

博士論文

業務用ビルにおける内部発熱の
ダイレクト処理を目指す液冷空調システムの
開発に関する研究

黄 孝根

目次

第1章 序論

1.1 研究背景	1-1
1.1.1 エネルギー資源と温室ガスの問題	1-1
1.1.2 快適な室内温熱環境の必要性	1-2
1.2 研究目的	1-5
1.3 本論文の構成	1-6
1.4 本章の参考文献	1-7

第2章 内部発熱のダイレクト処理できる液冷空調システムの提案

2.1 はじめに	2-1
2.2 快適性	2-2
2.2.1 事務室における快適温度	2-2
2.3 不均一温熱環境による局所不快感	2-4
2.3.1 不均一放射	2-4
2.3.2 ドラフト	2-5
2.3.3 上下温度分布	2-5
2.3.4 床温度	2-6
2.4 内部負荷のダイレクト処理を目指す空調システムの提案	2-7
2.3.1 提案システム概念	2-7
2.3.2 提案システムの構成	2-8
2.5 まとめ	2-15
2.6 本章の参考文献	2-16

第3章 オフィスにおける主な内部発熱機器の放熱性状

3.1 はじめに	3-1
3.2 チャンバー実験による発熱機器単体の放熱性状把握	3-2
3.2.1 チャンバーの仕様	3-2
3.2.2 実験概要	3-3
3.2.3 実験結果	3-8
3.3 数値解析による発熱機器単体の放熱性状分析	3-12
3.3.1 解析概要	3-12
3.3.2 解析での表面放熱条件	3-13
3.3.3 CFD解析による対流・放射分離	3-14
3.4 機器単体からの総放熱量の確認	3-16
3.6 まとめ	3-17
3.7 本章の参考文献	3-18

第4章 効果的な熱回収が可能な熱回収装置の開発	4-1
4.1 はじめに	4-1
4.2 熱回収装置の概要	4-2
4.2.1 均一発熱機器用の熱回収装置	4-2
4.3 発熱機器の特徴に対応する熱回収装置	4-6
4.3.1 均一発熱機器用の熱回収装置	4-6
4.3.2 不均一発熱機器用の熱回収装置	4-9
4.4 本章の参考文献	4-12
第5章 ワークスペース周りにおける熱回収装置の性能検討	5-1
5.1 はじめに	5-1
5.2 タスク領域の空間構成	5-2
5.3 数値解析による熱回収装置の予想性能検討	5-3
5.3.1 解析概要	5-3
5.3.2 熱回収装置ごとの熱回収性能結果	5-4
5.4 実験による熱回収の性能確認	5-7
5.4.1 実験概要	5-7
5.4.2 実験方法	5-7
5.4.3 感度解析による熱回収の性能検討	5-9
5.5 まとめ	5-12
5.6 本章の参考文献	5-13
第6章 タスク空間での人体への熱的影響	
6.1 はじめに	6-1
6.2 室内温熱環境の評価指標	6-2
6.2.1 室内温熱環境寄与率 (CRI(c)) の定義	6-2
6.2.2 放射分離係数 (CRI(r)) の定義	6-4
6.2.3 等価温度の定義	6-6
6.3 熱回収装置によって人体へ及ぼす熱的影響の検討	6-7
6.3.1 解析概要	6-7
6.3.2 熱回収装置による対流場と放射場の変動	6-8
6.3.3 空調方式の変化による熱的影響の変化	6-12
6.4 サーマルマネキンを用いた人体の等価温度分布	6-14
6.4.1 実験概要	6-14
6.4.2 人体部位ごとの等価温度の算出	6-15
6.4.3 数値解析による人体表面での熱抵抗変化	6-17
6.5 大型発熱機器のための熱回収装置の検討	6-19
6.6 まとめ	6-22

6.7 本章の参考文献

6-23

第7章 結論

7.1 本研究の総括

7-1

7.2 今後の課題

7-1

APPENDIX

謝辞

第 1 章

序論

1.1 研究背景

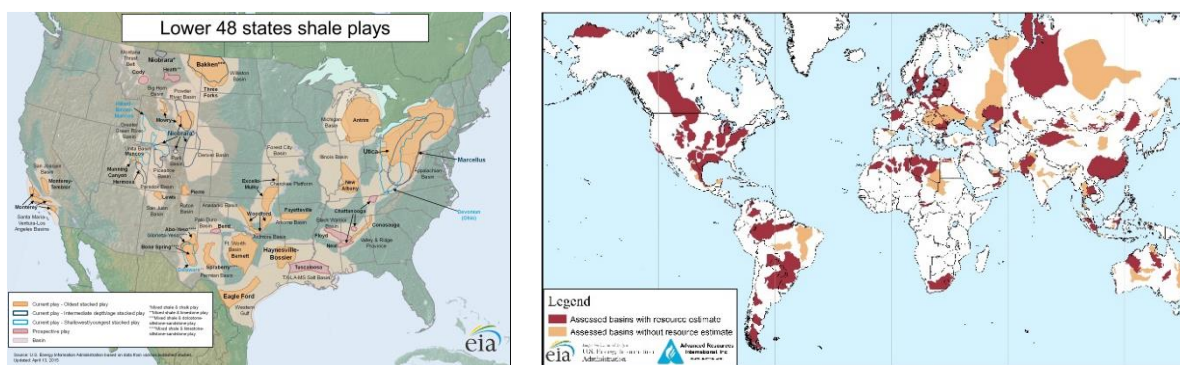
本研究で目指すことは、建築分野のうち業務用建築物における新たな空調システムを提案することである。提案システムにおいては、執務者へ快適な温熱環境を提供して生産性の向上を図り、建物の省エネルギー性も考慮する必要がある。しかし、室内温熱快適性と温室ガスの削減のための省エネルギー性は制御要素や外気環境変動などの様々な原因があるため、両立するのが難しい。そこで本研究は、オフィス空間にある主な発熱源からの起因する不均一な温熱環境を改善し、その熱を有効利用できる熱回収方法を工夫し、水冷式熱回収装置を提案する。

しかし、本研究で提案する水冷式熱回収装置がエネルギー性にも寄与するためには供給水温を高める必要がある。そのため、恒温の冷却水を用いて快適な室内環境を作るのが最も要求される。したがって、その熱回収効果を把握して室内空間に及ぼす熱的影響を検討することを本研究の目的とする。

本研究の背景として、既存の空調システムで発生する室内不均一温熱環境の問題について深く考えて、さらにエネルギーの向上を図れる方案について考察する。したがって、本章では、エネルギー資源の状況と温室ガスの消費パターンについて簡単に調べ、快適な温熱環境の必要性について述べる。

1.1.1 エネルギー資源と温室ガスの問題

建築物は、人間の居住及び社会活動に不可欠な要素として、人間の生理的・物理的に安定的な活動を保証する。生理的な活動を確保するためには、建物内の室内環境を快適に保つ必要がある。したがって、季節や外気環境の変化に対応できる建物を作るためには、エネルギーを消費することになる。最近まで、エネルギー使用の問題は、化石燃料の枯渇という社会的問題がクローズアップされていたが、2006年からシェール層の開発が始まり、いわゆる[シェール革命]と呼ばれる新たなエネルギー資源の開発によって全世界的にエネルギー事情が緩和された^[1-1]。シェールガスとシェールオイルは、現在、米国で最も活発に生産されているが、現在までに全体の埋蔵量の1~3%のみ開発されたものと推定されている^[1-2]。(図1.1参照)



(a) 米国のシェールガス・オイル生産状況

(b) 全世界のシェール資源の埋蔵地域

図 1.1 シェールガス・シェールオイルの生産や埋蔵現況^[1-2] [1-3]

これらのシェール革命の結果、化石燃料の枯渇の問題は過去より深刻な問題として認識されておらず、そこに太陽エネルギー、風力エネルギー、潮力エネルギーなどの再生可能なエネルギーの生産量の増加により、化石燃料の消費も急増しない。

一方、エネルギー消費と共に取り上げられる問題で、温室ガス(二酸化炭素、CO₂)の排出問題がある。エネルギー資源の枯渇は新しいエネルギー源の登場で多少緩和されたが、建物のエネルギー使用に伴う温室ガスの排出を避けられないことが現実である。温室効果ガスの排出の問題は、1997年の気候変動枠組条約第3回締約国会議(COP3)で京都議定書を採用することで本格に浮き彫りになった。最近、ペルーのリマで開催された第20回締約国会議(COP20)では、さらに強化された温室ガスの抑制対策の必要性を認識され、2015年に強化された温室ガスの削減目標を提示し、先進国以外に開発途上国もともに温室ガスの抑制に加わる新たな議定書を採用する予定である^[1-4]。

日本の温室ガス排出量の統計を見ると、図1.2に示すように排出量の推移を示しており、建築部門の排出量(業務その他部門と家庭部門)は30%を占めている。そのうち「業務その他部門」の排出量は、建築部門の約55%(全体の約18%)に迫っており、これに対する温室ガスの削減努力が行わなければならない。

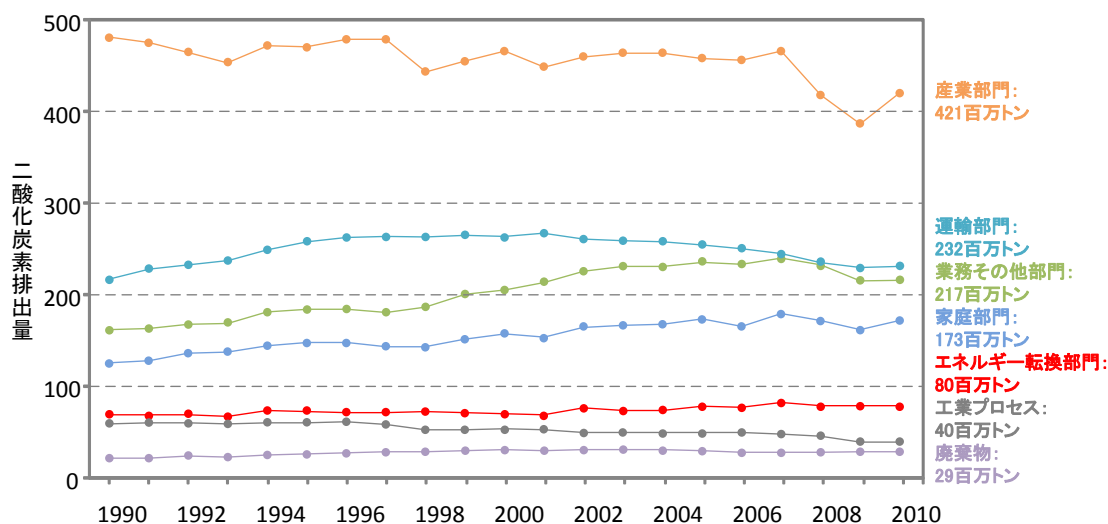


図 1.2 部門別 CO₂ 排出量の推移^[1-5]

1.1.2 快適な室内温熱環境の必要性

建物内で人間が感じる快適条件は、大きく生理的環境要因と心理的環境要因二つに分けることができる。生理的影響要因は、建築環境分野において快適な室内環境を作るための主要な変数として使われる。主要な要因としては、音・熱・空気・光に分けることができるが、そのうち快適性に及ぼす影響要因としては、熱的な要因が最も大きいと報告されている^[1-6]。このように、室内温熱環境は在室者の快適感に大きく影響を及ぼし知的生産性の増減に影響を与えるので、業務施設の場合は快適な室内温熱環境を作るのが非常に重要である。しかし、エネルギー使用量と温室効果ガスの低減のために、日本の環境省は、2005年夏から室内設定温度 28℃(冷房時)に設定することを勧告している。それと共に、クールビズを実施し、高い

室内設定温度の下でも快適な作業環境を造成しようと努力している^[17]。しかし、ASHRAE STANDARD 55-2004 で提示した快適温度範囲を見れば、作用温度 28℃は快適範囲の境界に位置されており、図 1.3 に示すように人の在室率および OA 機器などにより室内の設定温度を 28℃にしても放射熱環境の変化や不均一空間温度分布に起因した不快感を起しやすいう問題がある。したがって、高い室内設定温度（28℃）でも作業者の快適性を保証できる方法が必要であり、これによる知的生産性の向上も図ることができるものと判断される。



図 1.3 室内空間での不均一な温熱環境

1.2 研究目的

業務用建築物における建築環境分野に対して考慮すべきことは、前節(1.1)で調べたように建物のエネルギー使用量の削減によるエネルギー資源の節約と温室効果ガスの削減だけでなく、作業効率向上のための快適な温熱環境の造成がある。特に、高まった室内設定温度により快適な温熱環境づくりは、過去に比べてより建築設備専攻者にもっと多い努力が要求され、これを解決する新たな空調方式の開発が必要であると考えられる。したがって、本研究では、均一な室内温熱環境づくりが可能な新しい空調方式の開発を目指す。

従来の空調方式の場合、各部屋に必要な空調負荷を外気負荷と内部負荷に大きく分けて計算し、その負荷を処理（冷房または暖房）するための熱量を何か所の吐出口を通じて室内に供給する方式であるが、そのシステムの弱点は室内の温熱環境に不均一性が生じることによって、人々が不快を感じる場合がある。本研究では、その問題に着目して空調設計の基本的な概念に忠実に、様々な熱負荷にそれぞれに対応できる空調システムを提案して均一な室内温熱環境を造成できるようにする。また、熱容量の大きい水を利用することで、搬送動力の低減及び熱回収を通じた省エネも図ることができるものと考えられる。しかし、本研究で提案する空調システムは室温との温度差が小さい高温冷却水を投入することで省エネと快適性を満足できるシステムであるが、高温冷却水も用いて内部負荷を処理することは大変難しいし、水冷式の空調方式で快適な温熱環境を作れるかが最も重要である。したがって、建物省エネを論じる前に提案する空調方式による室内温熱を評価するべきだ。

本研究は、快適な温熱環境の必要性を認識され、温熱快適性に悪影響を及ぼす局所不快感も解決できる新たな空調システムを提案しようとする。このため空調設計の基本概念に充実なシステムを工夫し（図 1.4）、その熱的影響を把握することを目的とする。提案システムの概念および構成は、第 2 章で詳しく論じるとする。

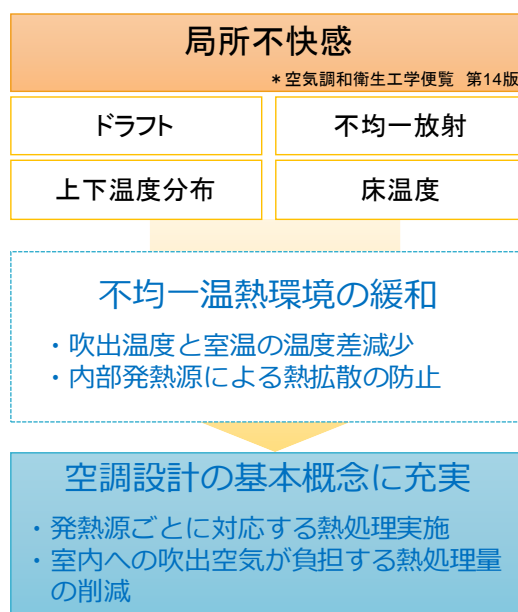


図 1.4 均一な温熱環境づくりに基本概念

1.3 本論文の構成

本論文は、本章を含めた全 7 章で構成される。

第 1 章では、本研究の研究背景と研究目的を述べる。

第 2 章では、本研究で提案する空調システムを開発する上で重要な考慮要因になる快適性に関して調べ、内部発熱のダイレクト処理できる液冷空調システム概念を詳説する。また、提案システムの全体構成を説明し、研究範囲について紹介する。

第 3 章では、液冷空調システムによる室内温熱環境の分析するための基礎データになる発熱機器の放熱性状を把握するため行った実験とシミュレーションの結果を報告する。

第 4 章では、第 3 章から得られた機器放熱性状に基づいて作った熱回収装置を紹介し、各々の装置の仕様や特徴を説明する。

第 5 章では、第 4 章で説明された熱回収装置の試作前後に行った熱回収性能の検討過程を紹介する。まず、熱回収装置の予想設計案に基づいてタスク空間にどう設置されるかを紹介した上、予想設計案の熱回収性能に関して対流・放射連成シミュレーションを用いた分析を行う。また、試作した熱回収装置の実際の性能をチャンバー実験で把握し、感度解析を行って運用条件や冷水温度と熱回収量の関係を明らかにする。

第 6 章では、タスク空間にある発熱機器と熱回収装置が人体や室内へ及ぼす熱的影響を検討する。まず、熱回収装置の予想性能検討と同様に予想設計案に対して対流と放射が人体へ及ぼす影響度を CRI という評価指標を用いて検討する。また、サーマルマネキンを用いた実験を行い、熱回収装置の運用条件や冷水温度に伴う対流および放射による熱的影響を等価温度から検討し、その対流および放射の細かい影響は、数値解析によって皮膚表面の熱抵抗変化を調べることで分析する。一方、人から離れている大型発熱機器に対しては、室内への放熱特徴を把握することとともに時間的な変動も考慮した結果を述べる。

第 8 章では、本論文の結論と今後の課題を総括する。なお、ほん今後の課題について述べる。なお、本稿はワークスペースでの行った研究でその限界を摘示し、拡張空間でのさらなる研究の必要性を書き留める。

次に本論文のフローを図 1.5 に示す。

第1章 序章
・研究背景 ・研究目的 ・論文構成
第2章 液冷空調システムの提案
・業務空間における快適性 ・内部負荷のダイレクト処理を目指す空調システムの提案
第3章 主な内部発熱機器の放熱性状
・チャンバー実験による発熱機器単体の放熱性状把握 ・数値解析による発熱機器単体の放熱性状分析 ・機器単体からの総放熱量
第4章 効果的な熱回収が可能な熱回収装置の開発
・熱回収装置の概要 ・均一発熱機器および不均一発熱機器用の熱回収装置
第5章 ワークスペース周りにおける熱回収装置の性能検討
・ワークスペースの空間構成 ・数値解析による熱回収装置の予想性能検討 ・実験による熱回収の性能確認
第6章 タスク空間での人体への熱的影響
・室内温熱環境の評価指標 ・熱回収装置によって人体へ及ぼす熱的影響 ・サーマルマネキンを用いた人体の等価温度分布 ・大型発熱機器のための熱回収装置の検討
第7章 結論
・結論 ・今後の課題

図 1.5 本研究のフロー

1.4 本章の参考文献

- [1-1] 経済産業省資源エネルギー庁, 平成 26 年度エネルギーに関する年次報告書 (エネルギー白書 2015 第 1 部エネルギーを巡る状況と主な対策, 2015)
- [1-2] U.S. Energy Information Administration(EIA), Review of Emerging Resources: U.S. Shale Gas and Shale Oil Plays, 2011
- [1-3] U.S. Energy Information Administration(EIA), World Shale Gas Resources: An Initial Assessment of 14 Regions Outside the United States, 2011
- [1-4] unfccc : Lima Climate Change Conference 2014 (<http://unfccc.int/2860.php>), 2015.10.01 参照
- [1-5] 環境省, 日本の温室ガス排出量の算定結果, 2013
- [1-6] 玉木元太郎,岩下剛,仲川純子:実際のオフィスにおける室温緩和による作業効率への影響に関する研究:その 1 実測概要及び物理量測定結果, 日本建築学会大会学術講演梗概集, D-2, pp.1029-1030, 2009
- [1-7] 岩下剛,仲川純子,玉木元太郎:実際のオフィスにおける室温緩和による作業効率への影響に関する研究: その 2 作業効率測定およびアンケート調査, 日本建築学会大会学術講演梗概集, D-2, pp. 1031-1032, 2009
- [1-8] 環境省, 平成 27 年度クールビズについて (<http://www.env.go.jp/press/100883.html>), 2015.10.01 参照

第2章

内部発熱のダイレクト処理できる

液冷空調システムの提案

2.1 はじめに

空調負荷には、一般に建物外部から侵入する外皮負荷と建物内部で発生する内部負荷、更には建物衛生維持の基礎となる換気による外気導入負荷に大別される。外皮負荷(ペリメータ負荷)は、ペリメータレス空調に代表されるように建物外皮の工夫により、空調などの建築設備によらず削減が可能である。近年、建築技術の向上により、外皮負荷がほとんど無視できるような建物も建設されている。本研究は、空調設備による室内の温熱環境改善と省エネルギー化を主眼とし、外皮負荷に関する検討は行わない。空調負荷においては、建物内で特に大量の水蒸気が人為的に発生する場合を除き、一般の建物では、潜熱負荷のほとんどは、人体から放出される水蒸気の処理も包含し、換気による導入外気の湿度調整に伴い生じる。一般に室内の人を除く内部発熱負荷のほとんどは顕熱負荷である。空調の顕熱処理と潜熱処理を分離して行う空調方式を、日本では顕潜熱分離空調と称しているが、米国では対応する空調方式を **Dedicated Outdoor Air System(DOAS)**と称しており、導入外気負荷と内部顕熱負荷を分離して行うことに焦点を当てている。名称はともかく、顕潜熱分離空調方式は、室内の温湿度を高い制御性で省エネルギー的に実現する空調方式として理解されている。本研究では、この顕潜熱分離空調方式を前提とし、導入外気処理と、内部顕熱負荷を分離して処理する空調方式を検討するものである。これらを含む今後の続報は、人を除くすべての内部顕熱負荷の処理を、顕熱発熱負荷の発生源もしくはその直近に吸熱用の冷却水を供給し、空間的、時間的に限定された系内で発熱総量と吸熱総量を一致させ、空間的・時間的に限定された領域で発熱と吸熱を閉じて処理することにより、室内温熱環境の圧倒的な向上を超省エネルギー的に実現することを意図する「液冷空調システム」の具現化を図る研究の一環である^{[2-1][2-2][2-3]}。液冷空調システムは、様々な用途の建物に適用可能と考えられる。しかし研究を一般論の抽象的な検討に留めず、具体的に検討するため、研究対象とする建物は、一般的な業務ビルのオフィス空間として設定している。

2.2 快適性^{[2-4] [2-5]}

熱的快適性は、ASHRAE によって、「その温熱環境に満足を示す心の状態」として提起されている。また、許容できる温熱環境とは、在室者の少なくとも 80%以上が許容できるような環境と定義されている。温熱環境研究分野で用いられている狭義の熱的快適性とは、一般にネガティブな状態で熱的不快を感じない状態という。

これに対して、積極的な快適感も存在する。自然現状の時変動がもたらす快適性を、人工環境の中に取り込むことは、空調技術者の長年の夢である。しかしながら、変動を伴う刺激は、必ずしも在室者すべてに快適感をもたらすわけではない。建物内では、年齢・活動・衣服・その他の条件が異なったさまざまな居住者がいる。空調技術者は、設計時にそれらのことをよく念頭においておく必要がある。

2.2.1 事務室における快適温度

温熱環境要素のうちのいくつかを固定すれば、作用温度によって快適範囲を表現することができる。図 2.1 に、事務所を想定した作用温度と予想不満足者率 (PPD) の関係を示す。気流速度は、0.1m/s を仮定している。

