来単位を使用している場合があります。

アブストラクト

冷凍空調機器の現状と今後の展望 三浦 隆・中村勝雄 三菱電機技報 Vol.67・No.4・p.2～6 (1993) 冷凍空調産業は家庭住宅、オフィスビル、工場等の職場、また農業、工業、商業、サービス業等あらゆる分野に不可欠な産業となってきた。バブル経済崩壊後の一時的停滞はあるものの中長期的には高い成長を期待されているが、地球環境保全、フロン規制等の環境変化によって冷凍空調技術は正に国境を越えたグローバルな視点で見直され再構築を迫られている。冷凍空調技術と環境変化、技術的トレンドと課題について概説する。	ルームエアコン“霧ヶ峰”F シリーズの 軽量・コンパクト化技術 磯野一明・青木克之・小泉英明・池谷和則・谷藤 仁 三菱電機技報 Vol.67・No.4・p.32～36 (1993) ルームエアコン“霧ヶ峰”は、利益拡大を踏まえたシェア拡大を達成するため、エアコンの新しい潮流をつくる Next Standard 戦略の柱とし、コンパクト性での徹底的競合力強化を図っている。その中で特に主力機種である MSZ-F 2803/F 2503について、容積比で室内機 34%、室外機 16%のコンパクト化を実現した空力技術、電子基板小型化技術、及び業界最軽量化を実現した外郭構造体の薄肉化技術を紹介する。
ビル用マルチエアコン “水熱源二管式冷暖同時マルチ WR2 シリーズ” 倉地光教・林田徳明・高田茂生・竹内一人 三菱電機技報 Vol.67・No.4・p.7～14 (1993) 冷媒制御技術に“空冷二管式冷暖同時マルチ R2 シリーズ”を応用し、水/冷媒熱交換器、インバータ制御器排熱処理用熱交換器を採用した“水熱源二管式冷暖同時マルチ WR2 シリーズ”を開発した。このシステムは、省エネ空調、電力平準化、高層ビル対応、冷暖同時負荷対応などの市場要求にこたえられるとともに、水式セントラル空調のリニューアルに最適である。	ふく射空調システム——その特徴と課題—— 瀬下 裕・中野真理子 三菱電機技報 Vol.67・No.4・p.37～41 (1993) 近年、ふく射空調システムが、その快適性から注目され始めている。本稿では、ふく射空調システムの実施例を紹介するとともに、当該システムによって形成される室内の温度・ふく射環境、さらにはそのエネルギー効率などを実験的評価によって明らかにする。さらに、従来の対流空調方式による結果と対比することにより、ふく射空調システムの特徴と実用化に至る課題を明確にする。
大型ビル用マルチエアコン “シティマルチ BIG Y シリーズ” 谷 秀一・杉野雅彦・河西智彦・吉川信浩 三菱電機技報 Vol.67・No.4・p.15～19 (1993) 近年のビル空調システムとしてビル用マルチエアコンが幅広く採用されている。一方、ビル空調システムに対しユーザーからは快適性だけでなく、大規模ゾーンへの対応、省工事、省配管、省スペースが求められている。これらにこたえるビル用マルチエアコンとして、大規模ゾーンだけでなく、小規模ゾーンへの対応も可能にした大型ビル用マルチエアコン“シティマルチ BIG Y シリーズ”を開発した。	業務用“ロスナイ”マイコンP タイプシリーズ 藤城 直・南角昌克・内藤 孝・加藤愛一郎・安田幸夫・中村俊夫 三菱電機技報 Vol.67・No.4・p.42～46 (1993) 近年、オフィスビル等の高気密化に伴って、全熱交換型換気扇のニーズもまた伸びてきている。今回紹介する当社の業務用全熱交換型換気扇“ロスナイ”マイコンP タイプシリーズは、送風時に発生する騒音の低減、換気モードの自動切替えによる省エネ効果、空調機と連動運転するための簡易配線化、スイッチの操作性の向上、スイッチ-ロスナイ間の制御線の省工事化を実現し、より市場ニーズに即した製品群を目指して開発を行った。
業務用パッケージエアコン“Mr. SLIM”の新室外機 城島一暢・齊藤勝彦・宮崎信之・満嶋知行 三菱電機技報 Vol.67・No.4・p.20～23 (1993) 業務用エアコンを取り巻く環境は、市場の拡大とともに、据付け環境の悪化、工事不良の増大、人手不足など厳しいものがある。一方エアコン本体に対しては、快適性・静音化の要求の声も高い。 パッケージエアコン“Mr. SLIM”は、そのような市場に対応し業界をリードしてきたが、今回業界 No.1 の静音化、据付け性・サービス性の改善、品質の向上を柱とした新室外ユニット PUH-FK 形の開発を行ったので技術的課題とともに紹介する。	1 パイプセパレートロスナイとロスナイ快適コントローラ 横山 博・大山裕二・中村裕信・中村俊夫 三菱電機技報 Vol.67・No.4・p.47～51 (1993) 住宅構造の多様化と快適性向上要求の高まりに対応して開発した新型ロスナイについて述べる。1 パイプセパレートロスナイは、特に集合住宅向けに室内インテリア性向上・本体取付け工事の簡略化・低騒音化を図るために、ロスナイを室内ユニットと室外ユニットとに分離し直径150mmの1パイプで接続する製品である。ロスナイ快適コントローラは、室内の空気の流れ・湿度・温度を検知して、温熱環境まで配慮したロスナイの自動運転を実現するコントローラである。
冷熱・空調を総合管理するシステム制御 辻 弘之・川島正満 三菱電機技報 Vol.67・No.4・p.24～31 (1993) 電子技術/先端技術の進歩は、冷熱・空調分野においても制御の概念を変えている。インテリジェントビル、店舗、オフィス、ホテルなどの複合ビルの増大に伴い、ビル空調制御に関する要求の変化と電子技術の進歩があいまって、従来の管理・制御システムに比べて、個別制御性、快適性、信頼性の高い冷熱・空調を主体にしたシステム制御を開発したので実例を交えて紹介する。	超高層・高気密住宅用換気システム 牛越康徳・可知忠勝・清水 誠・大嶋兼芳 三菱電機技報 Vol.67・No.4・p.52～56 (1993) 住宅の超高層・高気密化に対応する換気実験施設を建設して研究の結果、住宅の気密度、外風の影響を解決できる台所換気システムを開発した。同システムは同時給排気形レンジフードファンと耐外風屋外フードの組合せにより、室内外差圧低減、低風量高捕集効率、肌寒さの緩和を外風の影響を受けずに実現できる。また、同時に開発した換気回路網計算プログラムは実験の解析から住宅換気のシミュレーションまで幅広く利用できる。

Abstracts

Mitsubishi Denki Giho: Vol. 67, No. 4, pp. 32~36 (1993)

Lightweight and Compact F-Series "Kirigamine" Room Air Conditioners

by Kazuaki Isono, Katsuyuki Aoki, Hideaki Koizumi, Kazunori Ikegaya & Hitoshi Tanifuji

The "Kirigamine" series of room air conditioners is designed for compactness and clear competitive advantage as part of Mitsubishi Electric's "Next Standard" strategy. The strategy aims to set future trends for air conditioners in order to increase market share and expand profit margins. The article discusses the MSZ-F2803/F2503 models, the mainstays of this product line. Introduced are a power technology that enables reductions of approximately 34% and 16% in interior and exterior units, respectively, the reduction of electronic circuit board sizes, and technology for reducing the thickness of framework construction (now ranked lightest in the industry).

Mitsubishi Denki Giho: Vol. 67, No. 4, pp. 37~41 (1993)

Radiant Cooling and Heating System

by Yu Seshimo & Mariko Nakano

In recent years radiant cooling and heating systems have attracted attention for the greater comfort they provide. The article introduces actual radiant cooling and heating systems, describes indoor thermal and radiant environments formed using the systems, and discusses their energy efficiency as determined experimentally. In addition, by contrasting the systems with conventional convection-type air-conditioning systems, the features of the radiant cooling and heating systems, as well as problems hindering their practical application, are clarified.

Mitsubishi Denki Giho: Vol. 67, No. 4, pp. 42~46 (1993)

The Development of the Micom P-Series Lossnay for Business Use

by Tadashi Fujishiro, Yoshikatsu Nankaku, Takashi Naito, Aiichiro Kato & Toshio Nakamura

The trend towards airtight offices and other buildings in recent years has led to mounting demands for total heat-exchanging ventilators. This article describes the Mitsubishi Electric P-Series microcomputer "Lossnay" for commercial-use total heat-exchange ventilators. This group of products was designed to reduce fan operation noise, increase energy efficiency (which changes switching of ventilation modes) and simplify wiring. These alterations facilitate operation coordinated with air-conditioning equipment, improve switch operability, and minimize the need to install control wiring between switches and "Lossnay" units.

Mitsubishi Denki Giho: Vol. 67, No. 4, pp. 47~51 (1993)

Single-Pipe Separate Lossnay-Lossnay Comfort Controller

by Hiroshi Yokoyama, Yuuzi Dyama, Hironobu Nakamura & Toshio Nakamura

The authors discuss new "Lossnay" models developed to cope with diversifying residential structures and increased demands for environmental comfort. In order to improve interior use, simplify installation and lower noise levels for use in housing complexes, Lossnays were separated into interior and exterior units, and connected by a single pipe of 150mm in diameter. The automated operation of the Lossnay comfort controller detects room air impurities, humidity and temperature taking the thermal environment into account.

Mitsubishi Denki Giho: Vol. 67, No. 4, pp. 52~56 (1993)

Ventilation System for Airtight Residences in Skyscrapers

by Yasunori Ushikoshi, Tadakatsu Kachi, Makoto Shimizu & Kaneyoshi Ohsima

A facility for experiments on ventilation systems designed for use in airtight residences in high-rise buildings was constructed. It has been used to develop a kitchen ventilation system that resolves problems of airtightness and outside wind effect. The system combines a simultaneous supply/exhaust range hood fan and a wind-shielding outdoor hood to reduce indoor/outdoor pressure differential, provide high efficiency at low overall air flows, and alleviate chilliness. A ventilation duct network calculation program which was also developed can be used in a wide range of tasks.

Mitsubishi Denki Giho: Vol. 67, No. 4, pp. 2~6 (1993)

Technological Overview and Problems in Refrigeration and Air-Conditioning Equipment

by Takashi Miura & Katsuo Nakamura

The cooling and refrigeration industry provides indispensable products for homes, office buildings and factories, as well as for manufacturing, retail, service and other industries. Despite a temporary slump due to the recent economic downturn, high growth rates are anticipated in the future. But with the emerging demand for preservation of the global environment, regulations prohibiting the use of Freons and related changes, refrigeration and air-conditioning technologies are attracting global attention and now need drastic restructuring. This article reviews refrigeration and air-conditioning technologies, environmental changes, recent engineering trends and related problems.

Mitsubishi Denki Giho: Vol. 67, No. 4, pp. 7~14 (1993)

WR2 Series Dual-pipe Multiple Split-Type Air Conditioners with Water Heat Source

by Mitsunori Kurachi, Noriaki Hayashida, Sigeo Takada & Kazuhito Takeuchi

This article describes the newly developed WR2 Series of dual-pipe multiple split-type air conditioners for simultaneous heating and cooling utilizing a water heat source. The series uses a water-refrigerant heat exchanger and inverter-controlled heat exchanger for heat exhaust, and employs R2 Series dual-pipe heaters/coolers for refrigerant control. These systems meet market demands for energy-efficient air conditioning, equalization of power consumption, suitability for use in highrise buildings, and simultaneous heating/cooling loads. They are also ideal for upgrading currently installed water-refrigerant central air-conditioning systems.

Mitsubishi Denki Giho: Vol. 67, No. 4, pp. 15~19 (1993)

Multiple Split-Type Packaged Air Conditioners for Large Buildings

by Hidekazu Tani, Masahiko Sugino, Tomohiko Kasai & Nobuhiko Kikkawa

Multiple split-type air conditioners have been widely adopted for use in building air-conditioning systems in recent years. Demands made of such building air-conditioning systems by users include not only comfort but applicability to large zones, energy efficiency, minimal pipe and duct installation, and compactness. The article describes the Big-Y Series, newly developed multiple split-type air conditioners for large buildings that meet these demands, and are designed for both large-scale and small-scale zones.

Mitsubishi Denki Giho: Vol. 67, No. 4, pp. 20~23 (1993)

New Commercial-Use "Mr. SLIM" Split-Type Packaged Air Conditioners with Outdoor Compressors

by Kazunobu Jojima, Katsuhiko Saito, Nobuyuki Miyazaki & Kazuyuki Mitsushima

Market expansion has led to the employment of commercial-use air conditioners under more trying conditions, including poor environments for installation, frequently unsatisfactory installation and lack of human labor. At the same time, there are mounting demands for air-conditioning equipment with greater comfort and quieter operation. The "Mr. SLIM" packaged air-conditioning units have led the industry in meeting such demands. The new PUH-FK model outdoor air-conditioning unit has been developed to provide industry-leading quiet operation, installation ease and overall quality. The article introduces various units and describes engineering problems in development.

Mitsubishi Denki Giho: Vol. 67, No. 4, pp. 24~31 (1993)

Air-Conditioning Control System for HVAC & R

by Hiroyuki Tsuji & Masamichi Kawashima

Progress in electronics and other advanced technologies are gradually altering conceptions of control in the heating, cooling and air-conditioning fields. With the proliferation of "intelligent buildings", stores, offices, hotels and other multifunctional buildings, changes in demands for building air-conditioning control have proceeded in step with advances in electronic technology. A computerized control system has been developed to provide improved separate controllability, comfort, and reliable heating, cooling and air conditioning. The system and its actual applications are introduced.

アブストラクト

冷凍・空調・換気機器の設計支援システム 藤井雅雄・小柳正俊・白井重雄・松田謙治・杉山徹雄・月居和英 三菱電機技報 Vol.67・No.4・p.57～60 (1993) コンピュータ環境のダウンサイジング化とネットワーク化は、設計者にとってコンピュータによる情報活用が身近なものになってきている。冷凍・空調・換気機器の設計においても同様に、新製品開発と品質向上のために、コンピュータの活用が盛んに行われている。 本稿では、コンピュータ活用による設計支援システムのうち、CAEシステムについて、そのカスタマイズ化と統合化への当社の取組状況を、冷凍サイクルと冷媒配管設計を例にとり紹介する。	スターリングエンジンヒートポンプシステム 森 美喜男・藤山重生・根本照男・藤原道雄 三菱電機技報 Vol.67・No.4・p.76～80 (1993) 夏期の電力ピーク対策、エネルギー源の多様化を図るため、通商産業省の補助金を得て大阪ガス㈱と共同で5 HP級のスターリングエンジンヒートポンプ(SEHP)を開発し、フィールドテストを完了した。このSEHPは、成績係数(COP)が冷房時1.1、暖房時1.25、NO_x排出量150 ppm以下、連続運転7,000時間を達成した。現在、更に小型・軽量を図るとともに室内機のマルチ化を行い、商品化に取り組んでいる。
氷蓄熱パッケージエアコン 今西正美・田頭秀明・吉田武司・浜 宏明・宮本守也 三菱電機技報 Vol.67・No.4・p.61～65 (1993) 近年の社会的ニーズである電力需要の平準化に対応した氷蓄熱応用の冷房専用パッケージエアコンを開発した。本稿では、この製品で採用した蓄熱用熱交換器を内蔵する氷蓄熱槽を含む冷媒回路系の機器構成と運転制御方法を紹介し、このシステムが電力需要の平準化に生かされているメカニズム、及び特長について述べる。主な特長としては、搬送熱量の割にポンプ動力が少なく済み、夜間電力を最大限利用することにより、ランニングコストの大幅低減が図れる。	新鮮度クールマルチ 杉本 猛・山口敏明・山下哲也・石川牧子 三菱電機技報 Vol.67・No.4・p.81～85 (1993) 食品からの水分蒸発量を、食品の保存温度、庫内相対湿度、食品表面風速から算定する“鮮度評価関数”を開発し、食品の乾燥を防ぐ指標となる温度・湿度・風速を数量化した。この鮮度関数に基づく高鮮度維持ゾーン内に、温度・湿度・風速の三要素の目標を設定し、目標が維持されるように、冷凍機的能力、送風機の風速、加湿器の容量を制御する“新鮮度クールマルチ”を開発したのでその概要を紹介する。
新幹線電車用空調装置の最新技術 吉村圭二・白石和彦・下釜三嘉・梅崎達昭 三菱電機技報 Vol.67・No.4・p.66～70 (1993) 400 km/h以上の走行速度を目指す新幹線高速試験電車に搭載される空調装置を開発した。整流部のモジュール化や二重チョッパ回路によって小型化されたインバータを内蔵し、圧縮機・送風機等の主要機器を最少台数で構成して装置本体の小型・軽量化を実現した。制御はファジー推論及び涼感コントロール機能を備えた全自動空調制御により、装置内蔵インバータによる多段階容量制御を行い、列車内の更なる快適性の向上を可能としている。	食品店舗用ショーケース管理システム“MELSIS” 阿部臣也・古澤 齊・中村勝雄 三菱電機技報 Vol.67・No.4・p.86～91 (1993) 今日のスーパーマーケットでは、食品の鮮度管理が重要な課題となっており、よりきめ細かい鮮度管理を行うには相当大きな負担を強いられる状況である。そこで、三菱電機では、2線式伝送方式を応用して店舗内の離れた場所からショーケースの温度監視や運転調整など一括して行え、しかも、この伝送線に制御情報をのせることにより、従来の制御配線をも大幅に削減可能とした低コストなシステムを実現したのでここに紹介する。
壁掛セパレート形スポットエアコン 田頭秀明・今西正美・三輪美嘉・畑村康文 三菱電機技報 Vol.67・No.4・p.71～75 (1993) 熱源の多い厨房の作業環境改善が、作業者確保のために必要不可欠となっている。このニーズにこたえるために“壁掛セパレート形スポットエアコン”を開発した。 製品の主な特長は、①オイルフィルター・オイルポット標準装備、②ソフトデザイン、③フレックスフロースタイル、④省エネ性・快適性の向上、⑤信頼性向上・省工事性・省スペース化、⑥別売部品の充実、等である。	脱特定フロン対応 HCFC 22用ロータリ圧縮機 和田富美夫・浅見和友 三菱電機技報 Vol.67・No.4・p.92～96 (1993) 脱特定フロンの一対策として、中期間にわたり使用可能でしかも即応可能な既存物質である HCFC 22を使用した冷凍機・ショーケース・自販機など低温機器用のロータリ圧縮機のシリーズ化(0.2～2.2 kW)を実現した。HCFC 22使用上の課題である吐出ガスの高温化と圧力上昇に対し、各圧縮機シリーズに適した冷却機構と給油機構を検討するとともに、低温特性の優れた冷凍機油の導入により、運転範囲の広い高信頼性のロータリ圧縮機を開発した。

Abstracts

Mitsubishi Denki Giho: Vol. 67, No. 4, pp. 76~80 (1993)

Stirling Engine Heat-Pump System

by Mikio Mori, Shigeo Fujiyama, Teruo Sugimoto & Michio Fujiwara

To cope with the summer peak in energy consumption and diversify energy sources, a 5HP-class stirling engine heat pump (SEHP) has been developed. The SEHP is the result of a joint project by Mitsubishi Electric and Osaka Gas which was carried out under a grant from the Ministry of International Trade and Industry. The coefficient of performance (COP) of the SEHP is 1.1 for cooling and 1.25 for heating, the NOx exhaust level is under 150ppm, and continuous operation of 7,000 hours was achieved. In preparation for commercialization, work is presently underway to further reduce size and weight and develop multiple indoor units.

Mitsubishi Denki Giho: Vol. 67, No. 4, pp. 57~60 (1993)

System for Refrigeration, Air-Conditioning and Ventilation Equipment

by Masao Fujii, Masatoshi Koyanagi, Shigen Usui, Kenji Matsuda, Tetsuo Sugiyama & Kazuhide Tsukiori

The downsizing of computers and their connection to networks have made data much more accessible to designers. This is true also of the design of cooling, air-conditioning and ventilation equipment, and computers are widely used in new product development and the improvement of product quality. This article focuses on computer-aided engineering (CAE) systems and describes the efforts at Mitsubishi Electric to customize and integrate them into such applications as refrigeration-cycle and refrigerant pipe design.

Mitsubishi Denki Giho: Vol. 67, No. 4, pp. 81~85 (1993)

Multipurpose Freshness Control System

by Takeshi Sugimoto, Toshiaki Yamaguchi, Tesuya Yamashita & Mikio Ishikawa

A "freshness evaluation function" was developed which computes the amount of water evaporated from food on the basis of the storage temperature, the relative humidity within the storage chamber and the air velocity at the food surface. It is applied as an index to prevent food drying by quantifying the temperature, humidity and air velocity. Goals for these three parameters were set within the zone of maximum freshness based on the function, and a multipurpose freshness control system developed to control the cooler operation, blower air velocity, and humidifier capacity. This article reviews the freshness control system.

Mitsubishi Denki Giho: Vol. 67, No. 4, pp. 61~65 (1993)

Ice-Storage Packaged Air Conditioners

by Masami Imanishi, Hideaki Tagashira, Takeshi Yoshida, Hiroaki Hama & Moriya Miyamoto

Ice-storage packaged air conditioners dedicated to cooling were developed as part of the widespread need in recent years to smooth the level of power consumption. This article introduces the structure of the refrigeration system, including an ice-storage tank with a heat exchanger for heat storage. The mechanism employed in this system to smooth power demand and its features are discussed. The main feature is the low pumping power required relative to the amount of heat transport. This allows the full use of night-time power, resulting in significant reductions in operating costs.

Mitsubishi Denki Giho: Vol. 67, No. 4, pp. 86~91 (1993)

Showcase Intelligent Management System for Supermarkets and Grocery Stores

by Shinya Abe, Hitoshi Furusawa & Katuo Nakamura

Preservation of food product freshness is an important problem in today's supermarkets, and more precise control over freshness requires considerable effort. This article introduces a low-cost system developed at Mitsubishi Electric which employs dual-line transmission for integrated temperature monitoring and adjustment of the operation of showcases in distant areas of a store. The system greatly reduces the amount of control wiring compared with that of existing systems by adding control data to the transmission lines.

Mitsubishi Denki Giho: Vol. 67, No. 4, pp. 66~70 (1993)

Newest Technology for Shinkansen Air-Conditioning Systems

by Keiji Yoshimura, Kazuhiko Shiraishi, Mitsuyoshi Simogama & Tatsuki Umezaki

Air-conditioning equipment was developed for installation on an experimental shinkansen (bullet train) that aims to attain an operating speed of more than 400 km/h. A compact inverter employing a rectifier with a diode module and a dual-chopper circuit are built in, and the minimum possible number of compressors, blowers and other major components were used in order to reduce the size and weight of the overall system. Multistage capacitive control by the built-in inverter is based on a fully automated air-conditioning control system employing fuzzy logic and a coolness control function, enabling even greater comfort within cars.

Mitsubishi Denki Giho: Vol. 67, No. 4, pp. 92~96 (1993)

Rotary Compressors that Use HCFC22 as a CFC Substitute

by Fumio Wada & Kazutomo Asami

As one means of substituting CFCs, a series of rotary compressors (with capacity from 0.2 to 2.2kW) has been developed for use in refrigeration units, showcases, vending machines and other refrigeration equipment. The series makes use of HCFC22 an existing substance which can be put into immediate use and lends itself to midterm use. In order to counter such problems as the high temperatures of discharged gases and rising pressures, cooling methods and oil-supply mechanisms suited to the series of compressors were studied. By using refrigeration oil with excellent low-temperature properties, highly reliable rotary compressors with a wide range of operation were produced.

Mitsubishi Denki Giho: Vol. 67, No. 4, pp. 71~75 (1993)

Separated Wall-Mount Spot Air Conditioners

by Hideaki Tagashira, Masami Imanishi, Miyoshi Miwa & Yasufumi Hatamura

Improvements to the working environment within kitchens, with their many heat sources, are imperative for successfully recruiting kitchen workers. In order to meet this need, a separated wall-mount spot air conditioner was developed. The main features of the air conditioner include: (1) oil filters and oil pots as standard equipment, (2) an aesthetic design, (3) a flex-flow style, (4) improved energy efficiency and comfort, (5) enhanced reliability, ease of installation and reduced demands on space, and (6) a complete lineup of separately sold options.

新しい提案

昨年度は、厳しい市況の中で、様々な対応を迫られた年であった。そのなかでも、冷熱・空調事業には、昨今の市況の冷え込みだけでなく、文化的にも技術的にも、新しい取組が必要であった。

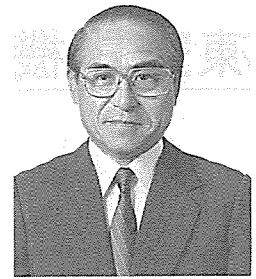
フロン規制・CO₂・廃棄物などの環境に対する問題、電力負荷平準化・省電力等のエネルギーの問題、あるいは、住宅構造の変化に対する空調の新しい対応、さらに、超高層ビルにおける住環境の改善の問題等、枚挙にいとまがない。従来の冷熱・空調の在り方を見直すことを、時代が我々に要請しているのである。

私の体験してきた戦後約50年の科学技術の進歩は、もともと欧米にあったものを取り込むことによって、維持されてきた。最初は外国との格差が大きかった。少しでも欧米に近づくことが目標であった。そして、復興の時代・積極的技術導入の時代・急成長の時代・欧米と対等の競合時代と、それぞれの時代を乗り越え、今日を築き上げたのである。しかし、今は見直しの時代である。我々は今、次に来るべき新しい時代への過渡期を体験していると言えるだろう。

世の中の様々な部分で、このような現状の見直しが行わ

専務取締役
商品事業本部長

神谷 昭美



れている。これらの動きに応じ、冷熱・空調にもまた、新しい対応が必要となってきたのである。

- (1) 電気エネルギー偏重であるこれまでの冷房に対し、例えば、ガス・石油を直接の熱源として冷房を実現する技術を実用化しなければならない。
 - (2) 電気エネルギー負荷の昼夜のアンバランスに対し、特に冷房負荷を平準化するための、蓄冷技術を実用化しなければならない。
 - (3) 住宅の建築基準の改正により、換気の必要性が高まっているが、居住空間の換気のためには、デザイン性の高い、低騒音の、熱ロスの少ない、換気用機器を開発しなければならない。
 - (4) 超高層ビルの外風に対し有効な換気の方法を究明し、機器を提供しなければならない。
 - (5) フロン規制に対応しなければならない。
 - (6) 快適性を追求しなければならない。
- 等である。

今回特集を組んだ新技術の紹介は、これらの社会的要請に対する、当社の一つの回答である。

冷凍空調機器の現状と今後の展望

三浦 隆*
中村勝雄**

1. ま え が き

我が国の冷凍空調機器は国民生活水準の向上、産業の発展すなわち GNP の増加とともに拡大成長してきた。(社)日本冷凍空調工業会(以下“日冷工”という。)がまとめた冷凍空調機器の中期需要予測によると1992冷凍年度の出荷金額は前年比96.9%の2兆7千億円とマイナス成長となった。1996冷凍年度は3兆6百億円(1992～1996年の平均伸び率3.1%)が予測されている。1992冷凍年度はさすがにバブル経済崩壊の影響をもちに受け、10年振りにマイナス成長を余儀なくされたが、これまでのように一本調子の高成長は期待できないものの、中長期的トレンドとしては成長路線に乗っていることに変わりはないものと思われる。これは冷凍空調機器が今や農業・工業・商業・サービス等一次産業から三次産業まであらゆる産業活動に不可欠な支援産業となってきたことと、家庭住宅、オフィスビル、工場等での生活、職場での環境改善、アメニティ志向がますます強くなっているためである。

1989年11月ベルリンの壁が劇的に取り壊された後、世界の政治経済の枠組みが大きく変化し、第二次大戦後、半世紀近く続いた東西冷戦構造がソ連邦の崩壊で終結し、新たな世界秩序の構築が模索されている。正に世界の政治経済は歴史的転換期を迎えているが冷熱技術分野でも現在大きな転換期にある。地球環境保全、フロン規制問題から新しい冷熱技術が模索され、再構築を余儀なくされているのである。1930

年米国 Midgley らによって開発されて以来半世紀以上完成された冷媒として定着してきたフロンガスが大気圏のオゾン層を破壊し、地球環境を破壊する物質として消費規制、廃止されることになった。1992年11月コペンハーゲンで開催されたモントリオール議定書締結国会議でルームエアコン、パッケージエアコンなどに使用され、また CFC 系冷媒の代替冷媒として切替えが進められている HCFC 系についても1996年から総量規制、全廃の時期も2030年に決定された。

2. 冷凍空調技術環境の変化

冷凍空調技術は社会、経済、エネルギー事情などの環境変化に適応できるよう技術開発され人々の生活向上、経済の発展に貢献してきた。技術のサイクルから見ると冷凍空調技術は成熟期の段階にあり、今後はエレクトロニクス、バイオ、新素材といった異分野の技術を取り込み、融合して改良され、アドバンス技術として発展していくものと思われていたが、地球環境保全という視点から改めて“地球にやさしい冷凍空調技術”を再構築するよう要請されることになった。

図1は冷凍空調技術と技術環境のかかわりを示しているが、特に強いインパクトを与える環境因子、地球温暖化、フロン規制、エネルギー市場変化について取り上げてみたいと思う。

2.1 地球温暖化(Global Warming Potential)

この100年間に地球の平均温度は約0.5℃上昇、これによる海面は10～20 cm 上昇したと言われている。さらに、この

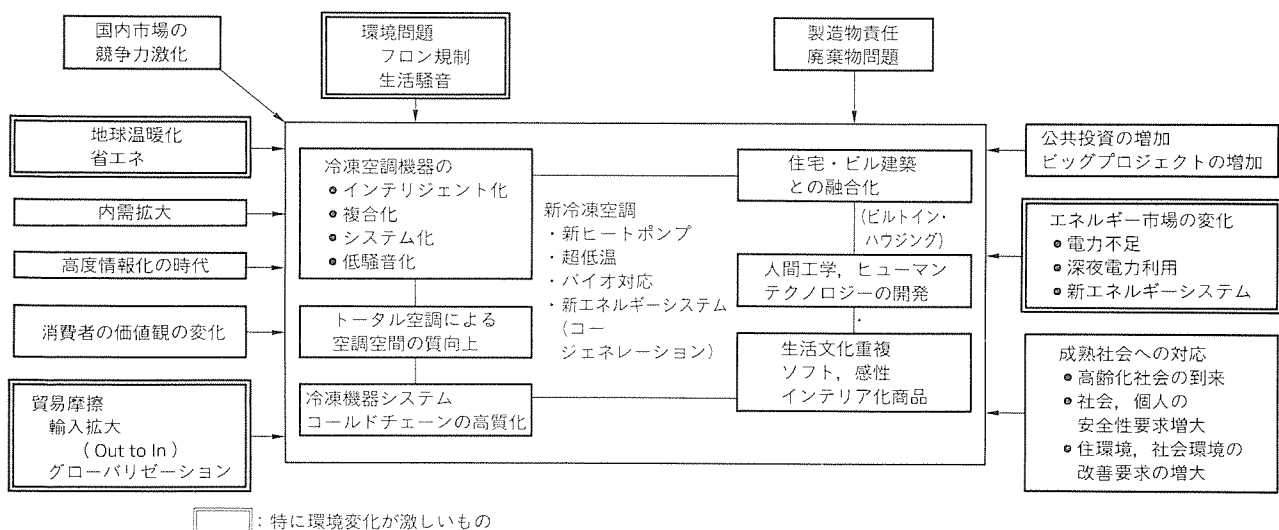


図1. 冷凍空調技術と技術環境

まま環境保全の対策がとられずに経済発展が続くと2030年には1.5℃、2100年には地球の温度は3.5～5℃上昇し、海面も50 cm 以上上昇するだろうと予測されている。この結果は、農業、生態系、水資源など大きな影響を受け人類の生活が危険にさらされることになることと警告されている。地球上では本来的に大気中に含まれているCO₂、メタン等の温室効果ガスが地球から宇宙空間に放射される熱を逃がしにくくしていることにより、地球は生物が生存に適した温度に保たれている。温室効果ガスが人間の生活、産業活動により、その濃度が上がると地表面から放射される赤外線的大部分が温室効果ガスに吸収されて地表面の温度は上昇することになる。温暖化への寄与率はCO₂が55%と圧倒的に高くCFC 11、CFC 12特定フロン17%、メタン15%とされている。また、部門別ではエネルギー46%、フロン等24%、森林減少18%ほかと続いている。

温室効果ガスの温室効果に対する強さはCO₂を1とするとメタン10倍、亜酸化窒素100倍、フロンガス1万倍とされている。冷凍空調機器のCO₂発生量について日冷工で概算

表1. 冷凍空調機器のCO₂発生量

	単位：千トン			
	1990年		1994年	
	製造時	運転時	製造時	運転時
①ルームエアコン	1,979	8,700	2,113	14,800
②パッケージエアコン	845	10,400	1,088	15,700
③カーエアコン	1,768	5,775	2,041	7,911
④エアハンドリングユニット	75	1,220	96	1,770
⑤吸収式冷凍機	8	600	9	739
直だき(焚)冷温水機	37	3,930	57	5,585
⑥家庭用冷蔵庫	1,471	6,465	1,408	6,899
⑦冷凍冷蔵ショーケース	144	3,047	164	3,430
⑧チリングユニット	28	2,050	26	1,860
⑨遠心式冷凍機	8	765	7	592
合 計	6,363	42,952	7,009	59,286

出典：(財)日本冷凍空調工業会⁽¹⁾

されているが、CO₂の発生は運転時の電力消費量だけでなく製造時の発生量も加味されなければならない。表1に冷凍空調機器の発生するCO₂量がまとめられているが、これら冷凍空調機器(家庭用冷蔵庫を含む。)のCO₂発生量は我が国全体で発生されるCO₂ 12億トンの約4%になると推定されている。地球サミットの行動指針として2000年には1990年のレベルまでに戻すという方針が出されており、冷凍空調機器の高い伸びからするとCO₂発生抑制は相当の努力を要することになる。したがって、今後の開発評価基準そのものも単に運転時の省エネルギーだけでなく製造時(すなわち材料、加工時のエネルギー消費等)のCO₂発生も考慮した新しい評価基準が設定されなければならない。

2.2 フロン規制

フロン規制問題は冒頭に述べたとおり、CFC 11、12等の特定フロンは1995年末までに全廃され、さらにオゾン破壊係数(ODP)がCFC 11の1/20のHCFC 22についても消滅がスケジュール化され、2020年が実質全廃時期とみられるが、HCFC 22の代替冷媒は現状まだ見付かっていない。

代替冷媒が決定してから市場導入されるまでに各種の評価、環境安全性、材料適合性、毒性など確認する必要がある、十数年ほどの開発期間が要すると言われており、1日も早くHCFC 代替冷媒を探さなければならない。現在、早期代替冷媒を特定するために米国、カナダ、日本の関係機関が分担して評価試験を行っているが表2は評価試験候補冷媒と評価試験機器の範囲である。HCFC 22等の代替冷媒の選別の基準項目は次のような項目とされている。

- オゾン破壊係数(ODP)、温暖化係数(GWP)
- エネルギー消費効率(エネルギー消費に伴う発電時のCO₂発生度)
- 材料適合性(オイル、金属、ゴムへの影響)
- 既存機器への適合性(熱力学的特性、互換性)

表2. 評価試験候補冷媒と評価試験機器の範囲

No.	評価試験候補冷媒		評価試験機器	
	冷 媒 名	構成比率	ユニット	圧 縮 機
1	32/125	60/40	RAC, PAC, チラー	ロータリ(1～3 HP), スクロール(5 HP), スクリュー(30 HP)
2	32/134 a	30/70	RAC, PAC, チラー	ロータリ(1～3 HP), スクロール(3～5 HP)
3	32/125/134 a	10/70/20	冷凍冷蔵ユニット RAC, PAC	ロータリ(～1 HP), スクロール(3～5 HP)
4	32/125/134 a	30/10/60		
5	290(プロパン)	—	冷凍冷蔵ユニット	ロータリ(～1 HP)
6	134 a	—	RAC, PAC, チラー	ロータリ(1 HP), スクロール(5 HP), レシプロ(20 HP), スクリュー(30 HP)
7	717(NH ₃)	—	(冷凍冷蔵ユニット)	—
8	32/125/134 a/290	20/55/20/5	—	—
9	125/143 a	45/55	冷凍冷蔵ユニット	スクロール(5 HP)
10	125/143 a/134 a	40/45/15	冷凍冷蔵ユニット	スクロール(5 HP)
11	143 a	—	冷凍冷蔵ユニット	ロータリ(～1 HP)

注(1) この表において、構成比率は質量百分率(%)である。

(2) この表の候補冷媒は、ARI の AREP/TC の候補冷媒10種に HFC 143 a を加えた11種である。

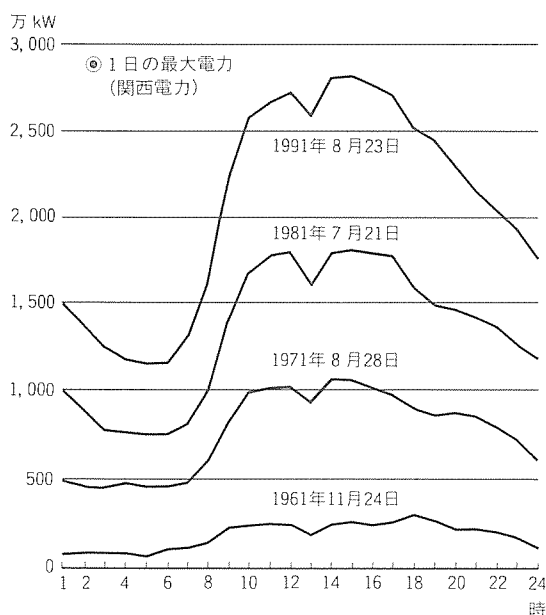
出典：(財)日本冷凍空調工業会⁽²⁾

- 環境安全性(大気、水、土壌等環境汚染度)
- 毒性(急性毒性、長期遺伝学的影響)
- 引火性(拡散、沈積挙動)
- 経済性(生産コスト、運転・使用時コスト)
- サービス性(使用現場での対応難易度)

2.3 エネルギー市場の変化

電力需要は社会経済の高度な発展に伴って年々増加しており、近年は産業用需要の伸びより民生用の需要の伸び率が高くなっている。これは生活水準の向上による家電品、特にルームエアコンの普及が大きく寄与している。図2に電力需要の負荷曲線の例を示している。電力のピークは1961年の冬期11月であるのに対し、1971年からは夏期の7月又は8月となり、年々ピークがせん(尖)鋭化していることが分かる。電力は貯蔵できないから発電所は電力のピークに合わせて作らなければならないが、電源立地、地球環境保全問題等から発電所の新規建設はますます難しくなっている。したがって、昼夜間、夏冬の季節間の需要格差が大きくなり夏期昼間帯の電力不足が大きな社会的問題にもなっているが、そのピーク時の1/3が冷房需要、さらにその1/3が家庭用で占められていると言われている。昼夜間のバランス対策、冷房需要電力の夜間シフトが極めて重要な課題となっており、蓄冷熱システムの普及促進を図らなければならない。

蓄冷熱システムには水蓄熱、氷蓄熱、潜熱蓄熱材方式など種々開発されているが、まだ本格的な普及には至っていない。これは蓄冷熱槽を含むイニシャルコストが高く回収年限が長くかかること、蓄冷熱槽設置スペースの問題、設計・施工・管理に高度な技術が必要などの理由が挙げられる。近年氷の融解熱を利用して蓄冷熱効率を向上させ蓄冷熱槽をコンパクトにできる氷蓄冷熱方式が脚光を浴びており、1992年夏当



出典：日経ビジネス⁽³⁾

図2. 電力需要と負荷曲線

社から発売された蓄冷熱を優先使用し、夜間電力の利用率を高めた氷蓄熱応用パッケージエアコンが注目されている。深夜電力で氷を作っておき、昼間は冷媒循環させる冷媒ガスポンプの運転による放冷運転が優先する。負荷増加のときは圧縮機運転による冷房運転を放冷運転に重畳して行うので冷房能力は合算されることになり、同容量の圧縮機搭載の一般パッケージエアコンに比べて約2倍の能力を出すことになる。したがって、夜間時の電力利用率は盛夏でも50%、年間では70%と極めて高い。各電力会社とも夜間電力が使いやすいように大幅な割引料金制度を設けており、またエネルギー有効利用の点から蓄熱ヒートポンプシステムやヒートポンプ熱源システムに金融面、税制上の優遇策がとられているが、本格的に普及を促すためにはユーザーにとって更に魅力ある助成策が必ず(須)と思われる。

次にエネルギー有効利用、多様化対応として吸収式冷凍機、ガスエンジンヒートポンプ、さらに開発途上のヴィルミエサイクルヒートポンプ、スターリングエンジン駆動ヒートポンプ、ケミカルヒートポンプ等がクローズアップされてきている。吸収式冷凍機は作動流体にLiBr-H₂O、NH₃-H₂O等を使用してフロンを使用しないので、脱フロン、省電力の空調機として大規模模施設、ビル、工場、また地域冷暖房システム用に採用されるケースが多くなっている。

また、コージェネレーション(熱電併給発電)システム、燃料電池の冷房機器として吸収式が用いられるが、コージェネレーションシステムは電力を使用する場所で発電し、同時に排気ガス、冷却水の排熱を回収して給湯に利用するなどしてエネルギー効率を高めている。電力需要と熱需要が適切に組合せ可能な場合は総合エネルギー効率が70~80%と極めて高くなり、優れた省エネルギーシステムとなる。したがって、採用物件も製鉄所や化学プラントのようなエネルギー多消費形の産業からホテル、病院等の民生用部門にも拡大されており、将来とも期待できるシステムである。吸収式については今後、新冷媒の開発によって0℃以下の温度領域も可能な吸収式ブラインチラーが実現し、吸収式による氷蓄熱空調、冷凍の利用も考えられる。

Heガスを作動流体とする外燃機関のヴィルミエサイクルヒートポンプ、スターリングエンジン駆動ヒートポンプも脱フロン省エネ、エネルギー多様化、低公害の空調システムとして鋭意実用化研究開発が行われている。性能面では実用化レベルに達したと言われるが、本格的な量産化にはコストパフォーマンス、コンパクト化、サービス保守体制など改良、整備すべきハードルも高いが21世紀までにははしかるべき座を得ていると思われる。

3. 冷熱技術のトレンドと課題

表3に冷熱技術分野とそのトレンド、課題をまとめた。この中から冷媒回路・制御、冷熱要素、電子化、快適性、鮮度

維持について取り上げて述べてみたい。

3.1 冷媒回路・制御

HCFC 22の使用量削減技術、さらに廃止に伴う代替冷媒導入の技術開発が当面の最大の課題となる。削減技術については冷媒回路の集中化、小内容積化による使用量の削減が考えられる。また、HCFC 冷媒は冷温熱発生専用の熱源機器に使用し、熱搬送は別系統とする分離方式も考えられる。

ヒートポンプ技術はインバータ (INV)、電子膨脹弁 (LEV) などを用いた容量制御、冷媒量のアクティブコントロール、センサの多用化、インジェクション回路等の高度化でサイクルと要素部品の一体化が進展するものと考えられる。また、ヒートポンプシステムはその機能が高度・多機能化し

て利用されることになろう。冷→暖→冷暖給湯、さらに除湿・加湿・乾燥・空気清浄が付加され、多機能化、複合化された高付加価値商品として実用化されよう。

3.2 冷熱要素

圧縮機は21世紀にかけて主役は回転形のロータリ、スクロール、スクリューとなろうが、往復動形のレシプロ圧縮機も生き残ると思われる。技術課題は HCFC 22代替冷媒対応の材料・潤滑油・寿命・信頼性・効率向上等の技術確立にあるが、HCFC 22を軸として完成されてきた冷凍空調技術だけに短期間でこれを成し遂げることは非常に厳しいと言わざるを得ない。

(1) 熱交換器技術

表 3. 冷熱技術のトレンドと課題

技術分野	技術トレンド	技術課題
冷媒回路・制御	サイクル・機器や制御の高度化(高精度・高信頼性・速応答化)と知識工学の適用へ。システムは多機能化・複合化。フロン問題とエネルギー動向への対応。機器は省スペース・省工事、静音化へ。	ヒートポンプ高度化・多機能化・複合化・適用拡大化を支えるシステム、制御、サイクル動特性技術と支援する知識工学など。(フロン、省エネは後述)
冷熱要素	新材料、新素子、新形式導入による小型化・高効率・静音化。地道な研究・開発の継続。	圧縮機(モータ含む)、熱交換器、流量制御素子、弁・配管系、送風機、気流解析、その他(冷媒ポンプ、補器類)
冷熱システム	インテリジェント化に対応し、機器間もネットワーク化。今後、異種機能間や社会システムとのネットワーク化も進展。人-社会-機器のネットワーク総合管理の展開。	システム総合ネットワーク化(システム構築の方法論・方式の確立) 伝送技術(高速化、映像化、標準化) 機器としての体系化(製品企画)
センシング	至適環境用→全自動用→感覚要素用センシング(温熱空気質)(人の検出)(人体情報検知) 鮮度維持など食品分野センサの発展 冷媒回路からシステム、ネットワーク化対応センサへ。	センサ開発(社外の活用、共同) センサ評価・応用技術
電子化	冷媒回路制御の電子化(知識工学などの適用による高度化)。今後メカトロ化も出現か。圧縮機制御の電子化(ベクトル制御)。 半導体技術(MOSFET、ASIC化)の進展	電子化 CAE など開発力強化技術 メカトロ技術やインタフェース 冷熱対応半導体
冷熱支援技術	単要素 CAE から要素統合化・最適化 CAE へ 故障診断、寿命予測の進展の方向 解析手段として知識工学の適用化(AI やファジーなど)	冷熱設計 CAE(単要素→回路→システム) 故障診断・寿命予測 知識工学などの応用技術
快適性	平均的快適性から個性的及びメンタルな快適性へ。安心できる健康環境へ。 快適性にかかわる環境要素は温熱気流、音、空気質→光・視環境、におい等も。	IAQ の評価技術と適用技術 ふく射空調など
鮮度維持	現在、温湿度・気流制御が主であるが十分な内容ではない。 特に除加湿を含めた低温多湿化の方向。 鮮度評価・検知などの支援技術が進展中。	温湿度気流制御(低温多湿無風化) 支援技術 検知・評価技術 食品保存ソフト技術
ヒューマンテクノロジー	従来は人から機器へ働きかけ→今後機器から人への働きかけ(人の在数、状態、欲求検知。機器が表現) このための音声・画像認識の発展へ。	機器・環境と人とのかわり技術 ソフト・評価、センシング・デバイス技術
エネルギー総合有効利用技術	地球環境に寄与する政策が推進中 省エネ技術(熱回収、自然・未利用エネルギー) 電力・熱の有効利用の促進。 蓄熱、コージェネレーション、地球冷暖房	熱回収、蓄熱、熱搬送技術 自然・未利用エネルギー活用技術 電力(光)・熱ベストミックス化
非フロン空調	特定フロン代替化が推進。 今後 HCFC(R22)の低減化から全廃(?)。 熱駆動・電気駆動非フロンヒートポンプの開発	非フロンの電気駆動ヒートポンプ及び熱駆動ヒートポンプの開発
開発評価	製品開発に当たって社会的影響も考慮の必要(廃棄、CO ₂ 放出) 製品評価: イニシャルコスト→左記+ランニングコスト→左記+社会コストへと移行。	開発評価指標の内容とその定量化

コンパクト熱交換器の技術に関しては高効率化、コンパクト化、コストパフォーマンス向上など徹底的に研究開発され、限界近くまで実用化されている。さらに、フィン形状、細管径化、偏平管、冷媒分配など地道に研究開発がなされ、単に高効率化だけでなく製造時のCO₂削減も考慮された材料選定や省エネ形の製造方式が研究開発されよう。

(2) 送風機技術

翼形状、ファンケーシングの最適化、新材料の適用などにより、更に低騒音化が追求される。CAE 設計支援ツールによって熱交換器-風路-送風機などの一体化設計が最適解を求めて行われることになろう。

3.3 電子化

冷凍空調技術にエレクトロニクスが導入され融合されることによって飛躍的に技術的發展が達成された。まず“グリーンサイン”の表示からスタートし、マイコン化、パワーエレクトロニクス化、システム化と進展し、これまで機械式では実用化が困難と思われていたもろもろの要求項目を一挙に解決してくれている。冷媒回路はLEV 制御→ホロニクス制御→PMV 制御→AI、ファジー制御と、高度化・インテリジェント化されてきている。圧縮機インバート制御もVVVF 制御→力率制御→ベクトル制御と高効率化が図られよう。

伝送、通信方式はパッケージエアコンの室内・外、リモコンの伝送方式に3マイコン2線式無極性方式が導入され本格的なエレクトロニクス化が始まるが、空調の監視と制御が可能なM-NET 方式、さらに光ファイバを採用した光通信バスリンクシステムが開発され、大規模ビル全体の空調システムの監視・制御を可能にしている。半導体技術の発展によって冷凍空調機器、システムはインテリジェント化、高効率化、利便性、予防保全、診断機能化に向けてますます機能拡大されよう。

3.4 快適性

温度・湿度・気流・空気の清浄度などは平均的なレベルに達していると考えられるが、今後はパーソナルな快適性を追求していくことになろう。IAQ(Indoor Air Quality)問題がクローズアップされているが、室内空気環境を戶外空気環

境、さらに自然空気環境(森林浴など)へ近づけることになろう。したがって、換気技術がますます重要視されることから省エネの点からも外気処理機能をもつロスナイ、フレッシュマスター等高機能化が要請されてくる。

3.5 鮮度維持技術

生活のゆとり、豊かさを反映してグルメ志向の食文化が求められる時代である。鮮度維持には温度制御、環境制御技術が必要となるが、温度制御技術として氷温などの温度制御、デフロスト中も温度一定、庫内温度分布均一化、また長期保存、品質保持のための低温貯蔵技術が課題である。環境制御技術として加湿、除湿も含めた湿度制御、特に低温多湿化の方向にあり、この面での研究開発、殺菌技術、圧力制御、雰囲気ガスのガス成分制御等の開発研究がなされなければならない。一方、鮮度の検知・評価技術が十分確立されておらず鮮度維持技術開発面にも支障を来しているため、まず評価基準の整備確立を急ぐ必要がある。

4. むすび

冷凍空調技術は地球環境、フロン規制等厳しく難しい問題を種々かかえているが、生活、生産活動のあらゆる分野にかかわっているだけに後退は許されない。地球にやさしい技術に改質して各分野から要求される環境状態を正確に作り出していかなければならない。冷凍空調技術は正に歴史的転換期にあると思われるが、英知を結集すればこの試練も克服できると確信している。

参考文献

- (1) 財団法人冷凍空調工業会・新分野部会：冷凍空調機器とCO₂問題、冷凍と空調、No.377, p.14 (1992-9)
- (2) 財団法人冷凍空調工業会・JAREP/TC 委員会：HCFC 22代替冷媒評価プログラム“JAREP program”について、冷凍と空調、No.377, p.19 (1992-9)
- (3) 川嶋 諭：氷蓄熱式エアコン、日経ビジネス、10月5日号, p.63 (1992)

ビル用マルチエアコン“水熱源二管式 冷暖同時マルチ WR 2 シリーズ”

倉地光教* 竹内一人**
林田徳明*
高田茂生*

1. ま え が き

冷凍空調の長い歴史において、昨今の市場の変遷、機器の進歩は特筆すべきものがある。特にビルの空調システムでは、ビルそのものの機能の進歩、中で働く人たちの業務形態の多様化、また、それに伴う空気調和機への要求の変化、都市部における地価の高騰と建築コストのアップ等を背景として、個別分散空調方式の採用が急速に増加してきた。

これは、従来のセントラル方式による空調方式では、

- 省スペース性が悪い(機械室が必要、テナントビルにおいてはレントラブル比のアップが難しく採算性が悪い。)
- 使用時間の自由度が低い(残業対応、24時間対応が難しく、ビルユーザーのニーズにこたえられない。)
- 設計変更の自由度が低い(間仕切りの変更、用途変更による負荷の変動に対応できない。)
- 空調管理に費用がかかる(計装費、人件費の増加)。

等の問題が生じてきたためであり、これらを解決する手段としてのパッケージエアコンを中心とする個別分散空調方式が、まず3,000 m²以下の中小ビルを対象として急速に伸長したのはよく知られるとおりである。その後、ビルのインテリジェント化、OA機器の一層の普及、情報の国際化・高速化に対応するための24時間運転、などの要求が高まる中、ビル空調にマッチしたパッケージエアコン、通称“ビル用マルチエアコン”の出現と進歩をみて、中・大型ビルへの個別分散空調方式採用が増加するに至った。これにより、非住居における空調熱源機の総トン数割合で、平成3年度にはパッケージエアコンの比率が全体の81%を占め、そのうちビル用マルチエアコンは約9%を占めるまでになった。

一方、大気汚染の影響による冷却水質悪化等の社会的背景や、パッケージエアコン本来の個別運転制御性の向上要求から、パッケージエアコンの方式は1973年(第一次オイルショック)を境に急速に空冷化が進み、1990年には空冷化率95%を超えるに至った。ビル空調のホープとされるビル用マルチエアコンも、システムのほとんどが空冷の室外機をもつ“空冷スプリットタイプ”である。これらのシステムは上記のような昨今のビル空調ニーズにマッチしたシステムであり、今後もビル空調方式として重要な役割を果たすものと思うが、反面以下のような空冷システム特有の問題点もある。

- 室外機の設置スペースが大きい。
- 室外機の設置に際しては、ショートサイクル問題等の排

熱処理を解決しなくてはならない。

- 室外機の騒音問題が起きやすい。
- 外気条件による能力、入力の変動が大きい。
- 冷媒配管が長くなりやすく能力のダウンが大きくなる。
また、冷媒封入量が多くなる。
- 暖房運転時にデフロスト運転による能力低下が起きるため、寒冷地区での能力不足が懸念される。
- 塩害地区等の特殊環境下では室外機の寿命が短くなる。
- 従来の水式セントラル空調方式のリニューアルに対応しにくい(冷媒配管シャフト面積の増加)。
- 同一冷媒系統内での熱回収可能なものはあるが、ビル全体としての熱回収が困難である。

これらの問題点から、現在のビル用マルチエアコンは、その個別制御性において圧倒的優位にありながら、大型ビルや特殊環境下においては従来のセントラル空調方式に取り替わる存在となりにくい面があるといえる。

このような空冷式ビル用マルチエアコンの問題点を解決し、そのメリットを最大限に生かしながら、空調システムとしての環境適合性を高めることができる新空調システムとして、このたび“水熱源二管式冷暖同時マルチエアコンWR2システム”を開発したので、その仕様、特長、システム例について述べる。

2. 開発の背景と新システムのねらい

このシステムを開発するに当たり、開発の背景を以下のように整理し、システムとしてのねらいを明確にし、方式、仕様等を決定した。

(1) 地球環境保護を背景として

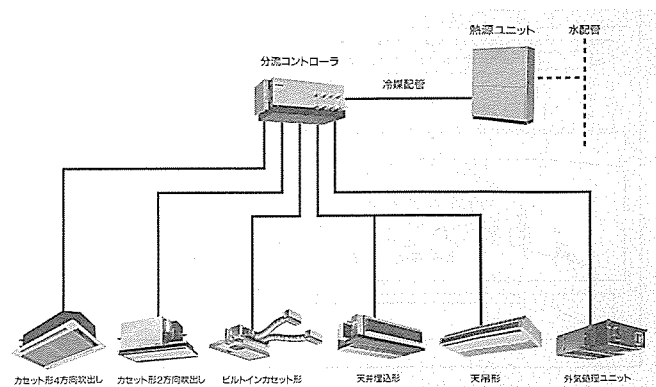


図1. WR2システム構成

- オゾン層破壊防止のため、省フロンシステムを指向する。
- 地球温暖化防止の観点から、省エネルギーシステムを指向する。その手段として個別分散空調・低入力システム・熱回収システムの完成を目指す。

(2) エネルギー問題を背景として

- 空調電力の低減をねらいとして、低入力システムの開発、蓄熱運転システムへの応用展開を指向する。
- 熱源の多様化をねらいとして、未利用熱源、低レベル熱源からの熱回収システムへの応用展開を指向する。

(3) 昨今のビル空調市場ニーズを背景として

- ビルの高層化に対応するため、縦シャフトの冷媒配管レス、屋外設置スペースの削減により外風影響を考えないでよい各階処理型システムの指向。
- 個別分散化の要求にこたえるため、室内機単位の個別運転型マルチエアコンとする。
- 水式セントラル空調方式のリニューアル対応を容易とするため、水熱源のシステムとする。
- ビルのインテリジェント化、OA化に対応して、室内への冷却水横引きをしない。
- 寒冷地ビルでの採用を容易にするため、水熱源システム

により暖房能力の安定化を図る。

- 冷暖房同時発生ニーズにこたえるため、冷暖房同時運転型のマルチエアコンとする。

以上のような開発の背景にマッチし、市場要求を満足し、セントラル空調方式に取り替わる個別分散空調方式として、水冷スプリット方式の二管式冷暖房同時型マルチエアコン WR2シリーズ(以下“WR2シリーズ”という。)を開発した。

3. システムの概要と構成ユニット

以下に WR2シリーズの製品概要を述べる。WR2シリーズは図1、図2に示すように熱源機、分流コントローラ、室内機によって構成される。熱源機は通常各階に設置され、1台の熱源機には最大10台の室内機を熱源機能力の50～150%まで、1台の分流コントローラを経由して接続できる。各ユニットは通常のパッケージエアコンと同様2本の冷媒配管で接続され、各々の室内機は個別の運転停止のみならず冷・暖房運転の選択も自在にできる。熱源機にはクーリングタワー、加熱機等から構成される熱源水回路(現地で別途準備)が接続され、空調システムとして完成される。

(1) 熱源機

熱源機は、内部に圧縮機、油分離器、アキュムレータ、冷暖房同時運転を可能にする冷媒制御回路と機器及びそれらをコントロールするインバータ制御ユニットを内蔵している。また、熱源水と冷媒の熱交換をする水/冷媒熱交換器を内蔵しており、冷房モードでは凝縮器として熱源水に熱を放出し、暖房モードでは蒸発器として熱源水から熱を汲み上げる。また、インバータの排熱による熱源機内や熱源機置き場の温度上昇防止のため、排熱処理用冷却器も内蔵している。熱源機本体はこれらの機器

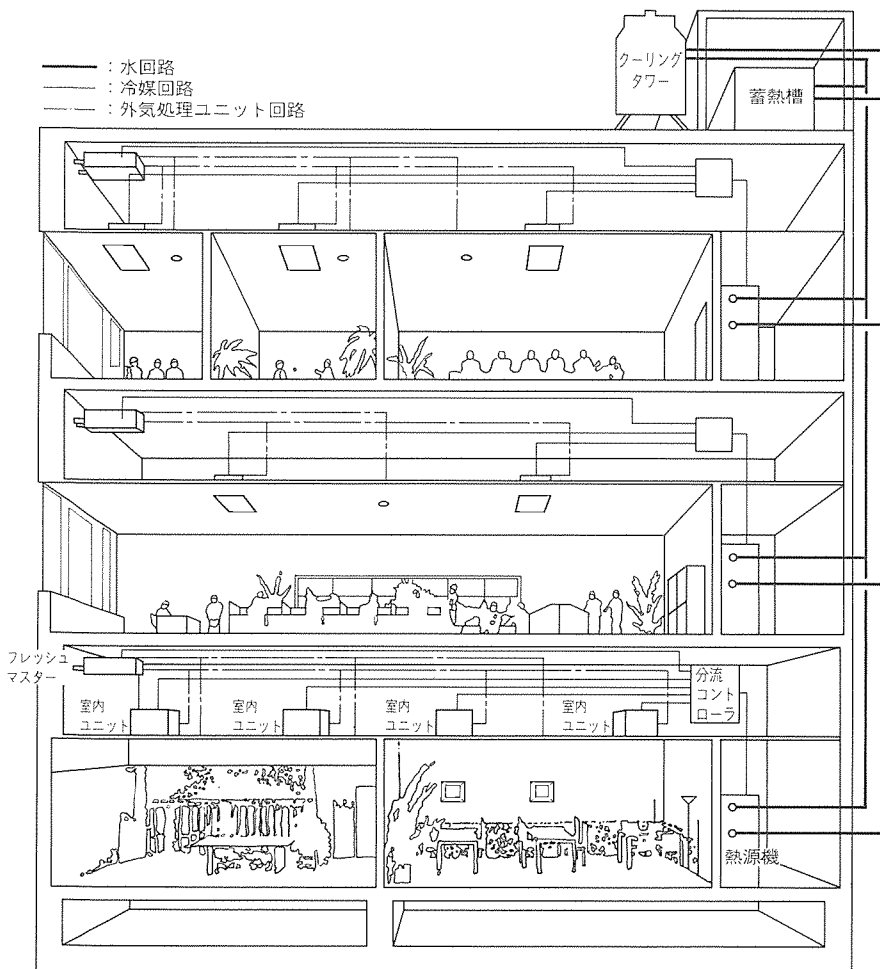


図2. WR2システム全体図

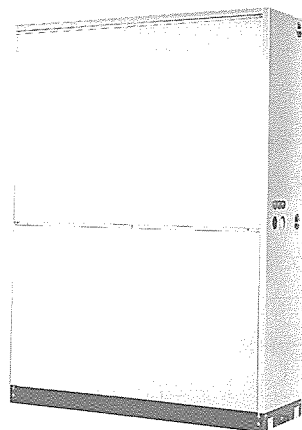


図3. 熱源機外観

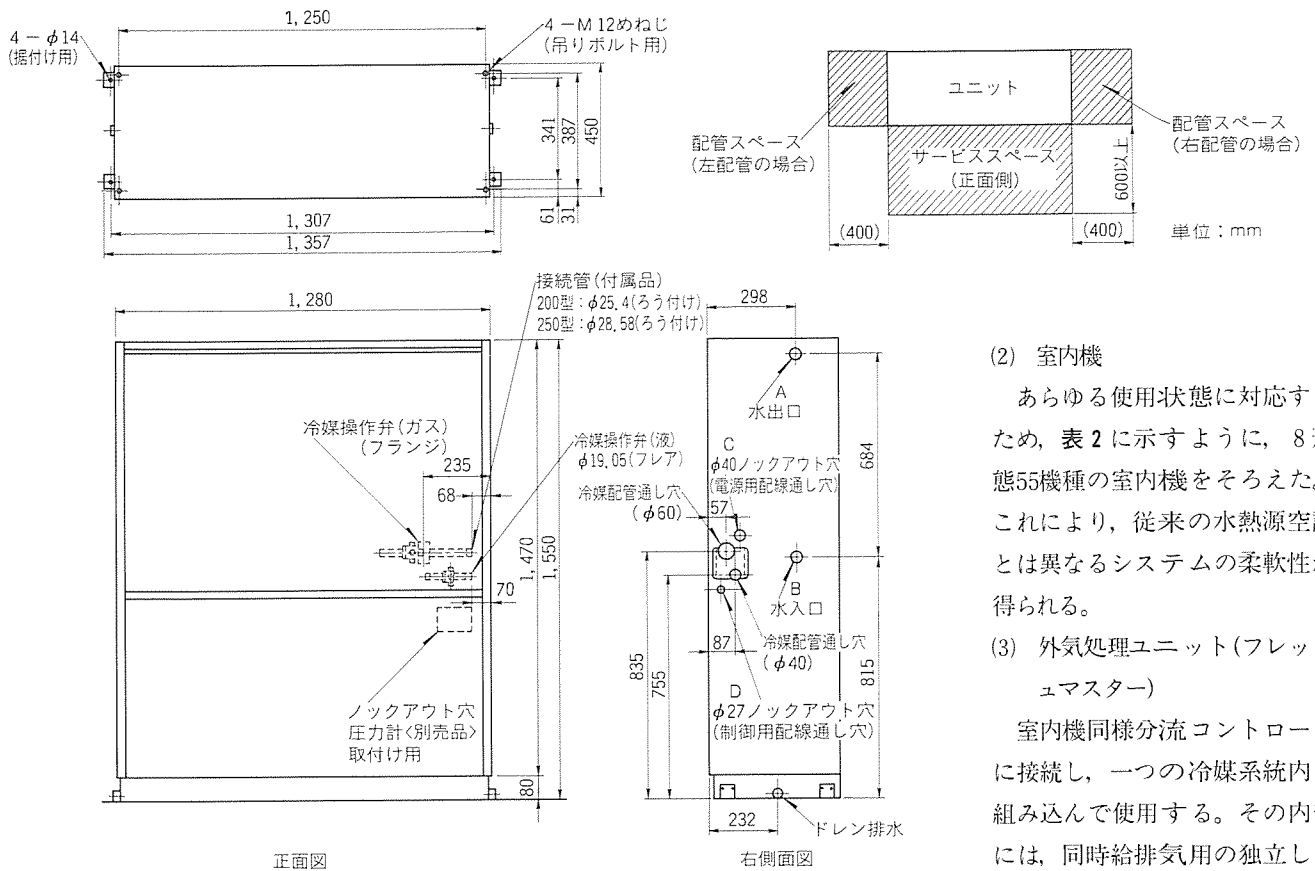


図4．熱源機外形図

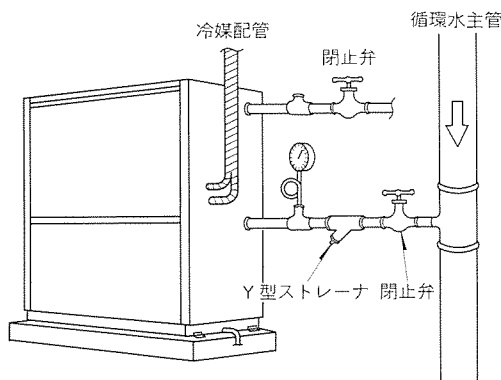


図5．熱源機の設置例

をコンパクトに内蔵し、図3に示すように床置きタイプとした。そのディメンションは図4に示すように縦置き薄型とし、主に冷却水縦配管シャフトスペースのように、奥行き1m前後の狭い場所に、メンテナンススペースを確保しながら設置できるようにした。図5に熱源機の設置イメージを示す。このように冷却水縦配管のすぐ横に熱源機を設置することにより、冷却水の横引きや室内への持ち込みを防止することができ、省工事となるだけでなく、冷却水の居室内への水漏れの危険性を最小限にすることができる。

