

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	高発熱機器室の省エネルギー除熱システムに関する研究
Title(English)	
著者(和文)	大島一夫
Author(English)	
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:乙第3287号, 授与年月日:1999年3月31日, 学位の種別:論文博士, 審査員:
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:乙第3287号, Conferred date:1999/3/31, Degree Type:Thesis doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

高発熱機器室の省エネルギー
除熱システムに関する研究

Research on Energy Conserving Systems for Heat
Removal of High Heat Generating Equipment Rooms

1999年

大島 一夫

論文内容の要旨

マルチメディア時代を迎えて、情報通信ネットワークに必要な電力消費量がこれまで以上に増加しようとしており、エネルギー消費を抑制していくことは地球環境保護の観点からも、ますます重要になっている。この電力消費量を抑制・削減するには情報通信機器の省電力化が必要であると共に、高発熱密度化する情報通信機器からの発熱を年間を通して除去するため一般の空調設備に比較して膨大なエネルギーを消費する除熱システムの省エネルギー化が求められる。情報通信機器などの高発熱機器室の除熱システムには、年間運転への対応、信頼性の確保、除湿を行わない除熱、室内清浄度の確保、保守の効率化、経済性などが求められる。このような条件を満足する省エネルギー除熱システムとして、サーモサイフォンを利用した間接外気冷房装置、外壁の熱通過率を気象状態や室内の発熱状態によって変化させられる外壁（サーモサイフォン利用熱制御壁体）、燃料電池の排熱を利用する除熱システム、および除熱システムの信頼性評価方法についての研究を行った。

一般の空調に、サーモサイフォンによる低温の外気を利用した冷房方式を用いると、サーモサイフォンの冷媒温度が低くならず十分に除湿を行えない場合がある。一方、情報通信機器を収容する室では、顕熱のみを処理すればよく、除湿を行うとかわって室内の湿度が低下してしまう。このような理由から、サーモサイフォンは顕熱発熱のみの情報通信機器の除熱に適したシステムと考えられる。

このサーモサイフォンを利用した間接外気冷房装置の研究では、通信機器を収容する金属製の可搬型通信機器収容箱の除熱を効率よく行うために新たに考案したサーモサイフォン利用間接外気冷房装置内蔵空調機について述べ、これを用いれば低外気温時に十分除熱を行え、年間累積で除熱負荷の40～50%を処理することが可能で、大きな省エネルギー効果があることを屋外実験により示した。

熱制御壁体の研究では、上述のサーモサイフォンを利用した間接外気冷房装置の研究を発展させ、外壁の熱通過率を室内外の温度状況に応じて制御することにより省エネルギーを実現する、サーモサイフォン利用熱制御壁体を新たに開発した。サーモサイフォンによる間接外気冷房の機能を従来の外壁に付加することにより、外壁の熱通過率を気象状態や室内の発熱状態に応じ変化させられると共に、浸透水を防止できる。この熱制御壁体は、室内の熱を屋外へ放散したり屋外の熱を室内に取り入れたいとき熱抵抗を小さくし、室内の熱を屋外へ放散したくないときや屋外の

熱の侵入を遮断したいとき熱抵抗を大きくでき、除熱用エネルギーを低減できる。とくに高発熱機器を収容する建物では、低温の外気を利用した除熱をほとんど無動力で行うことができる。ここでは、その構成と動作、熱制御壁体方式の比較、性能シミュレーション方法を述べ、屋外実験について示した。これにより熱制御壁体の熱性能は室内外温度差・日射量・風速の影響を受けるが、その影響を熱制御壁体の設計仕様から求めることができることが明らかになった。また実際の通信用建物の外壁に適用した結果に基づき省エネルギー効果を分析したところ、熱制御壁体による省エネルギー効果は30～50%に達することが判明した。

サーモサイフォンを利用した間接外気冷房装置および熱制御壁体の研究では、高発熱機器室で使用される電気エネルギーを削減する手法を示したが、この電気エネルギーは発電効率を考慮すると全投入エネルギーの約35%程度が電気エネルギーに変換されているに過ぎない。従って、エネルギー問題、地球環境問題に貢献するには、大本の投入エネルギーをより効率よく使用することが求められる。

燃料電池の排熱を利用する除熱システムの研究では、発電効率が高く、かつそこからの排熱分まで利用できるため、総合エネルギー効率を高められるリン酸型燃料電池の導入を図ることを目的に、電池冷却水系と排ガス系からの排熱を回収する方法について検討を行った。まず、電池冷却水の温度を精度良く制御して発電効率の低下や電池の劣化を防ぎながら排熱を回収する方法を検討するためのモデルを新たに提案し、このモデルが実際の燃料電池の特性を充分反映するものであることを実験により示した。また、排ガス系からの熱回収については、回収熱量を計算するシミュレーション方法として燃料電池内の化学反応式に基づいて行う方法を新たに提案した。さらに、このシミュレーション方法により、排ガスからの排熱回収方法と排熱回収温度を変化させた場合の排熱回収量の変化量、この排熱を利用する吸収式冷凍機による年間冷却能力の比較、等を検討した。この結果、空気極排ガスと改質器燃焼排ガスを分離して熱回収すると共に吸収式冷凍機の冷却水温度の変化に対応させて熱回収温度を変化させる場合の冷却能力は、冷却水温度一定の場合に比べて2.5倍の能力を発揮することを示した。

除熱システムの信頼性評価方法の研究では、まず除熱システムの構成機器と信頼度モデルについて考察を加え、室内に設置される機器の熱容量、除熱システムの冷却能力の変化、各種バックアップ設備を考慮しながら、空調機停止後に室温が許容温度を超過する確率の計算方法について新たに提案し、新計算方法が十分な計算精

度をもつことを検証した。この計算方法を除熱システムに適用して信頼性の評価を行い、室内発熱密度が増加した場合でも、n out of N(G)系で構成された空調機の冗長を増すことにより、信頼性が向上すること、室内発熱密度の増加に伴い除熱システムの不稼働率は除熱システム電源の不稼働率に収斂することを示した。また高発熱機器室において、換気設備、蓄熱設備を設置すると除熱システムの信頼性向上に有効であること、室温や外気温により空調機の冷却能力が変化することを考慮すると、同じ信頼性を確保するのに必要な空調機台数は少なくなり、建設費が安価となることを示した。

最後に今後の研究によって解決されなければならない課題についても総括した。

Abstract

Information networks and new switching equipment for multimedia will consume a lot of power. It is important to reduce energy consumption from the viewpoint of energy conservation and global environment. To achieve this, it is required not only to decrease power to telecommunications and information processing equipment, but also to the heat removal system which consumes a lot of energy compared to ordinary systems. The heat removal system requires energy conservation, year round operation, high reliability, no-dehumidification, indoor air cleanliness, efficient maintenance and cost-effectiveness. Therefore this report describes a heat removal system using thermosiphon, a thermal control wall, heat recovery methods from fuel cell waste heat from the heat removal system, and a method of evaluating and improving the reliability of heat removal system.

A new small air-cooled air-conditioner which has both a refrigerant cycle with a compressor and a thermosiphon in one body was developed for an unmanned container station which contains electronic switching equipment. A field test clarified that the refrigerant cycle removes heat when outdoor air temperature is high and the thermosiphon removes heat when outdoor air temperature is low. The new air-conditioner removes 40%~50% of the cooling load and saves 20%~30% of the power needed for heat removal compared with a conventional air-conditioner.

The heat exchanger using a thermosiphon, called a thermal control wall, functions as a skin as well as a means to vary the exterior wall thermal resistance of buildings is studied. The thermal control wall reduces energy for heat removal because it varies its thermal resistance. Outdoor test results confirm that the capacity of the thermal control wall is influenced by indoor and outdoor air temperature difference, solar radiation and wind velocity. System configuration and simulation method were studied and the values agree with outdoor test results. This clarified that the thermal control wall performance can be calculated by its specification. Outdoor test results also confirm that the thermal control wall saves 30%~50% of the power needed for heat removal.

Heat recovery methods from a fuel-cell-stack cooling systems and exhaust gases were studied to use the heat for heat removal systems and increase total energy

efficiency. The fuel-cell-stack coolant temperature should be kept constant to maintain high electrical efficiency and to prevent the fuel cell from deteriorating. There are two methods to achieve this using the fuel-cell-stack coolant. One is an indirect heat recovery using a heat exchanger and another is direct heat recovery using steam from the fuel-cell-stack coolant. The dynamic characteristics of the fuel-cell-stack cooling system and the heat recovery system were studied. Consequently, calculation values using the simple dynamic model of the fuel-cell-stack cooling system are agree with test results.

Heat recovery methods and the amount of heat that can be recovered from fuel cell exhaust gases were studied. Two heat recovery methods from the exhaust gases being considered: one uses heat recovery from mixed exhaust gas from the cathode side of the cells and the reformer (mixed type); the other uses separate heat recovery from these sites (separate type). Simulation shows that the amount of heat recovered between 60 and 75°C with the separate type of heat recovery is greater than with the mixed type of heat recovery. The cooling capacity of the refrigerator using the separate type heat recovery (recovering heat between 65 and 85°C) is about 2.5 times that of one using a generator (heat source) with a constant 85°C temperature.

Room temperatures in a high heat-generating telecommunications equipment room increase with time after shutdowns in air-conditioning units. This is according to the heat capacity of devices installed in the same room and the exterior wall heat capacity. Simple and convenient methods for evaluating and improving the reliability of heat removal systems were studied. One method is presented for determining the probability that room temperature will exceed the allowed temperature after a shutdown in air-conditioning units. Using this method, you can calculate the reliability of heat removal system. Using this simple calculation method, simulations are performed to investigate a method for improving the reliability of heat removal system in a high heat-generating telecommunications equipment room. Taking into account the fact that the cooling performance of air-conditioning equipment changes according to temperature conditions, it is shown that the number of necessary air-conditioning units can be reduced while maintaining the same level of reliability.

高発熱機器室の省エネルギー 除熱システムに関する研究

目 次

第1章 序論

1. 1	まえがき	1
1. 2	本論文の目的	1
1. 3	本論文の構成	7
1. 4	除熱システムの基本的考え方と本研究の位置づけ	10

第2章 間接外気冷房装置を用いた省エネルギー除熱システム

2. 1	まえがき	19
2. 2	可搬型通信機器収容箱の概要	20
2. 3	可搬型通信機器収容箱の断熱性能の検討	20
2. 4	間接外気冷房機能を持った空調機の構成と性能	22
2. 5	信頼性の検討	26
2. 6	間接外気冷房装置の効果の測定	36
2. 7	本章のまとめ	41

第3章 熱制御壁体を用いた省エネルギー除熱システム

3. 1	まえがき	42
3. 2	熱制御壁体の構成と動作	45
3. 3	熱制御壁体の各方式の構成と特徴	47
3. 4	シミュレーション方法	52
3. 5	シミュレーション結果の評価	57
3. 6	屋外実験とシミュレーションとの比較検討	63
3. 7	実大規模による性能測定	74
3. 8	本章のまとめ	80

第4章 燃料電池排熱を利用した省エネルギー除熱システム

4. 1	まえがき	84
4. 2	燃料電池の種類と特徴	86
4. 3	電池冷却水からの熱回収	91
4. 4	排ガス系からの熱回収	102
4. 5	本章のまとめ	123

第5章 信頼性を考慮した省エネルギー除熱システム設計法

5. 1	まえがき	124
5. 2	高発熱情報通信機器室除熱システムの信頼性評価の考え方	126
5. 3	許容温度の超過確率の計算方法	135
5. 4	計算精度の検討	138
5. 5	除熱システムの信頼性の評価	140
5. 6	本章のまとめ	143

第6章 結論と今後の課題

6. 1	結論	148
6. 2	今後の課題	151

	謝辞	153
--	----	-----

	参考文献	154
--	------	-----

	印刷論文リスト	157
--	---------	-----

	本論文に関連する特許	158
--	------------	-----

高発熱機器室の省エネルギー 除熱システムに関する研究

第1章 序論

1.1 まえがき

マルチメディア時代を迎えて、情報通信・ビジネスひいては社会を取り巻く環境が大きく変貌しようとしている。情報通信の分野でもこれまでの電話中心のネットワークからパソコンや各種情報端末等のさまざまなマルチメディア端末がネットワークにつながり、音声から画像データ等の伝達へと多様化しつつあり、このために情報通信ネットワークも高速・広帯域化が図られつつある(図1.1)^[1]。これに伴って情報通信ネットワークに必要な電力消費量がこれまで以上に増加しようとしており、エネルギー消費を抑制していくことは地球環境保護の観点からも、ますます重要になっている。

この電力消費量を抑制・削減するには情報通信機器の省電力化が必要である。一方、情報通信機器は高発熱密度化の傾向にあり、このような機器に対する除熱システムは年間を通して運転が必要とされ、一般の空調設備に比較して膨大なエネルギーを消費するので、除熱システムの省エネルギーが大きな課題となっている。

1.2 本論文の目的

本論文はこのような課題に応えるため、情報通信機器のような高発熱機器からの除熱を信頼性を保ちながら、効率よく行う省エネルギー除熱システムとして、サーモサイフォンを利用した間接外気冷房装置、外壁の熱通過率を気象状態や室内の発熱状態によって変化させられる外壁(サーモサイフォン利用熱制御壁体)の研究を行う。サーモサイフォンによる低温の外気を利用した冷房方式を一般の空調に用いると、サーモサイフォンの冷媒温度が低くならず十分に除湿を行えない。一方、情報通信機器を収容する室では、顕熱のみを処理すればよく、除湿を行うとかえって室内の湿度が低下してしまう。このような理由から、サーモサイフォンは顕熱発熱のみの情報通信機器の除熱に適したシステムである。

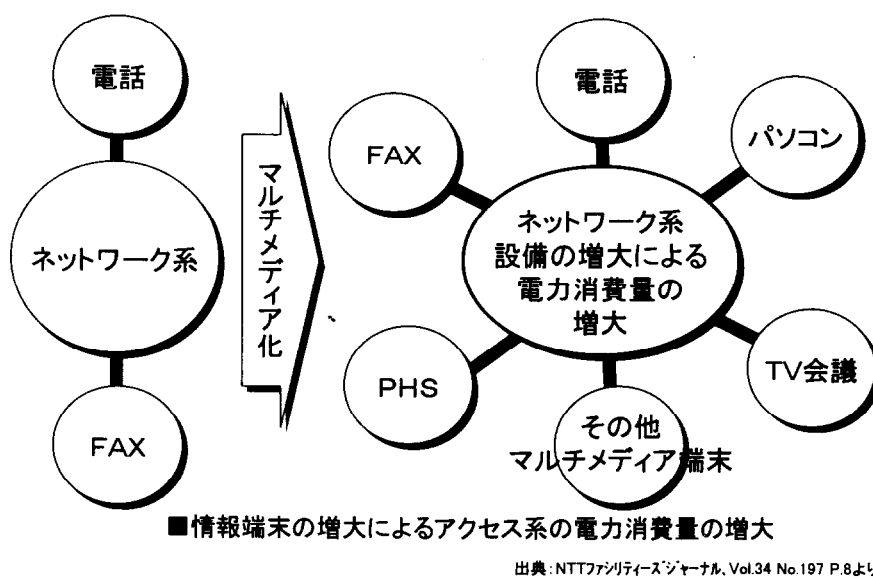


図 1. 1 マルチメディア化による消費電力の拡大

サーモサイフォン利用間接外気冷房装置および熱制御壁体は、除熱に使用される電気エネルギーを削減する手法であるが、図 1.2 に示すようにこの電気エネルギーは発電効率を考慮すると、全投入エネルギーの約 35% 程度が電気エネルギーに変換されているに過ぎない。従ってエネルギー問題、地球環境問題に貢献するには、大本の投入エネルギーをより効率よく使用することが求められる。そこで総合エネルギー効率を高めるために燃料電池の排熱を利用する除熱システムの研究を行う。

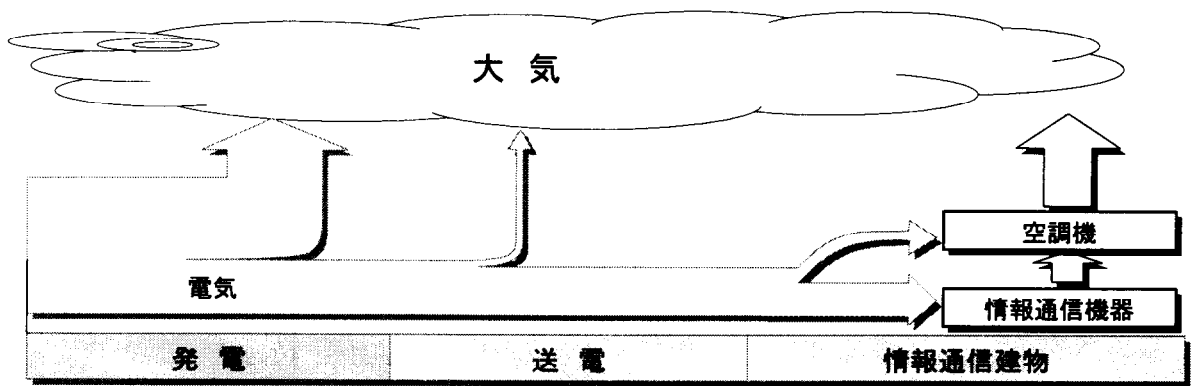
また除熱システムの信頼性評価方法についての研究を行う。

これらの除熱システムにより次のような省エネルギー効果が得られる。

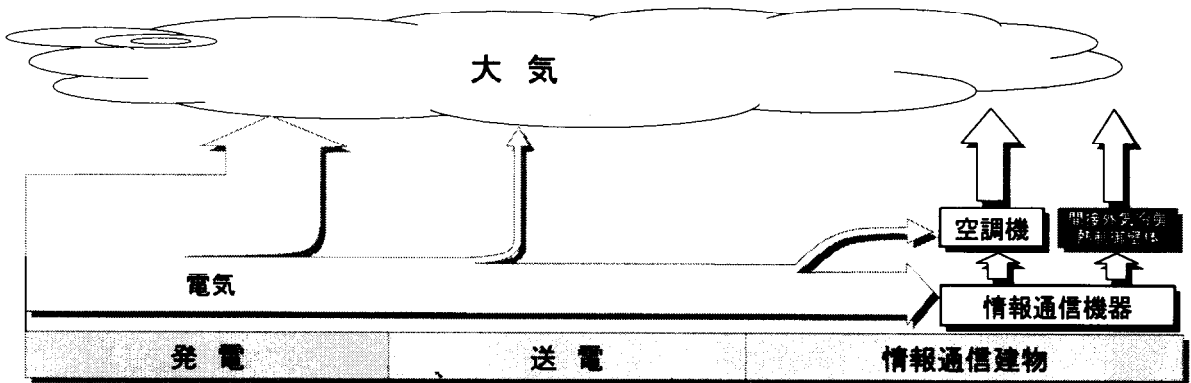
間接外気冷房と圧縮冷凍サイクルの両方の機能を持つ空調機による省エネルギー効果は、図 1.3、図 1.4 に示すようになる。図 1.3 は通信機器からの発熱量が 1.2kW ($68\text{W}/\text{m}^2$) の場合の省エネルギー効果を示す。図 1.4 は通信機器からの発熱が 1.2kW の場合と 1.5kW ($85\text{W}/\text{m}^2$) の場合の比較を示している。図 1.4 は従来の空調機に比較してこの空調機が、20% (発熱が 1.2kW の場合) ~30% (発熱が 1.5kW の場合) の省エネルギーがはかれることを示している^[57]。

熱制御壁体を設置することによって見込める省エネルギー効果を図 1.5 に示す。設定室温 27°C 、室内発熱密度 $200\text{W}/\text{m}^2$ の通信機器室に、室内床面積の 30% の面積の熱制御壁体 (フィンタイプの熱制御用外壁パネル) を設置すると、空調に要する電力量を、寒冷地では約 50%、鹿児島などの温暖地で 30% 近く節減できることがわかる。この熱制御壁体を、雨水の侵入を防ぐ機能しか持たないコート壁の代わりに設置した場合の建設費の上昇分は省エネルギー効果によって寒冷地で 3 年、温暖地でも 6 年程度で回収できる。熱制御壁体は特に寒冷地ほど、また熱制御壁体を設置する室の発熱密度が大きいほど、また室温の設定値が高いほど大きな省エネルギー効果が期待できる^[2]。

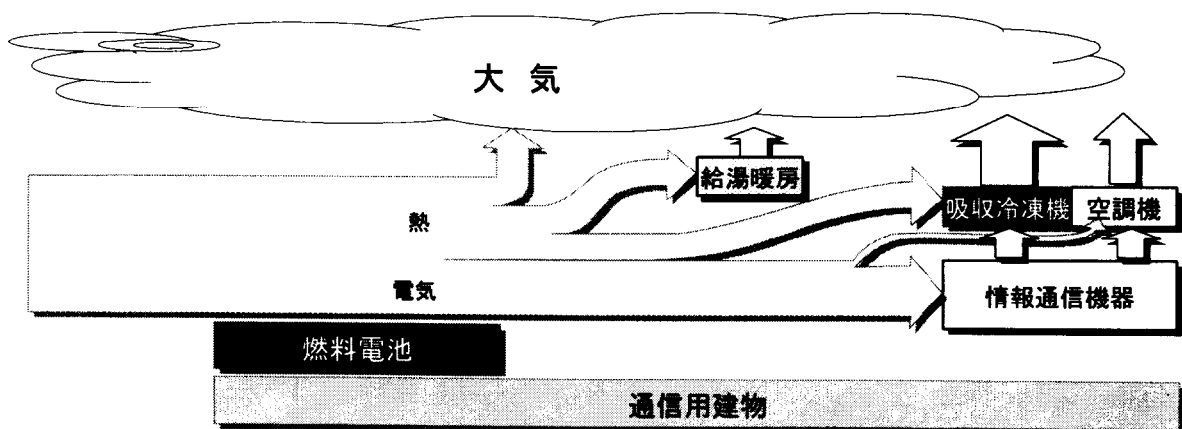
燃料電池の電池冷却水系排熱と排ガス系排熱を、効率よく回収して除熱システムの熱源として利用する場合、電池冷却水系熱回収では電池冷却水系に大きな圧力(温度)変動を与えずに高温の熱回収が行え、燃料電池の寿命や効率に影響を与えることなく、除熱システムの効率を高めることができる。また排ガス系排熱を空気極排ガスと改質器燃焼排ガスとを分離回収し、その回収温度を吸収式冷凍機の冷却水温度に応じた最適な温度で熱回収する方法(変温回収(分離))は、回収温度一定(排熱回収温度 85°C 一定)の場合に比較して年間約 2.5 倍の累積冷却能力になる。また空気極排ガスと改質器燃焼排ガスの混合ガスから熱回収するが、その回収温度は吸



(a)省エネルギー除熱システムを使用しない場合



(b)間接外気冷房・熱制御壁体使用時



(c)燃料電池使用時

図1.2 エネルギーフロー図

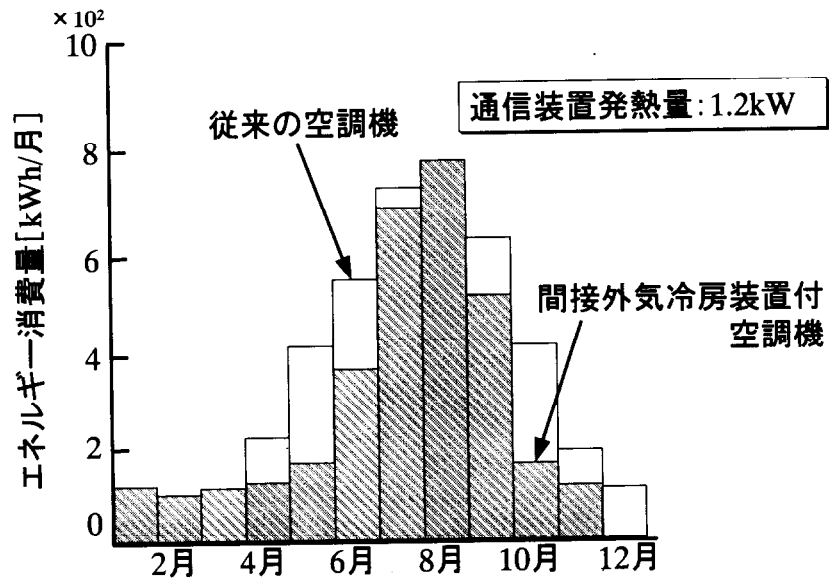


図1.3 間接外気冷房装置による月別省エネルギー効果

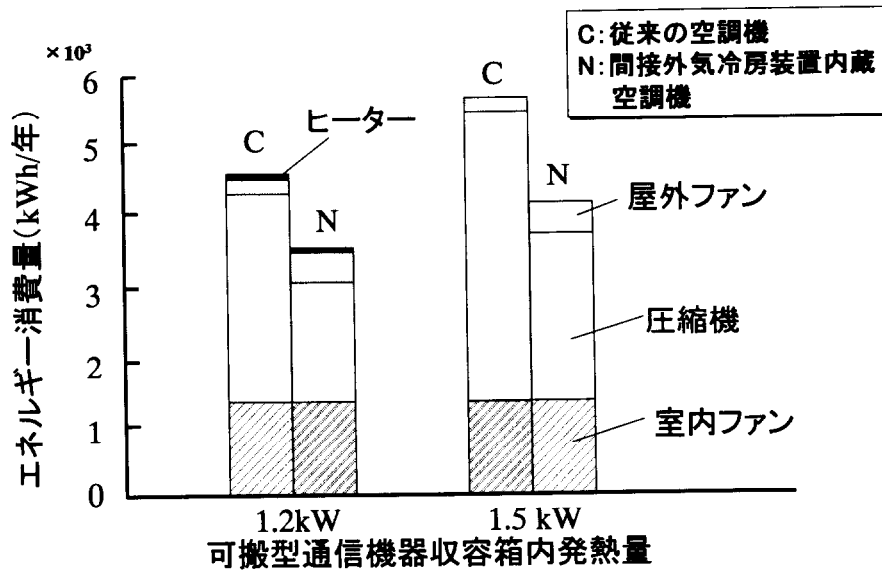


図1.4 間接外気冷房装置による年間省エネルギー効果

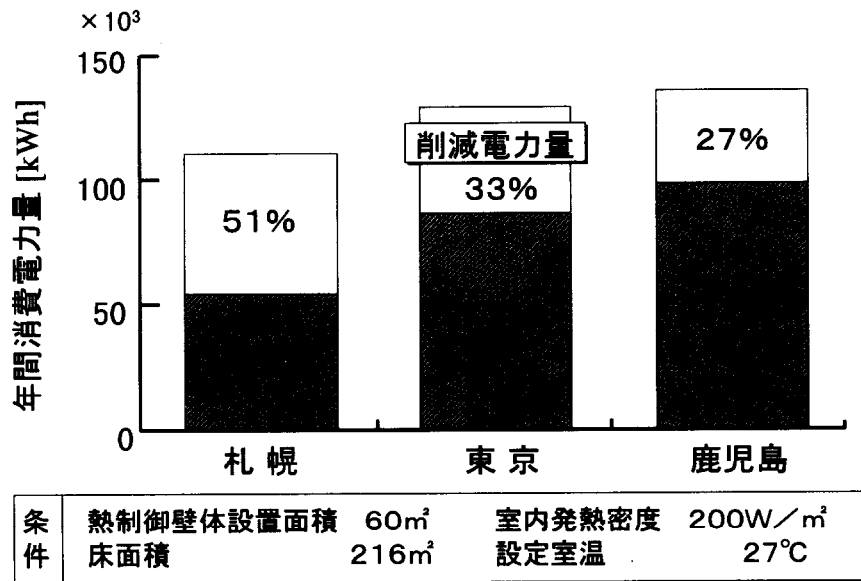


図1.5 地域別省エネルギー効果

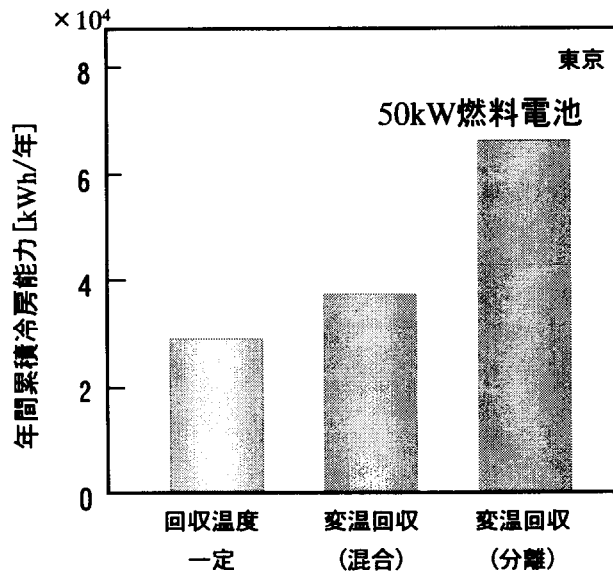


図1.6 年間累積冷却能力(排ガス系)

収式冷凍機の冷却水温度に応じた最適な温度で熱回収する方法（変温回収（混合））に比べても変温回収（分離）は累積冷却能力が優れている（図 1.6）^[58]。燃料電池の電池冷却水系排熱、排ガス系排熱を利用する本研究の成果を取り入れた除熱システムのフィールドテストを行い、効果を確認している。図 1.7 にフィールドテストを行った建物外観と、テスト用に用いた 50kW リン酸型燃料電池を、図 1.8 に燃料電池排熱を利用する吸収式冷凍機を、図 1.9 に吸収式冷凍機で冷却された冷媒により除熱を行う空調機を示す。

1.3 本論文の構成

以下に本論文の全体構成を示す。本論文は本章を含め 6 章で構成される。

第 1 章では、本研究の背景と目的、省エネルギー除熱システムに必要な性能、高発熱機器室の除熱に関する既往の研究について概説するとともに、本研究の位置づけを述べる。

第 2 章では、電話交換機を収容する可搬型通信機器収容箱に適用するサーモサイフォンを利用した間接外気冷房装置のシステム構成について述べるとともに、屋外に設置された可搬型通信機器収容箱を利用して測定した間接外気冷房装置の冷却能力と省エネルギー効果、除熱システムの信頼性の考え方について述べる。

第 3 章では、第 2 章の間接外気冷房装置の研究を発展させ、外壁の熱通過率を室内外の温度状況に応じて変化させて省エネルギーをはかるサーモサイフォン利用熱制御壁体について、その構成と動作、方式の比較、性能シミュレーション方法、屋外実験結果について述べる。また実際の通信用建物の外壁に熱制御壁体を取り付けて測定した性能と、省エネルギー効果について述べる。

第 4 章では、発電効率が高く、NO_xやSO_xなどの有害ガスの排出もほとんどないクリーンな発電装置であるリン酸型燃料電池の電池冷却水系と排ガス系からの排熱を回収する方法について検討する。電池冷却水系については、モデル化の方法、モデルと実際の燃料電池を利用した実験結果との比較、近似モデルの提案を行う。排ガス系からの熱回収では、排ガス系からの回収熱量のシミュレーションを燃料電池内の化学反応式から行う方法を示す。また排ガスからの排熱回収方法と排熱回収温度を変化させた場合の排熱回収量の変化量、この排熱を利用して年間を通して運転を行う吸収式冷凍機による年間冷却能力の比較をシミュレーションによって示す。

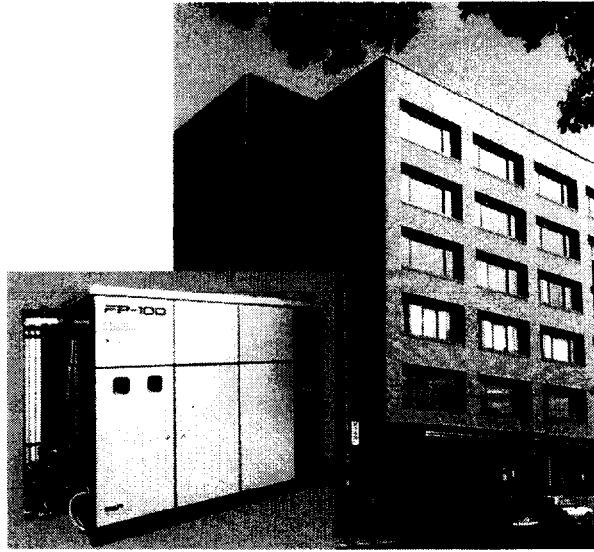


図1.7 100kW燃料電池

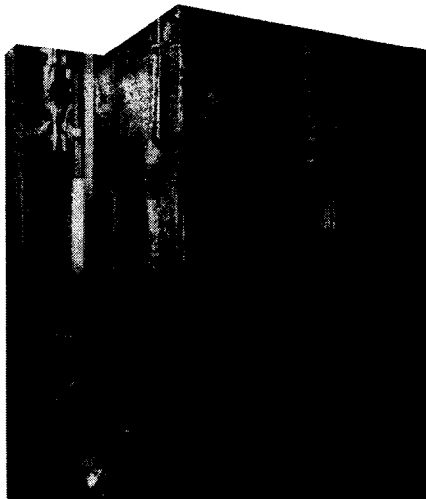
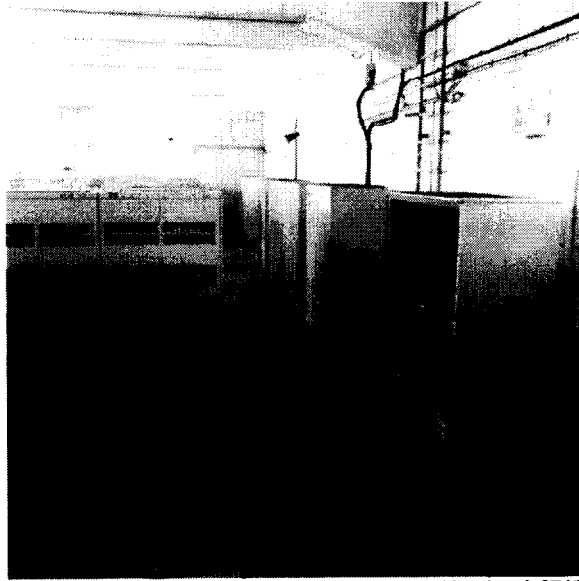


図1.8 吸収式冷凍機



左:通信機 右:空調機

図1.9 空調機

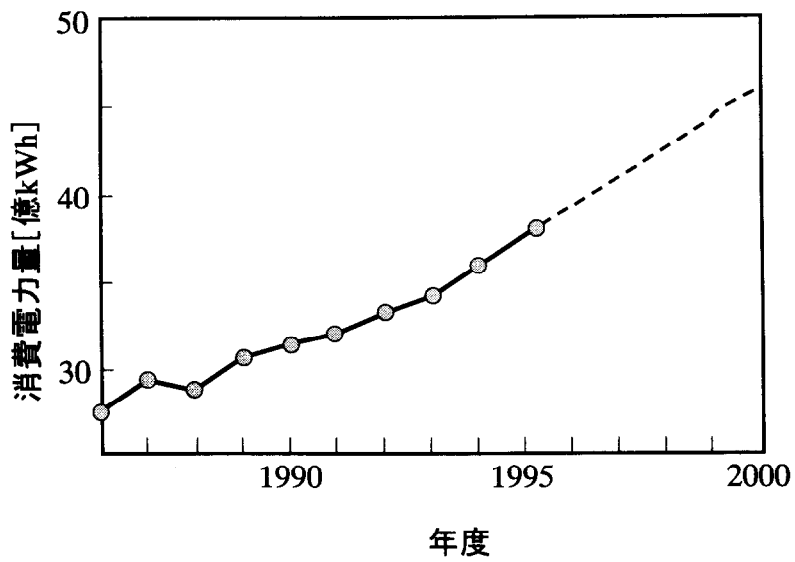


図1.10 NTTの電力消費量の推移

第5章では、省エネルギー除熱システムの信頼性の検討方法について述べる。まず除熱システムの構成機器と信頼度モデルについて提案する。次に室温が情報通信機器の許容温度を超過する確率の計算方法について提案するとともに、計算精度の検証を行う。この計算方法を除熱システムに適用して信頼性の評価を行った結果を示す。

第6章では、総括として、本論文で得られた、高発熱機器室の除熱システムに関する検討結果、新たな知見を整理する。また、今後の研究によって解決されなければならない課題について総括する。

1.4 除熱システムの基本的考え方と本研究の位置づけ

1.4.1 除熱システムに求められる性能

光通信、衛星通信のようなデジタル伝送技術、集積度の向上によるデジタル処理技術と蓄積技術、それにこれを使いこなす高度なソフトウェア技術等の進歩に支えられて、映像、音声、データ、テキストなどのメディアの一体的な扱い（マルチメディア）が可能になる。そしてマルチメディアの進展に伴い、オフィス、工場、病院、研究所、学校、商店などあらゆるところで、マルチメディアに大きく依存した企業活動や社会活動が展開されつつある。

このようなマルチメディア情報を扱うために、より高速で広帯域の情報通信ネットワークが必要になり、ノードとなる情報通信機器は大容量の情報を扱うようになりつつあり、その発熱量は増加しつつある(図 1.10)^[1]。またマイクロプロセッサ(MPU)やメモリの配線寸法の微細化をはじめとする技術^[3](図 1.11)により情報通信機器は高集積化・高性能化し、これにより情報通信機器の発熱密度が増加している(図 1.12)^[60]。

このように高発熱化する情報通信機器に使用される半導体素子でもっとも高温になるのはトランジスタの接合部である。接合部温度と故障率の関係は、アレニウスの化学反応則と同様の関係にあり(図 1.13)、接合部温度を低く使うと、信頼性が高まることはよく知られている^[4]。従って接合部温度を下げて情報通信機器を安定して動作させるための除熱システムが情報通信機器収容室に必要なことになる。

そこでここでは、除熱システムに要求される性能について説明する。

なお、空気調和機に代えて除熱システムという用語を用いたのは、空気調和が、

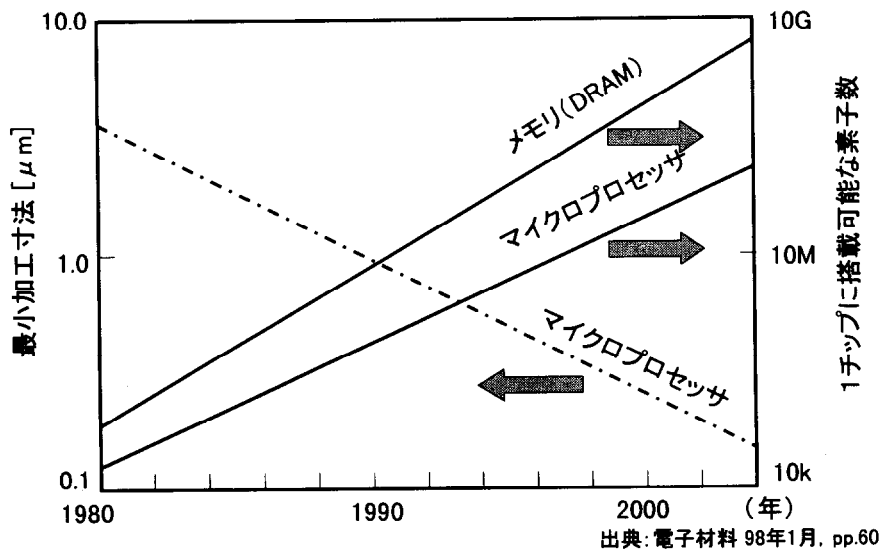


図1.11 微細化、集積度のトレンド

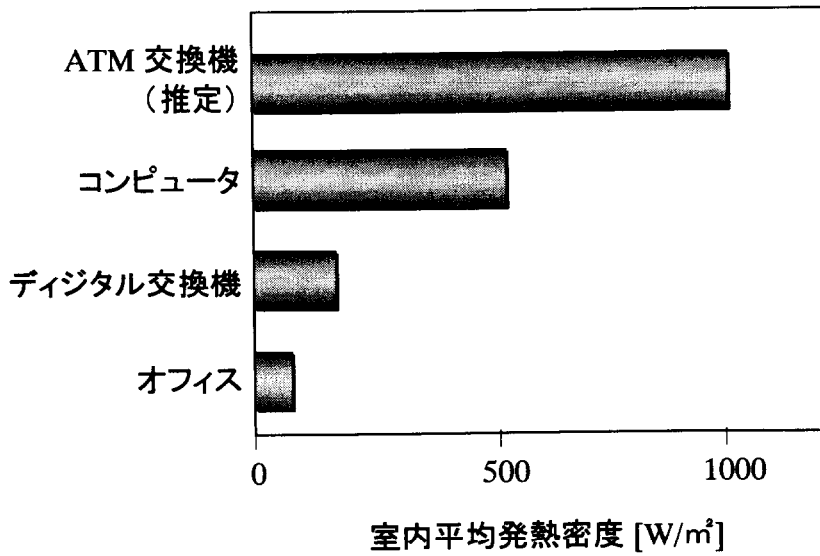


図1.12 室内発熱密度

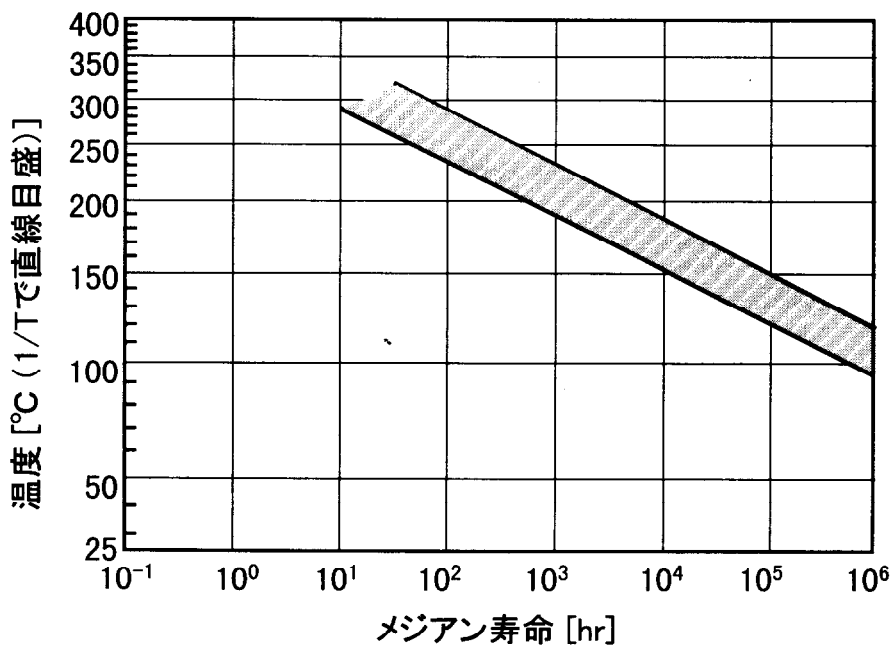


図1. 13 市販樹脂封止ICの長時間寿命

「空気の温度、湿度、清浄度および気流分布を、対象空間の要求に合致するように、同時に処理するプロセス」をいうのに対し、本研究では高発熱機器から室内に放散された熱を効率よく除去することを第一の目的にしたシステムを対象としているため「除熱システム」という用語を用いることにした。

1) 省エネルギー・地球環境保護

NTTにおける情報通信機器や除熱システムが消費するエネルギーの消費内訳を図1.14に示す。1994年におけるNTTの年間電力消費量は、日本国内の電力消費量の約1/200(0.5%)を占める約34億kWh、電気料金にすると約550億円にもなる。このように増大する情報通信機器および除熱システムのエネルギー消費量を削減し、エネルギー費用削減、エネルギー資源保護、地球環境保護をはかるため、情報通信機器の省電力化と共に、除熱システムの省エネルギー化が求められる。また除熱システムに必要なエネルギーを、石油や天然ガスなどの化石燃料から発生させると、地球温暖化の原因となる炭酸ガスが排出される。また化石燃料の燃焼に伴って発生するNO_xやSO_xは酸性雨の原因となり、森林を破壊し、森林の持つ炭酸ガス吸収能力を減少させ、やはり地球温暖化を招くことになる。このためエネルギー消費量の削減が求められる^[60]。

2) 年間運転への対応

高発熱化する情報通信機器により年間をとおして除熱を行う必要が生じてきている。一般の除熱システムでは、夏期など外気温が高い場合に除熱が行えるようにしているため、このような除熱システムを冬期や中間期などの低外気温時に運転すると、故障の原因となる。そこで年間を通して運転を行える除熱システムが必要となる。

3) 除熱システムの信頼性確保

企業活動や社会活動がマルチメディアに大きく依存するようになりつつあるため、マルチメディア情報を伝送・処理・蓄積する情報通信機器が停止すると、企業や社会は大きな影響を受けることから、情報通信機器には高い信頼性が求められる。しかし、情報通信機器の発熱密度が大きいため、除熱システムが停止すると短時間で室温が上昇し、情報通信機器の動作保証温度の上限値を超える。このため、情報

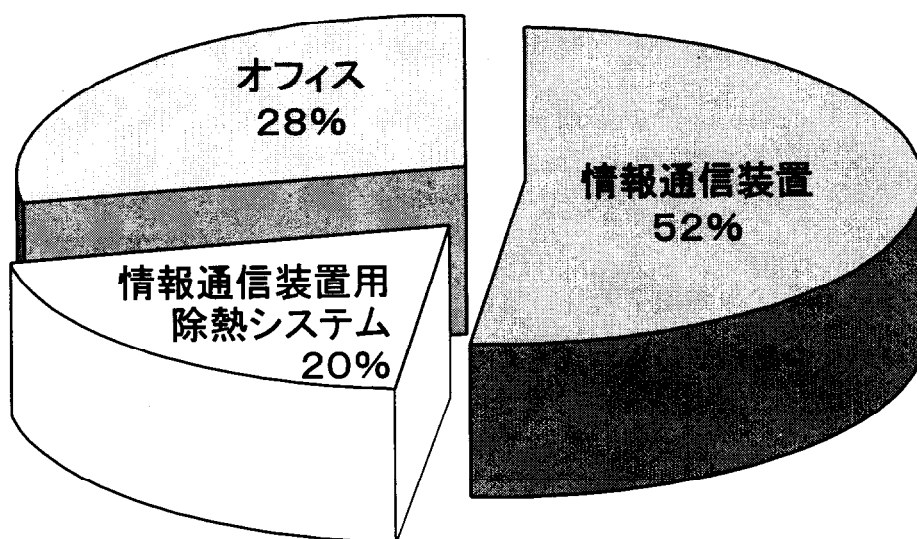


図1. 14 エネルギー消費内訳

通信機器の温湿度環境を維持する除熱システムにも高い信頼性が求められる。

4) 無除湿

情報通信機器からの発熱は顕熱のみであり、人体のように潜熱の発生がない。このため情報通信機器のための除熱システムには顕熱のみの除熱が行う必要がある。潜熱の除去（除湿）はエネルギーが無駄となるばかりでなく、湿度を低下させることになる。室内湿度が30%程度以下になると静電気が発生しやすくなり、情報通信機器障害の原因となる。

5) 室内清浄度

情報通信機器の腐食や、塵埃に起因する短絡などを防止するため、室内は清浄に保たれる必要があり、外気が有する塵埃・有害ガスが外壁から侵入したり、換気に伴って取り入れられることがないようにする必要がある。

