

MITSUBISHI DENKI GIHO

三菱電機技報

Vol. 48 May 1974

冷凍と空調特集

5

株ニチイ 大分店納め ショーケース



未来を開発する
三菱電機



冷凍と空調特集

目次

《特集論文》

ブライン式ショーケース冷却システム	西村正雄・佐藤雅彦・半田文雄・保坂征宏・小島照男	559
PAH形エアソースヒートポンプパッケージ	八尋裕一・横山誠志	563
エアハンドリングユニット	淵田静男・太田武俊	567
車両用空調装置	和栗靖矩・杉山勲	570
産業空調用GAT形パッケージエアコンの運転特性	丸山忍・佐久間清	574
薄形パッケージエアコンの低騒音化	貝瀬俊朗・中島康雄	578
空調機用ファンモートルの特性	戸崎保弘・信太茂	584
小形半密閉形コンデンシングユニット	古川博一・辻弘之	590
パッケージ形冷蔵冷凍クーリングユニット	作野勤	596
CAH形空気熱源ヒートポンプチラーユニット	河原隆夫	601
石油温水機の低騒音化	山地昇・八柳昌夫	606
空気熱源ヒートポンプによる空調環境のシミュレーション	笠置絃・山崎起助	610
冷凍空調機用IC化温度制御器	藤井学・太田誠・青木信夫・宮崎行雄	616

《普通論文》

低騒音誘導電動機「サイレントライン」シリーズ	神田昭夫・田中英晴・小吉隆・堀内勝彦・本田坦	623
高精度2ミクロン指令用数値制御装置MELDAS-4200/2M	桑田博・溝口俊雄	634
オゾンによる上水処理技術	田畠則一・森貢	639
色素レーザの発振波長に与える溶媒効果の検討	高橋健造・草川英昭	646
プラスチック電線の耐環境性	飯阪捷義・狩野勇	650

《技術講座》

数値制御装置シリーズ(2)数値制御装置のサーボ機構について(その1)	桑田博	654
------------------------------------	-----	-----

《新製品紹介》

自動窓拭きシステム		663
-----------	--	-----

《ニュースフラッシュ》

消費電力が半分AVFチョッパ量産車完成・168kV級複合開閉装置(ハイブリッドGIS)完成		664
---	--	-----

《特許と新案》

冷媒制御装置・機関用加速、減速検出装置・空気調和装置・ジェット渦巻ポンプ		621
--------------------------------------	--	-----

《表紙》

表紙1 (株)ニチイ大分店納めショーケース

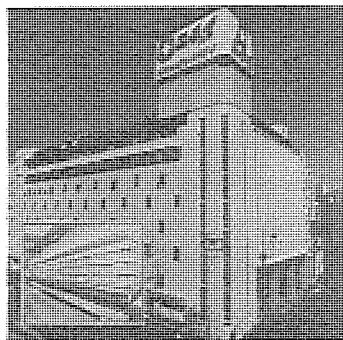
スーパーマーケットの食品売場のショーケース冷却システムは、冷媒配管をした直接冷却方式が普通であるが、(株)ニチイ大分店納めショーケースの冷却システムは、わが国で始めて採用された間接冷却(ブライン冷却)式で成果をあげた。

この方式の特長は、信頼性の高い当社BCS形ブラインクーラを使用し、ショーケースなどの霜取りは電熱器ヒータを使わず、冷凍機の排熱を利用して短時間に霜取りを行なうなどユニークなシステムである。この方式による省エネルギー、省力、高信頼性が各方面から注目されている。

表紙2 三菱電機ヒートポンプ機器シリーズ

表紙3 三菱ロスナイ

表紙4 三菱低温機器



**SPECIAL EDITION FOR REFRIGERATORS AND AIR CONDITIONERS****CONTENTS****SPECIALLY COLLECTED PAPERS**

Showcase Cooling System with Brine.....	M. Nishimura • M. Satô • F. Handa • Y. Hosaka • T. Kojima.....	559
Air Source Packaged Heat Pump Air Conditioners.....	Y. Yahiro • S. Yokoyama.....	563
Air Handling Units.....	S. Fuchida • T. Ota.....	567
Air Conditioners for Passenger Cars.....	Y. Waguri • I. Sugiyama.....	570
Running Characteristics of Model GAT Packaged Air Conditioners.....	S. Maruyama • K. Sakuma.....	574
Thin-line Packaged Air Conditioners (Low Noise Model).....	T. Kaise • Y. Nakashima.....	578
Characteristics of Fan Motors for Air Conditioners.....	Y. Tozaki • S. Shida.....	584
Small Semi-Hermetic Condensing Units.....	H. Furukawa • H. Tsuji.....	590
Packaged Cold Storage Cooling Units.....	T. Sakuno.....	596
Air to Water Heat Pump Chiller Units, Model CAH.....	T. Kawahara.....	601
Quieting Method of Oil Fired Water Heaters.....	N. Yamaji • M. Yatsuyanagi.....	606
Air Conditioning Residential Simulation Equipped with Air Source Heat Pump Units.....	H. Kasagi • K. Yamazaki.....	610
IC Thermostats for Refrigerators and Air Conditioners.....	M. Fujii • M. Ota • N. Aoki • Y. Miyazaki.....	616

TECHNICAL PAPERS

Mitsubishi Low Noise Induction Motors "Silent Line" Series.....	A. Kanda • H. Tanaka • T. Koyoshi • K. Horiuchi • H. Honda.....	623
High Precision Type (Command Unit 2 Microns) Numerical Controller MELDAS 4200/2 M.....	H. Kuwata • T. Mizoguchi.....	634
Treatment of Service Water with Ozone.....	N. Tabata • M. Mori.....	639
Solvent Effect on Wavelength of Stimulated Emission from Dye Laser.....	K. Takahashi • H. Kusakawa.....	646
Environmental Durability of Plastic Covered Wires.....	K. Iisaka • I. Karino.....	650

TECHNICAL LECTURE

Numerical Controller Series (2) Servo Systems of Numerical Controller (Part 1).....	H. Kuwata.....	654
---	----------------	-----

NEW PRODUCTS

NEWS FLASH	664
------------	-----

PATENT AND UTILITY MODEL**COVER :**

Display cases delivered to Oita store of Nichii Co., Ltd.

For a refrigerating system of display cases operating at a food store in a supermarket is used normally a direct cooling system with condensing units. However, the refrigerating system of the display case delivered to the Oita store of Nichii Company is that of a brine cooling type that has been for the first time achieved in this country.

The distinctive advantage of this model is of a unique system employing a highly reliable type BCS brine cooling units of Mitsubishi make, and having a defrosting function of the display case through the utilization of exhaust heat of the refrigerating machine without resorting to an electric heater. The economy of electric power, labor saving and high reliability of this system is drawing attention of the circles.

「三菱電機技報」アブストラクト

UDC 621.565

ブライン式 ショーケース冷却システム

西村正雄・佐藤雅彦・半田文雄・保坂征宏・小島照男

三菱電機技報 Vol.48-No.5-P559~562

従来ショーケースの冷却は、もっぱら直接膨脹方式が採用されている。ブライン式による冷却は、スケートリンク・製氷・乳業・化学工業等の装置で数多く採用されており、当社ではこのための専用ブラインクーラをユニットにまとめ製品化して各方面の期待にこたえてきた。ブライン式によるショーケース冷却は、排熱利用による温ブラインテロストに特長があり、さらには信頼性が高く、保守の省力化にも役立つもので、今度大手スーパー(株)ニチイ大分店に納入したのでこれらを紹介する。



UDC 628.84

PAH形 エアソース ヒートポンプ パッケージ

八尋裕一・横山誠志

三菱電機技報 Vol.48-No.5-P563~566

ここ数年、空調機のヒートポンプ化が急速に進んでいるが、なかでもエアソース(空気熱源)ヒートポンプユニットは、その主流を占め種々のユニットが発表されている。

当社でもパッケージエアコンについて中容量の直吹形(GAH形)を発売しているが、このシリーズに統いて大容量のダクト専用形(PAH形)を開発した。PAH形はリモートコンデンサタイプでPAH-20, 30, 40の3機種をシリーズとしているが、この仕様・構造・性能などについて紹介する。



UDC 697.912

エアハンドリング ユニット

渕田静男・太田武俊

三菱電機技報 Vol.48-No.5-P567~569

経済の発展に伴って、快適な生活環境や作業環境が要求され、エアハンドリングユニットの需要は非常に多くなってきた。他方、据付スペースの面から、よりコンパクトで高性能なエアハンドリングユニットが要求されるようになつた。

このたび、当社では従来の縦形・横形二つのタイプを全く新しいコンパクトな一つのタイプにまとめたエアハンドリングユニット新形シリーズを完成したので、その特長、構造、性能等について述べる。



UDC 625.2.06

車両用空調装置

和栗靖矩・杉山 勲

三菱電機技報 Vol.48-No.5-P570~573

車両用空調装置の形式を機能別に分類し、その長短を述べると共に、最近開発し活躍を始めている代表的三種、すなわちAU75形ユニットクーラ、AU76形ユニットクーラ、CU19形ユニットクーラについて、その概要を記述し関係方面の参考に供する。



UDC 697.94

産業空調用GAT形パッケージエアコンの運転特性

丸山 忍・佐久間 清

三菱電機技報 Vol.48-No.5-P574~577

近年、パッケージエアコンの普及はめざましいものがあり、従来の空気調和とは別に、産業空調用としての需要も高まっている。

当社では従来よりHi/Re/Li方式を採用した水冷式GT形パッケージエアコンを製作してきたが、水冷式パッケージエアコンを年間空調に使用する場合には凝縮圧力を一定に維持するために、冷却水温、水量調節および冬期の冷却水の凍結防止が必要なことから、システムが複雑となる。このため年間空調に使用できる空冷式パッケージエアコンの開発が望まれるようになり、当社ではこのたび、この要望にこたえて GAT形パッケージエアコンを開発したので、この概要と運転特性について紹介する。

UDC 697.94:534.83

薄形パッケージ エアコンの低騒音化

貝瀬俊朗・中島康雄

三菱電機技報 Vol.48-No.5-P578~583

最近の空調設備の普及はめざましく、いろいろな建物に施設されている。そして空調方式も、空調機器もその建物にふさわしい方式・機器が採用され、その種類も非常に多い。

そのひとつとして、温水コイルおよび小形圧縮機を内蔵した薄形パッケージエアコンを各室に分散配置した個別分散式空調方式がある。これは比較的高級な空調方式として、今後ますますその発展が期待されている。このような情勢の中で、当社としては、オフィスその他の業務用はもちろん、住宅用にも十分応じられるよう、特に運転音の低下を中心に、よりいっそうの改良を行なった低騒音形薄形パッケージエアコンを開発したので、その構造特性などについて報告する。

UDC 621.61/.63:697.953

空調機用ファンモートルの特性

戸崎保弘・信太 茂

三菱電機技報 Vol.48-No.5-P584~589

空調機産業は急成長をしてきたが、それは人々の身近なものになってきたことを意味している。快適な生活空間をつかさどる空調機にあって、かくれた主役「ファンモートル」について従来はあまり深く追求されていなかったが、最近都市部の公害問題を機にファンモートルへの認識が新たにされている。

低騒音化・空冷化はもとより空調システムに大いにかかわる因子として、一つの領域に位置づけられつつある。本文ではこうしたことから、空調機用ファンモートルの特長について、一般のモートルとの相違点をあげながら、概要を述べ大方のご参考に供した。

UDC 621.57

小形半密閉形 コンデンシング ユニット

古川博一・辻 弘之

三菱電機技報 Vol.48-No.5-P590~595

主として1.5kW以下の全密閉形コンデンシングユニットによる工事技術のレベルアップに伴う大形指向と、ベルト張り換え、軸封装置からのガス漏れに対する補給などを要することのある開放形コンデンシングユニットからの転向として、わが国でもようやく2.2~3.0kW以上の小形コンデンシングユニットでは半密閉形に移行しつつある。

しかし半密閉形コンデンシングユニットは冷媒回路中に往復動圧縮機を駆動する電動機を内蔵している点で、開放形と使用限界・使用方法などで大きく異なるので、この点について いくつかの実験結果と今まで報告されている資料をもとに考察してみた。

「三菱電機技報」アブストラクト

UDC 621.565.9

パッケージ形 冷蔵冷凍クーリングユニット

作野 勤

三菱電機技報 Vol.48 No.5 P596~600

コールドチェーンの発展と共に急増する低温用冷蔵庫に対しては、従来からコンデンシングユニットによる現地工事方式が多く採用されてきたが、最近は現地工事省力化のためメーカーで冷凍サイクルをパッケージ化したユニットに対する要望が高まっている。

当社においては、0.4kW~1.5kWおよび15kW以上についてすでに生産販売に踏切り、数多くの実績を重ねてきたが、今回は庫内温度-20~-40°C用としてACS形冷凍クーリングユニットを5.5kWから10.8kWまで3機種開発したので、その仕様・構造・特長 (○)・性能などについて紹介する。

UDC 697.71+697.97

CAH形空気熱源ヒートポンプ チラーユニット

河原隆夫

三菱電機技報 Vol.48 No.5 P601~605

空気を熱源とするCAH形空対水ヒートポンプユニットは、昨今の大気汚染問題および省資源、省エネルギー問題の面で、より効果的な年間空調方式の一つとして新たな発展が期待されているが、今回これらの社会情勢にマッチすべく省資源・省工事化、騒音問題に対処し、全シリーズモデルチェンジを実施した。

また、Hi/Re/Liシステムを採用し、-55°Cの高温水を安定して得られるCAH形は、寒冷地における多数の使用実績からその実用性が立証されているので、今回モデルチェンジした新 (○) シリーズの概要と、寒冷地における運転特性を紹介する。

UDC 697.32:628.517.2

石油温水機の低騒音化

山地 昇・八柳昌夫

三菱電機技報 Vol.48 No.5 P606~609

現在、市場で大きな問題となっている種々の公害の中でも、騒音公害は特に私達の身近に発生する問題である。住宅のセントラルヒーティングに用いられる石油温水機についても、快適な暖房を得るうえで、この騒音公害の元凶となるぬよう低騒音化が強く望まれている。このような社会的要因に対処すべく低騒音形石油温水機の開発を行なった。本文では、この低騒音形石油温水機の開発に用いた低騒音化の手法について述べる。



UDC 621.577:681.303:697.97

空気熱源ヒートポンプによる空調環境のシミュレーション

笠置 紘・山崎起助

三菱電機技報 Vol.48 No.5 P610~615

空気熱源ヒートポンプは、省エネルギーあるいは無公害の面からも経済性の高い空調機である。しかし外気温度の変化によってその能力が変わるために、適正な機器の選択・制御または快適環境を実現するには、空調環境状況を予測することが必要である。そこで、一つは空調室内における熱収支をモデル化してヒートバランスの基礎微分方程式をたて、これを数値積分して解き実測例との対応を行ない、シミュレーションの妥当性を検討した。

また簡易な手順によって空調環境をシミュレートする方法について述べ、空気熱源ヒートポンプを日本 (○) 各地に設置したとき、機器の運転状況あるいは空調状況について計算 (○) した例を示した。

UDC 621.57:697.94:621.382:621.316.825

冷凍空調機用IC化温度制御器

藤井 学・太田 誠・青木信夫・宮崎行雄

三菱電機技報 Vol.48 No.5 P616~619

最近の冷凍空調機器では、社会的要請である省資源・省力などの経済性と快適性との両立、あるいは低温・高温領域への運転範囲の拡大など機器性能の向上が一段と強く望まれている。この結果、冷凍空調機器用 温度制御器は高度な制御特性を要求され、従来の機械式温度制御器では機能的に満足できない面も生じている。

この種の要求には、トランジスタや演算增幅器を用いた電子式温度制御器が使用されるが、これら性能・価格・信頼性・量産性のいずれかに問題がある。われわれはこれらの要因を (○) 総合的に検討し、温度制御用に適したIC M54101Pと、これを用いた (○) 一連のIC化制御器を開発したので、その概要を紹介する。

UDC 621.313.333

低騒音誘導電動機「サイレントライン」シリーズ

神田昭夫・田中英晴・小吉 隆・堀内勝彦・本田 坦

三菱電機技報 Vol.48 No.5 P623~633

最近、公害問題に連れて低騒音誘導電動機の需要が増加し、また、その低騒音値に対する要求も厳しさを加えつゝあるが、今回、当社ではこれらの需要増加にかんがみ「サイレントライン」シリーズを完成した。

この「サイレントライン」シリーズは、当社の長年にわたる低騒音電動機製作実績を通じ蓄積された技術の成果であり、需要家各位の御要望に十分に応え得るものと信ずる次第である。



UDC 621.9-52:681.323

高精度2ミクロン指令用 数値制御装置

MELDAS-4200/2M

桑田 博・溝口俊雄

三菱電機技報 Vol.48 No.5 P634~638

金属機械加工の分野における省力化のない手としての数値制御工作機械の普及はめざましく、初期においては高級機械として扱かれていたが、現時点では工作機械の生産台数の全体に占める割合も大幅に増え、また幅広く利用されている。当社の数値制御装置のMELDASシリーズも勢ぞろいし、旋盤をはじめフライス盤、アシニングセンタ等で好評を博している。

本文は工作機械の一つの課題である高精度化に取組み「高精度用NC」の検討と製作を行なったので、工 (○) 作機械の加工精度に対する考え方と高精度NC、MELDAS-4200/2Mについて述べる。

UDC 628.16

オゾンによる上水処理技術

田畠則一・森 貢

三菱電機技報 Vol.48 No.5 P639~645

上水のオゾン処理は西欧諸国で実用されているが、我が国でも脱臭を目的として検討され、いよいよ実施の段階に入ってきた。我が国で実用される場合、西欧諸国とは事情が異なるために、検討すべき技術的な問題点がいくつかあった。

オゾン処理による臭気除去効果が活性炭処理にくらべてすぐれているかどうかが第一の問題であるが、この点に関しては多くの報告があり、オゾン処理の優位性が確立されたとみられるので、こでは処理技術の内で問題とされた、処理水中における硝酸性窒素の問題、水中残留オゾンの問題、排気オゾン処理の問題についてのべ、最後 (○) に処理装置をシステム的に検討する場合に最も重要な気液接触(槽)の特性についてのべる。

「三菱電機技報」アブストラクト

UDC 535.374:668.8

色素レーザの発振波長に与える溶媒効果の検討

高橋健造・草川英昭

三菱電機技報 Vol.48.No.5·P646~649

色素レーザの特長は発振波長のチューナビリティーとレーザ活性な色素の種類の豊富さにある。しかしレーザ発振の出力エネルギーを考慮するとチューニング波長域及び用いられる色素の種類は実用上かなり制限される。そこで出力エネルギーを低下させずにチューニング波長域を広げる方法として、従来の物理的方法によるチューニング法に溶媒効果を利用したチューニング法の併用を考え、その有用性について検討した。その結果色素一単一溶媒系では10~100オングストロームの範囲でレーザ発振波長域を広げることができた。

また色素一混合溶媒系では○けい光特性とレーザ発振特性を単純な相関性で表わせないことがわかった。

UDC 620.169:678.5:621.315.33

プラスチック電線の耐環境性

飯阪捷義・狩野 勇

三菱電機技報 Vol.48.No.5·P650~653

可塑剤の種類によって耐熱クラスが異なる2種類のPVC電線について、各種雰囲気中の熱劣化の研究を行った。可塑剤TOTMを含むPVCはDOPを含むものより熱処理による重量減少速度は小さい。PVC中の残存塩素量および可塑剤量の測定より、両者の重量減少への寄与の程度を調べた。

冷熱サイクル、およびフレオンガス中のPVC電線についての熱劣化試験を行った。電気的および機械的性質の経時変化特性を調べ、空気中劣化試験における場合と比較した。



UDC 621.9-52:681.323

数値制御装置シリーズ (2)

—数値制御装置のサーボ機構について(その1)—

桑田 博

三菱電機技報 Vol.48.No.5·P654~662

第1回は「NC装置の機能」について述べたが、今回及び次回で「NC装置のサーボ機構」について述べる。この「サーボ機構」はNC装置の手足となる部分で、従来種々の方式が提案され、実用化されている。したがって、この分野の技術動向の進歩は著しいものがある。



ブライン式ショーケース冷却システム

西村 正雄*・佐藤 雅彦*・半田 文雄*
保坂 征宏**・小島 照男***

Showcase Cooling System with Brine

Mitsubishi Electric Corp., Head Office

Masao Nishimura・Masahiko Satô・Fumio Handa

Mitsubishi Electric Corp., Nagasaki Works

Yukihiro Hosaka

Nihon Kentetsu Co., Ltd.

Teruo Kojima

The direct expansion type has been mostly used for the cooling of showcases. On the other hand the indirect expansion type working with brine has been employed for skate links, ice making plants dairies and chemical factories. In this connection Mitsubishi has been producing brine coolers for exclusive use arranged in one unit so as to meet the requirements in the market. The showcase cooling with brine has an advantage of making the use of exhaust heat for defrosting. It has high reliability and utility of labor saving. Recently showcases of this principle have been delivered to a large super market, Nichii, Oita branch store. The article is the introduction of these units.

1. まえがき

近年、冷凍調理食品の普及はめざましく今後一層一般家庭用の大きい伸びが予想され、更に生鮮食品についても鮮度の保持のほか衛生上、美的観点上からも、スーパーマーケット、デパートはもとより一般小売店にいたるまで、ショーケースを設置する店舗が増加している。

従来ショーケースの冷却はもっぱら直接膨張方式が採用されており、当社ではこれらのための冷凍機・ショーケースを数多く市場に出している。一方間接膨張方式（ブライン式）は、スケートリンク・製氷・冷蔵庫・乳業・化学工業等の装置に数多く採用されており、当社においてはこのための専用ブラインクーラをユニットにまとめ製品化し、各方面的期待にこたえてきた。

今度ブライン式によるショーケース冷却システムを開発し、大手スーパーの（株）ニチイ大分店に完成したのでこれを紹介する。

2. ブライン式ショーケース冷却の特長

2.1 特長

(1) 短時間のデフロスト

冷凍機の吐出ガスを熱源とした温ブラインを利用するデフロストは、短時間に確実に行うことができる。

(2) 全体装置の高信頼性

専用のブラインクーラの冷媒配管は最短で、冷媒チャージ量も最少量で工場で試運転まで済んでおり、最も効率の良い状態で冷凍機の運転が可能になり、装置全体の信頼性は高くなる。

(3) 冷凍能力を貯蔵することができる

万一の故障、停電があってもブラインに蓄冷された能力で、ショーケース・冷蔵庫の温度上昇を防ぐことができる。タンクを設置できる場合はこの特長が最大限に利用できる。

(4) 保守の省力化

もちろんブラインクーラは「ユニット形」で作業主任者は不要となり、前記の理由からも装置全体の保守の省力化に役立っている。

以上のようにいろいろな特長があるが、冷ブラインを搬送するブラインポンプの入力が熱になり、ブライン配管は直接膨張方式より太い口

径が必要となり、設備全体としては多少割高なものになるが、これらを考えに入れても十分なメリットを有するシステムと考える。なお、設計施工の際には、初期の計画段階から施工主と打合せする必要がある。

2.2 デフロスト

(1) 方法

デフロストの開始・終了の指令はタイマによって行なう。開始の指令によって三方弁が切換わり、ショーケース冷却器内の流れは冷ブラインから温ブラインになり冷却器の霜は溶け流れる。冷却器の温度が上昇して過熱防止器のセット温度に達すると、温ブラインの流れは止まり冷却器の水切りが行われる。終了の指令により三方弁が元の状態に切換わり冷却運転となる。

この方式では冷却器内部を温ブラインで加熱するので、部分的にデフロストされることはなく、冷却器全体が平均にしかも迅速に行なわれ、特にデフロストしにくいUベンド部分も完全にデフロストされ、品温の上昇も小さく済むことになる。

(2) 温ブラインの温度

短時間でデフロストするために温ブラインの適温があり、低温用で30°C、中高温用は20~25°Cが最適である。これは中高温用10分、低温用20分にデフロストタイムをセットして、この間に完全にデフロストし、かつドレンの水切りも終了させる前提で試験した結果である。

(3) デフロスト時の空気温度・品温の変化

空気温度が最高点に達したときの温度は、ヒータ方式よりもブライン方式の方がやや低目であるが大差はない。しかし高温に貯蔵品がさらされる時間はブライン式の場合の方がきわめて短く、したがって品温の上昇はヒータ方式の数分の1になる。更に旧温に復する時間もヒータ方式に比べ非常に短時間で復帰でき、貯蔵品の品質保証上からも大きなメリットになっている。

図1., 2., 表1.はデフロスト時の吹出空気温度の変化、品温最高点の温度変化を示す。

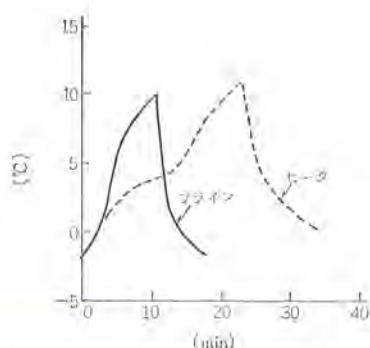


図 1. デフロスト時の吹出空気温度の変化(除霜時)
Changes of blow-out air temperature in defrosting.

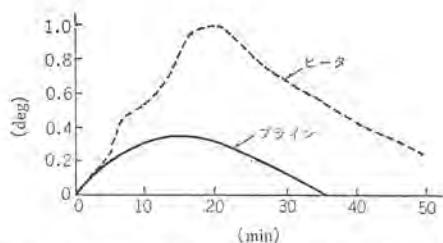


図 2. デフロスト時の品温最高点の温度変化(除霜時)
Changes of temperature when articles being at the highest temperature (defrosting).

表 1. デフロスト時の吹出空気温度の変化
Characteristic of air temperature at defrost time.

デフロスト方式	吹出空気温度の最高点	同左が 5°C 以上にある時間帯	高溫最高点の温度上昇度
ブライン方式	10°C	6分30秒	0.34 deg
ヒータ方式	11°C	11分30秒	1.0 deg

3. ショーケース

3.1 外観

すべて直膨式と同一寸法・デザインなどに変化はなく、ブライントップ方式にして庫内の照度を数段向上させることもできる。

3.2 内部機構の特異点

(1) 冷却器

ブラインではその粘性係数が異なり流体抵抗が急増するため、これを防止するためバスの分岐数を増している。また膨張弁のかわりに冷却器出入口にゲートバルブを設けている。

(2) デフロストヒータ

温ブラインによるデフロストであるので電気ヒータは取付けていない。ただし低温用ケースは底板部でのトラブルを防止するため一本だけヒータが設置されている。

(3) 過熱防止器

直膨用では低温用ケースにのみつけていたが、ブライン用ではすべてこれを使用する。庫内温度の同じケースをデフロストグループとしてまとめて制御することによりその数を少なくできる。

(4) 庫内配管のスペース

配管口径が太くなるので、庫内配管を通すため冷却室の左右壁にある配管通し部分を大きくし、施工を容易にしている。

4. ブラインクーラ (BCL, BCR, BCS シリーズ)

ブラインクーラは、独特の冷媒制御システム、Hi/Re/Li 方式を採用した全く新しいタイプのブラインクーラで、BCL シリーズはブライン出口温度 $-20^{\circ}\text{C} \sim 4^{\circ}\text{C}$ の範囲で、BCR シリーズは、ブライン出口温度 $-35^{\circ}\text{C} \sim$

-15°C の範囲で、BCS シリーズはブライン出口温度 $-60^{\circ}\text{C} \sim -20^{\circ}\text{C}$ の範囲で使用できる。

特長はつきのとおりである。

(1) ブライン専用ユニット

ブラインとしては、エチレングリコール、プロピレングリコール、塩化カルシウムおよび R-11 を使用することができる。

(2) Hi/Re/Li システム⁽¹⁾

これにより低温運転での冷却効率 100% を実現し、さらにいかなる温度においても全く安定した運転ができる。

(3) メンテナンスフリー

密閉圧縮機・乾式冷却器を採用しているので、油チャージや軸封装置、電動機の保守などめんどうなメンテナンスからいっさい開放される。

(4) 全自動、作業主任者不要

押しボタンスイッチを押すだけで起動し、あとは各種制御装置により全自動運転を行う。また全機種とも作業主任者不要である。

(5) 完備した保護装置

ユニット形として必要な保護装置はもちろんのこと、電動機巻線、温度保護サーモ、吐出ガス温度保護サーモ、水銀式過電流リレーなどあらゆる保護装置を完備している。

(6) 小形・軽量・据付が容易

冷却器回りの熱絶縁・冷媒チャージ・冷凍機油のチャージまですべて工場で済ませている。したがって、現場における据付工事は、水配管、ブライン配管と電源接続だけである。

なお、本文ではシリーズ各機種の仕様等は省略する。

5. (株)ニチイ大分店納入ブライン式ショーケース 冷却設備

前述の特長が認められブライン方式が採用された。以下に本設備の概要を記す。

5.1 概要

(1) 設置場所： 大分市中央町 2-3 (株)ニチイ大分ショッピングデパート

(2) 食品売場： 地下 1 階 $1,500 \text{ m}^2$

(3) 運転開始： 昭和 48 年 9 月 28 日

図 3. は、地下 1 階食品売場の配置を示す。

5.2 主要設備機器

(1) ショーケース

(i) 低温用： ADV 形多段ケース × 6 台、KC 形平形ケース × 1 台

(ii) 中高温用： ACU 形ケース × 10 台、AD 形多段ケース × 33 台、ADR 形ロールインケース × 2 台、KC 形平形ケース × 2 台、SM 形対面ケース × 2 台、SF 形ケース × 1 台

(iii) 非冷用： ACU 形ケース × 3 台

(iv) 柱前用： ACU 形ケース × 3 台、AD 形ケース × 8 台

以上合計 71 台、図 4.、5. は設置されたショーケースを示す。図 6. はショーケース内ブライン配管を示す。

(2) 冷凍冷蔵庫(本設備もブライン式冷却である)

(i) 冷凍庫： 庫内温度 -25°C 、 6.6 m^2 (2 坪) アルミ製プレハブ冷凍庫 × 1 基、 4.3 m^2 (1.5 坪) ステンレス製プレハブ冷凍庫 × 1 基、 12 m^2 (3.6 坪) アルミ製プレハブ冷凍庫 × 1 基

(ii) 冷蔵庫： 庫内温度 0°C 、 20 m^2 (6 坪) アルミ製プレハブ冷蔵庫

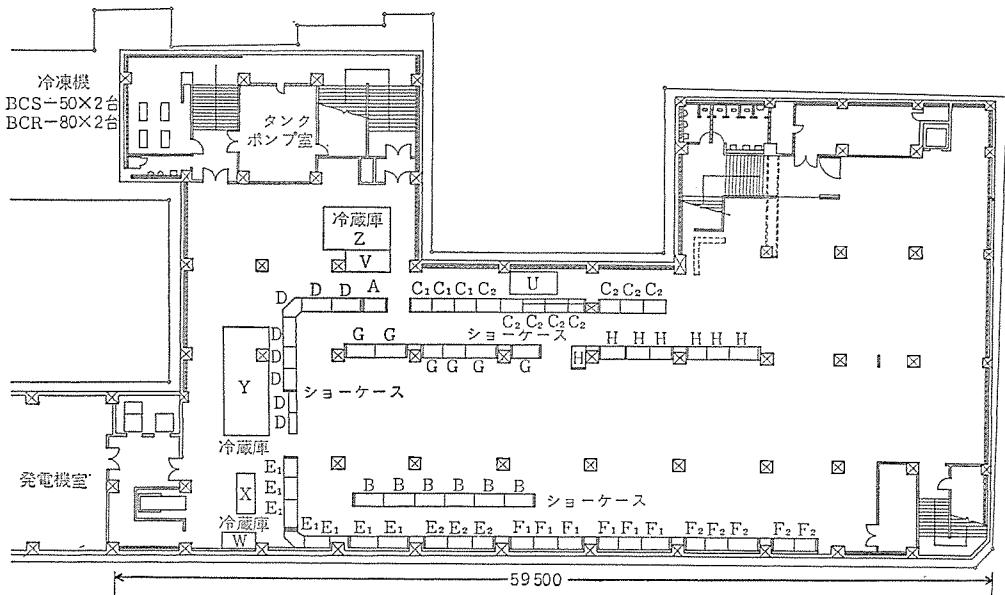


図 3. 全体ショーケース配置図

Showcases layout.

記号	用 途	デフロスト回数 (回/day)
A	冷凍加工肉ショーケース	4
B	一般冷凍食品ショーケース	4
C ₁	一般食品ショーケース	
C ₂	野菜用ショーケース	6
D	精肉用ショーケース	6
E ₁	鮮魚用ショーケース	
E ₂	塩干物ショーケース	6
F ₁	乳製品ショーケース	6
F ₂	菓子類ショーケース	
G	加工食品ショーケース	6
H	青果用ショーケース	6
U	一般冷凍食品:冷凍庫	2
V	冷凍肉:冷凍庫	2
W	冷凍魚:冷凍庫	1
X	鮮魚用冷蔵庫	1
Y	精肉用冷蔵庫	2
Z	青果・野菜用冷蔵庫	4



図 4. ショーケース配置
Arrangement of showcases.



図 5. ショーケース配置
Arrangement of showcases.

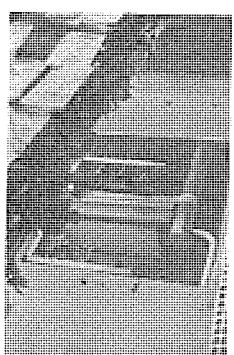


図 6. ショーケース内 ブライン
配管
Brine piping in show-
cases.

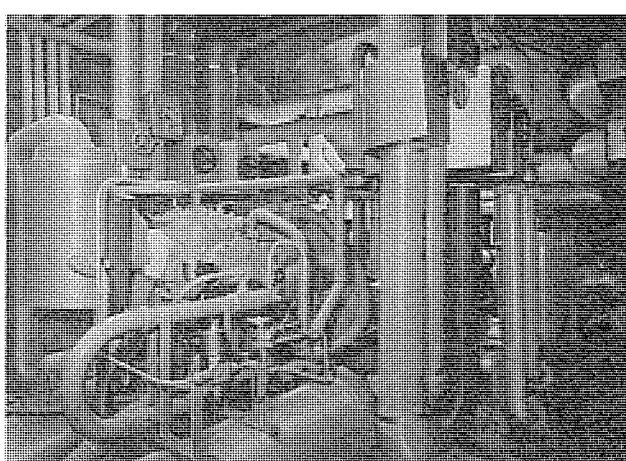


図 7. 機械室内 ブラインクーラ
Brine cooler.

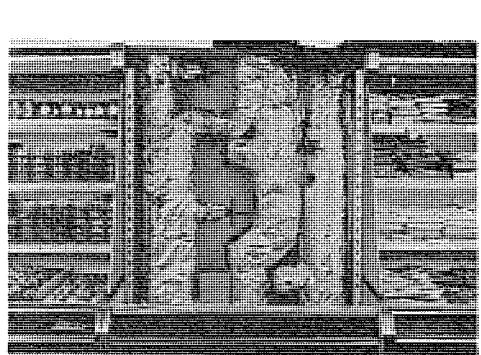


図 8. 三方切換弁
Three way valves.

× 1基, 6.6 m² (2坪) ステンレス製 プレハブ 冷蔵庫× 1基, 30 m² (9坪) 築造冷蔵庫× 1室

(3) ブラインクーラ

- (i) 低温用: BCS-50 (37 kW) × 2 台
 (ii) 中高温用: BCR-80 (60 kW) × 2 台 (温 ブライン 热交換器
 付)

図 7. は、設置された ブラインクーラ を示す。

(4) 冷却塔

HT-125 C形 125冷却トレイ×1基

(5) ポーツ類

- (i) 冷却水: 125 SGM 形 $11\text{ kW} \times 2$ 台 (1 台予備)
 (ii) 低温ゴリヤー, 循環用: 100 SEM 形 $5.5\text{ kW} \times 2$ 台 (1 台)

予備)

- (iii) 低温ブライン送液用: 100 MS II M 形 22 kW × 2 台 (1 台予備)
- (iv) 中高温ブライン循環用: 100 SFM 形 7.5 kW × 2 台 (1 台予備)
- (v) 中高温ブライン送液用: 100 SGM 形 15 kW × 2 台 (1 台予備)
- (vi) 温ブライン循環: 50 LPD 63.7 形 3.7 kW × 2 台 (1 台予備)
- (vii) 温ブライン送液: 50 LPD 62.2 形 2.2 kW × 2 台 (1 台予備)

(6) ブラインタンク

- (i) 低温用: 7 m³ タンク, 鋼板製
- (ii) 中高温用: 27 m³, 鋼板製
- (iii) 温ブライン用: 3.5 m³, 鋼板製

(7) 制御・監視盤

- (i) 起動制御盤: 3 連 1 面
- (ii) 遠隔監視盤: 1 面
- (iii) ショーケース照明盤: 1 面
- (iv) デフロスト制御盤: 1 面

(8) 三方切換弁

電動式 L ポート・ポールバルブ: 25 A ~ 100 A 計 28 個, 図 8. は, 壁面に設置された三方弁を示す。

(9) 使用ブライン

塩化カルシウム 30 W % 水溶液, 凍結点 -55°C。

5.3 負荷計算と冷凍機選定

(1) 負荷計算

中高温系統・低温系統の 2 系統について負荷計算した。本設備の負荷の項目は次の通り。

- (i) ショーケース冷却負荷 (負荷率を昼間 0.8, 夜間 0.6 とした)
- (ii) 冷凍・冷蔵庫負荷
- (iii) タンク・配管からの漏れ負荷
- (iv) ポンプの発生熱負荷
- (v) ホットブライン再冷却負荷

(2) 機種選定

上記負荷に対応するブラインクーラ仕様は下記の通り。

(i) 低温ブラインクーラ: BCS-50 × 2 台, ブライン出口設計温度 -38°C, 冷却水出口設計温度 +35°C, 使用冷媒 R-502, 電動機 37 kW, 冷凍能力 31,500 kcal/h

(ii) 中高温ブラインクーラ: BCR-80 × 2 台, ブライン出口設計温度 -15°C, 冷却水出口設計温度 +35°C, 使用冷媒 R-502, 電動機 60 kW, 冷凍能力 76,500 kcal/h

(3) ブラインタンク容量の決定及びバックアップ対策

タンク容量は次の基準によって決定した。

(a) 中高温ブラインタンク容量

中高温用ブラインクーラ 2 台のうち 1 台が 3 時間停止しても、ブライン温度の上昇で品物に影響を与えない範囲であり、且つブラインクーラの圧縮機入力が電動機容量を上回らないこと。

(b) 低温ブライン系統 バックアップ

低温用ブラインクーラ 2 台のうち 1 台が故障停止した場合は、中高温用ブラインクーラ 1 台を配管切換により低温用に充当し、タンク容量については、上記(a)の条件は考慮していない。

(c) 温ブラインタンク容量

温ブラインの設計保持温度 (+30°C) でデフロストを行ない、デフロスト終了時でもその温度が +20°C を下回らないこと。

5.4 設計施工で注意した事項

設計施工で重点的に注意した事項は次の通りである。

(1) ブラインの選定

有機質ブラインは低温下での粘性が急増しポンプ動力が過大になる。腐食性に難点があるが塩化カルシウムブラインを採用した。防食添加剤としては正和工業のチヒロ P-111 を投入した。又開口部は密封し吸湿による濃度低下のないようにした。

(2) 三方弁の選定

三方弁の略仕様は次の通りである。

- (i) 弁形式: ポール弁
- (ii) ポート形式: L ポート
- (iii) ポートサイズ: 25 φ ~ 100 φ
- (iv) 切換角度: 90°
- (v) 駆動方式: 電動
- (vi) 切換時間: 9 ~ 19 秒

(vii) 弁本体材質: 中高温用 = FC-25, 低温用 = SCS 14

(3) ブライン主管位置と空気抜き

ブライン主管は、空気抜きおよび保守管理の面から床面 ピット 内配管が望ましいが、本設備は建築構造その他の理由から天井内配管となつた。配管中の空気たまりは流路抵抗を増すのみか、振動、騒音を発生し更には腐食の促進にもなる。したがって配管の鳥居部分にはすべて空気抜きを設けることは当然として、ブライン充てん前の水張り時には空気たまりのないよう行った。

(4) バックアップ対策

次のようなバックアップ対策を採用した。

- (i) 低温用ブラインクーラが 1 台停止しても、配管切換により中高温用ブラインクーラ 1 台を充当させる。
- (ii) 中高温ブラインクーラが 1 台停止しても、タンクの蓄熱により 3 時間温度保持ができる。
- (iii) ポンプはすべて予備を用いた。
- (iv) 各電磁弁・電動弁の前後には弁を設け、部分的補修ができるようにした。

6. む す び

ブライン式によるショーケース冷却設備について紹介したが、本文の執筆にあたり、(株)ニチイ西日本本部および工事関係者にご協力をいただいたことを厚くお礼申しあげる。

参 考 文 献

- (1) 大門, 保坂, 谷本: 三菱 Hi/Re/Li ブラインクーラ, 三菱電機技報 44, No. 4 (昭 45)

PAH 形 エアソース ヒートポンプ パッケージ

八尋 裕一*・横山 誠志*

Air Source Packaged Heat pump Air Conditioners

Nagasaki Works Yuichi Yahiro・Seishi Yokoyama

Air conditioners working on the principle of heat pumps have made great advance recently. Of them those using air source heat pumps are predominant and many types have been on the market.

Mitsubishi has made public medium capacity packaged air conditioners of direct blow type (type GAH). In the wake of this series large capacity units of exclusive use for duct setup system (type PAH) have been developed. The type PAH is what is called a remote condenser type, comprising three models of PAH-20, 30 and 40 in a series. This article introduces the specifications and performance of them.

1. まえがき

エアソース(空気熱源)ヒートポンプユニットが空調の主流として改めて見直され、その伸長が大いに期待されるようになってきたことは、一つには環境改善意識の高まりによるものといえよう。今日公害の恐ろしさは光化学スモッグをはじめとする大気汚染や水質汚濁など、さまざまな形で我々も日常身をもって感じているだけに、熱源を空気に求め、特に暖房時公害を出さない、公害に犯されない空調方式として空気熱源ヒートポンプが高く評価されるようになったのも、当然の成行きであろう。

当社ではこのたび冷媒回路にHi/Re/Liシステムを採用した、エアソースヒートポンプパッケージPAH形シリーズを開発したので、その仕様、

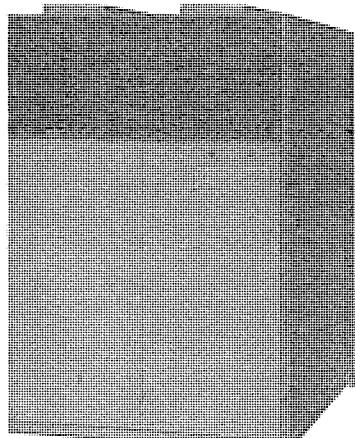


図1. 室内ユニットPAH形
Indoor unit type PAH.

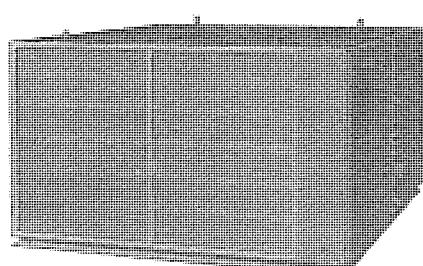


図2. 室外ユニットPVH形
Outdoor unit type PVH.

構造および性能について概要を紹介する。

図1., 図2.に室内ユニットPAH形、室外ユニットPVH形の外観を示す。

2. エアソースヒートポンプパッケージPAH形

PAH形は室内ユニットPAH形と室外ユニットPVH形の二つのユニットから成り、室内ユニットには圧縮機、室内コイル、室内ファン、ファンモータ、アクチュレータおよび制御盤が収納され、室外ユニットには室外コイルおよび室外ファンが取付けられている分離形のヒートポンプパッケージで、いわゆる「リモートコンデンサタイプ」であり、この室内外ユニットを冷媒配管(現地工事)で結んで完成する。

室内ユニットは専用の機械室に据付けられ、冷風・温風はダクトにより各部屋に送風される「ダクト専用形」である。水冷式パッケージの代りにこのPAH形が使用される場合のことも考え、ユニットの外形寸法、ダクトの接続方向、サービス面などについては水冷式とほぼ同じになるように設計してある。

室内ユニットはビルの屋上などに設置されることが多いので、屋上の基礎の強度も考え軽量化を計っている。また屋外に設置されるユニットであるから防じょう(錆)塗装を施し、さびの発生のないようしている。

2.1 特長

- (1) 公害を出さず、公害の影響を受けない。
- (i) 空気を熱源としているのでボイラによる暖房のような大気汚染がない。
- (ii) 水冷式エアコンにおけるコンデンサチューブパンクなど大気中の亜硫酸ガスなどによる公害の影響を受けない。

(2) 建築スペースの有効利用

水冷式エアコン、ボイラの組合せと比較すると、ボイラ室、燃料タンク、油配管および煙突などのスペースは不用であり、建築スペースの有効利用ができる。

(3) 独特の冷媒回路

冷媒回路には当社独自のHi/Re/Liシステムを採用し、安定運転を計っている。

(4) 逆サイクルによる自動霜取り

- (i) 大形四方切換弁、マニホールドチェック弁の組合せにより逆サイクル自動霜取り(ホットガスリバース)をおこない、霜取りは短時間で完

了する。

(ii) ディアイサー(霜取りサーモ)により霜を感知し、自動的に霜取り運転をおこない、霜取りが完了すると自動的にディアイサーが復帰して暖房運転に戻る。

(5) 冷房・暖房の切換え

自動大形四方切換弁の使用により冷房・暖房の切換えは、スイッチの操作で簡単におこなえる。

(6) 保護・制御装置の完備

高低圧圧力開閉器・過電流継電器・溶せん(栓)・吐出ガス温度サーモなどの保護装置、また容量制御用ボディサーモ、ファンコントロールスイッチ(冷房・暖房回路とも)、ディアイサーなどの制御装置を完備している。

(7) 小形・軽量

室内ユニット・室外ユニットとも必要な機器をコンパクトにまとめた小

表 1. 仕様一覧表
List of specification.

項目		形名		
性能	冷房能力	kcal/h	PAH-20	PAH-30
	暖房能力	kcal/h	43,000/48,000	64,500/72,000
	容量制御	%	50,000/55,000	75,000/82,000
電源		三相、200V・50Hz/220V・60Hz		
室内ユニット	形名	PAH-20 PAH-30 PAH-40		
	高さ	mm	1850	1850
	幅	mm	1440	1780
	奥行	mm	1190	1290
	塗装色	マニセル5YR 8/0.5、マニセル10B 5/8のツートンカラー		
	形式×台数	密閉形×1		
	形名	MX-4	MX-6	MX-8
	電動機容量	kW	14/15	20.5/22
	冷凍機油	スニソ 4 GS		
	冷媒種類	R-22(現地チャージ)		
室外ユニット	制御	Hi/Re/Li システム		
	室内コイル形式	プレートフィン式		
	形式×台数	シロッコファン×2		
	風量	m³/min	180	270
	機外静圧	mm/Hg	25	25
	電動機容量	kW	3.7	5.5
	風量範囲	m³/min	160-240/ 180-240	240-350/ 270-350
	エアフィルタ	サラン(ハニカム織)		
	温度調節器	付属		
	騒音	ホン(A)	71/72	72/73
室外ユニット	製品重量	kg	1,150	1,300
	形名	PVH-20 PVH-30 PVH-40		
	高さ	mm	1,145	1,563
	幅	mm	2,235	2,278
	奥行	mm	1,360	1,736
	塗装色	マニセルN 5.5		
	室外コイル形式	プレートフィン式		
	形式×台数	有圧換気扇×8	有圧換気扇×5	有圧換気扇×6
	風量	m³/min	340/400	585/685
	電動機容量	kW	0.1×8台	0.4×5台
製品重量	霜取方式	逆サイクル(ホットガスリバース)		
	騒音	ホン(A)	60/64	71/74
	製品重量	kW	550	650
	製品重量	kg	1,500	1,736

形・軽量のユニットである。

2.2 仕様

PAH形の概略仕様を表1.に示す。

(i) 冷房能力は吸込空気 DB=27°C, WB=19.5°C および外気温 DB=35°C のときを示す。

(ii) 暖房能力は吸込空気 DB=21°C および外気温 DB=7°C, WB=6°C のときを示す。

(iii) 騒音はユニットから 1m 離れて、1.5m 高さの点の騒音を示す。

また標準仕様のほかに次の機器の取付也可能である。

(i) Y-△起動器(圧縮機のみ)

(ii) 補助電熱器: PAH-20 (20 kW), PAH-30 (30 kW), PAH-40 (40 kW)

(iii) 蒸気加湿器

(iv) ベーパーパン (8 kW)

(v) 風量・静圧変更部品

(vi) 蒸気加湿器

(vii) ベーパーパン (8 kW)

(viii) 風量・静圧変更部品

2.3 主要構成機器

(1) 圧縮機

密閉形圧縮機として長年の実績を持つMX形圧縮機を使用している。また保護装置として吐出ガス温度サーモを取付け、吐出ガス温度の異常上昇を防止している。

(2) 室内コイル

プレートフィン式熱交換器であるがアルミフィンには波形フィンを採用し、また暖房運転時の性能アップのためサブクールコイル部分を設けている。

(3) 室内ファン

空調用として定評のあるKA形シロッコファンを2台組んでいる。標準風量・静圧は仕様書の通りであるが、仕様表の風量範囲内で変更可能である。

(4) 四方切換弁

冷暖切換えに使用する四方切換弁は15 kW以上の大型ヒートポンプ用として開発したもので、ボルト弁をバルブアクチュエータで切換える構造のもので弁口径が大きく、圧力損失は非常に小さい。

(5) 室外コイル

プレートフィン式熱交換器を採用している。



図3. 四方切換弁
4 way reversing valve.

(6) 室外 ファン

有圧換気扇を複数台数使用しているが、安定運転を図るためにファンコントロールスイッチによるアンロード運転回路を備えるようにした。

(i) 冷房時——中間期や夜間の外気温の低下や降雨などにより凝縮圧力が異常に低下し、膨張弁の作動が不安定になるのを防止するため高圧圧力を検出してファンのアンロードをおこなう。

(ii) 暖房時——中間期など外気温が高い場合、蒸発圧力が異常に上昇し圧縮機がオーバーロードするのを防止するため低圧圧力を検出

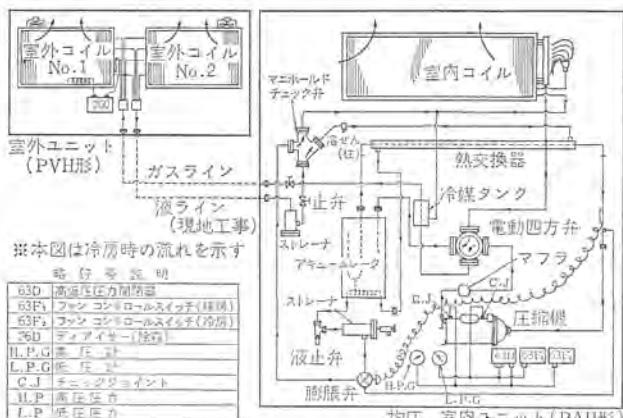


図 4. エアソースヒートポンプパッケージ PAH 形 冷媒系統図
Refrigerant system diagram of air source packaged heat pump.

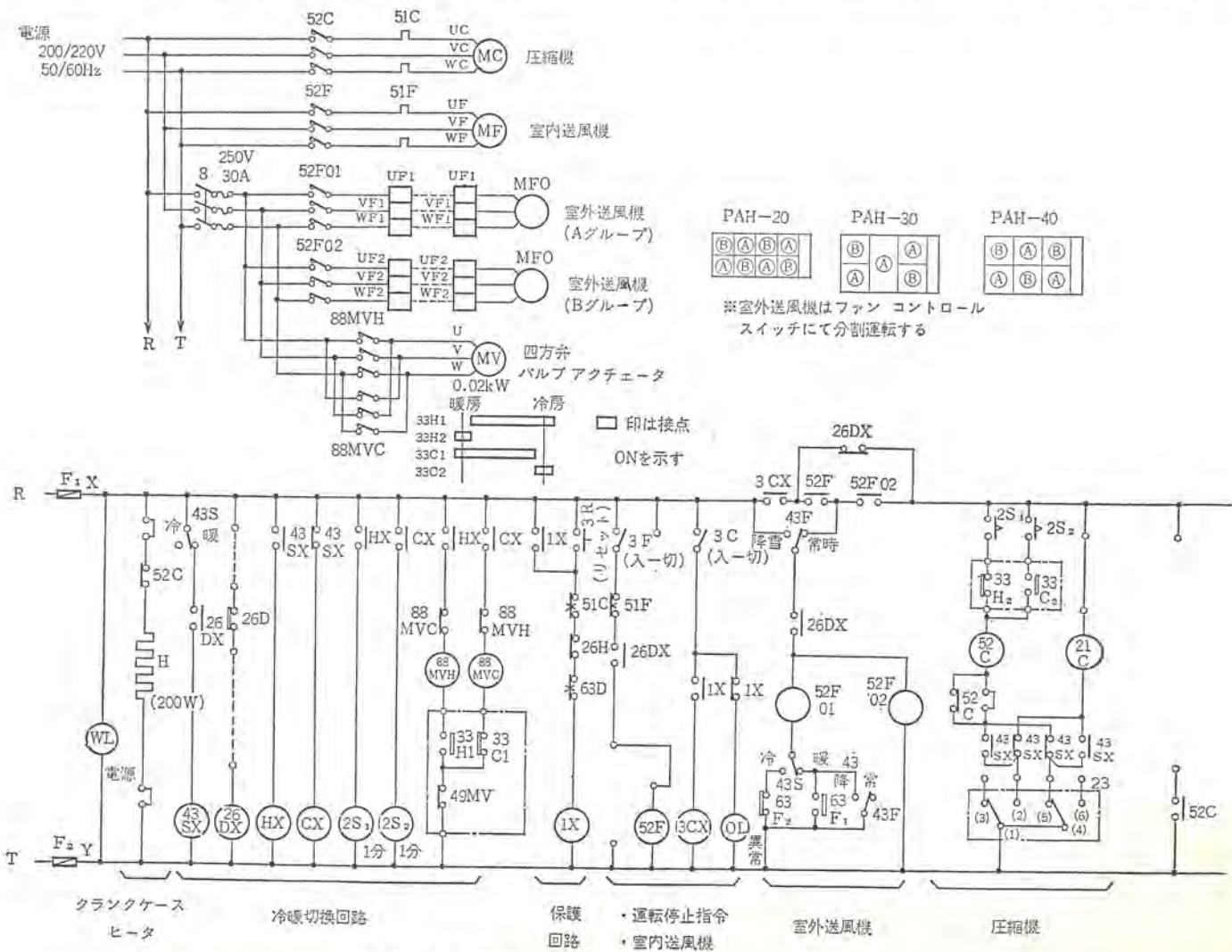


図 5. 電気結線図
Electrical connection diagram.

してアンロードをおこなう。

また暖房シーズンにおいてユニットの停止中に室外 ファンの上に積雪して氷結を起し、次の再起動の際トラブルのないように、降雪時はファンを連続運転させる切換スイッチ(手動)を設けている。

2.4 冷媒系統

図 4. に PAH の冷媒系統を示す(冷房回路)。室内 ユニットと室外 ユニットを結ぶ配管(破線)は現地工事を示す。

2.5 電気回路

図 5. に PAH の電気結線図を示す。

2.6 性能

(1) 冷房・暖房能力

空気熱源ヒートポンプは、本質的に冷房・暖房能力が外気温により大きく左右されることは避けられない。

空気に放熱する冷房運転時は外気温度が高くなるにつれて能力はダウンし、空気から採熱する暖房運転時は外気温が低くなると能力は低下する。特に暖房時、室外コイルへの着霜現象がおこり能力をさらに低下させる。

寒冷地で用いるユニットの容量選定に当っては、この点を十分に注意する必要がある。場合によっては電熱器を設置し、暖房能力不足の際の補助とすることも必要である。

図 6. に PAH-20 を例として暖房能力と外気温の関係を示す。また分離して据付けられた室内外ユニットを結ぶ冷媒配管の長さ、ヘッド

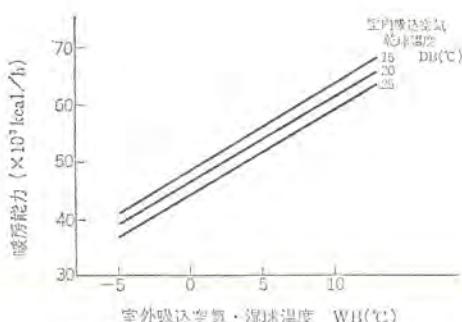


図 6. PAH-20 暖房能力線図 (60 Hz)
Heating capacity curves of PAH-20.

(注)室内空気 DB=21°C
室外空気 DB=-1°C, WB=-2°C
のときの霜取り運転を示す
①吐出ガス温度
②直面熱ヘッドカバー温度
③熱受部温度
④油温
⑤アキュムレータ流入温度
⑥アキュムレータ流出温度
⑦吸込ガス温度
⑧アキュムレータガス流入温度

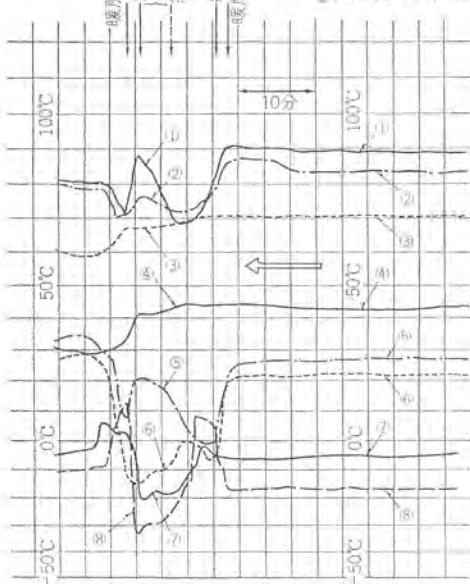


図 7. 霜取り運転データ
Defrosting operation data.

により、特に暖房能力は減少することもあるので注意を要する。

(2) 室内 ファン

室内 ファンの風量については水冷式 パッケージエアコンと異なり、一定範囲内に保つ必要がある。

すなわち風量を最低風量以下に下げるとき冷房時蒸発温度が低下し、室内コイルに霜付きをおこす危険性がある。また風量低下は特に暖房時に影響が大きく、凝縮圧力が上がり高圧スイッチが作動し円滑な運転が望めない。暖房の中間期など外気温の高いときには高圧スイッチが作動することが多くなる。

また逆に風量の増加は冷房運転時蒸発温度が上がり、圧縮機がオーバード することがある。

したがって PAH については室内 ファンの風量範囲内にて設備設計・マクタ 設計を実施することが必要である。(仕様表参照のこと)

(3) 霜取り

暖房運転時、室外コイルに付着した霜を除去するのに種々の方法

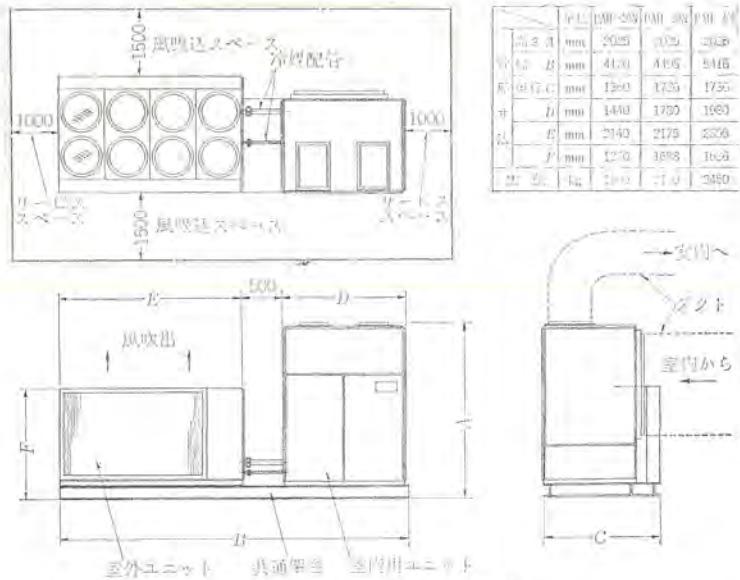


図 8. ワンユニットタイプ PAH 外形図
Outline drawing of one unit type PAH.

が考えられているが、PAH では「逆サイクル方式」を採用している。

この方式の場合、問題となるのは室内 ユニットから「冷風」が吹出することである。ルームエアコンディショナなどでは、JIS C 9612 に「吹出空気の温度が、18°C 以下になるときが 1 分以上続いているならない。」と冷風の吹出しが避けるように規定されている。

大容量の ユニットにあっても例外ではなく、これを防止するため補助電熱器などを組込み昇温して吹出することも実施されている。

PAH では霜取り運転中室内 ファンを停止する方法を採用した。また同時に霜取り時間を短縮するため室外 ファンも停止させる。これにより、条件によって異なるが PAH の霜取りは約 10 分以内に完了することを確認している。もちろん室内への冷風の吹出しあはない。

図 7. に霜取り運転時の冷媒回路各部の温度変化例を示す。

3. ワンユニットタイプ PAH

以上述べた PAH 形は分離形であり、性能・品質の確保のため冷媒配管など設備工事に多くの注意を払う必要があるが、冷媒系統はすべて工場にて完成した「ワンユニットタイプ PAH」も発表している。

室内 ユニット PAH と室外 ユニット PVH を共通架台に乗せ、それぞのユニットを最短の冷媒配管で接続したので、これを屋上に据付けるだけでよい。(仕様は表 1. に同じ)

ただし、屋上の室内用 ユニットまでのマクタ工事の実施が必要である。この ワンユニットタイプ PAH の外観を図 8. に示す。

4. むすび

エアソースヒートポンプ パッケージ PAH 形について概略紹介したが、PAH を支障なく運転し、十分に性能を発揮するには設備工事に負うところが多いので、関係のかたがたのご理解とご協力をお願いしたい。

エアハンドリングユニット

淵田 静男*・太田 武俊*

Air Handling Units

Nagasaki Works

Shizuo Fuchida・Taketoshi Ota

With the development of economy agreeable living condition or working environment is required. This brings about much demand for air handling units lately. On the other hand from the viewpoint of installation space more compact and much higher performance become the requisite for the air handling unit.

Mitsubishi has now completed now compact type series in the place of two conventional types of vertical and horizontal installations by putting them into one set. Their merits, construction and performance are described herein.

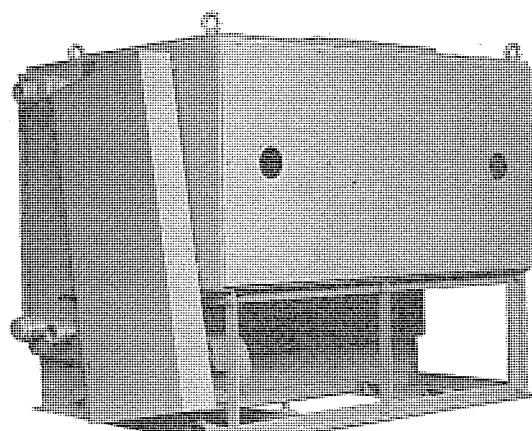


図 1. エアハンドリングユニット外観 (AD 200 S)
Exterior view of air handling unit (AD 200 S).

1. まえがき

経済の発展に伴って、快適な生活環境や作業環境が要求され、空調機器の需要は非常に多くなってきた。他方、据付スペースの面から、よりコンパクトで高性能な空調機器が要求されるようになった。

このたび、当社では単一ダクト方式や各階ユニット方式等に使用するエアハンドリングユニットとして新形シリーズを完成した。

エアハンドリングユニットは、主要構成部品である送風機と熱交換器の大きさがユニットの大きさを左右する大きな要因となるので、新形シリーズでは、その小形化と性能の向上に留意し、従来の縦形・横形二つのタイプを、全く新しいコンパクトな一つのタイプにまとめたものである。

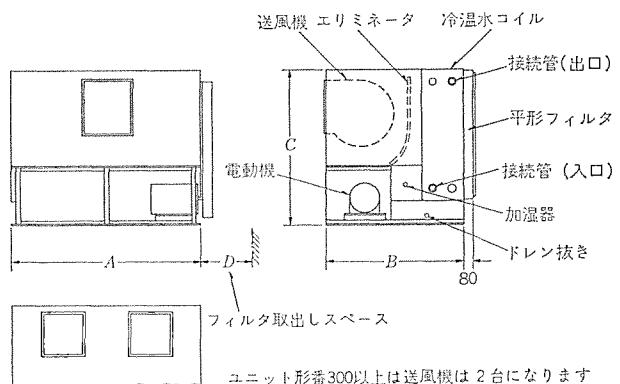
2. 特長

(1) 小形軽量

従来の縦形・横形をコンパクトな新しいタイプに統一した。据付面積は従来の横形に比べて約50%(当社比)減少し、従来の縦形と同程度となり、高さは従来の縦形と比べて約40%(当社比)低く、従来の横形と同程度になった。重量は従来機に比べて約20%軽減した。

(2) 高性能の熱交換器

冷却コイルおよび加熱コイルは当社独特の波形みぞ付きフィンを使



ユニット形番	A	B	C	D	冷温水出入口
50	850	970	1,000	850	1-1/2B
70	850	970	1,000	850	2B
100	1,150	970	1,000	650	2B
150	1,300	1,120	1,250	700	2B
200	1,550	1,120	1,250	600	2-1/2B
300	2,050	1,120	1,250	600	2-1/2B
400	2,550	1,120	1,250	600	2-1/2B
500	2,550	1,200	1,380	600	3B
650	2,650	1,300	1,840	600	2-1/2B 2-1/2B
800	2,850	1,400	2,145	650	2-1/2B 2-1/2B

図 2. 外形寸法
Outline dimensions of air handling units.

用し熱伝達率を高めている。フィンに波形みぞをつけることにより、

(a) 空気流に乱流作用を生じさせ、フィン表面の境界層をはく離させて熱伝達率を高める。

(b) 銅管の下流死角に相当する部分は空気が停滞しやすい。この気流の停滞を防ぎ、フィン表面を効率よく活用し熱交換が有効に行なわれる。

(c) 冷却の場合、空気中の水分除去に対してはフラットフィンよりも効果が大きい。すなわち表面のぬれによる伝熱効果の上昇が大きい。

などのメリットが得られ、フラットフィンに比べ管外熱伝達率は12%以上増加する。

(3) 高性能送風機

送風機はすべて両吸込のシロッコファンを使用し、しかも十分なバランス調整を行なってるので運転音は静かである。この送風機は空調用として特に設計したもので、静圧効率は最高60%に達するものである。

(4) フリーな配置

ファンの吐出方向は上部水平吐出し、上向後方吐出し、上向前方吐出しの3通り自由にセットすることができ、配管方向、フィルタ取出方向、電動機位置は各々吸込側より見て、右、左どちらに配置してもよい。

(5) 保守点検が簡単

ファンセクションの正面パネルに透明な窓がついているのでユニット内部の様子は一目でわかる。さらに正面パネルは取外しが簡単な構造であり、パネルを外せば内部部品は手の届く範囲にあり保守点検が非常に簡単である。

3. 構造

3.1 送風機

両吸込シロッコファンを形番50~200までは1台、形番300~800までは2台組込みVベルトで駆動しており、形番300~800は中間にカップリングを設けている。軸受は自動調心形の無給油式ピローブロックを採用しているので保守が簡単である。

3.2 熱交換器

冷温水コイル、蒸気コイル共特殊の波形みぞ付きフィンを使用し、小形高性能の熱交換器である。冷温水コイルは冷水・温水が兼用でき6列、8列が標準である。暖房に蒸気を使用する場合は、蒸気コイルを追加することができ2列を標準としている。

3.3 エアフィルタ

エアフィルタはろ(濾)材を気流方向に対して直角に取付けた平形フィルタと、傾斜させて取付けた傾斜形フィルタがあり、平形フィルタを標準としている。平形フィルタはろ材に標準としてサランハニカム繊を使用し、フィルタわくカバーの上下2カ所のビスを緩めるだけで簡単に取外しができ、洗浄することにより再生使用できる。傾斜形フィルタはろ材に合成繊維の密度こう(勾)配形を使用し、集じん(塵)効

率を高めている。

3.4 加湿器

钢管にノズルを数個取付け、温水を噴霧する水スプレー形と钢管に多数の穴を明けその穴より蒸気を噴出する蒸気スプレー形の2種類が標準としてある。

3.5 エリミネータ

加湿器に水スプレーを使用する場合および蒸気コイルを使用しない場合は、空気中の水滴除去のためにエリミネータを設ける。エリミネータは合成繊維を使用し、弓状にわん曲させて除去した水滴を確実にドレンパンに落している。

3.6 内部絶縁およびシール

ユニットの内面は表面処理されたグラスウールにより十分熱絶縁され、かつ防音効果も得ている。表面処理はグラスウールの飛散を防ぎ、水滴の侵入を防ぐのに効果的である。パネル周囲は独立気ほう(泡)のネオプレンゴムスポンジにより空気漏れ、水漏れのない構造としている。

4. 仕様および性能

表1. は新形エアハンドリングユニットの標準仕様を示す。風量範囲は

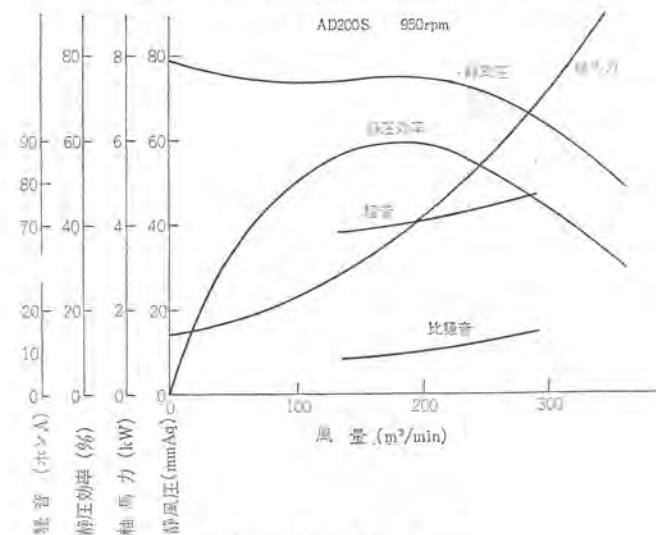


図3. 送風機特性曲線
Fan performance curves.

表1. 標準仕様
Standard specification.

項目	ユニット形番	50	70	100	150	200	300	400	500	650	800
各別コイル	冷房 (kcal/h)	17,500	28,500	46,500	70,000	100,000	138,000	180,000	225,000	297,000	360,000
能力	暖房 (kcal/h)	23,500	38,200	62,300	93,800	134,000	188,000	242,000	303,000	399,000	485,000
送風機	形式 多翼形	KA 6092 #1 #2	KA 6122 #2	KA 6121 #2	KA 6189 #3	KA 6188 #3	KA 6151×2 #2 #3	KA 6189×2 #3	KA 6208×2 #3 #3	KA 6228×2 #3 #3	KA 6248×2 #4
	風量 (m³/min)	46	74	108	157	223	310	395	495	660	790
	横外静圧 (mmHg)	10	25	50	50	40	45	50	50	50	50
電動機	出力 (kW)	0.75	1.5	3.7	5.5	5.5	7.5	11	15	18.5	22
	形式 電圧	SB-E 4P 200V 50/60Hz									
冷温水コイル	正面寸法 (mm)	381×640	609×640	609×940	761×1,090	913×1,290	913×1,790	913×2,290	1,141×2,290	1,522×2,290	1,826×2,290
	正面面積 (m²)	0.244	0.320	0.572	0.829	1.178	1.634	2.091	2.613	3.485	4.182
	出入口配管	1 1/2 B	2 B	2 B	2 B	2 1/2 B	2 1/2 B	2 1/2 B	3 B	2 1/2 B 2 1/2 B	2 1/2 B 2 1/2 B
	冷水量 (l/min)	58	95	155	233	333	460	600	750	990	1,200
	水頭損失 (m水柱)	0.5	0.6	1.5	2	3	6	11	11	11	11
エアフィルタ		形式平形 サランハニカム繊									
加湿器		水スプレー									
塗装色		マニセル N 5.5 (半つや消し)									
重量 (kg)		250	300	370	550	650	900	1,050	1,250	1,600	1,900

注) 1. 冷房能力=標準風量 吸込空気 DB 27°C WB 21°C 冷水温度入口 7°C 出口 12°C の場合
2. 暖房能力=標準風量 吸込空気 DB 15°C 湿水温度 入口 60°C 出口 50°C の場合

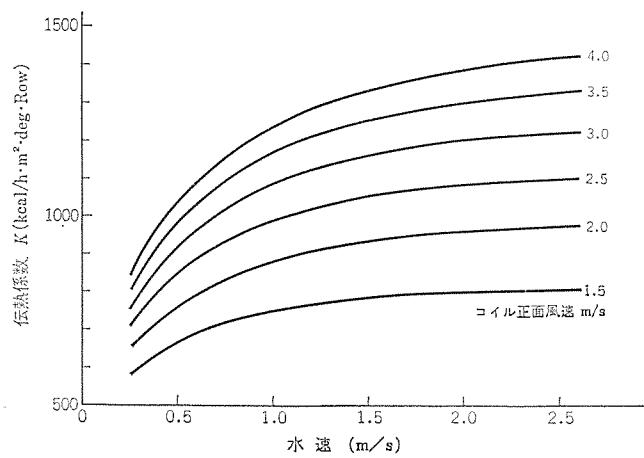


図 4. 冷温水コイルに対する顯熱の伝熱係数
Coefficient of sensible heat transfer for water coils.

35~930 m³/min でその間を 10 形番でカバーしている。送風機静圧は 90 mmAq まで得ることができる。標準仕様の場合、冷房能力は 5~120 トン(米)である。以下送風機および熱交換器の性能について述べる。

(1) 送風機

新形シリーズでは送風機を小形化するため、数多くの比較試験をし羽根車、ケーシング、のぞ板を決定した。一例として図 3. に AD 200 S 用の送風機特性曲線を示す。性能は良好で静圧効率は最高 60 % に達し、騒音は比騒音で最低 9 ポン (A) と低い。この送風機をユニットに組込んだ場合、騒音は約 3~4 ポン (A) 低下した。

(2) 热交換器

冷温水コイルはフィンに当社独特の波形みぞを付けて伝熱効果を上げている。冷温水コイルの能力はコイルの列数、正面面積、正面風速、吸込空気条件、水温、水速等によって変化し、一般に次の式が成り立つ

$$H_T = K \cdot \frac{R}{C} \cdot A \cdot N \cdot \Delta t$$

ただし、

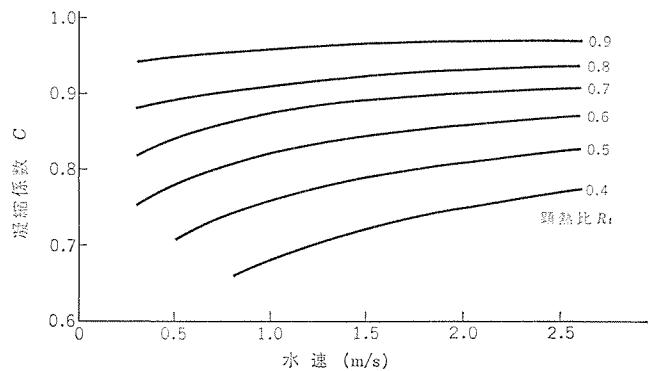


図 5. 冷温水コイルの凝縮係数
Condensing factor for water coils.

H_T : 全熱量 (kcal/h)

K : 乾きコイルの伝熱係数 (kcal/h · m² · deg · Row)

C : 凝縮係数

R : 顯熱比

A : 正面面積 (m²)

N : 列 数

Δt : 対数平均温度差 (向流の場合)

$$\Delta t = \frac{(t_E - t_B) - (t_L - t_E)}{\log e \frac{(t_E - t_B)}{(t_L - t_A)}}$$

t_E : 入口空気乾球温度 (°C)

t_L : 出口空気乾球温度 (°C)

t_A : 入口水温 (°C)

t_B : 出口水温 (°C)

K および C の値を図 4., 5. に示す。冷房・暖房能力は標準仕様の場合表 1. に示す。

5. む す び

エアハンドリングユニット新形シリーズの構造および性能について概要を述べたが、これからはさらに改良を加え顧客の期待にそよう努力したい。

車両用空調装置

和栗 靖矩*・杉山 勲*

Air Conditioners for Passenger Cars

Nagasaki Works Yasunori Waguri・Isao Sugiyama

Air conditioners for vehicles are now regarded as necessary apparatus for passenger cars with the object of improving the transportation service in the modern arrangement. The type of air conditioners are classified into groups according to their functions and their merits and demerits are discussed herein. Also descriptions are made on three representative kinds recently developed and welcomed in the market; type AU 75 unit cooler, type AU 76 unit cooler and type CU 19 unit coolers. Their outlines are given for the reference to the parties concerned.