熱源機は23.3kW(8HP相当品)、29.1kW(10HP相当品)の2機種をそろえた。表1にその製品仕様を示す。

(2) 室内機

あらゆる使用状態に対応するため、表2に示すように、8形態55機種の室内機をそろえた。これにより、従来の水熱源空調とは異なるシステムの柔軟性が得られる。

(3) 外気処理ユニット(フレッシュマスター)

室内機同様分流コントローラに接続し、一つの冷媒系統内に組み込んで使用する。その内部には、同時給排気用の独立した送風機、全熱交換機、高性能フィルター、熱交換器、透湿膜式加湿器を搭載し、各々は換気、

熱回収、外気の除じん(塵)、外気負荷の熱処理、加湿の機能をもっている。この外気処理ユニットをシステムに組み込むことにより、個別分散空調システムでありながらビル管理法規制値をクリアできる高品質空調が達成できた。また、この外気処理ユニットにはバイパスダンパを標準装備して、中間期や低外気冷房時の普通換気も可能にした(ダンパの制御は全自動)。機種バリエーションは500m³/h、800m³/h、1,000m³/hの3機種があり、標準ユニットは天井吊り下げ型であるが、床置き型も受注生産可能とした。

(4) 分流コントローラ

分流コントローラは二管式冷暖同時運転を可能とするWR2冷媒回路の中核部に当たり、内部には気液分離器、サブクール熱交換器、流量制御弁、多数の切替え弁等の重要部品が組み込まれている。熱源機から送られた冷媒は分流コントローラを経て複数の室内機へ、その冷・暖房のモードに応じて分配される。接続する室内機の台数に対応して分岐口の数を選択するため、4、5、6、8、10分岐の5機種を用意した。表3にその製品仕様、図6にその外観を示す。

なお、室内機、外気処理ユニット(フレッシュマスター)、分流コントローラの各々は既に発売中の空冷二管式冷暖同時マルチエアコンR2シリーズとの機種共通化を図った。

4. WR2冷媒回路とシステムの動作

WR2シリーズの冷媒回路とシステムの動作は、基本的には既に発売中の空冷二管式冷暖同時マルチエアコン R2シリーズと同じであり、その内容は既に詳細に発表⁽¹⁾されているため、ここでは冷暖房混在運転時の熱回収動作についてのみ簡単に述べる。

図7は冷房主体運転時の冷媒の流れを示す簡単なWR2冷媒回路である。これにより冷房主体運転時の動作につき説明する。

圧縮機から吐出された高温高压のガス冷媒は、油分離機、四方弁を通過して水／冷媒熱交換器に流入する。水／冷媒熱交換器は複数のパスに分けられた全銅製の二重管熱交換器で、その熱交換能力を制御するために各々のパスの冷媒回路が電磁弁によって開閉できるようになっている。ここで高温高压のガス冷媒は熱交換器の水側回路を流れる冷却水にその熱の一部を放出し、一部が凝縮した高压の気液二相冷媒となり、逆止弁、高压管を経て分流コントローラに入る。

分流コントローラに入った気液二相冷媒は、気液分離器でガス冷媒と液冷媒に分離される。分離した高压ガス冷媒は、切替え弁によって高压ガス回路側に接続された室内機に流入し、室内機の熱交換器によって室内に凝縮熱の放熱(すなわち暖房作用)

を行い、高压液冷媒となって分流コントローラへ戻る。一方、気液分離器で分離された高压液冷媒は、数段階のサブクール熱交換器によって過冷却状態となり冷房運転の室内機に流入し、膨脹弁で減圧された後、熱交換器で室内から蒸発潜熱を吸収(すなわち冷房作用)し、低压のガス冷媒となって、切替え弁によってつながった低压冷媒管を通り熱源機に戻る。

上記の運転において、暖房運転の室内機から分流コントローラに戻った液冷媒は気液分離器で分離された液冷媒に合流し、再び冷房運転に使用されるため、冷媒系統内を循環する冷媒量は冷房に利用されるだけの冷媒循環量となる。すなわち、この冷媒回路において暖房運転時の室内熱交換器は熱源機の水／冷媒熱交換器と同じ作用(放熱)であり、その補助的役割を果たしながら室内の暖房を行い、それによって得られた液冷媒で冷房運転を実施するというものである。また、冷媒回路的には冷房運転で冷媒に得られた室内の熱の一部を暖房運転に利用するという熱回収作用を行っていることになる。

表1. 熱源機の仕様

項 目		形 名	PQRY-200 M-A	PQRY-250 M-A
接続可能室内ユニット		形 番	20形～125形	
		台 数	2～10台	
電 源			三相200 V 50/60 Hz	
冷 房 能 力		kW (kcal /h)	23.3 (20,000)	29.1 (25,000)
暖 房 能 力		kW (kcal /h)	26 (22,400)	32.6 (28,000)
電気特性	消 費 電 力 (kW)	冷 房	8.2	10.8
		暖 房	7.2	8.8
	電 流 (A)	冷 房	25.9	34.6
		暖 房	23.0	28.2
	力 率 (%)	冷 房	91.4	90.1
		暖 房	90.4	90.1
始 動 電 流 (A)			25	
外 装			溶融亜鉛めっき銅板	
外形寸法	高 さ	mm	1,550	
	幅	mm	1,280	
	奥 行 き	mm	450	
水側熱 形 式			二重管式	
交換器 保 有 水 量		ℓ	8	10
圧縮機	形式×台数		全密閉×1	
	始 動 方 式		直入	
	電動機出力	kW	5.5	7.5
	電熱器<クランクケース>	W	50	
熱源水	水 量	m ³ /h	3.88	4.93
	水 頭 損 失	kPa (mAq)	7.8 (0.8)	8.8 (0.9)
保護装置	高压圧力開閉器	MPa (kg /cm ²)	2.94 (30)	
	圧縮機保護		過電流保護／温度開閉器	
	インバータ回路		直流母線電流保護／温度開閉器	
	水側熱交換器		凍結防止サーモ	
冷媒配管寸法 ガス／液		mm	25.4/19.05	28.58/19.05
冷却水出入口		mm	11/ 2 <40>	
騒 音 値			53	54
製品質量／運転質量		kg	260/268	280/290

ここで、システムの能力は冷・暖房能力の合計で得られ、システムの入力(冷房運転のみに必要な圧縮機入力+室内機の入力)となり、エネルギー利用率は従来の冷暖切替え型のマルチエアコンに比較して大幅に向上することになる。

各冷媒系統内におけるエネルギーの利用率は、冷房ユニットと暖房ユニットの能力のバランスがとれたとき、すなわち熱源水からの熱交換量が0になったときが最も良くなるのはいうまでもないが、実際の運転では各熱源ユニットで冷房主体となったり、暖房主体となったりのアアンバランスが生じるのが普通である。WR2シリーズはこの系統間に生じた冷・暖房のアアンバランスも系統同士をつなぐ熱源水によって熱回収することができ、このダブル熱回収効果によって従来にない高効率な省エネルギー運転を実現できる。

5. システムの特長

次にWR2シリーズの特長について述べる。

(1) 優れた個別運転制御性

水熱源空調システムであるにもかかわらず、各室内機単位での個別運転が可能。当社独自の WR2 冷媒回路により、各室内機別に冷・暖房運転が自由に選択できる。また、外気処理ユニットをシステムの中に組み込むことにより、個別分散空調でありながらビル管理法規制値をクリアできる高品質空調システムが構築できる。

(2) 省エネルギーシステム

WR2 シリーズは、同一冷媒系統内での冷・暖房同時運転

によるダイレクトな熱回収と、熱源ユニット間における熱源水を通じての熱回収を同時に実施。このダブル熱回収システムによって高い省エネルギー性を実現できる。また、熱源水を通じて、他の排熱源からの熱回収システムも構築でき、ビルトータルでの省エネルギーも実現できる。

水熱源パッケージエアコンであるため、運転が安定しており低入力省エネ型システムである。

(3) 高信頼性

従来の水熱源システムと違い、室内側に高圧の熱源水を持

表 2. 室内機・外気処理ユニット機種一覧

容 量 (IP 相当品)	天吊りカセット形		ビルトイン カセット形	天井 埋込み形	天吊り形	壁掛け形	床置き形		外気処理 ユニット
	4 方向吹出し	2 方向吹出し					露出タイプ	埋込みタイプ	
2.3 kW (0.8)	—	PLRY- 20 HMD-A 2	PDRY- 20 M-A 2	—	—	PKRY- 20 M-A 2	PFRY- 25 MLE-A 2	PFRY- 25 MLR-A 2	—
2.9 kW (1)	—	25 HMD-A 2	25 M-A 2	—	—	25 M-A 2	—	—	—
3.7 kW (1.25)	PLRY- 32 FM-A 2	32 HMD-A 2	32 M-A 2	—	—	32 M-A 2	32 MLE-A 2	32 MLR-A 2	GUR- 500 HD-A 2
4.7 kW (1.6)	40 FM-A 2	40 HMD-A 2	40 M-A 2	PERY- 40 M-A 2	PCRY- 40 M-A 2	40 M-A 2	40 MLE-A 2	40 MLR-A 2	—
5.8 kW (2)	50 FM-A 2	50 HMD-A 2	50 M-A 2	50 M-A 2	50 M-A 2	—	50 MLE-A 2	50 MLR-A 2	800 HD-A 2
7.3 kW (2.5)	63 FM-A 2	63 HMD-A 2	63 M-A 2	63 M-A 2	63 M-A 2	—	63 MLE-A 2	63 MLR-A 2	1000 HD-A 2
8.3 kW (3)	71 FM-A 2	71 HMD-A 2	71 M-A 2	—	71 M-A 2	—	—	—	—
9.3 kW (3.2)	80 FM-A 2	80 HMD-A 2	80 M-A 2	80 M-A 2	80 M-A 2	—	—	—	—
11.6 kW (4)	100 FM-A 2	100 HMD-A 2	100 M-A 2	100 M-A 2	100 M-A 2	—	—	—	—
14.5 kW (5)	125 FM-A 2	125 HMD-A 2	125 M-A 2	125 M-A 2	125 M-A 2	—	—	125 MR-A 2	—

表 3. 分流通ローラの仕様

形 名		CMB-104 A	CMB-105 A	CMB-106 A	CMB-108 A	CMB-1010 A	
分 岐 口 数		4	5	6	8	10	
電 源		単相200 V 50／60 Hz					
消 費 電 力 (kW)		0.13	0.16	0.19	0.25	0.3	
電 流 (A)		0.65	0.8	0.95	1.25	1.5	
外 装		溶融亜鉛めっき鋼板(下部ドレンパン塗装, N1.5)					
接続可能熱源機		PURY-200 M-A , 250 M-A , PQRV-200 M-A , 250 M-A					
1 分岐当たり接続可能室内機容量		80形以下 ● 1 回路当たりの室内機容量合計が81以上の場合は合流管<別売>を使用して 2 口を合流。 ● 32形以下の室内機を接続の場合はレデューサ<付属品>使用。					
外形寸法 (mm)		高 さ	346				
		幅	800＋130(制御箱)	885＋130	970＋130	1,140＋130	1,310＋130
		奥 行 き	495(625…配管部含む)				
接続配管	室 外 機 側	高 圧 管	フランジ付き短銅管 φ25.4(200形接続時), φ28.58(250形接続時)ろう付け接続				
		低 圧 管	φ19.05フレア接続				
	室 内 機 側	液 配 管	φ9.52(レデューサ<付属品>使用時 φ6.35, 合流管<別売品>使用時 φ12.7) フレア接続				
		ガ ス 配 管	φ15.88(レデューサ<付属品>使用時 φ12.7, 合流管<別売品>使用時 φ19.05) フレア接続				
ドレン配管		VP 20					
質 量 (kg)		51	55	59	67	75	

ち込む必要がないため、室内への水漏れの危険性がほとんどなく、OA 機器を始めとする先端機器を多用するオフィス等でも安心して使用できる。また、水／冷媒熱交換器は接水部にすべて銅又は銅合金を使用し、高い耐腐食性をもっている。

(4) 幅広いシステム適合性

WR2 シリーズは熱原水を縦配管とすることにより、長い配管長や高低差を必要とする高層ビルへの設置を容易にしたほか、安定した暖房能力が要求される寒冷地ビルへの採用、室外機の排熱処理が難しい地下街への対応、塩害地区など外気環境が厳しいところ等への対応を容易にした。

更に水冷方式の特性を生かし、リニューアルニーズの高い水方式セントラルからのシステム改善に既存の冷却水縦配管を流用できるなど、幅広いシステム適合性をもっている。

(5) システム設計の容易な熱源機

熱源機はシステム設計の便宜を図るため様々なメリットを付加している。

- 低水量型のユニットでしかも水頭損失が小さいため、循環水ポンプの動力低減ができ、省エネシステムが組める。
- 機種による水頭損失が平準化されているため、リバースリターン配管との併用で流量調整弁が不要となる。
- 縦置き薄型で一方方向メンテナンスの熱源機形態となって

いるため、パイプシャフト等の狭い場所に設置できる。

- インバータ排熱処理用熱交換器を搭載しているため、熱源機を設置した場所の温度上昇がほとんどない。

6. システム例

WR2 シリーズを利用したビル空調システムは様々なものが考えられるが、地下蓄熱槽に暖房用熱源を蓄熱するシステム例を図 8 に示す。熱源機は各階の居室外(図はパイプシャフトをイメージ)に設置され、分流コントローラ、室内機が居室内に設置される。各ユニットは冷媒配管で接続され、各室内機はリモートコントローラ等によって自由に運転／停止、冷・暖房運転を選択することができる。ビル内には熱原水の縦配管を通り、配管の間近に設置された熱源機に短い横引き配管で接続されている。配管はリバースリターン方式となっており、各階での水頭損失を平準化するように配慮されている。

冷房運転時の熱原水の放熱は、ランニングコストや水質管理の面から密閉式のクーリングタワーを屋上に設置する方法を採る。暖房運転時は熱原水に熱を与える必要があるが、このシステム例は暖房熱源の取り方に特長がある。ビルの建設では耐震構造上の必要性や地下ゆう(湧)水対策のため、基礎(梁)の底面に合わせて耐圧スラブを設けることが多く、地下の最下部に空間ができる。ここは一部が排水槽や湧水槽に使われる以外は大部分が空いている。そこで、この二重中空スラブ内を利用すればビルの有効面積を減らすことなく経済的に蓄熱槽を設けることができる。この例のシステムでは補助熱源によって上記蓄熱槽に蓄えられた熱を、必要に応じて熱交換器を介して利用するシステムとしている。この熱交換器はビル内の循環水を密閉回路として、循環水ポンプにビルの高低差によるヘッド差を掛けないためのものである。

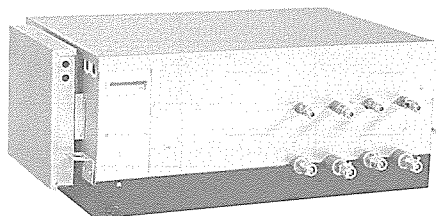


図 6. 分流コントローラ外観

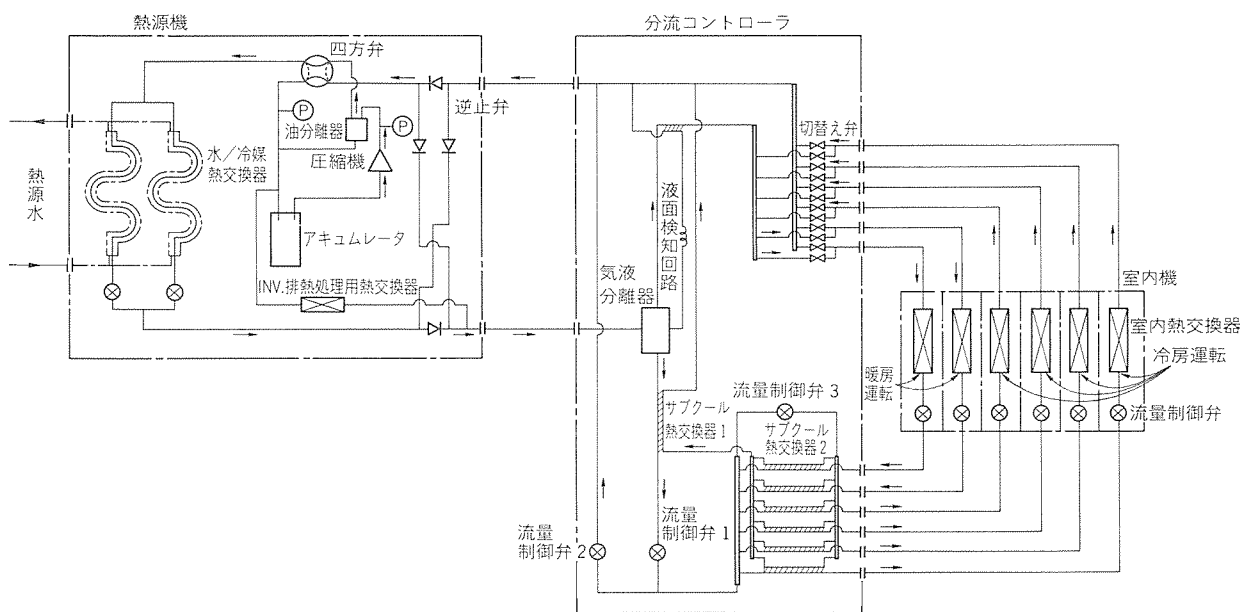


図 7. WR2 冷媒回路(冷房主体運転時)

一般的に、蓄熱槽と言うセントラル方式の冷温水蓄熱を想像するが、この方式は冷房時(夏期)は7℃の冷水、暖房時(冬期)は45℃の温水を蓄え、しかも、その冷・温水を直接冷・暖房に使用するため放熱ロスが大きく、全体での蓄熱効率が60%前後といわれている。また、有効温度差も5℃程度でありビル全体の空調負荷を賄うには相当に大きな蓄熱槽を作らなければならない。また、外部との温度差による結露等を防止するためにも高性能な断熱処理、防水処理が必要になる。

この例のシステムにおける蓄熱槽は、暖房用蓄熱として30℃程度の温水を蓄えておけば、水熱源ヒートポンプ WR 2 シリーズの作用により、熱源機の入り口水温が15℃に低下するまで熱を汲み上げることができる。つまり有効温度差が大きくとれ蓄熱槽の大きさを小さくできる。また、外部との温度差が小さいため放熱ロスもほとんどなく高い蓄熱効率が得られる。

補助熱源としては様々な熱が考えられる。ビル内に利用可能な排熱がある場合にはそれらを有効利用することも可能である。地域によっては D.H.C 熱源の利用も可能であろう。他熱源が得られない場合にはボイラ等の加熱機を使用することになる。この例ではイニシャルコストが小さく、管理が簡単な電気ヒータの利用を例としてみる。

電気ヒータに対しては一般的にイニシャルコストは安いがランニングコストが高いという印象があり、電気を利用した暖房はエネルギー利用効率の高いヒートポンプ方式を利用するのが一般的である。しかし、この例のように蓄熱併用の場合は少し事情が異なる。

電力各社は昼間の電力を夜間にシフトするため、需要家に対し様々な夜間電力割引サービスを実施している。業務用蓄熱調整契約の夜間割引料金によるサービス(以下“業蓄”という。)もその一つである。業蓄による割引は地域によって若干の差があるが概して67%前後である。つまり夜間は昼間のほ

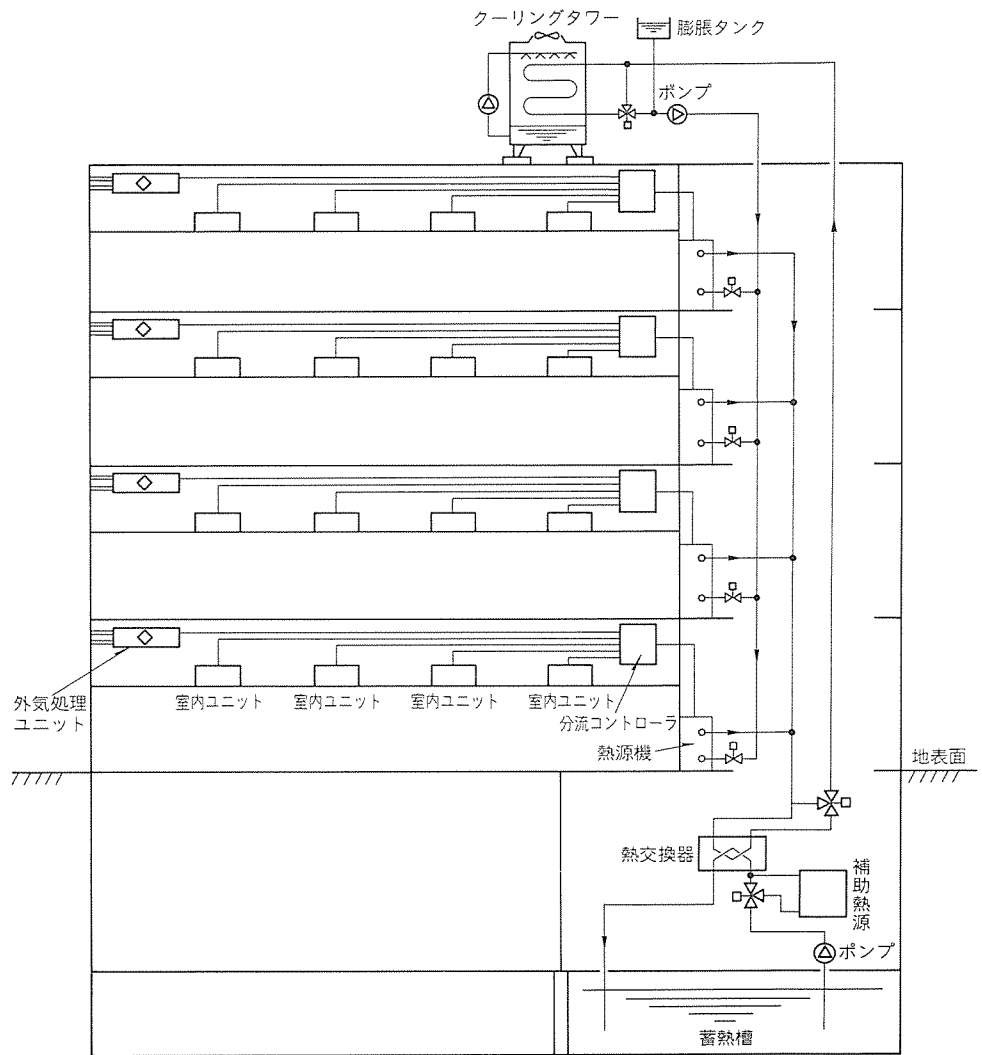


図 8 . WR 2 シリーズ応用システム例

ぼ 1 / 3 の電気代(従量料金)で運転でき、ランニングコストを抑えることができる。この業蓄適用時間帯内に電気ヒータ稼働し、蓄熱槽に熱を蓄えておき昼間の暖房熱源として利用する。

実例により蓄熱槽容量、補助熱源容量の概算を行う。図 9 は空調面積20,000 m²程度の一般事務所ビルにおける時刻別空調負荷を想定したものである。図において冷房負荷の合計(□印の合計)は17,885 Mcal / 日(≒74,867 MJ / 日)となる。暖房負荷の合計(+印の合計)は6,790 Mcal / 日となる。暖房負荷から圧縮機の入力分を差し引いた暖房熱源合計(◇印の合計)は4,600 Mcal / 日となり、これが必要蓄熱量となる。つまり昼間の暖房熱源を賄う夜間蓄熱量合計(△合計)は、同量の4,600 Mcal / 日となる。

この熱量を蓄えるための蓄熱槽容量を計算する。水 1 m³ 当たり 15 Mcal (Δ T = 15℃) の蓄熱量とし、蓄熱効率を 85% とすると、

$$\begin{aligned} \text{蓄熱槽容量} &= 4,600 \text{ Mcal} \\ &\div 15 \text{ Mcal} \div 0.85 = 361 \text{ m}^3 \dots\dots\dots(1) \end{aligned}$$

これは、蓄熱槽の深さを 1.8 m とした場合約 14.2 m × 14.2

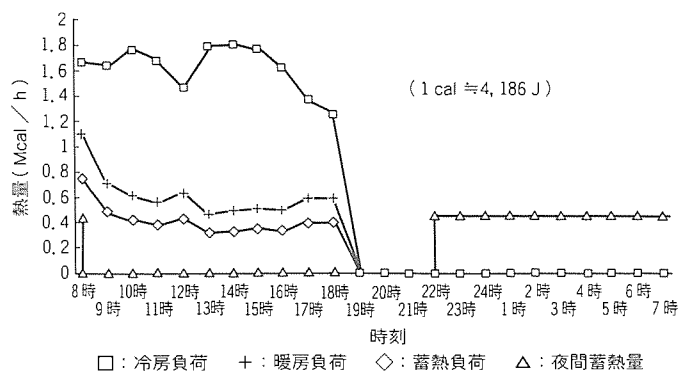
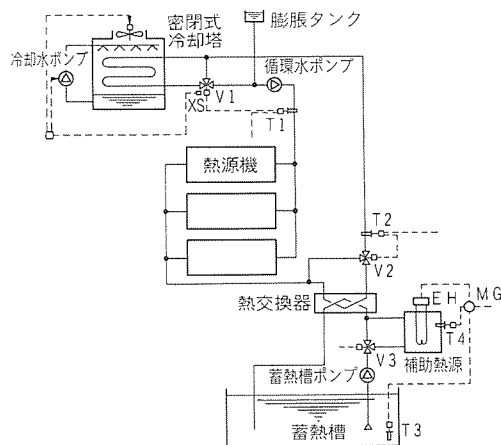


図9. 時刻別空調負荷(夏期・冬期)



T1～T4：サーモスタット XS：補助スイッチ
V1～V2：比例式電動三方弁 MG：電磁閉閉器
V3：電動三方弁 EH：電気ヒータ

図10. 熱源水温度制御

mの大きさに過ぎない。

次に補助熱源容量を求める。電気ヒータの運転時間を10時間とすると、下記容量となる。

$$\begin{aligned} \text{電気ヒータ容量} &= 4,600 \text{ Mcal} \div 10 \text{ h} \\ &\div 0.86 \text{ Mcal/kW} = 535 \text{ kW} \cdots (2) \end{aligned}$$

次に夜間割引後の電力量料金を4.43円/kWhとし、電気ヒータ稼働による従量料金を計算する。

$$\begin{aligned} \text{従量料金} &= 535 \text{ kW} \times 10 \text{ h} \times 4.43 \text{ 円/kWh} \\ &= 23,700 \text{ 円/日} \cdots (3) \end{aligned}$$

以上のように蓄熱槽容量、ヒータ容量ともに実現可能な規模と推定される。また、この例は冬期の最大負荷日(休日の翌日等)の負荷を想定した場合で、冷房運転からの排熱回収を全く考慮していないが、実際の運転においては冷・暖同時運転による熱回収効果や、前日の冷房排熱を蓄熱槽に蓄えて利用する等も期待できる。そのため上記の補助入力は極めて小さくなることが予想される。

7. 空調システムの制御

WR2シリーズを使用した空調システムの制御は、熱源水の温度制御と、ユニットの運転制御に分けることができる。

(1) 熱源水の温度制御

WR2シリーズを効率良く運転するには、熱源水の温度制御が必要になる。WR2の熱源水温度は、15～45℃の範囲であれば、冷・暖房どちらでも運転可能だが、機器の寿命、消費電力、能力等を考慮した場合、冷房運転32℃前後、暖房運転20℃前後の熱源水温度が推奨される。図10に6章で説明したシステム例の熱源水温度制御概念図を示す。

熱源水温度は、夏期はT1、冬期はT2により検出し、夏期はV1、冬期はV2が開閉され制御される。夏期において、T1の設定温度(32℃前後)より水温が上昇すると、V1のバイパスポートが開となり熱源水温を下げる。冬期は、水温が低下するとT2(20℃前後)の指令によってV2が開となり熱源水温を上昇させる。蓄熱槽内の水は、夜間にタイマによってV3が開となり補助熱源によって加熱される。

補助熱源の電気ヒータは、T3及びタイマによって制御される。冬期昼間、冷房負荷によって熱源水の温度が上昇した場合、蓄熱槽ポンプを運転して蓄熱槽に蓄熱される。これは夜間の補助熱源の入力軽減になる。密閉式冷却等のファン及びポンプの発停制御はV1の補助スイッチXSの指令により、軽負荷時はファンのみ、最大負荷時はファン及びポンプ運転の段階制御を行い、水温制御と動力の節約を図る。

(2) 空調機の運転制御

WR2システムの運転制御は無極性2線式シリアル伝送方式を採用しており、簡単な配線工事で高度な運転制御が得られる。また、集中制御、監視のために、空調システムの規模に合わせた自立型ビル空調管理システムやビル管理システム接続用インタフェースが“MELANS”として準備されており、これらと組み合わせてコストパフォーマンスの高い制御システムが構築できる。これらの詳細については“三菱電機ビル管理システム”の資料を参照されたい。

8. むすび

以上、今回開発したWR2シリーズについて、その仕様、特長、及びシステム例について述べた。熱源を多方面に求めることができる水熱源システムは、多様化する空調市場において様々なシステムに適應できるものである。

ビル空調市場は、今後とも伸長が期待される市場であり、そのニーズにこたえるよう一層の開発努力を重ねていく所存である。

参考文献

- (1) 中村 節, 谷 秀一, 河西智彦, 高田茂生: ビル用マルチエアコン2管式冷暖同時マルチR2シリーズ, 三菱電機技報, 65, No.5, 411～417 (1991)

大型ビル用マルチエアコン “シティマルチ BIG Y シリーズ”

谷 秀一* 吉川信浩**
杉野雅彦*
河西智彦*

1. ま え が き

近年、ビルの空気調和システムとして、ビル用マルチエアコンに代表されるパッケージエアコンを使用した個別分散方式が急成長している。これは、従来のセントラル方式による空気調和システムでは対応できなかった省エネルギー性、個別空調性、省スペース性(床利用効率、レントラブル比の向上)を、ビル用マルチエアコンによる個別分散方式が可能にしたためである。また、ビルの機能面から見ると、テナントビルを中心にインテリジェント化が進み、OA 機器の一層の普及、又は情報のグローバル化に対応するために、ビルの設備に対する24時間運転、危険分散等のニーズが定着化しており、このため個別分散方式がより大きなビルにおいても増加している。

このような個別分散方式に対し、ユーザーから快適性のみならず、大規模ゾーンへの対応、省工事、省配管、省スペースが一層要求されてきている。これにこたえるビル用マルチエアコンシステムとして、大規模ゾーンだけでなく小規模ゾーンへの対応を可能にしたフレキシブルな大型ビル用マルチエアコン“シティマルチ BIG Y シリーズ”(以下“BIG Y シリーズ”という。)を開発したので、その仕様及び特長について述べる。

2. 開発のねらい

最近の空気調和システムに対するニーズである以下の点を開発のポイントとした。

- (1) レントラブルスペースを拡大するための省スペースシステム

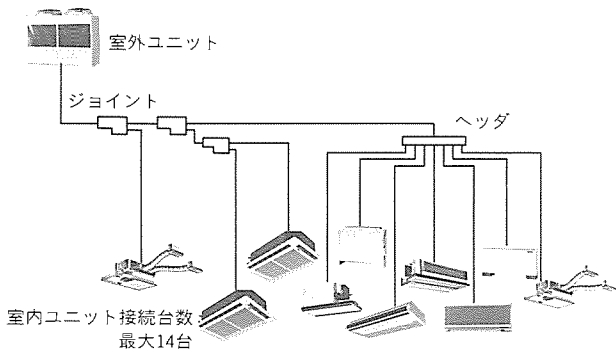


図1. 機器構成

- (2) 労働力不足に対応する省工事システム
(3) 大小様々な空調空間に対応するフレキシブル性
(4) インテリジェント化、OA 化に対する年間冷房の要求
さらに、使用されるビル全体の空調面積の大規模化に伴い、個別分散方式としても大容量の熱源機があれば負荷平準化が図れ、ビル全体の熱源機容量合計の低減が可能になり、省工事、省配管、省スペースにつながる。

このようにこのBIG Y シリーズは、従来のビル用マルチエアコンが採用されていた小間仕切りの空間が多い事務所ビルだけでなく、大型店舗など大小様々な空調空間が存在するビルなど、あらゆるビルに最適なシステムとして開発した。

3. 製品概要

以下にBIG Y シリーズの製品概要を述べる。BIG Y シリーズの機器構成を図1に、室外機の製品仕様を表1、室内機及び外気処理ユニットの機種一覧を表2に示す。

BIG Y シリーズは、室外機、室内機、及び外気処理ユニットから構成されている。1 台の室外機に最大14台の室内機

表1. 室外機製品仕様

形 式		PUHY-400M-A	PUHY-500M-A
項 目			
電 源		三相200 V, 50/60 Hz	
冷房能力 (kW)		46.5	58.1
暖房能力 (kW)		52.3	65.1
圧 縮 機	形式×台数	全密閉スクロール×2	
	電動機出力 (kW)	7.5+3.75	7.5+7.5
送 風 機	形式×個数	プロペラファン×2	
	電動機出力 (kW)	0.555×2	
	風量 (m ³ /min)	400	
冷 媒		R 22	
外形寸法 (mm)	高 さ	1,662	
	幅	1,990	
	奥 行	990	
質 量 (kg)		530	560
騒 音 (dB)		61/62	
冷媒配管径 (mm)	ガ ス 側	φ31.75	φ38.1
	液 側	φ15.88	
冷媒配管長 (m)		実長100(相当長125)	
室内外高低差 (m)		50	
室 内 機	接続可能台数	14台	
	接続可能容量	3.7~29.1 kW(1.25~10HP相当品)	
	接続可能総容量	室外機容量の50~130%	

注 上記表示能力は JIS B 8615条件で運転した場合の最大能力

表 2. 室内機・外気処理ユニット機種一覧

容 量 (IP相当品)	天吊カセット形		ビルトイン カセット形	天井埋込形	天 吊 形	壁 掛 形	床 置 形		外気処理 ユニット
	4 方向吹出し	2 方向吹出し					露出タイプ	埋込タイプ	
3.7 kW (1.25)	PLRY- 32 FM-A 2	PLRY- 32 HMD-A 2	PDRY- 32 M-A 2	—	—	PKRY- 32 M-A 2	PFRY- 32 MLE-A 2	PFRY- 32 MLR-A 2	GUR- 500 HD-A 2
4.7 kW (1.6)	40 FM-A 2	40 HMD-A 2	40 M-A 2	PERY- 40 M-A 2	PCRY- 40 M-A 2	40 M-A 2	40 MLE-A 2	40 MLR-A 2	—
5.8 kW (2)	50 FM-A 2	50 HMD-A 2	50 M-A 2	50 M-A 2	50 M-A 2	—	50 MLE-A 2	50 MLR-A 2	800 HD-A 2
7.3 kW (2.5)	63 FM-A 2	63 HMD-A 2	63 M-A 2	63 M-A 2	63 M-A 2	—	63 MLE-A 2	63 MLR-A 2	1000 HD-A 2
8.3 kW (3)	71 FM-A 2	71 HMD-A 2	71 M-A 2	—	71 M-A 2	—	—	—	—
9.3 kW (3.2)	80 FM-A 2	80 HMD-A 2	80 M-A 2	80 M-A 2	80 M-A 2	—	—	—	—
11.6 kW (4)	100 FM-A 2	100 HMD-A 2	100 M-A 2	100 M-A 2	100 M-A 2	—	—	—	—
14.5 kW (5)	125 FM-A 2	125 HMD-A 2	125 M-A 2	125 M-A 2	125 M-A 2	—	—	125 MR-A 2	—
23.3 kW (8)	—	—	—	200 M-A 2	—	—	—	200 MR-A 2	—
29.1 kW (10)	—	—	—	250 M-A 2	—	—	—	250 MR-A 2	—

を室外機能力の50～130%まで接続可能である。

(1) 室外機

室外機は、前及び後ろから吸い込み、上に向かって吹き出すトップフロータイプであり、当社の他のビル用マルチエアコンシリーズである Y シリーズ、R 2 シリーズの室外機の意匠・モジュールを踏襲した。これにより Y シリーズ、R 2 シリーズなどを組み合わせた複合空調の場合でも、連続集中設置が可能な省スペースタイプである。また、大口径エクストラファンを採用して低騒音化を図った。機種として46.5 kW{16馬力相当}、58.1 kW{20馬力相当}の2機種をそろえた。図 2 に室外機の外観、図 3 にトップフロータイプ室外機の連続集中設置例を示す。

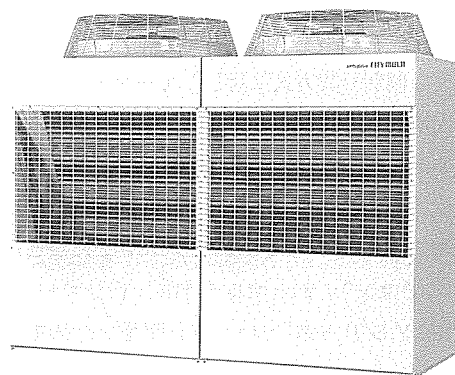


図 2. 室外機外観

(2) 室内機

室内機は、あらゆるインテリアに対応する32形3.7 kW{1.25馬力相当}から250形29.1 kW{10馬力相当}まで8タイプ52機種をラインナップした。

室外機の大型化及び大規模ゾーンへの対応として、新たに200形23.3 kW{8馬力相当}及び250形29.1 kWの大型室内機を開発した。これにより大規模ゾーンにおいて室内機の大型化及び集約化を可能にし、さらに保守、管理点数の縮減、省配管による省工事と併せてトータルコスト及びライフサイクルコストの削減を実現した。図 4 に大型室内機を用いたシステム例を示す。

また、大型室内機として開発した大型床置埋込タイプの室内機は、機外静圧を294 Pa{30 mmAq}としてダクト空調の自由度を拡大した。さらに、背面メンテナンス構造を採用したことで、ビルの柱と柱の間のデッドスペースに設置すれば、室内に入ることなく廊下側からの保守点検が可能になった。

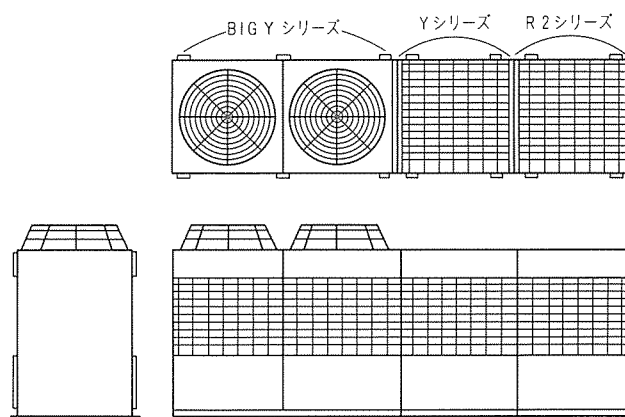


図 3. トップフロータイプ室外機の連続集中設置例

図 5 に床置埋込タイプの設置例を示す。

(3) 外気処理ユニット(フレッシュマスター)

室内機の一つとして室外機に接続でき、ビル管理法に対応

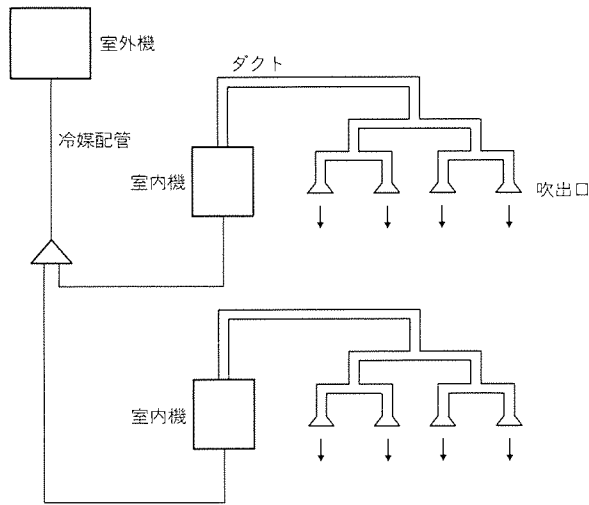


図4. 大型室内機を用いたシステム例

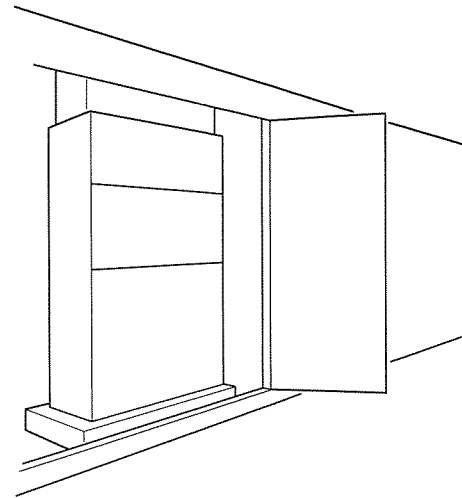


図5. 床置埋込タイプ室内機の設置例

するシステム構築が可能で、外気導入、空気清浄、換気、加湿及び外気負荷の熱処理の機能をもっている。さらに全熱交換器による熱回収運転も行い、またバイパスダンパを標準装備し、中間期における外気冷房運転も可能としている。外気処理ユニット“フレッシュマスター”は、処理風量で500 m³/h、800 m³/h、1,000 m³/hの3機種をラインアップした。

4. システムの特長

(1) 室外機の大型化による省工事、省配管を実現

例えば、熱源容量として58.1 kWが必要な空気調和システムの場合、従来は29.1 kWのビル用マルチエアコンシステムを2系統設置していた。その場合、室外機と室内機を接続する配管のうち、ビルの縦シャフト内に設置されるメイン配管が1系統当たり2本の計4本必要であった。

これに対し、BIG Yシリーズの58.1 kWの室外機を上記システム例に適用すると、ビルの縦シャフト内に設置されるメイン配管は1系統としての2本で済むことになり、配管本数の削減(省配管)による工事費の削減(省工事)、縦シャフトの面積の削減(省スペース)が実現でき、レンタル比も向上する。

(2) 小規模ゾーンへの対応

46.5 kW、58.1 kWの大型室外機に対して、32形3.7 kWの接続を可能にした。これにより、大規模店舗などにおいては、売場のような大規模ゾーンには250形29.1 kWなどの大型の室内機を、それに併設する事務所などの小間仕切りの小規模ゾーンには32形3.7 kWなどの小型の室内機を設置することができる。すなわち、同一系統、同一システムで、32形3.7 kWから250形29.1 kWまでの室内機を設置できることにより、大小様々の空調空間に対応するフレキシブル性を実現した。

(3) 設備設計自由度の拡大

- (a) 1台の室外機に、最大14台の室内機を室外機能力の50～130%まで接続可能
- (b) 冷媒配管長は相当長125 m(実長100 m)、室内機-室外機間の高低差は50 mまで可能
- (c) 室外機、室内機、外気処理ユニット、リモコン間の制御配線は、すべて無極性2線式渡り配線方式で、配線工事も省力化
- (d) 豊富なビル用エアネットワークシステムにより、グループ運転からホストコンピュータによる大規模な集中制御までのシステム構築が可能
- (4) 低外気冷房への対応

ビルのインテリジェント化、OA機器の普及、さらにはビルの断熱性の向上による年間冷房の要求に対応して、外気温度-5℃まで冷房運転を可能にした。

5. 冷媒回路

5.1 冷媒回路の特長

図6に冷媒回路を示し、その特長を説明する。

5.1.1 室外機

室外機は、2台の圧縮機、油分離器、四方弁、室外熱交換器、室外熱交換器用送風機、サブクール熱交換器、流量制御弁、アキュムレータ等から構成されている。

(1) 圧縮機

2台の圧縮機のうち1台はインバータ駆動の全密閉低圧シェル形スクロール圧縮機(以下“インバータ圧縮機”という)、他の1台は機械式容量制御機構を内蔵した商用電源駆動の全密閉低圧シェル形スクロール圧縮機(以下“商用圧縮機”という)であり、これらの運転の組合せにより最小32形3.7 kWの室内機1台運転から最大室外機容量の130%までの幅広い範囲の容量制御運転を可能にしている。

図7を用いてその容量制御方式について説明する。図に示すように運転の組み合わせは、A、B、Cの3ゾーンに分か

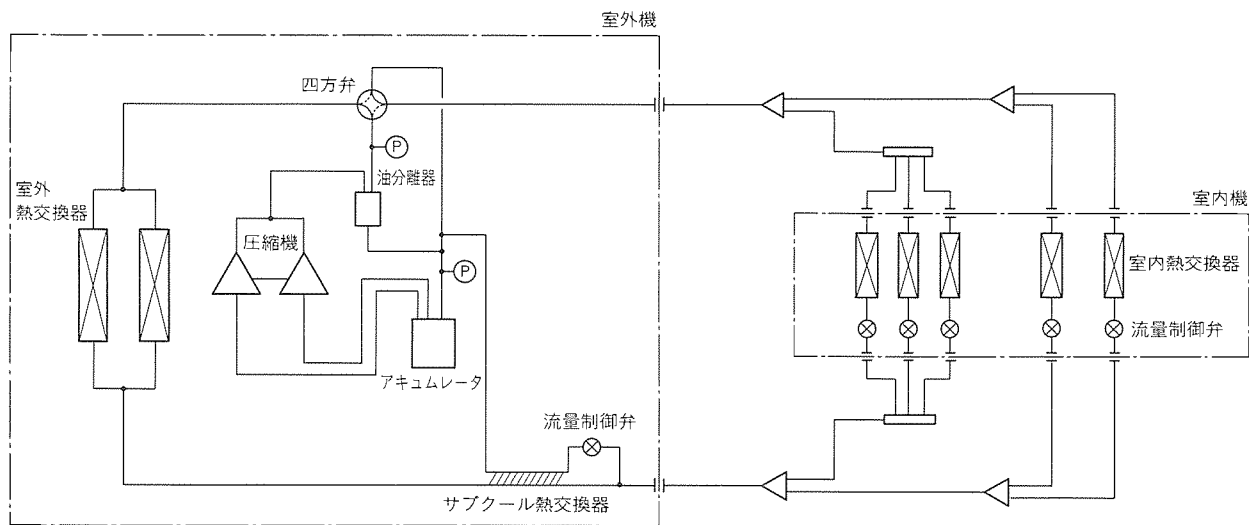


図6. 冷媒回路

れている。

(a) Aゾーン

Aゾーンはインバータ圧縮機のみで、室内機の負荷が室外機容量の約50%以下の小さい領域に対応し、インバータによりインバータ圧縮機の運転容量をリニアに制御する。

(b) Bゾーン

Bゾーンは商用圧縮機を容量制御運転させて、かつインバータ圧縮機も運転するゾーンで、Aゾーンよりも室内機の負荷の大きい領域に対応し、インバータによりインバータ圧縮機の運転容量をリニアに制御することにより、トータルの圧縮機運転容量をリニアに制御する。

(c) Cゾーン

Cゾーンは商用圧縮機をフル運転させて、かつインバータ圧縮機も運転するゾーンで、室内機の最大負荷の領域に対応し、インバータによりインバータ圧縮機の運転容量をリニアに制御することにより、トータルの圧縮機運転容量をリニアに制御する。

なお、Bゾーンではインバータ圧縮機の運転容量を低下させるとAゾーンの最大容量よりも小さい容量で運転できるため、Bゾーンの低容量側とAゾーンの高容量側は圧縮機運転容量の合計として重なりをもたせて、商用圧縮機の頻繁な起動/停止動作を防止している。

同様に、Cゾーンではインバータ圧縮機の運転容量を低下させるとBゾーンの最大容量よりも小さい容量で運転できるため、Cゾーンの低容量側とBゾーンの高容量側は圧縮機運転容量の合計として重なりをもたせて商用圧縮機の容量制御運転とフル運転の頻繁な切替を防止している。

(2) 油分離器とアキュムレータ

2台の圧縮機を同一冷媒回路に使用する場合に、上述の容量制御に加え、さらにポイントとなるのは圧縮機の潤滑用の

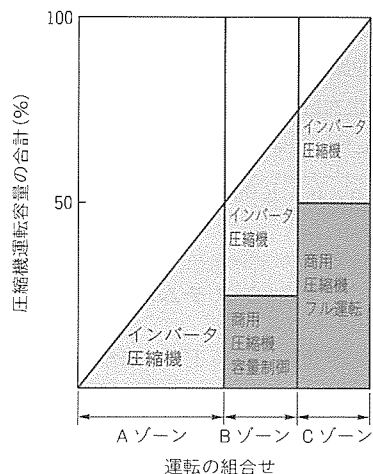


図7. 圧縮機の運転の組合せと運転容量の合計

油の挙動である。すなわち、

- 圧縮機から冷媒と共に吐出される潤滑用の油をいかに圧縮機吸入側へ戻すか(返油)
- 圧縮機吸入側へ戻ってきた油を2台の圧縮機にいかに分けるか(均油)

である。

BIG Yシリーズではこの課題に対し、以下のように対応した。

- 高性能かつ大型の油分離器を開発し、2台の圧縮機から吐出される油を幅広い冷媒流量範囲で確実に冷媒から分離し、圧縮機吸入側のアキュムレータへ戻す。
- アキュムレータからは、2台の圧縮機へそれぞれ並列に返油する。
- さらに2台の圧縮機のシェルの間を接続し、片方の停止も含め圧縮機間の運転容量の違いによる油量の違いをバランスさせる。

(3) 室外熱交換器と室外熱交換器用送風機

室外熱交換器用送風機はファンコントローラ付きのモータとして風量制御可能とし、室外熱交換器の伝熱面積の制御と併せて室外熱交換器の熱交換量の制御を可能とした。これにより、室外機として以下が可能となった。

- (a) 圧縮機の幅広い運転容量範囲への対応として、圧縮機の容量に適合した熱交換量の実現
- (b) 低外気冷房等の幅広い運転温度範囲への対応として、外気温度に適合した熱交換量の実現
- (4) サブクール熱交換器と流量制御弁

サブクール熱交換器は冷房運転時に室内機へ供給する液冷媒の過冷却を十分に行うために設けたものである。また、室内機の運転容量及び負荷によって変化する冷媒循環量に対応して過冷却を制御するために、被冷却側の冷媒流量を制御するために流量制御弁を設けた。

5.1.2 室内機

室内機は、室内熱交換器、流量制御弁から構成されている。室外機から送られてきた冷媒を流量制御弁で流量制御を行い、室内熱交換器で蒸発又は凝縮させる。

5.2 冷媒回路の制御

BIG Y シリーズの冷媒回路制御のポイントは、各室内機が個別に容量を制御し、結果として2台の圧縮機がこれに対応して運転容量を調整することにある。システムの制御方式としては、当社の他のビル用マルチエアコンであるR2シリーズで採用している制御方式⁽¹⁾を基本的に踏襲した自律分散協調制御である。これは、システムのコントローラを室外機及び室内機の二つの要素に分割し、これらのコントローラが互いに相関なく自己完結して自律分散制御を行うことにより、システム全体を最適にコントロールする方式である。

- (1) 室外機コントローラ部は、高圧と低圧の圧力により、圧縮機の運転容量(運転台数、運転周波数、容量制御の有無)と室外機熱交換量の制御を行う。
- (2) 室内機コントローラ部は、冷房/暖房のモードにかかわらず、各室内機の出入口温度差から自らの負荷に応じた冷媒の分配を行い、自己完結制御を行う。

図8に制御ブロック図を示す。各コントローラ間は無極性2線の配線で接続されデジタル通信を行っているが、室内機コントローラ部と室外機コントローラ部の間は運転ON/OFF、冷房/暖房モード等の情報のやりとりのみで室内機の必要負荷に関する情報は通信せず、室内機コントローラ部

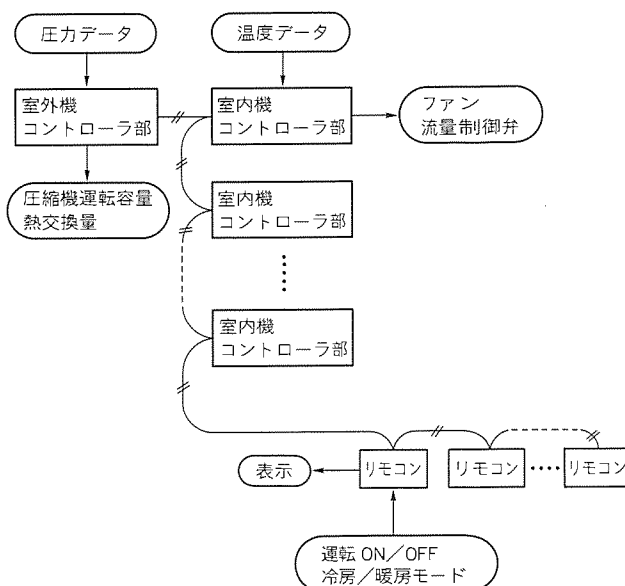


図8. 制御ブロック

及び室外機コントローラ部はそれぞれ自律的に冷媒の状態から必要な情報を得て自己完結制御を行う。

これにより、室内機側の負荷変動があっても、設定された室温を保つように、冷房又は暖房能力をセーブすることが可能となる。また、室内機の運転台数が変化しても、各コントローラが常に最適にコントロールしていく。

6. む す び

以上、今回開発したBIG Yシリーズについて、その仕様及び特長について述べた。

個別分散方式の代表としてビル用マルチエアコンを使用したビルの空気調和システムは、今後一層増加していくと考えられる。これに伴いそのニーズも、より高品質へ、そしてより高度のシステム化へと拡大していくことが予想される。このニーズにこたえるべく、将来に向けて更に技術開発を進めていきたい。

参 考 文 献

- (1) 井上誠司、岡島次郎、松岡文雄：マルチエアコンの自律分散協調制御“F-VPM”，三菱電機技報，65，No.5，423～427（1991）

業務用パッケージエアコン “Mr. SLIM”の新室外機

城島一暢* 満嶋知行*
斉藤勝彦*
宮崎信之*

1. ま え が き

近年、生活環境において、“くつろぎ”“ゆとり”“心地良さ”といった快適さが望まれている。この流れは、業務用途として発展したパッケージエアコンにも大きく影響し、空調和機として温熱環境(温度、湿度、気流)のみならず、音環境においても年々静かさが求められる傾向にある。

また、パッケージエアコンを取り巻く環境としては、用途の多様化とともに、室内機と室外機を結ぶ配管長の増大や、十分な据付けスペースが取れないなどの据付け環境の悪化や、市場の拡大に伴う取扱者の経験不足などがあり、また、それに伴う品質問題なども上がってきている。

そのような中で、三菱電機パッケージエアコン“Mr. SLIM”は、“Silent”“System”“Saving”の3点をコンセプトとした製品の開発を行い、業界をリードしてきた。

今回、この思想を室外機にまで広げ、低騒音、据付け性・サービス性の向上、品質改善を3本の柱とした新室外機PUH-FK形の開発を行ったので、技術的課題を含めその特長をここに紹介する。

2. 開発の目的

図1は新室外機PUH-71 FKの外観図である。この新室外機は、まえがきでも述べたような市場環境に対応した製品力の向上、及び他社との差別化を目的とし、特に次の3点に重点を置いた開発を行った。

(1) 低騒音化

業界トップの低騒音化を実現する。例えば、冷房能力8 kW相当の室外機で従来の騒音値53 dB(A)から6 dB(A)の騒音値低減を図り、47 dB(A)を目標値とした。

(2) 据付け性・サービス性の向上

ますます厳しくなる据付け環境に対応するために運転可能温度範囲の拡大を図る。また、パッケージエアコン取扱者の多様化に対応するため、工事・サービス性の向上を図る。

(3) 品質の向上

重要部品である圧縮機の保護特性の改善や、一部の工事不良にも製品サイドで保護するような品質の向上を図る。

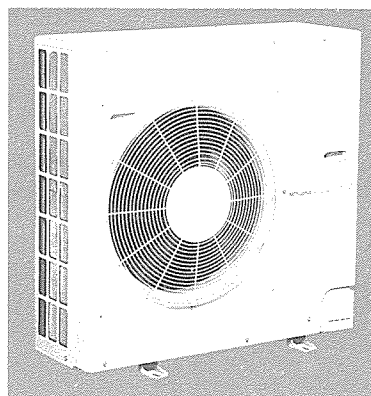


図1. PUH-71 FKの外観

3. 技術的課題

上記の目的達成のために解決すべき技術的課題を述べる。

3.1 低騒音化

室外機の音源としては圧縮機、ファン、パネルなどの構造体、配管などがあり、音の発生原因としては、それぞれ、機械音、電磁音、流体音などに大別できる。室外機の低騒音化を図るには、それぞれに対して対策を検討し、その効果を検証する必要がある。

ここでは、新室外機開発において騒音値に大きく影響している送風機音及び機械室音の低減方法について説明する。

(1) 送風機音低減方法

一般に、送風機による騒音はファンの基礎データ(比騒音など)がそろっており、ユニットの必要風量と圧力損失が決まると、騒音はかなり精度良く計算が可能となる。すなわち騒音レベル(SPL)は、

$$SPL = K_S + 10 \log(P_S^{2.5} \cdot Q) \quad (\text{dB(A)}) \quad \cdots (1)$$

と式(1)で表すことができ、風量(Q)と圧力損失(P_S)が決まればSPLは比騒音レベル(K_S)に左右されることが分かる。ここで、 K_S は送風機の種類・大きさに関係なく比較できる音の性質で、単位圧力・単位風量当たりの騒音レベルである。この値は送風機の動作点の変化に伴い変化し、どの送風機にも K_S が最も小さくなる動作点特性($K_{S \min}$)が存在する。送風機を選定する上で重要な点は、 $K_{S \min}$ が小さい送風機を $K_{S \min}$ 近傍の動作点で使用するることにある(どのように特性の良い送風機でも、使用する動作点が悪いと騒音値は大きくなる。)

送風機音低減の手段として、比騒音レベルの低減に関して

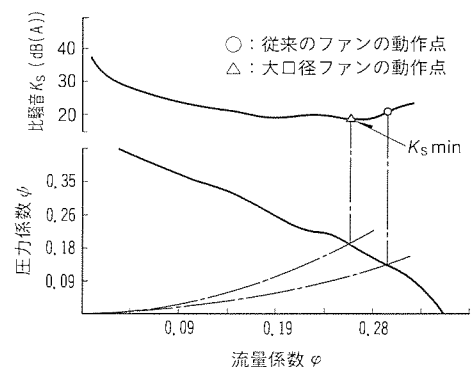


図2. ファンの特性比較

は、ファン外径を460 mm から490 mm に大口径化することにより、従来、 $K_S \text{ min}$ より右上がりの動作点で使用していたものを、より $K_S \text{ min}$ 近傍の動作点で使用するようにした。また、風路圧損の低減に関しては、熱交換器の配管径を9.52 mm から7.94 mm に細管化すること、及びユニット形状寸法の見直しを行った。これらの対策で送風機の騒音は、

$$\begin{aligned} \text{従来機：SPL}_1 &= 22 + 10 \log(3.1^{2.5} \cdot 50) \\ &= 51.3 \text{ (dB(A))} \cdots \cdots (2) \\ \text{PUH-71 FK：SPL}_2 &= 18 + 10 \log(2.6^{2.5} \cdot 50) \\ &= 45.4 \text{ (dB(A))} \cdots \cdots (3) \end{aligned}$$

となり、5.9 dB(A)騒音値を下げる事ができた。図2は従来のファンと新室外機に使用しているファンの単体性能とその動作ポイントである。なお、図中 ϕ は流量、 ψ は圧力を無次元量で表したものである。

(2) 機械室音低減方法

機械室音とは、圧縮機から生じる音のエネルギーがユニットのパネルなどを通り放射される圧縮機透過音と、ユニットの隙間から直接放射される圧縮機直接音からなる。機械室音低減を行うため、圧縮機直接音及び圧縮機透過音を低減できる手法として、

- 圧縮機直接音を下げることが目的とした隙間の低減
- 圧縮機透過音を下げることが目的とした遮音材の変更(遮音材の厚さアップなど)
- 音のエネルギーを吸音材で吸収させることを目的とした吸音材の使用

があり、これらのことから機械室音の低減には、隙間をふさぐこと、及び遮音後の透過量を下げたための遮音仕様の検討、音のエネルギーを下げるための吸音仕様の検討が重要になる。

遮音・吸音仕様の検討方法として、対策を行う前の仕様の現状分析、音源である圧縮機音の分析を行い、各周波数ごとの騒音値の目標をたて、その目標値を満足するような遮音・吸音特性を試験により検討し、仕様決定を行った。その結果を図3に示す。この図は対策前の仕様と遮音・吸音仕様検討後の仕様(最終仕様)の機械室音の騒音データを比較したもので、対策前の仕様と比べ、ほぼ全周波数域にわたり音圧レベルを低減させ、機械室音の低減が図れたことが分かる。

3.2 据付け性・サービス性の向上

(1) 運転範囲拡大(バイパス制御の導入、オプションの設定)
据付け環境の悪化に伴い、外気温の高い夏場において、ショートサイクルによりユニットの保護機能が作動し、運転が停止してしまう問題がある。この問題に対応するため

に、バイパス制御の導入、及びショートサイクルを改善させるオプションを設定することにより運転範囲の拡大を図った。

バイパス制御は、JIS 過負荷条件を超える条件下(外気温43℃以上)においてバイパス回路を開き吐出冷媒の温度、圧力を下げることににより、保護装置の作動に至らず運転が継続できるように図った。この制御の導入により、従来機種に比べて外気温5～10℃アップでの運転が可能になった。

また、据付け環境ごとにショートサイクルを改善させるオプションとして、上吹きガイド、吹出しリングを設定した。図4に示すように、ユニット前方に障害物がある場所に室外機が据え付けられた場合は、上吹きガイドを送風機前面に取り付けることにより、ショートサイクルが改善され、また、三方を囲まれた場合は吹出しリングを付けることによりショートサイクルが改善されることが、試験により検証された。

(2) 自己診断機能の改善

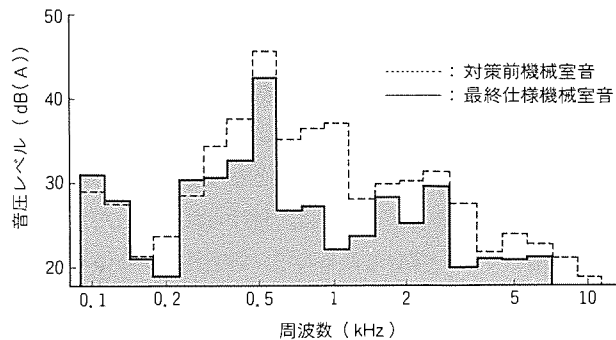


図3. 機械室音騒音データ

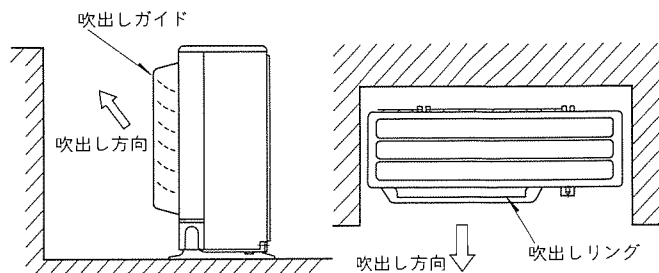


図4. 室外機の据付け例

表1. デジタル表示内容

表示	点検内容(電源投入時)	点検	点検内容(運転中)
F1	逆相検知	U1	63 H 2作動 (140, 160形のみ)
F2	欠相検知 (S相が欠相の場合)	U2	49 C 作動
F3	コネクタ51 CM(だいたい色) オープン	U4	配管センサ (TH 3) オープン/ショート
F4	コネクタ49 C(黒色) オープン	U6	過電流遮断(圧縮機, 過負荷/焼損)
F5	コネクタ63 H 1(黄色) オープン	UA	R相ヒューズ断
F6	コネクタ63 H 2(緑色) オープン	Ub	T相ヒューズ断
F7	逆相検知回路(基板)不良	Ud	過昇保護(過負荷運転保護/送風機以上)
F8	入力回路(基板)不良	UE	圧縮機起動10秒以内に63 H 1作動
F9	コネクタ49 C(黒), 63 H 2(緑色) (140, 160形のみ) オープン	UF	過電流遮断(圧縮機ロック)
		UH	電流検知器 (CT, B), 異常/接触不良