夏期を想定した場合、快適温度は 24.5°C で、PPD<10% の範囲は作用温度で約 23~26°C である。また、冬期を想定した場合、快適温度は 22°C、PPD<10% の範囲は作用温度で約 20~24°C である。冬と夏の快適温度が異なるのは、着衣量が異なるからである。着衣量が夏期には少ないため、夏期の快適温度幅は冬期より狭い。

また、図 2.2 に ASHRAE55-2004 による快適温度範囲を示す。ここでは、通常の事務所事務作業、夏・冬の事務作業に適した服装、静穏気流が仮定されている。ASHRAE による熱環境基準は、予想平均申告 (PMV) が ±0.5 の範囲とほぼ一致している。なお、図に示されている温度上下限值に関しては、さまざまな議論がある。

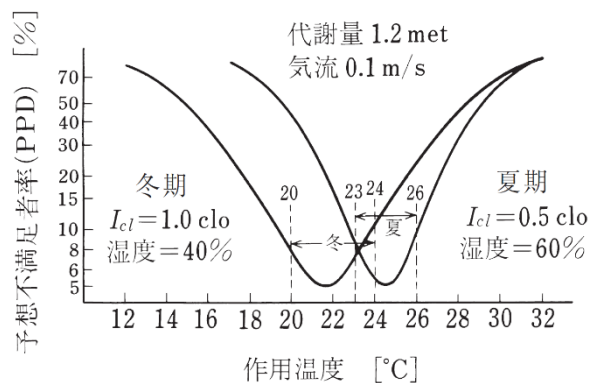


図 2.1 オフィスにおける快適作用温度範囲と予想不満足者率

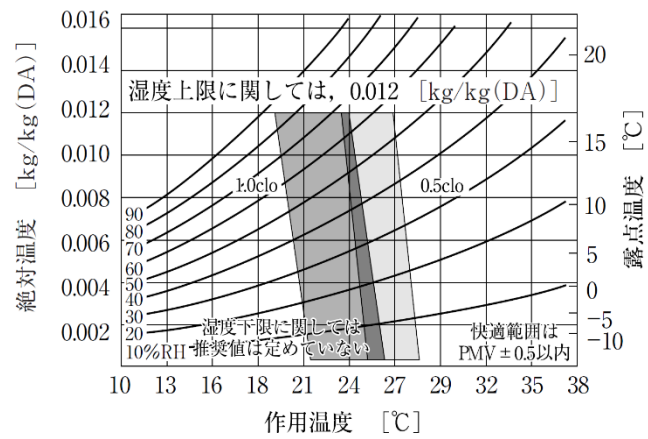


図 2.2 ASHRAE55-2004 による快適温湿度範囲

2.3 不均一温熱環境による局所不快感^{[2.5][2.6]}

予想平均申告(PMV)や新有効温度(ET*)、標準新有効温度(SET*)は、人体の熱的中立を評価する尺度であり、全身が暑いあるいは寒いといった評価をすることができる。しかし注意すべきは、全身温冷感が中立となる条件であっても身体の局所に温熱的な不快を感じる場合である。通常の居住空間では、この問題が頻繁に起こる。

局所不快感の原因となるものには、不均一放射、ドラフト、上下温度分布、床温度がある。代謝量が高い場合や衣服を着込んだ場合には、温熱環境に対して鈍感になり、局所不快感のリスクが小さくなる。また、居住者は全身温冷感が中立よりも涼しい側にあるときにより局所の不快に対して敏感になり、逆に暖かい側にあるときには局所の不快に対して鈍感になる。本節で定義される局所不快感の許容値は、着衣量が0.5~0.7cloの軽装で、代謝量が1.0~1.3met程度の静穏状態を想定したものであり、また、全身温冷感が中立に近いという前提条件で定義されている。

表 2.1 は、局所不快感のそれぞれの要因に対して予想される不満足者率を示したものであり、これらすべてを同時に満たす必要がある。

表 2.1 放射の不均一による不満足者率

ドラフトによるもの(DR)	上下温度分布によるもの(PD)	暖かいあるいは冷たい床によるもの(PD)	不均一放射によるもの(PD)
<20%	<5%	<10%	<5%

2.3.1 不均一放射

部屋の各表面温度がそれぞれ異なる場合や、直射日射の影響により人体周囲の放射場は不均一となり、許容限界を超えると不快感を引く起こす。通常、特に天井が暖かい場合と、壁が冷たい場合に不快感が増す。放射の不均一性は、微小面放射温度のベクトル差を用いて表される。図 2.3 に、暖かい天井・冷たい壁・冷たい天井・暖かい壁による不均一放射に対する不満足者率の関係を示す。暖かい壁面に関しては不快感が少なく、壁付きのパネルヒーターが有効であることがわかる。また頭寒足熱の言葉のとおり、冷たい天井に関しても不快感は少ない。表 2.2 は、不均一放射の許容限界値を示したものである。

不均一放射による不快感を防ぐためには、天井の断熱と窓の日射遮蔽・断熱の工夫が必要なポイントとなる。

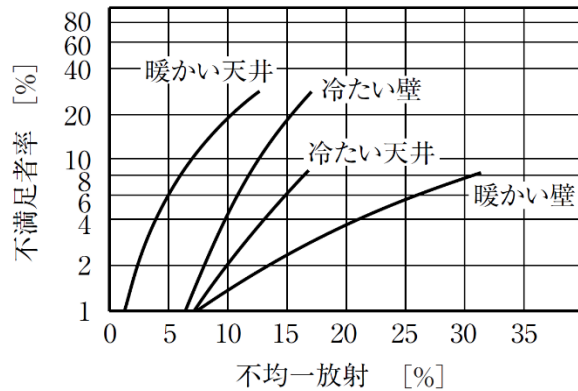


図 2.3 放射の不均一による不満足者率

表 2.2 放射の不均一による不満足者率

放射の不均一 °C			
暖かい天井	冷たい壁	冷たい天井	暖かい壁
<5	<10	<14	<23

2.3.2 ドラフト

夏季には、気流を増すことによって涼感を得ることができるが、空調時における必要以上に強い気流は局所の不快を引き起こすものであり、ドラフトを生じる。ドラフトとは、「望まれない局部気流」と定義される。平均風速、空気温度だけでなく、乱れの強さ、代謝量、着衣量がドラフトによる不快感に影響を与えることが指摘されている。着衣によって皮膚が覆われていない箇所はドラフトに対して敏感である。乱れの強さとは、平均風速からの変動分の標準偏差と平均風速の比をとったものであり、われわれの周囲にある気流は、そのほとんどが乱れをもっている。

通常の混合換気を採用した居室では、乱れの強さは居住域で 35%程度となる。また、置換換気を採用した居室では、20%程度である。

暑い場合の気流は涼感を呼び、あまりドラフトを感じさせることがない。住宅や半屋外空間などでは、エネルギーの有効利用を兼ねて、気流を有効利用することが考えられる。

2.3.3 上下温度分布

居室上部が高温で床近傍が低温になるような室内空気の温度成層は、熱的な不快感を生じる。図 2.4 に、居室上部が高温で床近傍が低温になるような場合の浄化温度分布による不満足者率を示す。温度成層が逆転することはまれであり、むしろその場合は居住者にとって快適な条件となる。

室内の上下温度分布について、ASHRAE Standard 55-2004 では在室者のくるぶしの高さ と頭の高さの温度差が 3°C以内になることを推奨している。立位の状態では、くるぶしの高

さが 0.1m、頭の高さは 1.7m ということになる。椅座位の状態では、頭の高さは 1.1m である。室内上部からの温風による対流式暖房の場合には、上下の温度差が発現することが多いが、断熱・気密性能の高い居室であれば、冬期でもこの上下温度分布の推奨条件を満たすことができる。窓部で冷却された空気が床部に下降してくる現状（コールドドラフト）にも注意が必要である。

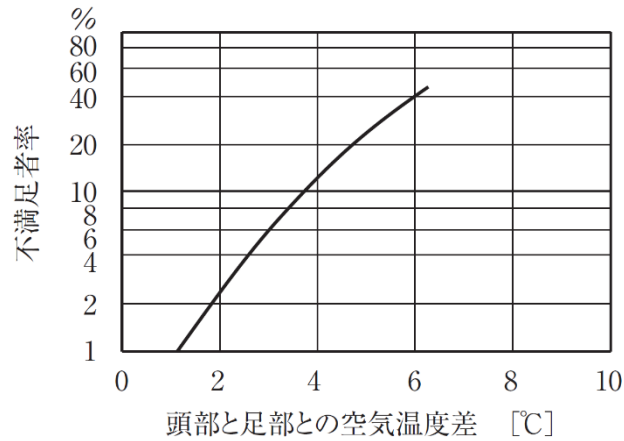


図 2.4 放射の不均一による不満足者率

2.3.4 床温度

床表面温度が極端に高温あるいは低温である場合にも、局所の不快を引き起こす。靴を履いている居住者にとっては、床表面の仕上げ材の種類よりも床表面温度が特に重要である。

図 2.5 に、床表面温度による不満足者率を示す。ASHRAE Standard 55-2004 では、室内の床温度は 19~29°C の範囲とすることが推奨されている。

これらの推奨値は、靴を履き、椅子に座ることを想定したものである。近年、わが国でも床暖房装置の普及が目覚しいが、家庭用で床に直接座ったり寝たりする場合には、低温やけどの原因となるような、体温よりも高い温度での使用は好ましくない。

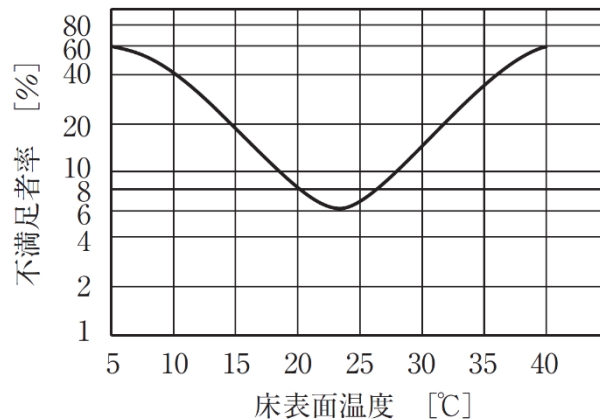


図 2.5 放射の不均一による不満足者率

2.4 内部負荷のダイレクト処理を目指す空調システムの提案

2.2 節と 2.3 節で説明したように、室内空間の快適性向上のためには、室内温熱環境を適切に維持する必要があるが、現在の一般的な空調システムの下では、必ず局所的な不均一温熱環境が生じ、在室者の熱快適感のバラつきが発生している。したがって、既存の業務用建物で一般的に使用されてきている空調システム（全空気方式）と、本研究で提案する空調システム（以下、液冷空調システムと呼ぶ）の特徴を説明し、その概念を述べる。また、提案システムの全般的な構成や本論文で開発内容について説明する。

2.4.1 提案システムの概念

一般的に使われている空調方式とは、全空気方式、水・空気方式、水方式、冷媒方式などに大別されているが、ここでは、室内空間の温熱環境だけを対象としているので、室内の快適温度を維持するために室内へ空気を吹き込むすべての空調方式を従来の空調システム（全空気方式と呼ぶ）と呼びます。また、本研究では、ペリメータ負荷を完全に処理したペリメータレス空調システムの適用を仮定して、外気負荷が 0 である内部負荷に関してのみ検討する。

まず、全空気方式を採用した場合、室内温熱環境の分布を図 2.6 に示す。夏期の業務用ビルにおける快適温度の作用温度 $24.5\sim 26.0^{\circ}\text{C}$ （風速 0.1m/s 、相対湿度 60%、 0.5clo で仮定）^[2-6]を維持するため、業務用ビルには 7°C 度または 8°C （推奨値）の冷水^[2-7]を供給し、室内の設定温度より低い温度の空気を室内に吐き出すことになる。その結果、室内の発熱源（業務用施設の場合、様々な OA 機器や人体発熱、照明器具など）と空調システムの冷熱源によって、快適温度の範囲でバランスを維持する。しかし、発熱源は室内空間のレイアウトなどにより室内空間に均等に分布されておらず、特に居住域空間に集中配置される。これにより、室内の対流および放射の熱移動による熱的不均一が生じ、室内温度分布の変化をもたらすことになる。不均一な室内温度分布は、発熱源周辺の在室者には高温による不快を感じさせ、空調用吐出口からの空気に直接さらされている在室者にはコールドドラフトなどによる不快を感じさせる。

上記のような問題を解消し、建物の省エネルギーも図ることができるシステムを開発するには、発熱源と冷熱源との間の熱輸送量を減らし、吸発熱源の温度と室内設定温度との間の温度差 (ΔT) を減らすことで可能である。これらの熱輸送方式を可能とするため、発熱源からの放熱を室内空間に拡散させず、内部負荷をダイレクト処理できる液冷空調システムという方式を提案する。（図 2.7 参照）室内にある内部発熱源のうち人を除いたほとんどの発熱源は固定された位置で発熱し、在室者のスケジュールと同じパターンで稼働・未稼働の時間的变化を持つようになる。これらの発熱体（OA 機器）からの熱が拡散される前に処理するために、放熱源の直近に冷却水を供給して、直接熱を吸収するようにする。結果的に発熱源周辺の温度も室内の設定温度で維持が可能であり、換気用の吹き出し空気の温度も室内設定温度との温度差が小さくなり、均一な室内温度分布を形成することが可能である。また、液冷空調方法により冷却水の温度は、室内の設定温度に近い温度で、比較的的高温冷水、室内空

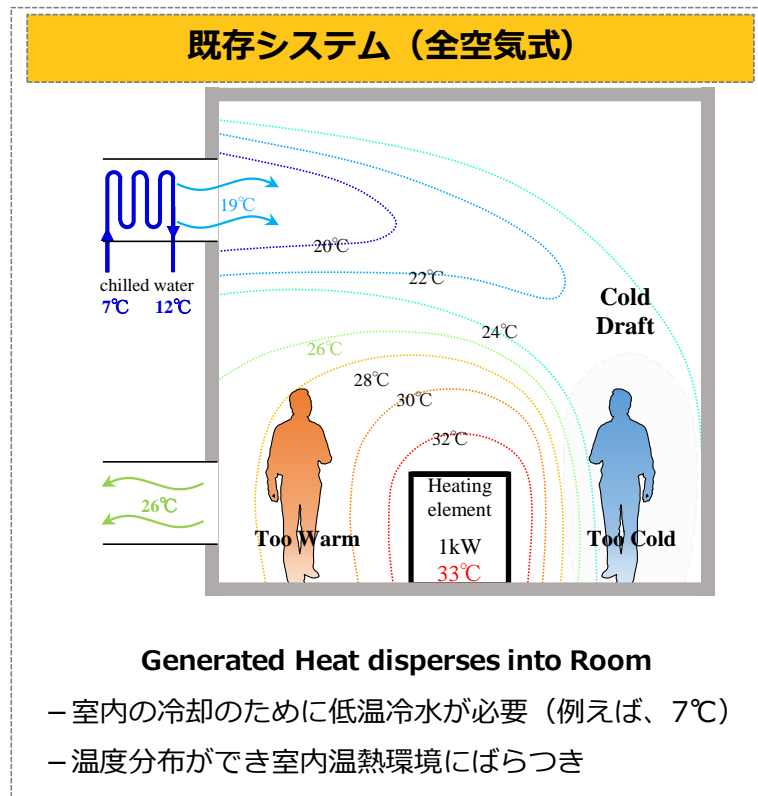


図 2.6 既往全空気方式の短所

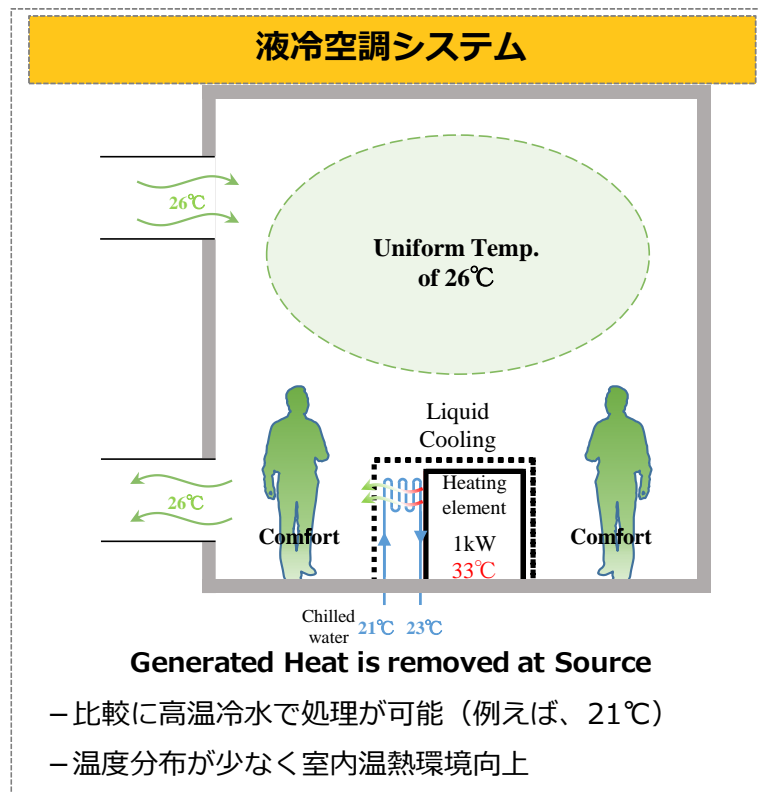


図 2.7 液冷空調システムの長所

調が可能であるため、冷水供給用熱源であるヒートポンプの成績係数 (COP) も向上され、省エネルギー的な空調が可能である。

2.4.2 提案システムの構成

図 2.8 に提案システムの全体構成を示す。提案システムは、直接に内部負荷を処理するための空調システムとして、外気負荷は完全処理された状態を想定した上で、インテリアゾーンのみを対象としたシステムの開発を行う。対象領域の内部負荷は各種 OA 機器、照明器具および人体発熱を想定しており、各熱源から放出された熱負荷の処理は、顕熱・潜熱分離空調方式で空調する。まず、顕熱負荷処理は室内の様々な機器からの熱・人体発熱の顕熱部分に対して室内に冷却水を直接に流入して各熱源の直近で処理し、まだ処理できなかった熱負荷は、天井に設置するアクティブチルトビームが負担する。

室内へ熱源供給は、外気と人体潜熱による潜熱負荷はデシカント空調を用いて室内の換気に必要な新鮮空気量をアクティブチルトビームの 1 次空気として吹き込む。また、室内熱負荷の大部分を占める顕熱負荷は、室内からの熱回収された熱の有効利用と性能の向上を図った高効率熱源システムを用いて、比較的高温の冷水を室内に供給することにより処理する。しかし、冷水を室内に供給する場合、発生する漏水発生の問題および既存の全空気方式空調システムより制御が複雑な顕熱潜熱分離システムの効果的な運用等のコントロールできるシステムの開発も同時に行われる必要がある。システム全体の構成のための研究開発は、共同研究者とのコラボレーションを通じて行われ、各開発項目と内容は、表 2.3 に示す。各開発項目の概略的な内容は下記に述べる。

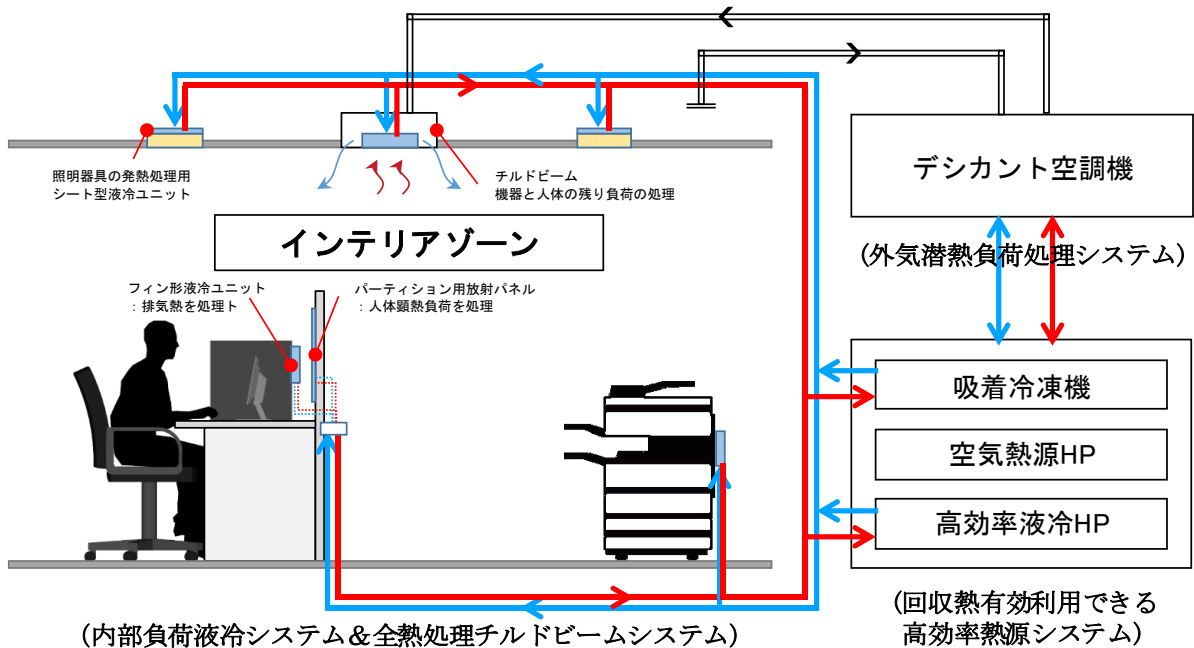


図 2.8 提案システムの構成

表 2.3 液冷空調システムに関わる開発課題^[2-1]

開発項目	開発内容等
1) 内部負荷液冷システムの開発	① 液冷対象機器の想定 ② 発熱性状の調査・分析 ③ 効果的に発熱（排熱）を除去する液冷パネルの開発
2) ヒートポンプ熱源デシカントによる外気潜熱負荷処理システムの開発	① ヒートポンプ利用デシカントシステムの開発 ② 結露リスク評価手法の構築
3) 室内の顕熱処理を液冷で行う放射冷房システムの開発	① 放射空調の快適性／省エネ性評価 ② 放射パネル等開発仕様の検討 ③ ワークステーションのプロトタイプの開発
4) 建物内液冷配水、接続システムの開発	① 低揚程配水システムの開発 ② ノンリーク型カップラーの開発 ③ 漏水検知・遮断システムの開発
5) 内部発熱回収温熱を有効利用する熱源システムの開発	① 高効率液冷用ヒートポンプの開発 ② 回収熱利用吸着冷凍機の開発
6) ZEBエネルギー管理システムの開発	① エネルギーシミュレーターの開発 ② シミュレーターによる液冷空調システムのエネルギー性能評価 ③ ZEB管理システムの開発