6) 保守の効率化

情報通信サービスを低廉に提供するためには、保守稼働の効率化も必要である。このため情報通信機器やそのための除熱システムにも保守稼働の少ないシステム構築が求められる。

7) 経済性

除熱システムには、イニシャルコストおよびランニングコストの低減が求められる。省エネルギー機能を付加したためにイニシャルコストが増加する場合には、この増加分を省エネルギーによるランニングコストの低減により回収する必要がある。

8) 情報通信機器の逐次増設への対応

情報通信機器の逐次増設に対応して、除熱システムもそれに対応して増設できるようにしておく必要がある。当初より過大な容量の除熱システムを設置することは、経済的に不利であるばかりでなく、通信機器が収容される部屋の環境制御性を損なうことになる。

1.4.2 省エネルギー除熱システムと本研究の位置づけ

情報通信機器などの高発熱機器の除熱を目的とした省エネルギー除熱システムとしては図 1.15 に示すようなシステムがある。

低温の外気を間接的に利用して除熱を行う間接外気冷房を行えば、熱交換を行うためのファン動力を除いてエネルギーを必要としないため、省エネルギーがはかれる。間接外気冷房としては冷却塔と室内に設けられた空調機間を冷却水が循環する方式^{[5]~[9]}があるが、水を使用することから、配管の腐食や、漏水の危険性があり、信頼性・保守の点で問題がある。一方、室外機と室内の空調機間を冷媒を自然循環させる方式（サーモサイフォン）では、「配管腐食や漏水の心配がない」、「ファンを除いて可動部がないため信頼性が高く保守稼働も少ない」、「外気を直接取り入れないため外気による塵埃や有害ガスの問題を避けることができる」などの長所がある。

建物の外壁の熱抵抗を外気温度や室内温度によって変化させることができれば、暖房や除熱のエネルギーを削減することが可能になる。

低温の外気を直接取り入れて除熱を行う直接外気冷房^{[10]~[12]}では外気に含まれる塵埃や有害ガスが情報通信機器に悪影響を与える場合がある。

蓄熱材を利用すれば、夜間の低温の外気を利用して蓄熱を行い、昼間その熱を利用して熱除去を行うことが可能となる。これにより、省エネルギーをはかれると共に、昼間帯に発生するピーク電力やピーク空調負荷を低減でき、契約電力や空調容量を低減できる。蓄熱の方法には、蓄熱時のエネルギー形態によって顕熱蓄熱、潜熱蓄熱、化学蓄熱、濃度差蓄熱がある^[13]。

燃料電池システムでは、エンジンコージェネレーションシステムと同様に発電した電力を利用すると共に、発電に伴って発生する熱を除熱システムの熱源として利用でき総合エネルギー効率を高められる。燃料電池はエンジンコージェネレーションシステムに比較して、「小容量でも発電効率が高い」、「NO_xやSO_xおよび粉塵などの大気汚染物質の排出がほとんどない」、「騒音が小さい」などの特徴を持つ。

エンジンコージェネレーションシステムの導入によって、発電した電力を情報通信機器に供給すると共に、発電に伴って発生する熱を除熱システムの熱源として利用することによりエネルギーの有効利用がはかれる。また商用電源との併用によって電源の2重化がはかれ信頼性が向上すると共に、契約電力を削減できる。排熱は

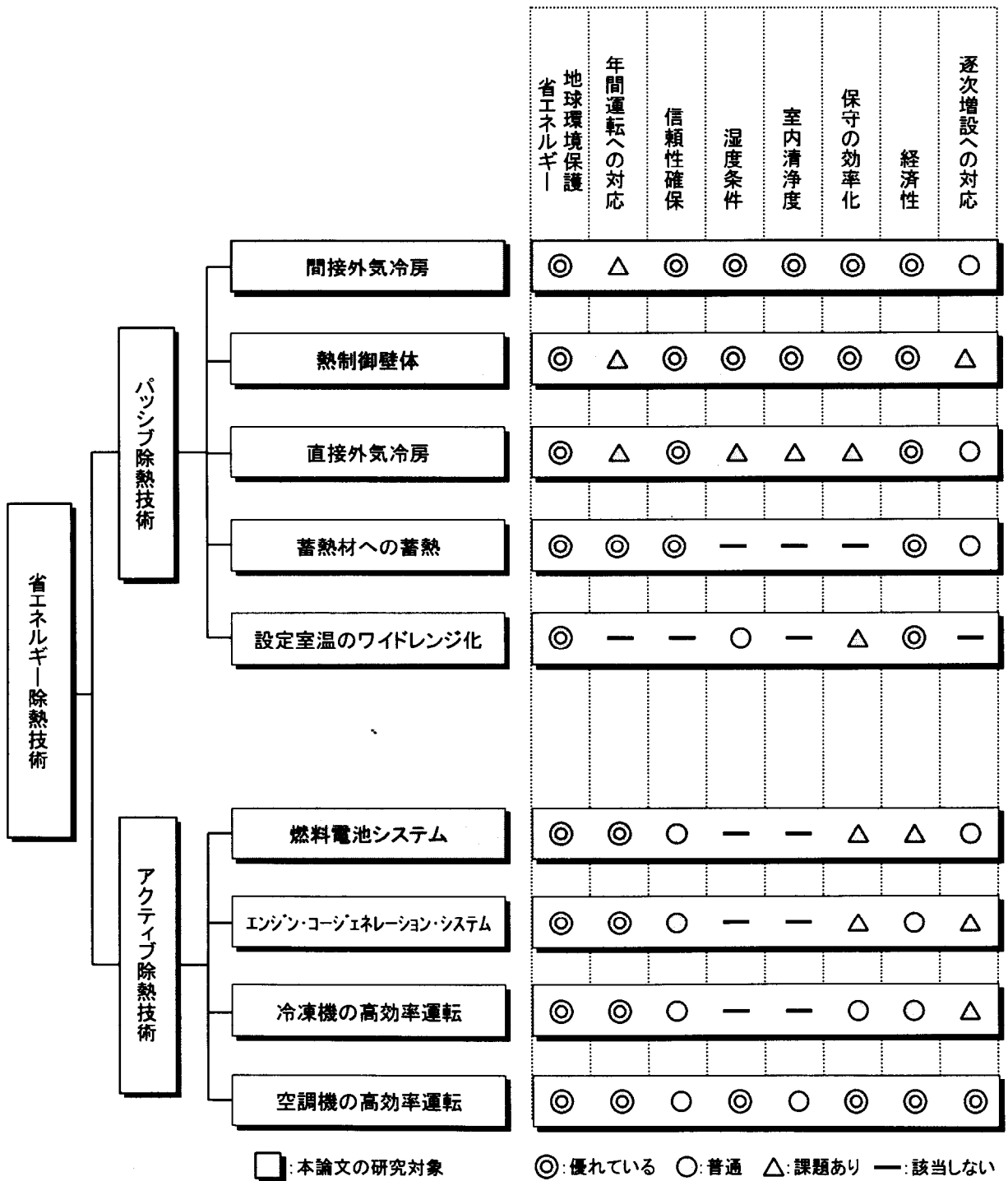


図1. 15 情報通信機器室の省エネルギー除熱技術

除熱システムの熱源ばかりでなく暖房、給湯、融雪にも利用できる^{[14][15]}。

空調機の高効率運転では、設定圧力の可変な圧力制御弁と容量の大きな電子制御弁、およびこれらを制御する装置が従来の空調機に付加した方式が開発されている^{[16][17]}。

本論文では、これらのうちから、サーモサイフォンを利用した間接外気冷房装置による除熱システムおよびサーモサイフォン利用熱制御壁体による除熱システムと、燃料電池排熱を利用した省エネルギー除熱システムを扱っている。

サーモサイフォンを利用した間接外気冷房装置では、省エネルギー・地球環境保護、信頼性の確保、無除湿運転、室内清浄度の維持、保守の効率化がはかれ、設定室温のワイドレンジ化が実現すれば年間運転への対応も可能になる。熱制御壁体による除熱システムでは、省エネルギー・地球環境保護、信頼性の確保、無除湿運転、室内清浄度の維持、保守の効率化がはかれる。燃料電池排熱を利用した省エネルギー除熱システムでは、総合エネルギー効率の向上・地球環境保護、年間運転への対応がはかれる。

第2章 間接外気冷房装置を用いた省エネルギー除熱システム

2.1 まえがき

電話2000回線程度までに対応できる通信機器を収容する金属製の可搬型通信機器収容箱内の空気温度を、冬期など低外気温時に停電が生じて暖房装置が停止した場合には通信機器からの発熱のみで通信機器が許容する温度範囲内におさまるように、金属製外壁・床・天井の断熱を行う。この断熱によって中間期など比較的
外気温が低い場合にも外壁などからの熱放散が充分行われなため熱除去を行う必要がある。そこで省エネルギー除熱システムとして外気温が低い場合には間接外気冷房が行える空調機を開発し可搬型通信機器収容箱に適用した^[57]。

本章で使用する記号を以下に示す。

AK : 可搬型通信機器収容箱外壁全体の熱貫流率[W/°C]

C : 可搬型通信機器収容箱内の熱容量[Wh/°C]

C_L : 冷房負荷[kW]

C_T : 間接外気冷房装置による除去熱量[kW]

$F_H\{\Theta > \Theta_{LH}\}$: 許容範囲上限値逸脱確率[-]

$F_L\{\Theta < \Theta_{LD}\}$: 許容範囲下限値逸脱確率[-]

F_T : 許容範囲逸脱確率[-]

$f(\Theta)$: 自然室温出現確率[-]

$f_p(\tau)$: τ 時間の停電確率[-]

Q : コイル通過風量[m³/min]

Q_F : 直流電源ファン能力[W]

q : 交換機発熱量 [W]

q_A : 空調機の除熱・暖房能力[W]

ΔP : 空気抵抗の増加[Pa]

ΔP_m : ファン動力の増加[kW]

η : ファン効率[-]

- ⊖ : 室温[℃]
- ⊖_{LL} : 許容範囲下限値[℃]
- ⊖_{LH} : 許容範囲上限値[℃]
- ⊖_{SL} : 標準状態下限値[℃]
- ⊖_{SH} : 標準状態上限値[℃]
- θ : 外気温度[℃]
- ρ_A : 空調機保全係数[-]
- ρ_F : 直流電源ファン保全係数[-]
- ρ_D : 商用電源保全係数[-]

2.2 可搬型通信機器収容箱の概要

交換機を収容する可搬型通信機器収容箱の外観を写真 2.1 に示す。可搬型通信機器収容箱の屋根と外壁は、外側から鋼板、断熱材、硬質繊維板（ハードボード）で構成される。床は外側から断熱材、鋼板、リノリウム床材から構成される。床面積は 17.7m²、高さは 2.8m である。

可搬型通信機器収容箱に収容される交換機は、加入者線を 2048 回線まで収容できる。交換機の信頼性を確保するため、空調機が正常の場合は、可搬型通信機器収容箱内の空気温度は 10～30℃、空気相対湿度は 70% 以下であることが求められる。空調機が故障した場合あるいは商用電源が停止した場合にも空気温度は 5～45℃、相対湿度は 80% 以下であることが求められる。交換機からの発熱量は収容する加入者数と呼量によって変化し、交換機平均発熱量は加入者が 0 の場合 1.2kW、加入者線が 2048 回線の場合 1.5kW となる。交換機発熱量を求めるために必要な呼量については、実測した 5 交換局のトラフィック時間分布の平均値を使用している。

2.3 可搬型通信機器収容箱の断熱性能の検討

可搬型通信機器収容箱の断熱性能は、冬期に空調機や商用電源が停止しても停止後 1 2 時間は通信機器からの発熱のみで可搬型収容箱内の温度が許容下限値である 5℃を下回らないようにした。ここで 1 2 時間は保守要員が駆けつけるために必要な時間である。可搬型通信機器収容箱の屋根や外壁の断熱材は日射による負荷を低減するために厚くする必要があり、床の断熱材は放熱を行えるように薄くする必要

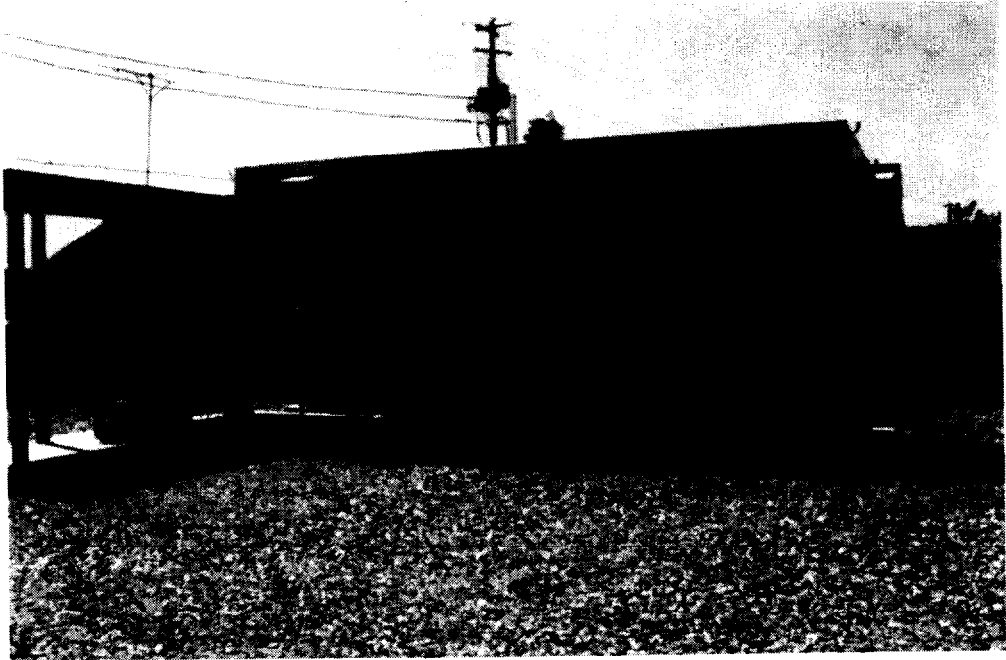


写真2. 1 可搬型通信機収容箱

がある。このような条件を考慮して、可搬型通信機器収容箱の断熱材の厚さを以下のように設計した。なお冬期の最低外気温は -15°C 、商用電源停止時の交換機平均発熱量を 1.1kW 、内表面総合熱伝達率を $9.3\text{W}/(\text{m}^2\text{C})$ 、外表面総合熱伝達率を $23\text{W}/(\text{m}^2\text{C})$ とした。

1) 屋根・外壁

硬質ウレタンフォーム 45mm

(熱抵抗 $55\text{m}^2\text{C}/\text{W}$)

2) 床

硬質ウレタンフォーム 20mm

2.4 間接外気冷房機能を持った空調機の構成と性能

2.4.1 空調機の構成

可搬型通信機器収容箱の断熱性能のために、比較的外気温が低い中間期にも室内を冷却する必要がある。しかし外気を直接取り入れて除熱を行う方法（直接外気冷房）は塵埃や有害ガスによる問題が発生する場合がある。

除熱を行うための空調機には水冷と空冷の大きく2つの方式があるが、水冷の空調機は無人の可搬型通信機器収容箱では、水の供給や保守の問題がある。また一般の空調機を冬期などの低外気温時に使用すると、凝縮圧力が低下し、これにともなって蒸発温度も低下してしまい、霜着運転や、過剰な除湿などの問題を引き起こす^[18]。このような状態を避ける手段として、低外気温時に凝縮圧力を一定に保つ方法が挙げられる。すなわち凝縮器出口に凝縮圧力制御弁を設け、冷媒をバイパスさせることにより凝縮器内を液冷媒で満たす。冷媒をバイパスさせることにより凝縮器の性能が低下するので、凝縮圧力が下がらない。これにより、冬期においても夏期と同様の運転が可能となる。しかし、凝縮圧力が必要以上に上昇すると圧縮仕事が増大し、効率が低下する。つまり、凝縮圧力制御弁を用いると、外気温が低いと冷房にとっては好条件であるにもかかわらず、外気温が低いときも、高いときも冷却能力が同じであればCOP(Coefficient of Performance、冷凍容量と冷凍機に与えたエネルギー量との比で無名数)はほとんど変わらなくなる。また運転状態によって余剰になる冷媒を蓄えるためのレシーバタンクを付加すると共に、低流量においても制御が可能ないように膨張弁を改造する必要がある。

これらの問題を解決するために、圧縮機による冷凍サイクル(圧縮冷凍サイクル)と、サーモサイフォンによる間接外気冷房の両方の機能を有する小型空冷パッケージ型空調機を新たに開発した。この新しい空調機はサーモサイフォンによる間接外気冷房を利用することにより、除熱に必要なエネルギーを削減することができる。また加熱のための電気ヒータも内蔵している。図 2.1 は新しい間接外気冷房装置を持った小型空冷パッケージ型空調機の構造を、写真 2.2 はその外観を示す。

2.4.2 サーモサイフォンを利用した間接外気冷房の原理

図 2.2 にサーモサイフォンを利用した間接外気冷房の原理を示す。サーモサイフォンを利用した間接外気冷房装置は、2つの熱交換器とこれらを結ぶ配管から構成される。室内の高温の空気が熱交換器 A に供給され、空気は冷却される。熱交換器 A 内の冷媒は蒸気になり比重が小さくなるため、接続配管内を上昇して屋外に設置された熱交換器 B に入る。熱交換器 B 内の冷媒は低温の外気によって冷却され液になる。比重が大きくなった冷媒は、接続配管を下降して熱交換器 A に入る。このようにしてサーモサイフォンによる間接外気冷房装置は室内から屋外へ熱を排出する。

2.4.3 空調機の構造

空調機内の間接外気冷房装置用の2つの熱交換器は、それぞれ1列のコイルで、フィンで圧縮冷凍サイクル用熱交換器と兼用している。圧縮冷凍サイクル用熱交換器のコイルは2列である。また圧縮冷凍サイクル用熱交換器と間接外気冷房装置用熱交換器は、室内用・屋外用共、ファンを共用している。

間接外気冷房装置用コイルが追加されたために、冷凍サイクル用コイルのみの場合に比較して熱交換器の空気側抵抗が増加し、ファンの動力が増加する。そこで常時運転される室内側ファンの動力増加 ΔP_m を求めると以下の式ようになる。

$$\Delta P_m = \frac{Q \cdot (\Delta P / 9.8)}{6120 \cdot \eta} \quad (2.1)$$

式(2.1)において、空気抵抗の増加 ΔP は、コイル通過風速 1.3m/s、コイル列数 1 列であることから 2Pa、コイル通過風量 Q は 20m³/min、ファン効率 η が 0.45 であるので、室内ファンの動力増加 ΔP_m は 1.4W に過ぎないことがわかる。屋外ファンの動力増加は、圧縮機による冷凍サイクルと間接外気冷房装置による除熱が行われる場合にのみ屋外ファンが運転されるので、室内ファンの動力増加に比較して

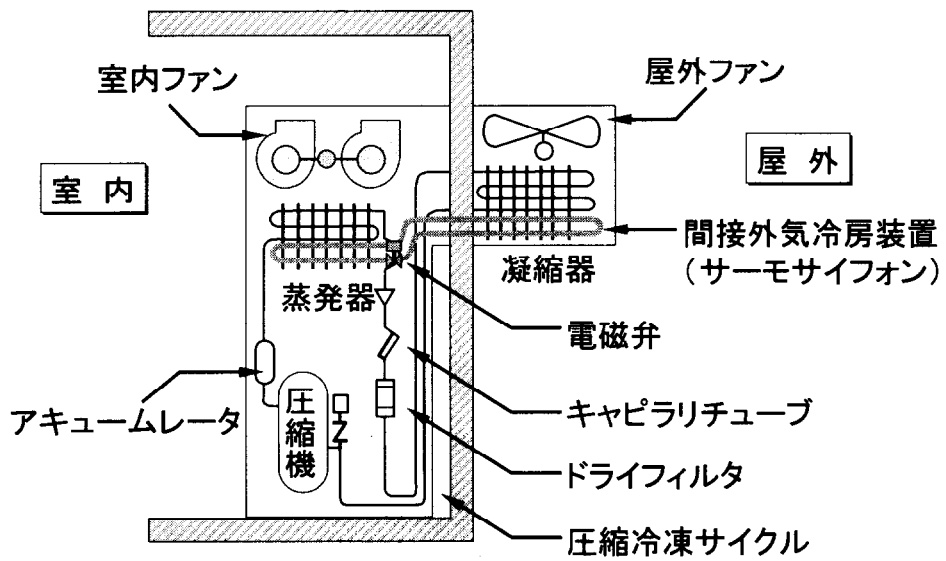


図2.1 間接外気冷房装置内蔵空調機の構造

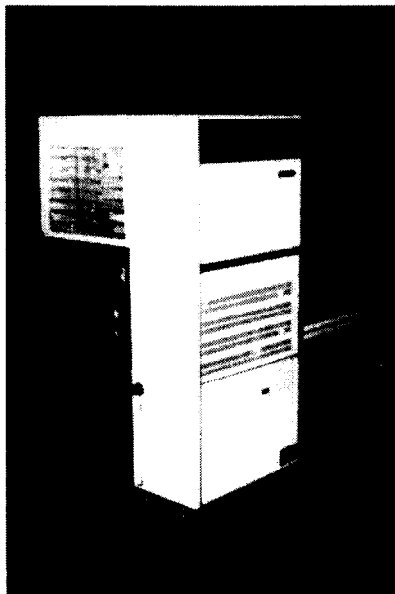


写真2.2 間接外気冷房装置内蔵空調機の外観

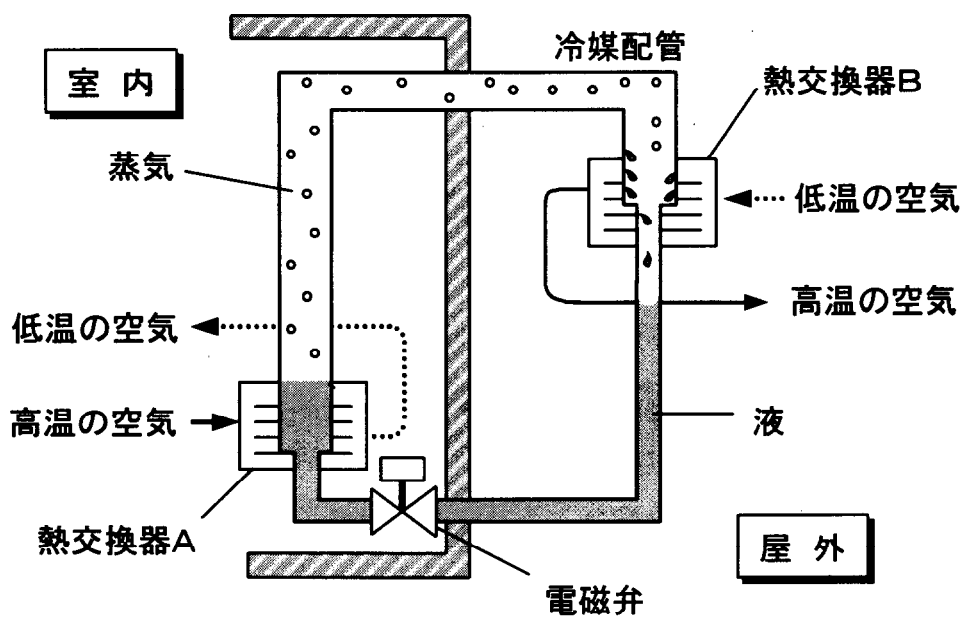


図2.2 サーモサイフォンを利用した間接外気冷房の原理

はるかに小さい。

この空調機の仕様は、圧縮冷凍サイクルによる顕熱冷却能力が、外気温 32.5℃、室内温度 30℃、室内相対湿度 50%の場合に 2.7kW (50Hz)、間接外気冷房による冷却能力が、外気温 15℃、室内温度 30℃、室内相対湿度 50%の場合に 1.3kW である。間接外気冷房の冷却能力は室内外温度差が大きくなると増加する。

2.4.4 制御方法

間接外気冷房装置は、図 2.3 に示すように室内温度によって制御される。すなわち室内温度が上昇し間接外気冷房運転設定温度に達すると、屋外ファンの運転を開始し間接外気冷房装置の冷媒を循環させるために電磁弁を開にする。室内ファンは室内温度を均一に保つため常時運転している。これにより室内の除熱が行われる。外気温が室内温度より高い場合、あるいは外気温がそれほど低くない場合には間接外気冷房によって十分な除熱が行えない。この結果室内温度が上昇する。室内温度が上昇し圧縮冷凍サイクル運転設定温度に達すると、圧縮機が運転を開始し、除熱を行う。

間接外気冷房装置に電磁弁を設けた理由は次による。間接外気冷房の冷却能力は屋外ファンを停止しても、屋外ファン運転時の 80%の能力がでる（図 2.4）。この原因は屋外側熱交換器で自然対流により熱交換が行われるためである。このために間接外気冷房装置に冷媒循環を制御するための電磁弁を設けることにした。

2.5 信頼性の検討^[19]

通信機器の安定な動作を保証するための室温の信頼度設計条件として図 2.5 に示す方法が用いられる。ここで標準状態とは商用電源や空調機が正常な状態において維持されるべき温度範囲であり、許容範囲とは商用電源や空調機が故障した場合に維持されるべき温度範囲を表し、長期間この許容範囲にあることは許されない。しかし商用電源や空調機が故障した場合は許容範囲を逸脱する場合があります、通信品質を確保するために、この逸脱する確率を一定値以下にすることが電源系を含んだ除熱システムの信頼度設計条件となる。

開発を行った空調機の信頼性は非常に高いが、夏期にこの空調機が故障した場合、また商用電源が停止した場合に備えてバッテリーによって駆動し除熱が行える直流電

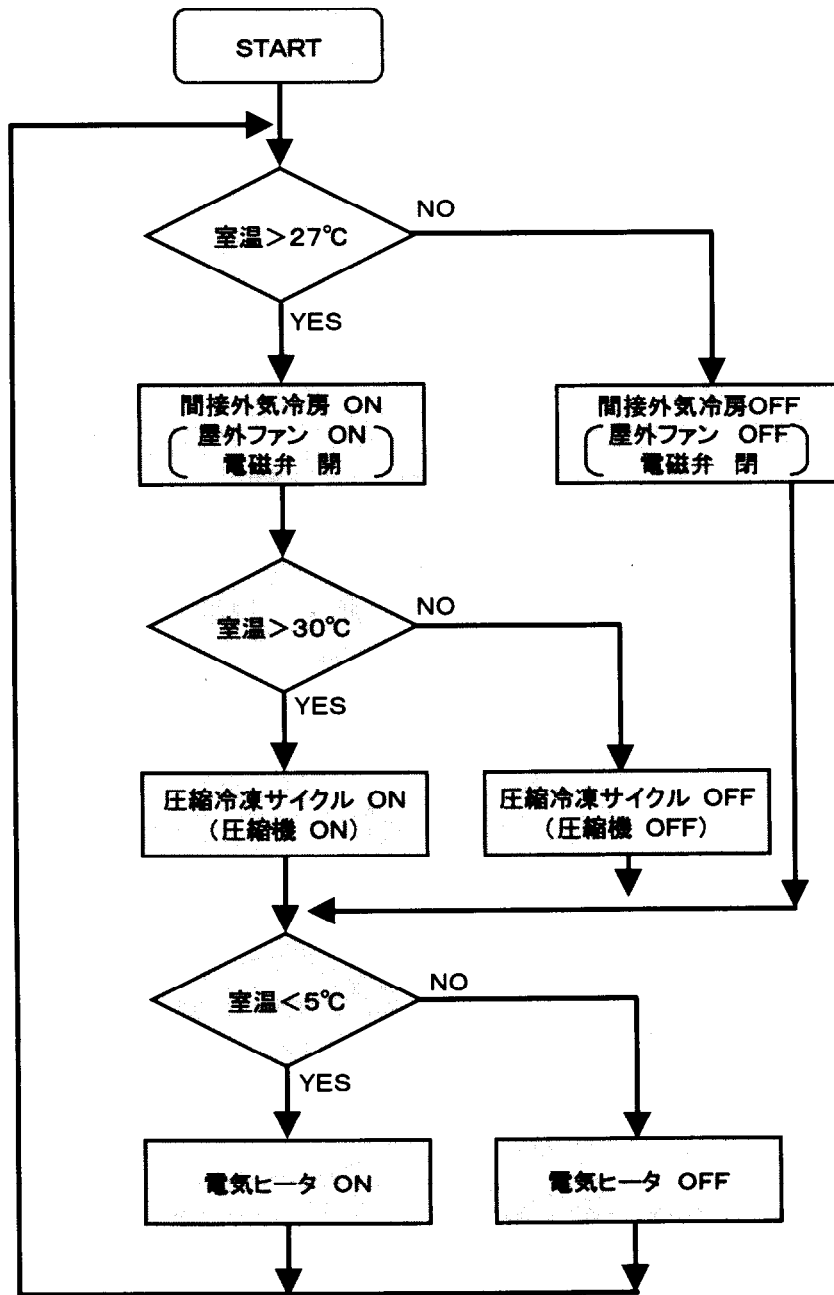
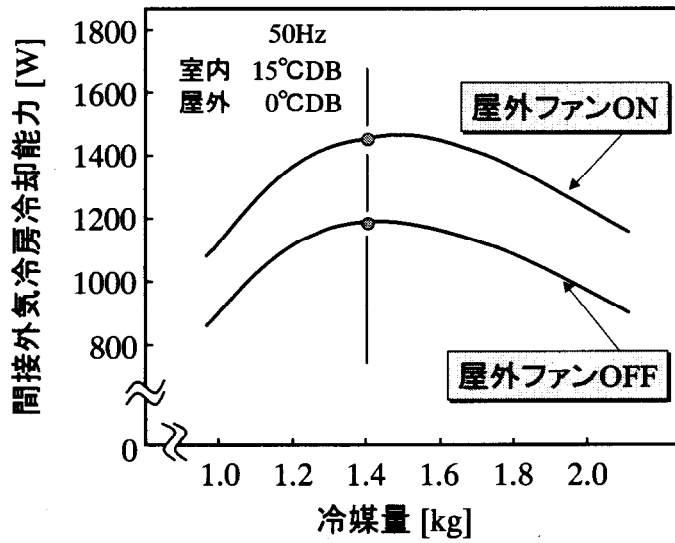
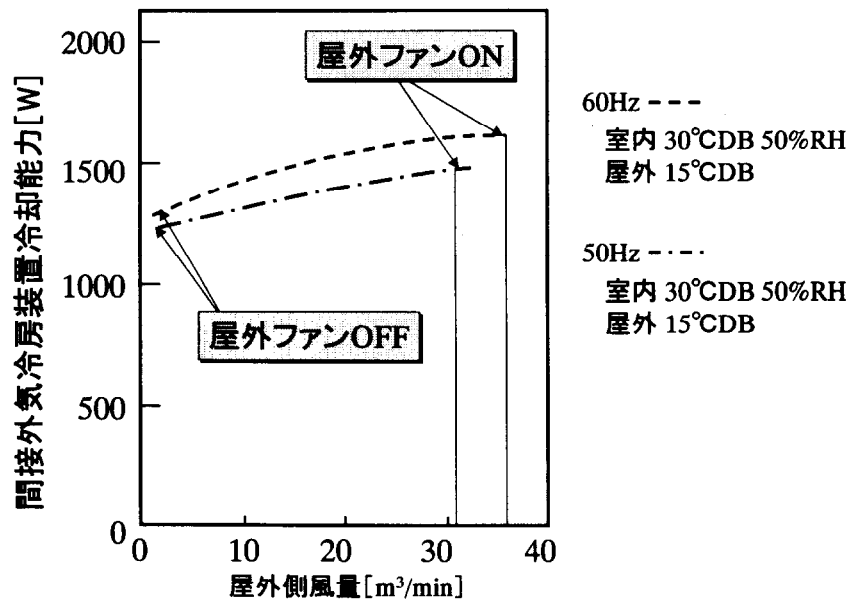


図2.3 間接外気冷房装置内蔵空調機・制御フロー



(a) 冷媒封入量による変化



(b) 屋外側風量による変化

図2.4 間接外気冷房装置冷却能力の変化

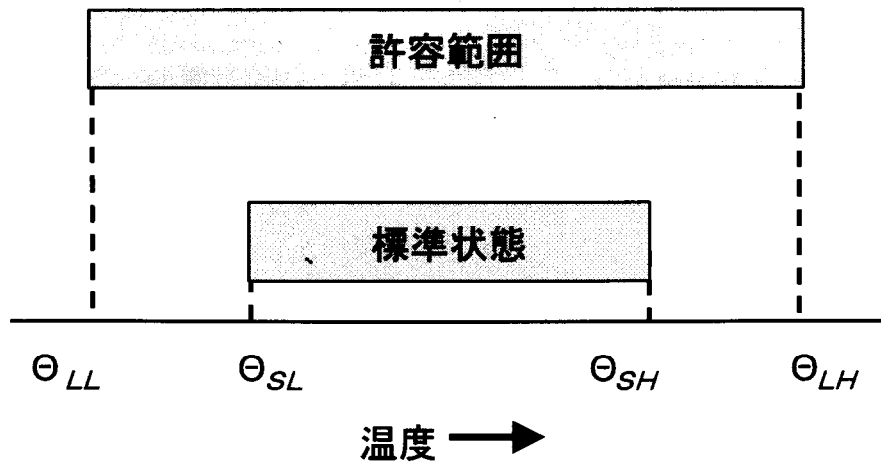


图2.5 信頼度設計条件

源ファンを設置した。直流電源ファンは外気を室内に直接供給する。外気は塵埃や有害ガスを含むが、直流電源ファンが運転されるのは空調機故障時などの非常時であり、運転時間が短いため問題は生じないと考えた。この場合の信頼度モデルは図 2.6 に示すようになる。しかし除熱システムが故障したからといって直ちに室温が許容範囲を逸脱するわけではなく、室内温度は外気温等の影響を受けて変動する。そこで室内温度の出現確率を考慮した信頼度検討が必要になる。

通信機器収容箱の除熱システムがすべて停止した場合の自然室温出現確率は図 2.7 のように表せる。すなわち室温 Θ の出現確率 $f(\Theta)$ は、自然室温 Θ の出現度数を $N(\Theta)$ として、

$$f(\Theta) = \frac{N(\Theta)}{\sum_{\Theta=-\infty}^{\infty} N(\Theta)} \quad (2.2)$$

となる。

一方、商用電源と空調機が常に正常である場合は、空調機によって室温が標準状態に維持されるので室温出現確率は図 2.8 のようになる。

図 2.8 において、

$$f(\Theta_{SL}) = \frac{\sum_{\Theta=-\infty}^{\Theta_{SL}} N(\Theta)}{\sum_{\Theta=-\infty}^{\infty} N(\Theta)} \quad (2.3)$$

$$f(\Theta_{SH}) = \frac{\sum_{\Theta=\Theta_{SH}}^{\infty} N(\Theta)}{\sum_{\Theta=-\infty}^{\infty} N(\Theta)} \quad (2.4)$$

次に、図 2.7 のように維持されていた室温の出現確率は、商用電源や空調機が故障した場合には以下ようになる。

・低温側

例えば商用電源が停止して交換機からの発熱で暖房を行う場合、室温の出現確率 $f_i(\Theta)$ は、

$$f_i(\Theta) = \rho_p \frac{N(\Theta)}{\sum_{\Theta=-\infty}^{\infty} N(\Theta)} \quad (2.5)$$

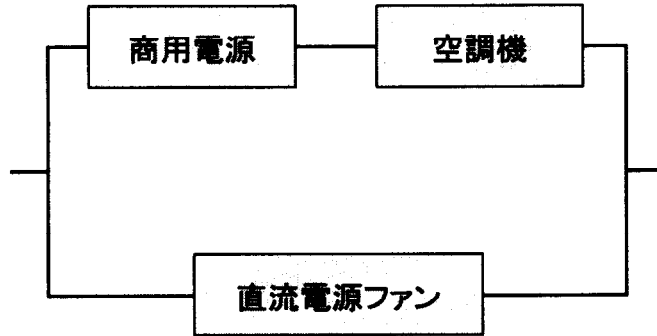


図2. 6 可搬型通信機器収容箱用除熱システムの信頼度モデル

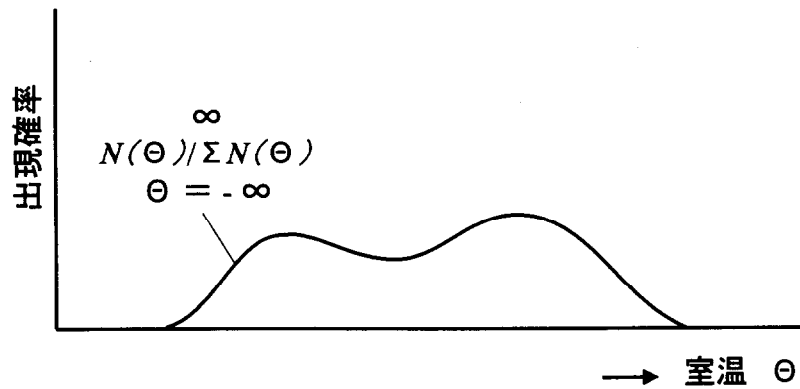


図2. 7 自然室温の出現確率

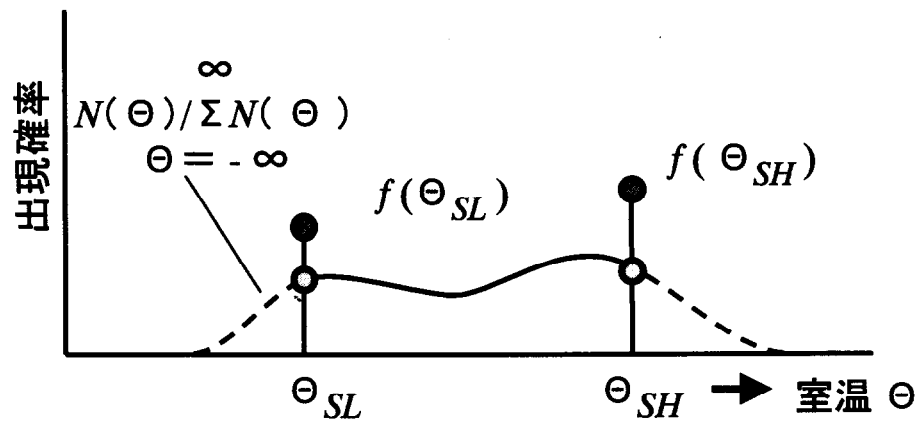


図2. 8 除熱システムが常に正常な場合の室温の出現確率

ここで、

ρ_p : 商用電源の保全係数 $\rho_p = MTTR_p / MTBF_p$

である。

従って、この場合の許容範囲逸脱確率 F_i は、

$$F_i\{\Theta < \Theta_{LL}\} = \sum_{\Theta=-\infty}^{\Theta_{LL}} f_i(\Theta) = \rho_p \frac{\sum_{\Theta=-\infty}^{\Theta_{LL}} N(\Theta)}{\sum_{\Theta=-\infty}^{\infty} N(\Theta)} \quad (2.6)$$

ここで可搬型通信機器収容箱は壁・床・天井がすべて金属製で熱容量が小さく外気に面していることから、

$$\theta = \Theta - \frac{q}{AK} \quad (2.7)$$

というように室温 Θ を外気温 θ に置き換えて計算を行える。すなわち式(2.6) は、

$$F_i\{\Theta < \Theta_{LL}\} = F_i\{\theta < \theta_{LL}\} = \rho_p \frac{\sum_{\theta=-\infty}^{\theta_{LL}} N\left\{\theta + \frac{q}{AK}\right\}}{\sum_{\theta=-\infty}^{\infty} N(\theta)} \quad (2.8)$$

となる。ここで、

$$\theta_{LL} = \Theta_{LL} - \frac{q}{AK} \quad (2.9)$$

このようにして、図 2.6 に示すモデルにおいて、低温側における許容範囲逸脱確率を求めると、

$$\begin{aligned} F_L\{\Theta < \Theta_{LL}\} &= F_L\{\theta < \theta_{LL}\} \\ &= (\rho_A + \rho_p) \frac{\sum_{\theta=-\infty}^{\theta_{LL}} N\left(\theta + \frac{q}{AK}\right)}{\sum_{\theta=-\infty}^{\infty} N(\theta)} \end{aligned} \quad (2.10)$$

・高温側

同様に図 2.6 に示すモデルの高温側の許容範囲逸脱確率は、

$$\begin{aligned} F_H\{\Theta > \Theta_{LH}\} &= F_H\{\theta > \theta_{LH}\} \\ &= (\rho_A + \rho_p) \frac{\sum_{\theta=\theta_{LH}}^{\infty} N\left(\theta + \frac{q}{AK + Q_F}\right)}{\sum_{\theta=-\infty}^{\infty} N(\theta)} + \left\{(\rho_A + \rho_p)\rho_F\right\} \frac{\sum_{\theta=\theta_{LH}}^{\infty} N\left(\theta + \frac{q}{AK}\right)}{\sum_{\theta=-\infty}^{\infty} N(\theta)} \end{aligned} \quad (2.11)$$

ここで

$$\theta_{LH} = \Theta_{LH} - \frac{q}{AK} \quad (2.12)$$

・ 停電時間の考慮

短時間の商用電源停止では、外気温の状態によっては停電復旧までに室温が許容範囲を逸脱するとは限らない（図 2.9）。これを考慮した商用電源停止時の許容範囲逸脱確率は、例えば式(2.10)中の右辺では、

$$\begin{aligned} & (\rho_A + \rho_p) \frac{\sum_{\theta=-\infty}^{\theta_{LL}} N(\theta + \frac{q}{AK})}{\sum_{\theta=-\infty}^{\infty} N(\theta)} \\ &= \rho_A \frac{\sum_{\theta=-\infty}^{\theta_{LL}} N(\theta + \frac{q}{AK})}{\sum_{\theta=-\infty}^{\infty} N(\theta)} + \sum_{\theta=-\infty}^{\infty} \left\{ \frac{N(\theta) \sum_{\tau=t_p(\theta)}^{\infty} f_p(\tau)}{\sum_{\theta=-\infty}^{\infty} N(\theta)} \right\} \end{aligned} \quad (2.13)$$

となる。ここで式(2.13)の場合、 $t_p(\theta)$ は、外気温が θ の場合に室温が Θ_{SL} から Θ_{LL} に降下するまでの時間である。可搬型通信機器収容箱内が熱的に完全混合と考えると、

$$\Theta(t) = \frac{q}{AK} + \theta - \left\{ \frac{q}{AK} + \theta - \Theta(0) \right\} \exp\left(-\frac{AKt_p}{C}\right) \quad (2.14)$$

となる。ここで $\Theta(t) = \Theta_{LL}$ 、 $\Theta(0) = \Theta_{SL}$ として t_p を求めると、

$$t_p(\theta) = \frac{C}{AK} \frac{\ln\left(\frac{q}{AK} + \theta - \Theta_{LL}\right)}{\frac{q}{AK} + \theta - \Theta_{SL}} \quad (2.15)$$

となる。

空調機の修理時間も同様に考えられるが、一般に空調機修理時間は停電時間に比べてはるかに長いので、ここでは空調機修理時間については考慮しないことにした。

・ 室温の許容範囲逸脱確率

式(2.10)および(2.11)を式(2.13)のように置き換えることにより、室温の許容範囲逸脱確率 F_T は、

$$F_T = F_L \{ \Theta < \Theta_{LL} \} + F_H \{ \Theta > \Theta_{LH} \} \quad (2.16)$$

によって求められる。

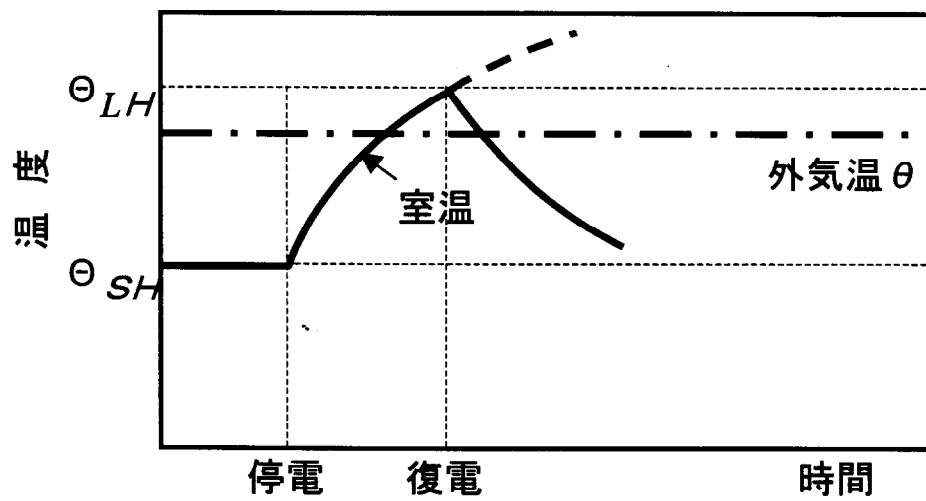


図2. 9 商用電源停止時の室温変動例

これらより、空調機、直流電源ファン、可搬型通信機器収容箱の断熱性能よりなる除熱システムが許容範囲を逸脱する確率は、国内の最低外気温が -15°C 以上の地域で20年間に5分となる。

2.6 間接外気冷房装置の効果の測定

室内の空気温度と湿度が適切に制御されているかどうかを確認することと、この空調機の省エネルギー効果を測定するために、屋外に設置されサービスを開始した可搬型通信機器収容箱で測定を行った。

空気温度と湿度は銅コンスタantan熱電対と露点湿度計によりそれぞれ測定した。また通信機器からの発熱量は通信機器に供給される電流と電圧を測定して求めた。圧縮冷凍サイクルと間接外気冷房装置による除熱量は、空調機の供給空気温度と吸い込み空気温度の差と空調機に送風量から求めた。間接外気冷房装置による除熱と圧縮冷凍サイクルによる除熱の区別は、圧縮機の運転信号と屋外ファンの運転信号を測定し、圧縮機が停止し、屋外ファンのみが運転されている場合は間接外気冷房装置による除熱のみが行われているとした。

図2.10と図2.11に屋外と室内の空気温度・湿度の測定結果を示す。室内の温度は適切に制御されている。室内の湿度は冬期に極端に低くなる。これは冬期に外気湿度が低くなるにもかかわらず、空調機に加湿機能を持たせていないためである。