従来の室外機における自己診断は、故障内容の表示を8個のLEDにより行っていたため、屋外でサービスを行う場合LEDの表示が見にくいことや、一目で状態が分からないというサービス上の問題や、表示に制限があるため、異なった原因による故障が同一の表示となるなどの問題点があった。今回、表1に示すように、デジタル表示を採用することにより、表示を見やすくして、運転状態及び故障状態を分かりやすいコードで表示するようにし、さらに故障内容を細分化してサービス性の向上を図った。

(3) 工事不良対応

パッケージエアコンは通常、現地における配線、配管工事により、その機能を果たすものであり、現地工事の良否は製品の品質に大きくかわる。例えば、市場で行われる工事のうちで200V系の電源配線と12V系の信号線の誤配線があり、これにより制御基板が損傷するという問題があった。従来では、注意ラベル等を添付していたが、新室外機からは誤配線された場合、基板上に異常を表示(LED)し、配線の接続を直せばそのまま使用できるように改善した。また、漏電、圧縮機破裂などにつながる重大事故に対しては、ユニット内の保護装置と、現地配線によるブレーカ又はヒューズ等で二重、三重の保護をすることが原則となっている。しかしながら、現地におけるヒューズ等は、付けられなかったり、その選定が適当でない場合もあるので、新室外機からはユニット内にヒューズを追加し、ユニット内で二重、三重の保護ができるようにした。これらの技術的内容は次項で説明する。

3.3 品質の向上

3.3.1 過電流保護

(電流検知回路、電源ヒューズによる保護)

従来、過負荷による圧縮機の保護又は圧縮機故障時の過電流保護に、水銀リレーが長年にわたって使用されてきた。最近、地球環境の問題がクローズアップされ、水銀使用の部品は今後使用できなくなることが予想され、今回、CT(Current Transformer)を使用した電流検出回路を開発した。CT検知回路の特長として、

- 電流検出精度が $-5.1 \sim +2.4\%$ と高精度検出である(従来は $\pm 10\%$)。

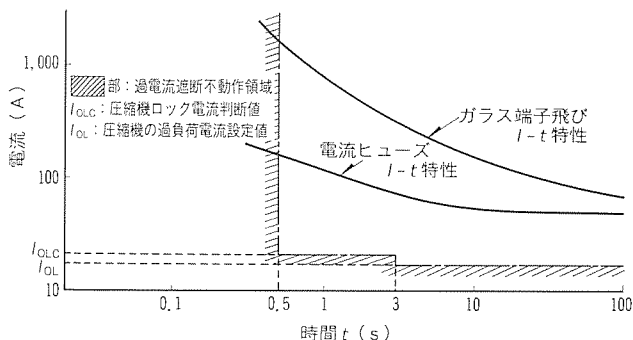


図5. 圧縮機ガラス端子飛びと電流ヒューズの保護協調特性

- 圧縮機ロックによる過電流か又は過負荷による過電流かが判別でき、サービス性の向上となっている。
- 圧縮機電流をリニアに検出でき、圧縮機運転電流がモニタできる。

また、圧縮機の重大故障であるガラス端子飛びは、圧縮機保護が全く作動しないとか、電磁接触器が制御不能(ON状態のまま)で、圧縮機に過大電流が連続通電され、巻線焼損に至り、圧縮機内部の圧力上昇とガラス端子部の温度上昇により発生する。今回、ガラス端子飛び防止として、主電源に電源ヒューズを設けた。電源ヒューズは、以下の制約条件を満足したものを採用した。

- 周囲温度、圧縮機起動電流(インラッシュ電流)、定常電流に対して、耐用年数は10年以上であること。
- 圧縮機のガラス端子が飛び前に、確実に電源ヒューズが溶断すること。
- 過電流遮断遅れにより電源ヒューズが溶断しないこと。

図5に圧縮機のガラス端子飛びと電源ヒューズとの保護協調を示す。図から、上記制約条件の下2条件を満足した特性となっていることが分かる。

3.3.2 異電圧保護

(室内外信号線、電源線の誤配線に対する保護)

電源電線接続、室内外信号線は、ともに3本ずつの接続となっているため、端子接続時、誤配線のおそれがある。従来の室外機では誤配線されたとき、室内外信号回路に高圧200V ACが印加されるために、制御基板上の室内外信号回路部品(フォトカップラ、ダイオード)が過電圧破壊に至ってしまっていた。今回、誤配線され、高圧が信号回路に印加されても、信号回路を過電圧保護して異常表示するように改良した。図6に改良した室内外信号回路を示す。従来、回路に対して高圧フォトカップラと異常表示LEDを追加改良した。

3.3.3 構造

(1) 電気品箱

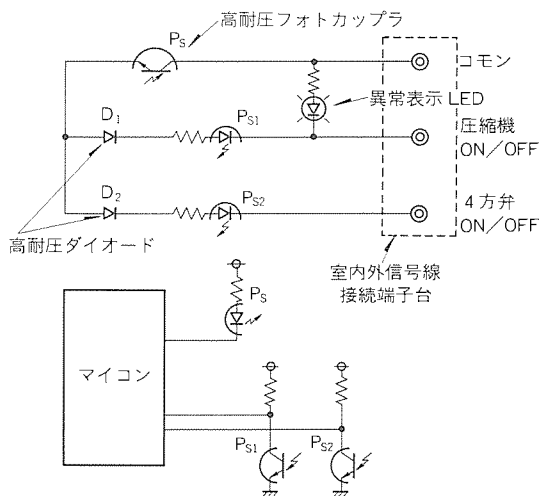


図6. 室内外信号回路

表 2. 製品仕様

形 名		PUH- 35(S)FK	PUH- 40(S)FK	PUH- 45(S)FK	PUH- 50(S)FK	PUH- 56 FK	PUH- 63 FK	PUH- 71 FK
定格冷房能力	kW	3.6／4.0	4.0／4.5	4.5／5.0	5.0／5.6	5.6／6.3	6.3／7.1	7.1／8.0
定格暖房能力	kW	4.2／4.5	4.2／4.5	4.8／5.6	5.3／6.0	6.7／7.5	6.7／7.5	7.1／8.5
外形寸法(高さ×幅×奥行)	mm	680×900×320+(30)				900×900×320+(30)		
熱交換器形式		クロスフィン						
圧縮器電動機出力	kW	1.2		1.3	1.5	1.7		2.0
送風機 形式×個数		プロペラファン×1						
” 風 量	m ³ /min	45			55	50		
” 電動機出力	W	40			60			
霜 取 方 式		リバースサイクル						
クランクケースヒータ	W	25			31			38
圧縮機保護		温度開閉器, 起動過電流継電器 (35 FK～50 SFK), CT 検知回路 (50 FK～71 FK)						
騒 音	dB (A)	45			46	47		
製 品 質 量	kg	52		54	65	69		76

形 名		PUH- 80 FK	PUH- 90 FK	PUH- 100 FK	PUH- 112 FK	PUH- 125 FK	PUH- 140 FK	PUH- 160 FK
定格冷房能力	kW	8.0／9.0	9.0／10.0	10.0／11.2	11.2／12.5	12.5／14.0	14.0／15.0	15.0／18.0
定格暖房能力	kW	8.5／10.0	10.0／11.8	10.0／11.8	13.2／15.0	13.2／15.0	15.0／17.0	16.0／18.0
外形寸法(高さ×幅×奥行)	mm	1,280×900×320＋(30)			1,280×1,020×350＋(30)			
熱交換器形式		クロスフィン						
圧縮機電動機出力	kW	2.4	2.7		3.5		4.1	
送風機 形式×個数		プロペラファン×2						
” 風 量	m ³ /min	95	80		90			110
” 電動機出力	W	40			60			
霜 取 方 式		リバースサイクル						
クランクケースヒータ	W	38						
圧縮機保護		温度開閉器，CT 検知回路			温度開閉器		圧力開閉器，温度開閉器， CT 検知回路	
騒 音	dB(A)	50			51		52	55
製 品 質 量	kg	90	100		118		120	130

電気品箱は、箱内の電気部品から万一発火しても、箱外へ類焼しないよう閉鎖形構造としている。閉鎖形構造とすることで、電気部品の温度上昇は従来機よりも厳しくなる。今回、各電気部品の温度上昇を十分考慮し、部品選定を行った。

(2) 圧縮機の巻線保護

圧縮機過熱保護用温度センサの取付位置を、圧縮機シェル上部から圧縮機内部の巻線近傍へ移したことにより、温度検出精度を向上させ、ガス漏れ、その他の異常モードでの早めの保護が可能となった。それにより、巻線焼損は従来の約1/2程度になると予測される。

(3) ファンの強度アップ

ファンの形状(羽厚分布、補強リブ形状)は風速40 m/sの台風時におけるファン回転数でも破壊しない強度を保てるよう、CAE(有限要素法)を利用して決定した。それにより、このファンは破壊強度及びクリープ特性を十分満足していることが各評価試験によって確認された。

4. む す び

以上、説明した内容を取り入れ、新室外機 PUH-FK 形

を4~18 kWまでの能力帯で、18機種のシリーズ開発を行った。表2に主な製品仕様を示す。

製品の特長として、

- (1) 従来機種より大幅な低騒音化を行い、業界一の低騒音が実現できた。
 - (2) バイパス制御の導入により、従来機種と比べて外気温度5~10℃アップでの運転が可能となり、また、ショートサイクル防止対応のオプションを設定することにより、据付け性の改善がなされた。
 - (3) デジタル表示による自己診断機能の改善、電源線・信号線誤配線防止機能の導入を行い、サービス性・工事性の改善がなされた。
 - (4) CT 検知、電源ヒューズの導入、電気品箱の改善、圧縮機インナサーモ導入、ファン強度アップにより品質の改善がなされた。
- などが挙げられる。

今後も更に市場のニーズを明確にとらえた製品を開発していく所存である。

冷熱・空調を総合管理するシステム制御

 辻 弘之*
川島正満*

1. ま え が き

近年、社会的・建築的要望に加えて地球規模の環境改善が求められている。空調分野では、ビル形態の多様化に加えて空調環境確保・個別運転による省エネルギー・利便性・省スペース・全電化による安全性などを目的に、空調機器の個別分散化(以下“個別分散 PAC”という。)が進んでいる。さらに、1台の室外機に複数台の室内機を接続する分散設置型のビル用マルチ空調機は、施工・調整・サービスの効率が良く、ビル用として豊富な室内機、冷房・暖房の選択自在方式、空気、水が選択できる熱源などますます適用範囲を拡大している。

建築基準法・ビル管理法などの法的要求ばかりでなく、ビル機能を満足させ、快適環境の維持、省エネルギー・省力化を目的に、ビル管理システム(以下“ビル管”という。)は、今後エネルギーの状態監視、予防保全などのライフサイクルコストの低減、公平な課金など運用とマネージメントに機能範囲を拡大している。

従来のビル管では困難なビル用マルチ空調機のきめ細かな制御の実現のため、ネットワーク化して空調システム全体が階層化され、各階層間で機能と危険を分散したシステムが望まれていた。

当社は冷熱全体を網(羅)するネットワークの研究を進め、低温機器・空調機器を問わない総合冷凍空調ネットワーク構築“M-NET”を行い、これらのインフラに基づきビル空調システム用に階層化危険分散したビル空調管理システム“MELANS”を開発・市場投入したのでその概要を紹介する。

表1. システムコンセプト

コンセプト	内 容
設計思想が統一化	システム設計・施工・調整から、操作・表示まで標準化
最適なシステム環境	冷熱用の高度な制御性と計測機能を持ち、ニーズ対応とシーズ提供可能
階層化危険分散思想	各階層ごとに機能と危険を分散
オープンシステム化	各種上位若しくは左右のシステムとの柔軟な接合
設置後などの運用自在	要求仕様・変更に対応容易、機能分担と規約・運用の明確化
設計の効率化	当社冷熱分野の設計標準化、標準部品取りそろえなど設計品質の向上

2. 総合冷凍空調ネットワーク “M-NET”の構築

2.1 M-NET の特長

2.1.1 M-NET 開発の背景

低温機器・空調機器とも複数台適用になり、大・中規模のビル・店舗への適用に伴い、遠隔制御・監視の要求が高まっている。

市場の要求仕様の達成とシステム構築・設計の簡素化のために、空調全般にわたる共通的なシステム設計基準が必要であった。

また、空調機器とビル管とを自在に接合できるオープン通信、テナント区分変更などの運用とビル管理に携わる人の省力化・高齢化などに対応する操作の簡便化・運用のマニュアル化などが要求されていた。そこで市場ニーズの多様化・高度化・システム化に伴い、統一されたコンセプト(表1)をもった共通のネットワークが必要になった。

冷熱全体を網羅するネットワークを目標に総合冷凍空調ネットワーク(以下“M-NET”という。)を構築した。当社では研究所・低温/空調技術者の技術を結集し、インフラの構築とパイロットプラントの投入、モデルシステムの開発など目標設定戦略を定め、ビル用マルチ空調機、店舗用空調機、換気・全熱交換器など空調機器への搭載はもちろん、食品店舗のショーケース・小型冷凍機など低温分野にも適用を拡大している。

2.1.2 低温分野と空調分野の統合

M-NET は、低温分野と空調分野で共通に利用できるように伝送通信規約を体系化している。M-NET の規約を階層化して表現すると、図1になる。

空調管理システム MELANS に適用される一方、低温設備管理システム“MEL SIS”として、食品店舗・食品工場用のシステムにも適用されている。

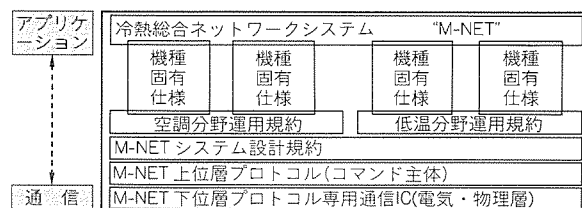


図1. M-NET 規約の階層化

表 2. 通信仕様概要

項 目	仕 様 内 容
トポロジー	バス方式
伝 送 速 度	9,600 bps
伝 送 方 式	ベースバンド, AMI, 不説理
制 御 手 順	CSMA/CD(勝残り方式)
同 期 方 式	調歩同期
エラー制御	パリティ, フレームチェックコード
誤 り 検 出	ACK/NAK
伝 送 距 離	500 m
接続ノード台数	256台
データ伝送量	最大16バイト(1フレーム)

2.2 M-NET の機能

(1) コストパフォーマンスの向上

コマンド体系を階層化し、計測やメンテナンス情報まで含めた機能の拡張性と性能、例えば温度分解能(0.1℃)をもたせている。

通信仕様は表 2 に示すように高速・大容量化し、工事性を考慮して無極性 2 線式のバス方式(渡り配線方式)としている。

一方、通信処理部分を専用通信 IC 化し、ビル用マルチ空調機だけでなく、各種機器に幅広く適用できるように低価格と理解しやすい適用マニュアルを提供した。

(2) 伝送用標準パーツ

下位層プロトコル部分を専用 IC とし、周辺回路も取り込みハードウェア化した。図 2 に、この伝送用標準パーツの構成を示す。

各機種の開発は、標準パーツを使用することで、ネットワークの複雑な手順を意識することなく伝送への適用が可能になり、開発効率の向上、信頼性の確保に効果があり、市場規模の小さい低温機器・ショーケースなどもネットワーク構成が可能になった。

(3) システム開発・評価支援ツール

M-NET は、システム開発・評価支援ツールとして伝送路上の通信内容を解析するプロトコルアナライザを準備している。表 3 に、プロトコルアナライザ機能を示す。

通信内容解析のほか、通信相手機器の機能を模擬するシミュレーション機能をもっており、開発・評価の効率化を図るとともに現地調整ツールとしても利用できる。

3. ビル空調管理システム“MELANS”

3.1 MELANS の構成と特長

3.1.1 MELANS の開発

従来セントラル空調方式は、空調要素の熱源と各制御用端末機器を現場で要求仕様に基づきシステム構築していた。一方個別分散 PAC を大規模ビルに適用した場合、テナント管理・空調環境区分の細分化ができる反面、ビル管の管理点数が制約となり、制御内容のグレードを下げたり、ビル管規模の変更などが余儀なくされていた。

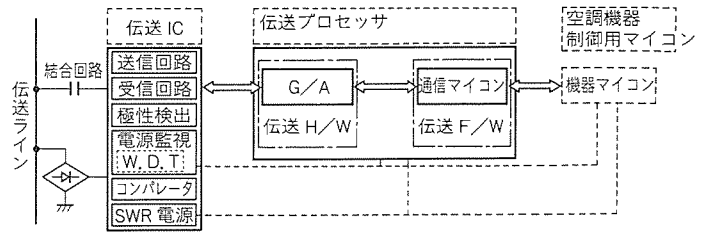


図 2. M-NET 基本構成

表 3. プロトコルアナライザ機能

項 目	機 能
モ ニ タ	リアルタイムモニタ
	ハードディスクへのリアルタイム収録
	アドレス限定モニタ
シミュレーション	プログラム型シミュレーション
	対話型シミュレーション
	複数機器の同時シミュレーション
	シミュレーション結果のリアルタイムモニタ
解 析	オンライン解析
	オフライン解析
各種機能共通	アドレス翻訳
	通信エラー表示
	時間記録・ハードコピー出力

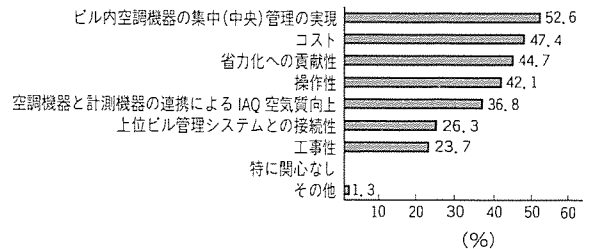


図 3. ビル空調の制御システムについての関心点 (N=76/1,500)

当社が実施した顧客・設計事務所などに対するアンケート“ビル空調の制御システムのどのような点について関心をおもちですか”の結果を図 3 に示す。約半数(52.6%)の人が“ビル内空調機器の集中(中央)管理の実現”と答え、次いで“コスト”“省力化”が続いている。

ビル空調管理の効率化と顧客満足を目的に、空調管理システムを機能別システム、すなわち空調設備バスシステムとして、ビル管理システムと階層的に機能分担をさせた MELANS を登場させた。

この動きは、ビル管の中・小規模ビル適用増大とシステム技術者不足と管理点数不足があいまって、空調のみならず照明、受変電など他のビル設備にも設備バスが広がり、ビル内部の各構成機器は、自律性をもちながら協調して全体で秩序を保っている。

3.1.2 システムの機能・特長

(1) 空調環境を最適化するシステム

個別分散 PAC を遠隔制御するだけでなく、空調基本要素

の温熱環境・空気清浄・除加湿等を監視し、空調機と換気機器を連動制御するため、環境計測システムパーツと最適制御ソフトを具備している。

特に、欧米で70年代のエネルギー危機の時期に登場した高気密高断熱ビルにおいては、換気量の削減による空気汚染シックビルを例に挙げるまでもなく、換気量とじんあい(塵埃)処理の制御は重要である。MELANS は、個々の室内機・外調機などのもつ空気清浄機能を生かし、システム連動して空気質を確保したり、CO₂濃度に基づき換気量の適性制御を系内で自律的に行い、快適性を確保する。

(2) 階層化危険分散システム

ビル管と MELANS は、ビル内部の設備機器間で機能分担を図り、設備概念別に設備バスによりユニット層・フロア層・ビル空調管理層・ビル設備管理層が、空調設備の機能と責任の分担を図っている(図4にシステム概念を示す。)

当社の個別分散 PAC は、室外機・室内機・制御機器・リモコンなどを組み合わせた単なる温熱機器ではなく、空調概念を最小モジュールでシステム化して空気質を確保している。

MELANS は、“危険と機能”を分散して“管理を集中”するため、階層的に上位のシステムが万一ダウンしても、下位

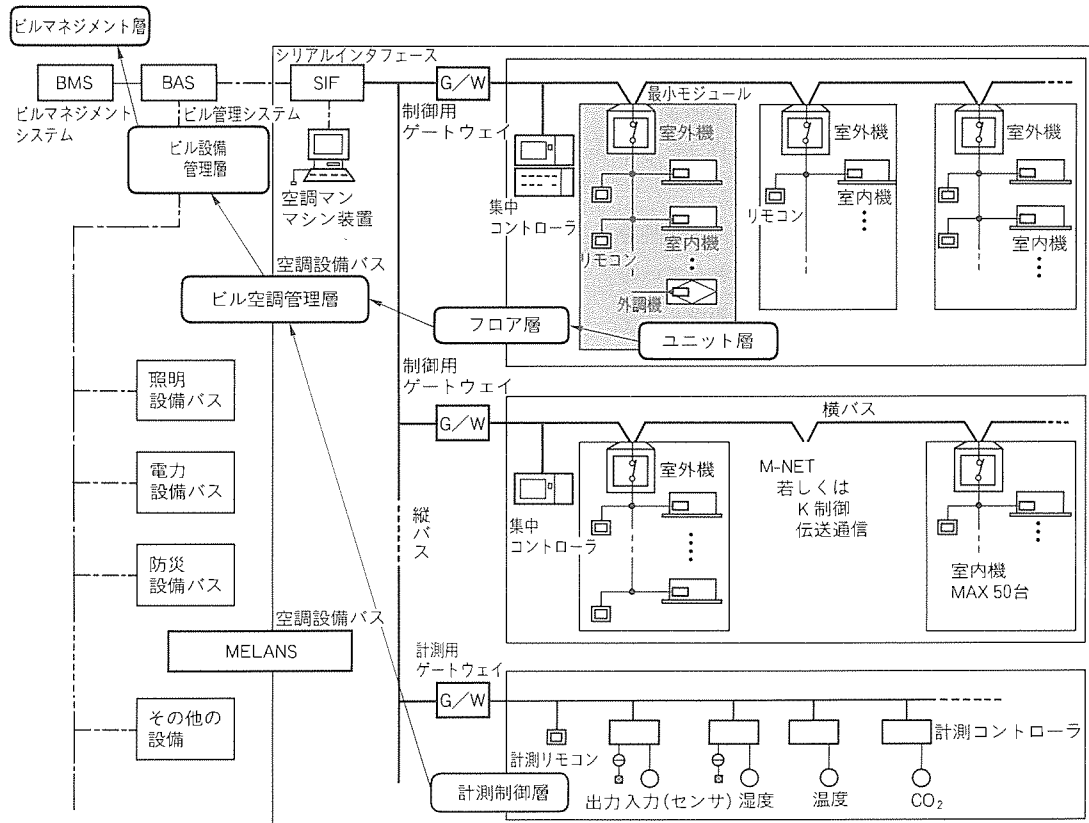


図4. MELANS のシステム概念

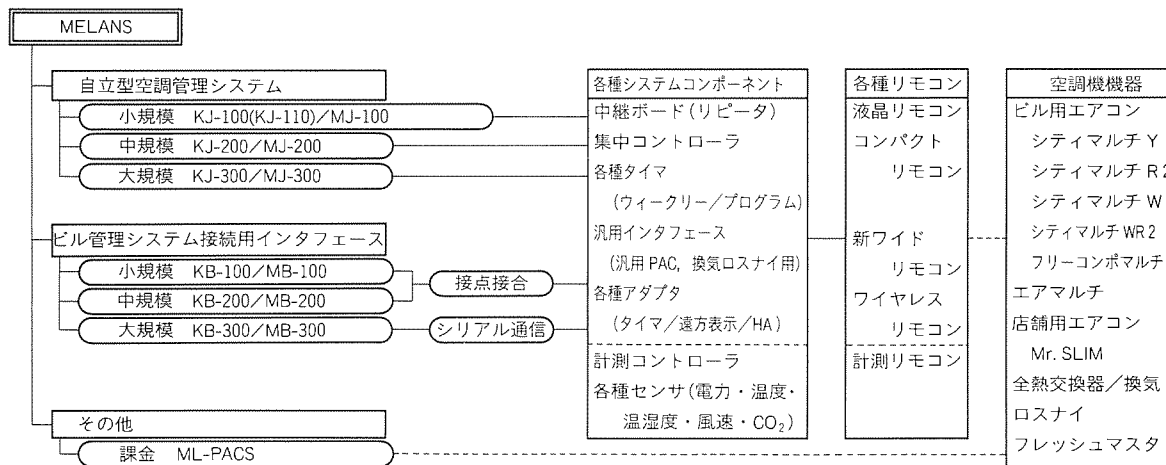


図5. MELANS 機種概要

の制御要素が順次バックアップして各ゾーンに分散された空調機器が運転を継続し、空調機能を保持する階層化危険分散機能を取り入れている。

(3) フリーレイアウトと24時間就業可能システム

このシステムは個別分散 PAC の個別制御性を生かし、テナントの入退室によるグルーピング変更も簡単にできる。また、グルーピング自在のため就業時間帯の多様化に対応でき、セキュリティシステムとの連動により、自由な執務時間と空調空間を居住者に提供できる。

(4) オープン通信機能

MELANS と上位のビル管理システム間の通信は、汎用 RS-232 C(基本形データ伝送手順 JIS X 5002相当)を用い通信手順・コマンドなどをオープン化しており、当社のビル管との接続は無論、ビル管の種類、メーカーを問わない柔軟性のあるシステムにしている。

(5) 運用管理機能

(a) 省エネルギーと契約基本電力の低減

ビル管では対応できない個別分散 PAC の冷媒サイクルに関連したエネルギー管理ソフトを準備しており、快適性の確保と省エネルギーの両立を可能にしている。

また、個別分散 PAC 選定マージンに起因する契約電力量の増大と契約電力超過を防止するため、プリセット制御・快適デマンド制御・換気量最適制御などのソフトを準備している。

(b) メンテナンス

メンテナンス情報により、フィルタ交換時期の予測、予防保全など空調設備の診断が可能で、空調の信頼性向上とライフサイクルコストの低減が図れる。公衆回線を利用した24時間広域監視は、三菱情報センターとオンラインで結び、総合的な遠隔サービスとセキュリティシステムとの組合せで、中小ビル管理の無人化も可能としている。

(6) ソフトビルディングブロックシステム

MELANS は、設計・施工・調整・運用・サービスのすべてにわたり、システムをビルディングブロック的に切り分け、すべての工程に効率的である。

また、設備バス内部はすべて2線式伝送システムであり、配線施工の短縮化と通信の信頼性向上に寄与し、現地調整用のツールなどビル空調システムの現地調整短期間化と調整精度を確実にしている。

また、空調設備のリニューアルは、個別分散 PAC が適しており、リニューアルを機会に“MELANS”の採用で、効率的な空調管理を提供する。

3.2 機種構成

ビル規模や要求機能に合わせて自由に選択できる自立型空調管理システムと上位ビル管の要求に合わせて自在に接合できる上位ビル管理システム接続用のインタフェースと環境計測センサ、各種アダプタを準備し、要求仕様・規模・予算に合わせて自在で様々な市場要求に対応している(図5)。100クラスは50台を最小単位で、300クラスは最大2,000台の空調機器を個別に管理・制御可能である。

3.3 ビル管理システム“MELBAS”と“MELANS”

当社のビル管との組合せは、明確に機能分担されたシステム構築、オープン通信の“MELANS”に加えて、独自のインタフェース方式により、設計の効率化などの特長と納期・

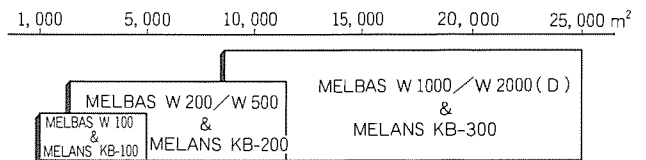


図6. ビル規模対応システム



図7. NHK 名古屋放送センタービル外観

表4. NHK 名古屋放送センタービル建物概要

■建物概要 建物名称/NHK 名古屋放送センタービル 所在地/名古屋市東区東桜一丁目1301番1 地域/商業地域・防火地域 敷地面積/7,927.36 m ² 建築面積/6,045 m ² 延床面積/80,254 m ² 階数/地下4階・地上21階・塔屋2階 高さ/軒高90 m・最高部95 m 構造/鉄骨鉄筋コンクリート造 鉄筋コンクリート造 建物用途/放送局・スタジオ・事務所・店舗 設計・監理/㈱日建設計 施工/大成建設㈱ 鹿島建設㈱ 矢作建設㈱	■建設スケジュール 着工/1988年12月 竣工/1991年6月 ■共同事業者 日本放送協会名古屋放送局 日本生命保険相互会社 第一生命保険相互会社 名古屋鉄道㈱ ■空調設備 MELANS: KJ-300 (KB-300) 室外機: 299台(シティマルチ Y ほか) 室内機: 489台(シティマルチ Y ほか) 外気処理ユニット: 99台(フレッシュマスター) 温湿度センサ: 99台
---	--

全体の調和と信頼性が市場に受け入れられ、適用数が増大している。

図6に組合せシリーズ別の概略ビル規模対応ゾーンを示す。

4. MELANS 納入事例

4.1 “NHK 名古屋放送センタービル”納入事例

このビルは栄地区整備計画事業の中核施設として、情報発信基地・市民コミュニティ・未来型オフィスという複合機能空間を提供している。図7に示すこのビルの6階から21階の高層部オフィスゾーンは、当社の個別分散空調(ビル用マルチエアコン：Yシリーズ)とMELANS(KJ-300)が採用され、80,000 m²以上(6階以上は、約40,000 m²)の大規模ビルにPAC方式の空調システムが本格的に導入された。

この納入事例の建物概要を表4に示す。

4.1.1 物件の特長

本件は設計の初期段階から、部分負荷特性と利便性を追求したパッケージエアコンを中心に検討され、特にビル設置特性においてはシミュレーション技術を活用した提案営業を展開した。

また、空調システムの特長であるビルディングブロック方式を生かし、狭領域(部分)から広領域(全体)へ、現場工事状況に対応した現地調整を行って短納期を実現した。

(1) 自立空調管理システムによる制御の実施

個別分散PACによる空調システムは、きめ細かな制御が

可能であるが、ビル管では管理点数が増大し、ビル管の管理能力を越える。そのため、588台の個別室内機1台ごとにMELANSが制御・監視し、ビル管では大きな間仕切り(テナント)単位で管理している。そしてビル管ではトータル管理、MELANSでは詳細制御というようにシステム間の機能分担が図られている。

(2) 完全中央制御の実施

空調機器を設置したローカル側には手元リモコンを設置せず、完全中央制御監視システムとなっている。通常は、ビル管設定のマスタースケジュールで発停制御されている。

また、MELANS マンマシン装置では、588台の手元リモコンと同等の操作と監視が可能で、使用状況に合わせた機器運転を実現している。万一の上位不調に対しては、フロアご

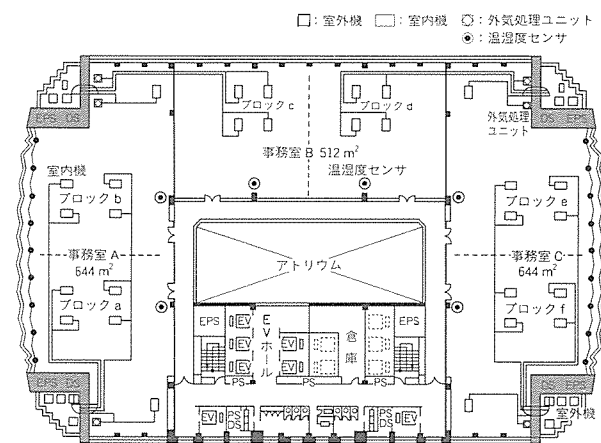


図8. 空調設備機器設置平面図(8階)

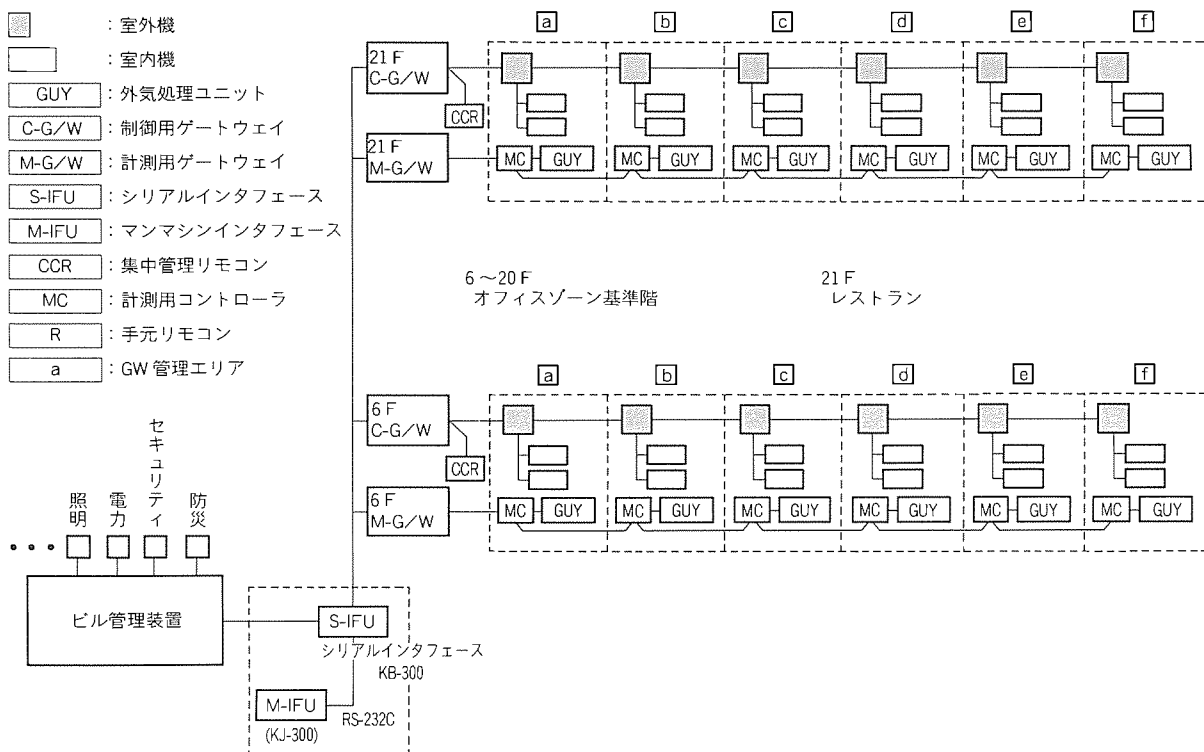


図9. MELANS システム系統

とに複数個設置された集中コントローラでバックアップ運転が可能である。

(3) 環境計測と制御連動

99か所に設置された温度・湿度センサによって環境計測を実施するとともに、上下限監視や加湿器連動制御を実現している。また、PACと外気処理ユニットの連動運転によって換気設計が図られている。

4.1.2 基準階設計

図8は基準階の空調設備機器平面図、図9はMELANSシステム系統である。1フロアは事務室(A・B・C)に3分割され、この区画に合合わせゲートウェイ(G/W)が1台ずつ設置されている。さらに、各々の事務室は2分割され、この区画単位(ブロックa・b・c・d・e・f)をビル管のインタフェースポイントにしている。

また、この区画単位に外気処理ユニットと温湿度センサが1台ずつ設置されている。

4.1.3 ビル管インタフェース

ビル管の制御/監視単位は、前述のテナント単位(a・b・c・d・e・f)であるが、空調マンマシン装置は、室内機1台単位で制御/監視している。これは、MELANS内のブロック/ユニット変換ソフトによるものである。ビル管からの操作設定は、室内機1台ごとに展開され、空調設備からの操作と状態は、テナント内機器全体を対象に演算しそのテナントの状態値としている。演算の一例は、故障・運転・停止状態では、テナント内ユニットに1台でも故障機器がある場合は“テナント=故障”，故障がなく1台でも運転の場合は“テナント=運転”，その他の状態は“テナント=停止”としている。

4.1.4 空調設備設計とシミュレーション

大規模ビルにおける室内機/室外機間の冷媒配管処理の課題は、各フロアの四隅に室外機を設置することにより解決した。この際、室外機設置に関し、騒音・気流・高層階のビル風などにシミュレーション技術を活用して最適化を図った。一例として、室外機設置周囲の熱気流解析を図10に示す。

この解析結果は、設置条件と性能・寿命などの設計データとして利用され、現状の設置方式となり、2シーズンを経過して良好な運転を継続している。

4.1.5 現地調整

この納入事例の現地調整方法実例を以下に示す。

MELANS空調管理システムは、システムアーキテクチャとしてビルディングブロック方式が図られているが、現地調整段階では、試験方法の簡易さと現地工事状況に応じた対応力が特長である。

(1) 空調機動作確認

空調機能ユニットである当社のシティマルチYシリーズは、最小システムとして室外機/室

内機/手元リモコン(集中コントローラ)で構成され、空調機能ユニットで動作確認ができる。

(2) 空調設備バス動作確認

前述の空調機器は、無極性2線でG/Wに入線され、G/WはシリアルIFUと2心通信ケーブルで接続される。最小モジュールの個別分散PAC・外調機の動作確認は、モジュール単位若しくはG/W単位で行い、全階に展開するのでシステム全体の調整が効率的に行える。

(3) ビル管との動作確認

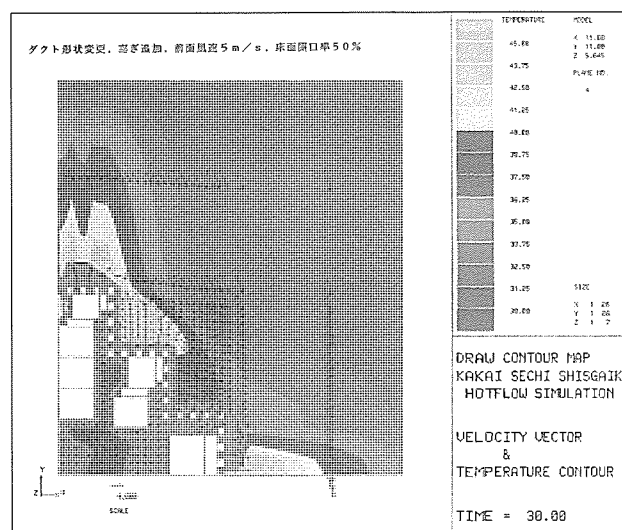


図10. 室外機設置周囲の熱気流解析

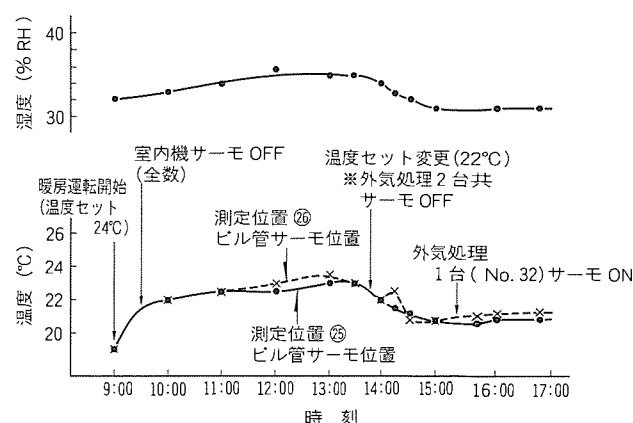


図11. 9階(c・dゾーン)室内温湿度特性

表5. 三菱電機㈱静岡製作所テクノセンター建物概要

■建物概要	■設備		
建物名称/ 静電テクノセンター	空調	Mr. SLIM	86台
所在地/ 静岡市小島		フレッシュマスター	49台
建物面積/ 1,497 m ²		シティマルチ Y	10台
延床面積/ 8,552 m ²		エアマルチ	7台
階数/ 地上6階	計測センサ	温度・温湿度・風速・CO ₂	
高さ/ 29.3 m	照明	117回路 (非常灯を除く)	
構造/ 鉄骨鉄筋コンクリート造	空調(照明)管理システム	MELANS KJ-300	
建物用途/ 事務所・設計	入退室管理システム	電気錠	28か所
		カードリーダー	15か所
■建設スケジュール			
竣工/ 1991年12月			

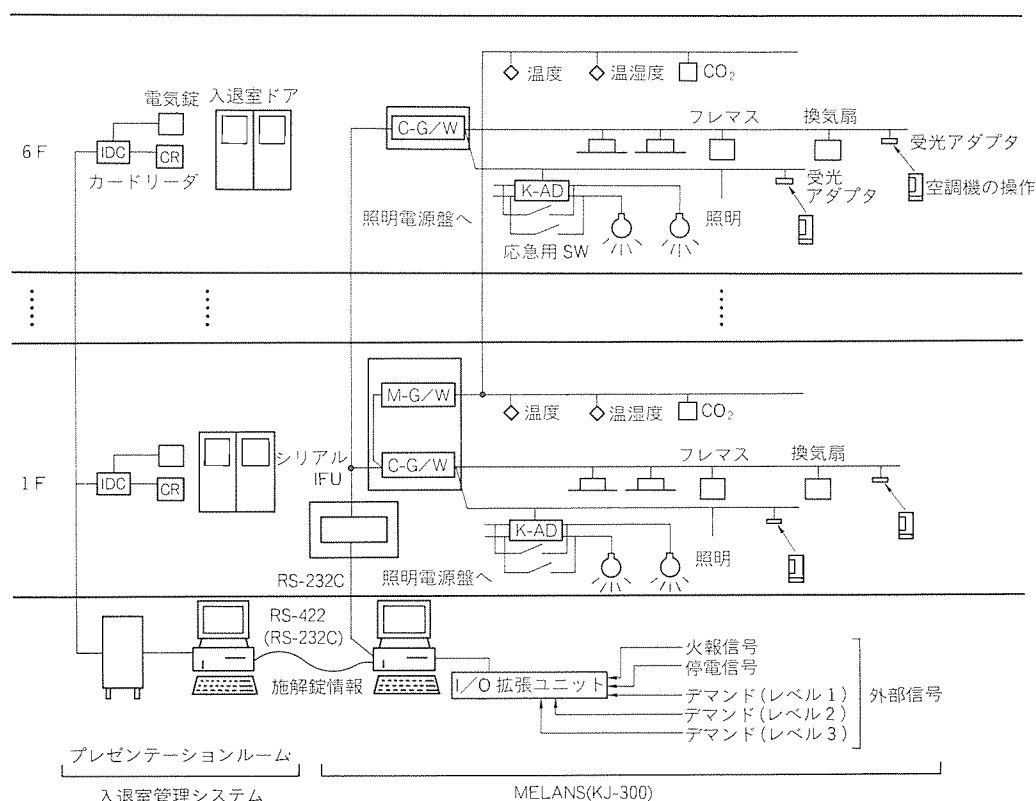


図12. 三菱電機(株)静岡製作所テクノセンターシステム系統

ビル管との専用通信による動作確認は、ビル管操作により1台ごとの空調機動作を確認する。これは、前述の空調機器と空調設備バス系の確認後に実施する。また、現地調整過程でKJ-300の異常履歴機能を併用すれば、異常箇所(アドレス)と異常種類(約25種類)が即座に検出でき、短期調整を可能にしている。

この物件では個別分散PACとMELANSの保守契約を三菱電機ビルテクノサービス(株)が締結しているため、定期点検による早期障害検出と処理対応によってシステムの正常運転を保証している。

4.1.6 現地システム評価

空調設備の冷房試験と暖房試験は2回に分けて実施された。図11に冬期に実施された温湿度特性を示す(当日外気温度5～6℃：外気湿度31～34%)。この試験では、室内設定温度に対する室内温度分布・相対湿度の収束性と追従性確認を目的としている。

この試験の結果、PAC室内機と外気処理ユニット(加湿器を含む。)の実動作と温度・湿度特性が確認され、若干の修正を加えて空調特性を向上させた。

表6. 長崎交通産業ビル建物概要

■建物概要 建物名称/長崎交通産業ビル 所在地/長崎市大黒町3番1号 地域/商業地域・防火地域 敷地面積/約2,000 m ² 建築面積/1,852 m ² 延床面積/12,413 m ² 階数/地下1階・地上6階・塔屋1階 高さ/軒高27.47 m・最高部約35 m 構造/鉄骨鉄筋コンクリート造 建物用途/バスターミナル・事務所・店舗 設計/施工/三菱電機ビルテクノサービス(株)九州支社	■改修工事スケジュール 着工/1991年4月 引渡/1991年8月 ■空調設備 MELANS: KJ-300, ML-PACS-Y 光通信システム 室外機: 33台(シティマルチ Y ほか) 室内機: 111台(シティマルチ Y ほか) 外気処理ユニット: 5台(ロスナイ) 温湿度センサ: 15台 CO ₂ センサ: 14台
---	--

4.2 “三菱電機(株)静岡製作所テクノセンター”納入事例

この納入事例の建物概要を表5、システム系統を図12に示す。この事例は、当社静岡製作所内に建築された開発・設計部門のモデルオフィスとして、平成3年12月にしゅん(竣)工された。

システムの特長は次のとおりである。

(1) サブシステムだけの無人管理

床面積8,522 m²のこの事例には一般的なビル管が導入されていない。セキュリティシステムである入退室管理システムと空調管理システムであるMELANSの設備バス同士を連動してトータルビル管理を実現した。施錠データが伝送されると、MELANSでは切り忘れ防止のため、空調と照明を停止し、入室信号では共用部の照明と一部換気装置の運転サービスを実施している。ビル利用者のIDカードは、入退

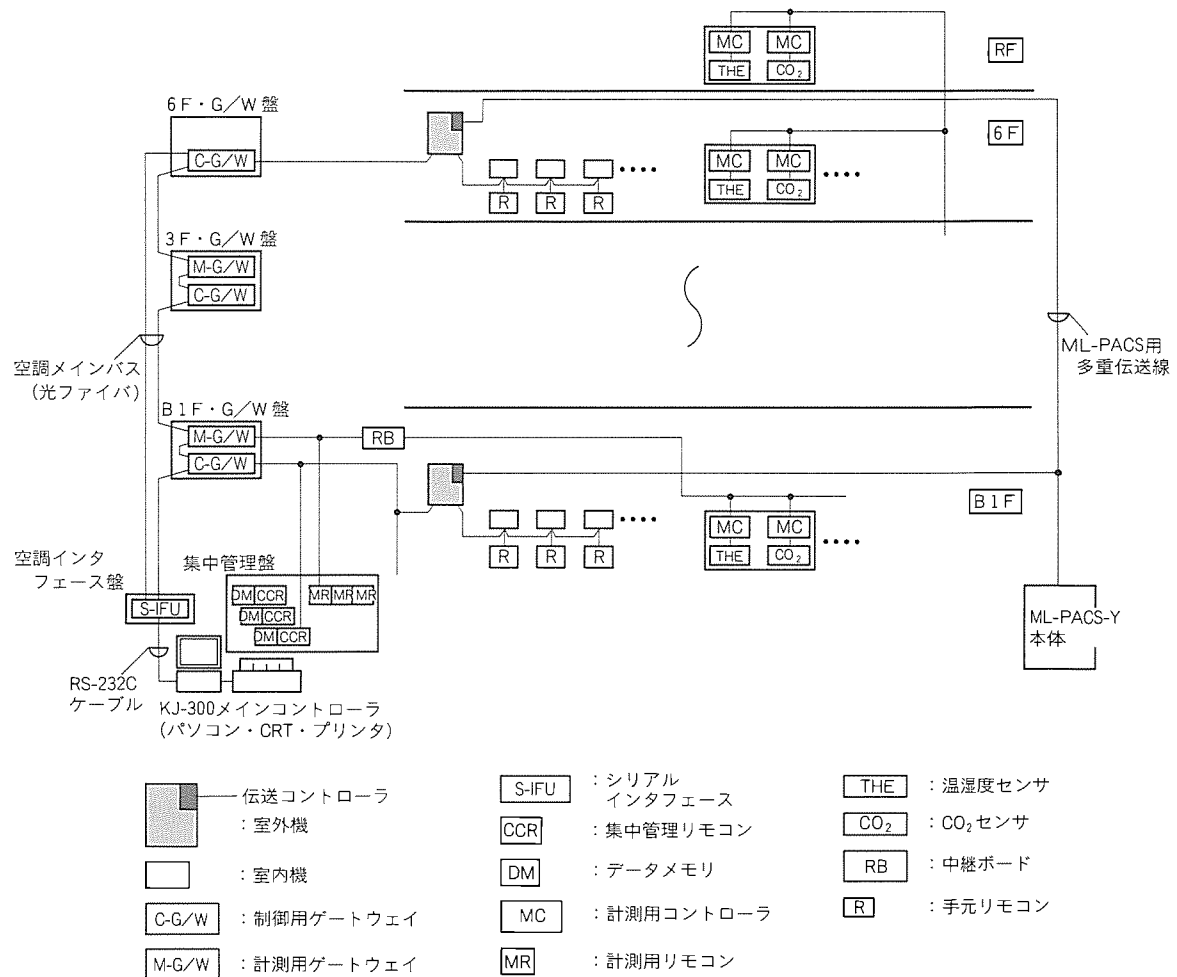


図13. 長崎交通産業ビルシステム系統

室管理システムに登録され24時間自由にビルを活用できる。

(2) MELANS による空調・照明管理

共用部を除く事務室・会議室には、ワイヤレスリモコンが設置され、完全に利用者の運用に任されている。共用部のPACは、スケジュールによる無人運転で制御され、省エネルギーのため昼休み時間帯は、照明機器を半点灯にしている。

(3) 各種計測サンセによる環境計測

ビル内に設置された温度・湿度・CO₂センサによって環境計測が行われ、IAQ制御の基礎データとなっている。

4.3 “長崎交通産業ビル”納入事例

この納入事例の建物概要を表6、システム系統を図13に示す。この事例は、バスターミナルとテナントの複合ビルで、昭和38年にオープンしている。

システムの特長は次のとおりである。

(1) 空調設備のリニューアルに対応

セントラル方式から個別分散空調方式への設備リニューアルが実施された。個別分散PACシステムの特長を生かし、部分工事の積み上げで改修工事を完成し、利用者の影響を最小限にした。

また、空調課金システムを導入しテナント間の公平性を確

保した。

(2) 光通信システムを導入

既築ビルである現場環境や制約により、空調設備バスに光通信システムが導入され、電磁環境に影響されない高信頼性を実現した。

また、この光通信システムの特長である現場対応の光ファイバ圧着方式で短期工事を可能とした。

5. む す び

以上、空調管理システムについて記述したが、地球規模での環境保全から個人の要求レベルの多様化まで幅広い・高度な制御を個別分散空調機器ばかりでなく、セントラル空調方式対応などの空調機器や食品工場・食品店舗に対しても簡単に設計・施工・操作・運用できる最適なシステムを目指して尽力する所存である。

参 考 文 献

- (1) 川島正満：ビル空調管理システム，三菱電機技報，65，No.5，428～435（1991）

ルームエアコン“霧ヶ峰”Fシリーズの 軽量・コンパクト化技術

磯野一明* 池谷和則**
青木克之* 谷藤 仁**
小泉英明**

1. ま え が き

ルームエアコンの需要は、天候・景気動向の影響を受けながらもベース需要は着実に増大しつづけていると考えられる。この需要増大の要因の一つには、重複普及率(複数台のエアコンがある世帯数/全世帯数)の伸び、すなわちエアコンが1家に1台から1部屋に1台の商品となった点が挙げられる。

このような需要形態の変化に伴い、エアコンに要求される要素の中で“据付け場所をとらない、選ばないエアコン”という点が重要なウエートを占めてくる。そしてこの顧客ニーズ要素に最も大きな効果を与えるのがユニットのコンパクト性であるといえる。したがって、よりコンパクトなエアコンが、より多くの据付け可能な場所を生むことになる。また、このコンパクト性は、インテリア性又はエクステリア性を重視する顧客ニーズの中でも重要な役割を果たしている。

セパレートタイプエアコンにおいて、室内ユニットと室外ユニットではコンパクト性の要素(高さ、幅、奥行寸法)は異なり、室内ユニットにおいては、和室三尺柱間に入るという幅寸法(現行815mm)を確保すれば、高さ寸法を小さくすることがコンパクト性を高め、室外ユニットにおいては、公団天吊り据付け可能な高さ寸法(現行540mm)を確保すれば、幅寸法を小さくすることがコンパクト性を高めることになる。

このような市場環境の中、93シーズン年度“霧ヶ峰”最主力商品であるFシリーズは、室内ユニットでは高さ寸法を従来の360mmから265mmに縮小し、室外ユニットでは幅寸法を従来の795mmから650mmに縮小した室内外コンパクトエアコンMSZ-F2503/F2803(図1)を開発した。

ここでは、この開発のベースとなった空力改善、電子基板の小型化、構造体の薄肉化などについて述べる。

2. 室内ユニットのコンパクト化

室内ユニットのコンパクト化を行うには、従来機と比べ、①風路容積の削減、②電気品容積の削減、③無効容積(風路背面の無駄な空間)の削減を行うとともに風路容積の削減に伴う熱交換器容量の低下、ファン径縮小を補う空力性能の改善が必要となる。

風量容積削減、無効容積の削減に当たっては、図2に示すように熱交換器をくの字型に曲げることによって

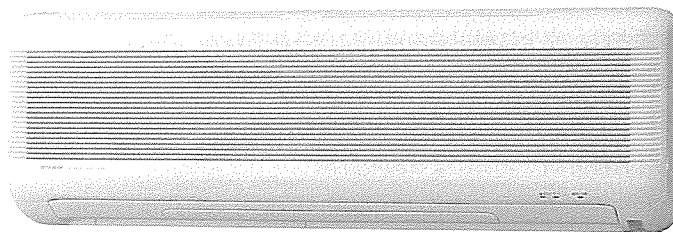
限られた高さ寸法の中でより多くの熱交換器を搭載することができ、風路容積を削減(33%)するとともに無効容積の削減(50%)にも大きく寄与した。

また、コンパクト化による風路圧損増加に対応するため、羽根車の羽根面相對迎え角を大きくし、羽根形状の最適化を図ることによって同一回転数において30%の風量をアップしたHPSラインフローファンを採用した。

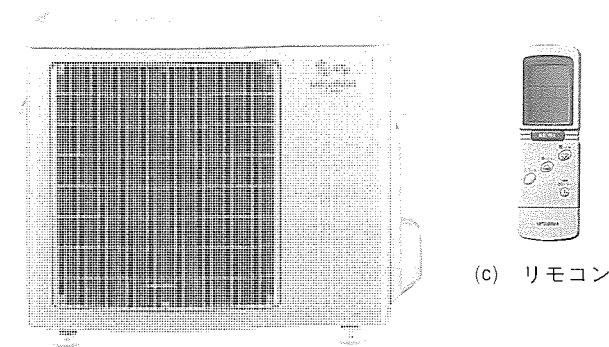
以上のような送風機単体の改善、通風路の改善もさることながら、今回、空力改善に最も大きく寄与しているのが、アクティブ静音メカである。

次にこのアクティブ静音メカについて説明する。

室内ユニットをコンパクト化するには以上のような改善を施すとともに、部品間の距離を限界まで近づけること、すなわち熱交換器と羽根車との距離を小さくすることが必要となる。しかし、熱交換器と羽根車との距離を小さくすると回転騒音と呼ばれる高い音色の異常音が発生する。この回転騒音は騒音値を上げるだけではなく、純音に近い音が発生するため、音質的に悪影響を与える。そこで、アクティブ静音メカは、発生する騒音自身を二つの位相の異なる騒音に分け、積極的に騒音を打ち消し合わせるもので、装置の追加などによ



(a) 室内ユニット



(b) 室外ユニット

(c) リモコン

図1. “霧ヶ峰”FシリーズMSZ-FZ2803の外観

らず簡易な方法で回転騒音の低減効果を得た。

(1) アクティブ静音メカの構造

図3にアクティブ静音メカを施した熱交換器を示す。熱交換器の裏側にはパイプに沿って上下に繰り返し千鳥足状にフィン倒しを設けた。

(2) 回転騒音の発生メカニズム

回転騒音は、羽根車とファンケーシングとの間の干渉で発生するが、羽根車に流入する気流の乱れによっても発生する。ルームエアコンの室内機では、図4に示すように熱交換器のパイプが気流の乱れを発生させているが、このため熱交換器を通過した直後の気流の風速は、図に示すように、渦流部のみ局所的に風速が減少したものとなる。この渦流部がファンに流入したときの現象を図を用いて説明する。図5は羽根に流入する空気の流れを示したものである。羽根から見ると通常の流れは実線で示した w のように流入するが、しかし、渦流部では図4で説明したように流入速度 c は低減して c' になるのに回転速度 u はそのままであるため、羽根から見た流れは破線で示した w' のように流入する。つまり渦流部の流れでは、羽根に対する相対迎え角 α が増大している。羽根車が回転することにより羽根と渦流が干渉し始めると、羽根に流入する速度が時間とともに減少するため羽根に対する相対迎え角 α が時間とともに増加し、揚力の増加(正

の揚力変動)が発生するため正の音圧変動が生じる。羽根車が回転し、最も渦流の流速の遅い部分を羽根が通過すると、その後は羽根に対する相対迎え角 α は時間とともに減少するので、負の音圧変動が生じる。

このようにして、渦流部を羽根が通過するたびに周期的に音が発生する。これが回転騒音である。

(3) アクティブ静音メカ動作原理

図6にアクティブ静音メカを施した熱交換器に発生した渦流部を示す。図3で示した下側フィン倒しを設けた部分のパイプ渦流は、フィン倒しの抵抗によって図6に実線で示したように上向きになり、逆に上側フィン倒しを設けた部分のパイプ渦流は破線のように下向きになる。

図3で示したように上側フィン倒し部と下側フィン倒し部はパイプに沿って交互に設けたため、下向き渦流部と上向き渦流部はパイプ方向に交互に発生する。

図6の羽根AとBがこの渦流と干渉して発生する回転音のタイムチャートを図7に示す。羽根車が回転すると、まず羽根Aが下向き渦流に干渉し、前述のように正の音圧から負の音圧への音圧変動が(a)のように発生する。これに少し遅れて、この部分と隣り合う上向き渦流が、羽根Aと干渉し位相の遅れた音圧変動を(b)のように発生させる。この二つの音圧変動(a)と(b)の発生時間差を逆位相になるように、フィン倒し形状を調節して渦流形状を最適化することで、(a)の負の音圧と(b)の正の音圧を打ち消し合わせることができる。次に羽根Aと隣り合う羽根Bも、同様に(c)と(d)の音圧変動を発生させる。(b)の負の音圧変動と(d)の正の音圧変動は羽根間隔を調整することで打ち消し合わせることができる。このよう

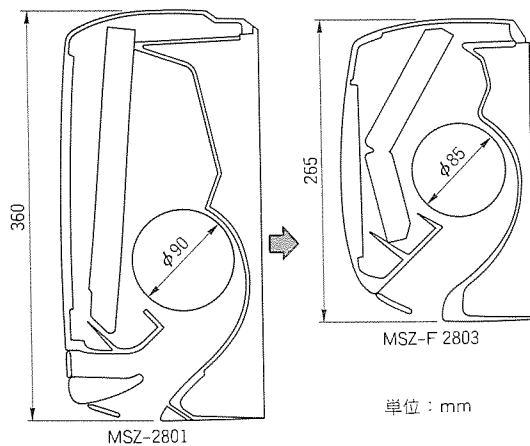


図2. 室内ユニット断面図比較

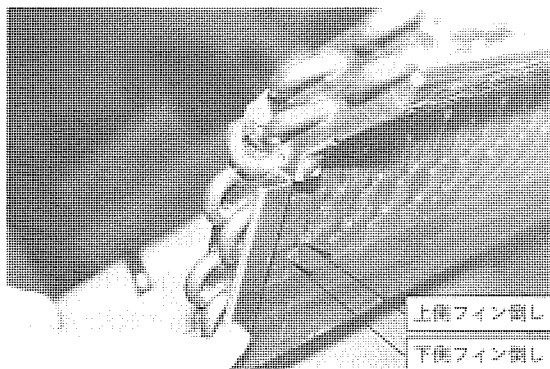


図3. アクティブ静音メカ

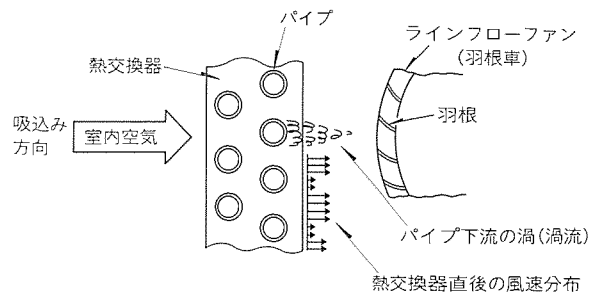


図4. 従来の熱交換器に発生した渦流

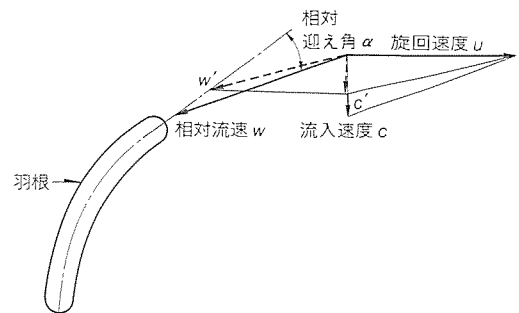


図5. 羽根に流入する空気の流れの速度三角形

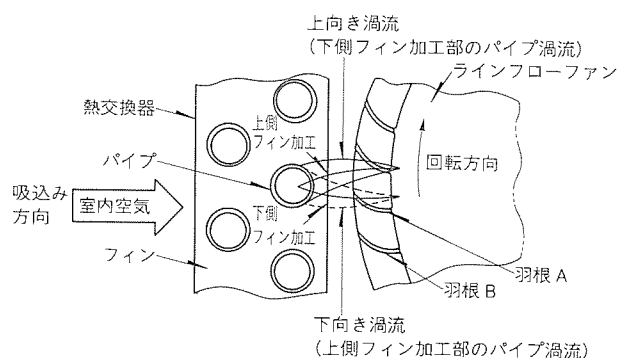


図6. アクティブ静音メカを施した
熱交換器に発生した渦流

にして、渦流によって発生する回転騒音を大幅に低減することができると。

(4) アクティブ静音メカの効果

アクティブ静音メカの有無での回転騒音を比較すると、一次成分と二次成分の合計で約8dBの低減効果があることが確認された。

3. 室外ユニットの軽量・コンパクト化

室外ユニット(図8)の軽量化及びコンパクト化を行うには、表1に示すように、室外ユニットを構成する送風機室・機械室・電気品室の各々のスペースを縮小しなければならない。また、更に軽量化を進めるためには、構成部品単体の軽量化を行う必要がある。そこで今回の開発では下記に代表される技術改善を施すことにより軽量・コンパクト化を図った。

3.1 空力性能の改善

送風機室を縮小するに当たり、プロペラファンの外径を従来の420mmから340mmに小径化を行った。エアコンのプロペラファンの使用範囲においては、ファン径を小さくするほどその性能(同一騒音における風量)は低下の傾向を示す。この低下を補うため、下記の要素について改善検討を行った。