① 内部負荷液冷システム

業務空間内に散在する様々な OA 機器や照明器具から放出される熱を熱回収装置により冷却および熱回収を行うことによって室内へ熱拡散を抑制するシステムである。基本概念は図 2.9 に示しており、対象機器の選定、放熱性状の把握、熱回収効果の確認などの順番で開発を実施する。

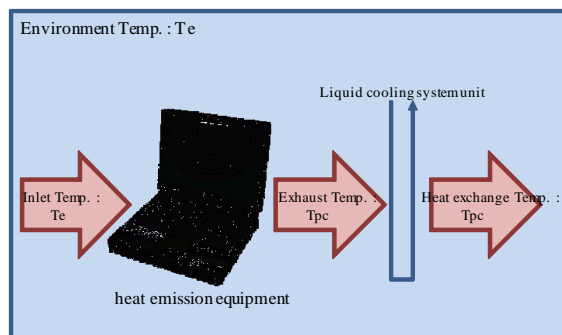


図 2.9 内部負荷液冷システムの概念

② ヒートポンプ熱源デシカントによる外気潜熱負荷処理システム

提案システムは潜熱・顕熱分離空調システムであり、デシカント外気調和機が外気負荷と人体の潜熱負荷を負担する。デシカント外気調和機を用いて外気処理効率の向上が期待される。そのシステムの導入のため、COPの向上および室内での結露発生を解決することを目的にする。図 2.10 は結露リスクの評価方法を示す。

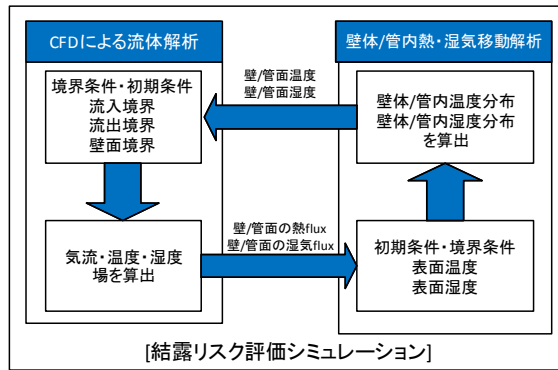


図 2.10 デシカント空調システムの結露リスク評価方法

③ 室内の顕熱処理を液冷で行う冷房システム

内部負荷液冷システムにより機器発熱負荷は処理されるが、発生負荷の 100%を除去するのは非常に困難である。その残り負荷と人体顕熱負荷を除去するため別途の冷房システムが必要である。本システムが分担する室内顕熱負荷は全顕熱負荷の 10%を想定しており、熱回収効果や人体の温熱快適性を考慮して放射パネルおよびアクティブチルドビームを導入し、その効果を評価する。

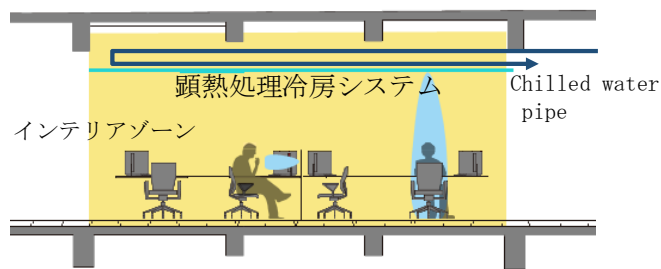


図 2.11 室内顕熱処理システム（放射パネル、アクティブチルドビーム）

④ 建物内液冷配水、接続システム

空気より熱容量が大きい水を用いた空調システムが効率に有利なのは常識であるが、水冷式空調方式の弱点は漏水問題がある。また、機器付近の熱回収装置の移動や交換などにも柔軟に対応できる方法が必要である。それで、小さい流量も検知できる漏水遮断システムを開発し、配管の脱着しやすい接続システムの開発を行う。(図 2.12 接続システムの例)



図 2.12 温水ソケット(富士通ゼネラル)

⑤ 内部発熱回収温熱を有効利用する熱源システム

熱源システムは室内からの回収熱、太陽熱などの有効利用が可能に構築する。また、室内へ供給する 21°C の高温冷水を作る際の凝縮水をデシカント空調調和機および吸着式冷凍機に利用することでヒートポンプの性能向上を図る。

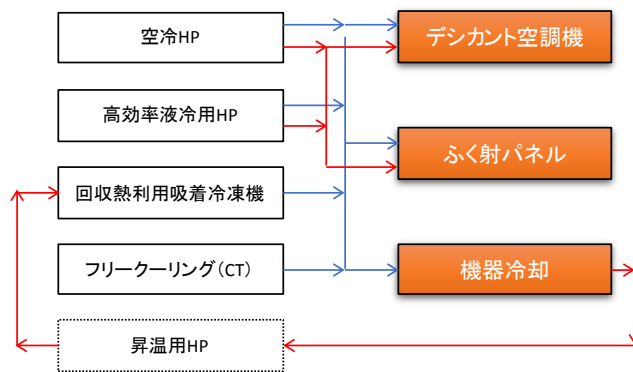


図 2.13 熱源システムの構成

⑥ ZEBエネルギー管理システム

最後に、①から⑤までの各種システムを円滑に運用するためには、管理システムが必要である。管理システムはデシカント空調機、室内熱回収装置や放射パネル（アクティブチルドビーム）の最適運転を実施して、 $pmv \leq \pm 0.5$ の範囲ないで室内温熱環境を維持することを目的とする。また、空調システムのシミュレーター（LCEM）を用いた建物エネルギー評価や最適化も可能なシステムを目指す。

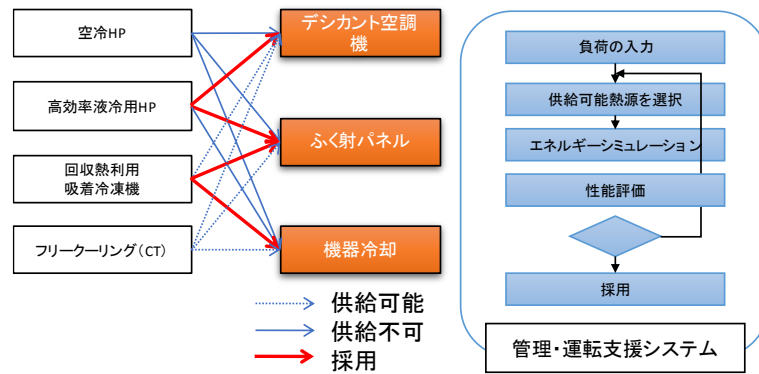


図 2.14 空調システムの最適化の概念

2.4.3 タスク空間の温熱環境に関わるシステム

内部発熱のダイレクト処理を目指す液冷空調システムは、2.4.2 のシステム構成のように、個々のシステムの組み合わせで行われる。そのうち均一な室内温熱環境を維持できるかの評価は、本システムを提案する理由の中で最も基本的な評価項目だと判断される。したがって、本論文では、液冷空調システムの開発による室内温熱環境の変化を評価と検討するようにする。室内温熱環境に影響を与える開発項目としては、室内熱機器から直接熱回収を行う「①内部負荷液冷システム」と「③室内顕熱処理を液冷で行う冷却システム」が関与することになる。その開発項目の各種装置は、ほとんど室内執務域に位置させ、人体の温熱環境に直接的に影響を与えると考えられるが、残りの熱を処理するアクティブチルドビームはデシカント空調と共に潜熱負荷および顕熱負荷の一部を処理し、室内の気流感形成や新鮮な空気を提供する機能をするので、本研究の範囲では除く。

研究の範囲内の開発装置は、人体の温熱環境に及ぼす範囲内、つまりタスク空間にある「①内部負荷液冷システム」の OA 機器ごとの熱回収装置と「③室内顕熱処理を液冷で行う冷却システム」の放射パネルを対象装置とする。

図 2.15 に、タスク空間での温熱環境や熱回収装置の性能に関わる研究の流れを示す。まず、1 ステップは、熱回収装置の開発や今後の評価に使われる発熱機器の放熱性状に関する基礎データを収集し、解析モデルを設ける。2 ステップからは、1 ステップのデータから基づいた試作した熱回収装置の評価を行い、発熱機器用の熱回収装置を付けた場合の熱回収効果を検討する。また、3 ステップには放射パネルでの吸熱と人体からの発熱までである実際のタスク空間での各装置の性能や人体に及ぼす影響を評価する。最後に 4 ステップには、提案システムによってタスク空間の均一な温熱環境が室内全体の快適な温熱環境になる過程を現

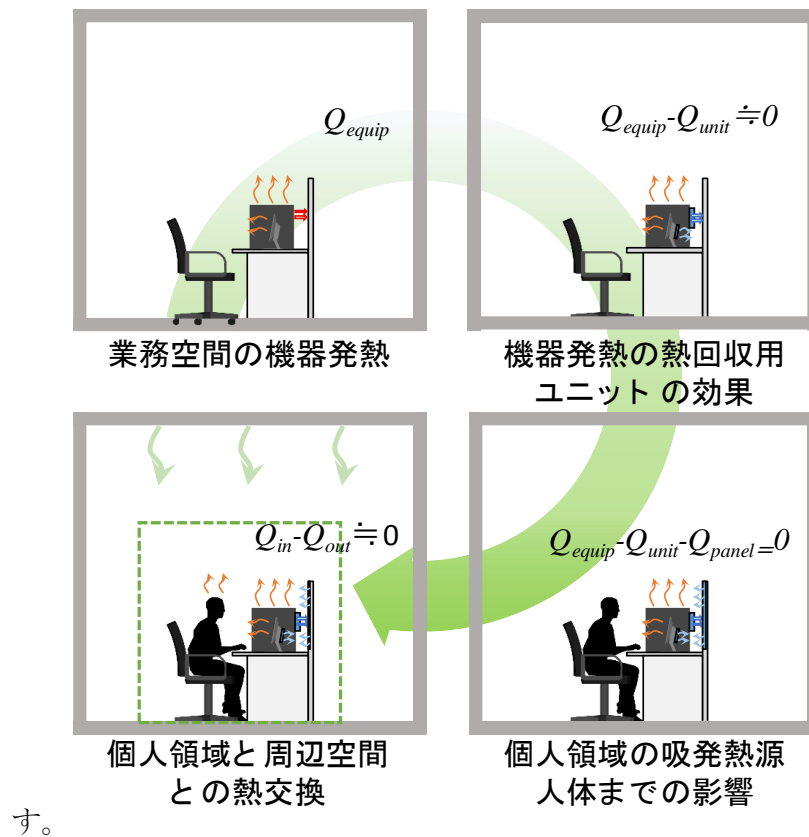


図 2.15 タスク空間での評価フロー

2.5 まとめ

本章では、内部発熱のダイレクト処理できる液冷空調システムを開発するため基本概念になる業務空間での快適性や不均一な温熱環境に関して述べた。また、負荷に対応して熱を処理するという空調設計の基本概念に踏まえて提案する液冷空調システムを説明し、全体システムの構成に関して言及した。

また、提案システムにおいて室内の温熱環境に直接に影響を与える開発項目を研究の範囲に限定し、その内容を記述した。最後に、研究の範囲内の評価と検討を行う開発装置と研究方法や流れを簡単に説明した。

2.7 本章の参考文献

- [2-1] 松縄堅、加藤信介ら：業務用ビルを対象とする液冷空調システムの開発（第1報）～（第10報），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2013
- [2-2] 松縄堅、加藤信介ら：業務用ビルを対象とする液冷空調システムの開発（第11報）～（第19報），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2014
- [2-3] 加藤信介ら：業務用ビルを対象とする液冷空調システムの開発（第20報）～（第29報），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2015
- [2-4] 空気調和衛生工学便覧（1.基礎編），13.4 快適性からみた温熱環境基準，第14版，pp. 336-337，2010
- [2-5] 田辺新一，住宅における温熱快適性の評価，住宅総合研究財団研究年報(23), 1-14, 1996
- [2-6] 空気調和衛生工学便覧（1.基礎編），13.4 局所温冷感，第14版，pp. 337-339, 2010
- [2-7] ASHRAE STANDARD 55-2013: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy
- [2-8] 環境省，温室効果ガスの排出抑制等指針（業務部門），(2) 温室効果ガスの排出の抑制等に資する設備の使用方法，2014

第3章

オフィスにおける主な内部発熱機器の放熱性状

3.1 研究背景と目的

第3章では、インテリアゾーンの熱輸送を調べるために、対象空間の温熱環境へ大きな影響を与えると予想されるオフィス空間内の発熱機器の放熱性状に関して調べる。対象空間に存在する発熱機器（OA 機器）は、室内空間に対流と放射により熱を放射し、隣接する人の熱快適性に最も大きな影響を与えるため、その特性を把握することが本研究の最も重要な基礎となる。機器の発熱に関する研究は、上記のように、室内温熱快適性に関する検討、建築物のエネルギーシミュレーションおよび空気調和設備の設計などの様々な分野で広く利用されている。それで、米国および日本などの様々な国では内部発熱量または機器発熱量の設計基準が記載されている^{[3-1][3-2]}。また、いくつかの研究の場合、機器から室内に放熱する放射と対流熱特性を実験から導出され、その結果を報告されている^{[3-3][3-4]}。

しかし、室内温熱環境と気流環境評価のための数値解析に関する既存の研究では、機器の一定放熱量を対象作業面または機器ごとの放熱量を境界条件とした解析方法が一般的に使われている^{[3-5][3-6][3-7]}。この方法の場合、機器の放熱性状が部屋の全体または作業領域の全般的な室内環境の変化に及ぼす影響は小さいと判断されるが、機器の近傍に熱回収装置を設置する場合、局所的な空間での細かい熱移動を考慮しないと、人体に与える熱影響を細かく確認することが困難である。したがって、機器の各表面からの放熱性状、または機器の配列特性をすべて考慮した詳細な機器の発熱をシミュレーション上に埋め込む必要があると判断される。

3.2 チャンバー実験による発熱機器単体の放熱状況把握

3.2.1 チャンバーの仕様

本研究で行った実験は、夏期のオフィスビルにおける温湿度設定条件と同様な環境下での実験を実施するため、東京大学の生産技術研究所内にある恒温チャンバーで行った。図 3.1 に恒温チャンバーの概要を示す。チャンバーの仕様は、実験が行われる空間（図 3.1 のチャンバー空間）の容積が 19.7m³ (2.7m×2.7m×2.7m) であり、チャンバー空間と空調系統の全装置がステンレス製で構成されている。チャンバーの換気方式は、床全面吹き出しと天井全面吸い込み方式であり、空気調和装置を通過した取出空気がグレーチングされた床面を通過して、床全面から均一に空気が流入するようになっている。すなわち、床から天井へ空気が流れ、設定流量によって置換換気されるチャンバーである。温湿度制御の範囲は、15～40℃（乾球温度）そして 20%～80%（相対湿度）であり、設定温湿度について±1.0℃、±5%の精度で温熱環境形成が可能である。チャンバーの換気回数は 0.5 回/h から 130/h まで可能だが、流入空気によって発熱機器と液冷空調システム用熱回収装置の放熱量に及ぼす影響を最小限にするために、チャンバー内の温湿度調整が可能な範囲内で最小限の流量のみ供給した。また、チャンバーの外側は温湿度制御が可能な室内の引接しているため、チャンバーと外部との熱交換はないものと仮定する。

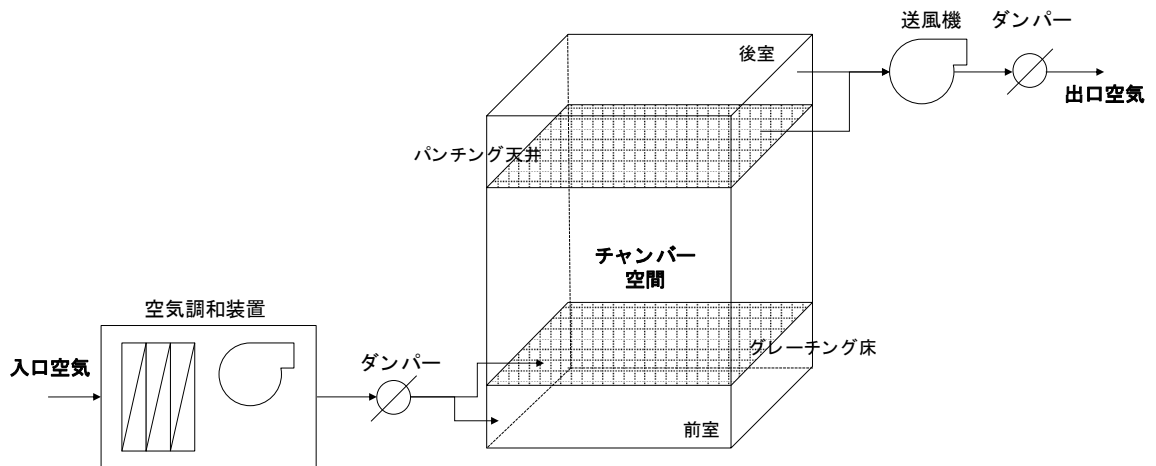


図 3.1 チャンバーの概要

3.3.2 実験概要

まず、機器の放熱性状を調べるために恒温チャンバーでの定常状態を仮定した実験を行う。実験から得た測定データは、電算流体解析 (CFD) の境界条件として活用され、機器の細かい放熱性状分析の基礎データになる。測定は、機器への総投入電力量 (総発熱量)、表面からの放熱量、電動ファンによる排気熱を測り、その予想放熱量を算出する。しかし、様々な発熱機器には吸込口と吹出口だけでなく、USB ポートなどの各種ポートとキーボードなどにある隙間がある。そこからファンによる排気熱以外の排気が生じるが、測定からその放熱量を測るのは非常に難しい。三つの放熱特性について、図 3.2 に示す。表面からの放熱は放射カメラ、ファンと隙間からの排気熱は煙を用いた可視化実験から存在を確認した。特に、隙間からの排気熱の場合、測定が非常に難しいため、計算流体解析の結果からその値を推定する。

測定は、3.3.1 節で説明した恒温チャンバーで実施され、室内温湿度を一定に維持させ、定常状態での放熱性状を確認する。室内温湿度条件は、夏期の業務用空間を想定した 26℃、50% の条件で行う。



図 3.2 機器単体からの放熱種類

① 対象機器の選定

対象機器は、オフィス空間において汎用に使われる機器のうち主な発熱源になる機器を選定した。選定された機器は種類ごとに一つの機種のみであるが、メーカーヒアリングを通じて機器ごとの仕様を検討し、利用者の要求や販売量を参考にして代表性を持つようにした。機器ごとの仕様と定格消費電力等について表 3.1 に示す。

ただし、照明器具は本研究で想定した業務用空間には省エネを目指すため LED 照明を設置することにも関わらず、既往蛍光灯照明との放熱量の差を比較するため両方とも測定機器として選定した。また、複合機の場合も旧型と新型の機種に対して比較検討のために対象として選定した。

表 3.1 対象 OA 機器の仕様

対象機器	メーカー	機器仕様	定格消費電力	外形寸法 (mm)		
				W	D	H
LED 照明器具	遠藤照明	20W LED 灯×2 本 光速：3,959Lm 固有エネルギー消費効率： 90Lm/W	44W	600	600	100
蛍光灯照明器具	遠藤照明	45W 蛍光灯×2 本 光速：8,380Lm 固有エネルギー消費効率： 88Lm/W	95W	640	640	110
ノートパソコン	富士通	Intel(R)Core(TM)i5-3360M 2.80GHz(OS:Windows 8)	10W(最大 70W)	418	288	32.5
デスクトップ パソコン	富士通	Intel(R)Core(TM)i5-3470 3.20GHz(OS:Windows 8 pro)	21W(最大 113W)	89	338	332
液晶ディスプレイ	三菱電機	23 型ワイド	32W(最大 40W)	546	61	338
複合機 (旧型)	Fuji Xerox	ApeosPort-III C5500 (毎分 50 枚印刷)	1.5kW 以下	750	850	1230
複合機 (新型)	Ricoh	MPC5001 (毎分 60 枚印刷)	1.5kW 以下	700	815	1108

② 機器単体の表面からの放熱量の測定方法

実験を行ったチャンバーの条件と測定点について図 3.3 と表 3.1 に示す。発熱機器を設置するチャンバーは、空気吐出面と吸込面を除いた 4 つの面に放射カーテン（暗幕：放射率 0.98）を設置することで、室内の空気温度と放射温度が同様になるようにしており、測定対象機器以外の室内照明などの他の発熱体は一切の稼働を停止した。なお、壁と発熱機器の間に伝導による熱損失と熱取得がないように部屋の中央、高さ 1m に対象機器を置けるよう、ワイヤを設けた。

測定点につきましては、室内温湿度 (①)、高さおよび位置に沿った室内温度分布 (②～⑦) そして床面から吐出風速 (⑧) を測定することができるように測定機器を設置した。なお、機器へ電力を供給するコンセント (⑨) にクランプ式電力計を置いて投入電力を確認し、赤外線カメラを用いて各表面温度を移動測定した。

測定時チャンバー内の温湿度条件は、夏期のオフィス空間を想定して室温 26℃、相対湿度 50% に設定し、吐出風速は機器の発熱による上昇気流より遅い 0.05m/s を維持させ、機器の発熱性状になるべく影響がないようにした。

機器単体の表面からの放熱量は、赤外線カメラを用いて壁の熱貫流率を把握する方法の一つである熱画像法 (thermograph method) ^{[3-8] [3-9] [3-10] [3-11] [3-12] [3-13]} を応用して、表面からの発熱量を算出する。熱画像法によると式 1 に示すように、表面温度と総合熱伝達率及び環境温度 (environment temperature) から熱貫流率を求めることによって放熱量を算出することができる。本実験では機器の表面温度は放射カメラで、環境温度は暗幕により室温と同様にみなす