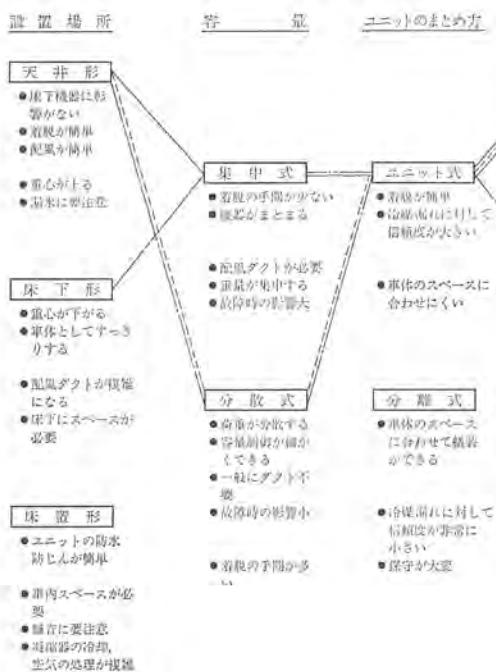
1. まえがき

車両用空調装置は、旅客輸送の近代化および乗客へのサービス向上のため、いまや旅客車両の必需機器として取扱われるに至った。

当社は、昭和25年寝台車用冷房装置を製作以来、特急列車、急行列車、新幹線あるいは通勤電車に、床下形から天井形まで車両に適した各種の空調装置を製作しており、その数32,000台を越え(約5,400両分、昭和48年9月現在)、これらは日本の北から南まであらゆる地域で活躍している。

本文は、車両用空調装置の形式を分類し、その特長を述べるとともに、昭和45年以降開発され活躍を始めている代表的機種、すなわちAU75形(国鉄通勤車用)、AU76形(国鉄寝台車用)、およびCU19形(私鉄通勤車用)を選び概要を記述する。

表1. 車両用空調装置の形式一覧



2. 車両用空調装置の形式

車両用空調装置の形式は、適用する車種によって大きく異なり、古くから多くの形式が開発されている。その変遷については既に文献⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾で紹介されたとおりで、ここでは、その形式をいくつかの機能に分類し、それぞれの特長を表1.に示す。表中に各機能を実線などで結んであるのが最近の実施例である。これ以外の組合せについても過去に幾例か試みられているが、現在では冷房に要する機器を一つのわく(枠)組にまとめた、いわゆるユニット式が主流となっている。その理由は、性能をメーカー出荷時に明確にでき、車体での配管工事を廃止して、冷媒漏れの心配を無くし信頼性を高められるなどである。このため、万一の故障時にも簡単に着脱できるようになった。

Air conditioner for passenger cars.

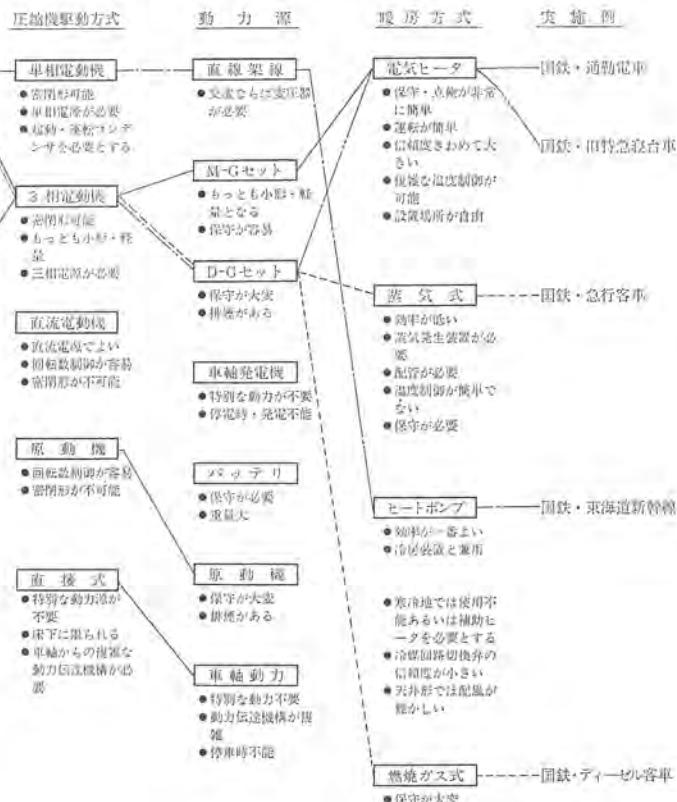


表 2. AU 75 BM 形 ユニットクーラ の概略仕様
Specification of type AU 75 BM unit cooler.

ユ ニ ット	形 式	AU 75 BM 形 ユニットクーラ
	電 源	主回路 制御回路
	冷 房 能 力	三相 440 V 60 Hz 単相 100 V 60 Hz 42,000 kcal/h
		外気 33°C 冷却器吸気 28°C 65%
圧 縮 機	標 準 電 力	42 A 28 kW
	重 量	900 kg
外 形 寸 法		2,130 幅×376 屋根上高×3,595 長
電 動 機	形 式	電動機直結全密閉往復動式 2 台
	冷 電 動 機	R-22
凝 縮 器	送 風 機 形 式	電動機直結軸流形 2 台
	性 能	150 m³/min
電 動 機 熱 交 換 器	電 動 機	三相誘導電動機 1.5 kW 6 極
	熱 交 換 器	フィン付熱交換器
冷 却 器	送 風 機 形 式	電動機直結多翼送心式 1 組
	性 能	140 m³/min
電 動 機 熱 交 換 器	電 動 機	三相誘導電動機 3.0 kW 4 極
	熱 交 換 器	フィン付熱交換器

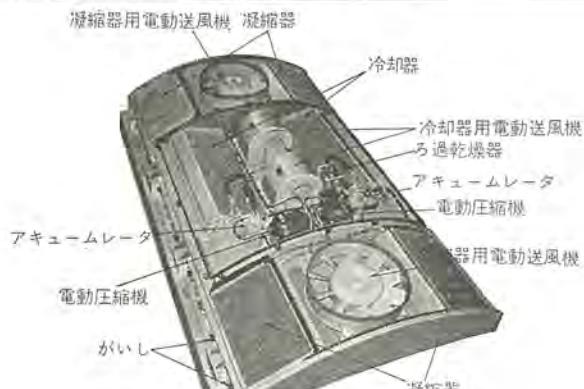


図 1. AU 75 BM 形 ユニットクーラ の内部構造
Type AU 75 BM unit cooler.

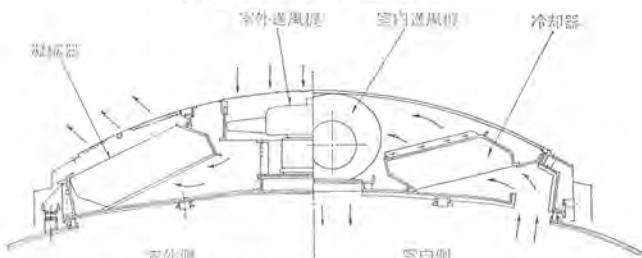


図 2. AU 75 BM 形 ユニットクーラ の風の流れ
Air flow in type AU 75 BM unit cooler.

3. AU 75 形 ユニットクーラ

3.1 概要

昭和 45 年国鉄通勤車用として開発したもので、天井集中形である。天井集中形が採用された理由としては、所要冷房能力 42,000 kcal/h を小形 ユニットで分散配置した場合、屋根上通風器との割付に無理があること、また改造車の場合の改造工事の難易、コストを考慮したためである。天井形になったのは、電車の床下が他の電機品で占められ、空調装置のためのスペースがないためである。開発時のいきさつについては、別に紹介されている⁽⁴⁾⁽⁵⁾ので省略し、ここでは最新の AU 75 BM 形について、さらに開発時の AU 75 X 形から、どのような改良が加えられたかについて述べる。

3.2 仕様

AU 75 BM 形の概略仕様を表 2. に示す。一両当りの所要冷房能力は 42,000 kcal/h とし、冷風は天井ダクトによって車内へ均一に分

表 3. AU 75 BM 形 ユニットクーラ の工場試験結果
Performance data of type AU 75 BM unit cooler.

測定項目	測定条件		冷房標準	
	電源電圧	V	440	Hz
電源	電源周波数	Hz	60	41.4
	全電流	A	41.4	26.3
圧縮機	吐出圧力	kg/cm²	19.1	18.2
	吸込圧力	kg/cm²	4.7	4.5
室外側	吸込空気温度	°C	33	33.5
	吐出空気温度	°C	49	46.5
	吸込風量	m³/min	171	166
室内側	吸込空気温度	DB °C	28.3	
	吸込空気温度	WB °C	23	
	吸込空気湿度	%	63.5	
	吐出空気温度	DB °C	18.4	
測定	吐出空気温度	WB °C	16.9	
	吐出風量	m³/min	127.5	
	冷房能力	Kcal/h	45,400	

表 4. AU 75 BM 形 ユニットクーラ の室外騒音測定結果
Noise of type AU 75 BM unit cooler.

ユニット	測定位置		単位: ホン A スケール
	上 1 m	横 1 m	
AU 75 BM 形	85	77	
従来の AU 75 AM 形	93	85	
JRS 規格値 (案)	87	80	

配される。容量制御が可能なように冷媒回路は 2 系統である。

換気は車体屋根上の通風器で行ない、体感温度を下げるために、補助ファンを併用した車両もある。

3.3 構造

外カバーを除いた内部構造を図 1. に示す。ユニットは車両長手方向を三つに区切り、前後端部分を室外部、中央部分を室内部としている。室外部・室内部の風の流れを図 2. に示す。冷媒サイクルは全く独立した 2 組があり、それぞれ電動圧縮器・凝縮器・ろ過乾燥器・毛細管・冷却器・アキュムレータなどを銅管で結合してある。その結合部はローフ付であるから冷媒漏れの心配が無い。ユニット内の各電動機を制御する電気部品は、ユニット本体とは別に車体へ取り付けられ、ユニットと電気連結器で結ばれる。ユニットへの運転指令は車両妻部に設置された配電盤で行なわれ、自動運転の場合は、ガス膨張式サーモスタットによって車内温度に応じ圧縮機回路が入・切される。サーモスタットは、ユニットの戻り空気吸込口付近の車両骨組に固定される。エアフィルタは清掃周期延長を目ざして自動巻取式エアフィルタが採用されている⁽⁶⁾。

3.4 性能

工場における試験結果の一部を表 3. に示す。

3.5 改良点

開発後、地下乗り入れも考慮して非金属材料を難燃性とした。燃焼試験は運輸省交通安全公害研究所の鉄道車両用材料燃焼試験によった。またプラットフォームにおける騒音を低下するため、室外送風機の回転数を下げ、直徑を大きくした。これにより約 8 ホンの騒音低下を達成した。測定結果を表 4. に示す。また重量も約 10% 軽量化した。

4. AU 76 形 ユニットクーラ

4.1 概要

国鉄 14 系寝台車用として開発したものである。14 系寝台車は、昭和 46 年から主に東京一九州間に運用されており、寝台セットを自動化し、セット時間の短縮を図ったり、寝台の幅を 52 cm から 70 cm

表 5. AU 76・AU 21 D 形ユニットクーラの概略仕様
Specification of type AU 76・AU 21 D unit cooler.

形 式	AU 76	AU 21 D
電源 主回路 制御回路	三相 440 V 60 Hz 単相 100 V 60 Hz	三相 200 V 60 Hz 単相 200 V 60 Hz
冷房能力	15,000 kcal/h 外気 33°C 冷却器吸込 28°C 65%	12,800 kcal/h 外気 32°C 車内 26°C 55%
標準電力 重量	15 A 9.8 kW 460 kg	27 A 8.4 kW 890 kg
外形寸法	2,150 幅×526 高×1,691 長	1,301 幅×805 高×1,839 長
圧縮機 形 式	電動機直結全密閉往復式 2 台 R-22	電動機直結半密閉往復式 1 台 R-12
電動機 電動機	三相誘導電動機 2.5 kW 2 極	三相誘導電動機 5.5 kW 4 極
送風機 形 式	電動機直結軸流形 2 台	ベルト駆動多翼心式 1 台
送風機 性能	65 m³/min	70 m³/min
電動機 電動機	三相誘導電動機 0.4 kW 4 極	三相誘導電動機 0.75 kW 4 極
熱交換器	フィン付熱交換器	フィン付熱交換器
送風機 形 式	電動機直結多翼心式 1 台	ベルト駆動多翼心式 1 台
送風機 性能	32 m³/min	28 m³/min
電動機 電動機	三相誘導電動機 1.1 kW 4 極	三相誘導電動機 0.75 kW 4 極
熱交換器	フィン付熱交換器	フィン付熱交換器
電気暖房器	2.0 kW	2.0 kW
体積	1.51 m³	1.93 m³/min



図 3. AU 76 形ユニットクーラの内部構造
Type AU 76 unit cooler.

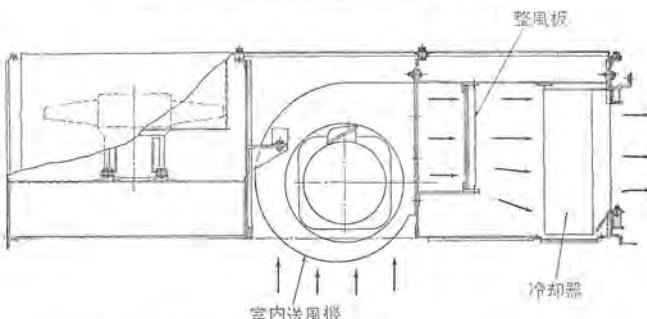


図 4. AU 76 形ユニットクーラの風の流れ (室内部)
Air flow in type AU 76 unit cooler (In door).

に広げて寝ごこちを良くするなどの工夫をこらしている。「さくら」「あかつき」などの特急寝台列車がこれである。従来の 20 系寝台車用空調装置は AU 2 形であり、昭和 33 年の開発であるため外形寸法・重量とも大きく寝台のスペースを確保するため床下につり下げられた^⑦。新しい AU 76 形は、その後の冷凍技術の発展成果を取り入れ、体積では 78%、重量では 52% 程度となったため、車両の前後両端の天井上に取付け可能となった。20 系寝台車では、床下ユニットであるから冷風を天井ダクトまで吹き上げるため、車両のほぼ中央の寝台と寝台の間の壁内部に幅約 25 cm の冷房立上りダクトを設けていた。同様に戻り空気のための立下りダクトも必要であった。14 系寝台車では、車両天井両端にユニットを取付けたから、冷風は、直接天井ダクトへ吹き込まれ天井ダクトから各寝台に配風され、戻り空気は通路を経て、天井両端のリターン口に吸い込まれることになり、

冷房ダクトが著しく簡単なものとなった。

以下、AU 76 形の概要と 20 系寝台車用 AU 21 D 形との比較について記述する。

4.2 仕様

AU 76 形と AU 21 D 形の概略仕様を表 5. に示す。AU 76 形は、その後試作当初に比べて風量・静圧を下げ、車内騒音を約 4 ボン低下させた。

4.3 構造

構造を図 3. に示す。車両長手方向寸法を小さくするために、室外送風機を 2 台使用している。室内部の空気の流れを図 4. に示す。冷風は、天井ダクトに直接吹き込むようユニット端面から吹き出る。なお冷却器を通過する風速がほぼ均一になるよう整風板を使用しており、風速が過大で結露水がダクト内に吹き込まれたり、風速分布が悪くて、冷却器内の冷媒流にアンバランスを生じることはない。冬季暖房時の換気は、ユニットの室内送風機にて行なうので、冷たい外気が直接寝台に吹き出されることのないよう電気暖房器を組んでいる。新鮮外気は車体側壁面からエアフィルタおよびダクトを経て、車内の戻り空気と共にユニットへ吸い込まれ、電気暖房器でほぼ車内温に暖められ、寝台に吹き出される。冷媒サイクルはロー付による完全密閉式である。互いに独立した 2 組の冷媒サイクルであるが、冷却器だけは構造的に一体となっている。寝台車であるから毛布のほこりが特に多く、エアフィルタの目詰まりによる風量の減少が考えられるため、低圧圧力開閉器も使用している。電気部品箱はユニット内に納められているが、点検時にはほぼ目の高さまで下りられる。さらに電気部品箱とユニット本体とは、補修を個々に行なえるよう電気連絡器で着脱可能とした。

4.4 AU 21 D 形との比較

表 5. に示すように AU 76 形は AU 21 D 形に対し、容積で 78%，重量で 52% と小形化したが、それは次の理由による。

(1) 冷媒 R-22 の採用

従来の R-12 に対し、同じ蒸発温度・凝縮温度で同じ冷房能力を出すのに、冷媒循環量が約 65% となるため圧縮機が小型化できる。冷媒流速も小さくなるので配管類が細くなり、さらに冷媒熱伝導率が大きいので熱交換器も若干小さくできる。

(2) 密閉形圧縮機の採用

冷媒 R-12 と R-22 の相異点として飽和圧力も忘れてはならない。凝縮温度 50°C を例に取れば、R-12 は 12 kg/cm²G, R-22 は 19 kg/cm²G で、車両用空調装置のように常に外部から振動を与えるユニットにおいて、冷媒漏れを防ぐには、ロー付による完全密閉サイクルが好ましいが、万一の補修を考えた場合は簡単に分解できる構造が得策である。そのため、冷媒漏れ見地から圧縮力の低い R-12 が使用されていたが、近年は冷凍機油・密閉形圧縮機などの信頼性の著しい向上により、全密閉サイクルの使用が可能になった。

(3) 天井形の採用

床下ユニットは、走行中に受ける振動荷重に対して十分な安全を見込んだり組構造として、ユニットの自重を支えなければならないから重量も大きくなるが、天井形は、屋根により支えられるから薄板構造が採用でき、したがって重量も小さくなつた。

5. CU 19 形ユニットクーラ

5.1 概要

私鉄向け通勤車用として開発したもので、屋根上に 1両当り 4 台

表 6. CU 19 形ユニットクーラの概略仕様
Specification of type CU 19 unit cooler.

ユニット	形式 電源 冷房能力	CU 19 形ユニットクーラ 三相 200 V 60 Hz 単相 200 V 60 Hz 10,500 kcal/h 外気 33°C 冷却器吸込 28°C, 65%
	標準電力量 重外寸法	16 A 5 kW 220 kg 1,000 幅×354 高さ×1,900 長さ
圧縮機	形式 電動機	電動機直結全密閉往復動式 2 台 R-22 三相誘導電動機 1.2 kW 2 極
凝縮器	送風機形式 電動機	電動機直結軸流形 1 台 90 m³/min 三相誘導電動機 0.4 kW 6 極
冷却器	送風機形式 電動機	電動機直結多翼遠心式 1 組 25 m³/min 三相誘導電動機 0.2 kW 4 極
	熱交換器	フィン付熱交換器

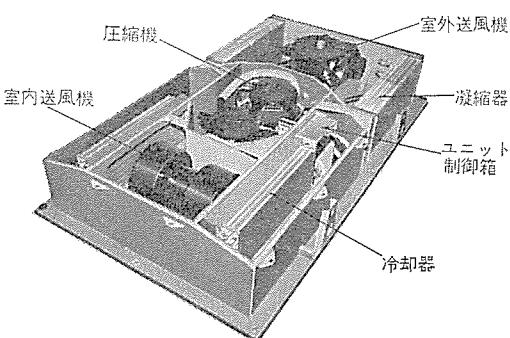


図 5. CU 19 形ユニットクーラの内部構造
Type CU 19 unit cooler.

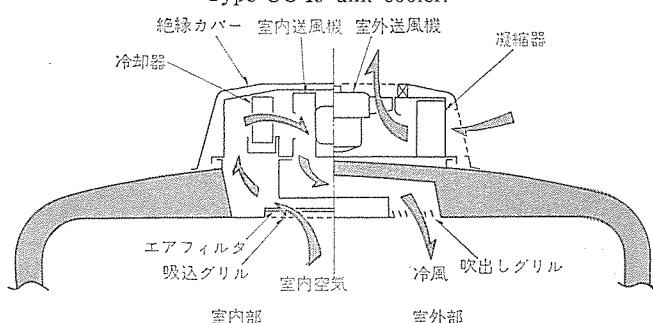


図 6. CU 19 形ユニットクーラの風の流れ
Air flow in type CU 19 unit cooler.

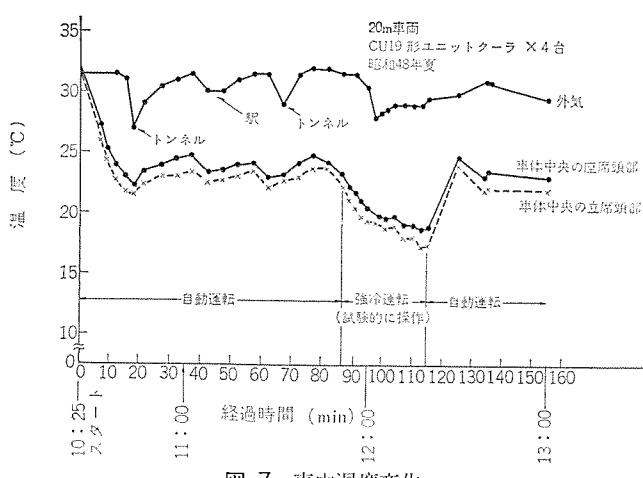


図 7. 車内温度変化
Change of the temperature in passenger car.

分散してとう(搭)載する。通勤車の所要冷房能力として一般的になりつつある 1 両当り 42,000 kcal/h (20 m 車) を屋根上に分散配置する場合、5 台ではパンタ付電車のとき配置に無理なことがあるので、4 台とう載することにし、1 台当りの冷房能力を 10,500 kcal/h とした。ユニット屋根上に露出する部分は絶縁カバーでおおわれ、車内側は冷風を吹き出すグリルと車内空気を吸い込むグリルを有する冷房ダクトが設けられる。

5.2 仕様

CU 19 形の概略仕様を表 6. に示す。

5.3 構造

CU 19 形の内部構造を図 5. に示す。ユニットは室外部と室内部に区切られ、室内部は冷却器室と圧縮機室に仕切られている。室外部は凝縮器と室外送風機があって、風入口側にベルマウスの付いた風洞と一体構造の室外カバーで風の通路が形成される。ユニット内の風の流れを図 6. に示す。このベルマウス付風洞と室外送風機の組合せにより、室外騒音はユニットの横 1 m の位置において、A スケールで約 75 ボンという低い値に押えることができた。これがこのユニットの第一の特長である。冷却器・凝縮器は共にフィン付熱交換器であるが、これも最近の技術の進歩を取り入れ、フィンにリング状の押し出しをし、さらにパイ配列をチリ状にすることにより、空気流を乱し熱伝達率を高めて熱交換量を増加している。従来に比べて熱通過率を約 27% 大きくできた。

室内送風機は小形高性能シロッコファンを使用しているから、ユニット底板より下に出るものはない。また圧縮機室も背高の低い小形電動圧縮機を 2 台使用しているため、底板から下に突き出す部分がない。したがって車両天井の骨組と干渉する部分がなく自由な配置が可能となった。冷媒サイクルは完全密閉で独立した 2 組から成り、それぞれが、電動圧縮機・凝縮器・ろ過乾燥器・毛細管・冷却器で構成されている。ユニットには電動機を制御する電気部品箱を内蔵し、またガス膨張式サーモスタットもユニットの戻り空気吸込口に取り付けており、車内温度に順応した自動運転が可能である。運転の実測例を図 7. に示す。

6. むすび

車両用空調装置は、冷房の原理上においては、一般建築物のそれと何等異なるところはないが、車両なるが故に、特に限られたスペースに収納できる形状寸法および軽量化が要求される。その反面、走行時の複雑な振動、衝撃および加減速に対する十分な強度を有したものでなければならず、さらに近年は、車内外共に低騒音化への努力が要求されている。また、直射日光のもとでの高温運転、中間期の低温運転、乗客の乗降に伴う負荷変動大という過酷な運転条件、ならびに乗客の志向に適応した温度・湿度・気流の制御、せん締けば・煤煙・土ほこりなどじんあい(塵埃)除去についての省力化、使用材料の不燃化、あるいは暴雨雨中を走行時の水密性などの問題がある。これら諸問題について、過去の実績を踏まえ、より信頼性の高い製品の製作に励む所存である。

参考文献

- 小笠原: 冷凍, 33, No. 371
- 糸長、岩崎: 空気調和と冷凍, 昭 38 年 5 月号
- 卯之木: 冷凍, 35, No. 398
- 景山: 鉄道工場, 21, No. 5, (昭 45)
- 稻垣: 電気車の科学, 24, No. 7, (昭 46)
- 山口: 鉄道工場, 23, No. 8, (昭 47)
- 石川、牛田: 冷凍, 33, No. 373

産業空調用 GAT 形 パッケージ エアコンの運転特性

丸山 忍*・佐久間 清*

Running Characteristics of Model GAT
Packaged Air Conditioners

Shizuoka Works Shinobu Maruyama • Kiyoshi Sakuma

Recent diffusion of packaged air conditioning is really marvellous. Besides the present field of application to domestic life, the air conditioning has come into industrial necessity with increasing demand. Mitsubishi has been producing model GT packaged air conditioners of water cooled type operating in the Hi/Re/Li system. However, when the water cooled type packaged unit is used throughout the year, it is necessary to hold the condensing pressure constant through the provision of regulating the cooling water temperature and water volume and also of preventing the cooling water from freezing in winter. This makes the system complicated. To do away with the trouble, air cooled type units workable all the year round are demanded. Mitsubishi has now developed model GAT packaged air conditioners to meet the desire. The outlines and operating characteristics of them are introduced herein.

1. まえがき

近年、パッケージエアコンの普及はめざましいものがあり、従来の事務所や商店などの環境空調和とは別に産業空調用としての需要も高まっている。なかでも電子計算機室や、各種恒温室などの年間空調に使用されるケースが増加している。

産業空調用パッケージエアコンには、次のような事項が要求される。

- (1) 外気温・冷却水温などの変化が大きいにもかかわらず、室内保持条件が比較的きびしい。
- (2) 負荷の変動が大きい。
- (3) 信頼性が高く、広範囲にわたって運転できるものでなければならない。
- (4) 制御が容易であること。
- (5) 据付・保守管理が容易であること。

以上の項目を満足する製品として、従来より当社では Hi/Re/Li 方式を採用した、水冷式 GT 形 パッケージエアコンを製作してきたが、水冷式 パッケージエアコンを年間空調に用いる場合には、

(1) 凝縮圧力を年間を通じて一定に維持するために、冷却水温または水量の制御が必要なこと。

(2) 冬期の冷却水の凍結防止が必要なこと。

といった冷却水回路に対する配慮でシステムが複雑となるなどの理由から年間空調用に使用できる空冷式のパッケージエアコンの開発が望まれるようになり、当社ではこのたびこの要望にこたえて、GAT 形 パッケージエアコンを開発したので、この概要と運転特性について紹介する。

2. 概要および仕様

圧縮機への液戻りの問題を含めて、信頼性の高い運転ができる Hi/Re/Li 方式を内蔵した GAT 形の形式は、リモートタイプとした。これは当社の圧縮機出力 3.75 kW 以上の機種においても、低騒音の圧縮機であることから、室内側ユニットへ圧縮機を組み込んでも騒音は比較的問題とならず、保守管理の点で圧縮機が室内側にあるほうが有利であることによる。また室外ユニットは低騒音形とし室外発生騒音問題に対処するとともに、室外気温の変化に対応できるように風

量制御を行ない、室内空気温度 20°C、相対湿度 50%、外気温 35°C を標準条件とし、室内空気温度 15°C、相対湿度 55%、外気温 0°C までの運転を可能にしている。



図 1. GAT-50 形 外 観
Model GAT-50 packaged air conditioner.



図 2. GVT-50 形 外 観
Model GVT-50 condensing unit.

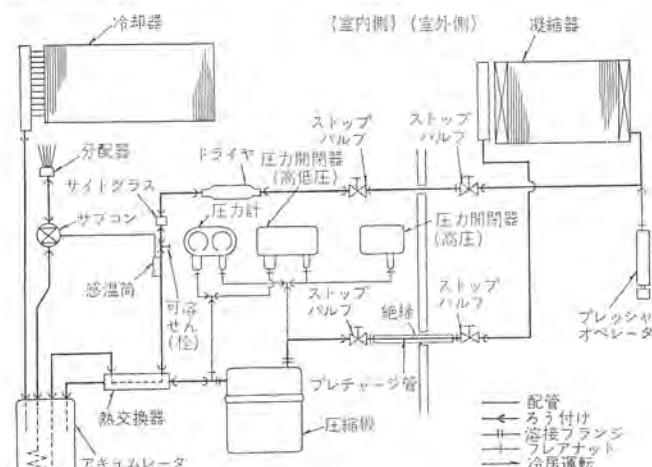
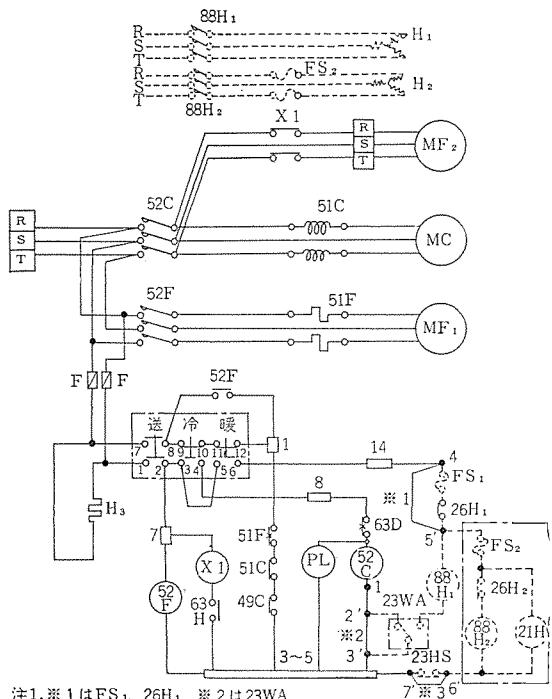


図 3. 冷媒回路
Refrigerant cycle.

表 1. GAT 形パッケージエアコン仕様
Standard specification of models GAT.



注1.※1はFS1、26H1、※2は23WA
※3は23HS 取付時に取りはずすこと

記号説明

MC	圧縮用電動機	63 H	圧力開閉器(高圧)	(88 H ₂)	電磁接触器(ベー ハーベン)
MF ₁	送風用電動機〈室 内側〉	X ₁	補助繼電器	(23 WA)	温度調節器(自動 発停)
MF ₂	送風用電動機〈室 外側〉	PL	表示灯(冷房運転)	(23 HS)	湿度調節器()
52 C	電磁接触器(圧縮 機)	PB	押しボタンスイッ チ	(21 H)	電磁弁(加湿制 御)
52 F	電磁接触器(送風 機)	F	ヒューズ		
51 C	過電流遮電器(圧 縮機)	H ₃	電熱器(クランク ケース)	(26 H _{1,2})	温度開閉器()
51 F	熱動温度開閉器 (送風機)	(H ₁)	電熱器()	(FS1,2)	温度ヒューズ()
49 C	熱動温度開閉器 (圧縮機)	(H ₂)	電熱器()		
63 D	圧力開閉器(高 圧)	(88 H ₁)	電磁接触器(電熱 器)		

図 4. 電氣配線
Schematic wiring diagram.

装置の構成は、圧縮機を内蔵した床置形の GAT 形室内ユニットと、熱交換器・送風機・風量制御用ダンパからなる GVT 形室外ユニットと、これら両者を接続するプレチャージ管より構成されている。風量制御用ダンパは凝縮圧力制御器で駆動されるもので、冷媒回路にはこのための圧力取出口がある。また電気回路には吐出圧力で室外送風機を入・切するための高圧スイッチ 63 H が取り付けてあり、吐出圧力 17 kg/cm^2 で室外送風機を入、 11 kg/cm^2 で切にする。

図 1., 2. に GAT-50, GVT-50 の外観, 図 3. に冷媒回路, 図 4. に電気配線, 表 1. に GAT, GVT の主な仕様を示す。

3. 凝縮圧力の制御方法

凝縮圧力を制御する機構を持たない空冷式 パッケージ エアコン では、春秋の中間期および冬期などの外気温度が低下した場合、凝縮器の熱交換量が増加し凝縮圧力が低下する。このため従来の空冷式 パッケージ エアコン は、外気温度 15°C 程度で運転不能になってしまふので、年間空調用の パッケージ エアコン としては、外気温度の変化にかかわらず、熱交換量を一定にし凝縮圧力を運転可能な範囲に維持する必要がある。

ここで凝縮器における熱交換量 Q は次式で表わされる。

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$

項目		形名	GAT-50	GAT-80
周波数	Hz	50/60	50/60	50/60
外形寸法 mm	高さ	1,700+300	2,010+300	
	幅	1,130	1,130	
	奥行	565	635	
	分離できる高さ	1,195+535	1,420+620	
外装		ソフトブルーハンマートン		
性能	送冷房能力 kcal/h	9,000/11,000	14,500/15,500	
電気特性	電源 V	3φ 200 V	3φ 200 V	
	全電流 A	17.5/19	30/29.5	
	始動電流 A	115/105	170/160	
冷媒回路	圧縮機形式×個数	全密閉×1	全密閉×1	
	電動機出力 kW	3.75	5.5	
	室内側熱交換器	クロスフィン式	クロスフィン式	
	室外側熱交換器	クロスフィン式	クロスフィン式	
	冷媒循環制御機器	過冷却制御弁	過冷却制御弁	
	冷媒 kg	R-22 6.5	R-22 9	
送風装置	送風機形式×個数	両吸込シロッコファン×1	両吸込シロッコファン×1	
	風量 m ³ /min	50	80	
	標準機外静圧 mmAq	0/10	0/10	
	電動機出力 kW	0.4	1.5	
保護装置		高底圧開閉器, 熱動温度開閉器, 可溶せん, 過電流遮断器, 操作回路ヒューズ, 高圧開閉器		
重量	kg	260	340	
除じん装置		サランハニカム継エアフィルタ		
温度調節器		取付可		
クランクケースヒータ容量 W×個数		62×1		
容量制御		取付可		
空冷凝縮器の形名		GVT-50	GVT-80	
多形寸法 mm	高さ	1,270	1,275	
	幅	787	985	
	奥行	787	985	
形式		床置式		
送風装置	送風機形式×個数	プロペラファン×1		
	風量 m ³ /min	100/110	170/180	
	最大機外静圧 mmAq	0	0	
	電動機出力 kW	0.16	0.36	
重量	kg	123	150	

ただし、 U ：熱通過率 (kcal/m²h°C)

A ：熱交換器表面積 (m²)

ΔT ：熱交換器出入口空氣溫度差 (deg °C)

Q : 热交換量 (kcal/h)

上式より熱交換量を一定におさえて、凝縮圧力を所定の圧力に保つには3種類の方法が考えられる。熱通過率 U を変化する方法、熱交換器表面積 A を変化する方法、温度差を一定に保つ方法である。

(1) 温度差 ΔT を一定にする方法

凝縮器吸込空気温度を外気温の変化にかかわらず一定にする方法で、吸込側に熱源を設けるか、外気温低下時には高温の吹出し空気を吸込側に戻す方法。

(2) 表面積 A の変化

凝縮器冷媒回路を数 パスに分け、各 パスの入口に弁を取り付け、外気温により弁の入・切を行ない パス数を変化させ、表面積の変化を行なうか、圧力調整弁を使用し凝縮器にたまる冷媒量の変化により等価的に表面積を変化させる方法。

(3) 熱通過率 U の変化

外気温により風量を制御し、熱交換器を通過する風速を変えて熱通過率 U を変化させ熱交換量 Q を一定にする方法である。風量制御の方法としては、送風機 モータの回転数を変える方法と、風路抵抗を変えるダンパによる方法が考えられる。

以上述べた3方法のうち(1)・(2)の方法は、室外ユニットが構造的に複雑になり保守性に欠けるくらいがある。

したがって(3)の風量変化させる方法を採用するものとし、送風

機モータ速度制御による方法とダンパ制御による方法とのそれぞれについて検討を加えたが、前者の場合には、外気温度0°Cでも使用可能とするためには回転数を極端に落す必要があり、普通用いられる三相誘導モータでは回転数制御回路が複雑となり高価につくこと、および低回転時のトルク、ペアリングの潤滑などの問題から、ダンパの駆動力に凝縮圧力を用いたダンパによる風量制御が、構造的にも簡単で保守性にも優れ、かつ安価にできると考えられた。

4. 凝縮圧力制御器

図5.は使用した凝縮圧力制御器の構造図、図6.は使用冷媒(R-22)の圧力対温度特性および作動範囲を示す。

凝縮圧力制御器は、冷媒の凝縮圧力を圧力取入口を介してペローズに受け、凝縮圧力とばね力とが平衡する位置まで、ペローズに固定されている可動軸を移動するように作動し、その可動軸の先端に付いているリンクージで風量制御用のダンパを駆動する。作動圧力範囲は、11.5~16.8 kg/cm²でリンクージのストロークは25.4 mmである。

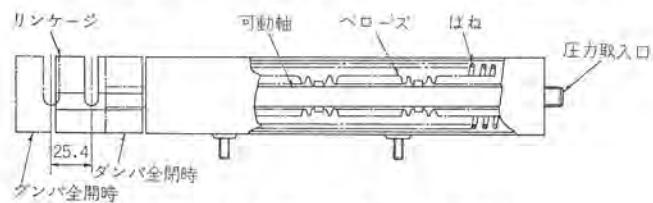


図5. 凝縮圧力制御器構造図
Construction of pressure controller.

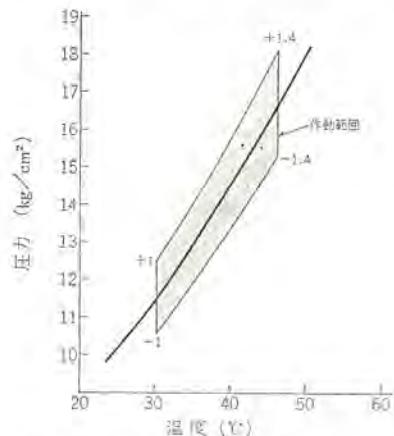


図6. 凝縮圧力制御器作動範囲
Operating range of pressure controller

5. 運転特性

本章ではGAT-80形でもって、外気温度をパラメータとして風量と凝縮圧力の関係を検討した結果と、ダンパによる風量制御を行なった場合の運転特性について述べる。

5.1 凝縮圧力計算

室外気温の変化にかかわらず凝縮能力を一定に保つためには、風量をどの程度変化する必要があるか、GAT-80について検討する。凝縮能力は室内温度20°C、相対湿度50%で外気温35°C、この時の凝縮能力Qを23,050 kcal/hとし、次式により凝縮温度T_aを計算する。

$$Q = 23,050 \text{ kcal/h} \quad A_0 = 60.1 \text{ m}^2 \quad A_f = 1.561 \text{ m}^2$$

$$V_f = \frac{V}{A_f \times 60} \quad U = f(V_f)$$

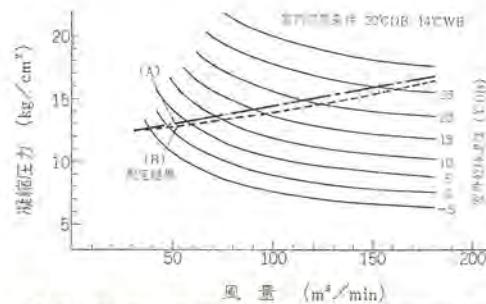


図7. 風量-凝縮圧力特性 (GV-80形)
Condensing pressure curves by air flow (model GAT-80).

表2. GAT-80測定結果
Measured data of model GAT-80.

空気条件	標準	過負荷	低温
室内乾球温度 °C DB	20	36.1	15.2
室内湿球温度 °C WB	14.1	22.3	10.1
室外乾球温度 °C DB	35.3	43	0
凝縮圧力 kg/cm ²	18.6	24.3	12.3
吸入圧力 kg/cm ²	4.1	5.8	3.15
吐出冷媒温度 °C	105	118.5	88.7

$$NTU = \frac{A \times U}{C_a} \quad \varepsilon = f(NTU)$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta t}{\Delta i} \quad \Delta t = \frac{Q}{C_a}$$

$$\Delta i = \frac{Q}{\varepsilon \times C_a} \quad \therefore T_d = t_{a1} + \Delta i$$

ただし、V: 風量 (m³/min)

V_f: 正面風速 (m/s)

Δt: 入口出口空気温度差 (deg °C)

t_{a1}: 入口空気温度 (°C)

ε: 温度効率

Δi: T_d - t_{a1} (deg)

C_a: 水当量 (kcal/h°C)

A₀: 凝縮器表面積 (m²)

A_f: 正面面積 (m²)

計算した凝縮温度T_dを圧力に換算し風量との関係を図7.に示す。ここでダンパによる風量調節が11.5~16.8 kg/cm²の凝縮圧力に對して、直線的に変化するものと仮定してこの特性(A)を本図上に描くと、外気温0°Cにおいては、風量を50 m³/minにまで減少することにより凝縮圧力を12~13 kg/cm²に維持することができる。この風量はダンパ全開時風量180 m³/minに対して28%であり、ダンパの特性上この程度の風量減少は容易である。よって本機種の制御は、凝縮圧力制御器を使用したダンパ風量制御により、室外送風機を止めることなく外気温0°Cまでの運転が可能であると考えられた。

5.2 測定結果

表2.はGAT-80の測定結果である。標準・過負荷条件においては、ダンパは全開しており、風量制御範囲外であるが、低温条件においては外気温0°Cにおいて凝縮圧力12.3 kg/cm²、吸入圧力3.15 kg/cm²でダンパによる風量の制御が良好に行なわれていることを示している。

図8.は室内湿球温度をパラメータとした外気温度-凝縮圧力特性、外気温度-吸入圧力特性を示す。

外気温25°C近辺から風量制御の効果があらわれ、外気の低下にしたがってその効果は顕著になっており、室内湿球温度10°C WB

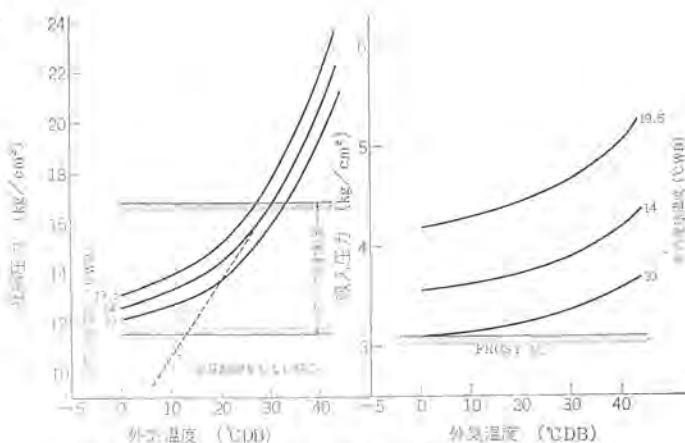


図 8. 外気温一凝縮圧力、吸込圧力特性 (GAT-80 形)
Suction and condensing pressure curves by outdoor temperature (model GAT-80).

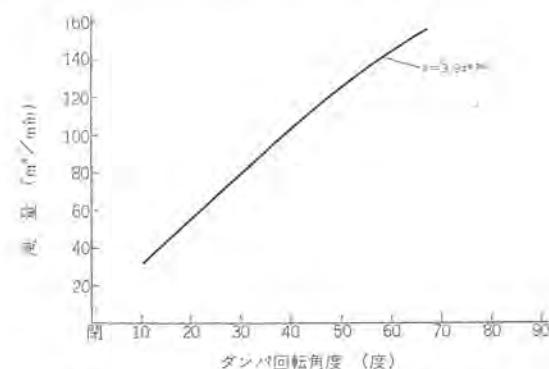


図 9. ダンバ回転角度一風量特性 (GVT-80 形)
Controlled air flow curve (model GVT-80).

条件においても外気温度 0°C まで冷却器に着霜することなく運転することを示している。これに反して風量制御を行なわない場合には、外気温度の低下とともに凝縮圧力はほぼ直線的に低下し、外気温度 15°C 以下では冷却器に着霜があって運転不能となる。

次に表 2. の測定結果と計算時における仮定とを比較するために、外気温に対する凝縮圧力を図 7. 上にプロットすると破線(B)で示す曲線となり、仮定(A)とは多少相違する。

風量調節特性は、ファンのトルク特性および熱交換器の風圧損失などが複雑に合成されるため、この特性を明らかにすることは今後の課題と考える。しかし計算時風量調節特性を凝縮圧力に対し、風量は直線的に変化すると仮定したことは、本機においては大きな差はないでないものと判断する。

ダンバ風量調節特性の結果を回転角度と風量の関係で図 9. に示す。回転角度が小さいときには、送風機の中心部より外気を吸込み周辺部より吹出すような分布になるため風量の測定はむずかしい。またダンバ回転角度の大きい領域では、風量の変化はほとんどみられず回転角度 70° 近辺で制御の影響が明らかにあらわれてくる。以上より風量制御の特性が明らかに確認できる領域は、ダンバ回転角度 10° ～ 70° の範囲で、この特性は制御風量 y 、ダンバ回転角度 x 、とすると $y = 3.9x^{0.855}$ で表わされ、図からも明らかなように風量調節はダンバ回転角度に対してほぼ直線的に変化している。

ダンバでの風量調節においてプロペラファンを使用している場合、風

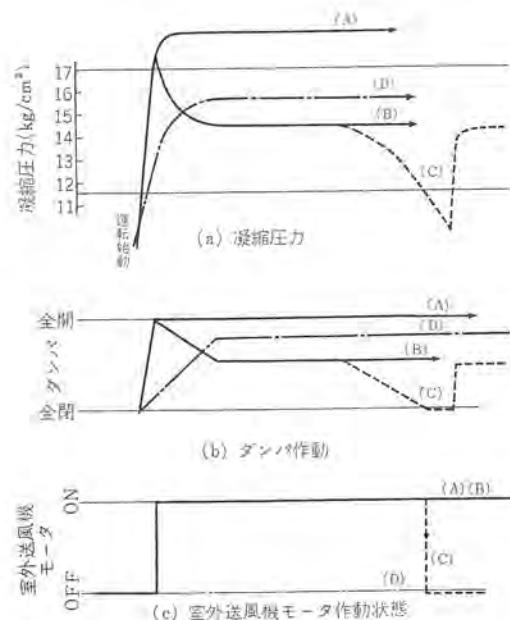


図 10. GAT 作動状態
Operating condition model GAT.

路を閉じて抵抗を増したとき送風機モータの負荷は大きくなる特性を持っているが、GVT-80 の巻線温度上昇は測定の結果、ダンバ全閉時最高 45°deg であり、ダンバ全閉となるのは、外気低温時であるため、この巻線温度上昇は実使用上問題とはならない。

以上のような運転を示す GVT について、外気温に対する凝縮圧力、ダンバ作動、室外送風機の作動状態を図 10. に示す。

夏期のような室外高温時、あるいは春・秋の中間期や冬期の比較的室外気温の高いときに冷房運転を開始したとき、凝縮圧力は徐々に上昇し 17 kg/cm^2 に達したときダンバは全開になり、室外送風機は運転して送風を行なう。このため凝縮圧力は一時的に低下するが、以後はダンバによる風量制御が行なわれ、外気温に応じた凝縮圧力でダンバ開度が決まり安定運転に入る。たとえば外気温 35°C ではダンバ全開、室外送風機は運転して、凝縮圧力 19 kg/cm^2 で安定した運転をする (A)。また外気温 20°C では送風機は運転、ダンバは 45° 程度の開度で凝縮圧力 14 kg/cm^2 で運転する (B)。時間の経過とともに外気温が徐々に下がると、これに伴って凝縮圧力も低下し、 11 kg/cm^2 になったときダンバは全閉となり室外送風機は停止し、熱交換器での熱放出は自然放熱のみとなる。このため凝縮圧力は上昇し $11 \sim 17 \text{ kg/cm}^2$ の間で冷房運転を継続する (C)。冬期外気温が低く凝縮圧力が 17 kg/cm^2 以上に上昇しないときは、室外送風機は停止したままで自然放熱だけで冷房運転を行なう。たとえば室外気温 -1°C では凝縮圧力 $15.5 \sim 16 \text{ kg/cm}^2$ で冷房運転を行なう (D)。

6. む す び

以上 GAT 形 パッケージ エアコンの概要と運転特性の一例について記述したが、水冷式の パッケージ エアコンに比べて簡単に年間空調ができるものとなっている。今後さらに試験研究を重ねて空冷凝縮器の低温域の使用温度限界の拡大を図りたいと考えている。

各方面からの種々のご指導、ご鞭撻をいたただければ幸いである。

薄形パッケージ エアコンの低騒音化

貝瀬 俊朗*・中島 康雄*

Thin-line Packaged Air Conditioners (Low Noise Model)

Shizuoka Works Toshiro Kaise・Yasuo Nakashima

Recent prevalence of air conditioning is remarkable and the machines are found installed in many buildings. The types of the air conditioning and the air conditioner are of great variety, being selected to suit the buildings. As one of them, there is an individually distributed air conditioning system installed in each room consisting of thinly built-up units self-containing hot water coils and small compressors. They are anticipated to be increasingly applied in future as a relatively high grade air conditioning system. Under the circumstances, Mitsubishi has developed low noise thinly built packaged type models which are applicable to residences as well as to business premises such as offices. These new products are given particular attention to reducing the noise in operation in addition to improvement of the apparatus in general. The article reports the construction, performance and the like in general.

1. まえがき

最近の空調設備の普及はめざましく、オフィスビルをはじめホテル・病院・商店・住宅など、各種の建物に施設されている。そして、その空調方式も建物のいろいろな条件を考慮した各種方式が採用されている。そのため空調機器も、その空調方式の機能を十分に發揮することができるよう、多くの種類の機器が開発され、生産されている。

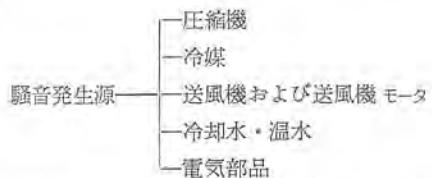
そのうちのひとつとして、小形圧縮機をキャビネットの中に内蔵した薄形パッケージエアコンを使用して、各室に必要な台数を分散配置した個別分散式空調方式がある。これは、当初、室内意匠との適合、個別制御の容易さ、使用時間帯の変化に対する追従性、維持管理の容易さ、空調費用算出の合理性、地下大形機械室の不要等、いろいろなメリットを有することから、主として、オフィスビルや高層集合住宅いわゆるマンションなどを中心として発展してきたものである。また、これは温水コイルを内蔵していることにより、給湯設備を利用して暖房もできることから、いまではホテル・病院・高級住宅など、數十台から數台の中小規模クラスの空調に、比較的高級な空調ができる空調機器として使用されてきており、その需要は年々急増している。

このように、今後ますます需要が期待される薄形パッケージエアコンとして最も重要な問題はファンコイルユニットと比較して、運転音がやや大きいということである。これは、薄形パッケージエアコンは、圧縮機を内蔵しているという根本的な構造上の違いがあるため、どうしても不利な条件であった。

そこで、当社としては、オフィスその他業務用としてはもとより住宅用としても十分に応じられるよう、特に、運転音の低下を中心により一層の改良を行なった低騒音形薄形パッケージエアコンを開発したので、その構造・特性などについて報告する。

2. 騒音発生源

薄形パッケージエアコンの騒音発生源としては、次のものが考えられる。



などであり、可動するものすべてが騒音の発生源となるわけであり、それにより、二次的にいろいろな騒音が発生する。

次に、各騒音発生源別にどのような騒音が発生するか述べる。

2.1 圧縮機の騒音

これは、圧縮機を運転することにより発生する騒音で、直接圧縮機から発生するものと、圧縮機の振動が他へ伝わることによって発生するものがある。

(1) 圧縮機自身から発生する騒音

(a) 弁音

冷媒を吸入あるいは吐出するため吸入弁・吐出弁が開閉作動を行なうために発生する音で、主として弁と弁座あるいは弁ストップに当る衝撃音であり、一般的には、構造上吸入弁の音のほうが外部へ発生しやすい。

(b) ベーリング等の機械音

ベーリングやピストンとシリンダなどのシゅう(摺)動面により発生する機械音である。

(c) 機械振動音

電動機ロータや圧縮機部分のアンバランスなどにより発生する振動が、中づりばね等を介して圧縮機シェルに伝わることによって発生する音である。

(d) 電動機磁気音

密閉形圧縮機は、その中に電動機を内蔵しているが、このエアギヤップの不均一や巻線の不連続などによって生ずる磁気的なアンバランスにより、ロータあるいはステータが振動して発生する音である。

(e) 冷媒音

冷媒が吸入管より圧縮機シェル内に吸入され、吐出管より吐出さ

れるまでの間に発生する冷媒の流れの乱れ（拡大・縮小・圧縮・脈動など）により、発生する音である。

（f）共鳴音

これは、電動機磁気音、圧縮機振動あるいは冷媒の流れの乱れなどにより発生する音が、圧縮機シェルの自然振動数と一致した場合に発生する音である。

（g）油のかくはん（攪拌）音

圧縮機・冷媒等により圧縮機シェル底部にたまっている潤滑油がかくはんされることにより発生する音であるが、一般にはほとんど問題にならない。

（2）圧縮機振動により発生する騒音

（a）配管振動音

圧縮機に接続されている吐出し・吸入の冷媒配管が圧縮機の振動により振動し発生する音で、またこの振動が冷却器や凝縮機などへも伝わり振動音を発生させる。

（b）台板・キャビネット振動音

圧縮機の足部から圧縮機をささえている台板あるいはキャビネットへ振動が、伝達することにより発生するパルス振動音である。

2.2 冷媒による騒音

この冷媒音は、圧縮機より吐出された冷媒が冷媒回路を循環し、再び圧縮機へ帰るまでの間に発生する音である。これは、冷媒が、冷媒配管中をかなり高速で循環しており、この間に各部で受ける変化（相変化・断熱膨張・拡大・縮小など）により、冷媒の流れが乱されるためである。なかでも最も発生しやすいのは断熱膨張作用を行なう毛細管出口である。ここでは、冷媒が音速に近いスピードで噴射されるため、その噴射音が発生し、これが冷却器へ伝達して拡大されることもある。

2.3 送風機および送風機用電動機の騒音

これは、送風機の翼が回転することにより発生する音と、風が風路を通過するときの空気の流れの乱れによるもの、電動機によるものがある。

（1）送風機の騒音

（a）翼の回転によって発生する騒音

翼が回転することにより、ある周期で空気に一種の圧力衝撃を与えることによって発生する騒音である。

（b）うずによって発生する騒音

空気の流れで翼の背面あるいは腹面で、はく離現象がおきうずを発生することにより生ずる騒音である。

（c）送風機のアンバランスによる騒音

送風機ロータの機械的アンバランスにより発生する振動が、キャビネットなどに伝わることによって発生する騒音である。

（2）風路で発生する騒音

風路にある障害物たとえば吸込グリル・エアフィルタ・ケーシング・冷却器・吹出ルーバ等により空気の流れが乱されうずが生じ、騒音が発生する。とくに、拡大・縮小あるいは曲がり・突起などがあると生じやすい。また、相対的に静止している空気中に流れ込んで混合されると、速度こう配が存在し、これによってうずができる騒音を発生する。また、ケーシングやキャビネット、ダクト等の共振によっても騒音を発生する。

（3）電動機の騒音

（a）磁気音

（b）ペアリング等の機械音

（c）アンバランスによる振動音

このほかに、ベルト等の動力伝達機構を有するものは、これらからも騒音が発生するが、一般に薄形パッケージエアコンの場合は、送風機と電動機が直結構造となっているので問題はない。

2.4 冷却水・温水の騒音

冷房時、凝縮器へ冷却水を、暖房時、温水コイルへ温水を流すことによって発生する水流の音であり、これも空気や冷媒の流れと同様に、拡大・縮小・曲がりやその他の障害などによって水が乱されるために発生する。水量は、一般には熱交換効率を高めるために流れが乱流域となるように設計されているので、層流状態で流れるよりも流れ音は発生しやすいといえるが実用上はほとんど問題ない。また温水コイルのほうが凝縮器よりも、風路にあるため、音は外部へ発生しやすい。

2.5 電気部品による騒音

リレー、コンタクタ、リモスターなどの作動音である。とくに、リレー・コンタクタ類については、交流操作の場合には、鉄心のさびなどにより吸引不良をおこし、うなり音が発生する場合もある。しかし、これはあくまでも異常音であるから解決は容易である。一般的には、電気部品の作動音は実用上問題にならない。

3. 三菱パッケージエアコン MGL-40, 50形

これは床置、薄形の水冷式パッケージエアコンで、外装はメラミン塗装（マッセル5Y7/1）の和室・洋室のいずれにも適した色調・デザインとなっている。図1に外観を示す。

3.1 特長

（1）据付面積が小さい

外形寸法が幅1,210mm、奥行281mm、高さ810mmと小さく室内を広く使用できる。

（2）運転音が静か

機械室の密閉化、防音材・吸音材の使用により冷房弱風時で、MGL-40形(1.2kW)で42ホン(A)、MGL-50形(1.5kW)で45ホン(A)と静かな運転が可能である。

（3）風量・風向を自由に選べる

風向可変ルーバにより風向きを自由に選べ、また風量3段切換により条件にあった運転が可能、ペリメータゾーン、イコニアゾーン用ともに使用できる。

（4）H/Cコイル(Heating & Cooling Coil)の採用により暖房もできる。

冷却器コイル・温水コイルを一体形にしたH/Cコイルの採用により、給湯設備と組合せて暖房が可能である。また冷却コイルと温水コイルの並列使用に比べてコンパクトになっている。



図1. MGL-40, 50形外観
Appearance of MGL-40, 50

表 1. MGL-40, 50 形仕様一覧
Specification of MGL-40, 50.

項 目 形 名		MGL-40 S	MGL-40 T	MGL-50 S	MGL-50 T				
性 能	冷 房 能 力 kcal/h	3,550/4,000	3,550/4,000	4,000/5,000	4,500/5,000				
電 源	全 入 力 kW	1.65/1.95	1.6/1.9	2.21/2.65	1.99/2.55				
電 源	除 湿 量 L/h	2.1/2.2	2.1/2.2	3.0/3.5	3.0/3.5				
外 形 寸 法	高 さ mm	810	810	810	810				
外 形 寸 法	幅 mm	1,210	1,210	1,210	1,210				
外 形 寸 法	奥 行 mm	281	281	281	281				
外 形 寸 法	分 割 可 能 寸 法 mm	—	—	—	—				
塗 裝 色	前, 上パネルマンセル 5Y7/1 <つや消>, 横パネルマンセル 5Y7/1								
圧 縮 機	形 式 × 個 数	全密閉×1							
電 動 機	形 名	VC-375 S	VC-375 T	VC-475 S	VC-475 T				
電 動 機	電 動 量 kW	1.2	1.2	1.5	1.5				
電 動 機	押 し の け 量 m³/h	5.46/6.4	5.46/6.4	6.5/7.62	6.5/7.62				
電 動 機	能 力 法 定 ト ン	0.64/0.76	0.64/0.76	0.8/0.9	0.8/0.9				
冷 凍 機 油	l	スニツ 3 GS 0.9	スニツ 3 GS 1.0						
冷 凍 機 油	kg	R 22 0.85	R 22 0.85	R 22 1.2	R 22 1.2				
冷 却 水	形 式	毛細管							
冷 却 水	容 量	否							
冷 却 水	制 御	二重管×1							
冷 却 水	形 式	1							
冷 却 水	列 数	クロスフィン							
冷 却 水	段 数	4×8							
冷 却 水	フィ ル タ	mm 2.11							
温 水 加 熱 器	列 段	2×4							
送 風 機	形 式 × 個 数	両吸込シロッコファン×2							
送 風 機	風 量 (弱一中一強) m³/min	12-14-16		15-17-20					
送 風 機	外 部 風 圧 mmAq	0							
送 風 機	電 動 機 容 量 kW	0.05		0.07					
送 風 機	ア ブ リ ル タ	サランハニカム織							
温 度 調 節 器	付								
冷 却 水	水 量 32°C 入 m³/h	0.93/1.07	0.93/1.07	1.15/1.30	1.15/1.30				
冷 却 水	水 量 18°C 入 m³/h	0.31/0.35	0.31/0.35	0.37/0.42	0.37/0.42				
冷 却 水	水頭損失 mAQ	2.7/3.5	2.7/3.5	5.0/6.3	5.0/6.3				
冷 却 水	水頭損失 mAQ	0.4/0.5	0.4/0.5	0.45/0.6	0.45/0.6				
配 管 寸 法	冷 却 水 入口ガス管	3/4 B	3/4 B	3/4 B	3/4 B				
配 管 寸 法	冷 却 水 出口ガス管	3/4 B	3/4 B	3/4 B	3/4 B				
配 管 寸 法	冷 却 器 室 ドレン 管	3/4 B	3/4 B	3/4 B	3/4 B				
機 械 室 ドレン 管		—							
保 護 裝 置	圧 力 開 閉 器	kg/cm²	26 G カットアウト	26 G カットアウト					
保 護 裝 置	低 圧 開 閉 器	kg/cm²	—	—					
保 護 裝 置	溶 泄 ん(栓)		—	—					
保 護 裝 置	圧 縮 機 保 護		熱動過電流继電器						
保 護 裝 置	送 風 機 保 護								
製 品 重 量	kg	115	115	120	120				
運 転 重 量	kg	115.7	115.7	120.9	120.9				

(5) 40~45°C の水温で冷暖房並列運転が可能

冷房時の運転可能範囲を広げたことにより、40~45°C の水温で中間期での各部屋ごとの冷暖房が可能である。

(6) 豊かな風量と十分な到達距離

豊かな風量と速い吹出風速で、十分な到達距離があり、室内を効率よく空調することができる。

(7) 二管式配管の採用

冷温水切換えバルブを内蔵し、バルブの操作により冷房・暖房の切換えができる、現地での配管工事が簡略化される。また配管は機内取付けであるため室内のデザインを損わない。また別売部品のストップバルブ付フレキシブル配管を使用すれば、現地でのサービスバルブの取付けが不要となる。

3.2 仕様

単相・三相の電源仕様を持ち、一般家庭用・事務所用のいずれにも使用できる。仕様一覧表を表 1. に示す。

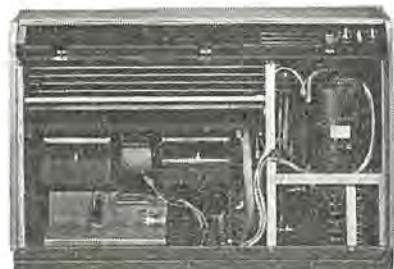


図 2. 内 部 構 造
Interior construction.

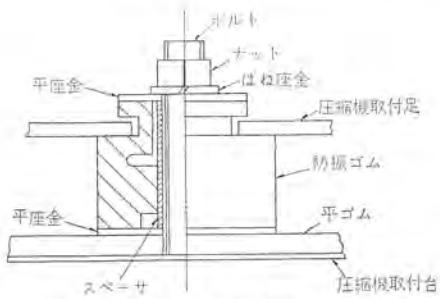


図 3. 圧縮機防振構造
Vibration-proof structure of compressor.

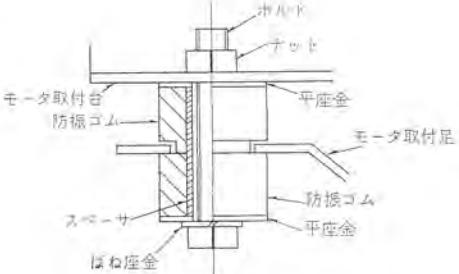


図 4. 送風機モータ防振構造
Vibration-proof structure of fan motor.

3.3 構 造

フロン R-22 用全密閉形圧縮機・二重管式凝縮器・毛細管・クロスフィン形冷却器、およびこれらを接続する冷媒配管により冷凍サイクルを構成している。また送風機は送風機用モータを冷却器ドレンパンの下に取付け、このモータの両軸に両吸込シロッコファンを接続している。本体右上の操作スイッチ部には高圧スイッチ、リセットボタン、ロータリースロット、冷暖房切換えスイッチおよび温度調節器を一箇所に集めている。ドレンパンは冷却器ドレンパンのほかに機械室ドレンパンがあり、おのおの排水管を冷温水入口出口配管のあるユニット配管口で一本に集めている。また冷却器のドレンパンは手前に取り出せるようになっており、ドレンパンの清掃が容易にできるようになっている。図 2. に内部構造を示す。

(1) 圧縮機

圧縮機は小形で騒音の低い全密閉形を採用し、さらに圧縮機シェル表面の共振をおさえるため、シェル内側にライナを取り付けた構造としている。また本体への圧縮機の振動伝達を防ぐため図 3. に示す防振方式を採用した。これは圧縮機を 3 個の防振ゴムにより支持し、さらに圧縮機取付台全体に厚さ 3 mm のゴム板を張付けた構造になっており、圧縮機の振動を 3 個の防振ゴムにより吸収し、さらに台板に伝わった振動をゴム板で制振しようとするものである。

表 2. 騒音レベル, NC 値, NRN 値
Noise level, Noise criteria value, Noise rating number.

送風・冷房 送風・冷房 送風・冷房	送風・冷房 送風・冷房 送風・冷房	送風時			冷房時		
		ホン (A)	NC	NRN	ホン (A)	NC	NRN
送風・冷房 送風・冷房 送風・冷房	送風・冷房 送風・冷房 送風・冷房	ホン (A)	NC	NRN	ホン (A)	NC	NRN
MGL-40	50	強	45	41	42.5	46	42
		弱	39	34	35.5	42	36
	60	強	46.5	40	41.5	47.5	40
		弱	38	33	34.5	41.5	36
MGL-50	50	強	48.5	43	44	48.5	44
		弱	43	38	40	44	39
	60	強	49	43	44	50	44
		弱	43	38	40	45	39

(2) 送風機モータ

送風機モータの騒音は一般にあまり問題にならないが、振動がキャビネットなどに伝達されると音が拡大され問題になってくる。送風機モータの防振構造として図4.に示す方式を採用した。これは2個の防振ゴムを組合せて、モータの足を支持する構造となっており、防振ゴムの効果を十分生かすようにスペーサの長さを2個の防振ゴムの厚さより少し長くしている。

(3) 冷媒流れ音

冷媒流れ音は圧縮機吐出パイプに消音器を組込むことにより、ある程度低下することができるが、配管のサイズ、径路によっては冷媒流れ音が大きく発生することがある。とくに分配器付近の音が大きくなるため、毛細管の出口すなわち分配器の入口より分歧点までの距離を大きくし冷媒流れ音を低下させ、また冷却器以外の冷媒回路はすべて機械室に入れ密閉化することにより、冷媒流れ音の影響を少なくしている。

(4) 機械室構造

図2.の内部構造図に示すように、圧縮機・凝縮器・冷媒配管を一つの機械室に納め、機械室壁部の開口率を小さくして密閉化をはかった。(いくら透過損失の大きい材料で機械室を密閉化しても開口率がnのとき、全体の透過損失TLは $TL=10\log 1/n$ よりは大きくならない)。また機械室正面のしゃ音板は、厚さ1.6mmの鋼板を使用しとくに前方への音の透過を小さくしている。

一方機械室内壁には、厚さ13mmのグラスウールを張付け、機械室内部の吸音率を大きくし、内部音圧を下げることにより外部への音の透過を小さくしている。また凝縮機取付部は、圧縮機と同様防振ゴムにより凝縮器をささえ、さらに凝縮器取付け台の上に厚さ3mmのゴム板を張付けた構造としており、機械室ドレンパンへの振動の伝達をおさえている。

3.4 騒音特性

(1) 測定条件

無響室でエアコンの正面1m、高さ1mの点で測定した。また振動音を防ぐため、エアコンの下に木台とゴムパッドを敷いた。冷房時の運転条件はJIS標準条件に合わせた。

(2) 測定結果と評価

各運転条件での騒音レベル、NC値およびNRN値(N数)を表2.に示す。

冷房弱風時でMGL-40形は約42ホン(A)、MGL-50形は約45ホン(A)となっている。またISOにより提案された騒音評価数(NRN)は、冷房弱風時でMGL-40形は21、MGL-50形は26であり、かなり静かな室でも使用できるものと考えられる。(ただし音の特性

表3. 各項目についてのNRNに対する補正値
Correction number for NRN.

要因	条件	補正
スペクトル	純音 広帯域	+5 0
ピークファクタ	衝撃性 非衝撃性	+5 0
繰返し性	連続 毎時 毎時 毎日 毎日 毎日	0 -5 -10 -15 -20 -25
慣れ	慣れていらない 多少の慣れがある 相当慣れていらない	0 -5 -10
時	夜間のみ 昼間のみ	+5 -5
季	夏 冬	0 -5
騒音	静かな郊外 住宅地 工場近くの市街地 重工業地帯	+5 0 -5 -10 -15

表4. NRNによる各室の騒音基準
Noise standard according NRN.

補正 NRN	
20 ~ 30	寝室、病室、テレビスタジオ、居間、劇場、教会、映画館、コンサートホール、小事務室、図書室、講義室、会議室
30 ~ 40	大事務室、商店、デパート、静かなレストラン、40:知的作業に要求される平均的限界
40 ~ 50	かなり大きなレストラン、タイプのある秘書室、体育館
50 ~ 60	かなり大きなタイプ室、60:通常の事務室の平均的限界
60 ~ 70	作業場

使用条件による補正後のNRN値を示す)。NRNに対する補正値と各室の騒音基準を表3.、4.に示す。またMGL-40、50形50Hzでの1/1オクターブバンド分析結果を図5.、6.に示す。1/1オクターブバンドでは、バンドのピークはみられず、比較的聞きやすい音となっている。

(3) 騒音を構成する各エネルギー成分の寄与率

成分iの音のエネルギーを E_i 、このときの音圧レベルを I_i 、全エネルギーを E_T 、このときの音圧レベルを I_T 、また基準エネルギーを E_0 とすれば、次式が成立する。

$$I_i = 10 \log \frac{E_i}{E_0} \quad [\text{dB}]$$

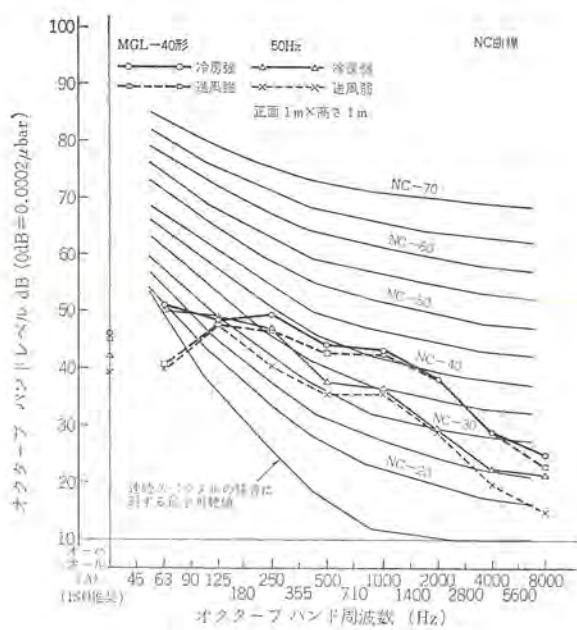


図 5. MGL-40形 オクターブバンド分析
Octave band noise analysis of MGL-40.

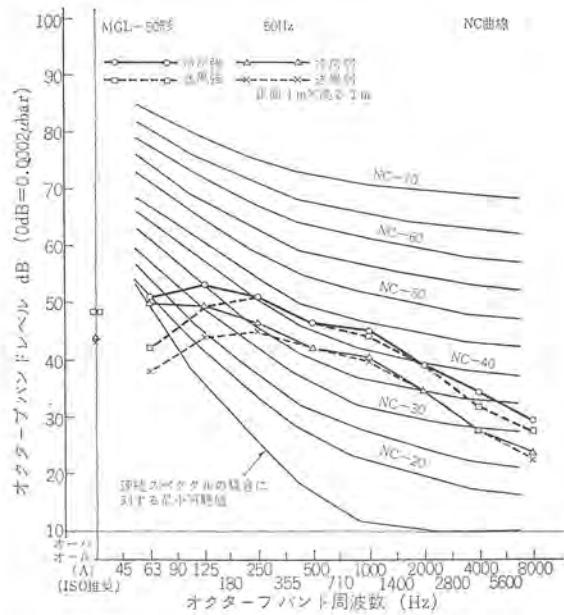


図 6. MGL-50形 オクターブバンド分析
Octave band noise analysis of MGL-50.

$$I_T = 10 \log \frac{E_T}{E_0} \quad [\text{dB}]$$

よって、エネルギー E_t の全エネルギー E_T における寄与率 e_t は

$$e_t = \frac{E_t}{E_T} \times 100$$

$$= 10^{\frac{I_t - I_T}{10}} \times 100 \quad [\%]$$

と表わされる。

MGL-50形 50Hz 弱風時における、冷房運転音（冷房音という）に対する送風音と圧縮機音（冷媒音を含む）のエネルギーの寄与率および、各周波数バンドでの、オーバオールに対するエネルギーの寄与率を求めるとき、表 5～7. のようになる。

表 5. より、250～8kHz バンドでは、送風音の寄与率が大きく 63Hz, 125Hz では逆に圧縮機音の寄与率が大きいことがわかる。ま

表 5. 冷房音に対する送風機音と圧縮機音の寄与率
Contribution factor of fan noise and compressor noise to cooling noise.

バンド	送風機	冷房音	差	送風機寄与率	圧縮機寄与率
	I_F	I_T	$I_F - I_T$	e_F	e_C
63	38	50	-12	6	94
125	44	49	-5	32	68
250	45	46.5	-1.5	71	29
500	42	42	0	100	0
1k	40	40.5	-0.5	89	11
2k	34.5	34.5	0	100	0
4k	27	27	0	100	0
8k	22	23.5	-1.5	71	29
オーバオール(A)	43	44	-1	79	21

表 6. 送風音における各バンドの寄与率
Contribution factor of frequency band to over all of fan noise.

バンド	A特性による補正前			A特性による補正後			
	送風機	差	バンド寄与率	送風機	差	バンド寄与率	
	I_F	$I_F - I_T$	e_t	I_F	$I_F - I_T$	e_t	
63	38	-11.6	7	-26	12	-32.3	0.06
125	44	-5.6	27.5	-16	28	-16.3	2.3
250	45	-4.6	35	-9	36	-8.3	14.8
500	42	-7.6	17	-3	39	-5.3	29.5
1k	40	-9.6	11	0	40	-4.3	36.9
2k	34.5	-15.1	3	+1	35.5	-8.8	13.2
4k	27	-22.6	0.6	+1	28	-16.3	2.3
8k	22	-27.6	0.2	-1	21	-23.3	0.5
オーバオール(I_T)	49.6				44.3		

表 7. 冷房音における各バンドの寄与率
Contribution factor of frequency band to over all of cooling noise.

周波数 バンド Hz	A特性による補正前			A特性による補正後			
	冷房音	差	バンド寄与率	送風機	差	バンド寄与率	
	I_F	$I_F - I_T$	e_t	I_F	$I_F - I_T$	e_t	
63	50	-4	39.8	-26	24	-21	0.8
125	49.5	-4.5	35.5	-16	33.5	-11.5	7.1
250	46.5	-7.5	17.8	-9	37.5	-7.5	17.8
500	42	-12	6.3	-3	39	-6	25.1
1k	40.5	-13.5	4.5	0	40.5	-4.5	35.5
2k	34.5	-19.5	1.1	+1	35.5	-9.5	11.2
4k	27	-27	0.2	+1	28	-17	2
8k	23.5	-30.5	0.1	-1	22.5	-22.5	0.6
オーバオール(I_T)	54				45		

た表 6., 7. より冷房音・送風音ともに 500Hz バンドと 1kHz バンドの寄与率が大きいことがわかるが、これらのバンドでの冷房音に対する送風音の寄与率が大きいことにより、冷房音においても、これらのバンドの送風音の影響が大きいといえる。

しかし、送風音・冷房音ともに、一つのバンドの寄与率がとくに大きいというわけではなく、図 6. に示すオクターブバンド分析に示すように全体としては、なめらかな音となっている。

一方、送風機の羽根枚数 N は 40 枚、弱風時での回転数 f は 980 rpm であり、送風音の脈動成分は $Nf/60$ すなわち 653Hz となる。また $2Nf/60$ は 1,306Hz であり、このことから、送風音における

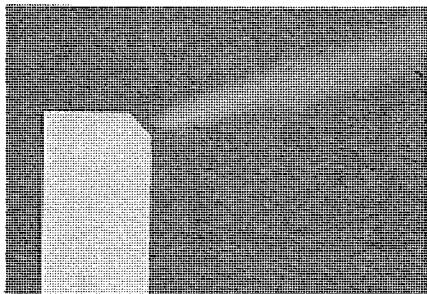


図 7. 水平吹出し
Horizontal air blow.

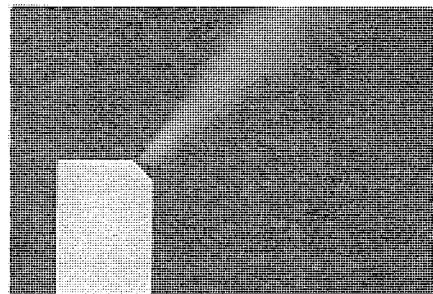


図 8. 45°吹出し
45° air blow.