(1) ファン単体性能改善

(a) ボス比縮小による改善

ファンの小径化によって強度面の問題がなくなったため、ボス比を従来の0.39から0.35に変更し最適値へもっていく。

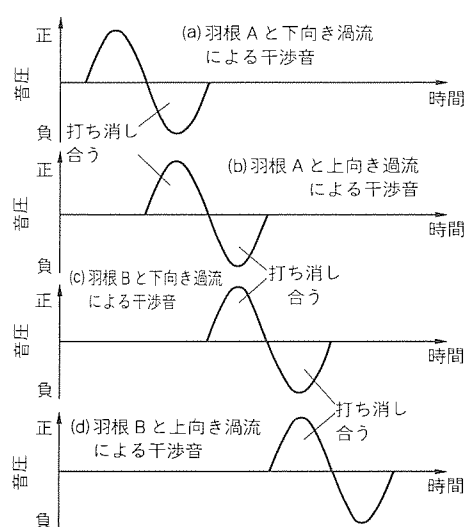


図7. 回転音のタイムチャート

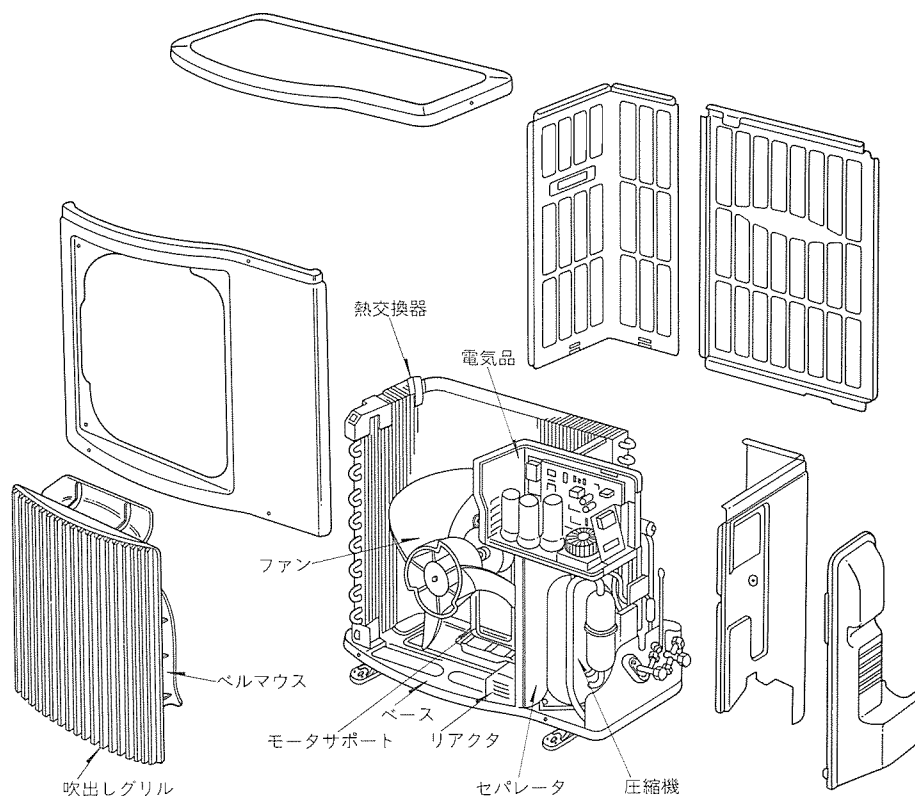


図8. 室外ユニット構造図

(b) 翼面形状の最適化

ファンの小径化及び風路圧損の低減により、従来の翼面形状では作動点が最適値より開放側にずれてしまうため、ファン単体の食い違い角・反り角を変更することにより、作動点が最適値へ近づくように翼面形状を修正する。

以上の改善によって従来仕様20.4m³/min(40dB時)に対して今回21.6m³/minと+1.2m³/minの改善があった。

(2) ベルマウス形状の改善

四角の吸込口から円形のファン吸込面へ滑らかな曲面で結

表1. 室外ユニット軽量・コンパクト化への技術課題

		問題点	改善検討項目
軽量・コンパクト化	送風機室の縮小 — 1. ファン径小径化	風量低下	1 1. ファン翼面形状の見直し 2. ベルマウス形状の見直し 3. 風路圧損の低減
	電気品室の縮小 — 1. 基板の高密度化 2. 主回路部品の高密度配置	各部品温度上昇	2 1. 通風構造の見直し 2. 部品配置の見直し
	機械室の縮小 — 1. 冷媒回路の簡素化	性能悪化	3 1. ブリードノッチ付き膨脹弁導入 (ハンチング対策)
	2. 機内配管長の短縮	振動, 騒音悪化	4 1. ツインロータリ全機種搭載 2. 配管形状の見直し
	各部品の軽量化 — 1. 筐体の薄肉化 2. 圧縮機単体の軽量化	振動, 騒音悪化 強度低下	5 1. 構造形体, 形状による剛性アップ 2. 構成部品の配置変更 3. 梱包仕様の見直し

んだ新しい形状(ブラウン管形状)のベルマウスを装着することによって従来仕様に対して $+0.7\text{ m}^3/\text{min}$ の改善があった。

(3) 風路圧損の低減

- 送風機用のモータを固定するモータサポートの形状の見直し
- 送風機室と機械室を分離しているセパレータ形状の見直し
- 吹出し側に設けられた吹出しグリルの取付位置, 強度面を考慮に入れた格子形状及び格子ピッチ, 格子の取付角度の最適化

このような風路圧損の低減を図ることにより $+1.5\text{ m}^3/\text{min}$ の改善があった。

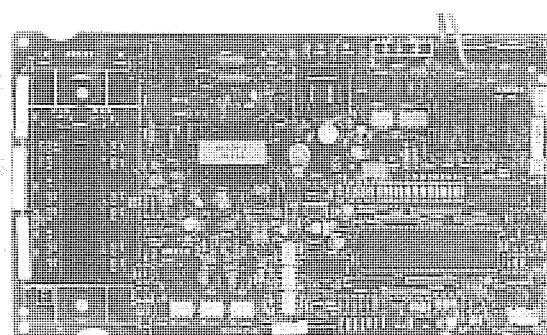
以上のような空力改善を施すことによって, 従来仕様に対して $3.4\text{ m}^3/\text{min}$ の改善が行われ, $23.8\text{ m}^3/\text{min}$ (40.0 dB) の風量を確保することができ, 目標値($23\text{ m}^3/\text{min}$)を達成することができた。

3.2 電気品室の小型軽量化

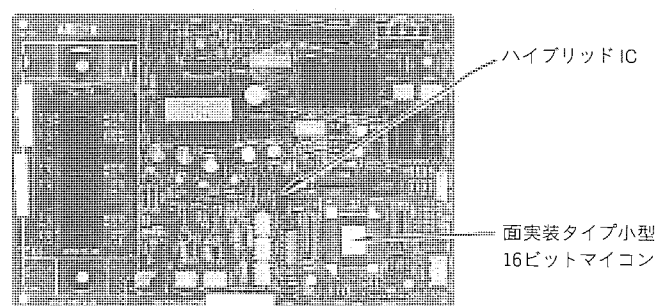
3.2.1 インバータ制御用基板

室外ユニットの小型軽量化を進める中で, インバータの制御回路等の電気部品の占める割合をより小さくするために, インバータ制御用基板においては下記の高密度実装技術を採用することにより, 図9の示すようにインバータ制御基板に対して, 25%の小型化を図った。

- インバータ・室外機を制御するマイクロコンピュータに小型16ビット面実装タイプを採用し, 基板上における実装面積を縮小する。
- マイクロコンピュータ周辺回路の配線をファインパターン化(従来比40%縮小)し, 部品実装率を向上させる。
- 室内機と室外機インバータとの間で通信を行う回路, マ



(a) 従来基板



(b) 新基板

図9. インバータ制御基板比較

イクロコンピュータ周辺のデジタル回路, 圧縮機の電流極性を検出する回路をハイブリッドIC化し, 基板上の実装面積を縮小する。

3.2.2 制御基板用電気品ボックス等

次に, 前記インバータ制御基板を組み込むための電気品ボックスにおいては,

- 外部への放射ノイズを低減するノイズフィルターをシリングタイプから基板実装タイプへ変更し, 基板上で三次元実

表 2. 従来仕様との断面二次モーメントの比較

単位: mm ⁴			
	I_x	I_y	$I_x + I_y$
従来仕様 $t=1.2$ mm	1.896×10^4	2.557×10^6	2.576×10^6
薄肉化仕様 $t=0.8$ mm	1.891×10^4	2.116×10^6	2.134×10^6

装を行い基板上の小型化を図る。

(2) 大きな熱源であるリアクタを電気品室から分離し、独立した冷却風路を設け、更に電気部品の部品形状、実装位置の見直しによって冷却構造の最適化を図る。

などの小型化・新冷却構造により、従来の電気品ボックスに対して45%の小型化を図った。

また、インバータ回路の力率改善用リアクタにおいては、容量の最適化を図り、従来比25% (0.5 kg) の軽量化を行った。

3.3 きょう(筐)体の薄肉化

ここでは、薄肉化の効果の最も大きかったベースについて説明する。ベースは他の構造体を支える部品で、落下強度・振動伝搬などの面から最も重要な位置を占める構造体である。その構造体の性能を決める要素は、室外ユニットの場合、長手方向の曲げ剛性に起因する。したがって今回薄肉化するに当たり、曲げ剛性に着目し、その改善を進めた。

従来と同一の絞り形状では、薄肉化(板厚1.2 mm → 0.8 mm)するとその曲げ剛性は低下してしまうため、次の点に改善を施し、曲げ剛性の向上を図った。

- (1) 絞り深さを深くする。
- (2) 長手方向の絞り本数を増す。
- (3) 長手方向の絞りをできる限り直線とする。

以上の改善によって、その断面二次モーメントを比較すると表2のようになり、従来仕様とほぼ同一の剛性を得ること

表 3. 各部分における断面二次モーメントの比較

単位: mm ⁴			
	I_x	I_y	$I_x + I_y$
理想的に断面が形成されている場所	1.891×10^4	2.116×10^6	2.134×10^6
セパレータ付近	1.870×10^4	2.103×10^3	2.122×10^6
モータサポート右側	1.851×10^4	2.073×10^3	2.092×10^6

ができ、また、表3に示すように、各部においても理想的に断面が形成された場所と同等の剛性を得ることができ、実機強度試験においてもその効果は確認された。

4. む す び

以上に代表されるような技術改善を施すことにより、室内ユニットにおいては、容積比33%を削減するコンパクト化を実現し、質量面においても従来の11 kg に対して今回8 kg と3 kg の軽量化が行われた。また、高さ寸法を265 mm にすることにより、従来ユニットの窓上設置可能率が77%であったものが、今回88%と11%もの改善がなされ、据付け可能範囲の拡大を行った。

室外ユニットにおいても、容積16%の削減がなされ、室外ユニットの本体のコンパクト化とともに、斜流ファンの搭載による本体周囲の据付け必要寸法の大幅な縮小により、必要設置面積に関しては従来比50%の省スペース化を行うことができ、据付け可能範囲の拡大を図った。

また、本体質量も従来の38 kg に対し、今回 (MSZ-F 2803) 32 kg と6 kg の軽量化がなされ、MSZ-F 2503においては、9.6 kg と業界トップクラスの小型軽量ツインロータリ圧縮機の搭載により本体質量29kg とこのクラス業界最軽量の室外ユニットを実現した。

ふく射空調システム—その特徴と課題—

瀬下 裕*
中野真理子**

1. ま え が き

ふく射空調は快適性に優れ、特にふく射暖房は望ましいという信念は長く、無視できない歴史をもっている。さらに、最近のふく射空調システムに関する研究の多さは、当該システムが空調方式の一つの流れとして、新しい地歩を築きつつあることを示唆しているように思われる。ふく射空調の概念は新しいものではない。紀元前には、ローマ人が彼等の有名な浴場の暖房に使っている。朝鮮半島、中国東北部では、現在に至るまで数世紀にわたってこの暖房方式が使われている。ヨーロッパでは、パネルラジエータを使った暖房方式が最も一般的である。日本でも、床暖房又はその簡易型である電気カーペットなどはよく用いられている。

しかし、最近のふく射空調に関する研究は、床暖房・パネルラジエータの利用という狭いものではなく、より快適な空調環境を提供するために、さらに省エネルギーを達成するための手段として、ふく射冷房も含めた広い視野から考えられ始めている。本稿では、筆者らが行った実験や解析結果を基にして、室内の形成環境・省エネルギー効果を中心に、ふく射空調の特徴と課題について述べる。

2. ふく射空調の概要

2.1 ふく射空調の目的

ふく射空調が最近クローズアップされてきている背景として、従来の室内空気を加熱又は冷却する方式(対流空調方式)に対する反省がある。それは、従来の対流空調方式は印刷・製糸工場などの産業用空調として出発したものであり、人間に対しては果たして適切なのかという視点である。すなわち、対流空調方式の問題として、人間の温熱感覚に対して空気温

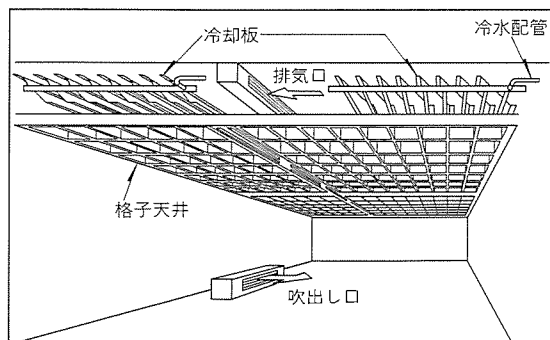


図1. ふく射空調システムの例⁽¹⁾

度と同等の大きな影響力をもつふく射環境の制御が行われていないこと、さらに、気流感・室温のばらつき・大きな非対称ふく射温度場の解消といった空調の高品位化要求が切実な課題として存在することなどが挙げられる。これらの問題を解消するために空調の方式そのものを見直し、従来の対流空調方式に代わる又はそれに付加するものとして考慮され始めている方式がふく射空調システムである。

2.2 ふく射空調システムの例

ふく射空調システムは、室内に加熱又は冷却されたふく射面を設けて冷暖房を行うもので、内壁面(天井・床・側壁)の一部又は全面をふく射面として部屋全体を空調する方式(アンビエント空調への利用)とパーティション・机などの一部をふく射面とする方式(パーソナル空調としての利用)がある。図1⁽¹⁾は前者の一例で、天井全体に密に水配管(フィン付き)を設けたものである。ほかに天井裏に通風して天井面全体をふく射面とする方式、建築(軀)体そのものを加熱・冷却して蓄熱するもの、天井の一部に通気式のふく射パネルを設ける方式もある。図2⁽²⁾は後者の一例で、床下からローパーティション内部に給気し、パーティション表面をふく射面としたもので、事務所空調方式として幾つかの適用例がある。パーティションの加熱・冷却方法として、ほかに熱電素子・ヒートパイプを用いたものがある。これらの実施例に関しては、主に形成された室内温熱環境について現場での実測又は言語申告評価が行われ、比較的良好な結果が報告されている。

3. ふく射空調による室内形成環境

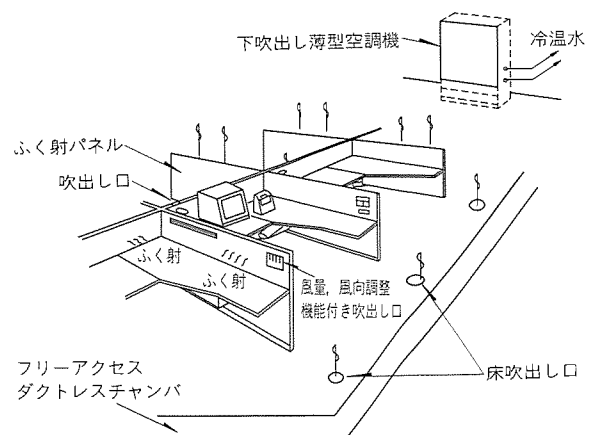


図2. ふく射空調システムの例⁽²⁾

ふく射空調を特徴づけるものとして、それによる室内形成環境を対流空調方式のそれと対比しながら知ることが重要である。既に筆者らは、ふく射空調の現実的な可能性を明らかにするため幾つかの解析的アプローチ⁽³⁾を行っている。本稿で紹介する実験は、その解析的評価と対比するための理想化されたシンプルな系を対象にしたもので、後述するように、実験対象室の天井には加熱又は冷却されるふく射面が設けられている。天井に冷却ふく射面がある場合の形成環境については、それが良好なものであることが直感的に理解できる。一方、天井に加熱ふく射面がある場合の形成環境については、想像し難い点がある。この章では、天井に加熱ふく射面がある場合の室内形成環境を中心に実験結果を述べる。

3.1 実験方法

図3に実験装置外観、図4にその構成を示す。実験装置は被空調室(モデル室)とそれを空調するための熱源装置から構成されている。モデル室は四畳半の実大模型で、全体が温度調節された恒温室内に設置されている。モデル室はすべて同一の規格構成壁(熱通過率は約 $1.2 \text{ W/m}^2\text{K}$ で通常の建物外皮と比べればその断熱性能は低い。)、同一赤外ふく射率の内装材を用いている。室の天井にはチューブオンシートのふく射パネル($1 \text{ m}^2 \times 4$ 枚、天井面積に占める割合約55%)を設け、ふく射パネルへの冷温水供給源として恒温水供給装置を、さらに補助空調機として、恒温恒湿空気供給装置を設置した。実験は、対流空調のみと対流とふく射を併用した場合とについて行った。対流空調のみの実験では、パネルに通水せず補助空調機のみを運転し、モデル室中央床上 0.6 m (基準点)の空気温度が所定値となるように当該空調機の吹き出し温度を制御した。ふく射空調の場合には、上記の運転に付加して、パネルに冷温水を流通させ、パネル表面温度が所定値となるように恒温水供給装置の水温制御を行った。モデル室の外界温度は、全実験にわたって 5°C に維持した。

3.2 ふく射パネルの処理熱量

実験システムのおおまかな熱的スケールの理解を助けるために、この実験で用いたモデル室の熱負荷及びパネルの放熱量を実験結果の一例で示す。図5は、パネル表面温度 t_p に対するモデル室の定常熱負荷、パネルの対流放熱量、パネル

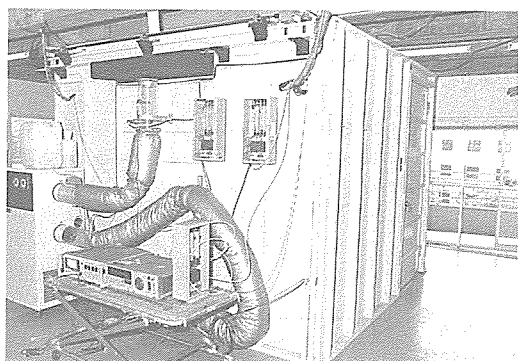


図3. ふく射空調実験室の外観

のふく射熱量を示したものである。図から明らかなように、モデル室の定常熱負荷は約 800 W (基準点室温 20°C 、周囲 5°C)程度であり、ほぼふく射パネルの処理熱量のみで空調負荷が賄われている(パネルの全放熱量よりも熱負荷が小さい場合は、補助空調機が冷房側に働いている。)

図6にこの場合のパネルの単位面積当たりの処理熱量(ふく射、対流)を示す。図中の()内の数値は天井面を除く内壁表面温度の算術平均値を表している。ふく射熱流束(●印)は $t_p = 40^\circ\text{C}$ で 140 W/m^2 程度に達し、対流熱流束(○印)と併せたふく射パネルの処理熱量は約 200 W/m^2 となっている(冷房の場合では、結露防止のためにパネル表面温度の下限が 20°C 程度となり、処理熱量は約 100 W/m^2 と更になくなる。)。内壁表面平均温度も t_p に伴って上昇しており、 $t_p = 40^\circ\text{C}$ 以上では基準点の空気温度を上回っている。

この実験結果から、ふく射パネルの処理熱量が小さく、空

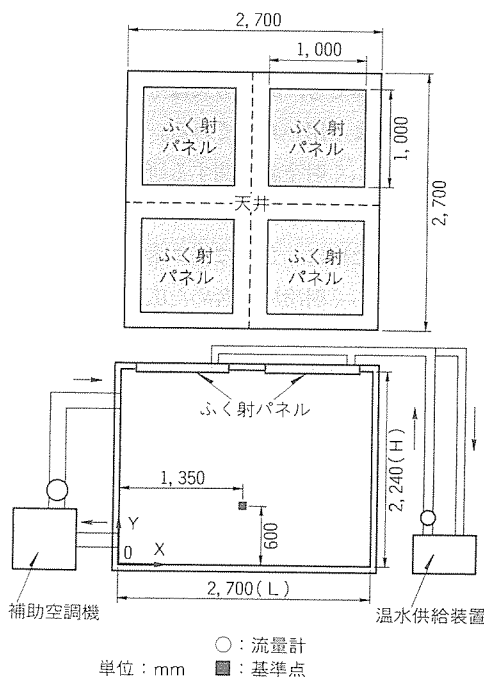


図4. ふく射空調実験室の概要

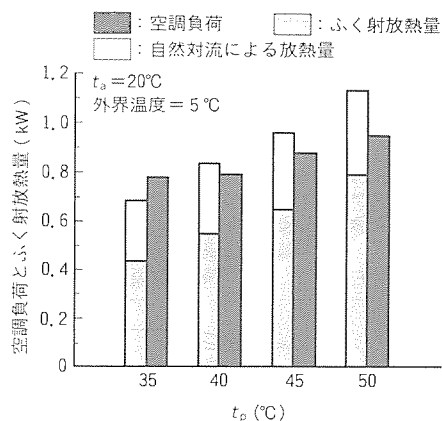


図5. 部屋の定常熱負荷とパネル放熱量

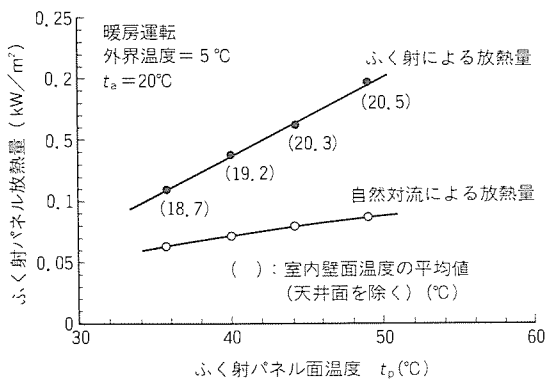


図 6. ふく射パネル放熱量

調負荷を充足するためには大面積のパネルが必要となること、パネルのふく射によって内壁が直接加熱されるため、室内空気と内壁温度との関係が対流空調とは逆転する場合もあることが分かる。

3.3 室内ふく射環境

このように内壁が直接加熱(又は冷却)されることによる内壁温度の変化及びパネルのふく射の影響は、室内のふく射環境を大きく変える。図 7 は、モデル室中央床上 0.6 m の X 方向の上向面の面ふく射温度 (PRT) と非対称ふく射温度 (RTA) とを示したものである。PRT とは、ある平面要素が周囲環境から受けるふく射量を、それと等量の黒体ふく射量に置き換えたときのその黒体温度を指し、RTA とは、上下面の PRT の差で、ふく射の方向性、言い換えれば非対称性を表す。図から明らかなように、PRT は t_p の増加に伴って顕著に上昇し、対流空調に比較してふく射環境が大幅に変化し、後述するように人間の温熱感覚にも大きな影響を与えることが予測される。一方、RTA に関しては、対流空調の場合では、ほとんど $\text{RTA} = 0$ となっているのに対し、ふく射併用では 3～7℃ に増加し、ふく射の非対称性が強くなっている。この RTA の値の増加、すなわち、ふく射の非対称性が強くなった場合、逆に不快感を招くことが言語申告実験から知られている。RTA に関する評価は、今後天井ふく射暖房を検討する上で重要なポイントである。すなわち、冷房で結露防止の観点からパネル温度の下限に制約されると同様に、熱流束増加の目的で、パネル温度を上昇させる場合には、この RTA に関する制約に留意しなければならない。

3.4 室内空気温度分布

パネルのふく射により、内壁が直接加熱されることによる内壁温度変化の影響は、室内の空気温度分布を対流空調のそれとは全く異なったものにする。実験結果の室内空気温度分布の一例として、図 8 にモデル室中央の高さ方向温度分布の実験結果を対流空調(○印)とふく射空調の場合(●印)について示す。この条件下のふく射空調では、モデル室の熱負荷とパネルの放熱量がほぼ均衡し、補助空調機は送風のみ運転となっている。図から明らかなように、ふく射空調では高

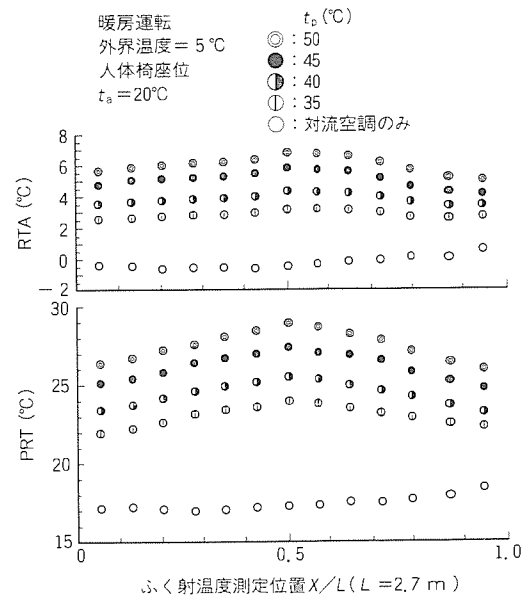


図 7. ふく射環境の実測結果

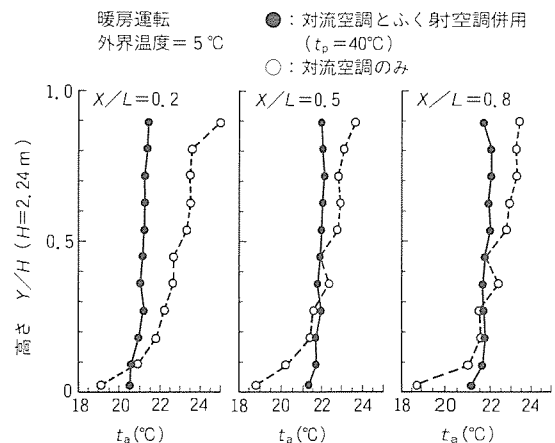


図 8. 室内高さ方向空気温度分布

さ方向の空気温度差がほとんどなく、大きな上下温度差をもつ対流空調の場合に比べて際立った特徴を示す。これは、パネルのふく射によって内壁(特に床面)が直接加熱され、床暖房に近い効果が表れているためと思われる。

図 9 は、図 8 と同一条件におけるモデル室中央の X-Y 断面の空気温度分布を表したもので、上図が対流空調のみ、下図がふく射空調の場合を示している。これら二つの図からも明らかなように、ふく射空調では対流空調の場合に比べて温度差がほとんどない非常に均一な環境が実現できる。

3.5 温熱環境指標の変化

加熱された天井ふく射パネルの存在により、室内のふく射環境が大きく変化することは既に述べた。そのことによって室内の温熱環境指標も変化する。図 10 は、モデル室の基準点における温熱環境指標 (PMV) の変化に関する実験結果を表したもので、パラメータとしてパネル表面温度 t_p をとり、基準点空気温度 t_a と同位置の PMV との関係を示したものである。図中の破線は $\text{PMV} = 0$ (熱的中立) を表している。

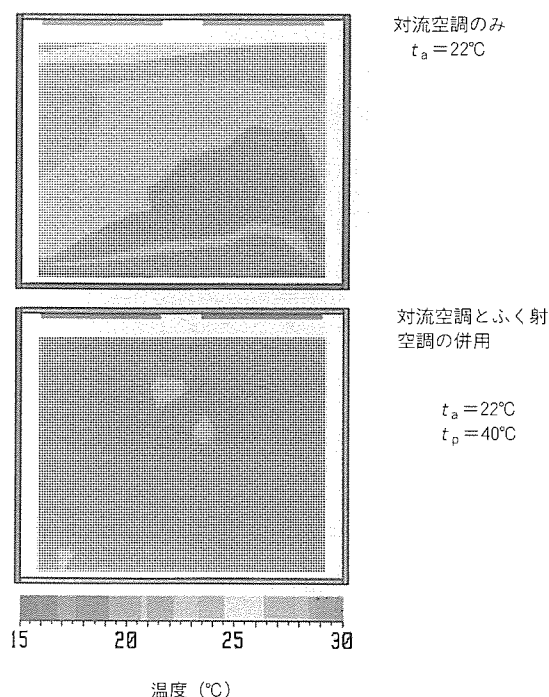


図9. X-Y断面空気温度分布

図から、 t_p が上昇するにつれ同一のPMVを得るのに必要な t_a が明確に低下しており、室内のふく射環境に及ぼす天井ふく射パネルの影響が明らかである。すなわち、図10はふく射空調を併用して同一の温熱環境を維持する場合には、室内空気温度を下げ得ることを示している。

3.6 ふく射・対流併用空調の過渡性能

これまでではすべて定常状態について検討してきた。この節では、ふく射空調と対流空調との過渡性能を比較し評価する。既に述べたように、天井に設置した加熱ふく射パネルの処理熱量は定常時で 200 W/m^2 程度にすぎず、実験対象室の立ち上がり負荷を満足するためには明らかに不十分である。さらに、事務所・住宅を問わず、日本では間欠空調が主流である。したがって、現実のふく射空調システムとしては、初期負荷を考慮したふく射・対流併用方式が合理的である。この実験では、併用方式を模擬するために、モデル室を十分長時間にわたって外界温度と同一に保った後、補助空調機及びふく射パネルの加熱を同時に開始し、各部温度・室内環境・空調エネルギーの履歴を観測している。補助空調機は初期負荷を吸収するために用いる(後述の結果では、併用空調の場合の補助空調機は運転開始後0.7時間で加熱を停止している)。

図11の上図は、横軸に経過時間を、縦軸に基準点空気温度 t_a 及びふく射パネル面を除く全内壁温度の算術平均値を取り、それらの履歴を示したものである。同じく下図は平均ふく射温度(MRT)と温熱環境指標(PMV)の履歴を示している。平均ふく射温度(MRT)とは、人体に及ぼす周囲環境のふく射作用を表す指標で、前出のPRTを人体表面全体にわたって平均したものである。図中、実線はふく射・対流併用空調を、破線は対流空調のみの場合を示している。

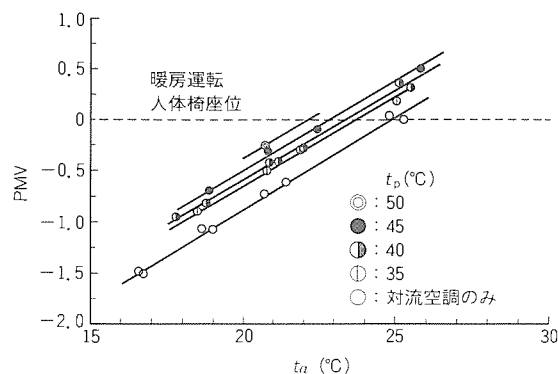


図10. 基準点空気温度 t_a とPMVとの関係

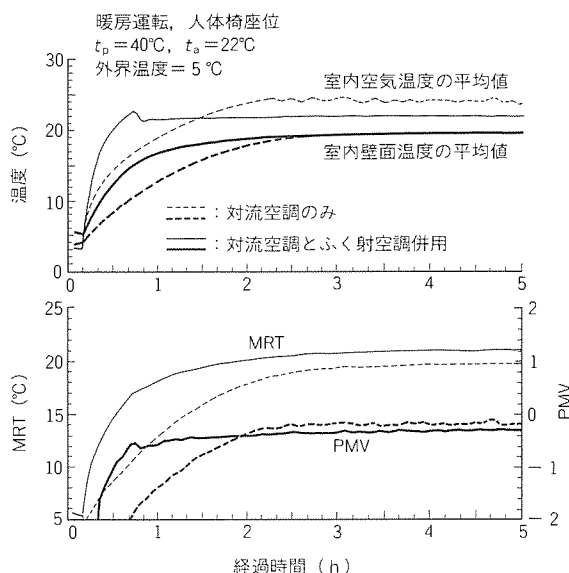


図11. 空調方式による過渡性能の相違

図11の上図から明らかなように、空気温度、内壁温度の双方とも、併用空調の場合の立ち上がりが早く、特に熱的慣性の大きい壁温度の立ち上がりの早さが注目になる。さらに、下図のMRTとPMVの履歴から明らかなように、PMVが定常に達する時間(室内温熱環境が適正範囲に到達する時間)は、対流空調のみでは約2.5時間を要するのに対し、併用空調の場合では0.8時間以下と、立ち上がり性能に関しては併用空調の優位が明確である。

4. エネルギー的評価

以上、ふく射空調によって形成される室内環境について実験結果を基に概観してきた。この章では、概略のふく射空調のエネルギー的評価を試みる。

4.1 エネルギー的評価の要因

ふく射空調システムのエネルギー評価は、空調対象室の換気量、断熱性能、熱源システムの選択によって決定される。換気量が重要な意味をもつのは、図10で示したように、ふく

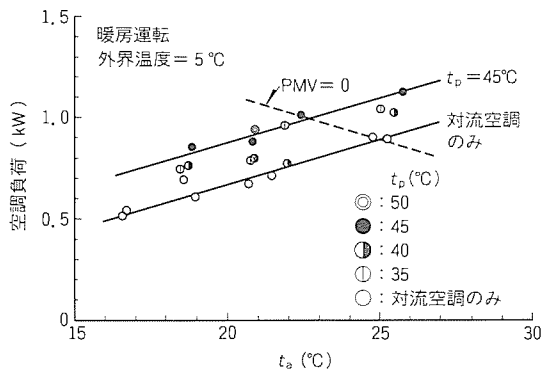


図12. 基準点空気温度 t_a と空調負荷との関係

射空調で対流空調と同一の温熱環境を維持する場合には、室内空気温度を下げる(暖房時)ことができ、換気負荷が軽減されるためである。断熱性能は貫流熱損失に関係する。熱源システムの選択が重要なのは、前に述べたようにふく射空調では、RTAの制約(暖房)とふく射面結露防止(冷房)の点から、ふく射面と室内との温度差を小さくしなければならず、そのことにより、熱源システムの効率向上、さらには井水などの低品位エネルギーの利用が可能となるためである。したがって、総合的なエネルギー評価には、空調対象室や熱源も含めたシステム全体の固定が必要であるが、本稿ではエネルギー評価の基本的な部分のみを述べる。

4.2 ふく射空調自体のエネルギー効率

ここでは、ふく射空調自体が本質的に効率的なのかどうかを議論する。結論を先に言うと、換気、熱源効率などを無視すればふく射空調そのものは省エネルギー的ではない。簡単に言うと、それは、ふく射パネルによって内壁面が直接加熱又は冷却されることにより、壁を通過する貫流熱損失が対流空調方式に比べ増加するためである。

このことを、実験結果の一例で示す。図12は実験で得られた基準点の空気温度 t_a とモデル室の定常熱負荷との関係を表したものである。図中の破線は、図10から得たふく射併用 ($t_p = 45^\circ\text{C}$) と対流空調の場合の $\text{PMV} = 0$ を与える t_a を結んだラインである。図12から、同一の t_a を得るための熱負荷は、対流空調の場合がふく射併用に比べて明らかに低い。さらに、同一の PMV を得るのに必要な熱負荷も対流空調の場合が15%程度有利となっている。

この実験に用いたモデル室は、換気をしておらず、さらに通常の建物外皮と比べれば非常に低い断熱性能をもつものであり、このような条件下ではふく射空調は省エネルギー的なシステムとは言えない。

4.3 換気負荷と断熱性能の影響

さて、どのような条件の場合にふく射空調はエネルギー的に有利なのだろうか。この点について非常に単純化したモデルで解析した結果を図13⁽⁴⁾に示す。図は空調対象室の換気量と断熱性能との関係でふく射空調のエネルギー評価を示し

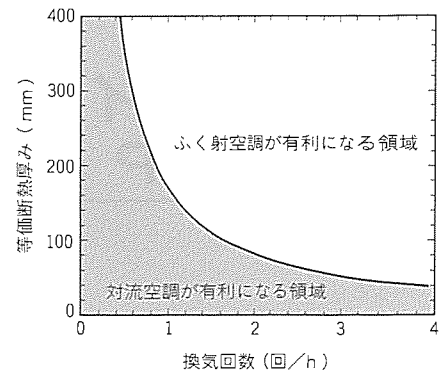


図13. ふく射空調のエネルギー的評価

たもので、断熱性能の度合いは等価なスタイロフォーム厚さ(縦軸)で、換気量は換気回数(横軸)で表現している。図の斜影部はエネルギー的に対流空調が有利な領域、それ以外はふく射空調が有利な領域を示している。図から明らかのように、換気回数が多いほど低い断熱性能でもふく射空調が有利となり、無換気の場合は対流空調が常に有利となっている。

同図の具体例として、筆者らが別に行った天井冷暖房の解析結果を挙げておく。典型的な事務所ビルの中間階フロアでビル管法に適合する程度の換気量を考慮し、同一の温熱環境を維持する場合、定常空調負荷は対流空調に比べてふく射空調が10%程度有利という結果が得られている。

5. む す び

ふく射空調の特徴と課題について、実験結果を中心に概要を述べた。この空調方式の実現には解決すべき課題が多い。しかし筆者らは、空調システム設計の自由度を増す可能性に富んだ方式ではないかと考えている。今後、このような空調方式は建築造作の一部も含めた設備システムとして考えていく必要がある。したがって、今後の開発には建築サイドとの連携が必ず(須)なものとなろう。

参 考 文 献

- (1) Reichel, W., Sodec, F., Veldboer, W.: Gebaufassad und Decke als Klimakomponente, HLH Bd., 41, No.6, 542~545 (1990)
- (2) 閑納真一, 水野 稔, 大窪道知, 栢原義孝, 中村安弘, 植田, 薫: インテリジェントオフィス放射空調システムの研究開発, 平成元年度空気調和・衛生工学会講演論文集, A-34, 133~136 (1989)
- (3) 丸本健二, 中野真理子, 瀬下 裕: 室内のふく射環境の制御に関する研究(1), 第14回人間・熱環境系シンポジウム報告集, 14~17 (1990)
- (4) 瀬下 裕, 中野真理子, 丸本健二: 室内のふく射環境の制御に関する研究(3), 平成3年度空気調和・衛生工学会講演論文集, B-32, 377~380 (1991)

業務用“ロスナイ” マイコンPタイプシリーズ

藤城 直* 加藤愛一郎*
南角昌克* 安田幸夫*
内藤 孝* 中村俊夫*

1. ま え が き

近年、ビル空調における温熱環境は、エアコン等の空調設備の個別分散化や制御性の向上、及びビルそのものの高気密・高断熱化に伴って格段に向上している。一方、温熱を除く居住空間の空気質環境は、炭酸ガス濃度・相対湿度・浮遊粉じん(塵)量など衛生上重要な因子について、あまり向上しておらず、快適な環境で生活、仕事をするためにもこれらの改善が望まれている。

業務用の全熱交換型換気扇“ロスナイ”は、同時給排気式の換気扇であり、内蔵の熱交換ユニットによって、換気しながら冷暖房機器によって調和された室内の空気の温湿度を効率良く熱交換することが可能な換気装置である。このため、室内の空気を十分に換気すると同時に、換気によって失うエネルギー損失の一部を回収することが可能である。1970年に発売を開始し20有余年になるが、この間、天吊り埋込みタイプ・天吊りカセットタイプ・設備用タイプを始め、これらと加湿器を組み合わせた複合製品や特殊用途の製品など数多くの製品を送り出してきた。

今回紹介する業務用ロスナイ マイコンPタイプシリーズは、業務用ロスナイの主力機種である天吊り埋込みタイプ(図1)・天吊りカセットタイプ(図2)・天吊り埋込み加湿器付きタイプ(図3)の3タイプにおいてシリーズ化したもので、今までのロスナイの製品性能を向上し、かつ、操作性・施工性の改善を図った製品である。業務用ロスナイ マイコンPタイプシリーズの特長は次のとおりである。

(1) 製品性能の改善

- 38 dB以下の低騒音化を実現

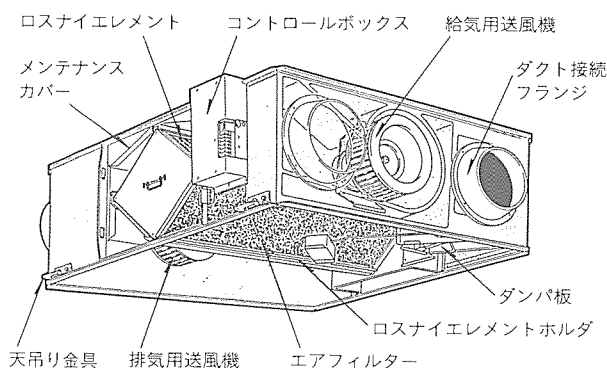


図1. マイコンPタイプ“ロスナイ”天吊り埋込みタイプ

- 全熱交換換気と普通換気の自動切替え
 - 加湿量能力のアップ(加湿器付きロスナイの場合)
- (2) 操作性・施工性の改善
- 空調機との連動運転が容易
 - 無極性2線配線による信号線の配線が可能

2. 低騒音化技術

今回紹介するシリーズはすべて一般事務室の天井裏に吊り下げる、いわゆる個別分散空調対応の製品である。そのため、開発に際し運転騒音の低減化を特に重点的な課題と捕らえ、改善取組みを行った。

ロスナイの場合、主な騒音源は送風機及び内部風路上で発生する流体音である。したがって、この低騒音化に当たっては、①送風ファンの改善、②内部風路の改善、③吸音材の活用の三点を基本に置いた。以下に、これら低騒音化への取組みについて詳しく述べる。

(1) 送風ファンの改善

最大の音源である送風ファン(シロッコファン)を最適な状態(単位性能当たりの騒音が最も低い状態)で動作させることが低騒音化の第一ステップである。そのため、今回、設計支援システムとして開発したファンの設計プログラムを用いて、定格風量、静圧において、羽根車及びケーシング形状が最適か否かの検証をすべての機種について行った。その結果を基に、一部の機種についてはファン自体を全く新規に設計し直し、可能な限りファンの最適な状態で使用するようにした。

(2) 内部風路の改善

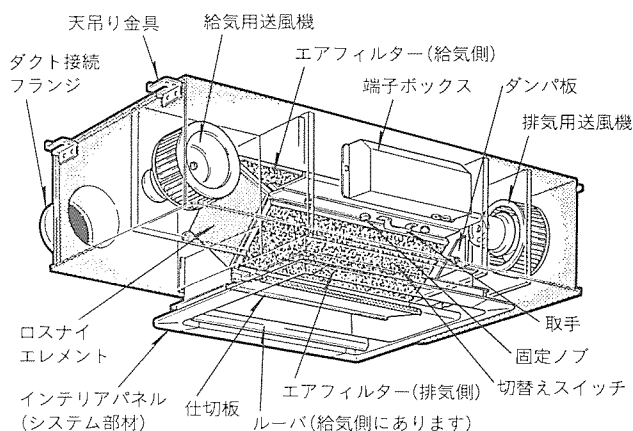


図2. マイコンPタイプ“ロスナイ”天吊りカセットタイプ

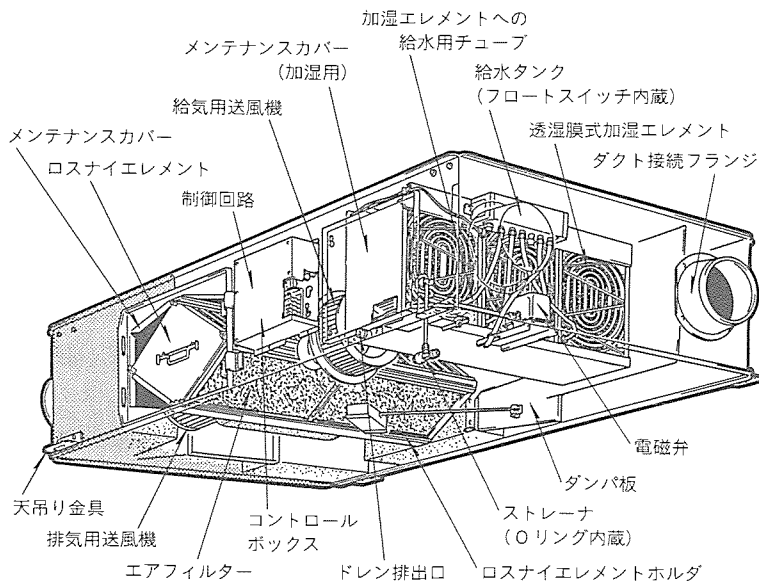


図3. マイコンPタイプ「ロスナイ」天吊り埋込み加湿器付きタイプ

一般的に、管内流れにおいて、主な騒音の発生源は流れが乱れている部分(渦)であるといわれている。また、この乱れが存在すると流れ損失も増大する。したがって、この乱れを抑えることにより風路内の流体騒音、流れ損失の低減(損失を少なくすることにより送風出力を下げることができ、送風ファンから出る騒音を低下させることができる。)を図れる。特に今回取り上げた機種は機内風路の最大流速が約10 m/s程度であり、流体が流れることにより発生する騒音はあまり問題とならないが、風路内で流れが乱れることによる損失は大きな問題となる。したがって、内部風路の改善には流れ損失の低減を第一の目標に考えた。また、これら乱れは、特に急激に形状、風路断面積が変化(急縮小、急拡大)する部分、角ばった曲がりの部分などで発生する。そこで今回の開発では、レーザ ライト シート法を用いて機内風路の詳細な観察を行い、流れの乱れている部分の発見に努めた。

レーザ ライト シート法は、レーザ光線をスリット状の平面に引き伸ばし、流れの中に注入された粒子(トレーサ)の挙動を二次元平面として可視化する方法である。正確に流れを観察するためには注入したトレーサが流れに十分追従する必要がある。今回はそのトレーサに高温(約50℃)の微細な水滴を採用した。これは、微細な水滴の温度を上げることで空気の流れに対する追従性を高めようとしたものであり、常温の水滴(例えば超音波加湿器を使用した場合)よりも正確に流れを観察することができる。

それらを利用して機内風路を詳しく観察した。その結果を基にして、できるだけ乱れを少なくするように風路を改善した。それにより、例えば天吊り埋込み形800 m³/hのタイプで内部風路損失を約10%低下させることができた。

(3) 吸音材の活用

ロスナイに組み込まれている送風ファンの動作点は、エレ

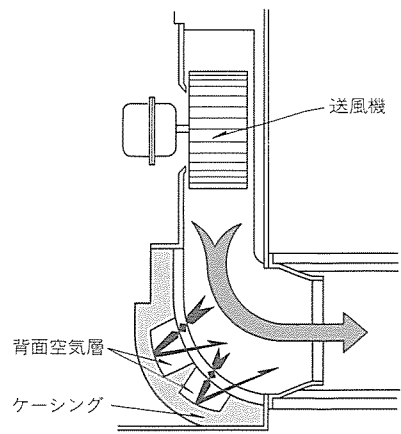


図4. 背面空気層による低騒音化

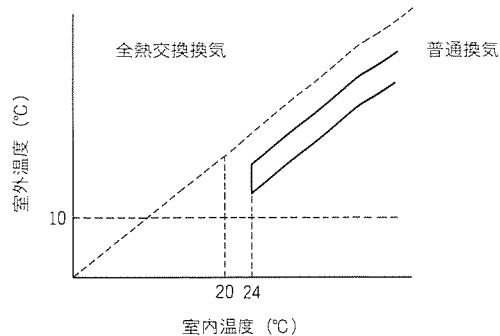


図5. 全熱交換換気と普通換気の動作領域

メント、機内風路などの圧損のために、かなり高圧領域になっている。その動作点では送風ファンから発生される騒音は、高周波数帯域の寄与が少なくなり、低・中周波数帯域の騒音が問題となってくる。

また、定格風量350 m³/h以上の天吊り埋込み形機種については、従来から吹出し騒音の低減のため風路に吸音材を使用しているが、これらに使用されている吸音材の吸音率は、高周波数の領域では高いが低・中周波数帯域では低いため、問題となる低・中周波数帯域の騒音低減効果は小さいものとなっていた。

そこで、低・中周波数帯域に吸音率のピークをシフトさせる手段として、吸音材背面に空気層(以下“背面空気層”という。)を設ける方法⁽¹⁾があることに着目し、構造面及び風路面でデッドスペースとなっている部分を利用し、主な騒音源である送風ファン吹出し部に背面空気層(平均約30 mm)を設けることにした(図4)。これによって低・中周波数帯域でも吸音効果が増し、効率良い吸音を可能にした。

以上の三つをすべてを取り入れて目標の低騒音化を達成することができた。

3. 全熱交換換気／普通換気自動切替え

従来、全熱交換換気と普通換気は、ユーザーが手元のスイッチを使って任意に切り替えていた。全熱交換換気は、給気と排気の風路がそれぞれ全熱交換ユニット(ロスナイ エレ

ント)を通過する時に行われる。一方、普通換気は、機体内の排気風路を内部のダンパを用いて切り替えることにより、全熱交換ユニットを通過しないで排気するものである。普通換気は、春や秋の中間期において、室外の温度に対して室内の温度が上昇したとき、外気を使って冷房効果を引き出すときに使用される。ところが、室内にいるユーザーには、外気の温度が簡単には分からないため、効果的な切替え時が分かりづかった。

マイコン P タイプの自動切替え機能は、給気空気(室外空気)の温度と、排気空気(室内空気)の温度を内蔵の温度センサによって検知し、その温度差により、前述した中間期の状態を予測するもので、その動作条件は以下のとおりである。

(室外温度) $\geq 10^{\circ}\text{C}$ かつ、(室内温度) $\geq 24^{\circ}\text{C}$

かつ、 $5^{\circ}\text{C} \leq (\text{室内温度}) - (\text{室外温度}) \leq 10^{\circ}\text{C}$

以上の条件でロスナイは普通換気を行う。上記基本条件で示される全熱交換換気と普通換気の室外温度と室内温度との関係を図 5 に示す。この図の動作条件に従って、一般的な東京都内の事務所をオールシーズン全熱交換を行った場合と、自動で全熱交換換気／普通換気を切り替えた場合のシミュレーション比較では、5%前後の省エネ効果を得ることができた。

4. システム

マイコン P タイプのロスナイのシステムは、従来機の機械式接点方式のスイッチを置き換えることを目標に構成した。したがって、シンプルな構成と施工性のしやすさがこのマイコン P タイプの特長である。ロスナイとそのスイッチだけのシステム構成を図 6 に示す。スイッチは複数場所から操作できるように 2 台まで接続可能とし、ロスナイの台数は 1 ～ 15 台までとした。これらの構成で運転、動作モードは一括同時運転とした。

4.1 施工性の向上

ロスナイ-スイッチ間の配線は、従来、機械式接点方式のスイッチを使用していたこともあり、VVF $\phi 1.6$ の電線を、天吊り埋込みタイプ、天吊りカセットタイプでは 6 線、天吊り埋込み加湿器付きタイプでは 8 線使用して接続していた。この方法では非常に配線しにくいばかりでなく、スイッチ 1

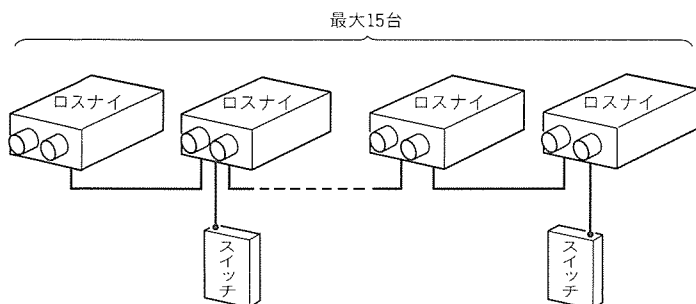


図 6. マイコン P タイプ「ロスナイ」だけで構成するシステム

台に対して複数のロスナイを接続する場合には端子台に何本も VVF 電線を接続しなくてはならず、必ずしも容易な工事とは言い難かった。

今回のマイコン P タイプのロスナイは、無極性 2 線配線 ($\phi 0.65$ 以上のペア電線) によりロスナイ-スイッチ間とはもとより、ロスナイ-ロスナイ間の配線も行い、各ユニット間で通信を行う。これらの配線の総延長は 500 m 以内である。

特にマイコン P タイプシリーズでは、従来このような通信方式を使用したときに必要であった各ユニット間の識別番号であるアドレス設定をなくしている。これは、システム構成が単一グループであり、運転時の各ユニットの動作が相互に異なった動作をしないことを前提としている。システムの中で、スイッチ (2 台接続されたときは、そのうちの 1 台) は代表となるロスナイ 1 台のみと通信を行うことによって相互の情報交換を成立させている。また、スイッチが 2 台存在するときの代表スイッチの決定は、電源投入時あらかじめ与えられた乱数を用いて、送信開始タイミングによる勝ち残り方式により自動判別を行い、施工者が設定する手間を省いている。ただし、ロスナイを複数台接続するときは、代表となる 1 台 (主) を除いて、すべてロスナイ本体のコントロールボックス内にある「(主) / (従) 設定スイッチ」を用いて (従) 設定にする必要がある。

4.2 操作性の向上

ロスナイ用のスイッチ (図 7) は、表示部とスイッチ部で構

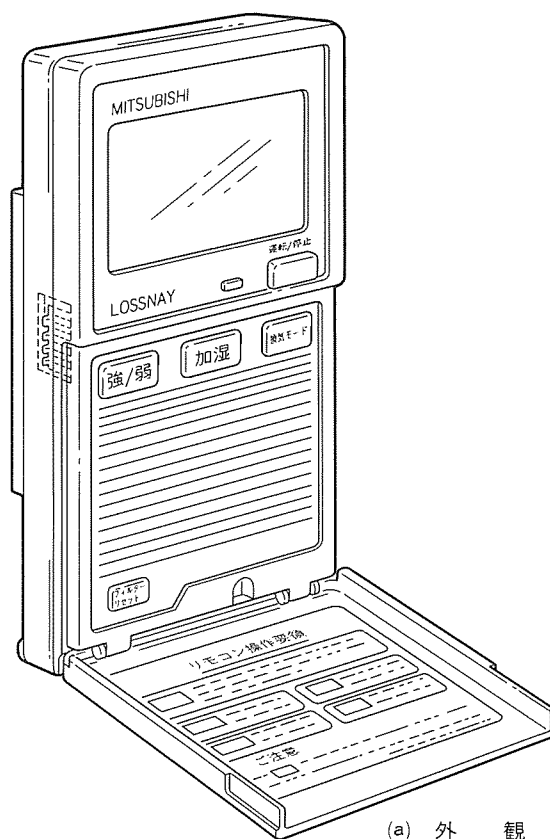
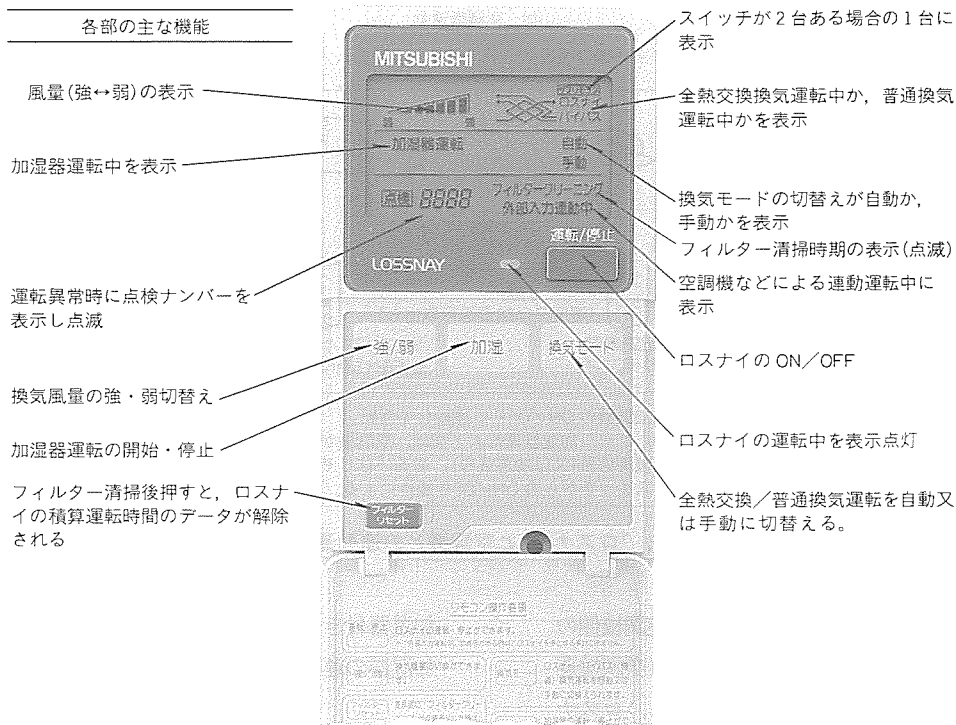


図 7. 「ロスナイ」用スイッチ



(b) 機 能

図7. “ロスナイ”用スイッチ

成され、スイッチ部の運転/停止ボタン以外は常時カバーで覆われている。したがって、通常ロスナイを使用する場合は運転/停止ボタンを使い、特殊な操作(風量切替え、換気モードの切替え、加湿器の入り切り、フィルターリセット)を行う場合はカバーを開けて使用する。これにより、電子式のスイッチを使用するとき一般ユーザーに与える心理的不安感を解消し、簡単な操作性を目指した。

スイッチはロスナイ異常時や通信不良の場合、表1に示すような異常コードを発生させて、その不具合箇所を的確に警報する。メンテナンスの情報として、ユーザーとサービスマンの間で情報の交換をする場合など、異常箇所を早い段階で特定でき、市場クレームの対応等で効果を発揮している。先に説明したように、スイッチはロスナイの代表の機種(主)とのみしか運転情報を交換していないが、ロスナイ本体の異常に限り、“(主)/(従)切替えスイッチ”で(従)設定されたロスナイとの通信を行い、異常を表示する。また、一定時間運転後フィルタークリーニング表示を行う機能ももっている。表示発生までの積算時間は、背面のディップスイッチによって1,500, 3,000, 4,500時間の切替えが可能で、発生途中の積算時間は電源遮断時も不揮発性メモリによって保持される。

4.3 空調機との連動運転が容易

図8にロスナイと空調機との連動運転を行うときの接続を示す。ロスナイはその外部制御入力として、接点の開閉、DC 12 V の ON/OFF 又は当社空調機“Mr. SLIM”からのシリアル通信に連動して動作する。基本的に外部制御入力は、

表1. ロスナイ用スイッチの点検ナンバーとその原因

点検ナンバー	原 因
0900	ロスナイのコントロールボックス内の試運転スイッチ(SW ₂)が“ON”になっている。
6608	ロスナイが2台以上接続されている場合で、ロスナイの主従設定スイッチで主従が設定されていない。 リモコンスイッチが2台接続されている場合で、サブリモコンへの信号線が外れている(1台のリモコンスイッチが作動しない。) リモコンスイッチが2台接続されている場合で、主リモコン・サブリモコンの自動立ち上げができない(2台のうち1台もサブリモコンの表示がでない。)
4000	ロスナイ側回路の故障
5101	ロスナイ(OA側)サーモの故障
5102	ロスナイ(RA側)サーモの故障
3602	ダンパモータの故障
3600	差圧スイッチの接点が“ON”になっている。
2600	ロスナイの加湿器周辺から水漏れが発生
2601	給水タンクに水がない又は給水元栓が閉まっている。 フロートスイッチの不良(OFFしない) 給水圧力の不足

上記の入力仕様であれば、空調機に限らず、どのような端末でも接続してロスナイを外部から動作させることが可能であるが、ここでは従来から要求の多い空調機との連動運転をベースに説明を行う。

(1) 接点の開閉、DC 12 V の ON/OFF による連動

	(a) 空調機連動 (ただし、加湿器付きタイプの場合、加湿器入／切はリモコンスイッチで操作)	(b) 空調機連動 (空調機の暖房モードにより、加湿器入／切)	(c) 当社空調機“Mr. SLIM”との連動
システム例	● 総延長500 m 以内。 ● 空調機とはそれぞれ10 m 以内。 ● 市販の電話線 (通信用 PVC 線φ0.65)等。 空調機側 リモコン リモコンスイッチ	(運転信号取出し) 2 線 (暖房又は加湿信号取出し) 空調機側 リモコン リモコンスイッチ 加湿器付き用 PZ-40 SK	Mr. SLIM リモコンスイッチ 新ワイドリモコン
制御ポイント	● 空調機の ON/OFF に連動して運転。 ● ただし、加湿器付きタイプの場合の運転入／切は、リモコンスイッチから ON/OFF 操作する。	● 空調機の ON/OFF に連動して運転。 ● ただし、加湿器運転入／切は、空調機からの暖房信号(又は加湿信号)、あるいはリモコンスイッチからの ON/OFF 操作による。	● 空調機の ON/OFF に連動して運転。 ● 加湿器付きロスナイの場合の入／切は、Mr. SLIM から送られてくる暖房モードにより運転。

図 8. “ロスナイ”と空調機との連動運転

図(a)に基本パターンを示す。このパターンでは空調機側の遠方制御用部品を用いて、先に述べた接点の開閉(空調機運転時は閉)、DC 12V の ON/OFF 信号を取り出し、ロスナイと接続している。空調機のリモコンによって空調機を運転したときは、ロスナイも連動運転し、ロスナイ用のスイッチも自動的に運転表示を行う。逆に空調機のリモコンにより空調機を停止したときは、ロスナイも停止し、ロスナイ用のスイッチも自動的に表示を消して停止表示となる。したがって、空調機を動作させている限りはロスナイは自動的に ON/OFF され、ロスナイのスイッチを動作させる必要はない。もちろんロスナイのスイッチ単独での動作も可能である。

加湿器付きのロスナイの場合は図(b)に示すように、空調機の暖房信号(暖房運転時は接点閉)をうけて、加湿器の連動運転を行うことが可能である。

(2) Mr. SLIM との連動

図(c)は当社製の空調機 Mr. SLIM を用いた場合の接続図である。空調機 Mr. SLIM とロスナイとの接続は無極性 2 線式の通信を行い、空調機側のリモコンで、空調機の動作にかかわらずロスナイの運転・風量の切替えが可能である。また、ロスナイ側の給気風路を空調機の外気取入れダクトに接続した場合、空調機の霜取り運転時の冷気侵入に対するロスナイの給気の停止、空調機の設定温度に従ったロスナイ側の全熱交換換気／普通換気の自動切替え機能を持ち、また、

加湿器付きロスナイの場合は空調機の暖房モードに連動して加湿器の運転を行うなどの機能をもっている。

5. む す び

今回、“ロスナイ”マイコン P タイプによって、装置の性能向上、施工性の改善、使いやすさの改善等の課題に取り組み、目標とする製品性能を得ることができた。しかしながら、冒頭でも述べた衛生上重要な因子に対する改善という面では、単に換気というアプローチからでは限界があると考えている。脱臭や空気清浄等の技術をロスナイに組み込むか、あるいはそれらの機能を個別にもっている機器とのシステム構築、さらにはそれぞれの機器が協調して動作するような空調アルゴリズムの設計も必要になるであろう。

今後も、換気装置というカテゴリーにとらわれることなく、広く空気質調和機という立場から I. A. Q. (Indoor Air Quality) 向上のためにロスナイの改良、開発を行ってきたい。

参 考 文 献

- (1) 森主 憲, 今井智久, 高木 司, 小森武彦: 吸音プラスチックとその応用, 三菱電機技報, 65, No. 4, 329~333 (1991)

ッチするインテリア性を備えている。

また、最近の集合住宅では、外観も極めて重要なポイントとなっている。このため、室外ユニットが建物の雰囲気を壊すことのないように、室外ユニットの外装色を建物の色に合わせて色替えできるようにした。

(2) 設置場所の拡大

室内ユニットの薄型化・コンパクト化により、従来の製品では設置できなかった窓の上やそで(袖)壁のような狭い空間でも取付けが可能となった。室内ユニットと室外ユニットとを接続する給気・排気パイプは外径150 mmの二層管による1パイプ構造であり、4～5人分に必要な換気量100 m³/hを確保しながらは(梁)貫通も可能となり、設置の自由度を増した。

(3) 工事性の向上

従来の製品では給気と排気の2本のパイプ工事が必要で位置決めが難しかったスリーブ工事を、パイプを1本としたことで容易化した。また、室内ユニット・室外ユニットとも設置は取付け板方式とした。取付け板を建物に固定した後、各ユニットを取付け板にセットすればよく、位置決めの容易化とともにメンテナンス性の向上を図った。保守・メンテナンス時の室外機の取り外しは、給気・排気パイプを取付け板に接続する構造とすることにより解決した。

(4) 低騒音化

騒音の発生源となる送風機を室外ユニット側に置くことに

より、強ノッチ運転でも38ホンと極めて低騒音となった。一般に40ホン以下であれば、家庭では気にならないレベルとされている。

2.2 製品の構成

製品の外形を図1に、構成を図2に示す。室内ユニットには全熱交換を行うロスナイエレメントと外気清浄フィルターを、室外ユニットには給気用・排気用の送風機を内蔵し、両者を給気通路と排気通路に内部で分割された二層管(給気・排気パイプ)1本により接続する構造である。

2.3 技術課題

(1) ショートサーキット防止

室内ユニットでは、外から取り入れた給気が室内に広まらずそのまま排気となって出ていく、いわゆるショートサーキットが問題となる。開発品ではこのショートサーキットの防止のために、最適な給気・排気のグリルの形状を気流解析により決定し、給気を製品上面から吹き出し、製品の下面から汚れた空気を取り入れ排気する設計とした。これによって部屋の隅々まで新鮮な空気が広がるのが検証できた。

