



HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	潜頭分離空調方式の効率向上と計画手法に関する研究
Author(s)	木幡, 悠士
Degree Grantor	北海道大学
Degree Name	博士(工学)
Dissertation Number	甲第13217号
Issue Date	2018-03-22
DOI	https://doi.org/10.14943/doctoral.k13217
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/69422
Type	doctoral thesis
File Information	Yuji_Kohata.pdf



博士論文

潜顕分離空調方式の効率向上と 計画手法に関する研究

Study on planning method and efficiency improvement of latent and
sensible heat separation air conditioning system

2018 年 2 月

北海道大学大学院工学院

空間性能システム専攻

木幡 悠士

目次

第1章	序論.....	1
1.1.	潜頭分離空調方式に関連する近年の空調動向と背景.....	1
1.1.1.	省エネルギーへの関心の高まりと課題.....	1
1.1.2.	負荷の消費形態の変化.....	2
1.2.	潜頭分離空調方式の特徴および課題.....	5
1.2.1.	冷却除湿の問題への対応.....	5
1.2.2.	快適な温湿度環境の達成.....	6
1.3.	潜頭分離空調方式を構成する空調要素技術.....	7
1.3.1.	放射空調方式.....	7
1.3.2.	タスク・アンビエント方式.....	7
1.3.3.	デシカント空調機.....	8
1.3.4.	データセンター用高顕熱空調機.....	11
1.4.	既往の研究.....	12
1.4.1.	放射空調に関する既往の研究.....	12
1.4.2.	タスク・アンビエント方式に関する既往の研究.....	13
1.4.3.	オフィス向けパッケージデシカント空調機・潜頭分離空調方式に関する既往の研究.....	14
1.4.4.	データセンター向け外気冷房システムの省エネルギー化に関する既往の研究.....	15
1.5.	本研究の目的と本論文の構成.....	15
第2章	データセンター向け間接外気冷房型パッケージ空調機の性能評価.....	18
2.1.	はじめに.....	18
2.2.	冷媒ポンプ併用型パッケージ空調機の特徴.....	18
2.2.1.	圧縮サイクルとポンプサイクルの切替機能.....	18
2.2.2.	機器仕様.....	20
2.3.	冷媒ポンプ併用型パッケージ空調機の省エネルギー評価.....	22
2.3.1.	消費電力量削減効果.....	22
2.3.2.	機器の高顕熱性能によるエネルギー消費量の違い.....	25
2.4.	本章のまとめ.....	27
第3章	全空気式放射空調を用いた潜頭分離空調方式の評価.....	28
3.1.	はじめに.....	28
3.2.	膜放射ユニットについて.....	28
3.2.1.	特徴.....	28

3.2.2.	材質・構成.....	29
3.3.	空調システム概要.....	30
3.3.1.	想定する空調システム.....	30
3.3.2.	実験システム.....	31
3.4.	基本空調特性の検証実験.....	34
3.4.1.	実験条件.....	34
3.4.2.	実験結果.....	35
3.5.	快適性能の検証実験.....	39
3.5.1.	実験条件.....	39
3.5.2.	実験結果.....	41
3.6.	本章のまとめ.....	43
第4章	潜顕分離空調方式を導入したオフィスの運転状況評価.....	44
4.1.	はじめに.....	44
4.2.	分析概要.....	45
4.2.1.	対象範囲とシステム概要.....	45
4.2.2.	熱処理量の検討.....	49
4.3.	各機器の潜熱・顕熱処理量の分析結果.....	51
4.3.1.	日別熱処理量の分析.....	51
4.3.2.	月別熱処理量分析.....	53
4.3.3.	一日の潜顕熱処理量の推移.....	56
4.4.	空調機器別運転特性.....	61
4.4.1.	FCU の運転特性	61
4.4.2.	DCA の運転特性	62
4.4.3.	PAC の運転特性	67
4.5.	本章のまとめ.....	71
第5章	潜顕分離空調方式の省エネルギー評価.....	72
5.1.	はじめに.....	72
5.2.	低発熱量オフィスにおける空調負荷処理量の分析.....	73
5.2.1.	建物モデルおよび計算条件.....	73
5.2.2.	計算結果.....	75
5.3.	潜顕分離空調方式の省エネルギー性能の評価.....	80
5.3.1.	空調システム概要.....	80
5.3.2.	検証手法.....	81
5.4.	機器運転特性の分析結果.....	84
5.4.1.	機器別の潜熱顕熱処理量.....	84
5.4.2.	空調負荷と機器熱処理量の比較.....	84

5.4.3.	空調用年間一次エネルギー消費量.....	86
5.5.	潜顕分離空調方式の省エネルギー性能評価.....	88
5.5.1.	空調負荷低減施策によるエネルギー消費量削減効果.....	88
5.5.2.	空調負荷処理効率.....	89
5.6.	本章のまとめ.....	91
第6章	全空気式放射空調方式の熱特性評価.....	92
6.1.	はじめに.....	92
6.2.	膜放射ユニットの熱処理特性の分析.....	93
6.2.1.	計測概要.....	93
6.2.2.	膜放射ユニットからの放射熱量.....	94
6.2.3.	吹出し面における熱収支の分析.....	96
6.2.4.	吹出し面の通過風速が熱処理特性に与える影響.....	97
6.3.	設計条件が放射特性に与える影響.....	100
6.3.1.	放射熱量比率.....	100
6.5.	本章のまとめ.....	102
第7章	潜顕分離空調方式に関する計画手法.....	103
7.1.	はじめに.....	103
7.2.	潜顕分離空調方式における快適性検討.....	104
7.2.1.	タスク空調を採用した放射空調方式の快適性検討例.....	104
7.3.	天井放射空調方式の平均放射温度のパラメータスタディ.....	106
7.3.1.	表面温度・天井面積率・周囲放射温度が MRT に与える影響.....	106
7.3.2.	居住者の室位置が MRT に与える影響.....	108
7.4.	全空気式放射空調方式の平均放射温度 MRT の検討フロー.....	111
7.4.1.	放射熱伝達率・吹出温度・天井面積比率が MRT に与える影響.....	111
7.5.	本章のまとめ.....	115
第8章	結論.....	116
8.1.	本研究のまとめ.....	116
8.2.	今後の研究課題.....	118
参考文献		119
1.	論文.....	126
2.	講演論文.....	126

記号表

記号	意味	単位
q	熱量	W
qs	顕熱処理量	W
ql	顕熱処理量	W
ρ	密度	kg/m ³
Q	流量	m ³ /h
c_p	比熱	kJ/(K・kg)
t	温度	°C
r_0	0℃の水蒸気の蒸発潜熱	kJ/kg
x	絶対湿度	g/kg'
T_r	平均放射温度	K
ε	放射率	-
σ	ステファン・ボルツマン定数	W/(m ² ・K ⁴)
α_r	放射熱伝達率	W/(m ² ・K)
α_c	対流熱伝達率	W/(m ² ・K)
V	風量	m ³
ν	風速	m/s

添字表

記号	意味
w	水
Rw	還水
Dw	往水
S	顕熱
L	潜熱
A	空気
SA	給気
RA	還気
i	微小点
j	各表面
k	微小面
SO	吹出面通過後

第1章 序論

1.1. 潜顕分離空調方式に関連する近年の空調動向と背景

1.1.1. 省エネルギーへの関心の高まりと課題

■ 省エネルギーへの関心の高まり

近年の CO₂ 排出量抑制に対する世界的な関心の高まりや省エネ法などの法改正を受け、建物の消費エネルギー量削減はより重要な課題となっている。

エネルギー消費を用途別に考えた場合、空調分野に関する消費エネルギー量は大きく、空調システムの効率向上が重要となる。図 1.1-1 に日本国内の業務他部門の用途別エネルギー消費量の推移を示す¹⁾。業務他部門のエネルギー消費量は、動力・照明、冷房、給湯、暖房、厨房の五用途に分けられる。エネルギー消費量全体に対し、空調用途が占める割合はおよそ 3 分の 1 となる。冷房用エネルギーは、1965 年から 2000 年頃まで増加し続けたが、その後 2014 年までやや減少の傾向となっている。

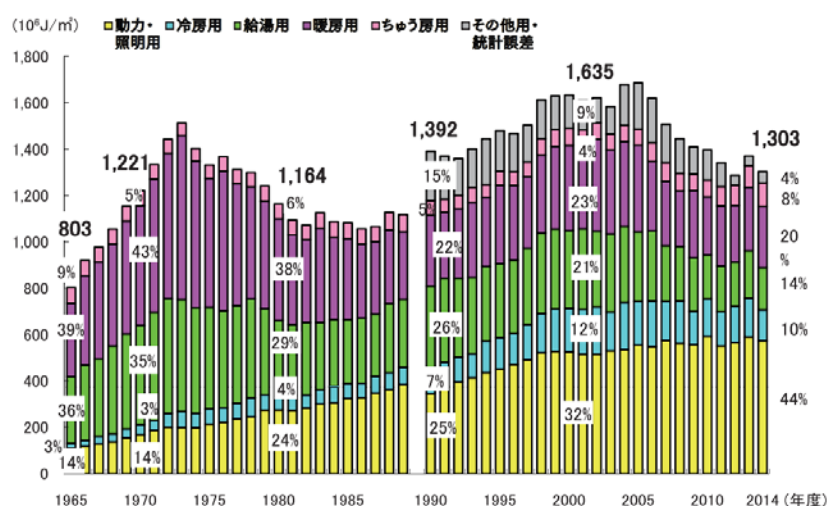


図 1.1-1 業務他部門用途別エネルギー消費量の推移

■ 省エネルギーの取り組みにおける室内快適性の担保の必要性

建物の空調用消費エネルギー量を低減する手段の一つとして、空調設定温度の緩和がある。住宅やオフィスの居住空間では、クールビズ、ウォームビズ²⁾といった室内の空調設定温度を緩和する取り組みがとられている。具体的には、冷房期には軽装（ノーネクタイ、ノージャケット）とし、設定温度を上昇させる。暖房期には厚着（セーター、カーディガン）を推奨し、設定温度を低下する取り組みである。エネルギー消費量の削減だけではなく、居住者に対する、環境負荷低減について啓発効果もあり、多くの企業・団体が取り入れている取り組みといえる。

しかし、室内の環境改善がなされないままに空調設定温度を緩和させる取り組みは、室内の温熱環境を悪化させる可能性があり、結果として居住者の快適性が損なわれることもある。室内の温熱環境の悪化は居住者の労働生産性の低下を生じ³⁾、執務空間としての責務を果たすことが出来なくなる恐れがある。そのため、空調用エネルギー量の削減を目的とした空調設定温度の緩和は、空調システムによる温熱環境向上施策と合わせて実施することが望ましい。居住域の温熱環境を評価する場合、温熱環境の6要素(代謝量・着衣量・室温・放射温度・気流・湿度)を用いるPMV⁴⁾や、SET^{*5)}といった指標が一般的に用いられており、室温や湿度だけでは温熱快適性を評価することはできないことは周知の事実である。快適性を、空気温度を上げる前と同程度とするには、温度以外の温熱環境要素を変化させ、人体からの熱の放出を促す必要がある。実際は多くの事例において、温度ならびに湿度を中心にした設備システムの計画・設計や運用がなされることが多い⁶⁾。環境負荷低減オフィスの実現に向け、温度、湿度以外の温熱環境要素を含めて定量的な検討を行った空調計画、設計および運用がなされることが重要である。

1.1.2. 負荷の消費形態の変化

■ オフィスにおけるOA負荷・照明負荷の低減

近年のオフィスでは内部発熱量を低減させる要素が多い。表1.1-1に従来モデルと低発熱モデルのオフィスにおける内部発熱負荷の試算例を示す⁷⁾。試算にあたり、PC端末や液晶ディスプレイは1台/人、執務スペースの人員密度は10 m²/人としている。従来型では合計約50W/m²であった内部発熱負荷は、低発熱モデルでは15W W/m²まで減少することになる。照明器具はLED化が進み、また、東日本大震災以降の照度抑制傾向もあり、蛍光灯で15W/m²程度であったものが、LED照明で照度調整を行った場合、5W/m²程度まで減少する。OA機器の液晶ディスプレイは、バックライトが蛍光管からLEDに替わったことで、1台60W程度であったものが、1台20W程度にまで消費電力が減少する。低発熱モデルのOA端末負荷は、シンクライアントPCにより、大きく発熱密度が下がる。

表 1.1-1 オフィスの内部発熱負荷

		従来モデル	低発熱モデル
照明負荷 [W/m ²]		15 (Hf 蛍光灯, 750lx)	5 (LED, 400lx)
OA 負荷 [W/m ²]		20	6.5
OA 負荷 内訳	OA 端末 [W/m ²]	7 (デスクトップ PC, 70W/台)	1.5 (シンククライアント PC, 15W/台)
	液晶ディスプレイ [W/m ²]	6 (20 型, 蛍光灯バックライト, 60W/台)	2 (24 型, LED バックライト, 20W/台)

シンククライアントシステムの概念図を図 1.1-2 に示す。シンククライアント (Thin client) とは、ユーザーのクライアント端末から、プログラムの実行やデータの保存といった機能を別のサーバーコンピュータが集中的に管理する方式である。

ワーカーが PC に高機能なソフトウェアを多数導入し、データやファイルを保管する形態は、ソフトウェアやデータの運用・管理が煩雑になり、また、ワーカーの数だけ高性能 PC を用意しなければならず、結果として OA 負荷が増加する一方であった。シンククライアントシステムを導入した場合は、ワーカーが利用するコンピュータに表示や入力など最低限の機能のみをもつ PC を配備し、アプリケーションソフトやデータファイルなどの資源はサーバー側での一元管理となるため、高性能 PC の数を削減することが可能になる。

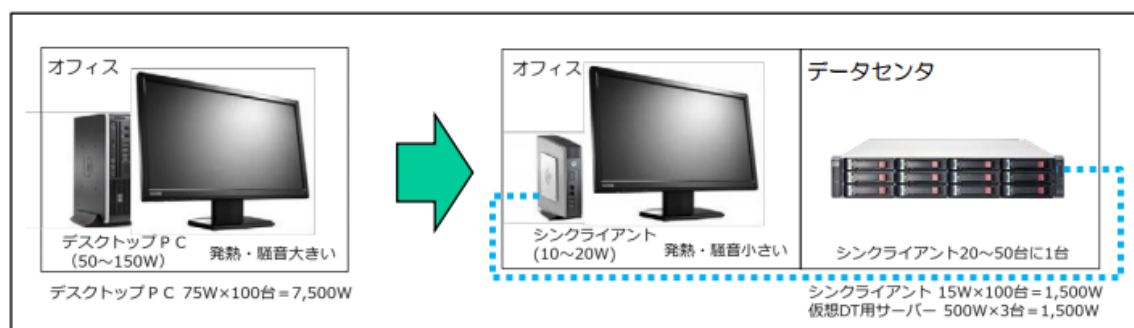


図 1.1-1 シンククライアントの概念図

■ データセンターの高発熱密度化

前述のようなシンクライアントシステムをはじめ、ICT(Information and Communication Technology)システムを利用する場面は年々増加している。更に、近年のビッグデータ活用やIOT化、クラウドシステムの普及に関する加速は留まるところを知らず、今後もICTシステムによるデータ使用量は増加の一途をたどることが予想される⁸⁾。また、増え続けるデータ使用量に伴い、ICT装置を集中管理するデータセンターでは、冷房負荷の高密度化が進んでいる⁹⁾¹⁰⁾。ICT装置は人間と異なり、空調に求める条件が大きく異なる(表1.1-2)。データセンターでは、サーバーやネットワーク機器などのICT装置が生じる冷房負荷は大きく、外気負荷や人体負荷は比較的小さいため、一般的な空調よりも顕熱の比率が大きくなる特徴がある。また、ICT装置による冷房負荷は季節や時間帯による変動が少ないため、年間を通じて冷房を行う必要がある。

表 1.1-2 人間と ICT 装置の負荷特性および空調条件の違い

	人間	ICT 装置
負荷特性	・ 発熱量が小さい ・ 時間により人数変動 ・ 顕熱および潜熱を発生 ・ 営業日の勤務時間帯	・ 発熱量が大きい ・ 台数はほぼ一定 ・ 顕熱のみを発生 ・ 24 時間 365 日
空調条件	・ 空気汚染対策で換気が必要 ・ 夏：冷房/冬：暖房 ・ 顕熱比は状況により変動 ・ 快適性が生産性に影響 ・ 快適感に個人差あり ・ 静穏性が必要	・ 換気は少量で可 ・ 年間冷房 ・ 顕熱比が高い ・ 温度条件逸脱により機能停止 ・ 温湿度条件は規定範囲内に収める ・ 静穏音は原則不要

1.2. 潜熱分離空調方式の特徴および課題

省エネルギーに対する意識の高まり、居住域における快適性担保の重要性、負荷状況の変化を踏まえ、潜熱分離空調方式の採用事例が増えつつある¹¹⁾。潜熱分離空調方式は、潜熱処理用の空調機と顕熱処理用の空調機を別構成とすることで、顕熱と潜熱の主な処理をそれぞれの空調機で分担する空調方式である。潜熱分離空調方式が解決しようとする課題を二つ、以下に述べる。

1.2.1. 冷却除湿の問題への対応

冷房時、従来の空調方式では冷却除湿により潜熱負荷を処理するのが一般的である。冷却除湿では、冷却による温度調整（顕熱処理）と除湿（潜熱処理）を同一の機器で処理する。図 1.2-1 にコイルを用いた冷却除湿・再熱方式の例を示す。図 1.2-1 における冷却除湿は、空調機などに組み込まれた熱交換器に冷水などを通水し、冷えたコイルに空気を接触させることで空気を冷却している。この際、コイル表面に空気中の水分を結露させ、空気と水を分離し除湿を行っている。通常、空気を除湿するためには、空調に適当な空気温度よりも空気を冷却する必要がある。吹出し温度が低くなる場合は、必要に応じて再熱コイルのようなレヒート熱交換器により、吹出し温度を再熱することになる。そのため、再熱機能のない空調機では、処理すべき最小の潜熱処理量と顕熱処理量を超えた量を処理してしまうことになる。

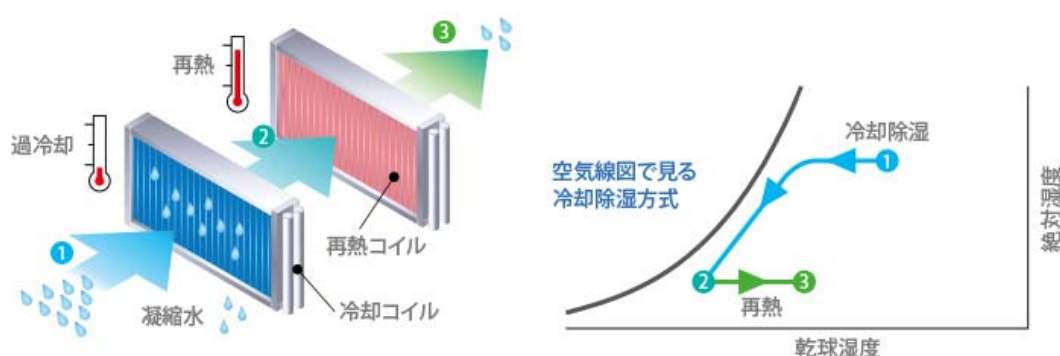


図 1.2-1 冷却除湿・再熱方式の例¹²⁾

■ オフィスにおける冷却除湿の問題

オフィスにおける問題の具体例を挙げる。低顕熱負荷、高潜熱負荷となるケースにおいては、室内の水分量調整を優先した場合、過冷却により空調負荷が増大する。また、一方で高顕熱負荷、低潜熱負荷となるケースでは、室内の温度を制御対象とした場合、必要以上に空気を除湿してしまい、同様に空調負荷が増大する。冷却除湿を行う空調機は、主に室内の温度調整を制御対象としている場合が多く、中間期などの低負荷時、天候の変化による湿度変

動の影響を受け、室内が不快になる状況が想定される。

エアハンドリングユニット(以下、AHU)や外調機などでは、図 1.2-1 にて示したように、空調機吹き出し空気を上げ、過冷却を避けるために再熱除湿方式を採用する例も見られるが、レヒートによる空調用エネルギーの増加は免れない。

■ データセンターにおける冷却除湿の問題

データセンターでは、前述のとおり年間を通じ、顕熱を主体とした冷房負荷が生じることとなる。潜熱負荷が全体の負荷に占める割合は比較的小さいが、データセンター内は水分発生源がないため、SLA などにより湿度要求がされる場合は、外気低湿度時は加湿機器が必ず必要となる。ICT 装置用空調機は、年間を通じて冷却を行うため、顕熱比の小さい空調機の場合、冬季には冷却除湿と加湿が同時に行われてしまう可能性があり、空調用消費エネルギーの増加を招く恐れがある。

■ 潜顕分離空調方式による負荷処理量の最小化

居住域での問題に対し、潜顕分離空調方式では、顕熱処理用と潜熱処理用で別々の機器により構成されているため、処理すべき最小の潜熱処理量および顕熱処理量に追従した制御が可能となる。この場合、顕熱処理用空調機は室内の温度を制御対象とし、潜熱処理用空調機は室内の湿度を制御対象とすることで、適正な潜顕熱負荷処理量への制御追従が図られる。

データセンターは顕熱・潜熱の比率が居室空調とは異なるため、高顕熱な年間冷房を行う機器が求められる。具体的には、冷却コイルや冷媒蒸発器の温度を上げて顕熱比(以下、SHF)を高くした高顕熱空調機を用いることになる。

潜顕分離空調方式の課題の一つ目は、多様な顕熱必要処理量と潜熱必要処理量を、適正に処理することで、再熱や再除加湿による無駄な消費電力量を削減することが挙げられる。

1.2.2. 快適な温湿度環境の達成

顕熱処理と潜熱処理が適正に実施されない事象は、室内温熱環境の観点からも好ましくない。過冷却は、室温の低下による居住者の快適感を損ねる、吹き出し温度の低下により結露が発生するなどといった諸問題を生じる。また、温度制御のみを行った場合、低顕熱負荷、高潜熱負荷において、室内が高湿状態となる。例えば雨の日など、低顕熱負荷でかつ外気に多くの水分を含む場合は、高湿で不快な室内環境となり得る。潜顕分離空調方式の課題の二つ目として、要求される分だけの顕熱負荷と潜熱負荷を適正に処理し、空調の温湿度環境を適正に保つことが挙げられる。

1.3. 潜顕分離空調方式を構成する空調要素技術

潜顕分離空調方式は、多くの場合、放射空調やデシカント空調機、高顕熱空調機といった、顕熱処理や潜熱処理に特化した高効率機器および空調要素技術により構成されることが多い。本節では、潜顕分離空調方式を構成する高効率機器および空調要素技術の概要について述べる。

1.3.1. 放射空調方式

居住域の快適性を向上することを目的とした場合、手段の一つに放射空調方式の採用が挙げられる。放射空調方式は、平均放射温度をコントロールすることで室内温熱環境を改善させることを目的としたもので、一般的な空調が用いる搬送気流による負荷処理に加え、放射熱伝達による負荷処理が行われる。更に、気流による空調で問題となることが多い、ドラフトの発生を抑えることができる。このような特徴から、病室など居住者が静穏状況にありドラフトに強く配慮する必要の用途での採用も有効である¹³⁾。

放射面で生じる熱収支により顕熱処理を行うため、潜熱処理用の空調機を併せて設置する必要がある。また、負荷処理量が放射面積に依存するため、冷房負荷の大きいオフィスなどの用途では設置コストが大きくなる、もしくは負荷処理量が不足するといった問題が挙げられていた。しかし、オフィスでの冷房負荷の減少傾向や執務空間に対する快適性向上のニーズの高まりがあり、オフィス空調に放射空調方式を採用する事例は増えてきているといえる。従来は水式が主流であったが、近年、対流併用水式放射空調、空気式放射空調などの事例もあり、放射空調の適用範囲は拡大している。空気式放射空調方式は、水配管が不要であり、水方式の放射冷暖房と比較して導入が容易であることから、普及例が増えている。

1.3.2. タスク・アンビエント方式

気流を制御し、快適性向上や省エネルギーを試みる手法の一つとしてタスク・アンビエント方式が挙げられる。タスク（局所）空調は、対象空間全域の熱処理を行うアンビエント（全体）空調と併用し、居住者のいる範囲に特化した空調を行う。タスク空調を温度調整の観点から大別すると、送風機のみを用いて室内と等温の空気を吹き出すもの、または温度を調整した非等温空気を吹き出すものに分類される。オフィスは性別や活動量、嗜好などの個人差が生じる。個人差により生じる快適性の不均衡を解消する方法として、居住者に気流感の選択をさせるなどの方法が活用されている。また、オフィス用途に関する放射空調方式の普及に伴い、気流感が少なく負荷処理量が限られる放射空調との親和性から、アンビエント空調として放射空調方式を用いるタスク・アンビエント方式の事例が増えてきている。

1.3.3. デシカント空調機

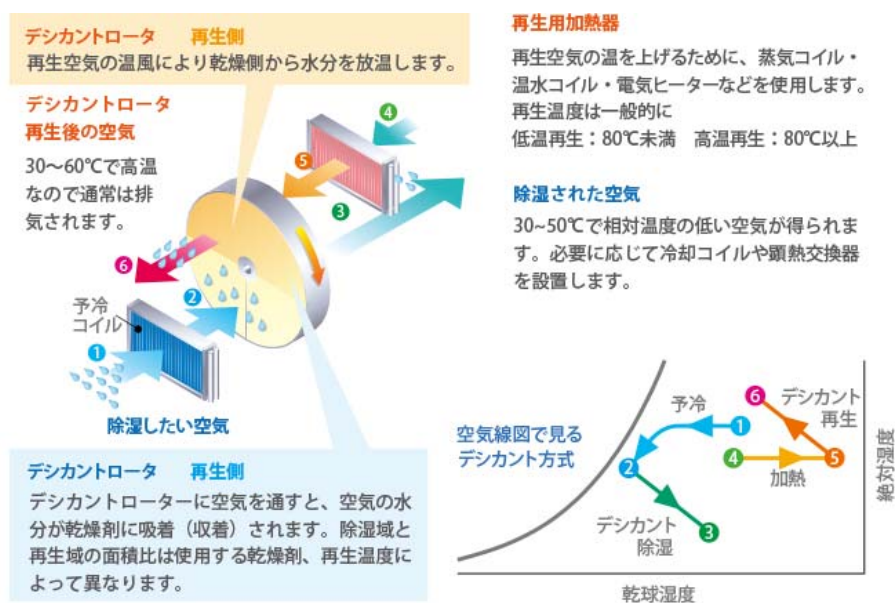
デシカント空調は、潜熱処理に特化したシステムであり、デシカント吸着材を用いた湿度調整を行う。図 1.3-2 にデシカント空調機の例を示す¹²⁾。デシカント空調は、除湿剤によって水分を除去、分離する。デシカント空調はデシカントにて除湿した空気をコイルなどで冷却することにより適切な温度・湿度を供給するシステムである。再生工程には高温熱源が必要となる。以下に除湿・再生の工程の例を示す。

■ 除湿工程

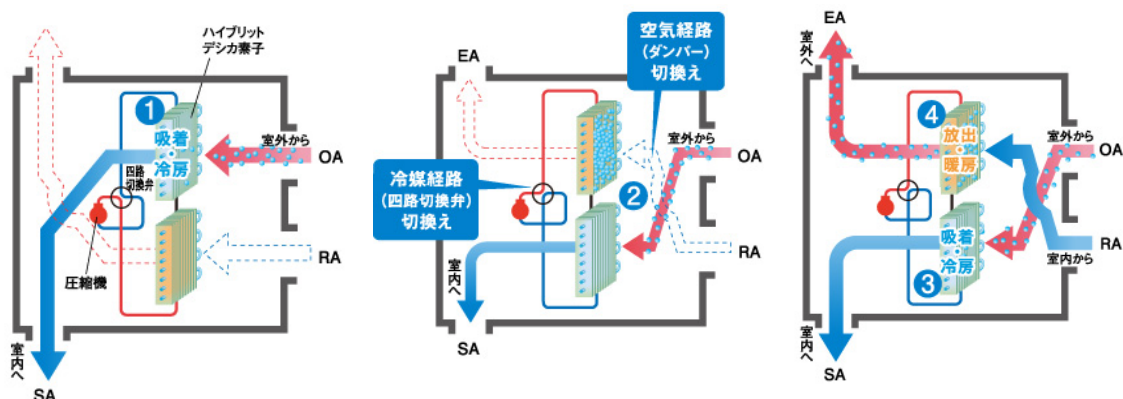
- 1) 除湿したい空気をデシカントロータに通過させる。
- 2) 空気中の水分がデシカントロータに吸着（収着）する。
- 3) デシカントロータを通った空気は相対湿度の低い空気が出る。
- 4) デシカントロータ通過後の空気は温度が高いので必要に応じて冷却または顕熱交換器に通し温調する。

■ 再生工程

- 1) 室内または外気を用いてデシカントロータを再生させる。
- 2) デシカントロータに含まれている水分を取り除くために、再生用の空気の温度を上げて（相対湿度を下げる）デシカントロータに送る。
- 3) 高温で相対湿度の低い空気は、デシカントロータから水分を奪い取り排気される。
- 4) 乾燥されたデシカントロータは回転して再び除湿側に戻り水分を吸着する。

図 1.3-2 デシカント空調機の例¹²⁾

工程を切り替える仕組みとしては、デシカントロータを用いるものや、バッチ式によるものなどがある。また、上記に挙げた冷水・温水熱源を用いる機器以外に、圧縮機を用いたパッケージ式デシカント空調機¹⁴⁾もある。図 1.3-3、図 1.3-4 にパッケージデシカント空調機の加湿・除湿のサイクルを示す。デシカ素子はヒートポンプサイクルの熱交換器に直接塗布されており、機器の省スペース化を実現している。電気式ヒートポンプを用い冷温熱を発生させるため、冷温水熱源や上記熱源が不要である。電気熱源である点、水配管が不要、機器が小型であり設備機械室が必須ではないという特徴もあり、小・中規模オフィスなどでの導入が増えている。

図 1.3-3 パッケージデシカント空調機のサイクル（冷房・除湿運転時）¹⁴⁾

■ 冷房・除湿運転時のサイクル

1. 室外からの給気による水分を、デシカ素子を通過する時に吸着し、室内に給気する。
2. デシカ素子に水分が吸着した後、冷媒回路と空気経路が切換わる。
3. 冷房されたもう片方のデシカ素子で、外気の水分を吸着する。
4. 水分を吸着したデシカ素子を加熱し水分を室外へ放出する。デシカ素子は再び水分を吸着できる状態に戻る。

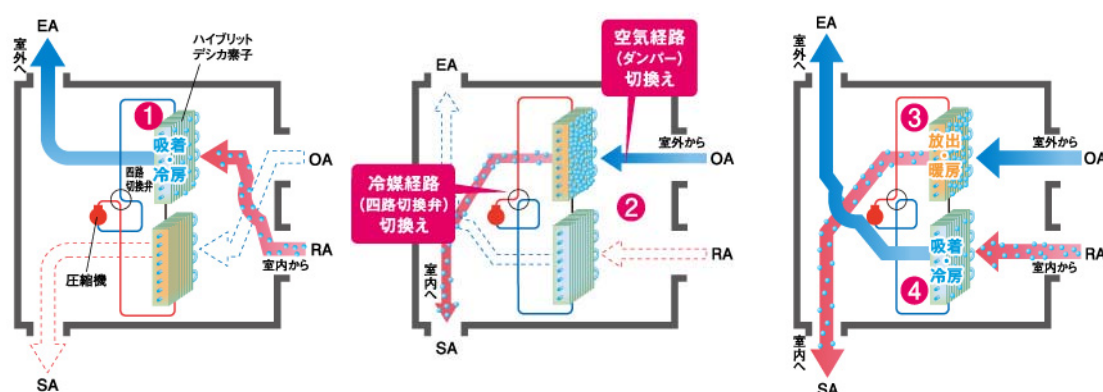


図 1.3-4 パッケージデシカント空調機の概要(暖房・加湿運転時) ¹⁴⁾

■ 暖房・加湿運転時のサイクル

1. 室内からの排気中の水分を、デシカ素子で吸着する。
2. 冷媒回路と空気経路が切換わり、水分を含んだデシカ素子に、外気を通過させる。
3. デシカ素子を加熱し水分を放出することで、水分を含んだ空気を室内に給気させる。
4. もう一方のデシカ素子には室内の水分を含んだ排気が通過。水分を吸着する。

■ オフィス向け高顕熱空調機

デシカント空調機などの調湿に特化した機器と合わせ、高顕熱空調機が用いられる事例が増えている。高顕熱空調機は一般的な空調機と異なり冷却除湿の必要がないため、蒸発器温度を高く運用することが出来、自然エネルギーなどの中温熱源の活用が可能である。

ヒートポンプ空調機の高顕熱機器の例としては、蒸発器冷媒の温度を高くすることで、機器効率の低下が懸念される部分負荷運転時の効率改善を狙いとした高顕熱ヒートポンプ空調機が開発され、前述のヒートポンプデシカント空調機と合わせた空調システムが提案されている。

1.3.4. データセンター用高顕熱空調機

1.1.2 で述べたデータセンター空調の特徴および 1.2.1 で述べた冷却除湿の問題から、ICT 装置の負荷を処理する空調機には以下のような仕様に適合したデータセンター用空調機が求められる。

- ・ 高い顕熱冷房能力
- ・ 年間を通じ冷房で運転
- ・ ICT 装置の発熱密度が高く、大風量
- ・ 高い信頼性、可用性
- ・ 室内を一定の湿度、温度で維持する制御性

データセンター空調は、これらの特徴を持った高顕熱空調機その他、外気処理空調機、調湿用の加湿器および除湿器が別途導入され、潜顕分離空調が構成される。

年間冷房というデータセンター空調の特徴から、中間期から冬季の外気冷熱エネルギーを利用することで大幅な消費電力量の低減を狙った外気冷房システム

1.4. 既往の研究

1.4.1. 放射空調に関する既往の研究

これまでに水式の放射冷暖房方式の研究¹⁵⁻²¹⁾が多くされてきた。更に、水式だけではなく気流を用いた空調方式と放射空調方式との利点を組み合わせることを意図し、気流併用型の水式放射空調方式の研究も数多くされている。塩谷ら^{22)~25)}は、実験・実測調査により気流併用型の天井放射パネルの熱特性に関する分析を行い、気流併用型の水式天井放射空調方式の数値解析手法を明らかにした。伊藤ら²⁶⁾²⁷⁾はペリメータ負荷などの必要熱処理量が大きな用途へ対応可能な、対流強化型放射パネルの提案を行い、性能検証、実測評価、居住者アンケート調査を実施した。水出・一之瀬ら²⁸⁾²⁹⁾は、天井微気流併用放射空調の提案を行い、性能検証、実測評価を実施した。対流成分と放射成分の比率、天井側熱流束と室内側熱流束の比率などを示し、微気流の風速や冷温水温度、室内条件が快適性および熱処理性能に与える影響を明らかにした。これらの研究により、従来の水式よりも適用範囲を拡大した放射空調方式として、気流併用型の天井放射空調方式は設計・計画に必要な情報に関する蓄積が進められ、一般化がすすめられてきたといえる。

空気式の放射冷暖房方式は、2005年頃から基本システムの提案が始められており、水配管が一切不要であること、導入の容易さや設計の柔軟性がメリットとして提唱されてきた。田村・中村ら³⁰⁾は、水配管を敷設しない建物における放射環境改善として、天井プレナムチャンバーを用いた空気式放射空調方式を提案し、机上検討を実施した。快適性向上の効果、結露リスクの検討、省エネルギー性、コストのケーススタディを行い、空気式のメリットおよびデメリットについて明らかにした。宮部・横江・田中・奥宮ら³¹⁾³²⁾は、天井全面を吹出面とした天井チャンバ方式を対象に、居室の一部を模擬したモデル実験とCFD解析を行い、吹出風速の抑制によりドラフトが抑えられること、および天井面の温度が空調温度に近づき放射効果が得られることを明らかにした。また、天井パネルの開口率が室内気流性状に与える影響について検討し、天井全面を吹出口とした場合、開口率は10~20%の範囲では影響しないことを示した。

これらの研究を基に、実際の建物での検証や具体的システムの提案・導入事例が増えていく。和田・粕谷・田辺ら³³⁻⁴²⁾はタスク・アンビエント対応膜放射冷房システムを提案し、シミュレーション、実験、実測検証を基に温熱環境、経済性の評価を行った。葛生ら⁴³⁾⁴⁴⁾は、オフィスの実測調査を基に、室内環境と放射面の熱処理特性の分析結果を報告している。岡・斎藤・丸山ら^{45)~47)}は、全空気式誘引放射空調方式に関する、被験者実験を行い、快適性の評価を行った。オフィスでの課題である男女差や常在時と外出から戻ったあとなど、居住者の状態別に分析を行った。田村・田辺ら⁴⁸⁾⁴⁹⁾は、天井チャンバー型空気式放射空調システムの制御方法に関する研究を行った。一般的な温度制御とグローブ温度制御による比較実験を

実施し、対流式空調と空気式放射空調においてパッケージ空調機の立ち上がり時の運転傾向などを示し、パッケージ空調機の機器特性を考慮したピークカット手法などを明らかにした。また、PMV を制御目標とした制御方法を提案し、有効性を示した。後藤・田中・山中ら⁵⁰⁾は、全面有孔天井を用いた対流・放射空調について熱流計を用いた実測調査を行い、有孔天井面と天井裏、室内の熱収支の詳細を明らかにした。多良・田中・山中ら⁵²⁾⁵³⁾は、空気式放射空調の制気口や吹出し口の形状毎に、室内気流性状を分析し、換気性能や快適性に与える影響、および温度緩和による省エネルギー効果を示した。小澤ら⁵⁴⁾は全空気式放射空調方式を導入した建物について、シミュレーション検討と実測検証結果を基に、性能検証と計画手法の検討を行った。

システム導入事例増加に伴い、空気式の放射空調方式に関する研究成果の蓄積がされてきたといえる。実験、シミュレーションおよび実測による快適性の評価や、運転実績の蓄積、制御性向上の提案およびパネル表面での熱特性や放射パネルの基本性能に関する知見の蓄積がされてきたといえる。一方、様々なシステムが提案はされているが、設計条件が放射熱量や快適性向上効果に与える影響を解析により評価した研究は少なく、空気式の放射空調方式の性能評価は、実大規模実験や実測による示されることが多い。水式と比較して放射成分の比率が小さく分析が困難なことや気流を伴うことも、分析が困難な理由の一つとして挙げられる。空気式放射空調の課題として、吹出面における表面温度の推定に向けた解析手法および快適性検討手法の確立が必要といえる。

1.4.2. タスク・アンビエント方式に関する既往の研究

タスク・アンビエント方式は、2000年代から提案がされ、様々な研究が行われてきた。李ら⁵⁵⁾は、実験を基に、室温と等温の空気を吹き出す等温型ユニットが、快適性、心理的效果に与える影響を検証している。結果として、室内設定温度が28℃または30℃条件において、タスク気流による気流制御を行うことにより、涼感を得られること、また、タスク空調の強弱を居住者に選択可能とすることにより快適感が更に向上することを示している。秋元ら⁵⁶⁾は被験者実験を基に、非等温空気を用いたタスク空調が快適性、知的生産性に与える影響を検証している。結果として、30℃50%RH の設定温湿度において、タスク空調を使用することにより快適感を得られること、さらに、26℃50%RH 条件と比較した場合、作業効率の低下がみられないことを示した。これらの一連の研究は、空調システムをタスク・アンビエント対応とすることで、しない場合と比較して空調設定温度の緩和が可能であることを実証している。大熊ら⁵⁷⁾⁵⁸⁾は実験、アンケート調査により、夏季28℃、冬季20℃を空調設定温度をとした際の、着衣量や気流の影響が快適性に与える影響を示した。結論として、28℃空調で熱的中立を得るためには、さらなる着衣量の減少に加え、人体に対する平均放射温度(以下、MRT)や湿度を低く保つ工夫をし、ある程度の気流を感じる環境にする必要があると述べている。これらの研究により、タスク・アンビエント方式は快適性を向上する要素技術として有効性

が認識され、一般化してきたといえる。現在に至るまで、具体的なタスク・アンビエント方式に関する研究^{59)~74)}が数多く進められている。個人での選択制が可能なシステムや、他のシステムや什器に組込んだパーソナル空調の提案など、継続した改良と提案がされているといえる。特に、放射空調との親和性の高さから、放射空調方式をアンビエント空調として用いたタスク・アンビエント方式が多く提案され、その快適性や居住者満足度の高さが研究により明らかにされてきた。