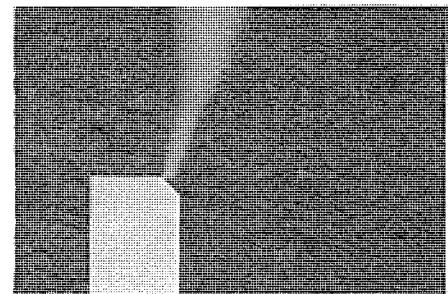


図 9. 垂直吹出し
Vertical air blow.

500 Hz バンドおよび 1 kHz バンドの成分は、 $Nf/60$ および $2Nf/60$ の脈動音成分によるものと考えられる。

(3) 実際に据付けた場合の騒音の推定

表 2. に示す騒音値は無響室（自由音場）での値であり、実際に部屋に据付けた場合には、部屋の大きさ・天井・床・壁などの吸音率、エアコンからの距離あるいは据付方法などにより異なる。ここでは、実際に据付けた場合の騒音値を推定してみる。

室内に音響出力 W ワットの音源が 1 個あるとき、室内の任意の位置での音圧レベル SPL は次式で表わされる。

$$SPL = PWL + 10 \log \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad [\text{dB}]$$

ここに、 PWL : パワーレベル $[\text{dB}]$

Q : 指向係数

R : 室定数 $[\text{m}^2]$

r : 音源からの距離 $[\text{m}]$

MGL-40, 50 形の正面における指向係数を $2^{(1)}$ と推定すれば、MGL-40, 50 形の無響室における正面 1 m での音圧レベル SPL' は

$$SPL' = PWL + 10 \log \frac{2}{4\pi}$$

$$= PWL - 8$$

$$\therefore PWL = SPL' + 8 \quad [\text{dB}]$$

となる。いま MGL-50 形を床面積 $4.5 \text{ m} \times 7.2 \text{ m}$ 、高さ 2.4 m 、平均吸音率 $\bar{\alpha} = 0.2$ の部屋に据付けたとき、部屋の中央での音圧レベル SPL は

$$\begin{aligned} SPL &= SPL' + 8 + 10 \log \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \\ &= SPL' - 0.4 \quad [\text{dB}] \end{aligned}$$

となる。

ここで $Q = 2$

$$R = \frac{s\bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}} = 30.25 \quad [\text{m}^2]$$

$$r = 3.6 \quad [\text{m}]$$

である。よって冷房弱風時 (50 Hz) では 43.5 ホン (A) となる。ただし指向係数 Q は、周波数によって異なるがここでは 2 として計算した。

3.5 気流特性

MGL-40, 50 形の吹出し口は V-H ルーバーを使用しているため、上下左右のいずれの方向にも吹出し可能であるが、いま吹出し方向を水平、45°、垂直の方向にしたときの吹出し状態を図 7.~9. に示す。吹出し方向は水平吹出しでは 20° 、 45° 吹出しでは 45° 、垂直吹出しでは 80° で吹出され、広範囲の吹出し方向が得られている。また垂直吹出しで使用すればペリメータゾーン用としても十分使用できることを示している。

4. むすび

以上、薄形パッケージエアコン低騒音化の概略について述べた。運転音の低下については、今後も研究をつづけるが、一応のレベルまでには達することができたと考えている。しかしながら、この薄形パッケージエアコンを使用した空調方式は、いまやファンコイルユニットや大型パッケージ方式などと並ぶ、一つの空調方式としての市場を形成・確立するまでになっている。したがって、われわれ機器メーカーとしては、今後の市場の期待に応ずるべく、より一層の低騒音化と省力化、小形化を考えていかなければならないと考えている。

参考文献

- (1) 生井：遠心軸流送風機と圧縮機（昭 43），朝倉書店
- (2) 日本音響材料協会：騒音対策ハンドブック（昭 41），技報堂
- (3) 福田ほか：機械の騒音とその対策（昭 43），共立出版
- (4) 石川ほか：三菱電機技報，47, No. 5 (昭 48)

空調機用ファンモーターの特性

戸崎 保弘・信 太 茂*

Characteristics of Fan Motors for Air Conditioners

Shizuoka Works Yasuhiro Tozaki・Sigeru Shida

An air conditioner industry has made rapid progress. This means the air conditioner has come close to people in daily life. However, a fan motor, a hidden hero in the operation of the air conditioner that governs an agreeable living space, is less drawing attention than the main assembly. Meantime, the public hazard in cities is seriously discussed nowadays and with this trend the fan motor has come to be recognized as one of essential elements as well as the low noise and air cooled design. Thus a fan motor of exclusive use with the main assembly has set up a firm standing.

This article describes the outlines of this special fan motor and point differing from ordinary motors for reference to potential users.

1. まえがき

発展・多様化の一途をたどる空調機産業にあって、送風機用モーターの要求も大きく変化している。すなわち、騒音低下とともに低速化、広範囲な速度制御、過酷な周囲条件、小型軽量化、そして原価低減などである。従来は、はん用モーターあるいはその取付構造を変えたモーターで、ベルトまたは直結で送風機を駆動していたが、ここに至って送風機専用としてファンモーターが位置づけられつつある。特に大型空調機では空冷化の傾向のなかで、空調システムの一部として改めてファンモーターが見直されており、本文ではこうした背景のもとにファンモーターの特長、設計手法、問題点、将来への動向などについて述べ、代表機種の紹介をする。

2. ファンモーター

ファンモーターの負荷のファンは一般には3種類あり、おののの用途に応じ使い分けられている。

(1) 軸流ファン—プロペラ形

(2) ふく(幅)流ファン—シロッコとか多翼形、ラジアル形など

(3) 横流ファン—ラインフロー形といい、ルームエアコンに多く使用されている

これらは機能に応じ、意匠的制約に応じて用いられているが、軸流形は室外、ふく流形・横流形は室内側のファンとして使われるのが普通である。

モーターは、おのののファン特性をふまえたマッチングの良い仕様でなければならない。

しかし大型空調機ではファン負荷が大きいことや、顧客の各種用途に応じるため、はん用モーターを使用している。ベルト伝達方式は、ブリッジを変えるだけで、ファンの風量を簡単に制御できるメリットがあり、多種少量生産の大形機にあっては有利なわけである。従来、5冷凍トン以上の空調機用送風機(室内側)はこの方式であったが、最近では、8冷凍トン程度までの空調機に、直結式のファンモーターが採用され始めている。

この背景の根底は原価低減であり、はん用モーターの「むだ使い」に気づいたからである。ファン負荷は二次曲線で表わされる(図1)減トルクであるため、起動がきわめて容易という特長がある。つま

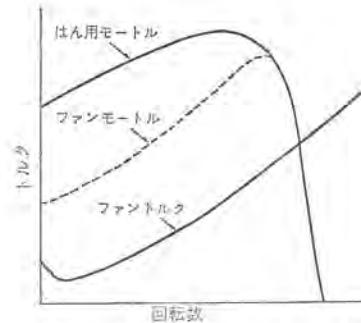


図1. 回転数—トルク曲線
Speed in rotation-torque curves.

り起動時にパワーをあまり必要としないので、起動分を停動に回すことができ、それだけモーターを小容量にできるのである(図1.)。

さらに、はん用モーターとの相違点は、常に空気の流れのなかに置かれていることである。負荷としてのファンがモーターの通風冷却に寄与していることも、モーターを小型にしている。

このようにファン負荷は、一般的なインダクションモーターの負荷のなかでは特異性を持った負荷であるため、モーターの選定もはん用とは違った要求になるはずである。すなわち、はん用モーターの0.75kWとファンモーターの0.75kWとは多分に異なる特性・形状なのである。

3. 最近の空調機

前述のように、ファンモーターが専用モーターとして見なされてきたのはここ数年のことである。これは空冷化の動きが誘因となっている。近年の水不足、掘付工事場所の制約、運転騒音への苦情など従来のクーリングタワーの持つ欠点が空冷化を推進したといえよう。最近の空調機の動きと仕様について簡単に説明する。

3.1 最近の空調システム

単に水を使わないという理由で、空冷式が多くなっているわけではない。都市部において公害を出さない冷暖房装置として、空気を熱源とするヒートポンプが多く用いられるようになってきたが、操作が簡単で保守が容易なことから中小規模の住宅にも普及はじめている。この空気熱源式ヒートポンプの普及が、ファンモーターの存在を浮彫りにした一因である。空冷式の特長を以下にまとめる。

(1) 操作・保守が簡単である。

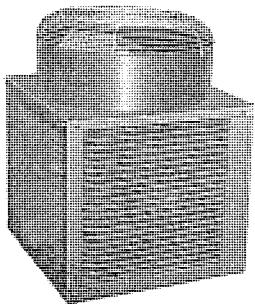


図 2. プロペラファン式凝縮機
(GVH-80)

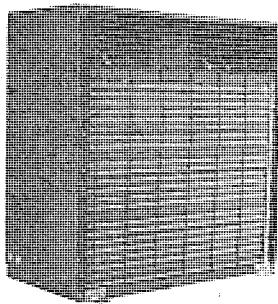


図 3. シロッコファン式凝縮機
(GUH-30)

Propeller fan type compressor
(GVH-80).

Scirocco fan type condenser
GUH-30).

(2) 騒音低下をはかる。

(3) 腐食によるトラブルがない(水冷式に比べ)

(4) 安価である(ユーザ側が見て)

空冷式凝縮機用ファンは、一般には大風量・低静圧・高効率およびコンパクトな納まりからプロペラファンを利用している。しかし最近では低騒音化のため、シロッコファンを用いる例も見られるようになった。図2.はプロペラ、図3.はシロッコ形の凝縮機である。

低騒音は室外だけでなく室内における要求も増大している室内ユニットの音発生は、リモートコンデンサ形では圧縮機およびファン送風によるものであるが、送風音がそのほとんどを占める。特にプレナム室による送風形式では吹出し音は能力に比例して大きい。そのためモートル回転速度を切換え、速度を落して騒音を下げることが考慮されている。

回転速度制御は、特にリビングマスター セントラル空調システムに要求されている。これには各種の制御方式が開発され実施されているが、別項で詳記する。

冷房暖房を同時に実行するマルチセントラル空調システムが近年開発され、ビル・ホテル・病院・マンション等の多様な要求に応じられるようになった。このシステムに用いられるファンモートルは、0.05 kW前後の小形であるが、居間・病室など静謐な環境で人の身近で運転されるため、磁気音や振動などに多分に注意した仕様が要求されている。

3.2 ファンの特性

表1.は各種空調機に用いられるファンについてまとめたものである。現在一般に使われているものを示す。

各種ファンの特性を図示してみると、その特長が明白になる。図4.はQ-H曲線、図5.はQ-T曲線を示している。

(1) プロペラの特長は低静圧・大風量であるため、冷風(温風)を遠くに送風する能力はないが、熱交換量が大きくできるので、室外凝縮機に適している。ただ、騒音が大きい欠点があり、適度の回転数に抑えるべきである。モートルの負荷としては流路抵抗が小さいほど(風量大ほど)軽くなる性質がある。また軸方向に空気が流れるため、モートルの通風冷却には最も有利な負荷である。なお静圧は通常最大8 mmAq以下で使用されている。

(2) シロッコについては、プロペラと正反対の特性を持っている。風量はあまり出ないが風圧が高い(風速大)ので、室内側ユニットに適している。低騒音であるため最近では室外ユニットにも多く使われるようになった。モートルを両軸にしてシロッコの径を大きくすれば、かなりの風量を出せ、また流路抵抗が大きいほど負荷としては軽くなるためダクト仕様に向いている。通常10 mmAq以下で使用されている。

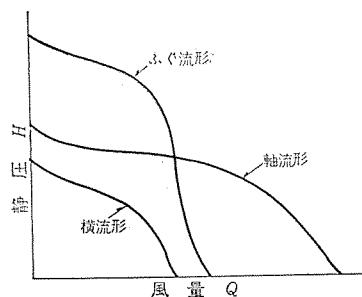


図 4. 各種ファンのQ-H曲線
Q-H curves of various fans.

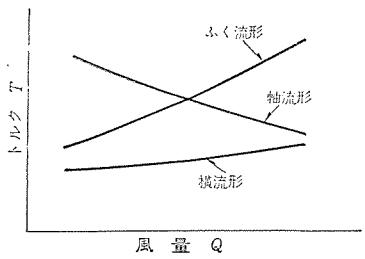


図 5. 各種ファンのQ-T曲線
Q-T curves of various fans.

表 1. 機種対応ファン
Fans corresponding the kind of machine.

	形 式	室内ファン	室外ファン
ルームエアコン	セバレート	ラインフロー	プロペラ
	ウインド	ラインフロー シロッコ	プロペラ
パッケージエアコン	セバレート	ラインフロー シロッコ	プロペラ シロッコ
	リモートコンデンサ	シロッコ	プロペラ

(3) ラインフローについては、小風量低圧で主にルームエアコンやセントラルシステムの各送風ユニットなどに用いられ、意匠上のメリットがある。

これらファンの選択は使用機能によりおのずと決定されるが、最終的には寸法制約、工作性、モートルの形状および特性にゆだねられる。

4. ファンモートルの設計

ファンの特性がモートルの特性に影響するということは、前述により明らかになった。要求されるモートルの仕様は、通常使用動作点と使用状態(環境・制約寸法)だけである。もちろん、電流・入力・力率などが厳しく要求される場合もあるが、圧縮機の電流・入力に比し小さいこともあり、現状では電気的特性は二次的な要求であるといえる。

4.1 モートルの種類

ファンモートルとして使用されるモートルは、単相または三相のかご形誘導電動機である。単相誘導電動機は各種あるが、通常コンデンサランモートルである。冷蔵庫の庫内ファン用にくま(隈)取りモートルが使われているが、最近50 W程度の出力を出せる特性の良いくま取りモートルが生産可能になり、ルームエアコンなどに用いられるのも遠くはない。

一般に、小形機には単相、大形機には三相モートルが採用されている。その選択は、電源仕様にかかわるが、速度調整の有無によっても決定される。

4.2 速度調整

小形機の室内ユニットにはほとんど速度調整が付いている。強一中一弱などの切換スイッチ式や無段に調整できるものもある。速度調整の方法は昔から研究開発されてきているが、それぞれに得失があり、機種・機能およびコストに応じて適用されている。最近は半導体を用いた制御器付きを販売メリットとしている機種もあり、時代のすう勢として速度調整は不可欠の要素になってきた。速度調整法について列挙してみる。

(1) 極数変換——4P~6P, 6P~12Pなど(リードの本数が多くなり、工作性が悪いためファンモータには使用例が少い)。

(2) 速度調整巻線込——最も多く用いられており、多段の速度が得られコストも安い。

(3) 半導体制御——サイリスタやトランジスタなどを用いた制御器で電圧や周波数を変え制御する方式である。従来はコスト高で、ノイズの発生や外乱による誤動作などの欠点があったが、最近ではこれらを改善した信頼性の高いものが開発され、当社でも生産している。今後この方式の採用が増加してゆくものと思われる。

(4) 外部インピーダンス制御——リクトルの場合、重量大で高価である欠点があり、抵抗器(挿入)では安価であるが温度上昇・設置場所などの点で問題がある。またコンデンサを用いる方法もあるがきわめてまれである。

(5) △-Y切換——三相機の場合に用いられるのが、速度調整比は一義的に決まるため高速での能力に合わせるのが通例である。

単相では巻線込式、三相では△-Y切換が一般に用いられている。

速度調整というより能力制御として、ルームエアコンでは最近室外側のファンモータを制御する機種が出現している。エアコンのフルスイングタイプが多くなり、外気温度を感知して速度制御するものであるが、空調システムの自動化の先駆けといえよう。半導体制御であるがセンサとしてサーミスタや応答の良いTRS(サーマルリードスイッチ)が使われている。

4.3 モータの設計

過去のモータの設計は、磁気荷重を仮定し、回路定数や特性計算を手計算で行ない。目標特性を得るまで試行錯誤して求めていく方法がとられていた。現在も基本的には同じであるが、コンピュータの普及によりそれらの計算は機械的に行なえるようになった。さらに目標特性をインプットして、最適値をアウトプットできるプログラムの開発も進んでいる。

誘導電動機の設計・特性計算手法の詳細については専門書にゆだねる。ここでは設計にのぞみ、考え方および手法の概略を記述する。

4.3.1 モータ設計仕様

使用機種のファン寸法が大まかに決まり、所要風量が決まれば、それに見合う出力のモータが決まる。実際にはモータの標準化・将来性・工作性およびコストなどが検討され、モータ形状寸法の許容値が必然的に決められる。

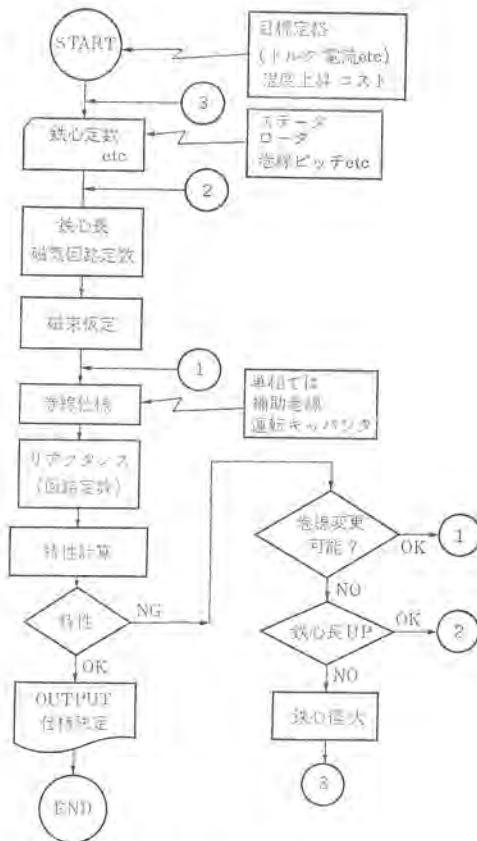
前述したが、ファン負荷は2乗減トルクであるため、起動トルクを要しない。しかし停動トルクを大きく要求されることがある。特にシロッコファンでは2乗曲線が急しゅん(峻)であり、流路抵抗が小さい場合はさらに急しゅんとなるので過負荷耐量を大きく見積らねばならない。結局、使用機種の構造を十分認識しておく必要がある。

冷却構造を考慮される。プロペラファンでは外扇形モータに類似した通風機構になるため、フィンを設けたりアルミ外わく(枠)にして放熱効果を上げることにより、小形化・高効率をはかることができる。

使用環境により、開放・全閉および防滴形構造を選択する。温度上昇は絶縁階級温度より10°C程度低目になるよう考慮すればよい。

4.3.2 設計手法

設計の流れ図を図6に示す。通常、使用する鉄心は相数・極数・出力段階ごとにその標準化され決まっているので、鉄心の積



- (i) 起動トルク大： 卷数小, 線径大, 二次抵抗大, gap 大
 (ii) 停動トルク大： 卷数小, 線径大, 鉄心長大, gap 大
 (iii) 滑り小： 卷数小, 線径大, 二次抵抗小, gap 小
 (iv) 起動電流小： 卷数大, 線径小, 二次抵抗小, gap 小
 (v) 力率大： 卷数大, 線径小, 二次抵抗小, 鉄心長大,
 gap 小

特性に大きく影響するのは上記の各要素であるが、gap と鉄心長の影響はきわめて大きい。図 8. は gap 磁束密度(B_g)と鉄心長(L)との関係を示している。しかし通常は量産性・標準化のうえから gap はなるべく固定している。二次抵抗の大小は、ロータエンドリング寸法を変えるが、非常に大きくしなければならない場合は、ダイカスト材として高抵抗 アルミ や亜鉛などを用いる。しかし生産台数が少ない機種では、ダイカスト 炉の運動効率が落ち、純アルミ 溶湯時の不純物混入も懸念されるため、二次鉄心のスロット数や面積を小さく型改造したほうが安くなることもある。

その他設計に際して検討する項目を列挙してみる。

- (1) 出力——鉄心選定、主電流選定

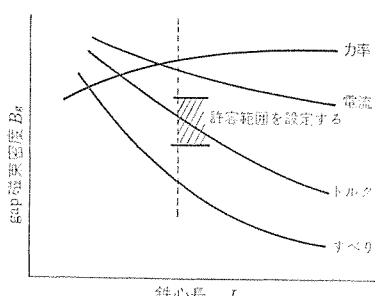


図 8. B_g と L の影響
Effect of B_g and L .

- (2) 温度上昇——電流密度, 冷却性 (外わくの形状, 材質)
 - (3) 磁気異常——音, 振動の予想 (一次と二次のみぞ数組合せ, gap, 磁気飽和など), 防振構造の検討
 - (4) 軸, 軸受——強度, クリープの予想, 玉軸受かスリーブ軸受けかの検討

(5) その他環境変化、電源事情なども考慮する。

4.4 C.A.D

Computer Aided design の進歩は著しい。モートル 設計は設計者の経験と勘にあるところが大きかったが、現在では プログラム 化され ルーチンワーク になり設計者の負担が軽減されてきている。図 6. の流れ図により プログラム 化されているが、量産仕様の鉄心、gap および 卷線 ピッチ の データ を使用しなければならない。また ファンモートル では動作点を厳しく要求されること、および 单相 モートル の速度調整では回転数差を確実に出さねばならないことなど、トルク 特性を正確に アウトプット するため、ある程度の入間の 判断 と イントップ 命令 が必要である。特に 单相 モートル の特性は理論式に合致しにくく、 プログラム か(稼)動の実績と、回路定数計算および特性算定式の修正を繰返しながら、最適 プログラム を大成していくべきである。

図 9. は特性をグラフでアウトプットしたものの一例である。

なおその他構造設計については、はん用モールに準ずるため割愛する。

5. 問題の解決

設計のときには予想もしなかったことが実際には起こる場合が多くあり、大なり小なりわれわれを悩ますものである。空調機用ファンモータにあってはユニットだけでなくシステム全体にもかかわってくる。圧縮機が空調機の心臓であるなら、ファンモータは肺臓であり、空調特性に大いに影響するファクタである。

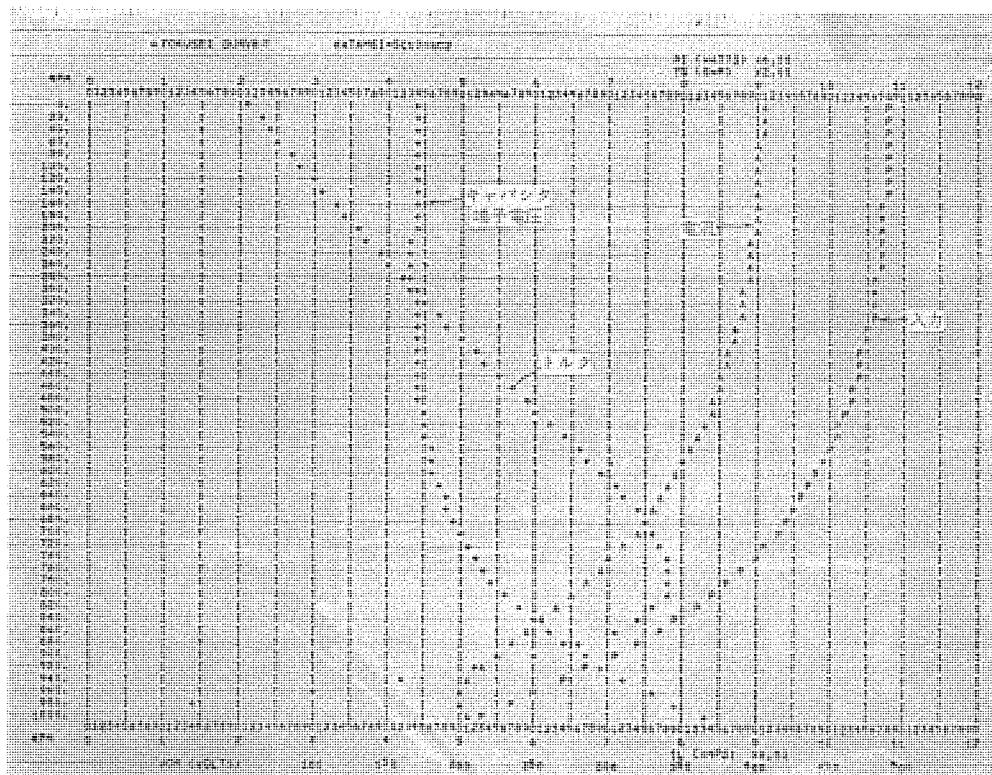


図 9. 単相モータの特性アウトプット例
Example of characteristic output of single phase motor

5.1 制約条件

ユニットの構造、据付場所により寸法上の制約を受けるが、通風が悪い場合、温度上昇が予想以上に大きくなったり、環境条件が悪く早期に腐食を起こすことがある。これらは設計段階でチェックし、最悪条件を考慮して仕様決定するにもかかわらず、発生する。この対策として、開発時点での空調機の需要層・据付場所・使用環境などを想定し、ユニットの構造の変更やモートル仕様の変更を逐一行なうことである。

(1) 外形構造——室内なら開放形、室外なら全閉または防滴形を採用する。外わくの材質は Al, FC, 鉄板の順に放熱特性は良いが、コストは逆の順になる。また音や振動には FC が良い。

(2) 取付状態——縦形か横形か、片軸か両軸かによって構造は決まる。縦形で室外用の場合は防水を考慮し、防水パッキンを付属したり軸のメッキを行なう。室内用では、熱交換器やヒータとの位置関係を考慮する。モートルの下部にヒータがある場合、リード線の保護や温度上昇を大目に見積らねばならない。

(3) コスト——製造工程を検討し、材料各種の比較を行ない、工作性・標準化を考えて原価計算する。新しい技術の採用を試みることも原価低減を助長するが、品質を損わないうことが第一であるから、コストと品質は常に同時に考えねばならない。

5.2 磁気音と振動

ファンモートルの磁気音や振動は大きなクレームとなりやすい。磁気音や振動が軸を介してファンに伝わり、増幅されるからである。また合板を介してユニット全体(パネルや配管)に共振現象を起こす原因となる。モートル単体では微小でも、空調機組込後あるいは据付後に異常を発生することが多い。この異常音・振動を発生させないために、おのの発生原因を握しておく必要がある。

5.2.1 みぞ(溝)数組合せ

磁気音は一般に振動トルクによるものと分布力によるものがあり、振動トルクは軸を介してファンから放射し、分布力は一次鉄心・フレームを振動させ騒音を発生する。これらは一次と二次鉄心みぞの組合せにより改善される。しかし磁気音や振動の原因は gap に存在するみぞ高調波によるもので、理論的には両者を同時に消すことはできない。表 2. は一般に採用されているみぞ数組合せを示す。セレンツ氏は $x_2/x_1=0.7 \sim 1.3$ が良い組合せとしているが、これはといえる法則ではなく、経験に頼らざるを得ない現状である。いずれにしろ表 2. 以外の組合せは避けたほうがよい。そのほかに、

○二次みぞ数は一次みぞ数より極数以上異なること。

○一次みぞと二次みぞとで、同時に同一位置に合うみぞが少ないこと。

○ x_2/P = 整数は避けること (P は極数)。

などに注意して鉄心の設計を行なうことである。

表 2. 使用し得るみぞ数組合せ
Workable duct number combination.

極数 P	一次みぞ数 x_1	二次みぞ数 x_2
4	24	18, 22, 26, 30, 30, 32, 34
	36	26, 30, 42, 46
6	24	26, 32, 33, 34
	36	26, 27, 28, 28, 32, 34, 38 40, 44, 45, 46, 47, 48
8	36	44, 45, 48, 50

5.2.2 スキーの影響

スキーと磁気音の理論的関係はある程度は握できる。通常は、 $x_2/(x_1 \pm \frac{P}{2})$ だけロータスキーするのが有効である。しかし、みぞ高調波を 1 様しか消せないことに、二次側に誘起する基本波電圧の減少、および無効漏えい(渦)リアクタンスの増加による力率の低下、漂遊トルク発生に不利であるなどの不都合があり、機種ごとの確認が必要である。

5.2.3 gap の影響

磁気音は gap の大きさに比例して減少する傾向がある。gap を大きくしただけで磁気音の対策がされる場合もある。また gap に不平衡があるとたよたよたした振動を受け、音の大きな原因になる。ファンモートルではファンを設けてバランスをとる作業が要求される。

5.2.4 不等率

モートルにおける不等率とは、モートル内に発生するある種の物理量の正相分と逆相分との比であり、この値が大きい(逆相分が大)とき、音振動に影響する。主に单相機の場合、主巻線と補助巻線の巻数比と運転キャパシタ容量が因子となる。一般には設計の際、逆相分電流(またはトルク)を零とする条件を求め、巻数比、キャパシタを選定する。すなわち、不等率が最小となる巻数比とキャパシタは一義的に決定できる。

なお振動除去の対策として最近くら(鞍)形取付足が採用されてきたがかなりの効果がある。

5.3 溫度上昇

ファンの種類により温度条件が異なることは再三述べてあるが、注意すべき点をあげておく。

(i) ふん(霧)団気条件を認識する。

(ii) 通風状態を握する。

(iii) 負荷曲線のバラツキを考慮する。——ファンケーシング、機内構造(吹入口および吹出口)

なお、保護装置についてはファンモートルの場合、一般的モートルとは考え方を異にするので若干記述しておく。

室内・室外用ともに拘束保護のみを考えればよい。ファン負荷の性質上、過負荷条件は、低電圧と周囲温度上昇だけであり、あらかじめその変動を予測したモートル仕様にしておけばよい。大幅な変動や拘束時には、ファンモートル保護以前に圧縮機保護のため、低圧や高圧カットの保護装置が作動するので、保護装置を設けない場合もある。実際には巻線埋込み形のサーマルプロテクタを使用し、絶縁階級温度の約 10°C 高く動作点を設定している。

6. 最近の空調機用ファンモートル

図 10. は室外低騒音形ユニット用ファンモートル、図 11. は室内低騒音形ユニット用ファンモートル、図 12. はルームエアコン用のフレームレスのファンモートルを示す。

最近の大きな動きとして、従来鉄製であった外わく(フレーム、ブラケット)が、鉄造コストの高騰や重量の問題で、アルミや鉄板の使用に切換わっている。鉄板を丸めてフレームとし、アルミダイカストのブラケットを両端に設けた形式が増加している。これらは鉄製に比べ、重量が軽く切削部分が少ないためコストメリットが大きい。さらに鉄板ブラケットも現われており、鉄製の占める割合は次第に小さくなりつつある。しかし、鉄製の吸振吸音特性、熱容量の大きさおよび堅固性は完全には捨てがたく、大形機や小形機の一部で使われている。深絞り鉄板ブラケットでフレームなしの構造(図 12.)では、ルームエアコン

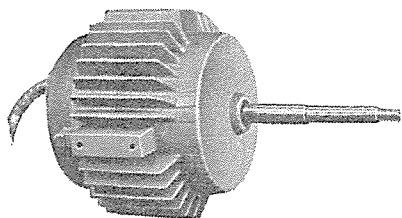


図 10. 低騒音室外ユニット用 ファンモーター (200V 0.36kW 12P)
Fan motor for low noise outdoor unit.

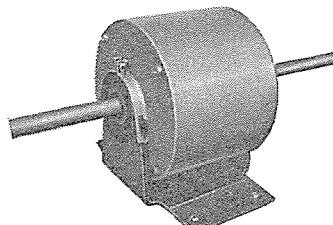


図 11. 低騒音室内ユニット用 ファンモーター
Fan motor for low noise indoor unit.

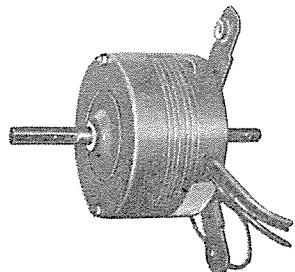


図 12. ルームエアコン用 ファンモーター (100V 0.07kW 6P)
Fan motor room airconditioner.

用に採用されている。

軸受は、中形以上は玉軸受、小形機ではスリーブが多く用いられている。板金ブラケットでは自己調心スリーブが最適である。玉軸受の場合、封入グリスの選定が問題になる。空調機では温度差が大であること、断続運転(季間運転)であることから、低高温特性および安定性のよいグリスを選定しなければならない。一般に用いられるグリスは鉛油系(商品名アルバニアなど)が多いが、最近合成油系の改良が進み、低温高温特性がよく寿命の長いものもできている。ただし、巻線のワニスとの compatibility に十分な配慮を要し、納入後グリスの劣化による軸受のさびがモーターの特性を損わない確認をすべきである。

絶縁関係では、温度階級のE種化がすでに完了している。はん用モーターではF種化に移行の様相であるが、ファンモーターにも同様の動きがおきはじめている。相間および層間絶縁の廃止が検討されており、100V電源仕様ではすでに廃止された機種もある。また巻線のワニス処理の代換として自己融着電線が出現し、簡便で量産性がよい

ことから今後普及していくものと思われる。

いずれにしろ、ファンモーターは機器の内部に組込まれて使用されるため、外観に対しては留意の必要がない。こうしたことがフレームレスや塗装の色、仕上げ面の荒さの許容、および銘板類の簡略化が大いに取り入れられている故であり、「安い」モーターを得られる故である。

電気的特性面での最近の動向は、冒頭にも述べたように、低速化に伴う多極化にある。特殊高静圧大風量の機種は4極機が使われるが、6, 8, 12極などがファンモーターの主流になってきた。巻線の自動化のため1スロット1コイルとなるよう巻線の考慮がなされている。当社では鉄心の標準化のため、6, 8, 12極が同一鉄心で巻線できるようになっている。

無段速度調整にみる速度制御範囲の拡大に対応するため、二次抵抗の大きい材料の検討がなされている。従来亜鉛や真ちゅう(鎌)が用いられていたが、アルミに各種の不純物を入れ、純アルミと比べて工作性コスト共にそん(遜)色のない高抵抗アルミができている。低速化の要求のなかで、多極巻線のコスト高をよしとしない場合に採用できるなど、有用性は大いにある。

その他ファンモーターの動向については、内外とも似たような動きがあると思われる。米国では主に板金フレームが目立ち、玉軸受からスリーブ軸受に代わっている。また、空冷化は10冷凍トン以上の機種にも採用されつつあり、低騒音化の動きはもちろんである。また、モーターの効率力率改善、低入力の要求が急速に強まってきている。

コスト面からの圧力も年々厳しくなっており、原価低減につながる新技術の採用や製造工程の再検討が逐一なわれている。

7. む す び

公告問題に端を発した低騒音化は、ユーザ快感度という新しい設備機器への要求に波及した。室内室外の低騒音化はさらに推進され指向していくであろう。また、安全で保守管理の容易な経済的空調機が、今後の空調機産業の伸びのいかんにかかわっている。こうした諸要求の核心を担うのがファンモーターであるといえよう。当社でも、永年のモーター技術を基盤として、空調ユニット、圧縮機およびファンモーターおのとの連係を密にし最適仕様の空調機を時代に先行してユーザへ供給してゆきたい。

参 考 文 献

- (1) 玉山: 空調設備機器入門、空気調和と冷凍、1月、2月、3月(昭48)
- (2) 石黒ほか: 単相誘導電動機とその応用、オーム社
- (3) 高橋: 電気機器設計II、共立出版
- (4) 小林、倉川: 三菱電機技術、47、No. 5、489(昭48)

小形半密閉形コンデンシングユニット

古川博一・辻弘之*

Small Semi-Hermetic Condensing Units

Wakayama Works Hirokazu Furukawa • Hiroyuki Tsuji

Hermetic condensing units smaller than 1.5 kW are in extensive use, but there is a trend to make the installation of larger scale in company with the elevation of construction technique. On the other hand open type condensing units always require the trouble of changing their better or of the replenishment of refrigerant gas leaking out of the shaft seal. Such being the case, small condensing units below 2.2~3.0 kW are now shifting to semi-hermetic type. However, the semi-hermetic condensing units contain a motor driving a compressor of reciprocating motion in the refrigerant circuit. This makes great difference from the open type unit in the point of operation limit and working method. This article states consideration given to these points based on several experimental results and information made available by past reports.

1. まえがき

小形コンデンシングユニットは一般に冷媒圧縮機と水冷式凝縮器を共通架台にまとめ、ほかに制御機器を付属として構成され、工場から出荷される。一方、冷媒サイクルとして必要な残りの蒸発器、冷媒制御弁及び冷却を必要とする空間すなわち冷蔵室、あるいはスーパーマーケットのオープンショーケースはすべて現地で選定・調達され、コンデンシングユニットと結合されてはじめて冷凍設備として完成される。したがって冷凍機工事店とその地域社会との密着が強く、工事店の過去からの据付実績の増加に伴うサービス量の増大は新規工事消化の妨げとなり、他方では分野の専業化によりサービス範囲の広域化の傾向もあり、ベルト張り換え、軸封装置からのガス漏れに対する補給などを要することのある、開放形コンデンシングユニットからその必要のない形式のものへ、更に主として1.5 kW以下の全密閉形コンデン

シングユニットによる工事技術のレベルアップに伴う大形指向などの気運と重なり、わが国でもようやく2.2~3.0 kW以上のコンデンシングユニットは半密閉形に移行しつつある。

しかし、半密閉形コンデンシングユニットは冷媒回路中に往復動圧縮機を駆動する電動機を内蔵している点で、開放形コンデンシングユニットと使用限界・使用方法などで大きく異なるので、この点について、いくつかの実験結果と今まで報告されている資料をもとに考察してみたい。それに先立ってまず小形分野の製品を紹介する。

2. 仕様

表1.は現在系列化している小形半密閉形コンデンシングユニットの仕様である。このうちSSW形は一基の水冷式凝縮器上に2台の半密閉形圧縮機を並列にのせたもので、この特異性による運転の高信頼性と経済性の点で独特のものであるが、この製品については別の機

表1. 小形半密閉形コンデンシングユニット仕様
Specifications of small semi-hermetic condensing units.

種類		單段圧縮式半密閉形冷凍機					並列形半密閉形冷凍機			二段圧縮式半密閉形冷凍機		
形	式	SRW-37	SRW-55	SRW-75	SRW-110	SRW-150	SSW-75	SSW-110	SSW-150	S7W-55U	S7W-75U	S7W-110U
圧縮機	形名	WA-2-SX	WB-2-SX	WB-3-SX	WB-4-SX	WB-6-SX	WA-2-SX	WB-2-SX	WB-3-SX	WB-21-S	WB-31-S	WB-42-S
	筒径 (mm)	50	60	60	60	60	50	60	60	60	60	60
	行程 (mm)	52	60	50	60	50	52	60	50	50	60	50
	気筒数	2	2	3	4	6	2×2	2×2	3×2	3	4	6
押しつけ量 (m³/h)		17.4/20.8	28.5/34.6	35.6/43.2	59.4/71.2	74.2/89.0	17.4×2/20.8×2/28.5×2/34.6×2/35.6×2/43.2×2	35.6/43.2	56.9/69.2	74.2/89.0		
電動機	電源	3相 200 V 50/60 Hz					3相 200 V 50/60 Hz			3相 200 V 50/60 Hz		
	振動	4 P					4 P			4 P		
	出力 (kW)	3.7	5.5	7.5	10.8	15	3.7×2台	5.5×2台	7.5×2台	5.5	7.5	10.8
使用冷媒と 蒸発温度	R12	高溫 +5~−10°C (青果、野菜用)					同左			R22専用 −25~−65°C		
	R22	中温 −5~−20°C (精肉、乳製品用)					同左					
	R502	低温 −15~−40°C (冷食用)					同左					
凝縮器	形式	横形シェルアンドチューブ式					横形シェルアンドチューブ式			横形シェルアンドチューブ式		
	水配管出入口 (PT)	1 1/4	1 1/4	1 1/2	1 1/2	2	1 1/2	2	2	1 1/4	1 1/4	1 1/2
冷凍機油	種類	SUNISO 3 GS					SUNISO 3 GS			SUNISO 3 GS		
	チャージ量 (l)	1.8	4.3	5.6	6.6	10.5	1.8×2台	4.3×2台	5.6×2台	5.6	6.6	10.5
冷媒配管	圧縮機吸入口 (mm)	25	32	32	40	40	32	40	40	32	40	40
	凝縮器液出口 (mm)	12	12	16	19	19	19	19	19	16	16	19
保護装置		高低圧開閉器、インターナルサーモ、可溶せん(陸)、電磁開閉器、油圧保護開閉器 (SRW-110, SRW-150, S7W-75U, S7W-110Uのみ)										
その他		制御盤はオプション 高圧圧力計、低圧圧力計 油圧計 (SRW-110, SRW-150のみ)					順次起動方式 専用冷凍機制御盤付属 高圧、低圧圧力計			サブクーラ (二重管直膨式) 中間冷却器用膨張弁、電磁弁 中間冷却器用サイトグラス		
潤滑方式		飛沫 (3杯)			オイルポンプ		飛沫			飛沫		オイルポンプ
重量 (kg)		155	200	265	375	480	390	420	570	260	355	450

注1. 容量制御はWB-6-SX (SRW-150)に対し特注扱いとする

2. SSW-75~110の重量は、制御盤を含まない

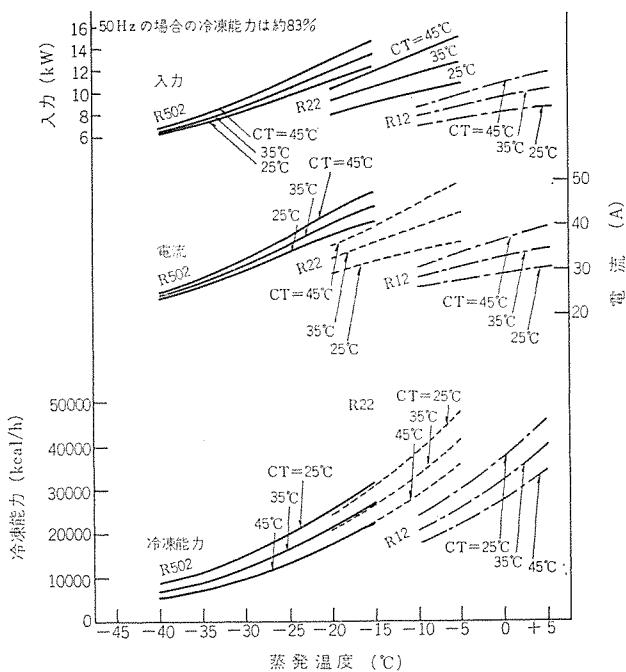


図 1. SRW-110 形 能力線図
Performance curves of model SRW-110.

会に譲りたい。図 1. は SRW-110 形の能力線図を示す。

3. 構 造

図 2. に SRW-110 形の外観を示す。図 3. は SRW-110 形に使われている WB-4 SX 形圧縮機の断面を示す。圧縮機に内蔵され

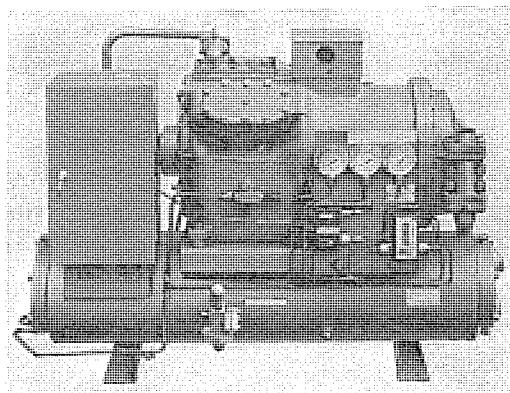


図 2. SRW-110 形 コンデンシング ユニット
Semi-hermetic condensing unit model SRW-110.

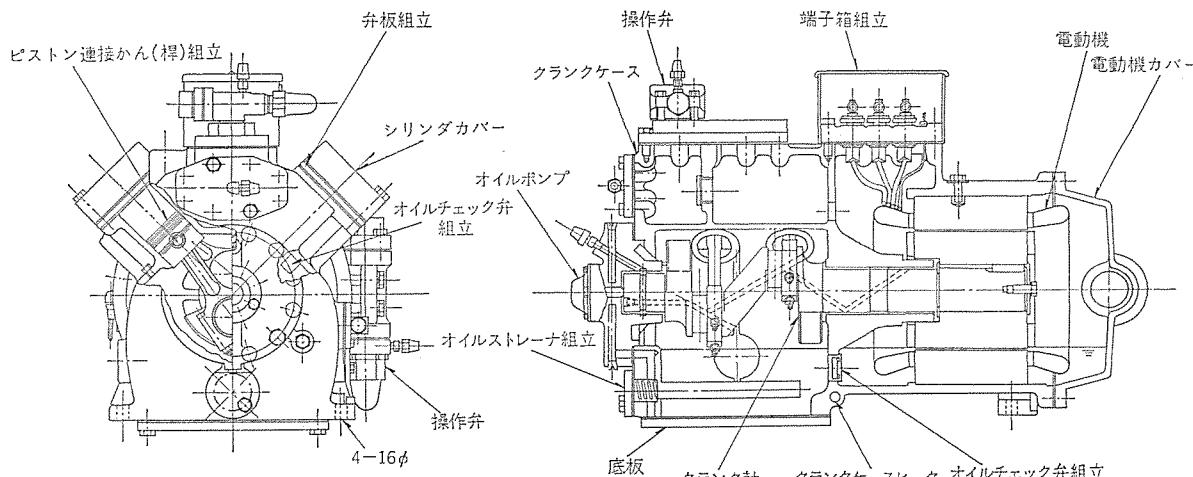


図 3. WB-4 SX 形 半密閉形圧縮機の断面
Cross section of semi-hermetic compressor model WB-4 SX.

てている電動機は吸入ガス冷却によっている。油冷却機構その他の特長については既に紹介済み⁽¹⁾であるので省略する。

4. 特性・使用限界・使用方法

以下、他の形式のコンデンシングユニットを主として開放形のそれと対比しながら、半密閉形コンデンシングユニットのもつ特性を論じ、それから派生する使用限界・使用方法について考えてみたい。

4.1 開放形・半密閉形・全密閉形圧縮機の成績係数

機器の省エネルギー化に关心が集まっている昨今であるが、低温コンデンシングユニット用圧縮機における成績係数（圧縮機に投入される駆動エネルギーに対する冷凍能力の割合）について、圧縮機の形式別に比較したものが図 4. である。一般的に現在わが国で使用されているコンデンシングユニット用圧縮機は単段・単動往復式が大部分を占め、その回転数は開放形では 500~900 rpm、半密閉形では 4 極電動機直結 (50/60 Hz, 1,450/1,750 rpm)、全密閉形では 2 極電動機直結 (50/60 Hz, 2,900/3,500 rpm) である。回転数の成績係数への影響を論ずる前に圧縮機の効率を決める要因を列挙してみる。

(1) 吸入行程時の吸入ガスのピストンスピードへの追従性（吸入弁特性）

(2) 吸入行程時の吸入ガスのシリンダ壁、ピストン頂部からの熱による膨張

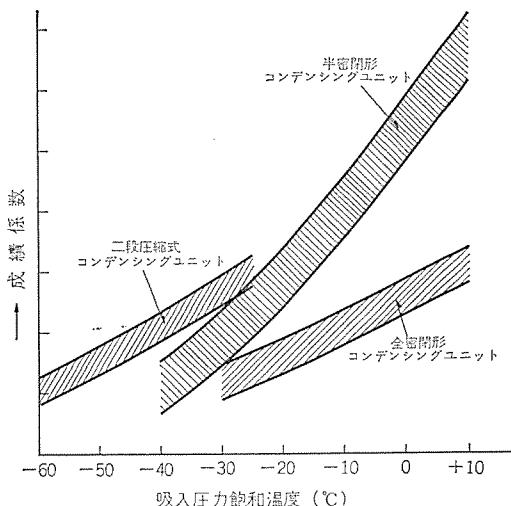


図 4. 各形式別圧縮機の成績係数の比較
Comparison of C.O.P. on each compressor-type.

(3) 吐出行程時のピストンからの吹き抜け(ブローバイ)量
 (4) 上死点でのピストン頂部すき(隙)間、吐出弁孔で形成されるクリアランスボリュームによる吐き出し不完全による押しのけ量減少と、この残留高圧ガスの吸入行程時の再膨張による新鮮吸入ガスの吸込妨害

(5) 吸入弁・吐出弁部分での通過抵抗
 (6) 圧縮機各部での機械損失
 (7) シリンダヘッドおよびライスでの吐出過程での冷却効果
 (8) 内蔵電動機の効率と吸入ガスの過熱

低速回転数による開放形圧縮機では(3)の吹き抜け量の増大が影響することが予想され、2極電動機直結の全密閉形圧縮機では上記(1)、(4)、(8)などの影響でかなり効率を落としている結果が図4に表われていると考える。また半密閉形圧縮機の内蔵電動率による吸入ガス過熱の影響は、実験結果など解析すると若干の差異も認められるが、冷凍能力をうんぬん(云々)するほどのものでない。また4極電動機直結用に設計された弁や弁機構およびピストンストロークなどを使用して、回転数を1,200～2,100 rpmの間で変化させて体積効率を調査すると1,500～1,800 rpm付近が最適で、2,000 rpmを越えると低下が大きいようである。これらの事柄により低温用途(空調用途に対して)の圧縮機形式として効率の点で半密閉形を高く評価すべきである。

4.2 3冷媒による蒸発温度範囲

小形コンデンシングユニットの分野は現在ではフロン系冷媒が使われており、なかでもR12およびR22が一般的で、近年になって低温用としてR502用の全密閉形および半密閉形コンデンシングユニットの出現に至った。この3冷媒はそれぞれ特長・欠点を有し、小形コンデンシングユニットに要求されるすべての使用温度範囲(主として蒸発温度範囲)について、1冷媒のみで使用することは困難である。逆にコンデンシングユニット製造側が各々の冷媒ごとにユニットを作り出すことは製造・販売面で効率が悪い。このことより1機種のコンデンシングユニットに対し、3冷媒を使いわけて蒸発温度範囲を+5～-40°Cまでカバーしようとするもので、その考え方について述べてみよう。

4.2.1 冷媒からみた限界

(1) 冷媒R12

冷媒R12の使用下限は沸点-29.8°Cであること、同一圧縮機で他の2冷媒と同一条件で運転した場合の単位時間当りの冷媒循環量が、表2.で見る通り最も小さいなどの点から内蔵電動機の冷却効果も期待できないので3冷媒中最も高くなる。使用上限については他の冷媒より同一圧縮機・同一温度条件のときの冷凍能力が図1.に見られるごとく約60%と小さく、従ってコンデンシングユニットに付属の凝縮器に対して余裕があることになり、最も高負荷に耐えることができる。このときの冷媒循環量も他の2冷媒に比較して小さいため、弁部分に加わる荷重も小さい⁽¹⁾。

以上の条件からR12は3冷媒共用のコンデンシングユニットとして高温用途に適している。

(2) 冷媒R22

冷媒R22の使用下限は沸点-40.8°Cでは決まらず、むしろ高圧縮比時の吐出ガス温度で決まる⁽¹⁾。開放形圧縮機と異なり電動機を内蔵する全密閉・半密閉形圧縮機では電動機を冷媒で冷却するため吸入ガスを過熱し、その量は電動機のジュール熱(銅損・鉄損)(kcal/h)を、そのときの冷媒循環量(kg/h)で除した量(kcal/kg)に比例する。電動機容量が決ると広い負荷範囲についてジュール熱は

表2. 各種冷媒の特性値比較
 Comparison of characteristic on R12, R22 and R502.

冷媒の種類	各冷媒の使用上限における蒸発温度と比重量・比熱の関係 (注1)			各冷媒の冷媒循環量 (注2)	(参考) 冷媒の沸点
	$t^{\circ}\text{C}$	$\gamma'' \text{ kg/m}^3$	$C_p'' \text{ kcal/kgdeg}$		
R12	+5	20.56	0.157	76 kg/h	-29.8°C
R22	-5	18.07	0.167	104	-40.8
R502	-15	19.42	0.157	161	-45.6

注1) 比熱の値はdu pont Technical Bulletin C-30による

2) 押しのけ量が同一の圧縮機を上記3種類の冷媒で運転したときの実測値。
 蒸発温度 35°C、蒸発温度 -30°C

表3. 容量制御時の最低蒸発温度(100%, 66%, 33%負荷時)
 Minimum condition for evaporating temperature at unloading
 (100%, 66%, and 33% capacity).

冷媒	最低蒸発温度 °C			備考	
	容量制御				
	100%負荷	66%負荷	33%負荷		
R12	-10	-5～0	0～+5	凝縮温度 35°C	
R22	-20	-10～-15	-5～-10	基準	
R502	-40	-30～-35	-25		

大きく変化しないので、冷媒循環量の少ないときほど過熱度上界の影響を受けやすく、同時にこの条件下では他の2冷媒より吐出ガス温度が高いので、この両方が重なって冷媒R22の低温蒸発範囲は非常にせまいものとなる。

一般に冷媒R22の温度は実用条件で135～150°Cがその使用限界⁽²⁾とされており、これ以上の温度での吐出弁部分のスラッジの発生による弁漏れを生じ、再圧縮によって加速度的に進行し、圧縮量の減少に伴って電動機冷却効果も減少し、ついに電動機焼損という事故を引き起す事例は米国で過去に経験済みで、このことが低温用途の密閉形用冷媒としてR502が開発された理由であるといわれている。

一方R22の使用上限はR502程までもないが高い蒸発温度での弁応力の増大と、冷凍能力の増加による凝縮容量の限界、更に電動機の出力限界もありR12より低く設定されることになる。

(3) 冷媒R502

開放形圧縮機の軸封装置が運転吸入圧力の下限すなわち大気圧以上を意味づけるのとは相違するが、冷媒R502の使用下限はほぼ沸点(-45.6°C)付近となる。これは高圧縮比でもR22程の高い吐出ガス温度になることもなく、表3.に示すように低い蒸発温度範囲での冷媒循環量も多く電動機冷却は十分であり、圧縮機の内部通過による吸入ガスの過熱に対しても有効である。しかし圧縮比12ぐらいを超えると、いかにR502でも、吐出ガス温度それに伴うクラック室油温が上昇し、長期にわたって保証することは困難となり、蒸発温度-40°C以下の用途にはむしろ次に述べるR22二段圧縮式が適する。R502の使用上限は3冷媒中でも最も重い冷媒のため、主として弁の耐久的な面と成績係数の悪化により-15°Cが限界となる。

(4) 冷媒R22と二段圧縮式

当社では上記3冷媒を蒸発温度範囲によって使い分ける単段圧縮式半密閉形コンデンシングユニットのほかにR22二段圧縮式半密閉形コンデンシングユニットも販売している。たとえば、高低段押しのけ量比が2:1のS7W-110U形ユニットで蒸発温度-50°C、凝縮温度35°C

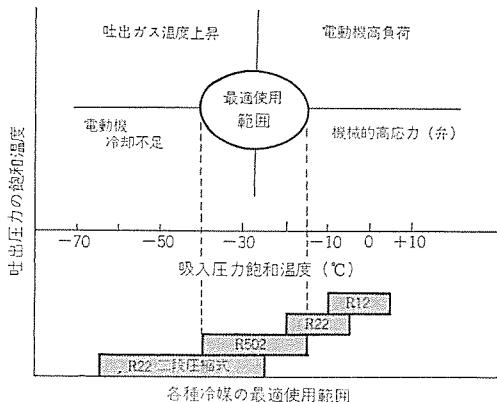


図 5. 圧縮機の使用限界と冷媒の関係
Relation between limitations of motor-compressors and kind of refrigerant.

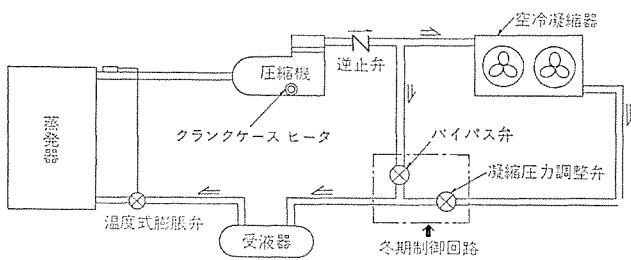


図 6. 凝縮圧力調整弁を使った冷媒系統図
Refrigerant cycle using head pressure control valve.

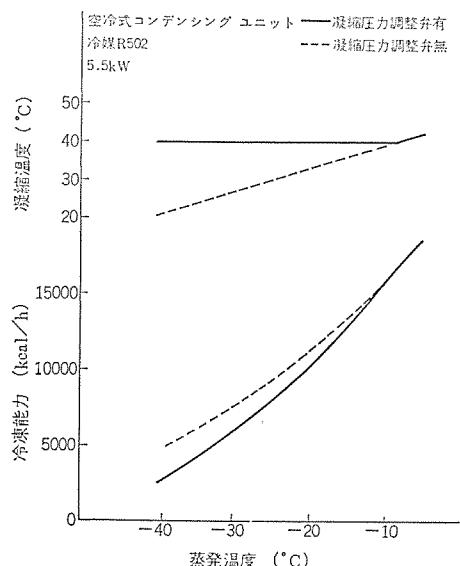


図 7. 凝縮圧力調整弁を使った空冷式コンデンシングユニットの特性
Performance of air-cooled condensing unit with head pressure control valve.

の場合で中間圧力飽和温度が -21°C となり、低段圧縮比 3.63、高段圧縮比 5.84 とし (これが単段圧縮であれば $3.63 \times 5.84 = 21.2$ の圧縮比)、しかも高段吸入ガス温度は中間膨張弁により過熱度を小さく調整することにより電動機冷却を有効にし、吐出ガス温度も低く抑えるので使用下限は蒸発温度で -65°C となる。使用上限は高段吸入圧による限界で低段吸入圧飽和温度(蒸発温度)を -25°C している。同時にこれより高いところでは同一総押しのけ量の R 502 単段機に比べて冷凍能力・成績係数共に不利である。

4.2.2 圧縮機の使用限界

図 5 の上半分は M. H. Cole ほか⁽³⁾が発表しているヒートポンプ用圧縮機の使用限界についての説明図であるが、これは低温用圧縮機

にもあてはまり吸入圧力が高く吐出圧力が高い場合は電動機の停動トルク、始動トルクが限界となり、吸入圧力が高く吐出圧力が低い場合は冷媒循環量が最大となり弁などの機械的限界となる。逆に吸入圧力が低く吐出圧力が高い場合は、高圧縮比運転で吐出ガス温度・油温などの温度限界があり、吐出圧力が低い場合には冷媒循環量の低下から電動機冷却が不完全となり、巻線・主軸受が温度的限界となる。

図 5 の下半分に上述の最適使用範囲がどのように移動するかを冷媒別、圧縮方式別にまとめてみた。

4.3 凝縮温度制御の必要性

冷凍負荷は一般に夏季条件で算出されるので、わが国のように四季の変化の著しい条件では冬期の凝縮温度が半密閉形など電動機内蔵圧縮機の使用範囲を狭くする。すなわち凝縮温度の著しい低下は膨張弁前後の差圧の縮小となり、このことは蒸発器への冷媒循環量の減少となって表われ、内蔵している電動機の冷却不足さらに凝縮温度の低下は蒸発温度の低下をきたし、冷媒回路中の油も圧縮機へ冷媒による搬送不足のため電動機焼損・軸受焼付を起すことがある。

とくに電動機の冷却不良は巻線温度だけでなく、二次電流によるロータの温度上昇を伴い、この熱はクランク軸を通して近接している軸受に影響を及ぼす点が開放形圧縮機と大きく異なる。

このことは半密閉圧縮機の自力真空引きに誤使用した際にも生ずる現象であり、真空ポンプの必要性がここにある。

経験的に凝縮温度の下限は一般に 25°C に取られている。水冷式はクーリングタワーのファン制御、バイパス配管、温度式の三方弁による混合回路などの工夫がなされ、空冷式はマルチファン制御、ファンダクトのダクト制御などがあるが、ここに凝縮圧力調整弁なるものの試験結果があるので紹介する。図 6 は冷媒系統図、図 7 は凝縮圧力調整弁を使った空冷式コンデンシングユニットの蒸発温度に対する凝縮温度変化で確実に作動していることを示している。この方法を使用する場合は受液器内に貯留される液冷媒を確保し、冬期間に凝縮器内に冷媒がたまても蒸発器への液冷媒の供給を確保することで、そのためには夏季において冷媒が受液器に集まても収容できる大きな容量を用意することである。また吐出管に設置する逆止弁は、冬期の停止期間中の温度変化によって液が逆流することがあるため設けるものである。またバイパス弁および凝縮圧力調整弁の設置は、できるだけ受液器の近くに取り付け、吐出ガス圧の影響を過冷却液に直接与えると共に凝縮器からの液冷媒の落差を取り、夏季に順調に全冷媒が流れやすく配管で工夫する必要がある。

4.4 内蔵電動機の保護特性

半密閉形圧縮機は電動機を内蔵しているため、自らその保護特性も開放形圧縮機とは相異する。半密閉形圧縮機の保護機器として用いられるものに、電磁開閉器付属の熱動過電流繼電器もしくは水銀リレー、インターナルサーモスタット、ノーヒューズシャン断器などがある。

(1) インターナルサーモスタットの保護特性

インターナルサーモスタット(巻線内蔵形バイメタル式サーモスタット)で内蔵電動機の保護を確実にするため、取り付け位置と巻線での取り付け相の選定が重要である。図 8 は SRW-75 (WB-3 SX, 7.5 kW) にて内蔵電動機巻線内に熱電対を取り付けた位置と温度測定結果を示す。この結果は吸入部反対側のコイルエンド、かつ電動機中心高さ付近が固定子巻線内で最も温度が高いことを示している。この位置は周囲条件すなわち吸入ガスによる冷却・加熱作用を直接的に受けにくく、潤滑油中にも浸っていないため巻線自体の温度検出には最適の位置と判断でき、インターナルサーモスタットの取り付け位置としている。

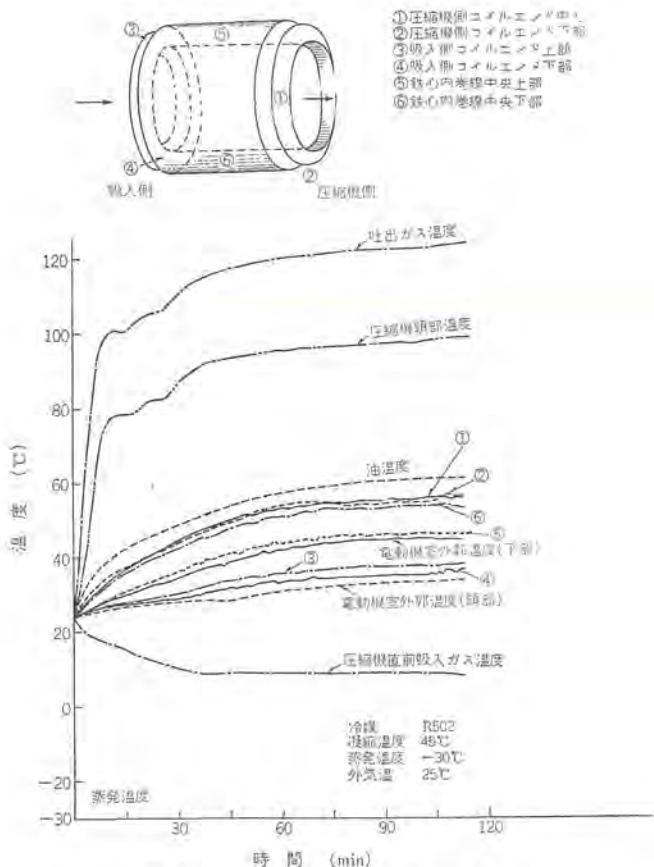


図 8. 圧縮機各部の温度上昇
Temperature rise of each part on compressor.

インターナルサーモスタットは低蒸発温度帯域における吸入ガス希薄のため電動機冷却不足の時や、冷媒不足・ガス漏れなどの際に作動して電動機の焼損を防止するが、比較的熱容量が大きく巻線の温度上昇との間にタイムラグが生じることがある。

このため単相電のように急激な温度上昇を伴う事故の保護には期待できないことが多い。電動機が拘束状態になると $8 \sim 9 \text{ deg/sec}^4$ 上昇するとの説もあり、このタイムラグは軽視できない。単相電に対する保護は熱動過電流遮断器による。

(2) 热動過電流遮断器の保護特性

熱動過電流遮断器(以下 OCR とする)の保護特性については熟知されておりここで言及するまでもないが、重要な割に知られていないことは不平衡電圧による温度上昇を保護できない場合がある。不平衡電圧の影響は大きく、巻線温度が上昇する割合はおよそ不平衡電圧率の 2 乗の 2 倍になる。例えば不平衡電圧率 3.6 % であれば温度上昇率は実に 26 % にも達し、半密閉形圧縮機ではひん(頻)繁なショートサイクル運転、冷媒充てん(填)量不足、冷媒漏れなどが重なった場合、電動機は一気に焼損に至る危険性がある。しかし不平衡電圧による電動機巻線温度は 1 相のみが他の 2 相に比して過熱するため、通常使用される 2 素子過電流遮断器では保護できぬこともあり得る。このためインターナルサーモスタットを取り付ける相は 2 素子 OCR の接続されない相に取り付けるべきである。また短絡電流などに対する保護はノーヒューズレーベル断器、ナイスイッチ(ヒューズ)により OCR と保護協調をもって使用される。

5. 半密閉形コンデンシングユニットの運転制御

半密閉形コンデンシングユニットの運転制御は、開放形のそれと相異するいくつかの注意点・問題点がある。圧縮機の寿命を決定する一番

重要な配慮は液圧縮(液冷媒、油)をいかに防止するかにある。

圧縮機始動時に蒸発器内や吸入配管中に貯留して冷媒や潤滑油との混合が圧縮機に戻り、液圧縮をおこしたり、また停止中クラクション室内に冷媒が溶け込みフォーミングをおこし、吸入弁・吐出弁などの破損を防ぐため従来よりポンプダウン方式やポンプアウト方式が採用されている。ポンプダウン方式は庫内温度調節器により液配管途中に設けた電磁弁を閉路して、冷媒循環を停止し低圧圧力を低下させ、同時に電磁弁により下流側の冷媒を凝縮器内へためてから低圧圧力開閉器によって圧縮機を停止する方式である。ポンプダウン方式は被冷却物が冷却を必要とするしないにかかわらず、低圧圧力開閉器の接点の開閉のみで圧縮機の自動発停をおこない、ポンプアウト方式は庫内温度調節器などの信号により圧縮機停止前に一度だけポンプアウトし、また低圧圧力開閉器が接点閉になつても、庫内温度調節器などが接点閉にならなければ始動できないようにした制御方式である。

(1) ポンプダウン方式では庫内温度調節器の ON 設定位置よりも低圧圧力開閉器の ON 設定位置を高く設定すると、液電磁弁が開く前に低圧圧力開閉器の接点の開閉によって圧縮機が発停を短い期間内に繰り返す、いわゆるショートサイクル運転となる。往復動圧縮機の場合、始動時に若干の上りは避けがたく長時間ショートサイクル運転を続行すると潤滑油不足となり、軸受などに損傷を与える。特に半密閉形圧縮機の場合、短期間の発停は始動時に流れる電流と吸入ガスの循環量低下による冷却不足となり、電動機焼損や軸受焼き付に至る場合がある。これらの保護としてインターナルサーモスタットなどを取り付けられているが、各方面から配慮しショートサイクル運転は避けなければならない。

(2) 半密閉形圧縮機の場合、前記理由のほかに内蔵の大容量サクションストレーナ、広い吸入室(電動機室)、電動機損失分の発熱と拡散作用をもつたため液パックに対しては開放形圧縮機よりも有利と言えるため、通常ポンプアウト方式が推奨される。しかしポンプアウト方式の場合、圧縮機停止中クラクション室の潤滑油への冷媒溶け込みを避けられないため、クラクションヒータが有効である。当社小形半密閉形圧縮機にはクラクション室を高効率で間接的に加熱し油を劣化させることなく、周囲温度より約 $20 \sim 30 \text{ deg}$ 加熱できるヒータを付属している。

(3) 半密閉形圧縮機の場合、容量制御装置付圧縮機にはポンプダウン方式(ポンプアウト方式を含む)は採用しない。負荷減少に応じ容量制御運転となり庫内温度開閉器が開となりポンプダウンを開始すると、冷媒循環量が $1/3 \sim 1/2$ と減少しているためポンプダウンに要する時間が長くなるばかりでなく、冷媒による電動機の冷却効果も減少し、巻線温度上昇を招くおそれがある。

また容量制御付半密閉形圧縮機では、4.2節で記した 100 % 負荷時の蒸発温度下限と容量制御中の蒸発温度下限とは自ら相違するため注意を要する。表 3. に WB-6 SX (6 気筒、15 kW) 容量制御付き圧縮機の 100 % 負荷時と容量制御中の蒸発温度下限を示す。

(4) クランクケースヒータへの通電

始動時のフォーミング(あわ(泡)立ち)防止、冷媒潤滑防止のため油温度を高く保ち、クラクション室への冷媒侵入を最小限にするため、クラクションヒータは有効である。特に R 502 が使用される半密閉形圧縮機の場合重要である。すなわち冷媒 R 502 と代表的冷凍機油 SUNISO 3 GS の溶解度曲線(図 9.)に見られるごとく、冷媒溶解度 50 % 付近では 2 相分離温度が 82°C を越える程であり、このとき冷媒リッジの液で強制給油されると軸受焼付、フォーミングの危険性がある。したがってクラクションヒータにより停止中といえども、油中に溶

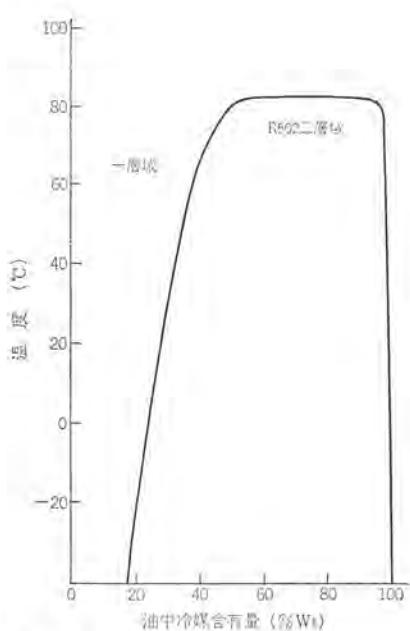


図 9. 冷媒冷凍機油 (SUNISO 3 G) 分離相
Critical solubilities of refrigerant with oil
(SUNISO 3 G).

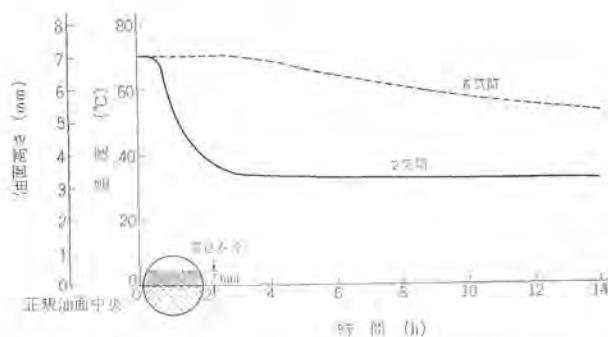


図 10. 冷媒溶け込み時における クランクケースヒータの効果
Effect on solubility of refrigerant in oil with crankcase-heater.

け込む冷媒を最小限にしておく必要がある。例えば圧縮機のふん開気より $10 \sim 30$ deg 加熱し R 502 の場合溶け込み量を 20 % 以下に押えておく。一般に クランクケースヒータの容量は圧縮機容量によって相異するが、数十 W～数百 W 程度の小さなもので圧縮機停止中のみ通電しておく必要がある。クランクケースヒータで注意を要することは、第 1 に低温用途の コンデンシングユニットは空調用ユニットと異なり、常時通電は絶対に避けることである。第 2 に クランクケースヒータは自動

運転 サイクルでの停止中などに 圧縮機運転時の油温を保持して冷媒の溶け込みを防ぐ時に使用するもので、一たん クランク室内に溶け込んだ冷媒を再び油中から追い出すことは事実上困難なことである。

図 10. に正規油面より 7 mm 冷媒が溶け込んだときの クランクケースヒータの効果を示すが、冷媒が溶け込んでしまった油面を適正油面状態にもどすには 2 気筒圧縮機の場合 2 ～ 4 時間以上要し、また 6 気筒圧縮機の場合 14 時間以上経過しても 1 ～ 2 mm 程度しか冷媒を追い出すことはできず、大形機においては実用上無理であり、冷媒は思ったよりも逃げにくいものである。

節電が叫ばれている時期ではあるが、ヒータ通電費用は家庭用電灯 1 個～ 3 個分の点灯費用と同じであるから、使用者には必ず圧縮機停止中に通電することを徹底させ、ヒータ回路を別回路としたり、注意札を取り付ける必要がある。『多くの使用者は週末および夜間、冬期の停止時に電源スイッチを切り、有効欠くべからざる クランクケースヒータの保護特性を阻害している』と米国の文献⁽⁵⁾にあるが、我が国においても運転技術レベルは同等である。

6. む す び

開放形 コンデンシングユニットは、冷媒回路内に電動機をもたぬため手慣れた工事で冷媒設備を完成でき、過酷な運転に耐え、かつ 50 Hz, 60 Hz 共同一回転数で使用可能なため、コンデンシングユニットには適していたが、保守点検や V ベルト車の調整などの欠点を有するため、メンテナンスフリー、小形軽量、省資材を目的としたコンデンシングユニットの使用が増加の情勢にある。開放形 コンデンシングユニットの耐久性と修理可能という長所と全密閉形 コンデンシングユニットの省資材、小形軽量という両者の長所をもつのが半密閉形 コンデンシングユニットである。欧米での使用実績のごとく、今後冷食を中心とした低温用途などに顕著な伸長が期待される半密閉形ユニットの技術的長所を生かせるよう、今回の説明が需要家各位のご参考となり、ご愛顧たまわれば幸いである。

参 考 文 献

- (1) 石田、古川：三菱電機技報 46, No. 3, 342 (昭 47)
- (2) du pont : Technical Bulletin B-2
- (3) Melvin H. Cole, Joseph A. Pietsch : ASHRAE Journal, July, 43 (1973)
- (4) William L. Godfrey, Ray H. Cook : RSC, September, (1970)
- (5) Theodore G. Foster : ASHRAE Journal, May, 59 (1967)

パッケージ形 冷蔵冷凍クーリングユニット

作 野 勤*

Packaged Cold Storage Cooling Units

Wakayama Works Tsutomu Sakuno

For the cold storage that is on the rapid increase with the development of cold chains, condensing units to be assembled in the field have been mostly employed. However, demands are increasing for units in which refrigerating cycles are packaged on the part of the manufacturers because of saving labor on the job site.

To cope with the trend, Mitsubishi has set on the production of the units having capacities of 0.4~1.5 kW and of above 15 kW. They are on the market with many successful operating results. The Company has newly developed type ACS cooling units for the cold storage at the temperatures of $-20\sim-40$ deg C. There are three kinds of units ranging from 5.5 kW to 10.8 kW. This article introduces their specifications, construction, merits and performance.

1. まえがき

コールドチェーンの発展と共に急増する集配用低温冷蔵庫の需要に対しては、従来からコンデンシングユニットによる現地工事方式が多く採用されてきたが、最近は床面積 $10\sim66\text{ m}^2$ (約3~20坪) 程度の小規模冷蔵庫においても工事技術者の量的不足対策、工期短縮化と冷凍装置の保証体制のため、メーカサイドで冷凍サイクルをパッケージ化したユニットに対する要望が高まっている。

当社においては、0.4~1.5 kW および 15 kW 以上についてはずでに生産販売に踏切り、数多くの実績を重ねてきたが、今回前述の規模、用途にマッチした庫内温度 $-20\sim-40$ deg C 用として ACS 形冷凍

表 1. 冷凍クーリングユニット仕様 (ACS 形)
Specifications of cooling units (model ACS).

項目	形名	ACS-8	ACS-10	ACS-15
電 源		3φ 200 V 50/60 Hz		
外 形 尺 度	高さ	2,140	2,140	2,140
	幅	1,740	2,240	2,240
	奥行	870	1,070	1,070
庫内温度範囲		$-20\sim-40$ deg C		
冷却能力 (kcal/h)		4,100/5,000	7,000/8,300	8,800/10,500
圧縮機	形 式	半密閉形二段圧縮式		
電動機	kW	5.5	7.5	10.8
法定トーン	トーン	1.7/2.0	2.1/2.6	3.4/4.1
凝縮器	形 式	横形シェルアンドチューブ		
冷却水量 (32°C)	l/min	30	45	40
水頭損失	mAq	1.2	1.2	1.0
空気冷却器		ブレードフィン		
送風機	形 式 × 台数	プロペラファン × 2	プロペラファン × 3	
	風量	m³/min	72/114	108/172
	機外静圧	mmAq		10
電動機	kW	0.4	0.6	
除霜		ホットガスバイパス式(補助ヒータ付)		
保護装置		高低圧開閉器・油圧開閉器(※※)・吐出温度サーモ・過電流リレー・可溶せん(栓)・自動給水弁・除霜サーモ・インナサーモ		
冷媒		R 22		
冷凍機油		スニゾ 3 GS		
配管寸法	冷却水入口	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}(1\frac{1}{2} \times 2)$
	冷却水出口	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}(2)$
	除霜ドレン	2	2	2
据付条件		外気温度 $3\sim35$ deg C 冷蔵庫外設置形(壁吸込・壁吹出し式)		
製品重量	kg	870	1,150	1,300

* 冷却能力は、庫内温度 -25 deg C、冷却水温度 32 deg C の時で送風機の入力を除く。
※※ ACS-10, ACS-15 のみに付属。

配管寸法における () 内は、クーリングタワー配管を示す。



図 1. 冷凍クーリングユニット (ACS 形) の据付例
Typical setting view of cooling unit (model ACS).