(2) 耐風性

室外ユニットは超高層住宅では外風に対して極めて厳しい環境(風速10～30 m/s)に曝される。そのため室外ユニットには防風板を設けて、強風下においても一定の給気量を得られる構造とした。形状及び取付け位置による効果の検証には、超高層住宅実験施設の耐外風試験設備を用いた。

(3) 落下防止

建築物からの製品の落下は重大事故の原因となる可能性があり、特に配慮が必要である。室外ユニットと取付け板とは、お互いに引っ掛けあう構造とすることにより、設置工事時の取付けとメンテナンス時の取り外しが容易で、かつ、確実な固定が実現できた。

2.4 製品の仕様

製品の仕様を従来の製品と比較して表1に示す。従来の製品では室内ユニットにロスナイエレメントと送風機を内蔵していたため、製品内部の風路が複雑となり、内部の圧力損失が高くなるとともに室内ユニットが大型化していた。開発品では機外静圧が高く得られることにより給気・排気パイプを800 mmまで延長可能となった。また、室内ユニットの体積も従来品の約1/2と小型化した。騒音については発生源となる送風機が室外ユニット側にあることと、風路の整流化などの効果によって、従来品より4ホンの低減ができた。

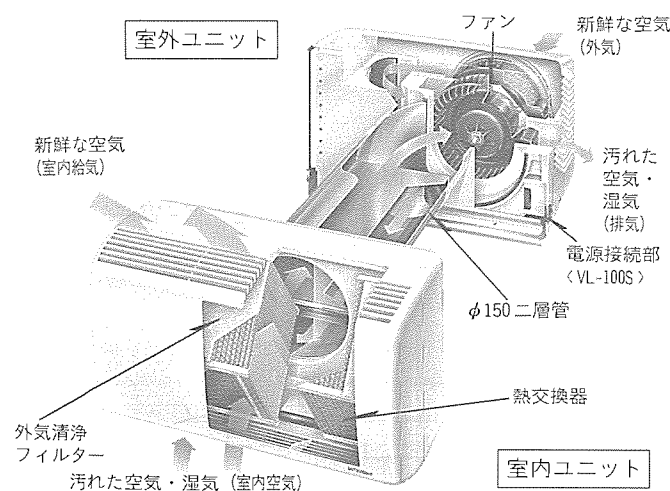


図2. 1パイプセパレートロスナイの構成

表1. 従来機種との仕様比較

機 種	風 量 (m ³ /h)	騒 音 (ホン)	熱 交 換 効率(%)	パイプ穴 (穴径×数)	適用梁厚 (mm)	室内ユニット外形 W×D×H(mm)
開発品 (VL-100S)	100	38.0	70	φ175×1	100～800	400×156×230
従来品 (VL-1430BN)	105	42.0	72	φ100×2	50～300	570×175×300

2.5 設置例

設置例を図3、図4に示す。これは集合住宅のベランダに面した掃き出し窓の上に設置した例である。製品がコンパクトなため、室内外とも美観を損なうことなくスッキリと設置できている。また、エアコンなどと並べて設置することも可能であり、少ない窓面の空間を有効に活用できる。室外ユニットにおいても従来デットスペースとなっていたベランダの天井面を活用する形となり、ベランダの床空間は従来どおり使用でき、空間の有効利用を図ることができる。

3. ロスナイ快適コントローラ

3.1 特長

ロスナイ快適コントローラの主な特長を以下に述べる。

(1) 空気の汚れと湿度に応じた自動運転

雑ガスセンサと湿度センサによって室内の空気質環境を検知し、換気が必要な場合にはロスナイを自動的に運転する。換気風量は空気質の状態に応じて自動的に選択される。従来煩わしかった運転操作の自動化による利便性の向上、不在時などの環境維持による建物の保全とともに、必要時に必要なだけの換気を実現することで、換気による熱ロスを更に少なくすることができる。

(2) 冷暖房立ち上がり時の換気量抑制

従来の換気制御は冷暖房環境をあまり配慮することなく行っていた。しかし、人間は一般的に空気質状態よりも温熱状態に対して鋭敏な特性をもっている。そこで、内蔵する温度

センサ及びエアコン用リモコン信号の受信機能により、冷暖房の状態を検知して、特に冷暖房の立ち上がり時には換気量を抑えて温熱環境を優先させた。これによって温熱環境の早期立ち上げと、給気による冷風感の抑制(暖房時)を図った。

(3) 使用者の気持ちに応じた自動運転

空気質に対する感じ方は個人差とともに状況によっても異なる。そこで、使用者の気持ちを入力する優先自動ボタンを設け、換気制御方式を変更可能とした。

タバコの煙や冬場の結露などが特に気になるときには、それぞれの優先自動モードとすることにより、換気による空気質改善を優先したロスナイ運転を行う。

(4) 住宅用ロスナイに対応(端子盤接続タイプ)

端子盤接続方式のすべての住宅用ロスナイに対応させた。このため、ロスナイ本体の設置方法(例えばダクト型、壁掛け型など)にかかわらず自動運転化が可能であり、種々の住宅構造に適応できる。

3.2 構成と仕様

(1) 製品の構成

ロスナイ快適コントローラの外観を図5に示す。コンパクトな本体の中に雑ガスセンサ・湿度センサ・温度センサと三つのセンサを内蔵している。温度センサ・湿度センサへの製品の自己発熱の影響を防ぐために、特に放熱特性の向上と低発熱化を図った。安全性への配慮としてケースは金属とし、

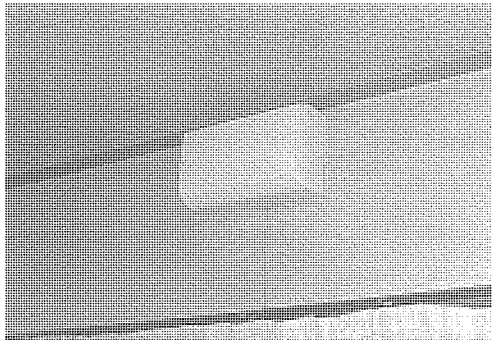


図3. 集合住宅への設置例(室内側)

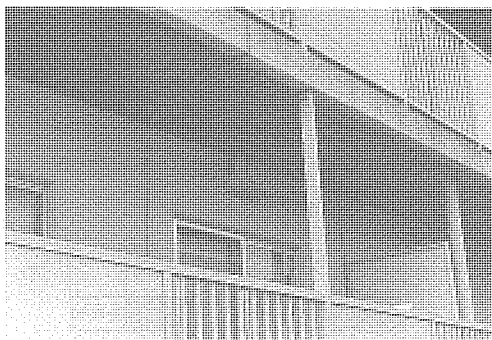


図4. 集合住宅への設置例(室外側)

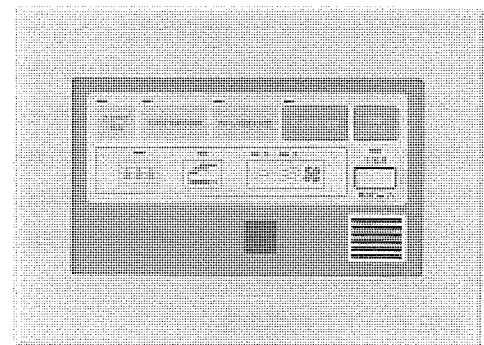


図5. ロスナイ快適コントローラの外観

表2. ロスナイ快適コントローラの仕様

制 御 対 象	住宅用ロスナイ
制 御 容 量	AC 100 V, 1 A 以下
制 御 機 能	センサにより室内の汚れ、湿度を検知してロスナイを自動運転する。
表 示 機 能	運転モード表示 ロスナイ運転状態表示(強/弱運転) 空気質状態表示(汚れ, 多湿)
使用センサ	温度検知: サーミスタ 湿度検知: 高分子半導体型相対湿度センサ 汚れ検知: In ₂ O ₃ 型半導体センサ
使 用 条 件	温度: 0 ~ 40℃ 湿度: 85% RH 以下(結露がないこと)
電 源	AC 100 V, 50/60 Hz

表面操作パネルは難燃性のプラスチックを使用するとともに温度ヒューズ内蔵とした。

建物への取付けはJIS“3個用スイッチボックス”を使用し壁に埋め込む形で設置する。ロスナイ本体との接続は市販のVVF電線を用いて行い、接続部には速結端子を用いることで工事性の向上を図った。

(2) 製品の仕様

製品の仕様を表2に示す。使用している雑ガスセンサは In_2O_3 型半導体センサで、検知できる空気の汚れはタバコの煙などに含まれる還元性ガス・有機ガス・一酸化炭素などである。

表示機能として運転モード、ロスナイ運転状態、空気質状態を表示する。このうち、空気質状態は自動運転を行っていない場合でも動作しており、空気の汚れ及び多湿状態を使用者に注意する。

また、前述のように、既存の住宅用ロスナイすべてに対応するために機種設定スイッチを内蔵しており、製品に合った制御出力が得られる。

これらの機能はRAM容量256語、ROM容量4K語をもつ4ビットワンチップマイコンにより制御している。制御回路は小型化のため、両面基板上にチップ部品、ディスクリート部品を使用して実装した。

3.3 換気制御内容

この製品の中心技術である換気量制御について述べる。

3.3.1 換気量制御の考え方

図6は換気量制御の考え方を模式的に示したものである。まず、雑ガスセンサ及び湿度センサにより室内の空気質環境を検知して、室内空気質情報とする。一方、温度センサなどからの温熱環境と優先自動ボタンによる使用者の気持ちは評価関数情報となる。室内空気質情報を評価関数情報により重み付けされた評価関数により、換気の必要性を評価して換気量を決定しロスナイの運転を行う。

3.3.2 運転モードと制御内容

表3に運転モードと制御の概要を示す。

(1) 快適自動モード

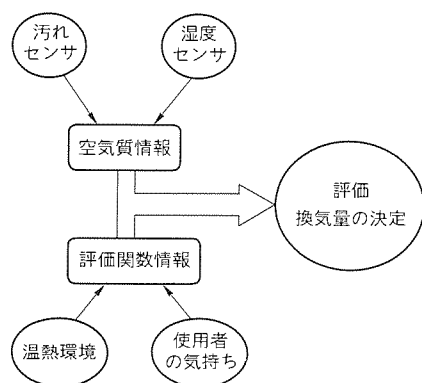


図6. 換気量制御の考え方

通常はこのモードで使用する。汚れと湿度に対して標準的な感度で動作するが、冷暖房の立ち上げが検知された場合は風量を低くして運転する。

(2) 冬期排湿優先モード

特に冬場などで多湿による湿気感・結露が気になる場合に使用するモードである。部屋の湿度を低く抑えるように動作する。

(3) きれい度優先モード

特に空気の汚れが気になる場合に使用するモードである。汚れに対して敏感に動作する。

(4) 手動モード／さわやか給気モード

共に換気量を使用者が設定して連続運転するモードである。さわやか給気モードでは熱交換をしない、いわゆるバイパス換気を行い、夏の夜間などの外気冷房を行うことができる(バイパス換気対応ロスナイ使用時のみ)。

図7に各種モードにおける自動運転パターンを示す。縦軸は汚れ量又は湿度の高さで、横軸は時間である。空気質の悪さの程度に応じて換気量を変化させている。

ここで汚れに対する評価関数としてファジー関数を使用した。メンバーシップ関数として汚れの絶対量と汚れの変化量を採ることにより、汚れの変化傾向に即応したきめ細かな制御が実現できた。一方、湿度に関しては変化の時間が比較的ゆっくりしていることから、しきい値により評価した。

表3. 運転モードと制御の概要

運転モード	動作の概要
快適自動モード	汚れと湿度に対して標準感度で動作する。冷暖房が検知された場合は感度を低下し立ち上げを早める。
冬期排湿優先モード	特に湿度に対して高感度で動作し、室内の湿度を抑えるように運転する。汚れに対しては標準感度である。
きれい度優先モード	特に汚れに対して高感度で動作し、室内の汚れを低く保つように運転する。湿度に対しては標準感度である。
手動モード	使用者が設定した風量で連続して運転する。換気方式はロスナイ。
さわやか給気モード	使用者が設定した風量で連続して運転する。換気方式はバイパス。

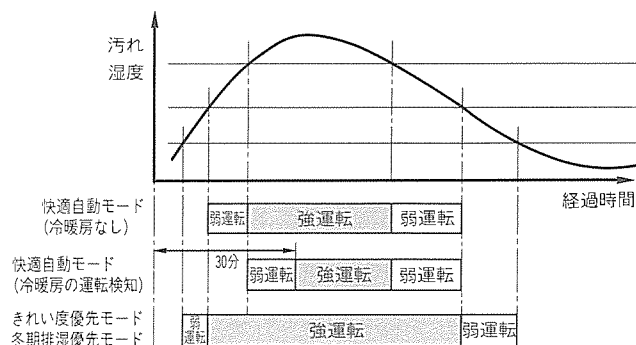


図7. 自動運転パターン

3.4 1パイプセパレートロスナイとのシステム化

2章で紹介した1パイプセパレートロスナイとのシステム例を図8に示す。コンパクトな1パイプセパレートロスナイとロスナイ快適コントローラを組み合わせることにより、設置上の制約条件の多い集合住宅においても容易にロスナイを設置し、快適コントローラの自動運転機能によってその能力を引き出して快適な室内環境を実現できる。さらに本製品では、換気と空調のネットワーク化・システム化の第一歩としてルームエアコンとの協調運転機能を備えている。ルームエアコン(当社製のみ)のリモコン信号をロスナイ快適コントローラでも受信することにより、ルームエアコンが運転を開始するとロスナイ快適コントローラも自動運転モードとなり、冷暖房の立ち上がりを配慮した換気量制御を行うなどの協調運転を実現している。このシステムは現在高級マンションや老人ホームなどに提案して好評を得ている。

今後はこの空調機とのシステム化を更に進めていくことで、より快適な室内環境を実現したいと考えている。具体的には、ロスナイと空調機器が互いに不足している部分を補いながら協調運転を行うシステムで、外気冷房・除湿・サーキュレーションといった項目が挙げられる。これらの実現のために温熱環境サイドからの希望を取り入れつつ自律分散で協調運転ができる製品へと展開していく計画である。

4. む す び

最近の住宅用ロスナイの動向として1パイプセパレート

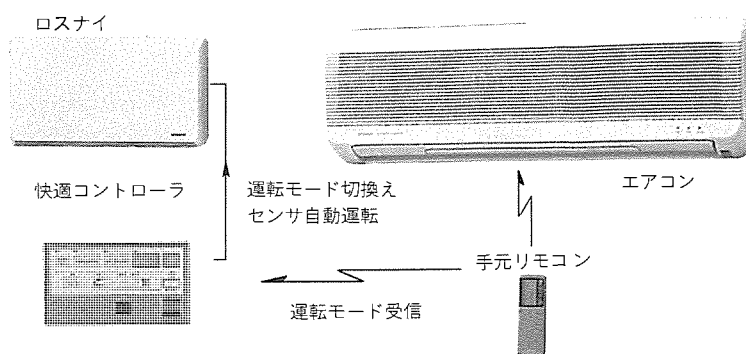


図8. 1パイプセパレートロスナイとのシステム化

ロスナイとロスナイ快適コントローラの製品概要とその技術について紹介した。

現在、住宅は高気密化・高断熱化により外界と遮断することで快適な住空間作りを目指している。しかし、例えば春に窓を開けたときのさわやかさはまた格別のものである。ロスナイは室外と室内とを結ぶことにより、自然の気持ち良さを室内に取り入れる製品といえる。今後とも自然との調和、人と建物の健康をキーワードに開発を進めていきたい。

参 考 文 献

- (1) 野田富士夫, 児玉晴之: 室内環境と空気清浄, 三菱電機技報, 64, No.4, 304~307 (1990)
- (2) 中村裕信, 鈴木 正, 中村俊夫: ロスナイエアモニター“VL-1200 AM”, 三菱電機技報, 65, No.5, 466~470 (1991)

超高層・高気密住宅用換気システム

牛越康徳* 大嶋兼芳*
 可知忠勝*
 清水 誠**

1. ま え が き

バブル経済の崩壊により、地価の下降化傾向をみせているが、首都圏など人口密集地域では以前と同様に住宅用地が不足している。集合住宅では用地不足を解消するため、超高層住宅の建設割合が増加しており、超高層ビル群とともに大都市の新しい景観となっている。超高層住宅では外風の室内への影響を緩和するために高気密化が必要であり、高断熱化とともに空調負荷の軽減、快適性の向上を図っている。また、一戸建て住宅も同様に高気密・高断熱化が推進されており、省エネルギー施策の柱となっている。

住宅の気密性能の向上によって日本家屋特有の通気性が失われており、自然換気だけでは換気不足となる。そこで、換気扇による機械換気が必要となるが、汚染空気のみ排出だけではなく、新鮮空气の供給を含めた住宅全体の換気設計が必要となっている。さらには、快適性、省エネ性を損なわない換気システムが要求されている。

この論文では、超高層・高気密住宅用実験施設を活用した換気システム開発の概要とシミュレーション手法、今後の展開方向について述べる。

2. 超高層・高気密住宅の現状

2.1 住宅の超高層・高気密化

超高層住宅とは一般に20階建て以上の集合住宅をいい、住宅用地の不足を補うため、都市再開発の中で計画されることが多い。図1に居住専用及び併用住宅の全建設棟数と16階建て以上の階層別建設棟数の推移を示す(建築統計年報掲載値。昭和61年度、62年度は16階建て以上の合計を示す。)。バブル経済崩壊の影響で平成3年度に減少が見られるものの、集合住宅の超高層化は今後も進展すると考えられる。

一方、高気密化は先ごろ改正された“エネルギーの使用の合理化に関する法律(通称、省エネ法)”の中で気密住宅に関する基準が示されたように、官民一体となった推進が予想される。

2.2 住宅の気密性能

住宅の気密性能は住宅全体に点在するすき(隙)間の大きさによって決定される。隙間を直接測定することは不可能であるので、一般に隙間の通風抵抗から隙間の等価面積を算出する手法が用いられる。これは隙間を通して換気をしながら換気風量に対する住宅の内外の圧力差を測定し、住宅全体の隙

間の量を等価な“隙間の相当開口面積(Equivalent Leakage Area) $\alpha A(\text{cm}^2)$ ”として計算するものである。換気風量 $Q(\text{m}^3/\text{h})$ の換気によって生じる圧力差 $\Delta P(\text{Pa})$ の関係は式(1)で表される。

$$Q = Q_0 (\Delta P)^{(1/n)} \quad \dots\dots\dots (1)$$

Q : 換気風量 (m^3/h)

ΔP : $Q(\text{m}^3/\text{h})$ 換気時の室内外差圧 (Pa)

Q_0 : 室内外差圧 $= 9.8 \text{ Pa}$ (1 mmH₂O) 時の換気風量 (m^3/h)

n : 隙間の特性を示す係数 ($n = 1 \sim 2$)

隙間が単純開口部であるとすれば式(2)が成立する。

$$\Delta P = \gamma / 2g \cdot ((2.78 \cdot Q) / \alpha A)^2 \quad \dots\dots\dots (2)$$

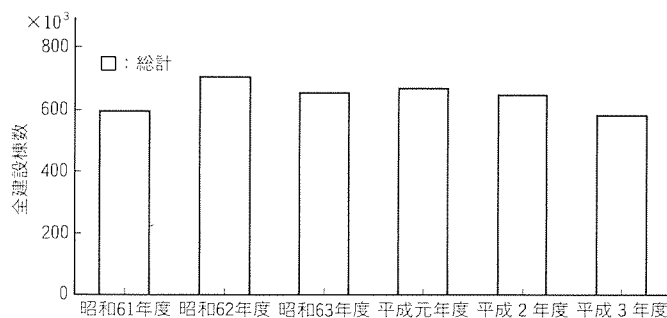
γ : 空気密度 (kg/m^3)

g : 重力加速度 (m/s^2)

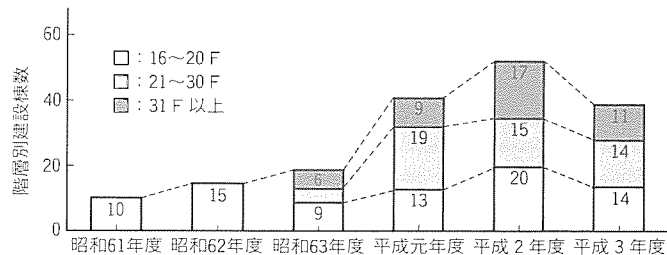
式(1)を代入すれば、 $\alpha A(\text{cm}^2)$ は式(3)から算出される。

$$\alpha A = 2.78 \cdot \sqrt{\gamma / 2g} \cdot Q_0 \cdot (\Delta P)^{(1/n - 0.5)} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで $\alpha A(\text{cm}^2)$ の値は ΔP によって異なるので、我が国では $\Delta P = 9.8 \text{ Pa}$ として基準を定め $\alpha A(\text{cm}^2)$ を計算する。住宅の構造、工法等の違いによる気密性能を比較する場



(a) 居住専用及び併用住宅の全建設棟数



(b) 16階建て以上の階層別建設棟数

図1. 居住専用・併用住宅建設棟数の推移

(出典：建築統計年報)

合、住宅全体の隙間を床面積で除した“単位床面積当たりの隙間の相当開口面積 $\alpha A'$ (cm^2/m^2)”を用いる。当社における実測例を参考にすると、実際の住宅における気密性能は最近の集合住宅では $\alpha A' = 1 \text{ cm}^2/\text{m}^2$ 前後の住宅も一般化しており、高気密化は進行している。

2.3 超高層・高気密住宅における換気の問題点、課題

(1) 外風の影響

超高層住宅では一般の住宅に比べ、外風の影響を考慮した換気設計が必要である。外風圧に対抗して必要換気量を確保するため、換気扇は高静圧機種が選定されることが多い。送風機の高静圧化は機器の大型化又は騒音値の上昇の要因となる。また、給気口に外風による圧力が加わると給気過多となり換気バランスがくずれ、計画的な換気ができなくなる。

超高層住宅の換気設備は外風の影響を受けにくいシステムを採用する必要がある。

(2) 室内外差圧の増大

住宅において給気設備を設けずに建物の隙間部のみから給気した場合の室内外差圧は式(4)から計算できる。

$$\Delta P_1 = (Q/Q_0)^n \dots\dots\dots (4)$$

ΔP_1 : Q (m^3/h) 換気時の室内外差圧 (Pa)

Q : 換気風量 (m^3/h)

前述のように $\Delta P = 9.8 \text{ Pa}$ として式(3)を展開して式(4)に代入すると式(5)となる。

$$\Delta P_1 = (2.78 * \sqrt{\gamma/2g} * Q/\alpha A)^n \dots\dots\dots (5)$$

式(5)から $\alpha A' = 1 \text{ cm}^2/\text{m}^2$, $n = 1.6$, 床面積が 72 m^2 の住宅においては αA が 72 cm^2 になるので $500 \text{ m}^3/\text{h}$ の換気をした場合、室内外差圧は 120 Pa (12.2 mmHg) に達する

ことが分かる。給気設計がされていない高気密住宅で換気設備を運転すると、室内外差圧が増大して下記の弊害が生じることが知られている。

- (a) 玄関ドアの開放が困難
- (b) 小型のサニタリ換気扇の換気量不足、逆流
- (c) 住宅の隙間部からの異常音の発生
- (d) 隙間風による冬期の肌寒さ感

高気密住宅の換気設計では計画段階から排気及び給気経路を明確にして換気による弊害が生じないように換気設備を設計しなければならない。

(3) 換気の効率化

室内環境保全、省エネルギーの観点からは効率の良い換気運転が必要である。住宅内の台所や浴室、洗面所、便所等の汚染空気、結露の発生ゾーンによる局所換気扇を設けて速やかに換気しなければならない。図2に示す自動運転換気扇は、汚染空気、結露の発生を直接又は間接的に検知するセンサを搭載し、必要なときに必要なだけ換気して室内環境の保全に効果がある。また、浴室用換気・暖房・乾燥システムは浴室換気のみでなく、衣類乾燥、暖房機能を備え、室内環境の保全、改善機器及び衣類乾燥機器として、衣類を屋外に干せない超高層住宅に急速に普及している。

3. 超高層住宅実験施設における実験

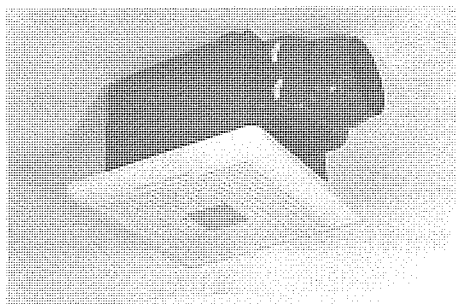
3.1 超高層住宅実験施設の概要

超高層・高気密住宅用換気システム開発のため、外風を当てながら換気扇実機による換気実験が可能な実験施設を建設した。図3、図4は実験施設を構成する住宅部分と大型送風機の

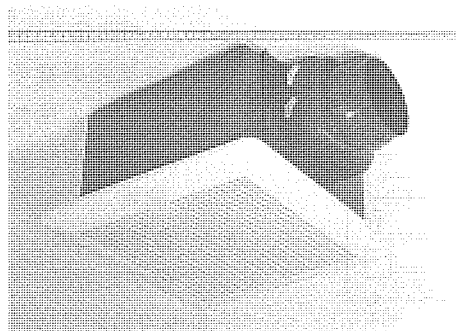
外観である。住宅部分は図5に示すように、居室、廊下、台所、サニタリの各ゾーンに区画されている。

住宅部分の床面積は 19.4 m^2 、気密性能は $\alpha A' = 2.3 \text{ cm}^2/\text{m}^2$ である。前述の実測例に比較して気密性能が低いのは、実際の住宅に比べて床面積が $1/4$ 程度のためである。

大型送風機は最大 $4,000 \text{ m}^3/\text{min}$ の送風能力をもち、最大風速 30 m/s まで印加できる能力をもって



(a) トイレ用換気扇 VD-10ZA₂



(b) 浴室用換気扇 VD-15ZAB₂

図2. 自動運転換気扇

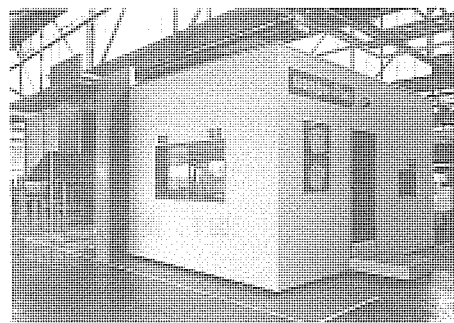


図3. 超高層住宅実験施設(住宅部分)

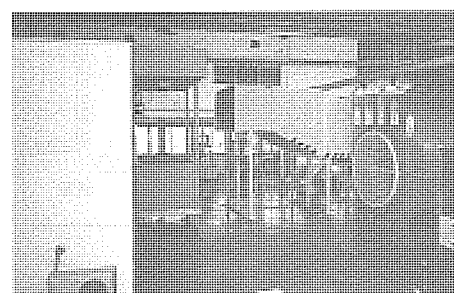


図4. 超高層住宅実験施設(大型送風機部分)

いる。

3.2 住宅の気密性能

と換気

実験住宅の台所ゾーンのレンジフードファンを運転して換気状態を観察した。室内外差圧が約 -68.6 Pa ($-7 \text{ mm H}_2\text{O}$)を超えると、玄関ドアの開放困難、隙間部からの異常音発生が生じることを検証し、室内外差圧を -49.0 Pa ($-5 \text{ mm H}_2\text{O}$)以内に制御すれば不具合を防止できることを確認した。

サニタリゾーンに設けた給気口の直径をパラメータとして実験住宅の相当開口面積を変化させたときの室内外差圧、排気風量、給気風量の変化を図6に示す。図7は実験住宅の内部のドア等の間仕切りを閉鎖した状態での実験結果である。

この実験から αA が 100 cm^2 以下の住宅ではダクト配管及びダクトの端末部に取り付けられる屋外フードの風路抵抗

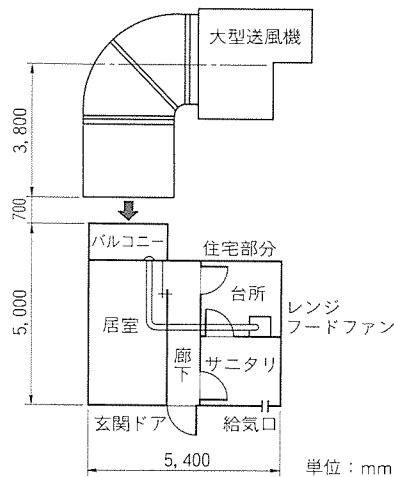


図5. 超高層住宅実験施設(平面図)

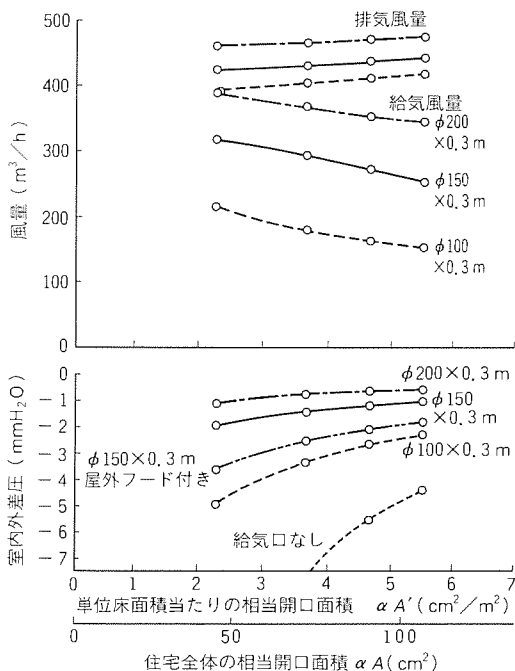


図6. 換気に対する気密度の影響(部屋間ドア開放)

を考慮すると、 150 mm 以上の直径の給気経路が必要であり、給気部から排気部に至るまでの住宅内の通風経路も適切に設計しなければ効果がないことが分かる。

3.3 外風の影響

前節の実験結果を考慮し、図8に示すように台所ゾーンに同時給排形レンジフードファンを設置し、給排気経路を明確にして外風の影響度を実験によって確認した。レンジフードファンは無風状態で排気風量に対して46.5%の給気風量を供給し、汚染空氣の発生する台所ゾーンに他のゾーンから空氣が流入して汚染空氣の拡散を防止するように構成されている。レンジフードファンからの給排気口は外風送風機の風圧を受ける壁面に開口しており、端末部には風雨の浸入を防止する屋外フードを取り付けている。レンジフードファンを運転した状態で屋外フード部に外風送風機によって風圧を当てると、図9に示すように外風速の上昇によって排気風量は低減し、給気風量は増加する。室内外差圧は徐々に上昇して風速 18 m/s に達すると負圧から正圧に転じる。排気、給気風量も風速 20 m/s で逆転して給気風量が過多となる。上記の逆転現象によって汚染空氣の拡散が促進され、計画的な換気ができなくなる。

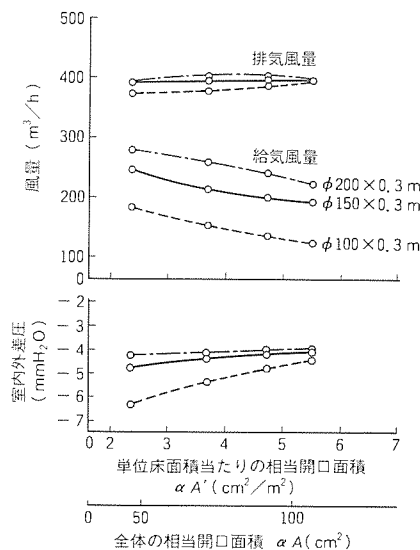


図7. 換気に対する気密度の影響(部屋間ドア閉鎖)

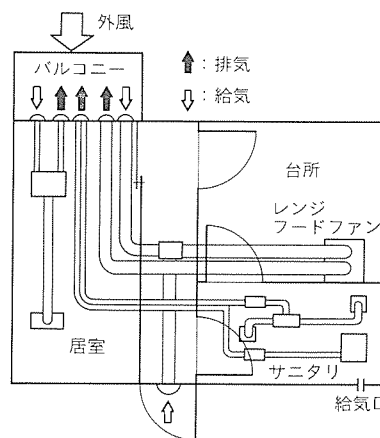


図8. 換気設備配管

ができなくなる。

以上の結果から一般用途の屋外フードが外風の影響を受けやすく、超高層住宅の換気システムには改良が必要なが分かった。

4. 超高層・高気密住宅用換気システムの開発

実験住宅の実験結果を基に次の2点を目標として開発を推進した。

- 台所ゾーンの給排気システムの開発
- 外風の影響を抑制する屋外フード部材の開発

4.1 台所換気の給排気検討

台所の換気では汚染空氣を効率良く捕集し、適切な給気を

廃気捕集効率及び温熱環境に影響を与えないように導入することが必要であった。

今回開発した同時給排形高捕集レンジフードファン(図10)は、吸込フード部を独自の二重構造とし、廃気捕集効率を向上させた。図11の廃気捕集特性に示すように、従来ほぼ100%の廃気捕集効率を得るのに500 m³/hの排気風量が必要だったが、300 m³/hで同等の性能を得ることができる。給気は本体上部の給気ガリから水平方向に低風速で台所全体に供給される。廃気捕集方式の改良によって低風量換気が可能となり、室内外差圧を低減できる。また、給気を本体上部から水平方向に低速度で吹き出して、給気流による廃気捕集効率の低下、冬期の肌寒さ感を防止できる。

4.2 耐外風屋外フード開発

外風の影響を抑制する屋外フードの形状を求めるため、実験住宅で外風を当てながら換気風量、室内外差圧を測定し最適形状を求めた。最終的な外観を図12に示し、図13に耐外風性能特性を従来品と比較して示す。開発品は風速30 m/sの

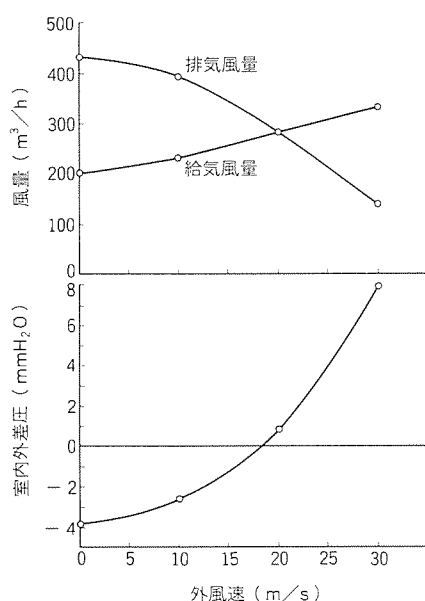


図9. 屋外フードに対する外風の影響(従来品)

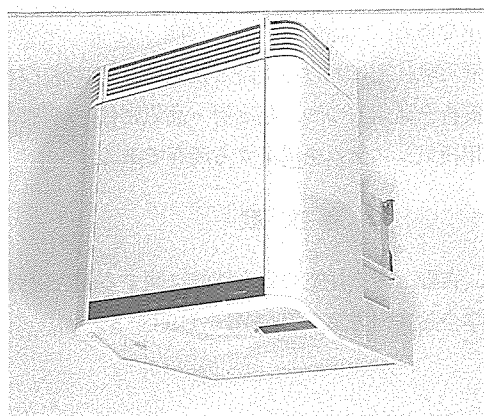


図10. 同時給排形高捕集レンジフードファン
V-60 FDQ

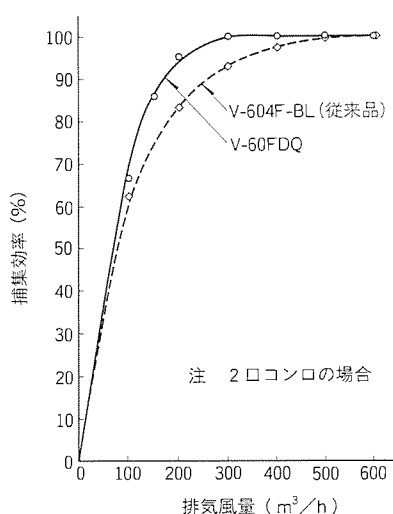


図11. 捕集効率特性(当社比)

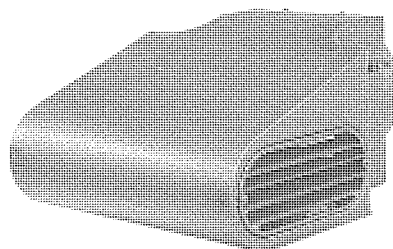


図12. 耐外風屋外フード P-13 KV

外風が当たっても、室内外差圧は負圧状態を保ったままで給・排気風量の逆転現象も生じることなく、計画した換気を維持できる。

5. 換気回路網計算プログラムの開発

実際の換気システムを設計する際に、計画どおりの換気性能が得られるかシミュレーションによる確認が必要になる。ここに紹介する換気回路網計算プログラムは、扱いやすいようにパソコンによる対話形式で構成している。換気システムを構成する送風機、部材を指定し、圧力点を入力することにより、システムの運転状態(各点の圧力、各通路の風量)が得られるようにしたもので、計算方法は網目状管路網計算の一つである節点圧力法を用いている。

3章で述べた実験結果を例にして、このプログラムの計算方法と結果について記述する。図7に実験結果を記載した住宅内部のドア等の間仕切りを閉鎖した状態の換気設備及び通風経路を等価回路網で表すと図14になる。図中④部は屋外フード、ダクト、建物隙間等の通風経路の抵抗部を表し、⑥部は換気扇、送風機等の送風部を表す。各要素は圧力点を介して連結されており、回路網の端末部(屋外等)は計算上変化しない圧力点として扱い、既知の圧力値を入力する(大気に開放すれば0 Paを入力)。抵抗部の通過風量を式(5)で与え、

$$Q = (\Delta P / \lambda)^{1/n} \dots\dots\dots (5)$$

ΔP : 抵抗部両端圧力点の圧力差 (Pa)

λ : 抵抗係数

n : 抵抗指数

送風部送風量は式(6)で与える。

$$Q = K3 * \Delta P^3 + K2 * \Delta P^2 + K1 * \Delta P + K0 \dots\dots\dots (6)$$

ΔP : 送風部出入口の圧力差 (Pa)

$K3, K2, K1, K0$

: 送風機の特長係数

これらの通過風量、送風量の式をもとに各圧力点における風量収支のバランス式がたてられ、次の繰り返し計算によって、換気システム運転時の換気風量、各部圧力が求められる。

①全圧力点に仮定した圧力値を与える。

②各要素を通過する風

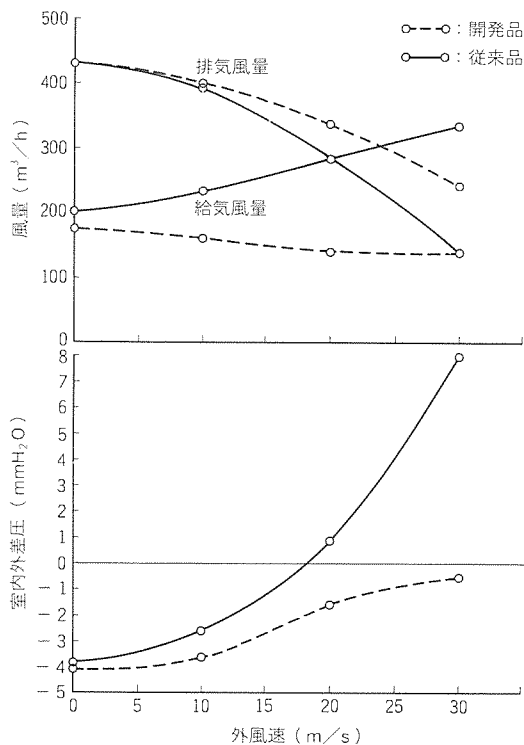


図13. 屋外フードに対する外風の影響(開発品)

量を要素の両端の圧力点の差から計算する。

- ③全圧力点の風量収支を計算する。
- ④全圧力点の風量収支がバランスしたかを判定する。
- ⑤バランスしなければ、全圧力点に新たな圧力値を仮定し、再度②～④の計算を実行する。
- ⑥全圧力点の風量収支がバランスすれば計算終了となる。

シミュレーション結果を図15に実測値と併記して表す。室内静圧、排気及び給気風量について良く一致しており、実験結果の解析及び実際の住宅における換気シミュレーションに活用できることが確認できた。なお、図中に表されていないゾーン別の建物隙間からの給気風量及びゾーン間の流通風量の計算も可能である。

前述したように、住宅の高気密・高断熱化によって住宅全体の省エネ化が進行すると、局所換気によって起因される隙間風の冷暖房負荷は相対的に大きくなる。したがって、冷暖房計画時には同時に換気計画も必要となる。現在、実際の建物隙間の測定及びデータベース化は専門分野で進められており、住宅の建築計画時に住宅各部の隙間の定量的な把握も可能となるであろう。このシミュレーション手法は住宅の設備計画時の空調・換気システム設計、解析に効力を発揮することが期待できる。

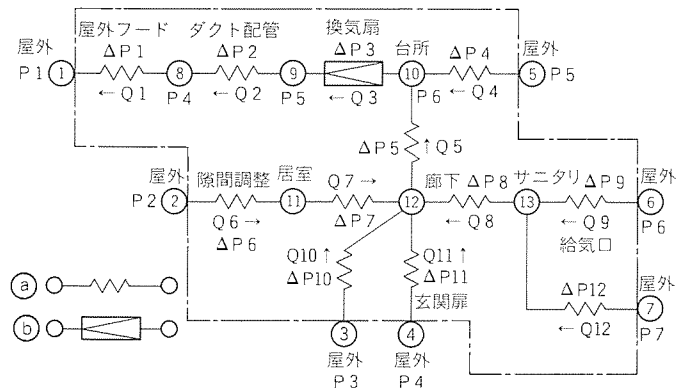


図14. 換気回路網等価回路

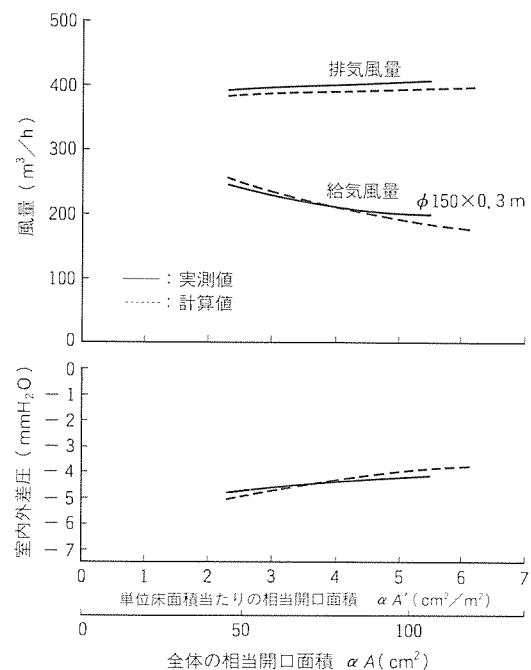


図15. 換気シミュレーション結果

6. む す び

今回、超高層・高気密住宅用換気システムについて換気風量が大きく、室内環境に対する影響度の高い台所換気システムを主体に述べたが、サニタリゾーンの換気システムについては現在開発中である。

今後、超高層実験住宅における実証と換気回路網計算プログラムによる解析を活用しつつ、超高層・高気密住宅時代に適合する住宅用換気システムを構築する所存である。

参 考 文 献

- (1) 村上周三, 吉野 博: 住宅の気密性能に関する調査研究, 日本建築学会論文報告集, 第325号 (1983-3)

冷凍・空調・換気機器の設計支援システム

藤井雅雄* 松田謙治***
小柳正俊** 杉山徹雄+
臼井重雄** 月居和英***

1. ま え が き

冷蔵庫、エアコンや換気扇などの冷凍・空調・換気機器の新製品開発と品質向上には、製品の性能と品質を設計段階で徹底的に評価することが重要である。そのためには、多くのアイデアを机上で検討するための設計支援システムを整備し、ルーチ的な設計作業時間の短縮による設計の充実を図らねばならない。

近年ますます充実しつつあるコンピュータ環境のダウンサイジング化とネットワーク化は、設計者にとってコンピュータによる情報活用が身近なものとなってきている。

コンピュータ活用による設計支援システムのうち、CAE (Computer Aided Engineering) システムについては、多くの汎用プログラムが市販されている。また、個々の設計者、研究者も、個人用のプログラムを多く所有している。そして、それらをそろえれば、CAE システムは一見完備されたかのように見える。しかし、設計者が使える CAE システムの構築には、個々に分散しているプログラムの有機的な統合とともに、データベースと評価のためのルールベースの整備及びプログラム適用のためのモデル化の検討が重要である。同時に、設計者の設計目的にそってカスタマイズ化され、設計の流れにそう操作性に優れたシステムでなければならない。

本稿では、当社の冷凍・空調・換気機器設計における設計支援 CAE システムの構築への取組と、その具体例を紹介する。

2. 設計支援への取組

図1は、当社の冷凍・空調・換気機器設計における、社内外技術情報の CAE システムへのカスタマイズ化と統合化の進展を示したものである。縦軸はカスタマイズ化と統合化の深さを示したもので、上の方ほど現場の製品設計の流れに近い設計支援システムとなっている。

社外技術情報と S/W (ソフトウェア) は、自然現象を社内外の一般工業製品設計へカスタマイズ化したものととらえられる。研究所群の研究成果は、製品設計への社内外技術情報のカスタマイズ化と統合化と考えられ、全製作所に共通な財産となる。CAE センターには製品設計に有用な S/W が整備されており、それらはネットワークを介して全製作所で使用できる。冷凍空調技術委員会は、専門技術を製作所間に横通しする技術委員会の一つで、冷凍・空調・換気機器を製作

している製作所に共通な設計支援 CAE システムを構築している。最上位の場所プロジェクトでは、下位の設計技術情報をすべて利用し、各製作所の製品設計にカスタマイズ化及び統合化した設計支援システムを構築しており、設計生産性技術センターがその構築を支援している。

3. 設計支援 CAE システム

コンピュータを活用した設計支援システムの構成を CAE システムを中心にして図2に示す。CAE システムで得られた結果は、CAD (Computer Aided Design) システム、EOA (Engineering Office Automation) システムとも統合される。各システムの有効活用は、EWS (Engineering Work-Station) や PC (Personal Computer) などのコンピュータ、LAN (Local Area Network) などのネットワークの整備が前提となり、各製作所内には構内 LAN が整備されている。

図2のように、モデル化はプリプロセッサ、要素解析はソルバー、評価はポストプロセッサに対応する。設計に使いやすい CAE システムとは、プリプロセッサ、ソルバー、ポストプロセッサが、設計の流れにそってカスタマイズ化され、データベース、ルールベースが有機的に連係しているもので

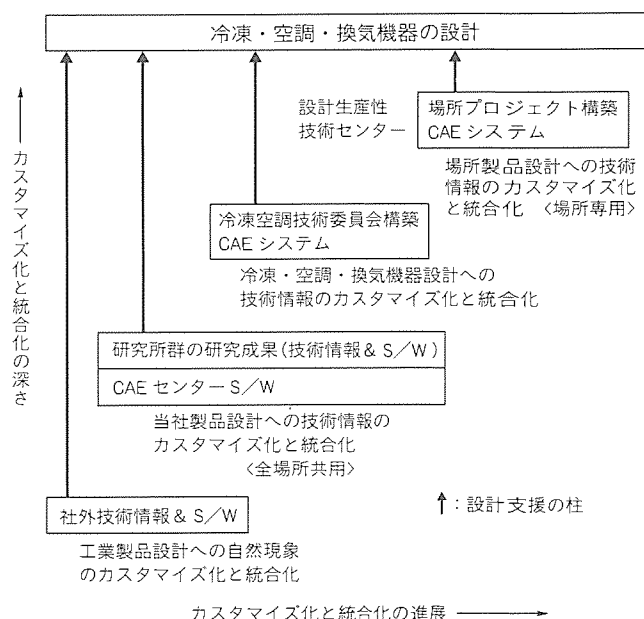


図1. 冷凍・空調・換気機器の設計支援技術のカスタマイズ化と統合化

ある。データベース、ルールベースは、各製作所、研究所の技術情報の集大成で、CAE システムの構築は技術の蓄積・伝承システムの構築につながる。

以下では、図1の場所プロジェクトで構築中の設計支援 CAE システムの具体例を、機能設計の代表である冷凍サイクル系設計と、構造設計の代表である冷媒配管系設計を例にとって紹介する。

3.1 冷凍サイクル系設計支援システム

冷凍空調機器の基本機能設計を支援するシステムである。ソルバーは市販品に求めることはできず、基本的なアルゴリズムは製作所の設計部門が提供する。構築されたシステムでは、計算に必要なデータベース、ルールベースが製作所及び研究所の成果物を中心にパッケージ化されており、標準的な製品設計のためのソルバーが複数個準備されている。これにより、機能設計者すべてが同じデータベース、ルールベースを使って設計計算ができる環境が整備できたことになる。なお、冷凍空調機器では、毎年、新しいサイクルが考えられており、それらへの対応は、パッケージ化されたデータ群を図3に示すように階層化して組むことによって行われる。

冷凍サイクルは、図4に示すように圧縮機、四方弁、室内・外熱交換器、膨張弁などからなり、配管系で接続されている。中を冷媒が流れ、圧縮、凝縮、蒸発過程を経て冷媒と空気の間で熱交換がなされ、室内の冷暖房が行われる。支援内容は、冷暖房能力、成績係数(電気入力に対する冷暖房能力の割合でCOPで表す。)、各部の温度・圧力などを、室内外温度や風量などを変えたパラメータ計算で求めることである。さらに、試験データの解析ができ、試験と計算結果の比較検討も可能となっている。

冷凍サイクル設計の作業時間分析の結果、計算のためのデータ検索と計算結果の図形処理に時間がかかっていることが判明した。そこで、この支援システムのプリプロセッサでは、冷凍サイクル系を構成する部品が形状データや性能データとともに登録されている。そのため、設計者の部品の型名を指定するだけで、設計に必要な部品データの入手が可能である。図5はデータベースの検索ウィンドウの一部である。上段の

検索キーワードでユニット型名を選ぶ(黒に反転している部分)と、既に登録されているユニットの部品名が下段に現れる。ここから設計者は部品を選定する。

また、風量、空気温度やインバータ周波数などのパラメータを変化させた場合の計算を行うため、パラメータ選択ウィンドウが用意されており、設計者はこれを使って計算条件を設定することができる。

計算結果は、専用ポストプロセッサを用いて縦軸、横軸の内容を任意に設定できる X-Y 線図やモリエル線図で表示される。X-Y 線図の一例を図6に示す。縦軸はCOP、横軸は凝縮器の過冷却度である。詳細は省略するが、例えば、COP が最大になる過冷却度が設計条件として選定される。

このシステムは、構内 LAN に接続された ME/R(当社製 EWS)上で稼働し、全設計者にオープンなものとなっている。

ルームエアコンのように毎年高機能化が求められる製品では、新しい機能追加に伴うデータベースを整備しながら、設計が行われる。また、新しいサイクルの考え方も取り入れられる。そのため、この設計支援システムでは機動性が重要視され、今後とも継続して改良を加え最適な設計手法の確立を目指す必要がある。

3.2 冷媒配管系設計支援システム

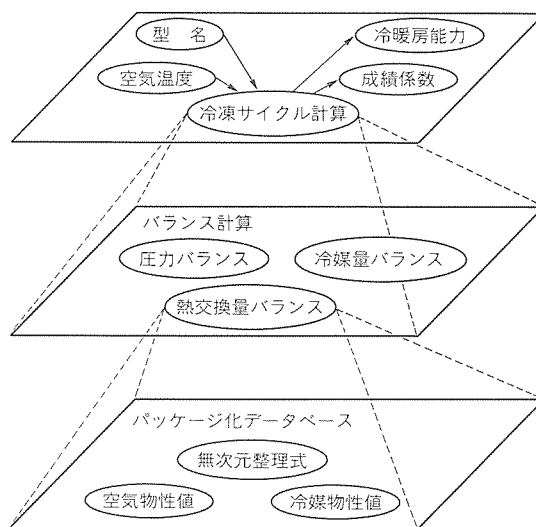


図3. 冷凍サイクル系設計計算の組立て

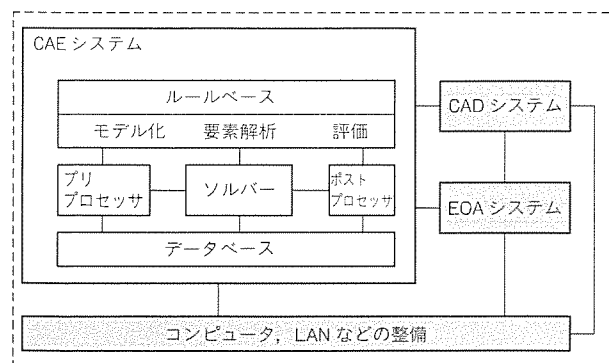


図2. 設計支援 CAE システム

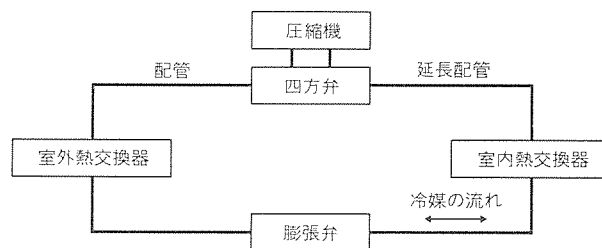


図4. 基本的な冷凍サイクル系の構成

図4に示すように、冷凍・空調機器は配管系で接続されており、圧縮機が冷媒を流す心臓とすると、配管系は血管に相当する。配管系のもう一つの役目は、圧縮機の振動を室外機に伝えにくくすることである。そのため、配管系には銅管が用いられ、図7に示すように狭い室外機内で複雑に曲げられて収納されている。

配管系は圧縮機によって常に振動を受けており、設計が不十分であると配管系の一部に応力集中が生じ、破損する可能性がある。配管が破損すると冷凍・空調機器の機能が損なわれることから、配管の構造強度設計は極めて重要で、製品の量産までに配管系に関する多くの案件がスクリーニングにかけられる。

配管の構造強度設計は、有限要素法という解析手法を用いて行われる。有限要素法では、配管系を図8に示すように多数の四角形(メッシュ)に分割し、配管の長さや曲がりを変化させた場合の応力分布を求め、材料の設計上の許容応力値を越えないかをチェックする。また、その箇所は、製品段階で試験によっても検証される。

今回開発した設計支援システムには、二つの特長がある。その一つは、メッシュの自動分割によって計算時間の大幅短縮を図ったことである。従来、有限要素法を用いた計算では、メッシュ分割するモデル作りに3～8時間かかっていたが、開発したシステムでは、約30分程度ですむようになった。これは、メッシュ分割されたモデルを自動作成するアルゴリズムと、図9に示すように作表形式で配管の形状を示す代表的な座標(交点、曲がり半径)を入力するのみで、メッシュ分割の自動化を実現できる専用プリプロセッサを開発したことによる。メッシュの自動分割とモデルの自動作成は、現場で積み上げられた設計ノウハウを整理し、分割数の最適化、直管部と曲管部との接合アルゴリズムなどを確立することにより

実現できたものである。

もう一つの特長は、フレームワークを用いて計算プロセスを簡略化したことである。設計計算は、図10に示すように今回開発した専用プリプロセッサ、汎用ソルバー(有限要素解析プログラム)、汎用ポストプロセッサを用い、ME/Rなどの当社、他社のEWSを複数個用いて実施されている。このため、設計者は設計計算を行うに当たって、ファイルの転送、合成、起動コマンドの入力などの操作を複数回実施する煩雑さがあり、設計者にとって負担となっていた。今回、これらを配管設計専用のカスタマイズ化された汎用のフレームワークS/Wを用いて統合化することにより、設計者が操作手順を意識しないで設計計算が実行できるようになった。また、計算手順がグラフィック表示されており、計算実行状

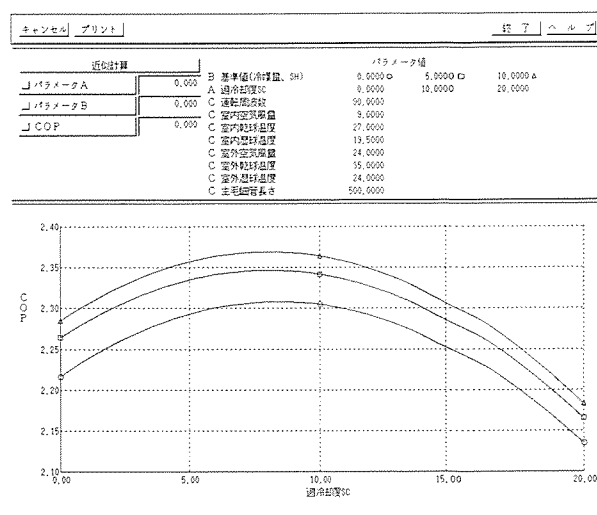


図6. X-Y線図の一例(専用ポストプロセッサ機能)



図5. データ検索ウィンドウ(専用プリプロセッサ機能)

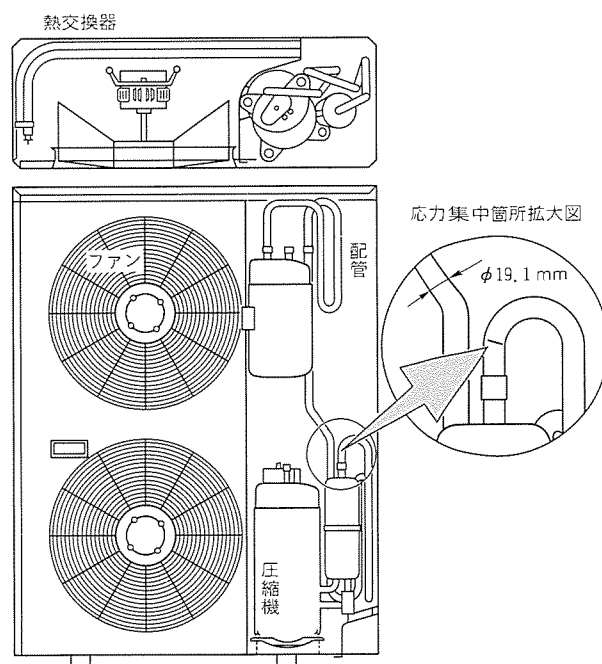


図7. エアコン室外機配管の応力集中箇所の例

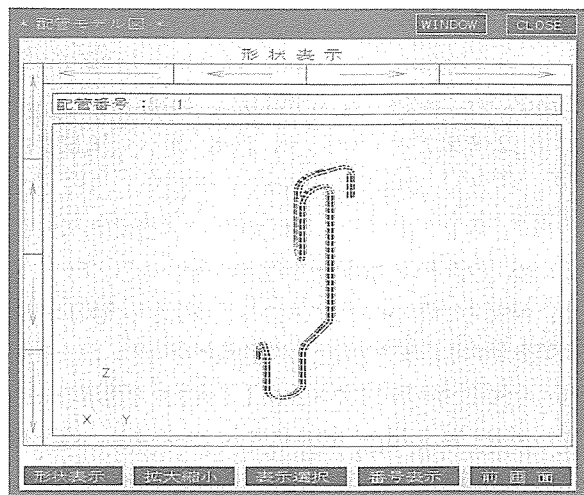


図8. 自動メッシュに分割された配管モデル

況の把握が容易となっている。

これらの開発により、設計計算時間がおおよそ1/10以下に短縮された。さらに、計算が容易に実行できるようになったため、多くの案件が机上計算でスクリーニングにかけられるようになった。

構造設計では、CAD、CAM(Computer Aided Manufacturing)とのリンクも今後検討する必要がある。この場合にも、フレームワークは有用なツールとなる。

4. む す び

コンピュータの高性能化は年々進んでいる。既導入 H/W(ハードウェア)と新規導入 H/Wの特長を生かしたマルチベンダーの相互運用を図っていく必要がある。また、S/Wも市販品、自社品を駆使して設計を行わねばならない。設計者は、製品設計をするために、社内外の技術情報を調査し、機能・構造・電子設計を行っている。さらに、コンピュータのH/W、S/W、ネットワークなどを使いこなさなければならない。そのため、設計者の負荷は増大する一方である。

本稿で紹介した設計支援システムは、社内外の技術情報を製品設計情報としてカスタマイズ化し、コンピュータ上に統合化したものである。さらに、設計者がコンピュータの利用

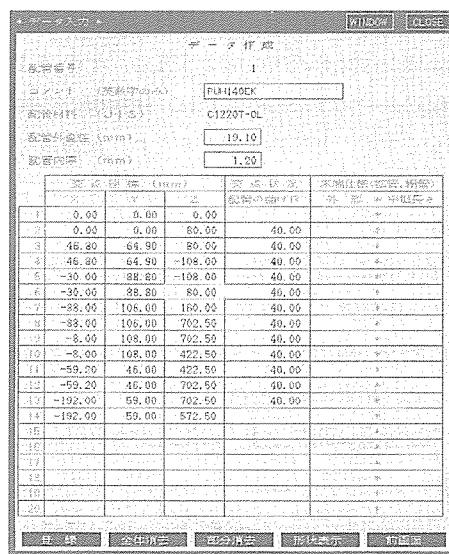


図9. 配管座標の入力ウィンドウ
(専用プリプロセッサ機能)

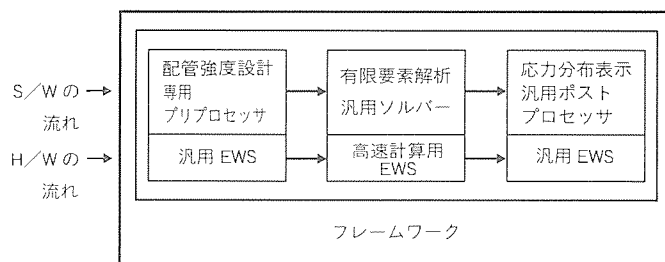


図10. 複数のS/W、H/Wをフレームワークで統合

上の煩雑さを感じないで設計計算のできる環境の整備を目指したものである。

このようなカスタマイズ化の進んだ設計支援システムは今後その数が増大し、将来的には部品ごと、システムごとに統合化され、LANを介して全設計者が同じ環境で利用できるシステムに造り上げる必要がある。

今後とも、設計者が利用上の煩雑さを感じないで、コンピュータによる設計検討のできる環境の整備を進め、設計生産性の向上と製品の品質向上を努めていく予定である。

氷蓄熱パッケージエアコン

今西正美* 浜 宏明*
田頭秀明* 宮本守也*
吉田武司*

1. ま え が き

近年、電力需要の増大が著しく、特に夏期昼間の最大電力量は冷房需要の増大に伴って年々増加している。この結果、昼夜の電力需要の格差が広がって、年負荷率は年々低下する傾向にある。この年負荷率の低下は電源設備の利用率の低下をもたらすとともに電力の供給コストを上昇させる原因となっている。

したがって、このせん(尖)鋭化する夏期における昼間ピーク負荷を抑制し、これを夜間にシフトする蓄熱設備を採用して、昨今の社会的ニーズとなっている電力の負荷平準化を図ることが重要になってきている。一方、各電力会社は“業務用蓄熱調整契約制度”を設け、安価な深夜電力をフルに利用できる蓄熱システムの普及に努めている。

本稿で紹介する氷蓄熱パッケージエアコン“SEシステム”は、上記電力の負荷平準化を図ることを目的として、最近の空調方式の主流であるパッケージエアコンに氷蓄熱システムを応用したものであり、そのねらいは上記昼間電力の夜間電力へのシフトとともに、安い夜間電力を最大限利用することにある。

2. 氷蓄熱システム

氷蓄熱システムとは、1 kg 当たり334 kJ{80 kcal}という大きな融解潜熱を利用して冷熱を蓄える方法のことであり、水の顕熱変化を利用する蓄熱方式に比較して、スペースを

1/5～1/10にできるという利点をもっている。

氷蓄熱パッケージエアコン方式“SEシステム”は、蓄冷(製氷)運転によって生成された氷に蓄えられている冷熱を、冷媒の蒸発潜熱を利用して運ぶ冷媒搬送方式であるため、搬送熱量の割には動力(ガスポンプ入力)が少なく済むのが特長である。また、安価な夜間電力を最大限に利用することにより、従来のパッケージエアコンに対してランニングコストの大幅な低減を図ることができる。