1.4.3. オフィス向けパッケージデシカント空調機・潜顕分離空調方式に関する既往の研究

松井・丹羽・奥宮ら⁷⁵⁾⁸¹⁾はパッケージデシカント空調機の開発、性能検証及び実運用結果の分析を行った。また、合わせてオフィス用高顕熱ヒートポンプ空調機の開発、性能検証及び実運用結果の分析を行った。構成機器のパッケージ化および汎用的な設計方法の確立により、潜顕分離空調方式の普及に大きく寄与した。石倉・田辺ら⁸²⁾は、パッケージデシカント空調機を用いたオフィスにおいて夏季及び冬季の実測調査を行い、空調システムの省エネルギー性および室内環境の制御性を評価し、潜顕分離空調方式の運転傾向を示した。また、顕熱用空調機の負荷率が低下することから、より低負荷に対応可能な高顕熱空調機の必要性を言及している。河野・丹羽・田中・奥宮ら⁸³⁾は、外皮・熱負荷性能を高めた低負荷建築物に関するモデルケースについてのシミュレーションを行い、熱負荷特性を分析し、要求性能を満たす熱源・空調システムについて検討を行った。村山ら⁸⁴⁾は、ヒートポンプデシカントパッケージ空調機を中央熱源式空調のシステムに採用した場合のエネルギー性能評価を行った。

これらの研究によりパッケージデシカント空調機や高顕熱パッケージ空調機の有効性が明らかにされてきた。パッケージ空調機という特徴から、様々な形状・規模の建物に設置が可能であることから、潜顕分離空調方式の適用範囲は拡大され、普及が促進されたといえる。

これまで、オフィスでの潜顕分離空調方式に関し、導入事例の分析に関する研究がされてきた。佐藤ら⁸⁵⁾は、潜顕分離空調方式における顕熱・潜熱処理量を詳細に分析し評価することが重要とした。実測調査から得られた値と機器特性式から全熱能力、顕熱能力、潜熱能力が高精度で予測可能であることを示した。しかし、一般的な顕熱処理と潜熱処理を同機器で行う空調方式との設計・計画手法についての研究は少なく、潜顕分離空調方式の課題として、今後より一層、設計・計画手法に関する知見の確立が求められているといえる。また、過除湿や過冷却抑制による省エネルギー効果に着目した研究は少ない。水出ら⁸⁶⁾は、微気流併用放射空調と組合わせた潜顕分離空調方式における実測調査・事前検証との比較により顕熱・潜熱処理量、省エネルギー性を詳細に分析し、性能評価を実施した。

1.4.4. データセンター向け外気冷房システムの省エネルギー化に関する既往の研究

年間冷房というデータセンター空調の特徴から、中間期から冬季の外気冷熱エネルギーを利用することで大幅な消費電力量の低減を狙った外気冷房システムの導入が多く検討されている⁸⁷⁾⁸⁸⁾。外気冷熱の利用方式は、直接外気を室内へ導入する「直接外気冷房」と熱交換器等を通じて間接的に外気冷熱を利用する「間接外気冷房」に大別される。宇田川ら⁸⁸⁾は、データセンターにおける低温外気利用の方法を方式毎に分類し、「直接外気冷房」に関する潜熱負荷の増加や空気湿悪化、費用増などの問題を示し、間接外気冷房空調を提案し有意性を示した。

1.5. 本研究の目的と本論文の構成

潜顕分離空調方式は、潜熱処理用の空調機と顕熱処理用の空調機を分け、顕熱と潜熱の主な処理をそれぞれの空調機で分担する空調方式である。潜顕分離空調方式の計画時は、様々な設計条件を組み合わせ、居室の快適性や省エネルギー性、経済性の検討を行うこととなる。しかし、潜顕分離空調方式はそれを構成する機器や空調要素技術が多様化しており、更に、影響する設計条件が多い。既存の研究では、設計に必要な資料の整備や検討手法の確立がなされていないものも多いため、計画の際にシミュレーションや模型実験を行い、設計条件が快適性および省エネルギー性に与える影響を評価する必要がある。また、実際の運用状況に応じたシステム連携の最適化制御などは設計者の経験則に委ねられるところが多い。

本論文は、潜顕分離空調方式およびそれを構成する空調機器および空調要素技術に関する、汎用的な設計・計画手法の確立および知見の蓄積を目的とする。

第1章「序論」では、近年の空調動向および背景から、オフィス空調とデータセンター空調を対象とした潜顕分離空調方式の特徴および課題について述べた。また、潜顕分離空調方式を構成する機器および要素技術の特徴と課題を示した。

第2章「データセンター向け間接外気冷房型パッケージ空調機の性能評価」では、データセンター空調を対象とし、冷媒ポンプ併用型パッケージ空調機の評価を行った。外気温度別の運転効率と外気温度に関する気象データを基に、地域別の省エネルギー性能を分析した。また、データセンター用空調機の過除湿量と再加湿用エネルギーについてケーススタディによる分析を行い、機器顕熱比が低い場合に年間消費電力量を増加し得ることを示した。

第3章「全空気式放射空調を用いた潜顕分離空調方式の評価」では、膜放射ユニットによる全空気式放射空調の提案を行い、実大規模実験によるシステムの空調特性および快適性の評価を行った。実大規模実験の結果から、アンビエント空調（膜放射ユニット）とタスク空調に関する基本特性を明らかにした。また、膜放射ユニットを用いた全空気式放射空調システムを導入したオフィスの一部を再現した実大規模実験により快適性能の確認を行い、空気式

放射空調としての有用性を示した。

第4章「潜顕分離空調方式を導入したオフィスの運転状況評価」では、膜放射ユニットおよび潜顕分離空調空調を実際に導入した低発熱オフィスを対象に、運転データの分析を行った。潜顕分離空調方式を構成する空調機器別に、通年の顕熱・潜熱処理量と消費電力量を分析し、低負荷オフィスにおける潜顕分離空調方式の運用状況の傾向を把握した。また、空調負荷の変動が機器の運転傾向に与える影響を分析し、当該オフィスにおける空調用消費電力量削減に向けた運用改善項目、設計・計画時における留意点を示した。

第5章「潜顕分離空調方式の省エネルギー評価」では、膜放射ユニットおよび潜顕分離空調空調を導入したオフィスの空調負荷および省エネルギー性能をシミュレーションにより検討した。内部負荷に関する設計条件のパラメータスタディを実施し、年間空調負荷および年間消費電力量に与える影響を分析した。また、分析結果から、各設計条件および省エネルギー施策が空調負荷と消費電力量に与える影響量を示した。また、機器別の潜熱・顕熱処理量と空調負荷の関係を検証し、当該空調システムは顕熱・潜熱負荷がそれぞれ変化した場合であっても、機器の顕熱・潜熱処理量が負荷に追従可能なことを示した。

第6章「全空気式放射空調方式の熱特性評価」では、膜放射ユニットを用いた全空気式放射空調方式を対象に、放射特性の評価を行った。当該方式を導入したオフィスの実測結果から、膜放射ユニットの空気吹出し面に関する熱収支式を導き、吹出し面温度と放射熱処理量の数値解析手法を検討した。また、膜放射ユニット吹出面の気流速と対流熱伝達率との関係を示す実験式を示した。更に、提案した熱収支式を用い、放射熱伝達量の比率に与える影響を示し、数値解析手法を明らかにした。

第7章「潜顕分離空調方式に関する計画手法」では、膜放射ユニットを用いた全空気式放射空調方式を対象に、計画手法に関する検討を行った。タスク空調を採用した天井放射空調方式、および全空気式放射空調方式の設計条件が、平均放射温度および快適指標に与える影響をパラメータスタディにより分析した。また、天井放射空調方式、および全空気式放射空調方式における平均放射温度の検討手順を示し、快適性検討手法を明らかにした。

第8章「総括」では、本研究で得られた知見を総括し、今後の課題について考察した。

論文の構成

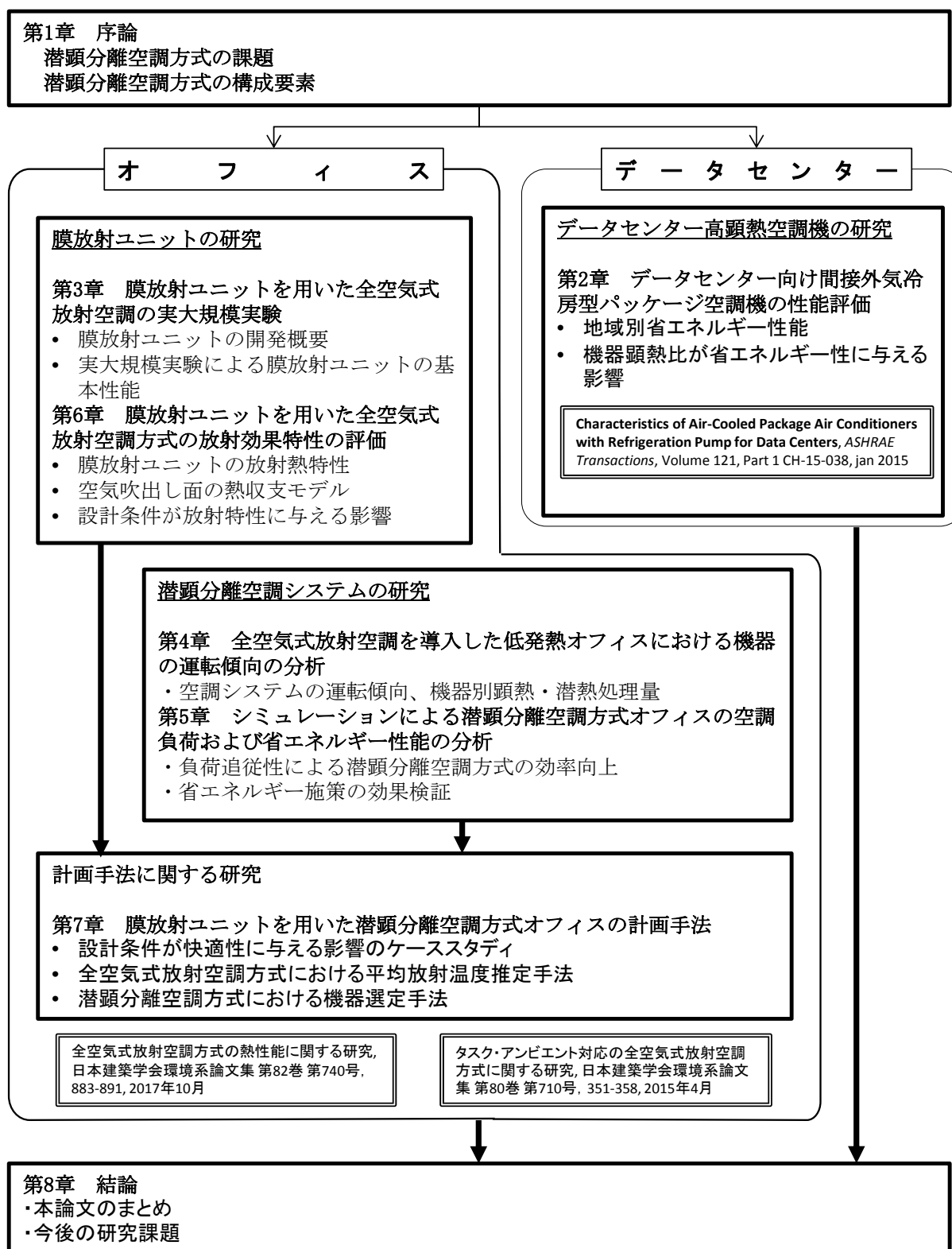


図 1.5-1 本論文の構成

第2章 データセンター向け間接外気冷房型パッケージ空調機の性能評価

2.1. はじめに

本章では、データセンター空調を対象とし、データセンターの消費電力低減に大きく貢献できるデータセンター用冷媒ポンプ併用型パッケージの性能評価を行った。冷媒ポンプ併用型パッケージ空調機の特徴・仕様を述べ、省エネルギー性能および高顕熱仕様が年間消費電力量に与える影響の分析を行った。

2.2. 冷媒ポンプ併用型パッケージ空調機の特徴

データセンター向け空調において、主に顕熱処理を分担する、冷媒ポンプ併用型パッケージ空調機の特徴を示す。

2.2.1. 圧縮サイクルとポンプサイクルの切替機能

本空調機は、圧縮サイクルとポンプサイクルを併用した冷媒ポンプ併用型パッケージ空調機である。外気温度が高い夏期から中間期は圧縮機を使用する圧縮サイクル(図 2.2-1 (a))、外気温度が低い冬期から中間期は冷媒ポンプを使用するポンプサイクル(図 2.2-1 (b))と、サイクルを切り替える機構を備えている。図 2.2-2 に冷媒ポンプ併用型パッケージ空調機の機器外観を示す。

冷媒ポンプの消費電力は、圧縮機に比べ小さいため、ポンプサイクル時は消費電力量の低減が見込める。本空調機は、圧縮サイクルにおいては、高圧抑制サイクル制御機能を搭載しており、外気温度に応じた凝縮圧力とすることで、低外気温度時の高効率化を実現している。

圧縮サイクルからポンプサイクルの切り替えは、室内温度が 27℃の場合、外気温度が概ね 15℃以下で可能となる。また、ポンプサイクルの保護機能として、冷房能力不足時やポンプ故障時の圧縮サイクルへの自動切替機能を有し、ポンプサイクルを付与しても空調機の信頼性が低下しない制御を行っている。

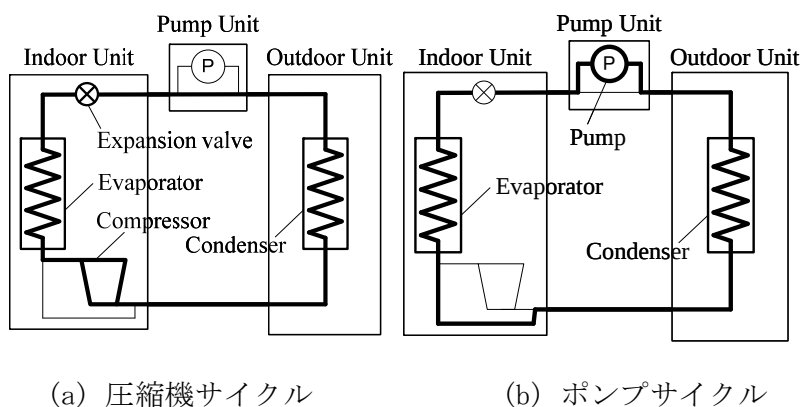


図 2.2-1 システム構成



図 2.2-2 冷媒ポンプ併用型パッケージ空調機の外観

2.2.2. 機器仕様

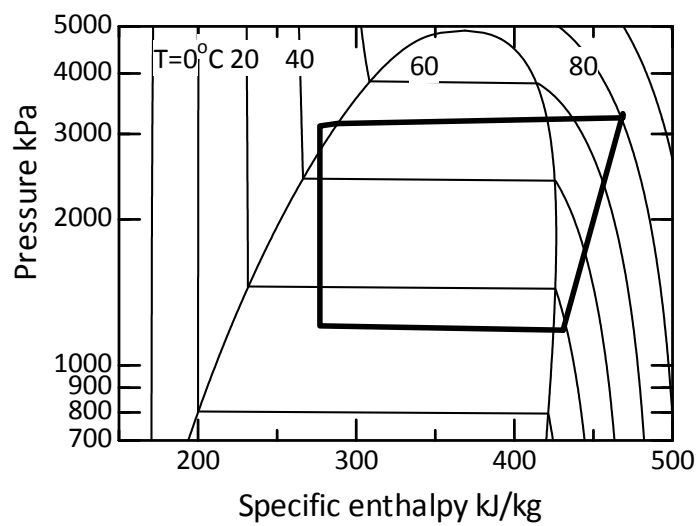
表 2.2-1 に機器仕様を、図 2.2-3 に圧縮サイクル、ポンプサイクルの P-h 線図を示す。本空調機は高顕熱仕様であり、標準条件における SHF が 0.99 と高い。

表 2.2 - 1 冷媒ポンプ併用型パッケージ空調機の仕様

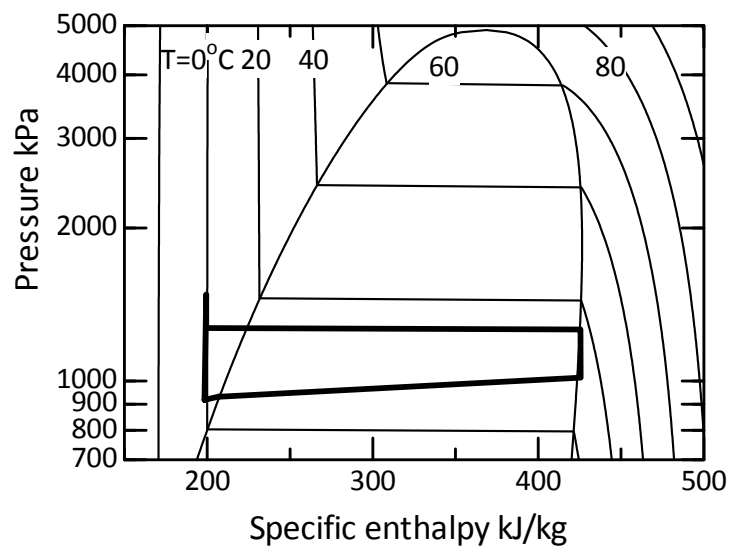
顕熱冷房能力		45 .0 kW※1※2
SHF		0.99
消費電力		16.2 kW※1 / 5.0kW※2
冷媒		R410A
室内ユニット風量		240 m3/min
寸法	室内ユニット	W1295×D900×H1950 mm
	室外ユニット	W1350×D900×H1980 mm
	ポンプユニット	W1100×D580×H550 mm

※1 圧縮サイクル条件：室内吸込空気条件 27° CDB / 19° CWB, 室外空気条件 35° CDB, 配管長 7.5m

※2 ポンプサイクル条件：室内吸込空気条件 27° CDB / 19° CWB, 室外空気条件 -5° CDB, 配管長 7.5m



(a) 圧縮サイクル



(b) ポンプサイクル

図 2.2-3 P-h 線図

2.3. 冷媒ポンプ併用型パッケージ空調機の省エネルギー評価

2.3.1. 消費電力量削減効果

図 2.3-1 に冷媒ポンプ併用型パッケージ空調機と一般電算機用空調機⁹⁰⁾の、外気温度毎の運転効率を、表 2.3-1 に運転条件を示す。空調機の運転効率は、冷房能力を、室内ファン等を含む空調機の全ての消費電力で除した値とした。図 2.3-1 が示す通り、一般電算機用空調機の運転効率は外気温度に関わらず効率は向上しないが、冷媒ポンプ併用型パッケージ空調機の運転効率は外気温度が下がるにつれて、著しく向上していることが分かる。圧縮機サイクルにおける効率の向上は、低圧力比制御による圧縮機の消費電力が削減されたことによる。ポンプサイクルにおける効率の向上は、圧縮機が停止し、消費電力の小さなポンプが運転することによる。

東京と札幌、および北米の各地において、年間の消費電力削減効果を検討した。図 2.3-2 は、北米の各地点における外気温度の年間出現時間と、年間消費エネルギー量について一般電算機用空調機に対する冷媒ポンプ併用型パッケージ空調機の割合を示したものである。外気温度の年間出現時間は年間気象データ⁹¹⁾⁹²⁾を用い 5℃刻みで求めた。空調機が処理する顕熱冷房負荷は、定格条件における冷媒ポンプ併用型パッケージ空調機の冷房能力と同様とした。年間消費エネルギー量は、各外気温における単位時間当たりの消費電力に外気温度出現時間をかけたものの合計とした。単位時間当たりの消費電力は、想定する冷房負荷を図 2.3-2 の外気温別の運転効率で除して算出した。

結果、冷媒ポンプ併用型パッケージ空調機は、一般電算機用空調機と比較し、札幌では 54%、東京では 42%、シカゴでは 53%、ニューヨークでは 50%、ロサンゼルスでは 35%、ヒューストンでは 38%の年間消費電力量の削減となった。低外気温時において機器効率の差が大きくなるため、外気温が低い時間帯が多い地域ほど、冷媒ポンプ併用型パッケージ空調機の導入による消費エネルギー量の削減効果が高い。

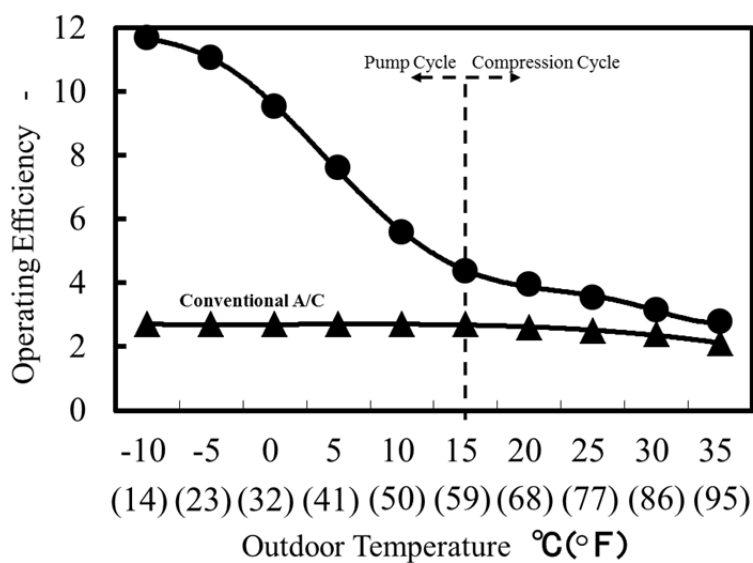
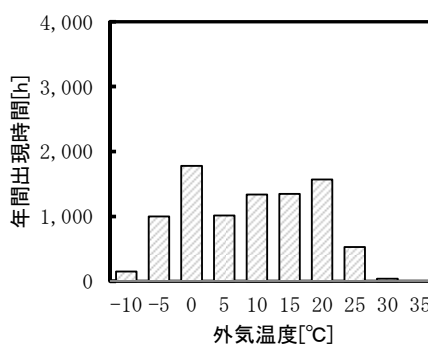
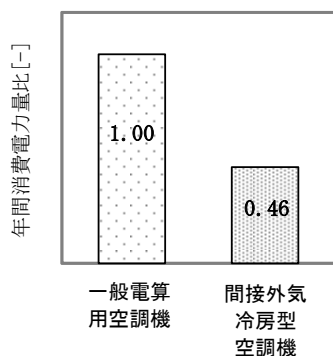


図 2.3-1 対象空調機の外気温とCOPの関係

表 2.3-1 運転条件

室内ユニット吸込空気温湿度条件	27° CDB , 19° CWB
外気温度条件	5°C毎の年間出現時間による
冷媒配管長	7.5m
室内機風量	240 m ³ /min(一定)

札幌



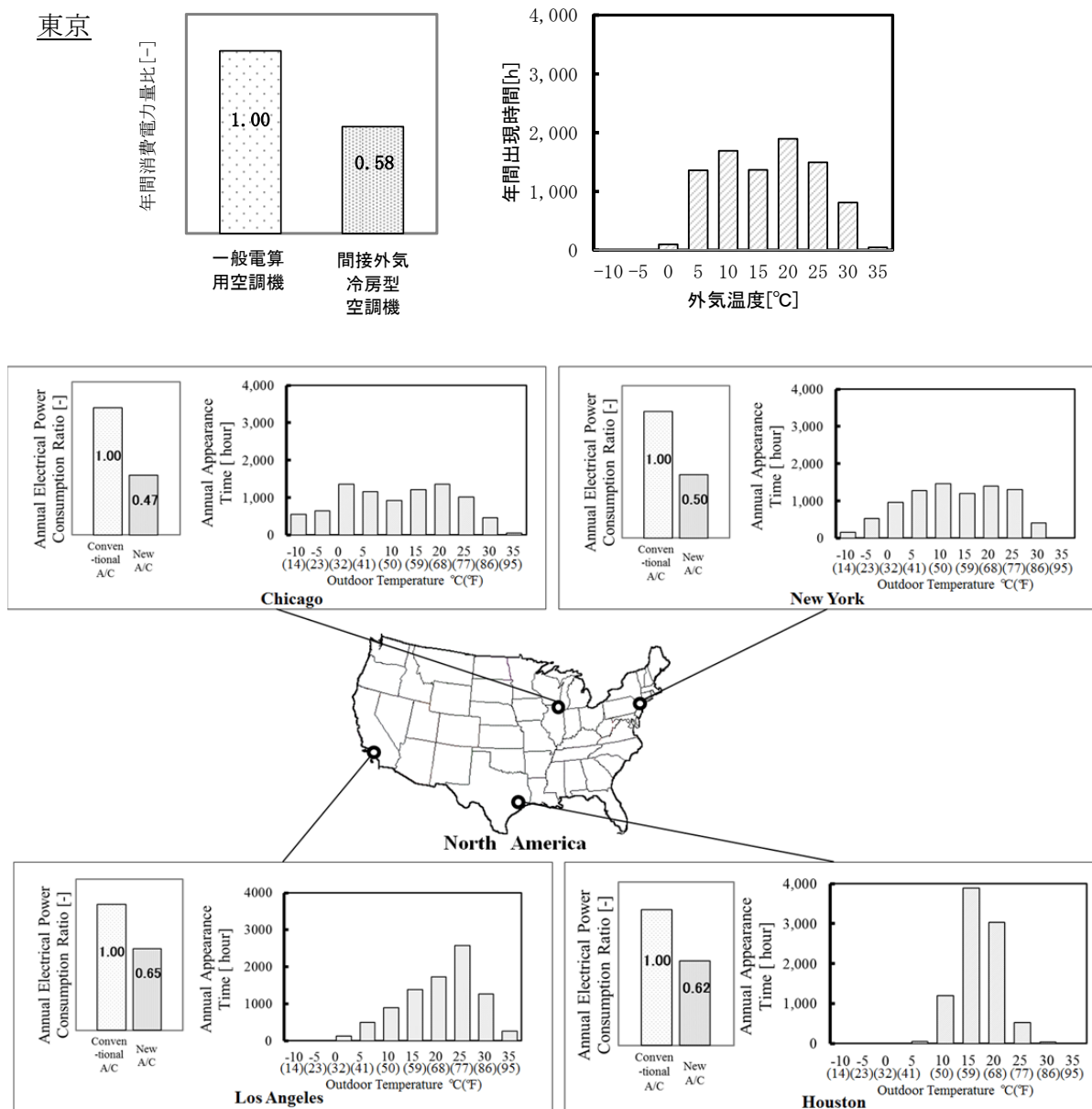


図 2.3-2 年間消費電力量の比率・外気温度別の年間出現時間

2.3.2. 機器の高顕熱性能によるエネルギー消費量の違い

前節にて、分析対象とした一般電算用空調機の標準条件における SHF は 0.90 であり、一般的な居室用空調機と比較すると高い。間接外気冷房型パッケージ空調機の標準条件における SHF は 0.99 と更に高く、顕熱処理に特化した仕様となっている。

両空調機について、空調機の標準条件にて温湿度制御を行った場合の、過除湿量及び消費エネルギー消費量について分析した。検討にあたり、室内空気条件は機器定格状態とし、気象データの外気温湿度を参照する地域は札幌とした。処理が必要な潜熱負荷は除湿専用の空調機にて取り除くものとし、分析対象の潜熱処理量は過除湿に相当するものとして分析した。加湿期間は標準条件－5%RH の水分量を下回る外気湿度条件とし年間 6766H、除湿期間は標準条件+5%RH の水分量を上回る外気湿度条件とし 974H となった。

両空調機の顕熱処理 1kW あたりの年間熱処理量を、図 2.3-3 に示す。過除湿に相当する潜熱処理量は、顕熱処理容量 1kW あたり、間接外気冷房型パッケージ空調機が年間 79kWh、一般電算用空調機は年間 869kWh となった。結果から、高顕熱仕様である方が過除湿防止の観点において省エネルギー性能が高いといえる。また、加湿期間における、過除湿は再加湿による潜熱負荷の増加を招くこととなる。

図 2.3-4 に、両空調機の顕熱処理 1kW あたりの、加湿機器が再加湿に用いる年間消費電力量を示す。これは、加湿期間における顕熱空調機の過除湿量と、同量の加湿を行った場合の消費電力量として試算したものである。試算に当たり、加湿機器の運転効率は 1.0 とした。データセンター空調では、電熱式加湿器を用いることが多く⁸⁹⁾、加湿機器の運転効率は高くない。再加湿用消費電力量は間接外気冷房型パッケージ空調機が年間 68kWh、一般電算用空調機は年間 752kWh となった^{注1)}。結果から、再加湿についても高顕熱仕様である方が省エネルギー性能が高いといえる。

データセンター空調は年間冷房という特徴から、加湿と除湿を同時に行うような状況が起こり得る。顕熱処理用空調機の仕様としてはより高顕熱仕様のものが必要となり、運用条件範囲において過除湿を避ける条件とすることが省エネルギーの観点から好ましい。

注1) 上記結果は、高顕熱空調機の過除湿量に対して、加湿機器の加湿容量が十分に大きい場合の検討結果である。高顕熱空調機の過除湿量に対して、加湿容量が小さい場合、加湿器の消費電力に、加湿期間を乗じたものが再加湿に必要な年間消費電力量となり、上記結果よりも小さな値となる。しかし、その場合は室内の運用湿度が制御目標値を満足出来なくなるため、制御上の問題が生じることになる。

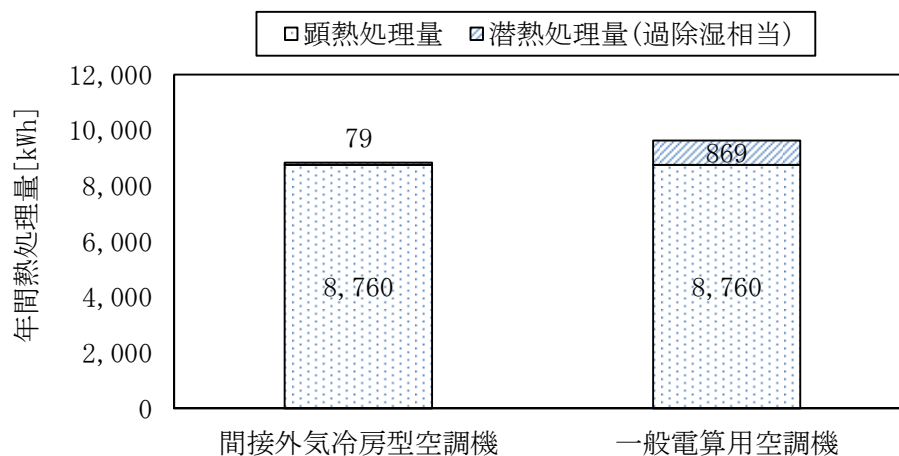


図 2.3-3 年間の顕熱および過除湿に相当する潜熱処理量（地域：札幌）

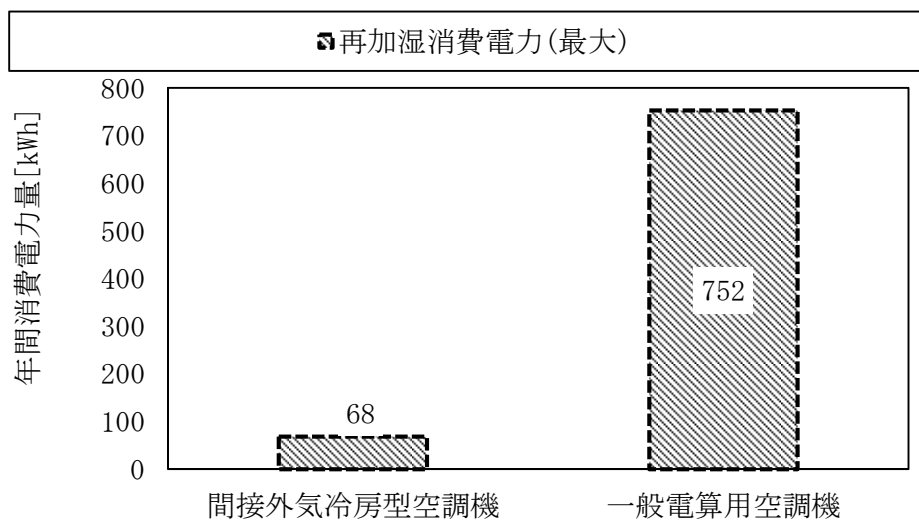


図 2.3-4 再加湿に必要な最大年間消費電力量（地域：札幌）

2.4. 本章のまとめ

本章では、データセンター空調を対象とし、データセンターの消費電力低減に大きく貢献できるデータセンター用冷媒ポンプ併用型パッケージの性能評価を行った。冷媒ポンプ併用型パッケージ空調機の特徴・仕様を述べ、省エネルギー性能および高顕熱仕様が年間消費電力量に与える影響の分析を行った。以下に得られた知見を示す。

- 1) 冷媒ポンプ併用型パッケージ空調機の特徴・仕様を示し、データセンターの空調用消費電力量を低減するメカニズムを示した。
- 2) 外気温度別の運転効率と外気温度に関する気象データを基に、冷媒ポンプ併用型パッケージ空調機の年間消費電力を検討し各地点での省エネルギー性能を検討した。検討の結果、一般電算用空調機と比較し、東京で 42%、札幌で 54%の年間消費電力量削減となった。
- 3) データセンター用高顕熱空調機の顕熱比が省エネルギー性能に与える影響を検討した。過除湿および再加湿量を検討し、室内環境と運転条件によっては、加湿と冷却除湿が同時に行われる可能性に述べた。
- 4) 27°CDB/19°CWB を室内温湿度とした場合における、過除湿量と再加湿用エネルギーに関しケーススタディを行い、高顕熱空調機の顕熱比が年間消費電力量に与える影響を分析した。結果から、一般電算用空調機(標準条件 SHF=0.90)の場合、冷房能力 1kW あたり年間 869kWh の過除湿が行われ、再加湿用のエネルギーとして年間 752kWh の消費電力量が増加し得ることを示した。

第3章 全空気式放射空調を用いた潜顕分離空調方式の評価

3.1. はじめに

本章では、膜状の空気吹出し面を持つ制気口(以下、膜放射ユニット)を用いた全空気式放射空調方式の実大規模実験を行った。

本章の構成は以下のとおりである。

- 1) 全空気式放射空調方式を構成するアンビエント制気口として、膜放射ユニットの特徴および構成を示した。
- 2) 膜放射ユニットおよびタスク制気口の基本特性を、実大規模実験により分析した。
- 3) 膜放射ユニットを用いた全空気式放射空調を採用するオフィスの快適性能を、実大規模実験により分析した。

3.2. 膜放射ユニットについて

3.2.1. 特徴

膜放射ユニットの外観を図 3.2-1 に示す。膜放射ユニットは一般的な制気口と同様にダクト等を介して空調機から送られた空気を吹出す。空調機により温度調整された空気は、膜放射ユニット内部に供給され、繊維状の素材である吹出し面を通じて室内に吹出される。膜放射ユニットの吹出し面の面積は一般的な制気口の吹出し口面積と比較して大きい。これには、温熱環境に対して以下の特徴を有する。一つ目は、気流への影響である。吹出し空気の通過風速を小さくすることで、在室者にとって不快となるドラフトを抑制する効果が期待される。二つ目は、MRT への影響である。吹出し面の隙間を吹出し空気が通過することで、対流熱伝達により、吹出し面の温度は吹出し空気の温度に近づくと、吹出し面と居住者間の熱放射による熱交換量が変化する。

熱放射を行う吹出し面が大きいことで、居住域の平均放射温度は快適側に影響する効果が期待される。



図 3.2-1 膜放射ユニットの外観

3.2.2. 材質・構成

膜放射ユニットの模式図を図 3.2-2 に、材料・仕様一覧を表 3.2-1 に示す。吹出し面はポリプロピレン製の織物であり裁断、縫製による部材加工が可能である。吹出し面の周囲に面ファスナーが縫製されており、アルミ枠に固定されている。そのため、清掃やクリーニングの際に吹出し面を取り外す場合は、下面から工具を使わず手作業で脱着を行う。

膜放射ユニットは、空気式の空調機に接続されるため、対応する空調機やダンパーの制御により、膜放射ユニットの風量や吹出し温度の調整が可能となる。空気式であれば空調機の類は問わないため、制気口としての適用範囲は広い。また、既存の制気口から膜放射ユニットへ交換することが可能であるため、既存ビルのオフィス空調システムとして適応が可能である。

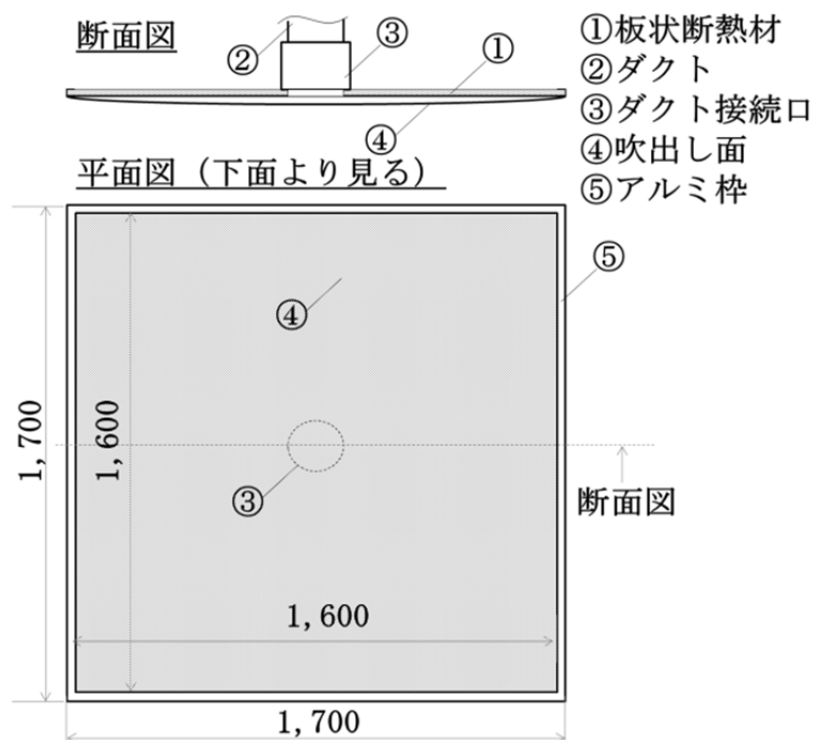


図 3.2-2 膜放射ユニット

表 3.2-1 膜放射ユニットの仕様

仕様	外形寸法 [m]	0.03 (高さ) × 1.7 (幅) × 1.7 (奥行)
	吹出し面寸法	1.6 (幅) × 1.6 (奥行)
	風量 [m ³ /(h・個)]	170
材料	部材	材質
	枠	アルミ
	板状断熱材	グラスウールボード(t25) + AGC
	吹出し面	ポリプロピレン(難燃性)

3.3. 空調システム概要

3.3.1. 想定する空調システム

膜放射ユニットを用いた、タスク・アンビエント対応の全空気式放射空調の概要を示す。空調システムイメージを図 3.3-1 に示す。本空調システムは、アンビエント空調として膜放射ユニットを用いる。また、タスク空調として VHS 型の制気口を用いて

空調を行う。アンビエント空調とタスク空調は同一の空調機に接続され、どちらからも温度調整された空気が室内に供給される。タスク制気口が全て閉の場合は、アンビエント制気口からのみ、温度調整された空気が室内に供給される。居住者がタスク制気口の開閉を行うことにより、気流感を選択することが可能となる。また、タスク制気口は VHS 型の特徴である水平、垂直の二方向に組み合わせられた空気整流板の向きを調整することにより、拡散半径や風向の微調整が可能となる。低温の吹出し空気による結露の発生や、ドラフトの発生を抑制するため、空調機が顕熱処理のみを行う送水温度とし、潜熱処理は湿度調整用の外調機にて行うシステムとした。

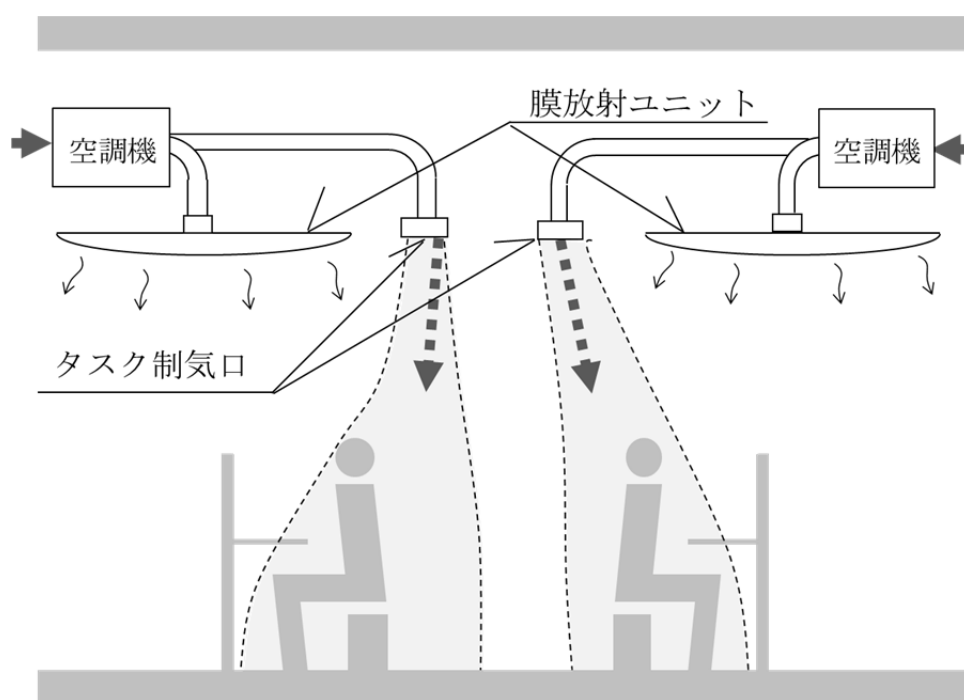


図 3.3-1 空調システムイメージ

3.3.2. 実験システム

環境実験室（以下、実験室）内の一部に、3.3.1 で述べた空調システムの一部を模擬して構築した。空調機は高顕熱型ファンコイルユニット（以下：FCU）とした。実験室仕様を表 3.3-1 に、実験機器仕様を表 3.3-2 に、実験室概要を図 3.3-2 に、実験室空調システムを図 3.3-3 に示す。膜放射ユニットは 1.8m グリッドの鋼製枠に固定する設置方法とし、市松模様状に配置した。FCU の吹出し風量と各制気口からの風量は固定とした。風量計測は前後の圧力差を検知することで風量を測定するバロメーターを用いて行った。タスク制気口の空気整流板は全て鉛直下向きに向けて実験を行った。FCU へ供給される冷水温度は 17℃で一定になるように、三方電磁弁を制御した。FCU の吹出