こと（式2参照）ができるが、表面での総合熱伝達率を求めることは非常に困難である。

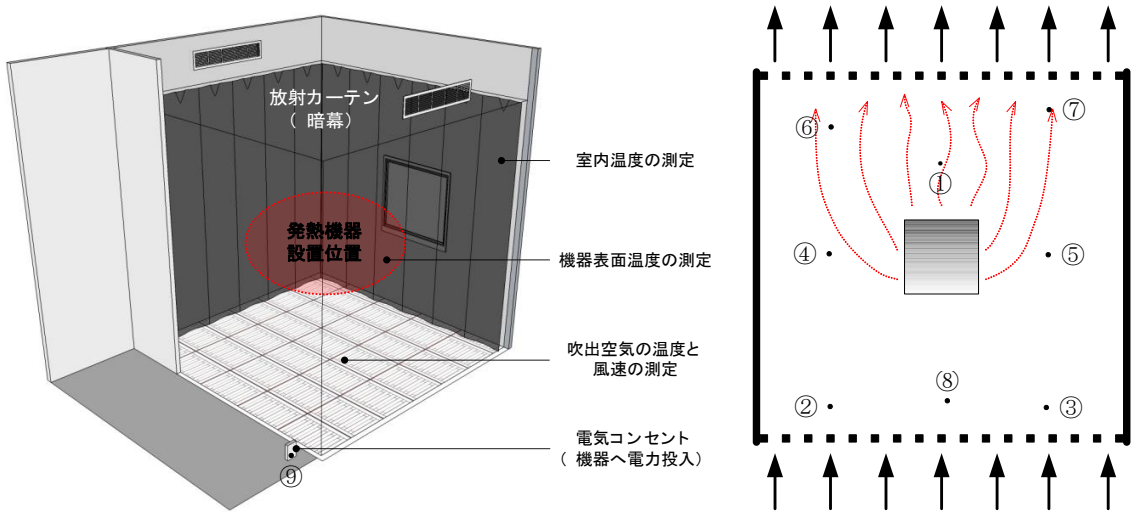


図 3.3 チャンバー実験の概要

表 3.1 放熱量の測定項目

測定項目	測定機器	測定位置
室内温湿度	温湿度計	室中央(①)
室内温度分布	T型熱電対 (クラス1)	12点(②~⑦の前後)
表面温度	サーモカップルシート 及び赤外線カメラ	機器の各表面
吹出し風速	微風速計	床面 (⑧)
電力量	クランプ式電力計	コンセント(⑨)

$$Q_s = \alpha(T_s - T_n)A_{equip} \quad \dots \text{(式 1)}$$

ここに、 Q_s ：発熱体の表面からの発熱量(W)、 α ：総合熱伝達率(W/m² K)、 T_s ：発熱体の表面温度(°C)、 T_n ：室内の環境温度(°C)、 T_a ：室内の空気温度(°C)、 A_{equip} ：発熱体の表面積(m²)

$$T_n = (\alpha_c T_a + \alpha_r T_r) / (\alpha_c + \alpha_r) \quad \dots \text{(式 2)}$$

ここに、 T_n ：室内の環境温度(°C)、 T_a ：室内の空気温度(°C)、 T_r ：放射温度暗幕の温度(°C)、 α_c ：対流熱伝達率(W/m² K)、 α_r ：放射熱伝達率(W/m² K)

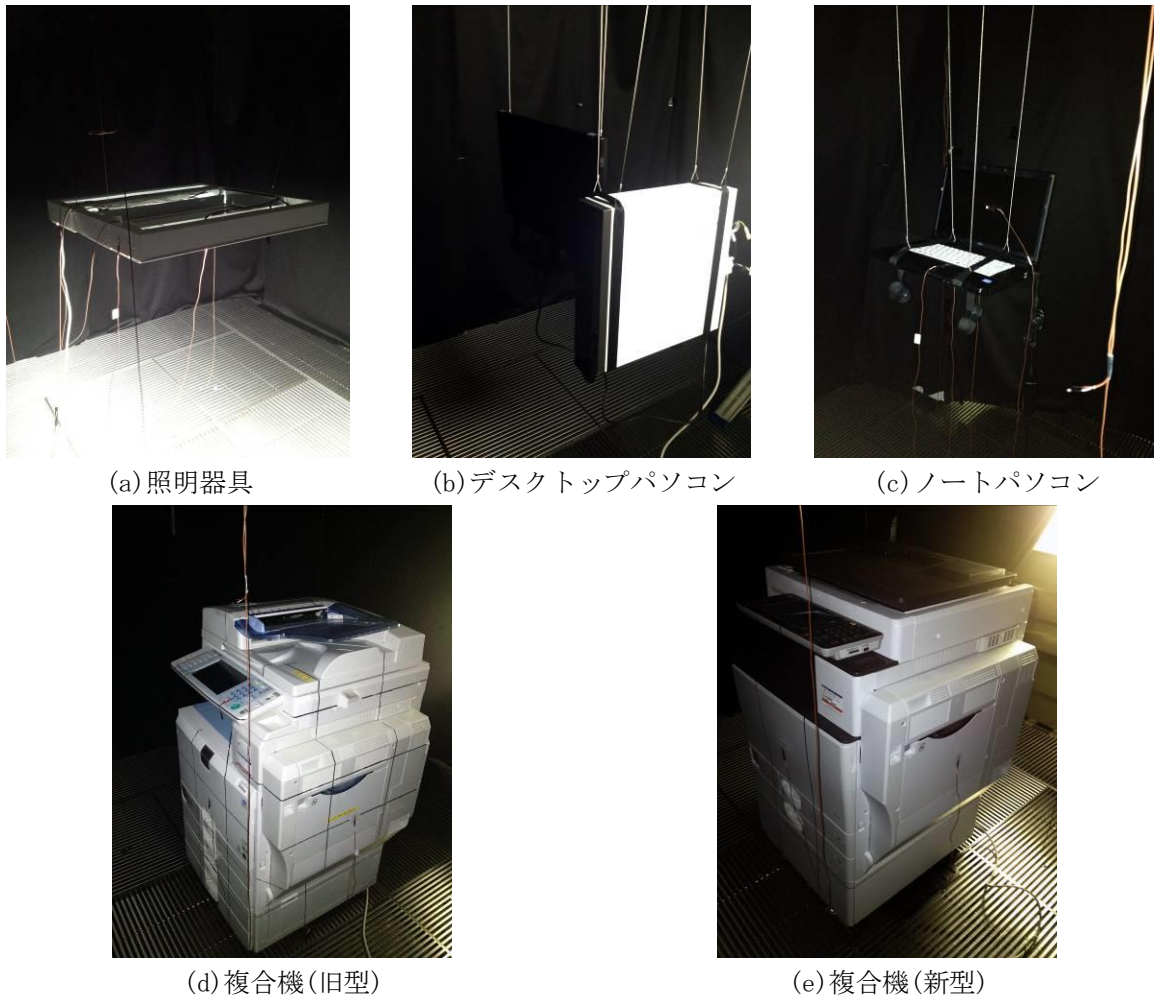


図 3.4 測定イメージ

③機器単体の排気ファンからの放熱量の測定方法

対象発熱機器のうちノートパソコン、デスクトップパソコンの本体には排熱ファンがあつて、そこから出る放熱量に関する測定も行う必要がある。基本的な測定条件は、「②表面放熱の測定」とほとんど同条件のもとで行い、ただファン排熱量のみの測定を追加に実施した。

図 3.5 に排気ファンからの放熱量の測定方法を示しており、表 3.2 に測定項目を示す。風量の測定は、機器を十分に運転させ、準定常状態になった際に排気を一定時間ビニール袋に捕



図 3.5 ファンからの放熱量の測定方法

集して排気の漏れを防止した。捕集された空気は、積算流量計を用いて空気の体積を求めた。排熱温度は、排気口とビニール袋をつなぐフードの中に熱電対を配列して、排熱温度を多点測定（ノートパソコンの場合：3点、デスクトップパソコンの場合：5点）して、その平均値を使用した。

表 3.2 排気ファンからの放熱量の測定項目

測定項目	測定機器	測定位置
室内温湿度	温湿度計	室中央(①)
室内温度分布	T型熱電対	12点(②～⑦の前後)
ファン吹出し温度	T型熱電対	3点(ノートPC)、 5点(デスクトップPC)
ファン風量	ビニール袋で捕集したのち 積算流量計で測定	-
電力量	クランプ電力計	コンセント(⑨)

④ 測定ケース

測定ケースは、測定時の機器運転条件に応じて総 10 ケースを決めた。測定ケースの内容については表 3.3 に示す。運転状況は最大負荷を考慮して、照明器具の連続運転、パソコンの CPU 使用率を 100%および複合機の連続印刷するケースを選定した。また、比較群として運転状況の変化が可能なパソコンと複合機は、それぞれ CPU 使用率 50%と待機状態もケースに含ませた。

表 3.3 測定ケース

	対象機器	運転条件	表面放熱量 の測定	排熱量 の測定	備考
Case1	LED 照明器具	連続運転	○	×	
Case2	蛍光灯照明器具	連続運転	○	×	
Case3	ノートパソコン	CPU 使用率(50%)	○	○	
Case4		CPU 使用率(100%)	○	○	
Case5	デスクトップ+	CPU 使用率(50%)	○	○	
Case6	液晶ディスプレイ	CPU 使用率(100%)	○	○	
Case7	複合機 (旧型)	待機運転	○	×	
Case8		連続運転	○	×	カラーコピー (断面)
Case9	複合機 (新型)	待機運転	○	×	
Case10		連続運転	○	×	カラーコピー (断面)

3.3.3 実験結果

① チャンバーの温熱環境

恒温室の温湿度条件は、実験条件及び空調機の運転状況に影響を受ける。図 3.6 に機器運転中の室内温湿度変化を示す。機器の発熱量が非常に大きい複合機以外は、温度は平均値より±0.4℃、相対湿度は±3%の範囲内で空調されて、室内温熱環境が安定化されたと判断される。

また、図 3.7 に対象機器ごとの測定時の高さによる温度分布を測定した結果を示す。上下温度分布からは機器発熱によって生じるサーマルプルームの性状を示すものと考えられる。上下部の温度差は、排熱ファンの有無によって異なり LED 灯と蛍光灯は平均 0.2、0.1℃となる。排熱ファンがある機器の場合、ノートパソコンパソコンでは 0.2℃、デスクトップパソコンでは 0.4℃、旧型複合機では 2.6℃、新型複合機では 2.3℃の上下温度差を現す。また、デスクトップパソコンの場合、排熱ファンの稼働状態によって中部と上部の温度にばらつきがあり、その影響が大きいことを確認した。

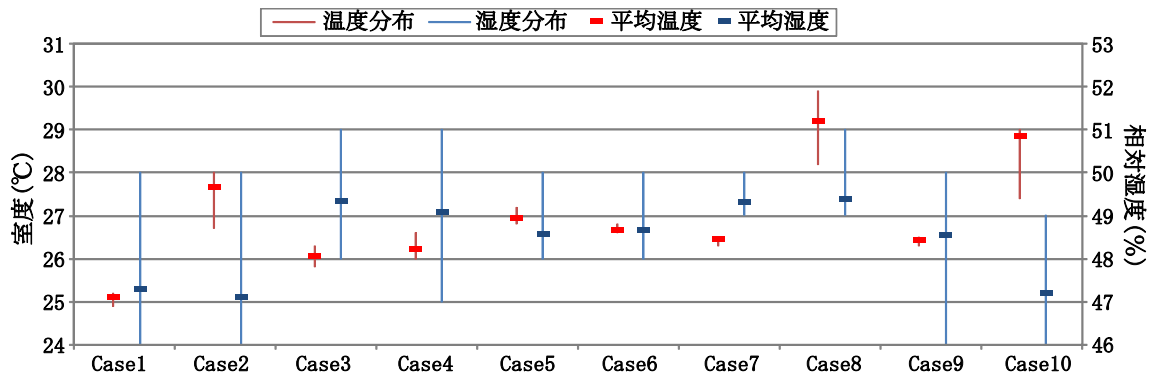
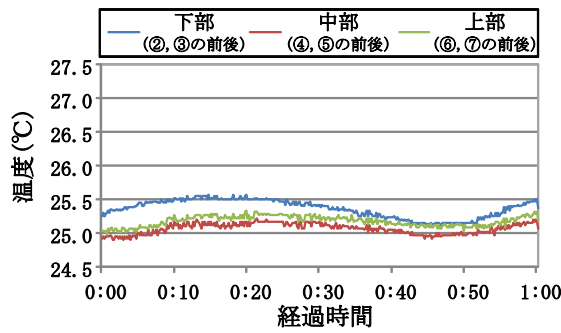


図 3.6 測定時のチャンバー温湿度状況

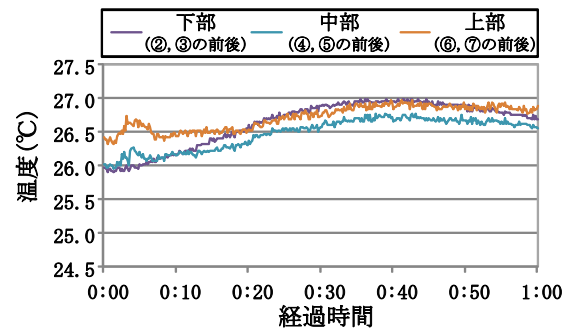
② 投入電力量と表面と排気ファンからの放熱量

表 3.4 に機器ごとへの投入電力量を測定した結果と表面温度と表面からの放熱量(推定値)の結果を示す。投入電力量は、一定運転条件で測定が行われたので、時間にかかわらず投入電力量の変化はほとんどなく一定な結果を見せた。投入電力量の測定結果により複合機の待機モードの場合は旧・新型複合機への投入電力が各 15W と 1W で、発熱量は非常に小さいので、機器からの放熱量はないことと想定する。

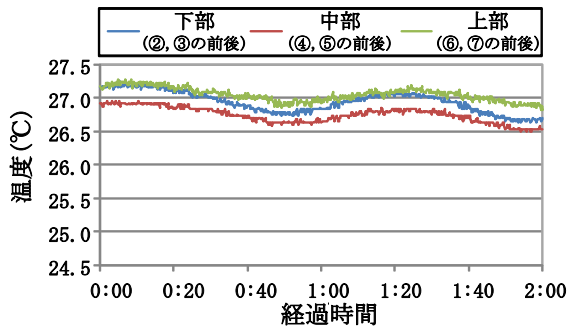
各機器の表面温度は、赤外線カメラで測定した結果と表面積により平均表面温度を算出した。上述した式 1 の右辺の総合熱伝達率 α は室内環境での値 (9.2W/m²K) 及び表面温度と環境温度の差を用いて表面放熱量をラフに算出できる。環境温度は機器発熱の影響を受けない室内下部の温度を用いて計算した。測定結果や表面放熱量の計算結果を表 3.4 に示す。照明器具の場合、熱にならない可視光以外の電力量を別に算出し、その結果で比較した結果、LED 灯は良く一致しているが、蛍光灯は 21.1W 過小となった。LED は発熱箇所が単純な形状であるため、発熱量全体の測定が容易であった。一方、蛍光灯は器具内部の放熱面積などの測定に限界が原因と考えられる。



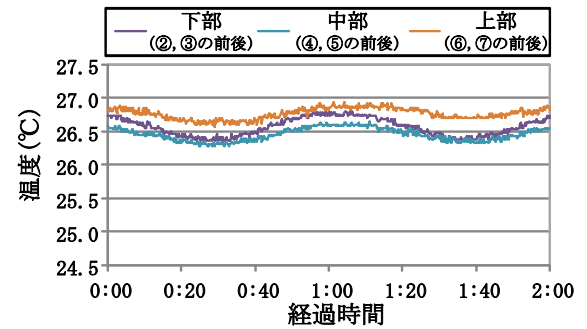
(a) LED 照明器具



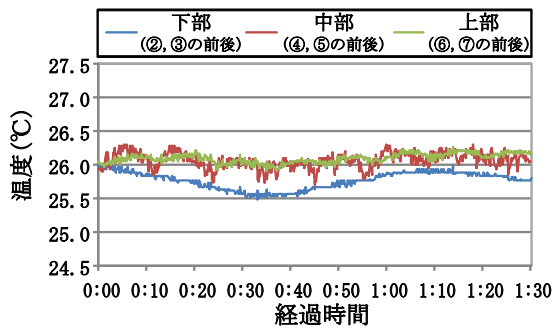
(b) 蛍光灯照明器具



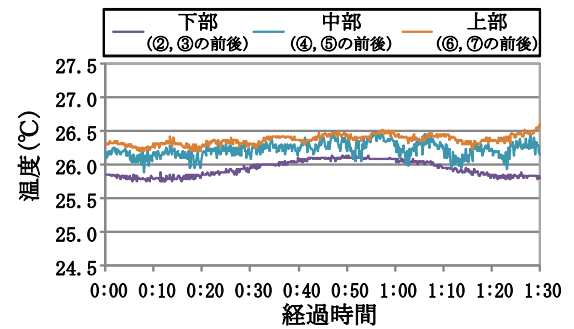
(c) ノートパソコン [CPU 使用率 50%]



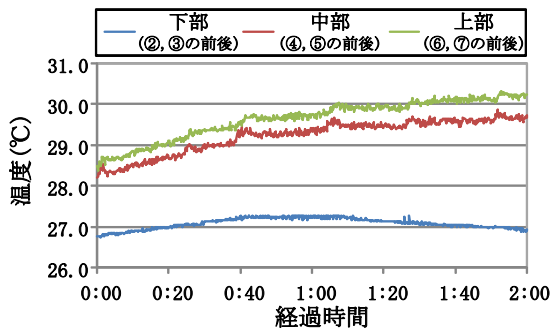
(d) ノートパソコン [CPU 使用率 100%]



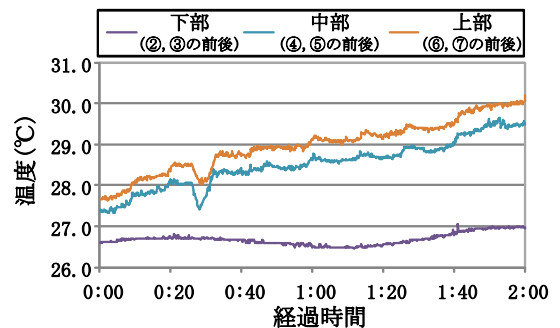
(e) デスクトップパソコン
[CPU 使用率 50%]



(f) デスクトップパソコン
[CPU 使用率 100%]



(g) 旧型複合機 [運転モード]



(h) 新型複合機 [運転モード]

図 3.7 測定時の発熱機器の上下温度変動

表 3.4 オフィス機器の測定結果

	投入電力量 [W]	力率[%]	表面積 [m ²]	平均表面温度 [°C]	室内温度 [°C]	表面からの 放熱量[W]
Case1	45(39)*	100	0.838	30.5	25.4	39.0
Case2	96(84)*	100	0.935	34.0	26.7	62.9
Case3	49	52	0.406	30.6	27.0	13.0
Case4	48	52		31.2	26.7	16.5
Case5	98	93	0.697	31.6	25.8	37.4
Case6	105	93		32.4	25.8	42.3
Case7	15	57	3.416	-	-	-
Case8	627	98		34.5	26.9	240.5
Case9	1	23	3.230	-	-	-
Case10	617	86		34.4	27.0	221.6

*投入電力量×(1-固有エネルギー消費効率/定義上最大値)=発熱する電力量
(固有エネルギー消費効率：蛍光灯は 88lm/W, LED 灯は 90lm/W)

表 3.5 オフィス機器の測定結果

	投入電力量 [W]	力率[%]	測定 1 の消 費電力に対 する割合 [%]	流量 [m ³ /h]	ファン吹 出温度 [°C]	室内空気 温度[°C]	ファン からの 放熱量 [W]
Case3	44	91	91	1.99	48.1	26.1	14.5
Case4	48	75	75	2.17	49.5	26.6	16.3
Case5	98	81	81	9.35	35.2	26.9	25.7
Case6	105	93	93	9.36	36.8	25.4	34.9

*空気比熱 : 1.007kJ/(kg · K), 空気密度 : 1.176kg/m³ として算出

ファンによる排熱がある発熱機器は、総発熱量（投入電力）に対する機器表面からの発熱量は、ノートパソコンは 25%、デスクトップパソコンは 39%、複合機は 37%となった。

また、排気ファンによる放熱量を風量と温度差を用いて算出した結果は表 3.5 に示す。しかし、デスクトップ PC と液晶ディスプレイは、CPU50%時と CPU100%時で流量の差が小さいが、ファンの吹出し温度と室内空気温度の差が大きいためファンの排熱量は大きくなっている。

③ 測定から得た機器からの放熱量

表面放熱量の測定とファン排熱の測定から得られて結果を整理した放熱量の結果を表 3.6 に示す。ただ、ファン排熱の測定は人の発熱や動きによって機器の放熱性状が変わった可能性があるため投入電力量を表面放熱量の測定と合わせて、比例増加するように放熱量を補正

した。まず、ファン排熱がない LED 照明器具は、投入電力量に比べて良く一致しているが、ファンの発熱がある機器の場合は、全発熱量（消費電力）に対する機器表面と排気ファンを一つに合わせた放熱は、ノート PC は 59%（CPU50%）、80%（CPU100%）、デスクトップ PC +液晶は 70%（CPU50%）、72%（CPU100%）となった。CPU 使用率が大きい場合に、ノート PC はファン排熱が増加し、デスクトップ PC+液晶は表面からの発熱が増加する結果となった。しかし、複合機の放熱量は表面放熱量の計算誤差が大きいし、排熱が様々なところで行っており、排熱ファンからの放熱量を測ることが困難であった。そのため、今後の検討は機器への導入電力量を用いて検討する。

測定した結果、機器に導入した電力量に比べて測定を介して計算された表面の熱とファン配列の発熱量は最大 30%小さい結果を示した。その要因として、総合熱伝達率を一定に仮定して、機器周囲の上昇流による対流熱伝達量の増加分が少なく見積もられている可能性があることが考えられる。また、測定できない隙間換気や外から見えない表面からの発熱が存在すると判断される。これに対する詳しい計算は数値流体解析を通じて把握する。

表 3.4 オフィス機器の測定結果

	投入電力量 [W]	表面からの 放熱量[W]	ファンからの放 熱量（補正後） [W]	表面からの 放熱量[W]
Case1	45(39)*	39.0	—	39.0
Case2	96(84)*	62.9	—	62.9
Case3	49	13.0	16.0	29.0
Case4	48	16.5	21.7	38.2
Case5	98	37.4	31.6	69.0
Case6	105	42.3	33.0	75.3
Case7	15	-	—	15
Case8	627	240.5	—	627
Case9	1	-	—	1
Case10	617	221.6	—	617

3.3 数値解析による発熱機器単体の放熱性状分析

数値解析は実験では、確認できなかった表面での総合熱伝達率の算出ができ、推定値ではなく正しい表面からの放熱量を明らかにすることが可能である。そのため、測定データに基づいた対流放射連成シミュレーションを行い、放熱性状を検討する。

3.3.1 解析概要

チャンバー測定により、機器表面からの放熱量とファンからの排熱量を含む総放熱量を確認したが、総熱量のうち、表面から放散された熱は対流成分と放射成分で構成されているため、これらの内訳は測定を通じて確認することが困難である。そのため、対流と放射による放熱特性に対して対流・放射連成数値解析を用いて、実際の機器ごとの放熱性状を把握し、測定できなかった発熱量を求める。対流・放射連成シミュレーションは、汎用熱流体解析ソフトである STAR-CCM+を用い、乱流モデルは低 Re 数型 $k-\epsilon$ モデルを用いて機器表面での気流と熱解析を行った^[3-14]。