クーリングユニットを $5.5\sim10.8$ kW まで 3 機種開発したので概要を報告する。

2. 低温冷蔵庫における最近の傾向

冷凍食品はここ数年著しい伸びを示し、47年の統計によれば前年に對し金額にして約 55% も増えているが、このことは同時に低温冷蔵庫の需要急増を伴っている。

従来、品温を -18 deg C 以下に保持するため、冷蔵庫の庫内温度は $-20\sim-25$ deg C が圧倒的に多かったが、最近は低温凍結されたマグロ、カツオ類の鮮度保持には $-35\sim-40$ deg C が長期貯蔵に適しているといわれている。これは、低い凍結貯蔵温度が長期に赤味を保持するに適しているということで $-30\sim-40$ deg C の低温冷蔵庫の要求がされている。

これらの用途に対して、当社ではすでに小形コンパウンド形二段圧縮機⁽¹⁾を開発し、コンデンシングユニットとして数多くの実績を重ねてきた。しかしながら冷凍食品すなわち冷凍設備工事量の急速な伸びに対する工事技術者の不足はますます深刻化している。

従来コンデンシングユニットを使って最終ユーザに冷凍設備を納入する

場合、主として手がかかるのは

- (1) 冷却器、膨脹弁、制御回路、除霜装置の設計、部品手配、施工
- (2) 冷媒配管工事、断熱工事、電気配線工事
- (3) 冷却水配管工事
- (4) 冷媒充てん(填)、試運転調整

であるが、この方式では一時期に集中する工事には十分対処しきれないだけでなく、後々のメンテナンスにも手をとられる難点がある。

これらの問題解決のために、現地においても種々省力化、工期短縮化が試みられてきたが、当社においては冷凍サイクルをすべて工場でパッケージ化したクーリングユニットにいち早く着目し、すでに 1.6~10 m² (約 0.5~3 坪) クラスのプレハブ冷蔵庫に対しては HC 形(冷蔵用)として 0.4~1.5 kW、大型冷蔵庫に対しては ACL 形(冷蔵用)、ACS 形(冷凍用)として 15 kW 以上⁽²⁾を系列化している。

最近、比較的の出る 5.5~10.8 kW についても市場の要望が強くなってきたので、今回庫内温度 -20~ -40°C 用として二段圧縮機をとう(搭)載した ACS 形冷凍クーリングユニットを開発完了した。

3. 構成

3.1 構造

ユニットの内部構造は図 2. に示すとおりで、下部に機械室、上部に冷却室を配置した。機械室は四方をパネルで囲み、その中に圧縮機、凝縮器などのコンデンシングユニット部分とサクションアキュムレータ、膨脹弁、圧力調整弁および制御機器、操作機器類を設けている。運転停止など通常の操作は前面右側の操作盤に設けられている押しボタンスイッチで簡単にできる。また前面パネルは工具なしでも取りはずしが可能であり、ほとんどのサービスは前面からできる。冷却室は背面を除いて断熱材で囲み、外気と熱しゃ断されている。冷却室の上部には空気冷却器と送風機を設け、冷却器の下部から吸込んだ冷風は冷却器、送風機部分を通過して吹出される。また冷却器に付着した霜は融解され、冷却器下部に設けられたドレンパンに集められた後、冷却室外へ排除される。

つぎに、冷蔵庫にクーリングユニットを接続した例を図 3. に示す。最近、冷蔵庫自体も現地省力化の傾向が著しく、すでに -40°C の使用に耐えるプレハブ冷蔵庫も一部市販されている。

一般にプレハブ冷蔵庫の高さは外形寸法で約 2,300 mm 前後が多いので、ユニットはダクト寸法を含めてこの高さ以下であれば有利である。本機は小規模冷蔵庫特有のこれらの条件を満足するために、冷風は壁吸込、壁吹出式とし、ユニット高さを 2,140 mm に統一している。

3.2 機能

(1) 冷媒配管系統

冷媒配管系統図は図 4. に示すとおりである。従来のコンデンシングユニットによる方式と基本的には同じであるが、低温装置特有の運転時の液戻り、あるいは後述するようにホットガスデフロスト時の液戻りに対しては吸入ラインにサクションアキュムレータを設けている。また、冷却器、低温用膨脹弁、サクションアキュムレータの容量、構造あるいは冷媒量についてあらゆる負荷条件で安定した運転ができるよう設計上とくに考慮した。

(2) 冷却器と送風機

冷却器はフィンピッチ 8 mm の強制通風式プレートフィン形で、冷媒の流れと空気の流れを並行流にし熱交換が均一に行われるのみならず、

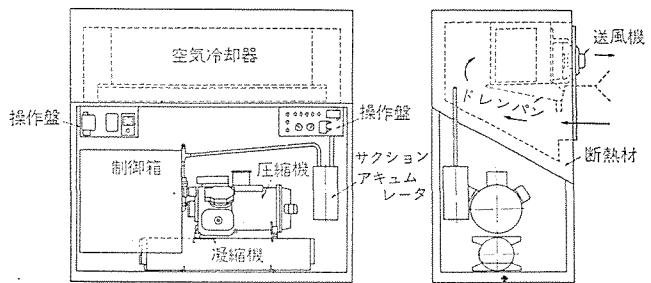


図 2. 冷凍クーリングユニットの内部構造 (ACS 形)
Interior construction of cooling unit (model ACS).

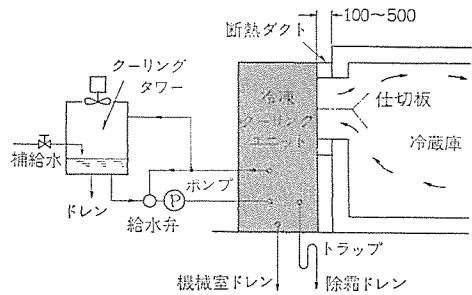


図 3. 冷蔵庫とクーリングユニットの接続
Typical arrangement of cold storage room and cooling unit.

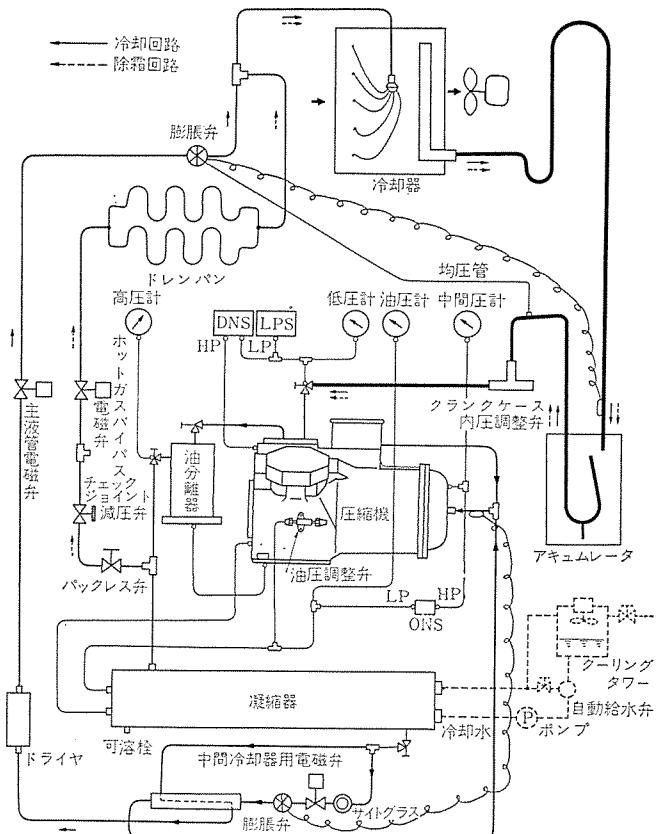


図 4. 冷媒配管系統図 (ACS-15 形)
Refrigerant circuit of model ACS-15.

蒸発する冷媒液が存在する過程では熱交換の効率を上げ、しかも再起動時の液戻りを防止し、さらに過熱過程では油戻りを良くする冷却管の配列を採用している。

送風機は低温用のグリスとはねの材料を選定して -40°C の使用に十分耐えるよう設計されている。また機外静圧は 10 mmAq まで使用可能であり、冷風は 8 m 以上到達できるので、床面積 100 m² (約

30坪)クラスの冷蔵庫まではユニット2～3台で対処できる。

(3) デフロスト装置

低温装置でもっとも重要でトラブルを起こしやすいのが冷却器、送風機、ドレンパンなどに付着した霜の排除である。

従来から用いられてきた散水方式では、冷却水配管のほかに貯水タンク、ポンプ、電磁弁などによる水配管工事を行なう必要があり、水温が5°C以下になる地区では、散水自体が冷却器、ドレンパンに接触して流れる際に凍結する危険性があるので、ヒータまたは温水機で水を加熱しておく必要があるなど、費用・工期の点で不利である。

また、ヒータ方式ではパイプヒータの電気絶縁劣化や、ヒータとフィンの密着不完全による除霜不良のトラブルが起きやすく、メンテナンスに手がかかるなどの欠点がある。

本機では、これらの点を考慮に入れ、従来二段圧縮機では実用化が難しいとされていた冷媒の凝縮潜熱を利用するホットガスバイパス方式を採用した。

図4.の冷媒配管系統図に示すように、デフロスト中は油分離器と凝縮器の間からバイパスされた80~90°C

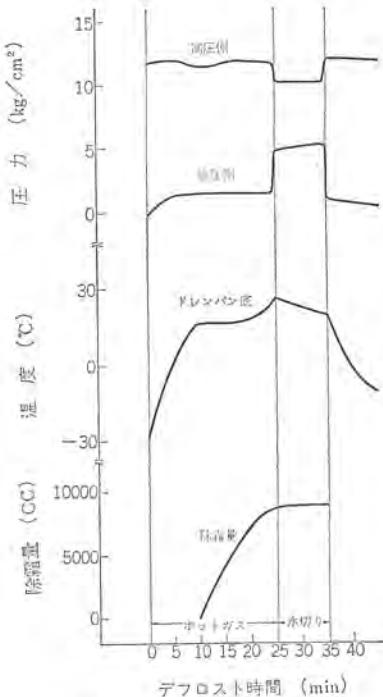


図 5. デフロスト時の運転データ
Operation data of defrost cycle.

MC	壓縮機用電動機	X ₄	補助電器	電器	21R ₁	電磁弁(主流管)	OL	表示灯	(除霜)
MF	送風機用電動機	X ₅		"	21R ₂	"(中間弁用器)	RL	"	(異常)
MP	ボンブ用電動機	X ₇		"	21D	"(ホットガス)	BZ	"	-
52C	電磁接触器	X ₈		"	23R	溫度調節器(庫内)	NFB ₁	ノーヒューズブレーカ	
52F	"	X ₉		"	26D	溫度開閉器(除霜)	NFB ₂	"	
88PW	"	X ₁₀	"	"	2	限時起電器	F ₁ ~F ₁	ヒューズ	-
88H	"	63DH	高圧力開閉器	2D ₁	"	(除霜持続)	H ₁	タランクテースヒューズ	
51C	過電流继电器	63DL	低圧力開閉器	62	"		H ₂ ~H ₄	補助ヒューズ	-
51F	"	63L	"	2D ₂	"		3	操作スイッチ	
51MP	"	63Q	压力開閉器(油圧保護)	2D ₃	"		PB ₁ ~PB ₄	押ボタンスイッチ	
X ₄	補助繼电器			2D ₄	"				
X ₂	"	26C	溫度開閉器	WL	表示灯	(除霜)			
X ₃	"	49C	熱動溫度開閉器	GL	"	(運転)			

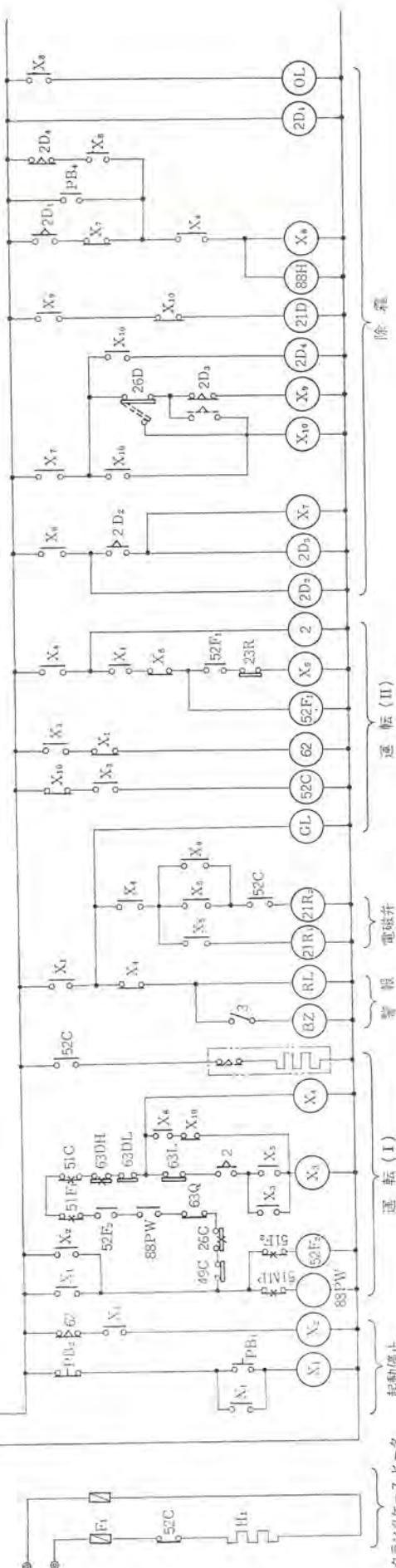
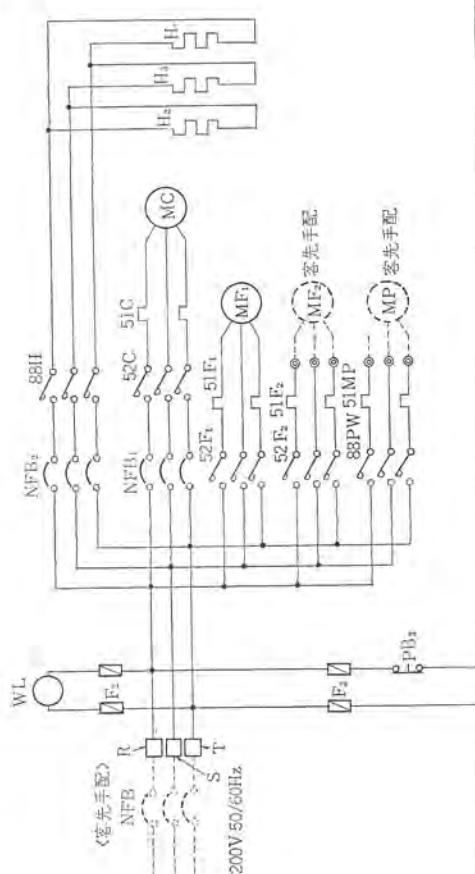


図 6. 電気配線図 (ACS-10, ACS-15 形)
Schematic wiring diagram of model ACS-10, ACS-15.

のホットガスは減圧バルブで減圧され、ホットガスバイパス用電磁弁を通して、ドレンパンに接触されたパイプ内、続いて冷却器内を流れ加熱、除霜することにより冷媒ガスは凝縮する。

この冷媒液をそのまま圧縮機に吸入すれば、吸入弁割れ、油上りなどのトラブルを生ずるので、サクションアキュムレータで一時的に冷媒液を回収してから徐々に圧縮機へ返している。

また、デフロストまたはプルダウン時の圧縮機の過負荷運転防止のために、吸入ラインにクランクケース内圧調整弁（吸入圧力調整弁）を設けている。

なお、冬期など冷却水の水温が低くなると、高圧が下がり冷却運転が不安定になるだけでなく、デフロスト性能も低下するので、冷却水回路に設けるための特殊な温度式自動給水弁を付属している。

このほかデフロスト装置でとくに設計上考慮した点は

(a) 送風機のはねあるいはベルマウスに付着した霜はアンバランスを生じはねを破損、あるいは軸受の焼付の原因にもなるので、ベルマウス下部をヒータで加熱している。

(b) 冷却器で加熱・融解された水がドレンパンに落下しても、ドレンパンの加熱が不十分であれば、ドレンパンあるいは排水管内で凍結する危険性がある。ドレンパンの熱容量が小さければ加熱しやすいが、図5.に示すように水または氷塊でドレンパンに落下し始めると一時的に温度上昇が押さえられるので、最少限の熱容量は確保しなければならない。

(c) 図5.に示すように、冷却器の除霜が終ってから7~8分の間は、排水管からドレンが流れ続ける。ホットガスデフロスト後、直ちに冷却運転を開始すると、ドレンパン・排水管内で凍結する危険性があるので、冷却器の水切りも兼ねて10分間の水切り時間を設けている。

(6) 制御回路

電気配線図は図6.に示すとおりである。

冷却運転時、冷蔵庫内の空気が冷えて温度調節器（庫内）がOFFになれば、主液管および中間冷却器用の電磁弁が閉じ、低圧側の冷媒液を回収し終ると低圧圧力開閉器がOFFになり冷凍機は停止する。冷蔵庫内の空気温度が再び上昇し、温度調節器（庫内）がONになれば、主液管電磁弁が開くため低圧は上昇し、やがて低圧圧力開閉器がONになり、はじめて中間冷却器用電磁弁を開くと同時に冷凍機は運転を開始する。

なお、低圧圧力開閉器、高低圧圧力開閉器は工場で最適値⁽³⁾にセッティング、固定して出荷しているので、現地では温度調節器（庫内）だけ調節すればよい。

デフロストの開始は最も確実で実績のあるタイマによる方式を採用し、緊急の場合は押しボタン操作で適時開始できるようにした。デフロストの終了時期は冷却器出口管に設けた温度調節器（庫内）により検知している。また、デフロスト中、吐出ガス温度が必要以上に上昇しないように中間電磁弁は開いている。

保護装置としては、高低圧圧力開閉器・過電流继電器・インターナルサーモスイッチ・吐出温度サーモスイッチ・可溶せん（栓）などを設け、異常時の警報装置も完備している。

4. 特 長

(1) 現地据付工期が大幅に短縮できる

冷凍サイクルおよび運転に必要な機器はすべて内蔵しているので、現地ではユニットと冷蔵庫の接続、冷却水配管および電源工事を行な

えばすぐに冷却運転にはいれる。

したがって、従来のコンデンシングユニットによる現地工事方式と比較すれば、工期は $\frac{1}{3}$ ~ $\frac{1}{5}$ 程度に短縮できる。

(2) プレハブ冷蔵庫にも適している。

壁吸込・壁吹出式であるため、断熱ダクト工事は最小限で済み、高さの低いプレハブ冷蔵庫にも適している。また、高さが制限される屋内または地階などにも容易に据付けができる。

(3) 小形コンパウンド形二段圧縮機の採用

蒸発温度が低く、逆に凝縮温度が高い場合の高圧縮比運転でも、吐出ガス温度・油温が低く安定した運転ができるのみならず、庫内温度-30°Cで運転する場合、単段機に比較して冷却能力は約2倍も大きい。

(4) ホットガスによる完全自動デフロスト

ホットガスバイパス式自動デフロスト機構を備えているため、デフロスト時間が短く、庫内温度上昇が少なく、人手を使わずに自動的に確実にデフロストを行なうことができる。

(5) 信頼性が高い冷凍システム

工場において完全組立を行ない、膨脹弁をはじめとする各機器は、全数試運転調整して出荷しているため現地での調整はほとんど不要である。

(6) 取扱いが簡単である（全自动）

運転停止はすべて押しボタンスイッチで操作できる。従って、専門の管理者がいなくても簡単に取扱いができる。

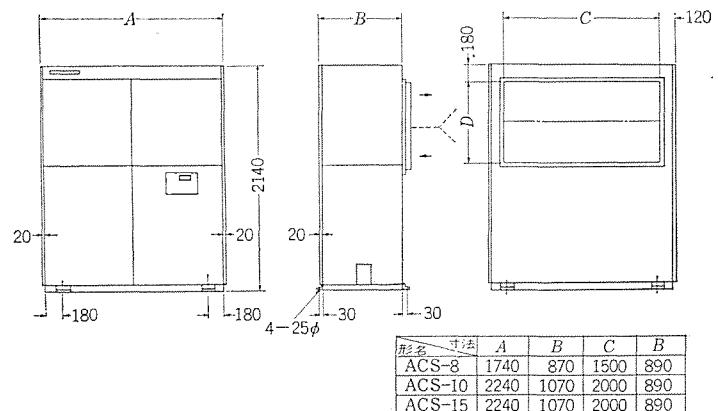


図7. 外形寸法
Outline dimensions.

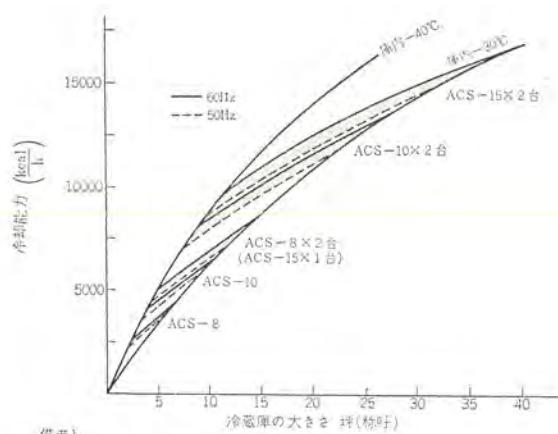
5. 用 途

冷凍食品・アイスクリーム・冷凍パン・高級冷凍魚（マグロ、カツオ）の貯蔵、あるいは生産地における急速凍結、さらには低温試験室など幅広い用途に利用できる。機種選定にあたっては、冷蔵庫の負荷条件に合わせて負荷計算したうえで決定すべきであるが、冷凍食品などの保冷用としては、図8.に示すような目安によることもできる。

図9.はACS-10形を2台使用した冷凍食品保冷用冷蔵庫の据付例を示す。

6. む す び

今回は5.5~10.8kWのACS形冷凍クーリングユニットについて、その概要を紹介したが、今後は3.7~10.8kWのACL形冷蔵クーリングユニットを開発して需要増大にこたえたい。



備考)

1. 冷蔵庫は冷凍用プレハブ冷蔵庫(内法高さ2.2m)とする

2. 入庫時品温-20°C, 1回に30%入庫し保冷する場合

3. 本選定表は目安として参考にして、詳細条件により負荷計算してください。

図 8. 機種選定の目安
Model selection chart.

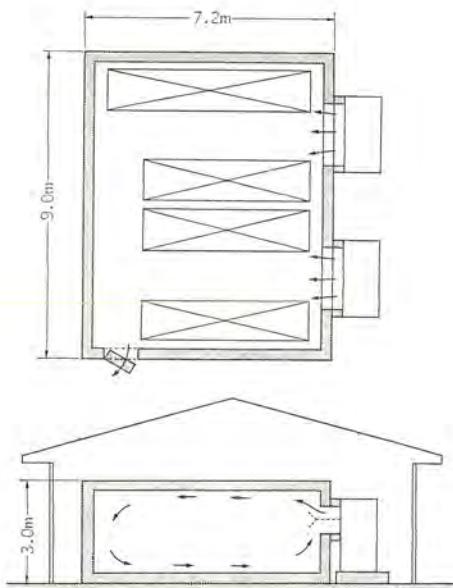


図 9. クーリングユニットによる据付例
Typical cold storage room using cooling units.

参考文献

(1) 石田, 古川: 三菱電機技報, 46, No. 3, 342 (昭 47)

(2) 相良: 三菱電機技報, 46, No. 3, 334 (昭 47)

(3) 古川, 作野: 三菱電機技報, 47, No. 5, 470 (昭 48)

CAH形 空気熱源ヒートポンプチラー ユニット

河 原 隆 夫*

Air to Water Heat Pump Chiller Units, Model CAH

Wakayama Works Takao Kawahara

Model CAH air to water heat pump chiller units are expected of their future development as one of all year round air conditioning systems from the viewpoint of air pollution, resources saving and energy saving under the present circumstances. To display the merits of the units further, Mitsubishi has turned out newly changed models designed to save installation troubles and do away with noise problems as well as the saving of natural resources. The new series employs the Hi/Re/Li system. With its performance of obtaining high temperature water at 55°C, the model CAH is verified of its practicability from many successful results of operation in cold districts. Herein are described the outlines of the new series and operation performance in cold countries.

1. まえがき

近年、生活水準の向上と、生活環境の快適化への認識から、水を媒体とするセントラル冷暖房システムは、個別制御の容易さ、負荷変動時の追従性の良さなどのデラックスさをメリットとして、中小ビルや一般住宅にも目ざましく普及してきた。

一方、生活水準の向上の基盤となった著しい経済成長に伴い、大気汚染・騒音公害、ならびに都市の過密化など社会的ひずみが生じ。昨今は、これに加え石油危機を始めとする資材不足から地球上の資源の限界が再認識され、省資源・省エネルギー対策が今後の安定した発展のために不可欠の問題となってきた。

空調部門においても、これら社会情勢にマッチした機器の開発や改良がますます重要な課題となり、1台のユニットで有害ガスの発生もなく、安い維持費で冷暖房ができる機械としてヒートポンプが有力である。ヒートポンプも井水の枯渇から空気熱源にする必要があるが、空気熱源ヒートポンプユニットは、外気温の影響を大きく受けるため、特に暖房時には霜を含み低外気温の暖房効果等の問題があった。

これらの諸問題の具体的な対策として、当社独特の冷凍サイクルである“Hi/Re/Liシステム”の採用、および“チューブインチューブ式熱交換器”の採用など新しい技術により“暖房効果の悪さ、低外気における能力低下、温水温度が低い事による二次設備費の増加”などの諸問題およびヒートポンプユニットの信頼性への懸念を徐々に解消することができ、現在寒冷地における据付件数も増加しており、ヒートポンプユニットの良さを立証している。

今回、これらヒートポンプの普及に伴い、中小ビルや住宅における据付スペースの縮小化や、付帯工事の省力化、取扱いの容易化などの市場要求が高まっているが、この諸問題にこたえるとともに、拡大する需要に応じるための生産性の向上、および省資源に対処するため、従来からの技術と実績を基盤に全シリーズモデルチェンジを行い、また、新しく2.0 kWの機種を追加し、2.0 kW～15 kWまでの7機種をシリーズ化した。

CAH(旧形名CRAH)形空対水ヒートポンプユニットの各機器の特性および冷凍サイクルについては、本誌Vol. 45, No. 9(昭和46年)、Vol. 46, No. 3(昭和47年)に詳述したので、今回は新シリーズの改良点および寒冷地における暖房運転の実績の一例について述べる。

2. 空対水ヒートポンプユニットの動向と問題の提言

空気熱源ヒートポンプユニットの宿命である-5°Cの寒冷時から40°Cの炎天下に至る広範囲な運転条件下での安定した運転特性の確保、および冬季のデフロスト時や高温水運転時の圧縮機の保護など、安定した運転特性の維持については一応のめどを得ることができたが、今後の問題として、前述したような社会情勢や市場要求にマッチした機器の開発および改良が重要である。

まず、使用者側から見れば

(1) 省エネルギー化、節電設計への移行。(補助ヒータなどの不採用化)

(2) 都市の過密化および地価高騰に対処する据付スペースの縮小化と、生活空間の確保。

(3) 特に、マンション等の集合住宅化が進むにつれてユニットの据付が制限され、またベランダや軒下設置では風のショートサーキットが問題となるため据付性の向上化。

(4) 住宅密集に伴い近接住宅への騒音が問題となる傾向が強いが、この騒音対策。

(5) 建築物と空調システム機器の機能的スペース的マッチングの向上化。

(6) 人件費高騰に対処するため、現地工事の省力化による工事費の軽減。

(7) 住宅への普及に伴う取扱いの容易化、および安全性の確保。

(8) 耐久消費材としての寿命の確保とサービス性、サービス体制の向上。

などがあげられる。一方、我々生産側の立場からは

(1) 素材の入手難および高騰に対処する省資源設計への移行。

(2) 人件費等の高騰に対処する生産性向上と合理化。

(3) より高性能、高信頼性を有する製品への改良。

(4) 社会情勢にマッチした新製品の開発。

などがあげられ、CAH形新シリーズでは、これらの諸事項を考慮し、改良開発を実施した。

3. 新シリーズの概要

3.1 仕様ならびに冷凍サイクル

CAH形空対水ヒートポンプユニットの仕様は表1に示す。冷凍サイ

表 1. CAH形 空対水ヒートポンプユニット仕様表
Specifications of type CAH.

項目	形名	単位	CAH-3	CAH-4	CAH-5	CAH-8	CAH-10	CAH-15	CAH-K 20
			マシンセル 2.5 Y 5/4	マシンセル 2.5 Y 5/4	マシンセル 2.5 Y 5/4	マシンセル 2.5 Y 5/4	マシンセル 2.5 Y 5/4	マシンセル 2.5 Y 5/4	マシンセル 2.5 Y 5/4
本体	塗装色	mm	1,900	1,691	1,933	2,080	2,145	2,134	2,145
	外高さ	mm	787	1,252	1,080	1,170	1,355	2,000	2,650
	幅	mm	655	480	590	900	1,000	978	1,000
性能	冷凍能力 ※1	kcal/h	4,350/5,120	5,440/6,400	8,840/10,400	12,500/14,700	17,700/20,800	25,000/29,400	35,400/41,600
	暖房能力 ※2	kcal/h	5,440/6,400	6,800/8,000	10,900/12,800	16,000/18,800	22,100/26,000	32,000/37,600	44,200/52,000
電源電圧			1φ 100 V 50/60 Hz			3φ 200 V 50/60 Hz			
			3φ 200 V 50/60 Hz						
圧縮機	形式×個数				全密閉×1			全密閉×2	
	起動方式				直入			直入(順次起動)	
電動機容量	形名		VD-024 T-A	VD-030 T-B	VD-048 T-A	VD-072 T-A	VD-090 T-A	VD-072 T-A	VD-090 T-A
	kW		2.0	2.5	3.75	5.5	7.5	5.5×2	7.5×2
冷媒	冷媒				R-22				
	空気側熱交換器				強制空冷 プレートフィンチューブ式				
送風機	形式				シロッコファン			プロペラファン	
	出力×個数	kW	0.041×3	0.27×1	0.4×1	0.4×2	0.4×2	0.4×4	0.05×12
水側熱交換器	冷媒サイクル				チューブインチューブ式(インナーフィン管使用)				
	冷媒制御				Hi/Re/Li システム				
制御方式	冷暖切換				過冷却調整弁				
	デフロスト制御				スイッチによる切換				
運転制御	冷温水制御				温度感知ホットガス自動切換(デアイサー使用)				
	運転制御				温度調節器			2ステップ温度調節器	
冷温水循環ポンプ			100 V リモートコントロール式		200 V リモートコントロール式				
	保護装置				組込可能(ポンプは客先手配)			組込不可	
製品重量	kg		250	315	330	510	585	950	1,150
付属品					リモコンパネル 1個				

※1, ※2 能力は次の条件による。

冷房: 外気温 35°C, 冷水入口 12°C, 出口 7°C

暖房: 外気温 7°C, 暖水入口 40°C, 出口 45°C

これは、外気温 -5°C~40°C, 水温 4°C~55°C における冷暖房運転、およびデフロスト運転、ブルダウン・ブルアップ運転など相当過酷な条件下でも、高い効率と高信頼性を保証するため "Hi/Re/Li システム" を採用している。

また、水側熱交換器には大きいチューブの中に小さいチューブを複数本内蔵したいわゆるチューブインチューブ式を採用し、温水と凝縮冷媒を向流させるとともに、管内流速をアップすることにより、熱通過率の向上と吐出ガスの有する過熱域での熱の有効利用を計り、温水温度が上昇した割には吐出ガス温度や凝縮圧力を低く維持するよう設計している。

3.2 内部構造とコンパクト化

外形図の一例を図 1. に示すが、据付スペースの縮小、ユニットの小形化の考え方から内部構造を図 2. のように構成している。

空気側熱交換器に、従来のコンパクト化よりも千鳥形コルゲートフィンおよびエンボスバッフルフィンを採用し、列数を 3列から 4列に変更することにより通過風速のアップによる熱交換効率の向上により、性能アップと空気側熱交換器自体の小形化を計っている。

また、構造的に空気側熱交換器をユニットの一面に配列することにより、外気の吸込面を一面のみとし、ユニット自体の外形寸法および据付スペースを最小に確保している。

CAH-3~5形では、幅 900 mm 程度の集合住宅のベランダにも十分据付可能な寸法とした。

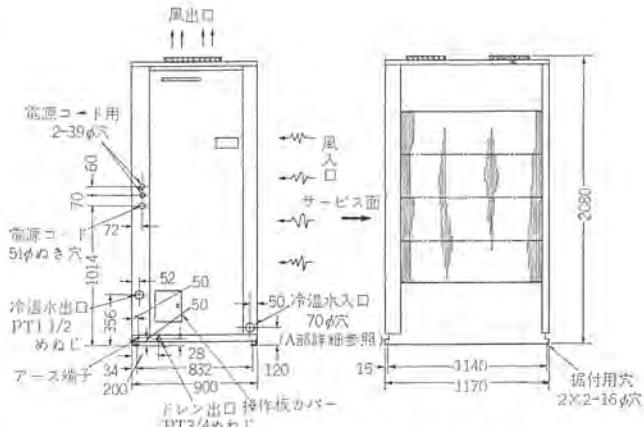


図 1. CAH-8 外形図
Outline of type CAH-8.

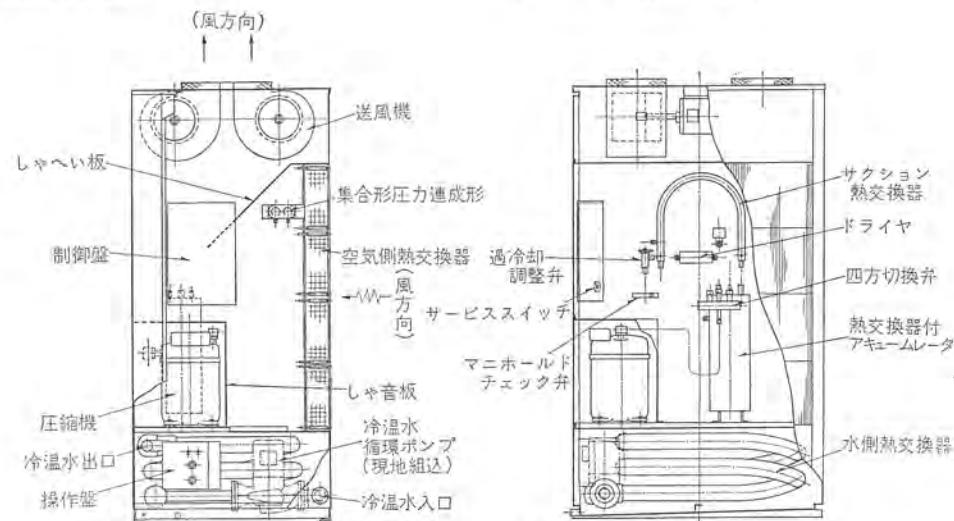


図 2. CAH-8 内部構造図
Interior construction of type CAH-8.

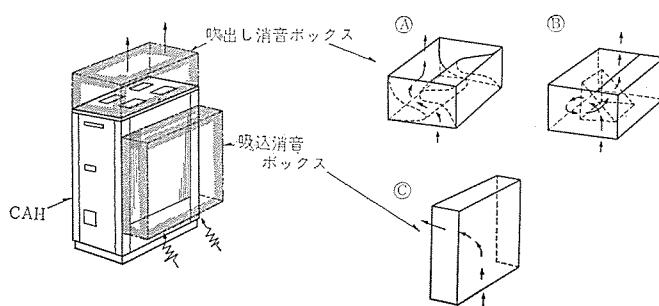


図 3. 消音ボックスの例
Sound attenuation box.

CAH-8形以上の機種についても、ユニットの背面を建物の壁やへりに接して据付できる構造にしたため、据付スペースは従来品より45~72% (当社比) の縮小が計れた。

3.3 騒音に対する応用の仕方

空気熱源ヒートポンプユニットの騒音の大部分は送風機により左右され、通常、ユニットの騒音を下げるため大口径プロペラファンを低速回転で使用し、ユニットの機内風圧損失を極力下げるため、空気側熱交換器の正面面積を広くする等が考えられるが、従来の据付例によるとベランダや軒下設置時の風のショートサーキット処理、積雪地区での防雪処理のために横吹きダクトの設置の必要性が高いため、許容機外静圧が高くとれる低騒音シロッコファンをCAH-3~15形に採用した。

ユニットの騒音は、機内での消音効果を考慮した設計とし、CAH-3形では44ホン (正面3m, Aスケール) の低騒音化を計っているのをはじめ、従来CRAHシリーズで採用したマルチファンシステム (低騒音小形ファンを多数使用しトータル騒音を下げる方式) と同等以下の騒音となるように設計した。

さらに、住宅密集地区などで据付後の騒音問題が発生した場合、または予想される場合に、消音ボックスの取付が容易にできるようにしている。消音ボックスの一例を図3に示すが、この形状による静圧損失は2~3mm Aqであり、6~10ホン (Aスケール) の消音が可能である。

また、ユニットの性質上、屋上設置のケースが多く逆風による問題も考えられる。この点、静圧の高いシロッコファンを使用することにより屋上設置にも十分耐えるようにしている。

3.4 省工事化と取扱いの容易化

据付性、騒音問題を追求した場合、冷温水循環ポンプの処理問題が残るが、本機ではCAH-10以下の機種においてユニット内にポンプの組込を可能とした。従ってポンプまわりの配管工事および屋外設置に対するポンプの防水処理が省略でき、システム全体がコンパクトにまとまり、ポンプ現地制御盤の省略等の省工事化と合わせてポンプの消音効果 (4~6ホン) が発揮できるようにした。

日常の運転監視は室内からできるリモコンパネルに加え、降雪時のユニットへの積雪防止のための送風機運転切換スイッチを始め、冷暖切換、温度調節などは、本体の操作盤により容易にできる構造としている。

また、寒冷地での夜間運転停止中の水回路の凍結防止対策として、水温が氷点近くになるとポンプが自動運転し、外気温-5°C付近までの凍結保護を自動化した。

3.5 省資材化と生産性の向上

資源の使用量を節約する省資材化への考え方から、全機種フレームレス構造とし、ユニットのコンパクト化と相まって使用材料の減少を計る

と共に、組立ラインにおける生産性向上化のために各構成部品の部分組立性を重視し、作業の容易化と製品品質維持管理が容易となるよう生産設計面からの改良も加えた。

4. CAH形ヒートポンプユニットの性能

ヒートポンプユニットの性能は、圧縮機および各熱交換器の性能によって大きく左右されるが、Hi/Re/Liシステムを採用したCAH形は各機器の特性の最大限有効利用を計っている。

CAH形の能力の一例を図4に示すが、冷房時外気温38°C冷水出口7°Cの能力に対し、暖房時は温水温度45°Cで外気温度0°C、温水温度55°Cで外気温度2.5°Cの条件で同能力を発揮する。成績係数はこの暖房条件で2.3~2.5である。

一方、参考までに室内側熱交換器であるファンコイルユニット (三菱リビングマスター) の冷暖房能力を比較すると図5の通りであり、暖房時温水温度50°C付近において冷房能力と同程度の能力を発揮することができる。

また、最近の建築様式では気密性が高く、窓面積の増加による外部侵入熱の増加および室内での電気機器・照明機器の増加による内部発熱量が増加する傾向にあり、太平洋側地方では冷暖房負荷がバ

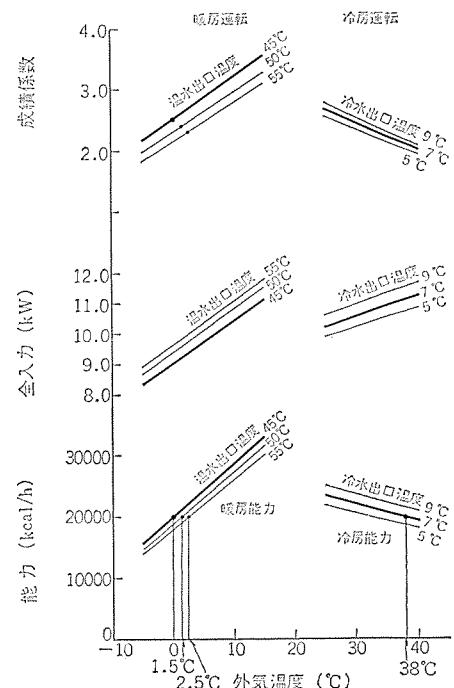


図 4. CAH-10形 (7.5 kW) 空対水ヒートポンプユニット能力特性
Performance curves of type CAH-10.

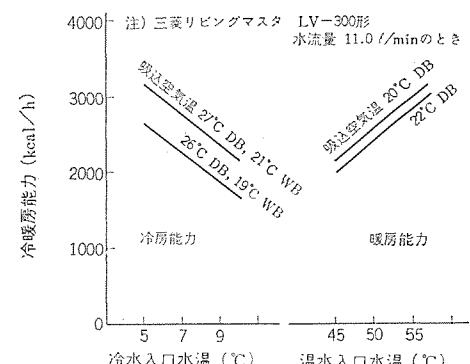


図 5. 三菱リビングマスター冷暖房能力比較
Mitsubishi living-master, type LV-800 comparison of cooling and heating capacity.

ランスする傾向にあり、CAH 形では契約電力量の増加や総合成績係数の低下をきたす補助ヒータ等の組込は考慮していない。

5. 寒冷地における暖房運転特性

CAH 形ヒートポンプユニットは東北・北陸の各寒冷地において多数の使用実績があるが、その運転データの一例を紹介する。

5.1 測定場所・建屋の概要

使用場所は富山県の標高 3,015 m の立山連峰のすそにある立山町で、冬季の降雪量が多く外気温度も低い。立山町に関する詳細気象データは無いが、本邦ディグリーディ図により求め、北陸近辺の都市部のデータと比較した気象状況は表 2 の通りであり、新潟・金沢・福井の各都市より外気温度の低い事が推定できる。

ユニットの据付図を図 6、冷温水系統図を図 7 に示すが、測定建屋は重構造ビルであり、屋上に CRAH-20 B (CAH-K 20 の旧形) を据付けている。

ユニットには積雪防止のため、屋根および吸込口の防雪フードを設けている。室温の測定は負荷変動の最も大きいと考えられる 1 階の事務所を選んだ。図 8 にその平面図を示す。

5.2 ユニットの運転特性ならびに暖房効果

図 9 に 2 月 9 日のデータおよびファンコイルユニットの操作状況を示す。この日の天候は雪であり夜間から昼間にかけて外気温度は 0°C 相対湿度は 84% 付近であり、日射による熱侵入もなく、ユニットの運転にとって相当過酷な条件下であったにもかかわらず、1 階事務所は他の階に比べてファンコイルユニットの容量が大きいせいもある、12 時～18 時の間はファンコイルユニット 3 台運転で室内温度 28°C、18 時～20 時の間はファンコイル 2 台運転で室内温度が 26°C と十分すぎる暖房効果が得られている。

また、ファンコイルの吹出空気温度は、ユニットの温水出口温 51°C に対し、42～46°C であり 5～9 deg の低下にとどまっている。

定常運転時の特性を表 3 に示す。

表 2. 北陸地区の気象条件
Weather of Hokuriku district.

	新潟	金沢	福井	長野	立山町
日最低気温の月平均値	-1.4°C	-0.9°C	-1.5°C	-6.3°C	—
最低気温 (1901～1967年)	-11.7°C	-9.7°C	-15.1°C	-17°C	—
暖房ディグリーディ D18-18	2,421	2,232	2,190	2,880	※ 2,800

(空気調和衛生工学便覧より)



図 6. CRAH-20 B 据付図
Installation of CRAH-20 B.

5.3 朝の立上がり特性

2 月 9 日の運転開始は 5 時であったが、運転開始後約 40 分で水温が 18°C から 43°C まで上昇している。室温の立上がり特性が悪いが、これはファンコイルユニット 3 台中 1 台を停止しているためであり、通常の立上がり特性は図 10 に示す通りである。

5.4 デフロスト特性

本機では空気側熱交換器の着霜検知方式として、外気温と蒸発温度(空気側熱交換器のパイプ温)との差を感知して作動するデイサーを採用している。デイサーの作動特性を図 11 に示すが、外気温度が変動しても着霜量 70～80% で安定した着霜感知を行うことがで

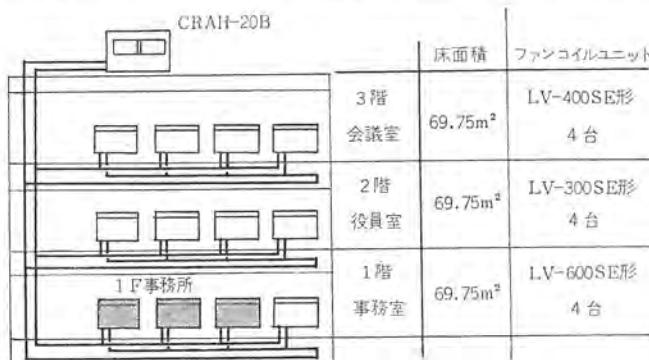


図 7. 冷温水配管系統図
Schematic view of hot or chilled water piping.

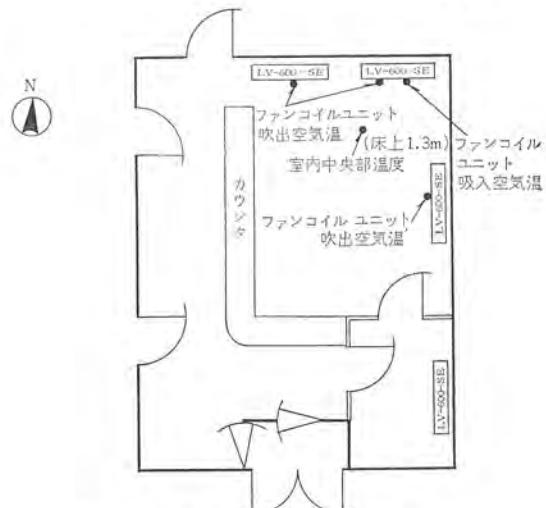


図 8. 測定場所 (1F 事務所) 平面図
Plan of measurement room (1st floor office room).

表 3. 定常運転時の特性
Balanced running performance.

外気温度 DB	1°C	No. 1 回路蒸発温度	-6°C
外気温度 WB	0°C	No. 2 回路蒸発温度	-5°C
相対湿度	84%	暖房能力	※ 40,000 kcal/h
温水入口温度	49°C	全入力	※ 17.7 kW
温水出口温度	51°C	成績係数	※ 2.63
ファンコイルユニット吹出空気温	42～46°C	吐出ガス温度	※ 105°C
ファンコイルユニット吸込空気温	24°C	吸入ガス温度	※ -4°C
室内中央部空気温	28°C	過冷却調整弁温	※ 5°C

(※印の数値は工場試験データによる)

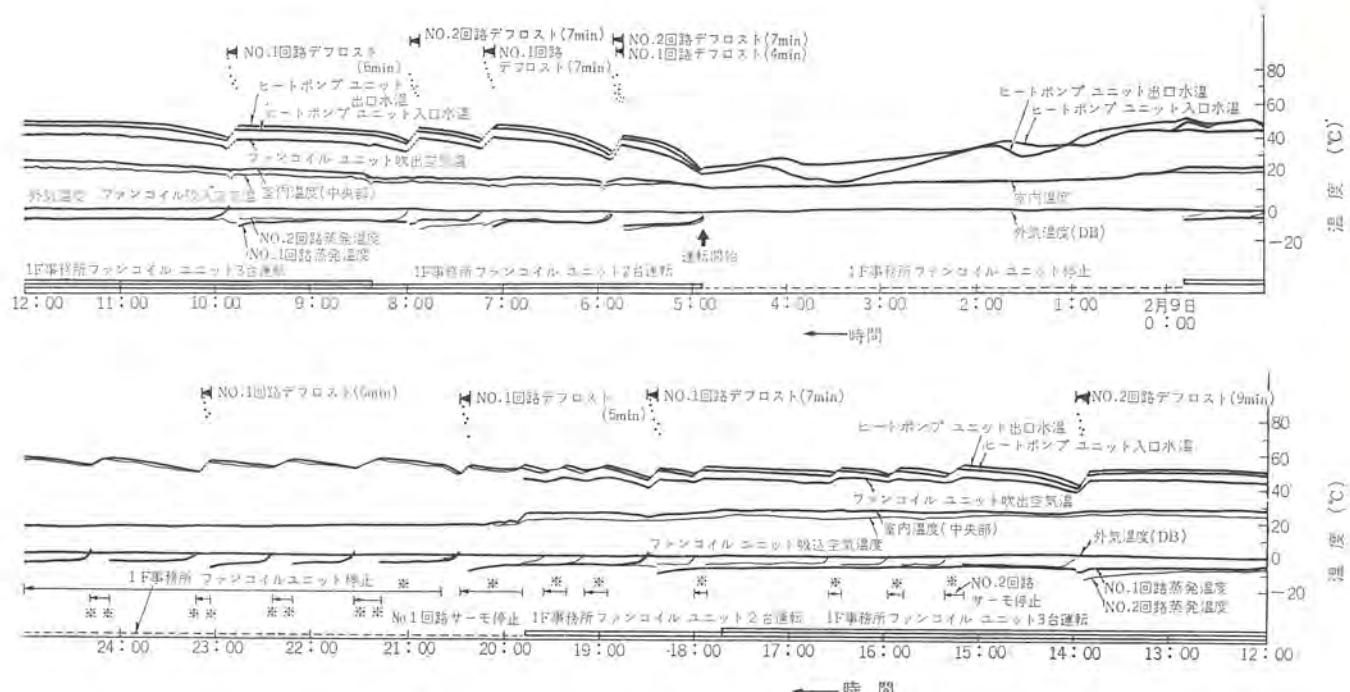


図 9. 寒冷地における暖房運転特性
Heating operation performance curves in a cold district.

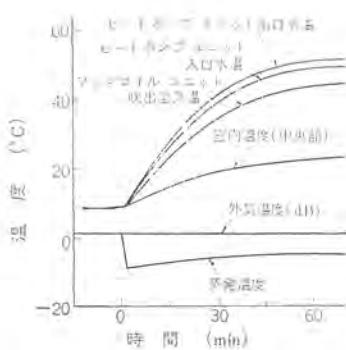


図 10. 暖房立ち上がり特性
Transition at starting of heating performance.

きる。

CAH (CRAH)-15, K 20 形では、2 回路の独立した冷媒回路を有し、各々の着霜量に応じて単独にデフロスト運転ができるように設計している。

デフロスト所要時間は 2 月 9 日のデータで見るように 4 ~ 8 分間で終了し、この時の水温低下は 6 ~ 10 deg, 室温低下は 1 ~ 2 deg の範囲にとどまっており、吹出し空気温も 36°C 以下に下がる事はなかった。

9 時 50 分から 20 時 25 分の間の No. 1 回路を例にとって運転時間と着霜による蒸発温度の下がり具合、および着霜による能力低下量の割合を図 12 に示したが悪天候にもかかわらず全運転時間に対し、着霜による能力低下は約 3 % 程度であった。

これは運転開始とともに着霜が徐々に生じ始めるが、初期のうち

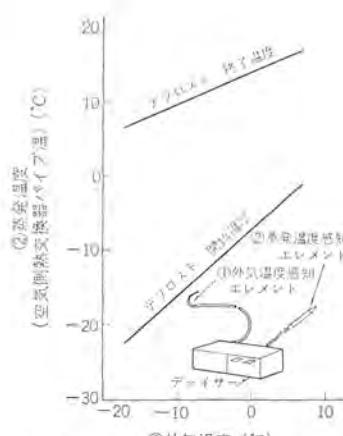


図 11. デイサー作動特性
Control of deicer.

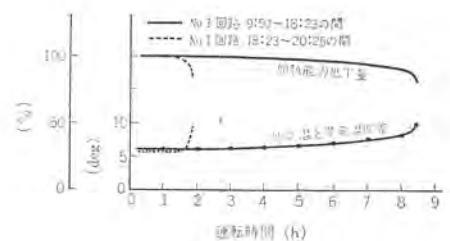


図 12. 着霜による能力低下量
Capacity reduction owing to the frosting.

は、着霜による熱伝達率の低下の影響が少なく、一定量以上に着霜が生じるとフィンの目詰りと熱伝達率の低下量の増加とが相まって、蒸発温度が急激に下がり始め、加速度的に着霜が増大するためである。従って全運転時間に対し、着霜により大幅な能力低下が生じている時間は、デフロスト前の 30 分間程度にすぎず、全般的に好調な暖房効果が得られた。

6. む す び

以上、CAH シリーズの改良点および暖房運転の一例を紹介したが、今後さらにヒートポンプの発展が期待される中で、システムより見たヒートポンプ冷暖房について、アプリケーションを含む総合的検討、技術開発を進め、需要家各位のご期待にこたえるようにしたい。

石油温水機の低騒音化

山地 昇*・八柳 昌夫*

Quieting Method of Oil Fired Water Heaters

Wakayama Works Noboru Yamaji・Masao Yatsuyanagi

Of various hazards posing social problems, the noise is the one harassing our daily life most. Oil fired water heaters for use in the central heating of residences make much contribution to producing agreeable atmosphere in the room, but it is strongly desired not to menace the surrounding with the noise generated by the installation. Under the circumstances Mitsubishi has developed low noise type oil fired water heaters to meet public demand. The article describes the quieting method of the heaters referred to worked out by the Company.

1. まえがき

近年、産業経済の急激な発達に伴ない、いろいろな公害が発生し大きな社会問題となっている。その中でも騒音公害は都市およびその周辺において公害苦情件数中もっとも多くなっている。とくに家庭用温水機の場合、使用環境が住宅地域でもあり、運転騒音の低騒音化が強く望まれている。

このような背景をもとに、昭和48年には「油だき温水ボイラ」のJISの改正が行なわれ、新しく騒音の規制が追加された。従来から石油温水機のバーナにおいて、ガントイプバーナはほかのポート式バーナやウォールフレーム式バーナに比べ、燃焼機構そのものは安定しており、もっとも広く使われているが、燃焼音が高いという欠点があり、ガントイプ石油温水機における低騒音化は大きな課題であった。

本文では、最初にガントイプ石油温水機の低騒音化を行なううえでの基本的な考え方を述べ、つぎに開発した低騒音シリーズ石油温水機の中からPB-SK 35(熱出力: 35000 kcal/h)を取上げ、残響室での試験結果を基に記述する。

2. 騒音の表示方法

騒音の問題にふれる前に、騒音の表示方法を明確にしておく必要がある。

騒音の表示方法には騒音レベル表示とパワーレベル表示がある。騒音レベルとは、ある点における音圧を示す数値で、指示騒音計で測定した値である。ただしこの値は測定する条件(屋外とか、屋内とか、機器前面何mとか)によって異なるため、その機器固有の騒音の表示としては不適である。

表 1. 試験室仕様および試験条件

Reverberation chambers specification and experiment condition.

試験室名	残響室
形 状	不整形 7面体
室 容 積	585.4 mm ³
表 面 積	415.0 mm ²
仕 様	天井壁、コンクリート壁、厚み 400 mm、床 人造石と(研)ぎ出し
試験条件	
試験機	PB-SK 35
換 気 量	約 540 Nm ³ /h
循環水量	30 l/min
燃 焼 条 件	標準状態 $\left\{ \begin{array}{l} \text{燃料消費量} 5.5 l/min \\ \text{スモーク No. 2} \\ \text{CO}_2 \% 12 \% \end{array} \right.$
電 源 電 壓	AC 100 V 60 Hz

これに比し、パワーレベルは、音源から放射される音のパワー、すなわち単位時間に放射される音のエネルギーを表わしたもので、設置条件などによって左右されないその機器固有の騒音値である。また、パワーレベルを用いることにより、事前にその機器の工事施工後の騒音レベルもある程度予測することもでき、これらの理由から「油だき温水ボイラ」のJISで規定されている騒音はパワーレベル表示を用いている。パワーレベルの測定法としては、無響室法と残響室法があるが、本文では、当社の残響室での実験結果より求めたパワーレベルをもとに検討を行なった。この試験に使用した当社残響室を図1.に、また、その仕様概略と試験条件を表1.に示す。



(a) 測定分析室



(b) 残響室

図 1. 残響室における試験
Experiment in reverberation chamber.

3. 石油温水機の騒音分析

温水機の低騒音化をはかるうえで、まず第一に従来のガントイド石油温水機の音の発生状況をしきりとは（把）握しておく必要がある。温水機の音の発生は、これまでの実験により、図2.に示すように大別して次のようにわけられる。

(1) 温水機の煙突から漏れてくる燃焼音とバーナ機械音、およびファンの風切音、主体は燃焼音(50~125Hzの音)

(2) バーナおよび空気取入口から漏れてくるバーナ機械音、ファンの風切音(250~1,000Hzの音)……以後この音をまとめてバーナ音と呼ぶ

(3) 温水機のキャビネットを貫通してくるバーナ音

また、従来の温水機において、実際の騒音値はパワーレベルで70dB(A)近くにある(後述 図7. 参照)。

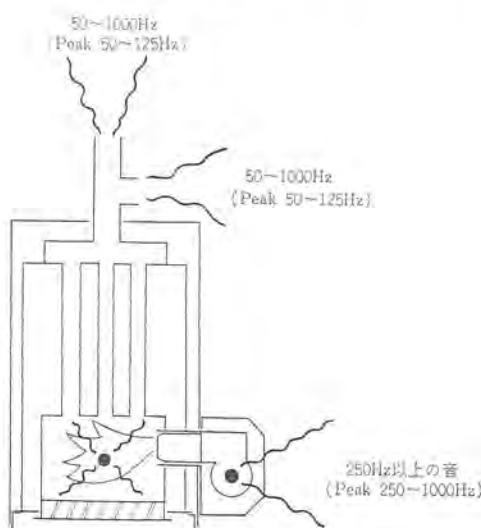


図2. 石油温水機騒音発生モデル
Noise of oil fired water heater.

4. 開発仕様の決定

温水機の低騒音化を進めるにあたり、ではどの程度まで騒音を下げたらお客様が満足するか、商品的にも最適であるかを決定するのはかなりむずかしい。それは、温水機の製品自体が非常に設置条件の異なる場合が多く、また騒音そのものが、聞く人個人によって感じ方の違う多分に主観的な面を持っているからである。また製品側からみた場合、技術的に可能な範囲であり、商品的にも十分に適当な値でなくてはならない。たとえば、その製品がいかに低騒音になったとしても、その騒音対策のため価格が何倍にも高くなるとすれば、その低騒音化は商品的にみて無意味である。

仕様を決定するうえでの目やすの一つとして、屋外での騒音レベルとして、騒音規制法に示された規制基準(表2.)がある。これによると一般住宅地においては、騒音レベル L_{PA} は40~50dB(A)となっている。

一方、従来の温水機PB-K30Bのパワーレベル L_{WA} は、試験結果より求めると67.8dBとなる。仮に開発しようとする低騒音形温水機において、従来よりも全体的に10dB減じるとすれば L_{WA} は57.8~58dB(A)となる。

いま、温水機に著しい指向性がなく、周囲に音の反射物のない地面上に設置するとした場合、騒音レベル L_{PA} とパワーレベル L_{WA} の関

表2. 騒音規制法に示された規制基準値 L_{PA}
Standards stipulated in the noise regulations.

区城	昼間	朝夕	夜間
第1種区域	45~50	40~45	40~45
第2種区域	50~60	45~50	40~50
第3種区域	60~65	55~65	50~55
第4種区域	65~70	60~70	55~65

(1) 第1種区域: 良好な住居の環境を保全するためとくに静謐の保持を必要とする区域

(2) 第2種区域: 住居の用に供されているため静謐を必要とする区域

(3) 第3種区域: 住居の用に併せて、商業・工業等の用にされている地域

(4) 第4種区域: 主として、工業等の用に供されている地域

係は次式で示される。

$$L_{PA} = L_{WA} - 20 \log_{10} r - 8 \quad (1)$$

ここに r : 音源と測定位置との距離

式(1)より温水機表面から1m($r=1.4$ m)の点の騒音レベルは、 $L_{WA}=58$ dB(A)とすれば、 $L_{PA}=46.7$ dB(A)となり、この値は、騒音規制基準に示された住宅地の屋外の騒音レベル40~50dB(A)を十分満足している。また設置場所の検討、機械室での考慮をすれば、まだまた騒音レベルの低下は図れるので $L_{WA}=58$ dB(A)程度にすれば、市場における騒音のクレームは、ほとんど解消するものと予想される。

これより開発しようとする低騒音形温水機の騒音は、従来温水機より10dB下げた $L_{WA}=58$ dB(A)を開発目標とした。

5. 低騒音化の手法

温水機の低騒音化を進めるうえでは、燃焼音およびバーナ音そのものを低くする方法すなわち発生音の低減と、発生した騒音を消音器などによって消音する方法すなわち発生音の消音がある。

5.1 発生音の低減

温水機の騒音源である発生音は大別すると次の二つにわけられる。

発生音一バーナ音……おもに中・高周波音(250~2,000Hz)

発生音二燃焼音……おもに低周波音(50~125Hz)

一般的に、中・高周波音は、吸音・しゃ(遮)音等の消音方法により比較的騒音対策も行ないやすいが、低周波音は、吸音・しゃ音等により消音することは困難である。ゆえにバーナ音は、5.2節に述べる消音法で音の低減を図ることとし、発生音の低減は消音の困難な燃焼音を主体に考えることとした。

そこで今回のバーナでは、従来の4極より2極のバーナモータに変更し、ファンの風量・静圧に余裕をもたせ、燃焼性改善への種々の対策を行なって燃焼音の低減に努めた。なお、燃焼音の低下に対する理論的な考察については解明されていないことも多く、実験の繰り返しにより行なった。

ここで2極のバーナモータを使用することにより、バーナ音そのものは高くなつたが、後に述べる消音対策により十分補なうことができた。

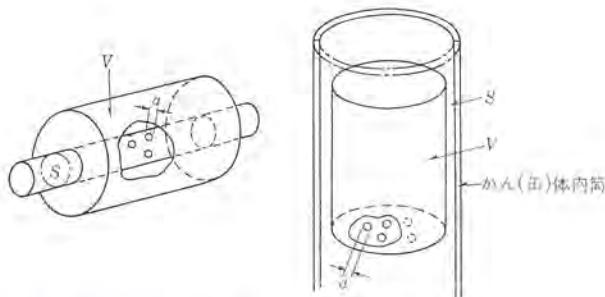
5.2 発生音の消音

消音方法としては、消音器による消音、吸音・しゃ音などがある。これらの消音方法を、次のように騒音漏れ箇所に合わせて選定していく必要がある。

(1) 煙突へもれる音に対する消音、(2) 本体を貫通して出てゆく音に対する消音、(3) 開口部(空気取入口)より出てゆく音の対策。

(1) 煙突へもれる音に対する消音

煙突へもれる音は、低周波域の燃焼音と中高周波域のバーナ音が



(a) 理論式の消音器(単一形) (b) PB-SK35の消音器

図 3. 共鳴形消音器
Resonate silencer.

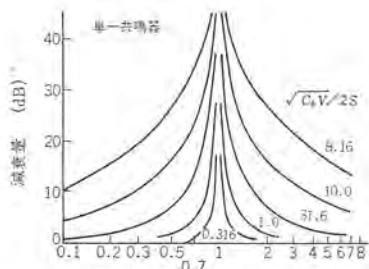


図 4. 共鳴形消音器の減衰特性
Attenuation character of resonate silencer.

ある。なお、消音できる場所は、燃焼室または煙道内においてであり、消音器が活用できる。消音器には一般的に下記のようなものがある。

(a) 共鳴形消音器

(b) 膨張形消音器

(c) 吸音・消音器(吸音材を内張りしたもの)

このうち、(a)の共鳴形消音器は、とくに一般に困難な低周波音域における消音に対して利用しやすい利点を持っており、また目標とする特定周波数(共鳴周波数)を中心に大きな消音効果を持つことができる。これから共鳴形消音器は、温水機の燃焼音の消音には非常に有効な手段である。

図3.に示すような共鳴形消音器の場合、減衰量は次式で表わされる。

$$TL_1 = 10 \log_{10} \left[1 + \left\{ \frac{\sqrt{C_0 V}}{2 S} \times \frac{1}{\left(\frac{f}{f_r} - \frac{f_r}{f} \right)} \right\}^2 \right] \quad \dots \dots \dots (2)$$

$$C_0 = \frac{n \pi a^2}{1 + 1.6 \alpha}$$

また、共鳴周波数は

$$f_r = \frac{C}{2 \pi \sqrt{V}} \quad \dots \dots \dots (3)$$

ここに V : 空洞の面積

C : 音速

n : 穴の数

l : 孔の長さ(せん孔の板厚)

S : 通過面積

f_r : 共鳴周波数

f : 任意の周波数

式(2)により減衰量は $\sqrt{C_0 V} / 2 S$ によって決まり、その減衰量は図4.に示すとおりである。これから共鳴形消音器は、ある特定の周波数を中心とした消音効果を持つことがわかる。すなわち低周波音も各ディメンジョンの選定により消音することが可能である。

次に燃焼室内または煙道内において、通過面積の急激な拡大および縮小を行なうことにより、(b)の膨張形消音器を形成できる。

一般に膨張形消音器の消音量は次式で表わされる。

$$TL_2 = 10 \log_{10} \frac{1}{4} \left[\left(1 + \frac{m}{m_1} \right)^2 \cos^2 kl + \left(m + \frac{1}{m'} \right)^2 \sin^2 kl \right] + 10 \log_{10} \frac{m'}{m} \quad (\text{dB}) \quad \dots \dots \dots (4)$$

$$\text{ここに } m = S_2 / S_1, m' = S_3 / S_2$$

S_1, S_2, S_3 はそれぞれの出入口管の面積

$$kl = 2 \pi f / c \quad c: \text{音速}$$

式(4)により消音量は、 kl すなわち周波数により山および谷が反復するような形になり、比較的周波数全域にわたって消音効果を持つ。

(c) の吸音形消音器の場合、消音量は次式で表わされる。

$$R_L = K \frac{P}{S} L \quad (\text{dB}) \quad \dots \dots \dots (5)$$

ここに K : 内張吸音材の吸音率

P : 内張ダクト断面上の吸音材の長さ

S : 流路の断面積

L : 内張ダクトの長さ

式(5)より周波数と消音量の関係をみると、消音量は内張吸音材の吸音率により決まる。一方吸音材の吸音率は一般に中・高周波音において、吸音率の大きいものが多く(グラスウール・石綿など)、これより吸音形消音器は、中・高周波域の消音により効果を持つ。

この温水機においては、燃焼室内に図3.に示すような共鳴形消音器を設置し、また、この消音器で膨張形消音器も形成するようにし、燃焼音および全周波域の音に対する消音を行ない、さらにそのうえに吸音形マフラーを設置することにより、煙突から漏れる燃焼音およびバーナ音に対する騒音低減を図った。

(2) 本体(キャビネット)を貫通して出てゆく音に対する消音
キャビネットなどを貫通して出てゆく音に対しては、キャビネット内の音圧レベルをできるだけ低くしておくことが肝要である。すなわち、その室内で吸音処理を行なうことである。

室内での音圧レベル SPL は次式で表わされる。

$$SPL = L_{WL} + 10 \log_{10} \left(\frac{Q}{4 \pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad \dots \dots \dots (6)$$

ここに L_{WL} : 音源のパワーレベル

r : 音源までの距離

Q : 音源の指向係数

R : $\alpha S / (1 - \alpha)$

α : 平均吸音率

S : 室の全内表面積

式(6)より機械室内の吸音率が高いほど、機械室内の騒音レベルが下がることがわかる。

また、音がしゃ音壁(キャビネット)を貫通して出てゆく場合は、透過損失により消音される。そのときの消音量は

$$TL_3 = 20 \log_{10} \frac{\pi m f}{\rho c} \quad (\text{dB}) \quad \dots \dots \dots (7)$$

ここに m : 単位当たりの質量

f : 周波数

ρ : 空気の密度 c : 音速

式(7)からわかるように消音量は、しゃ音壁の質量 m の関数で

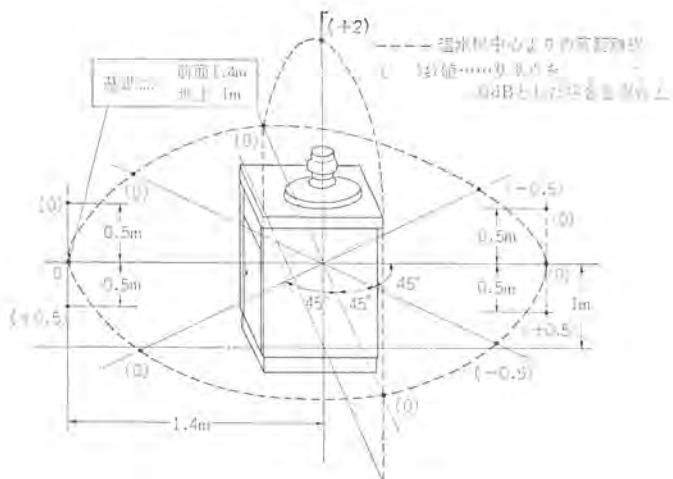


図 5. PB-SK 35 の指向性
Directivity of type PB-SK 35.

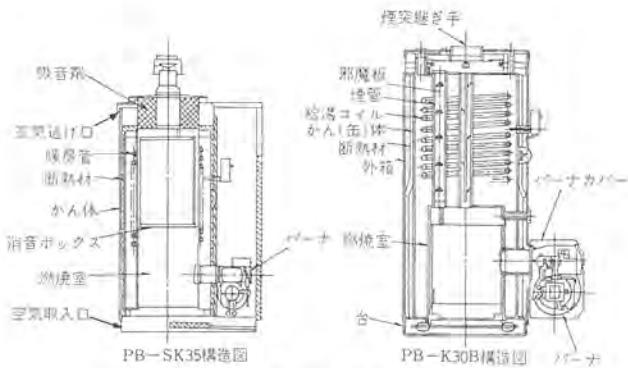


図 6. PB-SK 35, PB-K 30 B 構造図
Construction of type PB-SK 35 and PB-K 30 B.

あり、壁材の密度が大きいほど、また壁が厚いほど、また周波数も高いほど、消音量が大きい。

この温水機では、バーナのあるへやをキャビネットで完全に仕切り、いわゆるしゃ音構造の機械室を形成し、また機械室内にグラスウールの吸音材を張り、機械室内の音圧レベルの低下およびしゃ音による騒音低減を図った。

(3) 開口部より出てゆく音の対策

温水機には、燃焼用空気を供給する必要から、完全に音を密閉化してしまうことは困難である。

この温水機においては、空気供給用の開口部および室内空気の逃げ口などはすべて温水機本体の後側に設けた。また、とびらとキャビネットの当たり面にはパッキンを使用し、わずかなすき(隙)間もできるだけなくするようつとめた。

従来温水機では前面部(バーナ側)の騒音が大きくなる傾向があったが、この方法により、騒音に関し、比較的指向性のない温水機とすることが可能になった。またこれにより、残響室での騒音分析を可能にし、かつ、実際の据付けを行なううえでも、温水機の据付け方向につき考慮の必要がないというメリットも加えることができた。この温水機の指向性に対する騒音レベルの測定結果を図5に示す。なお、従来の温水機とこの温水機の構造図を図6に示す。

6. 残響室での実験結果

図7に、従来形温水機 PB-K 30 B と今回開発した低騒音形石油温水機のうち、PB-SK 35 の場合の残響室法によるパワーレベルの

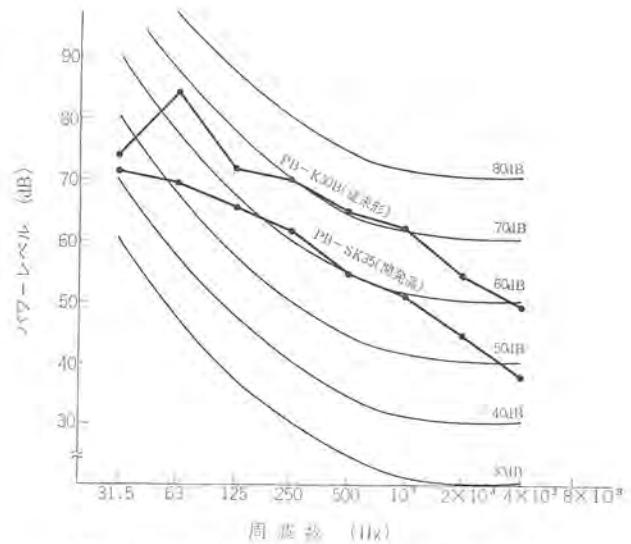


図 7. PB-K 30 B (従来品) と PB-SK 35 (開発品) の騒音特性

Noise character of type PB-SK 35 in comparison with PB-K 30 B.

表 3. PB 低騒音シリーズ仕様一覧
Standard specification of silent series.

機種 仕様	PB-SH 23	PB-SK 23	PB-SH 35	PB-SK 35	PB-SH 50	PB-SK 50
外形寸法						
高さ mm	1,395	1,395	1,453	1,453	1,690	1,690
幅 mm	517	517	575	575	575	575
奥行 mm	826	826	880	880	880	880
熱出力 かん体のみ kcal/h	23,000	23,000	35,000	35,000	50,000	50,000
かん体材質	グラスライ ニング仕上 げ + 犠牲陽極	同左	同左	同左	同左	鋼板製 + 防錆 (錆) 剤
コイル	なし	付	なし	付	なし	付
主かん容量 l	100	90	110	100	95	85
電 源	AC 100 V 50/60 Hz	同左	同左	同左	同左	同左
燃料消費量 (白灯油) l/h	3.5	3.5	5.5	5.5	7.6	7.6

騒音特性を示す。

図7によれば、5章で述べた低騒音化の対策が、それぞれの効果を発揮していることが理解できる。

各周波数の音を合成すれば

従来品 (PB-K 30 B) $L_{WA} = 68 \text{ dB (A)}$

開発品 (PB-SK 35) $L_{WA} = 58 \text{ dB (A)}$

となり、開発目標の 10 dB 低減を達成した。

最後に、今回開発した石油温水機の低騒音シリーズの仕様を表3に示す。

7. むすび

温水機の低騒音化について述べたが、試験を残響室で行なったため、各低騒音化の対策における効果を、指向性も含めて分析しえなかつた点もあるが、効果の特性はつかめたものと思う。

この温水機が従来機種に比べ、設置や取扱いの面で低騒音化の効果を発揮し、市場にて評価されるものと信じている。

しかし、低騒音化についてはこれで完全ということはありえない。今後少しでも静かな性能の良い温水機となるよう努力して行きたい。

空気熱源ヒートポンプによる空調環境のシミュレーション

笠置 紘*・山崎 起助*

Air Conditioning Residential Simulation Equipped with Air Source Heat Pump Units

Consumer Products Research Laboratory Hiroshi Kasagi・Kisuke Yamazaki

Air source heat pumps form air conditioners of high economy from the viewpoint of energy saving and freedom from the public hazard. But as the operating function varies with the change of atmospheric temperature, it is necessary to forecast the condition of air conditioning environment in selecting proper apparatus and controlling them or realizing comfortable surroundings. Then, incoming and outgoing of heat in the air conditioned room was modelled, a basic differential equation of heat balance was set up, its solution was made by numeral integration, and comparison was made with actual measurement so as to investigate the adequacy of simulation. In this article it is described a method to simulate an air conditioned environment by a simple procedure and the operating conditions of the apparatus installed in various districts in Japan and examples of calculation on air conditioned state are shown.