測定した通信機器からの発熱量は 1160 W でほぼ一定である。

測定によって求めた外気温度 θ と冷房負荷 C_L の関係を図2.12に示す。ここで冷房負荷は、測定した圧縮冷凍サイクルの稼働率と冷却能力と測定した間接外気冷房装置の稼働率と空調機吹出し・吸込み温度差より求めた。また一次回帰を行うと式(2.17)に示すようになる。

$$C_L = 101 \cdot \theta - 1160 \quad (2.17)$$

測定によって得られた間接外気冷房装置の冷却能力 C_T と外気温度 θ の関係を図2.13に示す。また一次回帰式を求めると式(2.18)のようになる。

$$C_T = -105 \cdot \theta - 2640 \quad (2.18)$$

間接外気冷房装置による除去熱量と圧縮冷凍サイクルの負荷をまとめて示すと図2.14ようになる。図中の網かけ部分が間接外気冷房による除去熱量を示す。

図2.15に、従来の（間接外気冷房装置を持たない）空調機と間接外気冷房装置

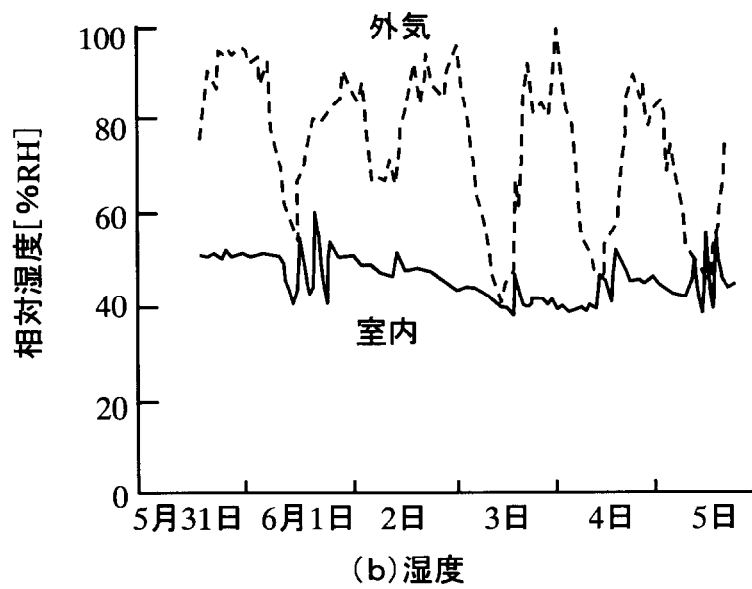
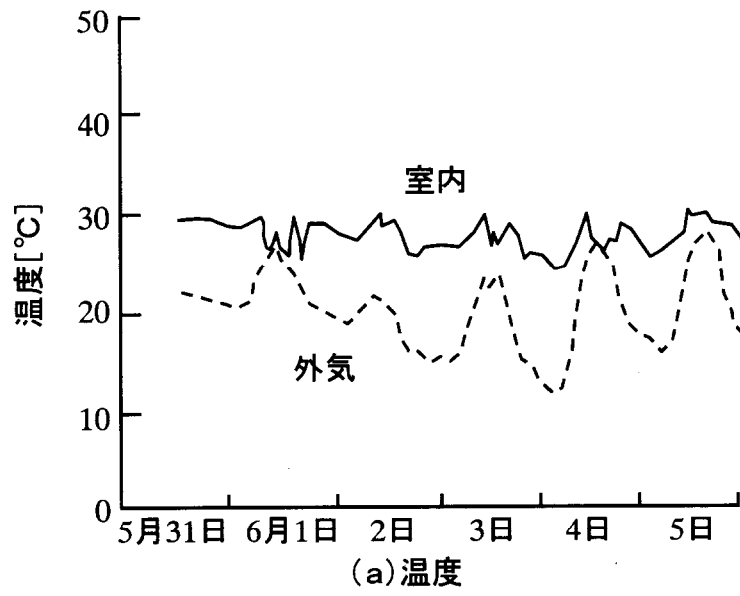


图2. 10 可搬型通信機器收容箱冷房時温湿度

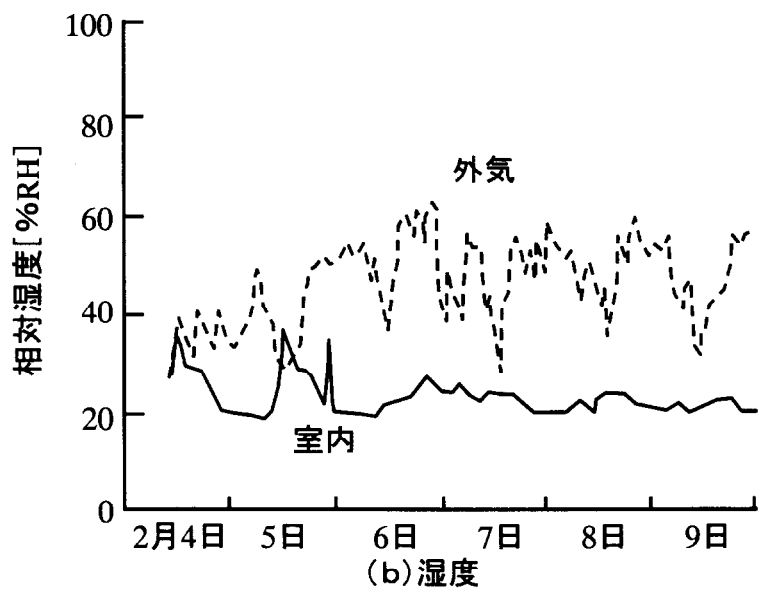
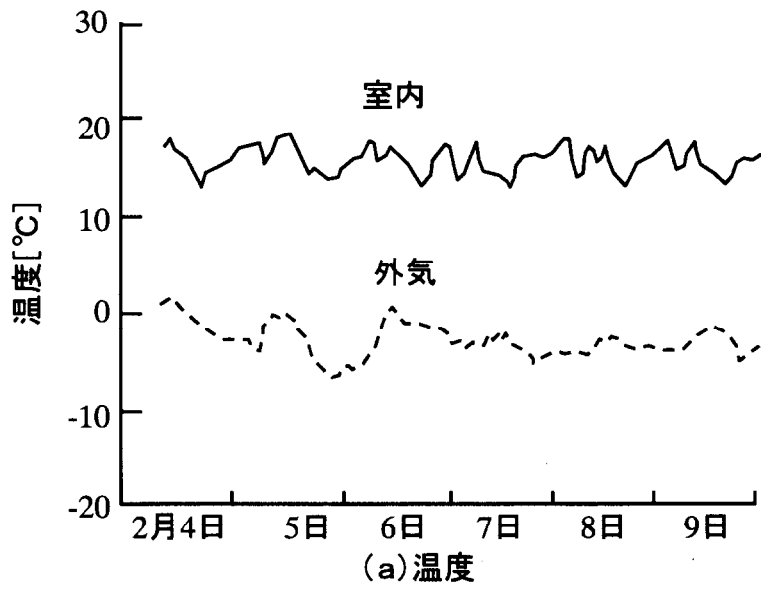


图2. 11 可搬型通信機器收容箱暖房時温湿度

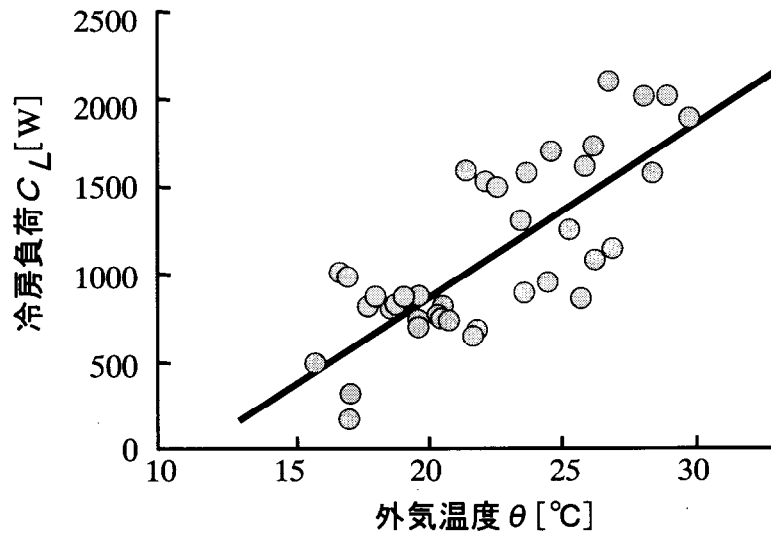


図2. 12 外気温度と冷房負荷の関係

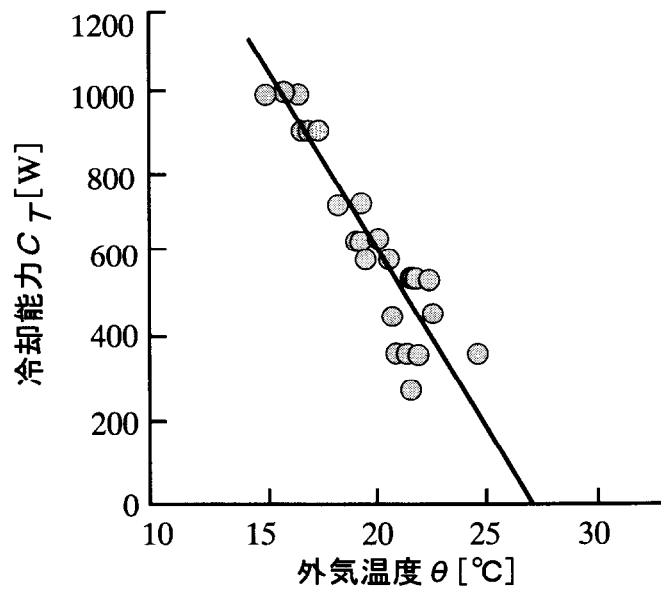


図2. 13 外気温度と間接外気冷房装置の冷却能力の関係

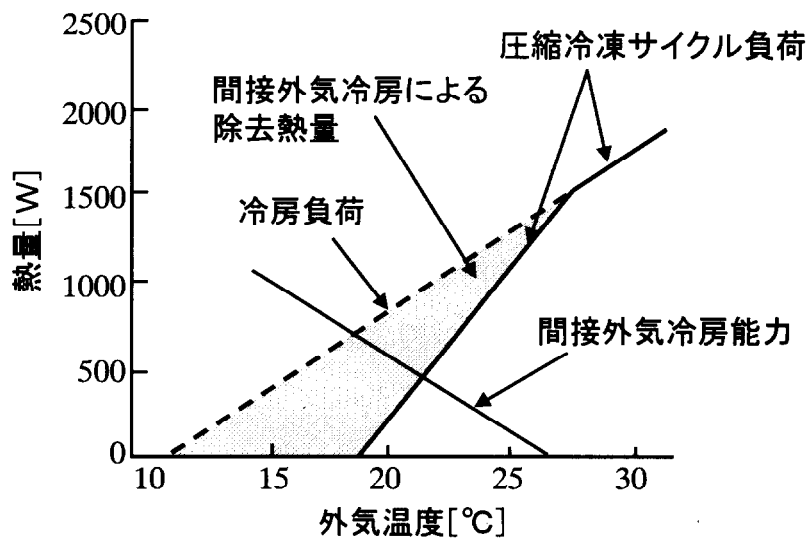


図2. 14 冷房負荷と間接外気冷房による除去熱量

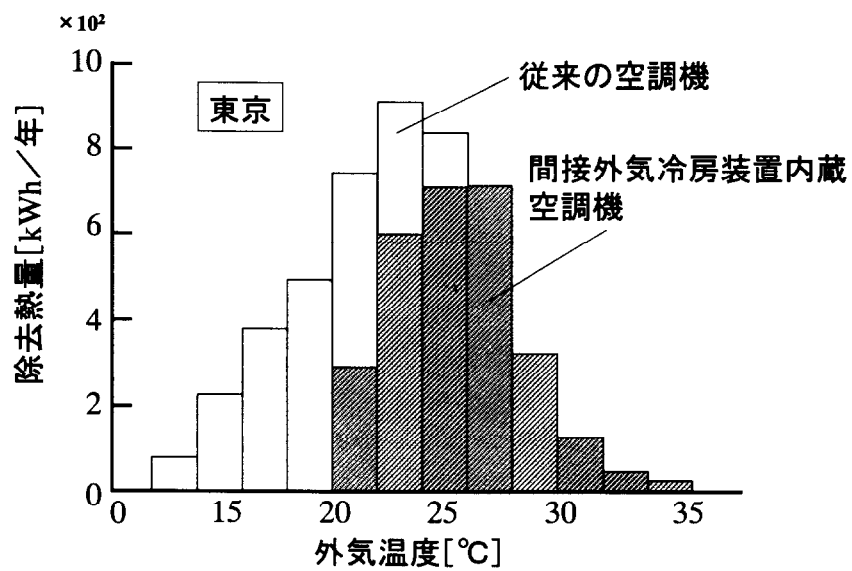


図2. 15 圧縮冷凍サイクルによる除去熱量

を持つ空調機の除去熱量を示す。これは式(2.17)、式(2.18)と東京の外気温データから求めた。従来は図中の白ぬき部分と網かけ部分の両方を圧縮冷凍サイクルによって熱除去しなければならなかったが、間接外気冷房装置を持った空調機では、網かけ部分のみを圧縮冷凍サイクルで熱除去すればよい。図 2.15 より間接外気冷房装置による除去熱量は除去熱量全体の 40～50%を占めることがわかる。

2.7 本章のまとめ

無人の可搬型通信機器収容箱の除熱を行うための間接外気冷房と圧縮冷凍サイクルの両方の機能を持つ空調機の冷却性能と、この空調機を含む可搬型通信機器収容箱の除熱システムの信頼性について検討を行い、以下のことを明らかにした。

- 1) 間接外気冷房装置の室内側熱交換器のファンを運転した状態で、屋外側熱交換器のファンを停止しても、屋外ファン運転時の 80%の冷却能力が生じるため、サーモサイフォン回路に自然循環を制御する機構が必要であることが明らかになった。
- 2) 間接外気冷房装置は可搬型通信機器収容箱の除熱システムが除去しなければならない熱量の 40～50%を除去できることをフィールドテストにより明らかにした。
- 3) この空調機と、可搬型通信機器収容箱の断熱性能、バッテリーによって駆動する直流電源ファンにより構成される除熱システムの信頼性は、通信システムが求めるレベルにできることを示した。

第3章 熱制御壁体を用いた省エネルギー除熱システム

3.1 まえがき

老朽化した建物外壁からの浸透水を防止する方法の一つとして、建物外壁（主要壁）の外側に簡易な外壁（コート壁、図3.1、図3.2）を取り付ける方法がある。一方、従来の建物外壁は熱抵抗が壁体の材料によって固定されているので、例えば中間期等に熱抵抗を小さくすることによって熱を放出しやすくして除熱に要するエネルギーを小さくし、冬期に建物外壁の熱抵抗を大きくして熱を流出がないようにして暖房に要するエネルギーを小さくすることができなかった。

そこで、雨水の侵入を防ぐための機能（コート壁）と、外壁の熱通過率を気象状態や室内の発熱状態に応じ変化させることができる機能を持つ外壁（ここでは「熱制御壁体」と呼ぶことにする）の検討を行った。熱制御壁体を適用することにより、情報通信機器等、高発熱機器を収容する建物では、ほとんど無動力で低温の外気を利用した除熱が行え、除熱用エネルギーを大幅に低減することができる。

冷媒の自然循環を利用した装置としては、2章で述べた間接外気冷房装置を持つ空調機や、廃熱回収用熱交換器^[20]、熱輸送装置^[21]等があるが、風や日射の影響を受ける建物の外壁に応用された例はない。

ここでは、熱制御壁体の構成と動作、シミュレーション方法、シミュレーション結果、屋外実験結果、実際の建物に適用した場合の性能について述べる^{[58][65][22]~[26]}。

本章で使用する記号を以下に示す。

- A : 熱交換パネル伝熱面積 [m²]
- A' : 熱交換パネル正面投影面積 [m²]
- A_{fin} : フィン1枚当たりパイプ1本当たりのフィン面積（フィン裏表） [m²]
- A_{pi} : 管内面伝熱面積 [m²]
- A_{po} : 空気側伝熱面積 [m²]
- a_L : 温度伝導率（液） [m²/s]
- a_s : 日射吸収率 [-]

C_b	: ステファン・ボルツマン定数 $\{=5.67 \times 10^{-8} \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)\}$
C_c	: 全雲量 [-]
C_v	: 制御弁の C_v 値
c_p	: 定圧比熱 $[\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$
d	: 管内径 [m]
d_c	: 連通管内径 [m]
d_D	: 気液離脱直径 [m]
d_o	: フィン根元外径 [m]
d_{p0}	: 管外径 [m]
g	: 重力加速度 $[\text{m}/\text{s}^2]$
G	: 流量 $[\text{kg}/\text{s}]$
Gr	: グラスホフ数 [-]
H	: 相変化数 [-]
h	: 熱伝達率 $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$
I	: 熱交換パネル入射日射量 $[\text{W}/\text{m}^2]$
K, K_F, K_P, K_T	: 熱通過率 $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$
K_C	: 雲量係数 [-] = 0.62
k	: 冷媒の熱伝導率 $[\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})]$
k_f	: フィン材料の熱伝導率 $[\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})]$
k_p	: 管材料の熱伝導率 $[\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})]$
L_1	: 過冷却域長さ [m]
L_2	: 蒸発域長さ [m]
L_c	: 連通管長さ [m]
L_f	: フィン高さ [m]
L_h	: 両熱交換パネルの高低差 [m]
L_L	: 両熱交換パネル内冷媒液長さの和 [m]
L_p	: 熱交換パネル高さ [m]
L_w	: 熱交換パネル周長 [m]
m	: 液体の比重 (水に対する比重)
N_f	: パイプ 1 本単位長さ当たりのフィン枚数 $[1/\text{m}]$

N_p	: 熱交換パネル1枚あたりの配管本数
Nu	: ヌセルト数 [-]
P_c	: 凝縮域熱交換パネル内冷媒圧力 [Pa]
P_h	: 循環力 [Pa]
P_p	: 水蒸気分圧 [Pa]
Pr	: プラントル数 [-]
p	: 平均パイプピッチ [m]
p_1	: パイプピッチ [m]
p_2	: パイプ列ピッチ [m]
p_f	: フィンピッチ [m]
p_0	: パイプ1本単位長さ当たりのパイプ外表面積 [m^2/m]
Q	: 屋外実験に用いた熱制御壁体の冷却能力 [W]
q	: 熱流束 (熱交換パネルの管内基準) [W/m^2]
R	: 夜間放射量 [W/m^2]
Re	: レイノルズ数 [-]
r	: 蒸発潜熱 [J/kg]
S	: 熱交換パネル入口からある点までの伝熱面積 [m^2]
S_t	: 熱交換パネル全伝熱面積 [m^2]
s	: フィン板厚 [m]
T_i	: 室温 [K]
T_o	: 外気温 [K]
T_s	: 飽和温度 [K]
T_w	: 管壁温 [K]
$T, T_{acr}, T_{ah}, T_c, T_e, T_R, T_{ref}, T_x, T_y, T_1, T_2$: 温度 [K]
t	: 温度補正值 [K]
V	: 管内平均流速 [m/s]
V_a	: コイル通過風速 [m/s]
V_{max}	: フィン間最大風速 [m/s]
w	: 風速 [m/s]
X_1, X_5, X_6	: Stephen-Abdelsalam の式の無次元数群 [-]

- α_{aF} : FCU 空気側熱伝達率 [W/(m² · K)]
 α_{aO} : 熱交換パネル空気側熱伝達率 [W/(m² · K)]
 α_c : 冷媒凝縮熱伝達率 [W/(m² · K)]
 α_e : 冷媒蒸発熱伝達率 [W/(m² · K)]
 β : 接触角 [rad]
 γ : 比重量 [kg/m³]
 δ : パイプの肉厚 [m]
 ε : 熱交換パネルのふく射率 [-] = 0.4
 $\Delta P, \Delta P_1, \Delta P_2, \Delta P_3, \Delta P_T$: 圧力損失 [Pa]
 ΔQ : 冷却能力への日射の影響 [W]
 ΔT_a : 相当外気温度差 [K]
 λ : 摩擦損失係数 [-]
 $\nu, \nu_1 \sim \nu_4$: 動粘性係数 [m²/s]
 ρ : 密度 [kg/m³]
 σ : 表面張力 [N/m]
 ϕ : フィン効率 [-]
 ΣA_{fin} : パイプ 1 本単位長さ当たりの全フィン面積 (フィン裏表) [m²/m]
 ψ : 熱交換パネルの天空に対する形態係数 [-] = 0.5
 添字
 L : 液 V : 蒸気

3.2 熱制御壁体の構成と動作

3.2.1 熱制御壁体の構成

建物の外壁 (主要壁) の室内側と屋外側に平板状の熱交換パネルを設ける。熱交換パネルの上部相互間、下部相互間をそれぞれ配管 (連通管) で接続し、連通管と熱交換パネル内に冷媒を封入する。さらに室温と冷媒温度を検出するセンサーを設け、制御装置により連通管に設けた制御弁を操作して冷媒の自然循環を制御する構成になっている。

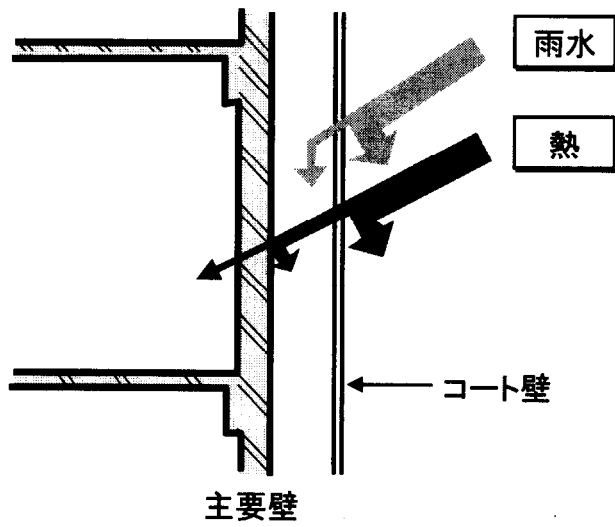


図3. 1 コート壁の機能

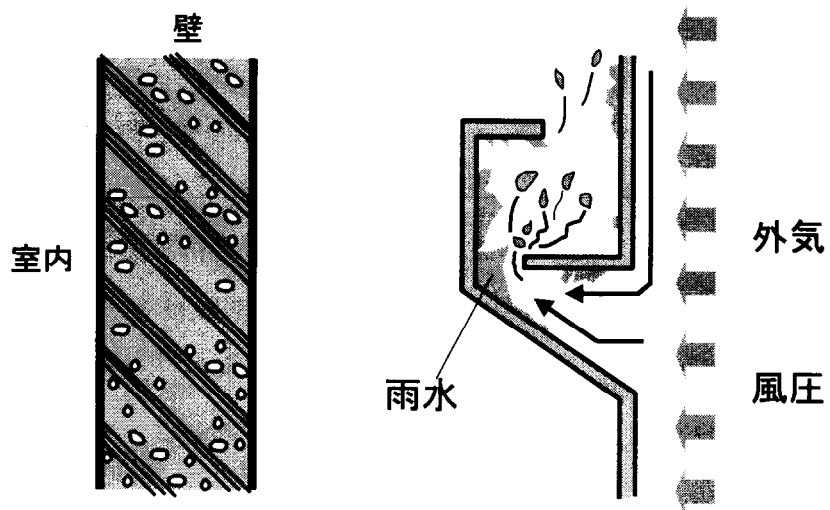


図3. 2 オープン・ジョイント・システム

3.2.2 熱制御壁体の動作

- ・ 図 3.3 (a) に示すように、室温 T_i が室温設定値 T_{ref} より高くかつ冷媒温度 T_R より高い場合は、制御弁を全開とする。冷媒は矢印の向きに自然循環し熱は室内から屋外へ排出され室は外気により冷却される。
- ・ 室温 T_i が室温設定値 T_{ref} より高いにもかかわらず、冷媒温度 T_R が室温 T_i より高い場合は、制御弁を全閉とし冷媒の自然循環を停止する。熱制御壁体は建物外壁（主要壁）の断熱性能により室内への熱の侵入を防ぐ。
- ・ 図 3.3 (b) に示すように、室温 T_i が室温設定値 T_{ref} より低くかつ冷媒温度 T_R が室温 T_i より高ければ、制御弁を全開とする。冷媒は矢印の向きに自然循環し屋外から室内へ熱が移動する。
- ・ 室温 T_i が室温設定値 T_{ref} より低いにもかかわらず、冷媒温度 T_R が室温 T_i より低ければ制御弁を閉じ冷媒の自然循環を停止する。熱制御壁体は建物外壁（主要壁）の断熱性能により屋外への熱の放散を防ぐ。

3.2.3 熱制御壁体の効果

建物の外壁（主要壁）の両側に熱交換パネルを設けて壁に熱制御機能を持たせ、また熱交換パネルの一方を外皮として利用することにより次の利点がある。

- ・ 室温より外気温が低いとき、冷媒の自然循環を利用して冷却が行え、冷却用エネルギーを低減することができる（図 3.4(a)）。
- ・ 外気温が室温より高いときには制御弁が閉じて熱交換パネルによる熱移動がなくなり、外壁（主要壁）の断熱性能により屋外から室内への熱の侵入を防ぎながら空調機による冷却を行う、これにより冷却用エネルギーを低減できる（図 3.4(b)）。
- ・ 冬期の寒冷地のように外気温が大きく低下したような場合は、制御弁が閉じ、熱制御壁体による熱移動が停止し、主要壁の断熱性能により熱の屋外への放出を防止する（図 3.4(c)）。
- ・ 屋外側の熱交換パネルを外皮として利用することにより外壁からの浸透水を防止することができる。

3.3 熱制御壁体の各方式の構成と特徴

2 枚の熱交換パネルで構成された熱制御壁体は、図 3.5 に示すように、それぞれ

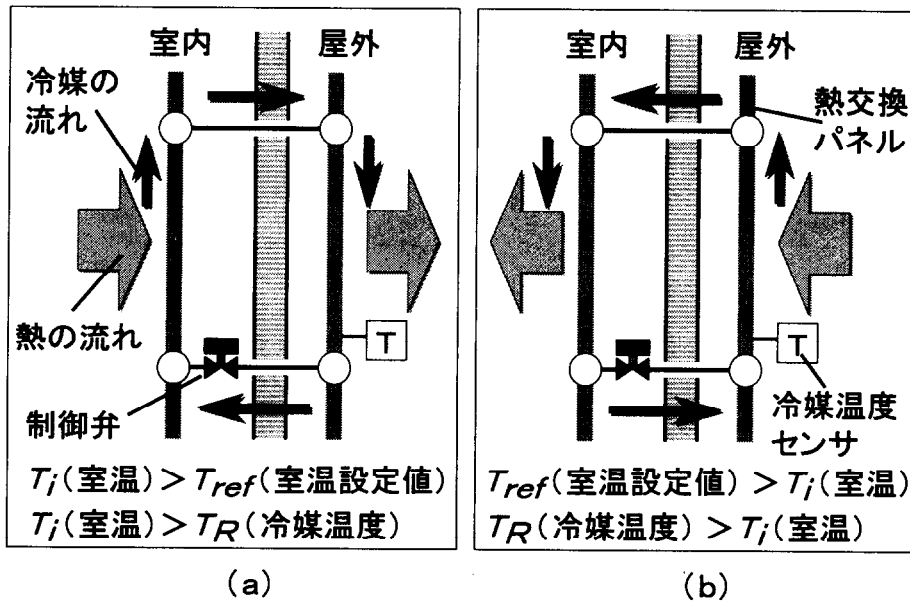


図3.3 熱制御壁体の動作概念図

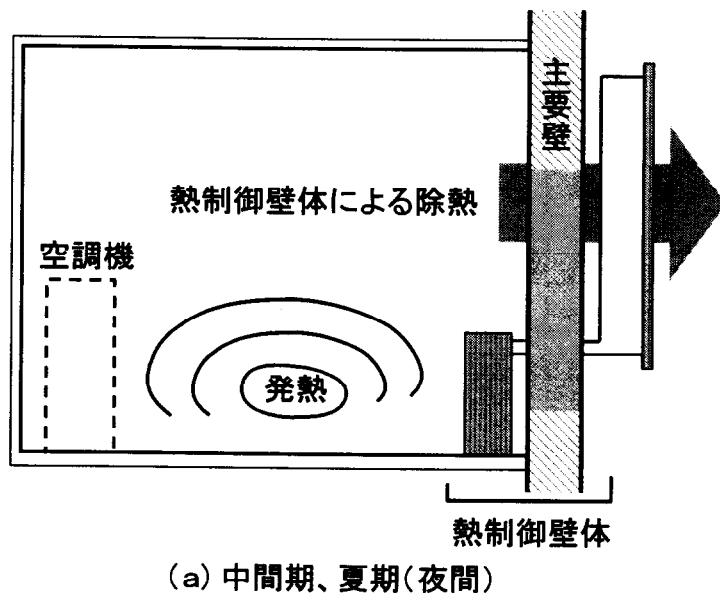
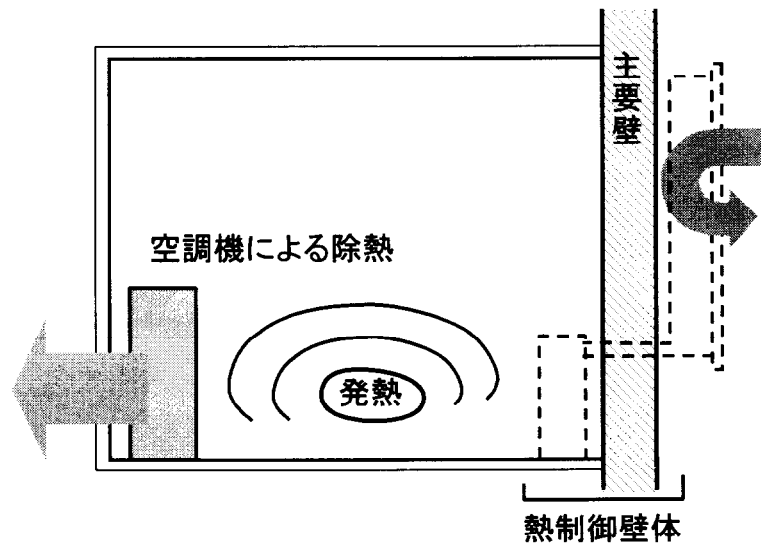
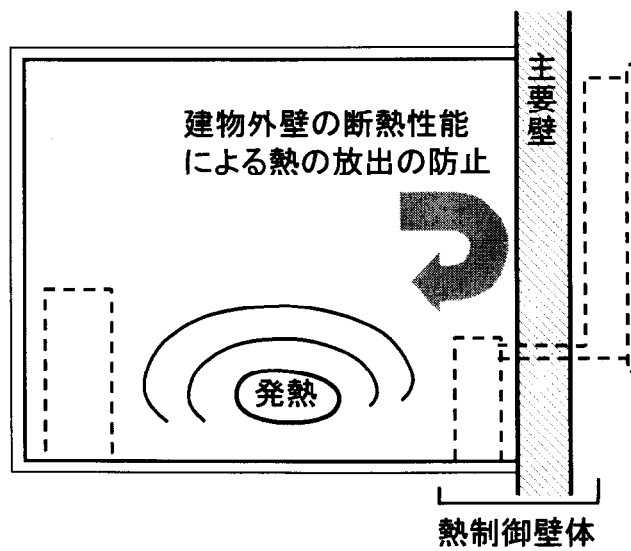


図3.4 熱制御壁体の効果



(b) 夏期(昼間)



(c) 冬期

図3. 4 熱制御壁体の効果

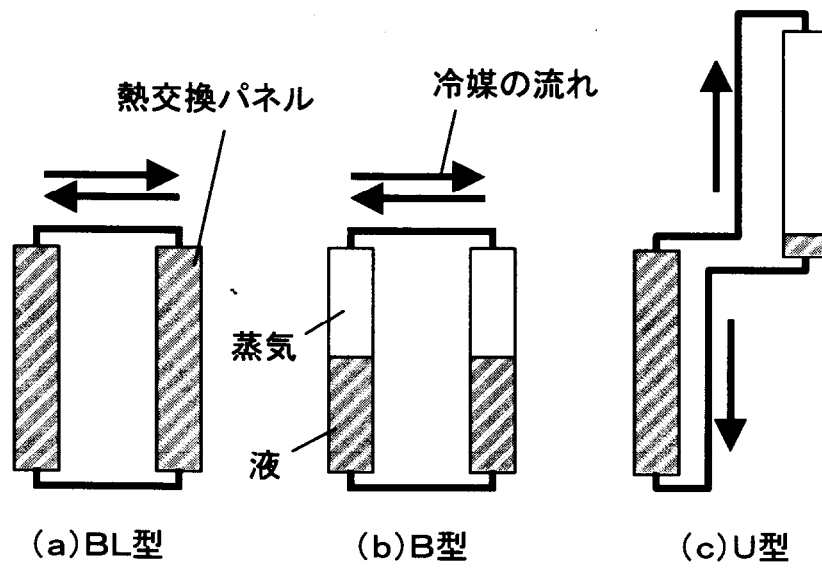


図3.5 熱制御壁体の方式

の熱交換パネルの高低差と冷媒の封入状態によって3つの方式に分類できる。

3.3.1 冷媒の液封方式（「BL(Bi-directional Liquid)型」と呼ぶことにする）

本方式は冷媒を液体の状態です熱交換パネル内に満たしたものである。冷媒を液封すると、循環力が室内側熱交換パネル内と屋外側熱交換パネル内の流体密度差と高さの積によって生じ、配管内の圧力損失と平衡するような流量となる。

3.3.2 冷媒の液と蒸気を封入した方式で室内側熱交換パネルと屋外側熱交換パネルに高低差のないもの（「B(Bi-directional)型」と呼ぶことにする）

本方式は、屋外側熱交換パネルと室内側熱交換パネルを同じ高さに設置し、真空にした配管内に冷媒液を封入したものである。BL型と異なる点は冷媒液を熱交換パネル内に満液にしないことで、これにより熱交換パネル内は飽和液と飽和蒸気で満たされる。熱交換パネルが同じ高さなので、熱の伝わる方向はBL型と同様に双方向であるが、凝縮側熱交換パネルでは、蒸気で満たされた部分でしか熱を有効に伝えず、液の部分は伝熱面としてほとんど有効でない。蒸発側熱交換パネルでも、蒸発した蒸気が液をリフトして管壁を濡らすことがない場合には、液で満たされた部分でしか熱を有効に伝えず、蒸気で満たされた部分は伝熱面としてほとんど活用されない。

3.3.3 冷媒の液と蒸気を封入した方式で室内側熱交換パネルと屋外側熱交換パネルに高低差のあるもの（「U(Unidirectional)型」と呼ぶことにする）

本方式は、屋外側熱交換パネルと室内側熱交換パネルに高低差を持たせ、真空にした配管内に冷媒液を封入したものであり、B型と同様に熱交換パネル内は飽和液と飽和蒸気で満たされる。本方式では屋外側熱交換パネルと室内側熱交換パネルに高低差があるために、熱は低い位置に設置された熱交換パネルから高い位置に設置

された熱交換パネルに伝わるが、逆方向には伝わらず、熱の一方方向性を持つ。高低差を利用して、低い位置に設置された熱交換パネルを液で満たし、高い位置に設置された熱交換パネルを蒸気で満たすと、両方の熱交換パネル全面が伝熱面として有効になる。

3.4 シミュレーション方法

3.4.1 BL型のシミュレーション方法

解析にあたって次の仮定を設ける。

冷媒の流れを1次元流として扱う。冷媒の流れの方向の熱伝導は無視する。熱交換パネルの熱伝達率は、計算を簡単にするため空気側のみ考慮し冷媒側の熱伝達率は無限大とする。熱交換パネルに接触している空気温度は熱交換パネルの長さ方向に一様とする。以上の仮定のもとで、まず定常状態の熱交換について計算する。流量 G 、比熱 c_p の冷媒が、図 3.6 に示すように入口温度 T_1 で高温側熱交換パネルに入り、一定温度 T_{ah} の空気と熱通過率 K で熱交換して、出口で温度 T_2 になるものとする。独立変数として熱交換器入口からある点までの伝熱面積を S 、このときの熱交換パネル内冷媒温度を T_x とすると、熱平衡式は、

$$\frac{dT_x}{dS} = \frac{K}{c_p G} (T_{ah} - T_x) \quad (3.1)$$

である。 $S=0$ で $T_x=T_1$ の境界条件を入れて解くと、

$$T_x = T_{ah} - (T_{ah} - T_1) \exp\left(-\frac{KS}{c_p G}\right) \quad (3.2)$$

となり、 $S=S_t$ の $T_x (=T_2)$ は、

$$T_2 = T_{ah} - (T_{ah} - T_1) \exp\left(-\frac{KS_t}{c_p G}\right) \quad (3.3)$$

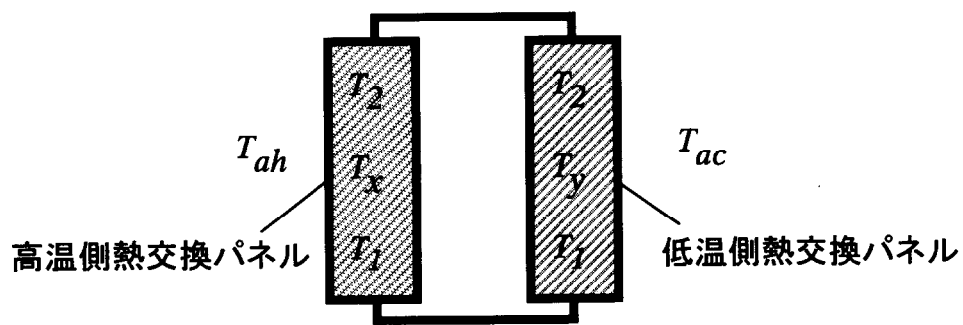
となる。同様に低温側熱交換パネル内冷媒温度 T_y は、

$$T_y = T_{ac} - (T_{ac} - T_2) \exp\left(-\frac{KS}{c_p G}\right) \quad (3.4)$$

出口側冷媒温度 T_1 は、低温側空気温度を T_{ac} とすると、

$$T_1 = T_{ac} - (T_{ac} - T_2) \exp\left(-\frac{KS_t}{c_p G}\right) \quad (3.5)$$

となる。式(3.3)、(3.5)より T_1 、 T_2 について解くと、



- T_{ah} : 高温側空気温度
- T_{ac} : 低温側空気温度
- T_x : 高温側熱交換パネル内冷媒温度
- T_y : 低温側熱交換パネル内冷媒温度
- T_1 : 高温側熱交換パネル入口冷媒温度
= 低温側熱交換パネル出口冷媒温度
- T_2 : 低温側熱交換パネル入口冷媒温度
= 高温側熱交換パネル出口冷媒温度

図3. 6 BL型解析モデルのための温度

$$T_1 = \frac{T_{ac} + T_{ah} \exp\left(\frac{-KS_1}{c_p G}\right)}{1 + \exp\left(\frac{-KS_1}{c_p G}\right)} \quad (3.6)$$

$$T_2 = \frac{T_{ah} + T_{ac} \exp\left(\frac{-KS_2}{c_p G}\right)}{1 + \exp\left(\frac{-KS_2}{c_p G}\right)} \quad (3.7)$$

次に循環力は、配管内の冷媒液が加熱・冷却されて比重が変化することによって生じる。従って循環力（圧力） P_h は、

$$P_h = \int_0^{S_1} \gamma(T_x) dS - \int_0^{S_2} \gamma(T_y) dS \quad (3.8)$$

ここで、比重量 γ は、温度 T の関数である。

一方、配管の圧力損失 ΔP は、長さ L の円管の場合一般に、

$$\Delta P = \frac{\lambda \gamma L V^2}{2dg} \quad (3.9)$$

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad (3.10)$$

$$\text{Re} = \frac{Vd}{\nu} \quad (3.11)$$

これより、熱交換パネル部の圧力損失 ΔP は、

$$\Delta P = \frac{64\gamma\nu L_p V}{2gd^2} \quad (3.12)$$

$$V = \frac{4G}{N_p \gamma \pi d^2} \quad (3.13)$$

従って、2枚の熱交換パネル内の圧力損失 ΔP_1 は、それぞれの熱交換パネル内冷媒の平均動粘性係数を ν_3 、 ν_4 とすると、

$$\Delta P_1 = \frac{128(\nu_3 + \nu_4)L_p G}{N_p g \pi d^4} \quad (3.14)$$

ここで、 ν_3 、 ν_4 は温度の関数である。

また、上下連通管の圧力損失の和 ΔP_2 は、上下の連通管が同じ長さでそれぞれ L_c とすると、

$$\Delta P_2 = \frac{128(\nu_1 + \nu_2)L_c G}{g \pi d_c^4} \quad (3.15)$$

ただし、 ν_1 、 ν_2 はそれぞれ上部、下部連通管内冷媒の動粘性係数である。

さらに、制御弁の圧力損失 ΔP_3 は、

$$\Delta P_3 = \frac{1.36 \cdot 10^{-2} G^2 m}{C_v^2} \quad (3.16)$$

これより、熱制御壁体の全圧力損失 ΔP_T は曲がり管の圧力損失を無視すると、

$$\Delta P_T = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 \quad (3.17)$$

となり圧力平衡式は、

$$\text{循環力(式(3.8))} = \text{全圧力損失(式(3.17))} \quad (3.18)$$

と表せる。

シミュレーションは、まず流量 G を仮定して、式(3.6)、(3.7)を用いて、高温側、低温側それぞれの熱交換パネル入口温度 T_1 、 T_2 を求める。この T_1 、 T_2 と式(3.2)、(3.4)により熱交換パネル各部の温度を求める。シミュレーションでは各熱交換パネルを10分割した。この熱交換パネル各部の温度から熱交換パネル内冷媒の平均比重量を求め、式(3.8)を用いて循環力を求める。またこの熱交換パネル各部の温度と熱交換パネル入口温度から、熱交換パネル内および上下連通管内冷媒の動粘性係数を求める。このようにして求めた循環力と動粘性係数を式(3.18)に代入して、新たに流量 G_1 を求める。この G_1 が先に仮定した G と比較し、収束するまで計算を繰り返す。

3.4.2 B型のシミュレーション方法

解析にあたってBL型と同様の仮定を設ける。

図3.7に示すように、凝縮側熱交換パネル内の冷媒を凝縮域と過冷却域に分け、凝縮域では冷媒蒸気温度を一様とする。蒸発側熱交換パネル内の冷媒を蒸発域と過熱域に分け蒸発域では冷媒（液）温度を一様とする。配管摩擦による圧力損失は冷媒蒸気の流れる部分のみ考慮し、冷媒液部分を無視する。また冷媒のフラッシングによる抵抗の増加はないものとする。

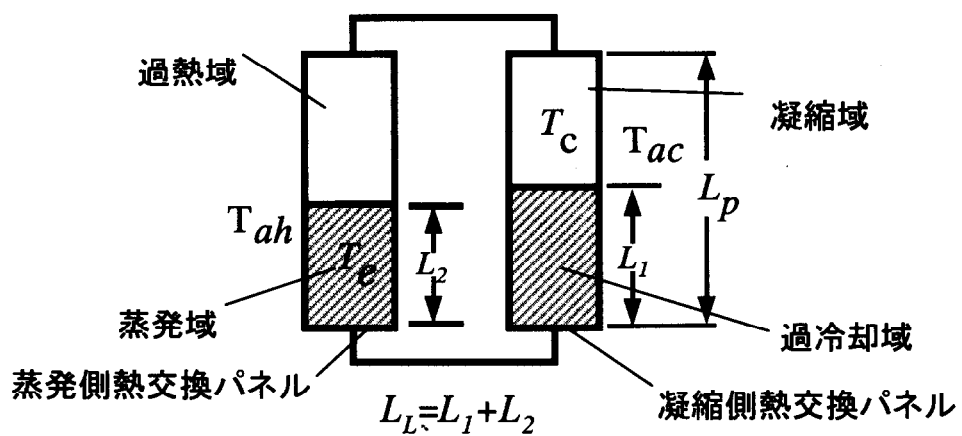
以上の仮定のもとで、凝縮伝熱面の熱平衡式は

$$rG = (L_p - L_1)L_w K(T_c - T_{ac}) \quad (3.19)$$

凝縮域冷媒圧力 P_c は、冷媒温度 T_c の関数として表され、

$$P_c = f_c(T_c) \quad (3.20)$$

これより、蒸発側熱交換パネル冷媒温度 T_e は、圧力の関数として表され、 ΔP_1 を熱交換パネル内過熱域の圧力損失、 ΔP_2 を連通管内圧力損失（蒸気部分）とすると、



- T_{ah} : 高温側空気温度
 T_{ac} : 低温側空気温度
 T_e : 蒸発側熱交換パネル内冷媒温度(一様)
 T_c : 凝縮側熱交換パネル内冷媒温度(一様)

図3. 7 B型解析モデルのための温度

$$T_c = f_2(P_c + \Delta P_1 + \Delta P_2) \quad (3.21)$$

蒸発伝熱面の熱平衡式は、

$$rG = -(L_L - L_1)L_w K(T_{ah} - T_c) \quad (3.22)$$

圧力平衡式は、

$$0 = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \gamma_L(L_L - 2L_1) \quad (3.23)$$

ただし、冷媒液比重量 γ_L は凝縮側熱交換パネルの冷媒温度 T_c の関数である。

シミュレーションは L_1 と G を仮定して、式(3.19)～(3.21)を計算し、式(3.22)、(3.23)により新たな L_1' 、 G' を求め、式(3.19)にもどる。以上の手続きを評価関数

$$J = (G' - G)^2 + (L_1' - L_1)^2 \quad (3.24)$$

が充分小さくなるまで続ける。

3.4.3 U型のシミュレーション方法

B型の解析における式(3.23)を

$$0 = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \gamma_L(L_L - L_h - 2L_1) \quad (3.25)$$

として、シミュレーションを行う。

3.5 シミュレーション結果の評価

熱制御壁体の3種類の方式について、表3.1の計算条件のもとに、交換熱量・熱抵抗比・冷媒温度・冷媒流量を求める。なお本節におけるシミュレーションでは、空気側の熱伝達率のみを考慮し、冷媒側の熱伝達率は無限大としている。

3.5.1 交換熱量の評価

各方式の交換熱量を図3.8に示す。BL型の場合、連通管径が7.5mm程度以下になると、またU型、B型では5mm程度以下になると交換熱量が急激に低下する。交換熱量の低下は連通管の流れ抵抗の増加による流量の低下が原因である。

連通管径が10mm以上での交換熱量は、B型はBL型の約65%である。これはB型は蒸発熱伝達、凝縮熱伝達により効果的に熱を伝達できる伝熱面が全伝熱面積の約半分であるため、蒸気の過熱、液の過冷却による能力の増加があってもその影響が小さいため、BL型に比べ能力が劣ったと考えられる。

表3. 1 計算条件

熱交換パネル	パネル	材料	銅
		寸法[mm]	高さ:1900
			幅:1000
	伝熱面積[m ²]	3.8	
	冷媒チューブ	内径[mm]	8.3
		本数[本]	8
		チューブ間隔[mm]	125
パネルとの接続		チューブオンシート	
連通管長さ[m]		1(BL,B型),2.9(U型)	
熱交換パネル表面熱伝達率[W/(m ² K)]		9.3(室内,屋外共)	
温度	室内[°C]	30	
	外気[°C]	0	
電動弁Cv値		3.5	
冷媒		R12	