し風量は全ての実験において固定とした。室内の冷房負荷は模擬発熱体から発生させるものとした。模擬発熱体は木製の箱の内部に電熱線とファンを組み込んだものとし、発熱量は抵抗値を変更することにより調整した。模擬発熱体からの発熱量は電力計にて計測した。

表 3.3-1 実験室仕様

内部寸法[m]	6.4 (奥行) × 16.0 (幅) × 3.9 (高さ)
天井高さ[mm]	天井高さ 2.7[m] , 天井裏懐 1.2[m]
床面仕様	モルタル充填パネル(t=100mm)+二重床(t=50mm)
壁・天井面仕様	ウレタンサンドイッチパネル(t=100mm)

表 3.3-1 実験機器仕様

FCU	台数[台]	2
	風量[m ³ /h]	1020
膜放射ユニット	個数[個]	6
	風量 [m ³ /h/個]	170
	吹出し風速 [m/s]	0.018
	面風量 [m ³ /(m ² ・h)]	66
タスク制気口	個数[個]	6
	制気口種別	VHS
	風量 [m ³ /h /個]	170
	吹出し口寸法 [mm×mm]	175×175
模擬発熱体	寸法(W×D×H) [mm×mm×mm]	420×450×470

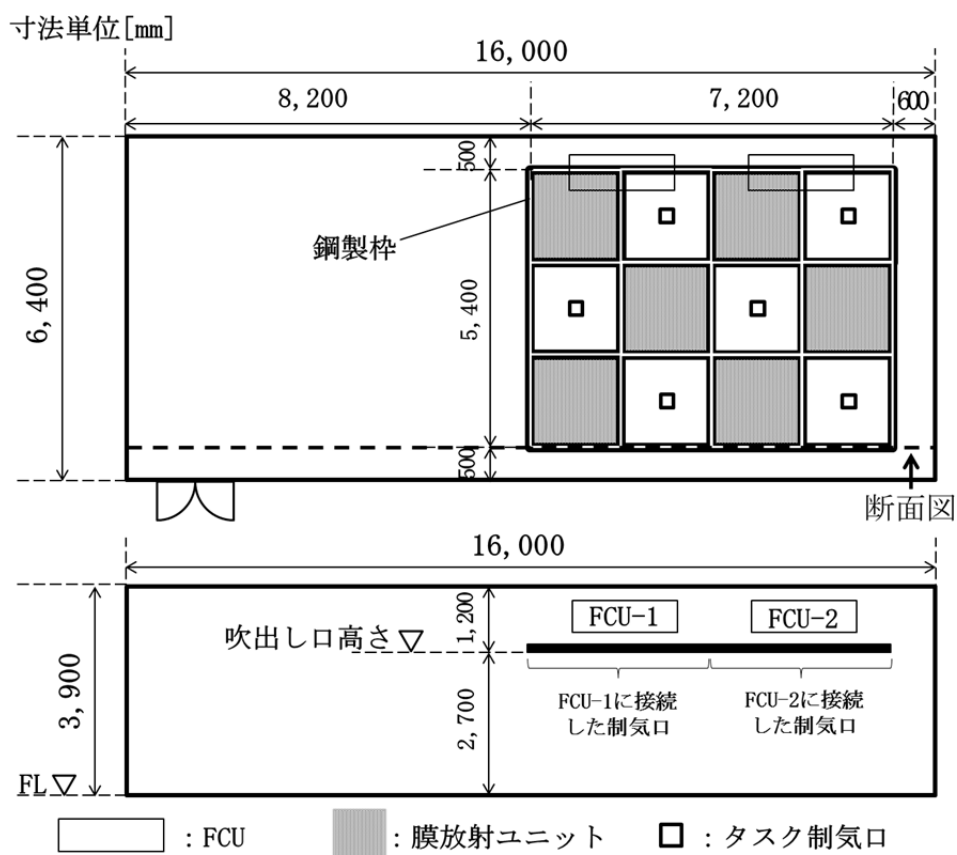


図 3.3-2 実験室概要 (上: 平面図、下: 断面図)

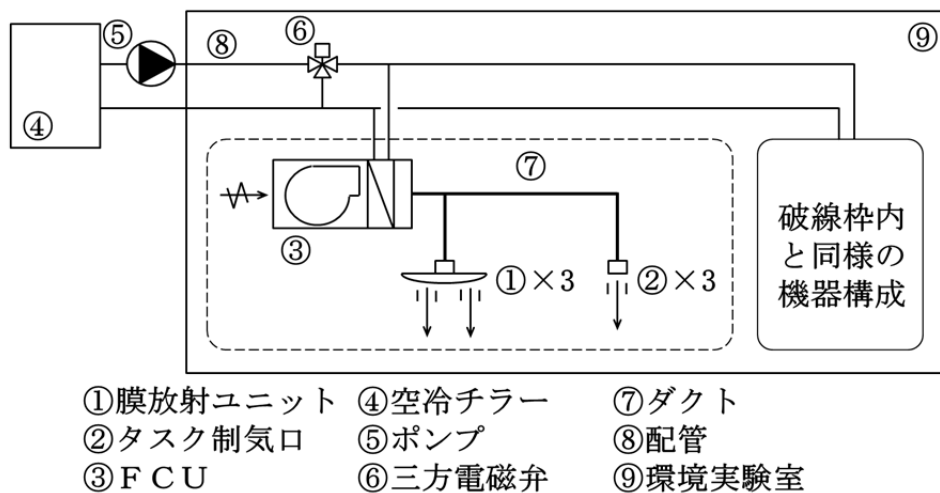


図 3.3-3 実験室空調システム (ダクト配管系統図)

3.4. 基本空調特性の検証実験

膜放射ユニットとタスク制気口の基本特性を把握するため、3.3.2の実験室空調システムを用いて、冷房運転時の性能検証を行った。膜放射ユニットにおける吹出し面の表面温度、膜放射ユニット下方の風速およびタスク制気口下方の風速を検証した。

3.4.1. 実験条件

測定項目を表3.4-1に、計測点の平面図を図3.4-1に示す。模擬発熱体から5200W（867W/個）を発熱させた状態でFCU2台による冷房運転を行い、FCUの吹出し温度、室内の空気温度の計測値が安定収束した後に計測を行った。

表 3.4-1 測定項目

測定項目		測定機器
温度	室内代表点	T型熱電対
風速	制気口下方	熱線風速計
表面温度	膜部分、障子紙、壁、床、天井	サーモカメラ

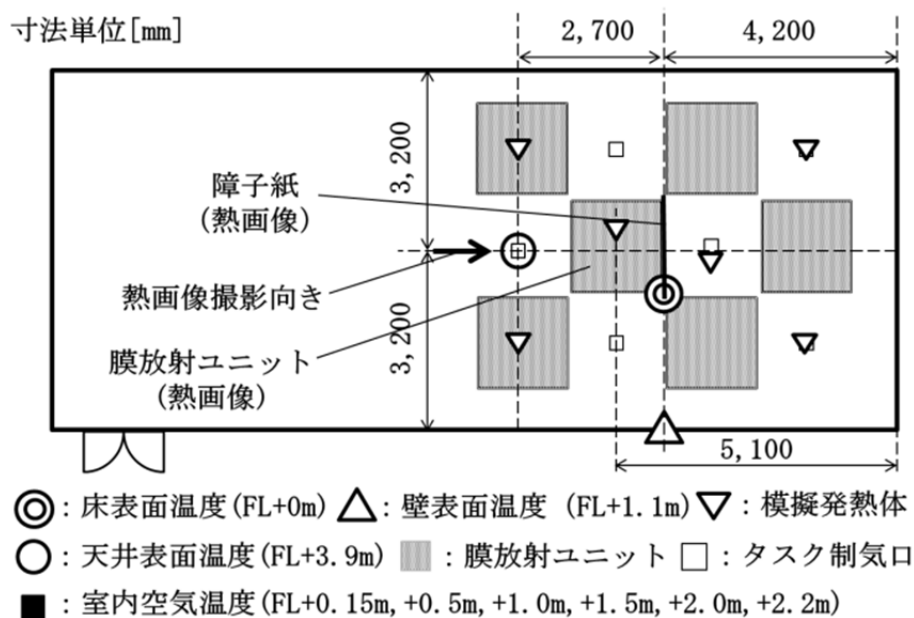


図 3.4-1 計測点(平面図)

3.4.2. 実験結果

■ 表面温度計測結果

サーモカメラ(Thermo shot F30:NEC Avio 社製)を用い、膜放射ユニット、壁、床、天井の表面温度を測定した。図 3.4-2 にサーモカメラにより撮影した膜放射ユニットの画像を示す。膜放射ユニット下方の温度を熱画像により可視化することを目的に、膜放射ユニットの奥側の端部に障子紙を垂らした。温度計測結果を表 3.6-1 に示す。膜部分表面温度の算出時の放射率は 0.95⁹³⁾注 1)、障子紙表面温度の放射率は 0.93⁹⁴⁾とした。熱画像撮影時の膜放射ユニットへの給気温度は 20.5℃であった。熱画像での膜部分の表面温度は、ダクト接続口付近が低くなったが、膜放射ユニットの端部についても膜放射ユニットの表面温度が室内空気温度、周囲表面温度よりも低下し、吹出し温度に近づくことが確認された。

表 3.4-2 温度計測結果^{注 2)}

測定項目	測定値					
膜部分表面温度[℃]	A 23.8		B 23.0		C 22.5	
障子紙表面温度[℃]	D 25.5					
床表面温度[℃]	24.7					
壁表面温度[℃]	25.1					
天井表面温度[℃]	25.2					
FL からの距離	+150	+500	+1000	+1500	+2000	+2500
[mm]/室内空気温度	26.2	26.5	26.7	27.3	26.9	27.2
[℃]						

注 1) 当該ポリエチレン繊維素材は、非金属素材であり布(目の詰まった編み方のもの)としての特徴を有している。放射波長域は長波長域として 8~14 nm の放射率である 0.95 を用いて算出を行った。

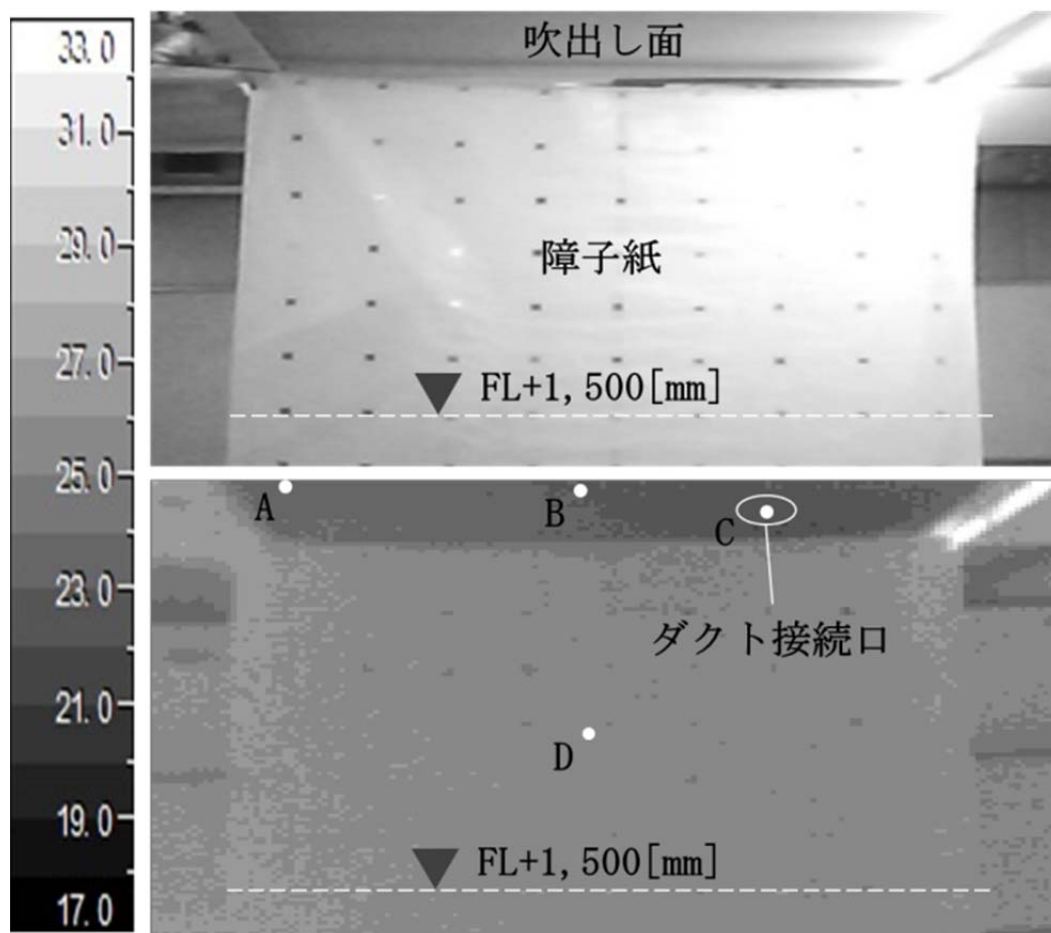


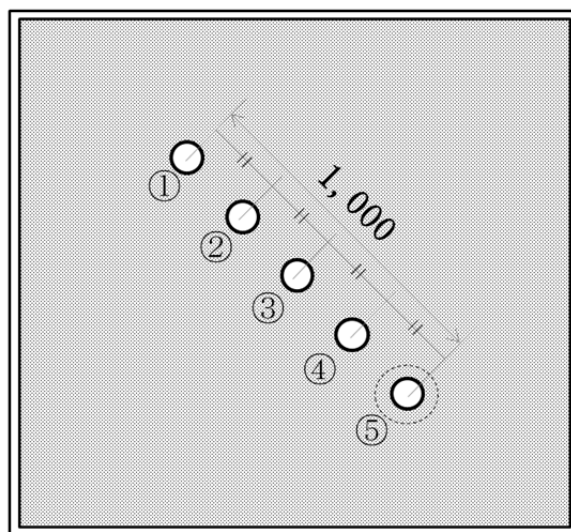
図 3.4-2 膜放射ユニットと障子紙（実画像(上)、熱画像(下)）

■ 風速測定結果

膜放射ユニット下方の風速の計測点と測定結果を図 3.4-3 に示す。計測値は 15 分間の平均値とした。執務室机上面相当における平均風速は 0.11m/s 以下となった。また、FL+1000mm 以下における各計測点の風速はほぼ同値となった。居住域において、静穏とされる風速 0.15m/s 以下に収まり、膜放射ユニットがドラフトを生じないことを確認した。次に、タスク制気口下方の風速の計測点と測定結果を図 3.4-4 に示す。吹出し口の直下を中心として FL+1000mm における風速は $0.3\text{m/s} \sim 0.6\text{m/s}$ となった。また、床面近傍の FL+150mm においても各計測点で約 0.3m/s の風速となり、タスク空調からの気流が指向性と天井高さ以上の到達距離を有していることを確認した。

計測平面図

寸法単位: [mm]



①～⑤ (計測高さ: FL+
150, 500, 1000, 1500, 2000, 2500)

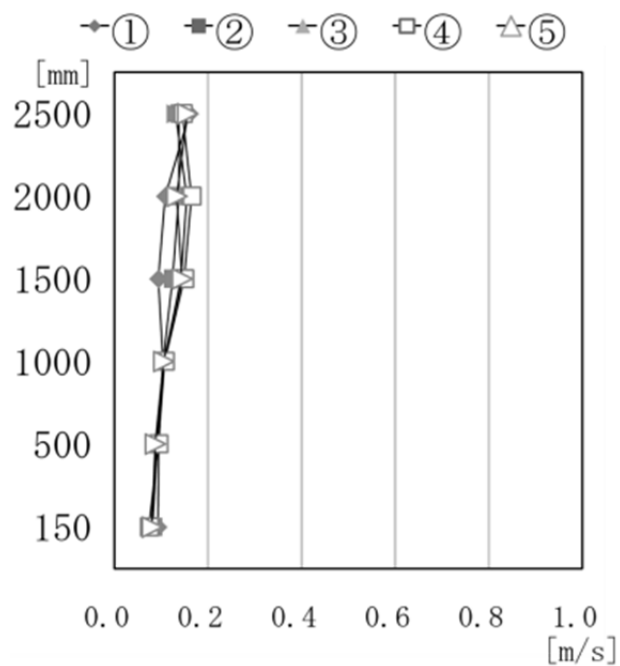
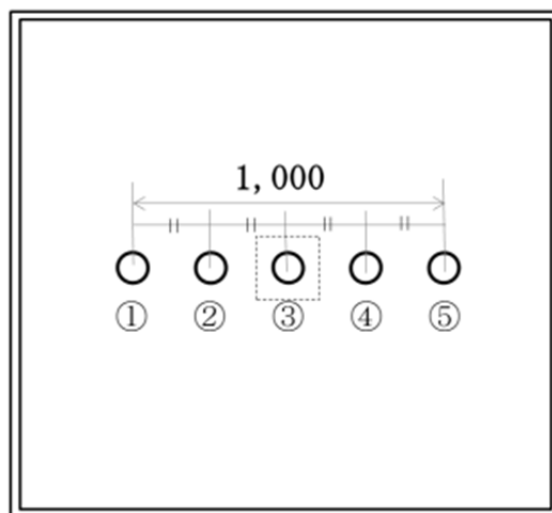


図 3.4-3 風速測定結果 (膜放射ユニット下方)

計測平面図

寸法単位: [mm]



①～⑤ (計測高さ: FL+
150, 500, 1000, 1500, 2000, 2500)

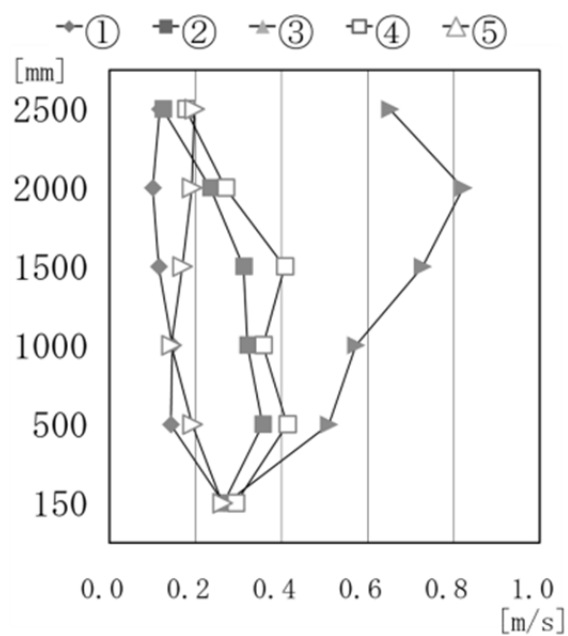


図 3.4-4 風速測定結果 (タスク制気口下方)

3.5. 快適性能の検証実験

膜放射ユニットを用いたタスク・アンビエント対応の全空気式放射空調システムについて、冷房運転時における快適性能の検証を行う。3.3.2の実験システムを用い、インテリアゾーンに相当する実験エリアから発生させた冷房負荷を処理し、実験エリア内の快適性指標を測定した。

3.5.1. 実験条件

表 3.5-1 に想定したインテリアゾーンの室内条件を示す。実験風景を図 3.5-1 に、計測点の平面図を図 3.5-2 に示す。室内空調面積を想定した 38.9 m²の実験室における範囲を図 3.5-2 の破線部分にて示す。表 3.5-2 に測定項目を示す。本実験では、顕熱用空調機の運転による室内温熱環境への影響を把握することを目的とし、外調機による外気の取り入れや湿度調整は行っていない。PMV の計測は PMV 計(ブリュウエルケア社製サーマルコンフォート)を用い、機器の設定値として着衣量 0.6clo、代謝量 1.2met、水蒸気分圧 1.5kPa を与えた。照明負荷は鋼製枠下部に設置した照明を点灯し発生させた。模擬発熱体の発熱量は 6500W (929W/個) とした。PMV 測定点 A・B、グローブ温度測定点における、膜放射ユニットの吹出し面に対する形態係数は 0.1 となった。形態係数の算出にあたり、天井面積は実験エリアである 38.9 m²とし、天井放射面積は天井面積に対し 39.4%として算出した。評価に用いた測定値は、断面 A における室内空気温度の値が定常状態になったのち、15 分間の平均値とした。

表 3.5-1 室内条件

室内負荷	照明負荷 [W/m ²]	9
	想定人体顕熱負荷 [W/人]	55
	想定 OA 負荷 [W/m ²]	100
室内空調面積 [m ²]		38.9
膜放射ユニット設置個数 [個/m ²]		0.15

表 3.5-2 測定項目

測定項目	測定機器	測定点数[点]	測定高さ[m]
温度	T 型熱電対	45	+1.1
PMV	PMV 計	2	+1.1
グローブ温度	グローブ温度計	1	+1.1
風速	熱線風速計	1	+1.1

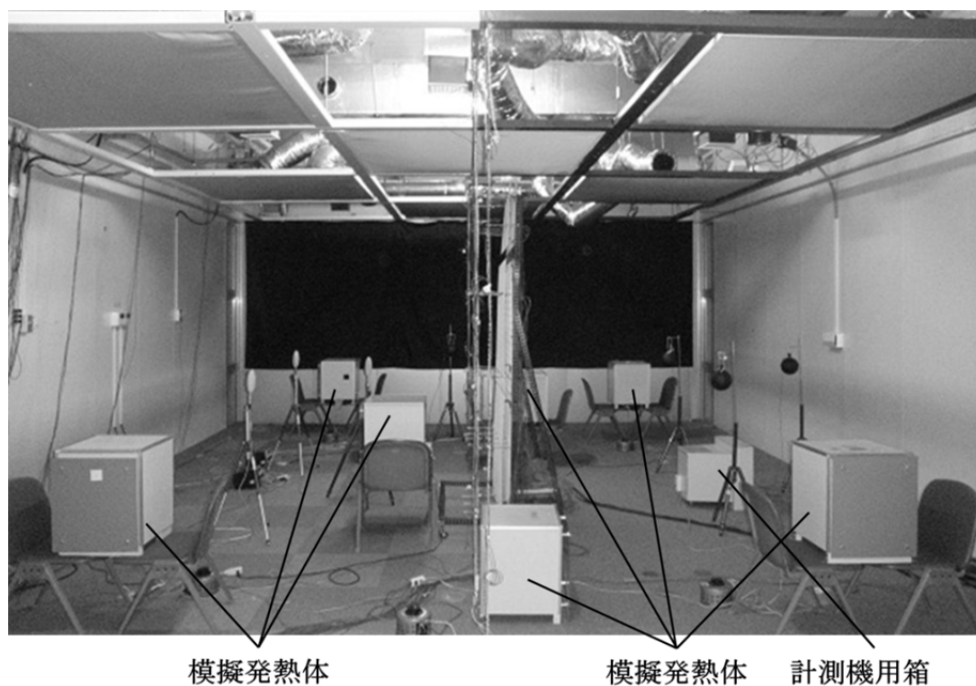


図 3.5-1 実験室検証風景

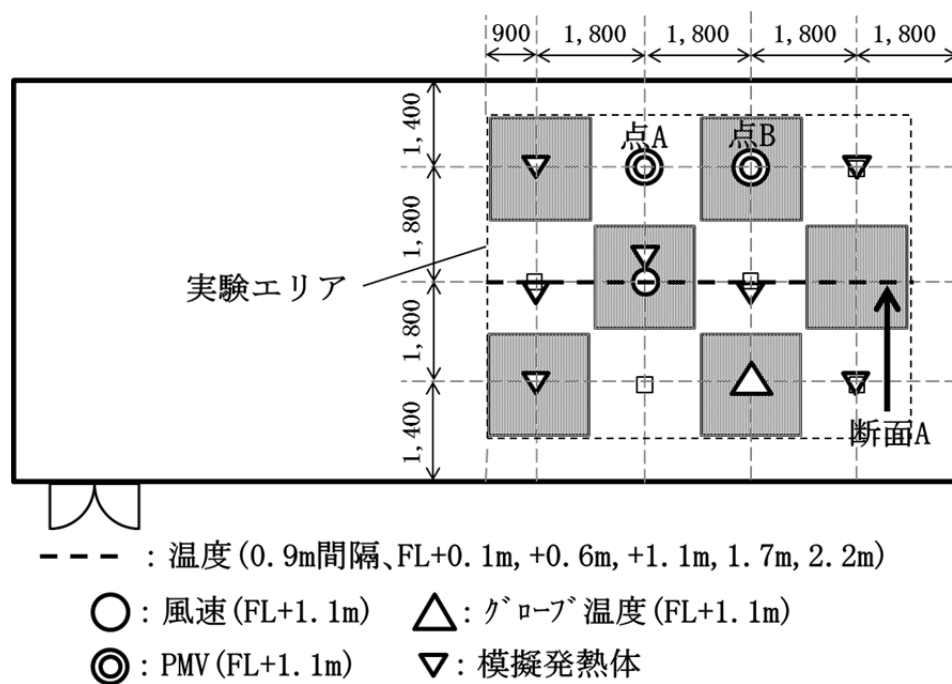


図 3.5-2 計測点平面図

3.5.2. 実験結果

断面 A において測定した室内空気温度を、等温線で表したものを図 3.5-3 に示す。断面 A における室内空気温度測定値の平均値は 26.8℃となった。タスク制気口下方における室内空気温度は膜放射ユニット下方のアンビエント域と比較してやや低い結果となった。温度タスク制気口と膜放射ユニットは同一の空調機から空気を吹出すが、吹き出し空気の性状の違いから、タスク制気口の方が低い空気温度となる傾向にあることを確認した。次に、測定結果一覧を表 3.5-3 に示す。測定点における PMV、最大上下温度差、風速は基準値内となった。PMV は膜放射ユニット下方、タスク制気口下方共に±0.5 以内となり、ISO 基準である予測不快者率 (PPD) が 10% 以下になる範囲となった。計測点の快適性指標が目標とした基準値を満足していることを確認した。実験室内外における熱収支から推定した室内各面の表面温度は、床面が 24.9℃、壁面が 26.5℃、天井面が 26.9℃となった^{注2)}。

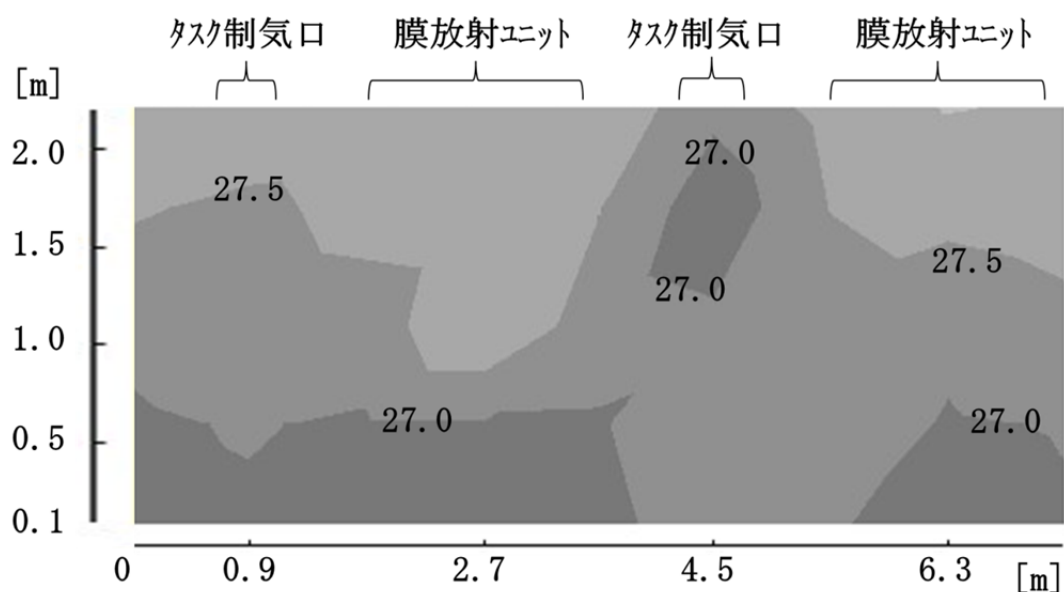


図 3.5-3 室内温度分布 (断面 A)

表 3.5-3 測定結果

項目		測定値	基準値	判定
PMV [-]	点 A	0.12	-0.5～0.5	基準内
	点 B	0.49	-0.5～0.5	基準内
最大上下温度差 [°C] [°C] (+0～1.7m)		0.8	3.0 以下	基準内
風速 [m/s]		0.13	0.15 以下	基準内
グローブ温度 [°C]		26.8	-	-

注 2) 室内外の熱収支から、実験室内壁、床、天井面の表面温度を推定した。FCU の冷却能力は、吹出し温度と吸込み温度、風量から算出を行った。計算の結果、室内各面からの熱損失量は $196\text{W}/\text{m}^2$ 、室内の平均温度は 27.2°C 、室外の温度は 16.5°C となった。また、空調機冷却能力は 4403W 、室内から室外への熱流出量は 2097W となった。

【計算条件】模擬発熱体発熱量 6500W 、床面仕様：モルタル充填パネル+二重床 ($t=150\text{mm}$)、床面熱伝導率： $0.026\text{W}/\text{m}\cdot^\circ\text{C}$ 、壁面・天井面仕様：ウレタンサンドイッチパネル ($t=100[\text{mm}]$)、壁面・天井面熱伝導率： $0.17\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$ 、室内側総合熱伝達率： $9.3\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$ 、室外側総合熱伝達率： $9.3\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$ 、天井付近温度： 27.2°C (FCU 吸込み温度の平均値とした)、壁付近温度： 26.8°C (室内温度計測値の平均値とした)、床付近温度： 26.4°C (FL+150mm における温度計測値の平均値とした)、天井面積： 174.8m^2 、床面積： 102.4m^2 、壁面積： 174.8m^2 、室内から室外の熱損失量： 2097W

3.6. 本章のまとめ

本章では、膜状の空気吹出し面を持つ制気口(以下、膜放射ユニット)を用いた全空気式放射空調方式の実大規模実験を行い、以下の知見を得た。

- 1) 膜放射ユニットを用いた全空気式放射空調システムの特徴・仕様を述べ、室内の快適性向上と省エネルギー性向上を両立させるメカニズムを示した。
- 2) 実大規模実験を行い、膜放射ユニットおよびタスク制気口の基本特性を把握した。膜放射ユニット吹出し面の表面温度は、約 22～23℃(放射率 1.0 換算)となり、平面的な偏りはみられなかった。膜放射ユニット下方の FL+1.1m における風速は 0.11m/s で一様に分布し、静穏範囲に収まった。
- 3) 膜放射ユニットを用いた全空気式放射空調システムによる実大規模実験を行い、PMV、風速、最大上下温度差を計測した。PMV はアンビエント領域で 0.49、タスク領域で 0.12、風速はアンビエント領域で 0.13m/s、最大上下温度差は 0.8℃であった。
- 4) 膜放射ユニットを用いた全空気式放射空調システムが、想定したオフィスの計画時点における快適指標値の基準内であることを確認した。

第4章 潜顕分離空調方式を導入したオフィスの運転状況評価

4.1. はじめに

■ 研究の課題と目的

第4章では、膜放射ユニットを用いた全空気式放射空調を実際に導入した低発熱オフィスを対象に、運転データの分析を行った。

- 1) 対象の低発熱オフィスの特徴を示し、潜顕分離空調方式のシステム構成、制御方法および計画時の狙いを示した。
- 2) 潜顕分離空調方式を構成する空調機器別に顕熱・潜処理量を計測し、実運用下における運転の傾向を分析した。
- 3) 負荷変動時の運転傾向から、対象の低発熱オフィスにおける空調用消費電力量削減に向けた改善項目を検討した。

4.2. 分析概要

全空気式放射空調方式を導入したオフィスを対象に、運用実績を基に年間の熱処理量を分析した。

4.2.1. 対象範囲とシステム概要

建物概要を表 4.2-1 に示す。この建物は2階と3階の執務室部分に全空気式放射空調方式を導入している。3階執務室平面図を4.2-1に、天伏図と分析対象範囲を図4.2-2に示す。インテリアゾーンには高顕熱ファンコイルユニット（以下、FCU）とパッケージ式デシカント空調機（以下、DCA）が設置されている。ペリメータゾーンの外皮負荷に対応するため、空冷パッケージ空調機（以下、PAC）が東西に一台ずつ設置されている。FCUの概要を図4.2-3に、膜放射ユニット概要を図4.2-4に、設置空調機器の概要を表4.2-3に示す。

FCUは、冷水温度が吸込み空気の露点温度以上となる温度にて運用しているため、冷却除湿をせず顕熱処理のみを行っている。機器吸込み温度と設定温度から電磁弁の開閉による水量調整を行い吸込み温度の制御をしている。FCUのファン周波数は固定である。DCAは室内のCO₂濃度が設定上限値となった場合、運転台数を増加させる制御となっている。DCAの制御目標値は吹出し空気の絶対湿度である。PACの制御目標は吸込み温度であり、潜熱処理量は吸込み空気と運転の状態により成り行きとなる。分析対象の執務室は、潜熱分離空調による機器構成となっているが、DCAを停止した際、例えば残業時間帯や休日などの人員が限られる場合はPACの単独運転が想定されている。その際にも調湿を行うため、顕熱処理専用の空調機ではなく、顕熱・潜熱処理を同時に行う機器が導入されている。

FCU1台に対し、制気口として膜放射ユニットとVHS制気口がそれぞれ4個接続されている。膜放射ユニットは鋼製天井枠（FL+2,700）に市松模様状に配置されている。膜放射ユニットからの風量は、VHSの開閉状況により変動し、一つのFCUに接続されるVHSが全閉の場合は、空調気流は膜放射ユニットからのみ室内側に供給される。

表 4.2-1 建物概要

所在地	東京都江東区
構造	S造+RC造 地下4階地上4階
建築面積	934 m ²
延床面積	4,342 m ²
分析対象面積	450 m ²

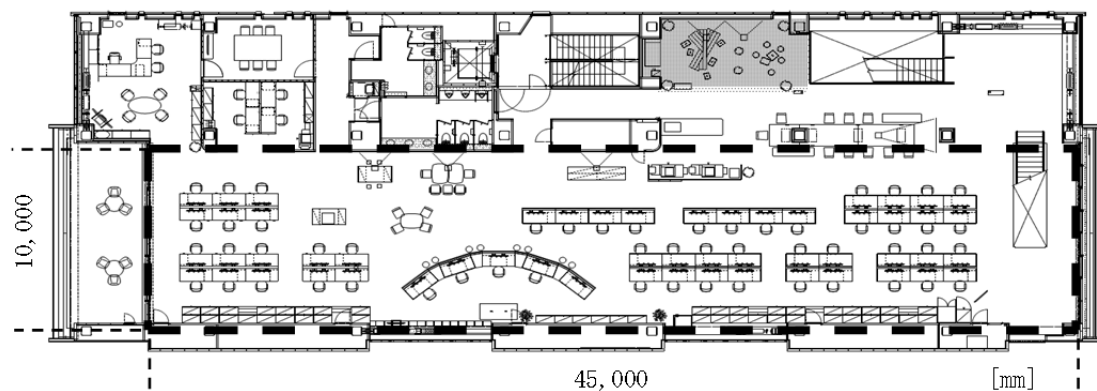


図 4.2-1 3階執務室平面図

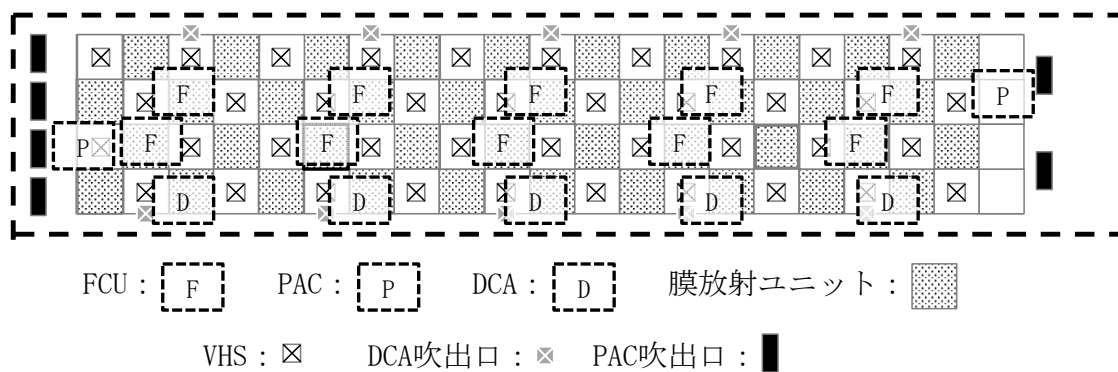


図 4.2-2 3階執務室天伏図(分析対象範囲)

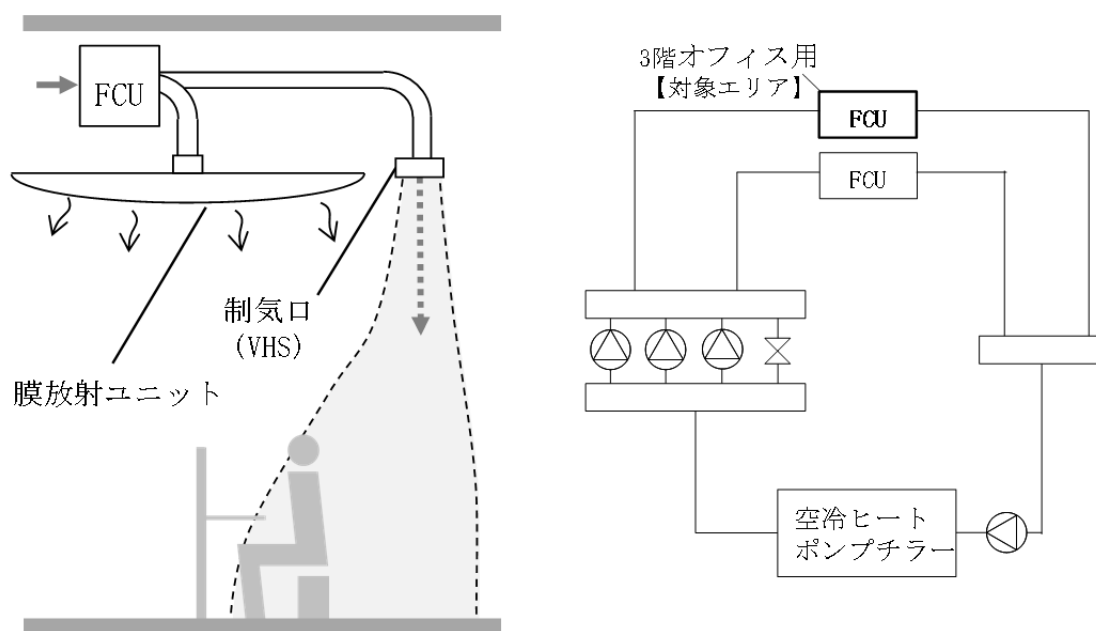


図 4.2-3 FCU の概要

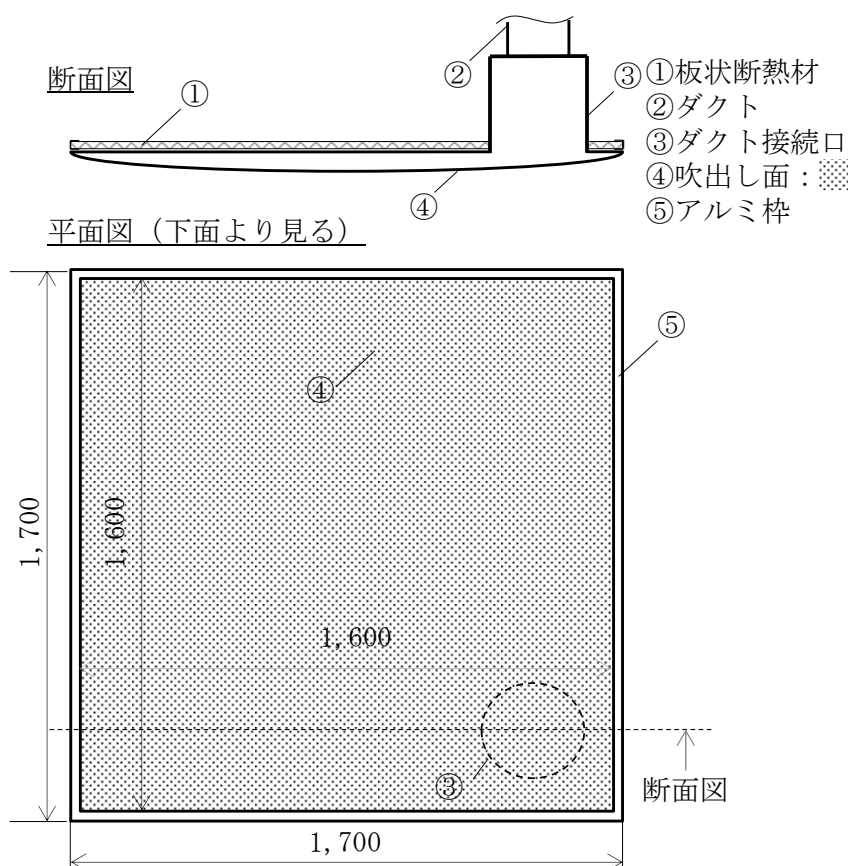


図 4.2-4 膜放射ユニットの概要

表 4.2-2 膜放射ユニットの仕様

寸法	外形寸法 [m]	0.03 (高さ) × 1.7 (幅) × 1.7 (奥行)
	吹出し面寸法 [m]	1.6 (幅) × 1.6 (奥行)
材料	部材	材質
	枠	アルミ
	板状断熱材	グラスウールボード (t25) + AGC
	吹出し面	ポリプロピレン (難燃性)