解析対象空間を図 3.8 に示す。対象空間は、測定を行ったチャンバーと同条件の室体積(2.7m×2.7m×2.7m)の立方体形状であり、部屋の空気流動は床面を全面吹出口、天井面を全面吸込み口として設定し、風速は 0.05m/s、温度は測定値を用いて約 26°C を境界条件とした。また、メッシュは Trimmed Mesh の約 1,500,000~1,700,000 個(対象機器によって異なる)の細かいメッシュを作成した。解析空間の壁面境界条件は、壁面から機器表面に及ぼす放射の影響はないと仮定し、断熱壁面と 1.0 の放射率を設定した。また機器の表面温度条件は、赤外線カメラを用いた測定値を境界条件にし、放射率は 0.9 と仮定した。また、その他の境界条件は既存あらかじめ測定した入口温度や風速、風量を参考にして入力値を設定した。(表 3.5 参照)

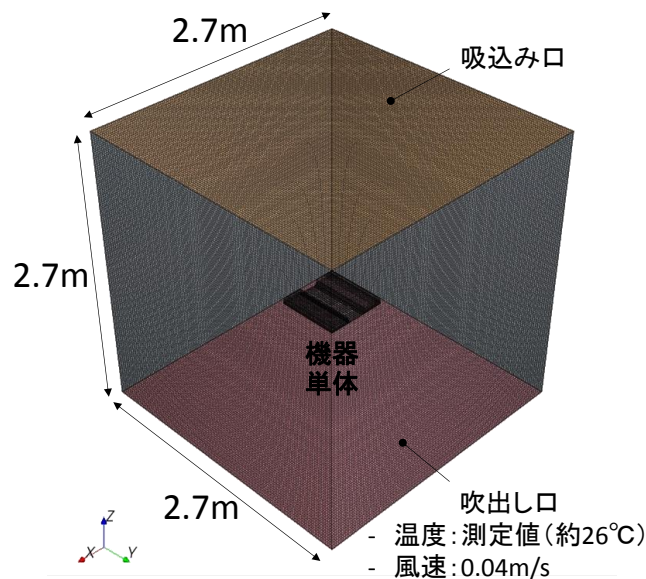


図 3.8 解析モデル

表 3.5 境界条件

条 件	内 容
計算 体積	2.7 m(x)×2.7m(y)×2.7m(z)
計算 格子	Trimmed Mesh (LED 灯 : 1,570,000 個、ノートパソコン : 1,490,000 個、デスクトップパソコン : 1,730,000 個)
乱流モデル	低 Re 数型 k-ε モデル (Abe-Kondoh-Nagano Model)
壁面境界	Velocity : No-slip, k wall : No-slip, $\varepsilon _{\text{wall}} = 2\nu\left(\frac{\partial\sqrt{k}}{\partial y}\right)$
放射計算	Surface to Surface Radiation Model [3-15]
浮力	Boussinesq 近似
入口 境界条件	「部屋の吹出口」 ・吹出面積 : 7.29m ² ・供給風速 : 0.4m/s ・送風温度 : 約 26°C $k = \frac{3}{2}(IU_x)^2, \quad \varepsilon = \frac{C_\mu^{3/4} \cdot k^{3/2}}{L}$ k : Kinetic Energy[m ² /s ²]、I : Turbulence Intensity[-]、L : Length Scale[m] (U _x : 0.04m/s、I : 0.5 (仮定)、L:1.0m、C _μ : 0.09) 「部屋の吸込口」 ・吸込面積 : 7.29m ² ・圧力出口 「排熱ファンがある機器の排気口」 1)ノートパソコン ・吹出面積 : 0.0009m ² ・吹出風量 : 7.52m ³ /h ・吹出温度 : 36.8°C 2)デスクトップパソコン ・吹出面積 : 0.0043m ² ・吹出風量 : 2.17m ³ /h ・吹出温度 : 49.5°C
放射率	壁面、天井面、床面 : 1.0 機器表面 : 0.9
機器の 表面温度	測定値 (赤外線カメラのデータ)

3.3.2 解析での表面放熱条件

解析対象機器は、測定したオフィス機器のうち照明器具 (LED 灯)、ノートパソコン、デスクトップパソコンである。各機器の発熱条件は、最大負荷時を仮定して運転条件 (CPU 使用率 100%) を想定した。機器ごとの放熱性状は表面温度分布により熱伝達が変化し、壁面等の表面との放射熱交換が行われるため、実際機器が運転する際の表面温度分布を考慮する必要がある。そのため、測定した放射カメラの測定結果を用いて温度境界条件を入力した。図 3.9 にシミュレーション上での温度境界条件の入力結果と放射カメラを用いた測定結果を示す。

これらの入力温度境界条件は表 3.5 に示すように、計算入力値と測定値の差が表面積の 4～10%、平均温度の 1～3%の範囲で一致したため、正しい境界条件であると判断した。

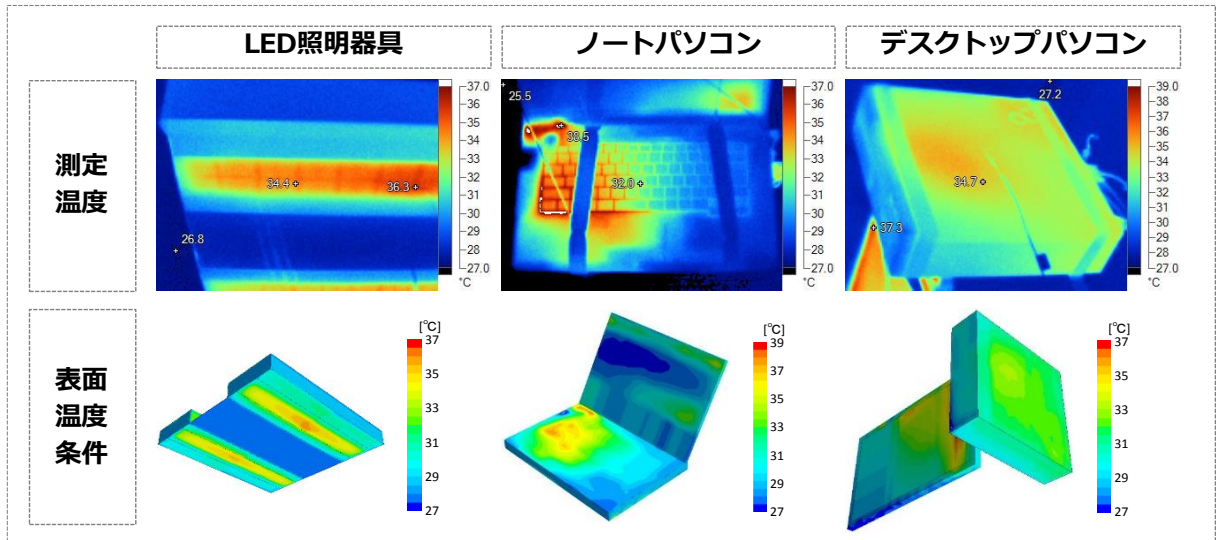


図 3.9 表面温度の測定結果と入力結果

表 3.5 境界条件

	測定値		入力値	
	表面積(m ²)	平均表面温度(°C)	表面積(m ²)	平均表面温度(°C)
LED 照明器具	0.838	30.5	0.884	29.9
ノートパソコン	0.382	30.1	0.396	30.4
デスクトップパソコン	0.697	32.4	0.769	31.5

3.3.3 CFD 解析による対流・放射分離

各機器の表面からの放熱性状に関して放射成分と対流成分を分離するため、表面からの全放熱量のうちの、放射成分と対流成分の伝達熱量を算出した。各機器表面からの放熱量は、測定結果を用いて概算した放熱量より 75%~85%少ない放熱量を持つことが分かる。(LED 灯: 39.0W→29.2W、ノートパソコン: 16.5W→12.6W、デスクトップパソコン: 42.3W→35.9W)

各表面から出る熱を対流成分と放射成分で分けて機器表面に対する熱収支の結果を図 11 に示す。ファンがない LED 灯の場合は、表面からの総伝導熱量は 29W のうち対流伝達熱量が 1W、放射伝達熱量が 18W の放熱特性を示した。ノートパソコンの場合は、対流伝達量の 5W と放射伝達量の 8W となり合計 13W の発熱量を、デスクトップパソコンの場合は、対流伝達量が 16W、放射伝達量が 20W の放熱量であることを確認した。また、機器の発熱量の対流・放射成分の割合を算出すると、いずれの機器も対流成分が約 40% (38~43%)、放射成分が約 60% (57~62%) となった。また、内部発熱機器の部位ごとの熱収支も検討した。各機器の部位ごとの熱流束を対流と放射に分けて図 3.10 に示す。LED 灯の場合は、機器の下部と上部、

放熱が大きくない側面部について検討した。機器の上部は 32.2W/m^2 、下面は 39.1W/m^2 の熱流速を示したが、対流熱流束はそれぞれ 13.5W/m^2 と 12.9W/m^2 になり、流束は 18.7W/m^2 と 26.1W/m^2 であった。

ノートパソコンの場合は、利用者側に向いている上部面（ディスプレイとキーボードがある面）と排気ファンがある背面、および下部面での放熱特性を調べた。各部位ごとの放熱量は、それぞれ上部面で 25.7W/m^2 、背面で 23.9W/m^2 、下部面で 55.2W/m^2 という結果となった。部位ごとの対流・放射の割合は対流熱流束が 33~43%、放射熱流束が 43~57% であり、下部面と背面が上部面と比べて対流熱流束が増加した。これは、下部面の吸込口と背面の排気口により表面周りの風速が速いことが原因と考えられる。

デスクトップパソコンの場合は、液晶ディスプレイと本体の二つの機器で構成されているので、まず液晶ディスプレイ部と本体部の熱収支を算出した。ディスプレイの場合、対流成分が 19.1W/m^2 、放射成分が 25.9W/m^2 の値を示す。本体の場合は、対流成分が 21.7W/m^2 と放射成分が 27.4W/m^2 となり、両方とも対流成分が約 40% と放射成分が約 60% として同様の対流・放射の割合をもっていることを確認した。また、ディスプレイ・本体の部位別の放熱成分を算出した結果を表 3 に示す。液晶ディスプレイの場合、前後面の放熱性状は約 40% の対流と約 60% の放射と、同様な傾向を示す。本体の場合は、排熱口がある背面と吸込口がある側面と前面に分けて対流・放射熱流速を算出した。対流熱流束は背面で 6.2W/m^2 (45%) と最も大きく、空気の入出口がない前面で 0.4W/m^2 (40%) と最も小さかった。これもまた、排熱口と吸込口による気流の変化と関係があると判断される。

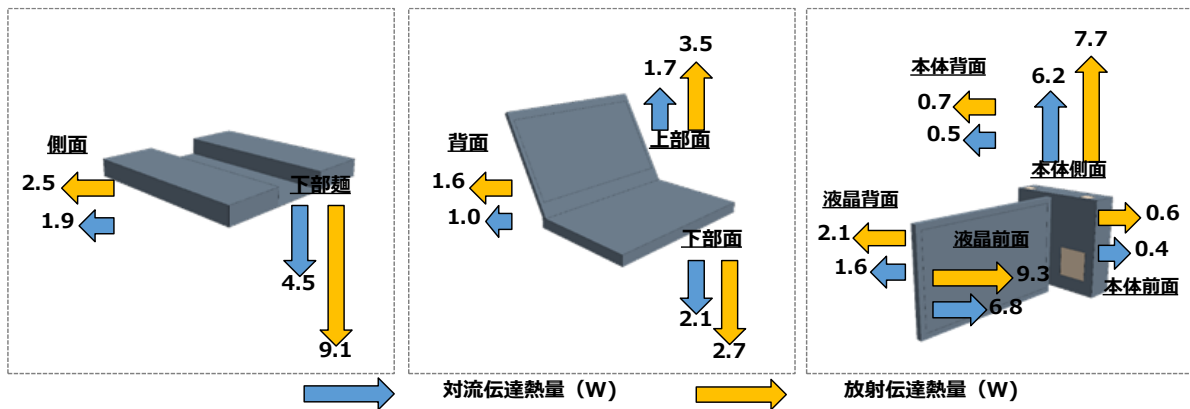


図 3.10 表面温度の測定結果と入力結果

3.4 機器単体からの総放熱量の確認

シミュレーションと測定によって算出された各機器の全発熱量と機器に投入された電力との比較を行った。ここで、投入電力は機器から放熱される総発熱量と等しい。比較結果を図3.11に示す。

比較結果により、投入電力と比較してLED灯は10.3W、ノートパソコンは19.0W、デスクトップは40.6Wの発熱量が不足することが分かった。この不足分は、測定とシミュレーションでは算出されなかった隙間換気による発熱量に相当すると考えられる。発熱機器には、機器内部の排熱を促進するために吸気口と排気口以外にも多くの隙間があり、ここから隙間換気が活発に起こっている。そのため、解析モデルに隙間があると判断される点で、足りない発熱量に相当する発熱量を与える。この時、隙間換気の温度は表面温度と同様に変化することで、風量の変化により発熱量を決める方法を取る。

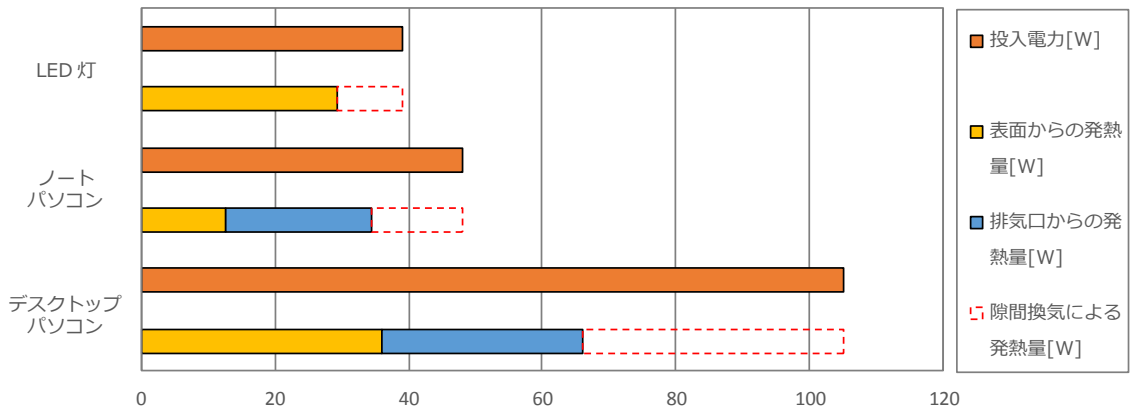


図 3.11 表面温度の測定結果と入力結果

3.5 まとめ

本章では、内部発熱のダイレクト処理できる熱回収装置を提案する前に、機器の放熱特徴を把握する研究を行った。ここで、把握した結果は熱回収装置の開発の基礎データとして使われる。また、機器放熱の解析モデルは、機器の表面および排気口からの放出される対流成分と放射成分を効果的に実装して、機器の発熱が周囲の熱環境に及ぼす影響を分析するのに有用であると考えられる。本章の研究内容を以下に述べる。

まず、解析モデルの作成のために、定常状態での機器の発熱測定を行った。それにより、発熱による表面温度分布およびファン排熱に関する測定データを取得し、発熱量を推定した。概算した発熱量は、機器の前発熱量（消費電力）に比べて約 30%低い発熱量を示した。

次に、機器の放熱性状を定量的に把握するために、測定データを用いた詳細モデルを作成し、対流・放射連成シミュレーションにより、各表面から放出される対流と放射の伝熱量を分けて計算した。その結果、機器表面からの放熱量は対流成分と放射成分が 4 : 6 の割合で室内へ放熱することを確認し、機器表面と排気ファンからの放熱量の合計で隙間換気による放熱量を除いた機器からの放熱量を算出した。また、得た結果を各機器の全発熱量（消費電力）と比較して足りない熱量を隙間換気熱として想定した詳細発熱モデルを提案した。

3.7 本章の参考文献

- [3-1] ASHRAE HANDBOOK, Fundamentals, Chapter 18, Nonresidential Cooling and Heating Load Calculations, 2009.
- [3-2] 空気調和衛生工学便覧 (1.基礎編), 17.2 熱負荷の構成要素と計算法, 第14版, pp. 392-417, 2010
- [3-3] Hosni, M.H., B.W. Jones, J.M. Sipes, and Y. Xu. 1998. Total heat gain and the split between radiant and convective heat gain from office and laboratory equipment in buildings. ASHRAE Transactions 104(1A):356-365.
- [3-4] Jones, B.W., M.H. Hosni, and J.M. Sipes. 1998. Measurement of radiant heat gain from office equipment using a scanning radiometer. ASHRAE Transactions 104(1B):1775-1783.
- [3-5] Hyunjae Changa, Shinsuke Katob, Tomoyuki Chikamoto, 2004m Effects of outdoor air conditions on hybrid air conditioning based on task ambient strategy with natural and mechanical ventilation in office buildings, Building and Environment 39(2004): 153-164.
- [3-6] Hannu Koskelaa, Henna Häggloma, Risto Kosonenb, Mika Ruponen, 2010, Air distribution in office environment with asymmetric workstation layout using chilled beams, Building and Environment 45(2010): 1923-1931.
- [3-7] K Horikiri, Y Yao, J Yao, 2015, Numerical optimisation of thermal comfort improvement for indoor environment with occupants and furniture, Energy and Buildings(2015): 303-315.
- [3-8] S. Kato, K. Kuroki, S. Hagihara : Method of in-situ measurement of thermal insulation performance of building elements using infrared camera, 6th International Conference on Indoor Air Quality, Ventilation & Energy Conservation in Buildings - IAQVEC 2007, 2007
- [3-9] 長井達夫, 永田明寛, 永村一雄: 熱損失係数の推定の仕組みと運用上の問題, 日本建築学会第33回熱シンポジウム, pp.29-34, 2003
- [3-10] 萩原伸治, 黒木勝一, 永田明寛, 加藤信介, 中村陽介: 建築部位断熱性能の現場測定法の開発 (その2) 熱画像法 (熱伝達率測定センサーの構造及び校正), 日本建築学会大会学術講演梗概集, D-2 分冊, pp.121-122, 2006.9
- [3-11] 中村陽介・黒木勝一・萩原伸治・永田明寛・加藤信介: 建築部位断熱性能の現場測定法の開発 (その3) 熱画像法 (実験室における壁体モデルを用いた検討実験), 日本建築学会大会学術講演梗概集, D-2 分冊, pp.123-124, 2006. 9
- [3-12] 萩原伸治, 黒木勝一, 永田明寛, 長井達夫, 市川大介, 加藤信介: 建築部位断熱性能の現場測定法の開発 (その5) 熱画像法 (フィールドにおける検証実験), 日本建築学会大会学術講演梗概集, D-2 分冊, pp.87-88, 2007. 8
- [3-13] 萩原伸治・黒木勝一・永田明寛・長井達夫・市川大介・加藤信介: 建築部位断熱性能

の現場測定法の開発（その8）熱画像法（2棟の建物の実測結果），日本建築学会大会
学術講演梗概集，D-2分冊，pp.205-206，2008.09

- [3-14] Abe K., Kondoh T., and Nagano, Y., (1994) A new turbulence model for predicting fluid flow and heat transfer in separating and reattaching flows - 1. Flow field calculations, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 37, pp139-151
- [3-15] CD-adapco 社:STAR-CCM+ User Guide - Modeling Surface-to-Surface Radiation, pp. 3196-3222, 2013

第4章

効果的な熱回収が可能な熱回収装置の開発

4.1 はじめに

建築物における負荷処理は、室内の温熱環境づくりのための最も重要な問題の一つである。外気負荷による熱損失の場合、1993年に「エネルギーの使用の合理化に関する法律」が改正された後、弛まぬ断熱性能の向上が続けており、今後もさらに強化されることが予想される^[4-1]。しかし、内部負荷処理の問題は、まだ処理すべき問題として残っている。さらに、事務の電算化や自動化による内部負荷の増加されている現実である。したがって、効率的な内部負荷の処理は必ず解決すべき問題であり、多くの工夫や研究が必要な分野だと思われる。これに対する研究としては、様々なタスク空調システムが多く提案されているが^[4-2]^[4-3]^[4-4]、タスク空間自体をターゲットとしてコントロールするシステムは、人体周辺の発熱機器による不均一温熱環境が生じる限界があると考えられる。

本研究では、空調設計の基本に基づいて熱源からダイレクトに熱を処理して、機器等による不均一温熱環境の発生を抑制するシステムの開発を目的とする。第4章では、熱源からの熱が放出される前、熱回収を行われる効果的な方法を提案するため、第3章で行ったチャンバー内の放熱性状をもとにして検討した発熱機器に対応する熱回収装置の開発内容を述べる。なお、オフィス空間において発熱状況の変化に対しても考慮した内容を説明する。発熱状況の変化は、今後の機器の発熱量の変化推移と空間レイアウト変化などによる熱源の移動で変わる。この変化に対する熱回収装置の適用性と限界点を摘示する。

また、熱回収装置の種類は機器の稼働条件と放熱性状を考慮して、均一発熱機器と不均一発熱機器用の装置に分けて、適切な熱回収装置を提案した。

4.2 熱回収装置の概要

本研究で対象としている建物は、業務用建物で内部発熱量が住宅や教育施設などに比べて多く発生する特徴を持つ。特に、執務者の近くにパソコンや複合機などの発熱機器が位置しているため、内部発熱が人に与える影響が大きい施設だと言える。これらの内部発熱源の中で、前章で主な熱源として照明器具、コンピュータ、複合機を選定し、その発熱性状を調べた。本章では、各機器の稼働状態での発熱性状の検討結果をもとに、機器ごとの発熱部位/温度/放熱量などを踏まえて、熱回収装置を提案する。熱回収装置は稼働スケジュールが比較的一定な照明器具とパソコン、稼働スケジュールの変化が大きい複合機に対して試作した。表 4.1 に、対象の発熱機器とこれに対応して試作した熱回収装置の概要を示す。

表 4.1 熱回収装置の概要

対象機器	方式	設置方法
LED 照明器具	冷却プレート	LED モジュール裏面のヒートシンクに取り付け
ノートパソコン	冷却プレート 気-液熱交換器	冷却プレートをノートパソコン下に設置 気-液熱交換器をパソコン排気口に取り付け
デスクトップパソコン	気-液熱交換器	本体裏面排気口に取り付け
複合機	気-液熱交換器	気-液熱交換器を取り付けたブースで複合機を囲む

4.2.1 発熱状況の変化に関する検討

4.2 節で前述したように熱回収装置は、LED 照明器具、パーソナルコンピュータ、複合機の放熱性状に対応できる装置を工夫した。そのうち室内空間へ放熱量が大きいパーソナルコンピュータや複合機などのオフィス機器の場合、技術の進歩に伴い省エネ性能も向上されると予想できる。したがって、本研究で対象とした発熱機器（パーソナルコンピュータや複合機）と各熱回収装置は、今後も有効なのかに対して機器発熱の変化推移から検討する必要がある。

また、オフィスレイアウトの変更による発熱機器の移動または発熱機器の減少や増加による発熱条件の変化にも対応できるかについて検討した。

① 今後の機器発熱量の変化に関する検討

本研究で提案した熱回収装置は各機器の発熱量を考慮して試作した装置であるため、機器からの放熱量が減少または増加した際、快適な温熱環境づくりの妨げになれる。このため、ここでは今後の機器発熱量の変化の可能性を検討した。