1. まえがき

空気熱源ヒートポンプによる冷暖房空調方式は、外気から熱を汲みあげそれを暖房エネルギーとして使用するため、インプット電力の数倍の空調能力が得られる省エネルギー空調機として、また排気ガスのないきれいな空調ができる、さらに全電式であるためコントロールが容易でメンテナンス上有利な空調機として、多方面にわたって普及している。しかし空気熱源ヒートポンプによる空調方式は、外気温度の変化によってその能力も運転状況も変化するため、一日における昼夜、季節的な気温の変化および地域によって空調に関する諸要因が異なり、機器の選択・制御ばかりでなく、また快適な空調環境を実現するためにも慎重な配慮が必要である。

このように空気熱源ヒートポンプによって空調環境の快適化と、機器の選択・制御上の問題の解決を効果的に実現するには、建物あるいは部屋の熱負荷・使用状況、および能力の変動などによって、変化する室内空気温度がどのような状況で推移するかをあらかじめ予測する必要があり、このために電子計算機を用いた空調環境のシミュレーションは有力な手段である。

ここでは空気熱源ヒートポンプによって室内を暖房するという設定で、空調室内のヒートバランスの基礎式を逐次的に解いていく詳細な方法と、室内空気温度の変化状況をあらかじめ数式化した簡易的な方法によってシミュレーション計算を行なった。そしてシミュレーション結果の妥当性をチェックするために、実測例との比較を行なうと同時に室内空気温度の変化状況に起因する要因についての検討を加えた。さらに簡易な方法によってではあるが、空気熱源ヒートポンプ機を日本各地に設置したときの運転状況、室温の変化状況に関する検討も行なった。

2. シミュレーションの方法

2.1 ヒートバランスモデルによる方法

空調室内温度は空調機の能力・室内熱負荷・室内構造・外気条件などの要因によるヒートバランスから決まってくるが、このモデルでは壁の熱容量が室内空気温度におよぼす影響について詳細に計算している。そしてコンクリート造りの部屋では壁の熱容量が非常に大きく、

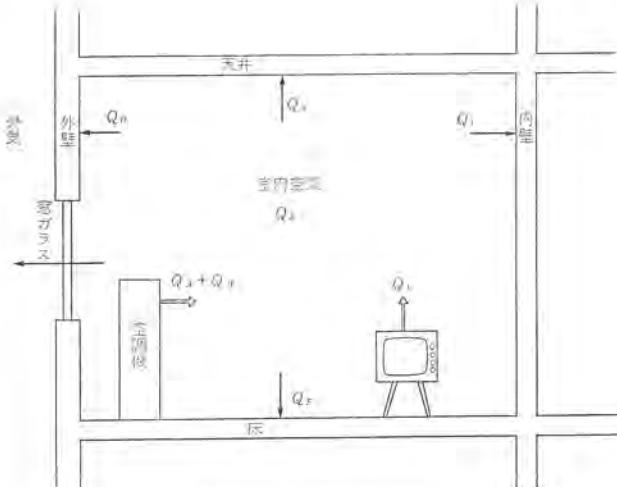


図 1. ヒートバランスモデル
Heat balance model.

重要な要因となる。実際の空調室内で空気温度に影響を与える要因は数多く複雑であるが、図 1. に示すようにモデル化して、ヒートバランスの基礎式を求めた。

室内にインプットされる熱量は、室内空気温度・外気温度条件によって能力が変化する空気熱源ヒートポンプの暖房能力 (Q_{AC}) と、補助熱源として用いる電気ヒータの能力 (Q_H) など空調機器による熱量のほかに、室内機器から発生する熱量、人体から発生する熱量、日照によって窓から直接室内に入る熱量、照明機器から発生する熱量などの、空調機器以外から室内に加えられる熱量 (Q_M) の総和で、時間的に変化する値である。

インプットされた熱量の一部は室内空気を暖め (Q_A)、一部は換気によって直接外気へ放散 (Q_E) される。暖められた室内空気から熱伝達によって天井 (Q_S)、床 (Q_F)、外気と接する外壁 (Q_H)、ほかの部屋と接する内壁 (Q_I) など、各壁の室内側表面に熱が伝えられ、一部は窓ガラスを通して直接外気に熱 (Q_G) を放散する。壁表面に与えられた熱は壁体の熱伝導によって内部へ移動し、一部は壁体の熱容量によって壁体内に蓄熱され、一部は壁の外表面から外界へ放散される。以上のような空調室内の熱収支の場を設定してヒートバラ

ンスの式化をするとつぎに示すようになる。

$$Q_{AC} + Q_H + Q_M = Q_A + Q_E + Q_a + Q_o + Q_I + Q_F + Q_S \dots \dots \dots (1)$$

式(1)の左辺は熱源側で、右辺は負荷側である。各熱量についての関係式は

$$Q_{AC} = A + B T_o + C T_R \dots \dots \dots (2)$$

$$Q_H = Q_H(t) \dots \dots \dots (3)$$

$$Q_M = Q_M(t) \dots \dots \dots (4)$$

$$Q_R = (1+\eta) C_A \frac{dT_R}{dt} \dots \dots \dots (5)$$

$$Q_G = A_G K_G (T_R - T_o) \dots \dots \dots (6)$$

$$Q_E = C_E (T_R - T_o) \dots \dots \dots (7)$$

式(2)は空気熱源ヒートポンプの能力パフォーマンス式で、外気温度(T_o)と室内空気温度(T_R)の関数である。ただし、 A 、 B 、 C はパフォーマンス定数。式(3)は補助熱源の熱量で、式(4)は人体からの発生熱量、室内機器・照明機器からの発生熱量で時間のステップ関数として与えられる。式(5)は室内空気の熱容量(C_A)に、室内家具・調度品・書類などで空気の温度とほぼ同様な温度変化する物の熱容量について、 C_A の補正係数 η として考慮する。式(6)は窓ガラスから熱通過によって直接外気へ放散する熱量で、 K_G は窓ガラスと室内空気との熱通過率、 A_G は窓ガラスの面積である。ただし窓ガラスの熱容量は無視する。式(7)は換気による熱負荷で、 C_E は換気空気の熱容量で、室内空気の熱容量 C_R と換気回数の積で与えられる。ただし、湿度の変化については考えないものとする。

式(1)右辺4項から7項は壁に関する熱移動量で、各壁から放散する熱量と蓄熱される熱量の成分を含んでいる。室内空気から壁表面に移動した熱量は壁体の熱伝導によって壁体に入り、壁の外表面に至るが、この間、壁体の熱容量によって蓄熱される。この蓄熱される量は壁体の温度分布によって変化する量である。とくにコンクリート造りの建物では、壁の熱容量が大きいのでこれに蓄熱される熱量も大きく、空調室内温度はこれによって特長的な推移をする。

壁体の温度分布はつぎに示すように壁体を幾層かの薄い層に分割し、各層内の温度分布は直線的に変化するものと仮定すれば、各層についてのヒートバランスから次式が得られる。

$$Q = \alpha_R (T_R - T_1) \dots \dots \dots (8)$$

$$\alpha_R A (T_R - T_1) = C_1 \frac{dT_1}{dt} + \alpha_1 A (T_1 - T_2) \dots \dots \dots (9)$$

$$\alpha_1 A (T_1 - T_2) = C_2 \frac{dT_2}{dt} + \alpha_2 A (T_2 - T_1) \dots \dots \dots (10)$$

$$\alpha_{n-1} A (T_{n-1} - T_n) = C_n \frac{dT_n}{dt} + \alpha_n A (T_n - T_{n+1}) \dots \dots \dots (11)$$

$$\alpha_n A (T_n - T_{n+1}) = \alpha_0 A (T_{n+1} - T_o) \dots \dots \dots (12)$$

ここで

$$\alpha_n = \frac{\lambda_n}{S_n} \dots \dots \dots (13)$$

$$C_n = A S_n C_{pn} \gamma_n \dots \dots \dots (14)$$

$T_1 \sim T_n$ は壁体各層の室内側の温度で、 T_{n+1} は第 n 層の室外側表面温度である。 $\alpha_1 \sim \alpha_n$ は壁体層の熱伝達率で、壁体の厚さ S_n と熱伝導率 λ_n の関数で示され、 $C_1 \sim C_n$ は壁体の熱容量で、壁面積 A 、比熱 C_{pn} 、比重 γ_n の関数である。

式(8)～(14)を各壁に適用して式(1)に代入すると空調室に関するヒートバランスの式が得られ、このヒートバランスの式は一階の連立線形微分方程式となり、電子計算機を用いて微小時間ごとの数値積

分をすることによって解くことができ、室内空気温度の変化状況および壁体各層の温度を求めることができる。

壁体の温度分布は、分割数を多くすれば精度よく求めることができが、この分割数がある程度大きくなるにしたがって精度向上も飽和状態になるので、必要以上の分割数は計算時間の浪費となる。ここでは分割数を5としている。このため5層以上からなる壁体については数層の壁を一層として扱うため、各層の熱抵抗、比重量および比熱を次式のようにして換算する。

$$\frac{S}{\lambda} = \sum_i \frac{S_i}{\lambda_i} \dots \dots \dots (15)$$

$$\gamma S = \sum_i \gamma_i S_i \dots \dots \dots (16)$$

$$C_p S = \sum_i C_{pi} S_i \dots \dots \dots (17)$$

$$S = \sum S_i \dots \dots \dots (18)$$

また、各壁面における内部の空気層は熱抵抗は式(15)のなかで考慮するが、熱容量は壁体の熱容量に比べて小さいので無視する。

2.2 シミュレーションと実測値

北陸地方のある鉄筋コンクリート造り、床面積約112 m²の一般事務室に空気熱源ヒートポンプ(GAH-100)を設置したときの、実測例をもとにシミュレーション計算との対応比較を行なう。実際の室内では上下方向および水平方向に温度が分布するが、室中央部で床上1.2 mの温度を代表温度とした。

図2.は、空調機をとめて約8.5時間自然放熱させたときの室内空気温度の立下り状況を示し、室の換気回数を変化させたとき室温にどのような影響を与えるかについて検討したものである。室内家具などの熱容量の補正是空気熱容量の10倍とした。図中実線は実測値を示し、点線は換気回数1.2回、一点鎖線は1.5回、二点鎖線は2回の場合である。立下り初期の1時間程度で室温は急降下するがそれ以後は徐々に降下する。換気回数が大きくなるにつれて熱ロスが大きくなるためこの傾向は著しくなる。実測値は換気回数2回の場合とよく一致している。実測値の立下り温度は外気温度によって異なるが大略13～15°Cである。

図3.は室内熱容量を変えたときの室内空気温度の立上り状況を示し、空気熱源ヒートポンプGAH-100を暖房運転した場合である。実線は実測値、点線は室内熱容量を室内空気熱容量の2倍に補正した場合で、長点線は5倍、一点鎖線は7倍、二点鎖線は10倍にした計算例である。室内熱容量が小さいとき室温の立上りは急激で、これを大きくすると緩慢な上昇をするようになる。室内熱容量に5倍の補正をしたとき実測値の立上りに類似した状況がみられる。この

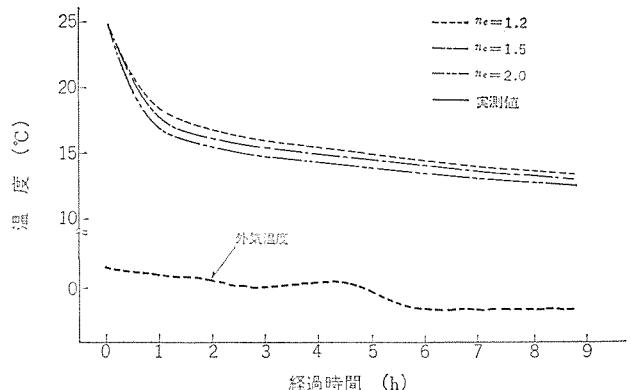


図2. 室温立下り状況
Lowering room air temperature.

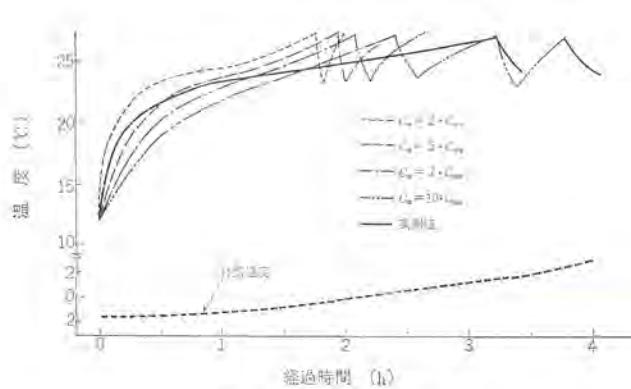


図 3. 室温立上り状況 1
Rising room air temperature 1.

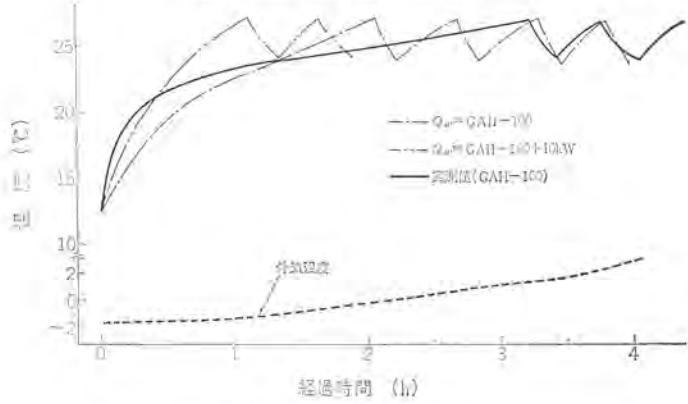


図 4. 室温立上り状況 2
Rising room air temperature 2.

立上り状況は暖房開始初期の 20~30 分に急上昇するが、これ以後はゆっくり上昇するためこの時間に所定の温度に達するように、機器をコントロールすることによって立上り時間の短い快適な暖房を行なうことができる。

立上り時と立下り時の計算例と実測例は類似した傾向を示し、室内熱容量の立上りは小さく、立下りは大きくなっている。このことは室内家具類の温度変化をみると、立下り時は長時間にわたる放熱状態で、立上り時は短時間の吸熱状態にあり、室内家具表面から空気への熱伝達率の相異、家具内部への熱伝ば(播)の相異によるものであろう。

図 4. は空調機の能力に 10 kW の補助ヒータを加えた場合と、加えない場合の立上り状況を比較したもので、実線は実測値(空調機のみ)、計算例は室内熱容量を 10 倍に補正、換気回数は 2 回としたもので、一点鎖線は空調機のみ、二点鎖線は補助ヒータを加えた場合についてである。補助ヒータを併用したときの室内温度の上昇速度は著しく、約 1 時間程度でコントロール上限温度 27°C に達する。補助ヒータを併用しないときには、27°C に達するまで約 2 倍の時間がかかっている。

ヒートバランスの基礎式を解いたシミュレーション方法では、実際の室内空気温度の変化状況にかなりよく追従してシミュレートできるが、多くの積分を微少時間ごとに計算しているので、計算に要する時間が多く、詳細な検討を行なうときには適しているが、長時間にわたるシミュレーションあるいは多数のケースについてのシミュレーションには不向きで、このためにヒートバランス基礎式を解いて室温の立上り状況・立下り状況あるいは室内熱容量に関する傾向、換気回数に関する傾向などをとらえ、室内空気温度の立上り・立下り状況を式化して計算時間を短縮した簡易シミュレーション方法についてつぎに述べる。

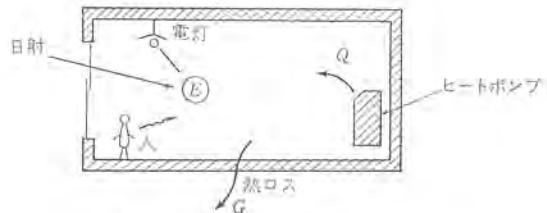


図 5. 簡易シミュレーションの熱モデル
Thermal model of simplified simulation.

2.3 簡易シミュレーションの方法

各時刻単位のシミュレーションによる計算結果を得たり、期間にわたるシミュレーションによりランニングコストを算出するためには、上述したような微少時間(数分)ごとにシミュレーションを行なう方法には計算機の占有時間からして問題がある。したがって上述のような連立微分方程式をデジタル的に解く方法ではなく、熱的モデルをより簡易化して、一次の微分方程式のみを解析的に解いた式を使用してシミュレーションを行なった。この方法は空調負荷側の解析に別の定常負荷計算プログラムをそう(挿)入した点に特長があり、計算された定常負荷を外気と室内空気の温度差による負荷とこの温度差にはよらないものに分解し、非定常負荷への変換がなされている。図 5. にこの熱的モデルを示す。図中 Q , G , E はそれぞれヒートポンプの能力、外気と室温との温度差による熱ロス、および日射を含む内部発熱であり、それぞれ下式により表現される。

$$Q = V \cdot \gamma \cdot C_p (T_D - T_R) \quad \dots \dots \dots (19)$$

ここに V : ヒートポンプ風量

γ : 空気比重量

C_p : 空気の比熱

T_D : ヒートポンプ吹出し温度

T_R : 室温

$$G = W \cdot (T_R - T_0) \quad \dots \dots \dots (20)$$

W : 総合熱通過率と面積の積

T_0 : 外気温度

また微少時間 dt での室温上昇 dT_R を考えた熱バランスは

$$(Q - G + E) dt = C \cdot dT_R \quad \dots \dots \dots (21)$$

ここで C はその部屋の体積・家具・壁構造に関する等価熱容量ともいえる値であり、2.2 節までに述べたシミュレーション方法、および実測により確認され、部屋構造・冷房・暖房および立上り・立下りをパラメータとして求められる定数である。

式 (19)~式 (21) より 1 回の積分により室温 T_R は解析的に求められ次式で与えられる。

$$T_R = \frac{1}{V\gamma C_p + W} \cdot \left[e^{-\frac{V\gamma C_p t}{W}} \cdot \{ (V\gamma C_p + W) T_{R0} - (V\gamma T_0 + W T_0 + E) \} + V\gamma C_p T_D + W T_0 + E \right] \quad \dots \dots \dots (22)$$

ここに T_{R0} : 室温の初期値

上述の積分段階において、シミュレーション間隔は 10~15 分程度を使用するため T_0 , E の時間的変化は T_R に比べ無視できるとしている。

3. 簡易シミュレーションのプログラム構成

この簡易になったヒートポンプのシミュレーションプログラムの構成は、シミュレーション時間間隔ごとに種々のデータを算出するとともに、最終的にはランニングコストも計算できるようになっている。プログラムの概略のフローを図 6. に示す。立上り時、立下り時のシミュレーション間隔はインプットで任意に設定できるが、その間隔ごとに大体つぎのア

ウトプットが得られる。

- (1) 時刻別外気温度
- (2) 室温変化
- (3) 壁温度
- (4) 非定常負荷
- (5) ヒートポンプ能力変化
- (6) 消費電力 (各月, 各天候)
- (7) ランニングコスト

インプットの構成はつぎのようになっている。

- (1) 家屋構成
- (2) 機器の使用パターン
- (3) 機種のパフォーマンス係数, 補助熱源
- (4) 天候, 外気条件
- (5) シミュレーション時間間隔 (分)

外気温度は過去7年間の全国気象データを分析し, 全国各都市ごと, 季節ごと, 天候 (晴れ・曇り) ごとに二次までの周期回帰によりパターン化している。つぎにその一般式を示す。

$$T_o(\theta) = D + E \cos \theta + F \sin \theta + G \cos 2\theta + H \sin 2\theta \quad \dots \dots \dots (23)$$

ここに θ : 時刻による変数

$T_o(\theta)$: 各時刻ごとの外気温度

$D \sim H$: 回帰定数

式(23)は現在16組のものが求められ, 各都市の各条件ごとの推奨パターンコードが決められている。天候が雨・雪の場合は一律のパターンが設定できず各時刻とも一定温度としている。

図6. に示したフローチャートの定常負荷計算は, 各時刻ごとに一般に使用される相当温度差法によっているが, 室温の変動, 壁温度の変化による非定常負荷への変更, および数分おきの負荷には前後時

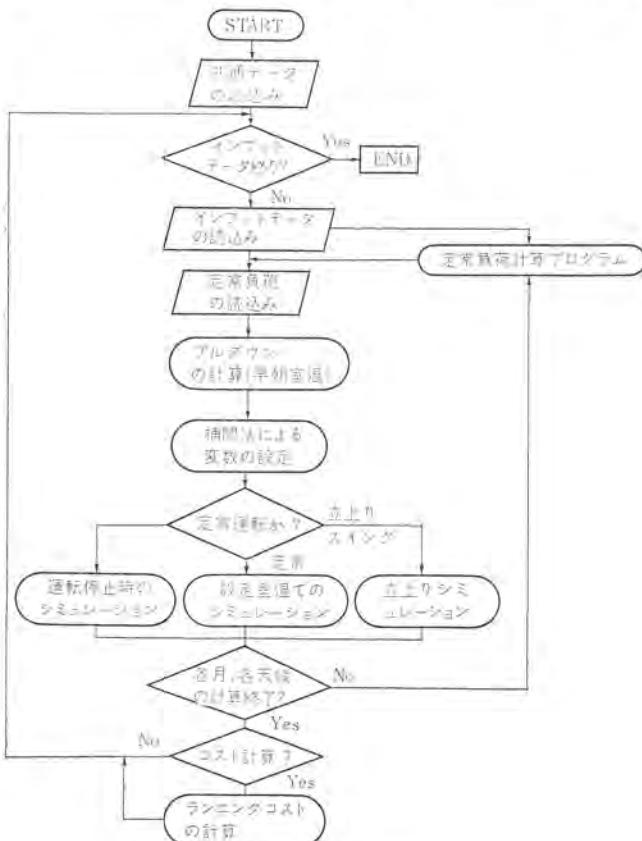


図6. プログラム概略のフローチャート
General flow chart.

刻の負荷から補間法により修正を行なっている。

ヒートポンプの能力および入力については室内条件・外気条件を変え, 次式により各シミュレーション間隔ごとに求めている。

暖房能力

$$Q_H = A_1 + B_1 T_o' + C_1 T_o'^2 + D_1 T_R + E_1 T_R^2 \dots \dots \dots (24)$$

暖房入力

$$E_H = A_2 + B_2 T_o' + C_2 T_o'^2 + D_2 T_R + E_2 T_R^2 \dots \dots \dots (25)$$

冷房能力

$$Q_C = A_3 + B_3 T_o + C_3 T_o^2 + D_3 T_R' + E_3 T_R'^2 \dots \dots \dots (26)$$

冷房入力

$$E_C = A_4 + B_4 T_o + C_4 T_o^2 + D_4 T_R' + E_4 T_R'^2 \dots \dots \dots (27)$$

ここに

T_o, T_o' : 外気乾球温度および外気湿球温度

T_R, T_R' : 室内乾球温度および室内湿球温度

$A_1 \sim E_4$: 定数

ランニングコストの計算は, 電気料金の単価および計算法が各電力会社により差があり, プログラムに内蔵されているデータも各電力会社の計算法に合わせて変更しなければならない。消費電力の計算は, ヒートポンプが使用した電力量シミュレーションを時間間隔 (10~15分) ごとに積算するが, 年間を通じての積算は行なっていない。計算時間短縮の意味もあって, 冷房シーズンおよび暖房シーズンの各天候ごとにシミュレーションし, その天候が何日現われるかの値 (日数) を乗じている。この気象日数の一例を表1. に示す。この表の値もプログラムに内蔵されているが, これは過去7年間の気象データの平均値を示している。

表1. 各地の気象データの一例
Example of weather data for each district.

冷・暖房 (全日数)	日 数	天 候	晴 れ 係数	大 阪			舞 鶴		
				max 外気温 °C	湿 度 %	日 数 (日)	max 外気温 °C	湿 度 %	日 数 (日)
暖	12 (31)	○晴れ ○曇り ●雨・雪	0.8 0.3 0.0	10.4 9.7 10.0	48 53 90	16.15 10.1 4.75	8.2 8.3 4.7	49.3 57.2 83.7	9.5 16.0 5.5
	1 (31)	○晴れ ○曇り ●雨・雪	0.8 0.3 0.0	8.1 8.2 8.0	46 54 90	13.75 10.75 6.5	9.1 7.3 1.9	49.3 60.0 82.0	7.4 11.4 12.2
	2 (28 or 29)	○晴れ ○曇り ●雨・雪	0.8 0.3 0.0	11.7 10.4 8.0	42 48 90	12.15 11.35 4.5	8.9 7.7 1.5	49.3 64.3 81.2	6.0 12.25 9.75
房	3 (31)	○晴れ ○曇り ●雨・雪	0.8 0.3 0.0	14.2 14.1 9.0	42 52 90	11.75 12.5 6.75	14.7 12.2 6.7	46.7 63.7 80.0	8.0 14.75 8.25
	6 (30)	○晴れ ○曇り ●雨・雪	0.8 0.3 0.0	28.7 27.5 21.0	58 63 90	9.4 14.1 6.5	26.1 25.3 21.0	60.2 67.7 87.3	9.25 15.0 5.75
	7 (31)	○晴れ ○曇り ●雨・雪	0.8 0.3 0.0	32.1 30.1 24.0	54 64 90	12.35 11.35 7.3	32.9 31.1 26.0	60.2 67.7 87.3	10.6 15.2 5.2
冷	8 (31)	○晴れ ○曇り ●雨・雪	0.8 0.3 0.0	32.3 30.1 27.0	55 59 90	16.25 10.5 4.25	31.2 29.5 24.0	60.3 67.3 87.2	13.5 15.5 2.0

注: 外気温は各地とも次式によってパターン化している。

$$T(t) = T_{\max} + A + B \cos \theta + C \sin \theta + D \cos 2\theta + E \sin 2\theta$$

($T(t)$: 各時刻外気温度, T_{\max} : 設定最高外気温度, $\theta = \frac{2\pi}{24} \cdot t$, t : 時刻 $A \sim E$: 係数)

大阪は気象庁技術報道資料の天候別経時温度を使用したが, 舞鶴については地上気象観測日原簿 (S41~S45) より天候別経時温度値を求めて使用した。
(回帰精度 98~99%)

4. シミュレーションの応用例

ヒートポンプの簡易シミュレーションプログラムを使用して種々のデータが得られ、設計用・販売用として広く活用されているが、今回その一例として、パッケージ形空気熱源ヒートポンプ(air to air)で全国各地について暖房した場合どのような運転状況となり、室内環境がどのようになるか、あるいはブースタヒータのか(稼)動状況とその可否、さらに運転時間を変化させた場合の状況をは(把)握する目的で計算した一連の計算の一部を紹介する。これらについては一部の実測データとの対応も行なわれているが、さらに詳細なる確認として今冬実測を行ない、種々な問題点の検討を行なった。

4.1 対象ビルおよび計算条件

計算の対象は一般の事務所ビルとし、パッケージ形ヒートポンプがもっとも多く使用されると考えられる、約100m²の床面積をもつビルに当社の空冷ヒートポンプGAH-80を据え付けたと想定した。この形の概略の仕様を表2.に示す。建物はコンクリート建てとし、北側と西側が外気に面し、壁構造材料もごく一般的なものを選定した。この対象ビルおよび材料構成を図7.に示す。なお部屋は中間階とし、隣室・上下階ともに空調されていないとしている。

計算条件としては全国の代表的な8都市を選び、外気温度・湿度は超過確率基準とし、その1日の温度変化のパターンは計算機に内蔵されている16の周期回帰パターンに近いもので計算している。表3.に参考のためパターンの外気温度のピーク時における温湿度および計算条件を示す。

4.2 計算結果

計算は前述したようにヒートポンプ暖房運転の状況

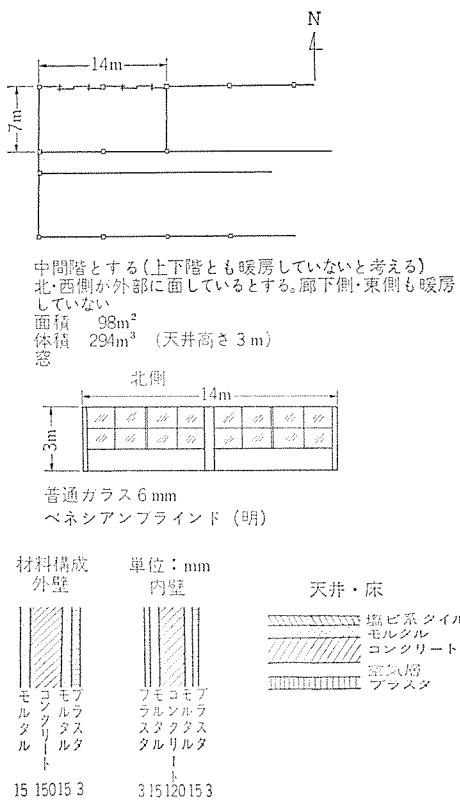


図 7. 計算対象ビルおよび材料構成
Sample room and its material list.

室内環境（室内温度・立上り時間），ブースタヒータの動作状況などを 握るために各地方について行なっているが，紙面の関係上その一部を紹介する。図8. は，仙台における超過確率5%のとき7.5 kWのブースタヒータを組み込んだ場合のシミュレーション例である。図8. からわかるように22°Cの設定温度に達するのに約3時間，ヒートポンプは100%運転を行ない，昼間でもブースタヒータが間欠的に入るというかなり苦しい状態であることがわかる。図9. は同様にブースタヒータなしとした場合であるが，一目してヒートポンプが100%運転を

表 2. ヒートポンプの仕様
Specification of heat pump airconditioner.

形名	GAH-80			
性能	冷房能力	kcal/h	16,000/18,000	
	暖房能力	kcal/h	16,000/18,000	
	全入力(冷房時)	kW	7.5/9.0	
	全入力(暖房時)	kW	6.7/7.8(14.2/15.3)	
圧縮機	電動機容量	kW	5.5	室内ユニット
送風機	風量	m ³ /min	190/200	室外ユニット

表 3. 各地の温湿度のピーク値および計算条件
 Maximum temperature and humidity of a day for each city and calculative condition.

地方	温湿度 確率		最高温度		湿度		絶対湿度		外気温度の超過確率
	5%	50%	5%	50%	5%	50%	5%	50%	
仙 台	-0.2	3.9	49	52	0.0018	0.0026			
東 京	3.6	8.6	26	40	0.0013	0.0027			
大 阪	3.9	7.7	37	50	0.0018	0.0033			
広 島	2.3	8.1	48	56	0.002	0.0033			
新 潟	-0.1	3.5	62	66	0.0024	0.0037	富山の気象データなし		
福 岡	1.9	8.2	53	57	0.0023	0.0039			
静 岡	4.5	9.3	35	52	0.0018	0.0038	御前崎のデータ使用		
名 古 屋	2.5	7.4	38	50	0.0017	0.0032			

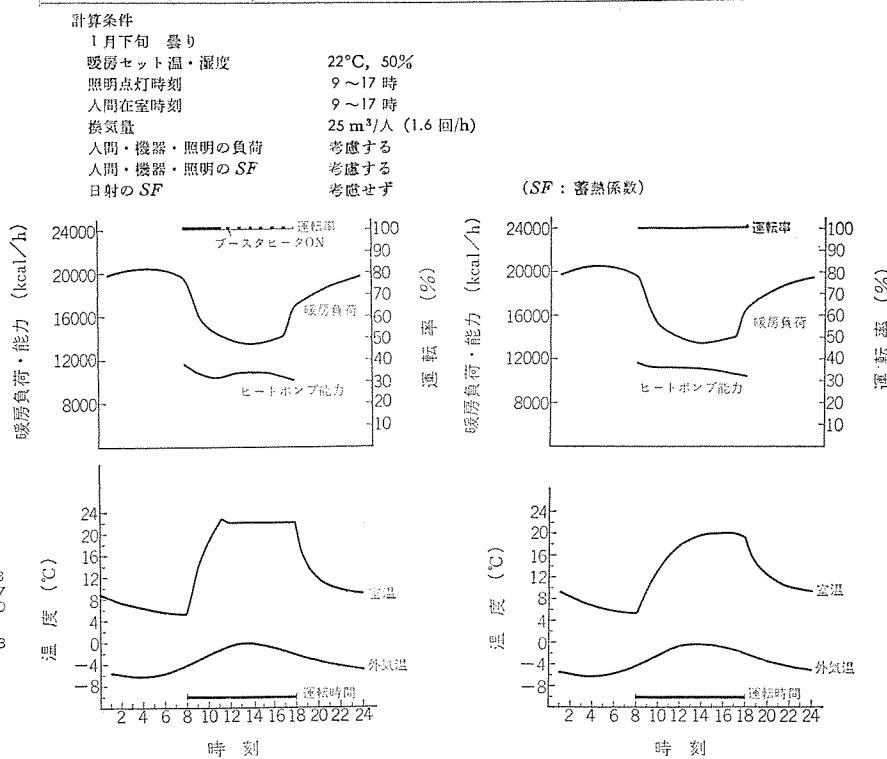


図 8. シミュレーション 例 1 (仙台, 5% ブースタヒータあり) Example of simulation 1.

図 9. シミュレーション 例 2 (仙台, 5% ブースタヒータなし) Example of simulation 2.

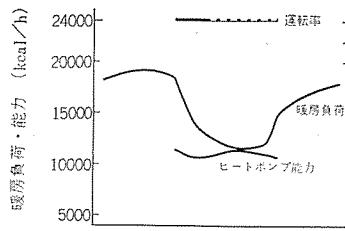


図 10. シミュレーション例 3
(東京, 5% ブースタヒータあり)
Example of simulation 3.

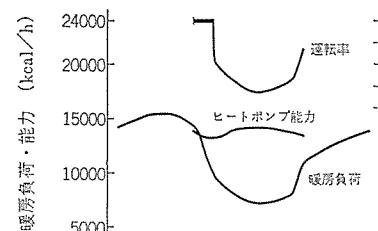


図 11. シミュレーション例 4
(東京, 50% ブースタヒータあり)
Example of simulation 4.

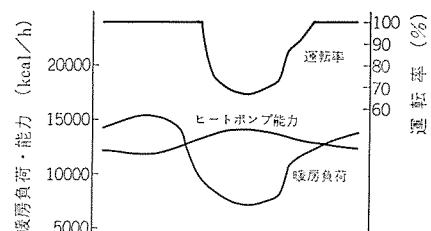


図 12. シミュレーション例 5
(東京, 50% ブースタヒータなし)
Example of simulation 5.

続けるにもかかわらず、室内環境上満足されないことがわかる。東京におけるブースタヒータありの場合の超過確率 5%, 50% のシミュレーション結果を図 10., 11. に示す。5% の場合はやや苦しい運転となるが、50% の場合では立上りもよく、昼間ではヒートポンプの運転率が 60% 台となり、余裕がでてきていることがわかる。

ヒートポンプによる空調時間の比較のために図 12. に東京においてブースタヒータなしで 24 時間運転、超過確率 50% の場合を示す。夜間暖房負荷が大きいときヒートポンプは 100% 運転を続けるが、室温は設定温度より 1°C 程度下がるだけであり、環境上は満足できる状態になっている。

現在、同様な計算により除霜運転の場合の状況もシミュレーションしているが、実測値との比較を行なっている。

5. む す び

この報告において、air to air ヒートポンプの動作状況および室内環

境のシミュレーションについて、ヒートバランスの基礎式である連立微分方程式を微少時間ごとにデジタル的に解く方法、熱モデルから二、三の仮定をもうけて、解析的に積分を行なった簡易シミュレーション方法について述べ、後者により計算した応用例を示した。

空調機器はしだいに普及し、これらがどのような環境を作り、どのような運転を行なっているかをは握することがより切実に要望されているかたわら、全国各地の気象条件、家屋の構成条件は種々雑多にわたり、これらの状況下において上述の状態を実測によりは握することは非常に困難を要する。このためますますシミュレーションによる検討が重要となり、また精度的には実測値との照合・検討を行ないつながら機種の選定、販売方針、開発する機種系列・仕様などを決めるための資料を充実させていく予定である。

冷凍空調機用 IC 化温度制御器

藤井 学*・太田 誠*
青木 信夫**・宮崎 行雄**

IC Thermostats for Refrigerators and Air Conditioners

Consumer Products Research Laboratory Manabu Fujii・Makoto Ota
Kitaitami Works Nobuo Aoki・Yukio Miyazaki

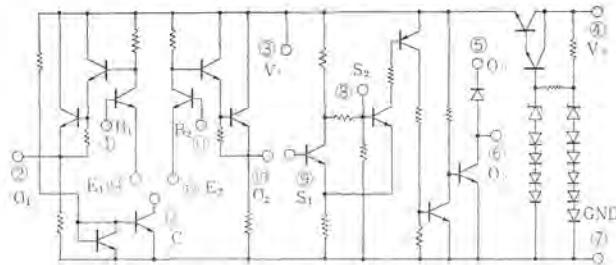
Refrigerators and air conditioners are demanded to have much more improved performance such as compatibility of economy-saving of resources and labor-and agreeability, or to have extended working ranges toward far lower and higher temperature. In consequence, high performance is called for temperature control of those machines, and the conventional mechanical thermostats are regarded as unsatisfactory from the viewpoint of function. This leads to the necessity of using electronic temperature control devices equipped with transistors or operation amplifiers. However, it poses problems on one of the following points : performance, cost, reliability and producibility in quantities. All these factors being studied compositely, IC M 4510-9 and a series of IC thermostats using it have been developed by Mitsubishi. The outlines of these products are introduced herein.

1. まえがき

最近, 冷凍空調機器の需要の伸びは著しいが, その内容も単に量的のみにとどまらず, 質的にも省資源・省力などの経済性と快適性の両立, 使用範囲の拡大といった機器の性能向上を一段と強く要請されている。このため冷凍空調機用温度制御器にも, 高度な制御特性を要求されはじめた。一方従来の機械式温度制御器では特性的に不十分な面が生じておらず, 必要に応じてトランジスタ・演算増幅器などを用いた電子式温度制御器を用いているが, これも性能・価格・信頼性・量産性のいずれかに問題があった。今回これらの要素を総合的に検討し, 温度制御用に適した IC M 54101 P と, これを用いた一連の IC 化温度制御器を開発したので, その概要を紹介する。

2. IC の仕様

IC M 54101 P (図 1.) の外装は DIL 形 14 ピンプラスチックモールドパッ

図 1. IC M 54101 P の外観
Exterior view of IC M 54101 P.図 2. M 54101 P IC の記号と回路
Symbols and circuit of IC M 54101 P.

ケージで, その回路と記号を図 2. に示す。この IC の特長は

- (1) 定電圧回路をもち, この IC 用電源回路が簡単になる。
- (2) シュミット回路出力には信号用リレーを直結でき, フライホイールダイオード内蔵と相まって出力回路が簡単になる。
- (3) 入力部の差動増幅器回路ははん(汎)用性を高め, 広い範

表 1. IC M 54101 P の最大定格と電気的特性
Maximum ratings and electrical characteristics of IC M 54101 P.最大定格 ($T_a=25^{\circ}\text{C}$)

項目	記号	最大定格値	単位	備考
電源電圧	V_S	+20	V	
入力電圧	V_B	V_{CC}	V	入力 B_1, B_2
差動入力電圧	V_{dA}	± 5	V	$V_{B_1}-V_{B_2}$ 間
出力電圧 ("H")	V_{OH}	+20	V	出力 O_S
出力電流 ("L")	I_{OL}	+50	mA	出力 O_S
消費電力	P_d	500	mW	
動作周囲温度	T_{opg}	-20~+75	°C	
保存周囲温度	T_{stg}	-55~+125	°C	

電気的特性

項目	記号	測定条件	温度 (°C)	規格値			単位	備考
				最小	標準	最大		
電源電圧	V_{CC}	$V_S=12, 16V$; $I_{CC}=-2mA$; $V_{B_1}=V_{B_2}=1.60V$; 12, 13, 14 接続	-20 ~+75	7.5	8.4	9.3	V	GND 端子基準
入力バイアス電流	I_{IN}	$V_{B_1}=V_{B_2}=1.60V$, $V_{CC}=8.4V$	-20 ~+75		3	17	μA	B_1, B_2 端子
出力オフセット	V_{O0}	12, 13, 14 接続	+25		0.15	0.50	V	
電圧ゲイン	G_V	$V_{B_1}=1.65(1.60)V$, $V_{B_2}=1.60(1.65)V$, 12, 13, 14 接続, $V_{CC}=8.4V$	+25	3.7	4.3	4.9	V	$ V_{O_1}-V_{O_2} $
スレッシング電圧	V_{T_+}	$V_{CC}=8.4V$	+25	3.9	4.2	4.5	V	S_1 端子 V_{OS} "H" → "L"
	V_{T_-}			3.2	3.5	3.8	V	S_1 端子 V_{OS} "L" → "H"
"H" 出力電流	I_{OH}	$V_{S_1}=3.2V$, $V_{CC}=9.3V$, $V_{OH}=16V$	-20 ~+75			250	μA	$V_{S_1} \rightarrow V_{T_+}$ O_S 端子
"L" 出力電流	I_{OL}	$V_{S_1}=4.5V$, $V_{CC}=7.5V$, $I_{OL}=40mA$	-20 ~+75		0.3	0.6	V	$V_{S_1} \rightarrow V_{T_-}$ O_S 端子
電源電流	I_S	$V_{B_1}=V_{B_2}=1.60V$, 12, 13, 14 接続	+25	9	13	mA		V_S 端子

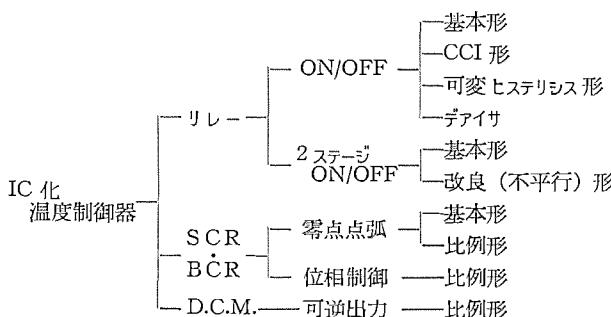
囲の応用が可能である。

などであり、はん用性・使いやすさを重視し、各種温度制御器に必要な最小の機能をすべて内蔵しているので、その応用により性能・価格・信頼性・量産性に富んだ IC 化温度制御器を実現できる。

表 1. にその主要な定格・特性を示すが、M 54101 P IC は温度制御器以外の家庭用・産業用機器の制御にも好適である。

3. IC 化温度制御器

冷凍空調機の性能向上により省資源・省力といった経済性の向上、快適環境の実現、低温・高温領域への使用範囲の拡大を可能にした。しかし、その陰に温度制御器の性能・価格・信頼性・量産性の向上が、これらに寄与していることを忘れてはならない。性能面でも単純な ON/OFF 特性より高度な特性まで各種制御器を必要とするが、制御用 IC M 54101 P を用いて、今回開発した一連の IC 化温度制御器はこれらの点を十分にカバーしている。図 3. に代表的な開発品を示すが、その内容はつぎのとおりである。



これらの各種温度制御器の負荷としては、冷凍空調機器に共通する圧縮機・ファン用の交流・直流電動機、ヒータ、電磁開閉器に加え、電磁弁・タイマなどの制御器も考えられる。

3. 1 ON/OFF 形温度制御器

3. 1. 1 基本形

IC M 54101 P を用いた基本形 ON/OFF 温度制御器 (サーモ) を図 4. に示す。差動増幅器の入力端子 B_1 ・ B_2 は、抵抗 R_1 ・ R_2 ・ R_3 ・

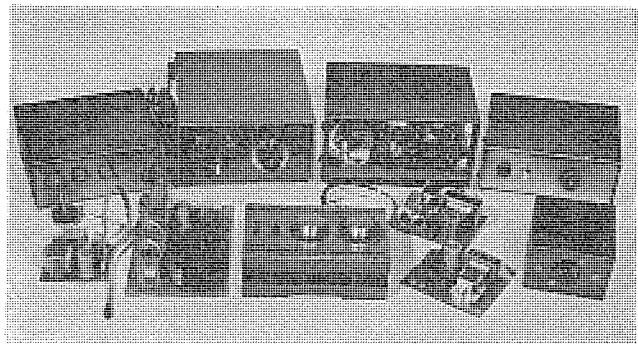


図 3. IC M 54101 P 応用温度制御器

Various types of thermostats using IC M 54101 P.

R_p 、温度設定用可変抵抗 VR、サーミスタ TH で構成されるブリッジに接続され、シミュット回路の出力端子 O_3 は信号用リレー、コイルに直結となるので、回路は簡単になる。図では NTC サーミスタを用いた空調機用ルームサーモの特性を示す。リレーの ON/OFF を差動増幅器の出力 O_1 、 O_2 のいずれを選択するかで逆極性にでき、またヒステリシス ΔT を端子 E_1C 間・ E_2C 間に抵抗をそう(挿)入し、ある範囲で可変にできるなど設計の自由度が大きいこと、特性のばらつきが少なく量産性に優れることがこの回路の特長である。センサには NTC サーミスタ以外の各種のものが想定でき、たとえば PTC サーミスタを用いれば、圧縮機用電動機の過熱保護サーモを簡単に設計しうる。

3. 1. 2 CCI 形

CCI (Constant Cut In) 形温度制御器は、カットイン動作温度が温度設定に関係なく一定であるので、この温度を $+5^\circ\text{C}$ 前後に選定し冷却器コイルの温度制御を行なうと、ON/OFF の毎サイクルに必ず霜取りができるので、特別にデアイサを設けなくても好都合である。

図 5. に示す回路では、差動増幅器入力部ブリッジの一辺の温度設定用 VR と、カットイン温度設定用抵抗 R_4 をシミュット回路の ON/OFF に同期して、トランジスタ Q_1 、 Q_2 により切換接続して、簡単確実な方法で CCI 特性を得ているが、この種の温度特性は、IC 化温度制御器の守備範囲といえる。CCI 形特性では、このほかにも凍結防止サーモなど広範囲の応用を考えられる。

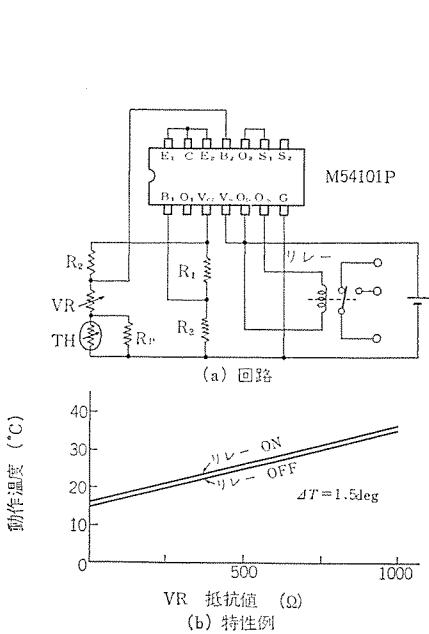


図 4. ON/OFF サーモ (基本形)
Basic type ON/OFF thermostat.

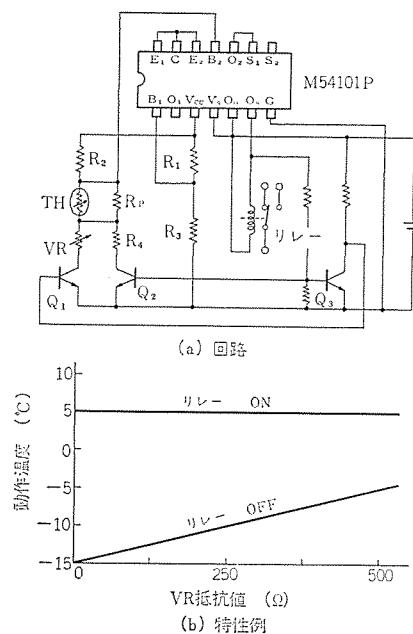


図 5. ON/OFF サーモ (CCI 形)
Constant cut-in type ON/OFF thermostat.

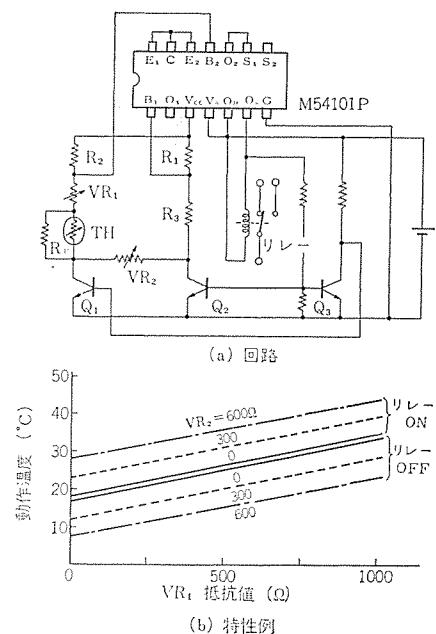


図 6. ON/OFF サーモ (可変ヒステリシス形)
Variable hysteresis type ON/OFF thermostat.

3.1.3 可変ヒステリシス形

動作温度の ON/OFF 中心点は一定で、ヒステリシスのみを独立に、大きく変化しうるのがこの形式の特長で、従来の機械式・電子式温度制御器にみられない点である。この形式一種類で広い範囲の仕様を満足できるので標準化にも好都合といえる。

回路的には図 6. に示すように、差動増幅器入力部のブリッジの各辺に、ショットキ回路に同期して、互いに逆極性で ON/OFF するトランジスタ Q_1, Q_2 を接続すると同時に、この出力間にヒステリシス可変用の可変抵抗 VR_2 を接続した。 Q_1, Q_2 を交換すれば、 VR_2 の増加でヒステリシスを小さくすることになる。さらに VR_2 に方向性をもたせて前記の CCI 特性も実現できる。

3.1.4 デアイサ

冷凍空調機の霜取操作は非常に重要な位置を占めるが、現状の機械式デアイサでは着霜を確実に検知して効果的な霜取りを行なう点でまだ完全とはいえない。図 7. に示す IC 化デアイサはこれに対する一つの改良策であり、着霜検知を冷却器コイル温度と空気温度とで連絡づけて行なう。すなわち除霜開始指令を空気温度が一定値以上ではコイル温度のみで、また一定値以下ではコイル温度と空気温度の両者で行ない、一方除霜終了指令はコイル温度のみで行なう。このような霜取りパターンは機器の低温での運転を確実にし、運転範囲の拡大、むだな霜取りの解消による経済運転の実現が期待できる。

IC M 54101 P を用いれば、差動増幅器入力部のブリッジ回路にショットキ回路出力で帰還をかけることで簡単に構成できる。この回路では機器に応じ、パターン上のⒶ、Ⓑ、Ⓒ 3 点を調整している。

3.2 2ステージ ON/OFF 形温度制御器

3.2.1 基本形

2 台以上の圧縮機による容量制御、ヒートポンプエアコンの圧縮機とブースタヒータの制御など、2ステージ形 ON/OFF 制御器の適用範囲も多い。図 8. に示す基本形は、従来の機械式温度制御器と同じくⒶ、Ⓑ、Ⓒ 両ステージが平行の動作特性をもつが、各ステージあるいはステージ間のヒステリシスを自由に設計できる点に特長がある。

回路的にも差動増幅器入力部のブリッジを両ステージで共用するので、図 4. の ON/OFF 形基本形に Ⓑ ステージ用 IC とリレーを加えるだけよく簡単に構成できる。3ステージも同様である。

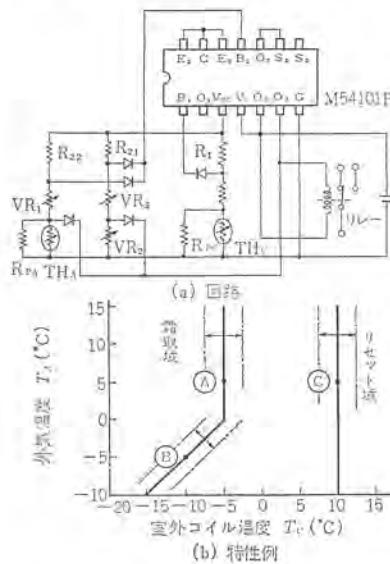


図 7. ON/OFF サーモ (デアイサ)
Deicer thermostat.

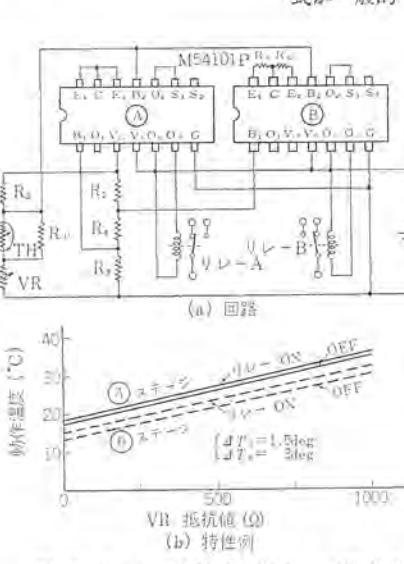


図 8. 2ステージ ON/OFF サーモ (基本形)
Basic type two stage ON/OFF thermostat.

3.2.2 改良 (不平行) 形

ブースタヒータを併用するヒートポンプエアコンを経済的に運転するには、快適性を損なわない範囲でより低温でブースタヒータをカットする必要がある。図 8. に示す基本形では、高温設定ではブースタヒータが高温まで運転され経済性を損なう場合もあるが、図 9. に示す改良 (不平行) 形はⒶ、Ⓑ両ステージが不平行で、その間のヒステリシスが一定でなく、高温設定でもブースタヒータをより低温でカットできるので経済運転が可能となる。回路的にも差動増幅器入力部のブリッジ回路の変更だけでよい。Ⓑステージを別に設けた外気温度センサなどで自動的にスライドさせれば、快適性・経済性両面でいっそう好ましい運転が実現できる。

3.3 零点点弧形温度制御器

3.3.1 基本形

大容量のヒータを用いた温度制御で、接点の開閉に起因する電波障害が問題となる電算機室用エアコンなどでは、サイリスタによる無接点形の零点点弧形温度制御器が適している。図 10. に示す回路はサイリスタに大容量の BCR (両方向性素子) を使用するので、IC の出力をトランジスタ Q_2 で一段増幅している。零点点弧用にはトランジスタ Q_1 を設け、BCR のゲートをパルス駆動する形をとるので、パルストラnsも使え操作部を低圧にできる。

3.3.2 比例形

温度リップルの小さい零点点弧制御には、比例 (時間比率) 制御形の温度制御器が望ましい。図 11. に示す回路では、差動増幅器入力部ブリッジ回路一辺の直流信号に、スイッチング素子 SBS、トランジスタ Q_1, Q_2 、タイミングコンデンサ C_1 により、発生したきょ(鋸)歯状波信号を重畳することで時間比率制御を行なっている。回路構成上トランジスタ Q_3 によりショットキ回路入力部で零点点弧制御を行なうが、同時に、この回路ではきょ歯状波の立下り部分に同期してトランジスタ Q_3 を ON し、ショットキ回路を各同期の終りに瞬間に OFF するので、ショットキ回路自体の ON/OFF ヒステリシスに関係なく出力を 0~100 % の間で連続的に制御できる。

3.4 位相制御形温度制御器

3.4.1 比例形

ファンを用いる比例形温度制御器には、サイリスタによる位相制御方式が一般的である。図 12. はファンコイルユニット用自動温度制御器を

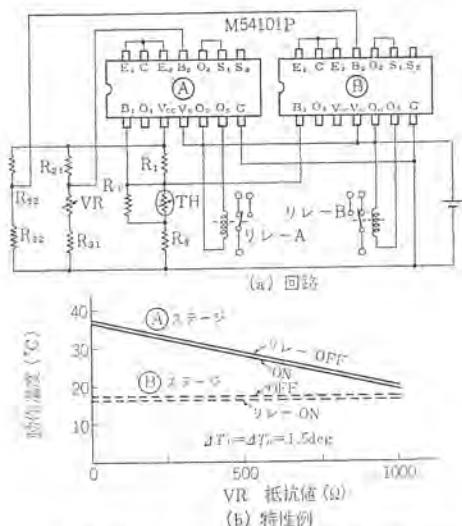
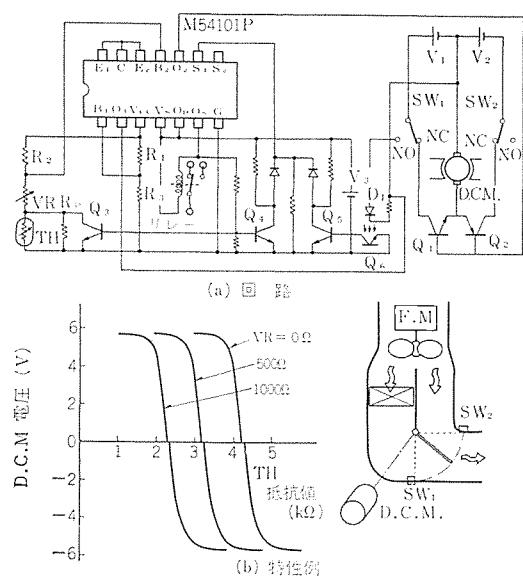
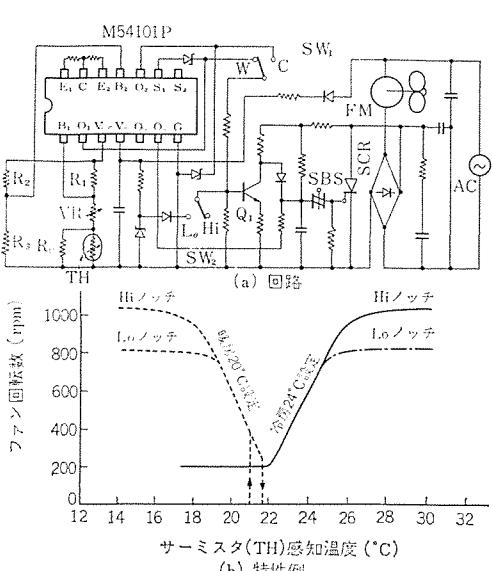
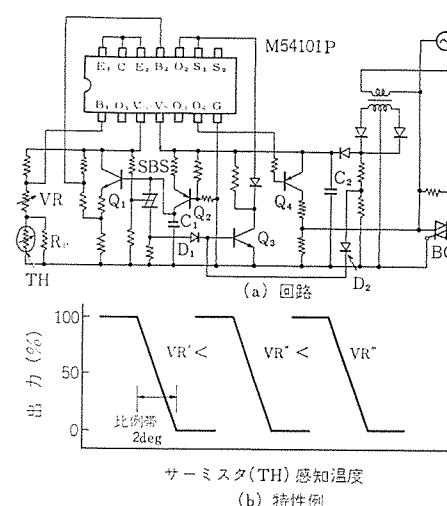
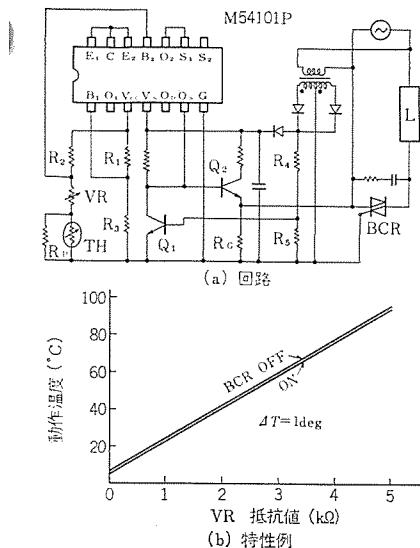


図 9. 2ステージ ON/OFF サーモ (改良形)
Improved type two stage ON/OFF thermostat.



示す。この回路で冷房暖房の切換えはスイッチ SW_1 により差動増幅器出力 O_1, O_2 を選択することを行なう。スイッチ SW_2 は最高回転数の規制用で、この L_0 ノッチでは最高回転数が制限され ファン騒音が低下し、就寝時などでは好都合である。一方最低速の規制には、冷房特性に示す最低回転を維持する方式と、暖房特性に示す最低回転数カットの方式の二とおりがある。後者には シュミット回路が使用されるが、これを温水制御用の電磁弁の開閉にも使用できる。

図 10~12. に示す サイリスタ を用いた温度制御器は、電子式特有のものでこれを機械式温度制御器で実現することは困難である。

3.5 可逆出力形温度制御器

3.5.1 比例形

風量や温度の制御方式にダンパを用いるエアミックス制御もある。ダンパの制御を行なう サーボ 方式に交流サーボ方式と直流サーボ方式があるが、前者は回路の複雑さが、また後者は直流電動機の寿命がそれぞれ問題となり、普及が妨げられていた。最近 ブラシレス直流電動機の普及にともない、回路が簡単で特性のよい直流サーボ方式が見直されている。

図 13. に示す回路は、差動増幅器出力をトランジスタ Q_1, Q_2 で増幅し、直流電動機を定電圧駆動する形式をとり、 Q_1, Q_2 のいずれかは必ず OFF 状態にあるので電力損失が少ないので特長がある。シュミット回路とトランジスタ Q_1, Q_2 は自己保持回路を形成し、リレーを介して最初の ファン の回転を規制している。すなわち、この回路では リミットスイッチ SW_1 が動作してはじめて ファン が回転する。

以上 IC M 54101 P を応用した冷凍空調機用温度制御回路を紹介したが、この回路については多数の特許を出願している。

4. むすび

温度制御用に開発した IC M 54101 P とこれを応用した一連の冷凍空調機用温度制御器につき述べた。

今後、冷凍空調機の質的向上の要請はますます強まると思われるが、これにともない温度制御器にも性能・価格・信頼性・量産性の向上が必然的に要求されよう。一方、制御系自体も従来の単体の制御からシステムの制御へ移行することは明らかであり、このような背景において、電子式温度制御器は従来の機械式温度制御器で満足されない応用分野をはじめとして、着実にその範囲を伸ばしていくであろう。

今回開発した一連の IC 化温度制御器は、これらの目的に沿ったものであり、今後ともより充実したものとしてゆきたい。

当社の登録実用新案

登録番号	名 称	考 案 者	登録番号	名 称	考 案 者
976478	所定成分交流量導出装置	北浦孝一	977191	ディスポーラのトップ機構	服部信道・岩田尚元 杉田 信
978346	電気掃除機	加藤 悟・荒木郁夫	977192	ディスポーラの取付装置	服部信道・岩田尚元 杉田 信
977155	放射線計数装置	宮下恭一	977193	ディスポーラの取付装置	服部信道・岩田尚元 杉田 信
977156	高周波加熱調理器	高瀬明生・古屋芳明	977194	ディスポーラの取付装置	服部信道・岩田尚元 杉田 信
977157	フリッカ回路	浅川元治郎・国井和司 西原幸喜	977195	冷凍装置の液戻り防止装置	保坂征宏
977158	ガイドシュー	高村 明・国井和司	977196	膨脹弁	玉山 穏
977159	エレベータ表示灯	鷺津 勝・池田紀吉	979993	電気掃除機	加藤 悟・田山 勇
977160	エレベータ表示灯	鷺津 勝・池田紀吉	979994	通行料金徴収ブース	酒井勝正
977161	エレベータのロープ振れ止め装置	伊藤拓三・伊藤博康	979995	電気掃除機	武井久夫・加藤 悟
977162	車両用交流発電機の励磁制御装置	村田 豪・矢野悦治	979996	コロガリ軸受のグリース排出装置	村山 茂
977163	短絡用スイッチ	倉本弘志	979997	螢光灯器具のカバー着脱装置	保田智行・石川孝司
977164	衣類乾燥器	町原義太郎・三ヶ田文彦 鶴谷嘉正・上原幹夫	979998	電気掃除機	武井久夫・加藤 悟
977165	交流定電圧装置	赤松昌彦	979999	電気ストーブ	中村富家・慶野長治
977166	電気アイロン	小川 昇・荒木 熱	980000	電気ストーブ	東 邦弘・慶野長治
977167	巻揚機のロープ端取付装置	田中政和	980001	電気掃除機のフィルタ除塵装置	加藤 悟・田山 勇
977168	直巻整流子電動機の速度制御装置	岡上 廉・遠藤吉隆	980002	箱形石油ストーブ	加藤栄一
977169	真空装置用ベローズ	中島陽三・今泉三之	980003	電気掃除機	加藤 悟・細野孝雄
977170	移動手摺の入口安全装置	安部紀康・鬼頭勝巳	980004	ファンの取付け装置	田中 実
977171	テレビジョン受像機用脚	渡辺 茂・内田 安 三輪美嘉	980005	空気清浄装置	斎藤 寛・荒木義起
977172	自動車用危害防止装置	宇川 彰	980006	密閉形電動圧縮機	遠藤 誠
977173	オーディオ増幅器のミューティングおよび保護装置	寺田 武	980007	密閉形電動圧縮機	田中 満
977174	オーディオ増幅器のミューティングおよび保護装置	寺田 武	980008	断熱扉	丸山哲朗・矢沢 篤
977175	密閉形フューズ	桜田 武	980012	ハンドル抜取位置表示装置付開閉器	安見章造・坂恵節典
977176	内燃機関用燃料開閉装置	平田 穀・石橋光雄	980013	テープレコーダの自動停止装置	伊藤 実
977177	内燃機関燃料開閉制御装置	小西 寛示	980014	液体供給装置	三宅良明・前中利義
977178	内燃機関燃料開閉制御装置	山根恒夫	980015	パッケージ形空調機の冷媒液戻り防止装置	森光幸次
977179	マイクロウェーブ散乱装置	柴田 実	980016	換気装置	吉野昌孝・小栗 敦
977180	高周波加熱装置	柴田 実	981401	つまみの取付位置	都築勇吉・杉浦 博
977181	高周波加熱装置	望月雅元	981402	避難用滑り台	宇川 彰
977182	オーディオ増幅器のミューティングおよび保護装置	中島義郎・高橋 修 江口真行・近藤静雄	981403	採暖いす	山田英樹・加太義武
977183	気体膨脹式救命いかだの投下装置	宇川 彰	981404	採暖いす	山田英樹・加太義武 有馬良子
977184	高周波加熱調理器	望月雅元	981405	採暖いす	酒井靖夫・池村憲司
977185	誘電加熱装置	高橋広光・高瀬明生	981406	工作機械の被加工物と工具との相対位置検出装置	増田三郎・丸山 泰
977186	サーキュレータ	中原昭次郎・川端俊一郎	981407	ヘアードライヤーの温度過昇防止装置	川合輝一
977187	覗窓疊り止め装置	佐伯義行	982667	温度調節装置	内田武士・米本春夫
977188	電気温水器の両面パネル	赤羽根正夫・馬淵公作	982668	エスカレータの踏段	石田松彦・後藤 茂
977189	けい光灯スタンドの包装装置	今井 将・高田 弘	982669	繼電器回路	西山 卓
977190	冷暖房、給湯装置	町原義太郎・近藤正司 日比野浩一	982670	エレベータの給油装置	松原正司
			982672	内燃機関点火装置	三木隆雄・多田靖夫



特許と新案

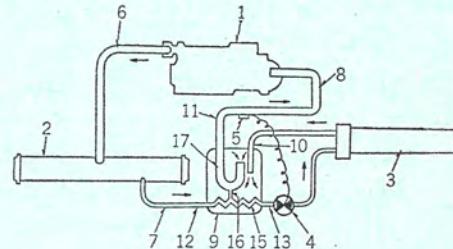
冷媒制御装置 (特許 第675850号)

発明者 谷本嘉裕

この発明は、冷凍機の負荷変動による圧縮機への冷媒液の戻りを防止し、クーラー伝熱面積をより有効に使用することを目的とする冷媒制御装置に関し、クーラーとコンプレッサとの間にアキュムレータを設け、温度式自動膨張弁を用いてアキュムレータ出口のスーパーヒートを適度にコントロールすることによって、クーラー全体をウェット状態に保ち、コンプレッサへの液戻りを防止するものである。

図示のように、クーラー(3)とコンプレッサ(1)との間にアキュムレータ(9)を設け、アキュムレータ(9)の下部にはウェットガスを蒸発させるに必要十分な伝熱面積を有する熱交換用コイル(15)を取付け、温度式自動膨張弁(4)によりアキュムレータ(9)出口のスーパーヒートを適度にコントロールすることによって、クーラー(3)で熱を奪って蒸発する冷媒が必ずウェット状態でクーラーを出るようにし、アキュムレータ(9)へ流入させる。ここで液滴は、コンデンサ(2)からの冷媒液をアキュムレータ(9)の内部に取付けた熱交換用コイル(15)を通過させることによって冷媒液は熱を奪われて蒸発し、ガス化した冷媒はエリミネータを通りU字管(17)へ流入し、コンプレッサへ吸入される。

一方、アキュムレータ(9)に流入した油は油戻し管(16)を通じてコンプレッサ(1)へ戻される。コンプレッサ(1)で圧縮された冷媒は、コンデンサ(2)へ吐き出され、ここで冷却水へ熱を捨てて凝縮し、アキュムレータ(9)の熱交換用コイル(15)へ入り、液滴と熱交換を行なって過冷却され、その後温度式自動膨張弁(4)で減圧されてクーラー(3)に入り蒸発する。以上のように、この発明によれば、クーラー全体が常にウェット状態に保たれるので、伝熱面積を最大限有効に利用することができ、また液滴はすべてアキュムレータ内部で蒸発するのでコンプレッサへの液戻りが防止される効果を有する。



機関用加速・減速検出装置 (特許 第686309号)

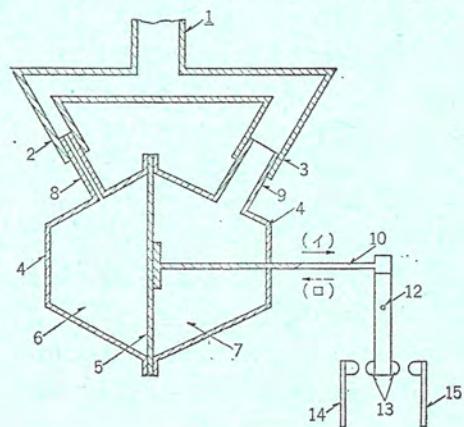
発明者 才田敏和

この発明は機関が加速状態にあるか、減速状態にあるかを、機関の吸気管負圧の変化を検出して知るようにした機関用加速・減速検出装置に関し、排気ガス浄化装置の制御を行なうようにしたものである。

図において、(1)は機関の吸気管に接続された連通管で2個の分岐管(2)(3)を有する。(8)は上記分岐管(2)と真空室(6)とを通じ流路抵抗の大なる細管、(9)は上記分岐管(3)と真空室(7)とを通じ流路抵抗の小なる太管である。すなわち、機関の回転速度が変化しないとき(吸気管負圧が変化しないとき)は、両真空室(6)(7)は同じ負圧となり、ダイヤフラム(5)は変位しないので可動接点(13)は図示位置にある。次に機関が加速状態になると吸気管負圧は上昇し、真空室(6)(7)の負圧も上昇するが、真空室(7)は流路抵抗の小さな太管(9)を介して接続されているので上記吸気管負圧の変化に即応して変化する。したがって、両真空室(6)(7)の間に負圧差が生じ、ダイヤフラム(5)は真空室(7)側に吸引され、連結棒(10)が矢印(イ)方向に移動して可動接点(13)と固定接点(14)とが接して排気ガス浄化装置の制御を行なう。また、機関の回転が定速状態に変化すると両真空室(6)(7)間に負圧差が生じ、ダイヤフラム(5)

が真空室(6)側に吸引されて可動接点(13)と固定接点(15)とが接する。機関が減速状態にある限り上記両接点(13)(15)は接して排気ガス浄化装置の制御を行なう。

以上のようにこの発明によれば、機関の加速・減速状態を、吸気管負圧の変化を時間的なずれをもって受ける二つの真空室の負圧差により検出したので精密な検出を行なうことができる。



特許と新案

空 気 調 和 装 置 (実用新案 第 955043 号)

考案者 岩崎善彦

この考案は深夜電力利用の空気調和装置の運転制御装置に関するものである。

この考案を図示実施例より説明する。図1は通常の深夜電力用および一般電力用冷却装置(9)(10)を示しており、図2はこの装置の運転制御の回路図で、(M)は一般電力用の冷却装置(10)の電動機、(MC)は電磁接触器、(SW)は上記電動機(M)の起動用スイッチ、(TH₁)は蓄冷熱そ(槽)(11)内に設けられた低温用サーモスイッチで、そ(内水温が一定値、たとえば5°C以上になると閉路する。(TH₂)はそ(内水温が一定値たとえば20°C以上になると閉路する。(TH₃)は外気温用サーモスイッチで、外気温が一定値たとえば30°C以上になると閉路するものである。

このような装置において、冷房の場合は深夜電力により深夜電力用冷却装置(9)を運転して蓄冷された冷水をファンコイルユニット(図示しない)に強制供給して冷房するものである。しかし、外気温の上昇とともに冷房負荷が大きくなつて、そ(内水温が5°Cになり、さら(外気温が上昇して30°Cになると、低温用のサーモスイッチ(TH₁)および外気温用サーモスイッチ(TH₃)が閉路し、一般電力用冷却サイクルが運転を開始する。また、外気温が低下するとサーモスイッチ(TH₃)が閉路し、一般電力用冷却装置(10)は停止するが冷房負荷が大きく、そ(内水温が20°C以上の場合は、十分な冷房が行なえなくなるため

にサーモスイッチ(TH₂)が閉路して、再び一般電力用冷却装置が運転されるものである。

以上のように構成したことにより、維持費が安く経済的で、良好な空気調和を確保することができる実用効果を有するものである。

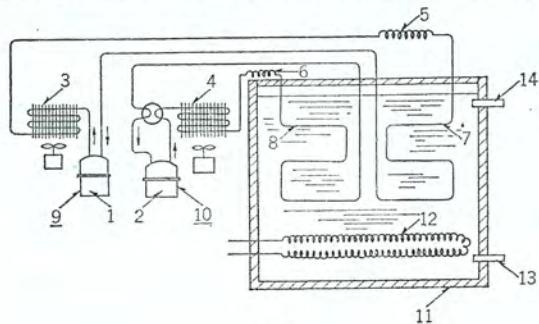


図1

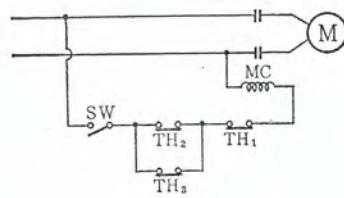


図2

ジエット渦巻ポンプ (実用新案 第 956671 号)

考案者 井上誠治

この考案は低揚程での使用時に、ノズルの出口付近に生じるキャビテーションによるポンプ特性の低下や、水切れを防止するようにしたジエット渦巻ポンプに関するものである。

この考案を図示実施例について説明する。図1において、今、羽根車(2)が回転すると、水は羽根車(2)によって加速かつ加圧されて吐出口(5)から吐出され、また一部の水は水溜室(4)へ流出し、送水管(7)を通ってノズル(6)から噴射する。この噴射によりノズル(6)の出口付近は負圧となるため弁付(11)がばね(14)に抗して移動するものである。

このようなものにおいて、低揚程で運転する場合には揚水量が多いので、ノズル(6)から噴射される水は高揚程で運転するときにくらべて一層高速となり、ノズル(6)の出口の負圧は増大する。この負圧の増大はキャビテーションを発生させる。しかし、このときには弁付(11)がばね(14)に抗して移動し、図2に示すように吸込管(9)の

口が開放された状態で弁(13)が通水路(10)を開放するので、吸込管(9)から直接羽根車(2)へ水が流入、キャビテーションの発生によるポンプ特性の低下は防止される。

この考案は上述のように構成したので、キャビテーションの発生によりポンプ特性の低下することや、水切れを生じて揚水不能になることがないという効果を有している。

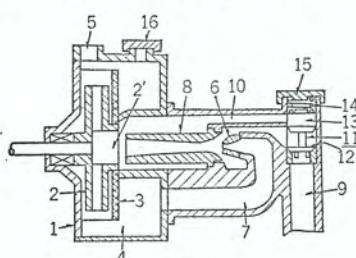


図1

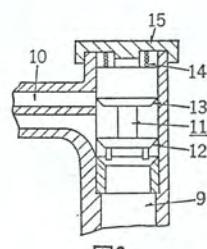


図2

低騒音誘導電動機「サイレントライン」シリーズ

神田 昭夫*・田中 英晴**・小吉 隆***
堀内 勝彦*・本田 坦**

Mitsubishi Low Noise Induction Motors “Silent Line” Series

Head Office Akio Kanda
Central Research Laboratory Hideharu Tanaka
Nagasaki Works Takashi Koyoshi
Nagoya Works Katsuhiko Horiuchi
Fukuoka Works Hiroshi Honda

In reference to the recent public hazard, demands increase for low noise induction motors and requirements on the lowness of noise become severer day after day. Under the circumstances Mitsubishi has completed the production of a “silent line” series.

This “silent line” series is the outcome of the Company’s technique accumulated for many years based on the successful results of building low noise induction motors. Mitsubishi is in a firm belief that the products will fully meet the customer’s requirements.