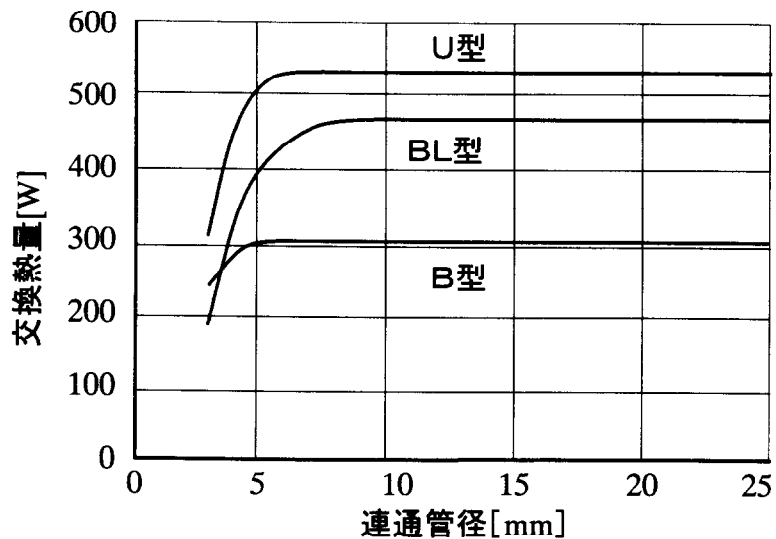


図3. 8 交換熱量

交換熱量でU型はB L型に比べて約10%優れている。U型の連通管長さが2.9mとB L型に比べて1.9m長い条件にもかかわらず能力が大きいのは、U型はB L型に比べ冷媒流量が約1/10（図3.9）で、配管抵抗が小さいことと、蒸気の粘性抵抗が小さいことが原因と考えられる。

3.5.2 熱抵抗比の評価

空気側表面境界層の熱抵抗を含んだ熱交換パネル全体の熱抵抗（熱通過抵抗）を1として、境界層を除いた熱交換パネル部の熱抵抗の比率を図3.10（a）に示す。連通管径を25mmにすると熱抵抗比は、B型で0.43、B L型で0.11、U型ではほぼ0となる。B L型、U型では表面熱伝達抵抗の比率が大きいため、熱交換パネル表面にフィンを付加することにより熱通過抵抗を減少させられる。B L型、U型の熱抵抗比がB型に比べて小さいのは、B L型、U型では有効伝熱面積が大きく、境界層を除いた熱交換パネル部分の熱抵抗が小さくなったことが原因と考えられる。

B型は図3.10（b）に示すように冷媒充填量によって熱抵抗比が変化し、冷媒充填長さが室内外熱交換パネル全長のほぼ半分のとき熱抵抗比が最小になる。充填長さがこれより長くても短くても、凝縮側伝熱面積あるいは蒸発側伝熱面積が小さくなり、熱抵抗比が大きくなる。

3.5.3 冷媒温度の評価

B L型の熱交換パネル上部および下部の冷媒温度を図3.11（a）に示す。熱交換パネル表面温度はこれらの冷媒温度の間にあり、冷媒温度が低いと熱交換パネル表面温度が低くなり熱交換パネル表面で結露し、室内空気が除湿される（情報通信機器を収容する室内では水分の発生が極めて少なく、仮に熱交換パネルに除湿作用があると室内湿度が低くなりすぎる）。

B型の蒸発側熱交換パネル下部、凝縮側熱交換パネル上部冷媒温度を同じく図3.11（a）に示す。厳密には凝縮側熱交換パネルで過冷却された冷媒液は外気温0℃まで低下するが、冷媒流速が極めて遅い（2mm/s）ため蒸発側熱交換パネル下端において蒸発温度15℃まで上昇する。B型とB L型を表面結露のし易さで評価すると、B L型の方が結露し易く、B型の方が優れている。

U型の冷媒温度を図3.11（b）に示す。U型は連通管径が10mm以上あれば、

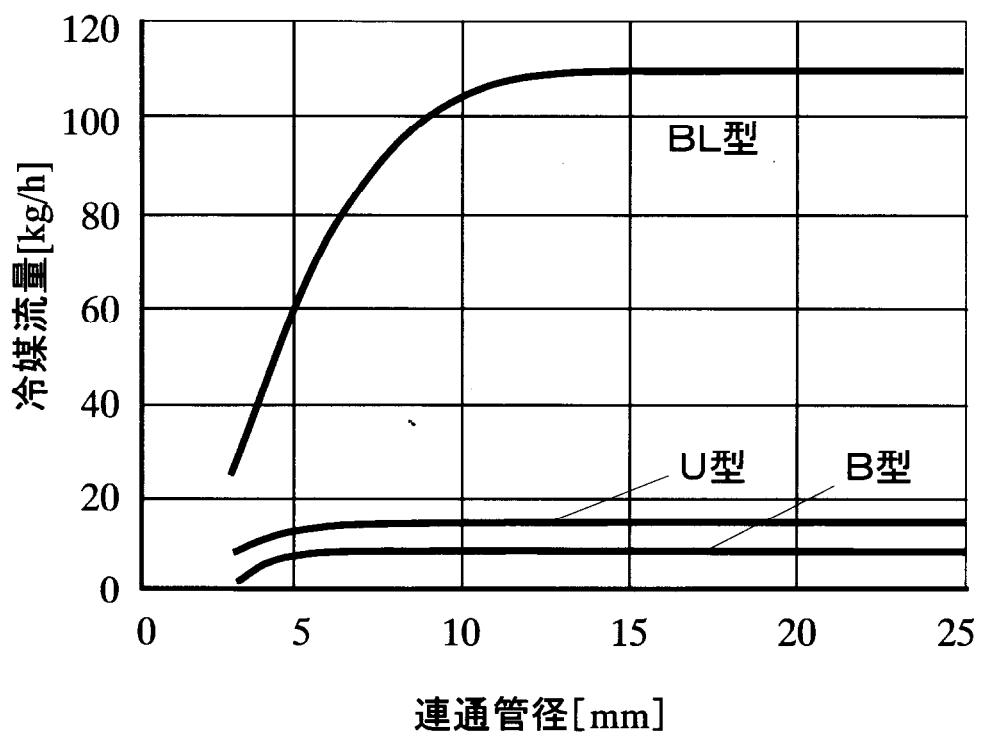
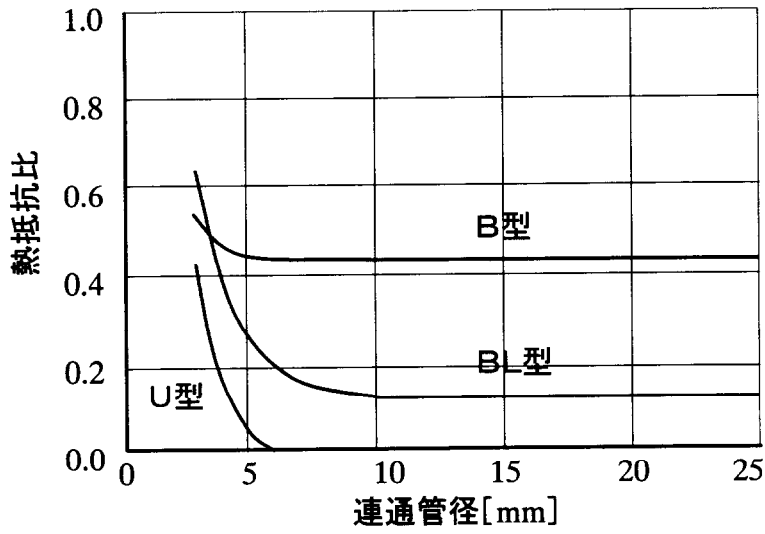
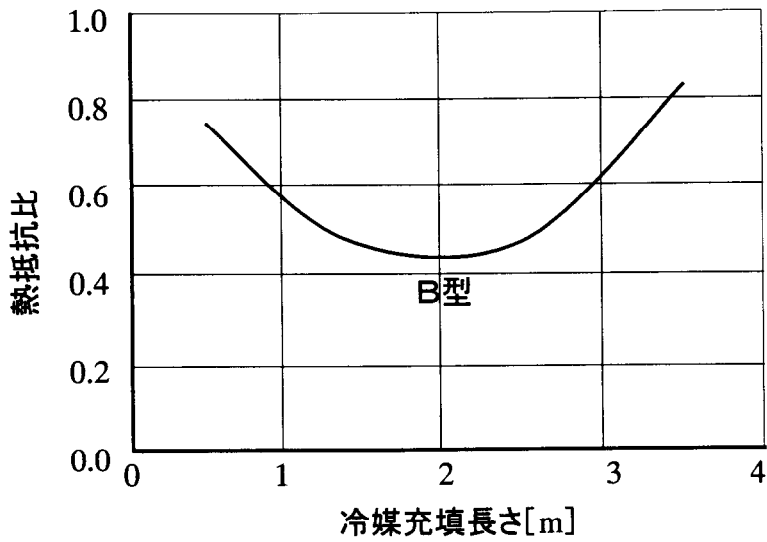


図3.9 冷媒流量

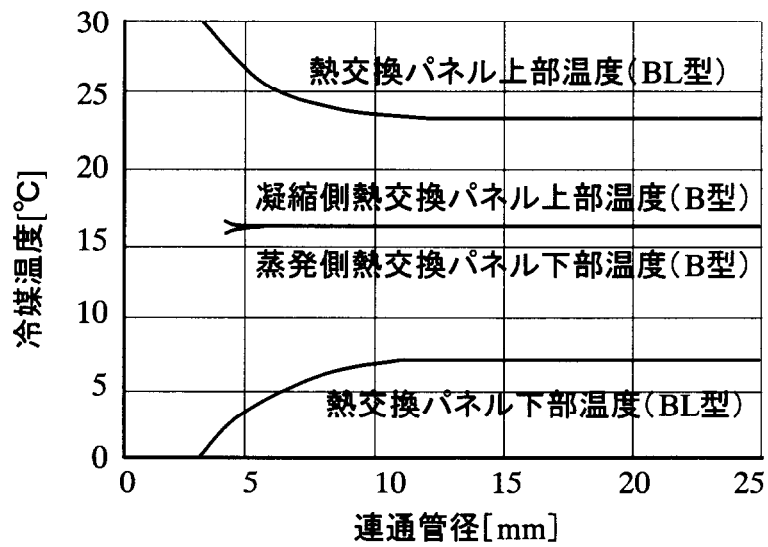


(a) 連通管径と熱抵抗比の関係

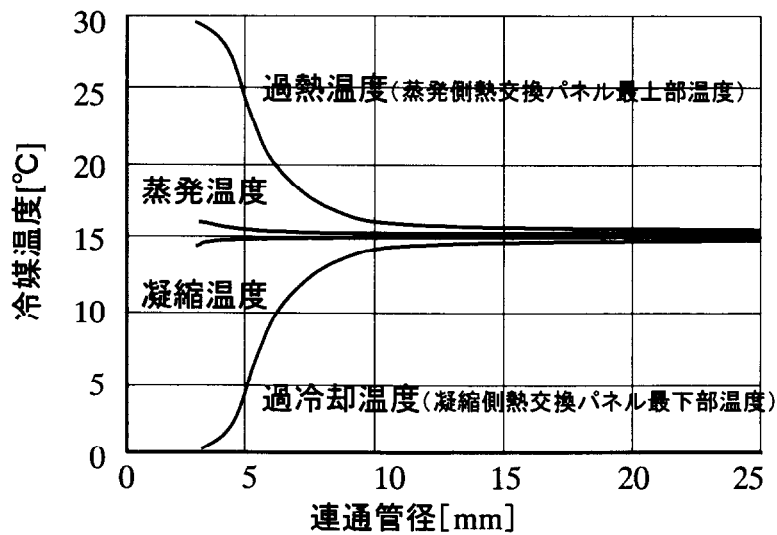


(b) B型の冷媒充填長さとの熱抵抗比の関係

図3. 10 熱抵抗比



(a) BL型、B型



(b) U型

図3. 11 冷媒温度

熱交換パネル伝熱面の大部分は室温 30℃、外気温 0℃ の中間温度 15℃ となる。

3.6 屋外実験とシミュレーションとの比較検討

上記の検討結果より、U型は熱性能が他の方式より優れていることがわかる。U型は熱を一方向にしか伝えられないが、高発熱機器を収容する建物の場合には十分な性能であるので、このU型について屋外実験を行い、シミュレーションとの比較を行った。

3.6.1 実験ハウスと比較基準ハウスの概要

熱制御壁体の性能を測定するために屋外に設置した実験ハウスと比較基準ハウスについて説明する。写真 3.1 は実験ハウスの外観である。

図 3.12 に実験ハウスおよび比較基準ハウスの機器配置図を示す。両ハウスは 10 m 離れて設置されている。また両ハウスは、硬質ウレタンサンドイッチパネル（表面材はカラー鉄板）で構成した断熱性の高い壁・屋根・床から構成される。実験ハウスには南面を除く 3 方位に熱制御壁体を設置し、比較基準ハウスには屋外側に熱交換パネルのみを取り付けた。実験ハウスおよび比較基準ハウスにファンヒーターで等しく熱を供給し、冷房装置（冷水用 F C U）によってハウス内温度を一定に保った。熱制御壁体の冷却能力はそれぞれの冷水用 F C U 供給熱量の差として求め、冷水用 F C U の供給熱量は冷水の入口出口温度差と流量から求めた。また、外気温、水平面天空日射量、法線面直達日射量、風向、風速を測定した。

図 3.13 は実験ハウスに取り付けた熱制御壁体の構成である。主要壁をはさんで、屋外側に熱交換パネル、室内側に、設置の容易性や主要壁を貫通する連通管用穴を集中させられること等を考慮して熱交換パネルに相当するファンコイルユニット（F C U）を設け、これらを連通管で連結した。冷媒（R 1 2）は、熱交換パネル部分が蒸気層となるように封入する。冷却能力の制御は F C U のファンの発停と制御弁の開閉によって行う。図 3.14 に、熱交換パネルの平断面を示す。アルミ押し出し成形パネルであり、T 字型の放熱用フィンと冷媒チューブ接続用かしめ部（A）、熱交換パネル型材横連結用裏脚（B）がついている。表 3.2 に熱制御壁体構成要素の主な仕様を示す。

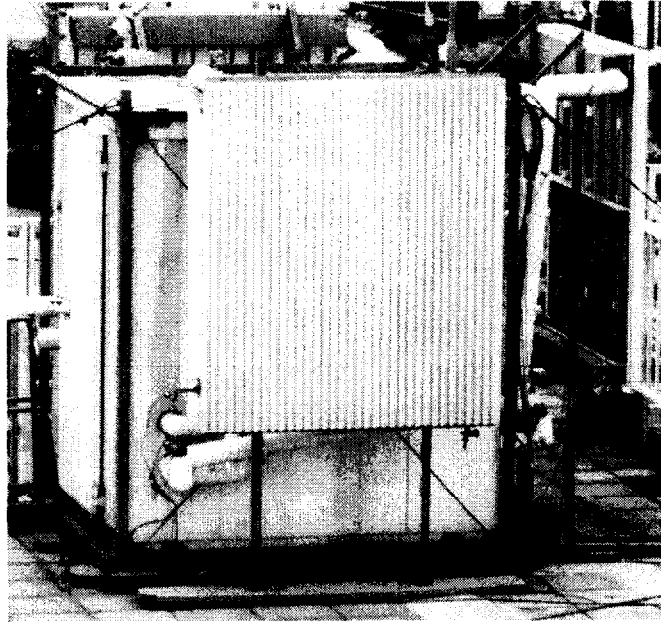


写真3. 1 実験ハウス

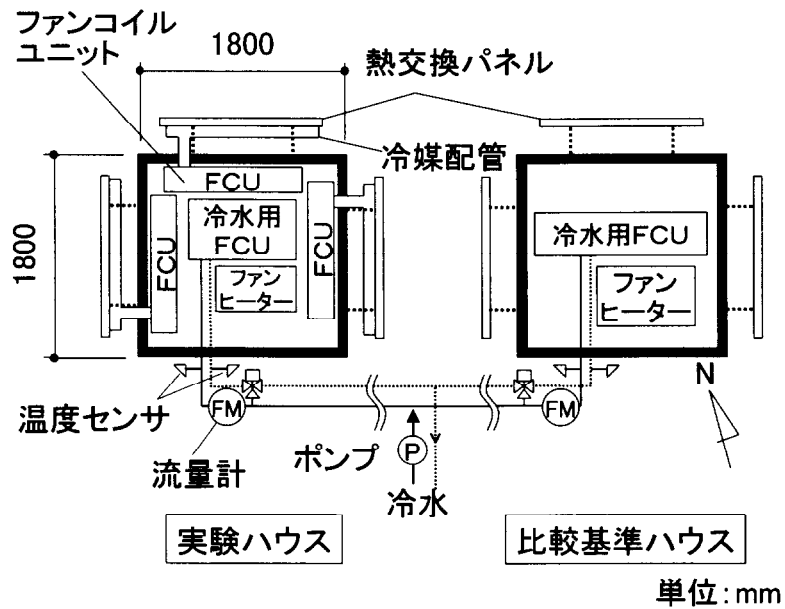


図3. 12 実験ハウスおよび比較基準ハウスの機器配置図

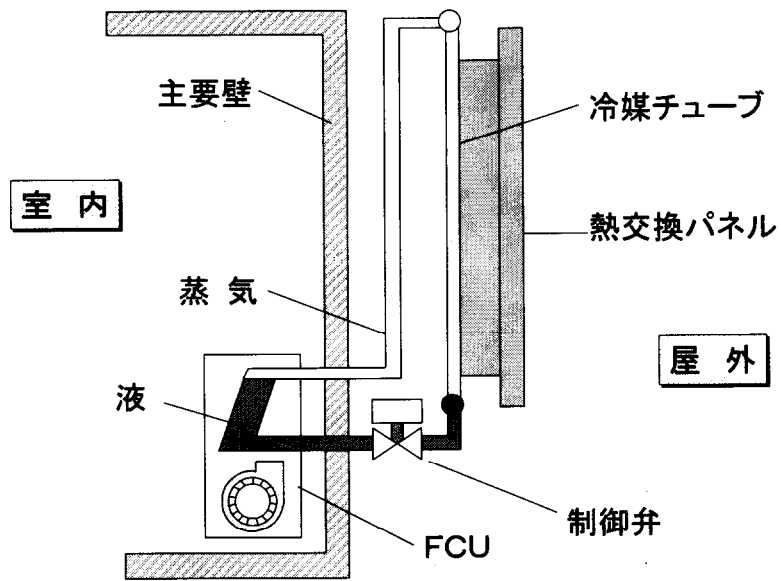


図3. 13 熱制御壁体構成

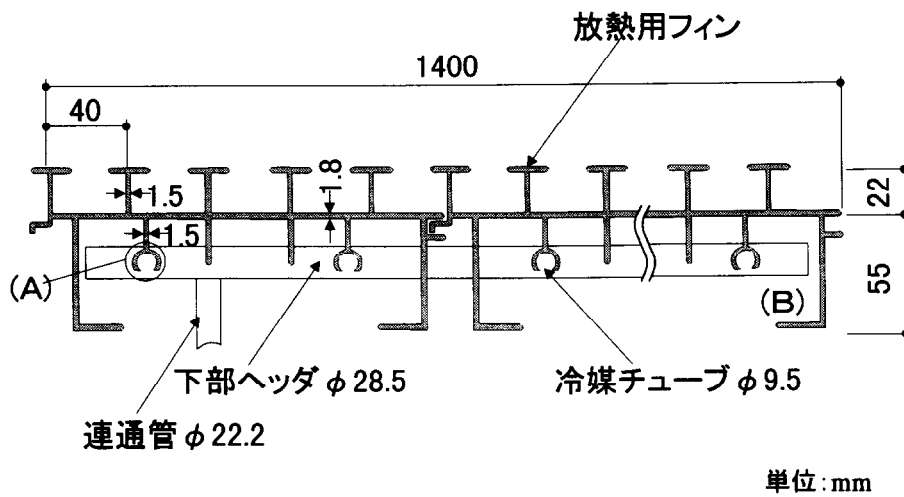


図3. 14 熱交換パネル平断面図

表3. 2 実験ハウスの仕様

実験箱	寸法[mm]		1800×1800×2040(H)
	表面材		鋼板
	断熱材	材料	硬質ウレタンフォーム
		厚さ[mm]	42(床・壁) 90(屋根)
熱制御用外壁パネル	パネル	寸法[mm]	1400(W)×1600(H)
		材料	アルミニウム(押し出し)
		見つけ面積[m ²]	2.24
		伝熱面積[m ²]	14.4
	冷媒チューブ	外径[mm]	9.5
		内径[mm]	8.3
		長さ[mm]	1400
		本数[本]	14
ファンコイルユニット	風量[m ³ /min]		17
	空気側伝熱面積[m ²]		8.24
	コイル正面面積[m ²]		0.21×0.99
	パイプ	材料	銅
		外径[mm]	9.5
		厚さ[mm]	0.35
		長さ[mm]	890
		本数[本]	2列×8段
		パイプピッチ[mm]	25
	フィン	材料	アルミニウム
		厚さ[mm]	0.13
		フィンピッチ[mm]	2
	連通管	外径[mm]	22.2
		内径[mm]	20.6
長さ[mm]		2900(蒸気側)	
冷媒			R12
冷水用	風量[m ³ /min]		6.8
ファンコイルユニット	冷房能力[kW]		2.2(全熱)
ファンヒータ	能力[kW]		1.4

3.6.2 実験方法

実験ハウスの西面に取り付けた熱制御壁体を稼働状態（ファン運転、制御弁開）にして測定した熱制御壁体の冷却能力・実験ハウスおよび比較基準ハウスの冷房負荷・外気温・風速・日射量を図 3.15 に示す。図 3.15 に示す測定期間中の熱制御壁体による冷房負荷削減率は 22% になる。なお実験ハウスおよび比較基準ハウスの温度は、いずれも 27℃ に保った。

3.6.3 日射の影響の屋外実験と計算値の比較検討

熱制御壁体の熱交換パネルは建物外面に設置されるため、日射の影響を受けることになる。そこで熱制御壁体の熱性能への日射の影響を実験から求め、計算値と比較を行う。

熱交換パネル入射日射量 I は、測定した水平面天空日射量と法線面直達日射量より求めた。

一方、熱交換パネルの夜間放射量 R は、次式

$$R = C_b T_o^4 (1 - 0.1 C_c K_c) (0.49 - 0.0066 P_p^{0.5}) \varepsilon \varphi \quad (3.26)$$

を用いて算出した。ただし、全雲量 C_c と水蒸気分圧 P_p については気象庁測定データ（大手町）を用いた。この結果、測定期間中の熱交換パネルからの夜間放射は、 20 W/m^2 程度である。

熱制御壁体の冷却能力 Q が、一般の壁体の熱通過率と同様に、相当外気温度差 ΔT_a に比例すると仮定すると、

$$Q = AK_T \Delta T_a \quad (3.27)$$

フィン効率を考慮した熱交換パネルの空気側熱伝達率を $\phi \alpha_a$ 、熱交換パネル正面投影面積を A' とすると、

$$\Delta T_a = (T_i - T_o) - \frac{(A'/A) \alpha_s I}{\phi \alpha_a} \quad (3.28)$$

となる。ここで夜間放射量が小さいので無視すると、夜間の場合は $I=0$ となる。図 3.16 に、夜間、風速 $1.5 \sim 2.0 \text{ m/s}$ のときの測定データを示す。室内外温度差 $(T_i - T_o)$ と冷却能力 Q が線形の関係にあるので、直線回帰をして式 (3.27)、(3.28) を書き換えると、

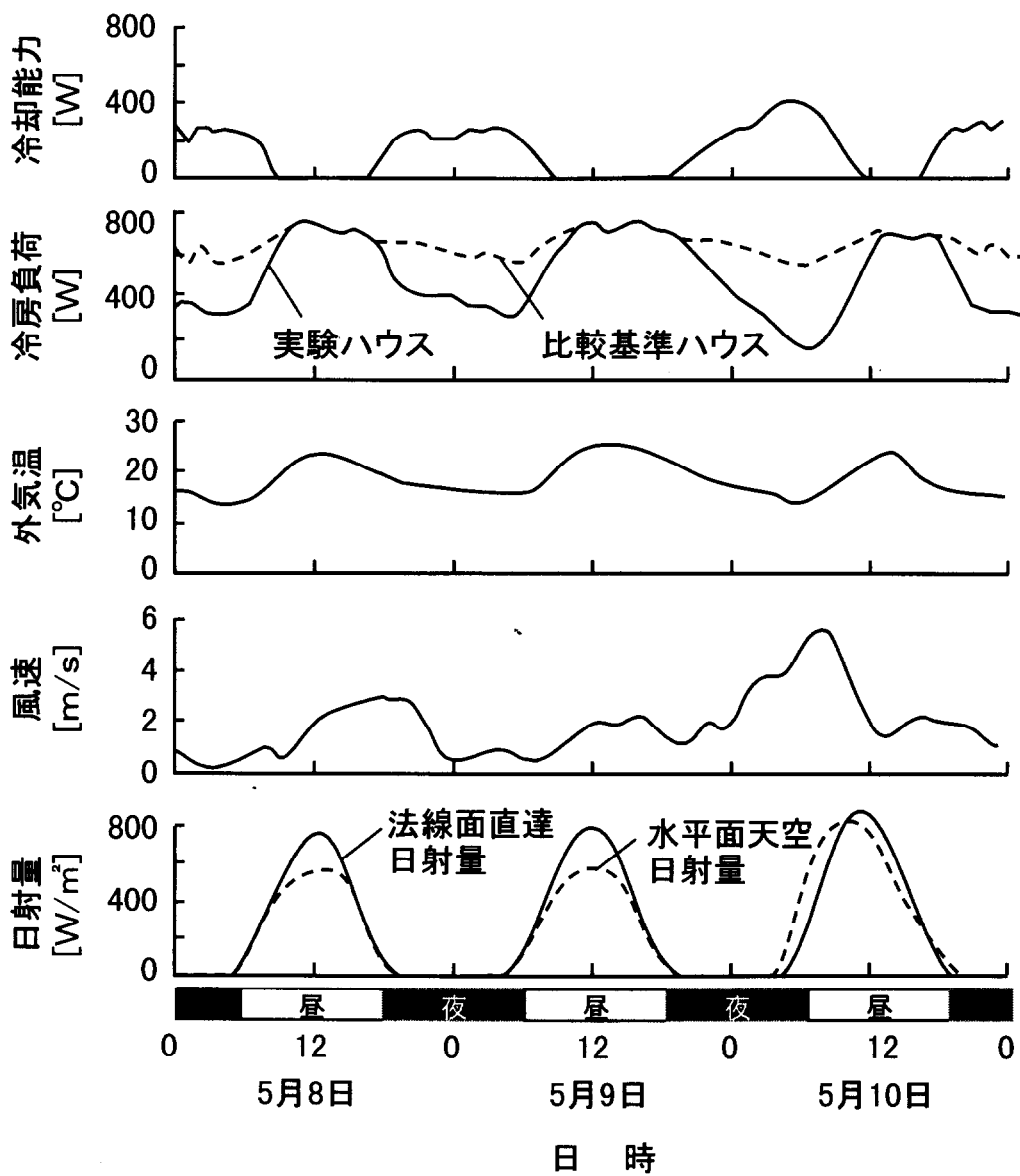


図3. 15 屋外実験結果

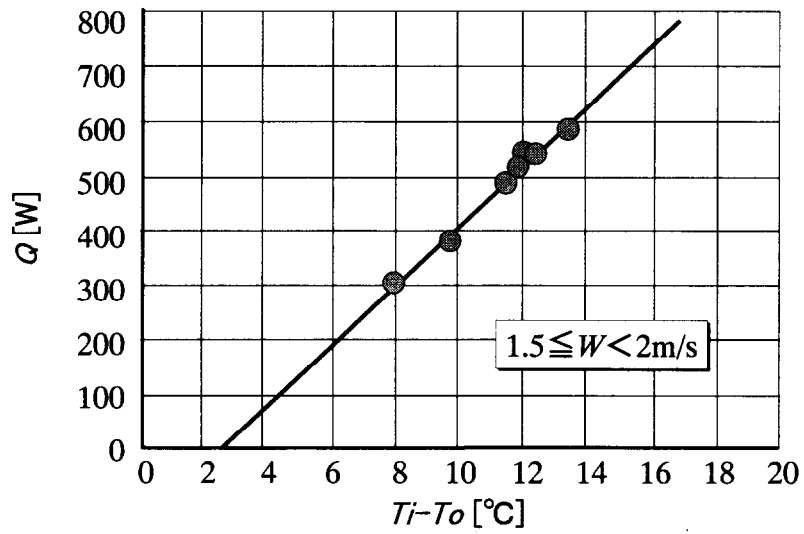


図3. 16 冷却能力と室内外温度差(夜間)

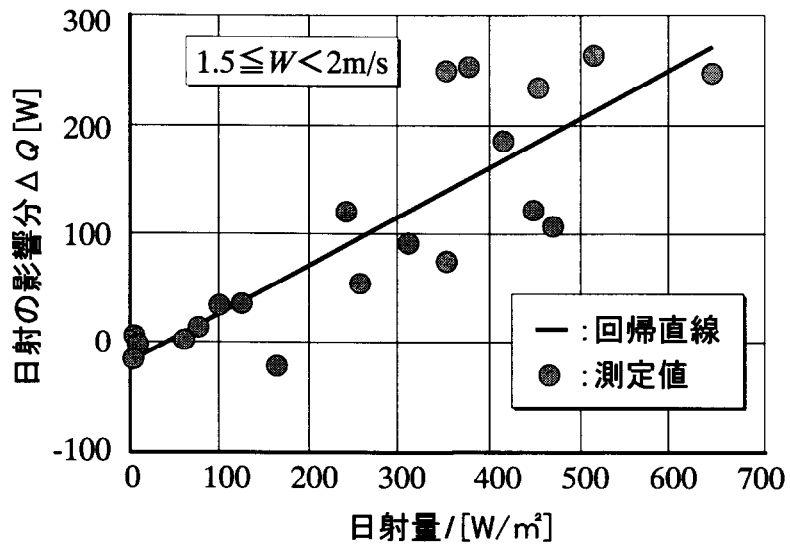


図3. 17 冷却能力への日射の影響

$$Q = AK_T(T_i - T_o - t) - \frac{A'K_T a_s I}{\phi \alpha_a} \quad (3.29)$$

となる。式 (3.29) の第 1 項は室内外温度差による項であり、図 3.16 の回帰直線で求められる。ここで t は図 3.16 のグラフが原点を通らないための補正值である。第 2 項は日射が冷却能力に与える影響 ΔQ で、

$$\Delta Q = \frac{A'K_T a_s I}{\phi \alpha_a} \quad (3.30)$$

となり、冷却能力測定値と式 (3.29) の室内外温度差による項 (第 1 項) の差として求められる。このようにして求めた日射量 I と日射の影響分 ΔQ の関係を図 3.17 に示す。これより

$$\frac{\Delta Q}{A'I} = 0.18 \quad (3.31)$$

となる。

一方、熱交換パネル材料であるアルミニウムの日射吸収率 $a_s=0.4$ 、後で求める風速 1.5~2.0m/s 時の熱制御壁体の熱通過率(熱交換パネル伝熱面積基準) $K_T=3.1W/(m^2 \cdot K)$ 、熱交換パネルのフィン効率を考慮した表面熱伝達率 $\phi \alpha_a=7.0W/(m^2 \cdot K)$ を用いて日射量 I と日射の影響分 ΔQ の関係を求めると、 $\Delta Q/(A'I)=K_T a_s/(\phi \alpha_a)=0.18$ (計算値) となり、測定値 0.18 と一致する。これより熱交換パネルへの日射の影響は熱交換パネルの日射吸収率、熱通過率、フィン効率を考慮した表面熱伝達率から求めてもよいことがわかる。

3.6.4 風速の影響の屋外実験とシミュレーションの比較検討

図 3.18 は、室内外温度差と、日射の影響を除いた熱制御壁体の冷却能力の関係(測定値)を、風速別に示したものである。風速が増加するに従って、熱制御壁体の冷却能力が大きくなっている。そこで熱制御壁体の熱性能への、風速の影響を実験から求め計算値と比較を行う。

FCUのコイル外表面積基準の熱通過率 K_F は、

$$\frac{1}{K_F} = \frac{1}{\alpha_{aF}} + \frac{A_{po} \delta}{A_{pi} k_p} + \frac{A_{po}}{A_{pi} \alpha_e} \quad (3.32)$$

ここでFCUの空気側熱伝達率 α_{aF} は、文献^[27]より、

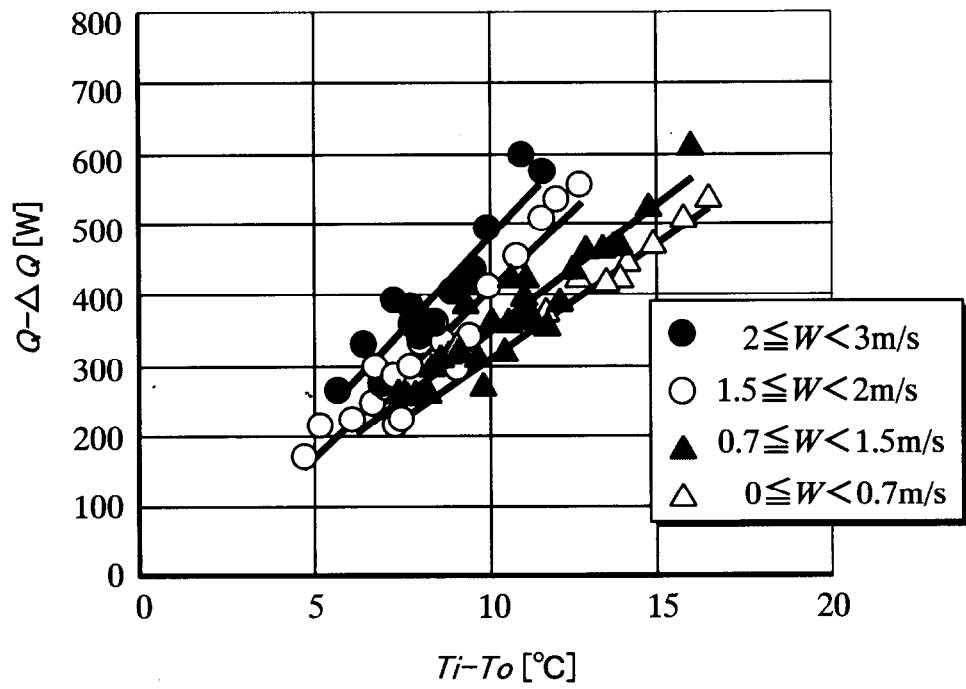


図3. 18 冷却能力への風速の影響

$$\alpha_{aF} = \frac{15.5V_{\max}^{0.578}}{1 + 2L_f^2 \left(\frac{p}{d_0}\right)^{0.5} \frac{15.5V_{\max}^{0.578}}{3k_f s}} \quad (3.33)$$

$$V_{\max} = \frac{V_a p_f p_1}{(p_f - s)(p_1 - d_0)} \quad (3.34)$$

$$L_f = \frac{p - d_{p0}}{2} \quad (3.35)$$

$$p = \frac{p_1 + p_2}{2} \quad (3.36)$$

$$\frac{A_{p0}}{A_{pi}} = \frac{\Sigma A_{fin} + p_0}{A_{pi}} \quad (3.37)$$

$$\Sigma A_{fin} = A_{fin} N_f \quad (3.38)$$

$$N_f = \frac{1}{p_f} \quad (3.39)$$

$$A_{fin} = 2\left(p_1 p_2 - \frac{d_0^2 \pi}{4}\right) \quad (3.40)$$

$$p_0 = d_0 \pi \quad (3.41)$$

またFCUの冷媒蒸発熱伝達率 α_e は、プール沸騰に対するStephen-Abdelsalamの式^[28]より、フロン系冷媒の場合、

$$\text{Nu} = 207 X_1^{0.745} X_5^{0.581} X_6^{0.533} \quad (3.42)$$

ここで

$$\text{Nu} = \frac{d_p \alpha_e}{k_L} \quad (3.43)$$

$$X_1 = \frac{q d_p}{k_L T} \quad (3.44)$$

$$X_5 = \frac{\rho_v}{\rho_L} \quad (3.45)$$

$$X_6 = \frac{v_L}{a_L} \quad (3.46)$$

$$d_p = 0.837 \beta b \quad (3.47)$$

$$\beta = 0.611 \quad (3.48)$$

$$b = \left(\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_v)}\right)^{0.5} \quad (3.49)$$

一方、熱交換パネルのパネル外表面積基準の熱通過率 K_p は、

$$\frac{1}{K_p} = \frac{1}{\phi \alpha_{a0}} + \frac{A_{po}}{A_{pi} \alpha_c} \quad (3.50)$$

熱交換パネル空気側の対流熱伝達率 α_{a0} は Jürges の式^[29]より、風速 w のとき

$$\alpha_{a0} = 6.2 + 4.2w \quad (3.51)$$

熱交換パネルのフィン効率 ϕ は、熱交換パネルについて2次元の熱伝導モデルを作成して空気側の対流熱伝達率を変化させて求めた。

熱交換パネル配管内冷媒凝縮熱伝達率 α_c は、体積力対流凝縮、層流液膜の式^[30]より求める。

$$\text{Nu} = \frac{\alpha_c L_p}{k_L} \quad (3.52)$$

$$\text{Nu} = 0.94 \left(\frac{\text{Gr}_L \text{Pr}_L}{H} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (3.53)$$

ここで、

$$\text{Gr}_L = \frac{g(1 - \rho_v / \rho_L) L_p^3}{\nu_L^2} \quad (3.54)$$

$$H = \frac{c_{pL}(T_s - T_w)}{r} \quad (3.55)$$

式 (3.43) より F C U 管内の冷媒蒸発熱伝達率 α_e は、熱流束（熱交換パネルの管内基準） q が $350 \sim 850 \text{ W/m}^2$ のとき、 $250 \sim 470 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 、一方 F C U のコイル通過風速 V_a は 1.36 m/s 、フィン間最大風速 V_{max} は 2.38 m/s であり、F C U の空気側熱伝達率 α_{aF} は、式 (3.33) より $27.6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ となる。これより F C U の熱通過率 K_F は、式 (3.32) より $8.7 \sim 13.0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ となる。

熱交換パネル配管内の冷媒凝縮熱伝達率 α_c は、熱流束（熱交換パネルの管内基準） q が $350 \sim 850 \text{ W/m}^2$ のとき、式 (3.52) より $1750 \sim 1300 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ となる。一方、空気側熱伝達率 α_{a0} は風速 w が $0.35 \sim 2.5 \text{ m/s}$ において、式 (3.51) より $7.7 \sim 16.7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 、このときフィン効率 ϕ は $0.64 \sim 0.47$ となるので、 $\phi \alpha_a$ の値は、 $4.9 \sim 7.8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ となる。これより熱交換パネルの熱通過率 K_p は、式 (3.50) より $4.58 \sim 7.10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ となる。

この F C U の熱通過率 K_F および熱交換パネルの熱通過率 K_p を使用して、3.4.3 項に示した方法に従ってシミュレーションを行った。ただし、3.4.3 項に示した方法では、冷媒側の熱伝達率は無限大としたが、ここでは冷媒側の熱伝達率を上述のように考慮している。

図 3.19 に熱流束（熱交換パネルの管内基準） q が $700\sim 800\text{W/m}^2$ における、風速 w と熱制御壁体の熱通過率 K_T の関係について測定値と計算値を比較した結果を示す。風速 w が増加するに従って測定値と計算値が一致するようになり、風速 w が 2.5m/s ではほぼ一致する。風速が低い領域（ $w=0.35\text{m/s}$ ）では計算値が測定値より 25% 大きくなる。図 3.20 に風速 w が $1.5\sim 2\text{m/s}$ における、熱流束（熱交換パネルの管内基準） q と熱制御壁体の熱通過率 K_T の関係について測定値と計算値を比較した結果を示す。熱制御壁体の熱通過率 K_T は、熱流束 q が $250\sim 850\text{W/m}^2$ の範囲で測定値と計算値がほぼ一致する。

3.7 実大規模による性能測定

熱制御壁体を実際の建物に適用し、実大規模によりその除熱性能の確認を行った^[31]。

3.7.1 実験概要

実大規模による実験は千葉県市川市の NTT ビルにおいて、冬期から中間期にかけて行った。建物は経年劣化による外壁の傷みが激しく、コート壁を設置する改修工事が行われた。そこでこれに合わせて熱制御壁体を外壁の一部に設置し、コート壁の機能と共に通信機室の冷房負荷の低減を図った。図 3.21 および写真 3.2 は建物の外観を示したもので、図 3.21 に熱制御パネルの取り付け位置を示す。また熱制御パネルの断面形状を図 3.22、熱制御パネルと FCU の配置を図 3.23、それらの仕様を表 3.3 に示す。熱制御パネルにはアルミニウム型材を用い、耐食性を持たせるために、アルミニウム型材表面第 1 層には陽極酸化皮膜、第 2 層にはアクリル系クリア電着焼付塗装を施した。熱制御パネルは 8 系統に分け、1 台の FCU には 2 系統の熱制御パネルの冷媒配管を接続するようにした。熱制御パネルの設置壁面は通信機室に接する西側の壁とした。熱制御パネルの上部と下部には熱制御パネル裏面の通風を確保するため 35mm のすき間を設けた。FCU は主要壁をはさんで熱制御パネルと並行に 4 台配置した。なお FCU の送風機は外気冷房要求のある場合のみ運転するようにした。通信機室に設置された熱制御壁体用 FCU を写真 3.3 に示す。

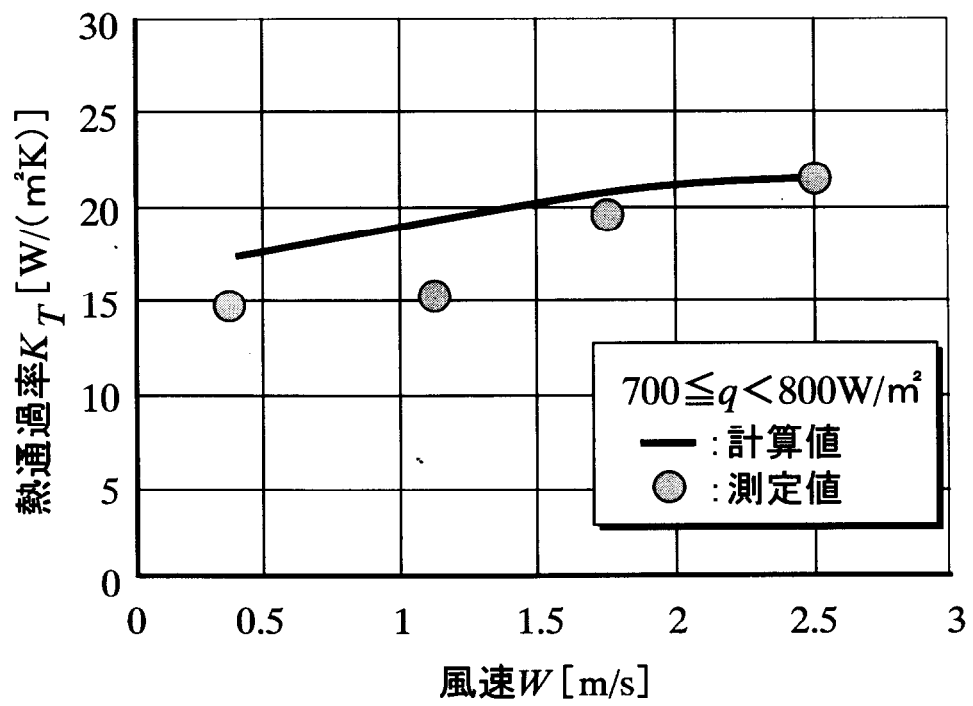


図3. 19 風速と熱通過率の関係

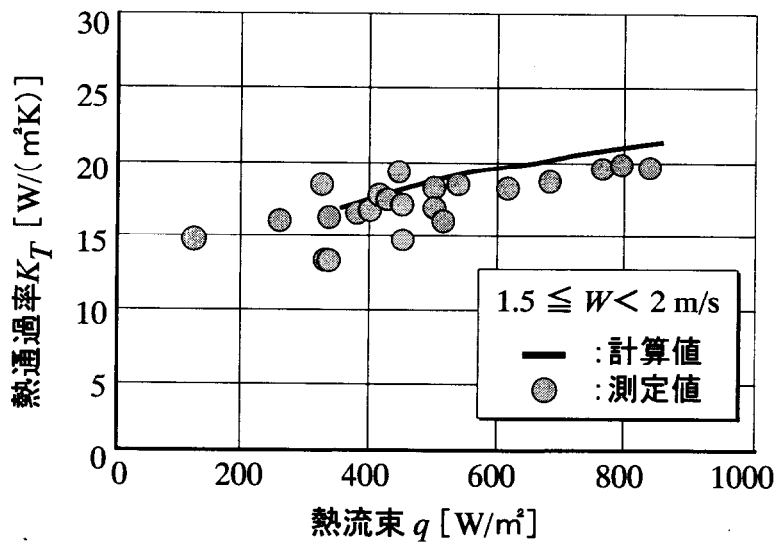


図3. 20 熱流束と熱通過率の関係

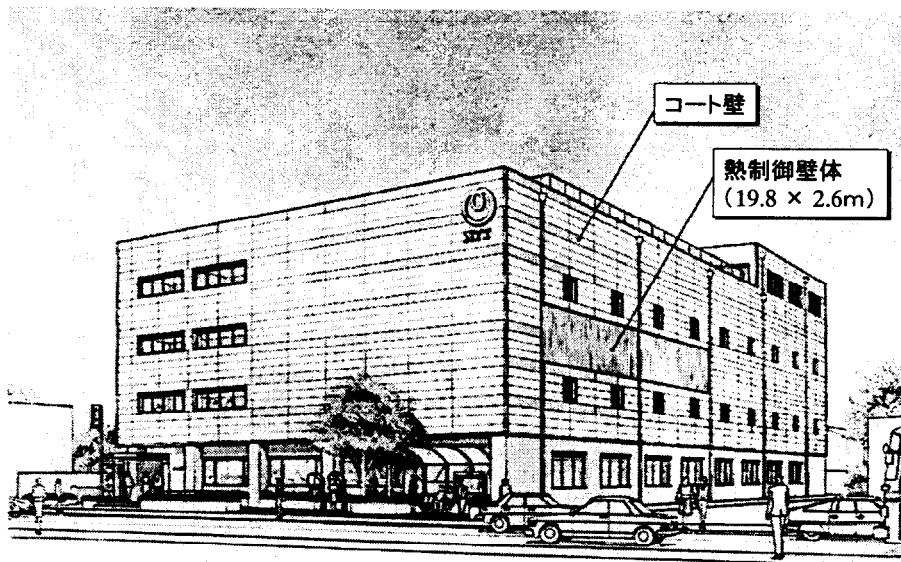


図3. 21 熱制御壁体の通信ビルへの適用

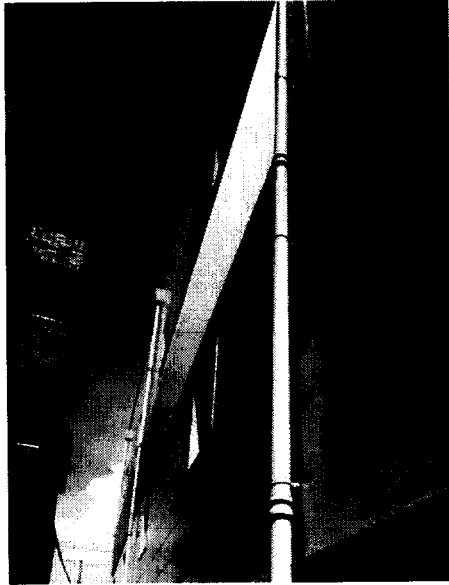


写真3. 2 熱制御壁体を取付けた建物外壁

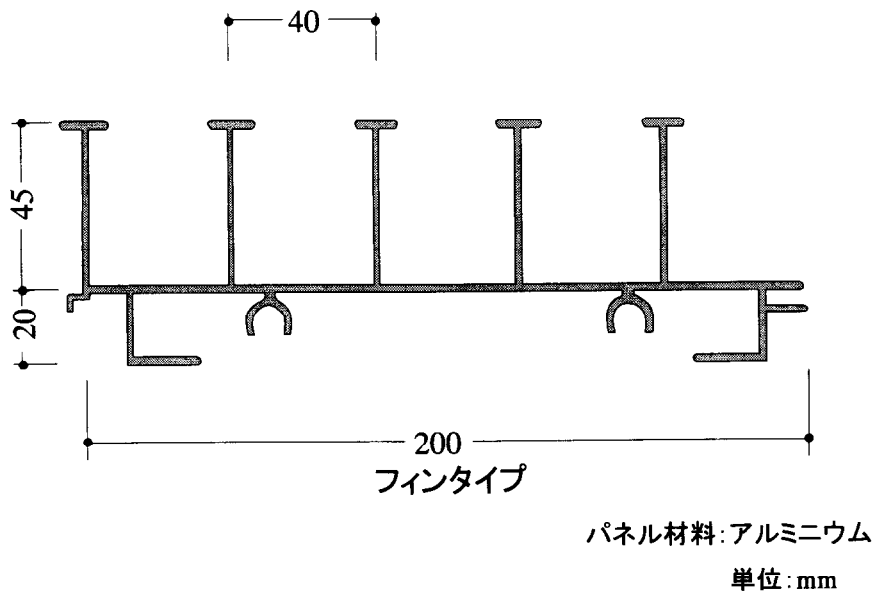


図3. 22 熱制御パネル断面図

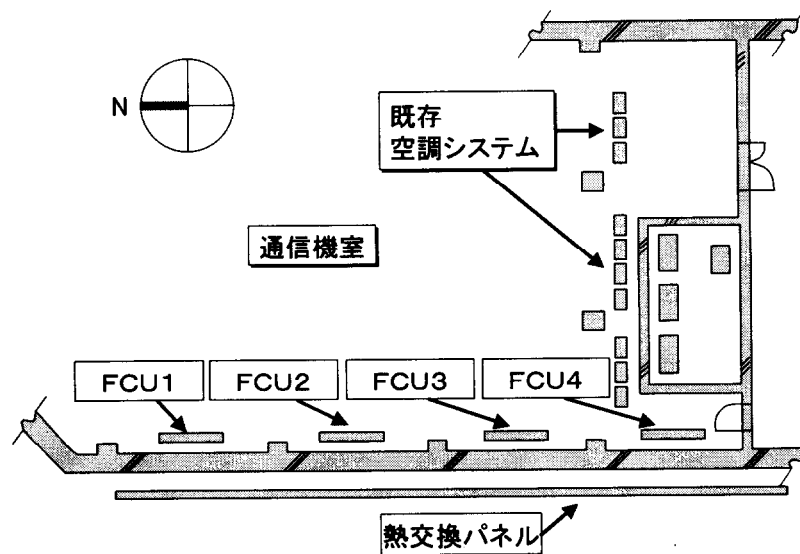


図3. 23 熱交換用外壁パネル、FCUの配置図

表3. 3 熱制御壁体仕様

構成要素	仕様
熱制御パネル	サイズ・枚数: 2.6m (H) × 2.6m (W) × 3枚 2.6m (H) × 2.4m (W) × 5枚
ファンコイルユニット (FCU)	台数:4台 ファン:170W × 2(1台あたり)
冷媒配管	材質:銅管 サイズ:液管 φ 12.7mm ガス管 φ 22.2mm