まず、パーソナルコンピュータにおいて主な発熱源である CPU（Central Processing Unit）の発熱量を調査した。調査対象 CPU は、1999 年から現在までに発売されたインテ

ル社の製品を対象として、デスクトップ用の CPU (395 品) とノートパソコン用の CPU (388 品) に分けて調査した。^[4-5]

CPU の発売日と発熱量 (熱設計電力) の調査結果を図 4.1 と図 4.2 に示す。ここで、熱設計電力 (TDP, Thermal Design Power) というのは、CPU がメーカーによって定義された環境下 (複雑なワークロードですべてのコアがアクティブな状態) でベース動作周波数 (クロック) で動作しているときに消費する平均電力を表したものである。

パーソナルコンピュータ用の CPU 発熱量の変化推移によると、複数のコアが登場した後に (デスクトップ用は 2004 年以降、ノート PC 用は 2006 年以降) 大きな変化が生じた。なお、様々なユーザーのニーズに対応するように、様々な性能の製品が登場して低発熱 CPU (低スペック) から高発熱 CPU (高スペック) まで広く分布することがわかる。

しかし、マルチコアの発売前後の平均 TDP の場合、デスクトップパソコン用の CPU は 39W (マルチコアの発売前) から 71W (マルチコアの発売後) で 45%、ノートパソコン用 CPU は 22W (マルチコアの発売前) から 28W (マルチコアの発売後) で 19%が増加した。マルチコア登場以来、技術進歩に伴い TDP もますます低くなって、現時点の発熱量は 2000 年初頭の発熱量と似たようなレベルを示す。これらの CPU 発熱量 (TDP) の推移から推してみれば、今後も性能向上と発熱量の相関関係は大きく変わらないと判断され、パソコンからの発熱量は大きく変わらないと考えられる。

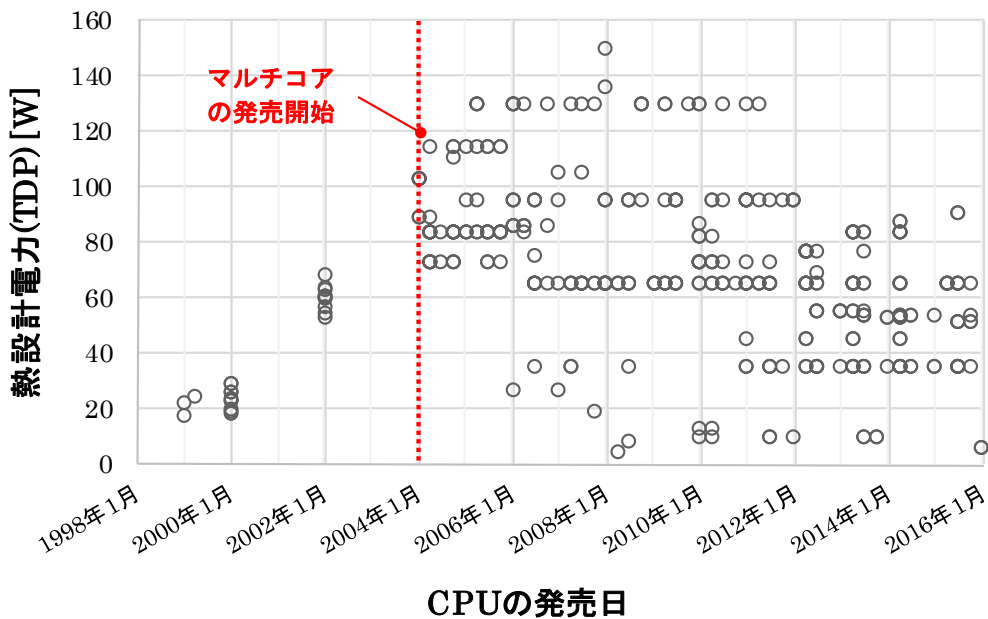


図 4.1 年度別デスクトップパソコン用 CPU の熱設計電力(TDP)の変化

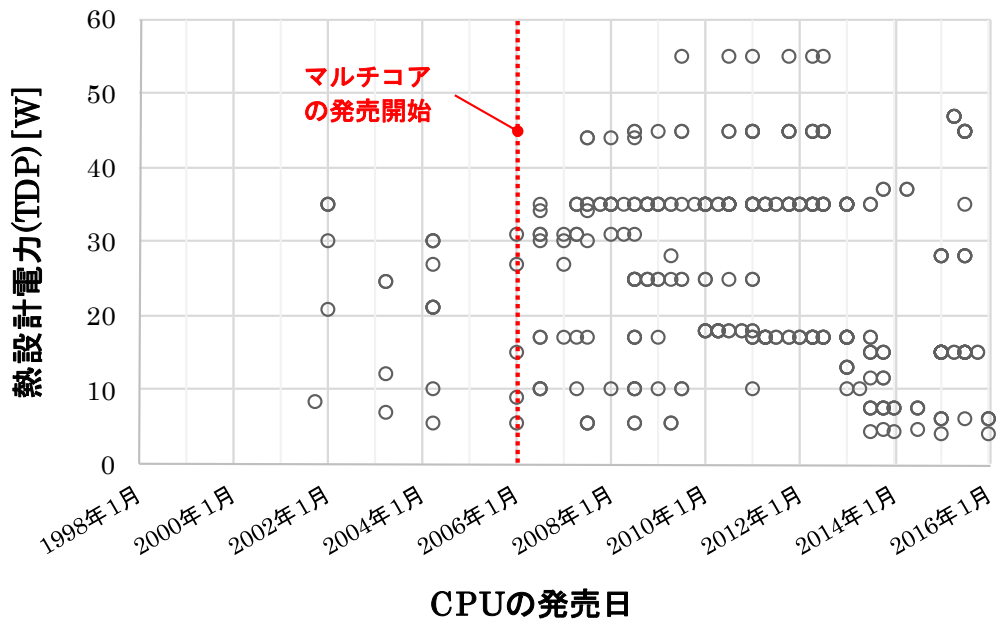


図 4.2 年度別ノートパソコン用 CPU の熱設計電力(TDP)の変化

また、複合機の発熱量はここ数年の間に市販されている業務用複合機の仕様を調べた結果により最大消費電力が 1.2kW から 2.0kW の範囲内で分布することが分かった。最大消費電力はメーカーに関係なく出力速度の影響を多く受けて、1.5kW の値を持つ機種が最も多かった。旧型の機種の場合、出力速度は新型の機種に比べて遅いが最大消費電力は同様な値を見せた。業務用複合機は使用用途が多様で基準発熱量を特定することは難しいが、最大消費電力の値に基づいて機器の発熱量を予測する場合、今後も機器発熱量の変化は大きくないと判断される。

上述した機器発熱量の調査結果によると、オフィス機器の性能は技術の進歩によって高くなっているが、機器発熱量は大きく変わらないパターンを表した。すなわち、パソコンや複合機等のオフィス機器を置き換えることができる新たな機器が登場する前までには、本研究で提案する熱回収装置は有効な手段として利用できると言える。

② 発熱機器の移動に関する検討

本研究の対象空間は業務用空間であり、定期的にレイアウトの変更が行われる可能性が高い。なお、空間計画が自由なオープンオフィスの割合が増加している点も考慮しなければならない。室内レイアウトの変更は、発熱源がいる場所も変わることを意味するので、これに対する適切な対応が必要である。

液冷空調システムは、発熱源からダイレクト熱回収できるように冷却水を室内に導入し、このための水配管が必要である。水配管はフレキシブルチューブ型を適用されて、空気ダクトが必要な全空気方式に比べて配管の設置と移動が簡単である。また、アクセスフロアに設置可能な液冷コンセントによって室内側と繋がって、電気コンセントと同じ方法でオフィスのどこからでも利用が可能である (図 4.3)。

しかし、水配管が必要な液冷空調システムは、チューブの長さなどにより固定発熱源のみダイレクト熱回収が可能な限界がある。したがって、最近増加しているポータブル機器からの熱回収は非常に困難である。しかし、空間内での熱収支を考えたら、個人のタスク空間の中で液冷熱回収装置と室内の空気との熱交換でポータブル機器の発熱を相殺できれば均一な室内温熱環境づくりに寄与できると判断する。しかし、ポータブル機器に関する検討は本論文では対象として扱わないものとする。



図 4.3 液冷コンソールの試作品

4.3 発熱機器の特徴に対応する熱回収装置

発熱機器の直近に熱回収装置を設置することにおいて、考慮すべき事項は、熱回収の効率化だけでなく、機器使用者の利便性と設置の拡張性も念頭に置かなければならない。業務施設の主な熱源は、ほとんど OA 機器で執務者の視界確保やアクセシビリティが低下した場合、熱環境の改善による業務効率の向上より効率性が落ちる可能性がある。また、提案する熱回収装置は外付け型を想定するため、機器の変更や空間内のレイアウトの変更に対応することができない際、適用できない場合がある。したがって、これらの条件をすべて考慮した熱回収装置のプロトタイプを提案する。

さらに、機器の稼働条件（連続運転／間欠運転）も主要考慮事項の一つで、均一発熱機器用の熱回収装置と不均一発熱機器用の熱回収装置に分けてその特徴を述べる。

4.3.1 均一発熱機器用の熱回収装置

均一発熱機器というのは、執務者が事務室にいるとき、一般的に常時使用する機器をいう。これらの発熱機器は、在室者のスケジュールと同じように稼働するものとみなす。本研究では、均一発熱機器として LED 照明器具とコンピュータを選定し、蛍光灯は対象ビルが省エネルギーを目指すとので除外した。

① LED 照明器具用の熱回収装置

選定した LED 照明器具と対応する熱回収ユニットを図 4.4 に示す。熱回収ユニットの放熱性状によると表面放熱量は室内側（照光部）が天井側面より多いが、照明器具の照光に支障を与えないように天井側面に熱回収ユニットを設置した。材質は LED モジュールとの接触面をステンレス製、空気との接触面をアクリルとした。冷水の経路や接触方法は図 4.5 に示すように 2 つ LED モジュールを 1 組として冷水を流した。

LED 照明器具はモジュールのほぼ 50% の面積で熱回収装置と熱交換が可能であるが、天井の中に埋め込まれるため、室内側の温熱環境に与える熱的影響は殆どないと判断される。そのため、LED 照明器具用の熱回収装置に対する評価は本論文には述べない。



図 4.4 LED 照明器具と熱回収ユニット（天井埋込形）

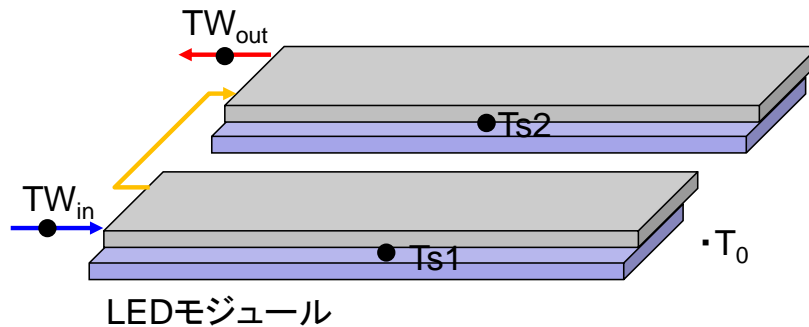


図 4.5 熱回収ユニットの接続方法

② デスクトップパソコン用の熱回収装置

デスクトップパソコンは、本体と液晶ディスプレイ二つの発熱体に分けられる。まず、パソコンの本体は、排熱ファンが設置されており、総放熱量の約 3/1 を排熱するので、排熱ファンの直近に設置できる気-液熱交換器を設けた。表面からの放熱は、表面全面で均一に放出され、十分な熱交換が可能なほどの高温放熱部位がないため、表面からの熱回収は考慮していなかった。液晶ディスプレイの場合、高温放熱部が前面と背面に位置し、放熱量は発熱面積に比例する。使用者の視界の妨げにならない背面からの放熱量は全体の約 1/5 に過ぎないが、熱回収量の向上のために、放熱面サイズに合わせた面状熱回収ユニットを試作した。

デスクトップパソコン用の熱回収装置は、上述したように気-液熱交換器と面状熱回収ユニットの二つの熱回収ユニットで構成されている。図 4.6 に空気-液体熱交換器の試作品を示す。気-液熱交換器の材質はアルミニウム合金を、面状熱回収ユニットは黒合成樹脂で製作されており、サイズはそれぞれ 135mm×122mm×39mm と 100×200mm (2枚) である。気-液熱交換器は、効率的な熱回収が可能なように広く使われているフィンチューブ型熱交換器ではなく層流領でも効率的なドロンカップ型熱交換器^[4-6]を採用して、温度効率 0.7 以上が可能にした。実際のデスクトップパソコンに付けた様子を図 4.7 に示す。冷水の経路は、まずドロンカップ型熱交換器に流入され、面状熱回収ユニットを経て排出される。



図 4.6 デスクトップパソコン用の熱回収装置 (ドロンカップ熱交換器)



図 4.7 熱回収装置の設置様子

② ノートパソコン用の熱回収装置

ノートパソコンの場合、基本的な放熱体系がデスクトップコンピュータと似ているため、排熱ファンからの熱回収と表面からの熱回収を行う。ただし、一つの発熱体で構成され、狭い内部体積により表面放熱量が相対的に大きく現れる。これらの放熱量特性を踏まえて、表面でも多くの熱回収が期待された。高温放熱部は液晶モニター部・キーボード部・機器下部であり、液晶モニター部とキーボード部は使用上の理由で熱回収が不可能であるが、機器下部は、使用者の利便性にも影響を及ぼさないで、広い面積に設置が可能である。その結果、試作した熱回収装置を図 4.8 に示す。

表面からの熱回収は、サイズ (450mm×300mm) の冷却プレートを用いて行い、機器の下に位置させる。材質は上部をアルミ合金、下部をアクリルで製作して、テーブルとの熱交換を抑制するようにした。また、排熱ファンの熱回収ユニットは、デスクトップと同様にドロンカップ型熱交換器 (アルミ合金) を適用しており、小さい放熱量や排気口の大きさに合わせ 135mm×32mm に縮小製作した。



図 4.8 ノートパソコン用の熱回収装置

4.3.2 不均一発熱機器用の熱回収装置

ここで不均一発熱機器というものは、4.3.1節で説明した執務者のスケジュールと異なり、利用頻度が少なく放熱量の変動が大きいものである。一般的には、自販機・複合機などの大型発熱機器が不均一な放熱特性を持っている。大型発熱機器の場合、稼働時の放熱量は非常に大きいため、十分な熱回収が行うことが困難である。そのため、時間的な変動も考慮する必要があると考えられる。

① 複合機

本論文で不均一発熱機器として選定した機器は複合機である。複合機の排熱は、表面および排熱ファンだけではなく多数の排気口および排紙からも大きい排熱が行うため、気-液熱回収ユニットや冷却プレートだけでは効果的な熱回収を保証できない。したがって、限定された空間内で機器からの放熱をまとめて処理する方法を考えた。

図4.9は、検討した複合機用の熱回収装置を示す。気-液熱回収ユニットや冷却プレートの方式だけではなく、放射パネル方式やブースタイプ方式も検討を行った。しかし、熱回収効果の不十分や使用便利性的の問題が提起され、本論文では他の方式を提案する。

提案する熱回収装置はフード型熱回収装置で機器から放出された熱をフードに閉じ込め、室内へ拡散させない装置である。フード内の熱は上昇され上部にある熱回収装置と熱交換する。熱回収方法は、ファン動力を用いた強制対流型と熱交換による温度差を用いた自然対流型の二つを検討する。二つのフード型熱回収装置の概念と特徴を図4.10に示す。強制対流型の方は、安定的な熱交換が期待されるが、ファンの電力を使わなければならないので、エネルギー使用量が高くなり、その対策として自然対流型を提案した。フード型熱交換装置に付けた熱交換器は、ドロンカップ熱交換器の空気抵抗が高いため、自然対流型も円滑な空気流れが生じられるようにフィンチューブ熱交換器（空気側伝熱面積：0.73m²）を設置した。



図4.9 検討した複合機用の熱回収装置（左：放射パネル方式、右：ブース方式）

また、強制対流型熱交換器に採用したファン（2個）の仕様を図4.11に示し、試作済みの強制対流型と自然対流型の熱回収装置の設置様子を図4.12に示している。

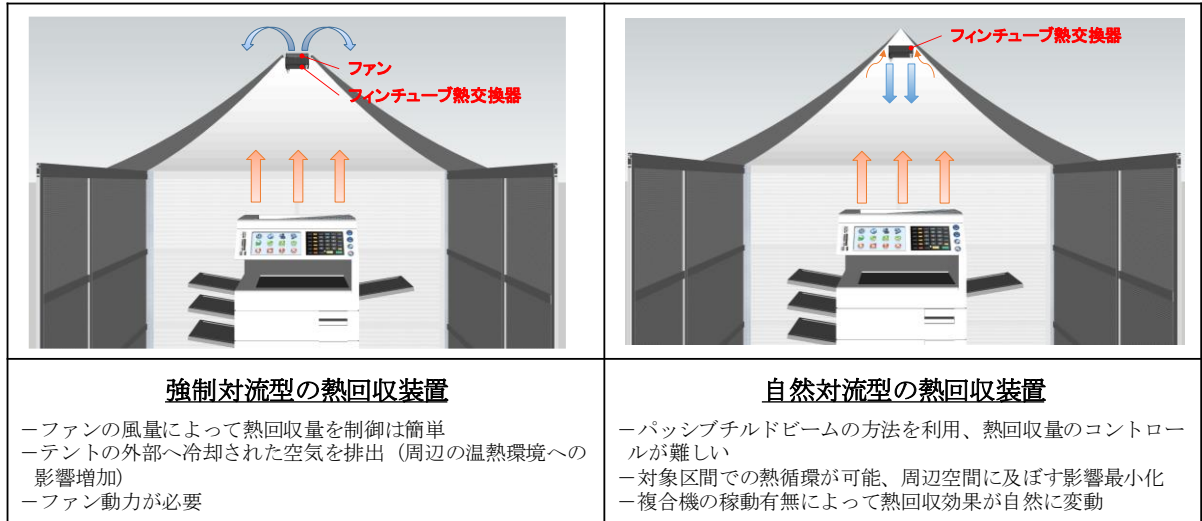


図 4.10 提案する複合機用の熱回収装置

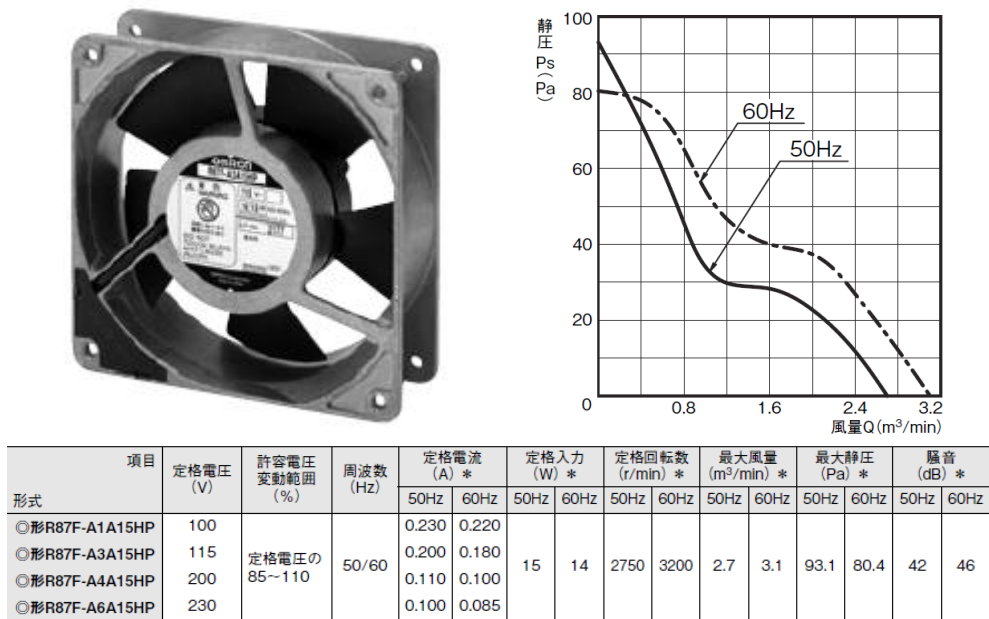


図 4.11 強制対流型の排気ファン性能^[4-7]