1. まえがき

最近、公告問題に関連して低騒音誘導電動機の需要が増加し、また、その低騒音値に対する要求も厳しさを加えつつあるが、当社では、この低騒音化への動向を早くより予測して、昭和38年に500 kW 3,600 rpm 超低騒音機（65ホン）の画期的開発を行ない、また、昭和41年には5,000 kW（4極、開放形の場合）まで収納可能な大形無響室を長崎製作所に設置するなど、常に将来の動向を先取りしながら、多数の低騒音誘導電動機を現在までに製作納入してきたが、今回、これら低騒音発動機の需要増加にかんがみ、「サイレントライン」としてシリーズ化した。

この「サイレントライン」シリーズは、当社の有する豊富な製作実績と設計技術の蓄積に基づき、電動機の発生する騒音の性質や原因を広く深く検討し、騒音要求値に応じた最適なる低騒音対策と機構を採用したもので、当社の長年にわたる低騒音電動機の製作成果が総結集されたものであり、需要家各位のご要望にそ（副）うものと信ずる次第である。

以下に、その概要を紹介しご参考に供したい。

2. 騒音の評価

騒音とは「好ましくない音」の総称である。好ましくないというのは主観的な判断であり、音の物理量で直接評価できるものではない。真に騒音の騒音たるところを測るには心理量を測定しなければならないが、それは現在の科学技術では簡単に測り得ない。

そこで騒音の測定はやむをえず音の物理量から評価することになる。しかしながら耳に感じる音の大きさ、あるいはやかましさに関連した量が求められ、さらに誰もが手軽に測定できる統一的な方法が考案されてきた。それが現在広く利用されている騒音計であり、騒音の大きさは「ホン」という単位で評価されるに至っている。その評価法は以下に述べるように音の物理的な大きさと、人間の耳の聴感特性等から考慮されている。

2.1 騒音の数量的取扱い

空気中を伝搬してきた音波は人間の耳の鼓膜を加振し、聴感神経が励起されることにより音を感受する。このように音波は鼓膜に振動を与えるような仕事をする能力（エネルギー）を有する。

音の物理的な強さとは、単位時間にその単位面積当りのエネルギーによってなされる仕事の大小である。単位時間当たりのエネルギーとはパワーであるので、音の強さとはその単位面積当りの音響パワーとなる（単位は一般に W/m^2 が用いられる）。

音の強さは物理的な量（刺激量）であるが、刺激量が増すと耳の感度が低下するために、音の大きさ（感覚量）と音の強さとは正比例ではない。Weber および Fechner 両氏の研究によれば、音の感覚的大きさは音の強さの対数値におおむね比例することから、音の大きさは次に示す音の強さのレベル IL で表示されることになった。便宜上ある基準値との比をもって表わされ、単位は dB（デシベル）である。

$$\text{音の強さのレベル } IL = 10 \log (I/I_0) \text{ (dB)} \quad \dots \dots \dots \quad (1)$$

I : 対象音の強さ (W/m^2)

I_0 : 基準値(最小可聴音の強さ) = $10^{-12} (W/m^2)$

音の大きさを知るには音の強さを測定しなければならない。音の強さ I は次のような値である。

$$\text{音の強さ } I = P^2/(\rho c) \quad \dots \dots \dots \quad (2)$$

P : 音波の圧力 (音圧)

ρ, c : 空気の密度、音速

しかしこの音の強さを直接測定することは不可能で、強さが音圧の2乗に比例することから、音圧測定より音の強さのレベルを求めることになる(音の測定に使用されているマイクロホンは音圧の検出器である)。つまり式(2)より式(1)を変形すると

$$IL = 10 \log \{P^2/(\rho c)\}/(P_0^2/(\rho c)) = 10 \log (P^2/P_0^2) = 20 \log (P/P_0) \text{ となる。} \quad \dots \dots \dots \quad (3)$$

$$\text{音圧レベル } SPL = 20 \log (P/P_0) \text{ (dB)} \quad \dots \dots \dots \quad (3)$$

P : 対象音の音圧 (μbar)

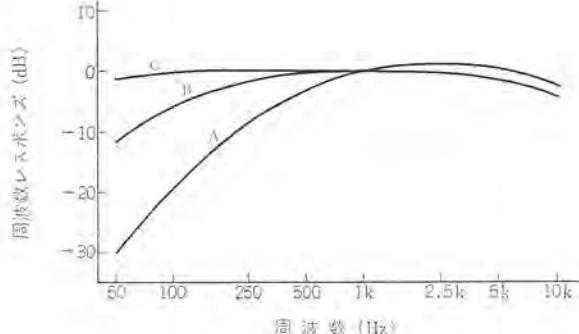


図 1. 聴感補正の特性
Responses of weighting networks.

P_0 : 基準値(最小可聴音の音圧) = $2 \times 10^{-5} \mu\text{bar}$
 $(\mu\text{bar} \simeq 10^{-6} \text{kg/cm}^2)$

以上のように音の大きさは音圧レベル(音の強さのレベル)で評価できるが、実際には同じ音圧レベルでも周波数によって音の大きさが異なっていくので、周波数による補正が必要となる。

Fletcher, Munson 両氏は健康な青年を対象に聴感の周波数 レンズを調べた結果、音の大きさが小さい場合には低周波ほど耳の感度が低下し、大きくなるほど耳の感度は周波数にあまり関係がなくなるという有名な Fletcher-Munson の聴感曲線を発表した。

そこで騒音計にはその聴感曲線に基づいたA, B, Cという三つの特性を持つ聴感補正回路を設け(図1.), 音の大小により使い分けることが考えられた。またこのような騒音計で測った騒音の大きさを騒音レベルと称し、単位として「ホン」が用いられることになった。

その後、音の大小に關係なく A 特性による騒音 レベル の方が、他の特性 (B, C) に比べて音の大きさやうるさき等感覺量に最も近似するという統計的な結果が得られたので、現在ではすべて A 特性で騒音 レベル を求めるようになっている。そのため誘導電動機の騒音測定も A 特性を用いるよう JEM 1020 「三相誘導電動機試験法」に規定されている。

2.2 騒音の周波数分析

騒音レベルというものは各周波数成分をすべて合成したトータルレベルである。しかしながらある機器の騒音低減を計ったり、あるいは音の発生機構等を解明するには、騒音レベルだけでは不十分で、各周波数の成分を知ることが必要となる。

誘導電動機騒音をとらえてみると、その騒音の主成分としては電動機の冷却系より発生する空気力学的騒音、モータの固定子と回転子との間の電磁力の変動成分にもとづく電磁騒音、あるいは軸受などの機械音が考えられる。それらの発生源からはそれ特有の周波数の音を発生するので、電動機騒音を周波数分析することにより、各々の発生源の音のレベルを知ることができ、またそれらが電動機全体の騒音レベルにどの程度寄与しているのか評価ができることになる。

周波数分析法としては主として3種類あり、1オクターブ分析、1/3オクターブ分析および連続周波数分析である。非常に大ざっぱな周波数分布を調べるには1オクターブ分析、非常に微細な周波数分布を調べるには連続周波数分析が用いられる。要求に応じて使い分けることになる。

2.3 距離による音の減衰

音源より放射される音波は球面状に広がりながら空気中を伝ば(播)していく。音源の音響出力を $W(W)$ として、音源からある距

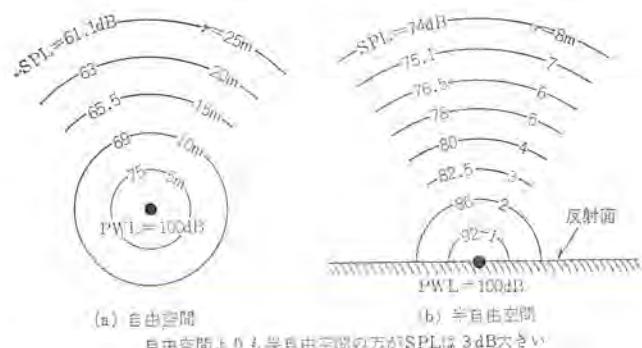


図 2. 音響出力 10 mW (PWL=100 dB) の音源の音場
Sound field of sound source radiating 10 mW (PWL=100 dB)

離はなれた地点での音波の広がり面積を $S(\text{m}^2)$ とすると、その地点の音の強さは W/S となる。このように音源の音響出力と音波の強さとは 1 対 1 の関係にある。

音源の音響出力も音の強さと同じく dB 表示がなされ、パワーレベルと称されている。

$$\delta\gamma = \delta\eta, \quad \text{PWL} = 10 \log (W/W_0) \quad (\text{dB}) \quad \dots \dots \dots \quad (4)$$

W: 対象音源の音響出力 (W)

W₀：基準値 = 10⁻¹² (W)

このようにパワーレベルを定義すると、音圧レベルSPLとの関係は次のようになる。

図2.に示すように音源の周囲に反射面がない自由空間の場合には $S=4\pi r^2$ (r : 音源からの距離 (m)) になるので、 SPL と PWL とは次の関係式が成立つ。

$$SPL = PWL - 20 \log r - 11 \quad (\text{dB}) \quad \dots \dots \dots \quad (6)$$

広い反射面に音源が置かれているような半自由空間の場合には（たとえば地面に設置された電動機）、 $S=2\pi r^2$ となるので

$$SPL \equiv PWL - 20 \log r - 8 \quad (\text{dB}) \quad \dots \dots \dots \quad (7)$$

これらの関係から任意の距離における SPL を知ればその音源の PWL を知ることができ、また逆に音源の PWL が与えられると任意の距離の SPL を知ることができる。また SPL が距離の 2 乗で減衰するので、距離が 2 倍になるにしたがって SPL は $20 \log 2 = 6 \text{ dB}$ ずつ減衰していくことになる。

なおこれらの諸関係はあくまでも音源の寸法に比べて測定距離が大きい領域（一般には測定距離 $\geq (2\sim 3) \times$ 音源の最大寸法）のみ適用できる。そうでない場合には音波の伝搬は球面状でないので計算は複雑になる。誘導電動機においては JEM 1020 より騒音測定距離は電動機主壁面より出力 1kW 未満の場合は 0.5 m, 1kW 以上の場合は 1 m に規定されている。したがって上記の条件を満足しない場合に 0.5 m あるいは 1 m の騒音レベルより安易に距離の 2 乗則から遠隔点の騒音レベルを算出することは誤差が大きくなり危険である。

また音源が建物内に設置される場合には、建物の壁および建物内に置かれている機器類などからの反射音の影響なども考慮しなくてはならない。

したがって電動機騒音に基づく遠隔地の騒音レベルを評価する場合には、電動機が設置される環境条件と電動機の寸法等を十分は(把)握して検討することが望まれる。

2.4 音のレベルの和と差

二つの音の和を求める場合、 $SPL = SPL_1 + SPL_2$ とはならない。
そうすると次のような不都合が生ずる。

表 1. 騒音の影響に関する条件
Factors concerning effects of noise.

1. 騒音の側の条件 (物理的性状)	<ol style="list-style-type: none"> 1. レベル (大きさ) 2. 周波数構成 (高さ, 音色) 3. 持続時間と繰返し回数 4. 衝撃性 5. 以上の性状の時間的変動
2. 人間の側の条件 (騒音に対する感受性)	<ol style="list-style-type: none"> 1. 健康度 (健康・病気・妊娠出産) 2. 性と年令 3. 体質と気質 4. 心身の状態 (労働・休息・睡眠)
3. 騒音と人間の間の条件	<ol style="list-style-type: none"> 1. 地形, 季節, 周辺の建物 2. 家屋構造 3. 諸れと経験, 慢性影響 4. 利害等の社会的関係

4. 騒音の原因と大きさ

一般に誘導電動機の発生騒音は種々の異なった周波数からなり、これらは電動機の形式、構造、内部の設計などによりその発生する騒音も異なってくる。図6. はその一例を示すもので全閉外扇形、かご形誘導電動機の周波数分析を行ったものである。この図から可聴周波数のほとんど全域にわたっていることがわかる。このような周波数分析のうち人間の聴覚に直接影響を与えるのはそのピーク周波数における騒音レベルである。したがって、これらのピーク値を中心に減音対策を施す必要があるが、その前にこれらのピーク値に関する騒音発生原因について述べる。

4. 1 騒音の発生原因

誘導電動機自体の発生騒音を大別すると表3. のようになる。一般には、これらの3種類のうちいずれかで電動機の全体としての騒音の大きさが決まる。これらの種々な騒音に対する検討は古くから行われ、その改善対策も進んでおり、現在では問題とならないものもあるが、ここではその主な原因について概説する。

4.1.1 空气力学的颤音

空気力学的騒音は、冷却 ファン に代表される通風音や回転部の各種突起部分の ファン 作用によるもの、および回転子鉄心と 固定子鉄心 に通風 ダクト を持つものでは、通風 ダクト の出入口において空気の疎密波が生じる サイバーアクション によるものがあげられる。

図 6. に示すように全閉外扇形電動機の同一機種に

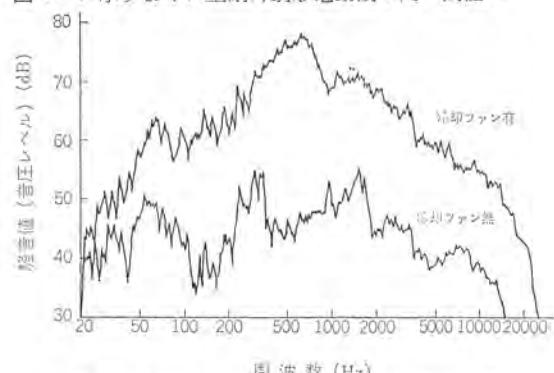
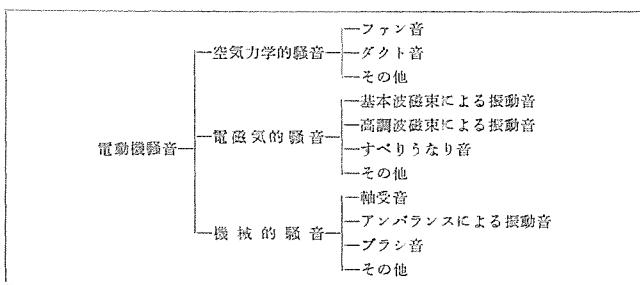


図 6. 全閉外扇形電動機の騒音周波数分析例
(30 kW 3,600 rpm コン、羽根枚数 11)

Frequency analyses of totally enclosed fan-cooled motor noise (30 kW 3,600 rpm number of fan blades 11).

表 2. 回転電機騒音に関する各規格の比較
 Comparison of the rules concerning noise emitted by rotating electrical machinery.

表 3. 誘導電動機の騒音の種類
Kinds of induction motor noise.



おいて、外扇ファンの有無の比較を行ったものであり、外扇ファンの騒音の影響は、かなり広い周波数帯域にわたっていることがわかる。特に全閉外扇形電動機では、この冷却ファンの騒音を減少させることが一つの課題となるが、電動機冷却との兼合いから決定する必要がある。また、同時にこのような外扇形電動機の外扇ファンによる定量的な把握も必要となってくる。

(a) ファン音

ファン音の発生周波数は次式で与えられる。

$$f_p = k \frac{N \cdot n_r}{60} \quad (\text{Hz}) \quad \dots \dots \dots \quad (12)$$

N : 羽根枚数

n_r : 回転数 (rpm)

k : 次 数

このほか、うず(渦)によって生じる乱流に起因するものがあるが、これらは特定周波数ではなく、かなり広い範囲の周波数分布を有する。外扇形電動機の騒音の大きさと外扇ファン形状との関係については各種外扇ファンを製作し、図7. のような実験結果より次の実験式を導き出した。

$$SPL = 60 \log \frac{\pi D n_r}{60} + 10 \log D \cdot b + K_1 + K_2 \quad (\text{dB}) \quad \dots \dots \dots \quad (13)$$

D : ファン外径 (m)

b : ファン羽根幅 (m)

n_r : 回転数 (rpm)

K_1 : ファンの傾斜による補正係数

K_2 : 補正係数

SPL : 音源から 1 m 離れた点の音圧レベル (A特性)

上式より、回転数が一定なら外扇ファンの音の大きさはファン外径に大きく関係し、さらに、羽根を後方に傾斜させることによっても変化することがわかる。

(b) ダクト音

ダクト音の周波数は次式で与えられる。

$$f_d = k \frac{z n_r}{60} \quad (\text{Hz}) \quad \dots \dots \dots \quad (14)$$

z : 固定子または回転子の間隔片の数

n_r : 回転数 (rpm)

k : 次 数

一般には回転子のダクト音の方が問題となることが多い、このようなサイレン音は、コイルエンド部において回転子バーとの間げき(隙)にも発生する。これらの音は比較的周波数帯域が高いので、次に述べる電磁気的騒音とまちがわれやすい。

4.1.2 電磁気的騒音

電磁気的騒音は固定子・回転子間に働く周期的な加振力が固定子

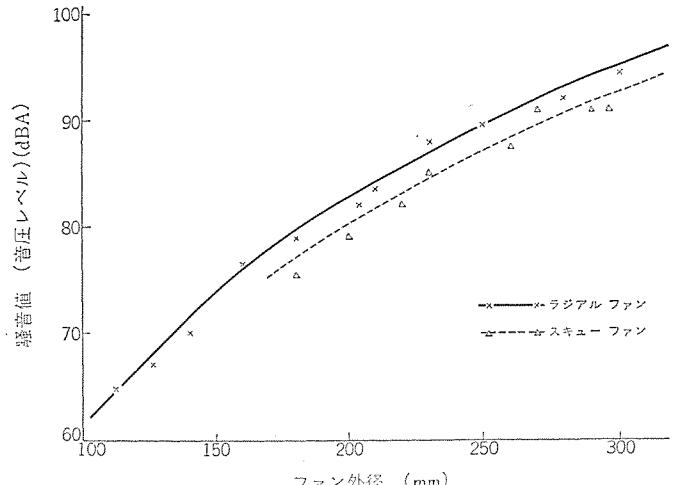


図 7. 冷却ファン外径と音圧レベル
Diameters of cooling fans and sound pressure levels.

鉄心、外わく(枠)およびその他の構造部分に影響を与え振動音を発生させるもので、一般にこの音は高調波成分を持っているため、聴覚に不快感を与えることが多い。また、これらは固定子・回転子のみぞ(溝)数組合せ、巻線ピッチ、磁束密度、回転子スキー、構造部分の剛性等に関係する。この電磁気的騒音は電動機を運転中に電源から切り離すと直ちに消滅するので、他の音と容易に区別できる。

この電磁気的騒音に関しては相当古くから研究がなされており、L. E. Hildebrand⁽¹⁾、P. L. Alger⁽²⁾、H. Jordan⁽³⁾ら各氏によってみぞ数組合せと電磁気的騒音の解析が行われており、最近では A. J. Ellison⁽⁴⁾⁽⁵⁾氏の固定子の固有振動数の解析、回転子の偏心と騒音の関係等多くの文献が発表されている。また、当社においても、これらに關し長年にわたる研究がなされており⁽⁶⁾⁽⁷⁾、電磁気的騒音の少ない電動機を製作することに努力してきた。電磁気的騒音の研究の詳細については別の機会にゆずるとして、次にその主なものについて概説する。

(a) 基本波磁束による振動音

この振動音の周波数は次式で与えられる。

$$f_{MF} = 2f \quad (\text{Hz}) \quad \dots \dots \dots \quad (15)$$

f : 電源周波数 (Hz)

この振動音は主として、(i) 空げき長や磁気回路の不平衡、(ii) 一次電圧の不平衡、(iii) 固定子巻線の不平衡、などに起因する。この基本波磁束によってできる磁極の吸引力により固定子が変形するために起る振動音についての定量的な式としては次のようなものがあり、その目安となる⁽⁷⁾。

$$PWL = 7 + 20 \log (d \cdot f_{MF}) \quad (\text{dB}) \quad \dots \dots \dots \quad (16)$$

PWL : 音出力レベル

d : 固定子の変形量 (μ)

空げきの偏心量と騒音の関係の実験については A. J. Ellison⁽⁵⁾氏によって詳細なデータが与えられており、その結果を図8. に示す。この基本波磁束による振動音は、一般的には固定子がだ(梢)円変形となるような力を受ける2極機において現われることが多い。

(b) 高調波磁束による振動音

高調波の影響としてはみぞ高調波、相帶高調波、電源電圧高調波等があげられるが、電動機自体で大きな問題となるのはみぞ高調波磁束の相互干渉によって発生する異常振動である。このみぞ高調波によって起こる固定子の振動周波数⁽⁶⁾は次式で与えられる。

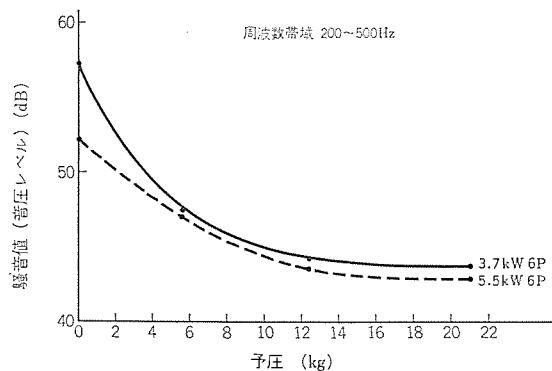


図 10. 電動機の騒音と予圧の関係
(開放形 軸受形番 6306)

Relation between motor noise and preload
(open type style number of bearing 6306).

$$SPL = 10 \log_{10} W_1 - 10 \log_{10} \frac{W_1}{W_2} + 10 \log_{10} \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) + 120 \text{ (dB)}$$

SPL: 受音点での音圧レベル (dB)

W_1 : 音源の音響出力 (W)

W_2 : 音源の出口面での音響出力 (W)

r : 受音点までの距離 (m)

Q : 指向性係数

自由空間 $Q=1$

広い地平面上

壁に近い位置

地平面上でかつ壁に近いとき $Q=4$

R : 周囲環境によって定まる部屋定数

すなわち、騒音を防止するには次の 5 項目が考えられる。

- (1) 音源対策—— $10 \log_{10} W_1$ を小さくする。
- (2) 消音器設置—— $10 \log_{10} W_1/W_2$ を大きくする。
- (3) 距離対策——距離 r を大きくする。
- (4) 指向性対策——指向性係数 Q を小さくする。
- (5) 環境対策—— R を大きくする。

電動機の騒音対策としては、(1) 音源対策、(2) 消音器の設置の 2 項目であるが、音源の騒音をできる限り低くし音源対策のみでは非常にコストが高くなるとか、困難なときに(2) 項の消音器を用いる。

4 章で述べた騒音源の具体的な対策をつぎに述べる。

5.1 音源対策

具体的な音源対策例を表 5. に示す。これら各種音源対策の詳細については別の機会にゆずり、本文では通風音に対する防音対策を主体にして紹介する。通風音には、電動機の小型化に貢献しているものであり、いたずらに音源自体を小さくすると冷却風量が減少するため、電動機の熱容量を大きくする必要があり、寸法・重量・価格が急激に増すことになる。したがって、このような場合には次に

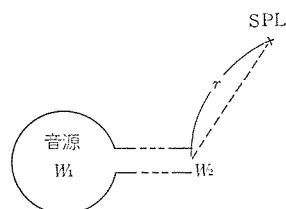
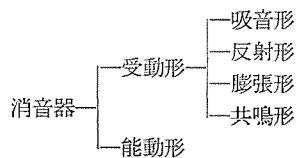


図 11. 騒音伝ば径路
Noise propagation.

述べる消音器を付けて騒音を防止する。

5.2 消音器

消音器とは、流体の流れがある場合流体は通過させ音はしゃ断するものであり、消音機構により分類すると次のようになる。



受動形と能動形の相違は、他に動力源が必要かどうかということである。動力源が必要な能動形というのは発生している音波と逆位相の音波を放射して消音する方法で実現性にとぼしい。

表 5. 電動機騒音の音源対策例
Examples of counterplans against the noise sources in motors.

音の種類	対策例
電磁音	<ul style="list-style-type: none"> ・スロット組合せの改善 ・ロータのスキュー ・磁気クサビの使用 ・低磁束密度設計 ・固定子鉄心の共振をさける ・巻線分布の改善 ・偏心をなくす
通風音	<ul style="list-style-type: none"> ・ダクト互い違い ・バーエクステンション部のシール ・ファン外径を下げる (温度上界に注意して) ・ファン羽根角度の変更 (直立羽根より後ろ向き羽根とする) ・吸込口グリッドの形状変更
機械音	<ul style="list-style-type: none"> ・軸受スリマを小さくする

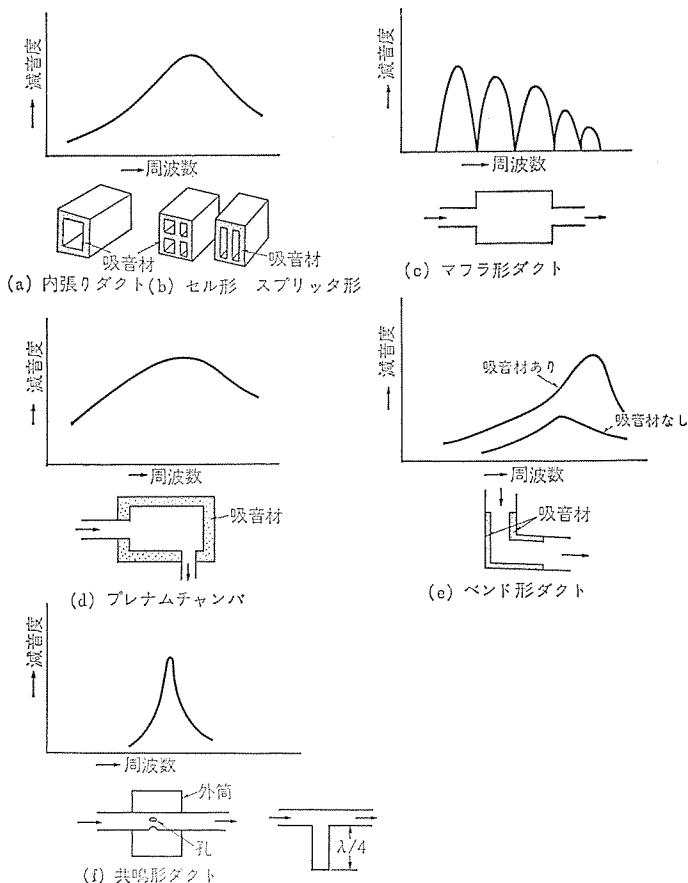


図 12. 各種消音器の消音特性
Noise reduction performances of various silencers.

図 12. IC受動形の代表的な消音特性を示す。

これら消音器に要求される性能は次の通りである。

- (1) 流体抵抗が小さいこと。
- (2) スペースをとらないこと。
- (3) 低周波域の減音能力が大きいこと。
- (4) 消音器内部で気流による渦流音（気流音）などの発生が少ないこと。
- (5) 単純な消音機構を用いること。
- (6) 吸音材等の耐久性がよいこと。

これらのことをふまえて消音器を設計するわけであるが、つぎに電動機用消音器の設計について述べる。

5.3 電動機用消音器の設計

電動機用消音器はどのようにして設計するのか、図 13. のフローチャートによって説明する。

(1) 電動機騒音の周波数分布

ほとんどがファンの羽根数によって決まる、ファン音の基本音波をピークとする広帯域音である。

(2) 消音器の所要減音度の決定

要求される減音度とその周波数特性を得る。

(3) 消音器形式の決定

消音する周波数の特性によく合った消音器を用いる。（ある周波数のみを必要以上に減音しても、オーバーの騒音値はさほど小さくならず効率の悪い消音器となる）また、流体抵抗が小さな消音器を用いないと風量が減り、電動機の温度が上昇して規格値にはいらないとなると、電動機のサイズを大きくしたり、風量を増すためにファン等を大きくせざるを得なくなり騒音源自身が大きくなってしまって、消音器の効果が小さくなる。

(4) 消音器の所要風路断面積の決定

消音器の流体抵抗を小さくするには風路断面積を大きくするとよいが、一般的に消音効果は小さくなる。逆に、風路断面積をあまり小さくすると流体抵抗が増えるばかりでなく、風路中で発生する気流音が大きくなり、かえって騒音が大きくなることが考えられる。

風路断面積を決定するには、消音器内部を流れる流体速度とこの流れによる気流音レベルとの関係を知り、消音器で減音される電動機音よりも気流音レベルが小さくなるような断面積とする。すなわち、風路断面積によって決まる流体抵抗、気流音および減音度を繰り返し計算して最適形状が決定される。

内張りダクト方式の場合、所要風路断面積が大きくなるときは図 12. に示したセル型やスプリット型方式としたり、同じ断面積でも正方形とか長方形なども考慮する。例えば、図 14. (a) のような四辺内張りダクト（正方形）と (b) のような二辺内張りダクト（長方形）の場合、吸音材の厚さ一定 ($t_1 = t_2$)、風路断面積一定 ($I_1^2 = I_2 \times I_3$) とすると $I_2/2 > I_3$ であれば (b) の方が減音度が大きい。また、スペース的に許されるなら I_3 を大きくし I_2 を小さくした方が減音度は大きくなる。

(5) 消音器の所要減音度の補正

上記 (4) 項で説明した気流音の影響により減音度を補正する。

(6) 消音器の寸法、吸音材の種類・厚さの決定

消音特性に合った吸音材とし、吸音材の耐久性およびダクト内を流れる流体速度に対する吸音材の表面処理も考慮して選定する。

(7) 検討（総合評価）

仕様、価格および工作性を検討し決定する。

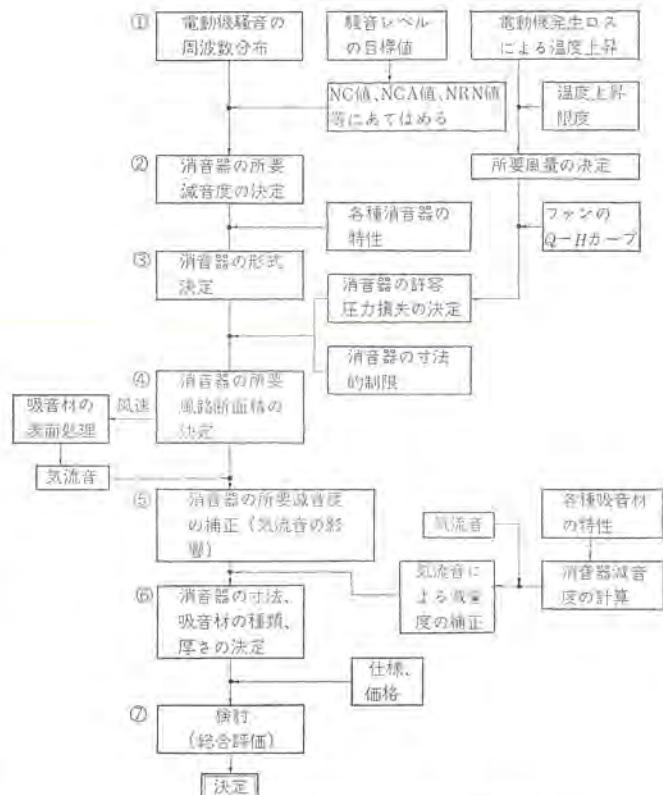


図 13. 電動機用消音器設計のフローチャート
Flow chart for designing motor silencer.

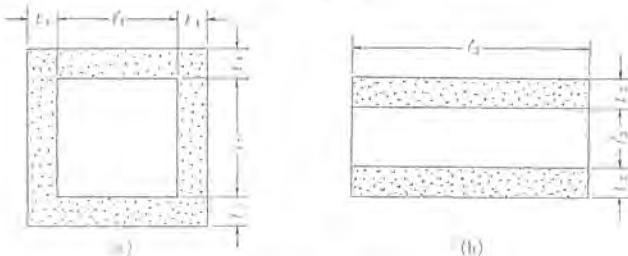


図 14. 内張りダクトの形状
Form of lined ducts.

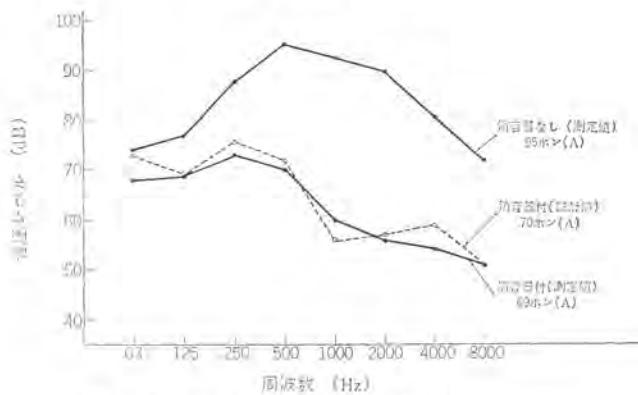


図 15. 消音器の消音効果 (75 kW 2 P 3,600 rpm)
Noise reduction effect of silencers.

以上で消音器の設計が完了するが、補足として消音器の減音度を大きくすると消音器壁面からの透過音や、中容量機以上の鋼板フレームの電動機では、消音器を電動機の上部に付けるため電動機壁面からの透過音が問題となる。これらの対策としてダクト壁面の板厚を増したり（コインシデンス効果に注意して）、電動機側面にしゃ音カバー（共振に注意して）を付けたりする。

このようなフローチャートをもとに設計した消音器の一例として、実

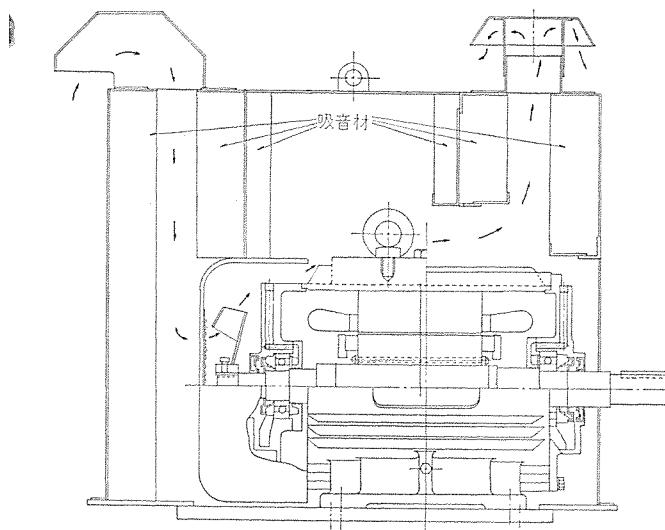


図 16. コンテナ形サイレンサ付電動機
Induction motor with silencer type "CONTAINER"

測データと設計値の比較および消音効果を図15.に、構造図を図16.に示す。

6. 低騒音電動機のシリーズ化（サイレントライン）

前章までに述べてきた低騒音技術を基にして、当社ではこれまでにビル設備用 500 kW 前後の 2 極機 (60~80 ㎐) 百余台をはじめ、大容量超低騒音電動機、中小容量無騒音電動機など多数の低騒音電動機を製作し、顧客の広い要請に応えてきた。

一方、最近ではプラント全体としての騒音レベルを所定の値に押える必要性から、騒音ランクごとの電動機定格表（出力-わく番号対照

表 7. 低圧全閉外扇形（非防爆）定格表 200/220 V 400/440 V 50/60 Hz E 種絶縁
List of ratings of low voltage totally enclosed fan-cooled motors (explosionproof type).

注 (1)SF-E: 標準品, SF-FH: パッケージサイレンサ付(図17), MKT-H: トップマウントサイレンサ付(図20)
(2)標準品の中には75ボン以下のものも含まれている。

表) を要求されるケースが多くなり、低騒音電動機のシリーズ化が要望されるようになった。これらの要望にこたえるべく、低騒音電動機のシリーズ化を完成了。そのシリーズ化の範囲を表 6. に示す。

シリーズ化にあたっては

- (1) 低騒音対策を施しても保守点検に支障をきたさない。
 - (2) 低騒音対策を施しても IEC 標準わく番寸法系列に準拠する。
 - (3) 防音効果に経年変化を生じない。
 - (4) 通風量が少なくて済む。

(3) 防音効果に経年変化を生じない。

(4) 低騒音設計としても大幅な特性変化をきたさない。

ことを基本方針とし、内外の規格、環境基準、顧客要求、今後の低騒音化の動向などを分析検討した結果、75, 80, 85 ホン(A)の3段階

表 6. 低騒音電動機シリーズ化の範囲
Range of low noise motors arranged in series.

形式	電圧 V	周波数 Hz	出力 kW	極数	絶縁	防爆	備考
全閉外扇形	200/220/400/440	50/60	0.2~160	2,4,6	E	非防爆 安全増eG3 耐爆d2G3	50/60Hz 共用
					E 又は F	非防爆	50/60Hz 共用 標準品との互換性 を持たせたもの
	3,000	50	37~1,000	2,4,6	B	非防爆	、
					F	非防爆	
	3,300	60	37~1,000	2,4,6	B	非防爆	、
					F	非防爆	
防滴保護形	200/220/400/440	50/60	0.2~160	2,4,6	E	非防爆	50/60Hz 共用
					B	非防爆	、
	3,000	50	37~1,000	2,4,6	F	非防爆	
					B	非防爆	、
					F	非防爆	

表 8. 低圧全閉外扇形 (安全増防爆形 eG 3) 定格表 200/220 V 400/440 V 50/60 Hz E 種絶縁
 List of ratings of low voltage totally enclosed fan-cooled motors (increased safety explosionproof type eG 3).

注 (1)AF-E10: 安全性的標準品, AF-E2: 低燃素フラン, 燃気カバー, フレークカバーなどを使用したもの, AF-EW1: パッケージサインサブ, AF-EW1: コンテナサインサブ, MKT-HX, FKT-X: トップマウントサインサブ
(2)標準品以外には75mm以下のものも含まれている。

のシリーズ化を図ることとなり、全閉外扇形および防滴保護形のかご形を主体としたシリーズ化を行ったものである。

ここでは、これらのシリーズ化のうち、需要が最も多く、低騒音化の要求の強い全閉外扇形シリーズの例を表7., 8. に示す。

これらの定格表の中に示されているように、出力・極数・騒音ランクにより減音すべき値が異なるので種々の対策がとられているが、大別すると

- (a) 低騒音形外扇ファンを使用したもの (2~5 ホンの減音)
 - (b) フレームカバー、吸気カバー付 (図 17.) (5~10 ホンの減音)
 - (c) パッケージ サイレンサ付 (図 18.) (10~15 ホンの減音)
 - (d) コンテナ サイレンサ付 (図 19.) (15~20 ホンの減音)
 - (e) トープカウント サイレンサ付 (図 20.) (15~20 ホンの減音)

などがあり、電磁気的低騒音化設計に併せてこれらを単独または組み合わせて使用している。

ここに紹介した全閉外扇形以外のシリーズとしては、騒音指定のない標準電動機との互換性を持たせるように一部にF種絶縁を採用した低圧シリーズ、高圧F種絶縁シリーズ、超低騒音用全閉内冷形シリーズも用意されており、あらゆる低騒音電動機の要求にこたえられるように万全の態勢を整えている。

7. む す び

低騒音電動機は、経済性を度外視すれば技術的な製作限界はなく、無騒音電動機も製作可能である。

しかし、多数の音が同時に存在する場合の総合音の大きさは、最大レベルの音源によってほぼ決定されるので、周囲騒音や相手機械との協調なく電動機の騒音だけを低くしても全体の騒音レベルは低

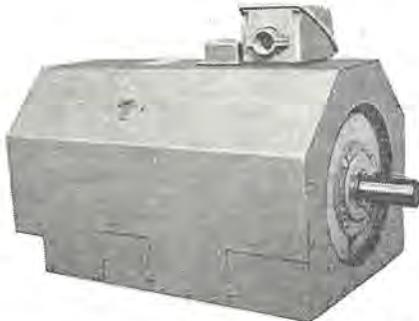


図 17. パッケージ サイレンサ 付全閉外扇形電動機
 55 kW 4 P 440 V 60 Hz 騒音 70 ボン(A)
 Totally-enclosed fan cooled motor with packaged silencer,
 55 kW 4 P 440 V 60 Hz noise level 70 phon(A).

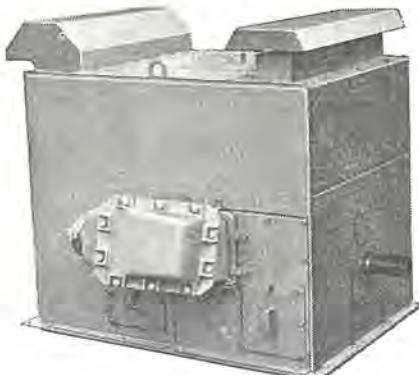


図 18. コンテナ サイレンサ 付全閉外扇形電動機
30 kW 2 P 440 V 60 Hz 騒音 69 ボン(A).
Totally-enclosed fan-cooled motor with CONTAINER
SILENCER. 30 kW 2 P 440 V 60 Hz noise level 69 phon(A)

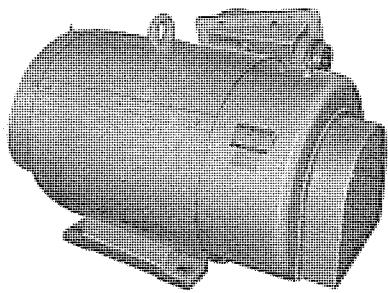


図 19. フレームカバー、吸気カバー付全閉外扇形電動機
150 kW 4 P 3,300 V 60 Hz 騒音 78 ホン(A)

Totally-enclosed fan cooled motor with FRAME cover and AIR INTAKE cover.
150 kW 8 P 3,300 V 60 Hz noise level 78 phon(A).

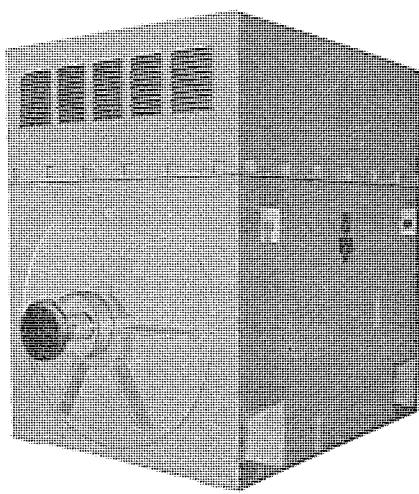


図 20. トップマウント サイレンサ 付全閉外扇形電動機
1,300 kW 4 P 3,300 V 60 Hz 騒音 75 ホン(A)

Totally-enclosed fan cooled motor with TOP MOUNT SILENCER
1,300 kW 4 P 3,300 V 60 Hz noise level 75 phon(A).

くならない場合もある。

したがって、低騒音電動機を使用するに際しては、その低騒音化の必要限界を総合的な見地から慎重に検討し、設置環境、負荷機械の騒音、電動機の騒音など全体のバランスを考えて電動機の騒音値を決定しないと無意味であり、むだな設備投資を招くに過ぎない。

当社は、今までの豊富な製作経験をもとにして、今後とも価格・特性の面でよりすぐれた低騒音電動機の製作に努力し、この「サイレントライン」シリーズの範囲を逐次拡大していく所存であるが、需要家各位におかれても、上記の点を念頭におかれて適切な低騒音電動機を選定されるよう希望する次第である。

参考文献

- (1) L. E. Heldebrand : Quiet Induction Motors, AIEE, 49, pp. 848-52 (July, 1930)
- (2) P. L. Alger : Calculation of the Magnetic Noise of Polyphase Induction Motors, JASA, 28, pp. 1063-1067, (Nov., 1956)
- (3) H. Jordan : Magnetic Noise in Three Phase Induction Machines, Elektrotechnischer Anzeiger, 10-11, pp. 111-113 (March 18, 1950)
- (4) A. J. Ellison : Natural Frequencies of Stators of Small Electric Machines, PIEEE, 118, pp. 185-190 (JAN., 1971)
- (5) A. J. Ellison : Effects of Rotor Eccentricity on Acoustic Noise from Induction Machines, PIEEE, 118, pp. 174-184 (JAN., 1971)
- (6) 関野ほか：かご形誘導電動機の溝数組合せとスキューガ磁気騒音に及ぼす影響、三菱電機, 31, No.4, pp. 44-48 (昭32)
- (7) 米野ほか：誘導電動機の振動と騒音、三菱電機, 32, No. 11, pp. 47-62 (昭33)

高精度2ミクロン指令用 数値制御装置 MELDAS-4200/2M

桑田 博*・溝口 俊雄*

High Precision Type (Command Unit 2 Microns)
Numerical Controller MELDAS-4200/2 M

Kamakura Works Hiroshi Kuwata・Toshio Mizoguchi

Remarkable is the prevalence of machine tools of numerical control which play a vital part of labor saving in the field of processing metallic materials. They were treated as high class machines in the early stage, but they are now accounted for a fairly large portion of machine tools produced and made use of in a wide range. A series of numerical control devices manufactured by Mitsubishi has appeared in full force covering those used for lathes, milling machines and machining centers, being well commented in the circles. This article deals with high precision that is one of the problems with machine tools, as Mitsubishi studied and built "high precision NC". The contents elucidate the concept on the accuracy of process with machine tools and high precision NC MELDAS-4200/2 M.

1. まえがき

産業革命の原動力となった動力を用いた加工道具—工作機械の200年近い歴史に、最新のエレクトロニクス技術が加わって生まれた数値制御装置（以下NCという）もその誕生から早約20年経過し、在来機をNC化することから一步進んで、NCをはじめから想定して、あるいはNCオリエンテッドな新しい機械が誕生しており、マシニングセンタはその典型例である。工場の形態も、單発機としての導入から、複数台を有機的に結合しあつ搬送装置他も含めてシステム的に制御しようとする群管理システムも普及しつつある。この数年間の内に、速度・推力・精度・安定性の面で、その改善速度は目ざましいものがあり、機械の種類によっては、ボール盤・ターレットパンチプレスのように高速性が強調されるものや、自動盤ジグミルのように高精度の要求されるもの、場合によっては旋盤・研削盤・フライス盤のように面精度が問題視されるものなど、その要求は種々様々である。今回は、工作機械の一つの課題である精度について取り組み、高精度形NC、MELDAS-4200/2 Mの開発製品化を行ったが、本文では工作機械よりみた加工精度に与える要因について概説し、それに対するNCの要求されるべき機能について述べる。

2. 工作機械の加工精度について

そもそもNC工作機械の導入目的は次の二つに大きく分類できる。

(1) 省力化又は加工能率の向上を期待するもの

ボール盤・旋盤・フライス盤のように、一般的に使用されているものの自動化の推進がそれである。

(2) 高度な加工技術を期待するもの

入手ではできない複雑な形状の加工、高い精度要求、高価なワークに対するあるいは長時間を要する加工。加工物間の仕上りの均一性。

これらの内で、「高い精度要求」が何故でてくるかを考えると、

(a) 製品に対して高性能・高信頼性・長寿命が望まれ、その部品の材料特性と共に高い加工精度が要求される。

(b) 組立における累積誤差を最少に収めたい。

(c) 部品の小形化による寸法そのもの絶対値が小さいこと。
(小形精密加工物)

(d) 量産体制において自動組立方式が実施される場合の部品の互換性に対する厳しさ。

(e) 作業能率向上のため、機械の整理統合の結果、荒削りから精密仕上げまで、一つの工作機械で包含したいという要求。

この他種々の理由により単に「精度が良い」というだけでなく、副次的な波及効果をも考慮したうえで、高精度機を導入してこそ、より一層の効果があがると考えられる。

3. 工作機械の加工誤差の要因

次に良い加工精度が何故実現しにくいのか、逆に誤差がどういった要因で生ずるのか実際の例を分析してみる。

3.1 工作機械自体の誤差要因

一般に加工精度といわれるものは次のように分類されている。

(1) 形状精度(幾何学的)： 平面度、直線度、平行度、直角度、真円度、凹凸度、同心度

(2) 寸法精度：絶対寸法、公差、ばらつき

(3) 平面精度：面精度、うねり

形状精度については、機械主軸、テーブル等の加工の出来上り次第に負うところが大きく、無負荷時の構造物としての静的なものと、運動部の動きの正確さの2点から評価される。

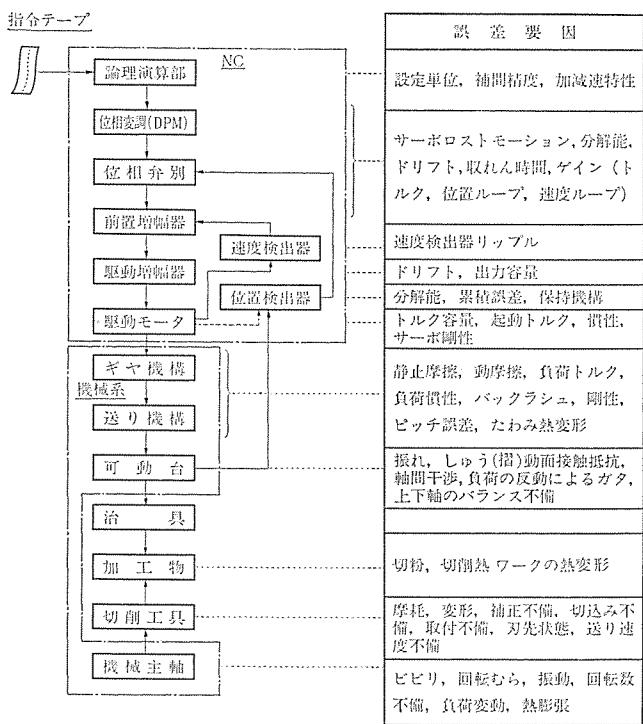
寸法精度及び平面精度については、個々の誤差要因のほか、これらが総合的にからんで、時には重複され、時には相殺されて現われてくる。特にNC機の場合この他に駆動装置(サーボシステム)の動作特性、機械要素の応答特性に関する要因が入り込んでくる。

一般的に考えられる事項を概念的に表わしたものと表1に示す。これらのほか外的要因として、電気系統のノイズ、設置場所の温度・湿度・振動が考えられる。また人為的又は故障、誤動作が原因による加工物への衝突、構造物の破損、変形による精度の劣化も誤差を大きくする原因となる。

3.2 NCの仕様と誤差要因

表1に記したもの内NCの設計仕様と直接関係するものについて説明する。

表 1. NC 工作機械の構成要素と誤差要因
Configuration and error factor for NC machine tools.



3.2.1 設定単位

移動距離を指定するに当っての量子化単位であり、すべての寸法あるいは位置指定はこの整数倍のデジタル値として与えられる。狭義には入力設定単位、出力設定単位として区別され、この値すなわち分解能でありこれ以下の識別はつけられない。

一般には、10ミクロン、5ミクロンといいう値が選ばれる。今回の目的にきいては、2ミクロンといいう値を採用した。主として次の観点から、より有利な値として小さい値を選んだ。

(1) 寸法指定精度

直線切削又は直線補間機能のみで複雑な形状の輪郭を近似する場合や、小型加工部品の専用機で、寸法そのものの絶対値が小さい場合は効果がある。派生的には自動プログラミングでの計算精度とかね合いにより、まるめ誤差が累積するといいう問題が生じた場合も有利となる。

(2) 補正値精度

工具位置・工具寸法・工具径の補正又は熱変形や摩耗等の修正量をきめの細かいコントロールができる。

(3) 平滑効果

後述の駆動装置と相まって、機械の動きがデジタル特有の階段状の動きからアナログ的な連続状の滑らかな動きとなり、面精度を良くする効果がある。図1.にその例を示す。

3.2.2 補間単位(あるいは補間精度)

任意の傾斜の直線(直線補間)、任意弧角の円弧(円弧補間)、及びこれらの組み合わせにより近似する曲線に対して、直線あるいは所要曲線からの偏差量(Deviation)の大きさが問題となる。図2.にその例を示す。

直線の場合は真直度、円弧の場合は真円度のほか、面精度に関係する。この偏差量は一般には大きくても各軸方向で1パルス以内、比較的良い方式といわれる場合でも(例えば代数演算方式) $\frac{1}{2}$ パルス以内であり前項の設定単位とのかねあいによる。併せて注意しなけれ

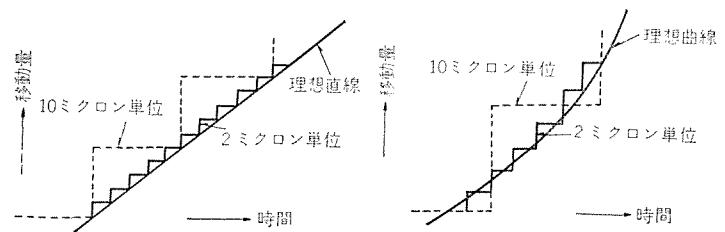


図1. 設定単位と平滑度
Command unit and smoothness.

図2. 補間単位と近似偏差の例
Example of interpolation unit and approximate deviation.

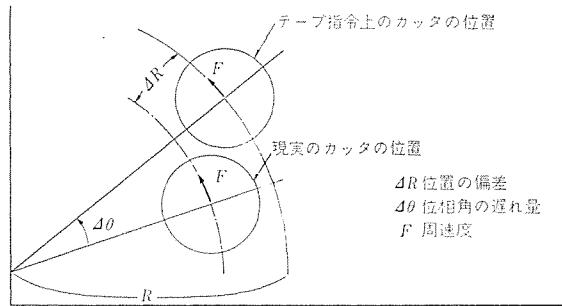


図3. 円弧切削時の追従偏差の表わし方
Droop error at circular arc cutting.

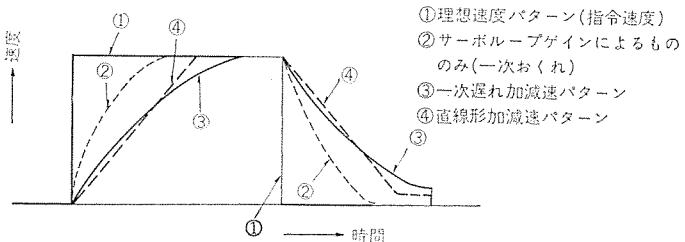


図4. 加減速パターン
Acceleration-deceleration patterns.

ばならないのはサーボの動作特性による、曲線における追従誤差が、形状の変化を引き起す。図3.は円弧切削時の追従偏差の例である。すなわち半径 R mm の円弧を切削速度 F mm/分で加工する場合に両軸のサーボ位置ループゲインが各々 K_P rad/秒であれば、カッタの軌跡の偏差 ΔR mm は

$$\Delta R = \frac{(F/60)^2}{2RK_P^2} = \frac{D^2}{2R} \quad (1)$$

但し、 $D = \frac{F/60}{K_P}$ F mm/分 時の ドループ量

位相角の遅れ量 $\Delta\theta$ rad は

$$\Delta\theta = \tan^{-1}\left(\frac{F/60}{K_P R}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{D}{R}\right) \text{ rad} \quad (2)$$

例えば $K_P = 25$ rad/s で、 $F = 1,200$ mm/分、 $R = 8$ mm のときの $\Delta R = 0.04$ mm であり、これだけ寸法誤差になる。

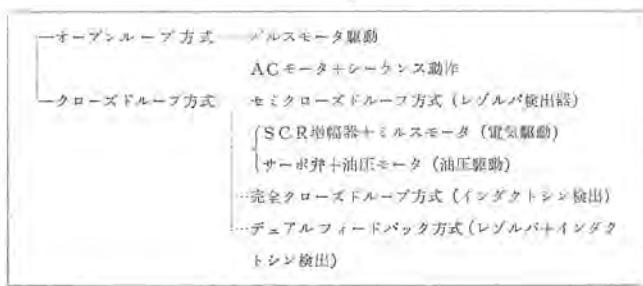
3.2.3 加減速制御

指定距離移動するに当って、スローアップ/ダウンをかける。これにはサーボ応答特性との合致、機械に対するショックの緩和のほか、可動部の慣性による停止時のオーバンの発生、及びバックラッシュの詰まり具合の変化による位置決めのばらつきの縮減等の動的改善効果がある。

図4.に示す通り直線又は一次遅れの加減速パターンが用いられるが、この機能をそな入することにより、位置決め時間という点で長くなり、一義的に要・不要を判定できない。

一般にパルスマータの場合は、脱調防止のため必要なものであり、

表 2. NC サーボ方式
NC servo systems.



クローズドループサーボの場合は系の応答特性いかんによるが、ループゲインにより自然発生するもののみで十分適合できる。(図4.の②のパターンがそれである)。

3.3 サーボシステムの方式と誤差要因

表1. にて記したものの中サーボ駆動装置に直接関係するものについて説明する。

3.2節で述べたNCよりの量子化パルスに従い機械の運動を行なわせる部分であり種々の方式がある。表2.に示す。

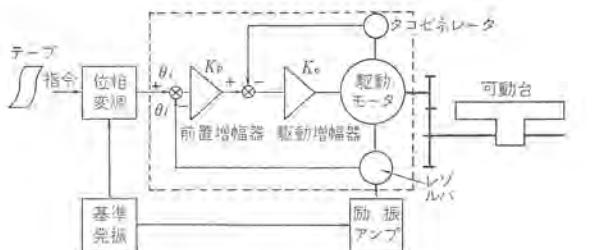
(1) オープンループ方式

パルスマータ駆動でよく知られた方式で検出器をもたずパルス出力でモータを段階的に駆動する方式である。パルスマータそのものの構造が量子化単位で動くようになっていて、多極励磁としてその位相をコントロールすることにより、所定の角度ずつ回転せしめる。1回転当たりのパルス数は機構上制限を受け且つ固定されている。又励磁回路は、L (インダクタンス) 負荷でしかもスイッチング動作を伴うため応答速度に制限を受け、最高パルス周波数が決まってくる。またリギング現象がでて、面精度の悪化や騒音発生の原因となる。

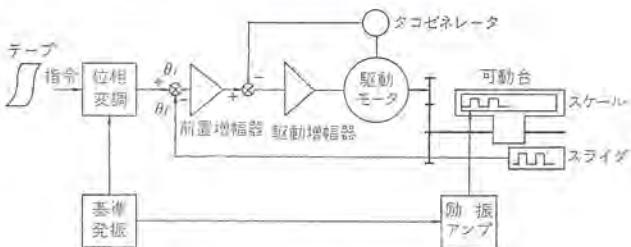
大容量の出力を電気で実現するには、効率が極端に悪いため、低容量電気パルスマータをメカニカルに結合した油圧モータが一般に用いられる。1回転150, 240及び300パルス当たりが実例としてあり、16kHzぐらいが最高である。10ミクロン/パルスの時で速度9.6m/minである。

(2) クローズドループ方式

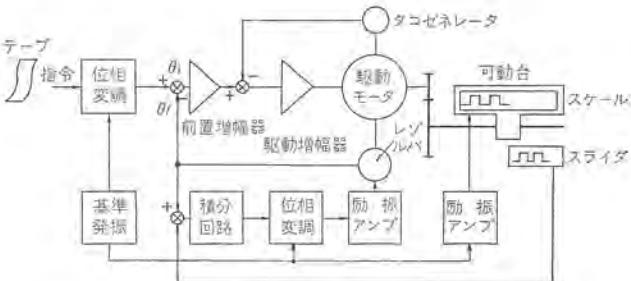
クローズドループ方式には3種類がある。図5.にその3方式のブロック図を示す。一つはセミクローズドループ方式といい、モータの反負荷側に位置検出器、例えばレザルバをつける方式で、送りねじのピッチ誤差、パックラッシュなどの機械誤差及び機械剛性が閉ループ系の外に出るので安定性に優れているが、制御精度は今一歩の面がある。一方完全クローズドループ方式は、検出器に例えればリニアインダクションを機械の最終位置に取付け、機械の運動を直接検出する方式であり、機械の非線形性や共振特性が閉ループ系内に含まれるため、安定性の点でセミクローズドループ方式より難があるが、構造や機械剛性の面で特別の考慮がしてあれば、良好な制御精度が期待できる。デュアルフィードバック方式では、セミクローズドループ方式の安定性と完全クローズドループ方式の制御精度の良い点を併用した方式で、レザルバとインダクションの両方を用い、主として大形機で高精度を要求される場合に適用される。この方式は回路的にレザルバの励振位相をインダクションの出力を変調して、機械系におけるすべての誤差を補償しているのが特長である。又駆動方式から分類すると、電気サーボと油圧サーボがある。一般に、電気サーボは直流モータ(低慣性形のミルスマータ)をサイリスタで全域電機子制御する方式で、保守性・経済性・フロアスペースの点で優れている。油圧サーボは、油圧モータとサーボ弁の組合せにより制御する方式で、パワー/重量比が大きい点が特長である。しかし、油



(a) セミクローズドループ方式



(b) 完全クローズドループ方式



(c) デュアルフィードバック方式

図5. NC サーボ方式のブロック図 (クローズドループ方式)
Block diagram of NC servo systems (closed loop system).

の取扱い油圧源より騒音が出るなどの欠点があり、今後は電気サーボが多く用いられる傾向にある。

図5.(a)で示すごとく、前置増幅器のゲイン K_P を位置ループゲインと呼んでいる。今、NCが指令する速度を F とし、可動台の指令位置との間には、位置の偏差すなわちループがあり、

$$K_P = \frac{F/60}{D} \quad \dots \dots \dots (3)$$

F : 送り速度 (mm/min)

D : ループ (mm)

K_P : 位置ループゲイン (rad/秒)

の関係がある。この K_P は、可動台の速度応答時定数 T (秒) とすると、

$$T = \frac{1}{K_P} \quad \dots \dots \dots (4)$$

となり、サーボシステムの重要なファクタである。一方、サーボシステムの位置決め精度は、このループゲイン K_P とタコゼネレータ(速度検出器)で、回転数に比例する電圧をフィードバックさせる速度ループを形成する回路のゲイン、いわゆる速度ループゲイン K_V の積に関係する。したがって機械へ与えるショックや、負荷状態より考え、 $K_P=10\sim25$ rad/秒に抑え、 K_V をできるだけ大きく(例えば70~700)したのが、ソフトサーボの思想である。

駆動モータの1回転当たりのパルス数、最高応答周波数の制限は直接モータの構造とは関係なく、単に検出器の分解能、サーボ回路、特に

位相変調方式における分割数及び所要の速度に見合った指令パルスのNC側の処理能力に従うものである。例えばモータが3,200 rpmにて9,600 mm/分とすると3 mm/revとなり、最高応答周波数は10ミクロンの場合300パルス/revとし、16 kHz、2ミクロンの場合1,500パルス/revとし、80 kHzとすればよく、したがって何んらスピードを犠牲にすることなく、又機械系の修正をしなくても小さい設定単位を実現することができる。但し最終的な精度の実現のためには、NC側のみではだめで、機械側もこれに応じて剛性を高める必要がある。

クローズドループにおける検出方式として、図5.に示すとくセミクローズドループでは、回転型検出器の多極ブラッシュレスレゾルバを使用するのが普通で、単体精度は15'~20'程度である。一方完全クローズドループの場合は、直線型検出器のリニアインダクションを使用し、単体精度は±2ミクロン、くりかえし精度は±0.25ミクロンである。

4. 高精度用NCの製作

一般的な工作機械の精度に関する要因について述べたが、高精度工作機械用として、今回製作された2ミクロン指令用NC MELDAS 4200/2Mについてその概略を記す。このNCは位置決め及び直線切削用である。

4.1 設定単位

3.2.1項にて述べた内補正値精度に主眼をおいて、2ミクロンという値とした。この結果3.3節で述べた1,500パルス/revという検出器の分割数を採用した。実際には、検出器は電気角で2 mm/サイクルなので、デジタル位相変調回路の分割数は1,000とした。

この結果振動周波数が4.5 kHzなので、4.5 MHzという高いクロック周波数を用いて位相変調器回路を構成した。従来は400分割で1.8 MHzであった。

位置決め速度は最高4,800 mm/分とし、40 kHzのパルス処理能力とするため、演算速度を引き上げるべく前記同様4.5 MHzのロジック周波数で動作する論理回路を開発した。

4.2 高感度サーボ

一般にサーボ回路においては、誤差を小さくしようとする力、すなわち、出力トルクは、その誤差の大きさに比例するが、この結果、入力指令単位が小さいほど追従性が悪くなる。

応答性を改善するためには、

- (i) D/A変換における微少誤差感度
- (ii) 低ドリフト
- (iii) 高ノイズマシン
- (iv) 高トルクゲイン

その他を改善した新しいサーボ回路を採用した。高トルクゲインとは、一般にサーボ剛性といわれるもので、指令(誤差)と出力トルクとの関係をいう。図6.はその関係を示す。従来10ミクロンで定格トルクであったものを引き上げて、2ミクロンでも十分なトルクが出るようにした。

4.3 検出器

3.3節で示した通り、完全クローズドループ方式又はデュアルフィードバック方式とするのが本命といえる。例えば完全クローズドループ方式を使用した場合、直線軸の場合リニアインダクション(回転軸の場合ロータリインダクション)が用いられる。図5.で示す検出器周辺回路の内の問題は次の通りである。

- (i) 基準発振: 4.5 kHz正弦波のひずみ率

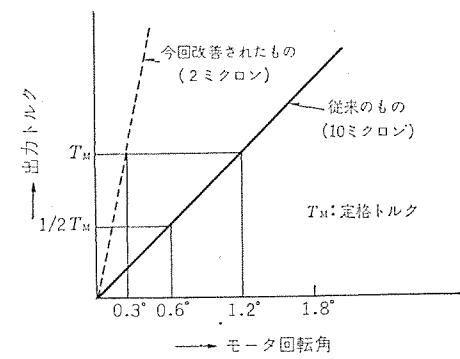


図6. サーボ剛性
Servo-stiffness.

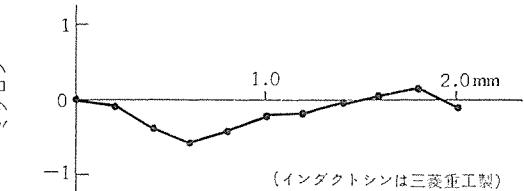


図7. リニアインダクションの内そう(挿)精度の例
Example of interpolation error of linear inductsyn.

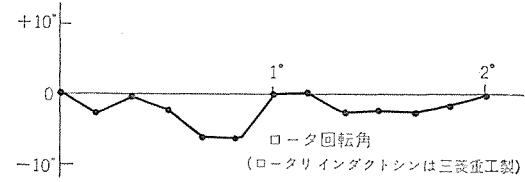


図8. ロータリインダクションの内そう精度の例
Example of interpolation error of rotary inductsyn.

(ii) インダクション: スケールごとの誤差分布、継ぎ目精度、取付け精度(間げき(隙)、平行度、スケール間距離等)等

スライドとしては96バー型を用いることにより、64バー型よりも良い継ぎ目精度が得られた。

(iii) 位相合成回路(出力θf): 2 mm以内における割り出し精度。インダクションより出てくる正弦波及び余弦波の2相出力を合成し、位相変調出力とする。スケールのつなぎ目、スケールの位置によるばらつきについては、補償できない。

なお、インダクションを用いる場合の制限としては機械側で共振周波数40 Hz以上、バックラッシュでは指令単位の7倍以内を守ってもらっているが、もし不可の場合は、デュアルフィードバック方式を適用して大形機などにも対処できる。インダクションの2 mm間の内そう精度の一例を図7.に、ロータリインダクションのそれを図8.に示した。又MELDAS-4200/2Mの主要な仕様を表3.に、外観図を図9.に示す。

5. むすび

今回の製作は位置決め直線切削用NCのみであったが、この思想は旋盤専用MELDAS-5100や、新しいシリーズとしての位置決め直線切削用NC MELDAS-4000シリーズ、輪郭切削用NC MELDAS-5000シリーズに継承され、高精度用NCの開発のもとになった。これらについては、又別の機会に紹介することにする。今後は、工作機械のNC化率がますます増加するものと思われ、その中にも高精度化の要求が高まつくるので、工作メーカの協力を得て、NCのみならず機械系も含めて、精度の良い工作機械の実現に取組みたいと考える。(昭和48-11-8受付)

表 3. MELDAS-4200/2 M の主な仕様
Specifications of MELDAS-4200/2 M.

項目	MELDAS-4200/2 M	MELDAS-4200 (参考)
適用工作機械	フライス盤中ぐり盤 マシニングセンタ	フライス盤中ぐり盤 マシニングセンタ
制御機能	位置決め, 直線切削	位置決め, 直線切削
制御軸数	2~5	2~5
同時制御軸数	2	2
補間機能	0° 45° 90°	0° 45° 90°
指令単位 (μ)	2	10/5
最大指令値 (mm)	±9,999.998	±9,999.99/±9,999.995
最大送り速度 (mm/min)	4,800	9,600
工具位置補正量 (mm)	±99.998	±99.99/±99.995
手動ハンドル (mm/回転)	0.2	1.0/0.5
バックラッシュ補正量 (mm)	0.002~0.062	0.01~0.32/0.005~0.165
現在位置表示 (mm)	±9,999.998	±9,999.99/±9,999.995
ドウェル時間 (s)	0.1~99.9	0.1~99.9
駆動方式	3φ SCR増幅器—ミルスマータ又は サーボバルブ—油圧モータ	3φ SCR増幅器—ミルスマータ又は サーボバルブ油圧モータ
位置検出器	レゾルバ, インダクション ディアルフィードバック	レゾルバ, インダクション ディアルフィードバック



図 9. MELDAS-4200/2 M の外観図
Appearance of numerical controller MELDAS-4200/2 M.

参考文献

- (1) 沢田: NC 機の位置決め精度の測定について, 機械, 75, 637 (昭 47-2)
- (2) 難波: NC 加工, 生産と技術, 24, 5 (昭 47)
- (3) 戸田ほか: 加工精度向上のための問題点, 機械と工具 (昭 47-9)

- (4) 高沢: 製品化過程における精度設計, 機械と工具 (昭 47-11)
- (5) 浜岡, 石橋: リフトサーボ技術, 新駆動方式の開発で評価を一変, 機械と工具 (昭 47-9)
- (6) 浜岡, 吉田: NC システムとインダクション位置検出, 機械と工具 (昭 46-9)
- (7) 弘中ほか: 大形工作機の数値制御装置, 三菱電機技報, 45, No. 10 (昭 46)

オゾンによる上水処理技術

田畠 則一*・森 貢*

Treatment of Service Water with Ozone

Central Research Laboratory Norikazu Tabata・Mitsugu Mori

Ozone treatment of service water is in practical use in European countries. In Japan it is studied as a means of deodorising service water and now in the stage of practical application. In taking up this treatment in Japan, there are several technical problems to need further investigation because of different condition from European service water projects. The first question raised is which process is superior in deodorising effect; ozone treatment or activated carbon treatment. However, many reports on the study of this comparison have revealed that the ozone treatment is better than the other and its predominance seems to be confirmed so far. In this article are discussed many problems on treatment technique, such as problems of nitric acid radical, residual ozone in water and ozone decomposition of exhaust gas. Lastly the performance of a contact tank of gas and liquid which is the most important in the study of treatment devices.

1. まえがき

オゾンは西欧において古くから上水処理に使われており⁽¹⁾、近年水源水の汚染が進むに従って急速に増加している。西欧におけるオゾン処理の目的は殺菌であったが、近年はビールの不活性化、脱臭、脱色も大きなウェイトをしめ、さらに活性炭との共用等により有機物等の除去を含めて広く水質改善を目的としている⁽²⁾ところもある。

我が国における上水のオゾン処理は脱臭を目的として最近急速にクローズアップされてきたものであり、第1号プラントが尼崎市水道局神崎浄水場に建設された。建設をめざしてパイロットテスト中の所も多々ある。

オゾン処理を我が国で行なう場合、西欧諸国と事情が異なるために問題とされ、検討すべき技術的問題点がいくつかあった。それらは我が国の水道水の水質基準、および水源水としての河川水の水質が外国とは異なること、環境基準が異なっていることに起因しているが、水道水という人間生活に最も密着したものを扱う関係上、特に慎重を期したためと思われる。

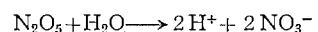
オゾン処理による臭気除去効果等に関する報告⁽³⁾⁽⁴⁾は多く発表されているので、ここではオゾンによる上水処理技術の内で問題とされた、処理水中における硝酸性窒素の問題⁽⁵⁾、水中残留オゾンの問題、排気オゾン処理の問題についてのべ、最後にすべてに関係する重要な問題である気液接触^(槽)の特性⁽⁶⁾について述べる。

2. オゾン処理による硝酸性窒素の変化

上水のオゾン処理による水質変化の一つとして、硝酸性窒素の増加が好ましからざるものとして問題とされた。実際に空気を原料として無声放電式オゾン発生器によりオゾンを発生させると、オゾンとともに窒素酸化物が副生するので、この窒素酸化物による硝酸性窒素の増加は避けられない。しかし上水処理に用いられる程度のオゾン注入量では、オゾン発生器に起因する硝酸性窒素の増加は問題とならないことを示す。したがってオゾン処理による硝酸性窒素の増加の問題は、酸化剤を使った水処理による硝酸性窒素の増加の問題ということになり、増加の原因は対象とする水にあることがわかる。

2.1 オゾン発生器よりの窒素酸化物発生量

空気を原料として無声放電によりオゾンを発生させると、五酸化窒素(N_2O_5)というきわめて水溶性の高い窒素酸化物がオゾンとともに副生し、水に溶けて硝酸根となる。



この五酸化窒素の発生量は無声放電の放電形態と関連しており、放電形態に影響を与える空気乾燥度の影響を強くうける。すなわち原料空気の乾燥度が低下すると、オゾン発生量は低下し、五酸化窒素の発生量が増加する。

オゾンを水処理に用いる場合にはオゾン量に対する窒素酸化物の割合が問題となるので、空気の乾燥度を高めることは硝酸性窒素の減少に大きな効果をもつことになる。

図1. は原料空気の露点に対してオゾン発生量と五酸化窒素の発生量の比を示したものである。五酸化窒素は水に溶解させたときの硝酸性窒素あるいは硝酸根として表示している。

窒素酸化物の発生量の測定値にばらつきが大きいのは、量的に微量なことも一因であるが、空気乾燥度が悪く、発生量の大きなところの方がばらつきが大きいのは発生量自身が不安定であるものと思われる。これは放電の不安定さに基づくものと考えられる。空気露点が $-40^{\circ}C$ のところでは測定値のばらつきも小さくなっている。無声放電の状態も非常に安定なところである。

2.2 オゾン処理水中の硝酸性窒素

オゾン発生器よりオゾンとともに副生する窒素酸化物の量が求められたので、上水処理にオゾンを適用した場合のオゾン発生器に起因する硝酸性窒素の増加量が次式より推測される。

$$C_N (\text{ppm}) = \frac{O_{rq} (\text{ppm}) \times c_n (\%)}{\eta (\%)} \times \frac{c_n (\%)}{O_{in} (\text{ppm})} \times \frac{100}{O_{in} (\text{ppm})}$$

C_N : 処理水中の硝酸性窒素増加量

O_{rq} : 被処理水のオゾン必要量

η : 気液接触装置のオゾン吸収率

O_{in} : 被処理水へのオゾン注入量

c_n/O_{in} : オゾン化空気中の硝酸性窒素とオゾンの比(図1. の縦軸)

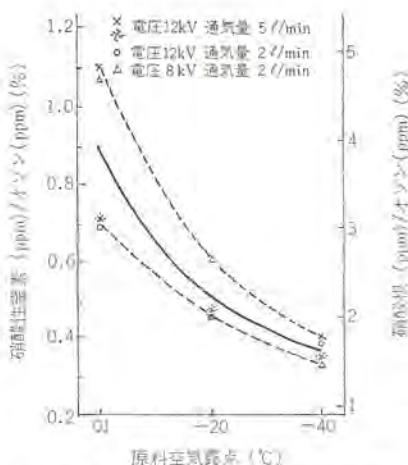


図 1. 原料空気乾燥度とオゾン—窒素酸化物発生量比率
Ratio of air material dryness to produced volume of ozone-nitric oxide.

注入オゾン量により決まるオゾン化空気中の五酸化窒素はすべて水中に溶解して硝酸性窒素となるので、上式の c_n/o_3 は図 1. の結果を使えばよい。またオゾン必要量が決まると、できる限りオゾン吸収率の高い気液接触装置を使うほうがオゾン注入量が小さくなるので、硝酸性窒素の増加も小さくなる。

一例として必要オゾン吸収量 2 ppm、気液接触装置のオゾン吸収率 80% の場合はオゾン注入量は 2.5 ppm となり、原料空気の露点が -40°C とするとオゾン発生器に起因する処理水中の硝酸性窒素の増加は 0.01 ppm となる。水質基準では硝酸性窒素が 10 ppm 以下と定められていることからみても、オゾン注入量が数 ppm の場合にはオゾン発生器に起因する硝酸性窒素の増加はまったく問題にならない値であることがわかる。

つぎに淀川水系上流の某浄水場と、下流の某浄水場の浄水に対する試験結果の一例について述べる。

図 2. は淀川水系上流の流域汚染を受けない河川水を取水している浄水場の凝集沈殿水と試験原水とし、オゾン処理を行なったときの硝酸性窒素の増加を示したものである。

図中の直線はオゾン発生器による硝酸性窒素による硝酸性窒素の増加の推定値である。測定値の方が若干大きくなっているが、これは水中の窒素化合物の酸化分解によるものであろう。しかし、この試験原水のように水質のよい水では、水質に起因する硝酸性窒素の増加も微々たるものである。

図 3. は淀川水系下流の河川水を取水している浄水場のろ過水を試験原水とし、オゾン処理を行なったときの硝酸性窒素の増加を示したものである。

図中の直線は同じくオゾン発生器による硝酸性窒素の増加の推定値であり、測定値の方がはるかに大きくなっているのは水質によるものと思われる。

以上の結果よりオゾン処理によって硝酸性窒素が増加するのは原水の水質によるものであり、オゾンという強い酸化剤で酸化処理を行なった場合の水質変化として考える必要がある。

オゾンの有機物に対する反応はすべて明らかになっているわけではないが、少なくとも窒素化合物が硝酸性窒素にまで分解されている分に関しては浄化と考えてよいものと思う。したがってオゾン処理による硝酸性窒素の増加は硝酸性窒素が有害とならない範囲では問題とならないものと考えられる。

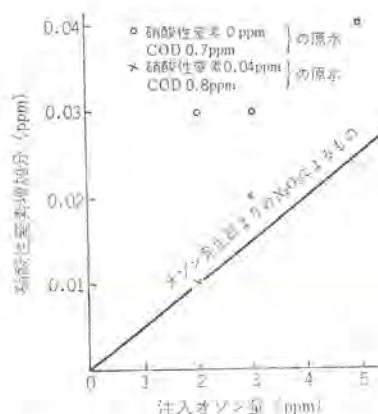


図 2. 上水のオゾン処理による硝酸性窒素の増加 (淀川水系上流)
Increase of nitric-N by ozone treatment of service water.