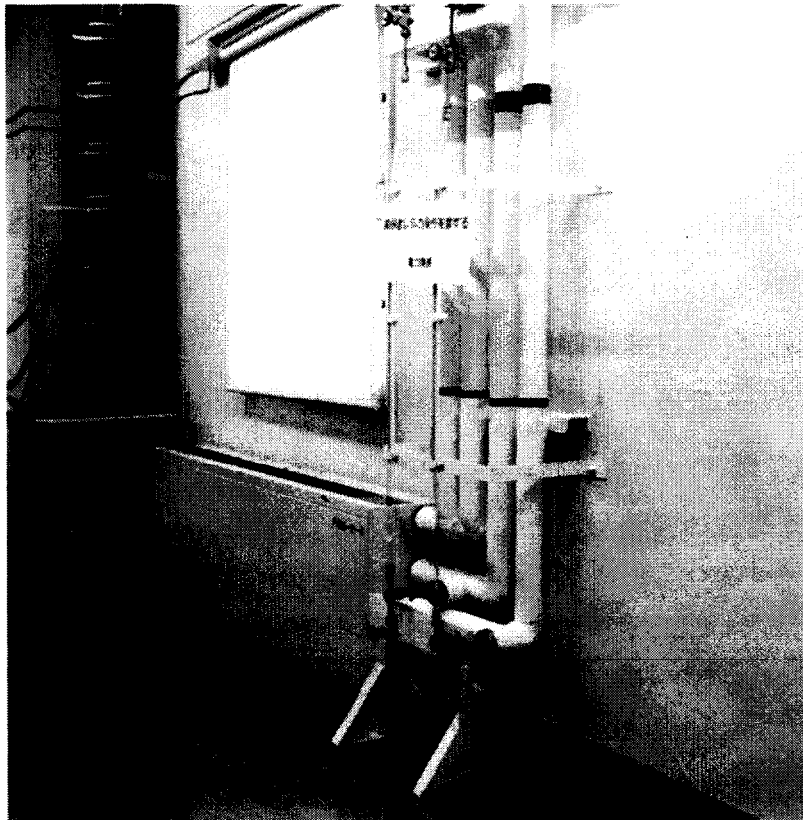


写真3. 3 通信機器室に設置された熱制御壁体用FCU

3.7.2 測定結果

図3.24は、FCU吸込み平均温度、外気温度、日射量、熱制御壁体冷却能力の経時変化を示す。冷却能力はFCUの風量と吸込み平均温度を室内温度とすると実験期間中は終日ほぼ 2.4°C と一定であり、熱制御壁体の冷却能力を上回る冷房負荷が間断なく発生していることがわかる。昼夜の温度差は 1.5°C を越え、また日射量も16時において 500 W/m^2 を越えている。このため冷却能力に顕著な差が現れ、夜間は 4000 W 以上の能力が出たが昼間は 0 となった。図3.24より、FCU4台各々の冷却能力は比較的バランスがとれている。

熱制御壁体の冷却能力特性を評価するために、相当外気温度と室内温度との差(以後相当室内外温度差と記す)と熱制御パネル 1 m^2 あたりの冷却能力との関係を考察した。結果を図3.25に示す。熱制御パネル正面投影面積 1 m^2 、相当室内外温度差 1°C あたりの冷却能力、すなわち比例定数は $11\text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ である。この値は3.6節の実験結果に比較して約 35% の低下となった。この原因としてはまず熱制御パネル裏面側からの放熱量の違いが考えられる。3.6節の小規模実験においては、熱制御パネルと主要壁との間隔は 650 mm 、上下は開放されており、通風もよいため裏面側からも表面側と同様な放熱が可能であった。これに対し今回の実験では熱制御パネルと主要壁の間隔が 140 mm 、上下のすき間は 35 mm と裏面側の通風条件が悪くなり、このため放熱量も減少したものと考えられる。

3.8 本章のまとめ

冷媒の自然循環を利用して、建物の外壁の熱通過率を気象状態や室内の発熱状態に応じ変化させることができる熱制御壁体の構成および熱性能シミュレーション方法について検討し、シミュレーションと屋外実験の比較を行った。この結果、以下のことが明らかになった

- 1) 密閉したループ配管に冷媒の液と蒸気を封入し、2つの熱交換器の設置位置に高低差をもたせた方式は、他の方式に比較して熱性能が優れている。高発熱機器を収容する建物には、熱を一方向にしか伝えないが熱性能が優れているこの方式が適している。
- 2) 熱制御壁体の熱性能は、室内外温度差・日射量・風速の影響を受けるが、その影響を熱制御壁体の設計仕様から求めることができる。

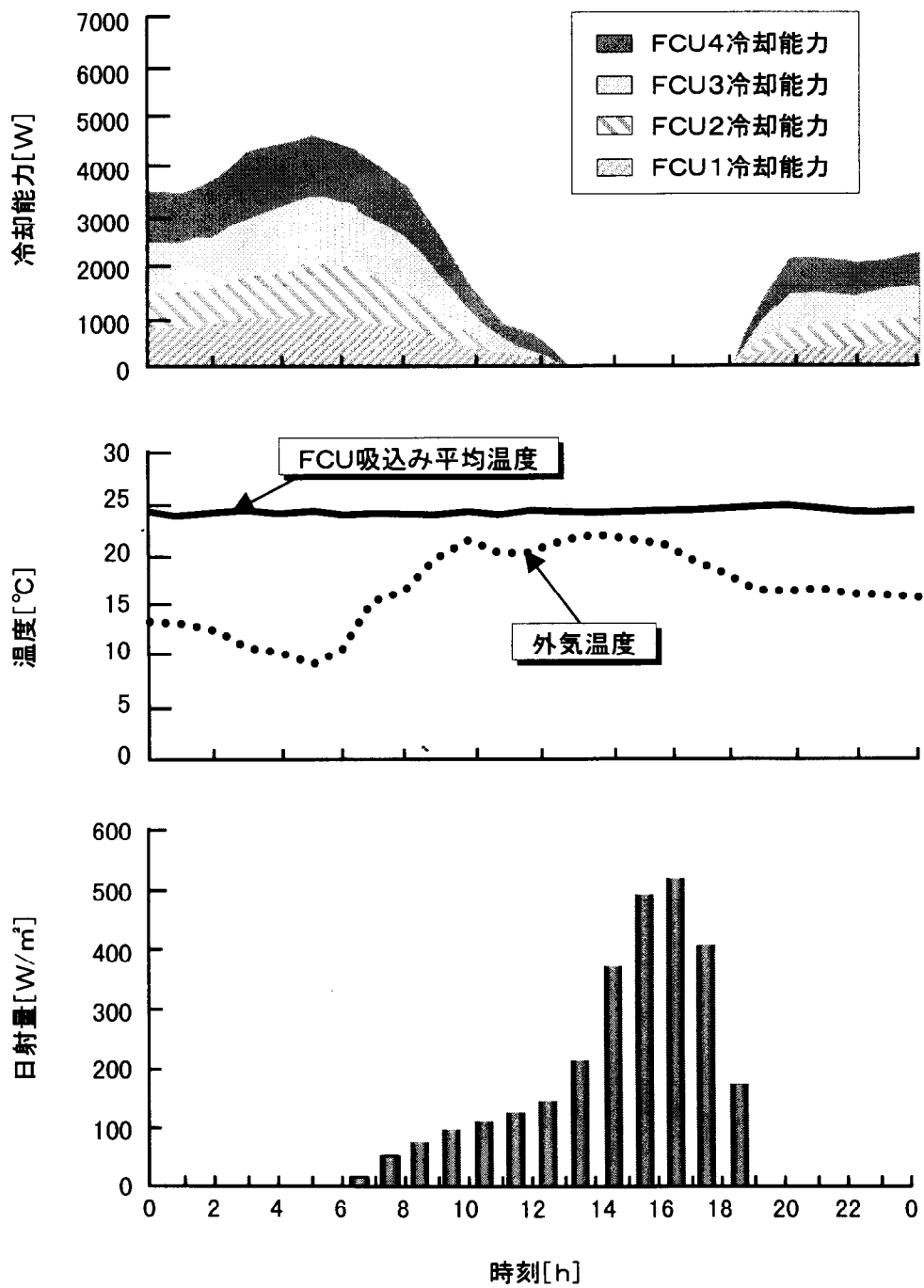


図3. 24 冷却能力の経時変化

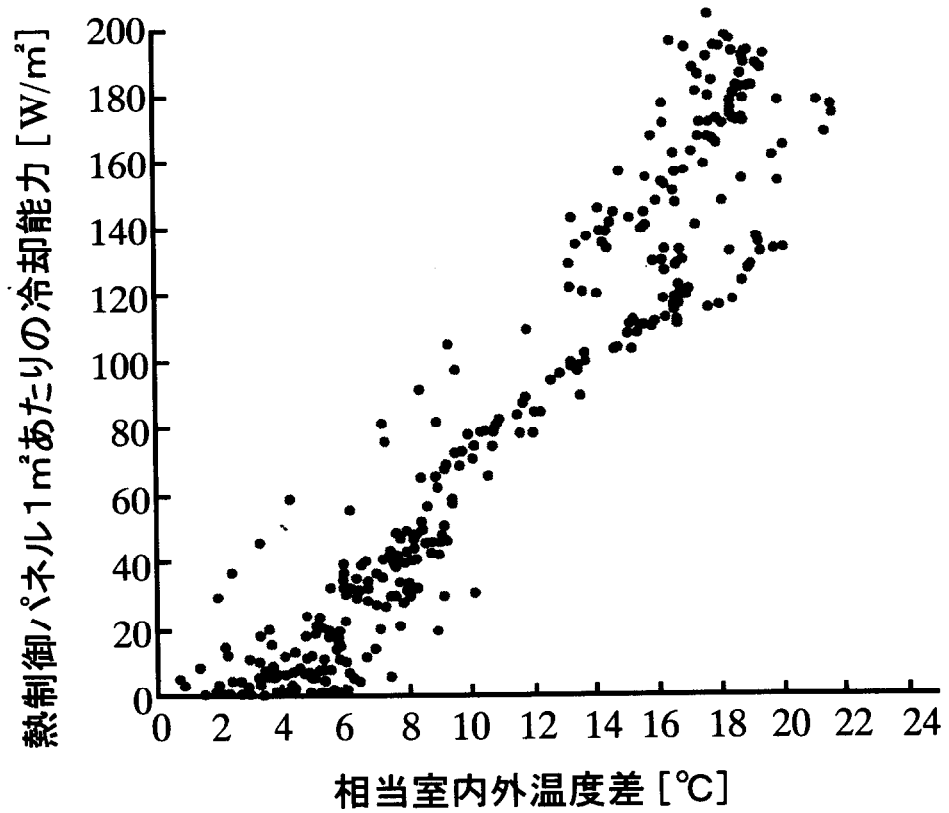


図3. 25 相当室内温度差と冷却能力

- 3) 熱制御壁体を実際の建物に適用した結果、除熱システムとして安定に動作し、省エネルギー効果がある。

第4章 燃料電池排熱を利用した省エネルギー除熱システム

4.1 まえがき

燃料電池は、化学エネルギーを直接電気エネルギーに変換するため、他の発電方式に比較して高い発電効率が得られ^[32]、部分負荷時にも高効率を維持できる特徴がある。またHC、NO_x、SO_x、COなど大気汚染物質の排出が少なく地球環境保護の点でも優れている。この燃料電池をコージェネレーションシステムのエネルギー源として運用することにより、エネルギーの有効利用がはかれ、地球環境保護に貢献することができる。

この中で、リン酸型燃料電池は実用化に近づきつつあり、現在実用化試験が展開されている。リン酸型燃料電池の発電効率は約40%と高い効率であるが、総合効率を高くするためには、発生する排熱を有効に利用することが重要になる。燃料電池の排熱には、電池本体から発電に伴って発生する電池冷却水系排熱と、排ガスからの排熱の2種類がある。一方、高発熱機器を収容する建物では、年間を通じて熱除去が必要であるため、電池冷却水系からの排熱はもちろん、温度レベルの低い排ガス系の排熱も熱除去の熱源として利用することが求められる。

ここでは燃料電池からの排熱を効率よく回収して熱除去の熱源に用いるため、燃料電池からの排熱回収系について検討を行った(図4.1)^{[59]~[63], [33]~[37]}。

なお本章で使用する記号を以下に示す。

- A : 熱交換器断面積[m²]
- A_{pf} : 空燃比[-]
- c : 比熱[kJ/(kg K)]
- E_h : 水素利用率[-]
- E_o : 空気利用率[-]
- G_{H₂O} : 排ガス中に含まれる水蒸気量[kg/h]
- g : 質量流量[kg/s]
- h : 比エンタルピー[kJ/kg]
- I : 発電電流[A]

K	: 熱通過率[kW/($m^2 \cdot K$)]
L	: 伝熱管長さ[m]
l	: 水位[m]
M_a	: 水蒸気以外のガスの分子量[kg/mol]
M_w	: 水の分子量[kg/mol]
N	: セル枚数[枚]
T_A	: 空気極排ガス[$^{\circ}C$]
T_R	: 改質器燃焼排ガス[$^{\circ}C$]
t	: 時間[s]
P	: 圧力[Pa]
$P_s(T)$: 飽和水蒸気圧[Pa]
po	: 熱コンダクタンス流量依存べき数
Q	: 熱量[kW]
Q_1	: 未凝縮水蒸気の顕熱[kW]
Q_2	: 凝縮する水蒸気の顕熱および潜熱[kW]
Q_3	: 排熱回収中に水蒸気が凝縮しない場合の回収熱量[kW]
Q_4	: 水蒸気以外のガスの顕熱分の排熱回収量[kW]
S	: 伝熱管断面積[m^2]
S_{pc}	: スチームカーボン比[-]
T	: 熱交換器排ガス温度[$^{\circ}C$]
T_1	: 熱交換器入口排ガス温度[$^{\circ}C$]
T_2	: 熱交換器出口排ガス温度[$^{\circ}C$]
T_3	: 水蒸気凝縮開始温度[$^{\circ}C$]
t	: 時間
U	: 単位長さ当たりの伝熱面積[m^2/m]
u	: 比内部エネルギー[kJ/kg]
V	: 体積[m^3]
V_f	: 発電電圧[V]
v	: 比体積[m^3/kg]
v_e	: 流速[m/s]

W	: 質量[kg]
X	: 乾き度
x	: 伝熱管座標[m]
θ	: 温度[°C]
ρ	: 密度[kg/m ³]
τ	: 滞留時間[s]
Δ	: 定常状態からの変化量

添字

1	: 入口
2	: 出口
a	: 平均値
b	: ブローダウン水
c	: 排熱回収熱交換器二次測流体
d	: 負荷熱交換器
f	: 電池本体
m	: 補給水
p	: 予熱用熱交換器
r	: 改質器
s	: 電池冷却水系冷媒
,	: 飽和液
”	: 飽和蒸気
-	: 定常状態
*	: 無次元数

4.2 燃料電池の種類と特徴

4.2.1 燃料電池

燃料電池は、水素と酸素を電気化学反応させる。すなわち、水の電気分解の逆の反応を行うことで電気を取り出す発電装置である。

燃料電池としては、リン酸型燃料電池（P A F C）、熔融炭酸塩型燃料電池（M C F C）、固体酸化物型燃料電池（S O F C）、固体高分子型燃料電池（P E F C）

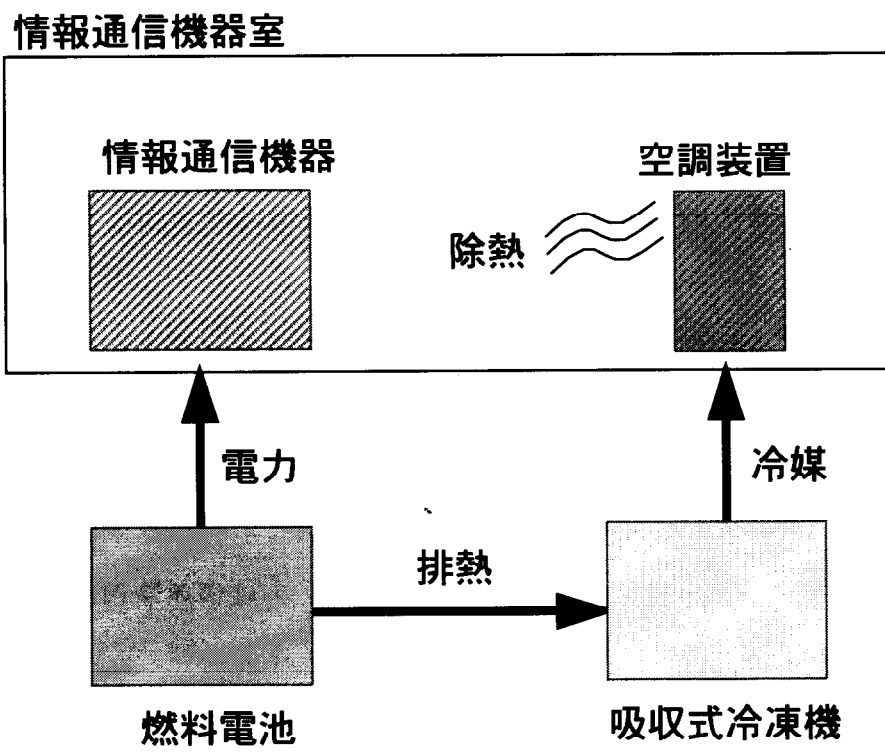


図4. 1 燃料電池システム

が開発されており、この中でP A F Cがコージェネレーションシステムとして、市場への導入が進められている。またM C F CとS O F Cは主として電力用、P E F Cは小型ビル用、家庭用や電気自動車の電源として開発が進められている。表4.1に各燃料電池の特長を示す^[38]。動作温度が100℃以下と低いP E F Cは、起動や室温から動作温度までのサーマルサイクルが容易で、セルの取り替えも簡単にできる。しかし排熱利用が難しく、改質に必要な水蒸気や改質熱に燃料電池の排熱を利用することができない。運転温度が200℃のP A F Cは、高圧の水蒸気が得られ、吸収式冷凍機を用いて冷房を行うこともできる。動作温度が650℃のM C F Cと1000℃近くのS O F Cでは、高温の排熱を利用して燃料改質を行うことができ、またボトミングサイクルで高温の排気ガスから動力回収が容易にできるので、高い発電効率が期待できる。しかし、室温までのサーマルサイクルは困難であり、気体対気体の大きな熱交換器が必要であり、配管からの熱損失が大きくなるなどの問題がある。

図4.2に、出力規模と発電効率および運用形態の関係を示す^[38]。

4.2.2 リン酸型燃料電池の構成

リン酸型燃料電池は、主に電池本体、改質器、熱回収装置、水処理装置から構成されている。燃料電池のシステム構成図を図4.3に示す。燃料の都市ガスは、まず、改質器で水蒸気と反応して水素に変換される。この水素は、電池本体の燃料極に送られ、空気極に送られた空気中の酸素と反応して発電する。この際、水が生成されると共に熱が発生する。電池本体は温度が上がると電池が劣化し、温度が下がると発電効率が低下する。電池本体で未反応の水素は、改質器のバーナーに送られ燃焼する。これは、先の水素をつくる改質反応が吸熱反応であるためである。改質器燃焼排ガスは、空気極からの排ガスとともに排ガス系の熱回収用熱交換器で熱回収された後、大気に放出される。また、燃料電池での反応時に発生する熱は、電池冷却水により電池冷却水系熱回収熱交換器に導かれ、ここで熱回収される。熱回収熱交換器を出た電池冷却水は、水蒸気分離器に導かれ、水蒸気は改質器に、高温水は燃料電池に戻される。このように電池冷却水から燃料改質のために水蒸気を取り出されるが、この水蒸気を補給するために、排ガス中に含まれる電池本体の反応で生じた水蒸気を凝縮させ、水処理を行った後冷却水系に補給している。水処理を行うのは、電池冷却水の水質を、電池本体で電氣的短絡等が生じないように純度を高く保

表4. 1 各種燃料電池の特徴

	項目	PEFC	PAFC	MCFC	SOFC
特徴	動作温度[°C]	~100	~200	~650	~1000
	イオン伝導物質	H ⁺ (nH ₂ O)	H ⁺ (H ₃ PO ₄)	CO ₃ ²⁻ (Li/Na)	O ²⁻
	発電効率 (HHV)	~40%	~40%	~50%	~50%

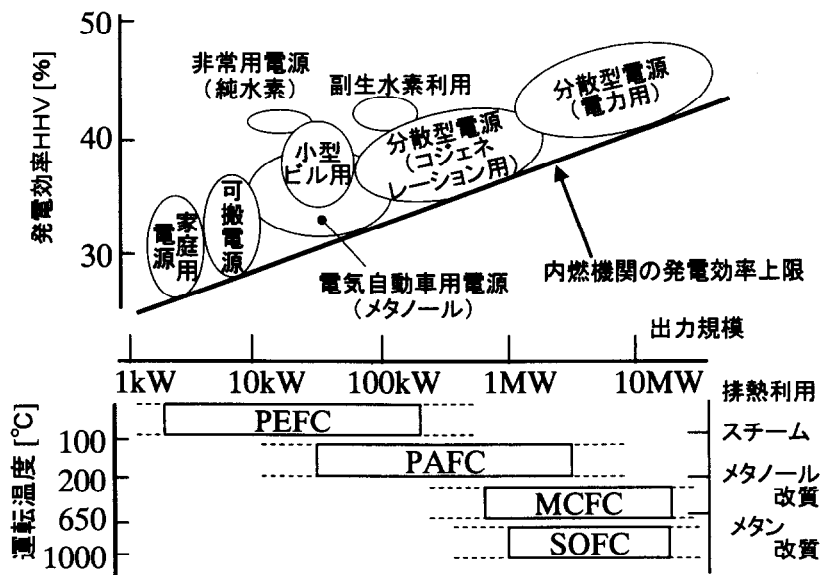


図4. 2 燃料電池の出力規模と発電効率及び運用形態

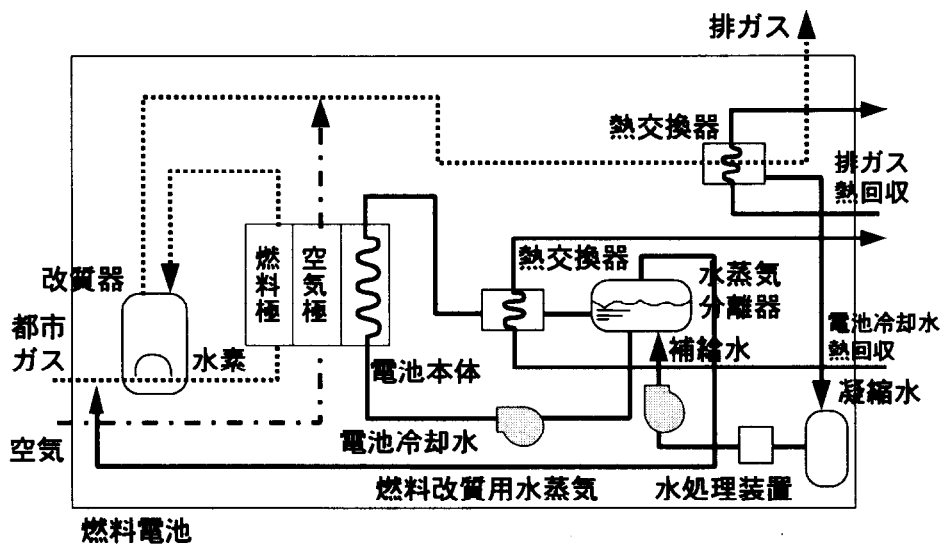


図4.3 燃料電池のシステム構成図

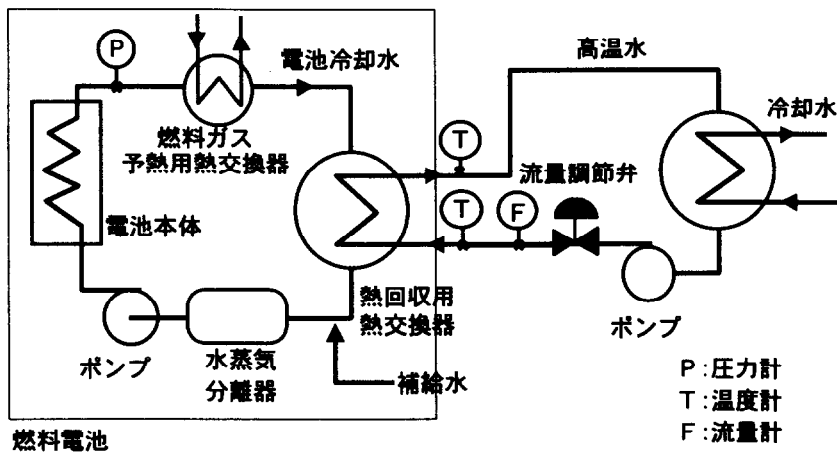


図4.4 熱回収実験装置

つ必要があるからである。

4.3 電池冷却水からの熱回収

電池冷却水から排熱回収を方法としては、熱交換器を介して間接的に熱回収する方法と、直接水蒸気で熱回収する方法が考えられる^[33]。

4.3.1 電池冷却水間接熱回収方式^{[63][34][35]}

図 4.3 は、電池冷却水から熱回収を、熱交換器を介して間接的に行う場合の燃料電池の電池冷却系の構成を示したものである。冷却媒体である水がポンプによって電池本体の電極間に設けられた冷却板に送られ、ここで電池本体から発生する反応熱によって加熱され蒸発する。冷却板を出た二相液は、燃料ガス予熱器等の熱交換器を経た後、熱回収用熱交換器に至る。そして、最終的に水蒸気分離器に至り気水が分離される。水蒸気分離器内の水蒸気は、改質器に送られる。なお、電池冷却水の温度を一定に制御することによって、電池本体の温度を一定に保っている。

熱回収用熱交換器は、前述のように吸収式冷凍機を駆動することを前提としているので、ここでは図 4.4 のように熱水（設計点における二次側流体出口温度は 150℃）により回収するシステムとなっている。なお、この熱回収用熱交換器はシェルアンドチューブ式であり、また実験系ではこの二次側に吸収式冷凍機の代わりに負荷熱交換器が接続されている。

実験装置の仕様・運転条件を表 4.2 に示す。

4.3.2 電池冷却水間接熱回収方式のモデル化

図 4.4 に示す燃料電池冷却系の動特性を厳密な形で扱くと、かなり複雑な形とならざるを得ない。しかし、電池冷却水系（温度制御系）の設計あるいは熱回収系の計画にあたっては、ある程度簡単な動特性モデルとして把握することが実用的である。実機における圧力降下が無視でき、同一の水蒸気圧力とみなすことができるので、電池本体冷却部分、燃料ガス予熱器、熱回収用熱交換器および水蒸気分離器を、図 4.5 に示すように一つの等価な熱交換器としてモデル化することができる。

表4. 2 実験装置の仕様・運転条件

都市ガス供給量 [m ³ /h]	8.61
発電量 [kW]	40.2
$Q_f - Q_p$ [kW]	43.8
KA [kW / K]	347
g_c [kg / s]	0.285
θ_{cl} [°C]	157.2
W'_s / g_m [min]	84.3
W''_s / g_m [min]	0.083

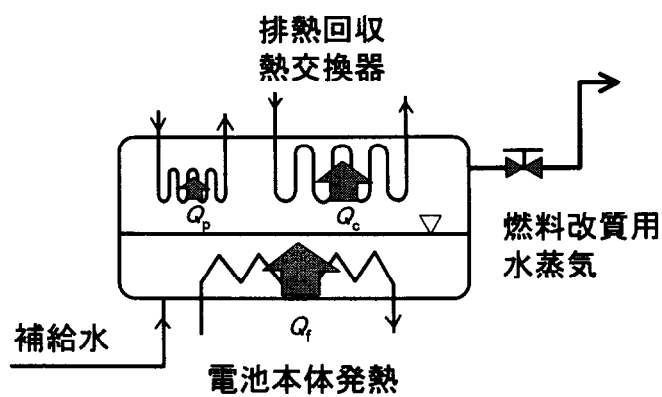


図4. 5 電池冷却水間接熱回収シミュレーションモデル

4.3.3 電池冷却水間接熱回収方式の基礎式

図4.5のモデルをもとに、動特性の基礎式を導くにあたり、次の仮定をおく。

- 1) 熱交換器内の冷却媒体は飽和の状態であり、図4.5に示すような単一集中定数系として扱える。
- 2) 電池本体で発生する反応熱は、加熱量の形で加えられるものとする。
- 3) 燃料ガス予熱器等における交換熱量は、熱回収用熱交換器における交換熱量に比して小さいので、この部分における交換熱量は一定とする。
- 4) 改質器への水蒸気の流量は一定とする。
- 5) 熱回収用熱交換器の二次側は、分布定数系として扱う。
- 6) 容器、伝熱管等の熱容量は考慮にいない。

このとき、単一集中定数系としての電池冷却水について、エネルギー収支式および物質収支式をたてると、それぞれ次のようになる。

$$\frac{d}{dt}(u'_s W'_s + u''_s W''_s) = Q_f - Q_p - KU \int_0^L (\theta_s - \theta_c) dx - g_r h'' + g_m h_m \quad (4.1)$$

$$\frac{d}{dt}(W'_s + W''_s) = -g_r + g_m \quad (4.2)$$

また、熱回収用熱交換器の二次側についての熱収支式は、分布定数系として考えると、次のようになる。

$$\frac{\partial \theta_c}{\partial t} + v_{ec} \frac{\partial \theta_c}{\partial x} = \frac{KU}{\rho_c c_c S} (\theta_s - \theta_c) \quad (4.3)$$

さらに、電池冷却水系内の体積が一定であること、系内の飽和水量が一定であることから次式を得る。

$$v'_s W'_s = V'_s \quad (4.4)$$

$$v''_s W''_s = V''_s \quad (4.5)$$

4.3.4 電池冷却水間接熱回収方式の計算値と実験結果の比較 検討

図4.4に示すシステムを対象に過渡応答実験を行った。燃料電池に大きな外乱を加えることが許されないために、熱回収用熱交換器二次側の熱水の流量をステップ状に変化させ、このときの各部の応答を求めた。その結果の一例を図4.6に示す。図からも明らかのように、高温の熱水としての熱回収が実現できていることがわか

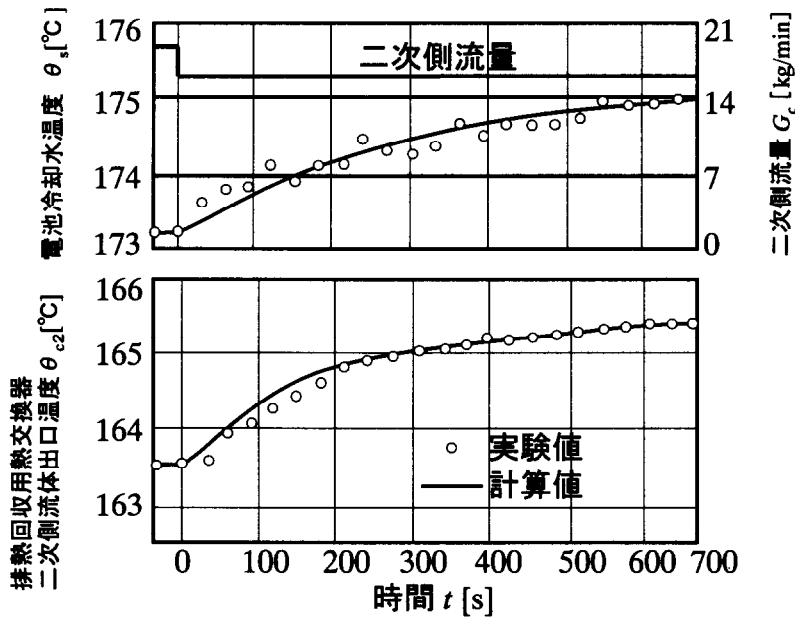


図4.6 二次側流量変化に対する応答

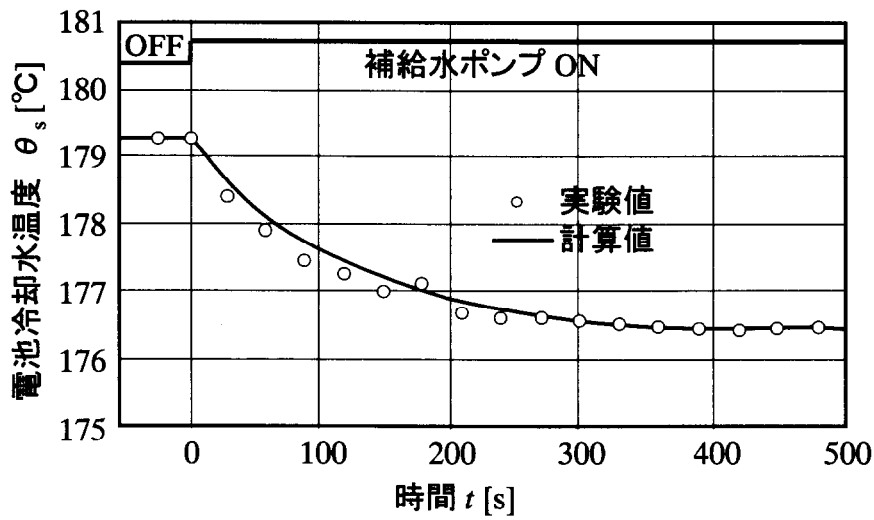


図4.7 補給水ポンプ起動に対する応答

る。さらに補給水ポンプが作動したことによる外乱が加わった場合の応答の一例を図4.7に示す。

次に、先に示した基礎式をもとに二次側流体の流量の変化に対する応答を計算した。この際、二次側の負荷熱交換器の影響を取り除くために、熱回収用熱交換器の二次側流体の入口温度は実験値を用い、差分法による数値計算によって応答を算出した。この結果を、図4.6および図4.7の実験結果に実線によって併記する。図から明らかなように、実験値をこの計算結果はよく近似しており、このモデルによって燃料電池冷却水系の動特性を十分良好に表すことがわかる。

4.3.5 電池冷却水間接熱回収方式の近似モデルの提案

先に示したモデルでは、燃料電池冷却水系の設計にあたってかなり複雑な計算を必要とする。そこで、熱回収用熱交換器の二次側を重み付き残差法によって集中定数化することにより、燃料電池冷却系の設計に用いやすい形の動特性モデルとする。

熱回収用熱交換器の二次側について、重み付き残差法を適用するにあたり、長さについては図4.8に示すように座標を定め、次のように無次元化を行う。

$$x^* = \frac{2x}{L} - 1 \quad (4.6)$$

また、温度については定常状態における電池冷却水系温度と熱回収用熱交換器の二次側流体の入口温度を基準にとり無次元化する。

$$\theta^* = \frac{\theta - \bar{\theta}_{c1}}{\bar{\theta}_s - \theta_{c1}} \quad (4.7)$$

さらに時間については、二次側流体の管内滞留時間をもとに無次元化する。

$$\tau^* = \frac{t}{\tau_c} \quad (4.8)$$

操作量である二次側流体の流量についても、定常値によって無次元化する。同時に、熱通過率が二次側流体の流量の関数であることも考慮に入れる。

$$g_c^* = \frac{g_c}{\bar{g}_c} \quad (4.9)$$

$$K = \bar{K}(1 + \Delta g_c^*)^{p_0} \quad (4.10)$$

さらに式の表現を簡略化するために、次のような無次元数を定める。

$$k_{s1} = \frac{\bar{K}UL}{2C_s \bar{V}_c} \quad (4.11)$$

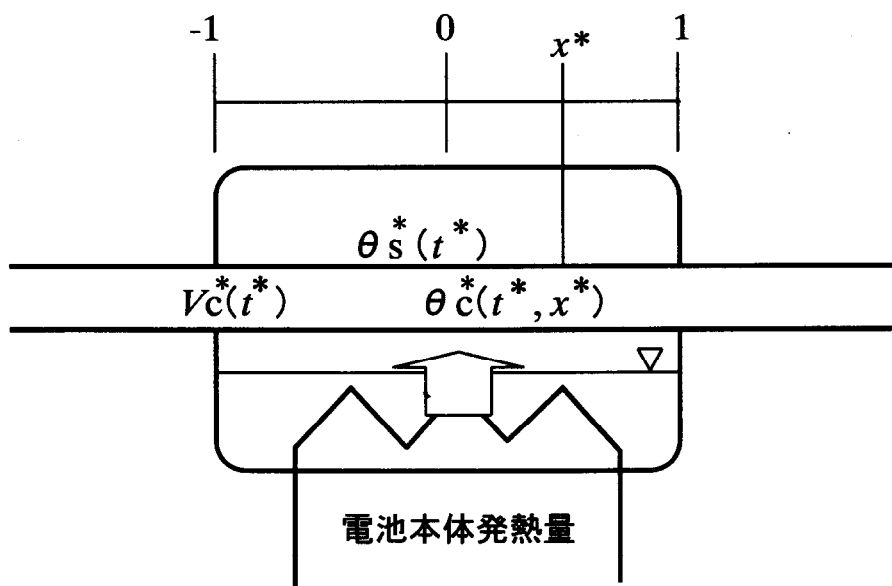


図4.8 重み付き残差法の座標系

$$k_{s2} \equiv \frac{L\bar{g}_r}{C_s\bar{V}_c} \frac{\partial h''}{\partial \theta_s} \quad (4.12)$$

$$k_{s3} \equiv \frac{L\bar{g}_c C_c (\bar{\theta}_{c2} - \bar{\theta}_{c1})}{C_s\bar{V}_c (\bar{\theta}_s - \bar{\theta}_{c1})} \quad (4.13)$$

$$k_c \equiv \frac{\bar{K}A}{\bar{g}_c c_c} \quad (4.14)$$

ここで、

$$C_s \equiv \bar{W}' \left(\frac{\partial h'}{\partial \theta_s} \right) + \bar{W}'' \left(\frac{\partial h''}{\partial \theta_s} \right) - V_s \left(\frac{\partial p_s}{\partial \theta_s} \right) + \frac{\bar{h}' - \bar{h}''}{\bar{v}'' - \bar{v}'} \left\{ \bar{W}' \left(\frac{\partial v'}{\partial \theta_s} \right) + \bar{W}'' \left(\frac{\partial v''}{\partial \theta_s} \right) \right\} \quad (4.15)$$

先に示した基礎式について、定常状態からの変化分をとり、以上の無次元数を用いて無次元化すると次のようになる。

$$\frac{\partial \Delta \theta_s^*}{\partial t^*} = -k_{s2} \Delta \theta_s^* - k_{s3} F(\Delta g_c^*) - k_{s1} \left\{ 1 + F(\Delta g_c^*) \right\} \int_{-1}^1 (\Delta \theta_s^* - \Delta \theta_c^*) dx^* \quad (4.16)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Delta \theta_c^*}{\partial t^*} + 2(1 + \Delta g_c^*) \frac{\partial \Delta \theta_c^*}{\partial x^*} \\ = k_c \left\{ 1 + F(\Delta g_c^*) \right\} (\Delta \theta_s^* - \Delta \theta_c^*) + k_c \left\{ F(\Delta g_c^*) - \Delta g_c^* \right\} (\bar{\theta}_s^* - \bar{\theta}_c^*) \end{aligned} \quad (4.17)$$

ここで、

$$F(\Delta g_c^*) \equiv (1 + \Delta g_c^*)^{p0} - 1 \quad (4.18)$$

式 (4.16)、(4.17) について、重み付き残差法を適用することによって次の近似集中定数モデルを導くことができる。

近似次数を二次とし、この結果を伝達関数の形で整理すると次のようになる。

$$\begin{aligned} F(s) = \frac{\Delta \theta_s^*}{\Delta g_c^*} = \frac{1}{|sI - A|} \left[-POk_{s3} \left\{ s^3 + 2(k_c + 3)s + (k_c^2 + 6k_c - 12) \right\} \right. \\ \left. + \frac{2k_{s1}(PO - 1)}{k_c} \left\{ k_c (1 - \exp(-k_c)s + (k_c^2 + 12k_c - 12) + (12 - k_c^2)\exp(-k_c)) \right\} \right] \quad (4.19) \end{aligned}$$

ここで、

$$\begin{aligned} |sI - A| &= s^3 + (2k_c + 2k_{s1} + k_{s2} + 6)s^2 \\ &\quad + \left\{ k_c^2 + 2k_c k_{s1} + 6k_c + 12k_{s1} + 12 + (2k_c + 6)k_{s2} \right\} s \\ &\quad + \left\{ 24k_{s1} + (k_{c2} + 6k_c + 12)k_{s2} \right\} \end{aligned} \quad (4.20)$$

図 4.9 に示すように分布定数モデルを用いて求めた二次側流体の流量変化に対する応答と、ここで導いた近似集中定数モデルを用いて求めた応答はよく一致している。このことから近似集中定数モデルを用いることの妥当性を確認することができる。

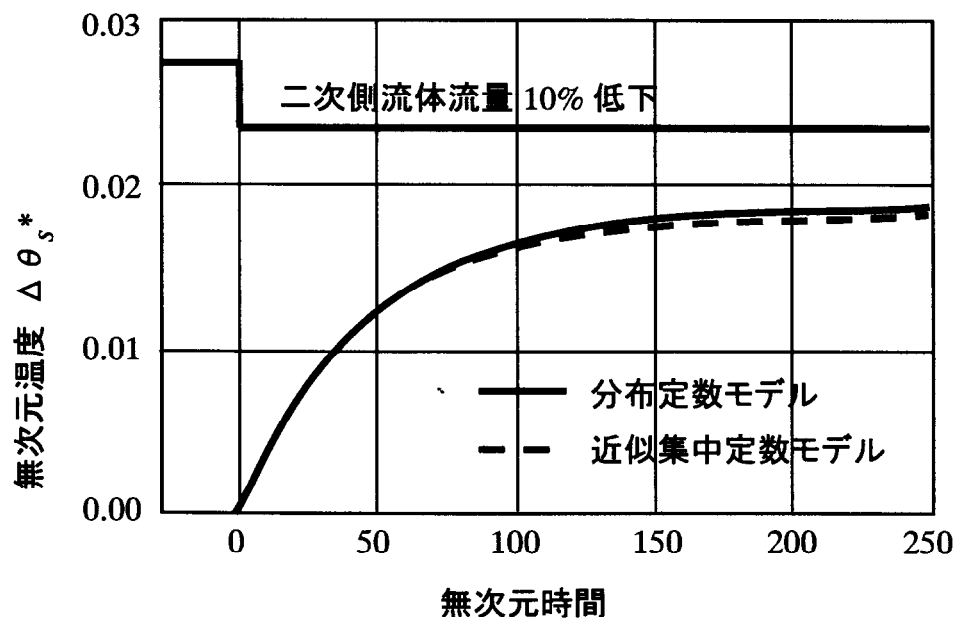


図4. 9 重み付き残差法による近似の妥当性

る。なお、図 4.6 に示す実験結果についても両計算値はよく一致する（図 4.6 中には両者がよく一致し区別できないため近似集中定数モデルによる結果は省略してある）。