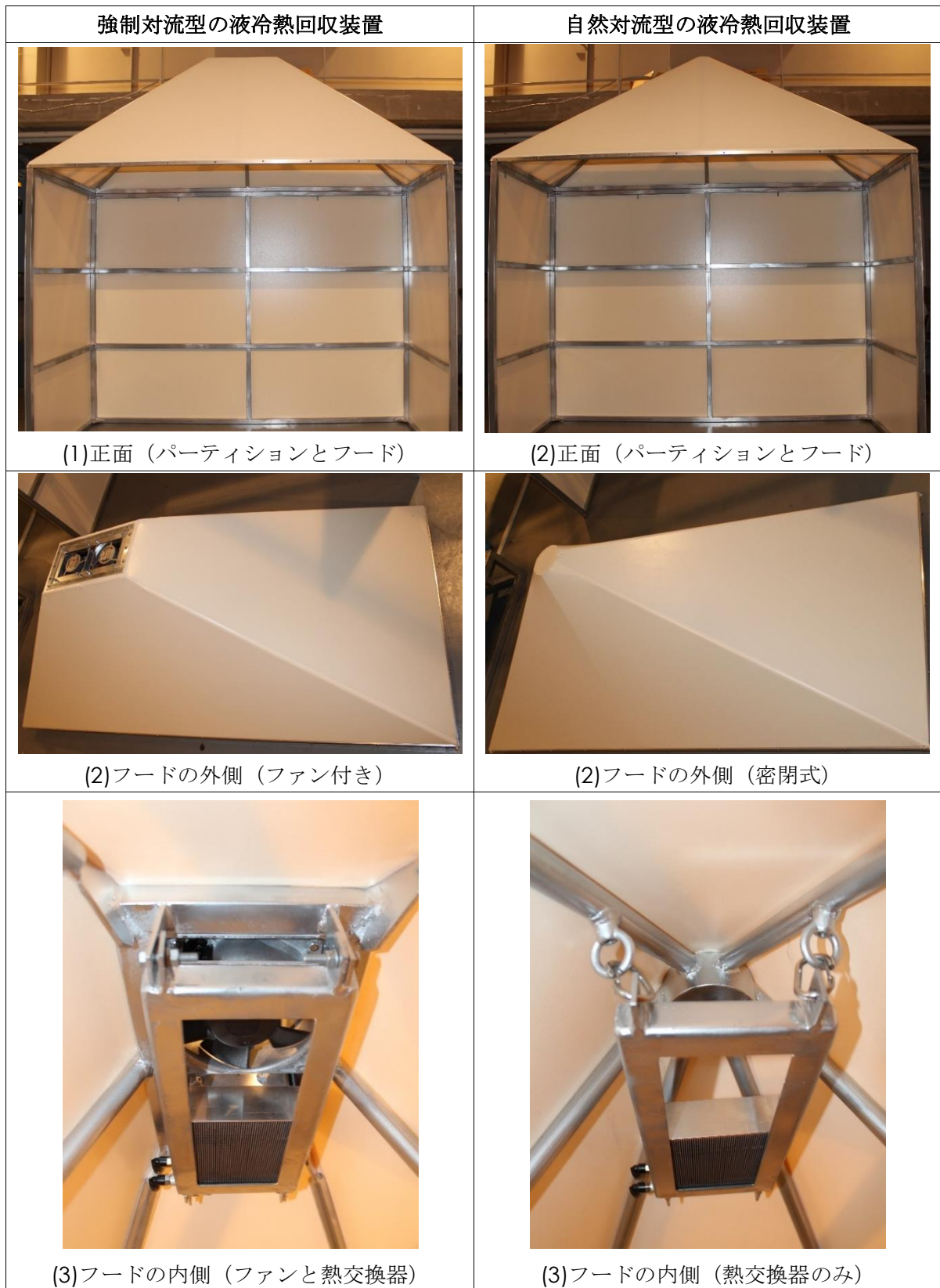


図 4.12 複合機用のフード型熱回収装置

4.4 本章の参考文献

- [4-1] 国土交通省, エネルギーの使用の合理化等に関する法律, 最終改正: 平成二七年九月九日
- [4-2] 梁禎訓, 加藤信介, 近本智行, 大森敏明: タスク域ワイドカバー型パーソナル空調方式の検討, 空気調和・衛生工学会論文集 (96), pp.21-29, 2005
- [4-3] 仁志出博一 他: 天井吹出型パーソナル空調システムの温熱環境・省エネルギー効果に関する研究(第1報)システム開発と実測結果, 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集, pp.949-952, 2009
- [4-4] INTEL 社、Intel Product Specifications – Processors , <http://ark.intel.com/> , 2016.01.18 参照
- [4-5] 牛尾智秋 他: 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・衛生工学会学術講演会論文集, pp.225-228, 2009
- [4-6] 鹿園直毅, 福田健太郎: 熱交換器, 特願 2012-57902, 2012年
- [4-7] OMRON 社、AC 軸流ファン (R87F-A1A15HP) , <http://www.fa.omron.co.jp/products/family/809/>

第5章

タスク空間にある熱回収装置の性能検討

5.1 はじめに

本論文で提案する液冷空調システムにおいて室内温熱環境のコントロールに最も重要な役割をもっているシステムは、タスク空間（執務域）に設置される熱回収装置である。熱回収装置により熱源からの熱回収がどれほど効率的に行ったかどうかに応じて、室内への熱拡散防止と回収熱の有効利用が可能性も異なると考えられる。

したがって、第4章で述べた熱回収装置による室内への影響や人体への影響を評価する前に、熱回収装置自体の熱回収性能を検討する必要があると判断される。なお、提案装置は熱源の直近に設置されるため、室内にある熱源の動作条件に応じて、その性能が変化するようになりますので、実際に熱回収装置が運用されるときの状態を想定した条件での性能検討を行う必要がある。

本章の簡略な研究の流れは、まず熱回収装置を試作起動する前に、数値解析を用いて概略的な熱回収性能を調べ、熱回収装置の試作したあと、装置の様々な運用方法や熱源の状態の変化に対応する熱回収性能を実験から検討する。

5.2 タスク領域の空間構成

ここで、タスク領域というのは、事務室内の全体執務領域をいうことではなく一人の執務者のためのタスク領域を称する。液冷空調システムは、熱源ごとに熱回収装置が設置されるため、もし一人のタスク領域で十分な熱回収が可能し、均一な温熱環境のコントロールができれば、多数の人のタスク領域で空間を拡張しても、均一な温熱環境の維持が可能である。これらの理由によって、タスク領域を一人の領域で限定した。

また、業務施設での作業方法を考慮して発熱機器はノートパソコンとデスクトップパソコンの二つに選定し、空間構成を実施した。図 5.1 と図 5.2 にそれぞれの空間構成を示す。2つの空間には、両方ともテーブルのパーティションの中に放射パネルを内蔵しており、発熱機器はパソコン以外の発熱機器はない空間を想定した。また、発熱機器の位置は、1人用のテーブルの真中に位置させる。

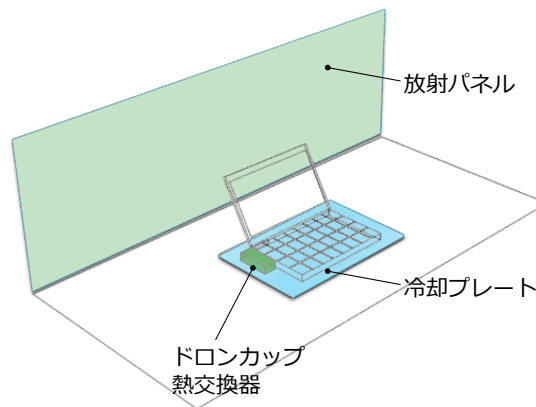


図 5.1 ノートパソコンで執務する場合の状況

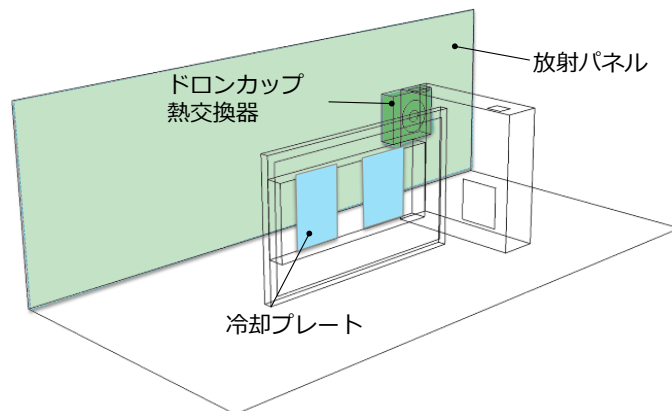


図 5.2 デスクトップパソコンで執務する場合の状況

5.3 数値解析による熱回収装置の予想性能検討

本解析は、熱回収装置の試作の前に計画案に対して予想される熱回収性能を予測するため行ったことである。しかし、試作した熱回収装置は計画案と完全に同様な仕様で作ることはできなかった。したがって、本節で報告する結果は大まかな予想性能であることを摘示しておく。

5.3.1 解析概要

数値解析を用いて熱回収性能を検討した対象は、ノートパソコンとデスクトップパソコン用の装置である。また、発熱機器の種類に関わらず、同一に採用されるパーティション内蔵放射パネルも解析対象の一つである。発熱機器の解析モデルは、第3章で提案した機器の発熱モデルをもとにして、対象空間もチャンバー空間に想定して、床吹出し口と天井吸込み口にした。なお、物理モデルは同様な発熱条件と解析空間で行われることを勘案して、機器発熱の解析モデルと同様にした。(第3章の表3.5参照)ただし、熱回収装置の計画設計案とテーブルの形状を加えて解析を行った。(図5.3)

予想される熱回収装置の熱的な状況は表5.1と表5.2に示しており、ノートパソコン用の装置は冷却プレートのみを、デスクトップパソコン用はドロンカップ熱交換器のみを採用することを仮定した。なお、パーティション内蔵放射パネルはパーティションの全体の面で熱回収を行うことにした。また、一つの対案として、もし熱回収装置で十分な性能が出ない可能性を念頭に置いて、机上面にシート型の熱回収装置を設置した場合の検討ケースも選定した。

また、熱回収装置の表面温度や熱交換器を通過した空気の温度は理想的な状況を考えて、表面温度は導入冷水の温度と同じに21℃を、熱交換器から冷却されて空気温度は室温と同一な26℃の空気が吹出す条件を仮定した。

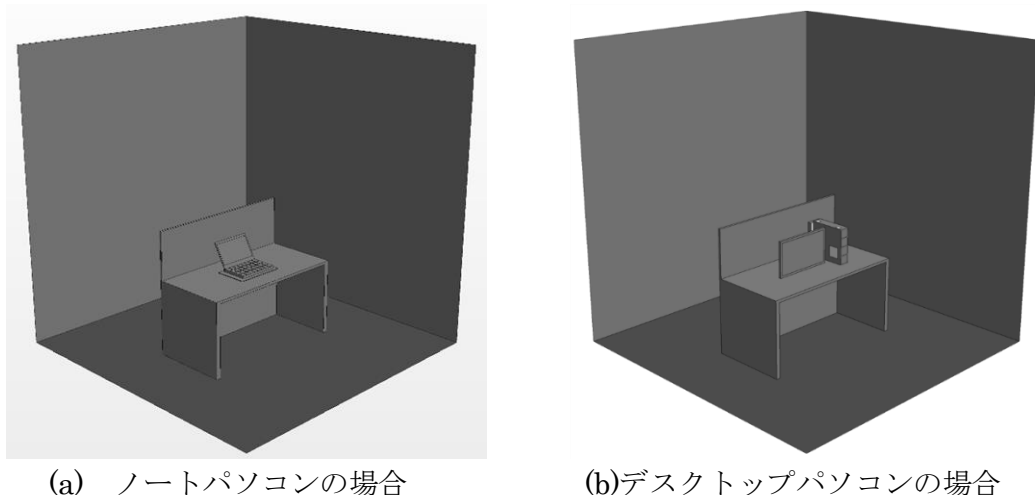


図5.3 解析モデル

表5.1 ノートパソコンの場合における熱回収条件

	熱回収部位		
	液冷熱回収ユニット (冷却プレート)	机上面 (シート型)	パーティション 内蔵放射パネル
Case1-1	表面温度：21℃ 放射率：0.87	なし	なし
Case1-2	表面温度：21℃ 放射率：0.87	表面温度：21℃ 放射率：0.87	なし
Case1-3	表面温度：21℃ 放射率：0.87	なし	表面温度：21℃ 放射率：0.95
Case1-4	表面温度：21℃ 放射率：0.87	表面温度：21℃ 放射率：0.87	表面温度：21℃ 放射率：0.95

表 5.2 デスクトップパソコンの場合における熱回収条件

	熱回収部位		
	液冷熱回収ユニット (ドロンカップ熱交換器)	机上面 (冷却プレート)	パーティション 内蔵放射パネル
Case2-1	表面温度：21℃ 吹出温度：26℃(室温) 放射率：0.09	なし	なし
Case2-2	表面温度：21℃ 吹出温度：26℃(室温) 放射率：0.09	表面温度：21℃ 放射率：0.87	なし
Case2-3	表面温度：21℃ 吹出温度：26℃(室温) 放射率：0.09	なし	表面温度：21℃ 放射率：0.95
Case2-4	表面温度：21℃ 吹出温度：26℃(室温) 放射率：0.09	表面温度：21℃ 放射率：0.87	表面温度：21℃ 放射率：0.95

5.3.2 熱回収装置ごとの熱回収性能結果

解析ケースごとの熱回収性能に関して数値解析を用いて検討した結果のうち熱回収装置で生じる熱流束分布を図 5.4 と図 5.5 に示す。当然の結果であるが、発熱機器の直近に設置されている液冷熱回収ユニット（ノートパソコンの冷却プレート、デスクトップのドロンカップ熱交換器）での最も大きい熱流束が分布を持ち、高い熱回収性能を見せた。なお、パーティション内蔵放射パネルは機器の排熱口からの空気が到達する特定の部位での熱回収が活発に

行われることを確認できる。特に、ノートパソコンの予想熱回収装置では、排熱ファンに対応する装置を採用しなかったためおよそ $300\text{W}/\text{m}^2$ の熱流束をもち、デスクトップパソコンの場合は排熱ファンの熱回収装置により、室温程度の冷却された空気が排出されるため $70\text{W}/\text{m}^2$ の熱流束を超える部位はなかった。

次に、熱回収装置ごとの平均熱回収性能について対流と放射熱流束の違いを検討した。検討した結果は、表 5.3 と表 5.4 に示す。ただし、デスクトップパソコンの排熱ファンに対応するドロンカップ熱交換器は、放射熱交換が非常に小さいので、対流と放射熱流束を合算した値を記述した。機器ごとの熱流束算出結果を見ると高温放熱面と非常に近いノートパソコン用冷却プレートの場合、放射熱交換だけでなく、対流熱交換も活発に起こることを分かる、パーティション内蔵放射パネルもファンから排出された空気によって対流熱交換が活発に行われている。(ノート: 全体の熱交換の約 50%、デスクトップ: 全熱交換の約 30%) しかし、熱回収面を机上面まで拡張した場合は、高温発熱面と直接面ことなく、周辺気流も遅いため、ほぼ放射熱交換が行われ、熱流束の大きさも小さいことを確認した。

また、予想した熱回収装置の基本構成である Case1-3 と Case2-3 の総熱回収量を算出した結果は、ノートパソコンのケース (Case1-3) が 44.8W 、デスクトップパソコンのケース (2-3) が 57.6W の熱回収が可能で、それぞれ機器発熱の 90% と 55% の熱回収性能を持つのを分かる。

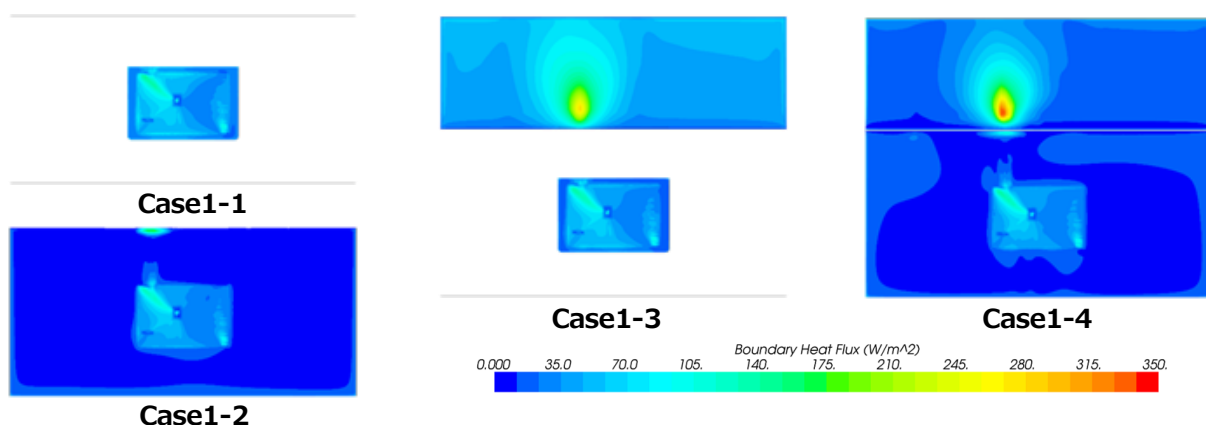


図 5.4 各ケースの熱回収部位の熱流速分布 (ノートパソコン用)

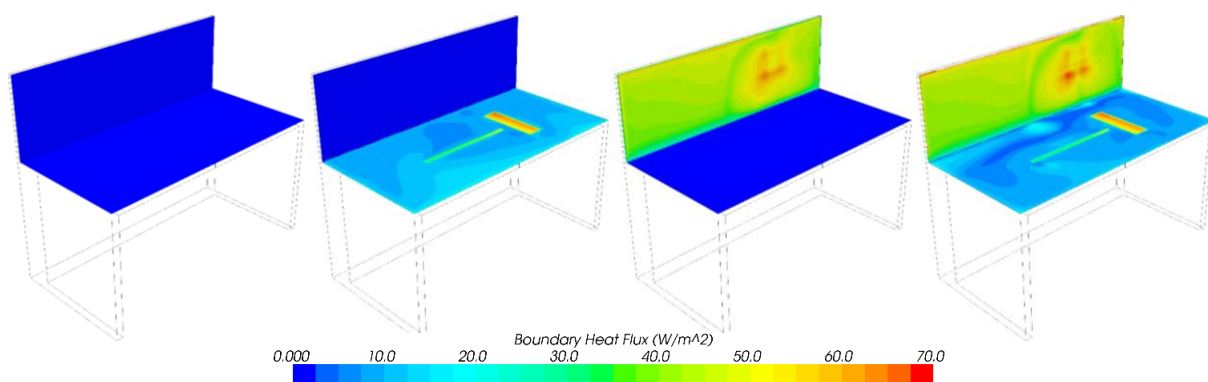


図 5.5 各ケースの熱回収部位の熱流速分布 (デスクトップパソコン用)

表 5.3 各ケースの冷却装置の対流・放射熱流速（ノートパソコン用）

	液冷熱回収ユニット		机上面		パーティション	
	対流熱流速 (W/m ²)	放射熱流速 (W/m ²)	対流熱流速 (W/m ²)	放射熱流速 (W/m ²)	対流熱流速 (W/m ²)	放射熱流速 (W/m ²)
Case1-1	34.29	31.27	-	-	-	-
Case1-2	25.07	29.06	8.94	30.07	-	-
Case1-3	30.23	27.54	-	-	29.34	28.88
Case1-4	24.67	26.23	8.22	23.49	29.31	23.46

表 5.4 各ケースの熱回収部位の熱流速分布（ノートパソコン用）

	液冷熱回収ユニット	机上面		パーティション	
	対流と放射熱流速 (W/m ²)	対流熱流速 (W/m ²)	放射熱流速 (W/m ²)	対流熱流速 (W/m ²)	放射熱流速 (W/m ²)
Case2-1	584.30	-	-	-	-
Case2-2	569.02	8.26	30.99	-	-
Case2-3	567.20	-	-	14.54	30.20
Case3-4	566.72	7.48	26.53	14.47	24.53

5.4 実験による熱回収の性能確認

第4章で述べた熱回収装置の試作が完了された後、その熱回収性能をチャンバー実験から検討を行う。熱回収性能は基本条件以外にも機器の発熱状況や熱回収装置の運用状況によっても異なる可能性があるため、その場合も含めた検討を行う。

5.4.1 実験概要

液冷空調システムにおいて冷水の供給温度と液冷熱回収装置の運用方法は、熱回収量に大きく影響を及ぼすためその影響を実験から調べる。熱回収性能の実験対象は、人周りにある装置（前述の均一発熱機器用の熱回収装置）と人から離れている装置（前述の不均一発熱機器用の熱回収装置）の実験を分けて実施した。

まず、人周りにある装置に関する実験は、供給水温の変化が各デバイスの熱回収性能に及ぼす影響を検討し、液冷熱回収ユニットとパーティション放射パネルの動作条件に応じた熱回収量の変化に対する感度解析をチャンバー実験から検討した。また、実際の液冷空調システムが運用されている条件下での実験を行うために、サーマルマネキンを設置して人体の顕熱負荷（71W）を与えるワークスペース領域を構築した。

また、人から離れている装置に関する実験も、供給水温の変化に関する感度解析を行うが、発熱機器から放出される熱がよく変動する特徴ももっているため発熱機器の放熱量の変化に応じた熱回収性能変化も考慮した。

5.4.2 実験方法

① 均一発熱機器用の熱回収装置に対する性能検討

実験は放射パネルが内蔵された個人用の机と、発熱機器（デスクトップコンピュータ、ノートブック）および各発熱機器用の液冷熱回収ユニットが設置された状況を想定して実施した。図 5.6 に実験状況を示す。設置された装置は放射パネル内臓テーブル及び発熱機器と液冷熱回収ユニットが中央に位置されている条件である。サーマルマネキンは発熱や吸熱による感度を高くするため、裸の状況で測定を行った。各機器用の液冷熱回収ユニットはシート型（放射）とドロンカップ型（対流）の熱交換を用意した。

表 5.5 に実験ケースを示す。まず、冷水の供給温度は、結露が生じないように、19℃以上で行い、室内への発熱源として作用しない 23℃まで 2℃の間隔で実験を行った。液冷装置の運用条件は、液冷熱回収ユニットのみ冷水が供給される場合、パーティション放射パネルのみ冷水が供給される場合、液冷熱回収ユニットと放射パネルの両方に冷水が供給される場合の3つの状況を想定した。

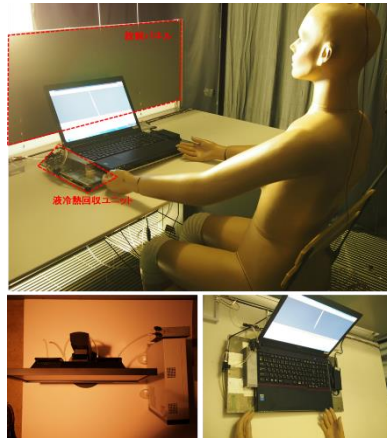


図 5.6 均一発熱機器用の熱回収装置に関する実験状況

表 5.5 実験ケース

	熱回収ユニットの冷水温度	放射パネルの冷水温度	人体発熱
液冷熱回収ユニットのみ	19°C	—	71W 同様
	21°C	—	
	23°C	—	
放射パネルのみ	—	19°C	
	—	21°C	
	—	23°C	
併用	19°C	19°C	
	21°C	21°C	
	23°C	23°C	

② 不均一発熱機器用の熱回収装置に対する性能検討

不均一発熱機器用の熱回収装置の性能実験は、自然対流型と強制対流型の熱回収フード装置に対して実験を行った。冷水の供給温度は均一発熱機器の実験と同様に 19°C、21°C、23°C で行ったが、機器の運用条件は、発熱機器（熱源）の放熱量を 0W から 50W, 100W, 200W, 300W で変化したときの熱回収性能を検討した。（表 5.5 参照）発熱機器は実際の機器（複合機）ではなく、放熱量の変動ができるようにポリスチレンボックス¹⁵⁻¹¹の中に面状発熱体（1 個当たり 67W）の 6 枚を貼って熱源を構成した。（図 5.7 の右参照）