表 4. 2-3 設置空調機器の概要

用途	機器型式	台数・仕様	
インテリ アゾーン	高顕熱ファンコ イルユニット	台数[台]	10
		定格顕熱冷暖房能力[kW]	2.76
		定格風量[m ³ /h]	1360
	膜放射ユニット	個数[個/台]	40
		風量 [m ³ /h]	170～270
外 気 導 入・ 調湿用	パッケージ型デ シカント空調機	台数[台]	5
		外気導入量[m ³ /h]	500
		定格潜熱処理能力[kW]	5.42
		定格全熱冷房能力[kW]	6.89
ペリメー タ用	パッケージ型空 調機	台数[台]	2
		定格冷房能力[kW]	9.0
		定格暖房能力[kW]	10.0
		定格風量(最大) [m ³ /h]	1500

4.2.2. 熱処理量の検討

通年における機器の運転傾向を把握するため、計測データから、対象執務室の空調システムについて潜熱・顕熱処理量を算出した。計測概要を表 4.2-4 に示す。以下に各機器の熱処理量の算出方法を示す。FCU の熱処理量は、3 階冷水流量と冷水温度(往・還)から算出した。期間中を通じて供給される冷水の温度が、室内代表点における空気の露点温度を上回っていたため、SHF は 1.0 とした。期間中の供給冷水温度の最低値は 18℃であった。計測期間中、平日の運転時間は 8 : 00～18:00 であった。算出式を以下に示す。

$$q_{S_w} = c_{\rho_w} \cdot \rho_w \cdot Q_w (t_{Rw} - t_{Dw}) \quad \dots (1)$$

DCA の熱処理量は、外気と機器吹出し空気の比エンタルピー差、および定格機器風量から算出した。計測期間中、平日の運転時間は 7 : 00～22:00 であった。

$$q_L = \rho_A \cdot Q_A \cdot r_0 (x_{RA} - x_{SA}) \quad \dots (2)$$

PAC の顕熱処理量は、吸込み空気と機器吹出し空気の温度差から算出した。機器吹出し空気の相対湿度 95%における絶対湿度を、吸込み空気の絶対湿度が超過した量を除湿量とし、潜熱処理量を算出した。超過しない場合の SHF は 1.0 とした。機器の風量は PAC 吸込み口に設置した風速計の値から弱・中・強の風量モードを判定し、各モード別の実測風量を計算に用いた。PAC の機器吸い込み空気の絶対湿度は、分析対象範囲内で最も近傍にある湿度計測点と同値として計算した。計測期間中、平日の運転時間は 7 : 00～22:00 であった。

$$q_{S_A} = c_{\rho_A} \cdot \rho_A \cdot Q_A (t_{RA} - t_{SA}) \quad \dots (3)$$

表 4.2-4 計測概要

計測期間	2015/4/10～2016/3/31		
項目(点数)	計測間隔・計測設備		
外気	乾球温度(1点)、相対湿度(1点)	10分間隔	中央監視設備
高顕熱ファンコイルユニット	機器吹出温度(10点)		T型熱電対
	機器吸込み温度(10点)、冷水温度(往(1点)・還(1点))、冷水流量(1点)	10分間隔	中央監視設備
パッケージ型デシカント空調機	吹出口乾球温度(5点)	1分間隔	T型熱電対
	吹出口相対湿度(5点)	1分間隔	湿度計(TR-72U)
	機器吸込み温度(5点)、機器吸込み湿度(5点)、	10分間隔	中央監視設備
パッケージ型空調機	機器吹出温度(2点)、	1分間隔	T型熱電対
	機器吸込温度(2点)		
	吹出し風速(2点)	1分間隔	熱線式風速計

4.3. 各機器の潜熱・顕熱処理量の分析結果

4.3.1. 日別熱処理量の分析

図 4.3-2 に 4 月から 6 月の日毎の潜顕熱処理量を示す。4 月は PAC による熱処理が主に行われていた。5 月から冷房運転期間となった。5 月は PAC の顕熱処理量の比率が大きく、FCU は中間期モードとなり運転を停止した。FCU は 6 月から冷房運転を行った。6 月は顕熱処理量に対し潜熱処理量が大きく、SHF が 0.5 以下となる日もあった。

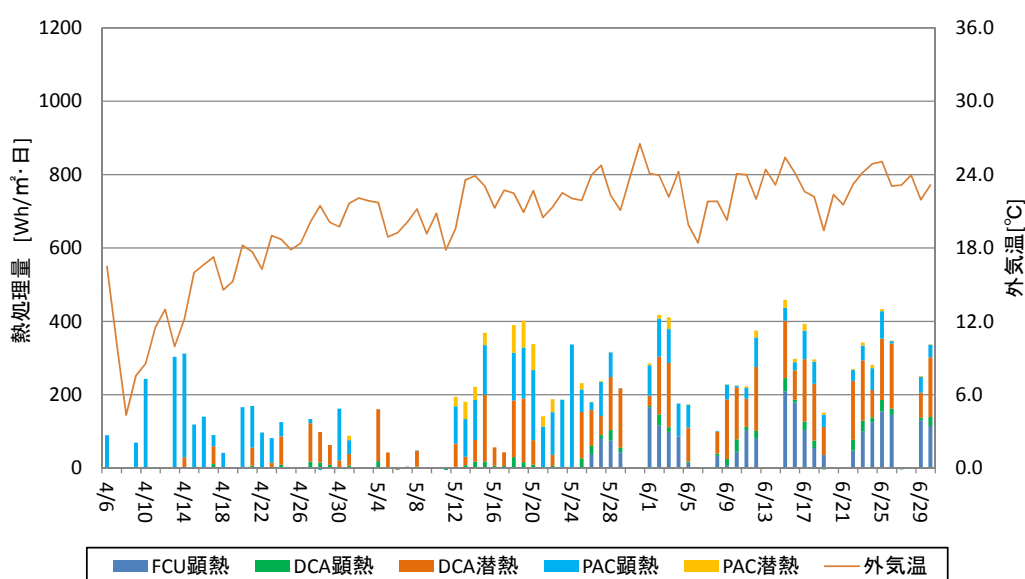


図 4.3-2 日別処理熱量の推移

図 4.3-3 に 7 月から 10 月までの日毎の潜顕熱処理量を示す。7 月上旬は熱処理量が $400\text{Wh/m}^2\cdot\text{日}$ 以下であった。7 月中旬以降の外気温の上昇に伴い、熱処理量は $600\text{Wh/m}^2\cdot\text{日}$ から $800\text{Wh/m}^2\cdot\text{日}$ の間を推移しており、FCU による熱処理量の割合が大きくなった。PAC 顕熱処理量は 7 月、8 月に大きくなった。7 月、8 月の PAC の潜熱処理量が増加しているのは、外気湿度の上昇に加え、PAC の冷房能力が大きくなり蒸発器温度が低下したことで、除湿量が大きくなったと推察される。8 月中旬の盆期間は勤務人員が少なくなり内部負荷が減少したため、冷房負荷が減少したと推察される。8 月の後半から 9 月は PAC の熱処理量が少なくなった。PAC の潜熱処理量が少なくなった影響により、DCA 潜熱処理量の割合が増加した。10 月は外気温、絶対湿度ともに低下し空調負荷は小さく、 $100\text{Wh/m}^2\cdot\text{日}$ 以下となった。

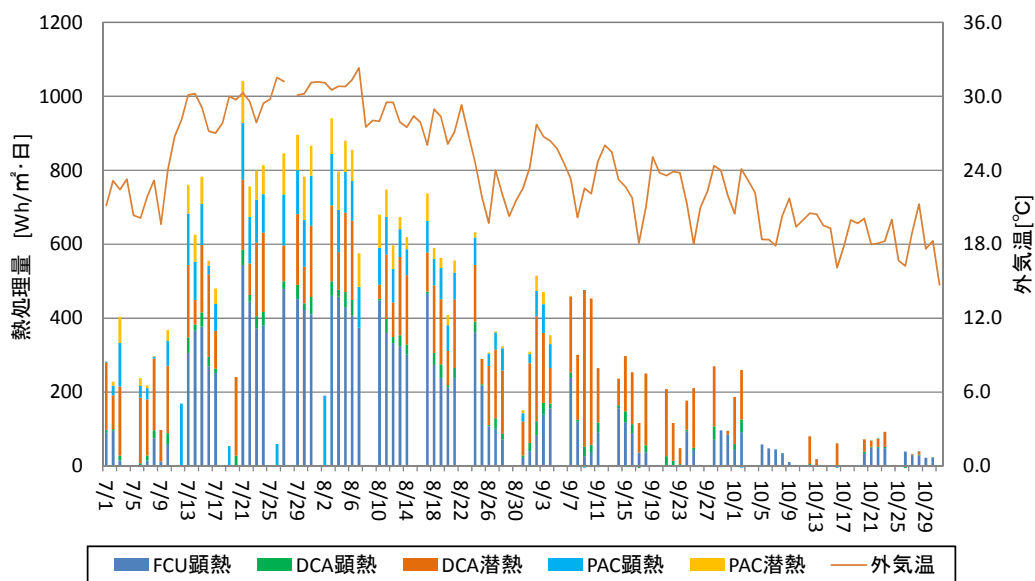


図 4.3-3 日別処理熱量の推移

図 4.3-4 に 11 月と 12 月の日毎の潜顕熱処理量を示す。11 月からは暖房運転期間であった。FCU は 20℃設定で運用していたが、FCU 吸込み温度が 20℃以下になることはなく、11 月は PAC 顕熱処理量のみが発生していた。DCA は調湿を行っていない場合にも外気導入を行っているが、その場合は負荷処理量は 0 となる。PAC には加湿機能がなく暖房期に潜熱処理は行わない。12 月中旬まで熱処理量は 200Wh/m²・日以下となった。12 月下旬に加湿負荷が発生し、熱処理量が上昇した。外気温低下により PAC 顕熱処理量も増加したため、最終週からは 600 から 800Wh/m²・日となった。

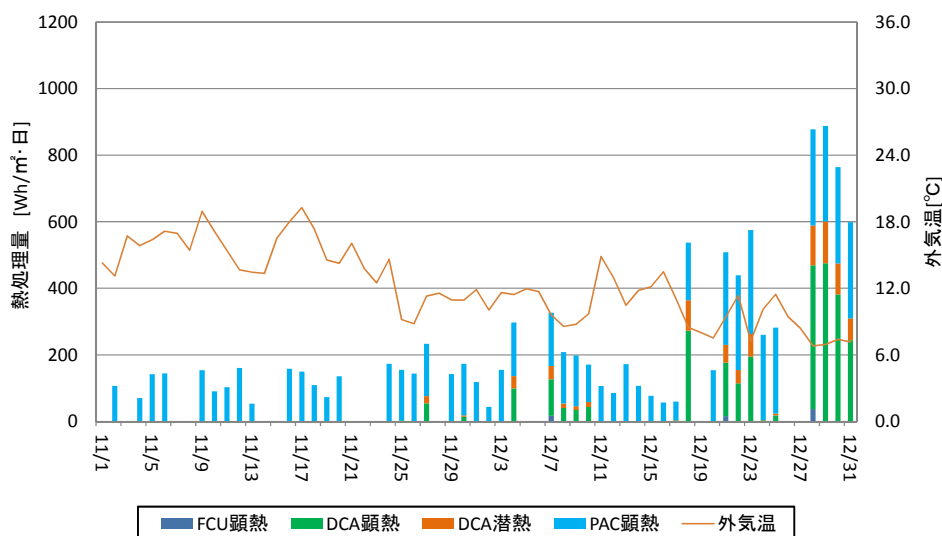


図 4.3-4 日別処理熱量の推移

図 4.3-5 に 1 月から 3 月の日毎の潜顕熱処理量を示す。熱処理量が $400\text{Wh}/\text{m}^2\cdot\text{日}$ 以下と少なくなった。1 月中旬から DCA の熱処理量が増加し、1 月下旬から FCU は運転を開始した。FCU が稼働を始めたのは 1 月 25 日から設定温度が 20°C から 24°C に変更されたためであり、これはペリメータの環境改善を目的としたものだった。1 月 25 日から 3 月 3 日までは、加湿負荷増により DCA の稼働台数が増加し、熱処理量も合わせて増加した。FCU の設定温度が 3 月 8 日から 22°C に、11 日から 20°C に変更され、以降の運転はほぼ行われなかった。

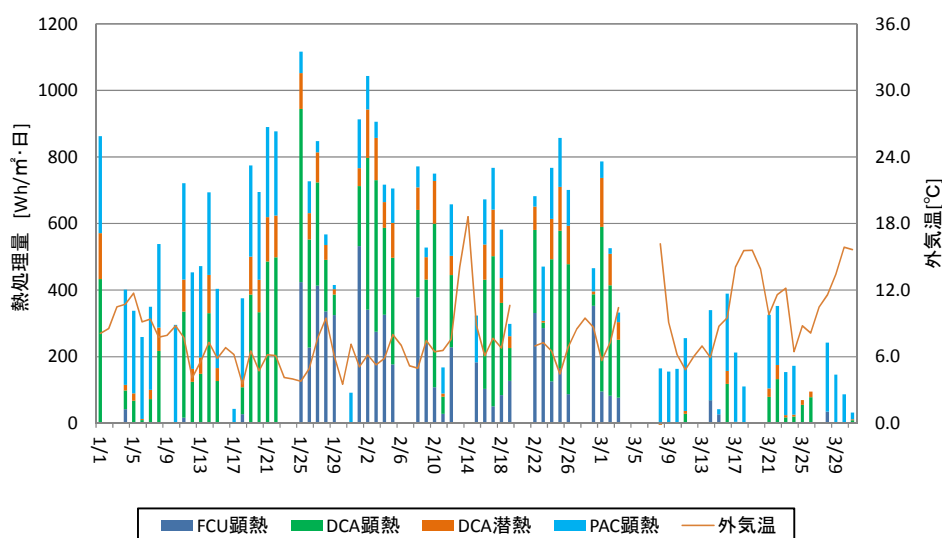


図 4.3-5 日別処理熱量の推移

4.3.2. 月別熱処理量分析

2015/6/1 から 9/27 の冷房期における平日 8:00～18:00 における FCU 吸込み温度、室内絶対湿度、外気温度・湿度、各機器の熱処理量および FCU 稼働率についての、平均値・最大値を表 4.3-1 に示す。稼働率は機器の定格冷房能力に対する処理熱量の割合とした。外気条件の変動により FCU の稼働率平均は変動し、7～8 月において約 50%、6・9 月は約 15% となった。6、9 月は FCU の冷水弁が閉となる時間が多くなり、その間、膜放射ユニットに供給される空気温度は上昇するため、放射熱による影響は夏季と比較し小さくなる。このことから、冷房負荷の小さい時期にクールビズ等の室温緩和施策を実施する場合、最暑時期よりも放射環境改善効果が小さくなっていることを考慮した室温設定を行う必要が示唆された。

表 4.3-1 機器運転状況の月別平均値

項目			6 月	7 月	8 月	9 月
室内 温湿度	機器吸込み温度 [°C]	平均値	27.8	27.8	27.7	27.5
		最大値	13.4	15.7	15.5	14.5
	絶対湿度 [g/kg(DA)]	平均値	10.9	13.1	13.2	11.5
外気 温湿度	外気温度 [°C]	平均値	25.1	28.4	28.9	24.1
		最大値	29.3	34.1	35.6	29.2
	絶対湿度 [g/kg(DA)]	平均値	13.0	17.6	18.0	15.5
		最大値	15.6	21.0	20.8	19.7
ファンコイ ルユニット	顕熱処理量 [W/m ²]	平均値	9	25	27	9
		最大値	19	52	46	19
	稼働率 [%]	平均値	16	44	49	15
		最大値	34	93	82	34
デシカント 空調機	顕熱処理量 [W/m ²]	最大値	3	3	3	3
	潜熱処理量 [W/m ²]	平均値	8	10	9	12
		最大値	12	14	14	29

図 4.3-6 に 4 月から 10 月の月ごとの平日平均熱処理量と顕熱比 SHF (Sensible Heat Factor) を示す。SHF とは処理熱量全体に対する顕熱処理量の割合である。なお、4 月は暖房期、5 月から 10 月は冷房期である。

4 月は PAC は暖房運転を行い、FCU は中間期として運転を停止していた。4 月の PAC の吹出し温度は 30°C 後半から 40°C 前半で推移しており、熱処理量は 100Wh/m²・日であった。6 月は外気温湿度の上昇により、FCU 顕熱処理量、DCA 潜熱処理量が増加し、平日における平均熱処理量は 300Wh/m²・日に達した。7 月、8 月は FCU 顕熱処理量が上昇した。9 月は雨天の日が多く、顕熱比が下がり DCA 潜熱処理量が冷房期間中で最大となった。10 月は中間期モードで PAC は運転しておらず、熱処理量全体で 100Wh/m²・日を下回っていた。SHF は顕熱負荷の小さい 5・6 月と 9 月に低くなっていた。7 月は 0.63、8 月は 0.68 となり、冷房期間中では高い値を示した。

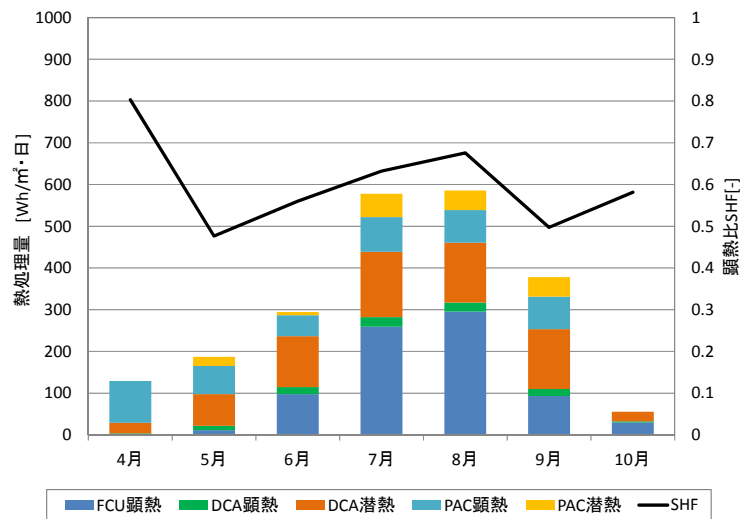


図 4.3-6 月ごとの平日平均熱処理量

図 4.3-7 に 11 月から 3 月の月ごとの平日平均熱処量を示す。11 月から 3 月は PAC、FCU とともに暖房運転となった。11 月は PAC による顕熱処理が主に行われており、平均熱処処理量は $100\text{Wh/m}^2\cdot\text{日}$ であった。12 月は DCA 潜熱処処理量が発生し、外気温の低下により増加した PAC 顕熱処処理量と合わせて、熱処処理量が増加した。

1 月は DCA の稼働時間が長くなり、熱処処理量が増大した。1 月後半から FCU が稼働を始めた。PAC 顕熱処処理量は暖房期間中最大となる $200\text{Wh/m}^2\cdot\text{日}$ 、全体の熱処処理量は $600\text{Wh/m}^2\cdot\text{日}$ を超えた。

2 月は FCU の顕熱処処理量が増加した分 PAC の顕熱処処理量が減少し、月の熱処処理量は 1 月とほぼ同様であった。3 月は外気温が上昇したため熱処処理は大きく減少した。

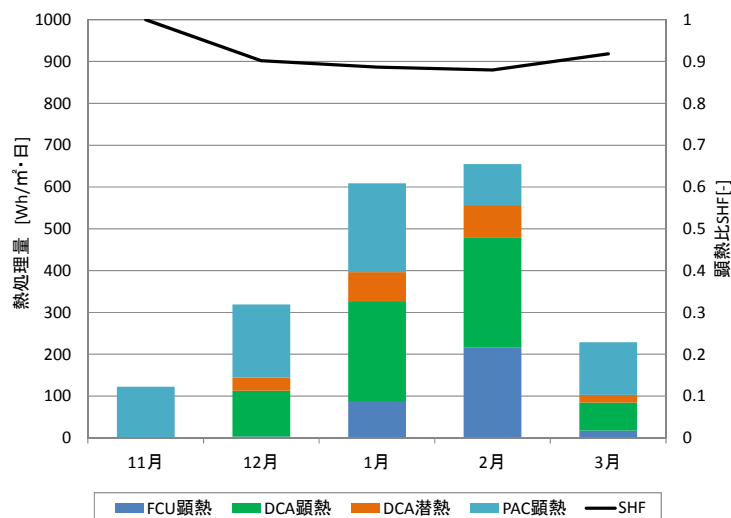


図 4.3-7 月ごとの平日平均熱処理量

4.3.3. 一日の潜顕熱処理量の推移

夏期における、天候による潜顕熱処理量の傾向を把握するため、晴天の代表日として6月24日を、雨天代表日として9月8日を対象に分析を行った。6月24日と9月8日の気象データを表4.3-3と表4.3-4に、6月24日と9月8日の熱処理量の推移を図4.3-8と図4.3-9にそれぞれ示す。

表 4.3-3 6月24日の気象データ

日付	日平均気温	日最高気温	日平均湿度	天候
6月24日	23.8℃	29.9℃	72%	晴

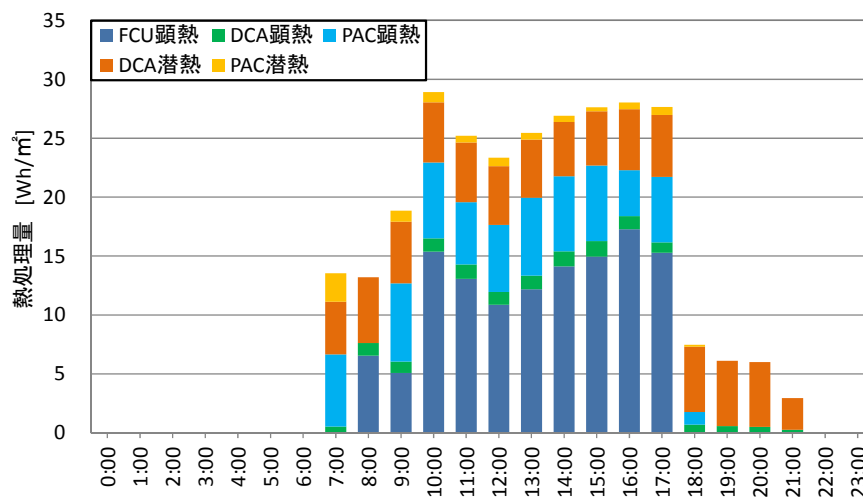


図 4.3-8 6月24日の熱処理量の推移

10時台の熱処理量がピークとなり、 $29\text{Wh/m}^2\cdot\text{h}$ となった。熱処理量の割合はFCU顕熱処理が5割、PAC顕熱処理量が2割、DCA潜熱処理量が2割、残りが1割程度であった。

表 4.3-4 9月8日の気象データ

日付	日平均気温	日最高気温	日平均湿度	天候
9月8日	20.0℃	21.0℃	100%	大雨

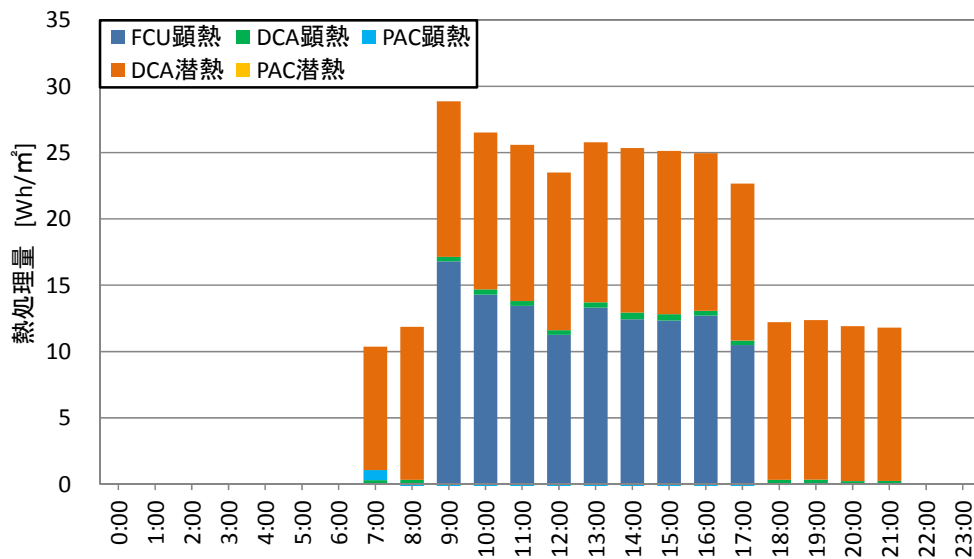


図 4.3-9 9月8日の熱処理量の推移

9月8日は大雨であり外気の絶対湿度が高くなっていた。そのためDCAが5台稼働して潜熱処理が大きくなった。SHFは0.5を下回っていた。外気温は低く、PACによる顕熱処理はほぼ行われなかった。

冬期における、天候による潜顕熱処理量の影響を把握するため、晴天の代表日として1月27日を、雨天の代表日として1月29日を対象とし分析を行った。1月27日と1月29日の気象データを表4.3-5と表4.3-6に、1月27日と1月29日との熱処理量の推移を図4.3-10と図4.3-11にそれぞれ示す。

表 4.3-5 1月27日の気象データ

日付	日平均気温	日最高気温	日平均湿度	天候
1月27日	6.3℃	13.4℃	45%	晴

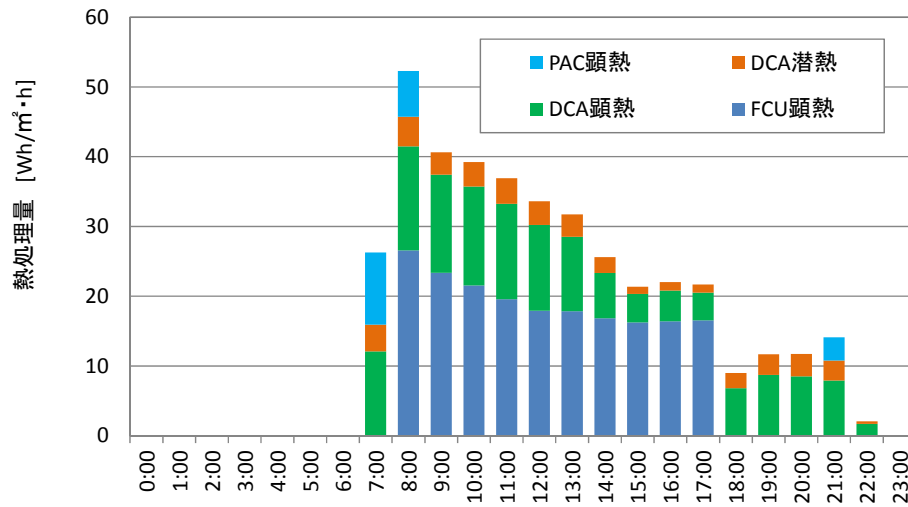


図 4.3-10 1月27日の熱処理量の推移

晴天であった1月27日は、加湿のためにDCA潜熱処理量が発生していた。PAC顕熱処理量は予冷時間およびFCUが停止する夜間に発生していた。立ち上がり負荷は大きく、8時台の熱処理量は $50\text{Wh/m}^2\cdot\text{h}$ を超えた。

表 4.3-6 1月29日の気象データ

日付	日平均気温	日最高気温	日平均湿度	天候
1月29日	5.4℃	7.8℃	78%	雨一時曇

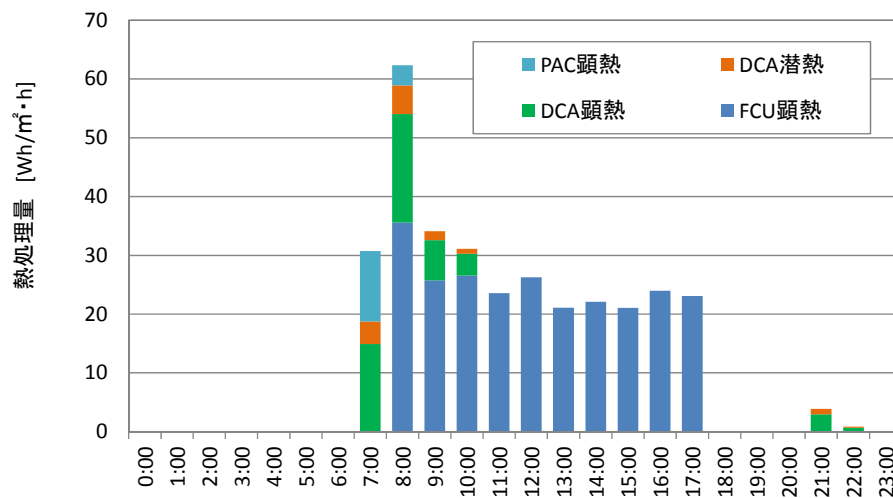


図 4.3-11 1月29日の熱処理量の推移

1月29日はPAC顕熱処理量とDCA熱処理量が朝方に発生していた。日中は加湿の必要がなく、DCAの稼働がほぼ見られなかった。FCU顕熱処理が多くなされており、FCU

のみで室内の空調を賄っている時間帯が多く見られた。

夏期の代表日として外気エンタルピーが最大となった8月6日を対象とし、表4.3-7に気象データを、図4.3-13に潜顕熱処理量の時間毎の推移を示す。

表 4.3-7 8月6日の気象データ

日付	日平均気温	日最高気温	日平均湿度	天候
8月6日	30.9℃	35.9℃	68%	晴

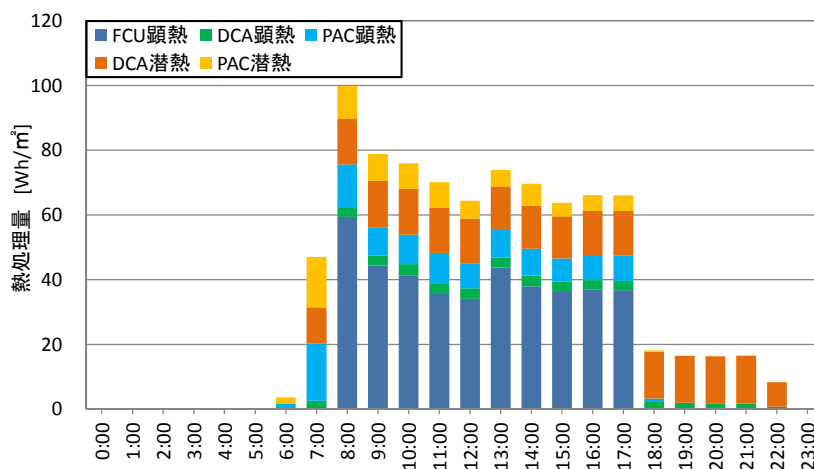


図 4.3-13 8月6日の熱処理量の推移

立ち上がり時のFCUによる顕熱処理量が大きく、定格処理量である $59\text{Wh/m}^2\cdot\text{h}$ を超える値となっている。11時には $40\text{Wh/m}^2\cdot\text{h}$ となり、18時まで同程度で推移している。この日のDCAは常に2台で運転しており、DCA潜熱処理量の時間的変動は小さい。夜間の外皮負荷を処理するためPAC顕熱処理量は朝方に最も多くなっていた。PAC潜熱処理量は予冷時間に最高値を示した。

冬期の代表日として外気エンタルピーが最低となった1月26日を対象とし、表4.3-7に気象データを、図4.3-14に潜顕熱処理量の時間毎の推移を示す。

表 4.3-7 1月26日の気象データ

日付	日平均気温	日最高気温	日平均湿度	天候
1月26日	3.8℃	9.6℃	46%	晴

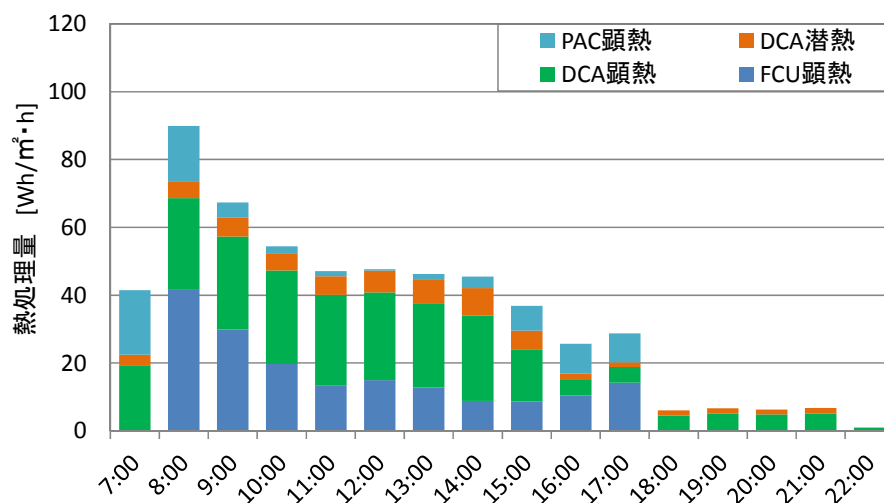


表 4.3-14 1月26日の熱処理量の推移

予冷時間帯における FCU 顕熱処理量が大きくなった。8 時台の熱処理量は $90\text{Wh/m}^2\cdot\text{h}$ であった。日中は DCA 潜熱処理、顕熱処理がともに行われていたが、夜間の DCA 潜熱処理量が小さくなっており、負荷率低下の要因となっている。PAC 顕熱処理量は外気温の低下する朝方と夕方に増加した。

4.4. 空調機器別運転特性

4.4.1. FCU の運転特性

■ 顕熱処理量の分析

夏期における外気温と FCU 顕熱処理量の関係を図 4.4-1 に、冬期における外気温と FCU 顕熱処理量の関係を図 4.4-2 にそれぞれ示す。

夏期において、外気温が上昇すると顕熱処理量が増加する傾向がみられた。機器の運転状況や内部負荷の影響により顕熱処理量に幅があるが、夏期、冬期ともにおおむね外気温の変動に応じた熱処理が行われていた。夏期は低い負荷率での運転状況が確認された。

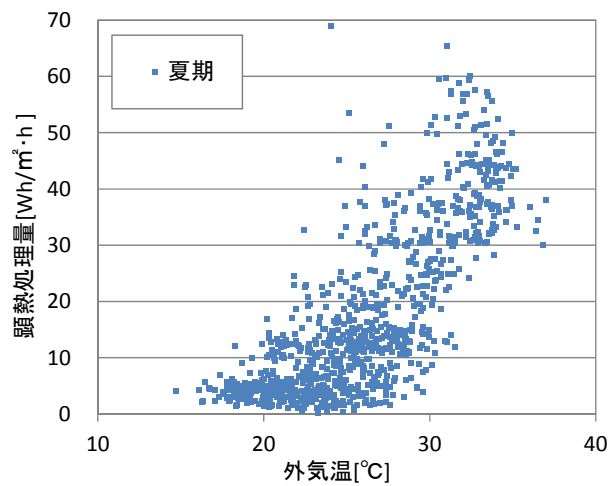


図 4.4-1 外気温と FCU 顕熱処理量の関係 (夏期)

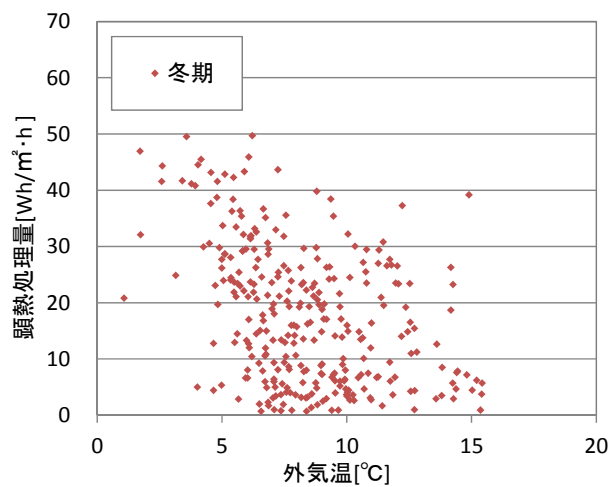


図 4.4-2 外気温と FCU 顕熱処理量の関係 (冬期)

4.4.2. DCA の運転特性

■ 潜顕熱処理量の分析

図 4.4-3 に、夏期の外気絶対湿度と潜顕熱処理量の関係を示す。外気絶対湿度と DCA 潜熱処理量の間で相関がみられる。対象オフィスにおける DCA の運転台数は、1 台又は 2 台を切り替える輪番運転であるが、台数に応じ潜熱処理量が増加していることがわかる。潜熱処理量の大きいプロットは、台数制御による輪番運転が実施されずに全台数(5 台)運転を行った際のデータである。絶対湿度が 15g/kgDA' を超える期間は、PAC が潜熱処理を行っている期間が多く、潜熱処理量にばらつきがみられる。

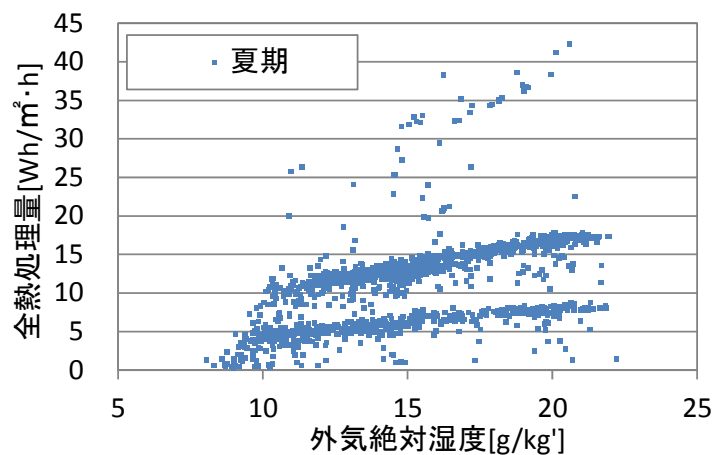


図 4.4-3 夏期の外気絶対湿度と潜顕熱処理量の関係

図 4.4-4 に、冬期の外気絶対湿度と潜顕熱処理量の関係を示す。熱処理量が $5\text{Wh/m}^2\cdot\text{h}$ 前後と $30\text{Wh/m}^2\cdot\text{h}$ 前後の 2 か所に集中していることがわかる。 $5\text{Wh/m}^2\cdot\text{h}$ 前後のプロットは DCA が 1 台から 2 台で運転した時間のプロット、 $30\text{Wh/m}^2\cdot\text{h}$ 前後のプロットは 5 台が運転した場合のプロットである。冬期は全台数運転する時間が長く、全体を通じ熱処理量は多くなった。

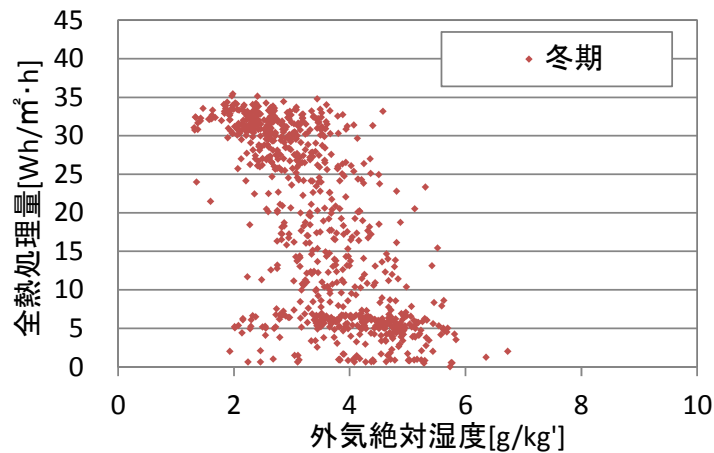


図 4. 4-4 冬期の外気絶対湿度と潜熱熱処理量の関係

図 4. 4-5 に通年の DCA 負荷率を月別に示す。なお、DCA は機器一台一台の特性を個別に分析するため、稼働台数分の定格能力に対する処理熱量の割合を負荷率とした。