4.3.6 電池冷却水直接熱回収方式^[36]

電池冷却水系から排熱を直接熱回収する方式は、排熱を吸収式冷凍機に利用する場合、吸収式冷凍機の効率、電池冷却水系の温度制御の安定性などの点で優れている。図 4.10 に直接熱回収する場合の構成を示す。

単一集中定数系としての電池冷却水について、4.3.2 項と同様の仮定（熱回収用熱交換器を除く）のもとにエネルギー収支式および物質収支式をたてると、それぞれ次のようになる。

$$\frac{d}{dt}(h_s - P_s v_s) = Q_f - g_b h'_s - (g_r + g_{d1}) h''_s + g_m h_m \quad (4.21)$$

$$\frac{d}{dt} W_s = g_m - (g_r + g_{d1}) \quad (4.22)$$

$$v_s W_s = V_s \quad (4.23)$$

水蒸気による排熱を吸収式冷凍機に利用する場合、水蒸気は吸収式冷凍機の高温再生器で熱回収を行う。ここではモデルを簡略化するため図 4.11 に示すような熱交換器を用いて実験およびシミュレーションを行う。図 4.12 に示した熱交換器は水蒸気と伝熱管が接している部分の熱交換のみを考慮すると図 4.13 のように凝縮水の液位 l_d により熱コンダクタンス $K_d S_d$ が変化する。負荷熱交換器においても燃料電池本体と同様に単一集中モデルとすることによって以下の式を得る。

$$\frac{d}{dt}(h_d - P_d v_d) = g_{d1} h''_s - g_{d2} h'_d - Q_c \quad (4.24)$$

$$\frac{d}{dt} W_d = g_{d1} - g_{d2} \quad (4.25)$$

$$W_c c_c \frac{d}{dt} \theta_a = g_c c_c (\theta_{c1} - \theta_{c2}) + Q_c \quad (4.26)$$

$$v_d W_d = V_d \quad (4.27)$$

$$l_d = \frac{1}{A_d} v'_d W_d (1 - X_d) \quad (4.28)$$

$$Q_c = K_d S_d (\theta_d - \theta_{ca}) \quad (4.29)$$

燃料電池と吸収式冷凍機を接続する場合、水蒸気分離器の圧力を精度良く制御し

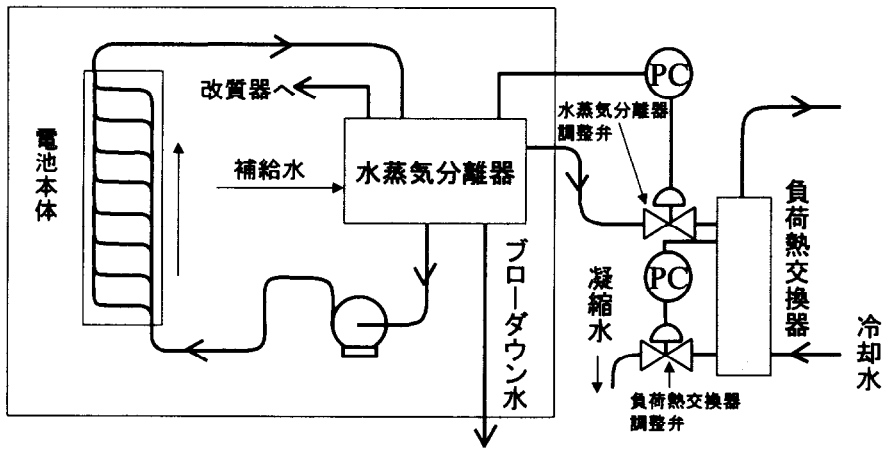


図4. 10 電池冷却水直接熱回収システム構成図

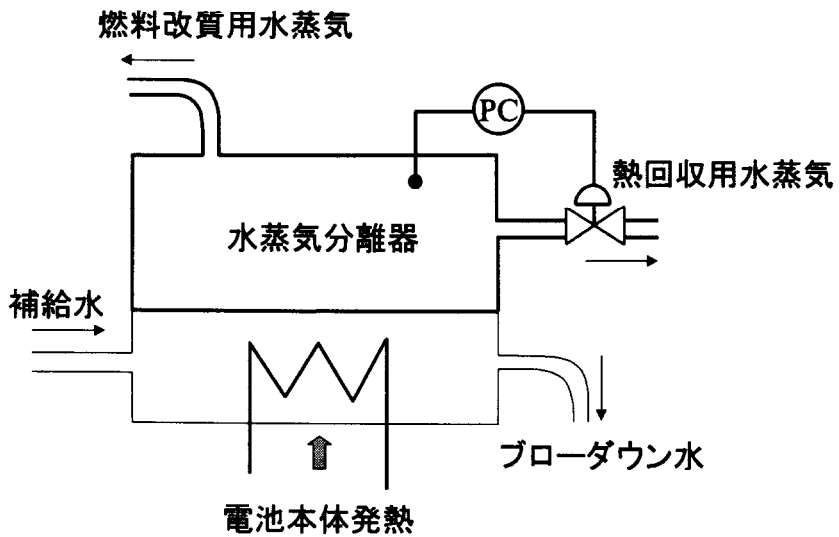


図4. 11 電池冷却水直接熱回収シミュレーションモデル

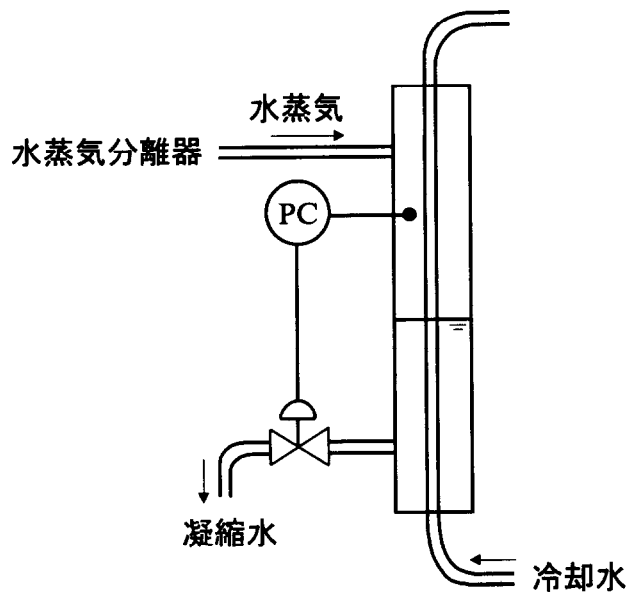


図4. 12 負荷熱交換器

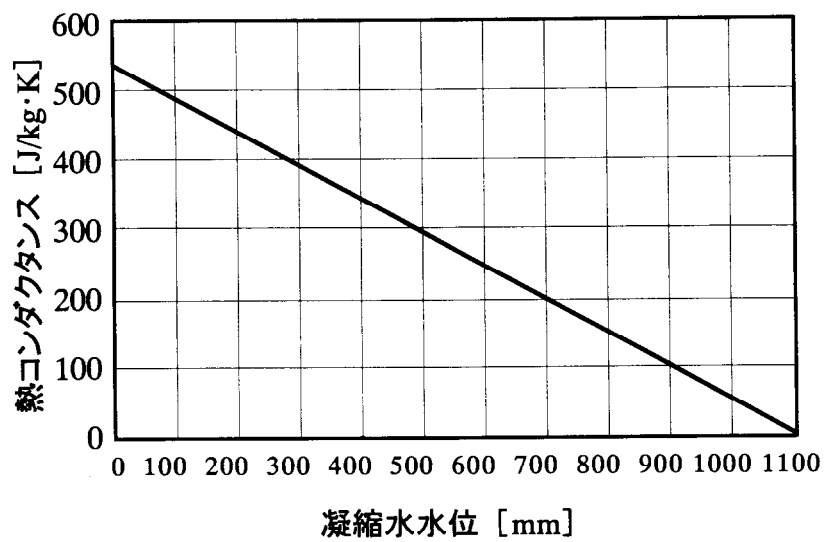


図4. 13 負荷熱交換器の熱コンダクタンス

つつ、効率の高い熱回収方式をとる必要がある。

そこで、ここでは図 4.14 に示す 3 通りの制御方法について比較を行う。

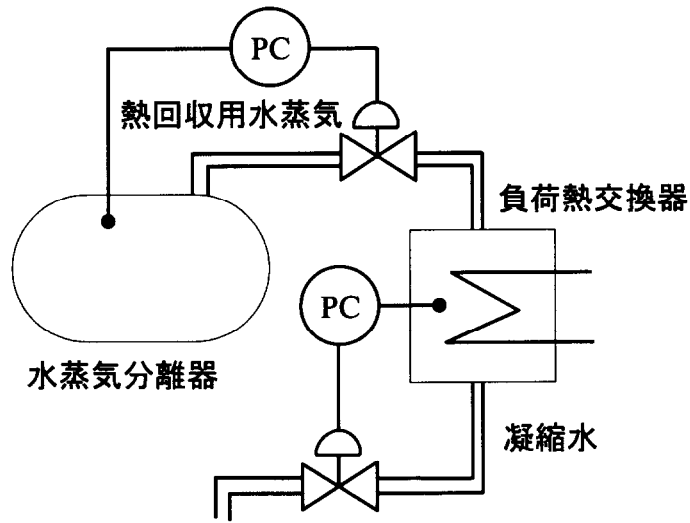
図 4.14(a)は燃料電池の圧力制御に重点をおいたもので、水蒸気分離器と負荷熱交換器の圧力制御を同時に行うことで負荷側の圧力変動を抑え、水蒸気分離器の圧力制御を容易にさせることを目的としている。図 4.14(b)は一般に蒸気焚き吸収式冷凍機に用いられている方法で負荷熱交換器（高温再生器）出口の凝縮水を固定絞りによって調節する方法である。図 4.14(c)は水蒸気分離器と負荷熱交換器との間の圧力損失をなくすことにより、高い温度レベルの排熱を高温再生器に利用することを目的としている。

実際に起こりうる外乱のうち、補給水による外乱についてシミュレーションを行う。電池冷却水はブローダウンなどによって徐々に少なくなるがそれを補給水によって間欠的に補う。その際に補給水と電池冷却水の間温度差があることから水蒸気の発生量に変化が起き、電池冷却水系にとって外乱となる。図 4.15～4.17 は、補給水による外乱が入った場合に図 4.14(a)～(c)の制御方法に対してシミュレーションを行った結果である。

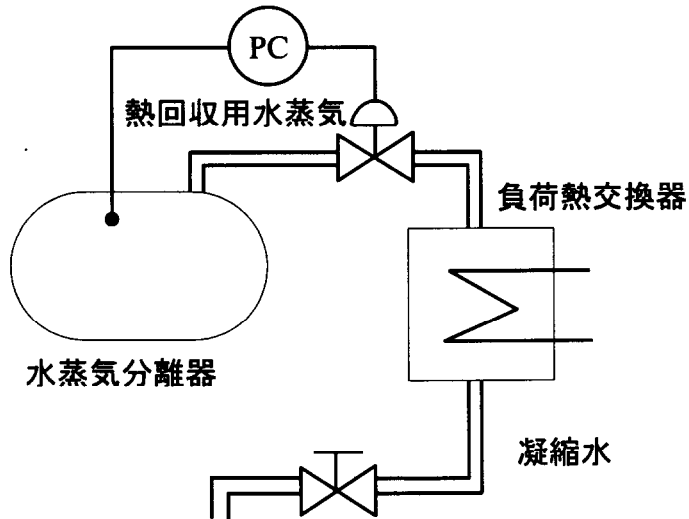
図 4.15～4.17 よりいずれの制御方法においても水蒸気分離器は一定の圧力制御がされていることが分かる。しかし、図 4.14(b)では外乱によって水蒸気量が増えることを予想して凝縮水の弁開度をあらかじめ大きくしておく必要があり、そのため水蒸気量が少ないとき熱交換器の圧力が極端に低くなり、高温再生器としての能力が低下する。図 4.14(c)の方法は他の 2 つの制御方法に比べ、熱交換器内を高圧に保つことができることが図 4.17 の結果よりわかる。また、他の制御方法のように圧力が極端に落ち込むこともなく一定温度に保つことが可能である。ただし、この制御方法は熱交換器をはさんで間接的に凝縮水量により水蒸気分離器の圧力を制御しており、水蒸気分離器と負荷熱交換器の容積比によっては計算例と異なって、制御できなくなる恐れがあることから、負荷熱交換器の体格には十分注意を要する。

4.4 排ガス系からの熱回収^[59]

燃料電池排ガスは、電池空気極からの排ガスと、改質器バーナーの燃焼排ガスより成り、その温度は 100～200℃程度となる(図 4.18)。排ガスは熱回収されたあとは大気に放出されるので、電池冷却水系とは異なり、熱回収においてエネルギーバランスを考慮する必要がない。このため、排熱を利用する側の事情にあわせて、熱回

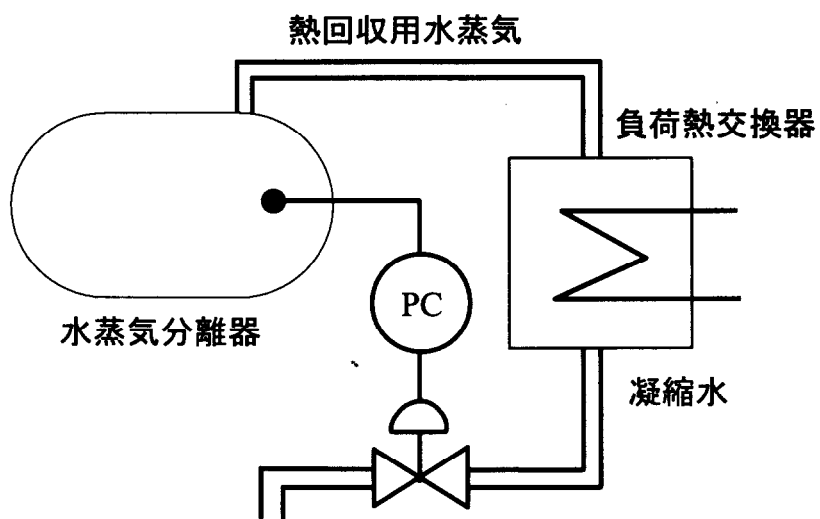


(a) 水蒸気分離器・負荷熱交換器圧力制御



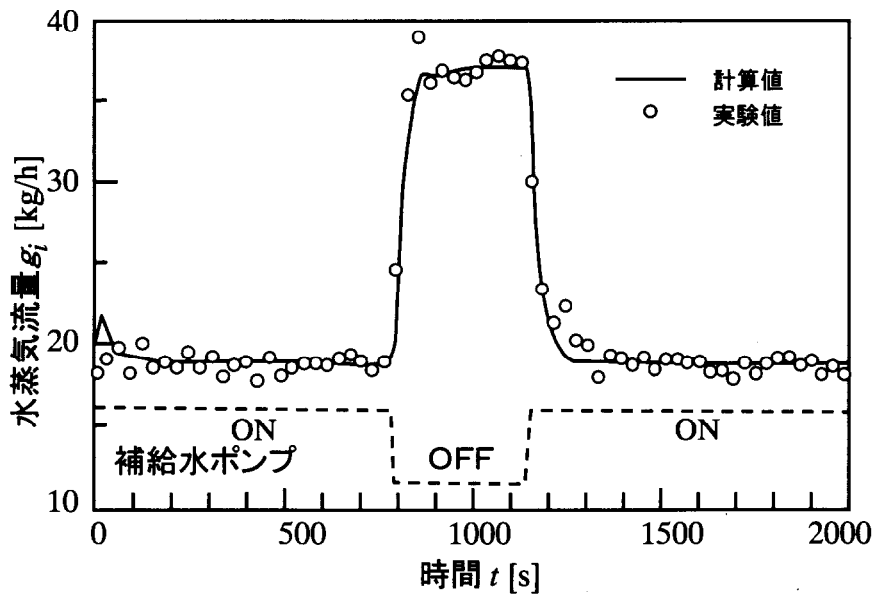
(b) 熱回収用水蒸気量制御による水蒸気分離器圧力制御

図4. 14 電池冷却水直接熱回収制御方法

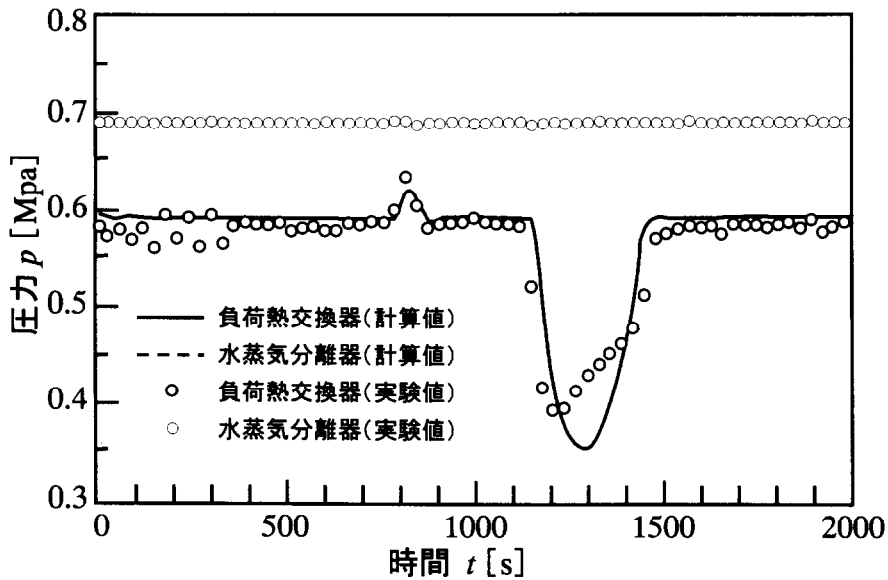


(C) 凝縮水流量制御による水蒸気分離器圧力制御

図4. 14 電池冷却水直接熱回収制御方法

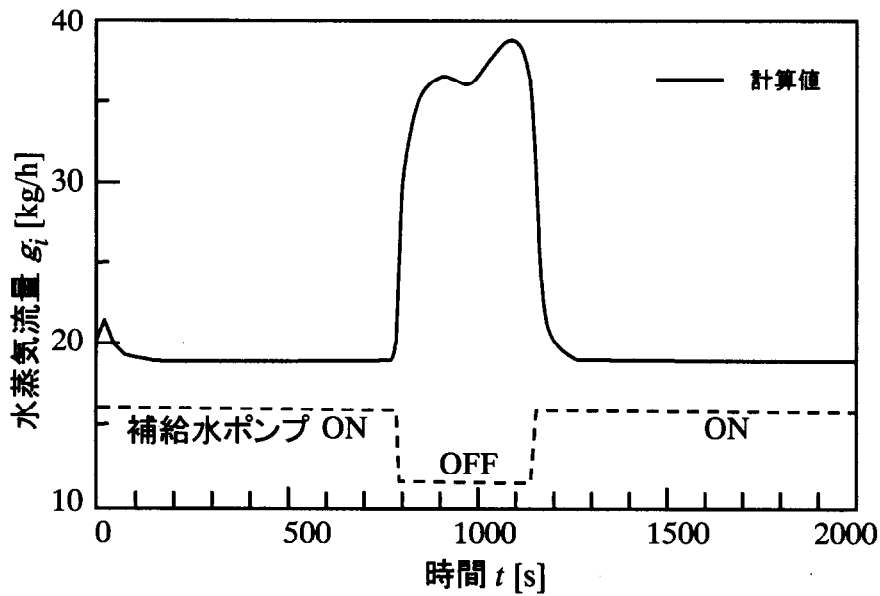


(a) 水蒸気流量の応答

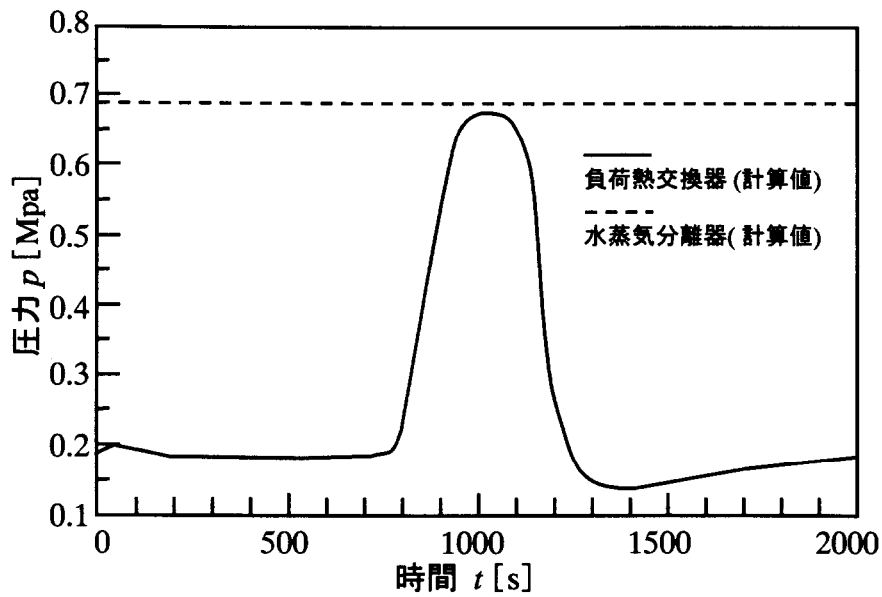


(b) 圧力の応答

図4. 15 水蒸気分離器・負荷熱交換器圧力制御

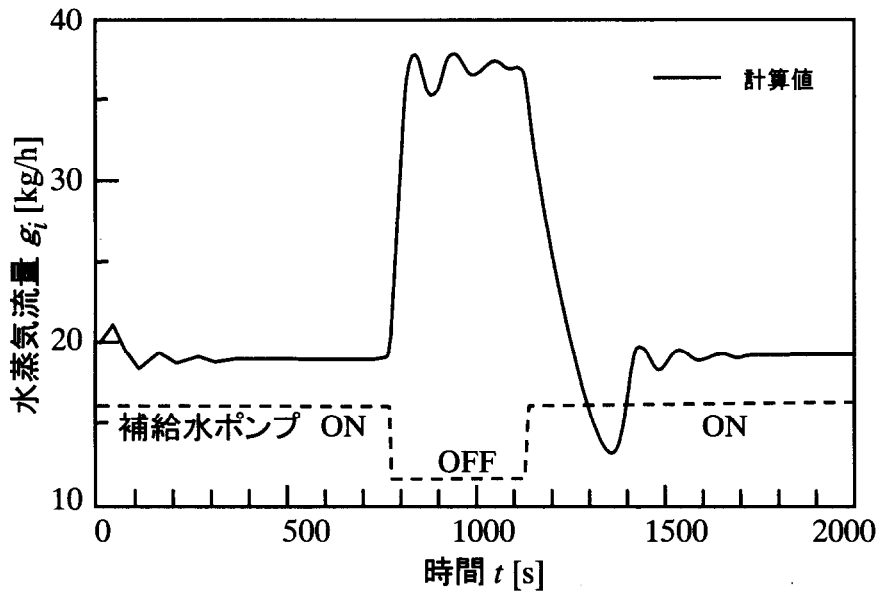


(a) 水蒸気流量の応答

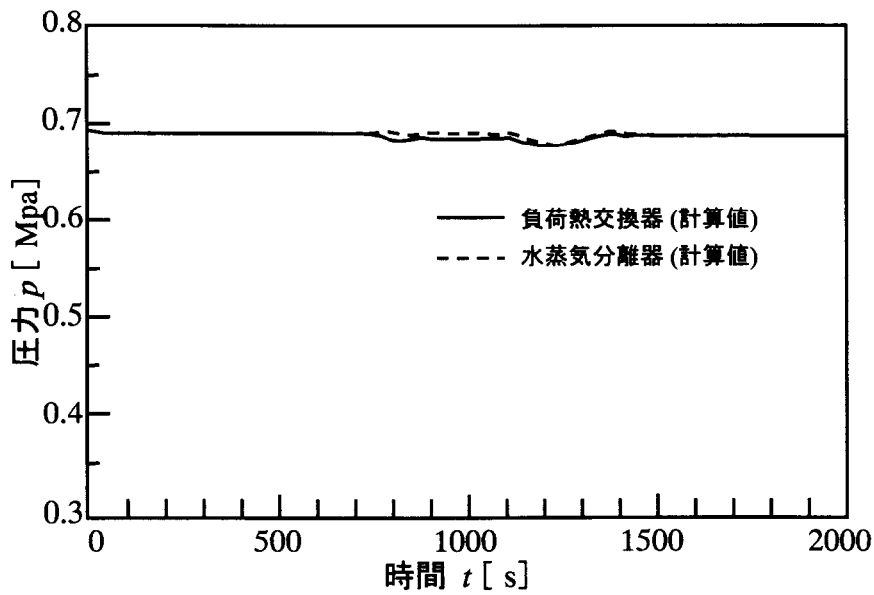


(b) 圧力の応答

図4. 16 水蒸気量制御



(a) 水蒸気流量の応答



(b) 圧力の応答

図4. 17 凝縮水量制御

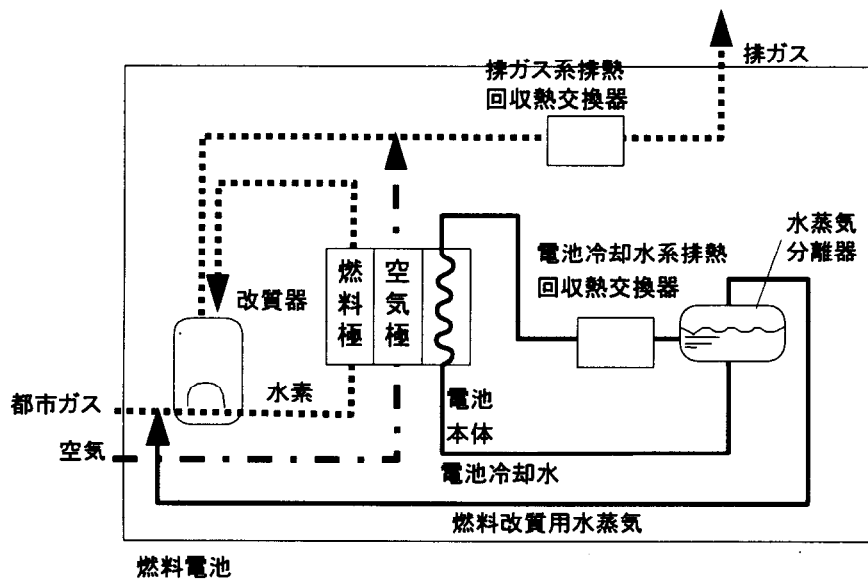


図4. 18 燃料電池システム構成(排ガス混合熱回収)

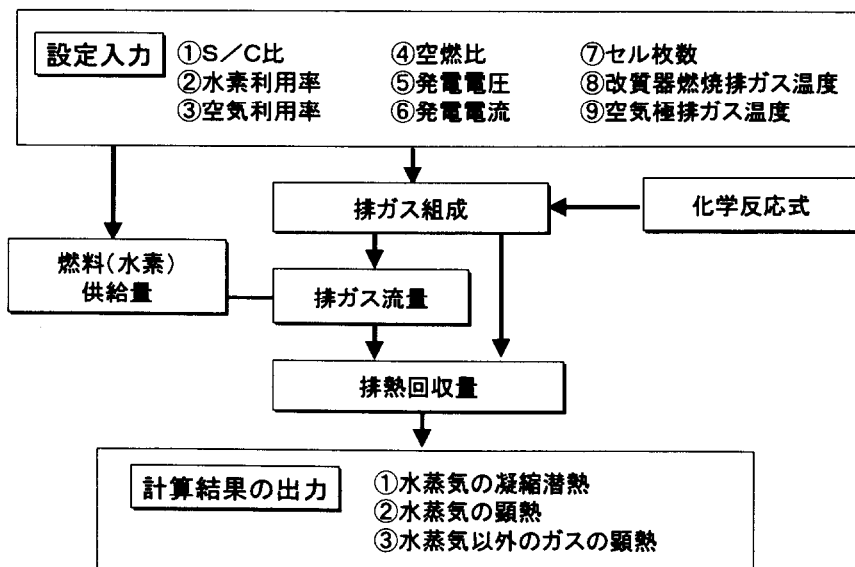


図4. 19 計算フローチャート

収温度、回収量を決定できる特徴がある。

そこで、排ガス系から回収した熱を有効に利用することを目的として、排ガス系の熱回収量をシミュレートするプログラムを作成し、このプログラムを利用して排ガス系の熱回収特性の検討、排ガス系で回収した熱を冷凍機で有効に利用するための熱回収制御方法について検討を行った。

4.4.1 排ガス系からの回収熱量の計算方法

排ガス系からの熱回収量の計算は、図 4.19 に示すような手順で行った。計算条件として、スチームカーボン比 (S/C 比)、水素利用率、空気利用率、空熱比、発電電圧、発電電流、セル枚数、改質器燃焼排ガス温度、空気極排ガス温度を与える。ここで S/C 比とは、改質器に送り込む燃料中の炭素 1 個に対する水蒸気供給比率を示す。

まず、各部の排ガス組成は、燃料電池の主な化学反応式 (表 4.3) を基に、図 4.20 に示すような計算式で求めることができる。この際、燃料の都市ガスはすべてメタンガスであると仮定している。

次に、燃料供給量を求める。燃料供給量 x は、電池本体の反応で水素 1 [mol] 当たり電子を 2 個放出できることより、ファラデー定数を $F (=96,500)$ とすると次式で求められる。

$$X = \frac{3600IN}{(2F)1000(4E_h)} \quad (4.30)$$

式 (4.30) の値を図 4.20 に代入することで排ガス流量が求められ、この排ガス流量と排ガス組成より排熱回収量が求められる。熱回収量は、水蒸気の顕熱変化および潜熱変化による熱回収量と、水蒸気以外のガスの顕熱変化による熱回収量とを分けて計算する。まず、水蒸気に関わる熱量を算出するために水蒸気の凝縮量を求める。水蒸気凝縮量 $G_w(T)$ は、次式で求められる。

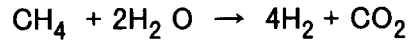
$$G_w(T) = G_{H_2O} - \frac{M_w - P_s(T)}{M_a \{P - P_s(T)\}} G_a \quad (4.31)$$

式 (4.31) が正の値の時はその値が凝縮量を示し、負の値の時は水蒸気が凝縮しない状態であることを示す。

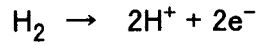
水蒸気関連の排熱回収量を求めるには、排熱回収中に水蒸気が凝縮する場合としない場合に分けて計算する必要がある。図 4.21 に、排熱回収中に水蒸気が凝縮する

表4.3 化学反応式

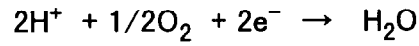
[改質器、シフトコンバータ]



[燃料電池燃料極]



[燃料電池空気極]



[改質器バーナ燃焼]

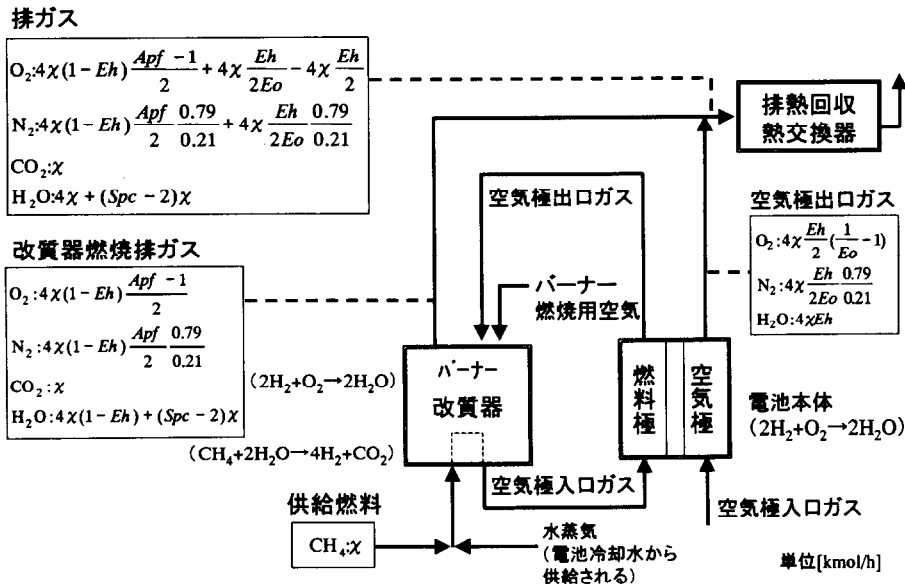
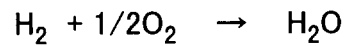


図4.20 排ガス組成計算図 (排ガス混合熱回収)

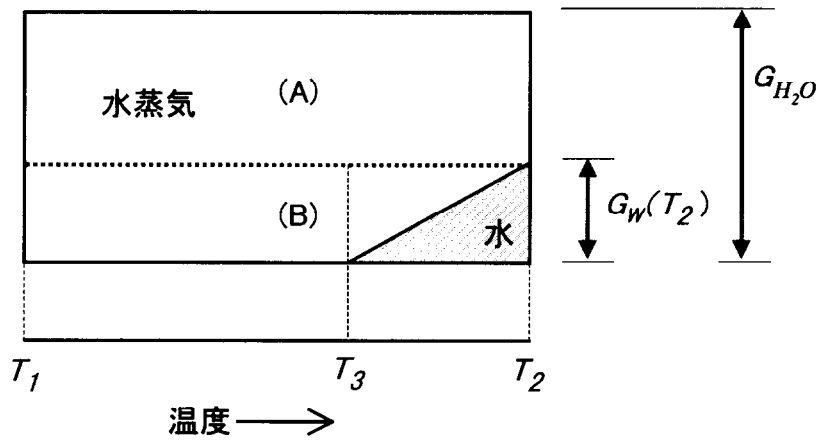


図4. 21 水蒸気関連の排熱回収量

表4. 4 計算式

$$Q_1 = \{h_q(T_1, P_1) - h''(T_2)\} \times \{G_{H_2O} - G_W(T_2)\}$$

$$Q_2 = \{h_q(T_1, P_1) - h'(T_2)\} \times G_W(T_2)$$

$$Q_3 = \{h_q(T_1, P_1) - h_g(T_2, P_2)\} \times G_{H_2O}$$

$$Q_4 = C_{p_a} \times (T_1 - T_2) \times G_a$$

場合の排熱回収量を求めるために説明図を示す。図において、熱交換器入口の排ガス温度を T_1 、出口での排ガス温度を T_2 、水蒸気が凝縮を開始する温度を T_3 とする。 T_3 の値は、式 (4.31) において、 $G_w(T) = 0$ となる温度 T で求められる。排熱回収量は、表 4.4 の Q_1 、 Q_2 より計算できる。ここで、 Q_1 は未凝縮水蒸気の顕熱分（図 4.21 の(A)）を、 Q_2 は凝縮する水蒸気の顕熱分および潜熱分（図 4.21 の(B)）を表す。また、熱回収中に水蒸気が凝縮しない場合の回収熱量は、表 4.4 の Q_3 より算出できる。

水蒸気以外のガスの顕熱分の熱回収量は、表 4.4 の Q_4 より算出できる。

4.4.2 排ガス混合熱回収方式の熱回収温度と回収熱量

排ガス系の排熱回収特性を図 4.22 に示す。図 4.22 の計算条件は表 4.5 による。

図 4.14 から排ガス系の熱回収特性として、

- 1) 排ガス出口温度が低いほど熱回収量が増加する。
- 2) 排ガス出口温度が 65℃ 付近以下では、65℃ 付近以上と比較して水蒸気が凝縮することで熱回収量が激増する。

ことがわかる。

上述のシミュレーション手法を用いて、(a) S/C 比、(b) 空燃比、(c) 発電電力、(d) 改質器燃焼排ガス温度、(e) 空気極排ガス温度を変化させた場合の熱回収特性を求めた結果を図 4.23～4.27 に示す。

図 4.23 より S/C 比が高いほど熱回収量が多くなることがわかる。これは、S/C 比が高いほど排ガス中の水蒸気量が多くなり、その分の凝縮潜熱が回収できるためである。ただし、S/C 比を大きくすると冷却水系からの熱回収量が少なくなるため、燃料電池全体としては S/C 比は小さいほうが好ましい。

図 4.24 より、空燃比が大きい場合、排ガス出口温度が、水蒸気が凝縮し始める温度（約 65℃）以上では熱回収量は多くなるが、逆にそれ以下では熱回収量は少なくなることがわかる。これは、空燃比が大きい場合には、排ガス中の酸素・窒素量が多くなり、その結果、排ガス流量は多くなるが、水蒸気分圧が低くなるためである。水蒸気が凝縮し始める前は、熱回収は顕熱変化だけで行われているので、流量が多いことで熱回収量が多くなるが、水蒸気が凝縮し始めると凝縮潜熱も回収するので、水蒸気分圧が低いことで逆に排熱回収量は少なくなる。

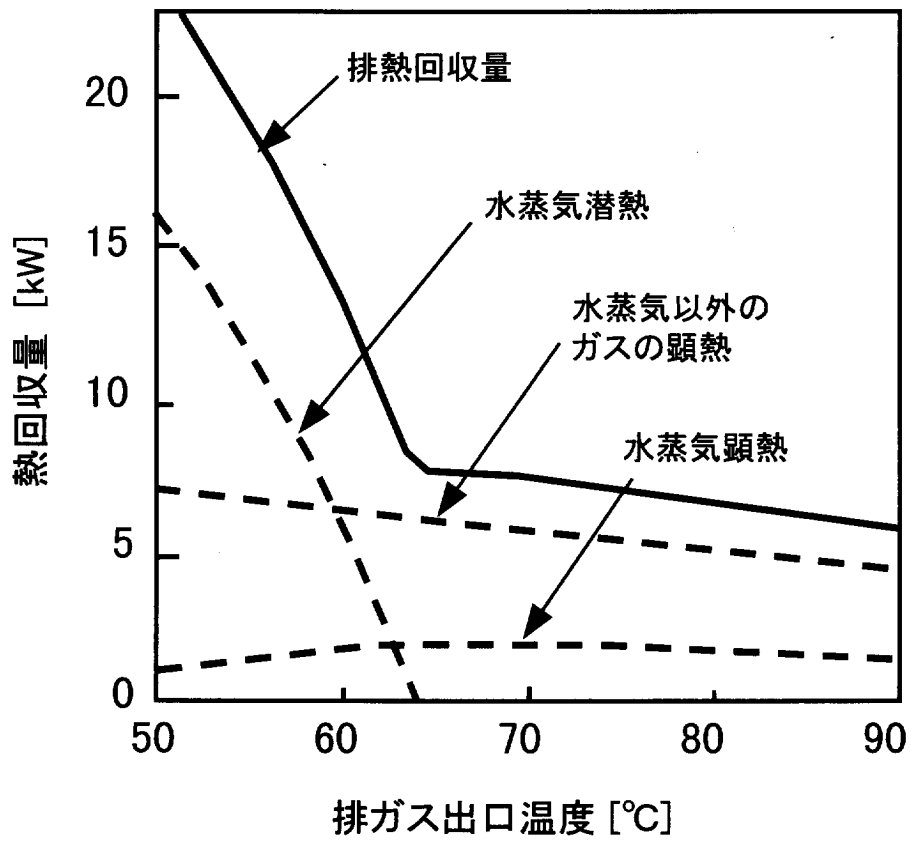


図4. 22 排ガス熱回収特性(混合回収)

表4.5 計算条件

(1) S/C比 (S_{pc})	3.5
(2) 水素利用率(E_h)	0.8
(3) 空気利用率(E_o)	0.5
(4) 空燃比 (A_{pf})	2.0
(5) 発電電圧 (V_f)	200[V]
(6) 発電電流 (I)	250[A]
(発電電力) (W)	50[kW]
(7) セル枚数 (N)	300
(8) 改質器燃焼排ガス温度(T_R)	200[°C]
(9) 空気極排ガス温度 (T_A)	140[°C]

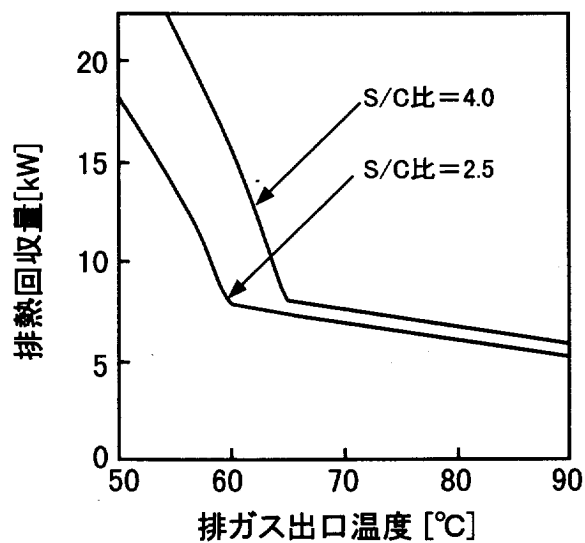


図4.23 S/C比の熱回収量への影響

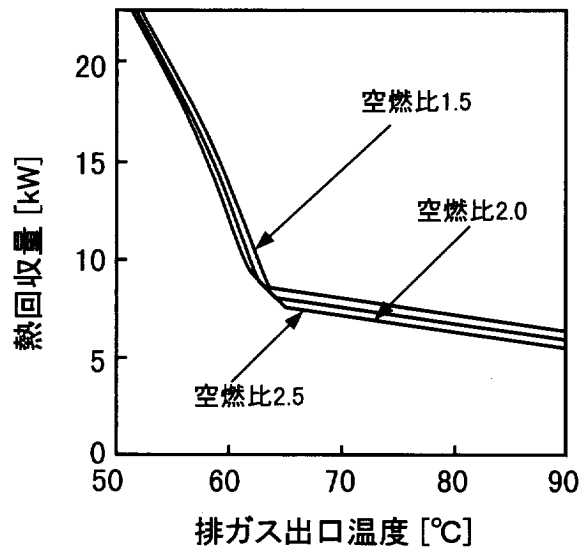


図4. 24 空燃比の熱回収量への影響

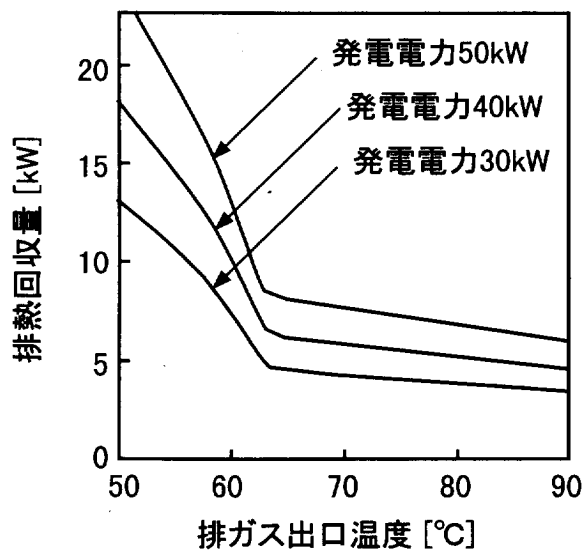


図4. 25 発電電力の熱回収量への影響

図 4.25 より部分負荷運転時の熱回収特性が把握できる。図 4.25 の特徴としては、発電量に変化しても水蒸気の凝縮開始温度がほぼ一定であるという点である。これは、発電量に変化して排ガス中の水蒸気の絶対量に変化しても水蒸気分圧が変わらないためである。

図 4.26 および図 4.27 より排ガス温度の及ぼす影響がわかる。両図を比較することにより、空気極排ガス温度の変化の方が熱回収量の変化に及ぼす影響が大きいことがわかる。これは改質器燃焼排ガスより、空気極からの排ガスの流量の方が多いためである。

4.4.3 排ガス分離熱回収方式の熱回収温度と回収熱量

排ガス系の熱回収特性の特徴は、排ガス出口温度が低い方が熱回収量が多い、排ガス中の水蒸気の凝縮潜熱を回収することで熱回収量が激増する等があげられる。回収した熱を吸収式冷凍機の熱源として利用する場合には、排ガス出口温度を低くして熱回収量を増加させることはできないので、水蒸気がより高い温度から凝縮し始めるようにする方法を検討する必要がある。水蒸気が凝縮を開始する温度は、ガス中の水蒸気分圧が飽和水蒸気圧より高くなる温度で定まるので、排ガス中の水蒸気分圧を高くすることで水蒸気が凝縮し始める温度を高くすることができる。

水蒸気分圧を高める方法の 1 つとして、改質器からの燃焼排ガスと空気極からの排ガスを混合せずに別々に分離して熱回収する方法がある（分離回収と呼ぶ）。それぞれの排ガスの組成を図 4.28 に示す。図に示すように改質器からの排ガスの水蒸気分圧は、空気極からの排ガスのそれと比較し高い値となる。このため、両者の排ガスを混合して熱回収する場合（混合回収）と比較して、改質器の燃焼排ガスを別にして熱回収する場合には高い温度レベルで水蒸気の凝縮が期待でき、それだけ多くの熱を回収できる。図 4.29 に分離回収する場合のシステム構成を、図 4.30 にその熱回収特性を示す。図 4.29 に示すように分離回収した場合、75℃付近から水蒸気の凝縮潜熱が回収でき、その分熱回収量が増加する。図中で変曲点が 2 カ所表れているが、75℃付近の変曲点が改質器の燃焼排ガス中の水蒸気が凝縮を開始する点で、60℃付近の変曲点が空気極からの排ガス中の水蒸気が凝縮を開始する点である。混合回収の場合と分離回収の場合の熱回収量の差をより明確に示すために、図 4.31 に両者の熱回収量の比較図を示す。図 4.31 より排ガスを分離して熱回収することで、排ガス出口温度が 60～75℃の範囲で、熱回収量を増やすことができることがわかる。