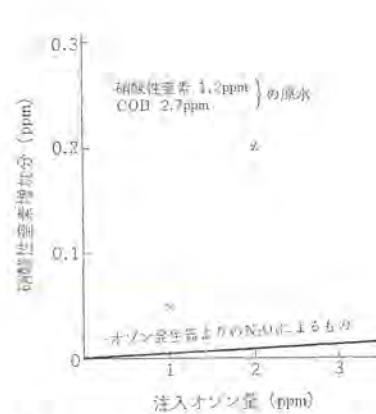


図 3. 上水のオゾン処理による硝酸性窒素の増加 (淀川水系下流)
Increase of nitric-N by ozone treatment of service water.

3. 水中残留オゾンの分解

西欧における殺菌を目的としたオゾン処理では、水中におけるオゾンの残留時間の短いことが、殺菌効果の持続性が短いとして欠点の一つにあげられている。しかし我が国の脱臭を目的としたオゾン処理では脱臭効果を発揮した後、オゾンがすみやかに分解することが必要条件とされた。すなわち配水池(蛇口)でオゾン臭が検知されると、繊細な国民性からみて、問題になると考えられたからである。

水中残留オゾンがオゾン臭として検知される限界を実験的に求めた結果、残留塩素による塩素臭によってマスクされる程度により、相当異なるが、塩素臭が非常に弱い場合でもオゾン濃度が 0.1 ppm 以下になるとオゾン臭の検知が困難であることがわかった。従ってオゾン処理後、配水池を経て家庭の蛇口に達するまでの時間に 0.1 ppm 以下に分解するかどうかを検討した。

3.1 残留オゾン濃度による分解時間の変化

浄水(ろ過水)にオゾンを注入し、水中残留オゾンの濃度変化を測定した結果を図 4. に示す。残留オゾンの測定は紫外線吸収法によった。水温は室温と平衡していると考えられるので約 20°C である。

図より初期オゾン濃度が高い方が寿命が長くなっているのは、オゾン注入量の増加に従って水中の還元物質が減少しているためと考えられる。しかし初期残留オゾンが 1.9 ppm の場合でも 1 時間

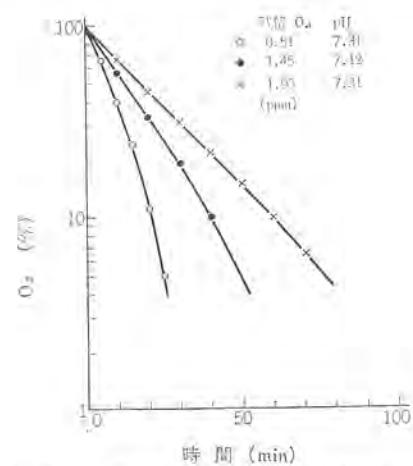


図 4. ロ過水の残留オゾン濃度とオゾン分解時間
Residual ozone concentration of filtered water and ozone soluble time.

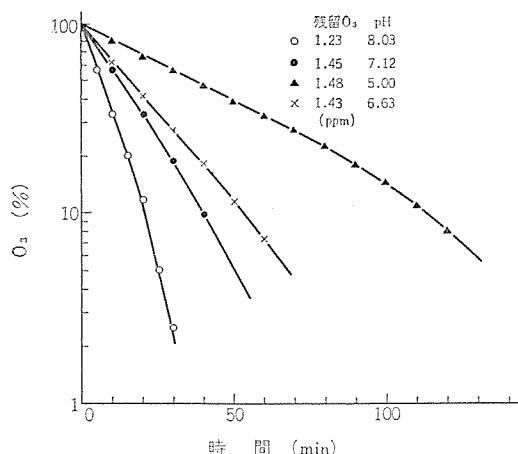


図 5. ろ過水の pH とオゾン分解時間
pH of filtered water and ozone soluble time.

で 90% の分解が起こっており、河川水を水源とする我が国の水道水ではオゾンの寿命は短いと考えてよいものと思われる。濃度の半減時間は 8~17 分となっている。

3.2 pH によるオゾン分解時間の変化

淨水に H_2SO_4 , $NaOH$ を加えて pH を調整し、オゾン注入量を一定にして水中残留オゾンの濃度変化を測定した結果を図 5. に示す。

初期残留オゾン濃度に変化がみられるのはオゾン注入後、濃度測定セルに移す間の分解が含まれているからである。pH の増加に従って寿命が非常に短くなることがわかる。

以上の結果から、オゾン処理後家庭まで数時間のおくれがある配水系統では、注入オゾン量が極端に多くない限り残留オゾンは問題とする必要がないと考えられる。また使用水量の増加により配水池等の滞留時間が十分にとれないときは pH 調整のやり方による残留オゾンの分解促進も考えられる。後の気液接触装置のところで述べるが、空気ばく(曝)気により水中残留オゾンを追い出すことも可能である。

4. 排気中のオゾン処理(活性炭法)

オゾンを水処理に適用するとき、オゾン濃度が 5,000~10,000 ppm のオゾン化空気を用いるので、オゾン吸収率が 90% の気液接触装置を用いても 500~1,000 ppm のオゾンが排出され、環境基準よりみて非常に高性能の排オゾン処理装置が必要となる。

現在排オゾン処理法としては、活性炭法・燃焼法・薬液洗浄法等があるが、上水処理の場合には技術的経済的に最も有利であると考えている活性炭法について説明する。なお燃焼法は燃焼熱が有効に利用できる場合には有利な方法であり、淨水場をシステム的に検討する場合には必ず考慮すべき方法である。

4.1 活性炭オゾン分解初期特性

活性炭(木質炭ガス用、6~10 メッシュ)の初期特性として、オゾン分解に対するガス空塔速度とオゾン濃度の影響を調べた。

図 6. はガス空塔速度の影響を調べたもので、オゾン濃度が入口で 1 (g/m^3) (約 500 ppm) の場合に、出口オゾン濃度をケミカルミネッセンス法の検出限界である 0.002 ppm 以下に処理するに必要な塔高さをガス空塔速度に対して示したものである。

この結果よりわかるように、空塔速度と必要高さはほぼ直線関係となり、直線は 0 点を通らないがそのそれは活性炭粒径と同等であることから、オゾンの分解は活性炭そう(槽)内滞留時間で決まるこ

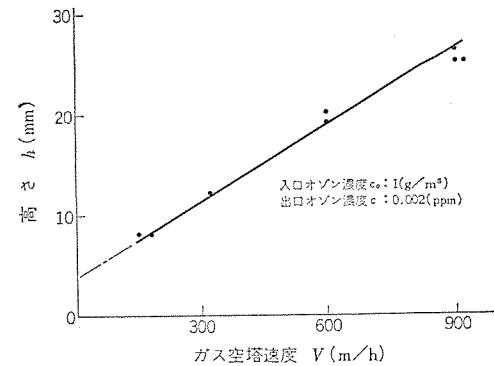


図 6. ガス空塔速度と活性炭の必要高さ
Gas air tower speed and necessary height of activated carbon.

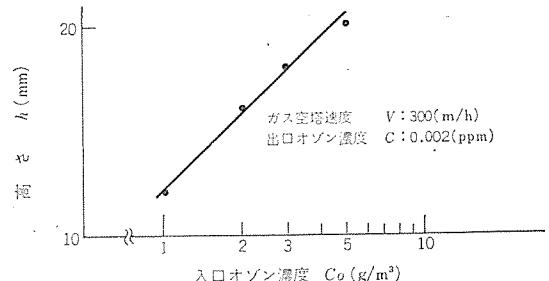


図 7. 入口オゾン濃度と活性炭の必要高さ
Inlet ozone concentration and necessary height of activated carbon.

となる。

図 7. はガス空塔速度が 300 (m/h) のとき、出口オゾン濃度を 0.002 ppm 以下にするに必要な塔高さを入口オゾン濃度に対して示したものである。

図 7. の直線より次の実験式が成立するが、これは入口オゾン濃度が 1 g/m^3 で成立するものである。

$$c = c_0 \exp \{ - (16.9 h/v + 9.9) \} \dots \dots \dots \quad (1)$$

c : 出口オゾン濃度

c_0 : 入口オゾン濃度

h : 活性炭の高さ (mm)

v : ガス空塔速度 (mm/s)

式(1)より入口オゾン濃度と出口オゾン濃度を決めると必要最小滞留時間が決まり、空塔速度を決めると活性炭の必要最小高さが決まるが、これは非常に小さな値であり、必要塔高さを決める場合には次に述べる寿命の点のみを考慮すればよいことになる。

4.2 活性炭のオゾン分解寿命特性

初期特性の測定と同じ活性炭を使い、入口オゾン濃度 1 (g/m^3)、ガス空塔速度 300 (m/h) の条件で寿命特性を求めた。

図 8. は試験結果を示したものであり、試験法はガラスカラム中に一定量の活性炭(35 g, 30 mm 高さ)を入れ、出口側よりオゾンが漏えい(洩)しあげるまでの時間を測定する。オゾンが漏えいしあげると再び一定量の活性炭を追加し、漏えいしあげるまでの時間を測定する。一層当たりの寿命は層が増加するに従ってしだいに増加するが、頭うちに一定値におちつく。図 8. は一層当たりの寿命変化を示したものである。また活性炭入口側オゾン濃度、およびガス流量がわかっているので、活性炭の単位重量当たりの分解オゾン量が計算できる。オゾンと活性炭の当量関係も縦軸に示している。

図 8. より寿命特性として次式の実験式が得られる。

$$t = t_0 \{ 1 - \exp(-kh) \} \dots \dots \dots \quad (2)$$

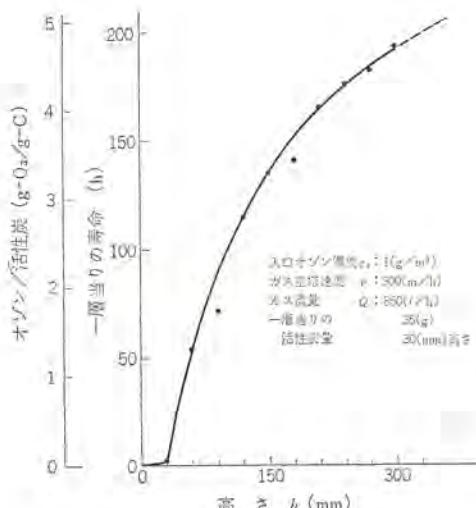


図 8. 高さと一層当たりの寿命
Height and life for each layer.

t : 単位高さ当たりの寿命 (h)

t_0 : 単位高さ当たりの飽和寿命 (h)

k : 定数 (ガス空塔速度, オゾン濃度, 活性炭粒度の関数) 図 8. では 5.23×10^{-3} (1/mm)

h : 活性炭の高さ (mm)

式 (2) を初期特性を考慮してそう (槽) 設計に便利なように書き換えると次のようになる。

$$T = T_0 \left[1 - \frac{1}{\kappa \tau} (1 - \exp(-\kappa \tau)) \right] \quad (3)$$

T : そう内滞留時間を τ としたときの活性炭単位重量当りのオゾン分解量 ($\text{g-O}_3/\text{g-c}$)

T_0 : 活性炭単位重量当りの飽和オゾン分解量 ($\text{g-O}_3/\text{g-c}$)

τ : そう内滞留時間 (s)

κ : 定数 (1/s)

この試験に使用した 6~10 メッシュの木質炭では T_0 と κ はそれぞれ 6 と 0.436 となるので式 (3) は次式となる。

$$T = 6 \left[1 - 1/(0.436\tau) \left[1 - \exp(-0.436\tau) \right] \right] \quad (4)$$

以上、寿命特性について述べたが、これらの結果から活性炭そう内の空気滞留時間を十分長くとると (そうの高さを高くとる)、活性炭 1 g で分解できる オゾン量は飽和値として 6 g となり、滞留時間が小さくなると式 (4) に従って小さくなる。

初期特性ではオゾンの分解に必要な滞留時間が非常に小さいにもかかわらず、寿命特性では十分大きな滞留時間をとらないと活性炭 1 g 当りの オゾン 分解量が飽和値に達しない理由は、活性炭の オゾン 分解能が、初期特性として現われる非常に分解定数の大きなところから寿命特性で現われる小さなところまで分布しているためである。

図 9. は寿命試験後の活性炭層内の オゾン 濃度分布を示したもので、高さに対する オゾン 濃度の減少が初期特性に相当する非常に急激なところから、寿命末期の非常に小さなところまで分布している様子がわかる。

4.3 活性炭そうの温度上昇

活性炭を排気 オゾン 处理に使用するとき、活性炭の突然現象が発生している。実際に活性炭を不用意に オゾン 分解に使用して燃焼あるいは爆発を起こした例もある。しかし上水処理の排気 オゾン 处理では燃焼の恐れのないことを次に述べる。

活性炭は着火温度が 300~400°C であり、排気 オゾン 处理に利用し

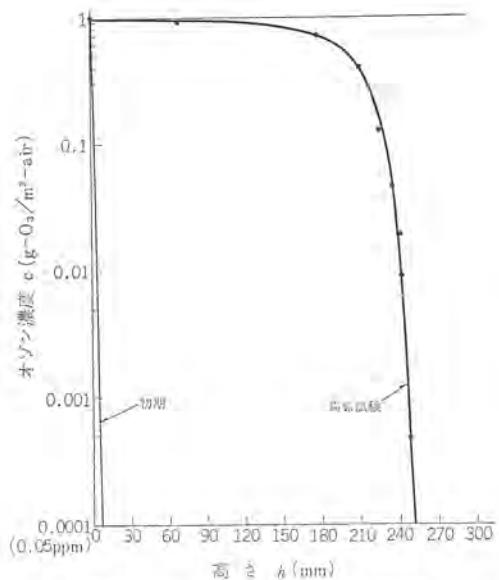


図 9. 活性炭層内の オゾン 濃度分布
Distribution of ozone concentration in the activated carbon layers.

た場合にも通常はこの温度にならないと燃焼は起こらない。しかし活性炭に窒素酸化物が蓄積すると 100°C ぐらいの低い温度で燃焼が起る。特に窒素酸化物の蓄積している活性炭に高濃度の オゾン を通すと オゾン の分解熱で突然現象あるいは爆発を起す。無声放電形の オゾン 発生器では オゾン と同時に窒素酸化物が副生するので、通常の オゾン 発生器で使用する濃度の オゾン 化空気を直接活性炭に通すと必ずといってよい程爆発を起す。オゾン 化空気中の窒素酸化物は非常に水に溶けやすいので、水洗により簡単に除くことができる。また上水処理の排気 オゾン 中には窒素酸化物が含まれることはない。

次に オゾン 分解による活性炭の温度上昇を考えると、 オゾン の活性炭による分解の主反応を、最も発熱量の大きい炭素の炭酸ガス化としても $1 (\text{g}/\text{m}^3)$ の濃度の オゾン を分解したときの空気温度上昇は約 3°C である。これは発熱部である活性炭と熱交換しててくる空気の温度であり、活性炭の温度上昇はこれより高くなるが、活性炭と空気の熱伝達率より考えて活性炭温度と空気温度の差は数十度であり、燃焼温度とは大きな差がある。空塔速度により異なるが、 オゾン 濃度が $20 (\text{g}/\text{m}^3)$ 位になると活性炭の温度上昇による燃焼を考慮する必要がある。

以上に述べたように上水処理の排気 オゾン では、窒素酸化物が含まれていないこと、 オゾン 濃度が小さいことにより燃焼の恐れは全くないといえる。

5. 気液接触装置

オゾン をいかに効率よく水中へ溶解するかということは、 オゾン の利用率を高めるうえで重要なことはいうまでもないが、さらに排気 オゾン 处理の点からも重要である。

オゾン による上水処理では処理対象によって、水中 オゾン 濃度を一定値以上にし、一定時間保持するという要請がでてくるが、この要請を満足する経済的な装置を設計するには、 オゾン 発生装置・気液接触装置・排ガス処理装置・制御監視装置をシステム的に検討する必要がある。この場合に中心となるのが気液接触装置の特性であるが、この特性に関しては経験的な実用試験により設計に必要な特性を求めているのが現状であり、多くのパラメータをかえてシステム検討をおこなえるような一般的特性を得る必要があった。

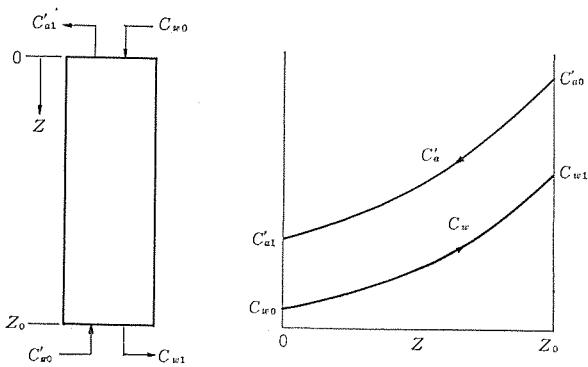


図 10. 気液向流接触そう(槽)モデル
Model of contact tank of mutually opposite flow of gas and liquid.

ここでは上水処理に最もよく使われるディフューザ方式気液接触装置におけるオゾン吸収特性について理論的実験的に検討した結果⁽⁶⁾について述べる。

5.1 気液向流方式単一そうの特性

気液向流方式の気ほう(泡)塔における気中オゾン濃度 c_a' と水中オゾン濃度 c_a は次の方程式を解くことによって求められる。(図 10. 参照)

$$\frac{dc_a'}{dz} = \frac{L}{G'} \left(\frac{dc_a}{dz} + A \frac{\tau}{z_0} c_a \right) \quad (4)$$

$$\frac{dc_a}{dz} = \frac{s(1-h)}{L} K_L a \left\{ K \left(1 + \frac{z}{10} \right) c_a' - c_a \right\} - \frac{A\tau}{z_0} c_a \quad (5)$$

ここで記号は次の通りである。

z : 水の流れ方向の長さ (m)

z_0 : 塔高さ (m)

G' : オゾン化空気流量 (水温換算流量) (m³/h)

L : 水の流量 (m³/h)

c_a' : 気中オゾン濃度 (水温換算濃度) (g/m³)

c_a : 水中オゾン濃度 (g/m³)

τ : 水のそう内滞留時間 (min)

s : そうの断面積 (m²)

h : ガスホールドアップ (-)

a : 気液界面積 (m²/m³)

K_L : 液側総括物質移動係数 (オゾン) (m/h)

K : 気液分配係数 (オゾン) (g/m³-水/g/m³-空気)

A : オゾンの水中分解定数 (1/min)

ガスホールドアップ h および気液界面積 a はガス空塔速度 U_G と水深の関数となり、実験式として次のようにあらわせる。

$$h = \frac{2.32 \times U_G^{0.89} \times 10^{-3}}{1 + z/10} \quad (6)$$

$$a = \frac{9.16 \times U_G^{0.75}}{(1 + z/10)^{2/3}} \quad (7)$$

U_G : ガス空塔速度 (m/h)

気液分配係数 K および液側総括物質移動係数 K_L は水温 t_a の関数となり、次式のようにあらわせる。

$$K = 0.604 / (1 + 0.063t_a) \quad (8)$$

$$K_L = (0.22 \pm 0.02) \times (1 + 0.034t_a) \quad (9)$$

オゾンの水中分解定数 A は水中オゾン濃度 $c_{a0}=0$ が t 分後に次式の c_a になるとして定義したものであり、水質により A は変化する。

$$c_a = c_{a0} \exp(-At) \quad (10)$$

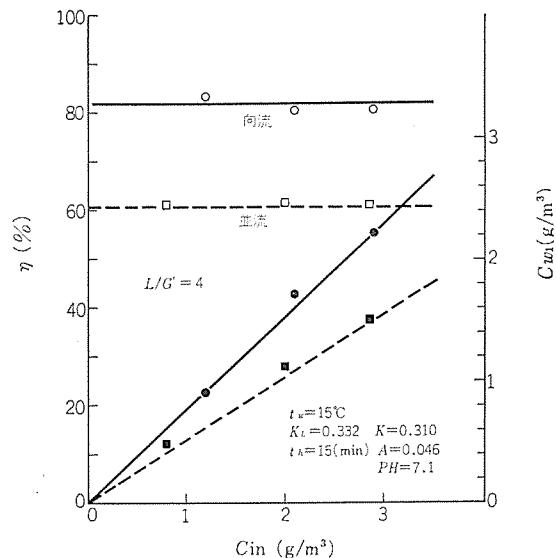


図 11. 注入オゾン量とオゾン吸収率
Injected ozone volume and ozone absorption rate.

また半減期 t_h を使うと A と t_h の関係は次のようになる。

$$t_h = \ln 2/A \quad (11)$$

結局、方程式 (4) と (5) を連立させて解けばよいのであるが、向流の場合には境界条件として、 $z=z_0$ で $c_a' = c_{a0}'$ 、 $z=0$ で $c_a = c_{a0}$ が与えられるので、 $z=z_0$ で $c_a = c_{a0}$ を仮定して数値計算をおこない、 $z=0$ で c_a が境界条件として与えられた c_{a0} と一致するように c_{a0} を変化させて c_{a0} を決定し、境界条件を c_{a0} から c_{a0} に変換することによって $c_a(z)$ 、 $c_a'(z)$ を求めることができる。

5.1.1 オゾン注入量とオゾン吸収率の関係

液ガス比 L/G' を 4、塔高 z_0 を 5 m とし、オゾン注入量 c_{in} を変化させたときのオゾン吸収率 η と、出口水中オゾン濃度 c_{a0} の計算値と実験値を図 11. に示す。計算値では水中オゾンの半減期 t_h が一定であれば、 η は c_{in} には無関係に一定となる。また c_{a0} は c_{in} に比例して増大する。実験値も c_{in} が 1 ~ 3 ppm では η はほぼ一定となっているが c_{in} が小さいときに η が増加する傾向にある。 c_{in} がさらに小さいところでは η は増加し、 c_{a0} が減少すると考えられる。これは水中に含まれる微量のオゾン消費物質によりオゾンが消費されるので、オゾンの注入量が小さいところではオゾンの半減期 t_h が小さくなると考えられるからである。オゾン注入量が大きいところではオゾンの分解は自己分解が主となり、水温と pH により半減期 t_h が決まることがある。この範囲では η は c_{in} の影響を受けなくなる。

5.1.2 液ガス比とオゾン吸収率の関係

オゾン注入量 c_{in} を 3 ppm、塔高 z_0 を 5 m として、液ガス比 L/G' を変化させたときのオゾン吸収率 η と出口水中オゾン濃度 c_{a0} の計算値を図 12. に示す。実験値は省略しているが、 L/G' が 2 ~ 6 の範囲で計算値とよく一致している。上水の場合には気泡塔におけるオゾンの吸収は L/G' に大きく影響されることがわかる。

5.1.3 塔高とオゾン吸収率の関係

オゾン注入量 c_{in} を 3 ppm、液ガス比 L/G' を 6, 4, として、塔高 z_0 を変化させたときのオゾン吸収率 η と、出口水中オゾン濃度 c_{a0} の計算値を図 13. に示す。実験は z_0 が 3 ~ 5 m の範囲でおこなったが、計算値とよく一致している。塔高の増加は気泡と水との接触時間の増大、塔底における圧力増加の要因となり、オゾンの吸収に大きく影響することがわかる。

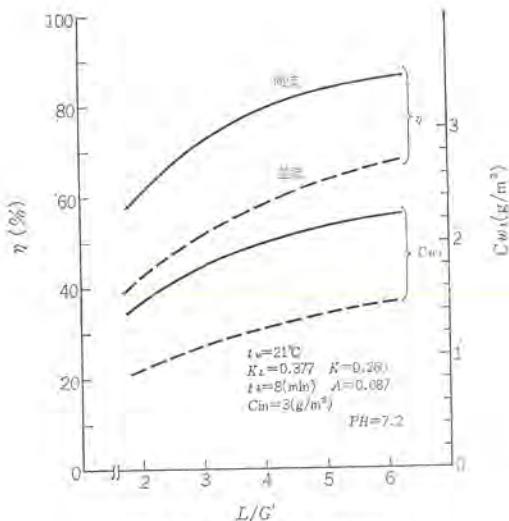


図 12. L/G とオゾン吸収率
L/G and ozone absorption rate.

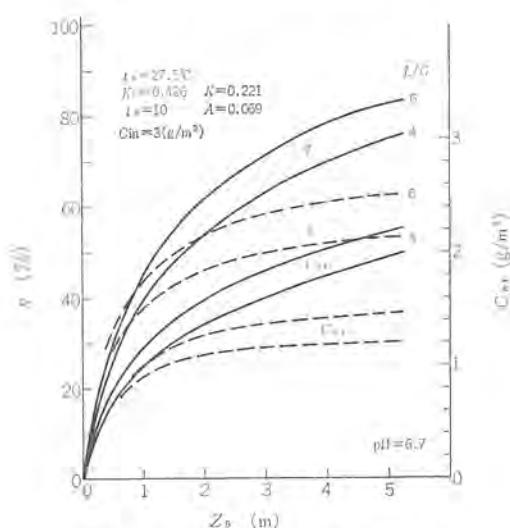


図 13. 接触そう高さとオゾン吸収率
Ozone absorption rate of contact tank.

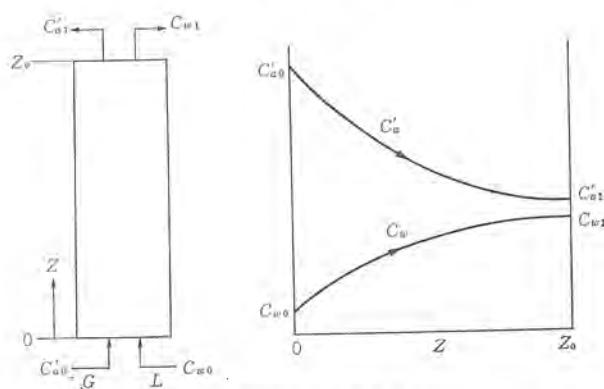


図 14. 気液並流接触そうモデル
Contact tank model of parallel flow of gas and liquid.

5.2 気液並流方式單一そうの特性

気液並流方式の場合は向流の場合の方程式(4)～(7)を次の式(12)～(15)にかえればよい。(図14. 参照)

$$\frac{dc'_a}{dz} = -\frac{L}{G'} \left(\frac{dc_a}{dz} + A \frac{\tau}{z_0} c_a \right) \quad (12)$$

$$\frac{dc_a}{dz} = \frac{s(1-h)}{L} K_{La} \left\{ K \left(1 + \frac{z_0 - z}{10} \right) c_a' - c_a \right\} - \frac{A\tau}{z_0} c_a \quad (13)$$

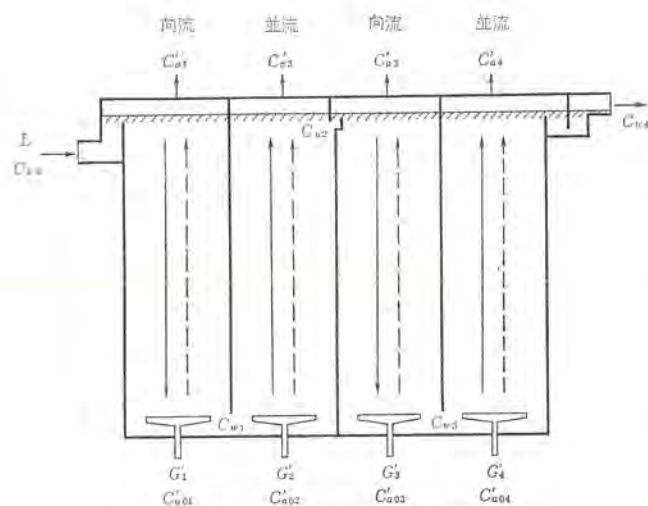


図 15. 多段気液接触そうモデル
Multi stage contact tank of gas and liquid.

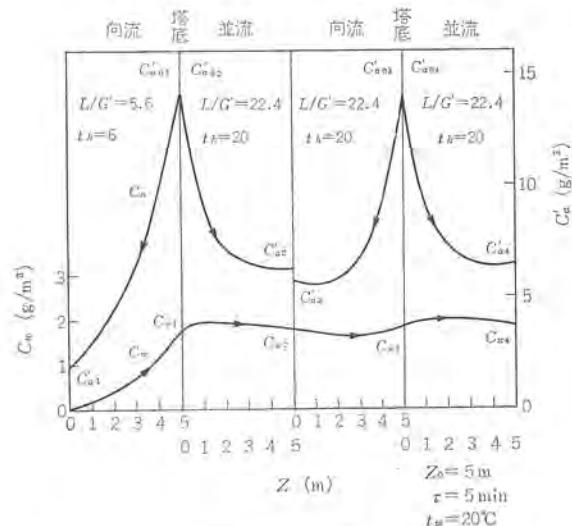


図 16. 多段気液接触そうモデル計算例(1)
Calculated example of multi stage contact tank of gas and liquid (1).

$$h = \frac{2.32 \times U_G^{0.80} \times 10^{-3}}{1 + (z_0 - z)/10} \quad (14)$$

$$a = \frac{9.16 \times U_G^{0.75}}{\{1 + (z_0 - z)/10\}^{2/3}} \quad (15)$$

特性計算例は図11.～13. に向流の場合と比較して示している。並流の場合は向流の場合に比してオゾン吸収率が小さいので単独で用いると不利であるが、 そう内の水中オゾン濃度分布(高さ方向)が一様になるので、多段そうの二段目以降には用いられる。

5.3 多段気液接触そうのモデル計算

单一そうにおけるオゾン吸収率、水中オゾン濃度分布が計算により求められるようになったので、実装置における気液並流、向流を組合わせた多段気液接触そうの水中オゾン濃度分布、オゾン吸収率を求めるプログラムを開発した。モデルは図15. に示すように向流と並流を交互に組合わせたもの(図15. では4段)であり、適宜各段の空気流量 G_t とオゾン濃度 c'_{a0i} を変化させることにより、種々の条件に対応できる。例えば G'_t を0とし、そう内滞留時間を0とすればその段をとばしたことになり、また c_{a0i} を0とすればその段は空気ばっ氣で水中オゾン濃度の除去に使用したことになる。

実装置においては気ほう塔と比べて、水流速に横流分、不均一さ

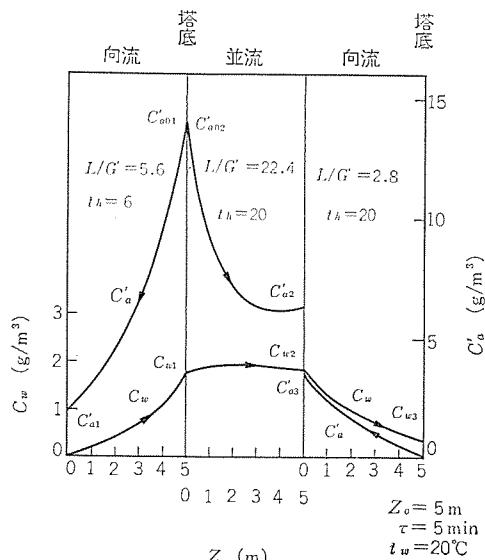


図 17. 多段気液接触モデル計算例 (2)
Calculated example of multi stage contact tank of gas and liquid.

が加わるので補正係数が必要となるが、このモデルでもオゾンの吸収特性の概略は(把握)できるので、オゾン水処理装置のシステム的検討には十分使えるものと考えている。

計算例として図 16. に、一段目向流・二段目並流・三段目向流・四段目並流の四段気液接触塔において、水中オゾン濃度を2 ppm 近傍に保つ場合を示す。一段目でほぼ所定のオゾン濃度にし、二段目以降ではガス量を減らして水中オゾンの分解減少分を補なう程度にオゾンを供給している。水中におけるオゾンの半減期は一段目では微量のオゾン消費物質の存在を仮定して6分とし、二段目以降は水質の変化により20分とした。オゾン吸収率は一段目が約86%，二段目が約55%，三段目が約58%，四段目が約53%となつておる、

総合で約74%となっている。

別の計算例として図 17. に、一段目向流、二段目並流で水中オゾン濃度を2 ppm に保ち、三段目向流で水中オゾン除去の場合を示す。三段目の空気泡流で水中オゾン濃度が0.4 ppm 以下にさがっている。残留オゾンの除去にこの方法も用いることができる。オゾン吸収率は一段目が約86%，二段目が約54%であり、総合で約80%となっている。三段目のオゾン除去率は約79%である。

6. む す び

オゾンによる上水の脱臭処理が我が国でも本格的に実施される時期にあたり、これまで水道関係者の御指導により実施してきた処理技術上の問題点の検討結果をまとめてみた。今後のプラント建設における具体的な検討の際に、少しでも役に立てば幸いである。

なお、実験検討の際に御指導、御意見を賜わった尼崎市水道局の出口富雄氏、京都市水道局森脇祥寿氏ほか関係者諸氏に深謝いたします。

参 考 文 献

- (1) H. Lebout : Ozone Chemistry and Technology, American Chemical Society, 450 (1959)
- (2) M. Simon et al. : gwf, 32, 872 (1968)
- (3) 出口, 他 : 水道協会雑誌, 449号, 18 (昭47)
- (4) 京都市水道局臭い水対策研究会 : 水道協会雑誌, 462号, 10 (昭48)
- (5) 田畠, 森 : 用水と廃水, 15, 37 (昭48)
- (6) 田畠, 森 : 化学工学, (投稿中)

色素レーザの発振波長に与える溶媒効果の検討

高橋 健造*・草川 英昭*

Solvent Effect on Wavelength of Stimulated Emission from Dye Laser

Central Research Laboratory Kenzo Takahashi • Hideaki Kusakawa

The features of dye laser consist in the tunability of oscillated wavelength and the abundance of kinds of laser-active dyes. However, if the output energy of laser oscillation is taken into account, the range of tuning wavelength and the kinds of dye are considerably limited from the standpoint of practical use. Accordingly, as a means to widen the range of tuning wavelength without lowering the output energy, it has been considered to use a tuning method utilizing solvent effect jointly to the conventional tuning method by physical process and its practicability has been studied. As a result it is successful to widen the range of laser oscillation wavelength to the extent of 10~100 Ångstrom with a dyesingle solvent system. Also it has been made clear that the fluorescence characteristics and the oscillation characteristics are not expressed with simple correlation in the dye-mixed solvent system.

1. まえがき

最近けい光の誘導放出を利用した色素レーザの研究が多数報告されている⁽¹⁾。この色素レーザの特長は、高出力エネルギーは得難いがレーザの一般的特長である単色性、可干涉性に優れていることのほかに従来の固体レーザやガスレーザでは得られなかったチューナビリティ(可同調性)にある。すなわち用いるけい光色素のけい光スペクトルの範囲で、数百オングストロームの波長域で任意にレーザ発振波長を選べることにある。これと共に色素の種類の豊富さにより、紫外から可視域にわたる全波長域でレーザ光を得ることができるという長所があるために分光学用光源や分子の共鳴吸収を利用する装置例えは大気汚染監視装置等に用いられ実用化されてきている⁽²⁾。

さて色素レーザの発振波長のチューニング(同調)は現在回折格子を用いて物理的方法で行なわれているが、広い波長範囲でチューニングする場合けい光スペクトルのすそ(裾)野の波長域で著しい出力エネルギーの低下を作り、そこでけい光スペクトル自体の波長を溶媒効果を利用してシフトさせることにより出力エネルギーを低下させずに発振波長

域を広げることを考え、色素レーザの発振波長に与える溶媒効果について検討した。

2. 色素レーザの概要及び問題点

最初に色素レーザの構成、作動原理、および問題点を簡単に説明する。けい光を有する有機化合物によるレーザ作用の可能性が1966年SorokinとLankardら⁽³⁾によりクロロアルミニウムフタロシアニンのアルコール溶液を用いて実証されてからほぼ7年経たが、その間に多くのけい光性有機化合物がレーザ活性物質として使用できることが明らかにされた。これらの主なものを表1に示す。表よりローダミン、フルオレッセン等を含むキサンテン系色素、種々のカルボシアニン系色素、及び置換基のついたクマリン系化合物についてよく研究されていることがわかる。これらのけい光性有機化合物は多くの場合可視域に吸収を有する色素であるために、これらの化合物によるレーザはいわゆる「色素レーザ」と呼ばれる。色素レーザはこれらのけい光性有機化合物(以後これを色素と呼ぶ)を水又は有機溶媒(主にアルコールが用いられる)に10⁻⁴~10⁻³ mole/l程度の濃度に溶かした色素溶

表1. 主なるレーザ活性なけい光性有機化合物
Principal fluorescent organic chemical compounds activating laser.

波長領域 (nm)	けい光性化合物	分類	溶媒	けい光の量子効率	発振波長域 (nm)	文献
300	p-terphenyl		dioxane	0.93	343~356	(4)
350	2(1-naphthyl)-5-phenyl-oxazole		ethyl alcohol	~0.9	398~400	(4)
400	p, p'-diphenyl stilbene	stilbene compound	DMF ベンゼン	~0.9	409 409	(4) (5)
450	4-methyl umbelliferone		H ₂ O	~0.7	454	(6)
	7-diethyl amino-4-methyl-coumarin (DAMC)	coumarin compound	ethyl alcohol		445~457	(7)
500	calcein blue		ethyl alcohol (basic)		449~490	(8)
	fluorescein		H ₂ O		530~570	(9)
550	rhodamine 6G	xanthene dye	ethyl alcohol	0.84	552~607	(8)
600	rhodamine B		ethyl alcohol		573~627	(10)
700	chloroaluminum-phthalocyanine		ethyl alcohol chloronophthaleine		756 708	(11) (12)
800	3,3'-diethylthiatri-carbocyanine iodide	carbocyanine dye	methyl alcohol DMSO		796 816	(13) (13)
900 1,000	1,1'-diethyl-2,2'-quino-tricarbocyanine iodide		acetone		990~1,070	(13)

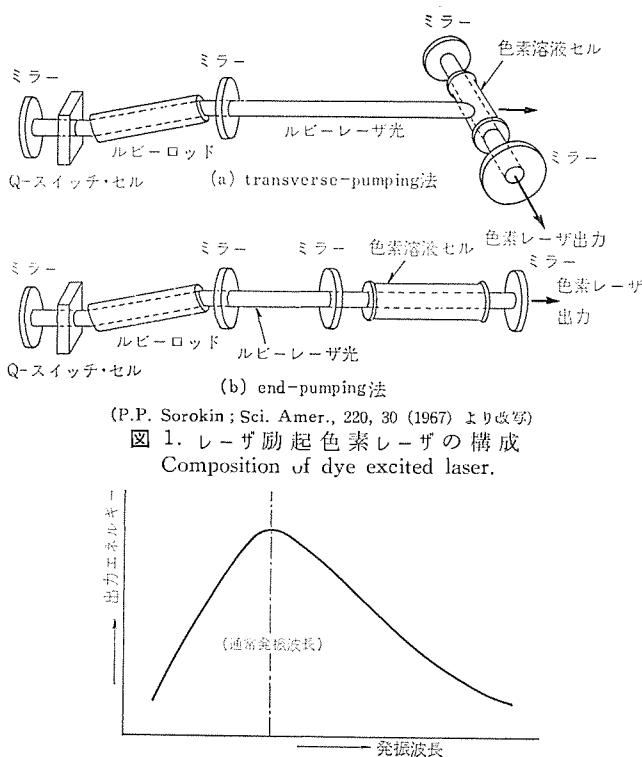


図 1. レーザ励起色素レーザの構成
Composition of dye excited laser.

図 2. 同調発振波長と出力エネルギーの関係
Relation between tuning oscillation wavelength and output energy.

液を含む円柱状のガラス又は石英のセルと光共振器を形成するための2枚の鏡、及び色素溶液をポンピング(光励起)するための固体レーザ又は立ち上がりの速いフラッシュランプより構成される。一例としてSorokinらによって開発されたルビーレーザによるtransverse-pumping法とend-pumping法による色素レーザの構成を図1.に示す。

次に図1.を参考しながら色素レーザの作動原理を説明する。ルビーレーザ光によりポンピングされ励起された色素分子は、けい光を發して基底状態にもどり始めるが、ごくわずかのけい光は光共振器の光軸上を進むことになる。このけい光が鏡によって反射され再び色素溶液を通過する時励起色素分子を刺激してけい光の誘導放出を起こさせる。これが光増幅過程であり、2枚の鏡の間の光軸上を光が数回往復することによって光エネルギーの急激な増加すなわち発振が起こる。これを一方の鏡の外へ導き出したものがレーザ光である。

色素レーザのチューニングは図1.で一方の鏡を回折格子で置き換え光軸に対する傾きを変え反射率に波長特性を与えることにより行なわれる。この時のレーザ発振を通常レーザ発振(2枚の鏡で光共振器を構成した場合)に対して同調レーザ発振と呼ぶ。同調発振波長と出力エネルギーの関係は図2.のようになり⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾最大となる波長は通常発振波長と一致する。図より明らかなように同調発振させた場合出力エネルギーの著しい低下を伴う。従って出力エネルギーをある値以上に保とうとすれば発振波長域は実用上かなり制限されてしまう。又レーザ活性な色素の種類は多いが比較的高出力エネルギーの得られる効率の高い色素は限られている。そこで効率の高い色素を用いた色素レーザで出力エネルギーを低下させずに同調発振波長域をより広げることができれば非常に効果は大きい。この方法として、回折格子を用いて色素溶液系のけい光スペクトルの波長域で行なう物理的なチューニング法と、色素溶液系のけい光スペクトルの波長自体をシフトさせるいわば化学的なチューニング法の併用が考えられる。

化学的チューニング法としてGutfeldら⁽¹⁶⁾がすでに溶液のpHを変

えた場合の効果について報告しているが、本研究では溶媒効果によるけい光スペクトルの波長シフトの効果を取りあげてみた。

3. 試料及び実験方法

色素として効率の高いローダミンB、ローダミン6G及びクマリン系色素に含まれるジエチルアミノ-4メチルクマリン(DAMC)を用いた。けい光スペクトルに溶媒効果を効果的に与えるには溶媒の極性(誘電率)をできるだけ広い範囲で変えてやればよい。しかし溶解性の問題や溶媒によってはけい光性を失なうものもあるのでローダミンB、6Gに対しては一連のアルキルアルコールを用い、DAMCにはエチルアルコールとトルエンの混合溶媒を用いた。実験に用いた試料溶液をまとめて表2.に示す。吸収及びけい光スペクトルの測定は島津マルチパス自記分光度計MPS-50Lを用いて行なった。測定誤差は±2 nmである。色素レーザ発振器の構成は図1.のルビーレーザによるtransverse-pumping方式を用いた。但しポンピング光はルビーレーザの第2高調波(3,472 Å)を用い、セルは円筒セルの代りにけい光スペクトル測定と共に四面透明な石英製標準セル(40×10×10の角柱)を用いた。レーザ発振はすべて2枚の鏡(ローダミン色素レーザでは580~650 nmで反射率99%と95%のものを、DAMC色素レーザでは410~480 nmで反射率100%と95%のものを用いる)で光共振器を構成した通常発振でありポンピング光の最大出力は20 mJであった。レーザ発振波長の測定は分光写真法で行なった。測定誤差は±1 nmである。又出力エネルギーは写真の黒化度より相対的に求めた。

表2. 試料溶液
Test solution.

溶媒	試料溶液	溶媒		試料溶液
		エチルアルコール	誘電率*	
アルキルアルコール	ローダミンB 6G	100vol.% + 0vol.%	24.3	D-1
メチルアルコール	B-1	G-1	50vol.% + 50vol.%	D-2
エチルアルコール	B-2	G-2	20vol.% + 80vol.%	D-3
n-ブロピルアルコール	B-3	G-3	10vol.% + 90vol.%	D-4
iso-ブロピルアルコール	B-4	G-4	5vol.% + 95vol.%	D-5
n-ブチルアルコール	B-5	G-5	0vol.% + 100vol.%	D-6
sec-ブチルアルコール	B-6	G-6		
tert-ブチルアルコール	B-7	G-7		

* 25°Cでの値

4. 実験結果と考察

4.1 ローダミン色素レーザ

ローダミンB及び6Gの分子構造及び吸収・けい光スペクトルをエチルアルコール溶液(B-2, G-2)を代表にとって図3.に示す。また各アルキルアルコール溶液における吸収ピーク波長、吸光係数及びけい光ピーク波長、けい光強度(近似的にけい光の量子効率に比例する)をまとめて表3.に示す。図3.より明らかなようにけい光スペクトルはその短波長側で吸収スペクトルと重なる。そのために誘導放出されたけい光の短波長側は未励起色素分子に再吸収され、一般に得られるレーザ光の中心波長はけい光ピーク波長より長波長となる。ローダミン色素レーザの発振波長、発振スレッショルド入力エネルギー(E_{th}:レーザ発振させるに必要な最低ポンピングエネルギー)及び出力エネルギーの相対値(E_{output})を表3.に併記する。全体としてけい光の相対強度が大きい試料溶液ほど発振スレッショルド入力エネルギーが小さく出力エネルギーが大きくなる傾向が見られる。出力エネルギーは多小ばらつくが表3.のようにB-2, G-2のエチルアルコール溶液と比べた場合、tert-

表 3. ローダミン B および 6 G 色素溶液の吸光、けい光およびレーザ発振特性
Light absorption fluorescence and oscillation characteristics of rhodamine B and 6 G dye solution.

試料溶液	吸光特性		けい光特性		レーザ発振特性		
	ピーク波長 nm	吸光係数 ^a mL/mole·cm	ピーク波長 nm	相対強度 ^{**}	発振波長 nm	E_{th} mJ	E_{output}^{***}
B-1	540	9.6×10^4	595	60	595, 595, 596	~10	90
B-2	539	8.5×10^4	595	100	594, 592, 594, 593	<5	100
B-3	539	7.7×10^4	596	106	603, 601, 599, 601	~5	105
B-4	534	5.1×10^4	589	99	588, 588, 589, 589	~5	110
B-5	540	7.2×10^4	596	110	597, 598, 598, 597	~5	120
B-6	539	4.7×10^4	595	79	592, 592, 592, 593	~5	90
B-7	533	9.0×10^4	582	43	発振せず	>20	—
G-1	523	7.3×10^4	578	90	578, 578, 578	~5	110
G-2	525	6.0×10^4	582	100	578, 578	<5	100
G-3	526	5.0×10^4	580	110	582, 582	~5	120
G-4	527	6.2×10^4	579	104	582, 579, 579, 578	~5	140
G-5	529	7.1×10^4	595	99	580, 582	~5	110
G-6	529	6.0×10^4	584	100	580, 580, 580	~5	120
G-7	530	5.5×10^4	584	84	出力微弱のため測定不可能	>20	—

^a モル吸光係数 ($l/mole \cdot cm$)

** B-2, G-2 の強度を 100 とした時の相対値

*** B-2, G-2 の E_{output} を 100 とした時の相対値

ブチルアルコールを除いてほとんど低下は見られないと言える。次に溶媒効果によるけい光ピーク波長及びレーザ発振波長のシフトを見るために、図 4 に溶媒の誘電率に対する各波長をプロットしてみた。図よりけい光ピーク波長とレーザ発振波長がかなり良く一致していることがわかる。これは我々が用いたセルが小形であり、液全体をポンピングしているために未励起分子による再吸収の効果が少ないためと思われる。又けい光強度の低い試料では出力エネルギーが低く、特に tert-ブチルアルコール溶液ではけい光強度が非常に弱いために、レーザ発振し難く発振しても出力が非常に弱い。これらの発振波長、出力を考え合わせるとけい光特性とレーザ発振特性の間にはかなりきれいな相関性があると言える。溶媒効果によるレーザ発振波長のシフト範囲はローダミン B で 110 \AA 、ローダミン 6 G で 40 \AA であった。

4.2 DAMC 色素レーザ

DAMC の分子構造並びにエチルアルコール 100 % 溶液 (D-1) 及びトルエン 100 % 溶液 (D-6) の吸収・けい光スペクトルを図 5 に示す。各試料溶液の吸収・けい光スペクトルのピーク波長及びけい光の相対強度を表 4 にまとめて示す。けい光ピーク波長はかなり広い波長域で変化していることがわかる。次に DAMC 色素レーザの発振波長、発振スレッショルド入力エネルギー及び出力を表 4 に併記する。けい光のピーク波長と発振の中心波長の相関性を見るために横軸に混合溶媒組成をとり、各波長をプロットすると図 6 のようになり先程のローダミン色素レーザとは異なる結果が得られた。すなわちエチルアルコールが 50 vol. % 以上では、けい光ピーク波長とレーザ発振の中心波長はほぼ一致しているが、20 vol. % 以下ではけい光ピーク波長が急激に短波長にシフトしているにもかかわらず、レーザ発振波長はわずかに短波長にシフトしているにすぎない。又トルエン 100 % の D-6 試料はけい光強度は他の試料に劣らぬほど強いのにもかかわらずレーザ発振しなかった。色素分子の電子状態に影響を与える溶媒分子はごく隣接したものと考えられる。けい光ピーク波長がエチルアルコール 20 vol. % 以下で急激な変化を示したのは、それ以上では極性の大きいエチルアルコール分子が選択的に DAMC に溶媒和していたものが、トルエンの過剰によってトルエン分子の溶媒和の効果が現れてきたためと解釈される。これに対してレーザ発振の中心波長がわずかな変化しか示さなかったことは溶媒和の効果が自然放出(けい光)と誘導放出(レーザ発振)で異なることを意味するものと思われる。又トル

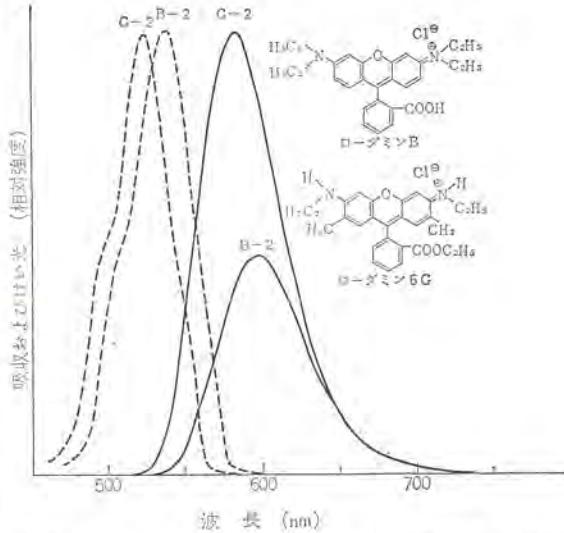


図 3. ローダミン B および 6 G の吸収およびけい光スペクトル
(溶媒: エチルアルコール, 濃度: $1 \times 10^{-3} \text{ mole/l}$)
Absorption and fluorescent spectra of rhodamine B and 6 G.

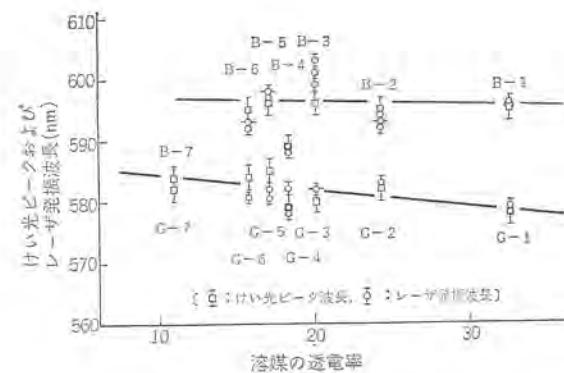


図 4. ローダミン色素レーザにおけるけい光ピーク波長とレーザ発振波長の相関性
Correlation between fluorescent light peak wavelength and laser wavelength in the case of rhodamine B dye laser.

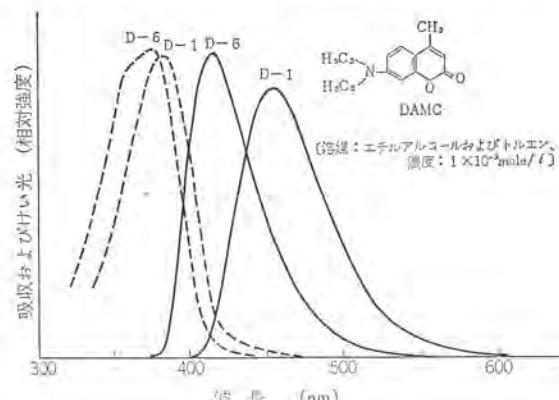


図 5. DAMC の吸収およびけい光スペクトル
(溶媒: エチルアルコール および トルエン,
濃度: $1 \times 10^{-3} \text{ mole/l}$)
Absorption and fluorescent light spectra of DAMC.

エン 100 vol. % でレーザ発振しなかった理由を調べるために、混合溶媒組成に対してレーザ発振のスレッショルド入力エネルギーをプロットしたのが図 7 である。明らかにエチルアルコール 20 vol. % 以下でスレッショルド入力エネルギーの急激な増大が見られる。一般に色素溶液のレーザ発振条件は

表 4. DAMC の色素溶液の吸光、けい光およびレーザ発振特性
Absorption fluorescence and laser characteristic of dye solution of DAMC.

試料溶液	吸光特性		けい光特性		レーザ発振特性		
	ピーク波長 nm	吸光係数*	ピーク波長 nm	相対強度**	発振波長	E_{th} mJ	E_{output} ***
D-1	383	1.12×10^4	453	100	453, 454, 453	<5	100
D-2	381	1.16×10^4	449	130	447, 448, 449, 450	~5	80
D-3	380	1.22×10^4	441	96	449, 448, 449, 446	~5	50
D-4	377	1.21×10^4	435	113	445, 446, 447, 446	~10	50
D-5	376	1.22×10^4	425	126	446, 446, 447	~15	50
D-6	375	1.24×10^4	415	113	発振せず	>20	—

* モル吸光係数 ($l/mole \cdot cm$)

** D-1 の強度を 100 とした時の相対値

*** D-1 の E_{output} を 100 とした時の相対値

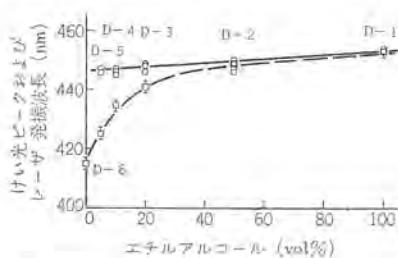


図 6. DAMC 色素レーザにおけるけい光ピーク波長とレーザ発振波長の相関性

Correlation between fluorescent light peak and laser oscillation wavelength in the case of DAMC dye laser.

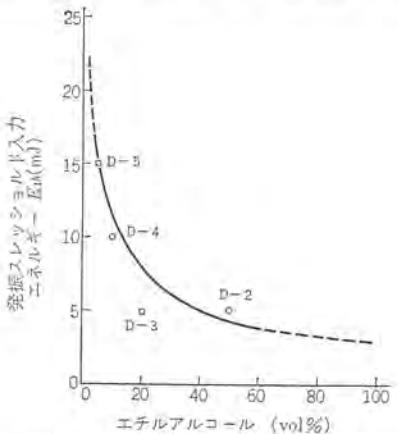


図 7. DAMC 色素レーザにおける混合溶媒組成と発振スレッショルド入力エネルギーの関係

Relation between mixed solvent composition and oscillation threshold input energy.

- (i) けい光の量子収率が少なくとも 0.6 以上あること⁽⁴⁾。
 - (ii) ふく(幅)射遷移確率が大きいこと。
 - (iii) ストークシフトが大きいこと ($S_0 \rightarrow S_1$ 吸収がけい光と重ならないこと)。
 - (iv) $S_1 \rightarrow S_0$, $T_1 \rightarrow T_0$ 吸収とけい光が重ならないこと。
- である。D-6 試料の場合けい光強度の低下は認められないで(i)は除かれる。表 4. の吸光係数を見ると溶媒組成に依存している

いので(ii)も除かれる。(iii)については図 5. より D-6 の方が D-1 に比べてストークシフトが小さくなっている。(iv)については測定値がないので不明である。このことよりおそらく(iii)又は(iv)の条件より DAMC のトルエン溶液は発振しないものと考えられる。以上混合溶媒を用いた場合にはけい光特性とレーザ発振特性は単純な相関性では表わせないことがわかった。溶媒効果による DAMC のレーザ発振波長のシフト範囲は $\sim 60 \text{ \AA}$ であった。

5. むすび

溶媒効果を利用した色素レーザの化学的チューニング法の有用性について検討した。

けい光スペクトルの溶媒効果の大きい色素では 100 \AA 以上の波長範囲でチューニングできることがわかり、かなり有用性のあることが判明した。単一溶媒ではけい光特性とレーザ発振特性の間にきれいな相関性が見られるが、混合溶媒を用いた場合には単純な相関性では表わせないことがわかった。混合溶媒系での挙動については今後さらに詳しく調べる必要があると思われる。

参考文献

- 草川：(総説)，化学の領域，26, 11 (昭 47)
- 猪股、五十嵐：画像技術，2, 46 (昭 46)
- P. P. Sorokin and J. R. Lankard : IBM Journal, 10, 162 (1966)
- H. P. Broida and S. C. Haydon : Appl. Phys. Lett., 16, 142 (1970)
- H. W. Furumoto and H. L. Cecon : IEEE J. Quantum Electron, QE-6, 262 (1970)
- B. B. Snavely, O. G. Peterson and R. F. Reithel : Appl. Phys. Lett., 11, 275 (1967)
- B. C. Fawcett : IEEE J. Quantum Electron, QE-6, 473 (1970)
- B. B. Snavely and F. P. Schafer : Phys. Lett., 28A, 728 (1969)
- T. F. Deutsch and M. Bass : IEEE J. Quantum Electron., QE-5, 260 (1969)
- P. P. Sorokin, J. R. Lankard, V. L. Moruzzi and E. C. Hammond : J. Chem. Phys., 48, 4726 (1968)
- P. P. Sorokin, J. R. Lankard, E. C. Hammond and V. L. Moruzzi : IBM J., 11, 130 (1967)
- W. E. K. Gibbs and H. A. Kelloch : IEEE J. Quantum Electron, QE-3, 419 (1967)
- 宮副、前田：応用物理，37, 610 (昭 43)
- R. J. von Gutfeld, B. Welber and E. E. Tynan : IEEE J. Quantum Electron, QE-6, 532 (1970)
- 伊東、草川、高橋：応用物理，39, 1,067 (昭 45)

プラスチック電線の耐環境性

飯阪 捷義*・狩野 勇**

Environmental Durability of Plastic Covered Wires

Manufacturing Development Laboratory Katsuyoshi Iisaka
Central Research Laboratory Isamu Karino

Thermal deterioration has been studied in various atmospheres on PVC wires which contain two kinds of plasticizers. PVC containing TOTM shows lower speed in losing weight than the one containing DOP by thermal treatment below 200°C. From measurements of chlorine and plasticizer contents remained in PVC, the degree of their contribution to weight loss of PVC wires has been investigated.

Thermal deterioration tests have been made under condition of heat cycle and in freon gas. By examination of variations with time on electrical and mechanical properties of PVC wires, the results have been compared with those made available in air.

1. まえがき

電気機器の長期信頼性は、機器内に使用されているプラスチック電線の寿命によって支配される場合が多くある。一般にプラスチックは熱、光、化学的および物理的条件によりその諸特性が経時変化を行なうという特長を持っている。そのため種々の使用条件下での特性の経時変化を調べることは、機器の長期信頼性を向上させるうえで重要な問題である。ポリ塩化ビニル樹脂(PVCと呼ぶ)を被覆材とするプラスチック電線は価格が低廉であり、また不燃性・耐老化性・耐油性・耐薬品性等の諸特性が他の樹脂に比べて比較的すぐれているため、各種の電気機器に広範囲に使用されている。

一般にPVCは単独で使用されることではなく、使用目的によって各種の可塑剤・安定剤・充てん剤などの副資材が種々の割合で配合されて実用に供されている。配合剤の中で可塑剤はプラスチック電線の場合においては20~40 wt %程度の割合でPVC中に含まれており、諸特性に重要な影響を与える。通常PVC電線の耐熱性は可塑剤の種類によって区別されている。数多くある可塑剤の中でDOP(ジユエチルヘキシルフルарат)が一般用としてもっとも多く使用されており、次いでDOPよりも沸点の高いTOTM(トリユエチルヘキシルトリメリテート)が耐熱クラスとして多く使用されている。

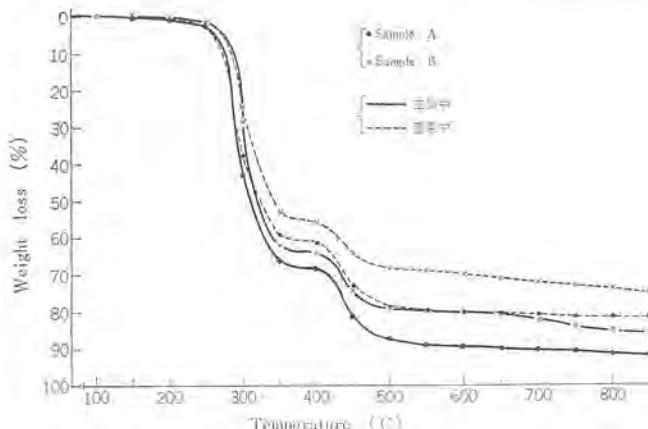
機器の実際の使用条件としては空気中のほかに比較的高温で湿気、オゾン、腐食ガスその他の薬品ふんい気中という場合が多い。したがって単純に空気中だけではなく各種のふんい気中での熱安定性を調べることが重要な課題である。この研究の目的は、はじめに可塑剤の違いが熱処理によってPVCの物理化学的性質の変化にどのような影響を与えるかを知り、次いで各種使用条件下での実用性質の経時変化を調べることである。

2. PVC樹脂の熱処理による物理化学的性質の変化

導体許容最高温度が可塑剤の種類によって異なる2種類の市販PVC電線被覆材を熱処理することによって、どのように物理的および化学的性質が変化するかを重量損失・塩素量・可塑剤量の測定および熱重量分析(TGA)、赤外分析(IR)により調べた。表1に使用したPVCの組成分析結果を示す。プラスチック電線はいずれも同一メーカーの製品で、電線径3.0 mm、導体径1.5 mmである。熱処理はプラスチック電線のままで140、160および180°Cの熱風循環式乾

表1. 実験に用いた試料
Test samples.

試料	導体許容最高温度(°C)	成 分 (wt %)				
		樹脂	可塑剤	無機充てん剤	安定剤	滑剤
Sample A	85	60	DOP 25	CaCO ₃ TiO ₂ カオリジン	12 鉛塩系 1.5	パラフィン 1.5
Sample B	105	55	TOTM 25	CaCO ₃ TiO ₂ カオリジン	16 鉛塩系 1.5	パラフィン 1.5

図1. 各種ビニル樹脂の熱重量変化
Thermogravimetric curves of PVC.

燥炉の中につるし、各種時間保持することによって行なった。重量損失を除くすべての測定は電線から被覆材をはぎとることによって行なった。

図1は室温から約850°Cまで5°C/分で昇温し比較的短時間(約3時間以内)で試料の熱重量変化を知ることができるTGの測定結果を示したものである。ふんい気ガスは空気および窒素を用いた。空気中と窒素中とではほぼ同じ温度で重量が減少はじめている。これは二つのふんい気中では類似した反応機構によって重量減少が起こっていることを示している。第1段階の反応は250°Cから350°Cの範囲で起こっており、これは温度位置および重量減少分からして可塑剤の揮発逸散とPVCに特有の脱塩酸⁽¹⁾によるものがあらわされる。400°Cから500°Cにかけての第2段階の反応は高分子主鎖の切断⁽²⁾⁽³⁾によるものであり、空気中では窒素中に

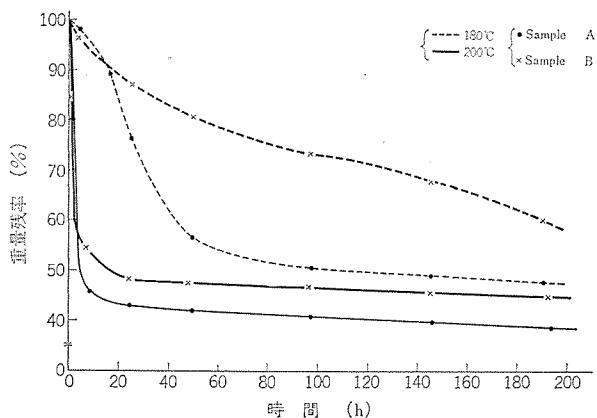


図 2. 各種温度での減量の時間特性
Time dependence of weight retained at 180° and 200°C.

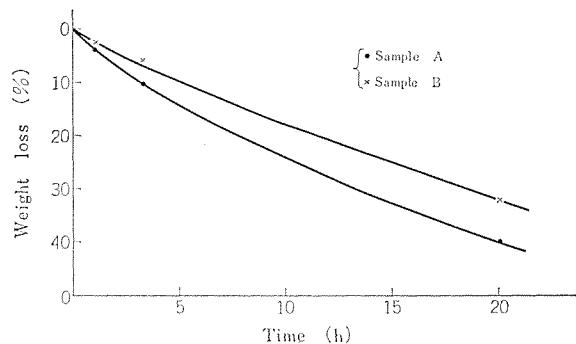


図 3. 180°C での可塑剤量の時間特性
Time dependence of plasticizer content at 180°C.

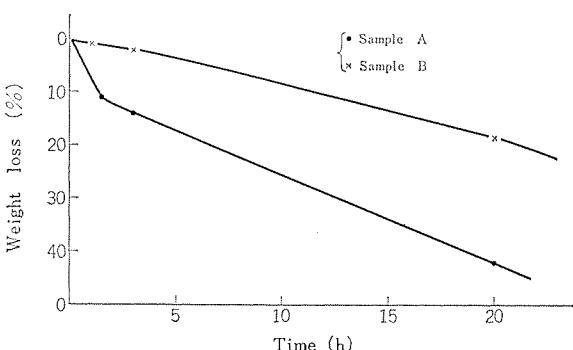


図 4. 180°C での塩素量の時間特性
Time dependence of chlorine content at 180°C.

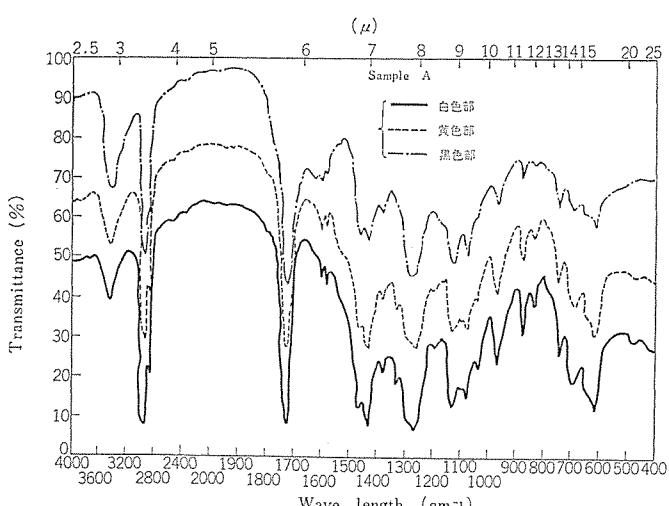


図 5. ビニル樹脂の加熱劣化による赤外吸収スペクトルの変化
Infrared spectra of thermal degraded PVC.

比べて大きい重量損失を示しているのは酸化による切断も同時に起きるためである。また、Sample B のほうが Sample A より両反応段階とも 10~20°C 程度高温側で起こっており耐熱性がすぐれているといえる。

TG 曲線から 250°C 以下では減量はほとんど観察されないが、これらの低温でも各種の反応がゆるやかに進行し長時間経過後はかなりの重量減少が観察される。図 2. は 180°C および 200°C で長時間保持したときの重量の経時変化を求めたものである。これらの温度で 200 時間保持することによって 40~60% の重量損失が観察される。また、Sample B のほうが重量減少は小さく熱安定性にすぐれているといえる。

図 2. で観測された重量減少の原因を解明するため 180°C での重量損失測定実験に使用した試料について常法⁽⁴⁾により可塑剤および塩素量の分析を行なった。図 3. および図 4. にそれぞれの熱処理時間による減量率依存性を示す。図 3. から 180°C, 20 時間で可塑剤量の初期値の約 30~40% 程度の揮発逸散が見られる。TOTM のほうが DOP より沸点が約 50°C 高く、このため Sample B のほうが減量率が小さくなっている。PVC は加熱することによって容易に脱塩酸反応が起こると報告されている⁽¹⁾⁽⁵⁾。このため通常 PVC は鉛塩系等の安定剤を少量添加することによって脱塩酸反応を抑制している。図 4. の結果から 180°C, 20 時間でもかなりの脱塩酸が起こっていることがわかる。この場合にもやはり Sample B のほうが減少率が小さくなっている。可塑剤の揮発は脱塩酸反応を促進する働きを示すものと推定される。この点に関してのメカニズムの解明は今後モデル配合系での研究によって解明していく必要がある。

図 2. における 180°C, 20 時間処理による重量損失量—Sample A=約 22%, Sample B=約 13%—は、図 3. および図 4. から同時間における減少率から求めた重量損失の和—Sample A=10% (可塑剤)+11% (塩素量)=21%, Sample B=7% (可塑剤)+5.5% (塩素量)=12.5%—とほぼ等しい値となる。したがって PVC の場合の長時間加熱による重量損失のおもなものは可塑剤の揮発逸散と脱塩酸反応とが同程度に寄与して生じたものといえる。

Sample A および B は加熱により時間経過とともに色の変化がおこる。Sample A について 150°C の場合、白色から約 16 日間で黄色、約 24 日間で黒色に変化していく。これらの変色した試料について赤外吸収スペクトルを測定した結果を図 5. に示す。吸収の帰属は⁽⁶⁾⁽⁷⁾ 1,725 cm⁻¹ は可塑剤 DOP のエステルの吸収 ($\nu_{C=O}$), 913, 695, 615 cm⁻¹ は PVC 樹脂の吸収 (ν_{C-Cl}), 873 cm⁻¹ は無機充てん剤 $CaCO_3$ の吸収である。873 cm⁻¹ の吸収を基準として D_{903}/D_{873} の値を比較してみると白色部 1.13, 黄色部 1.08, 黒色部 1.03 となり、C-Cl 結合が着色の進行とともに少なくなっている。また黒色試料では 1,610 cm⁻¹ に C=C= 重結合による吸収が新しく現われている。これらの事実は PVC において脱塩酸によるポリエン構造の形成が着色の原因となる⁽⁸⁾ということを裏付けている。

3. PVC 電線の各種環境条件下における実用性質の経時変化

3.1 冷一熱サイクル条件

プラスチック電線の熱安定性は、一般に材料自体または電線から被覆材をはぎとった材料単体について調べられている場合が多い⁽⁹⁾が、実際には電線としての機能試験から耐熱寿命予測などを行なう必要がある。機器に組み込まれたプラスチック電線は使用条件によって冷

(室温)一熱(100°C 以下)サイクルをうける場合がある。

Sample A および B について表 2. に示す条件で熱安定性試験を行なった結果を以下に示す。ここで冷時には $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$ の飽和水溶液により湿度を 95% (20°C) に調節したデシケータ内に保持した。劣化による物性の変化を絶縁抵抗 ($M\Omega$) および外観の観測により調べた。絶縁抵抗の測定は図 6. に示すように既知長さの銀ベースト塗布部と導体間 (A-B 間) で行ない、塗布部の単位長さ当たりの抵抗として求めた。銀ベーストの塗布は所定サイクルの劣化試験後、抵抗の測定直前に行なった。測定試片の数は各温度において所定サイクルごとに 5 本ずつ用意しその平均値を採用した。外観の観察は目視により電線表面の色の変化およびひび割れ (クレーズ や クラック) の発生状況を調べた。

図 7. に各温度における絶縁抵抗の経時変化を示す。ここで横軸は各サイクルでの総加熱時間を採用した。抵抗の初期値は吸湿 24 時間後の値を採用したが、吸湿 0 時間における値とほとんど差は見られなかった。図 8. は劣化寿命を絶縁抵抗が $1 M\Omega$ になる時とした場合に曲線の外そうによって求めた値を温度の逆数に対してプロットしたものである。外観の変化に関しては両試料とも着色の仕方はほぼ同じであり、120°C では約 64 日目で黄色、150°C では約 16 日目で黄色、約 24 日目で黒色になった。また、180°C では 3 日目で黒色に変化するのが観察された。さらに比較のために行なった連続加熱の場合にもほぼ同様な着色の仕方が観察された。180°C の場合には

表 2. 热劣化の温度サイクル条件
Heat cycle conditions of thermal degradation.

加熱温度	1 サイクルの日数	
	加熱日数	冷時吸湿日数
180°C	3 日	1 日
150°C	8 日	2 日
120°C	16 日	4 日

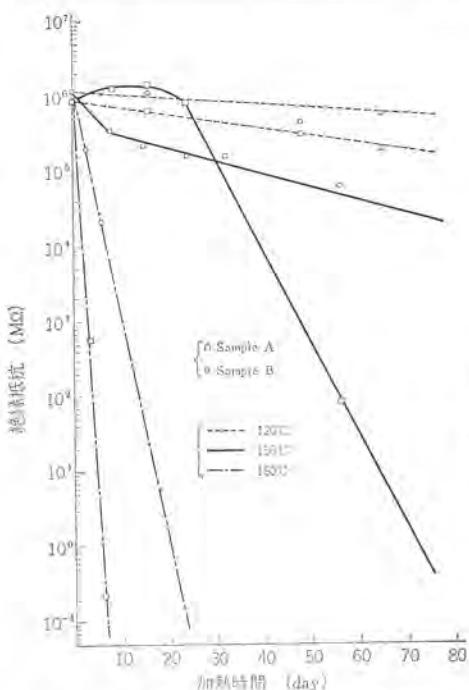


図 7. 各種ビニル電線における各温度での絶縁抵抗の時間特性
Time dependence of electric resistance at various temperatures of PVC wires.

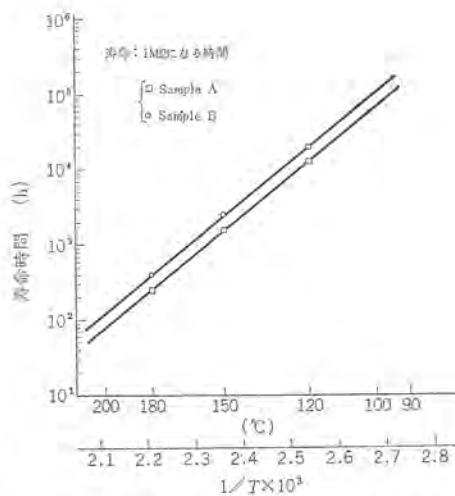


図 8. 各種ビニル電線において絶縁抵抗から求めた寿命温度曲線
Life span vs. temperature change in PVC wires.

時間の経過とともに図 9. に示すように最初小さいクレーズが発生し、次いでクラックに成長していく過程が観察された。表 3. は全試片に対して亀裂の発生した試片の本数でもって亀裂発生状況を示したものである。加熱一冷却サイクルの場合と比べて連続加熱条件では亀裂が発生しにくい傾向を示す。

熱処理により絶縁性におよぼす影響に関していえば可塑剤の揮発逸散は一般に絶縁性を高める⁽⁹⁾。一方 PVC 樹脂自体の脱塩酸反応に関しては、発生した塩酸が劣化の促進を防ぐために添加されている安定剤との反応により金属塩を生成するため絶縁性を低下させる。また分子の酸化や分子鎖の切断による極性基、低分子物の生成は荷電担体を増すため絶縁性を低下させる。図 8. からアレニウス式に従って求めた活性化エネルギーは両試料ともほぼ同じで 24 kcal/mole を与える。この事実から絶縁抵抗の低下は可塑剤の種類によって影響をうけず、PVC 自体の変化によって支配されているものと考察される。亀裂に関しては沸点の高い TOTM を含む試料のほうが発生しにくいことから、恐らく柔軟性を賦与するために添加された可塑剤の揮発逸散による硬化が大きな原因と思われる。また加熱一冷却サイクルは試料に膨張一収縮サイクルによる疲労を与え、亀裂の発生を容易にするものと思われる。

表 3. 180°C における亀裂発生状況
Crack of plastic covered wire treated over a long period at 180°C.

	3 日	6 日
Sample A (加熱一冷却)	1/25 本 クレーズ発生 1/25 本 クラック発生	2/20 本 クレーズ発生 18/20 本 クラック発生
Sample B (加熱一冷却)	25/25 本 変化なし	17/20 本 クレーズ発生 3/20 本 変化なし
Sample A (連続加熱)	25/25 本 変化なし	15/20 本 クレーズ発生 5/20 本 変化なし

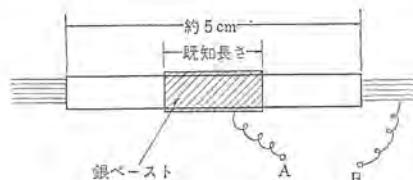


図 6. 絶縁抵抗測定用試料
Test samples for measurement of electric resistance.

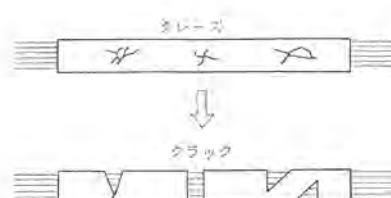


図 9. 亀裂発生状況
Crack of plastic covered wire.