DCA 熱処理量は一年を通し、比較的安定して推移していることがわかる。10 月と 11 月は熱処理がほとんど行われていなかった関係で、負荷率はそれぞれ 5%程度と 25%程度にとどまっていたが、それ以外の月は低くても 4 月の 38%の負荷率で稼働していた。負荷率が最大となる月は 8 月であり、その値は 64%であった。

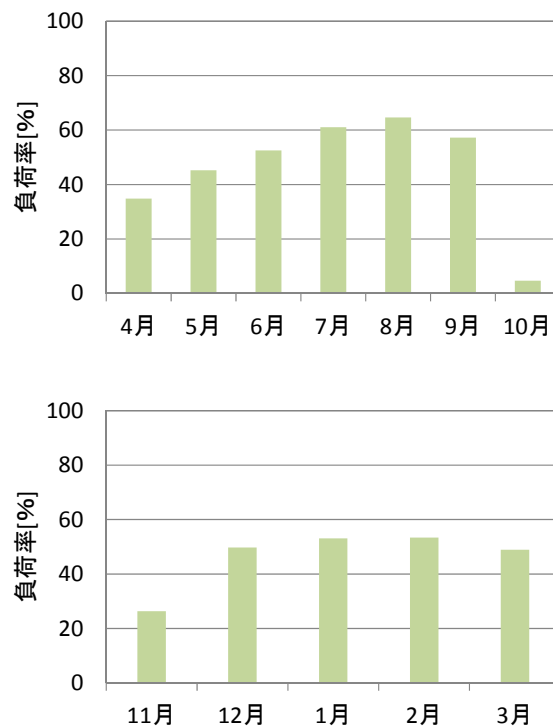


図 4. 4-5 月ごとの DCA の負荷率

■ 稼働台数の分析

図 4.4-6 に通年の稼働台数と外気絶対湿度を示す。執務空間には DCA が 5 台設置されている。冷房期は 2 台→2 台→1 台の輪番運転が行われていた。室内の CO₂ 濃度が目標値より高くなる、または室内絶対湿度が目標値に達すると輪番運転が実施されずに 5 台の DCA が稼働する制御となっている。冷房期には、ほぼ全期間で輪番運転が実施されていた。また、暖房期にはほぼ全期間で DCA は 5 台稼働していた。輪番運転の最小化によって消費電力は削減できるため、輪番運転の台数設定の最適化が改善項目として挙げられる。



図 4.4-6 通年の DCA 稼働台数と外気絶対湿度

■ SCOP の分析

冷房期の外気絶対湿度と SCOP の関係を図 4.4-7 に示す。DCA の SCOP と外気絶対湿度の間に右肩上がりの相関がみられる。これは、外気絶対湿度が上昇したことによりデシカ素子の吸着効率が向上したことによると考えられる。また室内絶対湿度が

10g/kg' 以上の場合に SCOP は高い値を示す。冷房期全体を通して SCOP は約 2.0 から 3.0 の間の値となった。

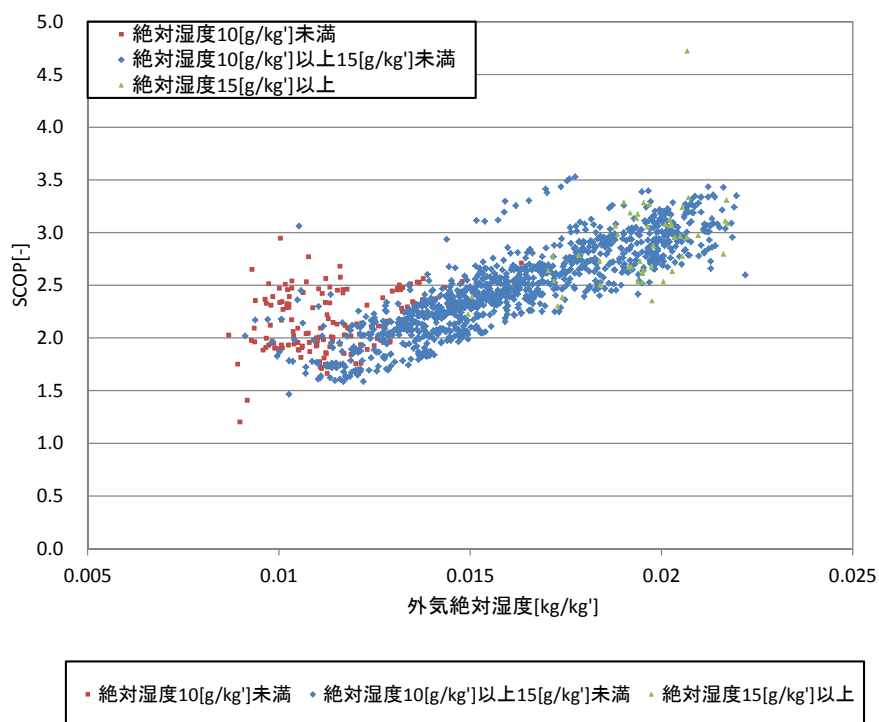


図 4. 4-7 冷房期の外気絶対湿度と SCOP の関係

暖房期の外気絶対湿度と SCOP の関係を図 4. 4-8 に示す。暖房期の SCOP は外気絶対湿度と相関は見られなかった。負荷率 10%未満の赤いプロットのときに SCOP が約 2.0 となっており、低い値を示した。

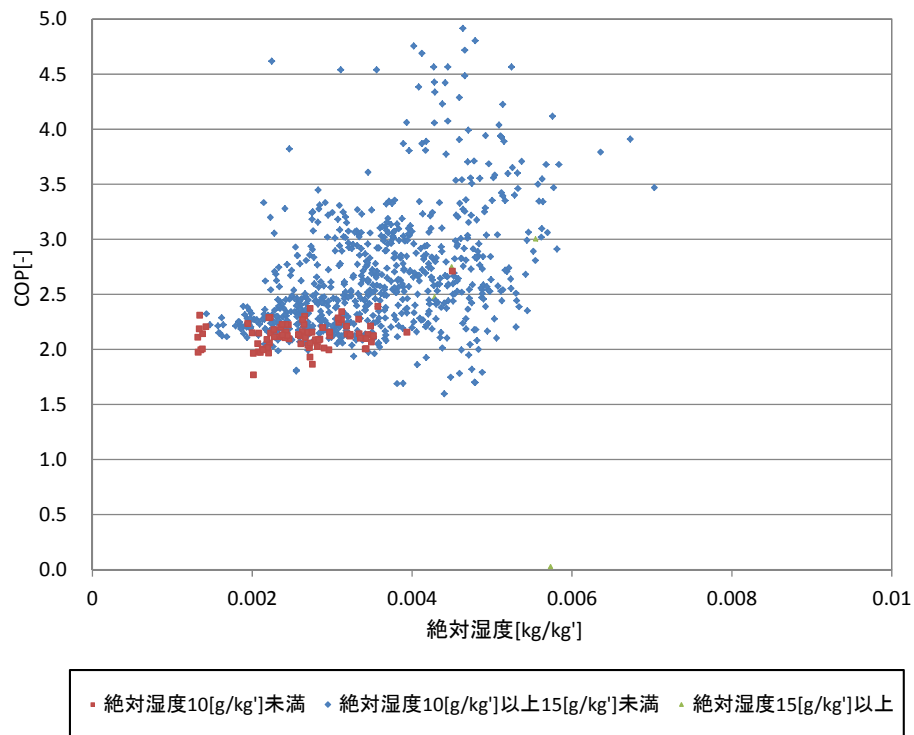


図 4. 4-8 暖房期の外気絶対湿度と SCOP の関係

図 4. 4-9 に冷房期における DCA の負荷率発生時間と負荷率ごとの平均 SCOP を示す。夏期の DCA はおおむね負荷率 30%未満で稼働していることがわかる。台数制御により稼働台数が少なかったため、低負荷の発生時間が長くなっていた。また、当該範囲において SCOP の平均値は 3.0 を下回っていた。

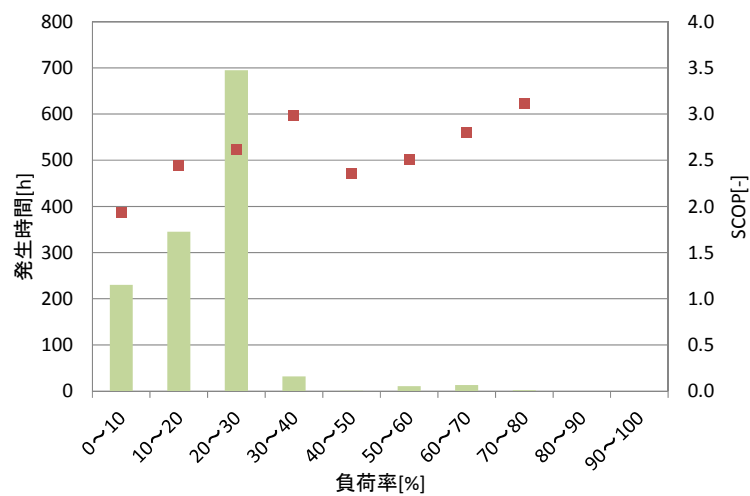


図 4. 4-9 冷房期における DCA の負荷率発生時間と平均 SCOP

図 4. 4-10 に暖房期における DCA の負荷率発生時間と平均 SCOP を示す。暖房期において、DCA は 5 台すべて稼働した時間が多く、負荷率発生時間は 50～60% に集中している。低負荷時に SCOP が高い傾向がみられた。

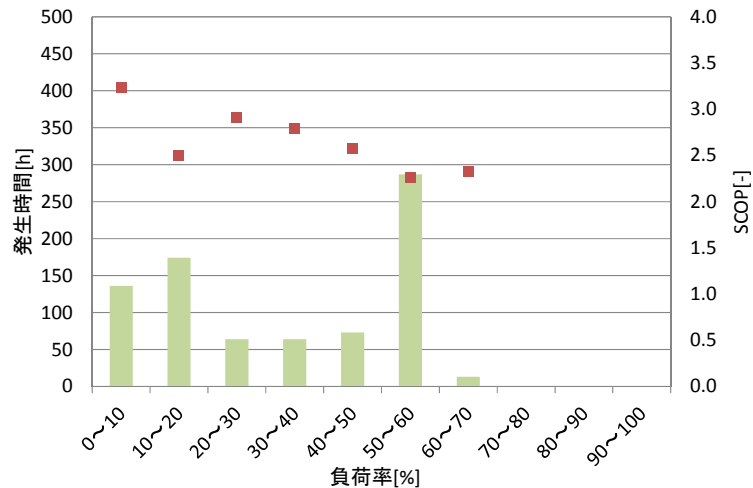


図 4. 4-10 暖房期における DCA の負荷率発生時間と平均 SCOP

4.4.3. PAC の運転特性

■ 潜顕熱処理量の分析

図 4. 4-11 に夏期における外気温と PAC 顕熱処理量、PAC 全熱処理量の関係を示す。冷房期の全熱処理量、顕熱処理量は外気温と緩やかな相関がみられ、外皮負荷の変動に応じた熱処理を行っていたことがわかる。外気温が高くなる日に PAC の冷房能力が高くなり、潜熱処理量も増加したため、外気温が高い日に全熱処理量が高くなっていることがわかる。

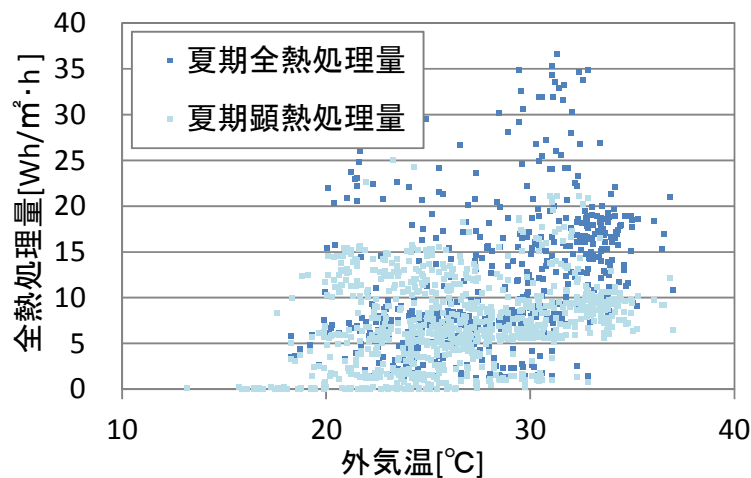


図 4. 4-11 夏期における外気温と PAC 熱処理量の関係

図 4. 4-12 に暖房期における外気絶対湿度と顕熱処理量の関係を示す。10Wh/m²・h 前後と 20Wh/m²・h 前後に熱処理量が集中していた。

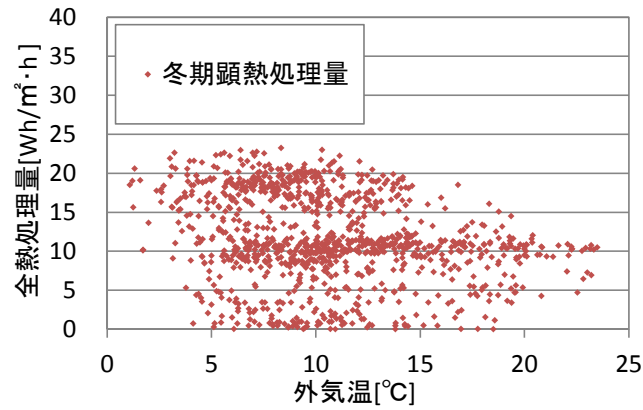


図 4. 4-12 暖房期における外気温と顕熱処理量の関係

PAC は居住者が設定温度を自由に変更可能な運用であった。東側に設置されている PAC について、冷房期における設定温度と顕熱処理量の関係を図 4. 4-13 に、暖房期における設定温度と潜顕熱処理量の関係を図 4. 4-14 に示す。

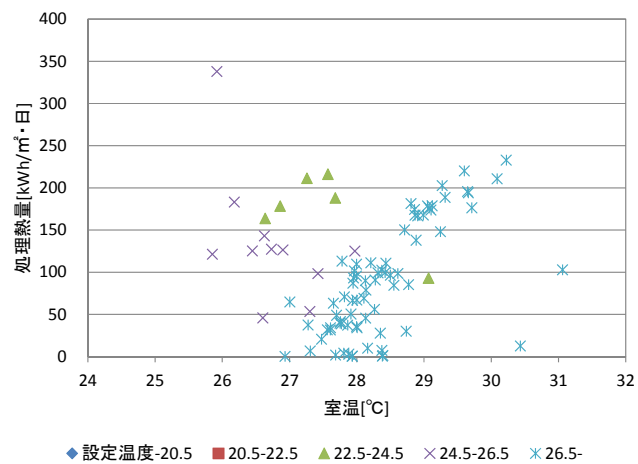


図 4. 4-13 冷房期における設定温度と顕熱処理量の関係

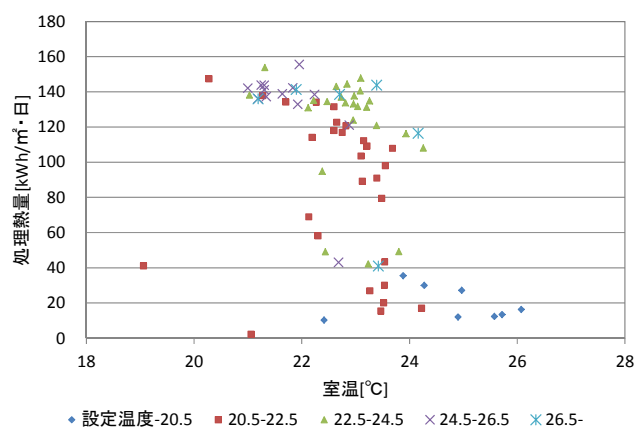


図 4.4-14 暖房期における設定温度と潜顕熱処理量の関係

図 4.4-15 に PAC の冷房期の負荷率を月ごとに示す。冷房期において、PAC は約 40% 以下の負荷率で運転がされており、機器容量の最適化が改善項目として挙げられる。

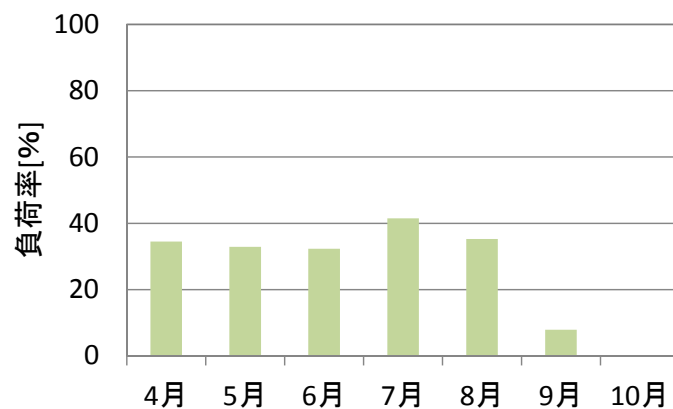


図 4.4-15 冷房期における PAC の負荷率

図 4.4-16 に暖房期における PAC の負荷率を示す。暖房期において、PAC の負荷率 11 月、12 月、1 月で 50% を超え、60% を超える月も見られた。冷房期と比較すると高めの負荷率で運転がされていた。

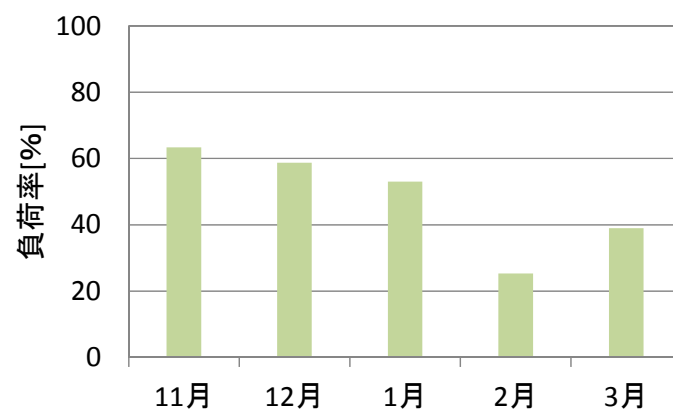


図 4.4-16 暖房期における PAC の負荷率

4.5. 本章のまとめ

第4章では、運用状況の把握、運用改善手法の立案、実測分析結果の蓄積を目的に、全空気式放射空調を導入した低発熱オフィスにおける実測結果を基に以下の分析を行う。

- 1) 対象の低発熱オフィスの特徴を示し、潜顕分離空調方式のシステム構成、制御方法および計画時の狙いを示した。
- 2) 潜顕分離空調方式を構成する空調機器別に顕熱・潜処理量を計測し、日別、月別に運転の傾向を分析した。運用状況、外気温湿度、季節および天候が各機器の潜熱・顕熱処理量に与える傾向について述べた。
- 3) 各機器の運転状況および消費電力量の分析を行い対象の低発熱オフィスにおける空調用消費電力量削減に向けたの改善項目を検討した。

第5章 潜顕分離空調方式の省エネルギー評価

5.1. はじめに

本章は、膜放射ユニットを用いた全空気式放射空調を導入したオフィスの空調負荷および省エネルギー性能をシミュレーションにより検討した。

- 1) 低発熱量オフィスの運用状況を基に、年間の冷暖房空調負荷量を分析した。
- 2) 算出した空調負荷量に対する、潜顕分離空調方式空調システムの消費電力量のパラメータスタディを行った。
- 3) 各空調機の熱処理量の算出結果から、潜顕分離空調方式を用いた当該オフィスの負荷追従性について検討した。
- 4) 潜顕分離空調方式のオフィスにおける室温設定温度、内部発熱量、人員密度をパラメータとしたケーススタディの結果から、室内設定温度緩和、内部発熱量低減による省エネルギー効果を検討した。
- 5) 運転状況に応じた空調機器の効率比較から、空調機の運転効率に与える影響について考察した。

5.2. 低発熱量オフィスにおける空調負荷処理量の分析

近年のオフィスでは、従来に比べて内部発熱量を低減させる要件が多い。分析対象オフィスおよび従来型オフィスの内部発熱負荷を表 5.2-1 に示す。分析対象オフィスは、PC がシンクライアント化されており、PC 発熱量は 1 台あたり 70W から 15W に低減した。照明は、蛍光灯で 15W/m² 程度の負荷であったものが、LED 照明の調光制御により 5.7W/m² に低減した。分析対象オフィスの値は第 4 章にて分析したオフィスにおける実測結果である。実測した発熱量をモデルケースとして、コンセント負荷・照明負荷（以下、機器発熱）、人員密度（人体熱負荷）、空調設定温度をパラメータとし、空調処理熱量および顕熱比（以下、SHF）の違いを分析した。本章における SHF は空調全熱負荷に対する空調顕熱負荷の比率として扱う。

表 5.2-1 対象オフィスおよび比較対象オフィスの内部発熱量

項目		(a) 対象オフィス	(b) 比較対象オフィス
照明		LED 照明, 400lx 5.7W/m ²	Hf 蛍光灯, 750lx 15.0W/m ²
コンセント		10.3W/m ²	20.0W/m ²
OA 機器 内訳	OA 端末	シンクライアント端末 15W/台	デスクトップ PC 70W/台
	液晶 ディスプレイ	24 型 LED バックライト 20W/台	20 型 蛍光灯バックライト 60W/台
	待機電力他	4.5W/m ²	10.1W/m ²

5.2.1. 建物モデルおよび計算条件

空調負荷算出にあたり、シミュレーションソフトは microHASP/TES を用いた。内部発熱負荷の設定、計算条件、スケジュールデータ、計算パターンは表 5.2-1～3 および図 5.2-1、2 のとおりである。分析対象エリアはオフィスエリアで、延床面積は 933m² である。表 5.2-1 の当オフィスにおける内部発熱負荷と図 3 のスケジュールデータについては、実測結果から設定した。

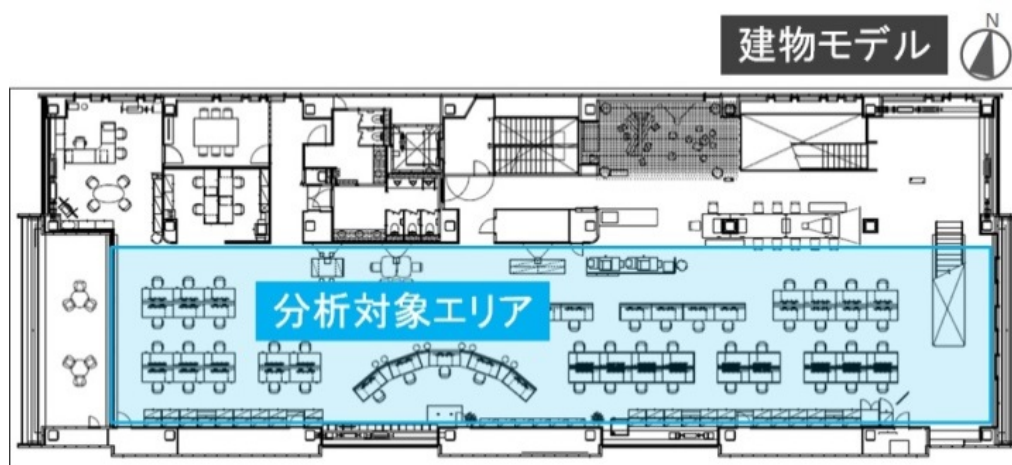
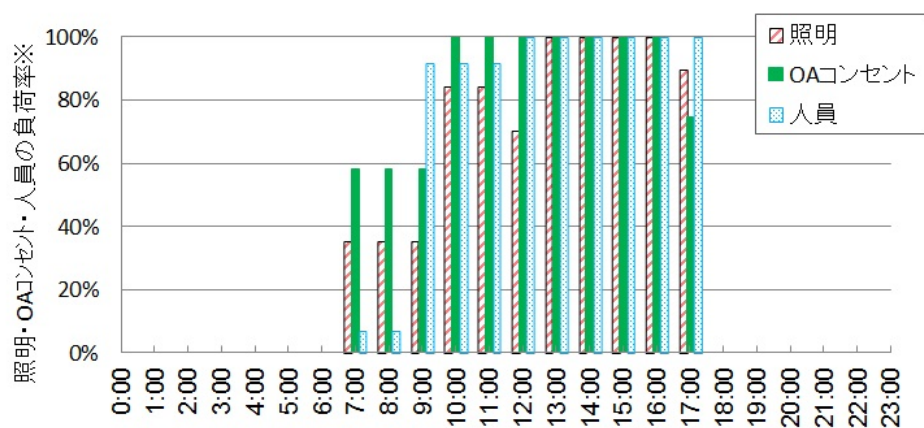


図 5.2-1 建物モデル (2,3 階)



※負荷率 100%が表 3 に示す内部発熱負荷に相当

図 5.2-2 スケジュールデータ

表 5.2-2 計算パターン

	空調設定温湿度				内部負荷	
	夏季		冬季			
	温度 (℃)	湿度 (%)	温度 (℃)	湿度 (%)	照明・コンセント 負荷(W/m ²)	人員密度 (人/m ²)
case1 (26-LL)	26	50	22	40	16	0.08
case2 (26-HL)	26	50	22	40	35	0.08
case3 (26-LH)	26	50	22	40	16	0.16
case4 (26-HH)	26	50	22	40	35	0.16
case5 (28-LL)	28	50	22	40	16	0.08
case6 (28-HL)	28	50	22	40	35	0.08
case7 (28-LH)	28	50	22	40	16	0.16
case8 (26-HH)	28	50	22	40	35	0.16

表 5.2-3 計算条件

緯度・経度	N35.41° ・ E139.46°
気象データ	拡張アメダス気象データ（東京）
空調条件	（冷房期）5月－10月 （暖房期）11月－4月 （運転時間）7：00－18：00 ※予熱は7：00－9：00の2時間 （その他）外気カット無し
外気導入	20m ³ /h・人

5.2.2. 計算結果

■ 空調負荷の経時変化

図 5.2-4 に最大負荷発生日の空調負荷（上段：冷房期、下段：暖房期）の経時変化を示す。暖房期・冷房期いずれも、週明けの月曜が最大負荷発生日となった。7～9時の予熱時間を除き、冷房期は、空調立上り時よりも、内部発熱負荷増の影響を受け10時がピーク負荷となった。一方冬季の空調負荷は外気負荷の影響を大きく受け9時がピーク負荷となった。また、case5（28-LL）：機器発熱大と case6（28-HL）：機器発熱小を比較すると、case5（28-LL）の方が冷房期の負荷は小さく、暖房期の負荷は大きい。

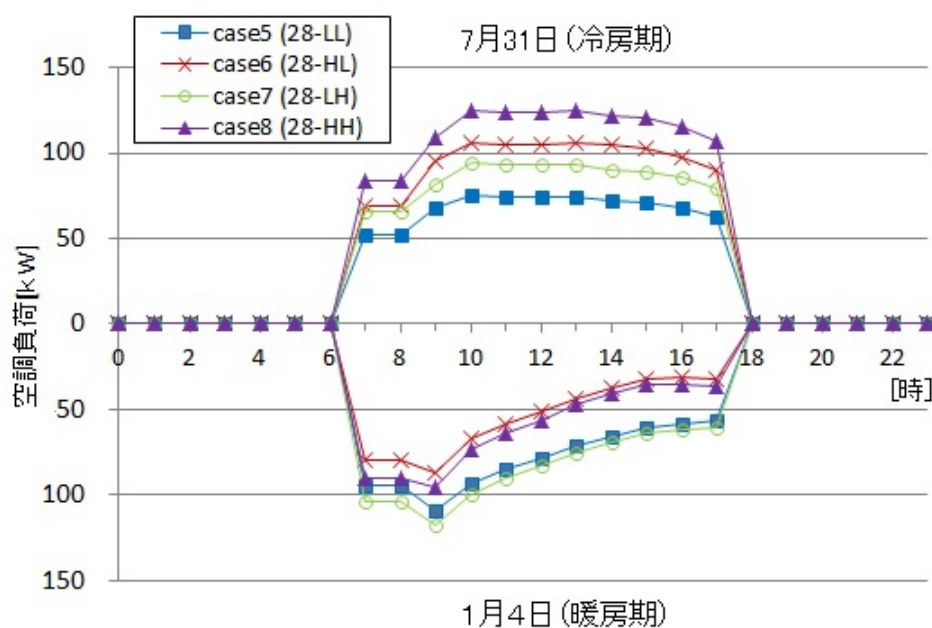
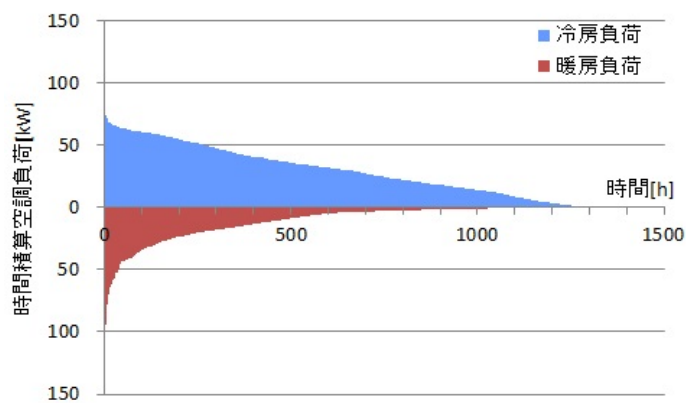


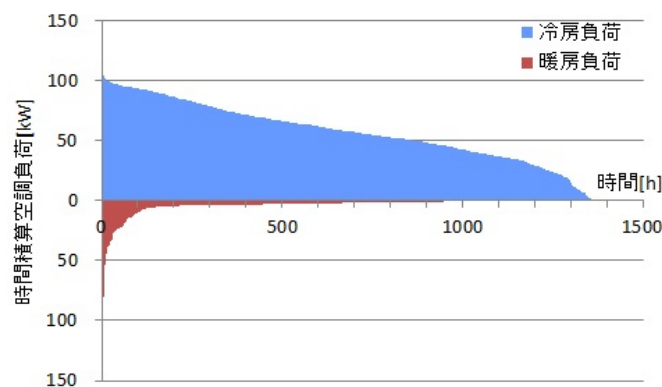
図 5.2-4 最大負荷発生日の空調負荷の経時変化

■ 空調負荷の累積頻度分布

case5 (28-LL) : 機器発熱大と case6 (28-HL) : 機器発熱小における空調負荷の累積頻度分布を図 5.2-5 に示す。case5 (28-LL) は冷房負荷最大値が 75.3kW、暖房負荷最大値は 109.0kW であったのに対し、case6 (28-HL) は冷房負荷最大値が 106.1kW、暖房負荷最大値が 86.7kW であった。機器発熱の低減により、冷房最大負荷が 29%低減し、暖房最大負荷が 20%増加している。case5 (28-LL) の冷房時間は 1274 時間、暖房時間は 1025 時間であったのに対し、case6 (28-HL) の冷房時間は 1362 時間、暖房時間が 946 時間であった。また、case6 (28-HL) の方が暖房時の低負荷時間が長い。これは、午前中のうちに朝方の空調立ち上がり時の負荷を処理し終え、午後には暖房負荷がなくなるためである。機器発熱の低減により、年間の冷房時間は 6%短く、暖房時間は 8%長くなり、また暖房時の空調負荷の低負荷化を抑制することがわかった。



case5 (28-LL)



case6 (28-HL)

図 5.2-5 空調負荷の累積負荷頻度分布

■ 冷房期の空調負荷傾向

冷房期における空調負荷の最大値、平均値および積算値を表 5.2-6 に示す。内部負荷条件が同じで、case1 (26-LL)：空調設定温度 26℃と case5 (28-LL)：空調設定温度 28℃の全熱負荷積算値を比較すると、冷房時の空調設定温度緩和により空調負荷が 21%削減されていた。case5 (28-LL)：機器発熱小と case6 (28-HL)：機器発熱大を比較した場合は、機器発熱小の方が全熱負荷積算値が 49%減少した。case5 (28-LL)：人員密度小は、case7 (28-LH)：人員密度大に比べ、全熱負荷積算値が 17%減少した。

機器発熱、人員密度が共に大きい case8 (28-HH) と case5 (28-LL) を比較すると、case5 (28-LL) の方が全熱負荷積算値が 54%減少した。図 5.2-6 に冷房期の SHF 累積頻度分布を示す。case1～4 (26-LL～HH)：空調設定温度 26℃と case5～8 (28-LL～HH)：空調設定温度 28℃のそれぞれの SHF を比較した場合には大きな差が見られず、空調設定温度が SHF に与える影響は小さいということがいえる。図 5.2-7 に冷房期の内部発熱負荷と平均 SHF の関係を示す。機器発熱大の case6 (28-HL) と比較して機器発熱小の case5 (28-LL) は平均 SHF が 0.08 低下していた。また、人員密度の大きい case7 (28-LH) よりも case5 (28-LL) の方が、平均 SHF は 0.18 高かった。機器発熱を低減せず、人員密度の大きい case8 (28-HH) と case5 (28-LL) の平均 SHF は同等であった。

表 5.2-6 冷房期の空調負荷

計算パターン	種別	冷房期の空調負荷			
		最大値	平均値	積算値 (潜顕別)	積算値 (全熱)
		[W/m ²]			
case1 (26-LL)	顕熱	74.4	32.8	43629.7	50640.3
	潜熱	13.6	5.3	7010.6	
case2 (26-HL)	顕熱	105.2	62.3	82794.0	89807.9
	潜熱	13.6	5.3	7013.8	
case3 (26-LH)	顕熱	81.8	34.2	47428.3	61814.7
	潜熱	27.9	10.4	14386.5	
case4 (26-HH)	顕熱	112.7	65.1	86572.9	101049.2
	潜熱	28.0	10.9	14476.2	
case5 (28-LL)	顕熱	62.9	25.6	34035.6	39858.7
	潜熱	12.4	4.4	5823.1	
case6 (28-HL)	顕熱	94.2	54.7	72718.0	78545.7
	潜熱	12.4	4.4	5827.7	
case7 (28-LH)	顕熱	69.0	27.1	36066.6	48017.7
	潜熱	25.5	9.0	11951.1	
case8 (26-HH)	顕熱	100.7	56.0	74513.7	86543.2
	潜熱	25.6	9.0	12029.5	

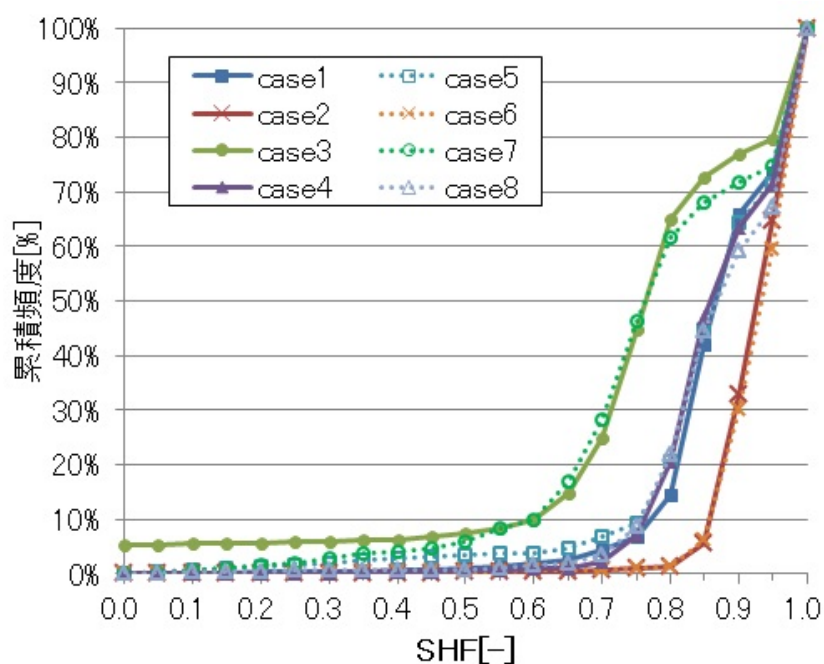


図 5.2-6 冷房期の SHF 累積頻度

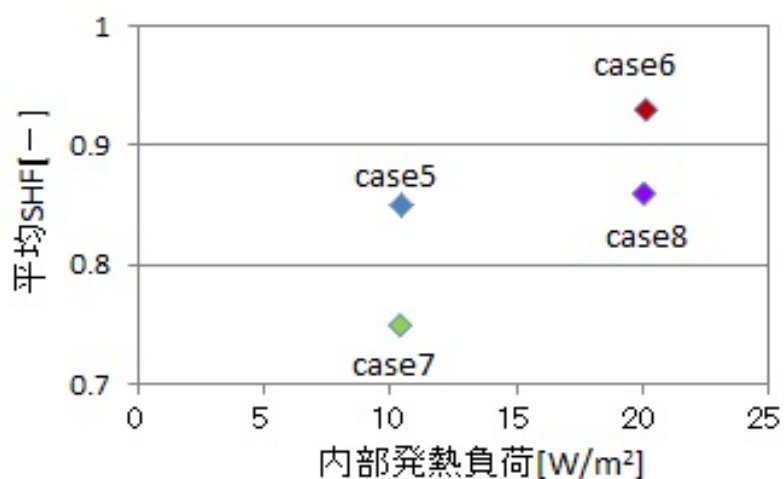


図 5.2-7 冷房期の内部発熱負荷と SHF の関係

■ 暖房期の空調負荷傾向

暖房期における空調負荷の最大値、平均値および積算値を表 5.2-7 に示す。case5 (28-LL)：機器発熱小と case6 (28-HL)：機器発熱大を比較した結果、機器発熱小の方が空調全熱負荷積算値が 65%増加した。case5 (28-LL)：人員密度小を case7 (28-LH)：人員密度大と比較した場合は、空調全熱負荷積算値が 24%減少した。

表 5.2-7 暖房期の空調負荷

計算パターン	種別	暖房期の空調負荷			
		最大値	平均値	積算値 (潜顕別)	積算値 (全熱)
		[W/m ²]			
case5 (28-LL)	顕熱	104.7	8.7	11594.3	14067.0
	潜熱	10.2	1.9	2472.8	
case6 (28-HL)	顕熱	82.2	1.8	2436.5	4912.3
	潜熱	10.4	1.9	2475.8	
case7 (28-LH)	顕熱	108.6	10.1	13491.3	18556.7
	潜熱	13.5	3.8	5065.4	
case8 (26-HH)	顕熱	86.1	2.5	3273.1	8374.2
	潜熱	14.0	3.8	5101.1	

5.3. 潜顕分離空調方式の省エネルギー性能の評価

前節にて算出したオフィスの空調負荷処理量に対し、潜顕分離空調方式のエネルギー消費量と機器の運転傾向について検討を行った。

5.3.1. 空調システム概要

対象オフィスの空調機器仕様を表 5.3-1 に、空調システムを図 5.3-1 に示す。潜熱処理用空調機として、ヒートポンプデシカント外調機（以下：DCA）を採用している。高顕熱ファンコイルユニット（以下：FCU）はインテリアゾーンに設置されており、顕熱処理専用の空調設備である。インテリアゾーンの室内乾球温度を目標に、水量調整により能力制御を行う。冷房時、吸い込み空気の露点温度以上となる中温の冷水を用いており、冷房吹出温度の設計値は 20℃と高めである。これは、FCU の顕熱比（以下：SHF）を高く維持することと合わせ、冷房時の吹出し面結露防止を目的としている。冷温水熱源として空冷ヒートポンプチラーユニットが 1 台設置されており、季節により冷温水の切り替えを行っている。

東西の開口部周辺のペリメータゾーンには空冷ヒートポンプパッケージ式空調機（以下：PAC）が設置されており、主に建物負荷の処理を行う。ペリメータゾーンの室内乾球温度を基に能力制御を行う。

表 5.3-1 空調機器仕様

名称	台数 [台]	定格能力[kW]		加湿量 [Kg/h]	定格風量 [m³/h]
		冷房	暖房		
ヒートポンプデシカント 外調機(DCA)	10	5.4(全熱) 1.0(顕熱)	6.8(全熱) 4.6(顕熱)	3.42	500
ファンコイルユニット (FCU)	22	2.8(顕熱)	3.1(顕熱)	－	1,360
空冷ヒートポンプパッ ケージ空調機(PAC)	2	7.1(全熱)	8.1(全熱)	－	～1,140
	4	9.0(全熱)	10.0(全熱)	－	～1,500
空冷ヒートポンプ チラーユニット	1	99.6	93.3	－	