3. 新製品の概要

3.1 製品仕様及び機器構成

“SEシステム”は、室外ユニット、室内ユニット、及び蓄熱槽ユニットの3ユニットで構成される。各ユニットの製品外観を図1に示す。

ユニットの主要構成部品は表1に示すとおりであり、まず室外ユニットには5 HP 相当の熱交換器、室外送風機、各運転パターンにおける余剰冷媒を効果的に回収・放出するチャージモジュレータ、及び夜間運転・中間期運転用のファンコントローラ等を、また室内ユニットには10 HP 相当(蓄冷利用冷房運転用5 HP+圧縮機利用冷房運転用5 HP)の熱交換器、室内送風機、冷凍能力5 HP 相当のスクロール式圧縮機(定格出力3.2 kW)を搭載している。蓄熱槽ユニットには、ロータリ式低圧縮比タイプの冷媒ガスポンプ及び内容積2.3 m³(ステンレス製)・蓄冷熱容量 4.2×10^5 kJ{10万 kcal}・IPF(氷充てん率)50%以上の蓄熱槽をもっている。蓄熱槽内部に

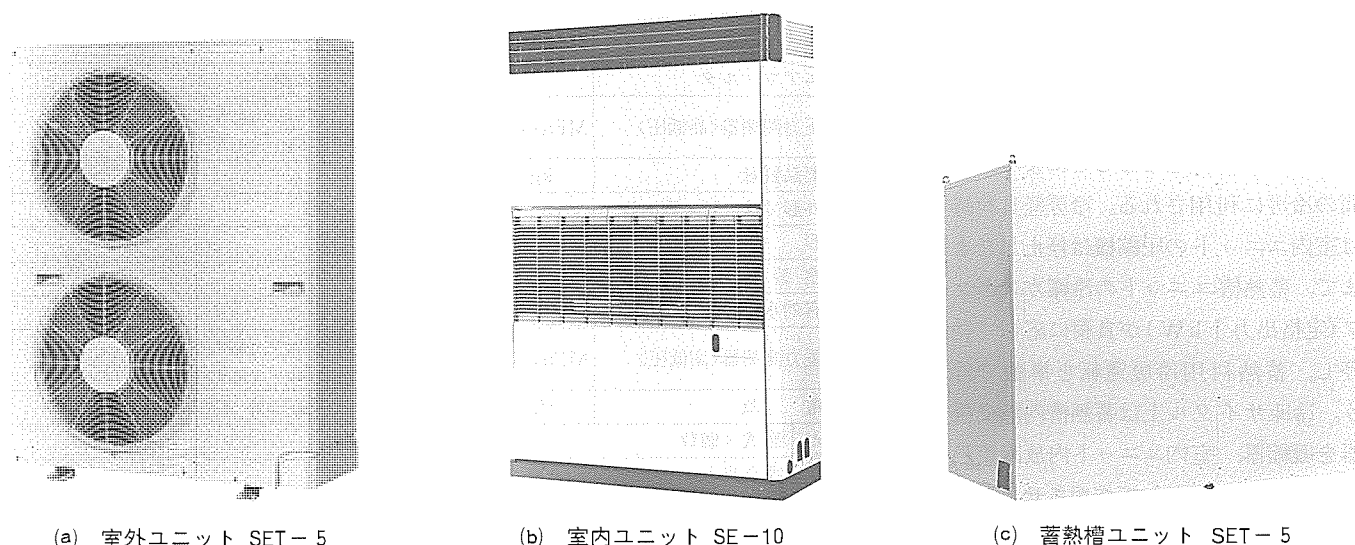


図1. 氷蓄熱パッケージエアコン“SEシステム”の外観

表 1. 主要構成部品一覧

ユニット	構成部品	仕 様	備 考
室外ユニット	室外熱交換器 (凝縮器)	・ 5 HP 相当の熱交換器 ・ ファンコントローラ標準装備	・ 中間期冷房可能 外気 - 5 ~ 43℃ 運転可能
	受 液 器 (リキッドレシーバー)	・ 外形φ152×高さ500 (mm) ・ 内容積8.5ℓ	・ 各運転パターンにおける余剰冷媒を効果的に回収
室内ユニット	室内熱交換器 (冷却器)	・ 10 HP 相当の熱交換器	
	圧 縮 機	・ 5 HP 相当のスクロール圧縮機	・ 呼称出力3.2 kW ・ 冷房能力 13/14.5 kW { 11,200/12,500 kcal/h }
蓄熱槽ユニット	蓄 熱 槽	・ 直膨形アイスオンコイル式 ・ 蓄冷熱量4.2×10 ⁵ kJ (蓄冷時間12時間) ・ 内容積2.3 m ³ (ステンレス製)	・ IPF (氷充てん率) 50%以上
	冷媒ガスポンプ	・ ロータリ式低圧縮比タイプ	・ 呼称出力1.0 kW ・ 冷媒ガスポンプ搬送による放冷能力は13/14.5 kW (5 HP 相当)

は直膨形アイスオンコイル方式の蓄熱用熱交換器を内蔵し、裸銅管縦配列の千鳥形状をなす。上記冷媒ガスポンプ運転による冷媒搬送により、5 HP 相当の蓄冷利用冷房能力を発揮する。

この製品の基本仕様を表 2 に示す。

3.2 冷媒回路動作

このシステムは時間帯及び利用側冷房負荷に応じて、図 2 に示す 4 通りのパターンの運転制御を行う。

(1) 蓄冷運転

割安な夜間電力を利用して行う蓄冷 (製氷) 運転は、室外ユニットの熱交換器を凝縮器、蓄熱槽ユニットの熱交換器を蒸発器 (冷却器) として作用させ、室内ユニットの圧縮機で 5 HP 相当の冷凍サイクル運転を行い、約 12 時間で蓄熱槽内に 4.2×10⁵ kJ の冷熱 (氷) を蓄える。

(2) 蓄冷利用冷房運転

蓄冷運転によって生成した氷の冷熱は、冷媒ガスポンプによって循環される冷媒と熱交換させることによって昼間の冷房に利用される。冷房軽負荷時は室内ユニットの圧縮機は停止したままで、蓄熱槽ユニットの冷媒ガスポンプ (定格出力 1 kW) が負荷に応じて発停し、蓄熱利用冷房運転を単独で行う。冷凍サイクル上は蓄熱槽内熱交換器を凝縮器、室内ユニット内放冷用熱交換器を冷却器として作用させるが、冷媒の凝縮熱を蓄熱槽内の氷の融解に利用するため高圧 (凝縮) 圧力を低く、圧

表 2. 製品仕様

室外ユニット	形 名	SEV-5
	塗 装 色<マンセル記号>	ホワイト<5 Y 8/1>
	風 量	m ³ /min 100
	送風用電動機出力	kW 0.085×2
	電 源	Hz 三相200 V 50/60 Hz (操作回路 単相200 V 50/60 Hz)
	騒 音 値	dB<A> 53/54 (ファンコン作動時 49/50)
	ファンコントローラ	標準装備
	製品質量	kg 70
	外形寸法 H×W×D	mm 1,258×970×345
室内ユニット	形 名	SE-10
	塗 装 色<マンセル記号>	アーバンホワイト<3.4 Y 7.7/0.8>
	標準能力	kW 26/29 { 22,400/25,000 kcal/h } (一般冷房: 13/14.5 kW, 放冷: 13/14.5 kW)
	冷媒/冷凍能力	R-22/スニソ3 GSD<配管長 (総延長) 50 m まで>
	電 源	Hz 三相200 V 50/60 Hz (操作回路 単相200 V 50/60 Hz)
	圧縮機	形式×個数 全密閉形×1 台
	呼称出力	kW 3.2
	クランクケースヒータ	W 60
	温度調節器	℃ 冷房21~32
	送風機	標準風量 m ³ /min 90
蓄熱槽ユニット	標準機外静風圧	mmAq 2<8/15>
	電動機出力	kW 0.46<0.9>
	エアフィルタ	塩化ビニルハニカム織
	圧力開閉器<高低圧>	MPa (G) 高圧カット 3.0 { 30 kg/cm ² G }, 低圧カット 0.0 { 0 kg/cm ² G }
	製品質量	kg 290
	外形寸法 H×W×D	mm 1,850×1,420×485
	形 名	SET-5
	塗 装 色<マンセル記号>	ホワイト<5 Y 8/1>
	有効水量	m ³ 2.1
	圧力開閉器<高低圧>	MPa (G) 高圧カット 1.3 { 13 kg/cm ² G }, 低圧カット 0.2 { 2 kg/cm ² G }
ガスポンプ	電 源	Hz 三相200 V 50/60 Hz (操作回路 単相200 V 50/60 Hz)
	形式×個数	全密閉形×2 台
	呼称出力	kW 0.5×2
	クランクケースヒータ	W 30×2
	製品質量	kg 450
外形寸法	H×W×D	mm 1,800×2,140×1,290

縮比(高圧圧力/低圧圧力)を小さく維持させることが可能である。したがって、消費電力の小さい冷媒ガスポンプ(定格出力1kW)で5HP相当の冷房を行うことができる。

(3) デュアルサイクル冷房運転

利用側の冷房負荷が5HP能力を超える重負荷時は、冷媒ガスポンプによる5HPの上記蓄冷利用冷房運転がベースロードを賄い、かつ室外ユニットの熱交換器を凝縮器、室内ユニットの圧縮機利用冷房運転用熱交換器を冷却器として作用させ、室内ユニットの圧縮機(定格出力3.2kW)が負荷変動に応じて5HPの冷房運転を行う。したがって、両方のサイクルの運転を同時に行うことにより、29kW{25,000kcal/h-10HP}の能力を発揮する。

(4) 圧縮機利用冷房運転

冷房運転中に蓄熱槽内の氷が完全に解け切った場合、冷媒ガスポンプによる蓄冷利用冷房運転は停止するが、圧縮機側の冷媒サイクルだけで一般の5HPパッケージエアコンと同じ冷房運転を行う。

3.3 運転パターン

このシステムの基本的な運転パターンを図3に示す。プログラムタイマの設定により、例えば、夜20時から朝8時まで夜間電力を利用して12時間の蓄冷運転を行い、 4.2×10^5 kJ

の氷を蓄熱槽内に蓄える。冷房ピーク負荷日は蓄冷利用冷房運転(蓄冷熱利用の冷房能力14.5kW{12,500kcal/h-5HP}相当)をベースロードとし、かつ圧縮機利用冷房能力(14.5kW)分を合わせて29kWの冷房運転を行う。この場合の夜間電力の利用率は約50%程度となる。

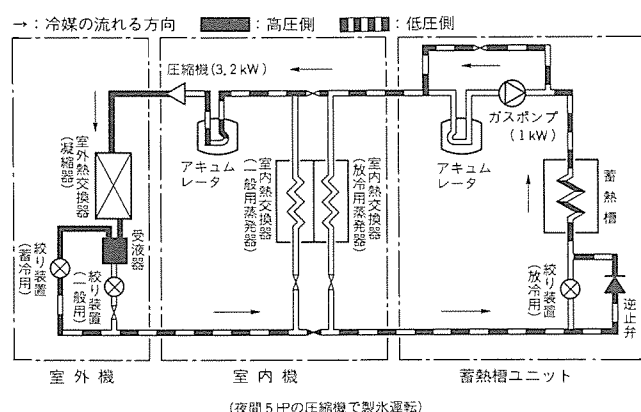
次に、冷房軽負荷日は蓄冷利用冷房運転(14.5kW)をベースロードとして、不足分を圧縮機利用冷房能力14.5kWでカバーする。したがって、夜間電力の利用率は更に大きくなり、年間を通して約70%といった高い値になる。

4. 氷蓄熱応用パッケージエアコン “SEシステム”の特長

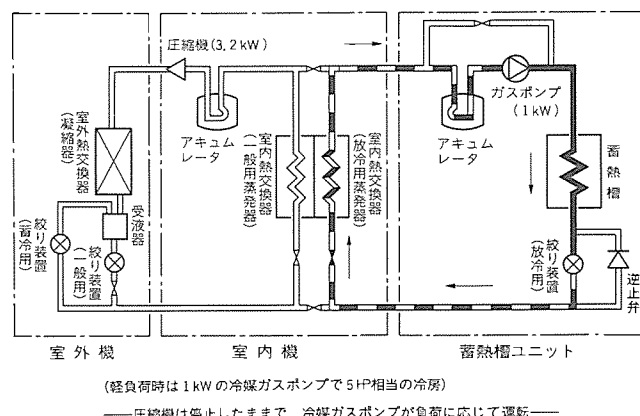
4.1 高COP運転の実現

昼間の冷房能力は、冷媒ガスポンプ運転(蓄冷利用冷房運転)による能力と圧縮機運転(圧縮機利用冷房運転)による能力が合算された値になる。すなわち、定格出力3.2kW圧縮機と、定格出力1.0kWの冷媒ガスポンプで10HP(通常定格出力7.5kWの圧縮機を使用した場合の能力)相当の冷房能力が発揮できる。

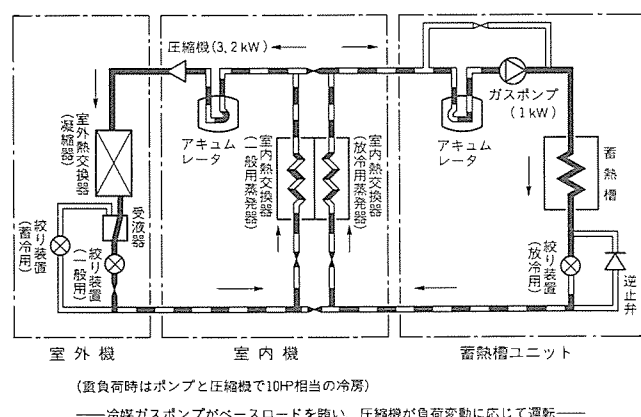
蓄冷利用冷房運転時、冷媒ガスポンプは蓄熱槽内に蓄えた水の冷熱を、冷媒の蒸発潜熱を利用して運ぶので、搬送熱量



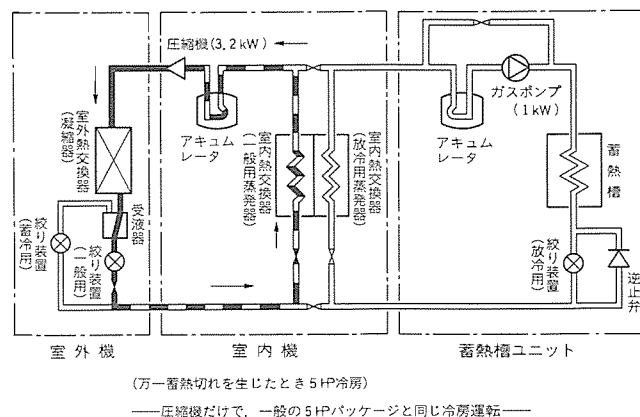
(a) 蓄冷運転



(b) 蓄冷利用冷房運転(放冷運転)

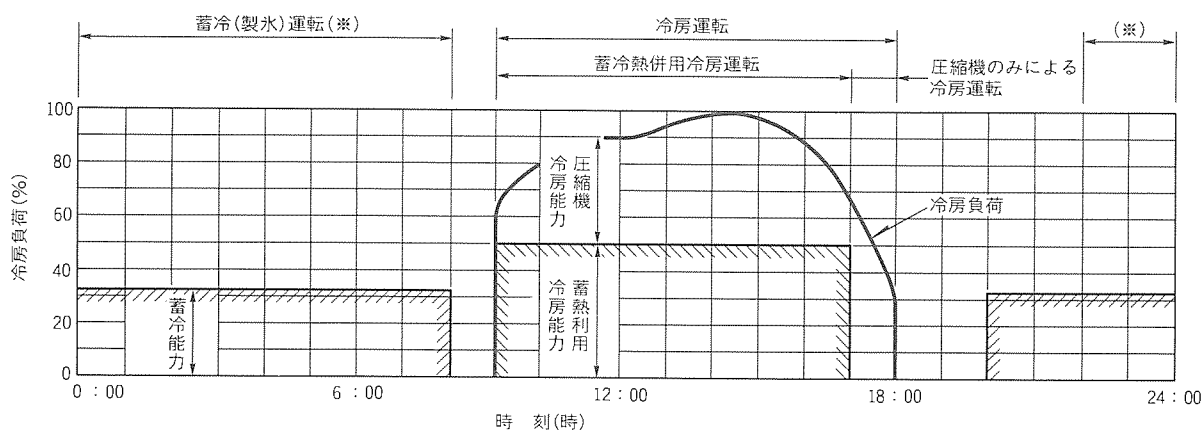


(c) デュアルサイクル運転

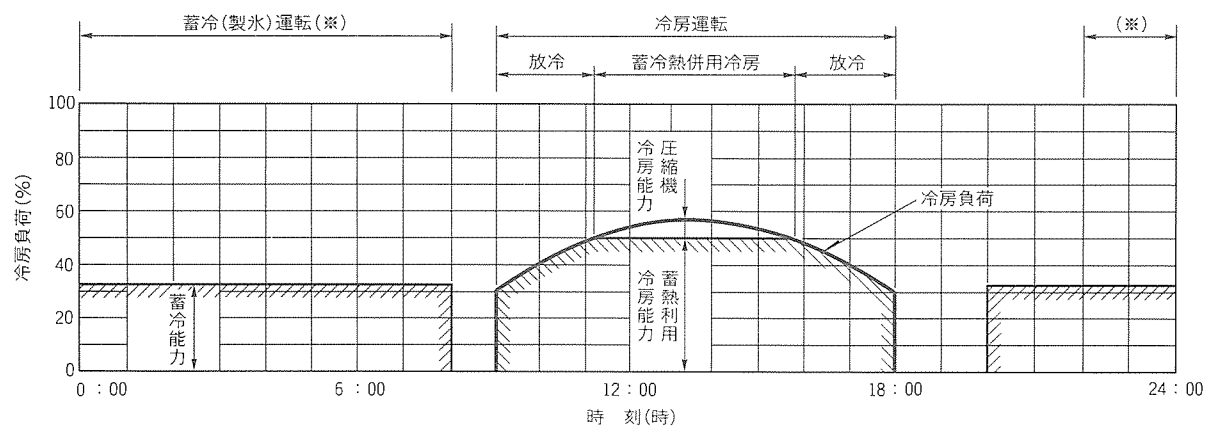


(d) 圧縮機利用冷房運転

図2. 冷媒回路動作



(a) 冷房ピーク負荷日の運転



(b) 冷房軽負荷日の運転

図3. 運転パターン

の割にポンプ動力は小さくなる。

したがって、蓄冷利用冷房運転時のCOPは約7.0となり、通常の冷房(COPは約2.5)の35%の入力で同容量の冷房運転が可能である。また、デュアルサイクル運転でもCOPは約4.0となり省エネ運転が可能である。図4、図5にそれぞれ蓄冷運転時、蓄冷利用冷房運転時の運転特性をモリエル線図で示す。

4.2 蓄冷熱優先使用システム

蓄冷熱量は 4.2×10^5 kJあり、冷媒ガスポンプの蓄冷利用冷房能力14.5 kWで約8時間の冷房運転が可能である。これを冷房のベースロードに使用し、負荷の変動分は圧縮機で賄うため、軽負荷時にはほとんどの負荷を蓄冷利用冷房運転で賄う。したがって、残氷を生じたり槽容量の割に製水量を抑えたりする必要はなく、夜間電力の利用率は盛夏でも約50%で、年間では約70%の高い利用率となることもある。

4.3 プログラムタイマと蓄冷量制御

プログラムタイマにより、翌日の冷房予定運転時間に応じた蓄冷時間の設定が可能であるので、蓄冷量は常に必要最小限に抑えることができる。

また、蓄熱槽内に残氷がある場合は、蓄冷量コントローラによって前日の蓄冷利用冷房運転の積算時間をカウントして

水使用量を算出し、これに対する所要蓄冷量(時間)を計算して追加蓄冷運転を実施する。

4.4 ランニングコストの大幅低減

(1) 圧縮機容量半減によって基本料金が大幅にダウン

業務用空調設備の年間の電気料金の構成を見ると、業務用電力使用の基本料金は約49%を占めている。基本料金は設備の入力(kW)によって決まるので、動力が半減すると基本料金も半分に抑えることができる。

(2) 業務用蓄熱調整契約制度の適用で従量料金の大幅な低減が可能

このシステムは蓄熱利用率が高いため、従量料金のうち単価の安い夜間電力の占める割合が高くなる。さらに、電力会社との上記契約によって夜間電力料金が1/3程度となるので、従量料金も大幅な低減が可能となる。図6に示すように基本料金と従量料金を合計した電力料金は、従来方式と比較して約31%低減できる。

(3) 経済性の向上

従来の大型の水循環式氷蓄熱システムに比べ、蓄熱槽ユニットのコンパクト性、量産性によって経済性は飛躍的に高まっている。

4.5 据付け・運転操作の簡便性

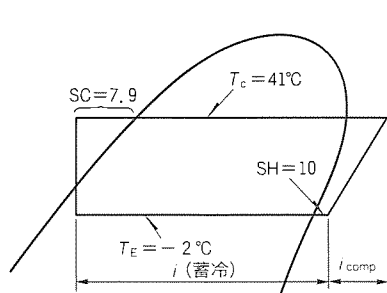


図4. 蓄冷運転時のモリエル線図

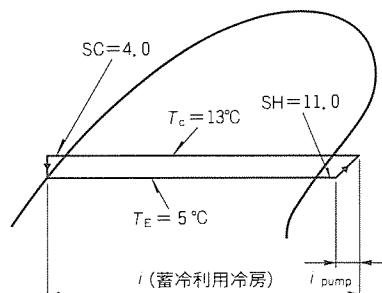


図5. 蓄冷利用冷房運転時のモリエル線図

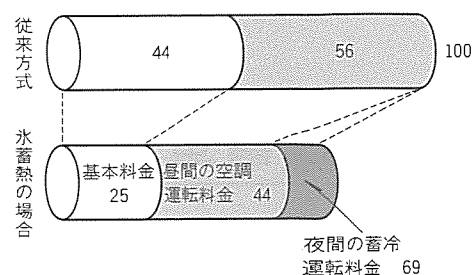


図6. 電力料金の比較

蓄熱槽ユニットの据付け場所の確保ができれば、このシステムの据付け・運転操作は従来の汎用パッケージエアコンと同じで、特別な施工技術やシステム制御技術は不要である(総配管長は蓄熱槽ユニットと室内機間、及び室内機と室外機間の合計で最大50m)。

4.6 騒音値の低減

夜間の蓄冷運転時は、外気温度が低下するのでファンコントローラが作動し、ファン回転数が減少する。このため従来品と比べて(10HP相当品)6～7ホン騒音値を低減している。

5. 特筆すべき新技術

5.1 最適冷媒量調節機能の確立

氷蓄熱パッケージエアコン“SEシステム”は夜間の蓄冷運転、昼間の蓄冷利用冷房運転、デュアルサイクル冷房運転、及び圧縮機利用冷房運転の四つの運転パターンをもつが、各運転パターンで必要冷媒量に差があり、このシステムが運転パターンごとに冷媒回路系を分断又は開放させるような制御を強いる構成上、必要最大冷媒量をシステム内に充てんしておいて、各運転パターンで適正冷媒量になるような冷媒量調節機能を設ける必要がある。

蓄冷・圧縮機利用冷房の各運転モードに比べて蓄冷利用冷房運転の必要冷媒量が比較的多いために蓄冷運転時には冷媒が余剰となり、またデュアルサイクル運転モードでは比較的多量の冷媒を必要とすることから、圧縮機利用冷房回路内の高圧側に冷媒回収機器としてチャージモジュレータを設置しており、蓄冷運転時は所要冷媒量以外の全冷媒をチャージモジュレータ内にた(溜)める。

一方、蓄冷利用冷房運転、圧縮機利用冷房運転(又はデュアルサイクル運転)時にはチャージモジュレータから冷媒を放出して全冷媒を各冷房サイクルの適正冷媒量に振り分けた後、各サイクルをバイパス回路で遮断して個々独立して運転させればよいが、運転モードの切替時等、各サイクル内の冷媒量に過不足が生じたときは各サイクルの圧力差を利用して冷媒を移動させて適正量に調節する必要がある。適正冷媒量の検知方法は、各運転サイクルの冷媒過冷却度又は過熱度で運転の安定性を判断し、これらがある一定の値に達したところで各サイクル間のバイパス回路を遮断して冷媒移動を終了

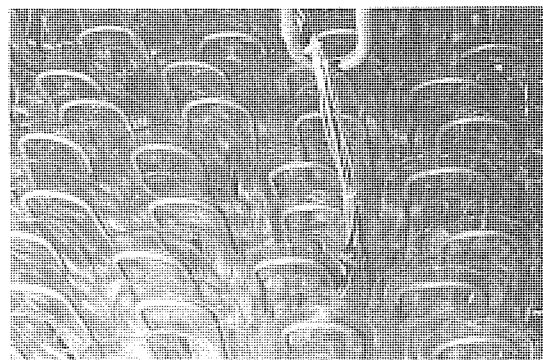


図7. 蓄熱槽内熱交換器

する。したがって、各運転パターンにおいて冷媒の過不足がなく、高効率で信頼性の高い運転が可能である。

5.2 蓄熱槽ユニットの最適化設計

コンパクト性、低コスト化を実現するためには、IPFをできる限り大きくする必要がある。そこで、蓄熱槽内の熱交換器として直膨形アイスオンコイル式を採用し、かつ熱交換器の配管径、管ピッチ、パス、及び伝熱面積を最適化設計した。したがって、IPFを通常50%以上、最大70%まで向上させることができた。図7は蓄熱槽内熱交換器への着氷状態を示す。

5.3 冷媒ガスポンプの開発

蓄冷利用冷房運転時には、蓄熱槽内の氷を利用して冷凍サイクルを運転させるため、高圧圧力を低く、圧縮比(高圧圧力/低圧圧力)を小さく維持することができる。したがって、低圧縮比用の冷媒ガスポンプを新規に開発してこのシステムに適用することにより、従来の圧縮機運転時に比較して約1/4の消費電力で所定能力が発揮できるようになった。

6. むすび

電力の負荷平準化を目的として、特に空調方式の主流であるパッケージエアコンに氷蓄熱システムを応用した氷蓄熱パッケージエアコン“SEシステム”を開発し、夜間電力利用率が大きくかつランニングコストの大幅低減を図ることのできる社会的ニーズに即応した空調装置を提供することができた。今後は機種シリーズ化及びシステムのヒートポンプ化を目指し、開発を進めていく所存である。

新幹線電車用空調装置の最新技術

吉村圭二* 梅崎達昭**
白石和彦*
下釜三嘉**

1. ま え が き

新幹線電車の最近の動向として、対抗輸送機関である航空機との競争を優位に進めるために、現状の200~270 km/hよりも更に速い走行速度での営業運転を目指し、各鉄道会社が試験電車を製作し、高速走行試験を実施していることが注目されている。新幹線電車の空調システムに与えられているニーズとしては、安定した高速性能を達成させるための空調装置の徹底した軽量化、また通勤電車等に対して乗客1人当たりの乗車時間が長いことによる、車内の快適性の更なる向上等が挙げられる。

ここでは、400 km/h以上の走行速度の達成が目標とされる新幹線高速試験電車に搭載された空調システムについて紹介する。この空調システムは車内の快適性向上を目指して、ファジー制御による温湿度制御機能及び年間を通して乗務員の勤による操作を不要とした年間全自動機能を備えた空調制御技術、またインバータを内蔵した空調装置本体の軽量化技術を盛り込んでいる。

2. システムの概要

図1に空調システム機器の概略構成を示す。このシステムは、車内の快適性向上を目的としたきめ細かな制御を達成させるため、VVVF (Variable Voltage Variable Frequency) インバータを車両床下に配置される空調装置に内蔵し、車内温度センサのほかに湿度センサ、ふく射熱センサ、外気温度センサ、換気温度センサの各検出信号をもとにファジー推論を行い、空調装置の最適運転指令を出すマイコン式空調制御装置を採用して、冬期・中間期・夏期において暖房・除湿・冷房の最適な自動運転ができるように構成している。また、温湿度制御機能のほかにインバータを含む空調装置の保護機能、故障モニタ機能を備えて機能の集約化を図った。

また、車両側には車上モニタ装置が設置されており、空調制御装置と情報交換を行って、運転室で空調情報の集中管理が行えるようにしている。

3. 空 調 制 御

車両空調は、“冷やせばいい” “温めればいい” という段階から、より快適を目指す段階にきている。この目的を達成するために、マイコン制御装置で自動的に求められた基準温度が車内温度として確実に維持できる技術の確立と、人体の体

感を考慮した制御に主眼をおいた設計を行った。

3.1 回路の構成

空調制御の回路を図2に示す。電源としては、AC 400 V, 単相, 50 Hz の主回路電源がそれぞれの空調装置に供給され、AC 100 V, 単相, 50 Hz の制御電源が空調制御器及びそれぞれの空調装置に供給される。空調制御器と各空調装置(インバータ)間は、20 mA カレントループ伝送方式によって制御及び各種情報が相互伝達される。また、空調制御器は、シリアル伝送(RS-232C方式)によって車上モニタ装置と制御情報の授受を行う。このほかに、空調制御器から空調装置の強制運転が行える機能をもたせている。

3.2 制御の内容

3.2.1 ファジー制御と涼感コントロール

これまで、温度と湿度によって決めたパターンに従って、空調装置内の各機器を運転するパターン制御であった。このパターン制御では、設計の段階で車両の熱負荷を考慮して、パターンを決定しているが、必ずしも目標とする基準温度で車内温度を維持することを保証した制御ではなかった。今回、車内温度と基準温度の差及び温度の単位時間における変化量から、適正な必要空調能力を割り出して空調装置内の各機器を運転することのできるファジー制御を導入した。

ファジー制御では、設定された基準温度で車内温度を維持することができるとともに、車内温度が基準温度から離れている場合は、早く基準温度に収束させる制御が可能である。図3にファジー推論の手順を示す。ファジー推論では、まず設定された基準温度に、湿度とふく射熱の間に設けたファジールールを適用して体感基準温度を算出する。次に車内温度と車内温度の偏位量との間に設けたファジールールによって、必要とする空調能力を算出する。最後に、外気温度と換気装置から出てくる空気温度の間にファジールールを設けて、前

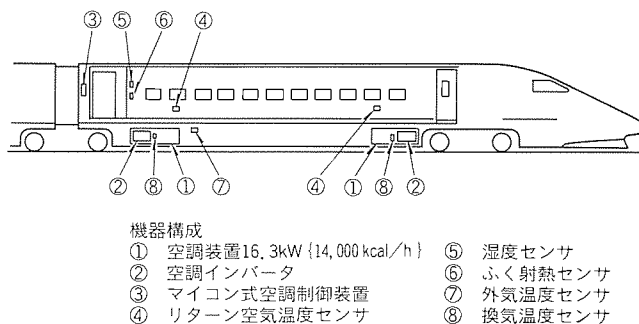


図1. 空調システム機器の概略構成

者で算出された空調能力を補正している。

ファジールールの一例として、体感基準温度の算出を図4に示す。図においてふく射熱温度の範囲を $\pm 1^{\circ}\text{C}$ に規定し、これを5段階に分けてNB(Negative Big)からPB(Positive Big)のメンバーシップ関数に割り当てている。また、湿度では40%から70%の間で規定している。これらふく射熱と湿度の関係から算出される補正量は、 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 以内に規定している。ファジールールを適用することによって、ふく射熱及び湿度のグレード(重み付け)が求められ、的確な補正が可能となっている。また、車内温度の基準温度からの偏位をファジー推論の要素にもたせたことによって、基準温度をキープすることが可能となった。この特長を応用して、一定時間おきに基準温度を変化させ涼感を増す制御(涼感コントロール)を行わせている。

一般的に、人は最初涼しいと感じた温度環境に一定時間以上滞在すると涼しさを感じなくなる。涼感コントロールでは、快適な温度環境時に、空調能力を絞って人体が感じない速さで温度を上昇させ、その後再度急激に元の温度に戻すことによって、涼感の刺激を与えて空調感覚を維持させており、併せて省エネの効果も期待することができる。

3.2.2 全自動空調

電車の空調制御では、乗客の乗降や天候の条件等によって空調の要求されるモードが刻々と変化し、また1編成内においても、車両によっては他の車両と異なった空調モードを行う必要が出てくる。従来の電車で

は、乗務員自身の判断又は乗客の申告によって空調モードの選択がなされており、空調サービスが低下する一面をもっている。このシステムでは、適正な空調モードの選択を人の判断によることなく、自動的に行う全自動空調制御方式を導入した。空調モードの判断は、冷房運転と暖房運転の領域の間に送風運転領域のバンド帯を設け、冷房運転と暖房運転が頻繁に切り替わることのないようにし、また着衣量を考慮して、季節によって空調モードの温度境界を変化させた。

図5に季節による空調モードの変化を示す。新幹線電車で

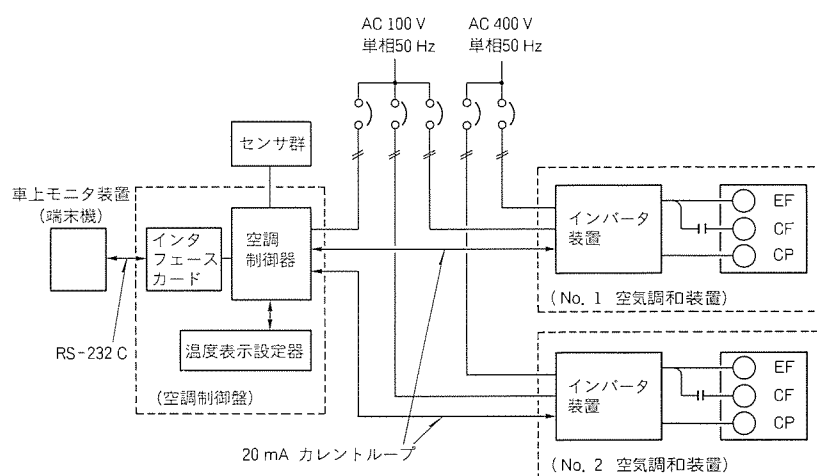


図2. 空調制御回路

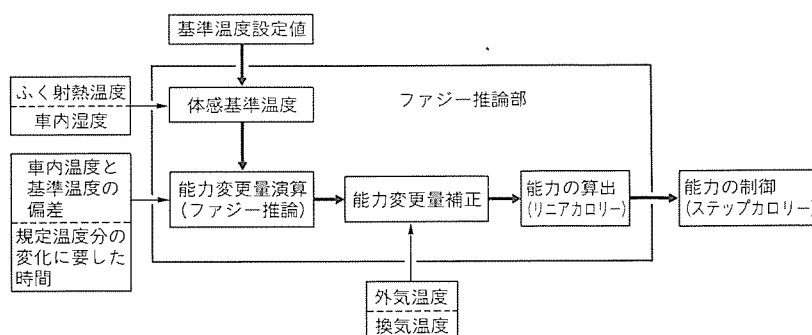


図3. ファジー推論の手順

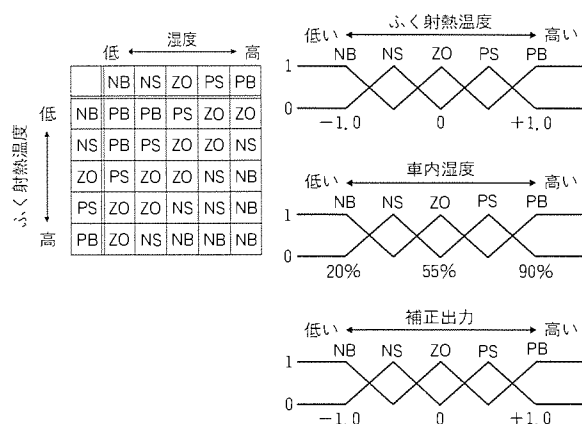


図4. 基準温度の補正

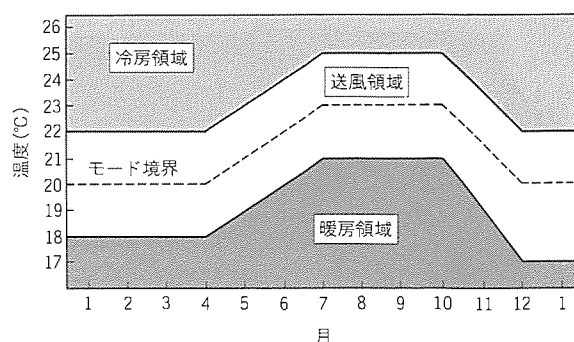


図5. 空調モードの変化

は、換気装置によって車外との気密を保っているが、換気装置を通して車内へ送り込まれる空気は、装置熱によって外気温度より10～20℃上昇する。このため、特に弱めの暖房を必要とする時期に暖房運転を選択すると、車内温度が高くなり乗客の苦情を招くことがあった。今回導入した全自動空調は、車内の温度状況を把握しながら冷房運転と暖房運転を自動的に切り替えるため、常に最適な空調運転ができる。

3.2.3 制御試験の結果

図6に現車での全自動空調モードにおける暖房運転から冷房運転への自動切替えと、それに続く冷房運転の試験結果を示す。車内温度を20℃以下にした後、全自動に切り替えた。切替え直後、暖房運転を行ったことで車内温度が急激に上昇し、25℃で冷房運転に切り替わった後、冷房基準温度付近で車内温度が一定に保たれる制御がなされている。

4. 空調装置

4.1 仕様・特徴

図7に空調装置の外観を、また表1に主要諸元を示す。空調装置では、高速走行に必要な不可欠な徹底した軽量化を実現するため、圧縮機・送風機・熱交換器等の主要機器を最少個数の各1台にできるよう配置し、フレームには加工性・保守性に優れた許容強度の高いステンレス材を採用し薄肉化を図った。また、フレームをアーク溶接の熱によるフレーム変形を極力抑えるため、大部分をスポット溶接で構成し、かつ高速走行での高い気密性を実現するため接着剤を併用した。

4.2 車内への送風方式

空調装置で空調された空気が車内に行き渡るまでの

ダクト構成を図8に示す。空調装置は、車両の低重心化によって安定した高速走行を実現するため、車両の床下に1両当たり2台配置される。空調ダクトは山側・海側で独立とした方式である。この方式は、日射側・反日射側での単独の空調制御を可能とし、またダクトの分岐や曲がりをも最小限度に抑え、ダクト質量の軽減、ダクト損失減少による空調装置内の室内送風機の小型化・軽量化を実現した。加えて万が一、1台の空調装置に不具合が生じた場合でも、もう1台で車内空間全長に空調風を供給することができるという冗長系の構成となっている。

4.3 電車高速走行時のクーラーフレームの強度

ユニットクーラーのフレームでは薄肉化によって軽量化を行ったが、電車高速走行時に生じる外気圧力変動や振動に十分耐え得る必要があるため、大型コンピュータを用いてクーラーフレームの応力解析を設計段階で実施した。図9に解析結果の一例を示す。この結果はクーラー内部に2.9 kPaの内圧が作用したときのクーラーフレームに発生する応力を示している。最大応力はフレーム側面が発生し、素材の疲労強

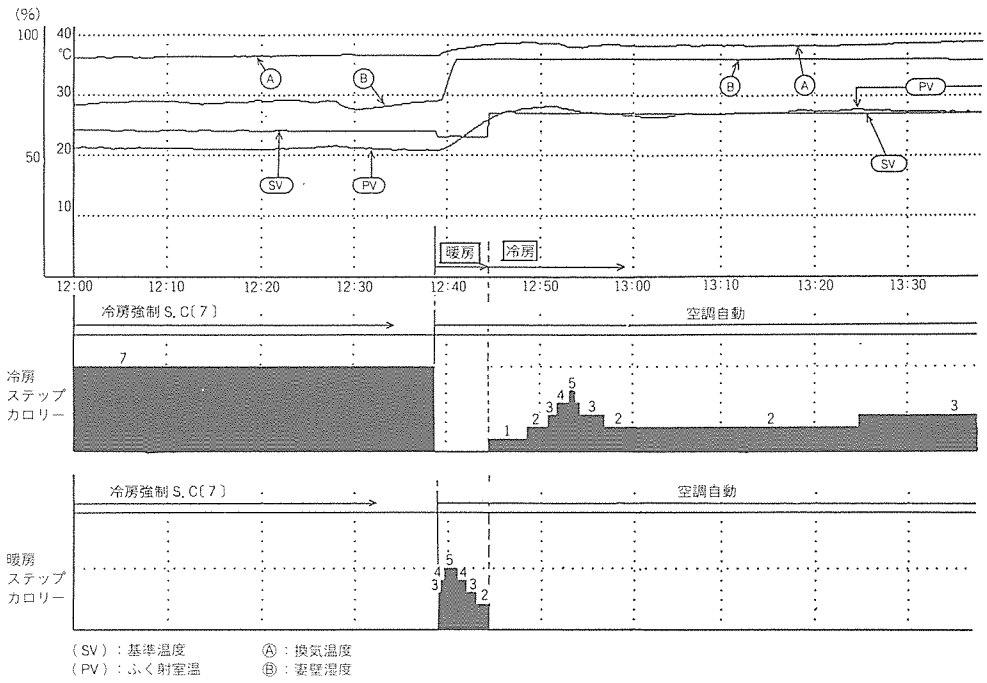


図6. 全自動空調の試験データ

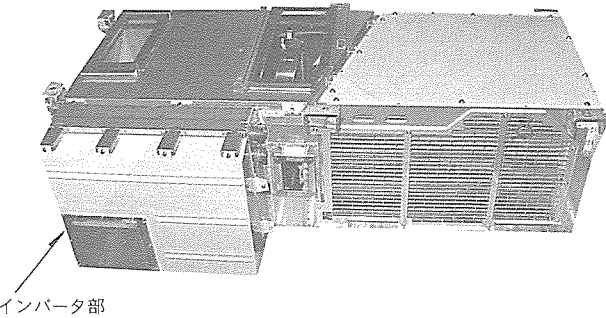


図7. 空調装置

表1. 空調装置の仕様

形 式	床下搭載形(2台分散配置)
電 源	主回路(空調インバータ VVVF 出力電源): 3 φ, 109 V/36 Hz ~176 V/65 Hz(圧縮機) 3 φ, 167 V/50 Hz ~200 V/60 Hz(送風機) 制御回路: 単相, AC 100 V, 50 Hz
冷房能力	16.3 kW{14,000kcal/h}
暖房能力	14.5 kW{12,470 kcal/h}
循環風量	約35 m ³ /min
入 力	冷房時: 約8.9 kW, 暖房時: 約16.5 kW
質 量	約3,873.6 N{約395 kgf}

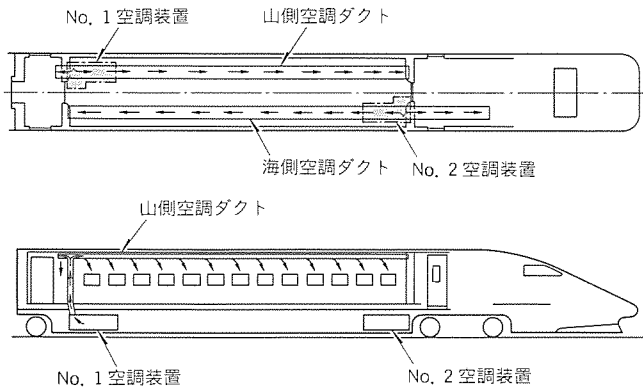
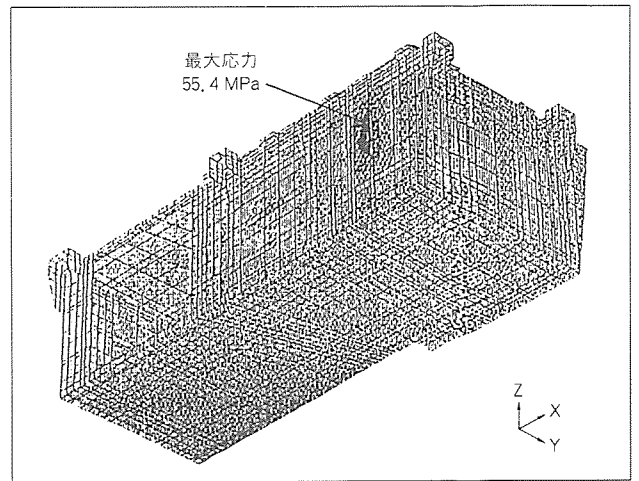


図8. 空調装置の配置と空調ダクトの構成

図9. 空調装置フレーム応力解析結果
(空調装置内2.9 kPa 作用時)

度の約25%と低い値となった。

図10は現車トンネル内290 km/h 走行時の振動加速度・外部圧力変動・フレーム応力の測定例である。振動加速度 $\pm 3.3 \text{ m/s}^2$ (車両まわら(枕)木方向), 外部圧力変動 -3.1 kPa で最大フレーム応力 $\pm 23.5 \text{ MPa}$ (空調装置取付け足部)であり, 溶接部の引張疲労強度, 曲げ疲労強度以内となっている。

今後, この車両では400 km/h 以上の走行試験が計画されており, 290 km/h よりも速い走行速度での測定を実施し, フレーム強度の確認を行う予定である。

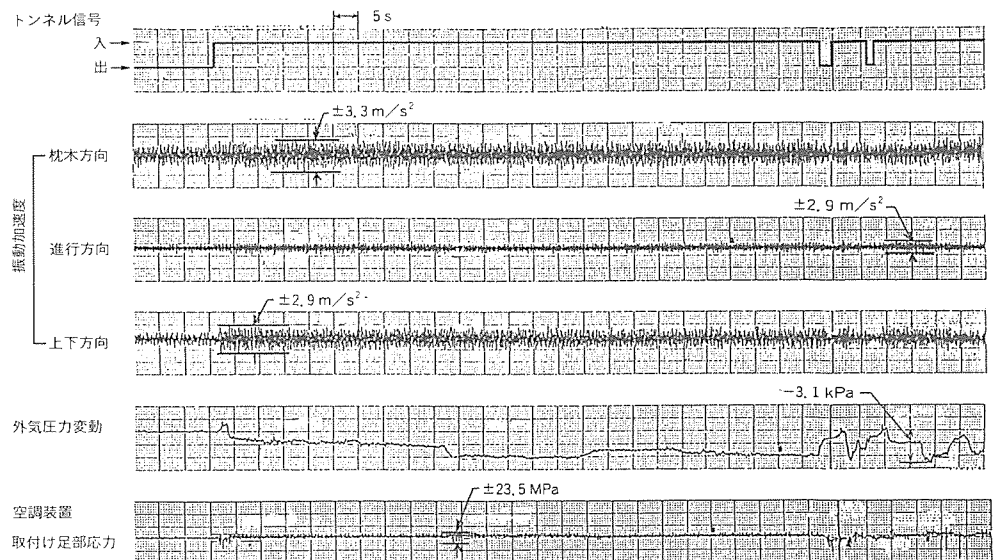


図10. 電車290 km/h 走行時の振動加速度・外気圧力変動・空調装置取付け足部応力

5. インバータ

5.1 インバータ採用の目的

この高速試験電車において, 空調装置に供給される電源は単相, 50 Hz, 400 V $\pm 20\%$ であり, 空調装置の主要構成機器である圧縮機, 送風機の外形寸法や質量が, 三相電源のものに比べて増大する。また, きめ細かな制御を達成するためには, 複数の圧縮機の組合せによる, 空調装置出力の多段化が必要となる。

この空調システムでは, 空調装置の軽量化及び車内の快適性向上を達成するため, 単相, 50 Hz の電源を三相, 可変電圧, 可変周波数に変換して圧縮機, 送風機を運転する VVV F インバータを空調装置に内蔵した。インバータの採用で圧縮機, 送風機を小型化し, しかも各1台で構成できることにより, 空調装置の小型化, 軽量化が可能となり, また1台の

圧縮機で運転周波数を変化させることで多段数の制御を可能とした。

5.2 主回路の構成

インバータの主回路の概略を図11に, 起動時の入出力波形を図12に, 仕様を表2に示す。このインバータは, 1台の空調装置に対して1台が内蔵されており, インバータユニット, コンデンサユニットから構成されている。

主回路構成は, 図11に示すとおりである。電源電圧はAC 400 V(単相, 50 Hz)で, 整流部(ダイオードモジュール)を介して直流電源に変換した後, チョッパ回路によって安定した直流電源としてインバータ部へ給電する。

インバータ部(トランジスタ方式)は, 圧縮機駆動用のインバータと室内送風機・室外送風機駆動用のインバータをもち, PWM(Pulse Width Modulation)制御による可変電圧, 可変周波数の三相交流を出力する。

5.3 インバータの特長

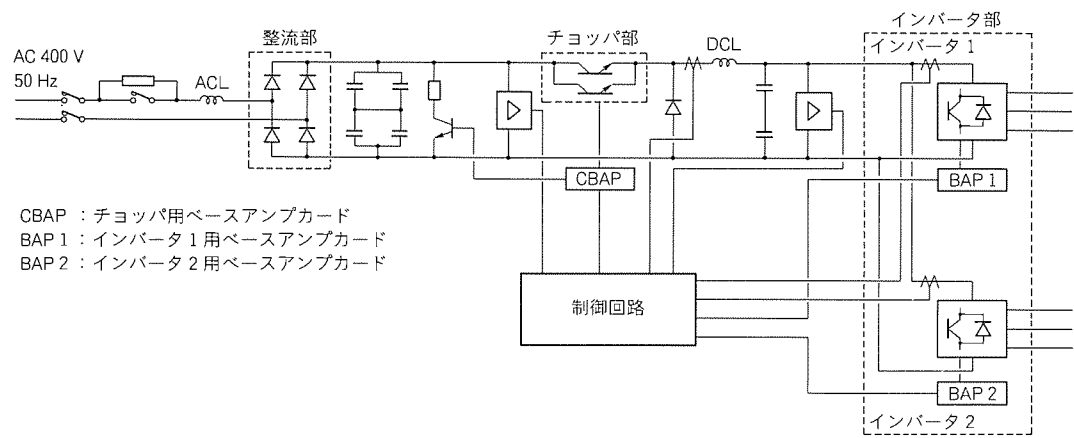


図11. インバータの回路構成

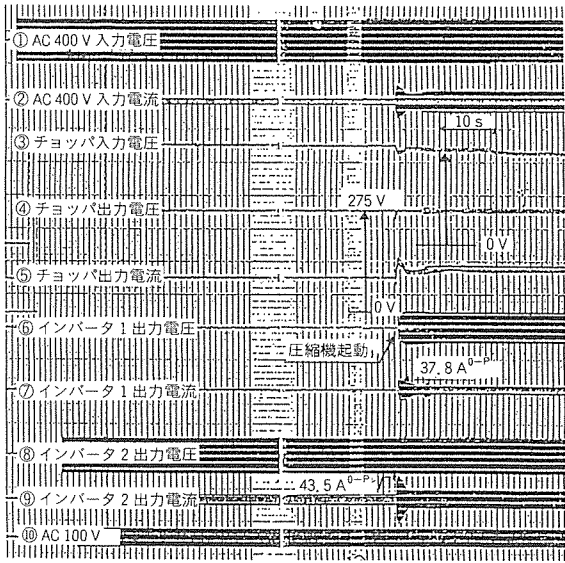


図12. インバータ起動時の入出力波形

表 2. インバータの仕様

項 目			仕 様
入 力	定格電圧		AC 400 V, 50 Hz
	電圧変動範囲		AC 308～480 V
出 力	イン バー タ 1	定格容量	8.6 kVA
		定格電流	28.2 A
		定格電圧	AC 176 V (at 65 Hz)
		周波数制御範囲	36～65 Hz
		負 荷	圧縮機
	イン バー タ 2	定格容量	4.1 kVA
		定格電流	11.8 A
		定格電圧	AC 200 V (at 60 Hz)
		周波数制御範囲	50 Hz, 60 Hz
		負 荷	室外送風機, 室内送風機
制御電源			AC 100 V, 50 Hz

(3) 整流部の前段にインダクタンスの大きな AC リアクトルを付けることでサージ電圧を抑制し、整流部をモジュール化することでインバータの小型化を図った。

6. む す び

年々向上する車両技術の中であって、車両の高速化に対応できる空調装置の設計と車内空間の快適性向上を目指した制御の確立は、我々にとって大きな課題である。

今後更にこの空調システムの検証データを収集し、制御ソフトウェアの充実とシステムの改善を図っていく所存である。

壁掛セパレート形スポットエアコン

田頭秀明* 畑村康文*
今西正美*
三輪美嘉**

1. ま え が き

近年、オフィス、店舗等においてインテリジェント化、I AQ 指向による“人”を重視した快適環境の整備が急速に進む中、クリーニング店、飲食産業の厨房室等のオフィス作業環境とは異なる作業環境の快適環境整備の立ち遅れが目立ち、労働衛生上問題となっている。このような作業環境では、人手不足や3Kによる若年労働者離れが進み、深刻な問題となっており、労働力確保や作業能率の向上などとともに、従業員が働きやすい快適な作業環境の創造は、業界にとって大きな課題といえる。通常、クリーニング店や厨房室のように熱源設備が多い環境では、涼感・快適感を得ることが難しいばかりでなく、スペースにも制限がある。

したがって、据付け場所が自由に選べ、省エネルギー性、省工事性に優れ、設備費も割安であることなどの特長からスポットエアコンによる“快適な作業環境創造”が不可欠となってきた。このような市場ニーズにこたえるため、種々の新メリットを付加した“壁掛セパレート形スポットエアコン”を開発したので、その概要、特長について述べる。

2. 開発のねらい

壁掛セパレート形スポットエアコン開発の着眼点は次のとおりである。

- (1) 油煙の多い厨房用途を考慮し、オイルフィルター、オイルポットを標準装備する。
- (2) 圧迫感を与えない薄形壁掛けタイプ。オープン店舗、厨房などにフィットするソフトデザイン。
- (3) 吹出口は、前方・右・下及び左の4方向の吹出しが可能なフレックスフロースタイル。
- (4) 室内・室外ユニットを分離して、廃熱の屋外処理により省エネ性・快適性を向上する。
- (5) 冷媒チャージレス方式を採用し、さらに室外機の連続集中設置によって信頼性向上・省工事性化・省スペース化を図る。
- (6) 幅広いニーズに対応するため、別売部品の充実を図る。

3. 特長及び仕様

以上の観点から開発したのが壁掛セパレート形スポットエアコンであり、図1に室内ユニット(a)及び室外ユニット(b)の外観を示す。

3.1 厨房環境条件

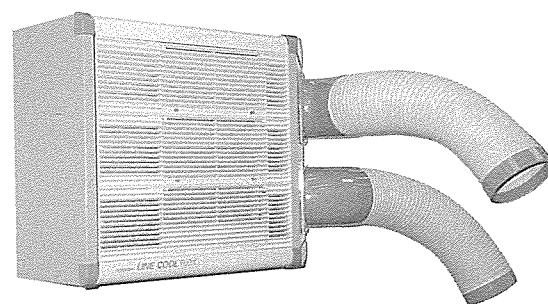
壁掛セパレート形スポットエアコンは、従来の工場・店舗などの用途に加え、厨房用途への進出を大きなターゲットの一つに挙げている。厨房用途とは、具体的には油煙環境を示す。油煙環境で使用するに当たり技術要素として以下の項目に着目し開発を推進した。

- コンパクト化
- 保護機能の充実(マイコン搭載)
- 油煙環境の把握、油煙環境下での信頼性の確立
- 高捕集効率オイルフィルターの開発
- 耐油性部材の採用

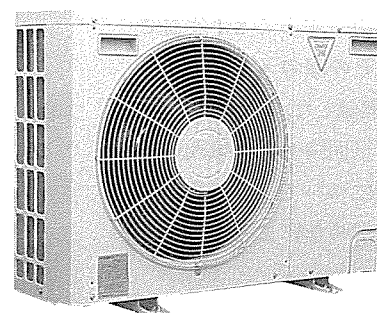
3.1.1 ユニットのモジュール化

厨房環境の狭い限定された平面空間を有効利用し、多様な設備のレイアウトに対応可能とするため、厨房用設備のモジュールスパン300mmを考慮し、本体をモジュール化した。

次にユニット構成について述べる。図2に内部構造を示す。油煙環境に対応するためオイルフィルターを標準装備し、またフィルターに付着した油が滴下するのを防止するため、オイルフィルター下部にオイルポットを設けた。さらに、オイルフィルター、オイルポットの取り替え、清掃を簡単にする



(a) 室内ユニット MDK-40 B



(b) 室外ユニット MDU-40 B

図1. 壁掛セパレート形スポットエアコン外観

ために、オイルフィルター、オイルポット共に吸込みグリルと一体化して、簡単に取り外し可能な構造とした。

また、送風機用電動機はコンパクト化及び内部への油浸入防止のため薄形全密閉型モータを採用し、さらに熱交換器についてはフィンへの油煙付着防止、及び付着した場合でも洗浄が容易にできるようリングフィンを採用した。さらに、熱交換器の汚れ洗浄の際、本体を据付け状態のままフィン洗浄剤を用い洗浄を容易に行える内部構造とし、メンテナンスの向上を図った。

3.1.2 制御方式

運転範囲(室内21℃ DB / 15.5℃ WB ~ 45℃ DB / 32℃ WB, 室外21℃ DB ~ 43℃ DB)の確保及びユニット保護のため、室内機にはマイコン搭載による制御方式を用い、低温域での熱交凍結防止としてサーミスタによる冷却器配管温度検知でのオフサイクルデフロスト方式を採用したほか、室内空気温度と冷却器配管温度の差温による室外機異常検知、更にサーミスタ異常、液バック、モータ異常を検知し保護機能の充実を図り、信頼性の向上を実現した。また点検ランプを室内ユニットに標準装備することにより故障診断が可能となり、メンテナンス性の向上を図ることができた。

3.1.3 ユニットの信頼性評価方法

油煙環境で空調機を使用した場合のユニットの信頼性評価方法について述べる。具体的な評価方法としては、換気扇、レンジフードなどの家庭用電気製品の評価規格であるベターリビング(BL)試験方法により行い、油煙環境下での信頼性評価を実施した。さらに厨房内の粉じん(塵)による影響も考慮し、試験用ダスト JIS 15種を用い油煙と同時にユニットに吸い込ませ油煙、粉塵に対するユニット評価を実施した。試験方法を図3に示す。

3.1.4 信頼性評価結果

評価の結果、油煙環境下でもフィルターのメンテナンスを行うことにより問題なく冷房運転ができ、かつ、長期の使用によってフィルター、熱交換器の汚れがひどく冷房能力が低下した場合でも熱交換器を洗浄することにより再生することが実証された。また、その際のメンテナンス性についても実証した。

さらに、電気回路への蒸気及び油煙による影響についても耐湿絶縁試験を行い、異常のないことが実証された。

3.1.5 部品・部材評価

(1) オイルフィルター

オイルフィルターは、使い捨てタ

イプと再生タイプを開発した。開発に当たり具体的な評価方法としてはユニット同様、ベターリビング(BL)試験方法によってユニット及びオイルフィルターの評価を実施した。

オイルフィルターとしての評価は、単位時間内に発生した油煙をオイルフィルターに吸い込ませ、油分を捕集し、油煙発生量とオイルフィルターに付着した捕集量との質量比である油捕集効率によって評価した。

油捕集効率の算出は次式によって行った。

$$\text{油捕集効率} = \frac{\text{オイルフィルター付着量}}{\text{油脂蒸気発生量}} \times 100\% \cdots (1)$$

ただし、油脂蒸気発生量：油の滴下量－周囲に飛散した量

オイルフィルター付着量：試験後のフィルター質量

その結果、使い捨てタイプには、対油性を考慮し、ポリエステルとポリクラークの合成繊維の不織布を採用することにより初期圧損 1mmAq(風量14m³/min)、油捕集効率70%の低圧損、高捕集効率オイルフィルターを実現でき、またオイルポットへの十分な回収性についても実証できた。再生タイプについてはSUSによる金網フィルターを採用した。

(2) 部材の耐油性評価

油煙環境下で使用するに当たりユニット使用部材である断熱材、樹脂の耐油性について評価、検討を行った。

採用に際して、断熱材についてはオイル塗布によるヒートショック試験(50℃～-10℃)、油中への48時間浸漬試験を行い、寸法変化、引張荷重変化及び成分の染み出し、劣化について評価を実施し、寸法変化±5%以内、引張荷重変化-10%以内、さらに成分の劣化がない素材として断熱材はポリエチレンを採用した。また、プラスチック部品についても植物

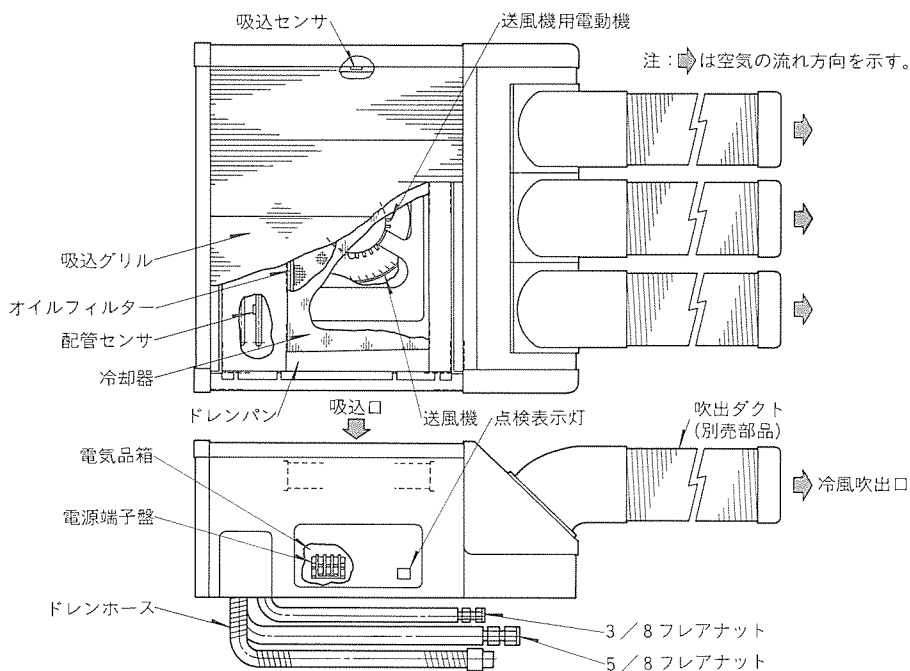


図2. 内部構造

油によるオイルクレージング試験を実施し、ひび、劣化がない素材として耐候性、加工性にも優れているポリプロピレン樹脂を採用した。

3.2 室内機のソフトデザイン

壁掛セパレート形スポットエアコンは、工場等の製造業以外の新市場として飲食店などの厨房室あるいはクリーニング店などをターゲットとしているため、厨房室あるいはクリーニング店のイメージを壊さないようにして、以下のようなデザイン上のコンセプトを打ち出した。

3.2.1 コンパクト化

限定された狭い平面空間を有効利用できること。また、作業者に視覚的ボリューム感、圧迫感を感じさせないように、本体ディメンジョンを極力コンパクト化し、作業環境の美的向上に寄与できるデザインであること。

3.2.2 フレキシブル化

吹出口のフレキシブル化を図り、多様な生産設備のレイアウトや作業者の位置に対応でき、作業能率に影響しないデザインであること。具体的には、

- (1) チャンバー部分を平面から見て45°斜めカットすることで、正面吹出しと側面吹出しを可能にする。
- (2) チャンバー部分を本体の左右どちら側にも取り付けられること。

3.2.3 シンプル化

清潔性を要求される使用環境、例えば業務用厨房などを考慮して、清掃性のあるシンプルな形状と清潔感のある色調のデザインであること。

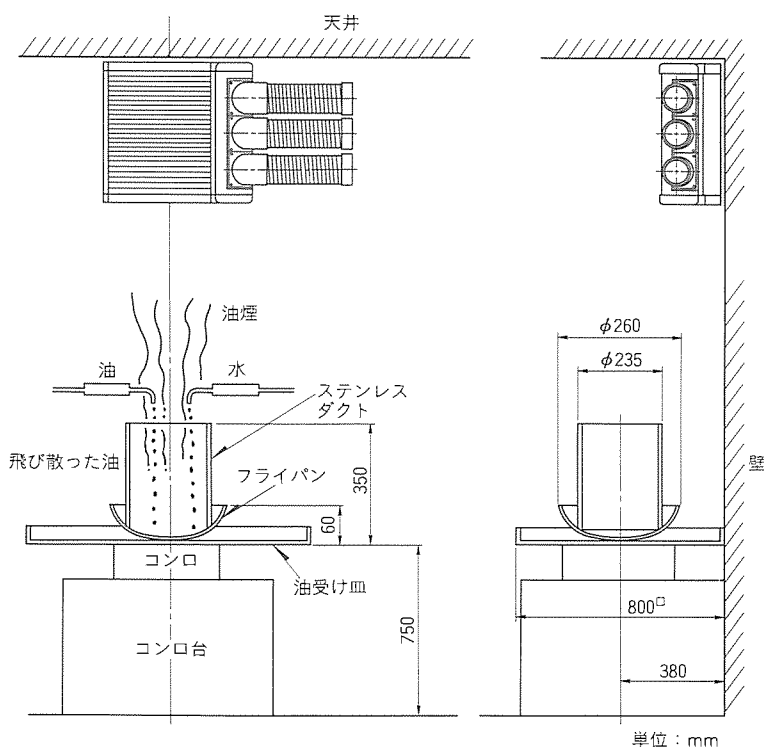


図3. 油煙環境試験方法

3.3 フレックスフロースタイル

吹出し方向は、吹出しダクトフランジの取付角度を変更することで、前方、下、右の吹出し方向を選ぶことができるフレックスフロースタイルを採用したので、容易かつスッキリとしたダクト設置が可能となった。さらに、厨房環境に極力フレキシブルに対応できるようにモータ、ファンを送風機ユニットとして一体化し、送風機ユニットを本体サイドから抜き出し、180°回転させ、吹出しボックスをユニット左(出荷時は右)に取り付け、左方向にも吹き出すことができる構造としており、設置の自由度を広げることができた。図4にスライド機構、図5に左吹出しの場合の外観図を示す。