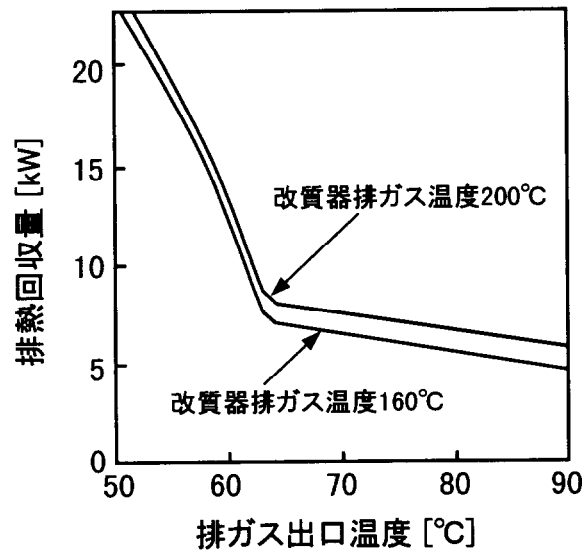


図4. 26 改質器排ガス温度の熱回収量への影響

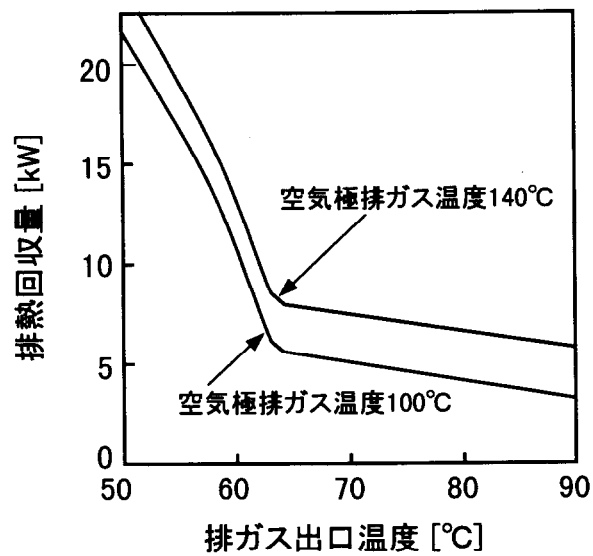


図4. 27 空気極排ガス温度の熱回収量への影響

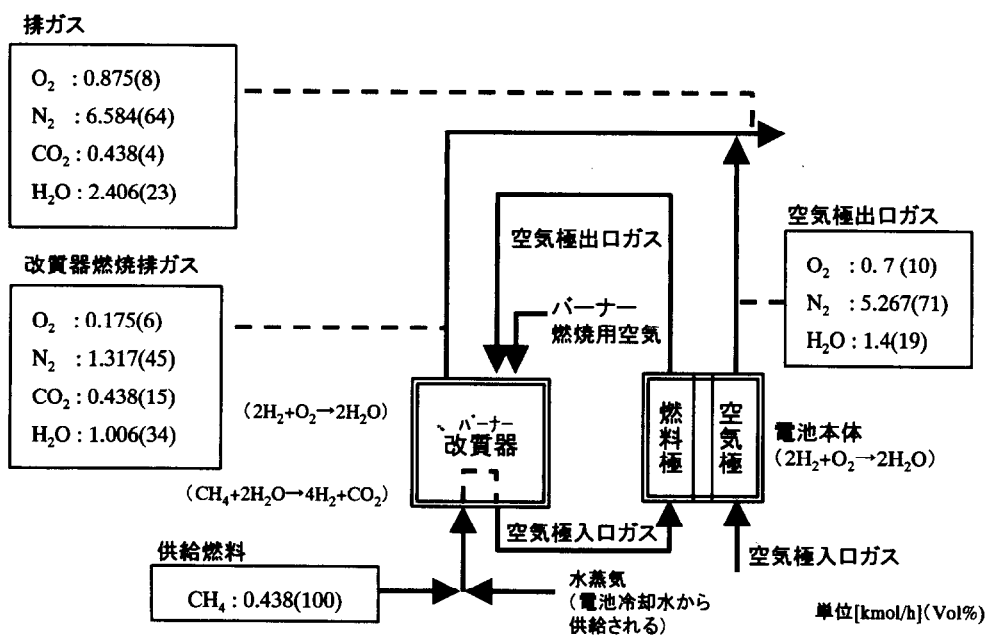


図4. 28 排ガス組成計算図(排ガス分離熱回収)

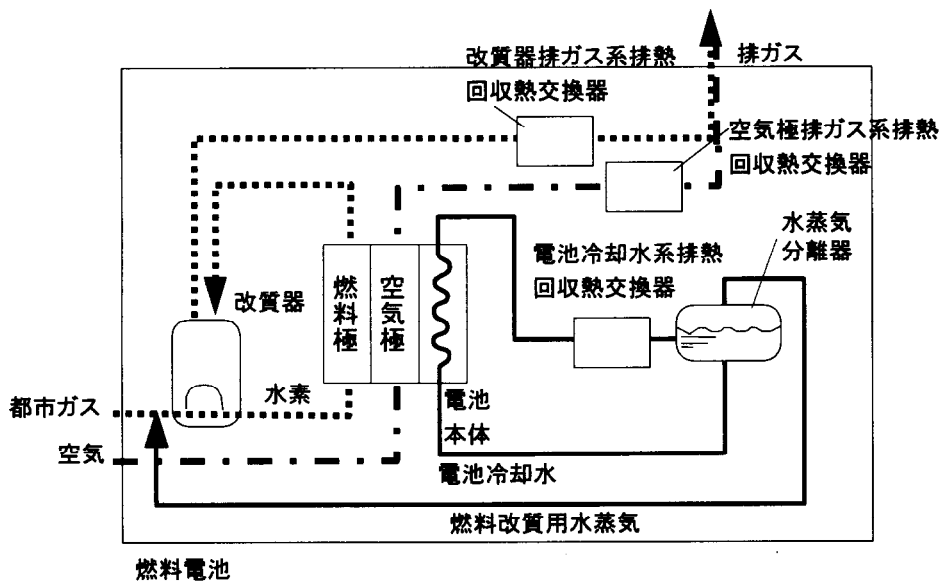


図4. 29 燃料電池システム構成(排ガス分離熱回収)

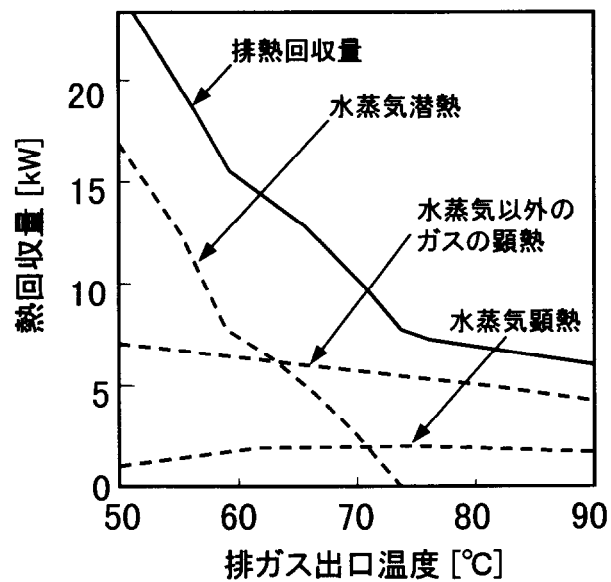


図4. 30 排ガス熱回収特性(排ガス分離熱回収)

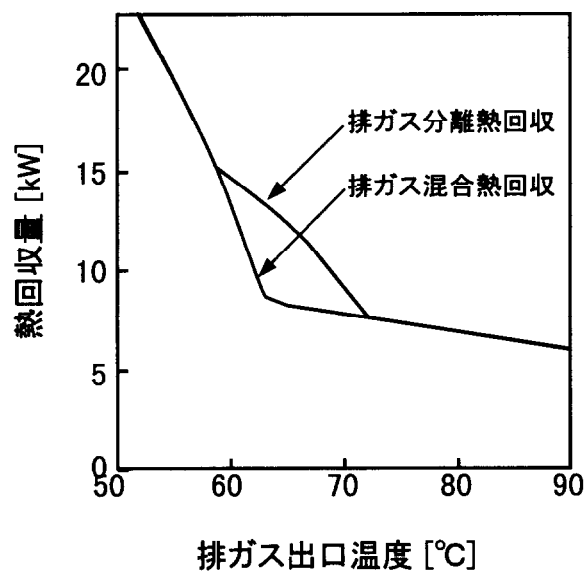


図4. 31 排ガス混合熱回収と分離熱回収の比較

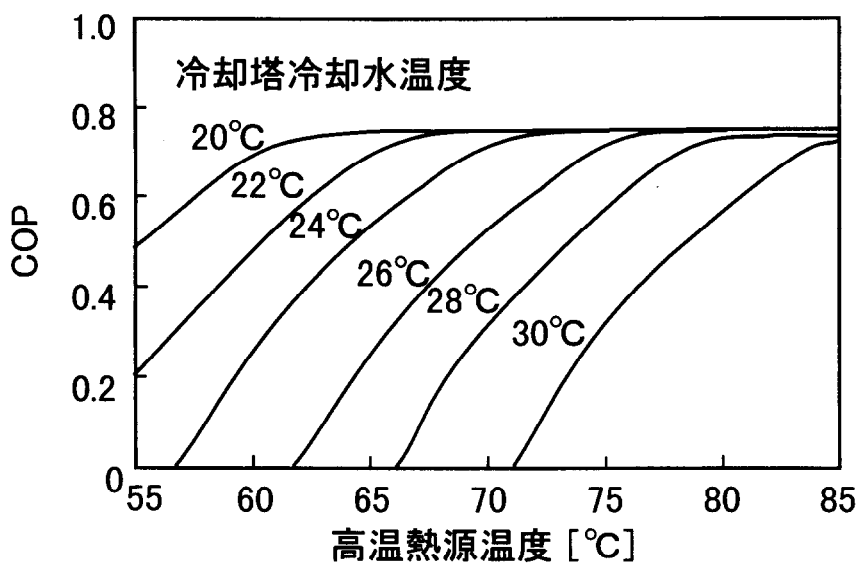


図4. 32 吸収式冷凍機の特性

4.4.4 吸収式冷凍機の運転条件による冷却能力の変化

一般の単効用吸収式冷凍機は、高温熱源として85～90℃の温水を利用して7～9℃の冷水を造り出している。このため、60～75℃の範囲で熱回収量を増加させることができても一般の吸収式冷凍機の高温熱源として利用する場合は何の効果もない。しかし、吸収式冷凍機の特性は、図4.32に示すように、冷却水温度が低下してきた場合に高温熱源として利用する温水の温度を低くできる特性がある。このため、情報通信機器室の除熱を目的とした年間冷房形吸収式冷凍機では、外気温低下時に分離回収による熱回収量の増加分を有効に利用できる。

4.4.5 熱回収温度と吸収式冷凍機の冷却能力の関係

燃料電池の排ガス系の排熱回収特性と年間冷房形吸収式冷凍機の特性を比較する。排熱回収特性としては排ガス出口温度が低いほど回収熱量が多くなる特性があり、この特性はそのまま排熱回収温度が低いほど熱回収量が多くなる特性といえる。すなわち、熱回収特性は、熱回収温度を横軸、熱回収量を縦軸とした場合に左上がりの曲線となる。

一方、吸収式冷凍機は、再生器（高温熱源）温度が低くなるとCOPが低くなる特性がある。熱回収した温水を吸収式冷凍機の高温熱源として利用しようとしているので、再生器温度はそのまま熱回収温度に読みかえることができる。そのため、年間冷房形吸収式冷凍機の特性は、熱回収温度を横軸、COPを縦軸とした場合に右上がりの曲線となる。

このように、両者は逆の特性となり、燃料電池排ガス系の排熱を利用して年間冷房形吸収式冷凍機を運転する場合、その時の冷凍機の冷却水温度（外気温）に応じて冷却能力を最大にする最適な熱回収温度が存在すると予想される。

吸収式冷凍機の冷却水温度をパラメータとして熱回収温度に対する吸収式冷凍機の冷却能力の関係を図4.33および図4.34に示す。図4.33は混合回収した場合の冷却能力を、図4.34は分離回収した場合の冷却能力を示す。図に示すように、各冷却水温度毎に、吸収式冷凍機の冷却能力を最大にする最適な熱回収温度が存在することがわかる。

なお、計算にあたっては、排ガス出口温度と熱回収温度は同温度、熱回収温度と高温熱源温度は同温度、吸収式冷凍機のCOPは部分負荷運転時も定格時と変わらないと仮定している。

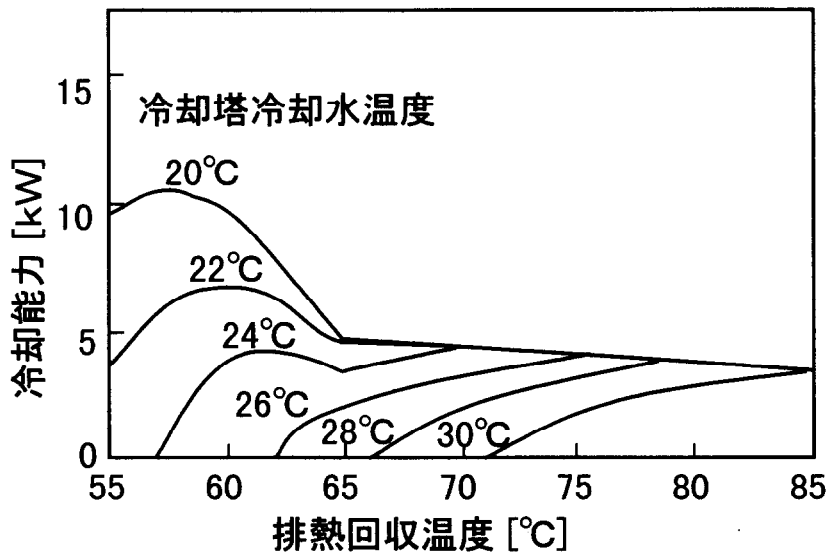


図4. 33 吸収式冷凍機の冷却能力(排ガス混合熱回収)

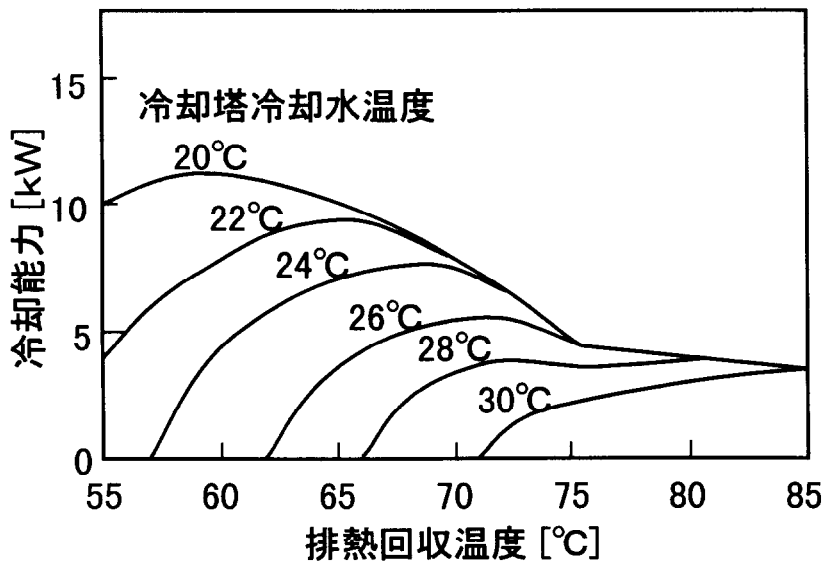


図4. 34 吸収式冷凍機の冷却能力(排ガス分離熱回収)

4.5 本章のまとめ

リン酸形燃料電池の排熱を回収するため、電池冷却水系の動特性およびモデル、排ガス系の排熱回収特性について、実験とシミュレーションにより検討した。

- 1) 電池冷却水系については、電池本体冷却部分、燃料ガス予熱器、熱回収用熱交換器および水蒸気分離器を一つの等価な単一集中定数モデルで表せる。さらに、実験によってこのモデルにより動特性を十分良好に近似し得ることを明らかにした。
- 2) 電池冷却水系から直接熱回収する場合、負荷側熱交換器の凝縮水出口弁を操作することによって、水蒸気分離器の圧力（温度）を精度良く一定に保つことが可能であり、また負荷熱交換器内の圧力を定常的に高圧に保つことができることをシミュレーションにより明らかにした。
- 3) 電池冷却水系から間接熱回収する場合の熱回収用熱交換器については、二次側に分布定数モデルを適用することにより、その動特性を良好に表すことができることを示した。
- 4) 燃料電池冷却系の設計および温度制御、あるいは熱回収系の計画に、ここで提案したモデルを適用しやすくするために、熱回収用熱交換器の二次側に重み付き残差法による近似集中定数モデルを適用した。この結果、このモデルは電池冷却水系の動特性を十分良好に表し得ることを確認した。
- 5) 排ガス系は、出口温度が低いほど熱回収量が増加し、排ガス出口温度が65℃付近以下では、65℃付近以上と比較して水蒸気が凝縮することで熱回収量が激増することをシミュレーションにより明らかにした。
- 6) 排ガス系の排熱を利用して吸収式冷凍機による除熱を行う場合、改質器からの燃焼排ガスと空気極からの排ガスを分離して、しかも、吸収式冷凍機の冷却水温度に応じた最適な熱回収温度で熱回収することにより、年間の累積冷却能力を高められることをシミュレーションにより示した。

第5章 信頼性を考慮した省エネルギー除熱システム設計法

[64][39][40]

5.1 まえがき

情報通信機器用除熱システムの役割は、室内に設置された機器が許容する室温を維持することであり、この除熱システムの信頼性を確保するには、構成機器の冗長化が有効である。しかし、これには多くの投資が必要となるため、投資と信頼性のバランスを考慮した設計が重要と考えられる。

故障により空調機が停止した場合、発熱密度の高い情報通信機器室の室温は、建物の外壁や室内に設置された機器の熱容量の影響を受け、時刻の経過に伴い上昇する。しかし、空調機が停止しても、室温が許容温度を超過する前に修復が完了すれば、除熱システムの役割に影響を与えないと考えることができる。このため、空調機停止後の室温変化を考慮することが、実態に即した信頼性評価といえる。

建築設備分野における信頼性および保全性に関しては、これまでに多くの研究^{[43]~[45]}がある。しかし、信頼性の評価に空調機停止後の室温変化を考慮した研究は、ほとんど見られない。Lindmanら^[47]は通信用の電力および空調設備について、機器の故障に加えバッテリーや蓄熱設備を考慮した信頼性の評価方法を提案している。しかし、これらの研究では機器の故障に伴う室温変化は考慮されていない。一方、松浦・佐々木^{[48][49]}は、通信機室用空調設備の信頼性評価に関し、空調機故障後の許容温度の超過確率を考慮した評価方法を提案している。しかし、故障毎の室温変化が求められていないことを課題として残した。これに対し、松島ら^[50]、大島ら^[19]は故障後の室温変化を指数関数1項で近似した関数で表し、各故障パターンにおける許容温度の超過確率を簡便に求める方法を提案している。

ここでは、高発熱な情報通信機器室の除熱システムに関し、松島、大島らの検討結果を発展させ、空調機停止後の室内の温度変化を考慮した除熱システムの簡便な信頼性評価方法の実現、および信頼性を向上させる方法の明確化を目的に以下の検討を行う。

1)空調機停止後に室温が許容温度を超過する確率を用い、除熱システムの不稼働率

を算出する簡易計算方法を提案する。

- 2)この簡易計算法を用いたシミュレーションを行い、高発熱の情報通信機器室における、除熱システムの信頼性を向上させる方法を検討する。
- 3)温度条件により空調機の冷却能力が変化する特性を考慮し、同じ信頼性を確保するのに必要な空調機台数の削減効果を検討する。

本章で使用する記号を以下に示す。

- c_p : 空気の熱容量[J/(kg°C)]
- C_o : 外気温による空調機冷却能力の変動係数[W/(°C台)]
- C_r : 室温による空調機冷却能力の変動係数[W/(°C台)]
- d : 日数
- g : 修復時間の確率密度[-]
- H_A : 空調機の冷却能力[W/台]
- H_{BA} : 空調機の定格冷却能力[W/台]
- H_c : 故障時に空調機で冷却されない熱量[W]
- $H_c = H_r - N_c H_{BA}$
- H_r : 機器発熱量[W]
- H_s : 蓄熱設備の蓄熱容量[J]
- $MTBF$: 平均故障間隔[h]
- $MTTR$: 平均修復時間[h]
- M : 壁体の数
- m : 壁体を示すインデックス
- N : 空調機台数[台]
- N_c : 稼働している空調機台数[台]
- P_c : 室温が許容温度を超過する確率[-]、
cは故障パターンを示すインデックス
- Q_r : 室内の熱容量[J/°C]
- q : 外気条件の確率密度[-]
- T_d : 許容修理時間[h]
- T_s : 蓄熱設備の有効時間[h]
- t : 時間[h]

U	: 不稼働率 (定常アンアベイラビリティ) [-]
U_c	: 各故障パターンにおける不稼働率[-]
U_T	: システム全体の不稼働率[-]
V_f	: 換気量[m ³ /h]
W_s	: 壁体の総熱貫流率[W/°C]
W_v	: 換気の総熱貫流率[W/°C] $W_v=c_p \rho V_T$
$\Delta \theta$: 故障発生時の室温から許容温度までの温度差[°C]
θ_{Bo}	: 空調機冷却能力の算出用基準外気温度[°C]
θ_{Br}	: 空調機冷却能力の算出用基準室内温度[°C]
θ_c	: 故障発生時の室温[°C]
θ_o	: 外気温度[°C]
θ_r	: 室温[°C]
$\theta_{r,MAX}$: 室温の許容温度[°C]
θ_s	: 相当外気温度[°C]
θ_{so}	: 計算用の外気条件[°C]
λ	: 故障率[-]
ρ	: 空気の密度[kg/m ³]

5.2 高発熱情報通信機器室除熱システムの信頼性評価 の考え方

5.2.1 室温上昇が機器に与える影響

室内に設置される情報通信機器は、多くの電子部品で構成されている。この機器の動作保証は室温で規定され、また、電子部品の動作保証は機器内の部品周囲温度で規定されることが多い。室温が機器の許容する温度を超過すると、機器は誤動作したり、部品の寿命が短くなる。特に、除熱システムが停止し許容温度を大きく超過すると、部品に熱破壊が生じ、甚大な障害を与えることがある。したがって、機器の信頼性を確保するためには、除熱システムにより室温を許容温度の範囲に維持することが必要といえる。

除熱システムが正常な場合、内部発熱、外壁の貫流熱による負荷は除熱システムにより除去され、室温は設定温度近辺に維持される。しかし、室温は除熱システム

が停止すると室内に設置された機器の発熱量、建物や室内の熱容量のバランスにより時刻の経過とともに変化する。高発熱の情報通信機器室の場合、室温は室内の冷房負荷に応じ上昇することから、除熱システムの信頼性評価では、室温が許容温度を超過した時点で除熱システムの機能が停止したと認識して、信頼性理論を適用することが妥当と考えられる（図 5.1）。したがって、許容温度に到達する迄の時間（以下、許容修復時間と呼ぶ）を考慮することにより、実態に即した信頼性の評価および除熱システムの設計が可能となる。

5.2.2 高発熱機器室の発熱密度と室温上昇の関係

除熱システム停止後の室温上昇は、室内発熱密度の増加に伴い顕著となる。室内が完全混合され、室内の熱容量が 1 点に集中していると考えれば、室温が 10℃ 上昇するのに要する時間は図 5.2 に示すとおりとなる。この結果、室内発熱密度の増加に伴い、室温は短時間で上昇することがわかる。

5.2.3 除熱システムの構成機器と信頼度モデル

機器の発熱量が大きな情報通信機器を収容した室では、複数の空調機で冷却されることが多い。パッケージ形空調機の場合、除熱システムは図 5.3 に示すように構成され、要求される信頼性に応じ非常用換気設備や非常用蓄熱設備などのバックアップ設備を設けることが有効と考えられる。

（1）除熱システム電源

高発熱機器室における除熱システム電源の構成は、商用電源を基本とするが、信頼性向上のため予備エンジン発電器を商用電源と並列に設置する方式が多く用いられている^[51]。この機器は、商用電源が停止した場合、起動し給電する。

（2）空調機

空調機は回転機器を有するため、機器単体で高い信頼性を確保するには限界がある。そこで、信頼性向上のため N 台を並列設置する方式が多い。この設置方式における信頼性評価モデルは N 台のユニットのうち n 台に異常なければ、その系としては正常であるとする、修理系システムの n out of $N(G)$ 系^[52]として扱うことができる。

一方、一般的な除熱システム設計において、空調機の冷却能力は定格能力を用い

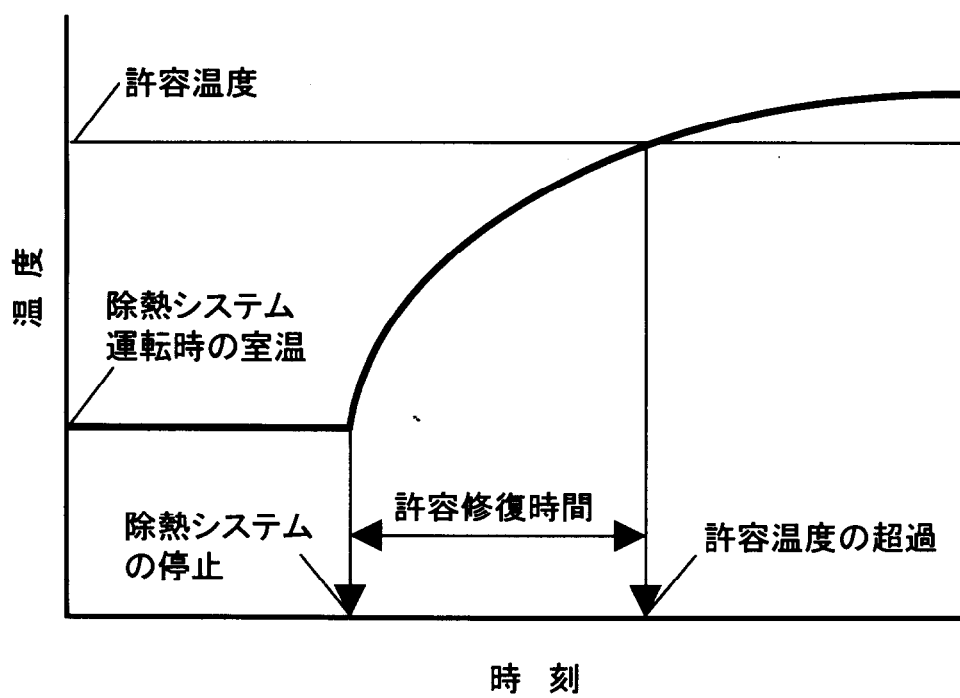


図5. 1 除熱システム停止後の室温の変化

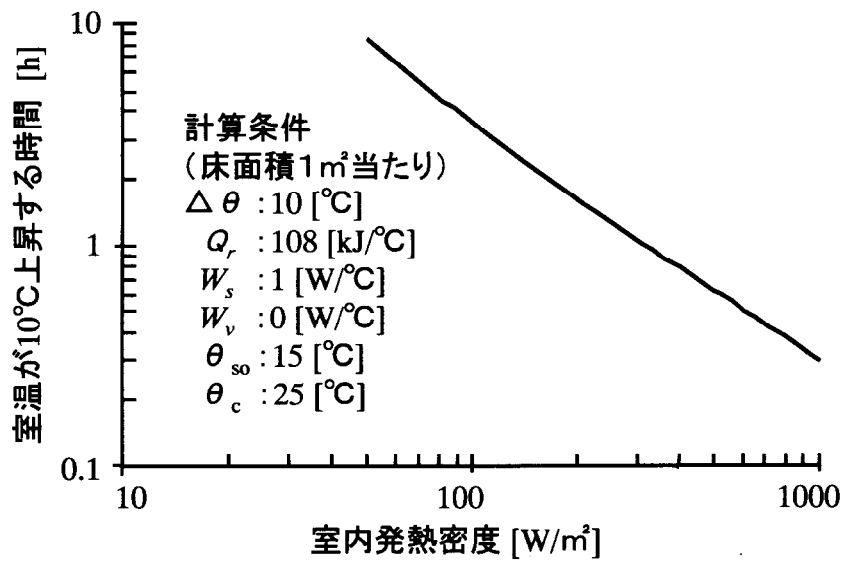


図5. 2 除熱システム停止後に室温が10°C上昇する時間の計算例

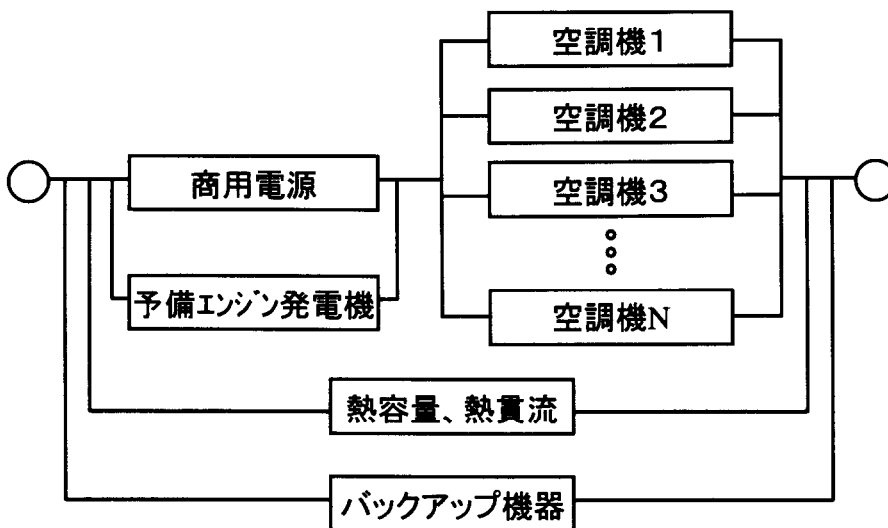


図5. 3 除熱システムの信頼性評価モデル

ることが多い。しかし、一部の空調機が故障した場合、室温は定格能力を定めた温度より高くなり、また外気温は定格能力を定めた温度よりも低い状態が多い。そのため、信頼性の検討では、これらの温度条件と空調機の冷却能力の関係を考慮することにより、空調機の予備機台数が削減できることもある。図 5.4 に高発熱情報通信機器室に用いている空調機^[53]の冷却能力の変化の例を示す。この空調機の冷却能力は、室温および外気温と必ずしも比例関係ではないが、取扱いの簡便化のため空調機の冷却能力を次式のように各温度の一次関数で表し信頼性の評価に用いることとする^{註1)}。

$$H_A = H_{BA} - C_r \{ \theta_{Br} - \theta_r(t) \} - C_o (\theta_o - \theta_{Bo}) \quad (5.1)$$

(3) 非常用バックアップ設備

非常用バックアップ設備は、除熱システム電源および除熱システムが故障した際に、室温の上昇を抑制する効果がある。以下に機器の概要を示す。

1) 非常用換気設備は、除熱システムの故障により室温が上昇した場合に動作する。

換気風量は、外気条件、外壁からの熱負荷、室内発熱負荷などの条件を考慮し設計する必要がある。

2) 非常用蓄熱設備は、水あるいは氷などの蓄熱媒体に蓄冷し、除熱システムの故障により室温が上昇した際に室温上昇を遅延する。蓄熱容量は、外壁からの熱負荷、室内発熱負荷などの条件を考慮し設計する必要がある。

5.2.4 除熱システムの信頼性の評価方法

修理系システムの信頼性評価に用いる不稼働率（定常アンアベイラビリティ）について示す。佐々木^[46]は故障が発生しても一定の時間内（許容修復時間）で修復が完了すれば運用に支障のないシステムについて、アベイラビリティの解析方法を示している。この考え方を用いると、単一機器の場合、許容修理時間 T_d を考慮した不稼働率 U は、修復時間の確率密度 $g(t)$ 、平均故障間隔 $MTBF$ 、平均修復時間 $MTTR$ を用い次式で表すことができる^{註2)}。なお、 t は故障後の経過時間を表している。

$$U = \frac{\int_{T_d}^{\infty} (t - T_d) g(t) dt}{MTBF + MTTR} \quad (5.2)$$

修復時間が指数分布によって表現できると仮定すると、修復時間の確率密度 $g(t)$ は次式で表される^[52]。

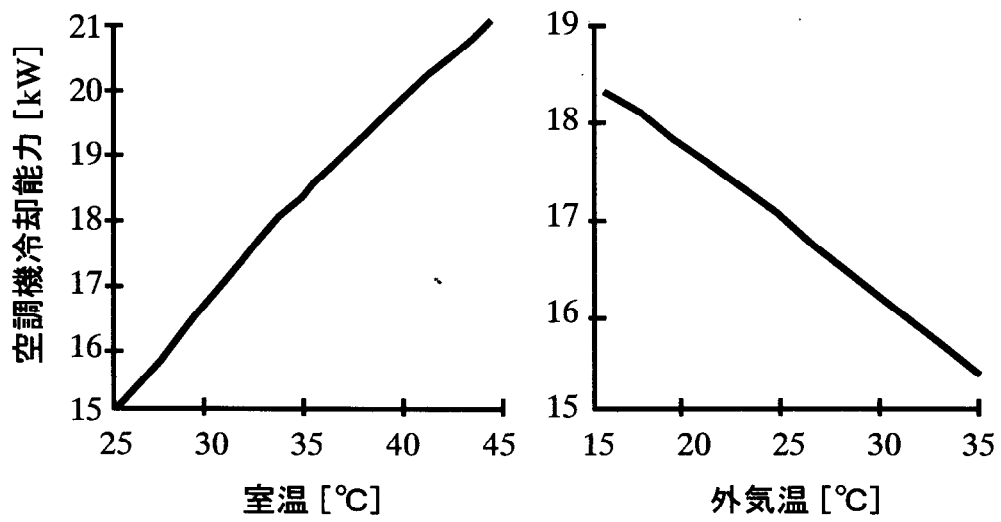


図5.4 温度による空調機冷却能力の変化の例

$$g(t) = \frac{1}{MTTR} \exp\left(\frac{-t}{MTTR}\right) \quad (5.3)$$

式(5.3)を式(5.2)に代入し解くと次式になる。

$$U = \frac{MTTR}{MTBF + MTTR} \exp\left(\frac{-T_d}{MTTR}\right) \quad (5.4)$$

式(5.4)は平均修復時間 $MTTR$ が故障間隔 $MTBF$ と比べ十分小さな場合、次式で近似できる。

$$U \cong \lambda MTTR P \quad (5.5)$$

ただし、

$$\lambda = \frac{1}{MTBF} \quad (5.6)$$

$$P = \exp\left(\frac{-T_d}{MTTR}\right), \quad 0 < P \leq 1 \quad (5.7)$$

すなわち、不稼働率 U は故障率 λ 、平均修復時間 $MTTR$ 、許容修復時間 T_d により求めることができる。なお、ここでは式 (5.5) に示す P のことを、室温が許容温度 $\theta_{r, MAX}$ を超過する確率と考えることができ、許容修復時間 T_d が短くなるほど P の値は大きくなる。これは、室内の発熱密度が増加すると、許容温度に達するまでの許容修復時間が短くなり、除熱システムを構成する各機器の故障率、平均修復時間が同じ値であっても、不稼働率が大きくなることを意味している。

5.2.5 システムの故障率と平均修復時間

複数の機器で構成されている除熱システムの信頼性を検討するため、図 5.5 に示す基本的なシステム構成における、システム全体の故障率および平均修復時間の算出方法を示す。

(1) 直列システム

故障率 λ_1 、 λ_2 、平均修復時間 $MTTR_1$ 、 $MTTR_2$ の機器が直列で構成されているシステムの各故障パターンにおける故障率 λ_c 、平均修復時間 $MTTR_c$ 、不稼働率 U_c は次式となる^[52]。なお、ここでは平均修復時間 $MTTR$ が故障間隔 $MTBF$ と比べ十分に小さな値であることを想定し近似している。

$$1) \text{故障率} \quad : \quad \lambda_c = \lambda_1 + \lambda_2 \quad (5.8)$$

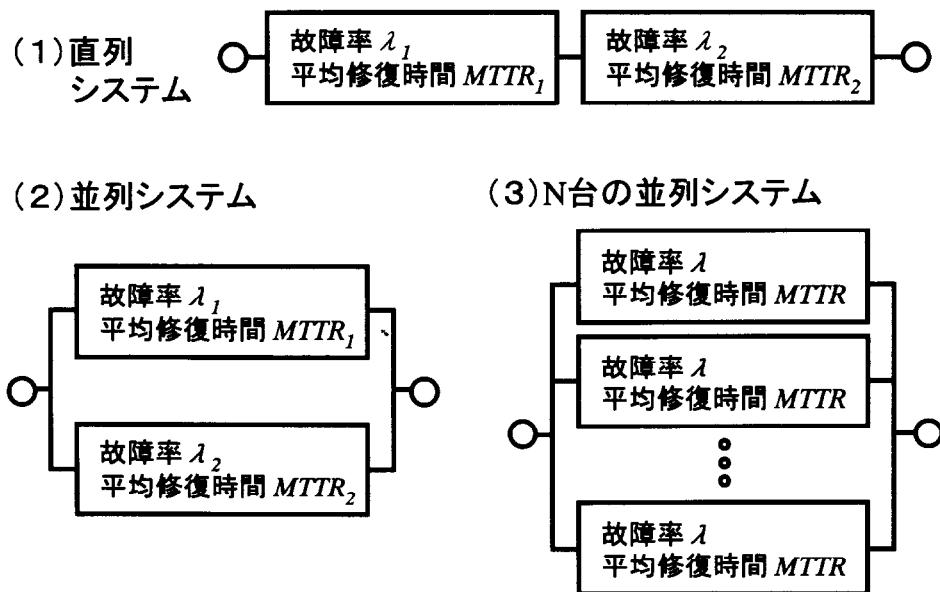


図5.5 基本的なシステムの信頼性評価モデル

$$2) \text{平均修復時間} : \quad MTTR_c = \frac{\lambda_1 MTTR_1 + \lambda_2 MTTR_2}{\lambda_1 + \lambda_2} \quad (5.9)$$

$$3) \text{不稼働率} : \quad U_c = U_1 + U_2 \quad (5.10)$$

(2) 並列システム

故障率 λ_1 、 λ_2 、平均修復時間 $MTTR_1$ 、 $MTTR_2$ の機器が並列で構成されているシステムの故障率 λ_c 、平均修復時間 $MTTR_c$ 、不稼働率 U_c は次式となる^[52]。

$$1) \text{故障率} : \quad \lambda_c = \lambda_1 \lambda_2 (MTTR_1 + MTTR_2) \quad (5.11)$$

$$2) \text{平均修復時間} : \quad MTTR_c = \frac{MTTR_1 MTTR_2}{MTTR_1 + MTTR_2} \quad (5.12)$$

$$3) \text{不稼働率} : \quad U_c = U_1 U_2 \quad (5.13)$$

(3) N 台の並列システム

故障率 λ 、平均修復時間 $MTTR$ の N 台の機器が並列で構成されているシステムの故障率 λ_c 、平均修復時間 $MTTR_c$ 、不稼働率 U_c は次式となる^[52]。ただし、全ての機器の故障率、平均修復時間は同一と考える。なお、 i は N 台の機器の内、同時に故障する台数を示している。

$$1) \text{故障率} : \quad \lambda_c = \lambda {}_N C_i U^{i-1} \quad (5.14)$$

$$\text{ただし、} {}_N C_i = \frac{N!}{(N-i)! i!}, \quad U = \lambda MTTR \quad (5.15)$$

$$2) \text{平均修復時間} : \quad MTTR_c = \frac{MTTR}{i} \quad (5.16)$$

$$3) \text{不稼働率} : \quad U_c = {}_N C_i U^i \quad (5.17)$$

5.2.6 除熱システムの不稼働率の計算方法

図 5.3 に示したようなシステム全体の不稼働率 U_T は、式(5.5)を用い各故障パターン毎に故障率 λ_c 、平均修復時間 $MTTR_c$ のほか、許容温度の超過確率 P_c を求め、次式により得られる。

$$U_T = \sum_{c=1}^N (\lambda_c MTTR_c P_c) \quad (5.18)$$

なお、許容温度の超過確率 P_c は、建物の熱特性、内部発熱量、外気条件により異なる。具体的な算出方法は次節に示す。

5.3 許容温度の超過確率の計算方法

5.3.1 故障後の室温変化

図5.2に示した室温上昇の時間は、外気温度および日射量といった外気条件を一定と仮定して算出したものである。しかし、実際の外気条件は、空調機の停止後、時刻の経過と共に変化し、また、故障はランダムに発生するものと考え、故障発生後、許容温度に達する許容修復時間は、一義的に決定できない。

これを示す例として、除熱システム停止後の室温変化の例を図5.6に示す建物条件で求め、結果を図5.7に示す。この図は、除熱システムの停止時刻を0時から6時間毎に18時まで4種類に変化させたものである。この結果、故障発生後、許容温度に達する許容修復時間は、故障発生時刻により異なる。これは、室温変化のパターンが故障発生時刻における外気条件に依存するためと考えられる。故障日時が特定できれば、故障後の室温は動的熱負荷計算法などを用い求めることができる。しかし、故障はランダムに発生すると考えると、この方法で全故障パターンの室温を求めるには膨大な計算量が必要となる。したがって、許容温度に達する許容修復時間の算出には、故障の前後で外気条件が変わらないものとした簡易計算方法が有効と考えられる。

5.3.2 許容温度に達する許容修復時間

除熱システムの故障後、室温が許容温度に達する許容修復時間を求める簡易な方法について示す。外気温度および日射などの外気条件が故障前後で一定であり、外壁の熱容量を無視すると、熱平衡式は次式となる。

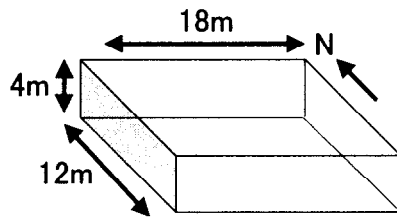
$$Q_c \frac{d\theta_r}{dt} = W_s(\theta_s - \theta_r) + W_v(\theta_o - \theta_r) + N_c \{C_r(\theta_{Br} - \theta_r) + C_o(\theta_o - \theta_{Bo})\} + H_c \quad (5.19)$$

$$\text{ただし、 } W_s(\theta_s - \theta_r) = \sum_{m=1}^M W_{s,m}(\theta_{s,m} - \theta_r)$$

$$N_c \{C_r(\theta_{Br} - \theta_r) + C_o(\theta_o - \theta_{Bo})\} + H_c = H_r - N_c H_A$$

$$H_c = H_r - N_c H_{BA}$$

これは N 台のうち i 台の同時故障に対し、 $N_c = N - i$ 台の空調機が稼働している状態を表している。本検討では、空調機が式(5.1)に示す冷却能力で運転されている状態での、室温が許容温度へ達するまでの許容修理時間 T_d を評価することとなる。



床面積	: 216[m ²]	室外側熱伝達率	: 23.3[W/(m ² ·°C)]
外壁の熱伝導率	: 1.63[W/(m·°C)]	室内側熱伝達率	: 9.3[W/(m ² ·°C)]
外壁の比熱	: 0.88[J/(kg·°C)]	外壁の日射吸収率	: 0.7[-]
外壁の比重	: 2200[kg/m ³]	故障発生時の室温	: 27[°C]
外壁の厚さ	: 0.15[m]	気象データ	: 標準気象データ新東京
室内の熱容量*	: 41.8[kJ/(m ³ ·°C)]	室内の発熱密度	: 100~1000[W/m ²]
室内容積	: 864[m ³]		

*室内に設置された機器の熱容量を考慮した、
室容量1m³当たりの熱容量

図5.6 計算モデル

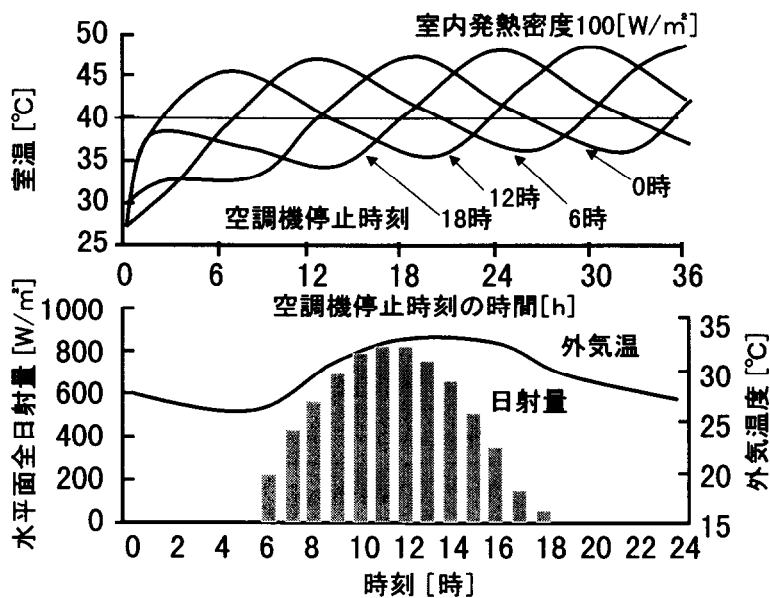


図5.7 空調機停止後の室温変化の計算例

初期条件として、 $t=0$ で $\theta_r = \theta_c$ を用い式(5.19)を解く。さらに、室温 θ_r が故障発生時の室温 θ_c から $t=T_d$ 時間後に許容温度 $\theta_{r,MAX}$ まで変化した場合、その温度差を $\Delta\theta = \theta_{r,MAX} - \theta_c$ とすると、許容修理時間 T_d と外気条件の関係は次式となる。

$$\theta_{so} = \theta_c + \frac{\Delta\theta}{1 - \exp\left(-\frac{W_s + W_v + N_c C_r}{Q_r} T_d\right)} - \frac{N_c (C_r \theta_{Br} - C_o \theta_{Bo}) + H_c}{W_s + W_v + N_c C_r} \quad (5.20)$$

$$\text{ただし、} \quad \theta_{so} = \frac{W_s \theta_s + (W_v + N_c C_o) \theta_o}{W_s + W_v + N_c C_r} \quad (5.21)$$

さらに、許容修復時間は式(5.20)の逆関数で求められ、外気条件 θ_{so} の関数となり次式で表される。

$$T_d = \frac{-Q_r}{W_s + W_v + N_c C_r} \ln \left\{ 1 - \frac{\Delta\theta}{\theta_{so} - \theta_c + \frac{N_c (C_r \theta_{Br} - C_o \theta_{Bo}) + H_c}{W_s + W_v + N_c C_r}} \right\} \quad (5.22)$$

ただし、 $0 \leq T_d < \infty$ のため以下の条件を満たさなければならない。

$$0 < 1 - \frac{\Delta\theta}{\theta_{so} - \theta_c + \frac{N_c (C_r \theta_{Br} - C_o \theta_{Bo}) + H_c}{W_s + W_v + N_c C_r}} \leq 1 \quad (5.23)$$

5.3.3 蓄熱設備の有効時間

除熱システムの故障後、蓄熱設備が作動し、 T_s 時間室温が設定室温が維持されている場合、蓄熱設備の熱量 H_s は次式で表される。

$$H_s = \left\{ W_s (\theta_s - \theta_c) + W_v (\theta_o - \theta_c) + N_c (C_r \theta_{Br} - C_o \theta_{Bo}) + H_c \right\} T_s \quad (5.24)$$

$$\text{ただし、} \quad N_c \left\{ C_r (\theta_{Br} - \theta_r) + C_o (\theta_o - \theta_{Bo}) \right\} + H_c = H_r - N_c H_A$$

$$H_c = H_r - N_c H_{BA}$$

式(5.21)と(5.24)から、蓄熱設備の有効時間 T_s は次式となる。

$$T_s = \frac{H_s}{(W_s + W_v) (\theta_{so} - \theta_c) + N_c (C_r \theta_{Br} - C_o \theta_{Bo}) + H_c} \quad (5.25)$$