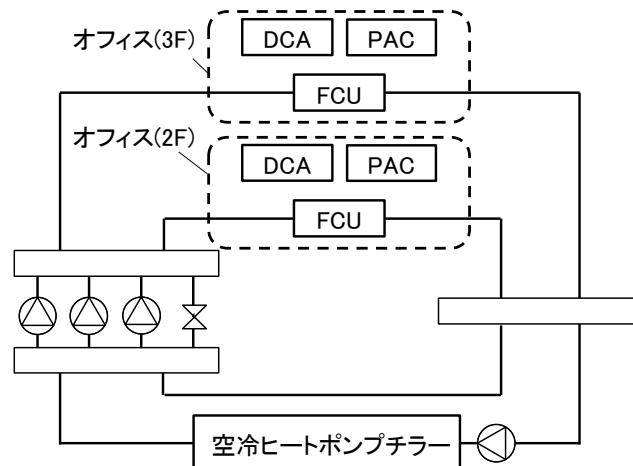


図 5.3-1 空調システムイメージ

5.3.2. 検証手法

負荷条件が変動した場合の空調システムのエネルギー消費量、機器運転傾向を検討するため、「LCEM ツール ver3.10」を利用した。シミュレーションモデル作成に用いたオブジェクトを表 5.3-2 に示す。検証に用いる空調負荷は、図 5.2-2 の 8 つのケースを用いる。本章における空調負荷の定義は「対象空間の設定温湿度条件を満たすために必要な熱処理量」であり、空調機器の処理熱量とは区別するものである。各ケースのパラメータを表 5.3-3 に示す。case5 は実運用中の空調負荷発生状況を想定したケースであり、シンククライアントシステムや LED 照明の採用により、従来オフィスよりも内部機器負荷を大幅に低減している。

■ 空調機器の運転方法

各空調機器の運転時間は平日の 7～18 時として FCU、DCA、PAC を全て稼働させた。各機器の熱処理フローを図 5.3-2 に示す。FCU は内部機器負荷（OA, 照明, コンセント）を優先して処理する。DCA は外気顕熱負荷、外気潜熱負荷、人体潜熱負荷（人体）を優先して処理する。PAC は建物顕熱負荷を優先して処理する。空調負荷が機器の容量を超過した場合は、残負荷を他の種別の機器で処理させた。

表 5.3-2 オブジェクト一覧

名称	オブジェクト名
ヒートポンプデシカント外調機(DCA)	HP調湿外調機_DHPU-XX1-310_25-50_Ver310
ファンコイルユニット(FCU)	ファンコイルユニット_FCU-XX1-303CL_200-800_Ver303
空冷ヒートポンプパッケージ空調機(PAC)	室内機_PACiu01-XX02_Ver310 EHP室外機・配管(高効率)_EHP-XX1-310S_280-839_Ver310
空冷ヒートポンプチラーユニット	空気熱源HP(高効率)_RR-XX2-310H(08)_118-355_Ver310
冷温水1次ポンプ	PCH(2P)-XX1-303SI-050_2.2_50
冷温水2次ポンプ	PCH2-XX-303

表 5.3-3 空調負荷の検討ケース一覧

ケース※	パラメータ		
	冷房期 室内温湿度 [°CDB/%RH]	内部機器負荷 ([W/m ²])	人員密度 ([人/m ²])
case1(26-LL)	26/50	低(16)	低(0.08)
case2(26-HL)	26/50	高(35)	低(0.08)
case3(26-LH)	26/50	低(16)	高(0.16)
case4(26-HH)	26/50	高(35)	高(0.16)
case5(28-LL)	28/50	低(16)	低(0.08)
case6(28-HL)	28/50	高(35)	低(0.08)
case7(28-LH)	28/50	低(16)	高(0.16)
case8(28-HH)	28/50	高(35)	高(0.16)

※ ()内は温度-内部機器負荷-人員密度を表す。図中凡例ではc(○○-○○)と示す。

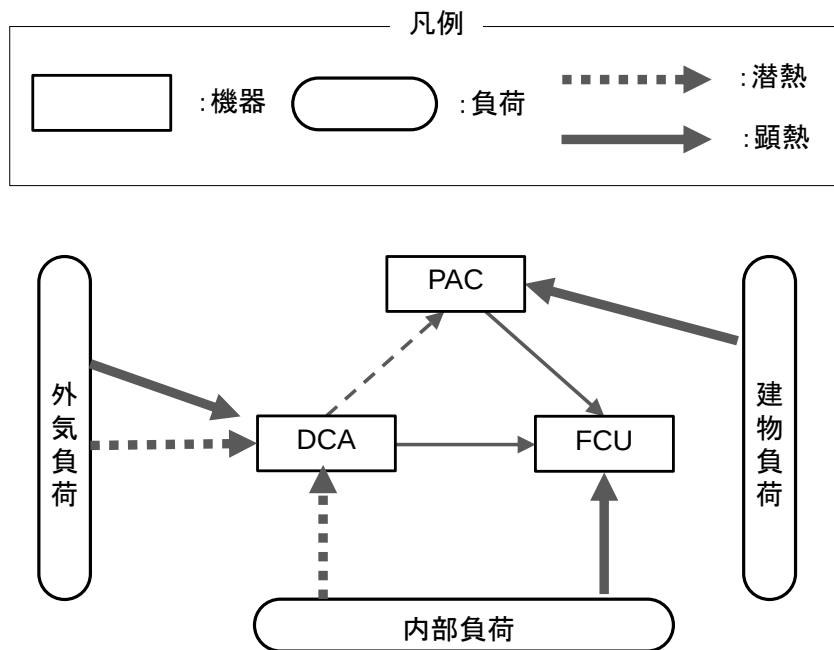


図 5.3-4 熱処理フロー

5.4. 機器運転特性の分析結果

5.4.1. 機器別の潜熱顕熱処理量

Case5(28-LL)における月毎の空調負荷と機器熱処理量を図 5.4-1 に示す。空調負荷に対し、機器の熱処理量は大きい値となった。これは、DCA と PAC は潜熱顕熱を同時に処理するため、要求負荷処理量に対し機器の全熱処理量が大きくなったためである。

5.4.2. 空調負荷と機器熱処理量の比較

case5(28-LL)、case7(28-LH)における毎時の空調負荷と機器熱処理量の関係を図 5.4-2 に示す。case7(28-LH)は内部負荷が低く人員密度が高い(0.16 人/m²)ケースであり、全パターンの中で最も顕熱負荷に対する潜熱負荷の割合が大きい。部分的に空調負荷に対する機器処理熱量が大きくなる場合があったが、顕熱潜熱ともに機器処理熱量は概ね空調負荷に追従する結果となった。

顕熱空調負荷が大きい運転状態では、顕熱処理量と空調負荷は一致することがわかる。顕熱空調負荷が小さい運転状態において、空調負荷に対し顕熱機器処理量が大きくなっているのは、DCA の顕熱処理量が影響している。これは、中間季に外気導入を行うことにより DCA の顕熱処理量が空調負荷を上回っている場合、または、加除湿運転に伴う顕熱処理により空調負荷以上に冷暖房を行っている状態である。

Case7(28-LH)は人員密度が高いことで外気導入量が大きくなっているため、顕熱処理熱量が空調負荷に対し大きくなる状態が case5(28-LL)よりも多く確認された。潜熱空調負荷に対し機器処理量が大きくなる状態は、PAC が潜熱処理を行っていることによる。7～9 月において PAC の潜熱処理量が大きくなっていることから、建物負荷に伴い PAC の負荷率が増大し、除湿量が増加したことによると推察される。

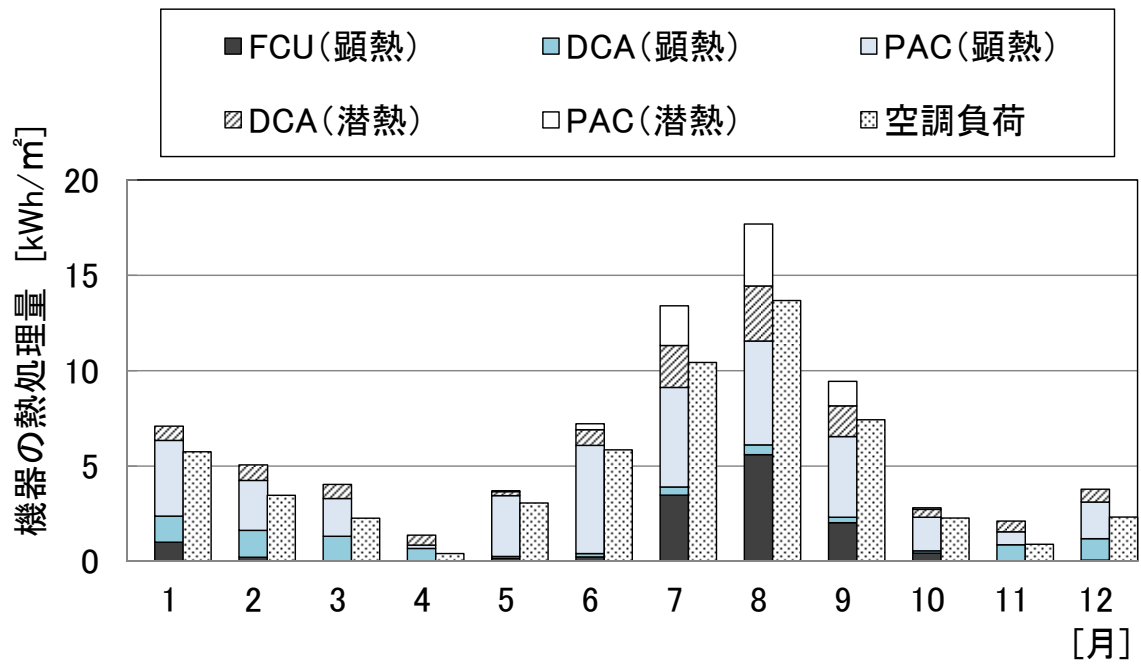


図 5.4-1 機器処理熱量(左) と空調負荷(右)

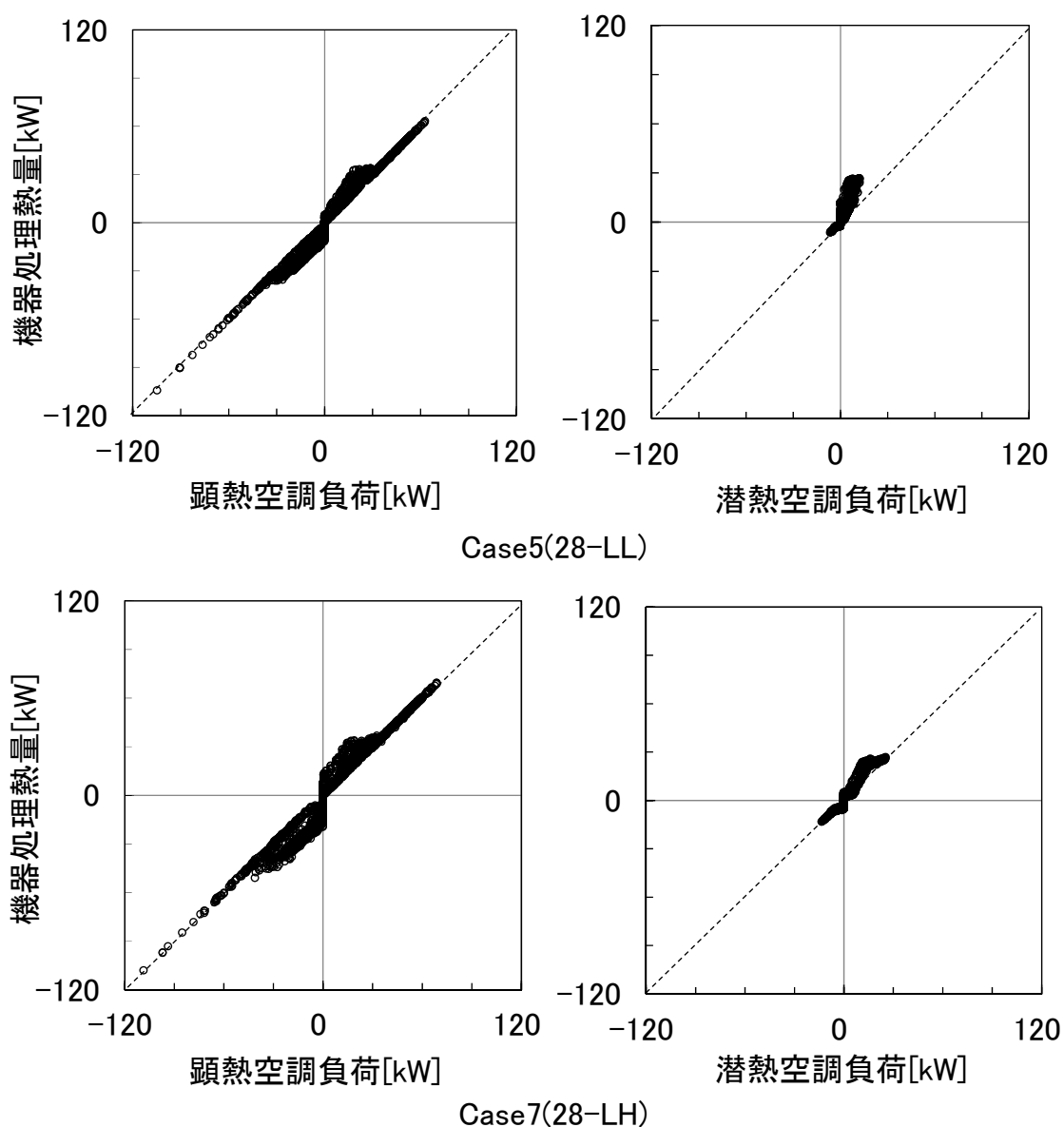


図 5.4-2 空調負荷に対する機器熱処理量

5.4.3. 空調用年間一次エネルギー消費量

各ケースにおける、空調用年間一次エネルギー消費量の算出結果を図 5.4-1 に示す。当該オフィスを想定した case5 の空調用年間一次エネルギー消費量は $232\text{MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{年})$ と最も小さい値となった。これは、別サーバ室の仮想デスクトップ(シンククライアントシステムから接続する仮想的な PC)に対する空調用消費電力量は含んでいない値である。case5 は当該オフィスの実測値から算出した条件であり、実運用における目標値としても活用出来る。

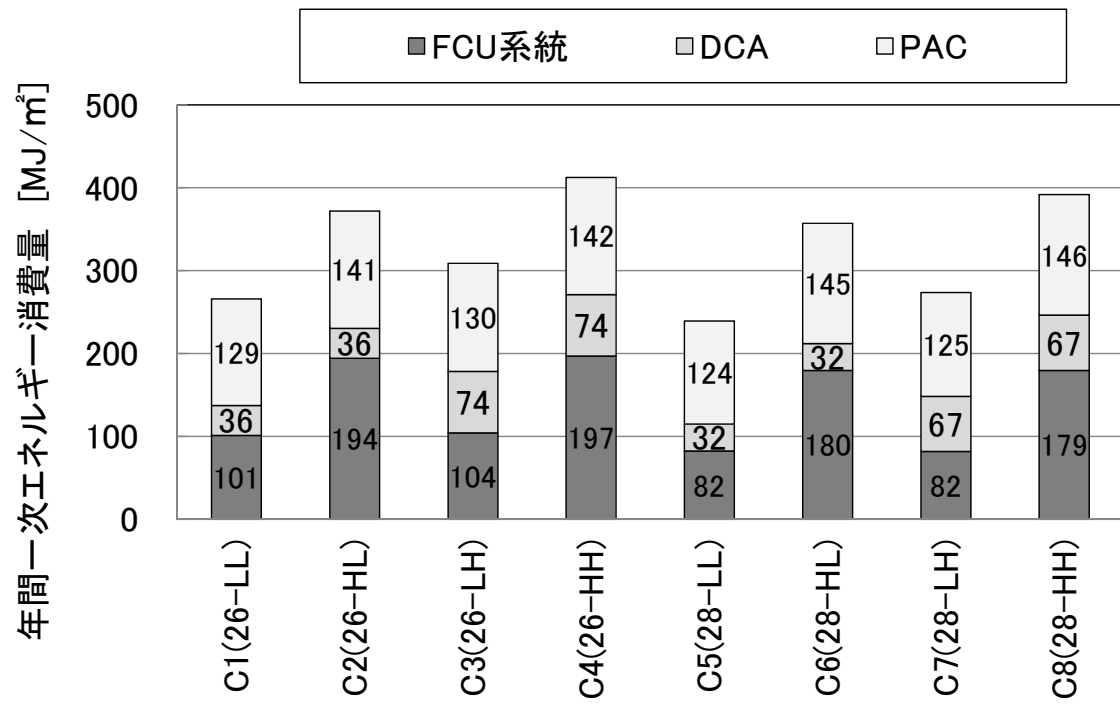


図 5. 4-1 年間一次エネルギー消費量(空調)

5.5. 潜顕分離空調方式の省エネルギー性能評価

5.5.1. 空調負荷低減施策によるエネルギー消費量削減効果

当該オフィスでは、空調用エネルギー消費量の低減施策として照明・コンセント負荷の低減、冷房期の室内設定温度の緩和を挙げている。試算結果から上記施策の省エネルギー効果を分析する。

室内温度設定の緩和による空調用エネルギー消費量の削減率を図 5.5-2 に示す。冷房期の設定温度を 26℃から 28℃に緩和することでの空調用エネルギー消費量の削減率は 4～11%となり、当該オフィスの運用状況を想定した case5(28-LL) では 10%の削減率であった。空調負荷の総量が多い case6(28-HL) や case8(28-HL) の削減率は、約 5%と比較的小さくなった。

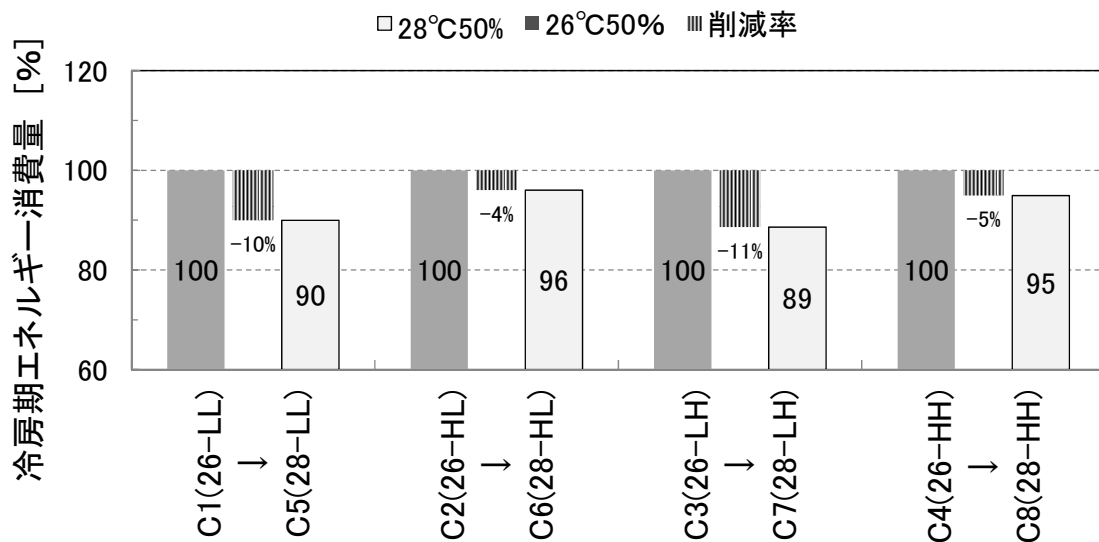


図 5.5-2 室内温度設定の緩和による省エネルギー効果

内部機器負荷の低減による空調用エネルギー量削減率を図 5.4-3 に示す。内部機器負荷の低減により、空調用消費エネルギー量は 7～12%削減した。case5 における空調用エネルギーの削減率は 12%であった。内部機器負荷の低減は冷房負荷削減に寄与する一方、暖房負荷は増加する。暖房負荷と比較して冷房負荷の方が大きいため、年間消費エネルギー量は削減している。冷房期の削減率、暖房期の増加率は共に、空調負荷が小さいケース程大きくなっている。これは、低負荷オフィスである程、内部負荷の変動が省エネルギー性能に強く影響を受けることが確認された。

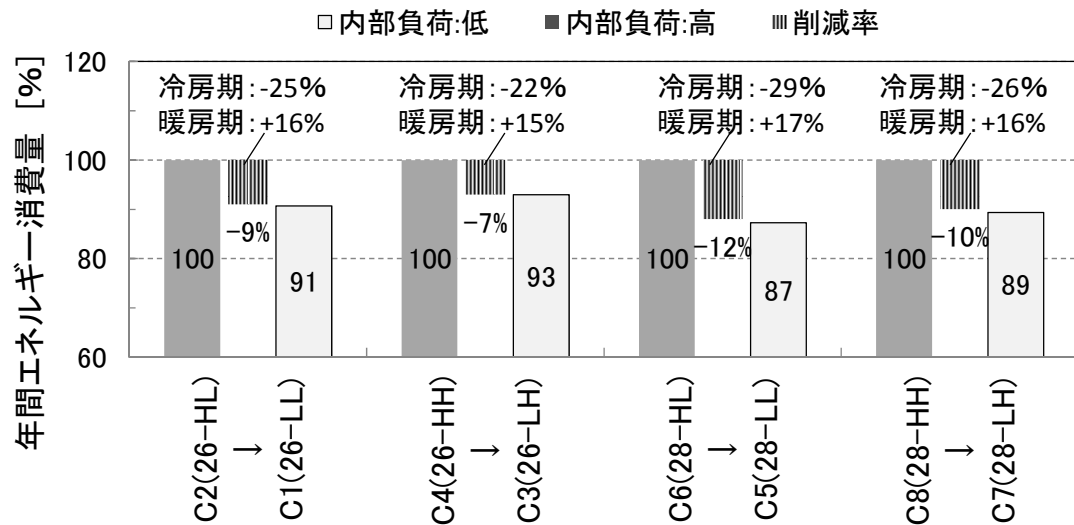


図 5.5-3 内部機器負荷低減による省エネルギー効果

5.5.2. 空調負荷処理効率

内部発熱量の低減による空調負荷の削減率に対し、空調用消費電力量の削減率は比較して小さい。この理由の一つとして、機器処理熱量の低減により空調機器負荷率が低減し、機器の運転効率が低下したことが挙げられる。FCU 系統と PAC の稼働時における平均負荷率と空調負荷処理効率を図 5.5-4 に示す。平均負荷率算出にあたり、稼働条件は機器が熱処理をしている状態とし、負荷率は定格能力に対する熱処理量とした。空調負荷処理効率は、空調負荷を機器消費電力で除したものである。空調負荷に対する消費電力量の割合を評価するため、一般的に用いられる機器運転効率(COP)ではなく空調負荷処理効率を用いた。

冷房期については、負荷率と空調負荷処理効率は右肩上がりの相関があることがわかる。同一システムを対象とした場合、オフィスの低負荷化により、冷房期の機器負荷率が減少することは自明である。内部負荷の低減による消費エネルギー削減効果を高めるため、負荷率の向上に向けた運用改善や機器容量の最適化が重要である。

暖房期については、負荷率と空調負荷処理効率の間に相関はみられなかった。暖房期は、空調負荷が内部発熱を顕熱暖房負荷と相殺して計上した結果であるのに対し、実際のシステムでは混合損失を防止するため各々の機器で個別に処理する必要がある。そのため、空調負荷に対する機器処理熱量の比率は冷房期よりも大きくなる傾向が確認された。

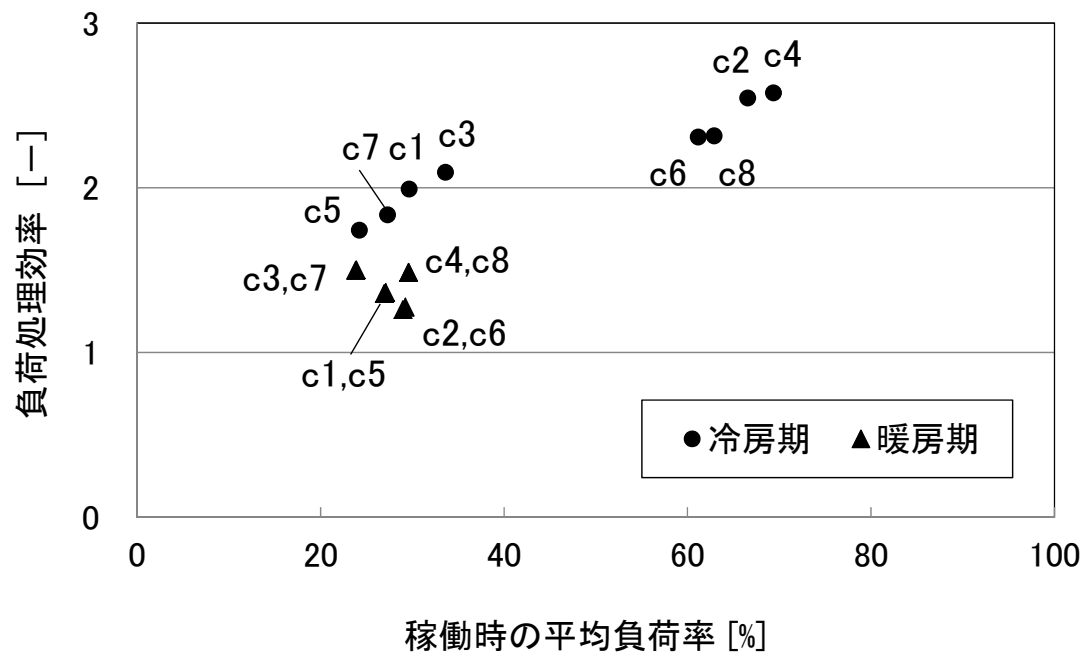


図 5.5-4 機器負荷率による負荷処理効率

5.6. 本章のまとめ

本章は、設計条件が与える影響の定量評価を目的に、計算ツールを用いたシミュレーション手法により、潜頭分離空調方式オフィスの空調負荷および省エネルギー性能の分析を行い以下の知見を得た。

- 1) 機器発熱を低減したケースにおける検討結果は、冷房最大負荷が 31%低減、暖房最大負荷が 20%増加した。
- 2) 冷房期の空調設定温度を 26℃から 28℃に緩和したケースでは、空調負荷積算値(全熱)が 21%減少した。また、人員密度が約 1/2 に減少した場合、空調全熱負荷積算値が 17%減少した。
- 3) 冷房期において、機器発熱を低減したケースの分析結果は、機器発熱が大きい場合と比較して平均 SHF が 0.08 低下した。人員密度が小さいケースの分析結果は、大きい場合と比較して SHF が 0.18 高かった。
- 4) 暖房期の空調全熱負荷積算値は、機器発熱を低減したケースの分析結果は 65%減少、人員密度が 1/2 程度小さいケースでは 24%減少した。
- 5) 各ケースにおける平日執務時間帯における空調用年間一次エネルギー消費量を分析した。最も小さい値は 232MJ/(㎡・年)となった
- 6) 各空調機の熱処理量の算出結果から、潜頭分離空調方式を用いた当該オフィスの負荷追従性について検討した。機器別の潜熱顕熱処理量と空調負荷の関係性から、当該空調システムは、空調負荷量や顕熱比が変化した場合でも、機器熱処理量が空調負荷に概ね追従したことを示した。
- 7) 潜頭分離空調方式のオフィスにおける室温設定温度、内部発熱量、人員密度をパラメータとしたケーススタディの結果から、室内設定温度緩和、内部発熱量低減による省エネ効果を検討した。設定温度の緩和により 5～11%、シンクライアントシステムや LED 照明の採用により 9～13%の空調用エネルギー量が削減した。
- 8) 運転状況に応じた空調機器の効率比較から、空調機の運転効率に与える影響について考察した。機器の負荷率と空調負荷処理効率との関係から、低負荷オフィスでは、負荷率の向上に向けた運用改善や機器容量の最適化が重要であることを示した。

第6章 全空気式放射空調方式の熱特性評価

6.1. はじめに

本章では、膜放射ユニットを用いた全空気式放射空調方式の放射効果特性の評価を行い、実運用オフィスにおける放射熱特性の把握および膜放射ユニット吹出し面の数値解析を行った。

- 1) 空気吹出し面に関する熱収支式を導き、吹出し面温度と放射熱処理量を推定する手法を検討した。
- 2) 空気吹出し面の対流熱伝達率を実測値から推定し、対流熱伝達率が全空気式放射空調方式吹出し面の熱特性に与える影響を分析した。
- 3) 全空気式放射空調方式の設計条件が熱処理特性に与える影響を、試算結果により示した。
- 4) 空気式放射空調方式の放射熱量を検討するにあたり物理特性の検証が必要な項目を検討した。

6.2. 膜放射ユニットの熱処理特性の分析

6.2.1. 計測概要

膜放射ユニット吹出し面(以下、吹出し面)と室内との間の放射熱量を検討するため、実測値から吹出し面の表面温度(吹出表面温度)を推定する。2015/9/28～10/22の期間にて、FCU3-7、膜放射ユニット 3-7-2 周囲の空気温度、グローブ温度(以下、G 温度)の測定を行った。測定概要を図 6. 2-1 に、計測平面図を図 6. 2-2 に、測定項目を表 6. 2-1 に示す。期間中、冷水設定温度は 18～22℃とし、VHS 用ダンパは全数閉から全数開まで 5 段階に変更した。FCU の吹出し温度は、常に冷水電磁弁が開となるよう、機器吸込み温度より低くなる 25℃で一定とした。FCU のダンパの開閉状況別に、事前に風速計にて測定した値を用いた。膜放射ユニット直下温度は、ダクト接続口の中心から、ユニットの対角線上に 5 点を 400mm 間隔で設置した。期間中の FCU3-7 の吸込み温度は 25.7～28.0℃で変化した。

表 6. 2-1 測定項目

測定項目	設置場所×点数	測定機器
グローブ温度	膜放射 U 下 (FL+2, 500) ×1 点	G 温度計 (直径 150mm)
	室代表 (FL+1, 100) ×2 点	G 温度計 (直径 150mm)
乾球温度	FCU 吹出し温度 ×1 点	T 型熱電対

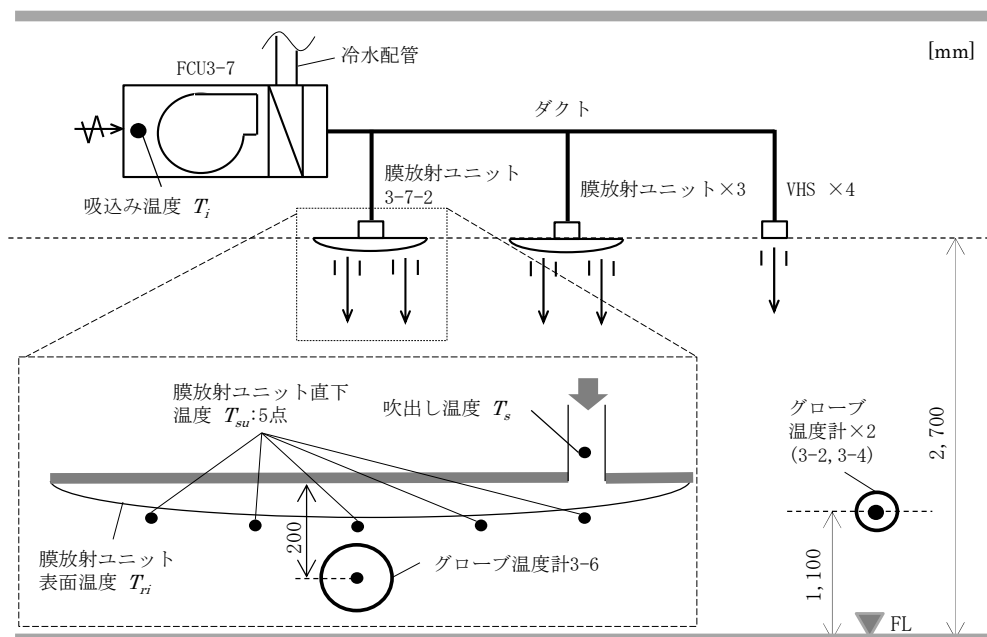


図 6. 2-1 膜放射ユニット 3-7-2 周りの計測概要

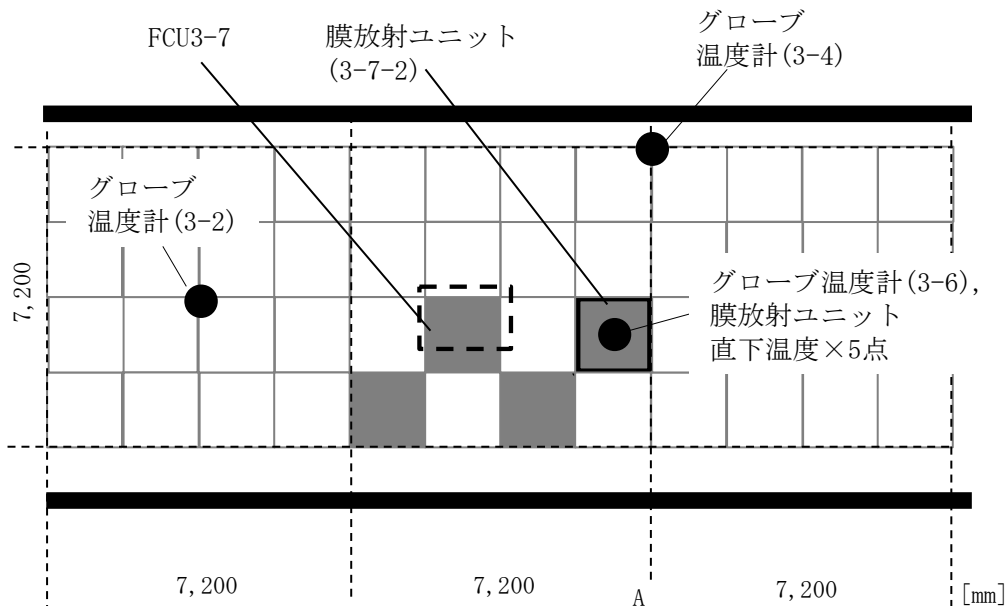


図 6.2-2 計測平面図 (FCU3-7 周辺)

6.2.2. 膜放射ユニットからの放射熱量

膜放射ユニットからの放射熱量の算出に当たり、吹出し面表面温度を推定する。室内の微小点 d_i における平均放射温度 T_{ri} は、形態係数を用いた近似式⁹⁴⁾を用いると式(4)で表せる。

$$T_{ri} = \sum_{j=n} F_{ij} T_j \quad \dots \quad (4)$$

T_{ri} を G3-6 設置点における平均放射温度とし、G3-6 の計測結果から、室各面の表面温度と膜放射ユニット表面温度を推定した。G3-2 に対する各面の形態係数の算定は Eckert の式⁹⁴⁾を用いた。各 G 温度計周囲の風速は 0.1m/s 以下であるため、G 温度と平均放射温度は同等として扱った⁹⁵⁾。G 温度計 3-6 の、膜放射ユニット 3-7-2 に対する形態係数は 0.40 であった。G 温度計 3-2 と 3-4 から、冷房運転中の全ての膜放射ユニットに対する形態係数の合計は 0.006 であり、吹出し面温度による影響は極微量であるため、G 温度計 3-2 と 3-4 の平均値を、室内各面の表面温度の平均値として扱った。このとき、放射率を用いず計算するため、室各面は仮想黒体として扱った。次に、膜放射ユニット吹出し面からの放射熱量を算出する。

微小面 k が温度 T_r の仮想的な黒体の面 j で囲まれているときの放射熱流束 q_k は式(5)⁹⁴⁾で表すことができる。

$$q_k = \varepsilon_k \sigma (T_k^4 - T_j^4) = \varepsilon_k \alpha_r (T_k - T_j) \quad \dots (5)$$

図 6.2-3 に、吹出し面表面温度と放射熱量の関係を示す。吹出し面素材の放射率は 0.95 とした⁹³⁾。吹出し面表面温度が低くなるに従い、膜放射ユニット吹出し面からの放射熱量が増大する。また、室各面の平均表面温度が高いほど、放射熱量は大きくなる。これは、式(5)にて示される通り、吹出し面表面温度と室各面の平均表面温度の差が大きくなる程、吹出し面への放射熱流束が大きくなる傾向を表している。

図 6.2-4 に、代表日(9/29)における各温度と算出した放射熱量の推移を示す。膜表面温度は、吹出し温度と相関があり、かつ時間応答性が高いことがわかる。膜放射ユニットは、吹出し温度の変化に対し、放射面の温度が迅速に応答することがわかる。そのため、FCU の停止（サーモオフを含む）時など、吹出し温度が室温と同程度となっている時間帯は、放射熱による室内の温熱環境改善は期待できなくなるため、機器の制御や選定にあたり留意が必要である。対象システムの設計定格条件（吸込み温度 28℃、吹出し温度 20℃）とほぼ同様の条件(15:00 時頃)では、膜放射ユニット 3-7-2 の放射熱伝達量は約 33W/m²であった。

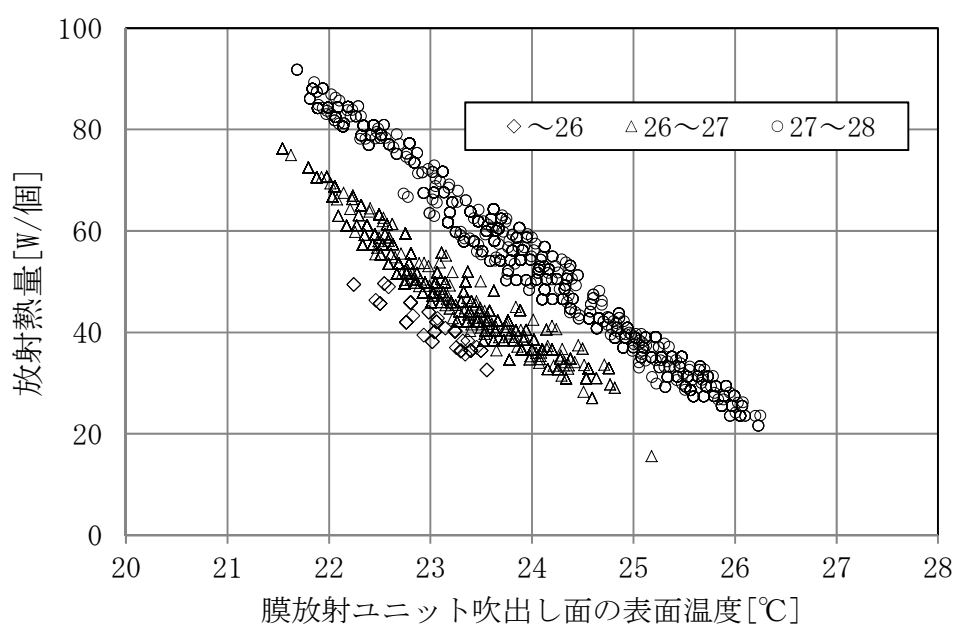


図 6.2-3 吹出し面温度と放射熱量の関係

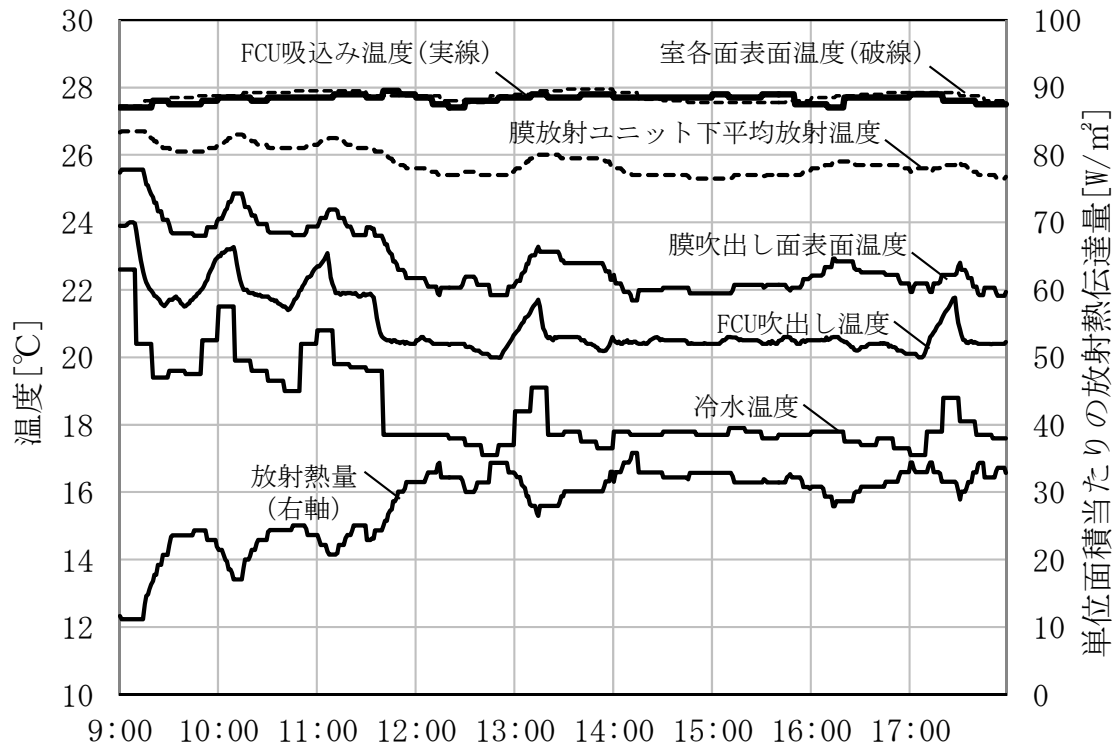


図 6.2-4 計測温度と放射熱量 (2015/9/29 9:00~18:00)