3.4 快適性の向上

従来のスポットエアコンは、室内・室外が一体形であったため、廃熱が室内に放出され冷房効果が損なわれていた。特に室内容積が小さく、また熱を発生する作業場では、冷房能力よりも放出熱量の方が大きく、一体形スポットエアコンでは冷房が不可能であった。

今回開発した壁掛セパレート形スポットエアコンは、室内ユニットと室外ユニットに分離し、廃熱を室外に放出する方式とすることで、従来スポットエアコンでは冷房が不可能な場所でも快適性を損なわず使用することができ、スポットエアコンとしての新市場を開拓することができた。

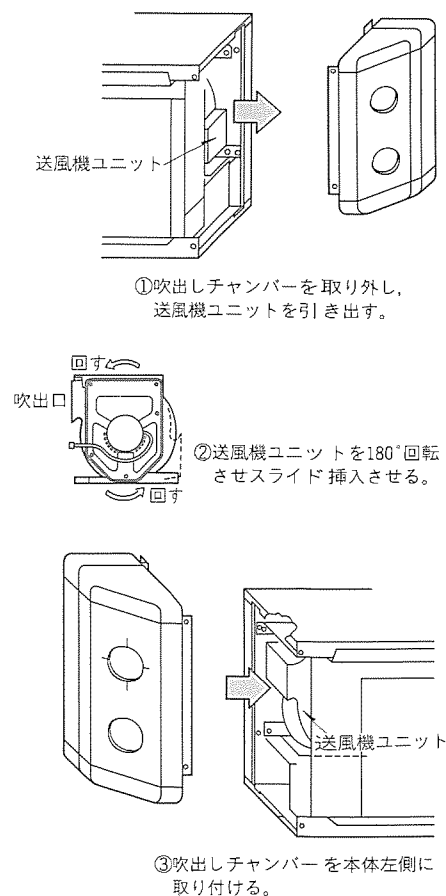


図4. 送風機部スライド機構

3.5 信頼性向上・省工事性化・省スペース化

冷媒チャージレス方式の採用により、エアコンの設置工事における面倒な冷媒の充てん(填), 調整作業を一切不要にし、工事の簡略化・短時間化を図った。しかも、冷媒チャージ量の過不足度から生じるトラブルも未然に防止することができ、工事品質も飛躍的にアップし、省工事性と同時に、信頼性をも飛躍的に向上することができた。

室外ユニットはサイズをモジュール化し、幅、奥行きを統一、横連続集中設置可能とした。図6は連続集中設置時の据付けスペースを示す。また、実長冷媒配管長さ40mにより、ビル屋上などに集中設置すればよりスペースの有効活用が図

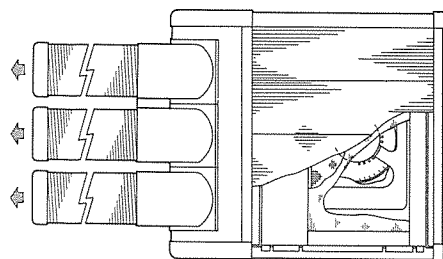


図5. 左方向吹出しの場合の外観図

れる。

室内ユニットについては奥、左、下の3方向配管取り出し方式で施工性をアップさせると同時に、室内外の連絡配線を低電圧の2線式とし工事の簡略化を図った。

3.6 別売部品の充実

多彩な空調ニーズにこたえるため、ワイドなオプション部品をラインアップ(表1)した。一例としてフレキシブルなダクト設置設計のための延長ダクト、広範囲への吹出し可能なワイドグリル等のダクト関連部品、また工事の簡素化のための冷媒配管用部品。また、厨房等で中間期、冬期に発熱があり、冷房を実施したい場合のため低外気冷房用ファンコント

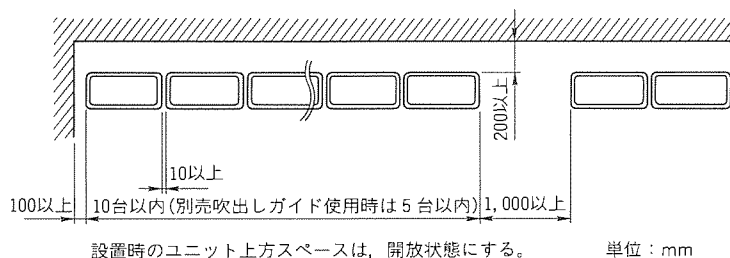


図6. 室外ユニット集中設置時の据付けスペース

表1. 別売品一覧

別 売 部 品	仕 様	形 名	適 用 機 種	
			MDK-40 B	MDK-60 B
ダクト接続用部品	φ90延長ダクト	φ90×5m	○	○
	φ125延長ダクト	φ125×5m	○	○
	ダクト用止めバンド	φ90	○	○
		φ125	○	○
	ダクト用吊りバンド	φ125	○	○
	吹出口リング	φ90	○	○
		φ125	○	○
	ダクト中間分岐口	φ125-φ90×2	○	○
吹出口	吹出ダクト	吹出フランジ+φ125×1m	○	○
	ワイドグリル	φ125	○	○
フィルター	オイルフィルター(使い捨て形)	40用(6枚組)	○	—
		60用(6枚組)	—	○
	オイルフィルター(再生形)	40用	○	—
		60用	—	○
冷媒配管用部品	延長パイプ φ15.88/φ9.52	1m	○	○
		3m	○	○
		5m	○	○
		7m	○	○
		10m	○	○
		15m	○	○
	L字形接続パイプ	40・60用	○	○
室外機用部品	低外気冷房運転キット (ファンコントローラ)		○	○
	吹出ガイド	吹出方向変更部品	○	○
	ドレンソケット	ドレンの集中排水用	○	○
	安全ネット	事故防止専用ネット	○	○
	防雪ダクト		○	○

表 2. MDK-B 形の仕様

項 目	形 名	MDK-40 B 形		MDK-60 B 形	
		MDK-40 B 形	MDU-40 B 形	MDK-60 B 形	MDU-60 B 形
性能 冷房能力 (kcal/h)		3700/4200		5100/5700	
外 装 (マンセル記号)		ホワイト (0.70 Y 8.59/0.97)	アイボリー (5 Y 7/1)	ホワイト (0.70 Y 8.59/0.97)	アイボリー (5 Y 7/1)
外形寸法 高さ×幅×奥行 (mm)		485×680×270	650×870×295+30	615×680×270	650×870×295+30
製品質量 (kg)		26	46	29	58
電 気 特 性	消費電力 (kW)	1.50/1.82		1.85/2.31	
	運転電流 (A)	5.0/5.6		6.3/7.1	
	運転力率 (%)	86/94		85/94	
	始動電流 (A)	35/35		48/45	
電 源		単相200 V 50/60 Hz	三相200 V 50/60 Hz	単相200 V 50/60 Hz	三相200 V 50/60 Hz
圧 縮 機	形 式	全密閉ロータリ式			
	電動機出力 (kW)	1.2		1.5	
送 風 量	風 量 (m ³ /min)	強11-弱9.0	45	強14-弱12.5	45
	機外静圧 (mmAq)	0	—	0	—
	電動機出力 (kW)	0.10	0.065	0.21	0.065
保護装置		サーミスタ(凍結防止) 熱動温度開閉器 (モータ保護)	温度開閉器(圧縮機保護), 温度開閉器(送風機保護), 熱動過電流継電器, 圧力開閉器	サーミスタ(凍結防止) 熱動温度開閉器 (モータ保護)	温度開閉器(圧縮機保護), 温度開閉器(送風機保護), 熱動過電流継電器, 圧力開閉器
エアフィルター		オイルフィルター	—	オイルフィルター	—
運転調整装置		リモートコントローラ			
配管寸法 (mm)	ガ ス 管	φ15.88			
	液 管	φ9.52			
	ドレン配管	VP-20接続	—	VP-20接続	—
冷媒配管 (m)	標準長さ	5			
	最大長さ	40			
	最大高低差	30			
ダクト最大延長長さ (m)		φ125×10 m			
冷 媒 (kg)		R 22×2.0		R 22×2.4	
運転温度範囲		21℃ DB/15.5℃ WB ~45℃ DB/32℃ WB	21℃ DB/~43℃ DB	21℃ DB/15.5℃ WB ~45℃ DB/32℃ WB	21℃ DB/43℃ DB

ローラを用意した。低外気冷房用ファンコントローラは、サーミスタによって凝縮温度を検知し、凝縮温度を一定に保つため平均電圧を変化させて室外ファンモータの回転数をコントロールする。したがって、外気温-5℃まで冷房運転が可能で、冷房運転期間を長くする需要に対応することができた。さらに、降雪地域での室外機への雪の侵入を防ぐ防雪ダクト、室外機を集中設置した場合にドレン水を一箇所から排水する集中排水用ドレンパンを用意した。

3.7 仕 様

製品の概略仕様を表2に示す。また、実際に厨房室に据え付けた状況を図7に示す。

4. スポットエアコンの機種バリエーション

今回開発した壁掛セパレート形スポットエアコンを含めて、スポットエアコンは27機種のバリエーションをラインアップし、製造業、飲食産業及びクリーニング店等の多様な用途に対応できるようにした。



図 7. 厨房設置事例

5. む す び

今回開発した“壁掛セパレート形スポットエアコン”の特長及び仕様について述べたが、今後更に多様化する空調ニーズを的確にとらえ、新製品開発に努力する所存である。

スターリングエンジン ヒートポンプシステム

森 美喜男* 藤原道雄***
藤山重生*
根本照男**

1. ま え が き

スターリングエンジンは“夢のエンジン”とも呼ばれ、静粛・低公害・高効率なエンジンとして実用化が期待されてきた。我が国では、1982年から新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)を推進母体とした、ムーンライト計画の一環として開発が推進され、1987年に開発を完了した。当社は3kW級ディスプレーサ形エンジンの開発を行うとともに、スターリングエンジン駆動のヒートポンプシステム(以下“SEHP”)という。)を開発した。

引き続き通商産業省はSEHPの実用化を目指し、1988年から1991年まで、石油代替エネルギー関係技術実用化開発費補助金研究(以下“補助金研究”)という。)を設定した。

当社は大阪ガス(株)と共同で補助金研究に参画、5HP級のSEHPを開発し、さらに商品化を推進している。ここでは、補助金研究での成果と商品化への対応について述べる。

2. スターリングエンジン

補助金研究で開発したスターリングエンジン(以下“エンジン”)という。)の仕様と主な構成について述べる。

2.1 エンジンの仕様

スターリングエンジンには多くの形式があるが、当社は小

表1. M91Eの仕様

項 目	主要諸元
エンジン形式	ディスプレーサ形
気筒数	単気筒
最大出力(kW)	5.8
回転数範囲(r/min)	600~1,500
作動ガス種	ヘリウムガス
クランクケース	加圧型クランクケース
ピストン構造	動力ピストン、ディスプレーサ直列配置ベータ型
ピストン直径(mm)	97
ピストンストローク(mm)	36
ガス封入方式	クランク軸部シール (メカニカルシール型)
メカニカルシール方式	圧力バランス型
給油方式	油ポンプ強制給油方式
ヒータ管形式	U字形密接多管型
ヒータ管本数	32本
クーラー形式	プレートフィン型
再生器形式	アニュラー型
バーナ形式	乱流拡散型
空気予熱器	対向コルゲート型

型エンジンに適したディスプレーサ形を採用した。ムーンライト計画では、単気筒ディスプレーサ形エンジンで、最大出力4.1kW、最高熱効率37.3%、NO_x排出量148ppmの性能を達成した。

補助金研究では、この成果をベースに開発を進め、5HPヒートポンプ式パッケージエアコンへの適用を図った。設計仕様は、最大出力5.8kW、最高熱効率32.0%、NO_x排出量150ppm以下とした。補助金研究の最終年度(1991年度)に製作したスターリングエンジン(以下“M91E”)という)の仕様を表1に示す。

2.2 エンジンの構造

M91Eの構造を図1に示す。このエンジンの特長は以下のとおりである。

(1) 作動ガスを高温側、低温側間で移動させるだけの役割をもつディスプレーサピストンと、動力を取り出す動力ピストン

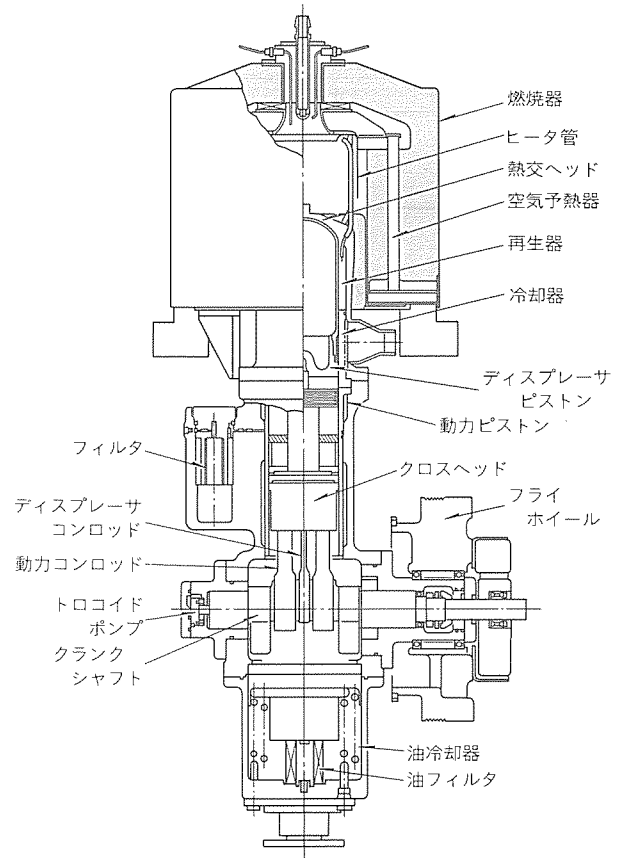


図1. M91E(ディスプレーサ形スターリングエンジン)の内部構造

ンを同軸上に配置しているため、構造が簡単で外観がコンパクトである。

(2) 再生器、クーラーをアニユラー形状にできるため、耐熱応力設計・耐圧設計・断熱設計の面で有利となり、軽量化が可能である。

(3) クランクケース部を加圧式とし、出力取り出し用のクランク軸に装着したメカニカルシールで圧力シールを行うため、作動ガスの漏れが少ない。

(4) コルゲート形の低圧損空気予熱器を使用しているため、普通の都市ガス機器と同様に、特別の昇圧装置なしで運転できる。

(5) 火炎を、直接、環状に配したヒータ管に当て、燃焼温度を抑える方式(サーマルクエンチ方式)を採用したため、 NO_x 排出量が少ない。

2.3 エンジンの出力制御

スターリングエンジンは外燃機関であるため、出力制御の応答性に欠ける。しかし、空調機の動力として使用する場合は、出力の急変がほとんどないため、応答性の悪さは機器の性能に影響しない。

空調機の場合、空調負荷に応じて圧縮機の回転数を可変とする必要がある。

出力制御の方法として、次の二つの方式を併用している。

(1) ヒータ管温度制御

ヒータ管温度制御は、出力制御の大きな部分を受け持つ。エンジン回転数とヒータ管温度に一定の関係をもたせて制御する。すなわち、負荷が小さいところではエンジン回転数を下げ、ヒータ管温度も低くする。この方式は、燃焼量を制御してヒータ管温度を所定の値に保つ制御を行うため、瞬時には応答できないが、空調負荷の変動のように、ゆっくりした変化に対しては、この大きな制御方式でよい。

(2) 筒内圧力制御

ヒータ管温度制御によって、大きな出力制御を行っても、空調負荷は室内温度・外気温度・設定温度によって変わるため、より細かな制御が必要となる。この制御をエンジンの筒

内圧力を変えることによって行う。筒内圧力を変えるための機構を図2に示す。図3は圧縮室の圧力 P_c とタンクの圧力 P_t の関係を示す。

エンジンの出力を下げるためには、図2においてバルブEV1を開く。図3の $P_c > P_t$ 部分では、圧縮室内の作動ガスは、バルブEV1、逆止弁を通してタンクに流れる。よって、圧縮室の圧力は低下し、出力も下がる。

逆に出力を上げるためには、図2においてEV2バルブを開く。図3の $P_t > P_c$ 部分では、タンク内の作動ガスは、バルブEV2、逆止弁を通して圧縮室に流れる。よって、圧縮室の圧力は上昇し、出力も上がる。この方式で細かな出力制御を行うとともに、急激な変化に追従した制御を行う。

2.4 潤滑

潤滑は強制潤滑方式を採用した。クランクシャフトの端部にトロコイドポンプを装着して軸受部に給油している。この方式は一般のレシプロ形冷凍機と同じである。

しかし、スターリングエンジンでは、圧縮室に万一油が侵入すると、熱交換器部に油膜が付着し、熱伝達が妨げられ出力の低下をもたらす。また、高温部に油が侵入すると、油は分解・黒化し、作動ガス通路が狭くなってエンジン出力が低下する。

これを防止するため、圧力関係が常にディスタンス室圧力 $P_{dis} \geq$ バッファ室圧力 P_b となるような油上がり防止機構を装備している。

2.5 防振

開発したエンジンは、表1に示すように単気筒である。よって、トルク変動はエンジン1回転当たり1回である。エンジンは、600~1,500 r/min(10~25 Hz)で運転するため、防振装置の固有振動数は7 Hz以下でなければならない。

設計上は6 Hzとし、エンジンの最低回転数での防振効果を維持し、かつ起動時のスタータによるエンジンの運転領域を外すようにした。また、そのときの加振力を低減するための対策も行った(3.2.1参照)。

2.6 エンジン性能

M91Eの性能試験結果を図4に示す。図において、 T_h はヒータ管温度、 P_c は圧縮室の平均圧力を示す。出力は1,400 r/minをピークに低下している。また、出力はエンジン回

転数に比例せず、低回転側で高い値を示す。このことは、エンジントルクが低回転ほど高くなっていることを示している。これはスターリングエンジンの大きな特徴であり、空調機

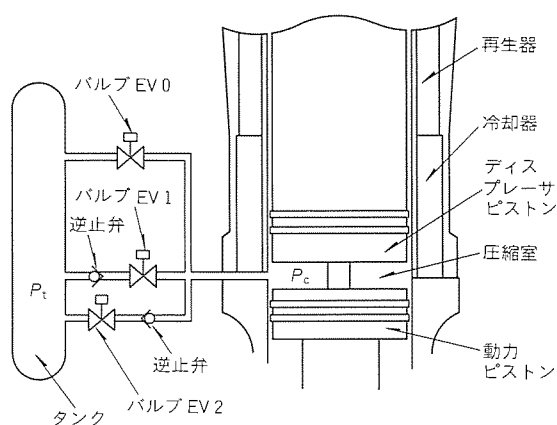


図2. 筒内圧力制御機構

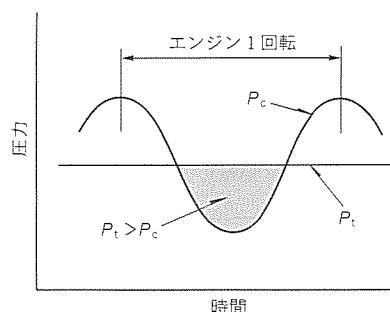


図3. 圧縮室圧力(P_c)とタンク圧力(P_t)の関係

と組み合わせた場合、ストールしにくい。

3. SEHP

次にエンジンを駆動源としたSEHPについて述べる。

3.1 SEHP の仕様と特徴

補助金研究の最終年度に製作・評価したシステム(以下“OM 91 S”という。)の仕様を表 2 に、外観を図 5 に示す。SEHP としての能力は、冷房14.5 kW{12,500 kcal /h}、暖房17.4 kW{15,000 kcal /h}である。設計の主なねらいは小型化である。SEHP の場合、エンジン部分のスペースが必要であること、エンジンの冷却系部品が必要となることで、電気式に比べて大きくならざるを得ない。外形寸法は表 3 に示すように、同じ容量の電気式エアコンと比較すると大きい。

- SEHP の特長は、下記の点にある。
- (1) 動力源として電力をほとんど使用しないため、夏期の冷房需要による電力ピークの発生を抑えることができる。
 - (2) 電気をほとんど使用しないため、受電設備の容量を小さくできる。
 - (3) 安価なガスを燃料としているため、ランニングコストを低減できる(都市ガス会社は、小型空調機器専用需給契約料金制度を設定している。)

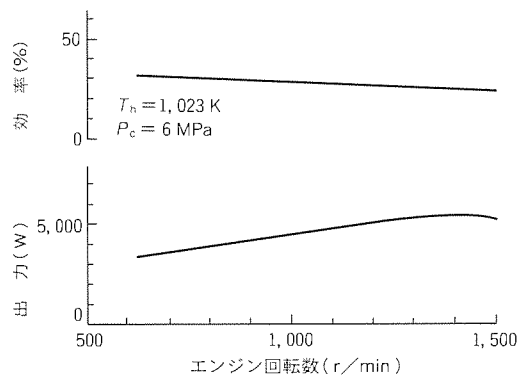


図 4. M 91 E のエンジン性能

表 2. OM 91 S の仕様

項 目		仕 様
冷房能力 (kW)		14.5{12,500 kcal/h}
暖房能力 (kW)		17.4{15,000 kcal/h}
外形寸法	幅 (mm)	1,050
	奥行き (mm)	680
	高さ (mm)	1,700
質 量 (kg)		500
圧縮機	形式	スクロール開放型
	回転数 (r/min)	3,300
	ピストン吐出量	75.4 (cm ³ /回転)
	容量制御機構	あり
室外送風機台数		3 台
室外熱交換器		プレートフィン型 (エンジン放熱器兼用)
冷媒制御方式		電子膨脹弁によるスーパヒート制御
電 源		単相 200 V

- (4) 空調負荷に応じて、エンジン回転数が変わり、省エネ運転ができる。
- (5) 暖房時には、エンジン冷却水の排熱を回収し、暖房能力をアップすることができる。熱回収は図 6 に示すように、エンジン冷却水の放熱器を、室外熱交換器(冷媒側)の風上側に配置する方式とした。

暖房時には室外熱交換器は蒸発器となっており、エンジンの排熱で蒸発器を加熱する構成となっている。この方式は蒸発器への着霜が発生しにくく、低外気温度での暖房能力の低下が少ない。外気温度が 0℃(相対湿度90%)でも着霜しないことを確認した。

3.2 システム制御

3.2.1 起 動 制 御

SEHP を起動する場合の手順を図 7 に示す。エンジンが起動するまでに要する時間は、コールドスタート(エンジンが冷えた状態で起動すること)時で 2～3 分である。しかし、ホットスタート(エンジンが暖まった状態で起動すること)時では、直ちに起動可能である。コールドスタート時の起動時間を短縮するためには、燃料を多量に燃焼させればよいが、ヒータ管が高温となっても内部の作動ガス温度は低く、エンジン停止時は作動ガスの流動がないためヒータ管から熱を十分に取りにくく、直ちに起動できない。

冬期において、外気温度が低い場合、エンジンは最初の起動では立ち上がらない場合がある。そのため、起動回数を 3 回まで許容している。

次に、エンジンの起動トルク低減の方式について説明する。

エンジンはバルブ EV 0 を介してタンクと接続している。起動時、バルブ EV 0 を開けると、エンジンの圧縮室空間はタンクとつながる。よって、エンジンは圧縮室容積が大きくなったことと同じ結果となり、圧縮作用はほとんどなくなる。スタータから見れば、圧縮仕事なくなったことになる。その結果、起動トルク

が少なくて済み、スタータの負荷は少ない。スタータによってエンジンが所定の回転まで上昇したとき、バルブ EV 0 を閉じると圧縮が始まり、エンジンは出力を発生して自立運転を始める。

3.2.2 停 止 制 御

停止操作又は室内温度サーモによる停止制御の場合の手順を図 8 に示す。エンジンは起動とは逆に、

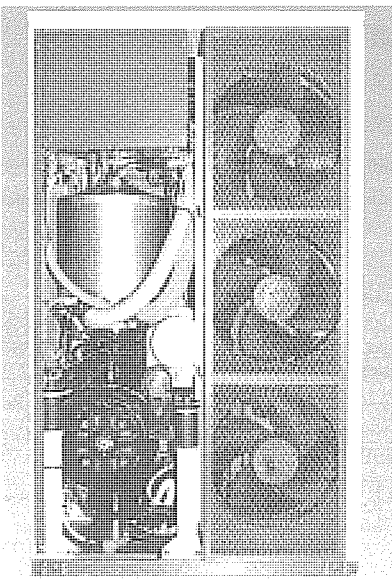


図 5. OM 91 S の外観

表 3. 電気式エアコンと SEHP の外形寸法比較

外形寸法	電気式 (三菱電機 PUHY-125 B)	SEHP (OM 91 S)
幅 (mm)	990	1,050
奥行 (mm)	495	680
高さ (mm)	1,445	1,700

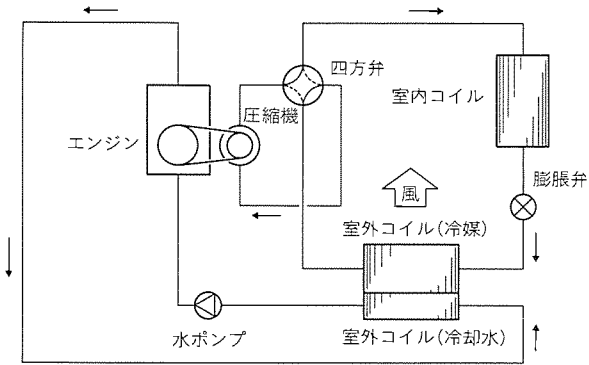


図 6. 熱回収回路(暖房時)

燃料の供給を停止しても直ちに停止しない。加熱部の熱容量のため、エンジンはその熱を吸収しながらしばらくの間運転を続ける。その時間は停止前の運転状態によっても異なるが、ほぼ1～2分である。

エンジンが所定の回転数以下に達したとき、電磁弁 EV 0 を開け、エンジンを直ちに停止させる。これは、防振装置の共振点を素早く通過させるための措置である。

3.2.3 性能

OM 91 S のシステム性能を図 9 に示す。冷房能力及び暖房能力は仕様を満足している。COP はエンジン回転数が低いほど高く、エンジン800r/minにおいて、冷房1.1、暖房1.25である。

次に排気ガスの特性を示す。図10に排気ガス中に含まれる NO_x、CO 濃度を示す。NO_x は、サーマルクエンチ方式のみでは、図に示すように最大300ppmとなる。EGR(排気ガス再循環)をかけることによって、150 ppm 以下に抑えることができた。しかし、EGR をかければ、NO_x 量は低下するが、逆に CO 濃度は多少増加する。

3.3 安全保護装置

SEHP を安全に運転するため、エンジン、冷媒回路には各種安全保護装置を装備した。冷媒系は電気式と同じ考えであり、ここではエンジン系の安全保護装置について述べる。

- (1) ヒータ管：ヒータ管温度の異常上昇を検知
- (2) 火炎：火炎のイオン電流を検出して失火を検知
- (3) エンジン回転数：回転数の異常上昇を検知
- (4) 安全弁：圧力が異常に上昇したとき、内部の作動ガスを放出
- (5) 冷却水：冷却水温度の異常上昇を検知
- (6) 冷却水圧：冷却水ポンプ運転の有無を検知

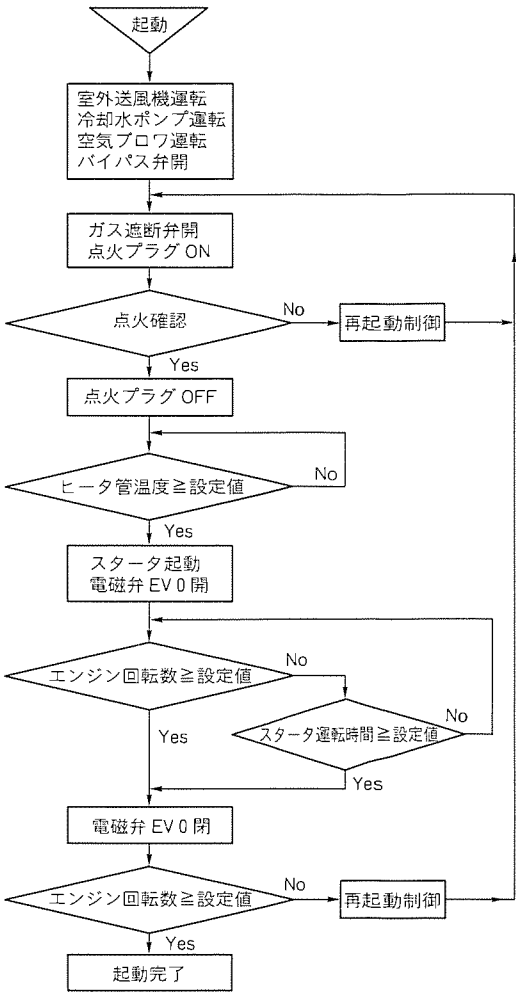


図 7. SEHP 起動手順

(7) 排気ガス：排気ガス温度の異常上昇を検知

4. 商品化への対応

4.1 パッケージエアコンへの適用

業務用パッケージエアコンの市場は、平成 3 冷凍年度(平成 2 年10月～平成 3 年 9 月)で108万台であった。例えば、消費電力を 1 台当たり 5 kW と仮定すると、年間約500万 kW の電力を使う計算になる。もちろん、全台数が新設ではなく、運転率も100%ではないため、500万 kW の電力増につながるが、現在の電力事情から見ると、大きな値である。電力ピークを少しでも抑えるため、ガスを熱源とした空調機が見直されている。大型分野では、既に吸収式冷凍機、小型分野では、内燃機関を利用したガスエンジンヒートポンプ(以下“GHP”という。)が商品化されている。

このような中で、SEHP を実用化するためには、スターリングエンジンの特徴を生かした商品企画が必要である。当社は大阪ガス(株)と平成 4 年度から、SEHP を商品化するため共同開発を実施している。この共同開発では、開発ターゲットを業務用パッケージエアコンで伸びの著しいビル用マルチエアコンに設定した。

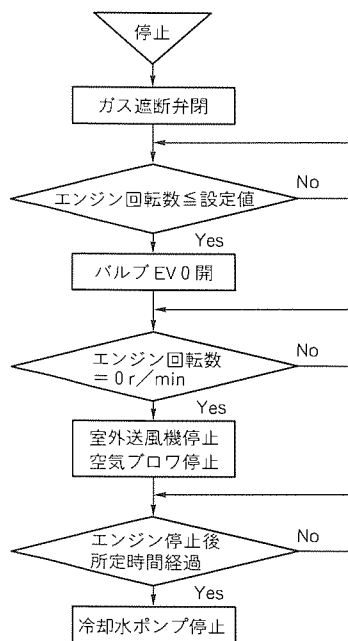


図8. SEHP 停止手順

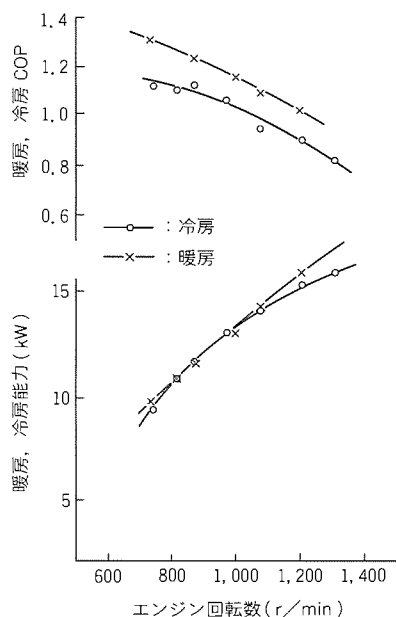


図9. SEHP のシステム性能

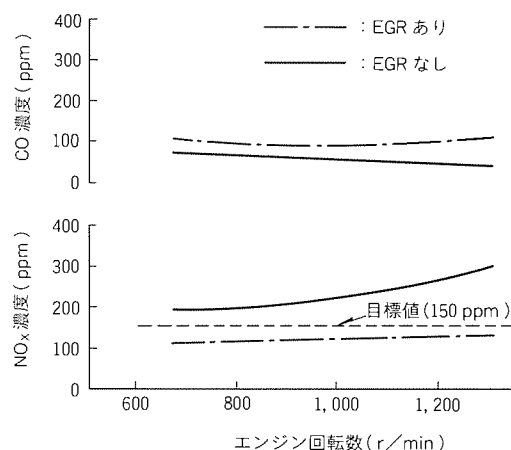


図10. OM 91 S の排気ガス特性

平成4年度に試作したSEHPの室外機外観を図11に示す。

4.2 展 望

SEHPを早期に商品化するための取組は、次のとおりである。

(1) コスト

エンジンの加熱部は、高温・高圧に耐える材料が必要である。従来、ヒータ管は高価な Hastelloy を使用していた。これを、より安価な材料を使用し、コスト低減を図っている。

(2) 信頼性

補助金研究の中で、9台のシステムをフィールドテストし、信頼性の評価を実施した。累積運転時間は、約20,000時間、1台の最長運転時間は7,000時間に達した。

しかし、目標とする20,000時間のメンテナンス間隔を実現するために、更に数多くのシステムを運転評価し、信頼性の検証を行っている。

(3) 法規制

現在、スターリングエンジンは“一般高圧ガス保安規則”による規制を受ける。しかし、現状の規制内容では、一般の消費者への普及が困難である。製造、安全基準の確立を図り、ユーザーに負担の少ない法規制(例えば、小型冷凍機に対する規制)が受けられるよう、(財)ヒートポンプ技術開発センターを中心として、関係方面に働きかけを行っている。

5. む す び

現在の夏期電力ピーク対策の解決手段として、ガスを熱源

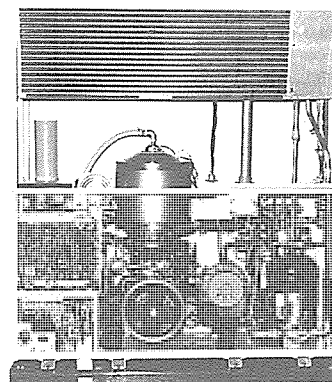


図11. ビル用マルチエアコン室外機外観

とした空調機の果たす役割は大きい。特に SEHP は低公害、低騒音といった特長をもち、現代社会の要請に十分こたえられる空調機である。

今後、サンプル機での市場評価を積み重ね、完成度を高めた上、本格的に市場投入を図る所存である。

参 考 文 献

- (1) 一色尚次：スターリングエンジンの開発，工業調査会 (1989)
- (2) 野間口 有，菅波拓也：3 kW 級冷暖房用スターリングエンジンの開発，省エネルギー，39，No. 9，14～19 (1987)
- (3) 森 美喜男：スターリングエンジン駆動ヒートポンプシステム，Airstory (新空調読本)，新空調研究会，KBI 出版 (1991)

新鮮度クールマルチ

杉本 猛* 石川牧子**
山口敏明*
山下哲也*

1. ま え が き

スーパーマーケット等の量販店では人手不足、作業の効率化から集約型加工・物流センター化の流れにあり、その心臓部が半製品庫である。従来の品温管理の考え方は、0℃の原料庫から出した原料をできるだけ早く加工・包装し、0℃の製品庫へ入庫する思想であった。ところが最近では商品の種類が増える傾向にあり、包装工程で手間取り、商品が滞留するケースが多くなってきた。加工包装室は15～18℃であり、そこに長時間滞留することは品質が劣化し、問題である。そこで、半製品庫の必要性が出てきた。滞留する冷蔵庫としては0℃の温度が品質管理上よいが、包装前の盛付けをした商品がトレイ上に裸で保管されるので、通常の冷蔵庫で保存すると商品が乾燥するという問題が生じた。

このような背景に対応するために、業務用プレハブ冷蔵庫用として、冷蔵庫内を高湿度に保つとともに、温度・風速を最適に制御して、食品の乾燥・変色・変質を極力抑える冷蔵庫冷却システム“新鮮度クールマルチ”を開発したので、その仕様及び特長について報告する。

2. 開発のねらい

“新鮮度クールマルチ”開発の着眼点は次のとおりである。

- (1) 乾燥を抑える高湿度保管環境の実現
- (2) 素早い冷却と自然対流に近い保存環境の両立
- (3) チルド域での精度ある温度制御
- (4) 霜取り時の庫内温度上昇の防止

乾燥に関しては、食品からの水分蒸発量を、食品の保存湿度、食品表面風速から算定し、鮮度を維持するための湿度、

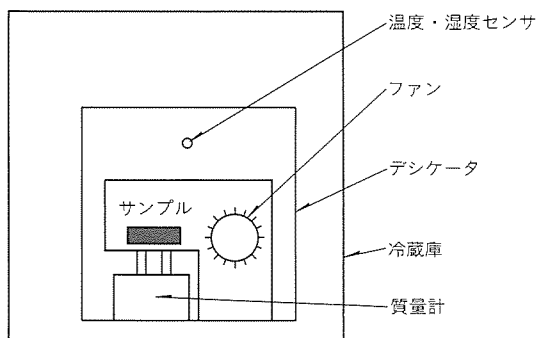


図1. 食品の保存実験装置

風速を数値化したので、その内容について説明し、製品概要について後述する。

3. 鮮度評価関数の開発

3.1 鮮度評価実験

鮮度評価関数 F の基本となる食品の鮮度評価式を求めるため、サンプルにマグロ(無包装, 80×25×20(mm))を用いて、保存実験を行った。以下に実験条件を示す。

空気温度: 0℃

空気湿度: 75, 85, 95%

風速: 0 (自然対流), 0.5, 1 m/s

実験装置を図1に示す。温度はセンサで測定し、設定値になるように調整した。加湿又は除湿は、デシケータ内の空気をポンプで試薬びん(水又は塩化カルシウムを入れる。)に通すことによって行った。風速はファンの電圧を変化させ、調整した。保存期間は3日間、測定項目は以下に述べる4項目とした。

3.1.1 質量比

食品の乾燥歩留りを表す尺度として、質量比を用いた。質量比は、初期質量100に対する保存後質量の割合として表した。図2に質量比の経時変化を示す。湿度が低くなるほど、また風速が大きくなるほど、質量比の減少が速いことが分かる。この結果、質量比は湿度・風速条件から受ける影響が大きいと考える。

3.1.2 K 値

鮮度判定恒数 K 値を使用し、湿度・風速条件が食品に与える影響について検討した。 K 値とは、魚類などの“生きの良さ”の指標である。筋肉中のATP(アデノシン三リン酸)は、動物の死後、自己消化作用によって分解されるが、 K 値は、この分解生成物のうち、 HxR (イノシン)と Hx (ヒポ

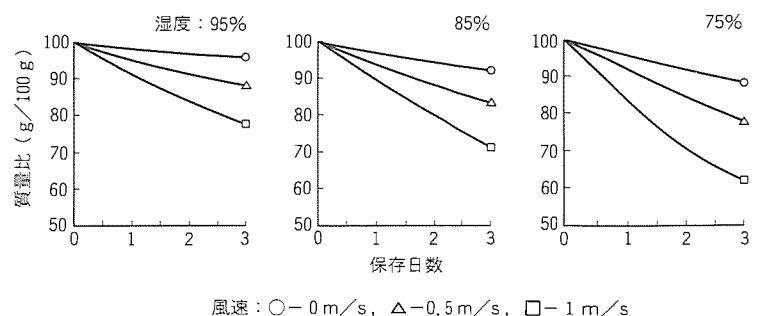


図2. 質量比の経時変化(保存温度 0℃)

キサンチン)がATP分解生成物6化合物中に占める百分率で示し、値が低いほど鮮度が良いことを示す。図3にK値の経時変化を示す。条件によって初期値が異なっているが、これは、試料とした魚が死亡してから実験に使用するまでの経過時間や履歴の違いによると考えられる。この実験結果からどの湿度条件においても、風速条件によるK値の増加の違いは見られなかった。K値はATPの分解程度によって決定されるが、これは分解酵素の働きによる。そして、各酵素の反応速度は温度やpHによる影響が大きく、今回の条件の範囲内では、風速条件が変化してもサンプル内部の酵素の働きには影響を与えないと考えられる。湿度条件による違いについては、初期値が異なるため、明らかではなかった。

3.1.3 色

色彩色差計L a b表色系を用いて、保存中のサンプルの色の变化について検討した。L値は明度を表し、a値、b値は色相と彩度を表している。今回の実験では、サンプルの乾燥に伴い、色が赤味を帯びた茶色から黒味を帯びた茶色へと変化した。L値はこの変化に伴い、減少傾向が見られたが、a値、b値はそのような変化が見られなかった。湿度95%、風速0.5 m/s以下、及び湿度85%、風速0 m/sでは、L値の減少は見られないが、その他の条件ではL値の減少が見られた。よって、湿度・風速条件は、色の变化に影響を与えると考える。

3.1.4 官能的鮮度の評価

食品の鮮度評価に外観を与える影響は大きい。すなわち、物性値でどんなに良く評価されても、外観の色が悪くなったり、みずみずしさが失われれば、その食品の価値は下がってしまう。そこで、保存中の湿度と風速が外観に与える影響について検討した。

サンプルの保存前、1日後、2日後、3日後に色(好ましい～好ましくない)、みずみずしさ(みずみずしい～乾燥している)、異臭の度合い(なし～強く感じる)、総合評価(新鮮～腐敗)について5段階の官能評価を行った。評価は2名で行い、平均値を求めた。その結果、みずみずしさ、総合評価について

では、湿度が高いほど、また風速が小さいほど初期状態が保たれることが確認された。

3.2 考察

以上の結果から、質量比、色、官能的鮮度判定(外観)は湿度・風速条件から影響を受けると考える。食品の評価には、主に外観による場合とK値等で評価される腐敗の程度による場合がある。しかし、K値はどの条件も保存後は生食範囲にあったことから、今回の条件(空気温度: 0℃, 空気湿度: 75~95%, 風速: 1 m/s以下, 保存期間: 3日以内)では食品の鮮度評価は外観の影響が大きいと考える。そこで、質量比、色(物性値)と官能的鮮度判定(外観)との相関関係について検討した。図4に一例として質量比とみずみずしさの関係を示す。質量比が小さいほど“1”(乾燥している)に近づく、質量比が大きいほど“5”(みずみずしい)に近づく。図4から、このサンプルが“5”(みずみずしい)~“3”の間に評価されるのは、質量比が約97%以上の場合といえる。他の相関関係から見てもこのサンプルでは保存限界として質量比97%を一つの目安と考えた。

3.3 鮮度評価式

以上の結果から、湿度・風速と食品からの水分蒸発量の関係式について検討した。食品からの単位時間当たりの水分蒸発量は、食品の表面積、周囲空気と食品表面の水蒸気分圧差、風速によって決定すると考え、式(1)をたてた。

$$d_w = k_w \times s \times (x_1 - x_2)^a \times v^b \quad \dots\dots\dots (1)$$

d_w : 食品からの1分当たりの

水分蒸発量(g/min)

k_w : 係数

s : 食品の表面積(cm²)

x_1 : 食品表面の水蒸気分圧(mmHg)

x_2 : 周囲空気の水蒸気分圧(mmHg)

v : 風速(m/s)

a, b : 定数

この式(1)に実験データを代入し、 k_w, a, b の値を求めた。 x_1 は、湿度100%として考えた。ただし、湿度75%風速1

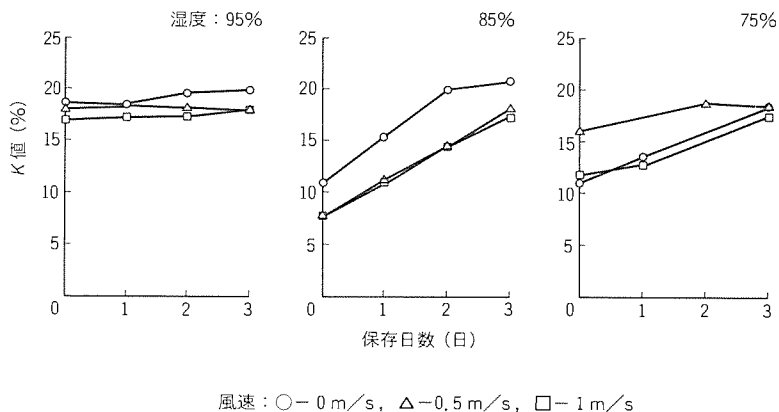


図3. K値の経時変化(保存温度0℃)

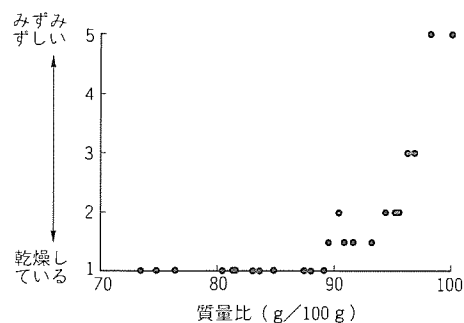


図4. 質量比とみずみずしさの関係

m/sの条件では保存時間が24時間を超えると、水分蒸発量が徐々に少なくなるので、この式は保存24時間以内の式とした。その結果求められたのが式(2)である。

$$d_w = k_w \times s \times (x_1 - x_2)^{0.5} \times v^{0.69} \dots\dots\dots(2)$$

式(2)を水蒸気分圧と風速の関係式にすると、式(3)になる。

$$V = 0.69 \sqrt{d_w / \{k_w \times s \times (x_1 - x_2)^{0.5}\}} \dots\dots\dots(3)$$

上記はマグロについて求めたが、牛肉についても k_w の値は異なるが式(2)、式(3)と同じ式が得られた。

考察の項で述べたように、魚・肉の鮮度限界値として質量比97%が求められたが、実験でのサンプルの平均質量からマグロ、牛肉の初期質量の3%を求め、24時間保存のための1分当たりの水分蒸発量を求めると、それぞれ 8.5×10^{-4} g/min, 8.4×10^{-4} g/minとなる。水分蒸発量が等しい湿度と風速の関係を図5に示す。

鮮度評価関数に基づく高鮮度維持ゾーンであり、この範囲内に湿度・風速の目標値を設定し、目標値が維持されるような冷却システムを開発した。

4. 製品概要

3章から湿度・風速の目標値を湿度90%以上、食品表面の風速を0.5 m/s以下と設定した。従来システムでは、食品保存温度に近い冷却器の温度(蒸発温度)で運転されていないため、庫内湿度が90%以上の場合は冷却器に着霜しやすい特性があった。このため、目標の条件下では除霜運転の頻度が多くなり、食品保存温度の変動によって食品の乾燥・変色などの問題が発生した。

今回、新しい冷媒制御方式(露点追従二段絞り)容量制御方

式を開発することによってこの問題を解決した。新鮮度クールマルチのシステム構成を図6に示す。構成として、冷却システム(室外機・室内機・コントローラ)及び加湿システム(加湿器・加湿器コントローラ)からなっており、プレハブ冷蔵庫に取り付けられる。

(1) 室外機

室外機は特定フロン規制に対応するためR22で蒸発温度が $-45 \sim +5^\circ\text{C}$ まで可能な液インジェクション付きスクロール圧縮機を搭載している。また、シリンダバイパス容量制御により、吸入圧力が低下すると容量制御のポートが開になり圧力が上昇する以前のガスの一部が圧縮機シェル内にバイパスし、残りのガスのみが圧縮され、0-60-100%の制御運転ができる。圧縮機出力は3.7 kWで、適用冷蔵庫の面積としては $26.4 \sim 34.7 \text{ m}^2$ である。

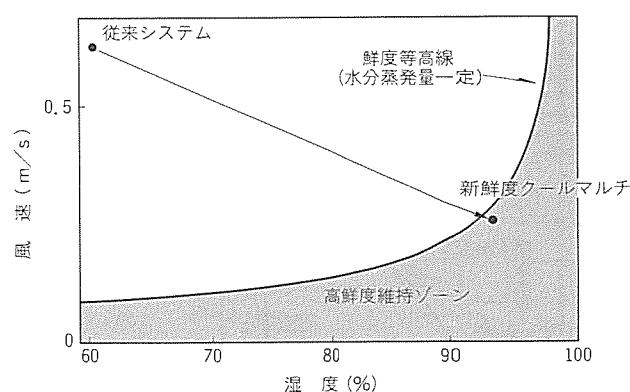


図5. 水分蒸発量が等しい湿度と風速の関係
(マグロ, 0°C 24時間保存)

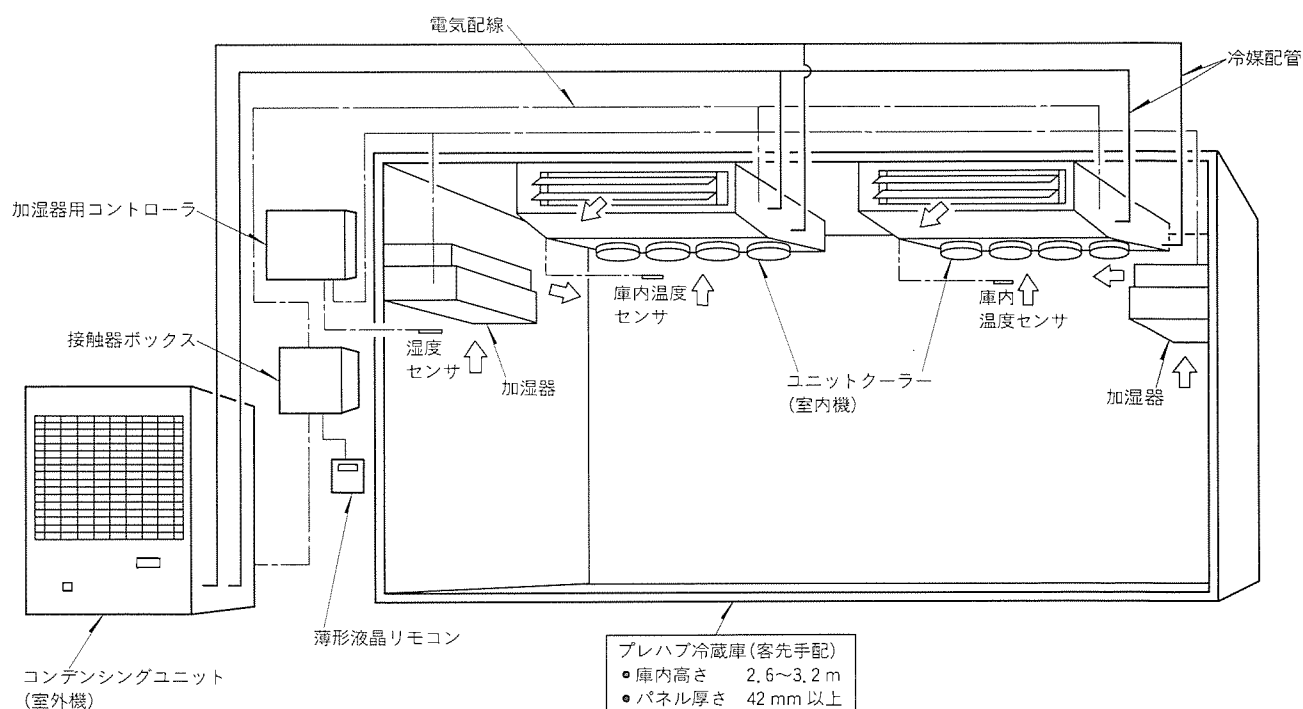


図6. 新鮮度クールマルチシステム構成

(2) 室内機

室外機1台に対して2台の室内機で構成されている。室内機の形態は下方から吸込み両サイドに冷風を吹き出すタイプで、電子式膨脹弁、電子式圧力調整弁を内蔵している。また、庫内温度により、吹出し風速を自動的に切り替える。霜取りは2台の室内機の交互霜取り(ヒーター方式)で、1台が霜取り中でも他方が冷却運転を継続し、さらに熱もれを防止するダンパを組み込んでいる。

(3) 加湿器、加湿器コントローラ

加湿器は、超音波方式を採用している。加湿制御は加湿器コントローラにより湿度センサで信号を検出し、加湿器の超音波振動子の電圧を比例制御する。つまり、超音波振動子の振幅を変化させることにより、霧化量を増減させ、庫内湿度をほぼ一定範囲内に制御する。

5. 新鮮度クールマルチの特長

(1) 高湿度の実現

冷蔵庫内の湿度を鮮度評価関数によって求めた指標値90～

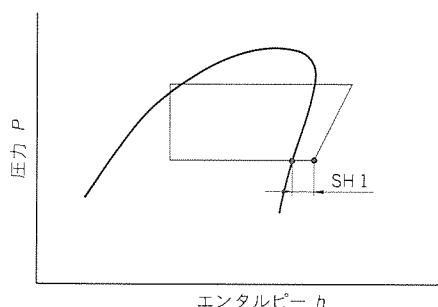


図7. モリエル線図(従来機)

95%に維持することにより、従来冷蔵庫の平均的な庫内湿度60%程度と比較すると、食品の質量目減りを約50%にすることができる。

(2) 食品にやさしい風速制御の実現

入庫時、ドア開閉時などには、吹出し風速を強風速(1.5 m/s)に切り替え、素早く目標の庫内温度まで冷却し、保冷時は吹出し風速を約1 m/sに変更し、微風速冷却(食品表面風速としては0.5 m/s以下)を行って乾燥を軽減する。食品表面風速を従来機の1/2に減ずることにより、食品の質量目減りを約40%少なくすることができる。

(3) 安定したチルド冷却

一方の冷却器が霜取り中にはこれをダンパで閉じて、他方の冷却器が冷却運転を維持するので、霜取り中でも庫内温度の上昇を2℃以内に抑え、霜取りが終了すれば圧縮機の容量制御により、庫内を-1～0℃に保つ。

6. 冷媒回路と制御

庫内湿度が90%以上になるため、現状の室内機(ユニットクーラー)では、冷却器の蒸発温度と庫内温度の差が約10～15℃であるため、冷却器に着霜しやすい。この結果、霜取り運転の頻度が多くなり(1～2時間で冷却器のフィンが目詰まりを起こす。)食品保存温度が変動する。このため、高湿度条件下で安定した運転を行うには、冷却器の蒸発温度と庫内温度の差(TD)を5℃以内に抑える必要がある。現状のユニットクーラーは温度式膨脹弁を使用している。このため、TDが5℃以下では冷却器の伝熱面積を無限にしても、図7の過熱度(SH1)は最大で5℃となり、現実的には2～3℃の過熱度設定となる。膨脹弁そのもののばらつきや感温筒取

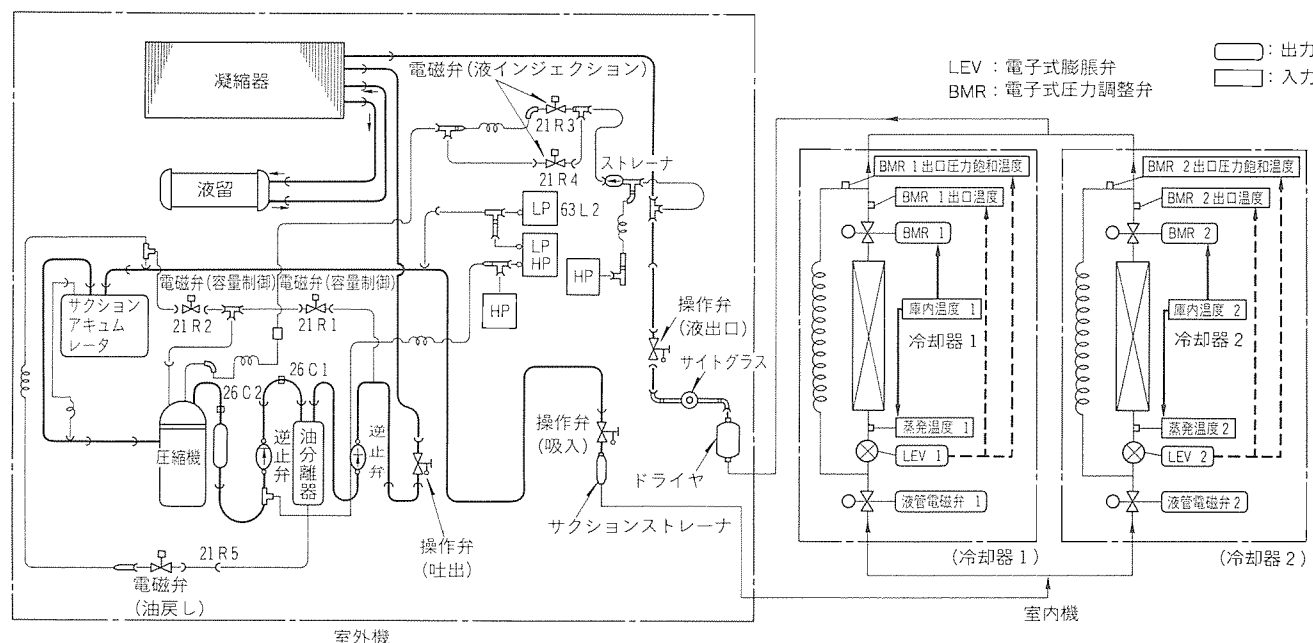


図8. 冷媒回路

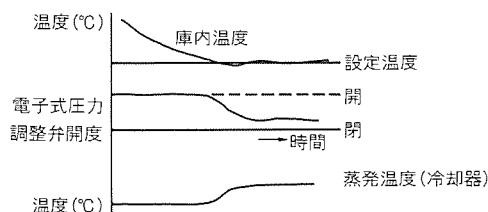


図9. 電子式圧力調整弁動作説明

付けのばらつき、ヒステリシスを考慮すると過熱度の設定2～3℃は困難であった。

今回開発の“露点追随二段絞り容量制御方式”は、図8の冷媒回路で構成されており、次の動作を行う。

- (1) 圧縮機の容量制御は、シリンダバイパス容量制御と、冷却器の出口に冷媒の循環量を調整する電子式圧力調整弁を配置し、図9のように庫内温度が設定温度に近づくと、電子式圧力調整弁が閉じ、冷却器の蒸発温度が高くなる。
- (2) プルダウン等の冷却負荷が大きいときは電子式圧力調整弁が全開状態であり、冷却器の能力を発揮させるためTDを大きくとっている。したがって、過熱度がとれるため通常の過熱度制御と同じである。庫内温度が設定値に近づくと必要能力が減少するため、電子式圧力調整弁は徐々に閉じていく。このため、電子式圧力調整弁で圧力損失が生じ、図10のようにb点で過熱度(SH2)が増加する。検出温度として、電子式圧力調整弁出口温度(図中b点)と電子式圧力調整弁出口圧力飽和温度(図中c点)を検出し、その差(SH2)に基づき電子式膨脹弁の弁開度を自動的に変更する。SH2は冷却器出口過熱度(図中SH1)が0～3℃になるように設定している。このようにすれば過熱度が大きくとれ、安定した制御ができる。また、電子式圧力調整弁、電子式膨脹弁は相互に

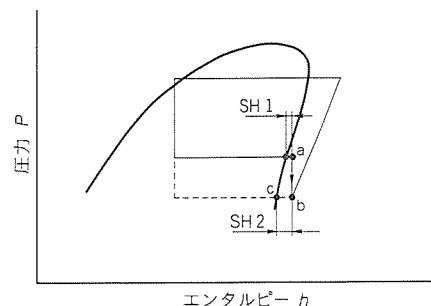


図10. モリエル線図(新鮮度クールマルチ)

連動して動作し、収束を速めるように制御している。

これにより、庫内湿度が90～95%の範囲でも安定して運転できる。また、冷却器の霜取り周期も標準8時間の設定が可能になった。

7. む す び

以上、今回開発した新鮮度クールマルチについて、その仕様及び特長について説明した。

冷蔵庫冷却システムは今後とも鮮度維持が要求されると考えられるので、市場ニーズにこたえられるよう一層の努力を重ねていきたい。

参 考 文 献

- (1) 石川牧子, 松岡文雄, 杉本 猛: 食品冷蔵システムへの鮮度評価指標の導入, 平成3年度日本冷凍協会論文集(1991)
- (2) 稲橋賢次: 設備面にみる生鮮加工センターの最近傾向, 食品流通技術, 21, No.15 (1992)

食品店舗用ショーケース管理システム

“MELSIS”

阿部臣也*
古澤 齊*
中村勝雄**

1. ま え が き

人々のし(嗜)好の多様化、鮮度に対するシビアな評価、そしてバブル崩壊による食品店舗間の競争はますます激化している。近年、食品店舗を取り巻く状況は大きく変動し、ますます商品管理に高い水準が求められるとともに、管理運営面でのコスト低減が一層強く求められるようになってきている。

一方、ショーケースなどの機器のオペレーションは、その状態など気にしなくても正しくベストコントロールされることが要求されるとともに、メンテナンス技能者の不足も手伝って機器メンテナンスの効率化・簡易化が強く望まれている。

また、新規の開店や改装に際しては、ますます短い工期を迫られてきている一方、高いレベルをもった専門業者(技能者)の不足は深刻となっている。

このような背景をもとに、他社に先駆けて省力化・省工事化をメインテーマとして取り上げ、システム制御技術の面から研究・開発したのが食品店舗用ショーケース管理システム“MELSIS”であり、総合システムとして技術力がいかになく統合された製品となっている。

2. 開発のねらい

このように、従来の鮮度管理の要求の高度化に加えて、店舗の管理・運営や工事の面での省力化・簡略化が強く望まれてきている現状を考えたとき、そのニーズにこたえるべく、

次のねらいを開発のテーマとして設定した。

2.1 機器管理の簡略化

- (1) 常に機器の運転状況が正確に把握でき、しかもそれが、最小限の労力で実現できること。
- (2) 機器のメンテナンスが効率良く行われるとともに、容易に原因の追求ができること。

2.2 工事の簡略化

- (1) 複雑な制御配線無くすことにより、配線本数の削減はもちろんのこと、配線を単純化することによって高度の配線技能を必要としないこと。
- (2) 工事完了後の試運転調整が簡単に、短時間で済ませられること。
- (3) 機器異常管理のための新たな配線工事や設備機器の追加をしなくても済むこと。

3. システム構成

前記のねらいを達成するために MELSIS では、①通信による制御機能の達成、②集中的な設定・操作機能の達成、及び③集中的なモニタ・警報機能の充実が必要と判断して、各コントローラに通信機能を設けるとともに、前記の機能を付加することとした。

また、通信機能としてはローコストで信頼性が高く、冷凍空調用標準ネットワークにもなっている M-NET(2線式伝送方式)を採用することとした。

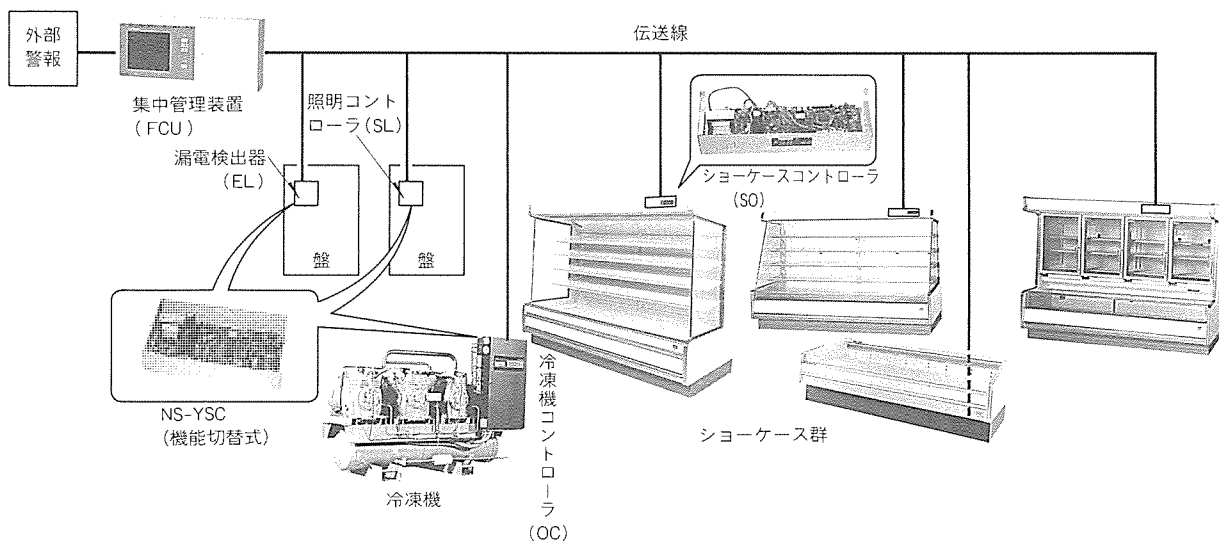


図1. システムの概要

このシステムは集中管理装置 (FCU) と、ショーケースコントローラ (SO)、冷凍機コントローラ (OC)、照明コントローラ (SL)、漏電検出器 (EL)、及びテナントモニタ (TM) とによって構成され、図 1 のようにシステム化される。ただし、各コントローラを構成する制御機器の型式は表 1 に示すとおりであるが、表において NS-YSC はショートピンの切替で OC、SL 及び EL に機能変更される。また、NS-YFA は自己アドレスを“0”に設定したとき FCU となり、“1～9”に設定したときは TM となる。