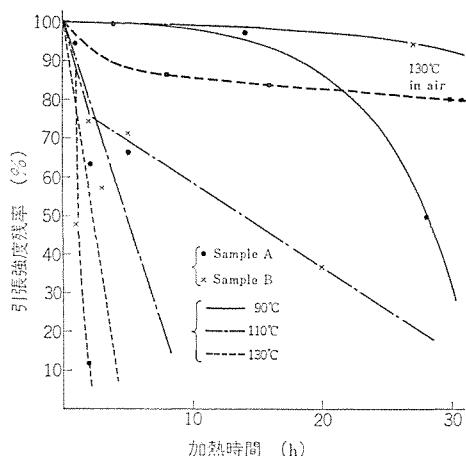


図 10. フreonガス中での各種温度における引張強度残率の時間特性
Time dependence of retained tensile strength at various temperatures in freon gas.

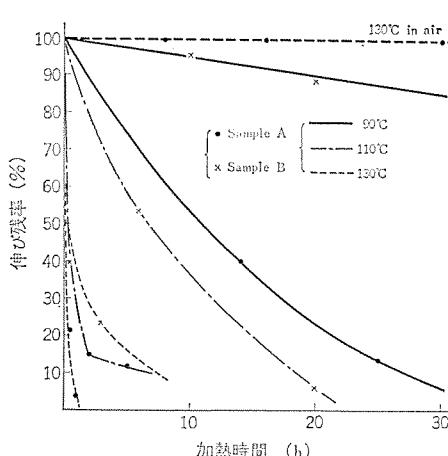


図 11. フreonガス中での各種温度における伸び残率の時間特性
Time dependence of retained tensile elongation at various temperatures in freon gas.

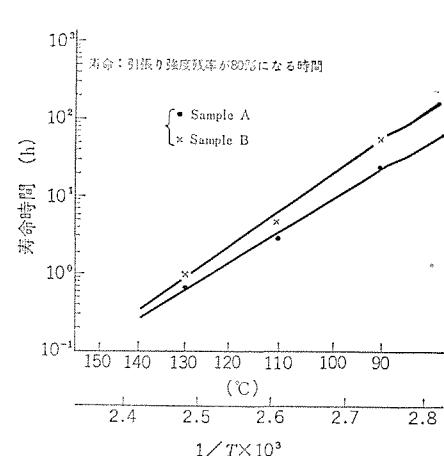


図 12. フreonガス中での引張強度残率から求めた寿命温度曲線
Life span vs. temperature changes obtained from retained tensile strength in freon gas.

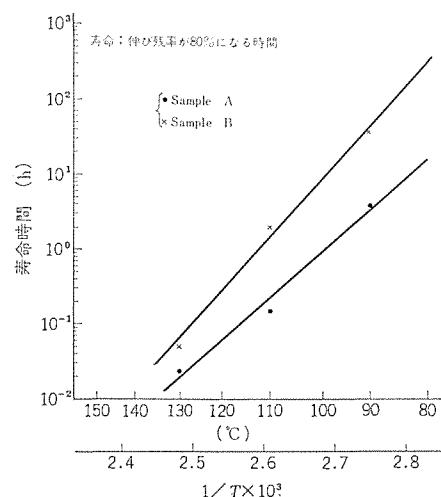


図 13. フreonガス中での伸び残率から求めた寿命温度曲線
Life span vs. temperature changes obtained from retained tensile elongation in freon gas.

3.2 フreon冷媒中環境条件

機器の種類によってはプラスチック電線が冷媒としてのフロンガスふんい気中で使用されることがある。このような環境条件下では通常の空気中における使用と比べて熱安定性はかなり違ったものになると予測される。

図 10. および図 11. はオートクレーブに Sample A および B とフロン R-11 を充てんし、フロンの飽和蒸気中で 90, 110 および 130°C の各種温度で各種時間熱処理した後の引張強度と伸びの残率を求めたものである。引張特性の測定は処理後プラスチック電線から心材としての導体を抜き出したものについて室温で求めたものである。また図中には比較のため Sample A に関して 130°C の空気循環式オーブンで熱処理した場合の結果を示す。フロン中ではかなり低い温度で劣化が進行し、空気中と比べて劣化が加速される。図 12., 13. は伸びおよび引張強度について寿命-温度関係を示したものである。

図から導体許容温度の大きい Sample B のほうがフロン中での熱安定性がすぐれていることが示される。また直線がほぼ同じ傾きを与えていることは劣化のメカニズムが同じであることを示している。直線の傾きから求めた活性化エネルギーは約 33 kcal/mole となり、

これは Arlman⁽¹⁰⁾ による 34 kcal/mole とほとんど一致している。Arlman は PVC の酸素中での熱分解は連鎖の切断と架橋が同時に起こると考察している。現在のフロン中劣化においても反応の律速段階となるメカニズムは同じであることを示している。PVC がフロンを吸収することによって T_g (ガラス転移点) の減少、軟化がおこりこのため空気中と比べて劣化が促進されるものと思われる。

4. むすび

可塑剤の種類によって耐熱クラスが異なる 2 種類の PVC 電線について各種ふんい気中での熱劣化の研究を行なった。200°C 以下の熱処理において可塑剤 TOTM を含む PVC (耐熱許容最高温度 105°C) は DOP を含むもの (同 85°C) より重量減少速度は小さい。PVC 中の残存塩素量および可塑剤量の測定より両者の重量減少への寄与は同程度であることが判明した。

冷熱サイクル、およびフロンガス中の PVC 電線についての熱劣化試験を行ない、電気的および機械的性質の経時変化特性を調べた。空気中劣化試験の場合と比べて冷熱サイクル試験ではクラックの発生を、またフロン中では機械的強度の低下をそれぞれ促進させることができた。

参考文献

- 1) 井本、大津: 工業化学雑誌, 54, No. 12, 771 (昭 26)
- 2) D. Dredow, C. Gibbs: Modern Plast., 30, No. 10, 123 (1953)
- 3) C. H. Fuchsman: SPE Journal, 15, No. 2, 787 (1959)
- 4) 神原、藤原: 高分子ハンドブック、朝倉書店 (昭 40)
- 5) M. B. Neiman: 高分子の劣化、産業図書 (1966)
- 6) 中西: 赤外吸収スペクトル一定性と演習—南江堂 (昭 35)
- 7) 化学同人: 高分子化合物の赤外吸収スペクトル (昭 44)
- 8) 近畿化学工業会ビニル部会編: ポリ塩化ビニル・その化学と工業、朝倉書店 (昭 36)
- 9) 杉山、松下、北浦: 塩化ビニルとポリマ, 10, No. 7, 33
- 10) 「高分子材料の劣化」コロナ社 (昭 34)

技術講座

数値制御装置シリーズ (2) —数値制御装置のサーボ機構について (その1)—

桑田博*

1. まえがき

NC 装置のサーボ機構は、工作機械の可動台の移動位置や回転テーブルの回転角などの機械的位置を制御対象とする自動制御をいう。

日本機械学会では自動制御を「物体・プロセス・機械などのある量 C を外から与えられる目標値 r と一致させるために、その量 C を検出して、目標値との比較値 $(r-x)$ に応じて訂正動作を自動的に行なわしめること」と定義している。そして「制御量が機械的位置または角度の自動制御」を「サーボ機構」と呼んでいる。図 1. は自動制御系のブロック図を示し、目標値が NC テープよりの指令値、調節部が直流増幅器と駆動増幅器、操作部が駆動モータ、制御対象が工作機械の可動部、検出部が位置検出器であるのが NC 装置のサーボ機構といふことができる (図 10. 参照)。

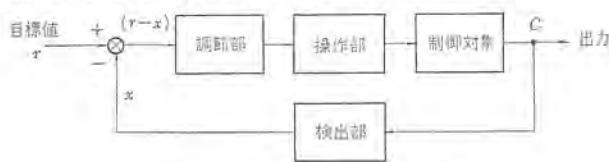


図 1. 自動制御系のブロック図

2. NC 装置のサーボ方式の種類

NC 装置のサーボ方式の分類には種々の見方があるが、その一例を表 1. に示した。このうち MELDAS サーボに関連しているものにアンダーラインを記した。

表 1. サーボの分類 (アンダーラインのものが MELDAS サーボに関連している)

大分類	中分類 (内容)	適用例 その他
(1) ループ形態	(1-1) クローズドループサーボ (1-2) オープンループサーボ (1-3) ハイブリッドサーボ	MELDAS サーボ パルスモータサーボ
(2) 信号の種類	(2-1) アナログサーボ (振幅) (2-2) アナログサーボ (位相) (2-3) ディジタルサーボ	
(3) 制御動作	(3-1) 連続サーボ (3-2) オンオフサーボ (3-3) サンプル値サーボ	たとえば、リレー、クラッチ、 コンタクタ使用
(4) タイプ	(4-1) ハードサーボ (4-2) ソフトサーボ	
(5) 動力の種類	(5-1) 電気サーボ (5-2) 油圧サーボ (5-3) 空気圧サーボ	AC モータ、DC モータ 油圧モータ、油圧シリンダ
(6) 検出器 (クローズドループサーボ用)	(6-1) アナログ形 (回転) (6-2) アナログ形 (直動) (6-3) ディジタル形	シンクロ、レゾルバ、インダクション、マグネスケール、回転エンコーダ

2. 1 ループ形態よりの分類

2. 1. 1 クローズドループサーボ (closed loop servo)

一般にサーボ機構はクローズドループが普通である。すなわち、検出器によって出力信号を検出し、これをフィードバック指令として入力指令と比較訂正動作をおこなわせて、両者が一致することにより自己平衡機能をもつものである。

このクローズドループサーボに 3 種類があり、完全クローズドループ系と 2 種類のセミクローズドループ系がある。

図 2. (a) は完全クローズドループ系を示した。すなわち、可動台の最終位置を直動形検出器、たとえばリニアインダクション、マグネスケールや光学スケールで検出し、この量が目標値と一致するようフィードバックさせる制御方式をいう。この方式では指令値と移動量との間に誤差がある間は駆動モータが働いて機械を移動させ、正確に一致したところで自動的に停止することになるので、高精度な制御が行なわれる特長をもつ。しかしながら、この制御ループの中にバックラッシュ・摩擦抵抗・機械剛性・機械共振などの機械特有の非線形の定数を含んでおり、これらの定数が所定の値以下でないとサーボ系の調整をむずかしくし、所要の精度がでなかつたりハシチングなどが生じる。

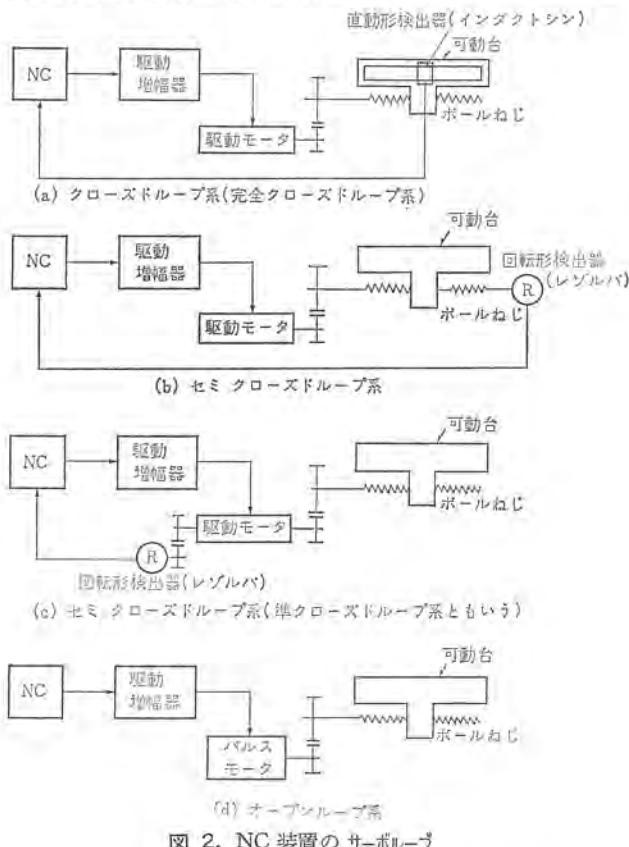


図 2. NC 装置のサーボループ

この方式を採用する場合には制御する機械定数をは(把)握し、駆動系とのマッチングを十分検討する必要がある。なお図2.(a)を単にクローズドループ系と呼ぶことが多い。

図2.(b)はセミクローズドループ系の一種で回転形検出器、たとえばシンクロ・レジルバ・回転形エンコーダを使用し、これを送りねじのモータ取付位置とは反対側の位置に設けて、送りねじの回転変位を検出してフィードバックする制御方式である。この方式は送りねじのピッチ誤差・バックラッシュなどの機構誤差がループ系の外に出るので、これらが制御精度に直接に影響することになる。同時に、運動部分の慣性による機械剛性、ボルねじの剛性などがループ系の外に出るので、安定度の確保の面で図2.(a)のクローズドループ系よりも容易になる。

図2.(c)もセミクローズドループ系のほかの方式で、回転形検出器をモータの取付位置(モータの反負荷側)に設けて、送りねじの回転変位(モータの回転変位)を検出してフィードバックする制御方式で、このようにすれば図2(b)と比べて、ギヤ機構のバックラッシュや送りねじのねじれがループ系の外に出るので、制御精度が悪化する反面サーボ系の安定度の確保は容易になる。この方式は一名準クローズドル

表2. サーボループの形式と位置決め誤差との関係

位置決め誤差の要因		歯車・ボールねじの回転方向誤差	ボールねじの直線方向誤差			ロストモーション誤差を定める主要因
サーボループの形式		差バックラッシュのモータ回転方向誤差	ボールねじのピッチ誤差	ボールねじのバックラッシュ	ボールねじの直線方向誤差	
クローズドループ	インダクション検出方式	サーボによるロストモーションを除けば補正できる	サーボによるロストモーションを除けば補正できる	●静摩擦	●バックラッシュ(回転直線方向)と共振(よじれ方向・圧縮による)とで定まるサーボ剛性	
セミクローズドループ	レジルバ検出方式(送りねじ・機械ギヤボックスから検出)	サーボによるロストモーションを除けば補正できる	補正できない	補正できない	補正できない	●静摩擦
セミクローズドループ	レジルバ検出方式(モータ反負荷側ギヤボックスからの検出)	ただしバックラッシュ補正によってこのロストモーションをある程度の補正是可能	ただしピッチ誤差補正によってある程度の補正是可能	ただしバックラッシュ補正によってある程度の補正是可能	ただしバックラッシュ補正によってある程度の補正是可能	●静摩擦

ーと呼ぶこともあるが、一般にセミクローズドループの代名詞になっている。

以上のようにクローズドループ系としては三つの方式があるが、次に述べるオーブンループ方式と対応して、小形中形の大部分の工作機械については図2.(c)のセミクローズドループ系が採用されており、とくに精密加工を必要とするものには、図2.(a)の(完全)クローズドループ系を採用するのが一般傾向である。また大形機で高精度を要するものにはセミクローズドループ系の安定性とクローズドループ系の制御精度のよい点を併用した、一種のハイブリッドサーボ系のデジタルフィードバック方式がある。MELDASシリーズのサーボ系としてはセミクローズドループ系の検出器には多極ブラシレスレジルバを、クローズドループ系のそれにはリニアインダクションを採用している。表2.はこのクローズドループ方式と位置決め誤差との関係を示した。

2.1.2 オープンループサーボ(open loop servo)

NC装置におけるオープンループサーボは電気パルスマータ・電気油圧パルスマータが使用されているので、パルスマータサーボとも呼ぶ。図2.(d)にその構成を示したが、この方式の特長は安定度に対する考慮が不要で、パルスマータが指令パルスに対してステップ状に追従することから、この動作に乱調が生じないかぎり、ハンチングのような不安定現象は生じないが、機械誤差・非線形の機械剛性が制御外であるため制御精度を確保するのがむずかしい。

2.2 信号の種類よりの分類

2.2.1 アナログサーボ

NC装置からの指令はデジタル量の電気パルスで与えられるが、サーボ機構への入力指令としてはアナログ量で与えられるサーボ方式をアナログサーボといい、これには振幅サーボと位相サーボがある。

図3., 4.は振幅サーボの一例の原理を示したもので、NCからの入力指令パルスはDA変換器を経て、アナログ電圧としてシンクロレジルバの粗・中・精の固定子巻線に入力数値に対応した大きさで印加される。

ここでレジルバの回転巻線の出力電圧はある回転角度になったときにのみ零となる。図4.において入力指令に対し、まず粗レジルバが閉回路になるよう電子スイッチが働く。つぎにこの制御偏差が小さくなり、中レジルバの検出範囲に入ると、電子スイッチは中レジルバが閉回路になるように働く。制御偏差がさらに小さくなったら、精レジルバが閉じるように切換えられる。

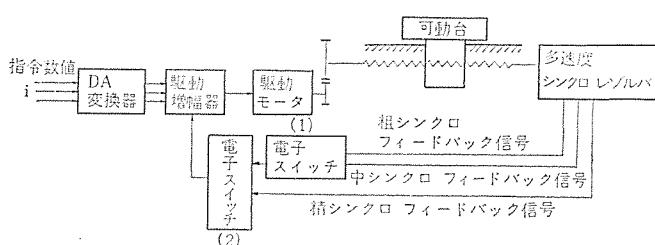


図3. 多速度シンクロレジルバ方式の説明図

技術講座

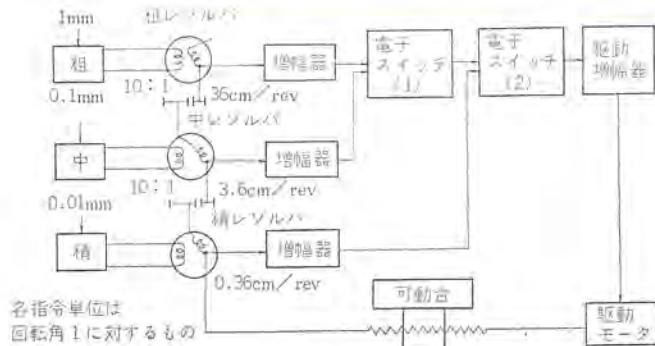


図 4. 多速度シンクロレジラバ検出方式の原理図

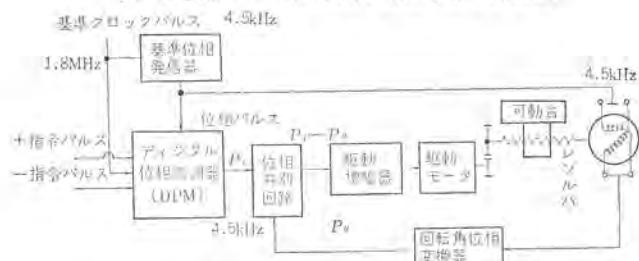


図 5. 位相サーボ方式の一例

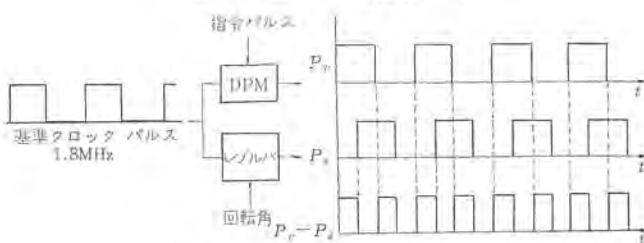


図 6. 位相サーボの位相差信号の説明図

入力指令として振幅値(たとえばシンクロ電圧)を用い、これと検出器からの動きに対応した振幅値(フィードバックシンクロ電圧)との比較をし、その振幅差を誤差信号として増幅し、これが零になるまで駆動モータを駆動するサーボ機構である。一般にこの方式はドリフトに弱く、高精度をえることがむずかしいので、最近のNC装置のサーボには使用されない。

これに対して位相サーボは、指令パルスを入力とし、これにデジタル的手法で位相変調信号をつくり、これと検出器からの動きに対応した位相変調信号とを位相弁別回路で比較し、その位相差を誤差信号として増幅し、零になるまで駆動モータを駆動して、指令とフィードバックの位相が完全に一致したところで停止させるサーボ機構をいう。MELDASシリーズのサーボはこの位相サーボを採用しており、図5にこの方式の一例を示した。

図5において、デジタル位相変調回路(以下DPMといふ)は基準パルス発生回路と同じように、基準クロックパルスの周波数を低減したものを作り出しているが、もう一つのゲート回路からのパルス入力端子をもっており、ここに正または負のパルスが入るとDPMの出力

位相は基準パルス発生器の出力に対し、進んだり、おくれたりする。この位相ずれ量は、ゲート回路からの入力パルス数に比例し、ずれる早さは入力パルスの密度に比例する。

たとえば、この装置はレジラバ1回転でテーブルの動きが4mm、400パルスでちょうど360度の移相を行なうようになっているとすれば、片方のみ400パルス加えると、入力パルスのないときと同じ位相になる。

位相弁別回路はレジラバの出力位相とDPMからの位相とを比較して、位相差を弁別する回路で、DPMの出力位相に対し、レジラバ出力位相がおくれているときには正、進んでいるときは負の誤差信号を発生する。これを整流し、直流増幅してモータを駆動し、その差が零となる位置で停止させている。図6はその位相差信号の説明図である。DPMの入力は+指令パルスが一回加わるとDPMの出力位相は、レジラバの出力位相に比べて $\frac{360}{400}$ 度だけ進む。したがって、位相弁別回路には+誤差を発生し、モータはレジラバの出力位相を進める方向に駆動し、レジラバを0.9度回転させたところで停止する。この位置は前の位置に比べ、レジラバは0.9度回転し、テーブルは0.01mm移動したことになる。

このようにDPMへの正・負入力パルス数は機械テーブルの移動量に対応し、またその繰返し周波数は可動台の移動速度に対応している。位相サーボ方式は、位相弁別回路・駆動増幅器・駆動モータ・レジラバからなる位置サーボ系に対し、DPMから位相の形で時々刻々の位置指令を与えることにより、その速度を制御する形をとっているので、通常の速度フィードバックによる速度制御の場合と異なり、その取りうる速度範囲を無限に大きくすることができる。

この位相方式は演算過程をデジタル的に処理しているので、ノイズやドリフトによる影響を受けることが少なく、信号の伝達に関しては非常に正確である。

2.2.2 デジタルサーボ

デジタルサーボは、主要部分の情報がパルスによるデジタル信号になっている方式をいい、その一例を図7に示した。

図7において、出力軸の単位角ごとにパルス発生器からパルスを発生させ、指令パルスとこのフィードバックパルスの数を可逆カウントで比較し、その差のデジタル量をDA変換器でアナログ電圧に変換し、

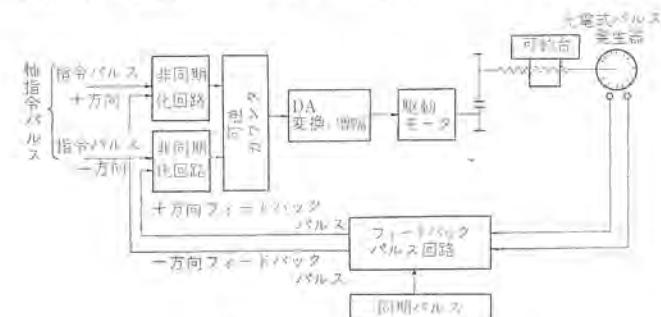


図 7. デジタルサーボ方式の一例

増幅してモータを駆動させている。ここでフィードバックパルス発生器に回転方向を識別する機能をもたせるとともに、指令パルスとフィードバックパルスが同時に可逆カウントに入らないよう、非同期化回路を設ける必要がある。

デジタルサーボ方式は信号の大きさは問題でなく、単にパルスがあるか、ないかを識別しやすい形で伝えることができるから、ノイズの影響を受けることが少なく、信号の伝達を非常に正確にすることができます。また、2.1.2項のオープンループサーボでのべたパルスマータ方式も信号伝達の分野から一種のデジタルサーボといふことができる。

2.3 制御動作よりの分類

2.3.1 連続サーボ

制御量が連続的な量で与えられるサーボをいふが、これはいままでのべたクローズドループサーボでアナログサーボ方式がすべて連続サーボといふことができ、いまさら説明するまでもない。

2.3.2 オンオフサーボ

連続サーボにくらべてもっと簡単な制御をする方式として、リレー回路やクラッチ切換などでモータのオンオフ動作をさせるサーボをオンオフサーボといふ。

ここでは、位置決め専用のNC装置であるMELDAS-3200のサーボ機構について説明する。図8.に示すように可動台は変速停止機構を経由してACモータまたはDCモータが接続されている。

送りねじに位置検出用のレグルバが結合されており、その出力位相は位相弁別回路に供給され、デジタル位相変調回路、すなわちDPMからの位相と比較されて、その差に応じた正負の電圧を発生し、これによりゲート回路を制御する。DPMはすでにのべたように、その入力パルス数に応じて出力位相が変化する回路で正方向パルス・負方向パルスに対応してその出力位相が変化する。前者で進み位相、後者で遅れ位相となる。このようにレグルバの回転すなわち可動台の移動は、DPM入力側でパルス数に変換される。DPM・位相弁別回路・ゲート回路は閉ループを形成して、レグルバからの検出位相に追従してパルス変換される機能をもつ。これらはすべてNC装置内で行なわれ、外部ではパルス電圧を取扱わないので特長で、高精度の位置決めが可能である。

ゲート回路から出力パルスは位置レジスタも加えられ、入力指令値から減算を行ない、その残数によって判別回路は高速・中速・低速・停止の信号を発生して、変速停止機構を動作させる。その速度線図を図9.に示した。

この方式は変速停止機構にオンオフ信号を送っているといふ意味でオンオフサーボといえるが、レグルバ検出によりNC装置内で閉ループを構成している点で連続サーボといふこともできる。この方式はサーボの安定性といふ問題は生じないが、変速点の設定をうまくやらないと位置決め時間が長くなるので今はあまり用いられない。また、既存の工作機械をNC化する、いわゆるリetrofit(retrofit)に適しており、レグルバ検出のかわりにインダクション検出を行なうことによ

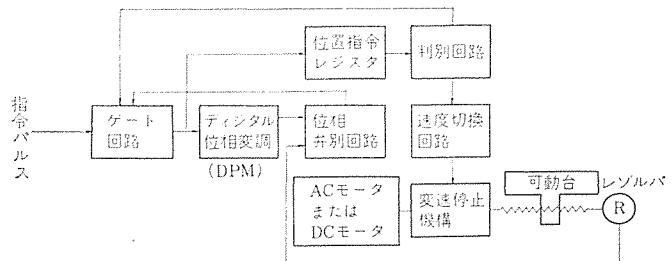


図8. MELDAS-3200のサーボ機構

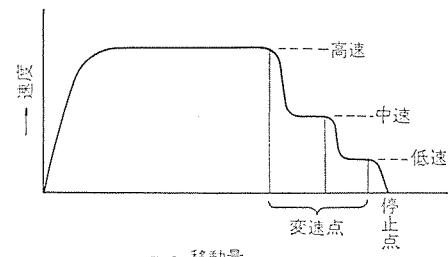


図9. MELDAS-3200の速度線図

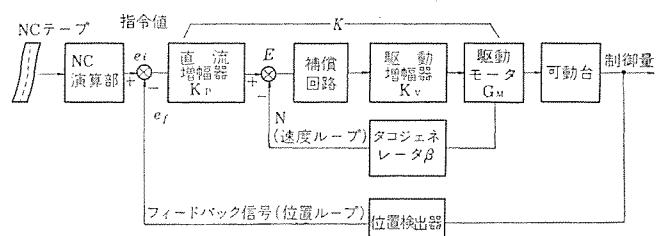


図10. NCサーボ機構のブロック図

り精度をあげることができる。

2.4 ゲインの大きさからの分類

2.4.1 ソフトサーボとは

ゲインの高いサーボをハードサーボといい、ゲインの低いサーボをソフトサーボといふ。この分類はNCサーボ独得のものである。

サーボ機構は、指令値と制御量の可動台の位置との間に誤差を生じないと動かない。図10.において一定の指令値 e_t が与えられると、 $e_t - e_f = \varepsilon$ なる量だけ可動台の動きは追従誤差を生じることになる。この追従誤差は送り速度が大きくなれば、それに比例して大きくなる。この追従誤差を定常速度偏差とかドロップ(Droop)といふ。サーボ機構におけるドロップと送り速度と系の位置ループゲインとの間にはつきの関係がある。

$$K_p = \frac{F}{60} \frac{1}{D} = \frac{1}{T_p} \quad \dots \dots \dots (1)$$

K_p : 位置ループゲイン (rad/s)

F : 送り速度 (mm/min)

D : ドロップ (mm)

T_p : 位置ループ時定数

ドロップは加減速に際しての過渡的な偏差をさしているわけではな

技術講座

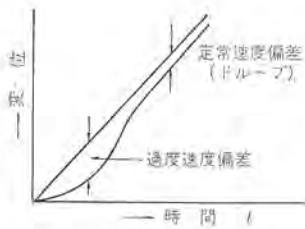


図 11. 定常速度偏差

い。過渡的な変化については過渡偏差といふ(図 11. 参照)。

一例として $F=4,800 \text{ mm/min}$, $D=3.2 \text{ mm}$ とすれば

$$K_P = \frac{4,800}{60} \frac{1}{3.2} = 25$$

したがって サーボ系の位置ループゲイン K_P を 25 rad/s に設定しておけば、送り速度 $4,800 \text{ mm/min}$ のとき 3.2 mm の追従おくれがある。この場合 1 パルスが 0.01 mm の設定単位であれば、320 パルスのドレープがあるといふ。

この位置ループゲイン K_P を一名 システムゲインと呼ぶことがある。これは図 10. の直流増幅器より駆動モータ(タコジネレータの速度ループを含めて)までのゲインを K と定義すると

$$K = K_P \frac{K_V G_M}{1 + K_V G_M \beta} \quad \dots \dots \dots \quad (2)$$

$$K_V G_M \beta \ll 1 \text{ とすると } K \approx \frac{K_P}{\beta} \text{ となり, } \beta = 1 \text{ とすると} \\ K \approx K_P \dots \dots \dots \quad (3)$$

となる。したがって T_P もシステム時定数といふこともできる。この位置ループゲインが大きいといふことは感度がよいといふことと等価であるが、一方次のような問題点もある。

(1) 機械のパックラッシュや機械系の共振などが閉ループ内に含まれるので、ゲインを大きくするとハンティングを生じることがある。

(2) ゲインを大きくするとドレープが小さくなり、追従おくれが小さくなる利点があるが、加減速時の機械に与える衝撃が大きくなり望ましくなくなる。また機械の慣性により、オーバーシュートを生じがちになる。

一般に NC 用サーボ機構に用いられるゲインの値として $8 \sim 66 \text{ rad/s}$ ($5 \text{ mm/min}/0.01 \text{ mm} \sim 40 \text{ mm/min}/0.01 \text{ mm}$) の範囲が使われるが、このうち $8 \sim 25 \text{ rad/s}$ 程度の比較的小さいゲインを用いたサーボ系を一般にソフトサーボといい、これより大きいゲインを用いているサーボ系を一般にハードサーボと呼んでいる。しかし、これも厳密な範囲を示して定義されていないようである。

一般にソフトサーボは図 10. に示すように回転速度に比例した電圧を発生するタコジネレータを用いて、大量の速度フィードバックを施して、速度ループゲイン K_V を大きくとり、位置ループゲイン K_P を小さくして、位置決め精度に関係するトルクゲイン(一名サーボ剛性ともいふ)に比例する($K_P \times K_V$)を大きく保つ。一方ドレープは K_P が小さいので大きくサーボとしてソフトな動きにさせている。

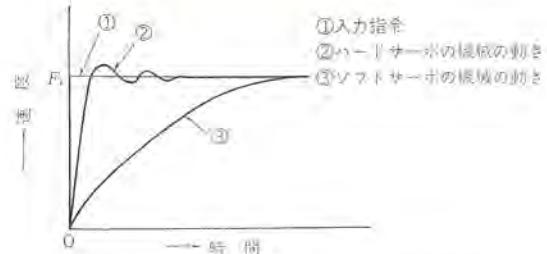


図 12. ソフトサーボとハードサーボの機械の動き

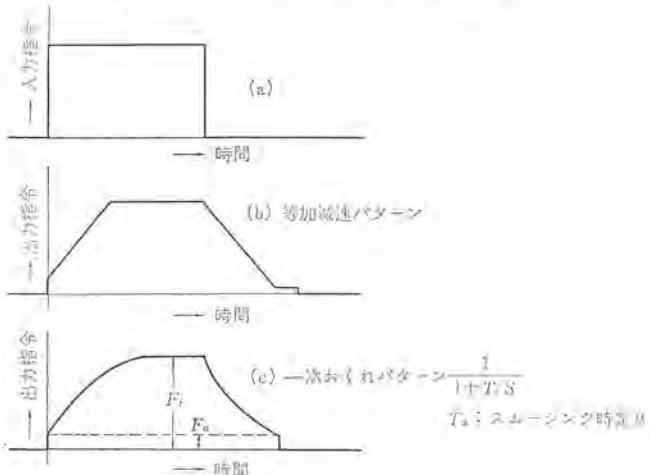


図 13. スムージング回路の入出力特性

増幅器 K_V のゲインはできるだけ大きくとって(700以上)、駆動部の摩擦・外乱などの非線形要素を打消して、 E と N との直線性をよくして、 E の微小変化に対する N の応答をよくしている。メイシループには補償回路をつけない。

ハードサーボは普通図 10. のタコジネレータのフィードバックを取り除いて、位置ループゲインを大きくするか、位置ループ K_P に補償回路を付加したりして実現される。

ソフトサーボとハードサーボの特性の比較をしてみると、入力指令としてステップ状の速度指令値を入れて可動台の動きをみると、ソフトサーボの場合は図 12. に示すように機械に大きな衝撃を与える、凹滑でソフトな動きで追従する。ハードサーボの場合は指令に忠実に動こうとするので機械に大きな衝撃を与える。

工作機械には急激な動きを与えることはできるだけ避けなければならない。このためプログラミングで過渡指令を階段状にこまかくちぎった命令として与えるか、ハードウェア的に入力指令値をなます回路を付加することができる。この回路をスムージング回路とよび、図 13. に示すように直線的に加減速を行なう等加減速パターンや一次おくれパターンが一般に用いられる。前者は MELDAS-4200/3, 4100, 5240/3 などに、後者は MELDAS-5100, 4000, 5000 などに採用されている。

このスムージング回路は図 10. の指令値 e_t の前にそう(捕)入され、

一次おくれパターンで早送りの場合のみ位置決め時間短縮のため積み上げ周波数を設けて $F_0 = F_t \times 1/N$ として、通常 $N=1/10$ にえらばれている。

まとめとしてソフトサーボの特長について述べる。

(a) ソフトサーボは位置ループゲインが低いのでサーボ系が安定な動作をする。機械本体のバックラッシュ、機械共振などの影響を受けにくく。

(b) ドループが大きいので、起動時および停止時のオーバーシュートがほとんどない。

(c) 連続切削時に切削される曲線はドループが大きいので適当になります、仕上面がきれいになる。

2.4.2 ソフトサーボによる切削加工に対する影響

NC装置の一つの目的は加工誤差を少なくして、できるだけ精度よく加工物を切削することである。すなわち、サーボに要求されるのは追従の速さや追従精度そのものではなく、指令された幾何学的形状どおりに工具を加工物に対して、相対的に運動させ、加工精度をよくすることである。

まず一次元切削(同時1軸の場合)を考えてみよう。図14.(a)に示すように指令が始点Oから終点Pまで、速度F(mm/min)で移動する場合、ある指令点A点にあるとして、サーボの追従点がB点のように遅れている。この場合ドループ $D=F/60 \cdot K_p$ (mm) であるが、指令点がPに達したのちはサーボが正確にPに到着すれば工具は加工物に対して相対的に指令どおりの運動を行なうことになるから、加工精度は確保されることになる。

つぎに二次元切削(同時2軸の場合)は図14.(b)に示すように始点から終点Pまで、速度F(mm/min)で移動する場合、ある指令点をA、追従点をBとすると、X軸サーボの速度は $\frac{F}{60} \cos \theta$ 、Y軸サーボの速度は $\frac{F}{60} \sin \theta$ である。したがって各軸のドループはそれぞれ

$$\frac{F \cos \theta}{60 K_{Px}}, \frac{F \sin \theta}{60 K_{Py}}$$

となり、 $K_{Px}=K_{Py}=K_p$ と同じにすれば、その合成のドループは $F/60 \cdot K_p$ となる。すなわち始点Oより指令点が変化すると追従点は指数関数的におくれ、途中はドループ D で追従して終点Pに指令点が達すると指数関数的に減速させて正確にPにおいて静止する。このようにソフトサーボの場合、ドループが大きくても、2軸のサーボ特性が同じならば、工具は指令された幾何学的形状にそって、加工物に対して相対的に運動し、加工精度を確保するのである。

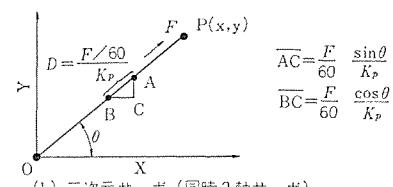
円弧切削の場合は図15.に示すように半径方向に誤差を生じるとともに角度誤差を生じる。半径誤差 ΔR 、角度誤差 $\Delta \theta$ は次式から計算できる。

$$\Delta R = \frac{1}{2R} \left(\frac{F}{60} \frac{1}{K_p} \right)^2 \text{ (mm)} \quad (4)$$

$$\Delta \theta = \tan^{-1} \left(\frac{F}{60 \cdot K_p \cdot R} \right) \text{ (rad)} \quad (5)$$

A : 指令点
B : 追従点
F : 速度 (mm/min)
 K_p : 位置ループゲイン (rad/sec)

(a) 一次元サーボ(同時1軸サーボ)



(b) 二次元サーボ(同時2軸サーボ)

図14. ソフトサーボと切削加工との関係

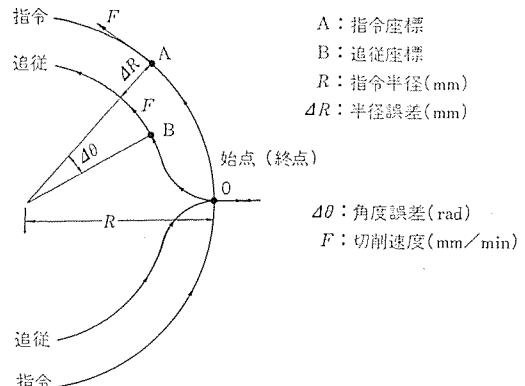


図15. 円弧切削の追従誤差

たとえば $K_p=25$ mm/min で $F=1,200$ mm/min の場合は $R=32$ mm のとき、 $\Delta R=0.01$ mm、 $R=8$ mm のとき $\Delta R=0.04$ mm となる。

なお、スムージング回路がはいる場合は ΔR $\Delta \theta$ はつぎのようになる。

$$\Delta R = \frac{1}{2R} \left(\frac{F}{60} \right)^2 \left\{ \left(\frac{1}{K_p} \right)^2 + T_s^2 \right\} \text{ (mm)} \quad (6)$$

$$\Delta \theta = \tan^{-1} \left(\frac{F}{60 R K_p} \right) + \tan^{-1} \left(\frac{F}{60 R} T_s \right) \text{ (rad)} \quad (7)$$

ただし、 T_s : スムージング時定数 (s)

このように円弧切削の場合の半径誤差 ΔR が許容値内に納まらない場合は、切削速度 F をさげるか、 K_p を大きくするか、プログラム上の考慮をする必要がある。 ΔR は定常状態では一定となるが、指令の始点・終点の過渡時は一定にならず図15.のようになる。

2.5 動力の種類による分類

2.5.1 電気サーボ

駆動モータとして電気モータを用いるサーボ機構を電気サーボといい、その基本系を図10.で、駆動増幅器としてサイリスタ増幅器(三相全波/半波、単相全波/半波)を、駆動モータとしてDCモータとくにミルスマータ(ミナシャモータ)やカッピングモータがNCサーボ用として使用されている。

NCサーボ用のDCモータとしては、高速応答を得るにはその機械

的時定数をできるだけ小さくすることが必要である。電機子制御の場合の機械的時定数は、(慣性モーメント)/(トルク-速度特性の傾き)によって定まるから、機械的時定数を小さくするにはまず慣性モーメントを小さくする必要がある。

ミルスマータとは、ミリセック(0.001秒)のオーダで応答する Milli Second Response Motor より名付けられた当社の商品名である。容量によって、FKR-6P から FKR-200 まで、すなわち 180W から 6kW に対応した出力パワーが得られる。

このモータの特長をあげるとつぎのとおりである。

- (1) 電機子の慣性が小さく、トルク/慣性比が大きい。
- (2) 電気的時定数 (L/R) が小さい。
- (3) 整流特性が良好であり、フラッシュオーバーの恐れがない。
- (4) 電機子反作用の影響が小さい。
- (5) 機械的時定数(定格回転数の 63%までに加速する時間)が小さい(モータ単体では 0.005s 以下)。
- (6) 磁気的空げき(隙)長が長いので、トルクむらが少ない。
- (7) 冷却効果がよい。

これらの特長は、平滑形電機子構造とすることによって初めて可能となった。絶縁された回転子鉄心上にコイル巻を行ない、ガラステープでしっかりと押えつけ、そのうえ適当な間隔に強固な歯を設けていため、瞬間的トルクに対しても遠心力に対しても巻線がずれたり、破壊することなく安全に運転することができる。

なお、巻線の絶縁には H 種絶縁が採用され、FKR-100P 以下は永久磁石によって励磁されているので全閉自冷構造になっており、FKR-200 は分巻構造で他力通風形(エアフィルタ付)である。

取付はフランジ取付で、取付寸法は日本工作機械工業会規格(MAS 402)に準拠している。図 16. にミルスマータの外観を示した。

ミルスマータほど高速応答性がなく、また慣性も中程度であるが低速域で比較的高トルク性を発揮するものにカップモータがあり、NC モータとして使用されている。

一方駆動増幅器としては一般に半導体のサイリスタを使用したサイリスタ増幅器が使用される。

サイリスタとは図 17. に示すような記号と特性をもつ半導体で、ゲート電流 $I_g=0$ として順方向に電圧を加えると、ブレーカー-オーバー電圧まではわずかな電流しか流れないが、ブレーカー-オーバー電圧以上では急激に負性抵抗を示して導通状態になる。一度導通状態になると、印加電圧を下げて導通電流 I_F を保持電流まで小さくしないと電流を切ることはできない。しかし、図 17. (c) のように I_g とブレーカー-オーバー電圧とは関連し、 I_g が十分大きくなると普通のダイオードと同一特性となる。したがって、適当な順方向電圧が印加された状態にあるサイリスタに、所定の I_g を流すと、阻止状態から導通状態にスイッチングがきくことができる。一方、逆方向特性は普通のダイオードとほとんど同じ特性を有している。サイリスタはゲートに加える電流によって、その回路電流を制御するものであるから、ゲート回路が最も重要であ



図 16. ミルスマータ(750W)の外観
モータ反負荷側にギヤボックス(レゾルバ、ダコゼレータが内蔵)が付属している。

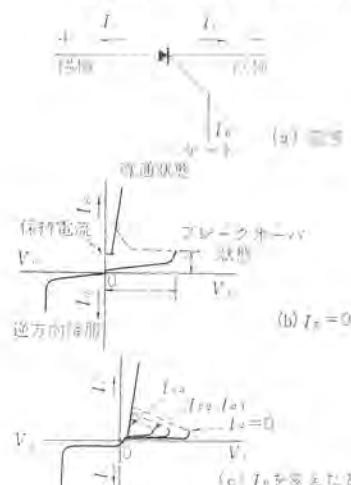


図 17. サイリスタ素子の特性

ることがわかる。

つぎに印加電圧として 50/60Hz の商用電源を用いた場合を例にとって説明する。実効値 V_{ac} の交流電圧に対して、図 18. のごとく $\sqrt{2} V_{ac}$ をブレーカー電圧以下とし、サイリスタを介して抵抗 R に流れ電流を制御するものとする。ゲート回路を電源周波数に同期させ、 I_g をパルス状に与えると、抵抗 R に流れる電流 i の時間変化は、斜線に示すようになる。したがって抵抗 R に流れる平均電流は、この波形を時間平均した値となる。

いま電源周波数が 50Hz であれば、 t_A+t_B の値は 20ms である。もし $t_A=0$ であれば点弧期間はほとんどなくなるわけで、その意味でこの 20ms をむだ時間と呼び、サーボ機構では抵抗 R の代りに DC モータをつなぐわけで、このむだ時間が大きいと駆動モータの応答性を損ない、乱調状態を起こすことになる。このむだ時間を小さくするため、単相の商用周波数を相数変換トランスなどを用いて、三相化や六相化するのが普通である。MELDAS シリーズサーボでは三相半波のサイリスタ増幅器を使用しており、三相の相変換トランスをもっている。一般に t_A は電源波形 1 周期(360°)に対する角度表示で行ない、これを点弧角と呼ぶ。ところで入力指令 0 に対し、点弧角 $\theta=0$ とする方式は、平均電流 i と点弧角 θ の関係で $\theta=0$ 近傍で非線形特性となり不感帶を生じる。サーボ機構は一般に正逆両回転をくりかえしおこなうものであるから、図 19. のように電源に対してサイリスタを正逆両接続させて使用するが、この不感帶を避ける目的で MELDAS のサイリスタ増幅器は、指令入力 0 で正逆接続のサイ

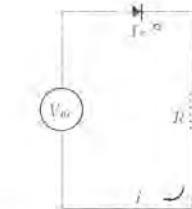


図 18. サイリスタの点弧特性

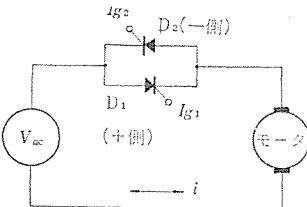


図 19. サイリスタ増幅器の基本回路

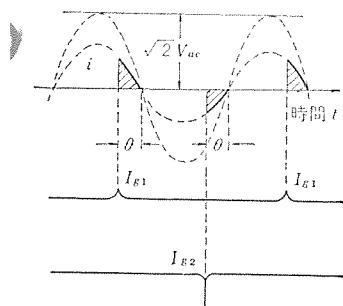
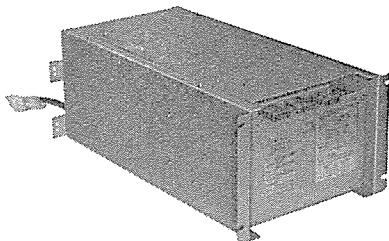


図 20. 循環電流方式の原理

表 3. DC モータのサイリスタ駆動

電源	方式名	電圧波形	平均むだ時間	減定格率
単相 50 Hz	単相半波整流		10.0 ms	0.3~0.4
	単相全波整流		5.0	0.5~0.8
三相 50 Hz	三相半波整流		3.0	0.8~0.94
	三相全波整流		1.5	0.9~1.0

注) 最大むだ時間は平均むだ時間の2倍である。

図 22. 三相サイリスタ増幅器外観
(3kWまで同一寸法、幅 290×高さ 190×奥行 480)

リスタを両点弧させりわゆる循環電流方式をとっている。したがって図 20.において、たとえば+指令が入ればサイリスタ \oplus の点弧角が大となり、サイリスタ \ominus の点弧角が小さくなる。

サイリスタ増幅器によるモータ駆動でもう一つの問題は波形率である。波形率=実効値/平均値であり、モータの発熱効果は電流実効値により、トルク発生効果は電流平均値によるから、モータの発熱を許容値以下におさえるためには、波形率に応じて、トルクの定格値を

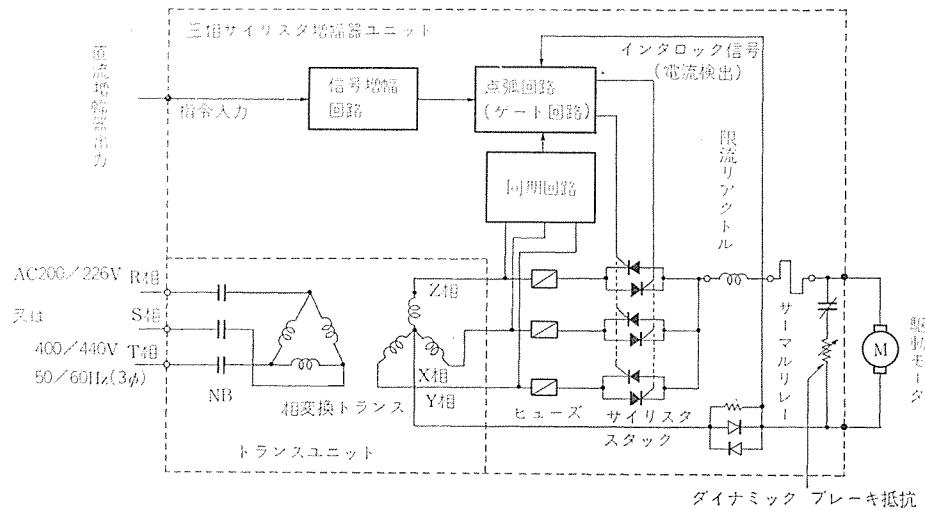


図 21. 三相サイリスタ増幅器の構成回路図

表 4. 油圧サーボ(電気-油圧サーボ)の種類

制御形式	おもな要素	制御系のブロック線図
弁制御	サーボ弁と油圧シリンダ	(a) 誤差電圧信号 x_i と油圧源 V_f が入力で、サーボ増幅器、サーボ弁、油圧シリンダ、位置検出器、負荷 y_o から構成される。
	サーボ弁と油圧モータ	(b) 誤差電圧信号 x_i と油圧源 V_f が入力で、サーボ増幅器、サーボ弁、油圧モータ、回転角検出器、負荷 Q_M から構成される。
容積制御	サーボ弁と可変容量形ポンプ	(c) 誤差電圧信号 x_i と油圧源 V_f が入力で、サーボ増幅器、サーボ弁、油圧シリンダ、ポンプヨーク、可変容量形ポンプ、油圧モータ、速度検出器、出力 Q_M から構成される。
	制御電動機と可変容量形ポンプ	(d) 誤差電圧信号 x_i と油圧源 V_f が入力で、サーボ増幅器、制御電動機、サーボ弁、油圧シリンダ、ポンプヨーク、可変容量形ポンプ、油圧モータ、速度検出器、出力 Q_M から構成される。
制御	サーボ弁と可変容量形モータ	(e) 誤差電圧信号 x_i と油圧源 V_f が入力で、サーボ増幅器、サーボ弁、油圧シリンダ、モータヨーク、可変容量形モータ、油圧ポンプ、速度検出器、出力 Q_M から構成される。
	制御電動機と可変容量形モータ	(f) 誤差電圧信号 x_i と油圧源 V_f が入力で、サーボ増幅器、制御電動機、サーボ弁、油圧シリンダ、モータヨーク、可変容量形モータ、油圧ポンプ、速度検出器、出力 Q_M から構成される。

下げる使用しなくてはならない。これを減定格率といい、波形率の逆数で定義される。表3.にサイリスタ駆動器の各方面について波形、平均むだ時間および減定格率を示す。

図21.に三相半波のサイリスタ増幅器の概略構成図を、図22.にその外観を示した。

2.5.2 油圧サーボ

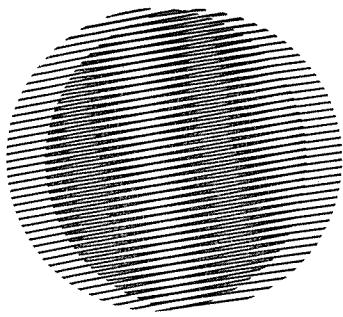
油圧サーボといつても、たとえばサーボ弁のトルクモータに制御電流を流し、油圧の流量を制御して油圧的に増幅して、油圧モータを駆動するので電気油圧サーボ機構ともいわれている。その構成要素からみた基本形を表4.にあげた。NCサーボ機構としては歴史的には

表4.(d)や(a)が使用されたが、一般には(b)が使用される。油圧サーボの特長はパワー/重量比が大きいということであるが、一方、油圧源が必要なこと、油の取扱いに十分な配慮がいること、騒音が大きいこと、などから公害問題と関連して今後は電気サーボが主流となり、油圧サーボは大容量や特殊用途にかぎられる傾向がある。表5.に電気サーボと油圧サーボの比較を示した。なお、サーボ弁や油圧モータについての詳細については省略するので別の文献を参照されたい。

(「数値制御装置のサーボ機構について」は未完。次号参照のこと)。
(昭和49-3-11受付)

表5. 電気サーボ、油圧サーボ比較表(同一パワーでの比較)

		電気サーボ	油圧サーボ	備考
最大トルク	大	小		DCモータは最大トルクが定格トルクの5倍(カッブモータ)~10倍(ミルスマータ)出る。油圧モータは定格トルク以上は出ない
加速性	大	小		DCモータは最大トルクが大きいために、大きな負荷イナーシャに対してもステップ指令に十分追従できる
応答性	同じ			セミクローズドループの場合にはいずれも位置ループゲインは25s ⁻¹ に設定される
サーボ剛性(トルクゲイン)	同じ			ただし、電気サーボの場合、最大トルクが大きいので、トルクゲインは大きく設定できる。したがってとくに指令単位が小さい(2μ, 1μ)場合には、電気サーボのほうが有利
サーボ系の安定性	調整	容易	面倒	油圧サーボでは速度ループゲインの非線形性、および負荷変動(あるいは速度)に応じて速度ループゲインが変動するのでサーボ系の調整が複雑で安定範囲もせまくなる
	安定範囲	広い	せまい	
メイシテナンスの難易と必要度	小	大		油圧サーボでは作動油の劣化、ゴミなどによって短周期に作動油フィルタなどの交換を要する。電気サーボは低ひん度でモータのブラシ点検をする程度でよい
取付、据付の容易性	容易	面倒		電気サーボは配線のみで済むが、油圧サーボの場合には配管が面倒である
運転時の発生騒音	小	大		油圧サーボの場合には油圧ポンプの回転音が非常に大きい 電気サーボの場合は音は皆無
モータの重量寸法	大	小		油圧モータは重量、寸法共にDCモータの1/2~2/3である
駆動源(増幅器、油圧源)の寸法	小	大		電気サーボの場合駆動増幅器は3軸まで(ただし、3kW以下)N/C本体内蔵できるので、フロアスペースが小さくて済む 油圧源は必ず別置でかつ大きい
寿命	長い	短い		電気サーボはモータのブラシを定期的に保守すれば寿命は半永久的と考えてよい。油圧サーボは作動油管理を徹底しないことが多く寿命を損うことがある
価格	安い	高い		油圧サーボの場合は油圧源を必要とするので価格が高くなる。また配管、フランシング等により機械の組立工数がきわめて多い



新製品紹介

自動窓拭きシステム

このたび、新宿住友ビルに超高層ビル用として、国産第1号機である三菱自動窓拭きシステムが納入された。

従来ビル外装の清掃は、専門の清掃業者によって、人手により行なわれてきた。しかし、ビルの超高層化に伴い清掃面積の増大、高所作業による危険の増大に合わせ、清掃コストの上昇、人手不足の深刻化などにより、ビル外装の清掃について省力化、機械化の必要性が広く認識されてきた。

当社では、いちはやく窓拭き作業の自動化に着目し、このシステムを完成させた。

■特長

- (1) 強力な清掃作用により清掃効果が大きく、そのうえムラがない。
- (2) ワンマンコントロールシステムにより省力化ができる。
- (3) 安全でスピーディーな清掃作業により、作業時間が著しく短縮できる。
- (4) 自動清掃ユニットが清掃するので、ホテル、オフィスなどのプライバシーの確保ができる。
- (5) 有人ゴンドラ方式にくらべ、ランニングコストが、およそ1/6と大幅に削減できる。

■仕様

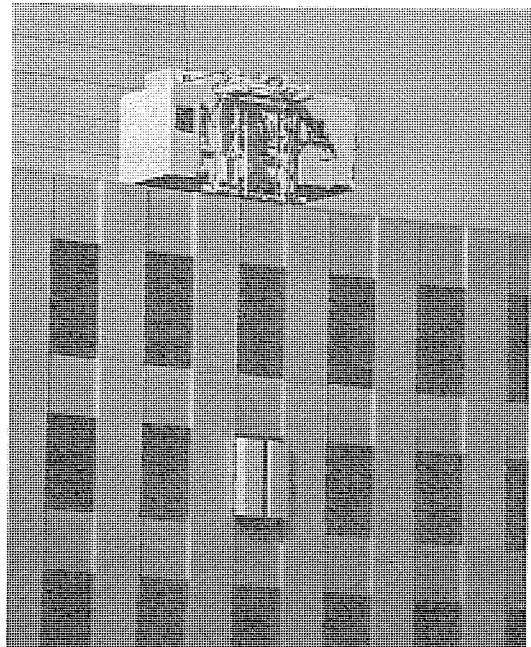
昇降形式	電動巻上げ
昇降速度	8~13 m/分
走行形式	電動式
走行速度	3~9 m/分
懸垂	ワイヤロープ×2本
給電	パワーケーブル×1本
電源	AC 400 V, 三相 50 Hz
タンク容量	約 80 l
清掃ユニット重量	約 450 kg

■構成

このシステムは、新宿住友ビルにおいては、次のような構成になっている。

ルーフカ- (外側および吹抜側)	計 2台
自動清掃ユニット (清掃幅 1.4 m, 1.6 m, 3.0 m)	計 3台
作業床 (外側および吹抜側)	計 2台
ルーフカ- 軌条	1式

【名古屋製作所】





NEWS FLASH

消費電力が半分 AVF チョッパ量産車完成

当社はここ数年来、多数の量産形 チョッパ制御装置を製作・納入し、その実用化に貢献してきたが、今回実用化第2弾として新しく AVF(自動可変界磁) チョッパ方式を開発し、帝都高速度交通営団有楽町線7000系新車用として第一次車分20セットを製作・納入した。

この AVF チョッパ方式は、今までの豊富な経験をもとに、さらにその実用性を高めるために回生能力の増大、効率の向上などをねらったもので、主電動機と組み合わせて従来の電圧制御機能だけでなく、連続的に界磁を制御する機能を有するものである。この画期的な電車制御システムは、車両として高加減速特性と高速特性とを同時に持たせるだけでなく、従来の抵抗制御車と比較して約47%の消費電力節減を可能にするものである。

現車試験においても、所期の目的を十分に満足する性能を確認できただばかりでなく、従来方式以上の安定な制御特性、円滑な起動特性が得られている。

また、チョッパ用としては世界最大級である2,500V、400A, $t_{off}=30\ \mu s$ の高耐圧逆導通サイリスタの使用など、機構面でも大きな進歩を遂げ、制御容量増大にもかかわらず、機器の小型・軽量化がなされている。

この装置の主要諸元を次に示す。

電気方式	DC 1,500 V 架空線式
運転性能	加速度 3.3 km/h/s
	減速度 3.5 km/h/s (常用最大)
	最高速度 100 km/h
制御方式	チョッパ制御による自動加減速制御
	回生ブレーキ付、AVF(自動可変界磁)制御付
制御容量	主電動機 150 kW × 8 台
チョッパ定格	DC 1,500 V 1,500 A (最大制御電流)
制御周波数	330 Hz × 2 (二相二重)
サイリスタ定格	2,500 V 400 A $t_{off}=30\ \mu s$
ダイオード定格	2,800 V 800 A
転流方式	直列消弧形反発パルス式

高性能であることはもちろん、最近のきびしい環境条件の中にあって節電形電車としてもその活躍が大いに期待されている。

[伊丹製作所]



AVF チョッパ採用の営団7000系新車

168 kV 級 複合開閉装置（ハイブリッド GIS）完成

当社では、すでに 72~500 kV にわたって 2,000 台以上のがいし形ガスしゃ断器シリーズ（SFH, SFM, SFL 形 GCB），200 ユニットを越えるガス絶縁変電所（GIS）シリーズの実績をもって業界をリードしているが、これらの技術と特長とを生かしてすべての機器を GIS 化する必要のない場合や、従来形発変電所構成のままで開閉機器の信頼性・安全性・耐塩害特性の向上はもとより、機器の大幅な縮小化・省資源化・省力化などを可能とする複合開閉装置（ハイブリッド GIS；略称：H・GIS）をユーザーの要請に応えて製作することにした。

この複合開閉装置は、タンク形ガスしゃ断器を母体としてガス絶縁断路器・接地装置を一体化し、他の在来機器（たとえば、避雷器・PT など），在来母線との組合せを容易にしたもので、72 kV~300 kV の各種定格に対してシリーズ化を進めているが、このほど、その第一段階として 168 kV 級の複合開閉装置、および単独設置にも対応するタンク形ガスしゃ断器を完成し、3月末に関係各電力会社立会のもとに公開試験を実施した。

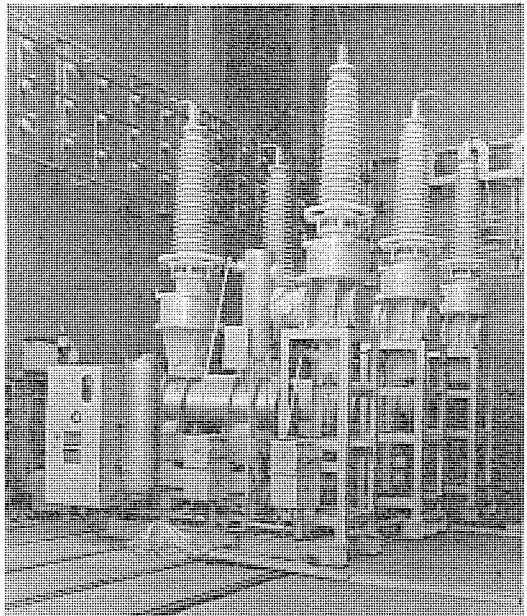
このハイブリッド GIS およびタンク形 GCB の完成により、GIS, H・GIS, タンク形 GCB, がいし形 GCB の各シリーズが揃い、それぞれの機種の特長・構成を生かして需要家の実態に即した有効・適切な発変電所の計画・運用が可能になる。

今回完成したハイブリッド GIS およびタンク形 GCB に引続いて定格の拡大を進めており、120~300 kV 級の各種 H・GIS, タンク形 GCB が、本格的な生産態勢にはいりつつある。

公開試験を行なった機器のおもな定格は次のとおりである。

H・GIS	タンク形 GCB
電圧	168 kV
電流	1,200, 2,000 A
しゃ断電流	31.5 kA
しゃ断時間	3 サイクル
ガス圧力	5 kg/cm ²
操作気圧	15 kg/cm ²
しゃ断点数	1
断路器台数	1
接地装置台数	2
総重量	10,000 kg
	8,000 kg

[伊丹製作所]



工場試験中の 168 kV ハイブリッド GIS

当社の登録実用新案

登録番号	名 称	考 案 者	登録番号	名 称	考 案 者
982673	内側板の接合装置	石田松彦	982986	内燃機関点火装置	浅山嘉明・林 正博
982674	電動噴霧器	武井久夫・岩田尚之 服部信道・森田清司	982987	機関点火時期調整装置	藤本光宏
982675	エスカレータまたは移動通路の欄干	瀬戸紀臣	982988	機関点火時期調整装置	藤本光宏
982676	表示装置	藤林肇次・奥 泰二 須崎 涉	982989	熱交換器の部品取付装置	木ノ内達夫
982677	電気掃除機の床用収塵 ブラシ	南日国伸	982990	回転式圧縮機の逆転防止装置	戸崎保弘
982678	集電子ホイル脱線防止装置	田中政和	982991	空気調和機	小林恵治・石塚幹夫
982679	直流結合多入力制御 フリップ、フロップ	茂木 充・平子征佳	982992	差動送り ミシン	辻本忠司・貴志征五
982680	ソケット保持装置	井上員成	982993	リクトルコイルの締付装置	忍 正寿・永原 豪
982681	抵抗体	井上武男・石井勇雄 浮田潤一	982994	送風機	品川博昭
982682	小型電気機器のスイッチ	三輪美嘉・増田三郎 熊田泰治	982995	送風機の軸封装置	村岡正隆
982683	避雷器	永井信夫・但田昭司	982996	熱交換器	斎藤辰夫
982684	避雷器	鎌田隆好・加来 勲	982997	ディスポーラの取付装置	服部信道・岩田尚之 杉田 信
982685	石油ストーブの燃焼筒保持装置	加藤栄一・斎藤 勝 鷲栄 勇	982998	ディスポーラ	服部信道・岩田尚之 杉田 信
982671	弁操作機構	中野大典・江藤 勇	982999	ディスポーラ	服部信道・岩田尚之 杉田 信
982686	配電器の電波雑音防止 カバー	浅山嘉明	983000	ディスポーラの防振取付装置	服部信道・岩田尚之 杉田 信
982687	慣性摺動式機関始動装置	松本 剛	983001	ディスポーラの口蓋	服部信道・岩田尚之 杉田 信
982688	電着塗装用集電装置	林田菊義・櫻本寛治	983002	冷凍装置	古川博一
982689	床面暖房装置	小川 仁・斎藤辰夫	983003	冷却器の消音装置	貝瀬俊朗・徳永 龍
982690	気化器のスロットルスイッチ	浅山嘉明	983004	冷凍冷房装置用凝縮器	高田 宏・新井毅博
982666	食器洗浄機	高沢正二・関根文男	983005	冷凍機	忠 王雄
982966	パワーマニプレータ除温機	蘿原 智・津田栄一	986160	超電導コイル	中西 武
982967	発熱体	小原英一・木村啓之介	986161	スイッチング 素子の故障検出装置	岩本雅民
982968	たわみ軸総手	重浦淳一	986162	定電流電源装置	斎藤長男・小林和彦 丹羽 進
982969	電動噴霧器	服部信道・森田清司	986163	電子機器用防塵覆	八代睦穂・佐藤浩司
982970	扇風機	白石和雄	986164	電気温水器の発熱体洗浄装置	本谷昇一
982971	天井扇風機	白石和雄	986165	リードスイッチ制御装置	落合 健
982972	温水器	赤羽根正夫・宮崎昭信 鶴谷嘉正	986166	のこ カバーの装着装置	高橋一智
982973	偏心開口容器とその蓋体との結合構造	武井久夫	986167	照明器具用笠	中島哲之助・関口由紀夫 近藤信幸
982974	電動噴霧器	服部信道・宮内正之	986168	けい光灯器具	林久美男・桂 秀年 二木盈行・鈴木政勝
982975	電気掃除機	長領 元	986169	融雪装置	小笠原善丸・山崎 肇 松沢久行・藤原三男
982976	集電 ホイル	藤木博愛	986170	電気鉗の切込調整部品	近藤正司・日比野浩一
982977	回転機械の軸受装置	大森和夫	986171	ヘアードライヤーのボンネット	市村伸男
982978	車輌用送風装置	小松健一郎	986172	ヘアードライヤー	弘瀬 潔
982979	機関点火時期調整装置	浅山嘉明	986173	ヘアードライヤーのボンネット	丸山 泰・蟻川正吾
982980	立形回転電機の軸受装置	中野 修	986174	ヘアードライヤー	三輪美嘉・増田三郎 福田興司・小池利男
982981	軸受装置	野田祐久・山崎勝彦	986175	ヘアードライヤー	石原和代・菌田陽子
982982	内燃機関点火装置	本庄田尚			福田興司・小池利男
982983	内燃機関点火装置	小西寛示・山根恒夫			小池利男
982984	内燃機関点火装置	三木隆雄			
982985	電気掃除機の集塵量表示装置	菊地俊男			

本社・営業所・研究所・製作所・工場所在地

本社 東京都千代田区丸の内2丁目2番3号(三菱電機ビル) (西 100) (電) 東京(03) 218局2111番

大阪営業所	大阪市北区梅田町8番地(西阪神ビル) (西 530)	(電)	大阪 (06)	347局2991番
名古屋営業所	名古屋市中村区広井町3丁目88番地(大名古屋ビル) (西 450)	(電)	名古屋 (052)	565局3111番
静岡営業所	静岡市伝馬町16の3番地 (西 420)	(電)	静岡 (0542)	54局4681番
福岡営業所	福岡市中央区天神2丁目12番1号(天神ビル) (西 810)	(電)	福岡 (092)	721局2111番
長崎営業所	長崎市丸尾町7番8号(長崎底曳会館) (西 852)	(電)	長崎 (0958)	61局6101番
札幌営業所	札幌市中央区北2条西4丁目(北海道ビル) (西 060-91)	(電)	札幌 (011)	212局3711番
仙台営業所	仙台市大町1丁目1番30号(新仙台ビル) (西 980)	(電)	仙台 (0222)	64局5611番
富山営業所	富山市桜木町1番29号(明治生命館) (西 930)	(電)	富山 (0764)	31局8211番
広島営業所	広島市中町7番32号(日本生命ビル) (西 730)	(電)	広島 (0822)	48局5311番
岡山営業所	岡山市駅前町1丁目9番地15号(明治生命ビル) (西 700)	(電)	岡山 (0862)	25局5171番
高松営業所	高松市鶴屋町2番1号 (西 760)	(電)	高松 (0878)	51局0001番
新潟営業所	新潟市東大通2丁目4番地10号(日本生命ビル) (西 950)	(電)	新潟 (0252)	41局7212番
東京商品営業所	東京都港区赤坂2丁目5番1号(東邦ビル) (西 107)	(電)	東京 (03)	588局6811番
関東商品営業所	大宮市大成町4丁目298番地 (西 330)	(電)	大宮 (0486)	65局3211番
大阪商品営業所	大阪市北区堂島北町8番地の1 (西 530)	(電)	大阪 (06)	344局1231番
名古屋商品営業所	名古屋市中村区広井町3丁目88番地(大名古屋ビル) (西 450)	(電)	名古屋 (052)	565局3111番
福岡商品営業所	福岡市中央区天神2丁目12番1号(天神ビル) (西 810)	(電)	福岡 (092)	721局2111番
札幌商品営業所	札幌市中央区北2条西4丁目(北海道ビル) (西 060-91)	(電)	札幌 (011)	212局3777番
仙台商品営業所	仙台市大町1丁目1番30号(新仙台ビル) (西 980)	(電)	仙台 (0222)	64局5611番
北陸商品営業所	金沢市小坂町西97番地 (西 920)	(電)	金沢 (0762)	52局1151番
広島商品営業所	広島市中町7番32号(日本生命ビル) (西 730)	(電)	広島 (0822)	48局5311番
高松商品営業所	高松市鶴屋町2番1号 (西 760)	(電)	高松 (0878)	51局0001番
東京機器営業所	東京都港区北青山1丁目2番3号(青山ビル) (西 107)	(電)	東京 (03)	404局0336番
大阪機器営業所	大阪市北区堂島北町8番地の1 (西 530)	(電)	大阪 (06)	344局1231番
名古屋機器営業所	名古屋市中村区広井町3丁目88番地(大名古屋ビル) (西 450)	(電)	名古屋 (052)	565局3111番
静岡機器営業所	静岡市小鹿2丁目1番22号 (西 420)	(電)	静岡 (0542)	82局2061番
浜松機器営業所	浜松市海老塚町479の1 (西 430)	(電)	浜松 (0534)	54局4121番
中央研究所	尼崎市南清水字中野80番地 (西 661)	(電)	大阪 (06)	491局8021番
生産技術研究所	尼崎市南清水字中野80番地 (西 661)	(電)	大阪 (06)	491局8021番
商品研究所	鎌倉市大船2丁目14番40号 (西 247)	(電)	鎌倉 (0467)	44局6111番
神戸製作所	神戸市兵庫区和田崎町1丁目1番2号 (西 652)	(電)	神戸 (078)	652局2121番
伊丹製作所	尼崎市南清水字中野80番地 (西 661)	(電)	大阪 (06)	491局8021番
三田工場	三田市三輪字父々部85番地 (西 669-13)	(電)	三田 (07956)	3局4371番
赤穂工場	赤穂市天和651番地 (西 678-02)	(電)	赤穂 (07914)	3局2221番
長崎製作所	長崎市丸尾町6番14号 (西 850-91)	(電)	長崎 (0958)	61局6211番
時津工場	長崎県西彼杵郡時津町浜田郷字神崎浦517 (西 851-21)	(電)	時津 (09588)	2局2461番
製御製作所	神戸市兵庫区和田崎町1丁目1番2号 (西 652)	(電)	神戸 (078)	652局2121番
稻沢製作所	稻沢市菱町1番地 (西 492)	(電)	稻沢 (0587)	32局8111番
和歌山製作所	和歌山市岡町91番地 (西 640-91)	(電)	和歌山 (0734)	36局2111番
鎌倉製作所	鎌倉市上町屋325番地 (西 247)	(電)	鎌倉 (0467)	44局1111番
通信機製作所	尼崎市南清水字中野80番地 (西 661)	(電)	大阪 (06)	491局8021番
計算機製作所	鎌倉市上町屋325番地 (西 247)	(電)	鎌倉 (0467)	44局1111番
北伊丹製作所	伊丹市瑞原4丁目1番地 (西 664)	(電)	伊丹 (0727)	82局5131番
熊本工場	熊本市竜田町弓削720番地 (西 862)	(電)	熊本 (0936)	38局7211番
名古屋製作所	名古屋市東区矢田町18丁目1番地 (西 461)	(電)	名古屋 (052)	721局2111番
旭工場	尾張旭市下井町字下井 (西 488)	(電)	尾張旭 (05615)	3局5101番
福岡製作所	福岡市西区今宿青木690番地 (西 819-01)	(電)	福岡今宿 (09295)	6局0431番
福山製作所	福山市緑町1番8号 (西 720)	(電)	福山 (0849)	21局3211番
相模製作所	相模原市宮下1丁目1番57号 (西 229)	(電)	相模原 (0427)	72局5131番
姫路製作所	姫路市千代田町840番地 (西 670)	(電)	姫路 (0792)	23局1251番
静岡製作所	静岡市小鹿3丁目18番1号 (西 420)	(電)	静岡 (0542)	85局1111番
中津川製作所	中津川市駒場町1番3号 (西 508)	(電)	中津川 (05736)	6局2111番
大船製作所	鎌倉市大船5丁目1番1号 (西 247)	(電)	鎌倉 (0467)	44局6111番
郡山製作所	郡山市栄町2番25号 (西 963)	(電)	郡山 (0249)	32局1220番
群馬製作所	群馬県新田郡尾島町大字岩松800番地 (西 370-04)	(電)	尾島 (02765)	2局1111番
藤岡工場	藤岡市本郷字別所1173番地 (西 375)	(電)	藤岡 (02742)	2局1185番
京都製作所	京都府長岡京市馬場園所1番地 (西 617)	(電)	京都 (075)	921局4111番
長野工場	長野市大字南長池字村前 (西 380)	(電)	長野 (0262)	43局1101番
札幌営業所	札幌市中央区北2条東12丁目98番地(新川ビル) (西 060)	(電)	札幌 (011)	231局5544番

次号予定

三菱電機技報 Vol. 48 No. 6

ミニコンピュータ応用特集

《特集論文》

- MELCOM 70 のハードウエア
- MELCOM 70 の基本ソフトウエア
- Modulo-P 演算によるミニコンピュータ向き行列反転方式
- MELCOM 350-7 制御用計算機システム
- 定期券発行装置
- ミニコンピュータの医療関係への応用
- テレメータデータ処理装置
- 給電所用自動記録装置
- 過渡現象のオンラインデジタル計測システム
- 複数台の旋盤に対する自動ローディング・アンローディングシステム
- ミニコンピュータによる工作機械の制御
- 小形モータ生産ラインの自動化へのミニコンピ

ユータの応用

《普通論文》

- マイクロコンピュータ用 ROM の作図・検査データの自動作成
- 自動高周波焼入装置
- コークス炉用作業機械のデジタル制御
- 水処理設備へのマイクロコントローラ MELMIC の適用
- ハイレベルデータリング制御システム
- 酸無水物硬化エボキシ樹脂の放射線照射効果
- 計算機制御におけるデジタルフィルタの応用
- 『技術講座』
- 数値制御装置シリーズ (3) 数値制御装置のサーボ機構について (その 2)

三菱電機技報編集委員会

委員長	正木茂雄	常任委員	久松章三
副委員長	神崎邇	"	藤永敦
常任委員	伊藤一夫	"	武藤正
"	上田重夫	"	吉松誠一
"	宇佐見重夫	委員	柏谷一雄
"	大田重吉	"	坂田邦寿
"	北川和人	"	橋爪基
"	古賀享	"	待鳥正
"	外野範吾	"	吉武正彦
"	塚本信雄	"	若宮佐三

(以上 50 音順)

三菱電機技報 48 卷 5 号

昭和 49 年 5 月 22 日印刷 昭和 49 年 5 月 25 日発行 「禁無断転載」定価 1 部 金 200 円(送料別)

編集兼発行人

東京都千代田区丸の内 2 丁目 2 番 3 号

正木茂雄

印刷所

東京都新宿区市谷加賀町 1 丁目 12 番地
(郵便番号 162)

大日本印刷株式会社

印刷者

東京都新宿区市谷加賀町 1 丁目 12 番地

高橋武夫

発行所

東京都千代田区丸の内 2 丁目 2 番 3 号(郵便番号 100)

「三菱電機技報社」

(電話) (03) 218 局 2327 番

発売元

東京都千代田区神田錦町 3 丁目 1 番地(郵便番号 100)

株式会社 オーム社書店

(電話) (03) 291 局 0912 番 振替口座 東京 20018 番