6.2.3. 吹出し面における熱収支の分析

吹出し面温度は、FCU の吹出し空気温度と相関を持つことから、吹出し面と吹出し空気の間で熱交換がされていると考えられる。定常状態を想定し、吹出し面と吹出し空気間の熱交換量と、吹出し面が室内各面から吸収する放射熱量が等しいものとして、吹出し面における熱収支を式(6)で表す。

$$\varepsilon_k \alpha_r (T_k - T_j) = \alpha_c (T_k - T_{SA}) \quad \dots (6)$$

式(6)の左辺は吹出し面が室内各面から吸収する放射熱量、右辺は吹出し面と吹出し空気間の熱交換量を示す。式(6)の両辺は、吹出し面と、吹出し空気との間の熱交換量に等しい。吹出し面通過前後における、吹出し空気側が吸収する熱量を式(7)に表す。

$$\alpha_c (T_k - T_{SA}) = (c_{SO} \rho_{SO} T_{SO} - c_{SA} \rho_{SA} T_{SA}) \times V \quad \dots (7)$$

吹出し面上方の膜放射ユニット内部はアルミガラスクロスの断熱材で覆われていることから、吹出し空気は膜放射ユニットの通過にあたり、吹出し面とのみ熱交換がされるものとみなした。物理現象としては、貫流と対流接触により、吹出し面と空気と

の間で熱交換現象が発生していると考えられる。しかし、吹出し面は繊維状素材であり素材の厚みが薄く、2つの熱交換現象に対する解析は困難であったため、貫流による熱伝達を合わせた対流熱伝達率として熱収支式を導いた。熱収支式(6)、(7)の妥当性を確認するため、式(6)を用い算出した吹出し面の放射熱量と、式(7)を用い算出した吹出し面の対流熱伝達量の相関を図6.2-5に示す。吹出し面通過後の吹出し空気の温度 T_{SA} は、膜放射ユニット下方直近の温度計測値の平均値とした。グローブ温度計の計測遅れによる誤差を考慮し、1時間平均値にて示す。試算の結果、概ね相関を示したことから、熱収支式(6)、(7)の妥当性を確認した。結果の相関が約1割程度ばらついた要因の一つとして、室内温度分布に平面的な偏りが生じたことにより、室内各面の表面温度 T_j に対する評価の誤差が大きくなったことが挙げられる。放射熱伝達率は $5.6\sim 5.8\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ となった。

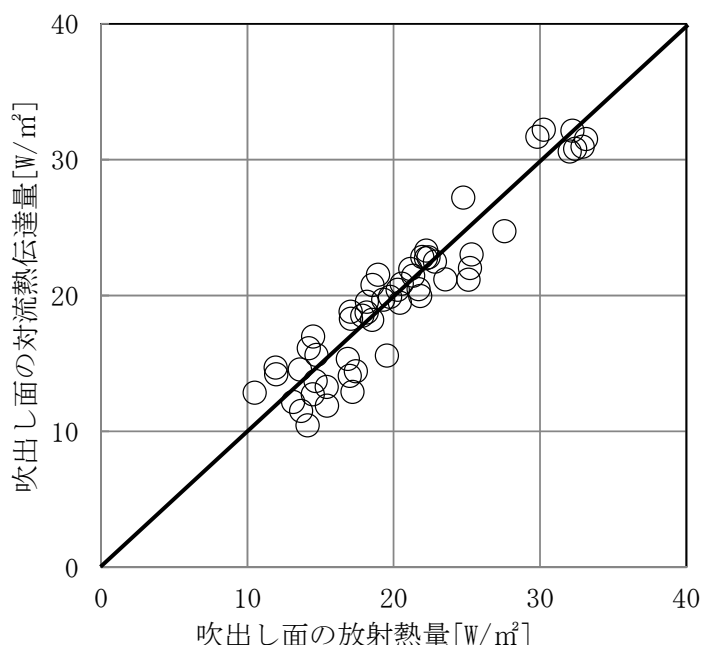
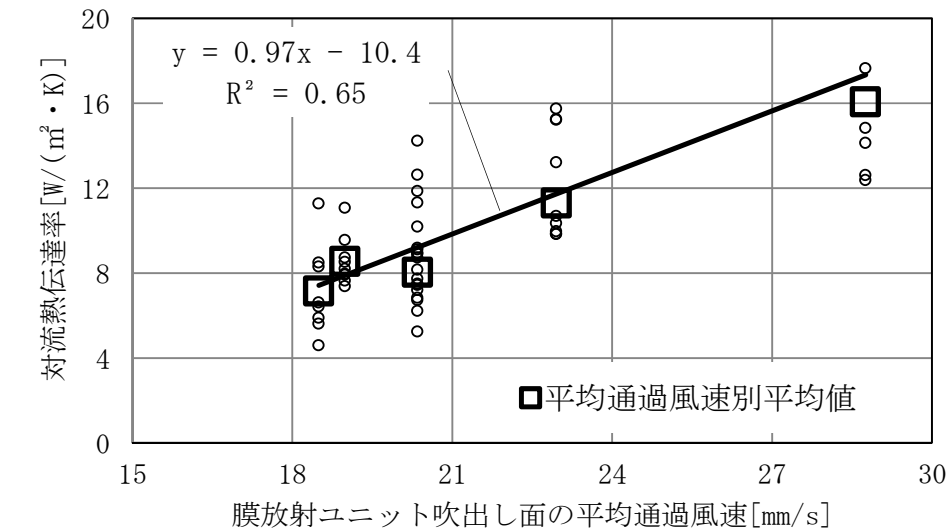


図 6.2-5 吹出し面の熱交換量の比較

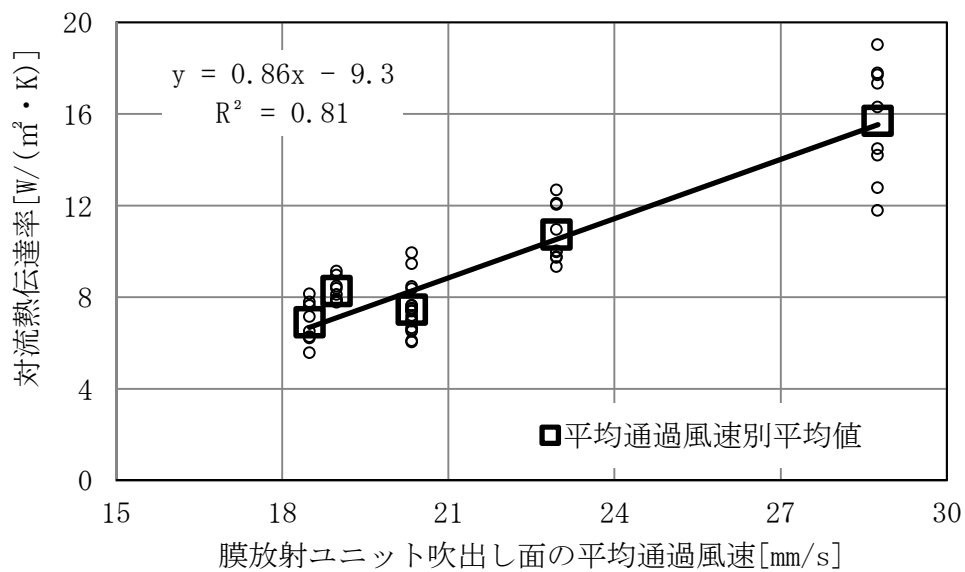
6.2.4. 吹出し面の通過風速が熱処理特性に与える影響

個体と空気の間における対流熱伝達率は、空気の速度に影響を受けることから、吹出し面の通過風速が対流熱伝達に与える影響を検討する。前述のとおり、膜放射ユニット内では、吹出しダクトから吹出し面に至るまでに風路が急激に拡大する構造である。それにより、吹出し面の通過風速は平面上で不均一となるため、風量を吹出し面積で除した平均通過風速にて評価する。吹出し面の平均通過風速と対流熱伝達率の関係を図6.2-6に示す。対流熱伝達率は図6.2-6の実験式、および式(6)を用い算出した。

図 6.2-6 が示す通り通過風速と対流熱伝達率に相関が確認された。このことから、膜放射ユニットに供給される風量が大きくなり、吹出し面の通過風速が大きくなる程、吹出し面と空気の温度当たりの熱交換がしやすくなることがわかる。



(式 (6) を用い表面温度差から算出)



(式 (7) を用い空気温度差から算出)

図 6.2-6 通過風速と対流熱伝達率の関係

式(6)を変形すると、吹出し面の表面温度は式(8)で表せる。

$$T_k = \frac{T_j \times \alpha_r + T_{SA} \times \alpha_c}{\alpha_r + \alpha_c} \quad \dots (8)$$

式(8)が示すように、対流熱伝達率 α_c が大きくなる程、吹出し面温度は吹出し温度に近づくため、面積当たりの放射熱量は大きくなる。一方、極端な通過風速の低下は放射熱量の低下を招き、放射効果が得られない可能性がある。空調対象空間の放射温度環境改善のために、吹出し面を大きく計画する場合、吹出し面の通過風速が低くなり過ぎないようにすることが必要である。

6.3. 設計条件が放射特性に与える影響

6.3.1. 放射熱量比率

前項で示した、熱収支式を用い、膜放射ユニットに関する設計と条件が与える放射熱量への影響を分析した。全空気式放射空調方式では、放射温度環境評価のため、空調機の全熱処理量の内、放射による熱処理量の比率を推定する必要がある。その程度を表す指標として、膜放射ユニットにおける顕熱処理量の内、放射熱伝達による熱処理の割合を放射熱量比率 R として定義し、式(9)で表す。

$$R = \frac{q_r}{q} = \frac{\alpha_c (T_K - T_{SA})}{(c_{RA} \rho_{RA} T_{RA} - c_{SA} \rho_{SA} T_{SA}) \times V} \quad \dots (9)$$

放射熱量比率を用い、全空気式放射空調方式の設計条件が放射特性に与える影響を考察する。吹出し温度および室内温度毎に、平均通過風速と放射熱量と放射熱量比率の関係を図 6.3-1 に示す。膜放射ユニットの対流熱伝達率は図 6.2-6 下図の線形近似式(10)から算出した。

$$\alpha_c = 0.86v - 9.3 \quad \dots (10)$$

図 6.3-1 にて示す通り、放射熱量は、通過風速が大きく、吹出し温度が低く、室内温度が高くなる程、大きくなる傾向にある。膜放射ユニットにおける顕熱処理量を同一とした場合、放射熱量比率が大きくなるほど、室内の放射温度環境の改善に寄与することとなる。また、膜放射ユニットの顕熱処理量も吸込み温度同様の傾向にあるため、室内温度 26℃、28℃における放射熱量比率は同じ値を示すことがわかる。次に、図 6.3-1 に示した試算結果と同条件における対流熱伝達率と放射熱量比率の関係を図 6.3-2 に示す。放射率は、吹出し温度や室内温度によらず、対流熱伝達率により値が定まる。吹出し温度の違いによる空気比重の変化はないものとして計算した。放射熱伝達率 α_r は、実測結果による温度範囲では 5.6~5.8 の値をとり、計算では、5.7 とした。全空気式放射空調方式において、吹出し面の対流熱伝達率を把握することで、放射熱量の算出が可能となることを示した。

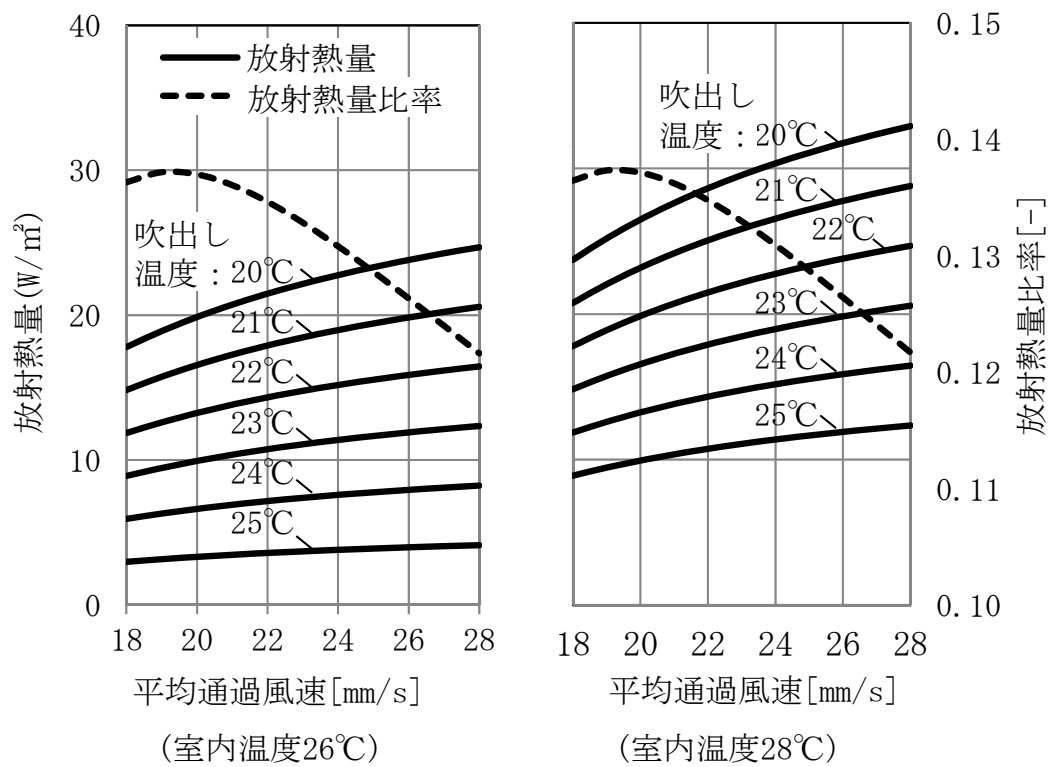


図 6.3-1 設計条件別の膜放射ユニットからの放射熱量

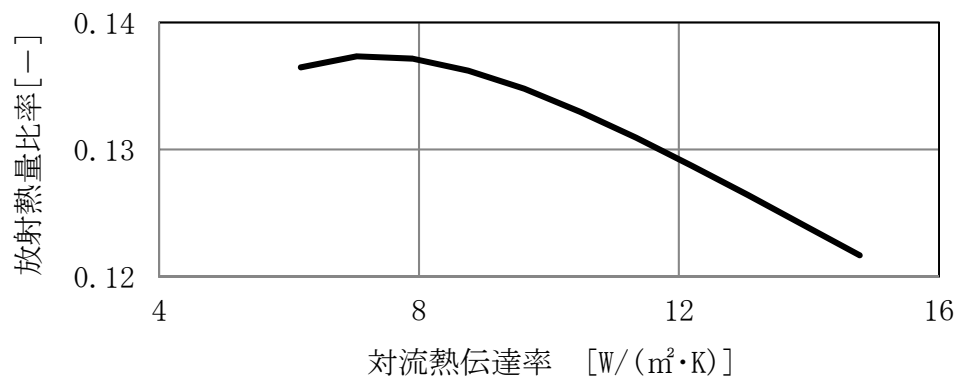


図 6.3-2 対流熱伝達率と放射熱量比率の関係

6.5. 本章のまとめ

本章では、膜放射ユニットを用いた全空気式放射空調方式の放射効果特性の評価を行い、実運用オフィスにおける放射熱特性の把握および膜放射ユニット吹出し面の数値解析を行った。

- 1) 空気吹出し面に関する熱収支式を導き、吹出し面温度と放射熱処理量を推定する手法を検討し、吹出し面温度の数値解析手法を示した。
- 2) 空気吹出し面の対流熱伝達率を実測値から推定し、対流熱伝達率が全空気式放射空調方式吹出し面の熱特性に与える影響を分析した。膜放射ユニットの対流熱伝達率は、 $4\sim 20\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ の値をとった。
- 3) 膜放射ユニットの対流熱伝達率は、吹出し面の平均通過風速から推定可能なことを示した。
- 4) 実測値から求めた対流熱伝達率を用い、膜放射ユニットについて、通過風速と室内温度が変化した場合の放射熱量と放射熱量比率を示した。

第7章 潜顕分離空調方式に関する計画手法

7.1. はじめに

本章では、潜顕分離空調方式における計画手法の確立を目的に、潜顕分離空調方式オフィスの計画手法に関する分析を行い、潜顕分離空調方式、タスク空調を採用した天井放射空調方式、全空気式放射空調方式における検討手法を検討した。

- 1) 潜顕分離空調方式について、快適性に影響を与える設計条件を示した。
- 2) タスク・アンビエント空調を採用した放射空調方式において、放射温度、風速をパラメータとした場合の、快適性指標の検討例を示した。
- 3) 天井放射空調方式において、平均放射温度に影響を与える項目を示した。放射面の形状、居住者の位置などが平均放射温度に与える影響の検討例を示した。
- 4) 全空気放射空調方式の設計条件が対流熱伝達率および平均放射温度に影響を与える項目を分析した。
- 5) 全空気式放射空調方式における平均放射温度の検討フロー手法を示した。

7.2. 潜顕分離空調方式における快適性検討

潜顕分離空調方式においては、快適性を考慮した制御を行うため、個別に湿度制御を行うことになる。また、放射空調を採用した場合は平均放射温度の計画、タスク空調を採用した場合は風速の計画を行うことが必要となる。様々な検討要素が複雑となるため、①与条件設定、②最大冷暖房負荷検討、③機器選定といったプロセスだけでは不十分である。前述の通り、夏季・中間期・冬季など変動する負荷の状況の個々に合わせ、目標とする快適性指標に応じさせる設計が必要である。

7.2.1. タスク空調を採用した放射空調方式の快適性検討例

放射空調方式とタスク空調を併用した室内の計画を想定し、平均放射温度（以下、MRT）と風速が快適性指標に与える影響を検討する。室内空気温度毎に、PMV の値が 0, 0.5 となる MRT と風速の値を分布させたものを図 7.2-1 に示す。PMV の算出にあたっては、ファンガーの快適方程式を用いた。風速を一定とした場合、MRT を下げることにより、PMV の値を同値としながら、室内設定温度を高くすることが可能である。また、MRT を一定とした場合、居住域の風速を大きくすることでも、同様である。

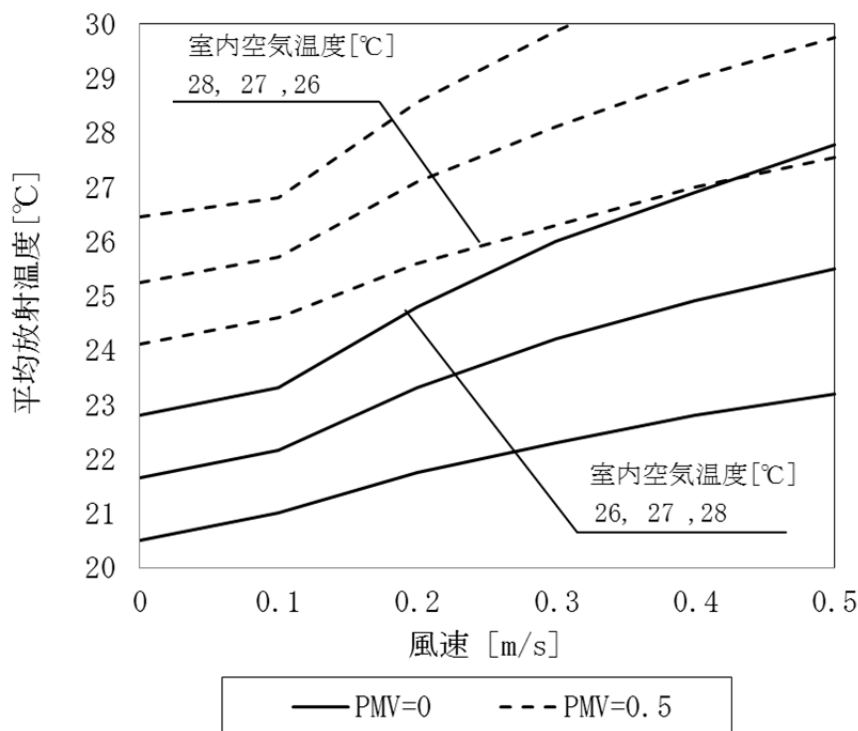


図 7.2-1 等 PMV となる風速と平均放射温度 (MRT) の関係

表 7.2-1 PMV の算出条件

算出条件	代謝量 [met]	1.2
	着衣の基礎熱抵抗 [clo]	0.5
	相対湿度 [%]	50
	周囲放射温度[℃]	室内空気温度と同等
変数	室内空気温度 [℃]	26、27、28
	風速 [m/s]	0, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5

MRT を 27.2℃、室内の温度を 28℃とすると、PMV0～0.5 の範囲に収めるために必要な風速は 0.12～0.44m/s という結果となる。タスク空調の仕様により、目標とすべき室温および平均放射温度を設計することになる。

7.3. 天井放射空調方式の平均放射温度のパラメータスタディ

7.3.1. 表面温度・天井面積率・周囲放射温度が MRT に与える影響

天井放射空調方式における MRT は、吹出し面の面積や MRT 算出点との位置関係の影響を受ける。そのため、天井放射空調方式の計画にあたっては、オフィスのレイアウト計画と整合を図り、吹出し口の面積や形状は基本計画時から想定する必要があるといえる。また、MRT は吹出し面の表面温度にも影響を受ける。

天井放射面の表面温度は、空調システムの顕熱処理能力と相関があるため、設計条件として計画当初から検討を行う必要がある。また、運用面において、放射面の表面温度は、室内側の条件や稼働状況により変動するため、最大負荷時だけではなく、中間期を含めた低負荷時の放射温度を想定した検討を行う必要がある。

■ 天井面積率

天井面積 A に対する、天井吹出し面 A_r の比を天井放射面積率 R と定義する。平均放射温度の算出点に対し、天井吹出し面が一様に配置され、吹出し面と吹出し面以外の表面温度はそれぞれ同値と仮定した場合、天井放射面積率 R を用いて放射面の形態係数を式(11)で表す。

$$\sum_{k=n} F_{irk} = RF_{ic} \quad \dots (11)$$

室内空気温度毎に、天井放射面積率と MRT の関係を図 7.3-1 に、MRT の算出条件を表 7.3-1 に示す。天井放射面積率が増えるほど MRT は低下し、その傾向は膜表面温度が低い程顕著となる。天井の規模が大きい程、MRT は低下する傾向となった。これは、吹出し面の形態係数が大きくなるためである。天井面の形態係数は室の規模小さい順から 0.19, 0.32, 0.41 となった。但し、吹き抜け空間のように天井高さが極端に異なる場合やペリメータゾーンなどのように、天井面の形態係数や周囲表面温度が大きく異なる場合は、結果が大きくことになるので個別に検討を要する。

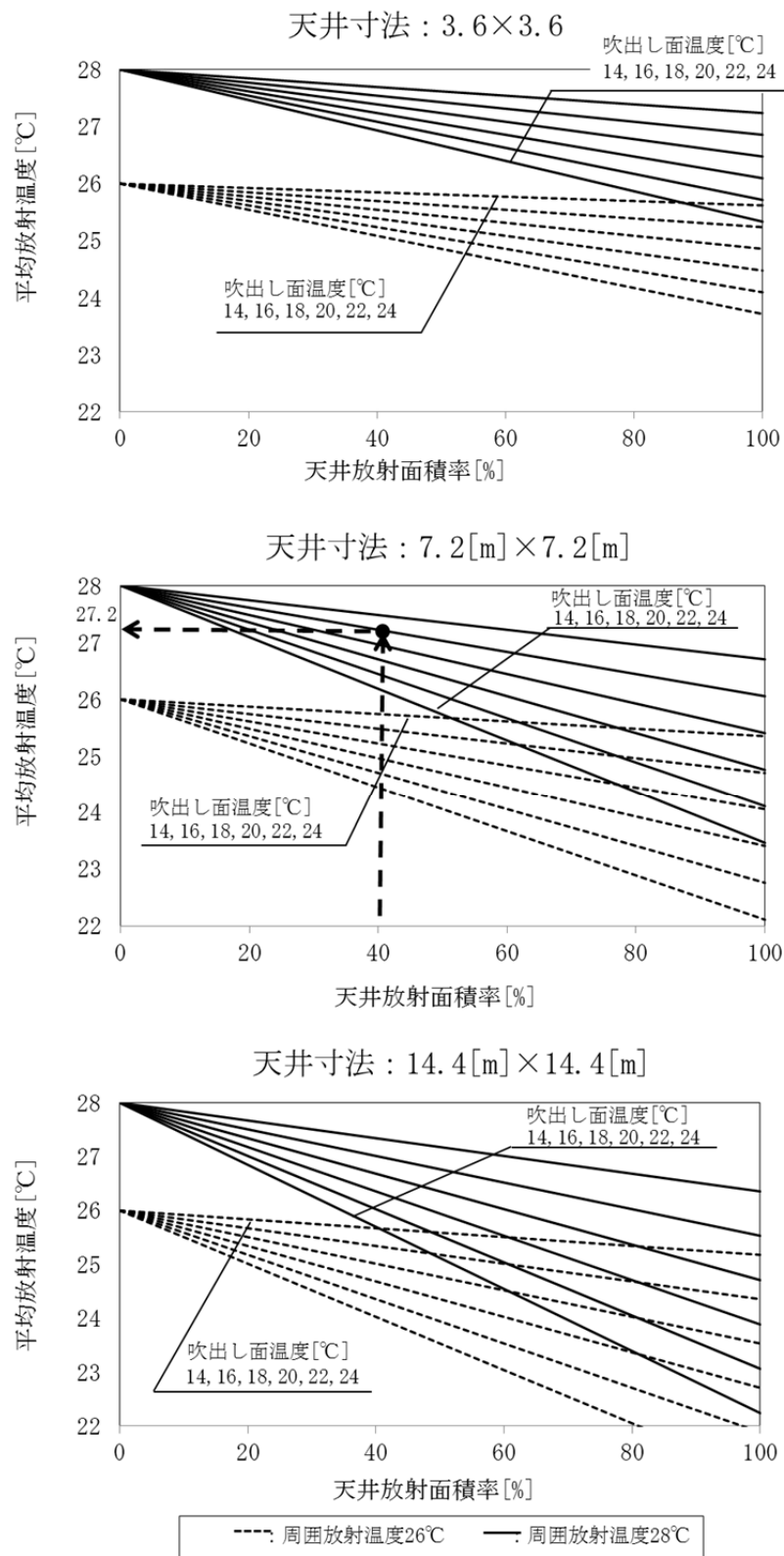


図 7.3-1 天井放射面積率と平均放射温度の関係

表 7.3-1 MRT の算出条件

算出点高さ [m]	FL+1.1
天井面高さ [m]	FL+2.7
天井寸法 [m×m]	3.6×3.6, 7.2×7.2, 14.4×14.4
室内での位置	中央
周囲放射温度 [°C]	26、28
放射面温度 [°C]	14～24 (2 刻み)
天井放射面積率 [%]	0～100

7.3.2. 居住者の室位置が MRT に与える影響

室内の各地点①～④(図 5)における天井面、窓面に対する形態係数を算出した。算出条件を表 7.3-2 に、算出結果を表 7.3-3 に示す。室内各地点の MRT を等高線で示したものを図 7.3-2 に示す。開口部ガラス面の表面温度の算出にあたり、熱貫流率は $1.7\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 、室外気温は 35°C 、室内温度は 28°C 、室内側熱伝達率は $8.6\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ とした。吹出し面と開口部以外の周囲放射温度は室内気温である 28°C と同様とした。

放射面に対する形態係数は、室中央である地点①が最も大きく、放射面設置範囲の端部に近づくにつれ小さくなっている。地点④の吹出し面に対する形態係数は 0.11 と、地点①に対して約 3 割の値をとった。開口部からの距離が大きい地点①の、開口部に対する形態係数は 0.01 未満となったため、開口部表面温度の影響は考慮しない。

室中央に位置する地点④の MRT は、地点①の MRT と比較して、 0.8°C 高い値となった。

表 7.3-2 算出条件

MRT 算出条件	膜放射ユニットの吹出し面温度	21
	算出点高さ [m]	FL+1.1
	天井面高さ [m]	FL+2.7
	周囲放射温度 [°C]	28
	ガラス製開口部表面温度 [°C]	29.3
	天井放射面積率 R [%]	39

表 7.3-3 算出結果

地点 (図 5 参照)	吹出し面に対する 形態係数[-]	開口部に対す る形態係数[-]	MRT[°C]
①	0.37	0.01 未満	27.0
②	0.33	0.05	27.2
③	0.19	0.12	27.6
④	0.11	0.10	27.8

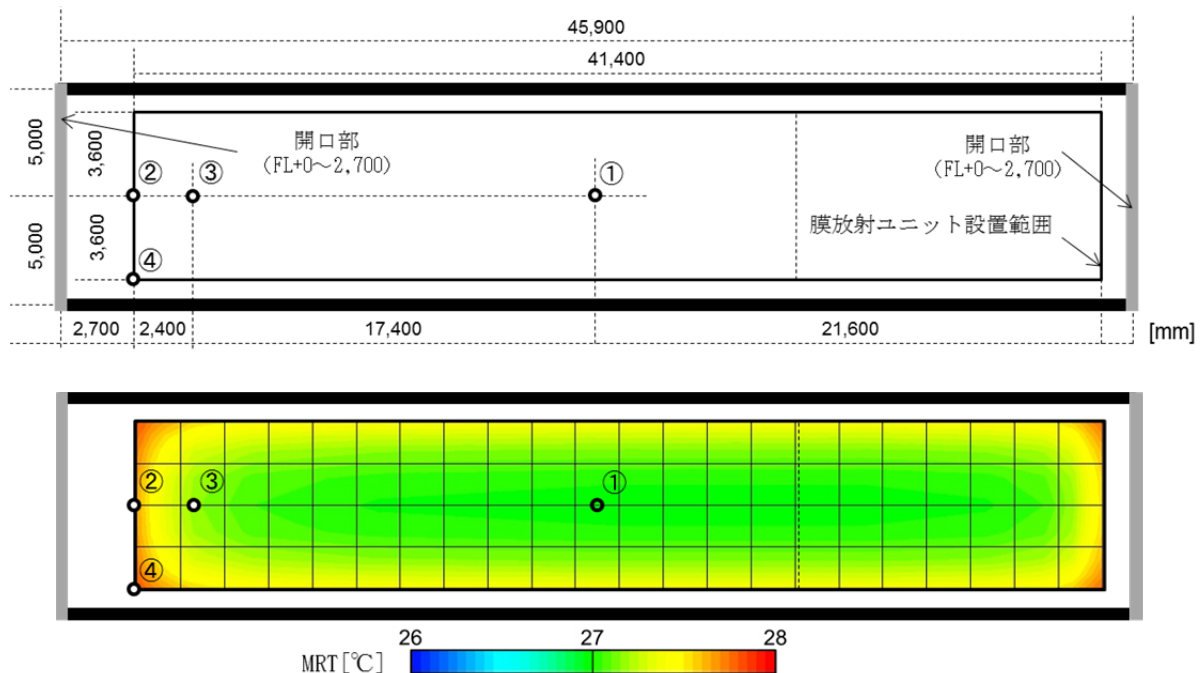


図 7.3-2 計測点平面図（上図）、MRT の等高線図（下図）

■ MRT の算出位置を考慮した快適性能評価

当該計算例における室内の MRT は地点により異なり、27.0～27.8℃の値となる。本空調方式は前述の通り、タスク空調の気流調整と開閉操作による風速の選択が可能である。居住域の風速調整により、快適性指標の目標値を達成できることを確認するため、算出した MRT と室内温湿度および温熱要素の計画値を用い、居住域の快適性指標を検討した。冷房時における快適性指標の目標値は PMV が 0.5 以下を条件とした。

居住域の風速を変数に、室内の地点①、地点④における PMV の算出結果を図 7.3-3 に、PMV の算出条件を表 7.3-4 に示す。PMV は、室温が 28℃の場合、地点①（放射温度 27.0℃）では風速 0.30 以上の場合に、地点④（放射温度 27.8℃）では風速 0.42 以上の場合に、0.5 以下となる。結果から、地点①、地点④ともに PMV が 0.5 となる

風速の値は 0.1～0.6m/s の範囲であり、風速調整により目標とした快適性指標に収まることを確認した。

表 7.3-4 PMV の算出条件

PMV 算出条件	代謝量[met]	1.2
	着衣の基礎熱抵抗[clo]	0.5
	相対湿度[%]	40
	パーソナル領域風速[m/s]	0～1.0

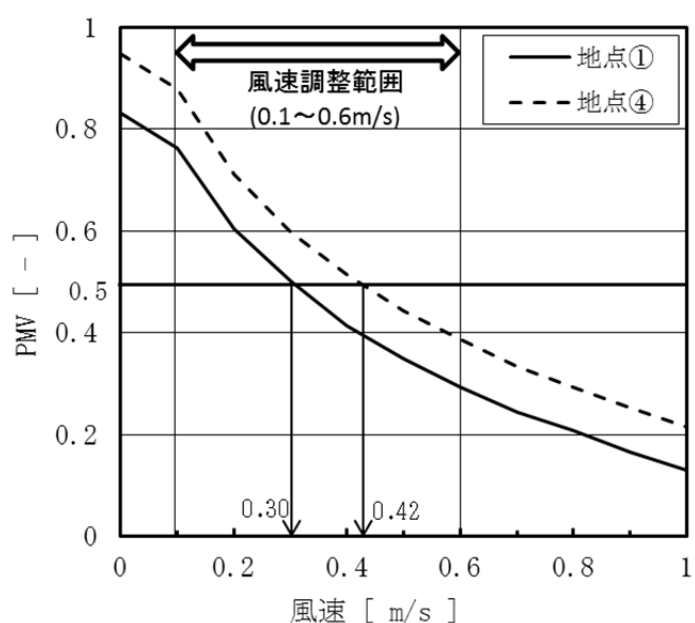


図 7.3-3 地点①、地点④における風速と PMV の関係

7.4. 全空気式放射空調方式の平均放射温度 MRT の検討フロー

全空気式放射空調方式に対し、設計条件が吹出し面の熱処理性能に与える影響を分析する。全空気式放射空調方式における設計条件が、居住域の平均放射温度に与える影響を検討するフローの例を図 7.4-1 に示す。第 6 章にて導いた熱収支式を用いることで、対流熱伝達率および吹出し面表面温度の推定できる。これにより、各設計条件から、吹出し面の熱処理量および居住域の平均放射温度に与える影響を検討することが可能となる。これらの検討に必要な条件は、一般的な空調方式と同様の設計条件である風量 V 、吹出し温度 T_{sa} および温度条件に加え、空気式放射空調特有の吹出し面の形状・面積の条件が必要となる。尚、当該検討フローでは、通過風速から対流熱伝達率の推定を行う例を示しており、本報告では実験式を用いている。しかし、吹出し面の対流熱伝達率は、形状や素材により異なる値をとると考えられるため、採用するシステムに応じ留意が必要である。

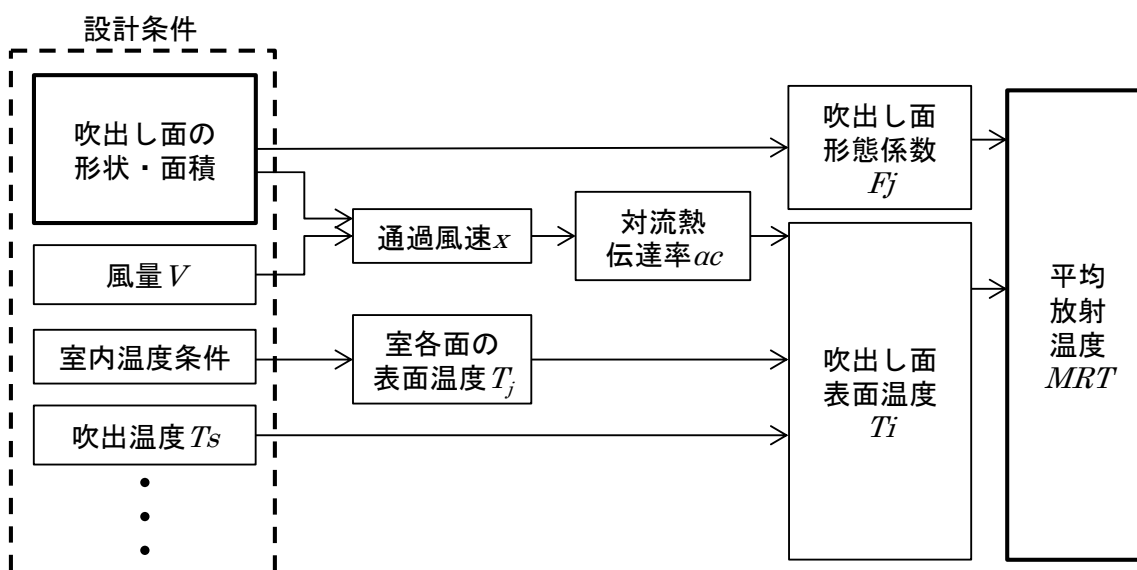


図 7.4-1 平均放射温度の検討フロー例

7.4.1. 放射熱伝達率・吹出し温度・天井面積比率が MRT に与える影響

全空気式放射空調方式の設計条件を変数とし、室内の快適性に与える影響を検討する。FCU の吹出し温度 T_{sa} をパラメータに、天井の吹出面比率と対流熱伝達率の関係を図 7.4-2 に示す。天井の吹出面比率は吹出し面積を天井面積で除したものと扱った。吹出し面比率が大きくなるほど、居住域のある点から見た吹出し面に対する形態係数は大きくなる。処理空調負荷は 100 W/m^2 とし、吹出し温度は、 14°C から 22°C まで

の5パターンとした。床面積当たりの必要風量は吹出し温度と処理空調負荷から求めた。計算に当たり室内温度は28℃とし、室内各面の表面温度およびFCUの吸込み温度は室内温度と同等とした。放射熱伝達率は実測結果の平均値から5.7とした。膜放射ユニットの対流熱伝達率は、式(10)を用い吹出し面の平均通過風速から算出した。

図7.4-2の通り、FCUの顕熱処理量を同一とした場合、吹出し面比率が大きくなり、吹出し空気の温度が低下するほど、対流熱伝達率は低下する。これは、吹出し面が大きくなると、吹出し面の通過風速が低下することによる。また、吹出し温度を低くした場合も同様に、床面積当たりの必要風量が小さくなることで、同様に吹出し面の通過風速が低下することになる。

次に、吹出し温度と処理空調負荷を変数に、天井面の吹出面比率と室内放射温度の関係を図7.4-3に示す。居住域の平均放射温度は、100 W/m²のケースで最大1.2℃、50W/m²のケースで最大0.6℃低下した。天井の吹出し面比率が大きくなると、平均放射温度は一旦低下し、その後は増加し、室温に近づく。図7.4-1の検討フローの通り、平均放射温度は、天井の面積、吹出し温度および風量の影響を受けるため、一つの条件だけでは定まらないことがわかる。また、処理空調負荷の大小も平均放射温度に影響を与えており、FCUの処理負荷量50W/m²のケースでは、100 W/m²のケースよりも平均放射温度の低下量は小さい傾向にある。このことから、空調負荷の変動、例えば運用時における負荷率変動などを考慮し、居住域の平均放射温度を評価する必要があることが示唆される。