1 システムに接続できる機器の構成は表 1 に示すとおりである。また、システム構成の例を図 2 に示す。

4. 各機器の機能

4.1 FCU の機能 (外観：図 3 参照)

システムの集中管理を行うものであり、各種データの設定・モニタ機能、手動操作機能及び異常管理の機能をもっている。

(1) グループ設定機能

- 接続機器の確認機能
- グループ編成機能と分配機能

表 1. 最大接続機器の構成

	機器型式	接続台数
集中管理装置 (FCU)	NS-YFA	1 台 (必須)
ショーケースコントローラ (SO)	NS-YSA	最大 99 台
冷凍機コントローラ (OC)	NS-YSC	合計最大 99 台
照明コントローラ (SL)		
漏電検出器 (EL)		
テナントモニタ (TM)	NS-YFA	最大 9 台

● グループ情報モニタ機能

(2) 通常運転機能

- 時刻設定機能
- 温度調節データの設定／モニタ機能
- 除霜制御データの設定／モニタ機能
- 手動操作機能

強制除霜、冷却運転停止、照明手動操作

● スケジュール設定機能

照明スケジュール設定操作

● 運転状態モニタ機能

庫内温度・除霜中

● 警報機器の動作確認機能

警報ランプ・警報ブザー・警報出力接点

● 異常履歴表示機能

● 停電履歴表示機能

4.2 SO の機能 (外観：図 1 参照)

ショーケースの温度調節及び除霜制御を行うコントローラであり、FCU からの各種情報のモニタ、設定、操作、FCU への異常通報及び OC との除霜制御などの通信機能をもっている。

運転に必要な情報 (目標温度、diff 値、目標温度設定範囲、高温警報温度・時間、低温警報温度・時間、除霜方式、除霜時限、除霜時刻等) はすべて自己の不揮発メモリに記憶しており、FCU がダウンしても独自での運転が可能である。

また、センサ異常、庫内温度異常及び各種の通信異常等を自分自身で検出して表示するとともに、FCU に通報する機能をもっている。

4.3 OC の機能 (外観：図 1 参照)

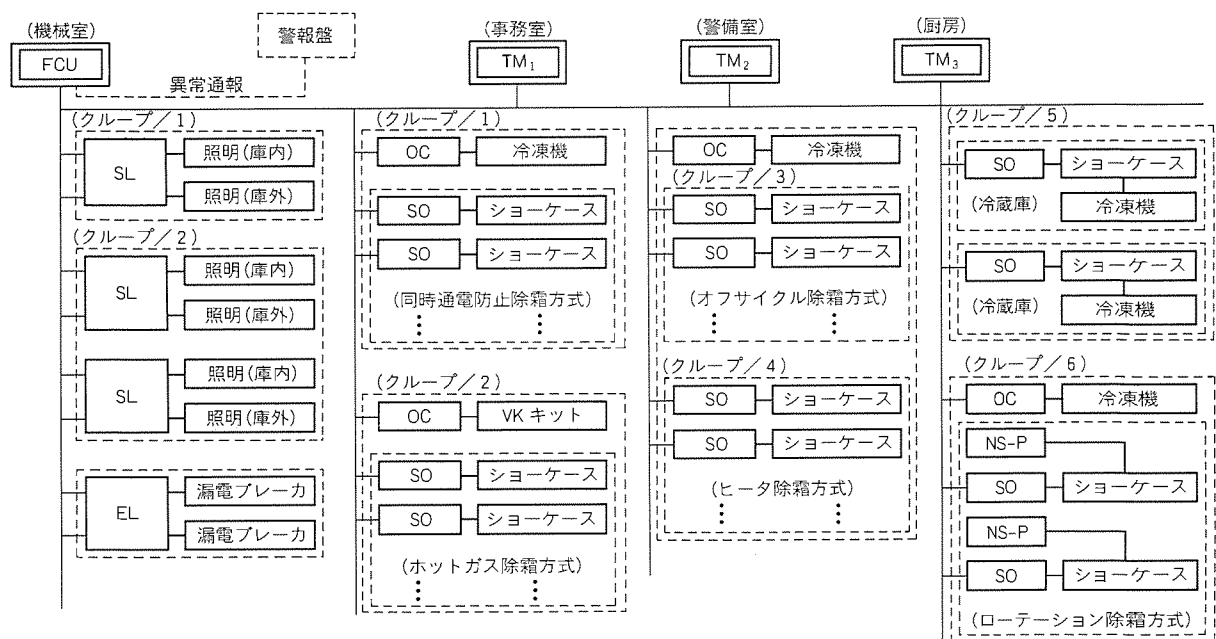


図 2. ショーケースシステムの構成例

冷凍機の異常を検出して FCU に通報するとともに異常出力接点を ON する。

また、同時通電防止除霜方式における除霜コントロール制御を自己の所属するグループの全 SO と行うとともに、除霜中における冷凍機の再起動を防止するための出力接点をもっている。

さらに、ホットガスコントローラからの信号を受けて自己の所属するグループの全 SO に除霜開始通報を行う機能をもっている。

4.4 SL の機能(外観：図 1 参照)

FCU からの指令によって動作する“センターモード”と、外部に接続した押しボタンスイッチによって動作する“ローカルモード”との切替機能をもっている(ディップスイッチによって切替え)。

センターモードは、さらに“スケジュール運転機能”と“手動操作機能”をもっている。出力は 2 系統もっており、それぞれ庫内照明と庫外照明とに対応していて、単独又は一括して操作することができる。

4.5 EL の機能(外観：図 1 参照)

漏電ブレーカの動作を検出して、FCU に漏電を通報する機能をもつとともに、警報ランプ、ブザー等のための出力接点をもっている。検出入力及び出力接点とも 2 系統もっており、それぞれ独立して検出及び出力することができる。

4.6 TM の機能(外観：図 3 参照)

グループ設定機能を除いた FCU のすべての機能をもっている。1 システム当たり 9 台までの接続が可能である。

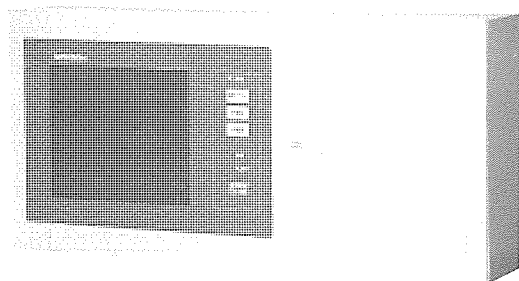


図 3 . 集中管理装置 (NS-YFA) の外観

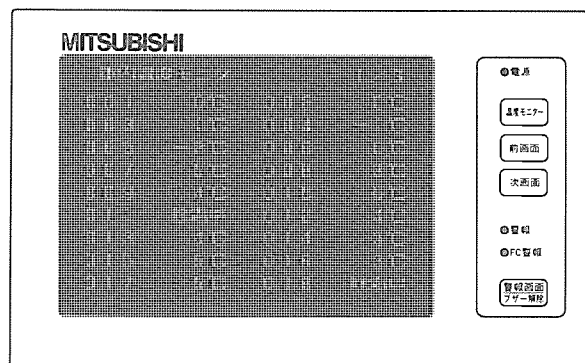


図 4 . 庫内温度の表示画面例

5. 特 長

従来のシステムはそのほとんどがモニタ機能と警報機能のみである。MELSIS では設定機能、操作機能及び制御機能を追加するとともに、モニタ機能と警報機能を大幅に拡張することにより、以下の特長をもたせることが可能となった。

(1) 運転管理について

運転状況(庫内温度の状態、除霜中など)が FCU によって機械室から一括して確認できる(図 4 参照)。また、異常運転しているショーケースについては、さらに個別に各種設定値やセンサ検出温度などが FCU によって詳細に確認できる(図 5 参照)。

照明スケジュール運転機能により、照明の点灯/消灯が各コーナごと、庫内/庫外ごとに自動制御できる(図 6 参照)。

(2) 保守管理について

異常発生時は FCU の警報ランプが点灯し、警報ブザーが鳴るとともに、外部出力接点によって警備保障会社等へ自動的に通報することが可能である。

また、液晶画面に異常履歴及び停電履歴(復電時刻)がそれぞれ発生順に表示されるので、原因を探すのが容易となる。異常が回復した場合、その機器は自動的に通常動作に復帰するが、該当機器の異常コードをモニタすることによって確認できる。

(3) 省配線・省力化について

従来は多くの除霜信号線が機械室と店舗の間に配線されて

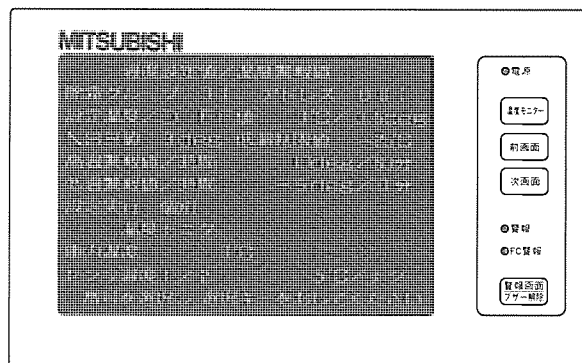


図 5 . 温度制御値・警報値の表示画面例

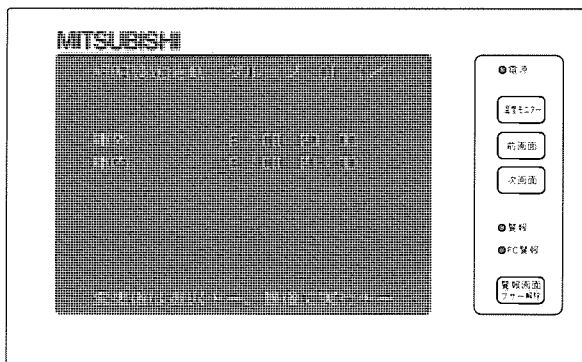


図 6 . 照明時刻の表示画面例

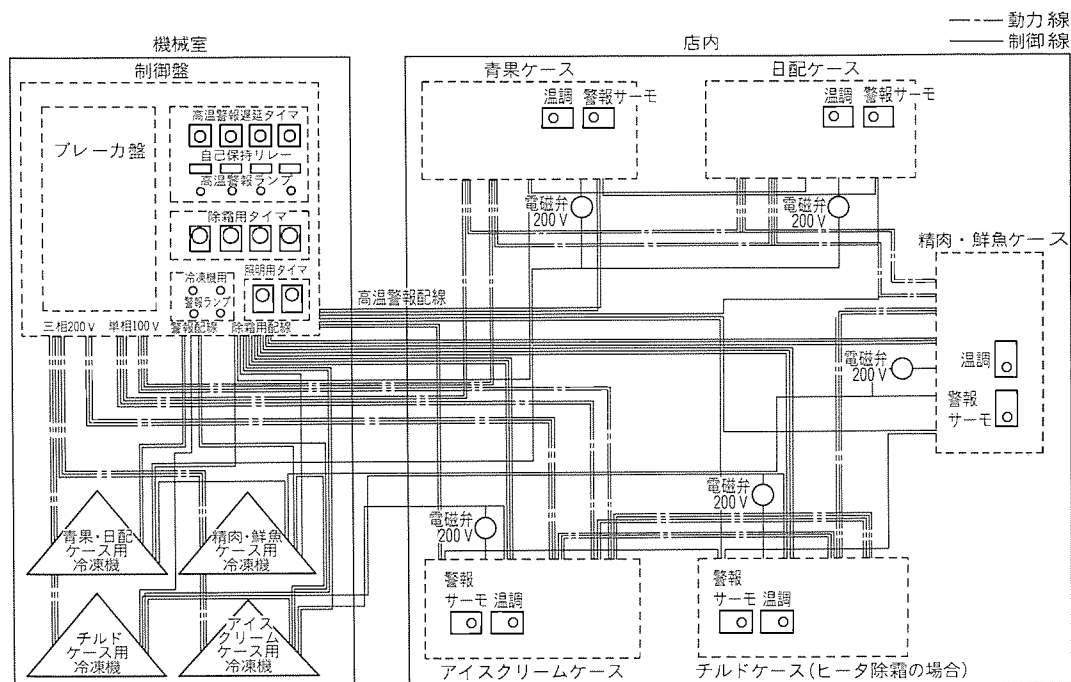
おり、かつ除霜グループごとにタイマが必要であり、さらに除霜方式によっては複雑なリレー回路を組む必要があった。

また、警報のために各ショーケースにセンサを取り付けたり、高価な警報盤を付けたり、多数の配線をセンサと警報盤

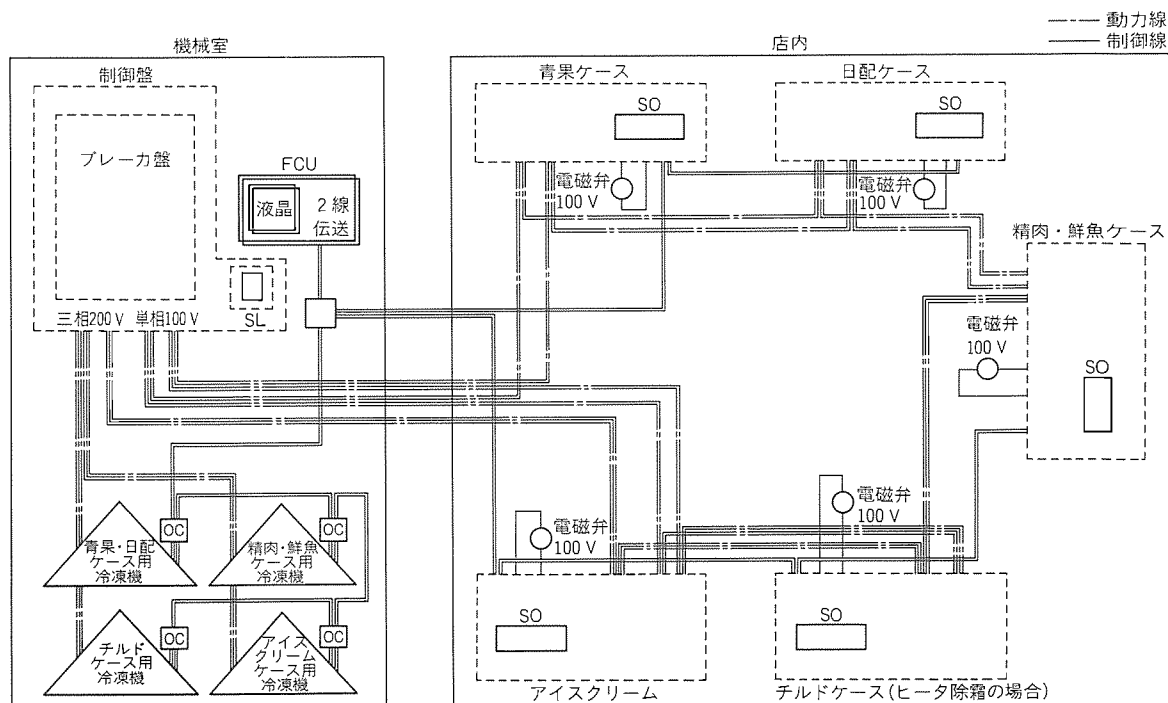
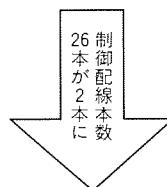
の間に接続しなければならなかった。

それに対して、MELSISでは単に2本の信号線を各コントローラに接続するだけでよい(図7参照)。

(4) 試運転調整について



▲一般的な場合の制御機器と配線の例



FCU: 集中管理装置 SL: 照明コントローラ OC: 冷凍機コントローラ SO: ショーケースコントローラ

▲ MELSIS を使った場合の制御機器と配線の例

図7. “MELSIS”における省配線例

モニタ、設定及び操作機能をもっており、一括して運転状況を確認しながら設定変更や冷媒系の調整ができるため、試運転調整が容易である。

すなわち、目標温度、diff 値等の設定変更や、強制除霜及び冷却運転停止／解除等の操作をしながら庫内温度の変化の過程や、除霜運転の状況などがFCUによって機械室から一括して把握できるため、異常運転の判断や処置が容易に可能となった。

(5) システムの柔軟性

MELSIS では最適な機能分散を行うことにより、ショーケースが20台程度の小規模システムから最大99台までの大規模システムまでを採算性良く、また操作性・制御性についても何らの支障なく対応できるものとした。

6. 技術的課題

技術的には“いかに信頼性の高い設計を行うか”“複雑な機能を簡単にミスのない操作で行うにはどうすべきか”及び“通信システムについてどのような評価試験を行うか”などについて重点的に検討を行った。

6.1 高信頼度設計

このシステムでは各コントローラが製品仕様を十分満足することや、高い信頼性をもった機能設計を行うことはもちろんであるが、特に通信機能そのものの信頼性の確保とシステムとして組み立てた場合の全体としての信頼性の確保に重点をおいてシステムの設計・開発を行った。

6.1.1 通信機能の信頼性向上対策

パリティチェック・FCC チェック及び Ack の返送等は従来どおり行うこととしたが、さらに信頼性の向上を図るため以下に重点をおいて設計した。

- (1) コマンドの受信側は必ず応答コマンドを返送し、送信側はこれを確認して通信完了となる。もし、一定時間内に応答を確認できなければ再送を繰り返す。
- (2) 通信不能を検出すると、異常の通報や表示及び制御など、コマンドや送信コントローラに対応した最適な異常処理を行う。
- (3) 通信機能の異常検出は通信時でなければ検出が困難であ

る。したがって、長期間通信をしない機器については通信機能の異常を見逃して放置してしまうことになる、いざ必要な時に役に立たないということになる。

そこで、このシステムではFCUにより、システムに接続されている全機器へ“定期通信”を送ることによって、各機器の通信機能の異常及び伝送線の断線やショートを常時検出している。

- (4) 他の機器から連続して送られてくるコマンドの受信能力の決定は重要な問題である。過大な能力をもとうとするとコントローラの設計に大きな負担となり、小さい場合には通信エラー発生危険性がある。

したがって、各機器が他の機器からどのようなタイミングでどんなコマンドを受信するかを詳細に検討・分析して連続したコマンドの受信能力を決定している。

6.1.2 システム設計における信頼性の確保

MELSIS ではシステム全体を危険分散の思想に基づいた独立分散制御方式を採用して設計している。特に、各機器が故障したときにシステム全体が受ける影響について十分考慮した上で最良の機能分割を行うとともに、異常処理対策について重点的に検討を行ったので、その概要を以下に記す。

- (1) FCU の故障や伝送線の断線等に対しては、各コントローラの不揮発メモリに、制御に必要なデータやグループ情報をそれぞれ独自にもたせることによって自立運転を可能としている。
- (2) コントローラの故障については、それが他に波及してシステム全体がダウンしたり、冷凍機の故障の原因となったりするような重大な問題に発展してはならない。それには、各部分の故障を予測して安全側に動作するようなシーケンス処理を行う等のフェイルセーフ設計を行っている。
- (3) コントローラが故障したにもかかわらず、それが放置されて重大な異常に発展することのないようにしなければならない。それには自己の異常は自ら検出するとともに、機器相互で異常を確認できるようにしており、通報や表示等の最適な処置を行うようなシステム設計を行っている。
- (4) 間違った操作やお客のいたずらによって重大な異常に発展しないようにしなければならない。それには、適切なガードを設けたり、自己の能力を越えた設定指示や不適当なタイミングでの操作にはそれを受け付けず、操作側に異常を通知する等の対策を行っている。

6.2 操作性

表 2. 各機器の最大接続台数

	最大グループ数	1 グループに設定できる機器の台数
除霜グループ	16グループ	OC = 1 台 SO = 24台
照明グループ	10グループ	SL = 24台
漏電グループ	4 グループ	EL = 24台

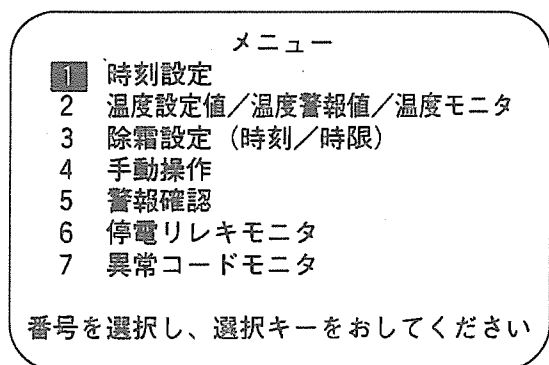


図 8. メニュー画面の例

従来の7セグメント表示器による記号表示の方法でも、単純なモニタ程度の機能であれば、さほど操作性に問題は発生しない。しかし、MELSISのように大きな機能をもったシステムの場合には、操作が複雑で多くの労力を必要とするとともに多くの操作ミスの発生が予想された。そこで、MELSISではマン・マシンのインタフェースとなるFCUについて次のような改善工夫を行った。

6.2.1 FCUの操作性

MELSISではFCUに“6インチ”の大型液晶画面を採用し、“2倍角”の漢字表示を行わせるとともに、操作に“メニュー形式”(図8)を導入し、かつ処理単位ごとの一括表示・操作(図5)を行うこととした。さらに、最下行にはその場面での操作指示や異常をコメントすることを基本とした。また、使用する人によって使い分けができ、余計なキーを意識しなくてもすむようなキー配置とした。

このようにMELSISでは表示及びキー配置等に十分な配慮を行うことによって、だれにでも分かりやすく、かつ操作ミスの少ないシステムとすることができた。

6.2.2 グループ管理

MELSISでは、除霜系統別の管理やコーナごとの照明制御及び漏電の系統別の管理を行うとともに、前記のような温度調節データ、除霜運転データ及びスケジュール運転データ等の設定、モニタ及び各操作を処理単位で一括表示・操作を可能とするため、グループ管理方式を採用した。

これは、試運転調整時に設定するもので、除霜単位ごとにSOとOCの関係をグループ化したり、各コーナごとにSLをグループ化したり、また系統別にELをグループ化するのである。

システムが管理できる最大グループの数と、1グループに接続できる各機器の最大接続台数は表2に示すとおりである。

しかし、グループ設定に時間がかかったり複雑であったのでは効果が半減してしまう。そこで、このシステムではシステムに接続されている機器を自動的に確認するとともに、各グループごとに機器の番号を選択する簡単な操作のみで設定できるものとした。また、一度設定したグループ情報は必要に応じて各機器のコントローラの不揮発メモリに記憶させておき、万一機器の故障があっても他の機器から簡単に復元できるようにしている。

6.3 通信システムの評価

通信機能についてハードウェア及びソフトウェアの面から評価を行った。特に、前記(6.1節)における対策が十分であるかどうかについて重点的に評価試験を行った。

6.3.1 ハードウェアの評価

ハード的には従来の単体での評価を徹底的に行うことはもちろんであるが、伝送ライン及びその給電ユニットからのノ

イズの侵入や、瞬時停電等による誤動作に重点をおいて評価を行った。

そのために、数百mの伝送ラインと電力線を遠く離れた試験室間に配線し、各コントローラを接続したシステムとしての各種評価を行うこととした。

特に伝送ラインへのコモンモードノイズの直接印加による耐力レベルの確認では500V(1 μ s)以上の耐力を得ることができた。また、並行配線された電力線に重畳されたインバータ負荷等による電磁波ノイズの影響や電磁波カップリング装置による電磁波の重畳についての影響についても重点的に行ったが、問題となるような影響は全く出なかった。

6.3.2 ソフトウェアの評価

専用のプロトコラアナライザを用いた各コントローラ単体での評価と、複数の機器を接続したシステムを組んだ評価とを行った。

(1) 単体での評価試験

すべてのコマンドについての応答通信やそれに伴う動作シーケンスについての確認はもちろんであるが、特に通信のシーケンスが途中で途絶えた場合の処理などについて重点的に評価を行ったがすべて良好であった。また、連続したコマンドの処理能力については、実際には設計値(4コマンド連続)を大きく上回った処理能力を示した。

(2) システムでの評価試験

システム評価専用の装置を作成して各種の評価を行った。特に、各種制御シーケンスの途中で異常が発生した場合の通信状況の把握と、各機器のその後の動作の把握に重点をおいて評価を行ったが、結果的には問題となるような動作は見られずすべて良好であった。

6.3.3 評価方法

今回の通信試験システム評価方法については、事前に十分な調査・検討を重ねて、各々の試験要領書を作成するとともに、計画的に評価試験を行ったため、キメ細かくで効率的な評価試験を行うことができたものと確信する。

また、実際の実施状況をフィードバックすることにより、今後の評価基準の基礎が確立できたものと考えている。

7. む す び

本稿では2線式伝送方式(M-NET)を導入した食品店舗用ショーケース管理システム“MELSIS”の開発の背景、特長、技術的課題などについて、その一部を紹介した。

MELSISは新世代の食品店舗用管理システムとして高い評価を得ている。今後はこの開発で蓄積した技術を更に発展させ、省配線の更なる追及、省エネルギー等顧客ニーズにマッチした付加価値の高い製品に成長させていきたい。

脱特定フロン対応 HCFC 22用 ロータリ圧縮機

和田富美夫*
浅見和友*

1. ま え が き

地球環境問題が叫ばれる中、特定フロン全廃に向けた動きは、全世界的に加速しながら進行している。

これまでに、低温機器用途として CFC 12 (CFC : Chloro Fluoro Carbon) の代替冷媒が種々検討されてきている。例えば、家庭用冷蔵庫用途を中心として HFC 134 a (HFC : Hydrogenated Fluoro Carbon) の実用化に向けた検討がなされている。しかし、汎用低温機器用途としては、低蒸発温度域では HFC 134 a は熱力学特性が適当ではない、あるいは、冷凍機油に関連しては適合性や信頼性の確認等、解決すべき課題が多い。また、混合冷媒の提案もあるが、非共沸であるためシステム設計に配慮を要する、あるいは、一部に可燃性物質を含む等の問題もあり、実用化はそれほど容易ではない。

このような状況の下、当社では早期から HFC 134 a を検討する一方で、特定フロン以外の既存物質の中から中期間にわたって使用可能で即応可能な物質として HCFC 22 (HCF C : Hydrogenated Chloro Fluoro Carbon) に注目し、冷凍機・ショーケース・自販機などの低温機器用として脱特定フロン対応ロータリ圧縮機シリーズを開発した。現在、このロータリ圧縮機シリーズは、0.2~2.2 kW の幅広いシリーズ化による豊富な機種ぞろえとその進歩性のタイムリーな提案によって市場のニーズにマッチし、好評を得ている。

本稿では、このシリーズの概要紹介と、その中の主力機種である KFH 形圧縮機と RFL 形圧縮機に焦点を当て、その技術開発の概要を述べる。

2. HCFC 22用ロータリ圧縮機シリーズ

特定フロン対応 HCFC 22用ロータリ圧縮機のシリーズ(図1)は、表1に示すとおり、5シリーズ、計35機種で構成されている。これらの圧縮機は、使用搭載ユニットの出力範

围、蒸発温度、据付け姿勢(縦、横)等により、最も適当な機種を選定できるように豊富な機種ぞろえをしている。その特長は以下のとおりである。

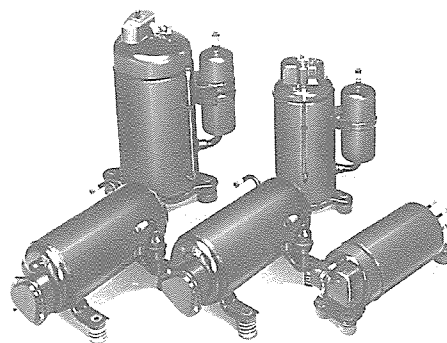
- (1) 広い蒸発温度範囲(-40~0℃)での使用が可能
- (2) 高圧縮比(吐出圧力/吸入圧力)条件運転が可能
- (3) ユニットの高效率運転が可能
- (4) 横形ロータリ圧縮機によりユニット機械室の省スペース化が可能
- (5) ユニットの軽量化が可能

3. HCFC 22の選定理由 及び使用上の課題と対応技術

3.1 HCFC 22の選定理由

早期から HFC 134 a を検討する一方で、CFC 12代替冷媒として、HCFC 22を選定しロータリ圧縮機シリーズを開発した。CFC 12の各種代替候補冷媒の特性比較を表2に示す。HCFC 22選定の主な理由は以下のとおりである。

- (1) 今、人類がやるべきことは、CFC の全廃である。欧州をはじめ、HCFC 22全廃への動きが活発化しているのも事



手前左から、RFL 形、RHZ 形、KFH 形
奥左から、NFJ 形、RFJ 形圧縮機

図1. 三菱密閉型圧縮機ファミリー

表1. HCFC 22ロータリ圧縮機シリーズの構成

機種シリーズ名	出力範囲(kW)	機種数	使用蒸発温度範囲(℃)	圧縮機冷却方式	据付け姿勢
KFH	0.2 ~ 0.45	12	-40 ~ 0	液インジェクション冷却	横形
RFL	0.55 ~ 1.2	9			横形
RFJ	0.65 ~ 1.2	3			縦形
NFJ	1.5 ~ 2.2	2			縦形
RHZ	0.55 ~ 1.2	9	-10 ~ +10	ファン冷却	横形
合計機種数		35			

表 2. CFC 12代替候補冷媒比較

項 目 \ 冷 媒		HFC 134 a	HCFC 22	HFC 152 a		3 種混合		
						HCFC 22 + HFC 152 a + HCFC 124		
O.D.P. * ¹ (CFC 12=1.0)	◎	0	○	0.05	◎	0	○	0.03
G.H.P. * ² (CFC 12=1.0)	○	<0.1	○	0.07	◎	<0.1	○	0.19
可 燃 性	◎	不燃	◎	不燃	×	可燃	?	(不燃)
沸点(°C) (CFC 12=-30)	○	-27	△	-41	○	-25	(○)	-30
冷凍機油との相溶性	△	無 (→エステル油等)	◎	良	△	無 (→エステル油等)	○	アルキルベンゼン油 可
吐出ガス温度差(対 CFC 12) (°C) シミュレーション計算 (CT/ET=40/-30°C)	○	-9.2	△	+25	×	+8.5	△	+6.0

注 * 1 Ozone Depletion Potential: オゾン破壊係数 * 2 Green House Potential: 温室効果指数

実ではあるが、当面他に適当な代替冷媒がない用途については、CFC 12, R 502^(注1)から HCFC 22へ切り換えることが、実質的に有効な対策であると考ええる。

(2) ルームエアコン等でも使用実績のある既存物質であり、市場性が十分ある上に、その冷媒自身の特性が十分に確認されている。

- 効率・安全性等の点で現在使える数少ない冷媒である。
- 機器用途(特に冷凍用)は、その特性から HFC 134 a での代替が適当とは思われない (HFC 134 a は沸点が高い)。

(3) 中期間(2020年ごろまで)にわたって使用可能であると予想される。

3.2 HCFC 22使用時の課題

(低温機器用圧縮機として)

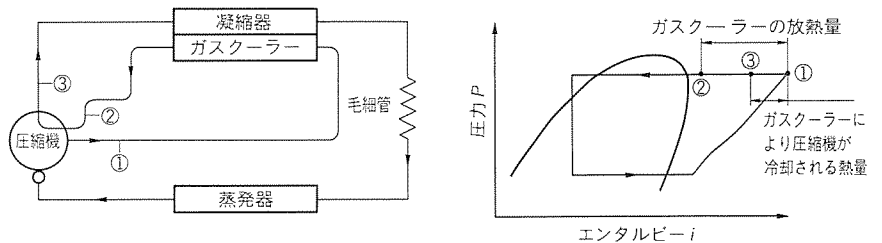
HCFC 22を低温機器用圧縮機に使用するためには、その特性に合わせた設計が必要となる。

(1) 吐出ガス温度の低減

まず、冷媒自身を比較すると、HCFC 22は CFC 12に比べ吐出ガス温度が高くなる(表 2 参照)。その結果、圧縮機内の各部材(特に有機材料)の劣化を速め、寿命に影響を及ぼす等の信頼性上重大な問題を引き起こす可能性があるため、何らかの冷却手段を設ける必要がある。

(2) 高信頼性のしゅう(摺)動状態の確立

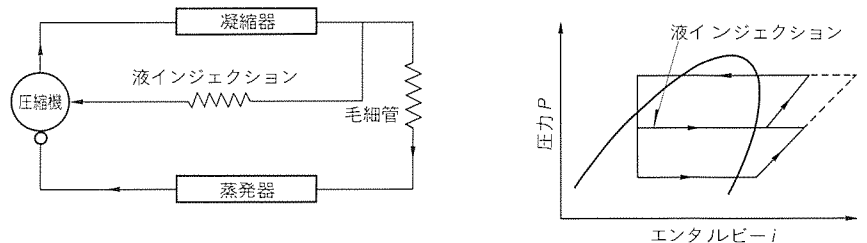
HCFC 22用圧縮機を低温機器用途に使用するためには、低蒸発温度域での運転に加え、一般に低温機器では運転時間が空調用のそれに比べてはるかに長く、これに対応できる耐久力が必要となる。すなわち、各圧縮機に適した給油機構の検討とともに、各摺動部分の部材及び冷凍機油をより信頼性



(a) 冷媒回路

(b) モリエル線図

図 2. ガスクーラー方式



(a) 冷媒回路

(b) モリエル線図

図 3. 液インジェクション方式

の高い組合せとして確立する必要がある。

(3) 有機材料のグレードアップ

冷媒・冷凍機油共存下における材料、特に有機材料の劣化・特性低下に関しては、HCFC 22の場合には CFC 12と比較して、電線の絶縁皮膜、絶縁紙のグレードアップ等の検討が必要である。

これらの課題のうち、今回の HCFC 22低温用圧縮機の開発で、ポイントとなった課題対応技術に関して以下に述べる。

3.3 課題対応技術

3.3.1 冷却機構の適正化

従来から圧縮機の冷却方式としては、ファンによる強制空冷、ガスクーラー方式、オイルクーラー方式、液インジェクション方式等が一般的であるが、ここでは、HCFC 22用ロータリ圧縮機の開発で検討を行ったガスクーラー方式と液インジェクション方式についてその概要を述べる。

(1) ガスクーラー冷却方式

(注 1) R 502は、CFC 115と HCFC 22の混合冷媒である。

図2にガスクーラー方式の冷媒回路と冷凍サイクルモリエル線図を示す。ガスクーラー方式とは、圧縮機の吐出ガスが一度ガスクーラーで冷却されてから圧縮機に戻り、圧縮機の熱を奪った後、凝縮器に送られる形式のものである。

(2) 液インジェクション冷却方式

図3に液インジェクション方式の冷媒回路とモリエル線図を示す。液インジェクション方式とは、凝縮器の出口から液冷媒を中間圧に減圧しながら圧縮機シリンダ内に導いて、液冷媒の蒸発潜熱でシリンダ内を冷却して、吐出ガス温度・モータ温度を下げるものである。

それぞれの機種の用途(使用範囲)・構造・生産性等を総合的に判断して、KFシリーズ(KFH)にはガスクーラー方式を、RFシリーズ(RFJ, RFL)とNFシリーズ(NFJ)には液インジェクション方式を採用した。

3.3.2 給油機構の適正化

横置きロータリ圧縮機では、密閉容器底部に貯留する潤滑油(冷凍機油)を摺動部へ供給する機構が技術課題の一つである。横置きロータリとして世界で初めて量産導入をしたKLZ形圧縮機は、給油機構としてエジェクタ方式を採用している。図4にエジェクタ給油機構を示す。これは、冷媒ガスの流動エネルギーにより潤滑油を摺動部に供給するもので、機械的可動部のない高信頼性の給油機構である。

他の給油機構として、KLZ形圧縮機の後継機であるXLZ, YLZ形圧縮機等に採用されている差圧給油機構がある。図5にKFHの差圧給油機構を示す。給油路(給油パイプ)の下

端は密閉容器底部の潤滑油中に開口し、上端はローリングピストン内部空間に連通している。貯留潤滑油には吐出圧力が作用し、ローリングピストン内部空間は吐出圧力と吸入圧力との中間圧にあるため、この圧力差により潤滑油が吸い上げられ摺動部へ供給される。

RFL形圧縮機には、KLZと類似のエジェクタ給油機構を用いた。信頼性を含めた圧縮機本来の必要性能を十分に発揮させるために、それぞれの圧縮機に適合した独自の給油機構を開発・採用した。

3.3.3 新冷凍機油の開発

広い蒸発温度範囲での運転を可能にするために、圧縮機内の各部材料の検討を行った。その一例が新冷凍機油の開発であり、幾つかの候補油を、主に表3に示すような各種特性項目に注目して評価を実施した。その結果、HCFC 22冷媒に対応し得る冷凍機油を開発することができた。

4. KFH 形圧縮機

4.1 KFH 形圧縮機の構造

KFH形圧縮機は、冷却機構としてガスクーラーを、また、給油機構として差圧方式を採用した。図6にKFH形圧縮機の内部構造を示す。

図において、圧縮要素から吐出された冷媒ガスは、ガスクーラー(外部熱交換器)で冷却され、モータ側(ガラス端子側)へ戻され、モータ及び圧縮要素を冷却した後、吐出パイプを通じてユニット凝縮器へ導出される。

4.2 KFH 形圧縮機の冷却方式

KFH形圧縮機ではガスクーラー方式を採用したが、その背景について、ガスクーラー方式と液インジェクション方式の特性比較を示した表4に基づいて述べる。

(1) 性能

液インジェクション方式では冷却効果によって冷凍能力は若干増加するが、凝縮器出口から液冷媒をシリンダ内へ導くため、液冷媒の循環量に相当するだけの入力が増加し、効率

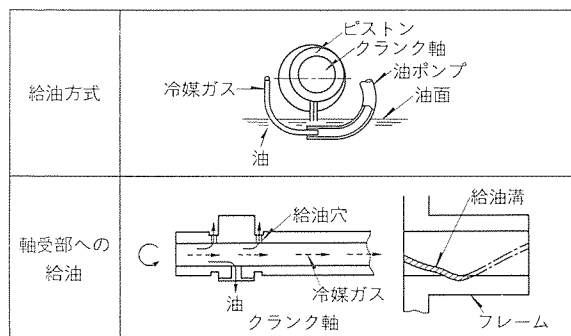


図4. エジェクタ給油機構 (KLZ 形)

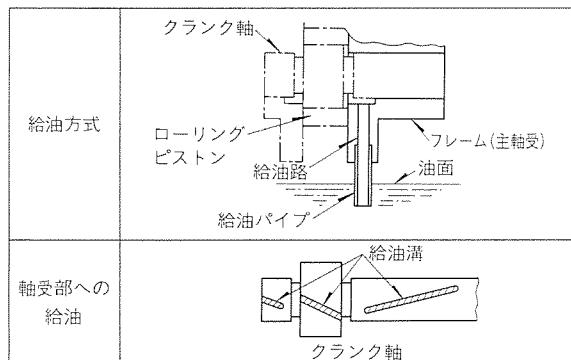


図5. 差圧給油機構 (KFH 形)

表3. 冷凍機油の主要評価内容

主要評価項目	内容及び評価法
熱安定性	主にシールドグラスチューブテスト(175℃)で油の劣化進行状態を評価
耐摩耗性	摩耗試験機で比較評価
低温特性	JIS 試験法等による流動点・フロック点等の低温特性の確認
相溶性	臨界溶解温度、溶解度曲線、温度-粘度曲線等の確認
オリゴマー抽出性	オートクレーブテストで電動機の絶縁紙(ポリエステルフィルム)からのオリゴマー抽出量を評価
材料適合性	冷媒回路内に使用する各種材料との適合性を評価
圧縮機加速評価	圧縮機使用限界における適合性を総合評価
ユニット搭載(加速)評価	圧縮機をユニットに搭載し、ユニット実使用条件における適合性を総合評価

は低下する。一方、ガスクーラー方式は冷却効果による冷凍能力が増加するだけで効率向上する。

(2) 温度低減効果

実験結果等から圧縮比の大きくなる低蒸発温度域においても、450 W クラスまでは、ガスクーラー方式で圧縮機各部温度を所定の値まで下げ得る低減効果があると判断した。

(3) 生産性(工作性)、コスト

KFH 形圧縮機は、空調用の KH 形圧縮機の基本ディメンジョンをベースとしている。KH 形シリーズはコンパクト設計のため、圧縮要素各部品の肉厚が薄いなど、部品内部にインジェクション経路を形成しにくい状況もあり、KFH に液インジェクション機構を適用する場合は構造的にも大きな変更を要し、生産性を含めた大がかりな検討が必要となる。

(4) アプリケーション

液インジェクション方式の場合、KFH クラスの圧縮機の容量(0.2~0.45 kW)に対応するインジェクションキャピラリのサイズがかなり細く、かつ、長くなるものと予測される。これによって、系内異物による詰まり不良等を引き起こす可能性も懸念される。

以上の内容を踏まえ、KFH 形圧縮機はガスクーラー方式を採用した。

4.3 KFH 形圧縮機の給油機構

前述のとおりガスクーラー方式は、ガスクーラーで冷却された冷媒を再び圧縮機に戻す方式であるが、従来のエジェクタ方式では、この戻り冷媒ガスをエジェクタポンプに導くことになる。この際、ガスクーラー容量が過大である等の場合には、戻り冷媒が気液二相液化(液化)することが考えられ、液冷媒が直接摺動部に供給される可能性があり、潤滑性能の点からガスクーラー冷却方式とインジェクタ給油機構とを組み合わせる使用は適当ではないことが確認された。そこで、潤滑性能がガスクーラーからの戻り冷媒の状態に左右されにくい給油方式を選択する必要がある、従来から XLZ、YLZ 形圧縮機に採用している差圧給油機構に着目し、部品素材・ディメンジョン及び用途の違い等を考慮して改良を加え、図 5 に示した給油機構を採用した。

その検討過程において得られた結果の一部を述べる。

(1) 軸受油膜厚さの比較

ガスクーラーからの戻り冷媒の液化に対する耐力について、エジェクタ方式と差圧方式の潤滑特性の比較をするため、接触抵抗法^(注2)により軸受油膜厚さを測定した結果を図 7 に示す。これより、戻り冷媒の液化に対する潤滑特性は、差圧方式にすれば大幅に改善されることが分かる。

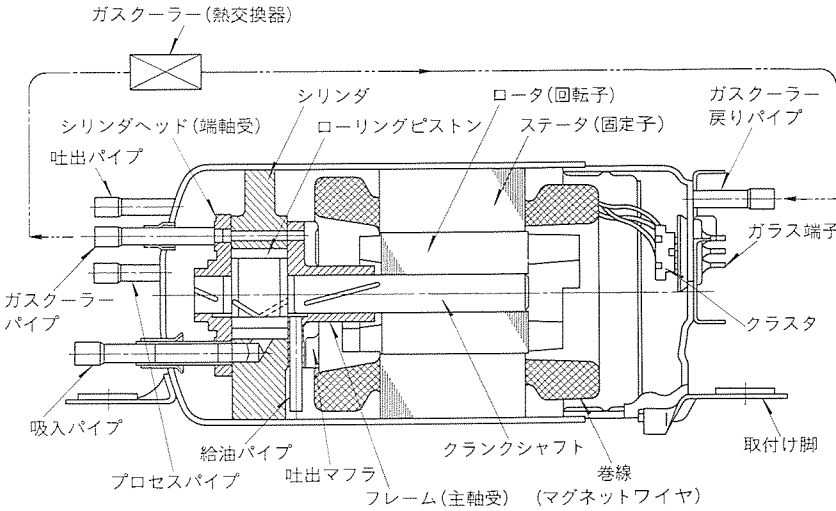


図 6. KFH 形内部構造

表 4. KF シリーズにおけるガスクーラー方式と液インジェクション方式との特性比較

項 目	液インジェクション	ガスクーラー
性 能	△	○
温度低減効果	◎	○
生産性(工作性)	△~×	○
コ ス ト	△~×	△
アプリケーション	△~×	△
給油性能	○	○

注 記号の意味: × △ ○ ◎
 小 ← → 大
 悪 ← → 良
 難 ← → 易

(2) 給油量の比較

潤滑性能の一つの目安となる給油量について、蒸発温度と給油量との関係について実測した。その結果を図 8 に示す。すなわち、エジェクタ方式では、給油量は蒸発温度が高いほど増加する。これは、同一凝縮温度の下では蒸発温度が高くなるにつれて冷媒循環量が増え、エジェクタポンプに導かれる冷媒ガスの流速が増し、流動エネルギーが増すため給油量が増加するためと考えられる。これに対し、差圧方式では、蒸発温度に関係なく、ほぼ一定した給油量を得ることができる。

5. RFL 形圧縮機

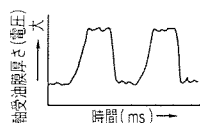
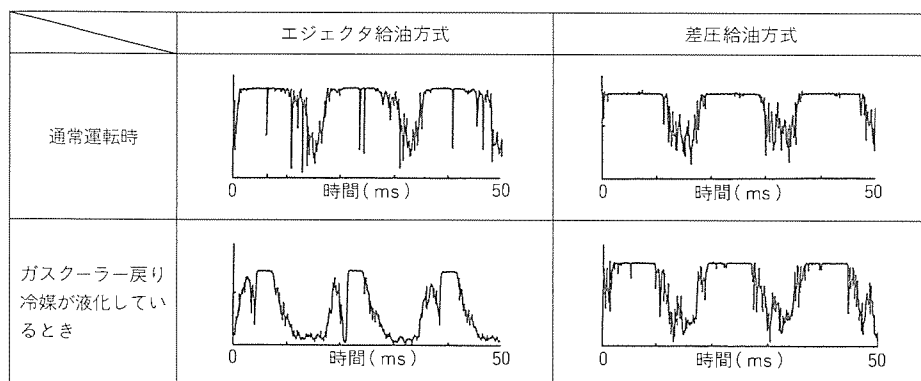
5.1 RFL 形圧縮機の構造

RFL 形圧縮機は、冷却方式として液インジェクション方式を、また給油方式としてエジェクタ方式を採用した。

5.2 RFL 形圧縮機の冷却方式

図 9 は、RFL 形に採用した液インジェクション機構(圧縮

(注 2) 軸受と軸との間に電圧を印加し、その間の抵抗(油膜厚さ)の変化を電圧信号に変換し、油膜厚さの相対値を評価する方法。



圧縮機：KFH 091 R
測定条件：凝縮温度／蒸発温度＝40／－20℃
電 源：60 Hz，100 V

図 7．KFH 形圧縮機における軸受潤滑特性

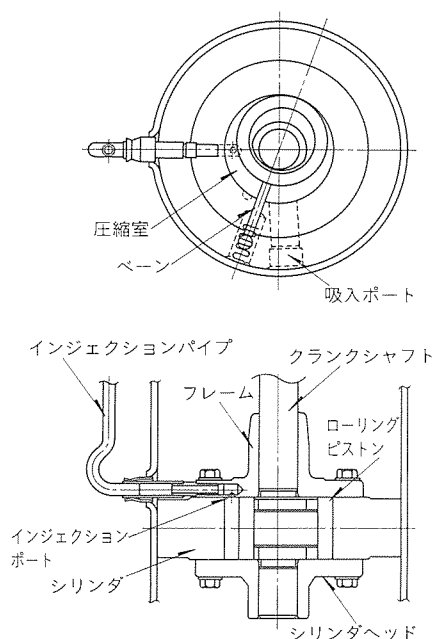


図 9．RFL 形圧縮機の液インジェクション機構(圧縮機断面)

機断面)を示したものである。凝縮器出口から毛細管で導かれた液冷媒は、インジェクションパイプを経て、フレームに設けられたインジェクションポートから圧縮機シリンダ内へ導入される構造である。

表 5 に RF シリーズにおけるガスクーラー方式と液インジェクション方式との特性比較を示す。RFL 形圧縮機は 0.6～1.2 kW と大容量であり、温度低減のための熱量も大きく、シリンダ内へ直接液冷媒を注入する液インジェクション方式以外の方法では、圧縮機温度を所定の値まで下げることが難しいため、液インジェクション方式を採用することにした。

また、RFL 形は RH 形圧縮機(縦形)の圧縮要素のディメンジョンを使用しているため、ガスインジェクション仕様を

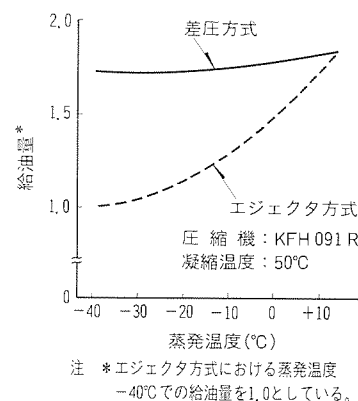


図 8．KFH 形圧縮機の
蒸発温度-給油量特性

表 5．RF シリーズにおけるガスクーラー方式と
液インジェクション方式との特性比較

項 目	液インジェクション	ガスクーラー
性 能	△	○
温度低減効果	◎	×
生産性(工作性)	○	△～×
コ ス ト	△～○	△～×
アプリケーション	△	△
給油性能	○	○

注 記号の意味は、表 4 と同じ。

共有することが可能であることも RFL 形圧縮機に液インジェクション機構を適用した理由の一つである。

5.3 RFL 形圧縮機の給油方式

RFL 形圧縮機は、KLZ 形圧縮機と類似のエジェクタ給油方式を採用した。RFL 形圧縮機の冷却方式が液インジェクション方式であるため、KFH 形圧縮機のようにガスクーラーからの液冷媒戻りを懸念する必要はない。

しかし、液冷媒をシリンダ内へ噴射させるため、シェル内の潤滑油が冷媒によって希釈されて、潤滑状態が悪化してしまうことのないよう考慮が必要である。

6. む す び

脱特定フロン対策として HCFC 22 冷媒使用の低温機器用ロータリ圧縮機シリーズを開発した。現在、冷凍機・ショーケース・自販機等に搭載され、CFC 削減の実質的な一助となっている。

しかし、次のステップとして、HCFC の規制が叫ばれている中、HCFC から他の物質への代替を検討する必要がある、その際に、今般の開発過程で得た技術的知見や検討手法が極めて有効であると思われる。



特許と新案***

三菱電機は全ての特許及び新案を有償開放しております

有償開放についてのお問合せは
三菱電機株式会社 知的財産渉外部
特許営業グループ Tel(03) 3218-2137

空気調和機の室外ユニット (特許 第1600143号)

発明者 中島 勇, 曾根靖雄, 中島康雄

この発明は、空気調和機の室外ユニットにかかわり、特に、据付けスペース及び据付け性の改良に関するものである。

従来の空気調和機の室外ユニットは、左右側面パネル及び背面パネルに空気吸込口が設けられ、各吸込口に沿って内部にほぼU字形熱交換器を配設しているため、室外ユニットを複数台設置する場合に、各ユニット間に一定の間隔を要し、設置スペースが大きくなるという欠点があった。

この発明は、かかる従来の欠点を改善するためになされたもので、空気吸込口及び熱交換器の配置を変更して複数台設置しても、省スペース化を可能にしたものである。すなわち、この発明にかかわる室外ユニットでは、図1(a), (b)に示すように、天井面(1)と背面(2)に空気吸込開口部(4)を、前面(5)に空気吹出口(6)をそれぞれ開口形成するとともに、図2に示すように、熱交換器(7)を逆L字形の状態で天井面(1)、背面(2)の空気吸込開口部(4)に沿って配置したものである。

この結果、この発明によれば、室外ユニットを複数台並べて設置する場合でも側面(3)を密接できるので、大幅に省スペースを図ることができ、また、熱交換器に付着するドレンの排水効率が向上し、さらに、保守点検時にすべて前面側から作業できる等の利点を有する空気調和機の室外ユニットを提

供できる。

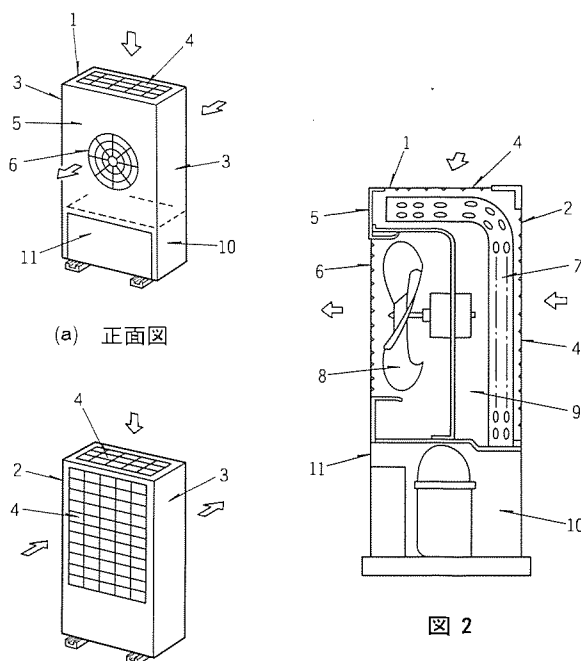


図1

図2

全熱交換素子 (特許 第1431286号)

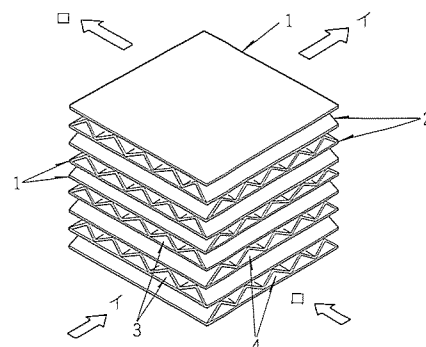
発明者 高橋健造, 江藤昌平, 吉野昌孝, 橋本芳樹

この発明は新鮮な外気の吸入と汚れた室内空氣の排出とを同時に行う換気装置、あるいはビル等に用いられる全熱交換素子に関し、特に湿度交換効率と氣體移行率の改善された全熱交換素子に関するものである。

顕熱(温度)と同時に潜熱(湿度)を交換させる和紙や炭素纖維等の多孔質の材料を仕切板とする全熱交換素子が開発されたが、この材料は伝熱性と透湿性を有するほかに通気性も有するため、2種の氣流が全熱交換素子の内部で混合する欠点を持っている。

この点にかんがみ、高度の氣體の選択透過性を有する材料の研究を行った結果、仕切板として弱疎水性の多孔質部材の片面に吸湿剤を含む親水性高分子化合物の水溶液をコーティングして緻密な吸湿性の薄膜を形成させた後、前記該吸湿性薄膜に他の多孔質部材をラミネートすることにより3層構造とした透湿性氣體遮断物を用いることにより、高い湿度交換効率と著しく低い氣體移行率を示すことを見出し、この発明

を完成した。図にこの発明による透湿性氣體遮断物を仕切板(1)に使用した全熱交換素子を示す。矢印イ方向の例えば暖かい室内空氣が持っている熱と水蒸氣は、仕切板(1)を透過して、矢印ロ方向の戸外の冷たい空氣に移行し、湿度交換効率の向上と氣體移行率の低減が実現した。





特許と新案***

三菱電機は全ての特許及び新案を有償開放しております

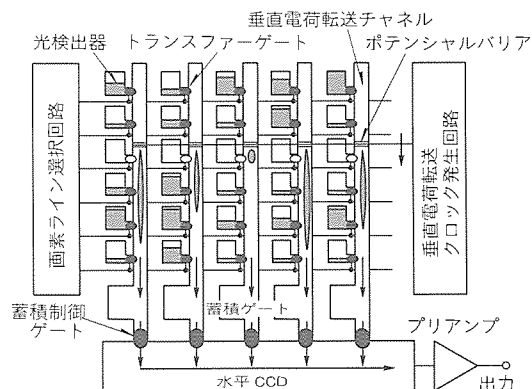
有償開放についてのお問合せは
三菱電機株式会社 知的財産渉外部
特許営業グループ Tel (03)3218-2137

電荷掃きよせ方式赤外イメージセンサ (特許 第1493225号ほか1件)

発明者 木股雅章

この発明は、飽和電荷量を犠牲にしないで開口率(各画素に占める光検出器有効面積の割合)を増大して感度を改善することができる二次元固体イメージセンサの読み出し方式を提供するものである。

この発明の特長は、“検出器から垂直電荷転送素子への信号転送を、画素ライン選択回路によって選ばれた水平1ラインごとに行うこと”、“垂直電荷転送素子に読み出された信号電荷を、1水平期間内に画素アレー外部に設けた蓄積部に高速に転送すること”(図)である。この発明によれば、垂直電荷転送素子全体を一つの大きな電位井戸として信号を転送することができるので、垂直電荷転送素子の幅を小さくしても多量の信号電荷を転送することができる。



<次号予定> 三菱電機技報 Vol. 67 No. 5 特集“材料技術の展開と応用”

特集論文

- 材料技術について考える
- 材料技術の現状と展望
- 金属系及び酸化物系超電導線の高性能化
- 光・電子デバイス用 π 共役系高分子材料
- 次世代 DRAM 用高誘電率キャパシタ膜材料
- エキシマレーザ露光用レジスト材料
- 静磁波デバイス用 YIG 膜
- 耐アーク性低温硬化型セラミック絶縁材料
- プリント配線板の最近の技術動向
- 電子部品用銅合金
- フェライトデバイス——映像用フェライト及び EMC 関連デバイス——
- 先端複合材料の設計と応用技術

普通論文

- 火力発電所用サイリスタ起動装置
- 電源開発(株)東地域制御所納め制御室のトータルデザイン
- 地図情報支援施設管理システム
- オフィスコンピュータにおけるオープンネットワーク機能のサポート
- 三菱クライアント・サーバコンピュータ
“apricot シリーズ”のシステム化機能
- ファクシミリを使った遠隔学習塾システム
- 三菱商事(株)納めマルチメディア通信システム

三菱電機技報編集委員

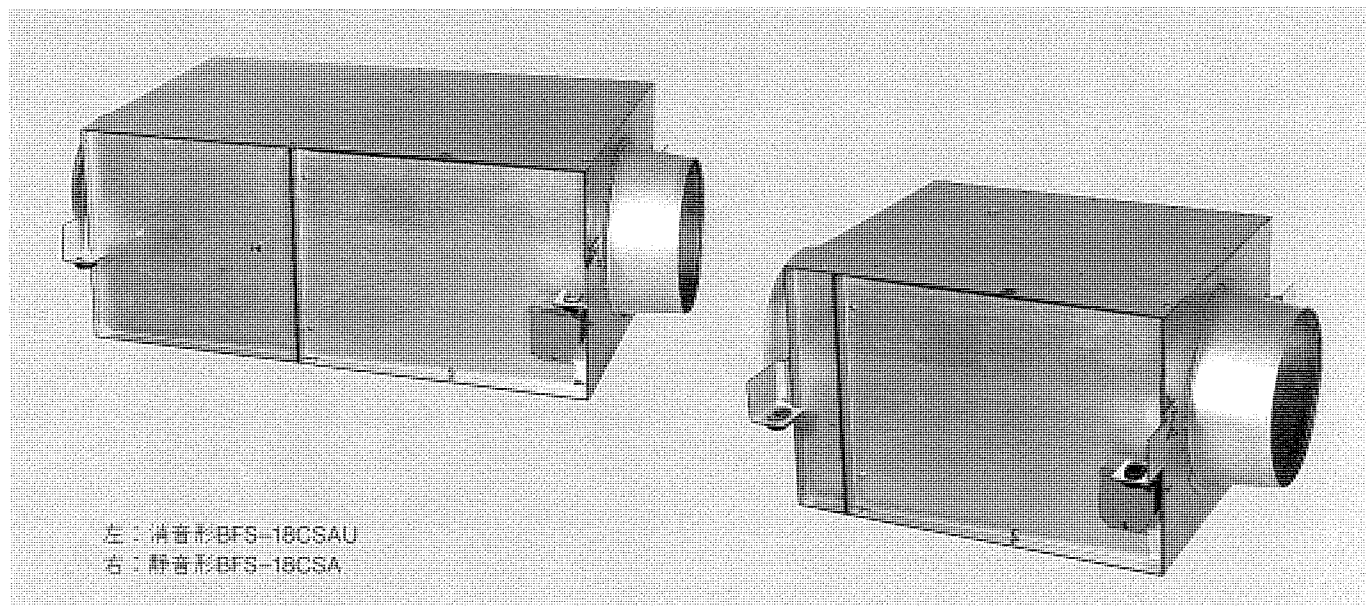
委員長	山田 郁夫
委員	永田 譲蔵
”	白井 健三
”	谷 豊文
”	風呂 功
”	大原 啓治
”	松村 恒男
”	鈴木 幹雄
”	小野 修一
”	鳥取 浩
”	岡田 久雄
幹事	長崎 忠一
4月号特集担当	神澤 貞臣
	中村 勝雄

三菱電機技報67巻4号

(無断転載を禁ず) 1993年4月22日 印刷
1993年4月25日 発行

編集兼発行人	長崎 忠一
印刷所	千葉県市川市塩浜三丁目12番地 (〒272-01) 菱電印刷株式会社
発行所	東京都港区新橋六丁目4番地9号 北海ビル新橋 (〒105) 三菱電機エンジニアリング株式会社内 「三菱電機技報社」Tel. (03) 3437局2692
発売元	東京都千代田区神田錦町三丁目1番地 (〒101) 株式会社 オーム社 Tel. (03) 3233局0641代, 振替口座東京6-20018
定価	1部721円(本体700円) 送料別 年間予約は送料共9,373円(本体9,100円)

スポットライト ストレートシロッコファン 天吊埋込みシリーズ



日常のあらゆる場面で、より人間らしく健康的に過ごせる快適環境が求められています。三菱電機の空調用換気送風機「ストレートシロッコファン」は、低騒音、省スペース、優れた施工性で快適空間づくりに貢献してきました。そして今回、より低騒音でコンパクトな天吊埋込みタイプを開発、更なる快適環境づくりにお役に立ちます。

特長

- モータ4極化で、より高い静圧を実現。従来品と同一羽根サイズで倍の送風性能が得られます。
- 吸音エアガイドの採用で、更に低騒音化。従来品と比べ吸込音で2～3dBの低騒音化を実現しました。
- 大幅なコンパクト化を実現。消音形はその本体長さを平均20%短縮しました。
- 施工性及びメンテナンス性を向上。特に、電源部には接続の簡単な速結端子を採用しており工事也容易です。

仕様

タイプ	形 名	羽根サイズ		極 数	公称出力	ノ ツ チ	風 量		騒 音	
		cm	番手				50Hz	60Hz	50Hz	60Hz
静 音 形	BFS-12YSA	12	# $\frac{3}{4}$	4	10	強	220	230	37.5	38.5
	BFS-15ASA	15	#1	4	25	強	355	340	40	39.5
	BFS-18BSA	18	# $1\frac{1}{4}$	4	50	強	480	470	41.5	42
	BFS-18CSA	18	# $1\frac{1}{4}$	4	100	強	700	720	42	43
	BFS-20CSA	20	# $1\frac{1}{2}$	4	100	強	998	1,055	47.5	49.5
	BFS-23ESA	23	# $1\frac{1}{2}$	4	400	強	1,320	1,420	49.5	52.5
	BFS-23ETA	23	# $1\frac{1}{2}$	4	400	強	1,320	1,465	49.5	52.5
	BFS-25ESA	25	# $1\frac{3}{4}$	4	400	強	1,850	2,090	55	58
	BFS-25ETA	25	# $1\frac{3}{4}$	4	400	強	1,810	1,905	52.5	54
	BFS-28FTA	28	#2	4	750	強	2,235	2,605	54	58
消 音 形	BFS-12YSAU	12	# $\frac{3}{4}$	4	10	強	215	220	31	31.5
	BFS-15ASAU	15	#1	4	25	強	360	340	33	32
	BFS-18BSAU	18	# $1\frac{1}{4}$	4	50	強	490	495	33	33.5
	BFS-18CSAU	18	# $1\frac{1}{4}$	4	100	強	725	753	36	37
	BFS-20CSAU	20	# $1\frac{1}{2}$	4	100	強	1,005	1,055	41	42
	BFS-23ESAU	23	# $1\frac{1}{2}$	4	400	強	1,505	1,580	45.5	48
	BFS-23ETAU	23	# $1\frac{1}{2}$	4	400	強	1,505	1,640	45.5	48.5
	BFS-25ESAU	25	# $1\frac{3}{4}$	4	400	強	1,905	2,170	48.5	52
	BFS-25ETAU	25	# $1\frac{3}{4}$	4	400	強	1,905	1,975	45.5	47
	BFS-28FTAU	28	#2	4	750	強	2,235	2,530	50	54.5