ただし、 $0 \leq T_s < \infty$ の条件を満たさなければならない。

5.3.4 外気条件

外気条件 θ_{so} は、任意の故障に対し、故障の前後で変化しないものとして扱うこ

とし、式(5.21)を用い日平均値で定めた。建物の外壁に当たる日射は、外壁の方位、面積、日射吸収率などを考慮し、相当外気温度の日平均値とした。また、外気温度 θ_{so} は日平均値とした。一年分の標準気象データ^[55]から365個の外気条件 θ_{so} を求める。なお、故障が翌日以降に及ぶ場合でも、外気条件は故障発生日の平均温度が継続するものとする。

5.3.5 許容温度の超過確率

外気条件が θ_{so} の場合、故障発生後 $T_d + T_s$ に室温が許容温度を超過すると考えると、許容温度を超過する確率 P_c は、式(5.7)から次式で近似できる。ただし、 q は外気条件の確率密度と考える。また、修復時間および室温が許容温度を超過する時間は指数分布で表されるものとする。

$$P_c = \int_{-\infty}^{\infty} q \exp\left\{-\frac{T_d + T_s}{MTTR_c}\right\} d\theta_{so} \quad (5.26)$$

ここでは、外気条件が365個のデータとして得られているので、式(5.26)はさらに次式で近似できる。

$$P_c = \sum_{i=1}^{365} \exp\left\{-\frac{T_d + T_s}{MTTR_c}\right\} / 365 \quad (5.27)$$

除熱システム全体の不稼働率 U_T は、各故障パターン毎に故障率、平均修復時間、許容温度の超過確率を求め、式(5.18)から得られる。

5.4 計算精度の検討

前節に示した簡易計算法の計算精度を検証するため、精算法との比較を行った。精算法における室温の計算には差分法を用い、各故障につき故障後100時間^{註3)}まで0.25時間間隔で求めた。故障は年間(8760時間中)3時間毎^{註4)}(2920回)に発生したと仮定した。

検討は図5.6の条件で行い、室温が40℃を超過する確率を求め、結果を図5.8に示す^{註5)}。この結果、簡易計算法の値は、精算法と比較しやや大きな値となった。誤差は、壁体の熱貫流を定常熱伝導で扱ったこと、また、室温を指数関数1項の近似式と日平均の外気条件を用い算出していることなどが原因と考えられる。しかし、信頼性の評価としては、実用的な範囲と考えられる。

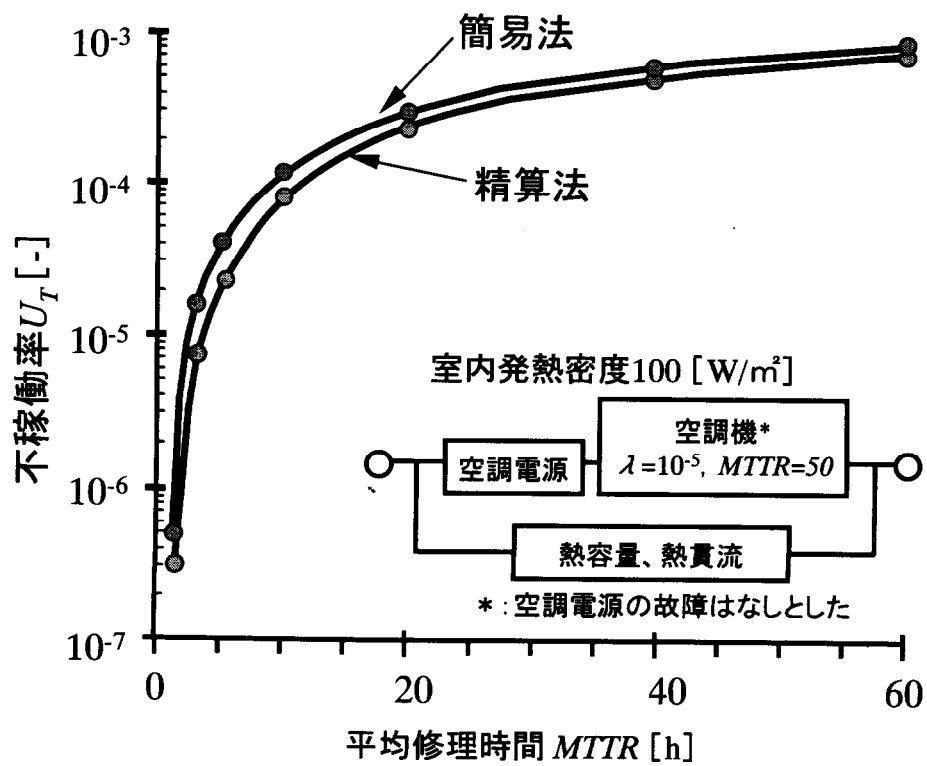


図5.8 簡易法と精算法の比較

室温計算の精度向上には、外壁の熱容量を考慮し、複数の質点で熱平衡式を立て算出する方法^[56]などもある。しかし、バックアップ設備の効果および空調機の冷却能力の変化を考慮しながら、簡易に除熱システムの信頼性を評価する本計算法は、各種方式の信頼性を評価する上で有効なものと考えられる。

5.5 除熱システムの信頼性の評価

除熱システムの信頼性を評価するため、機器構成を各種変化させ、除熱システムの不稼働率を求めた。なお、いずれの検討でも図 5.6 に示す建物条件を用いた。

5.5.1 空調機台数の影響

空調機台数と除熱システムの不稼働率の関係を検討するため、室内発熱密度をパラメータとし除熱システムの不稼働率を求め、図 5.9 に示す。その結果は、室内発熱密度が増加した場合でも、空調機台数の増加により信頼性を容易に確保できることを示している。一方、発熱密度の増加に伴い、空調機台数の増大による不稼働率の削減効果が見られなくなる。これは、除熱システム電源の信頼性がネックになっているためである。

5.5.2 室内発熱密度と不稼働率の関係

室内発熱密度と除熱システムの不稼働率の関係を明らかにするため、除熱システム電源の不稼働率をパラメータとし除熱システムの不稼働率を求め、結果を図 5.10 に示す。この結果、室内の発熱密度が小さな場合、除熱システム電源の不稼働率が大きくても除熱システムの信頼性を保てるが、発熱密度の増加に伴い除熱システムの不稼働率は増大し、最終的には除熱システム電源の不稼働率に収斂することがわかる。このことから、室内の発熱密度の増加に伴い、除熱システムの信頼性を維持するためには、空調機台数の確保のみならず、除熱システム電源の信頼性を確保することが重要といえる。

5.5.3 換気設備による不稼働率の低減効果

除熱システムの信頼性向上に対する換気設備の効果を評価するため、換気回数をパラメータとし除熱システムの不稼働率を求め、結果を図 5.11 に示す。その結果、

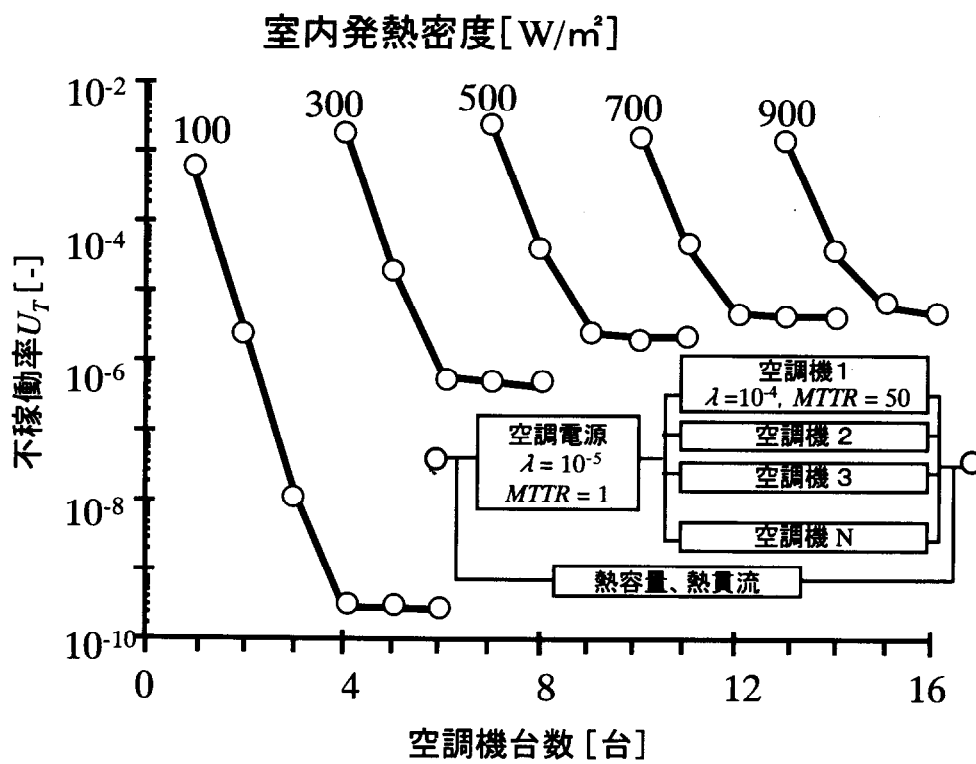


図5.9 空調機台数と不稼働率の関係

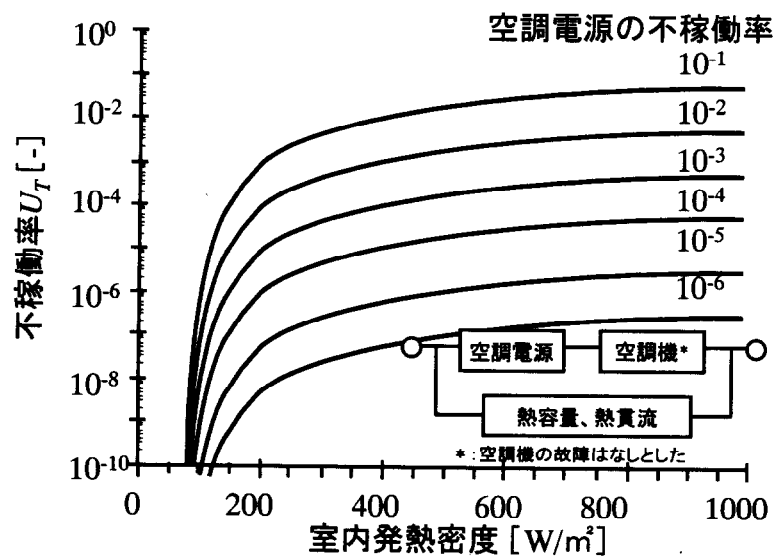


図5. 10 空調電源の不稼働率を変化させた場合の室内発熱密度と不稼働率の関係

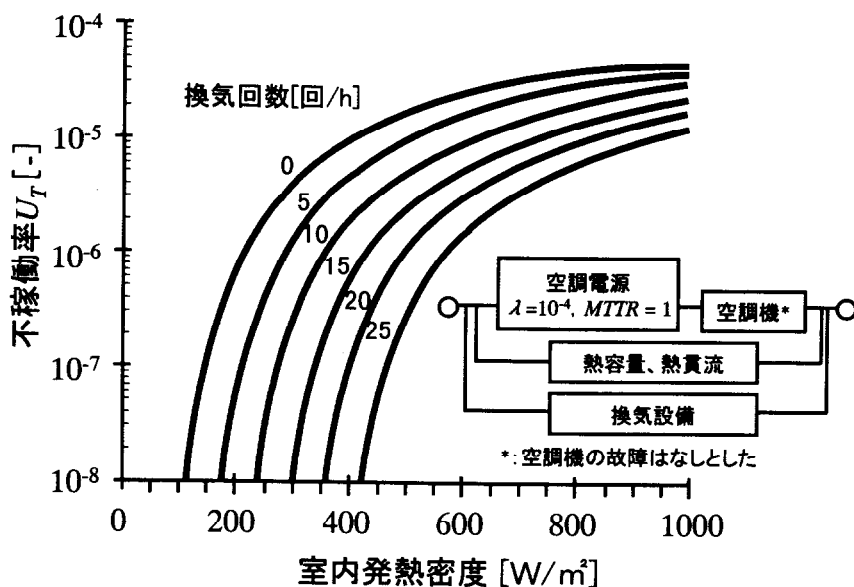


図5. 11 換気回数を変化させた場合の室内発熱密度と不稼働率の関係

換気回数を増加させることにより不稼働率は低下する。また、室内発熱密度が小さなほど不稼働率を減少させる効果があり、除熱システム電源の信頼性向上が困難な場合には有効な方式といえる。換気によるバックアップ方式は、換気設備の電源をバッテリーなどでのバックアップする必要がある。しかし、一般的に空調機の電源をバックアップするより電源の容量が小さくなるため、経済的にも有効な場合が多い方式といえよう。なお熱制御壁体は換気設備と同様に扱うことができる。

5.5.4 蓄熱設備による信頼性向上の効果

除熱システムの信頼性向上に対する蓄熱設備の効果を評価するため、蓄熱時間をパラメータとし除熱システムの不稼働率を求め、結果を図5.12に示す。この結果、蓄熱容量の増大により不稼働率は減少するが、除熱システムの不稼働率を大幅に減少させるには、室内の熱負荷を数時間分冷却できるだけの蓄熱容量が必要となる。

5.5.5 温度による空調機冷却能力の変化を考慮した場合の影響

空調機の冷却能力が室温および外気温により変化することを考慮した場合と、考慮しなかった場合の双方について評価するため、室内の発熱密度を変化させ、同じ信頼性を確保するのに必要な空調機台数を求めた。計算結果から空調機台数の比率を求め図5.13に示す。この結果、室内の発熱量（設置する空調機台数）が大きな程、冷却能力の変化を考慮した場合の空調機台数の比率が小さくなる。このことから、温度による空調機冷却能力の変化を考慮することにより、同じ信頼性を確保するための建設費が安価になることがわかる。

5.6 本章のまとめ

高発熱機器室における、除熱システムの信頼性に関し検討した結果、以下の結論が得られた。

- 1) 高発熱機器室内に設置される機器の熱容量、空調機の冷却能力の変化、各種バックアップ設備を考慮しながら、除熱システム停止後に室温が許容温度を超過する確率を求める計算方法を示し、この計算方法が十分な計算精度をもつことを検証した。

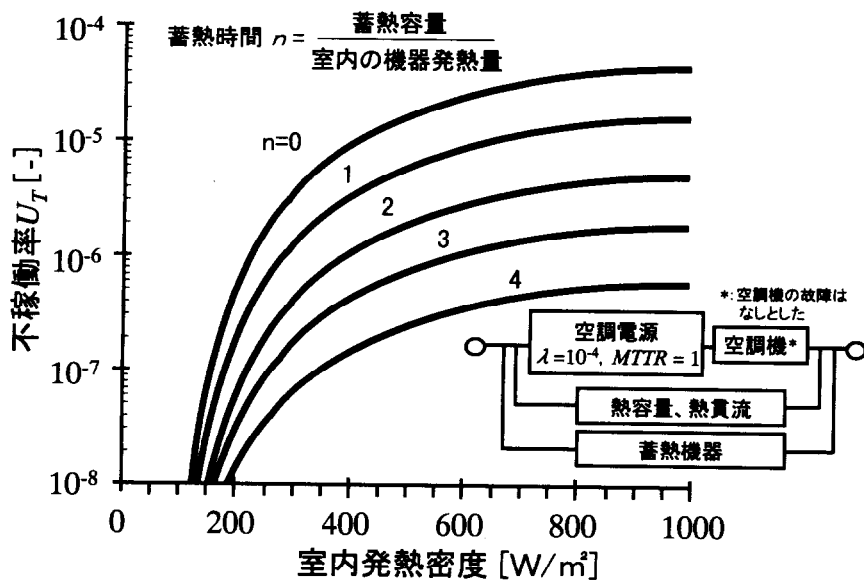


図5. 12 蓄熱量を変化させた場合の室内発熱密度と不稼働率の関係

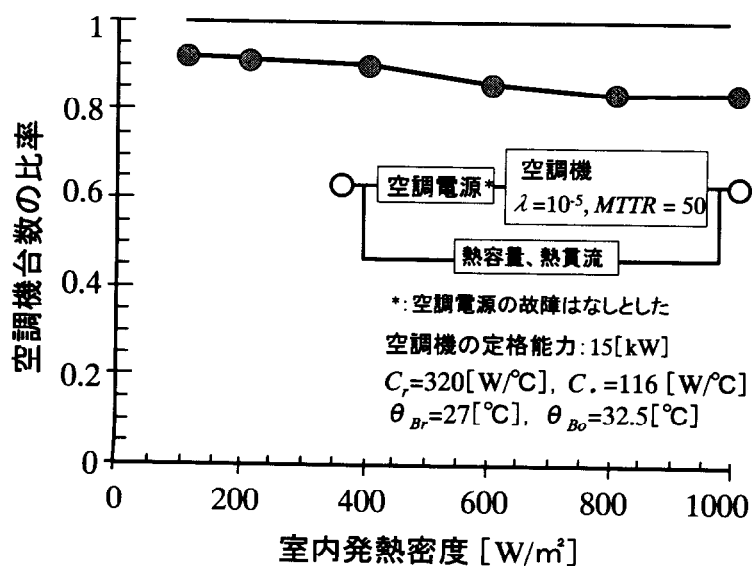


図5. 13 温度による空調機冷却能力の変化を考慮した場合の空調機台数の比

- 2) この計算方法によるシミュレーションの結果、室内発熱密度が増加した場合でも、 n out of $N(G)$ 系で構成された空調機の冗長度を増すことにより、信頼性が向上する。また、室内発熱密度の増加に伴い、除熱システムの不稼働率は、除熱システム電源の不稼働率に収斂する。このことから、高発熱機器室において、除熱システムの信頼性を確保するには、室内発熱密度を低く押さえること、空調機の冗長構成をとること、除熱システム電源の信頼性向上を図ることの3点が除熱システムの信頼性を向上する方法といえる。
- 3) 高発熱機器室において、除熱システムの信頼性を向上させる方法として、換気設備、蓄熱設備の効果を定量的に示した。この結果、これらの方式は除熱システムの信頼性向上に有効といえる。
- 4) 温度により空調機の冷却能力が変化することを考慮すると、同じ信頼性を確保するのに必要な空調機台数は少なくなり、建設費が安価となる。

注

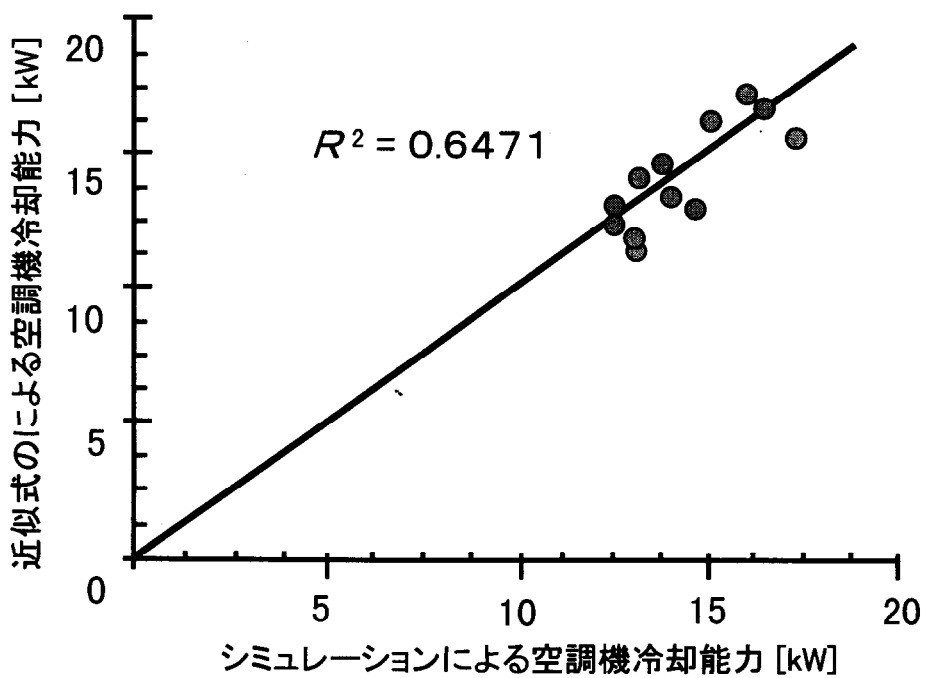
- 1) 空調機の冷却能力を式(5.1)で近似することによる誤差を評価するため、空調機のシミュレーションの結果と式(5.1)で求めた結果を図5A.1に示す。この結果、式(5.1)の近似式の結果は空調機の空調機のシミュレーション結果と比較し約±10%の範囲に収まることが確認できた。
- 2) 故障発生後、許容修理時間 T_d 以上経過した時点で、はじめて故障と見なす場合、不稼働率 U は次式で表される。なお、 $g(t)$ は修復時間の確立密度、 $MTBF$ は平均故障間隔、 $MTTR$ は平均修復時間を表している。

$$U = \frac{\int_0^{\infty} dg(t) \int_{T_d}^{\infty} (t - T_d) dg(t)}{MTBF + MTTR \int_{T_d}^{\infty} dg(t)} \quad (5A.1)$$

式(5A.1)の右辺第1項は故障の発生頻度であり、第2項は故障状態の平均時間長である。式(5A.1)を整理し本文の式(5.2)が得られる^[54]。

$$U = \frac{\int_{T_d}^{\infty} (t - T_d) g(t) dt}{MTBF + MTTR} \quad (5.2)$$

- 3) 故障はランダムに発生するとした場合、精算法において、年間の故障発生頻度を高くして計算することは計算精度向上につながる。しかし、本検討では、計算時間を短縮するため3時間毎に故障が発生し、各故障が100時間継続したと想定し、



高発熱機器室冷却装置サービスマニュアル、ダイキン工業、1995.9による

図5A. 1 空調機冷却能力の比較

除熱システムの不稼働率を算出した。

- 4) 修復時間は一般に対数正規分布に乗ることが知られている^[44]。すなわち、平均修復時間 $MTTR$ 以上の修復時間を要する故障は故障件数から見ればごく少ない。ここで主に検討しているパッケージ型空調機の平均修復時間を 50 時間と想定していることから、室温の超過確率の計算においては、修復時間が平均修復時間の 2 倍 ($MTTR \times 2$) 以上の故障を無視することとした。
- 5) 空調機の冷却能力は、式(5.1)に示すように外気温度および室温により変化する。しかし、精算法と簡易法の比較は、外壁の熱的な取り扱いの違いによる影響の評価を主眼としていること、また、室温が空調機の冷却能力に与える影響は約 2% /℃程度で大きな誤差の要因と考えにくいことの原因から、空調機の冷却能力の違いを考慮せず、空調機台数を 1 台とした。

第 6 章 結論と今後の課題

6.1 結論

マルチメディア時代を迎えて、情報通信サービスが多様化し、これに伴って情報通信機器の消費電力量が増加しつつある、この増加するエネルギー消費を抑制するためには情報通信機器そのものの省電力化と共に、情報通信機器からの発熱を除去する除熱システムの省エネルギー化が大きな課題である。

そこで、除熱システムに要求される性能について整理した。情報通信機器のための除熱システムには、エネルギー費用削減、エネルギー資源保護、地球環境保護をはかるため機能、高発熱化する情報通信機器を年間をとおして除熱するための機能、情報通信機器の動作を保証する温度環境を常に維持する高い信頼性、潜熱（水分）の発生がない情報通信機器のための顕熱のみの除熱機能、外気が有する塵埃・有害ガスが外壁や換気口から入らないようにする機能、保守稼働の少ない方式、経済性などが必要である。

一方、高発熱機器室の省エネルギー除熱システムとしては、間接外気冷房装置、熱通過率可変の外壁（熱制御壁体）、直接外気冷房装置、蓄熱材、燃料電池システム、エンジン・コージェネレーション・システム、空調機高効率運転等がある。

ここではこれらの既往の研究について調べ、省エネルギー除熱システムとして上記の要求条件を満足すると共に、これまで十分研究が行われていない空調機に組み込んだ間接外気冷房装置、熱制御壁体、燃料電池排熱利用の研究を行った。

空調機に組み込んだサーモサイフォンを利用する間接外気冷房装置の研究では、無人の可搬型通信機器収容箱の除熱を行うための間接外気冷房と圧縮冷凍サイクルの両方の機能を持つ空調機について、冷却性能と、この空調機を含む可搬型通信機器収容箱の除熱システムの信頼性について検討を行った。

熱制御壁体は、室内の熱を屋外へ放散したり屋外の熱を室内に取り入れたいとき熱抵抗を小さくし、室内の熱を屋外へ放散したくないときや屋外の熱の侵入を遮断したいとき熱抵抗を大きくすることにより、除熱用エネルギーを大幅に低減できる建物外壁で、上記の間接外気冷房装置の研究を発展させたものである。本研究では、その構成と動作、熱制御壁体方式の比較、性能シミュレーション方法、屋外実験結果について示した。

間接外気冷房装置や熱制御壁体の研究では、高発熱機器室で使用される電気エネルギーを削減する手法を示したが、この電気エネルギーは発電効率を考慮すると全投入エネルギーの約35%程度が電気エネルギーに変換されているに過ぎない。従って、エネルギー問題、地球環境問題に貢献するには、大本の投入エネルギーをより効率よく使用することが必要である。

そこで、化学エネルギーを直接電気エネルギーに変換するため、他の発電方式に比較して高い発電効率を得られ、部分負荷時にも高効率を維持でき、また大気汚染物質の排出が少なく地球環境保護の点でも優れている燃料電池からの排熱を、除熱システムの熱源に利用する研究を行った。これにより総合エネルギー効率が高められ、地球環境保護に貢献することができる。ここでは、実用化に近づきつつあるリン酸型燃料電池からの排熱を効率よく回収して除熱システムの熱源に用いるため、電池冷却水系についてはシミュレーションと実験により、排ガス系については燃料電池内の化学反応式に基づいたシミュレーションにより検討を行った。

除熱システムが故障により停止した場合には、情報通信機器からの発熱により室温が上昇し、情報通信機器の許容温度を超える可能性がある。しかし、室温は、建物の外壁や情報通信機器の熱容量の影響を受け時間の経過と共に徐々に上昇するため、除熱システムが停止しても、室温が許容温度を超過する前に修復が完了すれば、情報通信機器に影響を与えることはない。そこで、除熱システム停止後の温度変化を考慮した除熱システムの簡便な信頼性評価方法の検討を行った。

これらの検討により得られた結論を以下に示す。

- 1) 間接外気冷房装置の室内側熱交換器のファンを運転した状態で、屋外側熱交換器のファンを停止しても、屋外ファン運転時の80%の冷却能力が生じるため、サーモサイフォン回路に自然循環を制御する機構が必要である。
- 2) 間接外気冷房装置は、可搬型通信機器収容箱の除熱システムが除去しなければならない熱量の40~50%を除去できることをフィールドテストにより明らかにした。
- 3) 可搬型通信機器収容箱において、間接外気冷房装置を組込んだ空調機、収容箱の断熱性能、バッテリーによって駆動する直流電源ファンにより構成される除熱システムの信頼性は、通信システムが求めるレベルにできる。
- 4) 熱制御壁体の方式としては、密閉したループ配管に冷媒の液と蒸気を封入し、2つの熱交換器の設置位置に高低差をもたせた方式は、他の方式に比較して熱

性能が優れている。高発熱機器を収容する建物には、熱を一方向にしか伝えないが熱性能が優れているこの方式が適している。

- 5) 熱制御壁体の熱性能は、室内外温度差・日射量・風速の影響を受けるが、その影響を熱制御壁体の設計仕様から求めることができる。
- 6) 熱制御壁体を実際の建物に適用した結果、除熱システムとして安定に動作すること、実測結果に基づき省エネルギー効果を分析したところ、30～50%の省エネルギー効果のあることが明らかになった。
- 7) 燃料電池の電池冷却水系については、電池冷却部分、燃料ガス予熱器、熱回収用熱交換器および水蒸気分離器の動特性を、一つの等価な単一集中定数モデルで十分良好に近似し得ることを実験により示した。
- 8) 燃料電池の電池冷却水系から直接熱回収する場合、負荷側熱交換器の凝縮水出口弁を操作することによって水蒸気分離器を圧力制御する方法は、水蒸気分離器の圧力（温度）を精度良く一定に保つことが可能であり、また負荷熱交換器内の圧力を定常的に高圧に保つことができることをシミュレーションにより明らかにした。
- 9) 燃料電池の電池冷却水系から間接熱回収する場合の熱回収用熱交換器については、二次側に分布定数モデルを適用することにより、その動特性を良好に表すことができる。
- 10) 燃料電池冷却系の設計および温度制御、あるいは熱回収系の計画に、ここで提案したモデルを適用しやすくするために、熱回収用熱交換器の二次側に重み付き残差法による近似集中定数モデルを適用した。この結果、このモデルは電池冷却水系の動特性を十分良好に表し得ることを確認した。
- 11) 燃料電池の排ガス系は、出口温度が低いほど熱回収量が増加し、排ガス出口温度が65℃付近以下では、65℃付近以上と比較して水蒸気が凝縮することで熱回収量が激増することをシミュレーションにより明らかにした。
- 12) 燃料電池の排ガス系の排熱を利用して吸収式冷凍機による除熱を行う場合、改質器からの燃焼排ガスと空気極からの排ガスを分離して、しかも、吸収式冷凍機の冷却水温度に応じた最適な熱回収温度で熱回収することにより、年間の累積冷却能力を高められることをシミュレーションにより示した。
- 13) 高発熱機器室内に設置される機器の熱容量、空調機の冷却能力の変化、各種バックアップ設備を考慮しながら、除熱システム停止後に室温が許容温度を超過

する確率を求める計算方法を示し、この計算方法が十分な計算精度をもつことを検証した。

- 14) この計算方法によるシミュレーションの結果、室内発熱密度が増加した場合でも、 n out of $N(G)$ 系で構成された空調機の冗長度を増すことにより、信頼性が向上する。また、室内発熱密度の増加に伴い、除熱システムの不稼働率は、除熱システム電源の不稼働率に収斂する。このことから、高発熱機器室において、除熱システムの信頼性を確保するには、室内発熱密度を低く押さえること、空調機の冗長構成をとること、除熱システム電源の信頼性向上を図ることの3点が除熱システムの信頼性を向上する方法といえる。
- 15) 高発熱機器室において、除熱システムの信頼性を向上させる方法として、換気設備、蓄熱設備の効果を定量的に示した。この結果、これらの方式は除熱システムの信頼性向上に有効といえる。
- 16) 温度により空調機の冷却能力が変化することを考慮すると、同じ信頼性を確保するのに必要な空調機台数は少なくなり、建設費が安価となる。

6.2 今後の課題

第2章、第3章で研究を行った間接外気冷房や熱制御壁体で使用した冷媒はフロン系冷媒である。冷媒は密閉した回路内で使用し、圧縮冷凍サイクルのように冷凍機油と混合する必要もないため、大気への放散は少なく、回収して再利用することも容易である。しかし、今後の地球環境問題を考慮すると、オゾン層破壊係数や地球温暖化係数がゼロかきわめて小さい炭化水素系冷媒やアンモニア冷媒などの利用に向けた研究を進めてゆくべきである。

第3章で屋外実験および実大規模による性能測定を行った熱制御壁体は、室内側をファンコイルユニットで構成したため、外気温が低下して冷媒温度が下がり室内側熱交換器で結露した場合でも、結露水をドレンパンに集めて容易に排水することができる。しかし、室内側を熱交換パネルで構成するような場合には、熱交換パネル表面に結露センサを備え、結露を検知した場合には熱制御壁体の冷媒の循環を停止するような結露対策を検討する必要がある。また熱制御壁体は、高発熱機器（情報通信機器）を収容するビルの外壁に適用したが、可搬型通信機器収容箱の外壁パネルとして用いるための研究も行われるべきである。とくに国内外の商用電源供給のない地域などで太陽電池などで電源供給を行うような場合には、ほとんど動力を

用いずに除熱が行える熱制御壁体が有効である。また情報通信機器が要求する環境条件が緩和されれば、間接外気冷房や熱制御壁体のみで（圧縮冷凍サイクルを使用せずに）除熱が行えるようになる。

リン酸型燃料電池については、燃料電池の信頼性・経済性向上による普及にともなって、第4章で示した排熱利用の研究の成果が活用されてゆくものと信じる。また燃料電池の排ガスから熱回収を行う性能の良いガス・水熱交換器の研究開発も待たれる。

除熱システムの信頼性検討では、除熱システムを構成する機器の故障データの継続的収集が必要である。

謝辞

本論文をまとめるにあたり、終始ご指導ご助言を賜った東京工業大学工学部小林彬教授に心から感謝致します。また東京工業大学戸倉和教授、藤井修二教授、香川利春教授、佐藤勲助教授に貴重なご助言とご指導を頂きました。ここに深く感謝致します。東京工科大学山浦富雄教授、株式会社N T Tファシリティーズ中尾正喜担当部長には研究テーマの設定、研究論文のまとめ方についてご指導とご鞭撻を頂きました。心より感謝致します。

本論文の間接外気冷房装置の研究にあたっては、日本メックス株式会社松浦房次郎取締役研究開発部長（当時日本電信電話公社研究専門調査役）のご指導を、熱制御壁体の研究にあたっては株式会社N T Tファシリティーズ実川博史担当部長、中北英孝担当課長に、燃料電池の研究にあたっては、株式会社N T Tファシリティーズ植草常雄主任研究員、須藤勇担当課長に、除熱システムの信頼性の研究では北海道大学羽山広文助教授（当時 株式会社N T Tファシリティーズ主幹研究員）に指導、協力を頂きました。ここに記して感謝致します。

本論文とりまとめにあたりご高配とご支援を頂きました株式会社N T Tファシリティーズ久住呂昭彦取締役研究開発部長、江口則男担当部長、高草木明担当部長に感謝致します。また同社研究開発部M M & I B 推進部門（当時マルチメディアI B 推進室）の皆様には、多忙な業務の中、論文をまとめるにあたりご理解とご支援を頂きました。ここに改めて感謝致します。

平成11年3月 大島一夫

参考文献

- [1] NTT 技術ジャーナル、Vol.34、No.197、pp.8、1996
- [2] 大島一夫：複合壁体を用いた建物の省エネ効果、建築技術、No.428、pp.127～132、1987
- [3] 飯塚哲哉：IP時代のシステム LSI 開発とデザインハウスの役割、電子材料、工業調査会、pp.59～63、1998
- [4] 菅野卓雄：集積回路応用ハンドブック、朝倉書店、pp.729～730、1981
- [5] Weiss Technik GMBH：Twin Air-Conditioning Unit、Leaflet-No. RK4.0.0.19/E15854-15852
- [6] Stulz GMBH：Computer-Room Systems by Stulz
- [7] ATE Klimatechnik GMBH：Twin Air-Conditioning Unit、Leaflet mit directer und indirecter Freier Kuhling sowie Kondensatorwarmeruckgewinnung
- [8] ダイキン：コンピュータ室用パッケージエアコンカタログ
- [9] 三菱電機：コンピュータ室用パッケージエアコンカタログ
- [10] W.G.Brown：Equipment Cooling for Modernization、British Telecommunications Engineering、Vol.2、Jan.、1984
- [11] Peter Schmidt：Air-conditioning in Telecom Installations with lowest Energy Consumption、Proc. of INTELEC、1987
- [12] D.Watts：Keeping cool with System X、British Telecom Journal、Winter 1982/83
- [13] 蓄熱・増熱技術編集委員会：蓄熱・増熱技術、pp.4～5、1985
- [14] 清水良亮、安達政人、坂本健一、中崎良一、水口和馬：電気通信におけるガスエンジンを使ったコージェネレーションシステム、コージェネレーションシンポジウム'92（第8回）、日本コージェネレーション研究会、pp.217～224、1992
- [15] 荒賀佳美、酒井修、金石暁：コージェネレーションの導入事例について、NTTファシリティーズジャーナル、Vol.34、No.202、pp.28～30、1997
- [16] 中尾正喜、植草常雄、河合素直：年間冷房空調機の高効率制御（第1報）、空気調和・衛生工学会論文集、No.59、pp.83～93、1995
- [17] 中尾正喜、植草常雄、河合素直：年間冷房空調機の高効率制御（第2報）、空気調和・衛生工学会論文集、No. 60、pp. 29～37、1996
- [18] 冷媒配管マニュアル編集委員会：新しい冷媒配管マニュアル、産調出版、1990
- [19] 大島一夫、実川博史：通信装置用空調システムの信頼度の検討、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.197～200、1989
- [20] T.W.McDoald、K.S.Hwang、R.Diciccio and A.F.M.Ali：Part 1～3、ASHRAE Trans.、Vol. 83、Pt. 2、pp. 250～287、1977
- [21] 国岡計夫、寺本豊和、佐藤博明、原淳、城尾和男、伊藤純一：サーモサイフォンによる熱水輸送技術の研究開発、日本鋼管技報、No.103、pp.11～23、1984

- [22] 中尾正喜、大島一夫：熱制御壁体の検討（その1）、空気調和・衛生工学会学術講演会論文集、pp. 181～184、1982
- [23] 中尾正喜、大島一夫：熱制御壁体の検討（その2）、空気調和・衛生工学会学術講演会論文集、pp.185～188、1982
- [24] 大島一夫、実川博史：熱制御壁体の検討（その3）、空気調和・衛生工学会学術講演会論文集、pp.681～684、1984
- [25] 大島一夫、実川博史：熱制御壁体の検討（その4）冷却能力の測定、日本建築学会大会学術講演梗概集、pp.733～734、1984
- [26] 実川博史、中尾正喜、大島一夫、羽山広文：熱制御壁体の検討（その5）外壁パネル裏面の放熱性について、日本建築学会大会学術講演梗概集、pp.553～554、1986
- [27] 松村帝男、埋橋英夫：フィン形熱交換器の熱貫流率の解析、日立評論、Vol.45、No. 5、pp.130～134、1963
- [28] 日本機械学会：伝熱工学資料、pp.128～129、丸善、1989
- [29] 建築学大系編集委員会：建築学大系、8巻、pp.356～357、彰国社、1974
- [30] 日本機械学会：伝熱ハンドブック、pp.214、丸善、1993
- [31] 中北英孝、中尾正喜、大島一夫、実川博史：熱制御壁体の検討（その4）、空気調和・衛生工学会学術講演会論文集、pp.161～164、1989
- [32] 高橋武彦：燃料電池、共立出版、1992
- [33] 大島一夫、中尾正喜、須藤勇、植草常雄、石沢真樹：燃料電池排熱利用空調システムの検討（その2）システム構成、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.221～224、1993
- [34] 大島一夫、植草常雄、安達博、河合素直：燃料電池熱エネルギー回収技術の検討（その4）電池冷却水高温水熱回収の検討、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.1189～1191、1992
- [35] 石渡崇行、大島一夫、植草常雄、安達博、河合素直：燃料電池熱エネルギー回収技術の検討（その5）電池冷却水高温水熱回収制御系の検討、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.1193～1196、1992
- [36] 江草由隆、安達博、植草常雄、大島一夫、石沢真樹、河合素直：燃料電池熱エネルギー回収技術の検討（その10）電池冷却水系の排熱を回収する際の制御方法について、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.413～416、1994
- [37] 安達博、大島一夫、植草常雄、石沢真樹：燃料電池排熱利用空調システムの検討（その4）50kW燃料電池・排熱利用吸収式冷凍機接続試験結果、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.229～232、1993
- [38] 光田憲朗、大谷徹：燃料電池の概要と現状、電気設備学会誌、Vol.18、No.5、pp.322～325、1998
- [39] 羽山広文、三瓶実、中尾正喜、渡辺均、四宮光文：空調設備の信頼性設計方法の検討（その1空調設備の信頼度簡易計算方法）、空気調和・衛生工学会学術講演会論文集、

- pp. 1005～1008、1991
- [40] 三瓶実、羽山広文、中尾正喜、渡辺均、四宮光文：空調設備の信頼性設計方法の検討（その2バックアップ機器の効果）、空気調和・衛生工学会学術講演会論文集、pp. 1009～1012、1991
 - [41] 市田蒿：改訂 保全性工学入門、日科技連、1984
 - [42] 三根久、河合一：信頼性・保全性の数理、朝倉書店、1982
 - [43] 松浦房次郎、松島修：建築設備の信頼性（1）～（4）、空気調和・衛生工学、Vol. 60、No.7～ No.10、1986
 - [44] 高草木明：空調機の信頼度・保全度調査研究、日本建築学会計画系論文報告集、第436号、pp.1～9、1992
 - [45] 高草木明：状態基準予防保全の信頼性向上効果と経済性の分析、日本建築学会計画系論文報告集、第441号、pp.43～52、1992
 - [46] 佐々木正文、小林博文、柳繁：許容修理時間のあるシステムのアベイラビリティ、電子通信学会技術研究報告（信頼性）、Vol.84、No.236、R84-47、pp.19～24、1984
 - [47] Lindman, P. and Wolpert, T. :The Reliability of Power and Cooling Equipment, Ericsson Review, No.3, pp.94～104, 1986
 - [48] 松浦房次郎、佐々木隆：空調装置の多重化に関する検討（その1）、空気調和・衛生工学会学術講演会論文集、pp.297～300、1976
 - [49] 松浦房次郎、佐々木隆：空調装置の多重化に関する検討（その2）、空気調和・衛生工学会学術講演会論文集、pp.85～88、1978
 - [50] 松島修、末永徹夫、大島一夫：通信機室における空調装置の信頼度設計法、空気調和・衛生工学会学術講演会論文集、pp.94～104、1984
 - [51] Y. Koizumi, K. Yotsumoto, H. Hayama, S. Furubo : Design Considerations of Power Systems for the Air Conditioner Used in Telecommunication Networks, Proc. of INTELEC, pp.410～415、1991
 - [52] 藤木正也、塩見弘：エレクトロニクスにおける信頼性、電気通信学会、1978
 - [53] 中尾正喜、羽山広文：高発熱通信機械室用空調システムの開発、空気調和・衛生工学会、Vol.64、No.12、pp.63～71、1990
 - [54] 四宮光文、能條哲：故障時間長さをパラメータとした信頼性の評価尺度の一検討、電子情報通信学会春期全国大会、A-171、p.1-171、1989
 - [55] 松尾陽ほか：空調設備の動的熱負荷計算入門、建築設備技術者協会、1980
 - [56] 羽山広文、木下学、中尾正喜：高発熱通信機械室用空調システムの信頼度の検討（その2）、日本建築学会学術講演梗概集、pp.977～978、1994

印刷論文リスト

- [57] K.Ohshima : Heating and Cooling for a Container Hut Telephone Exchange,
Proc. of INTELEC、 pp.125~131、 1983 (第2章)
- [58] M. NAKAO, K. OHSHIMA, H. JITSUKAWA : Thermal Control Wall Prototype and
Test Results、 ASHRAE Trans.、 Vol.92、 Part 2A、 pp.111~120、 1986
(第3章)
- [59] Kazuo OSHIMA、 Tsuneo UEKUSA、 Masahiro ICHIMURA、 Tohru KOYASHIKI、
Heat Recovery from Fuel Cell Exhaust Gas for Cooling Telecom. Equipment、
IEICE Trans. COMMUN.、 Vol.E75-B、 pp.1119~1125、 1992 (第4章)
- [60] Isamu SUTOH、 Kazuo OHSHIMA、 Hirofumi HAYAMA、 Masaki NAKAO、 and
Ryoichi OKADA : Configuration and Reliability of an Air-conditioning System
for Telecommunications Systems that uses the Heat Dissipated from Fuel
Cells、 Proc. of INTELEC、 pp.190~195、 1993 (第4章)
- [61] Kazuo OSHIMA、 Masaki NAKAO、 Takashi YAMASHITA、 and Katsuichi
YOTSUMOTO : Advanced Telecommunications Air Conditioning Systems in the
Multimedia Era、 Proc. of INTELEC、 pp.14~21、 1994 (第1章)
- [62] Shisei WARAGAI、 Tsuneo UEKUSA、 Kazuo OSHIMA : Characteristics of an
Absorption Refrigerator Driven by Fuel Cell Exhaust Heat and Used for
Telecommunications Equipment Cooling、 Proc. of INTELEC、 pp.204~210、 1994
(第4章)
- [63] 菅野直紀、石渡崇行、河合素直、大島一夫、植草常雄、安達博、石沢真樹 : リン酸型
燃料電池冷却系の動特性に関する検討、日本機械学会論文集(C編)、Vol. 60、No. 573、
pp. 111~115、 1994 (第4章)
- [64] 羽山広文、大島一夫、高草木明、松島修 : 空調機停止後の室温変化を考慮した空
調設備の信頼性評価に関する研究、日本建築学会計画系論文集5月号、No.507、pp.71
~78、 1998 (第5章)
- [65] 大島一夫、中尾正喜、山浦富雄 : 熱通過率可変の外壁(熱制御壁体)の性能シミュレ
ーション方法と実験、空気調和・衛生工学会論文集7月号、1999 (第3章)

本論文に関連する特許

- (1) 大島ほか：特願昭 55-181252、 室温制御用熱整流壁体
- (2) 大島ほか：特願昭 56-112791、 熱制御パネル装置
- (3) 大島ほか：特願昭 58-89663、 熱制御パネル装置
- (4) 大島ほか：特願昭 58-93698、 吸放熱用カーテンウオール
- (5) 大島ほか：特願昭 59-37348、 熱制御屋根
- (6) 大島ほか：特願昭 59-58481、 吸放熱用カーテンウオール
- (7) 大島ほか：特願平 2-262859、 燃料電池
- (8) 大島ほか：特願平 2-262861、 吸収式冷凍装置とその制御方法
- (9) 大島ほか：特願平 2-275950、 低温度冷却媒体対応型吸収式冷凍装置とその制御方法
- (10) 大島ほか：特願平 2-280809、 燃料電池冷却システムとその制御方法
- (11) 大島ほか：特願平 2-280810、 燃料電池
- (12) 大島ほか：特願平 2-289284、 燃料電池用水素ガス貯蔵・冷却システムとその制御方法
- (13) 大島ほか：特願平 3-24381、 燃料電池排ガス系熱回収装置とその制御方法
- (14) 大島ほか：特願平 3-94688、 燃料電池および排ガス系熱回収方法
- (15) 大島ほか：特願平 3-173557、 燃料電池
- (16) 大島ほか：特願平 3-173558、 燃料電池発電システム
- (17) 大島ほか：特願平 3-240877、 燃料電池用凝縮器
- (18) 大島ほか：特願平 3-309636、 燃料電池・冷凍機一体システムとその制御方法
- (19) 大島ほか：特願平 4-104127、 燃料電池排熱利用システムとその制御方法
- (20) 大島ほか：特願平 4-159107、 燃料電池冷凍機一体システム装置
- (21) 大島ほか：特願平 4-193567、 燃料電池発電システム
- (22) 大島ほか：特願平 4-193568、 燃料電池システム
- (23) 大島ほか：特願平 4-210476、 燃料電池用直接接触式熱交換器
- (24) 大島ほか：特願平 4-241111、 燃料電池
- (25) 大島ほか：特願平 4-241112、 燃料電池
- (26) 大島ほか：特願平 4-313471、 燃料電池吸収式冷凍機接続システム
- (27) 大島ほか：特願平 5-227356、 燃料電池用直接接触式熱交換器
- (28) 大島ほか：特願平 6-31342、 吸収式冷凍機