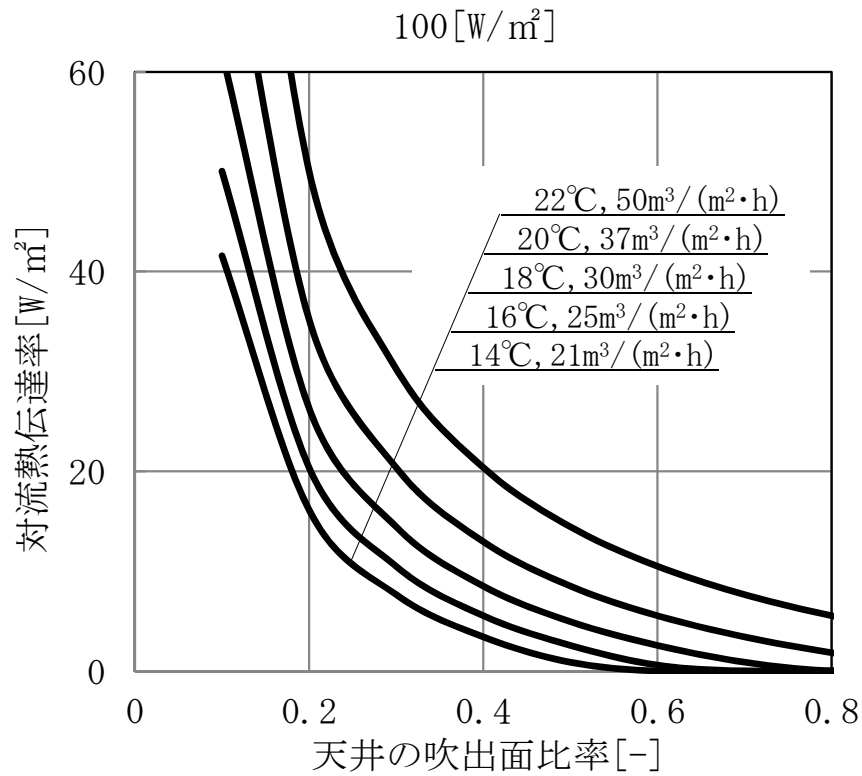
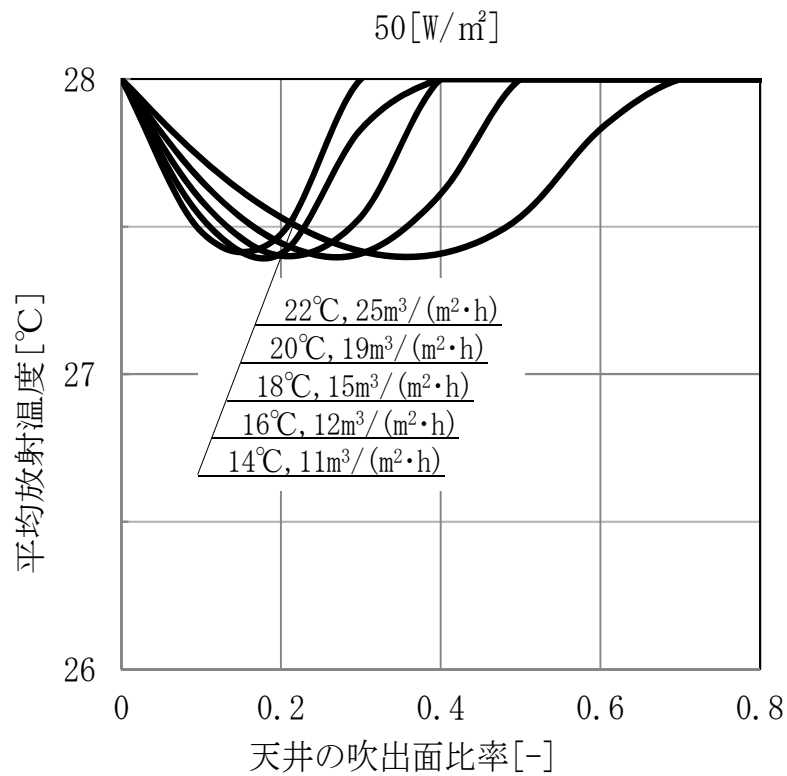


図 7.4-2 各設計条件が対流熱伝達率に与える影響



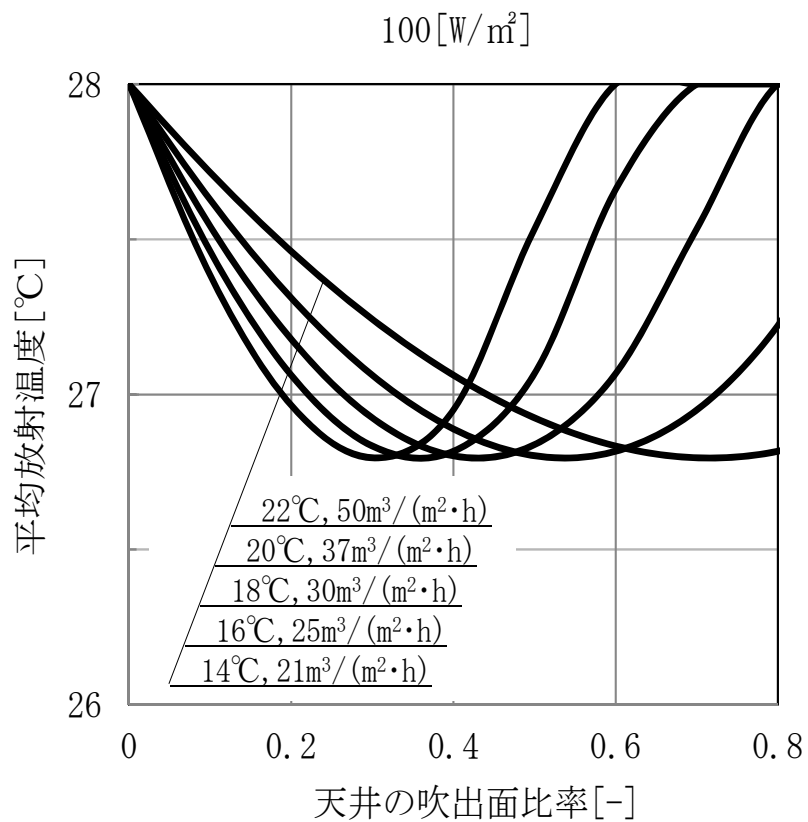


図 7. 4-3 各設計条件が平均放射温度に与える影響

7.5. 本章のまとめ

- 1) タスク・アンビエント空調を採用した放射空調方式において、放射温度、風速をパラメータとした場合の、快適性指標の検討例を示した。
- 2) 天井放射空調方式において、平均放射温度に影響を与える項目を示した。放射面の形状、居住者の位置などが平均放射温度に与える影響の検討例を示した。
- 3) 全空気放射空調方式の設計条件が対流熱伝達率および平均放射温度に影響を与える項目を分析した。
- 4) 全空気式放射空調方式における平均放射温度の検討フロー手法を示した。

第8章 結論

8.1. 本研究のまとめ

本章では、各章にて述べた結論を総括し、潜頭分離空調方式および構成する空調機器および空調要素技術に関する今後の課題について述べる。

本論文は、潜頭分離空調方式およびそれを構成する空調機器および空調要素技術に関する、汎用的な設計・計画手法の確立および知見の蓄積を目的とした。

第1章「序論」では、近年の空調動向および背景から、オフィス空調とデータセンター空調を対象とし、潜頭分離空調方式の特徴および課題について述べた。また、潜頭分離空調方式を構成する機器および要素技術の特徴と課題を示した。

第2章「データセンター向け間接外気冷房型パッケージ空調機の性能評価」では、データセンター空調を対象とし、冷媒ポンプ併用型パッケージ空調機の評価を行った。外気温度別の運転効率と外気温度に関する気象データを基に、地域別の省エネルギー性能を分析した。また、データセンター用空調機の過除湿量と再加湿用エネルギーについてケーススタディを行い、機器顕熱比が低い場合に年間消費電力量を増加し得ることを示した。

第3章「全空気式放射空調を用いた潜頭分離空調方式の評価」では、膜放射ユニットを用いた全空気式放射空調を対象とし、実大規模実験によるシステムの空調特性および快適性の評価を行った。実大規模実験の結果から、アンビエント空調（膜放射ユニット）とタスク空調に関する基本特性を示した。また、膜放射ユニットを用いた全空気式放射空調システムを導入したオフィスの一部を再現した実大規模実験により快適性能の確認を行い、空気式放射空調としての有用性を示した。

第4章「潜頭分離空調方式を導入したオフィスの運転状況評価」では、膜放射ユニッ

トおよび潜顕分離空調空調を実際に導入した低発熱オフィスを対象に、運転データの分析を行った。潜顕分離空調方式を構成する空調機器別に、通年の顕熱・潜熱処理量と消費電力量を分析し、低負荷オフィスにおける潜顕分離空調方式の運用状況の傾向を把握した。また、空調負荷の変動が機器の運転傾向に与える影響を分析し、当該オフィスにおける空調用消費電力量削減に向けた運用改善項目、設計・計画時における留意点を示した。

第5章「潜顕分離空調方式の省エネルギー評価」では、膜放射ユニットおよび潜顕分離空調空調を導入したオフィスの空調負荷および省エネルギー性能をシミュレーションにより検討した。内部負荷に関する設計条件のパラメータスタディを実施し、年間空調負荷および年間消費電力量に与える影響を分析した。また、分析結果から、各設計条件および省エネルギー施策が空調負荷と消費電力量に与える影響量を示した。また、機器別の潜熱・顕熱処理量と空調負荷の関係を検証し、当該空調システムは顕熱・潜熱負荷がそれぞれ変化した場合であっても、機器の顕熱・潜熱処理量が負荷に追従可能なことを示した。

第6章「全空気式放射空調方式の熱特性評価」では、膜放射ユニットを用いた全空気式放射空調方式を対象に、放射熱特性の評価を行った。当該方式を導入したオフィスの実測結果から、膜放射ユニットの空気吹出し面に関する熱収支式を導き、吹出し面温度と放射熱処理量の数値解析手法を検討した。また、膜放射ユニット吹出面の気流速と対流熱伝達率との関係を示す実験式を示した。また、提案した熱収支式を用い、全空気式放射空調の吹出面对流熱伝達率が、放射熱伝達量の比率に与える影響を示し、数値解析手法を明らかにした。

第7章「潜顕分離空調方式に関する計画手法」では、オフィス空調を対象とした潜顕分離空調方式の計画手法に関する検討を行った。各タスク空調を採用した天井放射空調方式、および全空気式放射空調方式の設計条件が、平均放射温度および快適指標に与える影響をパラメータスタディにより分析した。また、天井放射空調方式、および全空気式放射空調方式における平均放射温度の検討手順を示し、快適性検討手法を明らかにした。

8.2. 今後の研究課題

潜顕分離空調方式に関し、今後の課題を以下に示す。

オフィス空調の潜顕分離空調方式に関する課題

潜顕分離空調方式の導入効果を最大化するため、快適性指標を目標とした制御や、負荷率の最適化を目的とした従来にない制御方法が提案されている。より一層複雑化する機器間の連携を担うのは自動制御機器であるが、システムの特徴や利用状況、機器仕様および制御仕様により、最適解は異なる。検討時の理論性能を達成するためには、運用後の細やかな自動制御機器の計画が必要であり、制御手法に関する知見の蓄積および一般化を課題として挙げる。

データセンター用空調の潜顕分離空調方式に関する課題

データセンターは、特殊用建物であり、物件数および研究対象はオフィスと比較し圧倒的に少ない。高顕熱空調機の顕熱比仕様を検討するにあたり、空調負荷率や風量、データセンター運用ポリシーなど様々な条件設定および検証が必要である。その検討に資する情報として、実運用下における、過除湿エネルギーや再加湿エネルギーに関する評価、機器の運用実績および実測データ評価などに関する情報の蓄積を課題として挙げる。

放射空調方式に関する課題

・放射空調方式では、建物筐体に対する放射熱損失が必ず生じることから、気流による通常空調方式と比較した場合、建物外皮から損失するエネルギー量は同一ではない。本論文ではこの影響の大小を考慮した省エネルギー性評価には至っていない。建物外皮の表面温度および建物外皮負荷との関連性を一般化し、評価の必要性の有無を含めた知見を得ることを課題として挙げる。

膜放射ユニットおよび全空気式放射空調方式に関する課題

・全空気式放射では、水式放射空調などに一般的に用いられるメーカー製品ではなく、制気口を改造した形で形状や材質が個別提案されるケースが多い。一方、設計に必要な性能仕様が評価済みのシステムは一部の対象に留まる。本論文にて提案した膜放射ユニットについては、吹出し面積が変化したケースについての数値解析用データの取得に至っていない。今後の普及にあたっては、吹出し面積変化時の基礎特性の把握を課題として挙げる。

参考文献

- 1) 経済産業省エネルギー庁：エネルギー白書(2016年版)
- 2) 国土交通省：官庁施設におけるクールビズ／ウォームビズ空調システム導入ガイドライン，2009.7
- 3) 西原直枝, 田辺新一：中程度の高温環境下における知的生産性に関する被験者実験, 日本建築学会計画系論文集, 第568号, pp33～39, 2003.6
- 4) Fanger, P, O: Thermal comfort, Danish Technical Press, 1970
- 5) A. P. Gagge, A. P. Fobelets, L. G. Berglund: A Standard Predictive Index of Human Response to the Thermal Environment ASHRAE Transaction Vol. 92, Part 2, pp.709-731, 1986
- 6) 空気調和・衛生工学会便覧(第14版), 第5部 計画・施工・維持管理, 第5章 温熱環境計画, pp106～107, 2010.2
- 7) 三野洋介：シンククライアントを用いた内部負荷抑制とその空調への影響, 空気調和衛生工学, 第90巻第5号, pp353～358, 2016.5
- 8) Ministry of Economy, Trade and Industry, Japan Green IT Conference 2008
- 9) ASHRAE TC9.9, Datacom Equipment Power Trends and Cooling Applications 2005, pp15-27, 2005
- 10) ASHRAE TC9.9, Datacom Equipment Power Trends and Cooling Applications(Second Edition) 2012, pp35-50, 2012
- 11) 佐藤大輔, 松井伸樹, 西村忠史, 宮田征門：(第1報)空調システムにおける顕熱負荷・潜熱負荷処理量の実測調査と特性式比較, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, 第3巻, pp169-173, 2015.9
- 12) 新晃工業株式会社：ウェブページ, <http://www.sinko.co.jp/product/desiccant/>
- 13) 流田麻美, 田辺新一ら：放射空調の計画・運用に関する実態調査, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp1363～1364, 2014.9
- 14) ダイキン工業株式会社：ウェブページ, <http://www.daikinaircon.com/catalog/desica/system/sikumi.html>, 2017
- 15) 工藤奈津美, 李周研, 磯田憲生：天井冷房の快適性評価に関する研究, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp477-480, 2005.8
- 16) 瀧ヶ崎薫, 義恵龍一郎, 河原博之, 高橋賢治：天井面放射冷暖房システムに関する研究(その1), 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, pp477-480, 2005.9

- 17) 桑原, 塩谷, 他: 放射空調システムの室内環境に関する研究(その1~2), 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, pp1925-1932, 2006. 9
- 18) 奥宮正哉, 田中英紀, 横江彩ら: 放射・対流併用型空調システムに関する研究(第1~2報), 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, pp205-212, 2007. 9
- 19) 岡本茂, 三浦光城, 山口弘雅, 尾本和夫, 高岡昌史, 岡建雄: 天井放射冷暖房用パネルの性能予測計算方法と実験値の比較, 日本建築学会環境系論文集, 第73巻第624号, pp221-227, 2008. 2
- 20) 糸魚川高穂, 羽山広文, 絵内正道, 山岸浩: 病室における睡眠時の対流式冷房に関する実験的研究, 日本建築学会環境系論文集, 第631号, pp1133-1138, 2008. 9
- 21) 長谷川弘, 赤林伸一, 坂口淳: 放射環境における対流・放射・総合熱伝達率の測定結果と床冷房時の結露防止手法に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, 71巻第601号, pp21~28, 2006. 3
- 22) 松本若菜, 森太郎, 羽山広文, 菊田弘輝: 一建築物総合シミュレーションツールを用いた天井放射冷房システムの設計法の検討ー夏期・中間期の運用を考慮したシステム選定法の提案ー, 日本建築学会環境系論文集 80(707), pp21-28, 2015
- 23) 新村浩一, 水出喜太郎, 後藤悠, 福森幹太, 土屋茂樹: 放射熱伝達量の簡易測定法に関する研究, 空気調和・衛生工学会大会 学術講演論文集 2016. 3(0), pp293-296, 2016
- 24) 塩谷正樹, 郡公子, 鬼頭則夫: スリットを有する天井放射パネルユニットの熱性能に関する研究, 日本建築学会環境系論文集 第78巻 第683号, pp31-37, 2013. 1
- 25) 塩谷正樹, 郡公子: 天井放射パネルユニット熱性能と室内環境の汎用的な計算法に関する検討, 日本建築学会環境系論文集 第79巻 第698号, pp331-338, 2014
- 26) 伊藤清, 川島実, 荒井義人, 鈴木道哉, 村上宏次, 野部達夫: 天井放射空調システムの熱的性能評価実験及び被験者による温熱環境評価実験, 日本建築学会技術報告集, 第18巻 第38号, pp243-248, 2012. 2
- 27) 伊藤清, 川島実, 荒井義人, 村上宏次, 野部達夫: ペリメータにチルドビームを配置した天井放射空調システムの冷却性能検証, 日本建築学会環境系論文集, 第81巻 723号, pp447-455, 2016. 5
- 28) 水出喜太郎, 一ノ瀬雅之, 本郷太郎, 矢島大督, 山田一樹, 加藤直樹: 微気流を併用した放射空調を行う都市型環境建築の性能検証(第1~4報), 空気調和・衛生工学会大会論文集, 空気調和・衛生工学会大会 学術講演論文集 2016. 3(0), pp345-360, 2016. 3
- 29) 水出喜太郎, 一ノ瀬雅之, 本郷太郎, 矢島大督, 山田一樹, 加藤直樹: 微気流を併用した放射空調を行う都市型環境建築の性能検証(第5~6報), 空気調和・衛生工学会大会論文集, 空気調和・衛生工学会大会 学術講演論文集, 2017

- 30) 田村富士雄, 中村導彦, 菅健太郎, 佐藤孝広, 岡卓史, 大倉伸二: ガスヒートポンプを利用した空気式放射空調システムに関する研究(第一報~第三報), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, D-9. 10. 11, 2005. 8
- 31) 宮部孝典, 尹奎英, 田中英紀, 齋藤輝幸, 久野覚, 横江彩, 櫻場一郎, 渡邊激雄, 奥宮正哉: 有孔天井パネルを用いた放射・対流併用型空調システムに関する研究(第1報) システム概要と実測結果, 建築学会大会学術講演梗概集. 環境工学 II. D-2, pp1065-1066, 2007. 7
- 32) 横江彩, 渡邊激雄, 櫻場一郎, 奥宮正哉, 久野覚, 齋藤輝幸, 田中英紀, 尹奎英, 宮部孝典: 放射・対流併用型空調システムに関する研究(第一報・第二報), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集. 平成19年(1), pp205-212, 2007. 8
- 33) 和田一樹, 樋口祥明, 中川浩明, 小宮山研二: 放射冷暖房を考慮したパーソナル空調方式に関する研究(第2報), 空気調和・衛生工学会大会 学術講演論文集. 2008. 3(0), pp1711-1714, 2008
- 34) 粕谷敦, 和田一樹, 樋口祥明, 高橋幹雄, 西端康介, 阿部裕司, 迫博司, 小西弘高, 鈴木厚志: 放射冷暖房を考慮したパーソナル空調方式に関する研究(第2報), 空気調和・衛生工学会大会 学術講演論文集 2009. 1(0), pp237-240, 2009
- 35) 和田一樹, 川口玄, 田辺新一, 西原直枝, 羽田正沖, 粕谷敦, 樋口祥明, 高橋幹雄: タスク・アンビエント対応膜放射冷房システムに関する研究(その1~5), 日本建築学会大会学術講演梗概集. D-2. 環境工学 II. 2010, pp1077-1086, 2010. 7
- 36) 粕谷敦, 川口玄, 田辺新一, 西原直枝, 羽田正沖, 山本麻莉, 迫加奈絵, 和田一樹, 樋口祥明, 高橋幹雄: タスク・アンビエント対応膜放射冷房システムの性能評価(第1報、第2報), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 2010. 2(0), pp1095-1101, 2010
- 37) 和田一樹, 大宮由紀夫, 山本泰造, 高橋幹雄, 古谷恵一, 迫加奈絵, 西原直枝, 田辺新一: タスク・アンビエント対応膜放射冷房システムの性能評価(第3報、第4報), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 2011. 2(0), pp1423-1426, 2011
- 38) 和田一樹, 大宮由紀夫, 高橋幹雄, 山本泰造, 松岡康友, 山本麻莉, 田辺新一, 西原直枝: タスク・アンビエント対応膜放射冷房システムを導入したオフィスにおける実測調査(その1~4), 日本建築学会大会学術講演梗概集. D-2. 環境工学 II. 2011, pp1239-1246, 2011. 8
- 39) 武藤友香, 田辺新一, 西原直枝, 迫加奈絵, 古谷恵一, 和田一樹, 宮崎貴士, 高橋幹雄: タスク・アンビエント対応膜放射冷房システムを導入したオフィスにおける実測調査(その5), 日本建築学会大会学術講演梗概集. 環境工学 II. 2012, pp 923-924, 2012. 9
- 40) 和田一樹, 宮崎貴士, 高橋幹雄, 迫加奈絵, 古谷恵一, 武藤友香, 田辺新一, 西原直枝: 潜熱・顕熱分離を考慮したパーソナル空調システムの快適性に関する研究(その1~4), 日本建築学会大会学術講演梗概集 2012 環境工学 II, pp905-912, 2012-09-12

- 41) 和田一樹, 左勝旭, 廣田聡史, 高橋幹雄, 武藤友香, 小林美子, 石井義章, 西原直枝, 田辺新一: 環境配慮技術を導入した先進的なテナントオフィスにおける執務環境評価(その1~4), 日本建築学会大会学術講演梗概集. 環境工学II 2013, pp401-410, 2013. 8
- 42) 青木現, 武藤友香, 石井義章, 都築弘政, 田辺新一, 西原直枝, 左勝旭, 高橋幹雄, 和田一樹, 廣田聡史: 41233 環境配慮技術を導入した先進的なテナントオフィスにおける執務環境評価: (その6・その7) 学術講演梗概集 2014 環境工学II, pp489-492, 2014. 9
- 43) 葛生恵理子, 流田麻美, 宮下陽, 田辺新一: 空気式放射空調導入建物の実測調査(その1・その2), 日本建築学会学術講演梗概集 2014 環境工学II, pp1365-1368, 2014. 9
- 44) 葛生恵理子, 宮下陽, 田辺新一: 空気式天井放射空調導入建物における暖房時の室内温熱環境評価, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集. 2014. 3(0), pp461-464, 2014. 8
- 45) 闫 寒月, 齋藤 輝幸, 久野 覚: 夏期における全空気式誘引放射空調の評価に関する研究, 空気調和・衛生工学会中部支部学術研究発表会論文集, 第14号, pp. 9-12, 2013
- 46) 丸山茜, 齋藤輝幸: 病室における全空気式誘引放射空調の熱的快適感評価に関する研究(第1報) 冬期着座姿勢と就寝姿勢における検討, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集. 2014. 6(0), pp169-172, 2014. 8
- 47) 丸山茜, 齋藤輝幸: 夏期屋外から入室後における全空気式誘引放射空調の熱的快適性評価に関する研究-その1・その2-, 日本建築学会学術講演梗概集. 環境工学 II. 2014, pp339-340, 2014. 9
- 48) 田村夏美, 太田恵大, 金子洋介, 浮穴朋興, 田辺新一: 天井チャンバー型空気式放射空調システムの制御方法とその評価, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集. 2016. 3(0), pp389-392, 2016
- 49) 田村夏美, 太田恵大, 飯田隆義, 浮穴朋興, 藤澤順太, 田辺新一: 天井チャンバー型空気式放射空調システムにおけるPMV制御方式の評価, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集. D-60, 2017. 9
- 50) 後藤有, 水出喜太郎, 山中俊夫, 甲谷寿史, 相良和伸, 福森幹太, 新村浩一, 土屋茂樹: 全面有孔天井を用いた対流・放射空調を行うオフィスビルにおける室内環境に関する研究(その3) 温熱環境実測および熱収支分析, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集. 2016. 3(0), pp401-404, 2016. 8
- 51) 多良俊宏, 甲谷寿史, 山中俊夫, 桃井良尚, 相良和伸: 天井全面吹出し式対流・放射空調の温熱環境・換気性能に関する研究-種々の給排気口位置を有する従来式対流空調との比較, 日本建築学会学術講演梗概集. 環境工学 II. 2017. 41364, 2017. 9
- 52) 多良俊宏, 山中俊夫, 甲谷寿史, 相良和伸, 桃井良尚, 福森幹太, 水出喜太郎, 後藤悠: 種々の給排気口位置を有する全面有孔天井を用いた対流・放射空調を行うオフィスビルにおける室内環境に関する研究(その4) 執務室の換気性能評価, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集. J-52, 2016. 8

- 53) 多良俊宏, 甲谷寿史, 山中俊夫, 桃井良尚, 相良和伸: 天井全面吹出し式対流・放射空調の温熱環境・換気性能- 種々の給排気口位置を持つ対流空調方式との比較, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集. D-48, 2017. 8
- 54) 小澤諭, 林一宏: パッケージ型空気調和機を用いた対流・輻射併用型空調システムの計画手法と性能検証, 日本建築学会環境系論文集, 第 81 巻第 729 号, pp1017-1024, 2016. 11
- 55) 李成在, 田辺新一, 野辺達夫: 等温気流ユニットを用いたタスク空調の熱的快適性, 日本建築学会環境系論文集, 第 575 号, pp75~82, 2004. 1
- 56) 秋元孝之, 松田順平, 西原直枝, 田辺新一: 個人制御による非等温タスク空調が熱的快適性・知的生産性に与える影響, 日本建築学会環境系論文集, 第 582 号, pp75-82, 2004. 8
- 57) 大熊涼子, 石野久彌, 中山哲士: 夏季のオフィスにおける 28℃空調の熱的快適性に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, 第 618 号, pp31~36, 2007. 8
- 58) 大熊涼子, 石野久彌, 中山哲士: 冬季 20℃室温における着衣と熱的快適性に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, 第 73 巻, 第 625 号, pp307~312, 2008. 3
- 59) 中村慎司, 太田仁子, 秋元孝之, 橋本哲, 西野淳, 近本智行: 28℃オフィス空間における天井吹出しタスク空調に関する研究(その 1・その 2), 日本建築学会学術講演梗概集 2009 環境工学 II, pp937-940, 2009. 7
- 60) 太田仁子, 秋元孝之, 橋本哲, 西野淳, 近本智行, 中村慎司: 天井吹出しタスク空調方式の環境選択権が温熱快適性に及ぼす影響天井吹出しタスク空調方式の環境選択権が温熱快適性に及ぼす影響, 空気調和・衛生工学会大会 学術講演論文集 2010. 2(0), pp1115-1118, 2010
- 61) 久保田潤子, 秋元孝之, 松浦健太, 太田仁子, 橋本哲, 西野淳, 近本智行: 局所気流を最適制御するタスク空調システムに対する研究(その 1・その 2): 学術講演会論文集 平成 23 年(2), pp1411-1414, 2011. 8
- 62) 松本隆志, 川津行弘, 中島洋一, 柳井崇, 吉田和輝, 秋元孝之: ユーザー制御可能なタスクアンドアンビエント一体型空調吹出口の開発 (第 1 報~第 3 報), 空気調和・衛生工学会大会 学術講演論文集 2015. 3(0), pp373-384, 2015
- 63) 高田幸, 吉田和輝, 中島洋一, 柳井崇, 松本隆志, 秋元孝之: ユーザー制御可能なタスクアンドアンビエント一体型空調吹出口の開発 (第 4 報・第 5 報), 空気調和・衛生工学会大会 学術講演論文集 2016. 3(0), pp73-80, 2016
- 64) 山品太輝, 秋元孝之, 中島洋一, 宮崎清二, 柳井崇, 松本隆志, 高田幸, 小田切直也, : ユーザー制御可能なタスクアンドアンビエント一体型空調吹出口の開発 (第 6 報~第 8 報), 空気調和・衛生工学会大会 学術講演論文集 2017, E-57~59, 2017

- 65) 松本隆志, 柳井崇, 中島洋一, 秋元孝之, 坂部高士, 稲垣勝, 吉田和輝, 武藤直樹, 川津行弘, 品川浩一:タスクアンドアンビエント一体型空調吹出口の開発(第1報～第5報), 日本建築学会学術講演梗概集 2015 環境工学Ⅱ, pp1265-1266, 2015.9
- 66) 秋元・中島・柳井・松本ら:タスクアンドアンビエント一体型空調吹出口の開発(第6報・第7報), 日本建築学会学術講演梗概集 2016, 2016
- 67) 高田幸, 秋元孝之, 山品太輝, 小田切直也, 中島洋一, 柳井崇, 松本隆志:タスクアンドアンビエント一体型空調吹出口の開発(第8報～第10報), 日本建築学会学術講演梗概集 2017(41492-41494), 2017
- 68) 仁志出博一, 加藤美好, 齋藤正文, 張本和芳, 小林信郷, 樋渡潔:天井吹出型パーソナル空調システムの研究(その1～その4), 日本建築学会学術講演梗概集 2008, 環境工学Ⅱ, 2008, pp967-970, 2008.7
- 69) 加藤美好, 三宅伸幸, 樋渡潔, 齋藤正文, 張本和芳:天井吹出型パーソナル空調システムの研究(その5), 日本建築学会大会学術講演梗概集 2009, pp931-932, 2009
- 70) 張本和芳, 田中拓也, 小林光, 梶山隆史, 横井睦己, 佐藤大樹, 大黒雅之:天井吹出型パーソナル空調システムの研究(その5～その7)空調システムの概要とパーソナル吹出口の気流測定, 日本建築学会学術講演梗概集 2011, 環境工学Ⅱ, pp1247-1252, 2011.7
- 71) 牛尾智秋, 田辺慎吾, 三島憲明, 相良和伸, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桃井良尚, LIM EUNSU:タスクアンビエント空調の風量適正化に関する研究, 空気調和・衛生工学会大会 学術講演論文集 2009.1(0), pp225-228, 2009
- 72) 牛尾智秋, 田辺慎吾, 三島憲明:タスクアンビエント空調の風量適正化に関する研究(その2), 空気調和・衛生工学会大会 学術講演論文集 2010.2(0), pp1107-1110, 2010
- 73) 牛尾智秋, 田辺慎吾, 三島憲明:タスクアンビエント空調の風量適正化に関する研究(その3), 空気調和・衛生工学会大会 学術講演論文集 2011.2(0), pp1399-1402, 2011
- 74) 牛尾智秋, 田辺慎吾, 三島憲明:タスクアンビエント空調の風量適正化に関する研究(その4), 空気調和・衛生工学会大会 学術講演論文集 2012.3(0), pp2709-2712, 2012
- 75) 松井伸樹:西村忠:ZEBを目指したビル用マルチエアコン, 空気調和衛生工学会近畿支部ウェブページ, <http://www.kinki-shasej.org/upload/pdf/mul.pdf>
- 76) 伊藤・松井・丹羽ら:潜顕熱分離空調システムの省エネルギー性能評価に関する研究(第1報) ヒートポンプデシカントと高顕熱形ビル用マルチエアコンの性能計算手法の開発, 空気調和・衛生工学会大会論文集 pp1963-1966, 2009.9
- 77) 伊藤・松井・丹羽ら:潜顕熱分離空調システムの省エネルギー性能評価に関する研究(第2報・第3報), 空気調和・衛生工学会大会論文集, pp1163-1170, 2010.9

- 78) 奥宮・丹羽・松井ら：直膨個別分散空調機を用いた潜熱・顕熱分離空調システムエネルギー性能の実証・評価研究 第1報～第3報，空気調和・衛生工学会大会論文集，pp2729-2740，2012.9
- 79) 奥宮・丹羽・松井ら：直膨個別分散空調機を用いた潜熱・顕熱分離空調システムエネルギー性能の実証・評価研究 第4報～第6報，空気調和・衛生工学会大会論文集，第3巻，pp317-328，2013.9
- 80) 佐藤孝輔，西村忠史，松井伸樹，丹羽英治：直膨個別分散空調機を用いた潜熱・顕熱分離空調システムエネルギー性能の実証・評価研究第7報・第8報，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 2014.9(0)，97-104，2014
- 81) 松井伸樹、西村忠：ZEB を目指したビル用マルチエアコン，
<http://www.kinki-shasej.org/upload/pdf/mul.pdf>，2018.1
- 82) 石倉結花，堀川晋，林立也，内田智志，山本麻莉，西原直枝，光野茂生，田辺新一：潜顕熱分離空調システムにおける室内温熱環境と省エネルギー性の評価，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 2010.2(0)，pp1139-1142，2010
- 83) 河野匡志，丹羽英治，小池万里，加藤伯彦，久村真司，三浦正明，奥宮正哉，田中英紀：次世代型低負荷建築物に適した熱源・空調システムに関する研究（第1報）次世代型低負荷建築の熱負荷特性分析とシステム検討・評価，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 2015.5(0)，pp69-72，2015
- 84) 村山紘之，塩地純夫：ヒートポンプデシカント外調機と中央式空調を組み合わせたシステムのエネルギー性能評価，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 2015.3(0)，pp141-144，2015
- 85) 佐藤大輔，松井伸樹，宮田征門，西村忠史：（第1報）空調システムにおける顕熱負荷・潜熱負荷処理量の実測調査と特性式比較，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 2015.3(0)，pp169-172，2015
- 86) 水出喜太郎，一ノ瀬雅之，本郷太郎，矢島大督，山田一樹，加藤直樹：微気流を併用した放射空調を行う都市型環境建築の性能検証(第7～10報)，空気調和・衛生工学会大会論文集，空気調和・衛生工学会大会 学術講演論文集，2017
- 87) 宇田川陽介：低温外気利用による年間冷房型空調システムの高効率化に関する研究，2014.7
- 88) 羽山広文，渡邊均：データセンター用空調システムの信頼性評価，電子情報通信学会技術研究報告(R)，Vol112，No. 160，pp721-728，2012
- 89) 宇田川陽介，関口輔，柳正秀，福光超，斎藤潔：データセンタにおける外気冷房型空調システムに関する研究，空気調和衛生工学会論文集(第189号)，pp1-10，2012.12
- 90) ダイキン工業株式会社：電算機用エアコン(DSVP560M)技術資料
- 91) 建築学会：拡張アメダス基本データ 1981-2000
- 92) NOAA：NNDC Climate Data Online (<http://www7.ncdc.noaa.gov/CD0/cdo>)，2014

- 93) <http://www.fintech.co.jp/etc-data/housharitsu.html>
- 94) 空調調和・衛生工学会便覧(第14版), 第1部 基礎編, 第4章 熱および物資移動, pp88~89, 2010.2
- 95) 空調調和・衛生工学会便覧(第14版), 第1部 基礎編, 第4章 熱および物資移動, pp221, 2010.2

■ 既発表論文

1. 論文

- (1) Yuji Kohata Yosuke Udagawa, Keisuke Sekiguchi, Masahide Yanagi, Kiyoshi Saito, Keisuke Ohno, Yasuhiro Naito, Tsuneo Uekusa, Characteristics of Air-Cooled Package Air Conditioners with Refrigeration Pump for Data Centers, ASHRAE Transaction, CH-12-038, pp430-439, 2015.1
- (2) 木幡悠士, 羽山広文, 関口圭輔: タスク・アンビエント対応の全空気式放射空調方式に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, Vol. 80, No. 710, pp. 351-358, 2015.4
- (3) 木幡悠士, 松田千怜, 三野洋介, 宇田川 陽介, 羽山広文: 全空気式放射空調方式の熱性能に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, Vol. 82, No. 740, pp. 883-891, 2017.10

2. 講演論文

- (1) 福光超, 植草常雄, 柳正秀, 渡邊剛, 木幡悠士, 中田達也, 河野正人: サーバ室を持つ事務所ビルライフサイクルエネルギーマネジメントに関する研究(その1)-対象建物概要と性能検証計画-, 環境工学 II, 2013 年度日本建築学会大会学術講演梗概集, pp1457-1458, 2013.9
- (2) 中田達也, 木幡悠士, 柳正秀, 渡邊剛, 福光超: サーバ室を持つ事務所ビルライフサイクルエネルギーマネジメントに関する研究(その2), LCEM ツールを用いた設計段階における熱源・空調システムの性能評価, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp1459-1460, 2013.9
- (3) 木幡悠士, 柳正秀, 福光超, 中田達也: サーバ室を持つ事務所ビルライフサイクルエネルギーマネジメントに関する研究(その3)執務室の快適性能検証について, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp1461-1462, 2013.9
- (4) 河野 正人, 渡邊 剛, 柳 正秀: サーバ室を持つ事務所ビルライフサイクルエネルギーマネジメントに関する研究(その4)-事務所ゾーンの視(光)環境評価-, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp1463-1464, 2013.9
- (5) 渡邊剛, 中田達也, 木幡悠士, 河野正人, 福光超, 柳正秀: サーバ室を持つ事務所ビルライフサイクルエネルギーマネジメントに関する研究(その5)-システムシミュレーションを用いた建物の初期性能検証-, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp1465-1466, 2013.9

- (6) 中田達也，植草常雄，柳正秀，渡邊剛，福光超，吉井存，木幡悠士，金子真一郎，河野正人：サーバ室を持つ事務所ビルのライフサイクルエネルギーマネジメントに関する研究(その 6) - 施工段階性能検証 -, 2014 年度日本建築学会大会(近畿)学術講演会・建築デザイン発表会，学術講演梗概集, pp1395-1396, 2014. 9
- (7) 福光超，柳正秀，宇田川陽介，渡邊剛，木幡悠士，三宅弘朗，河野正人，中田達也，楯龍平：サーバ室を持つ事務所ビルのライフサイクルエネルギーマネジメントに関する研究(その 7)-サーバ室における地中熱・外気冷熱の利用法および効果検証-, 日本建築学会大会学術講演梗概集 2014, pp1395-1396, 2014. 9
- (8) 木幡悠士，柳正秀，福光超，中田達也，渡邊剛，河野正人，関口圭輔，月元秀樹，高橋慎一：サーバ室を持つ事務所ビルのライフサイクルエネルギーマネジメントに関する研究(その 8) -実大規模実験による執務室の快適性能検証について-, 2014 年度日本建築学会大会学術講演梗概集, pp1399-1400, 2014. 9
- (9) 木幡悠士, 福光超, 柳正秀, 羽山広文：膜放射ユニットを用いたタスク・アンビエント空調方式に関する研究-実大規模実験による快適性能検証について, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, C44, pp. 173-176, 2014. 9
- (10) 鈴木拓，羽山広文，森太郎，菊田弘輝，木幡悠士：サーバールームにおける冷媒自然循環型フリークーリングコイルの特性評価(その 1)-評価方法の検討-, 空気調和・衛生工学会北海道支部学術講演会, pp. 63-66, 2015. 3
- (11) 木幡悠士，宇田川陽介，柳正秀，河野正人，羽山広文：タスク・アンビエント対応の全空気式放射空調方式に関する研究-空調設計条件が快適性に与える影響-, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 163-164, 2015. 9
- (12) 木幡悠士, 柳正秀, 羽山広文：サーバ室を持つ事務所ビルのライフサイクルエネルギーマネジメントに関する研究(その 3)-全空気式放射空調の快適性能検討-, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, H-25, pp. 201-204, 2015. 9
- (13) 鈴木拓，木幡悠士，羽山広文，森太郎，菊田弘輝：潜顕分離空調方式を用いたオフィスの運転特性把握(その 1) 冷房期における潜顕熱処理量, 空気調和・衛生工学会北海道支部学術講演会, F3, 2016. 3
- (14) 木幡悠士，柳正秀，羽山広文，宇田川陽介，鈴木拓：放射効果を用いた潜顕分離空調方式の性能検証(第二報)-冷房期の放射効果による熱処理量の分析-, 日本建築学会学術講演梗概集, pp. 1225-1226, 2016. 8
- (15) 鈴木拓，木幡悠士，羽山広文，森太郎，菊田弘輝：放射効果を用いた潜顕分離空調方式の性能検証(第一報)冷房期の機器別熱処理量の分析, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 1223-1224,

2016. 8

- (16) 鈴木拓, 木幡悠士, 羽山広文, 森太郎, 菊田弘輝: 潜頭分離空調方式を用いたオフィスの運転特性把握, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, I-65, pp. 157-160, 2016. 9
- (17) 松田千怜, 柳正秀, 三野洋介, 木幡悠士: サーバ室を持つ事務所ビルのライフサイクルエネルギーマネジメントに関する研究(その 5) -内部発熱負荷の低下が空調負荷に与える影響に関する考察-, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, pp25-28, 2016. 9
- (18) 木幡悠士, 松田千怜, 柳正秀, 宇田川陽介, 羽山広文: サーバ室を持つ事務所ビルのライフサイクルエネルギーマネジメントに関する研究(その 6) 潜頭分離空調方式オフィスのエネルギー消費量, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, H-8, pp. 29-32, 2016. 9
- (19) 鈴木拓, 木幡悠士, 羽山広文, 森太郎, 菊田弘輝: 潜頭分離空調方式を用いたオフィスにおける空調システムの性能検証, 空気調和・衛生工学会北海道支部学術講演論文集, pp. 159-162, 2017. 3
- (20) 鈴木拓, 木幡悠士, 羽山広文, 森太郎, 菊田弘輝: 潜頭分離空調方式を用いたオフィスの省エネルギー化に関する研究, 日本建築学会大会学術講演梗概集 DII, pp. 1129-1130, 2017. 8
- (21) 木幡悠士, 羽山広文, 二渡直樹, 月元秀樹, 宇田川陽介: 放射効果を用いた潜頭分離空調方式の性能検証(第三報) 冷房期における膜放射ユニットの熱処理特性の分析, 日本建築学会大会学術講演梗概集 DII, pp. 1103-1104, 2017. 8
- (22) 木幡悠士, 松田千怜, 三野洋介, 宇田川陽介, 羽山広文: 全空気式放射空調方式に関する熱処理性能および放射環境に与える影響の分析, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, B30, pp. 365-368, 2017. 9