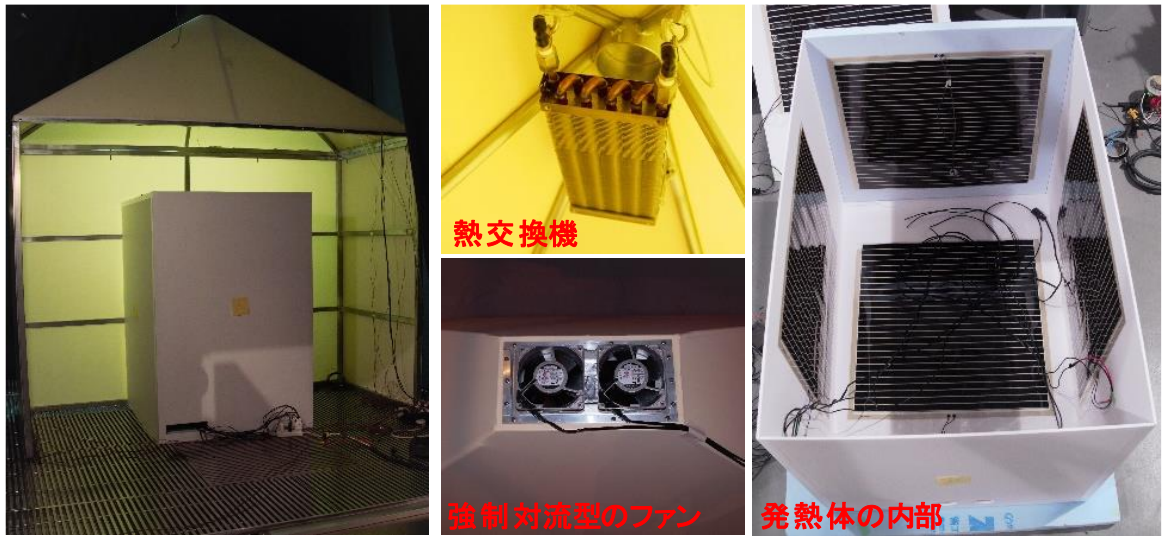


図 5.7 不均一発熱機器用の熱回収装置に関する実験状況（左：全景、右：発熱源）

表 5.5 実験ケース

タイプ	通水温度 (°C)	ファン風量 (m ³ /min)	機器発熱 (W)	タイプ	通水温度 (°C)	ファン風量 (m ³ /min)	機器発熱 (W)
自然対流型	19°C	—	—	強制対流型	19°C	3.8m ³ /min	—
			50W				50W
			100W				100W
			200W				200W
			300W				300W
	21°C	—	—		21°C	3.8m ³ /min	—
			50W				50W
			100W				100W
			200W				200W
			300W				300W
	23°C	—	—		23°C	3.8m ³ /min	—
			50W				50W
			100W				100W
			200W				200W
			300W				300W

5.4.3 感度解析による熱回収の性能検討

① 均一発熱機器用の熱回収装置に対する性能検討

図 5.8 に、投入冷水温度の変化や熱回収装置の運用方法に応じた熱回収性能を感度解析の

結果を示す。冷水がそれぞれ 19°C、21°C、23°C で投入された際、入口側と出口側の平均水温と室内の空気温度が線形的な関係を持つことを確認した。熱回収性能は、発熱機器に直接接続する方式である液冷熱回収ユニットがデスクトップパソコンとノートパソコンの両方で最も大きい性能を示した。また、温度変化による熱回収性能を近似式で予測することで、室内熱負荷をゼロにすることができる冷水温度の予測が可能である。

また、基準設置方法である放射パネルと液冷熱回収ユニットの両方に通水および冷水 21°C (温度差 4.5°C の時) での熱回収性能は、ノートパソコンの場合がおおよそ 51W を、デスクトップパソコンの場合がおおよそ 74W の性能を持つことを確認した。それで、ノートパソコンの場合はすべての機器発熱を処理ができ、残り 3W の熱を人体から吸熱することが可能であるが、デスクトップパソコンの場合は機器発熱をすべて処理できず、おおよそ 31W の熱を他の熱回収装置から処理しなければならない。

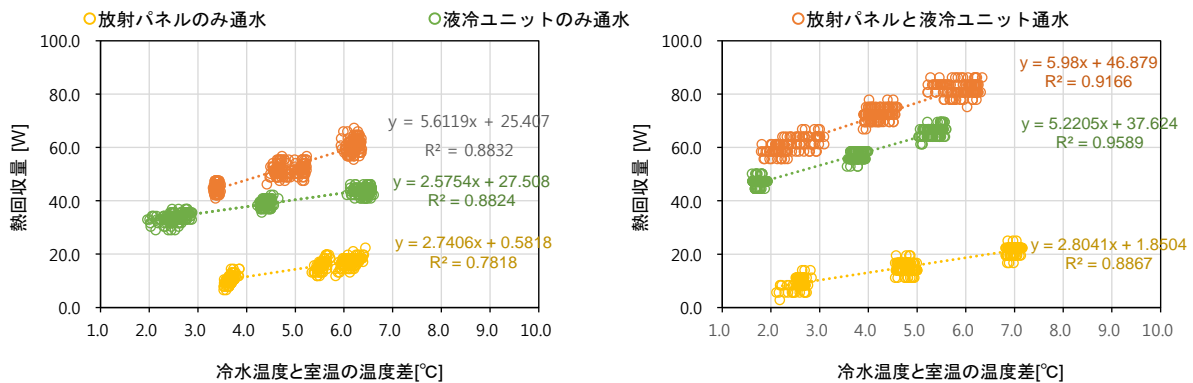


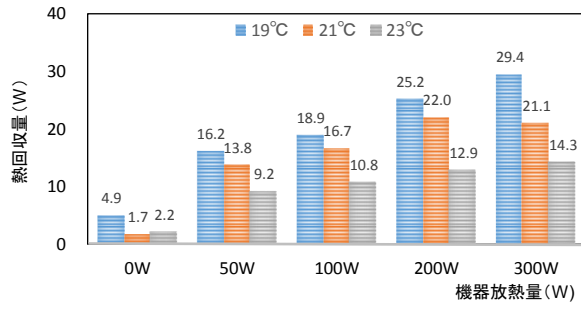
図 5.8 均一発熱機器において液冷装置運用や冷水温度変化による熱回収量の変化

② 不均一発熱機器用の熱回収装置に対する性能検討

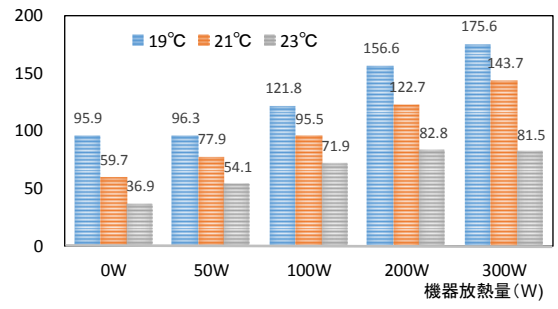
図 5.9 の実験結果により自然対流型と強制対流型の種類に沿って熱交換ユニットの往還温度と流量から算出された熱回収量の差は非常に大きい違いを見せた。まず、自然対流型は、冷水温度と室温 (25.5°C) との相関関係が強制対流型より非常に小さく、混在された面を現れる。これは、熱源の表面発熱と排熱空気の影響で、自然対流の空気移動経路が確保されないため、熱回収性能の低下と熱回収量の変動が大きい結果になったと判断される。

次に、強制対流型は、電動ファンによって一定の流量 (3.8m³/min) を確保することが可能で、冷水温度と室温の温度差による相関関係がはっきり現れる (図 5.10)。しかし、どちらの方式もすべての機器発熱を処理できなかった。処理できなかった残りの熱の移動は、次第 6 章での数値解析を用いて把握することにする。

また、水温と室温の差による関係ではなく機器からの放熱量に対しても検討を行った。機器放熱量と熱回収量の分布を図 5.11 に示す。この場合、自然対流型の熱回収装置でも R² の値が、それぞれ 0.49 (冷水 23°C)、0.45 (冷水 21°C)、0.82 (冷水 19°C) で水温と室温の差に比べて高い相関関係を持つことを確認した。

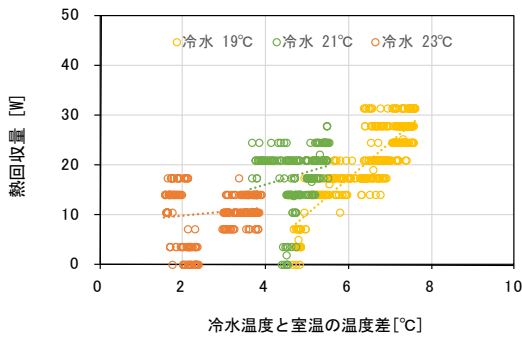


(a)自然対流型の熱回収性能

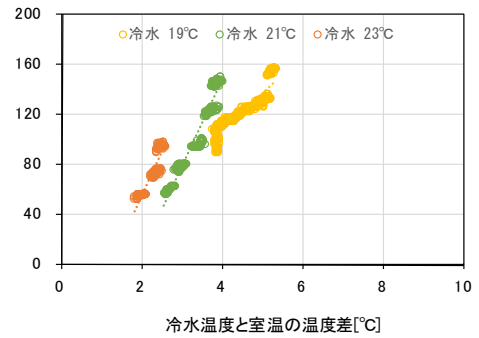


(b)強制対流型の熱回収性能

図 5.9 不均一発熱機器において液冷装置運用や冷水温度変化による熱回収量の変化

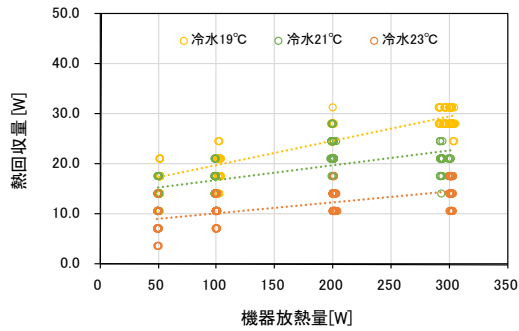


(a)自然対流型の熱回収性能

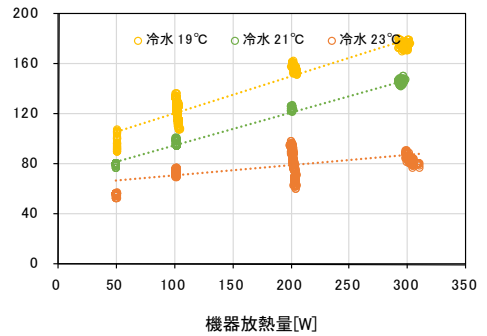


(b)強制対流型の熱回収性能

図 5.10 不均一発熱機器において通水温度と室温の温度差による熱回収量の分布



(a)自然対流型の熱回収性能



(b)強制対流型の熱回収性能

図 5.11 不均一発熱機器において機器放熱量による熱回収量の分布

5.5 まとめ

本章では、発熱機器の直近に設置する液冷熱回収装置とパーティション内蔵放射パネル、および不均一発熱機器である複合機用のフード型熱回収装置の性能について検討した。熱回収性能の確認は、数値解析を用いた熱回収性能の予測とプロトタイプ製の液冷熱回収装置を実際の環境を想定した環境でのチャンバー実験から明らかにした。下に本章の研究内容を述べる。

- 1) 液冷熱回収装置のうち人体周りがあると予想されるノートパソコンとデスクトップパソコン用の熱回収装置およびパーティション放射パネルの熱回収効果を数値解析で検討した結果、発熱機器と直接に面する熱回収装置はプレート型にも十分に対流熱交換が生じるし、排熱ファンによる気流速度の増加は放射パネルの熱回収性能の向上に影響を与える。また、機器発熱に対する熱回収性能は、ノートパソコンが 90% とデスクトップパソコンが 60%の熱を回収できると予想された。
- 2) 熱回収装置のプロトタイプで行った感度解析によると、冷水温度と室内温度との温度差により線形の相関関係を持ち、熱回収性能を近似式で予測することができる。なお、予測性能より良い熱回収性能を持って、ノートパソコンの場合は機器発熱の 100%以上、デスクトップパソコンの場合は 70%の熱回収性能を現れた。
- 3) 不均一発熱機器用の熱回収装置の感度解析の結果は、自然対流型は熱源からの上昇気流によって冷水と室温との相関関係が弱く、良い熱回収性能を保証できなかった。また、強制対流型の方は電動ファンによって温度差による安定的な熱回収を保証できるが、熱交換器の熱回収性能はすべての機器発熱を処理するには不十分で室内へ多量の熱放出が予想される。

5.6 本章の参考文献

[5-1] 許雷, 早坂拓之: LED 照明の発熱量に関する実測研究, 日本建築学会大会学術講演梗概集, D-2, pp. 1159-1160, 2010

第 6 章

タスク空間での熱的影響

6.1 はじめに

本章では、機器の熱をダイレクトに処理することによって室内へ熱拡散がどの程度行ったかまたは人体まで到達する熱は削減できたのかサーマルマネキンを用いた実験や数値解析を用いて検討する。また、液冷空調システムの状況や他の原因によって液冷熱回収装置の活用方法も変わる可能性があるため、冷水の温度変化や液冷熱回収装置の操作状況に関する熱的影響度も把握する。

なお、液冷空調システムによる熱的影響だけではなく、他の空調システムとの比較検討を行うために全空気式、放射冷房、液冷空調による人体の皮膚温度の変化を検討する。

また、不均一発熱機器に対して対流・放射連成シミュレーションを用いて熱回収装置が処理できなかった熱がどのように室内に拡散されるかを確認する。

6.2 室内温熱環境の評価指標

6.2.1 室内温熱環境形成寄与率（CRI(c)）の定義 [6-1] [6-2] [6-3] [6-4] [6-5]

室内の温度場において各吹出し、吸込み口、さらには加熱源、冷却源の影響範囲、影響の程度を特定するには、換気効率の解析で行ったトレーサ解析が有効である。CFD解析に基づく温度場の構造解析では、最初に全ての熱源を反映させて流れ場を解析し、その流れ場を固定して熱をトレーサとしてその移流・拡散性状を解析することになる。熱の輸送もトレーサガスの輸送も計算上は同じ方程式の解析である。特定の吹出し口の影響範囲を調べるためには、特定の吹出し口にのみ熱（または冷熱）を発生させ、その熱の拡散範囲を調べればよい。この考え方を拡張すれば、吸込み口や、自然対流の熱源の影響範囲も容易に調べられる。吸込み口に関しては、換気効率解析の場合と同じく、時間逆転させた流れ場を用いると解析が容易となる。熱源に関しては、単一の熱源ごとに空気に伝達される対流熱伝達量を与え、その熱輸送・拡散性状から影響範囲と影響の程度が調べられる。

この解析により個々の熱源が室内でどのように広がり、影響を与えているかを検討することができる。各熱源の出力が微小に変化した場合に、室内各点でその影響がどの程度生じるか、あるいは各熱源に対するそれぞれの地点の室温変化の感度が解析される。

ここで冷房を例にその考え方を示す。図 6.1 に示すように、等温で換気されている居室を考える。温度は一律に空調設定温度とする（吹出は空調設定温度、壁面は吸放熱のない断熱状態、吸込口は温度フリースリップ）。この状態を標準状態と呼ぶ。

この居室に対して実際に冷房が行なわれた状態を想定する。これは標準状態に外乱、内乱及び操作要因としての冷温熱源が附加された状態である。すなわち、外壁、窓等には流入熱量に相当する温熱量、吹出口には冷風吹出風量に対応する冷熱量の発生を代表負荷条件として想定する。その結果、対流、放射熱伝達の効果により室内に非均一な熱輸送が行なわれ、温熱空気環境が形成される。これを冷房状態と呼ぶ（図 6.1(a)）。冷房状態における、個々の熱源の温熱環境形成に対する寄与率を求める。寄与率の基本的な考え方は以下の通りである。室内風速分布と当該熱源の表面温度（対流熱伝達量）を固定し、当該熱源以外の熱源は標準状態（吹出は空調設定温度）に戻す。この状態で温度輸送方程式を解けば、得られた温度場が当該熱源の寄与率に対応する昇温の分布を与える（図 6.1 (c), (d), (e)）。個々の熱源に対する温度分布を全熱源について重ね合わせたものは冷房状態の温度分布と一致する（図 6.1(f)）。

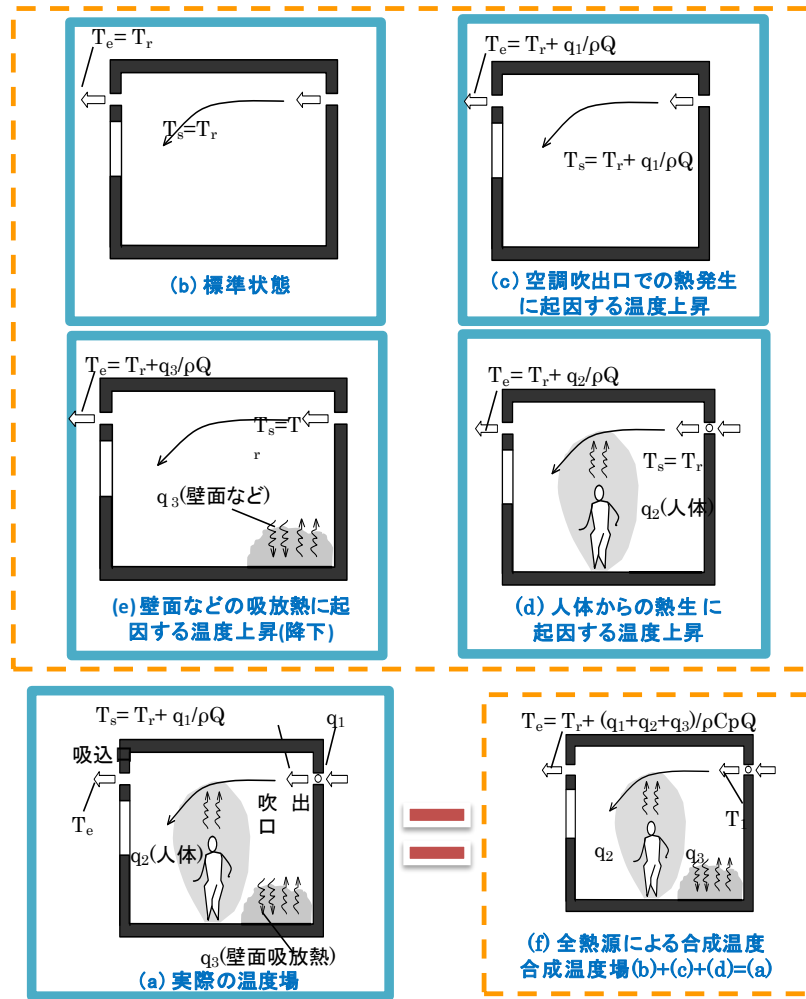


図 6.1 室内各種熱源による温度場の線形合成のコンセプト

CRI の計算では、まず各熱源を設定し、CFD 解析により定常流れ場を求める。次に温度場について線形性を仮定し、固定した流れ場において、室内空気に対流で熱を伝える熱源に対して発生熱量分布 q_m [W/m³] を与え、温度場を算出する。これを同じ室内積分発生熱量 Q_m [W] が室内全体に一様拡散した場合の温度で除して無次元化したものを (式 1) で CRI と定義している。この一連の作業は、全ての熱源毎に行う。温度場に関して重ね合わせの原理が成立する線形性を仮定するので、個別熱源に対応する CRI を足し合わせたものは、全熱源が存在する場合の温度場を無次元化したものに対応する。(式 1) に室への供給風量 F [m³/s] がある場合の CRI の定義を示す。

$$CRI_m(x_i) = \frac{\Delta\theta_m(x_i)}{\Delta\theta_{m,0}} = \frac{\theta_m(x_i) - \theta_n}{\theta_{m,0} - \theta_n} = \frac{\theta_m(x_i) - \theta_n}{\frac{Q_m}{C_p \rho F}} \quad \dots\dots(式 1)$$

ここで、 θ_n : 基準温度(neutral temperature)[K]

$\theta_{m,0}$: 着目する室温が基準温度 θ_n である室に温冷熱源 $Q_m[W]$ が供給(排出)された時の一様拡散温度[K]

$\Delta\theta_{m,0} = \theta_{m,0} - \theta_n$: 一様拡散温度基準温度 $\theta_{m,0}$ の θ_n からの温度上昇(下降) [K]

$\theta_m(x_i)$: 着目する熱源で $q_m[W/m^3]$ の熱量の発生がある際の、CFD解析で得られた位置(x_i)における定常温度[K]

$\Delta\theta_m(x_i) = \theta_m(x_i) - \theta_n$: 室内の位置(x_i)における $\theta_m(x_i)$ の基準温度からの温度上昇(下降)[K]

F : 室への供給風量[m³/s]

$Q_m = \int_V q_m dV$: 熱源 m の室内積分発生熱量[W]

6.2.2 放射分配係数 (CRI(r)) の定義 [6-6] [6-7]

一般の熱負荷要因は、その表面温度に基づいて対流熱伝達により空気に熱を与えるとともに熱放射によって室内の壁面にも熱を分配している。CRI(c)は前者のみを扱っているので、温度予測の精度向上のためには、放射熱伝達により伝熱された壁面等が2次的な対流熱源として室内空気温度形成に寄与することを考慮しなければならない。ある熱源の放射成分がどのように室内各位置に輸送分配され、そこで空気に伝えられているかの評価を目的として、小林らは放射分配係数 CRI(r)を定義した。笹本らは、再放射率の新定義を示し、放射分配係数 CRI(r)を算出し放射熱の分配量を試算した。以下、放射分配寄与率の定義を解説する。

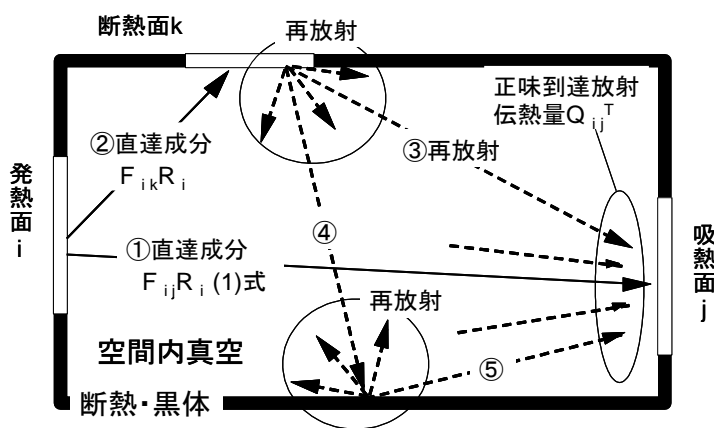


図 6.2 吸収・再放射による放射熱伝達

直達と多重反射による放射熱伝達のみならず、吸収・再放射まで考慮して面 i が放射で面 j に与える熱量 Q_{ij}^T を放射熱分配係数 C_{ij} を用いて (式 2) のように表せるものとする。

$$Q_{ij}^T = C_{ij}R_i \quad \dots\dots(式 2)$$

ここで、 R_i : i 面における放射熱量、上付き添え字 T : 正味の熱量、また $\sum_j C_{ij} = 1$ となる (j 面全てを合わせると 100%)。

さらに、面 i から面 j に与える熱量 $Q_{ij}T$ は j 面に実質的に分配吸収される熱量と、 i 面から k 面に熱が達し、さらに k 面から再放射の結果として j 面に到達する熱量の合成であり、(式 3)のように表される。

$$Q_{i \rightarrow j}^T = F_{i \rightarrow j} R_i (1 - \gamma_j) + \sum_k C_{k \rightarrow j} F_{i \rightarrow k} R_i \gamma_k = C_{i \rightarrow j} R_i \quad \dots\dots(式 3)$$

ここで、 γ_k は k 面の再放射率、 $F_{i \rightarrow j}$ は i 面から j 面を見た形態係数。

式(3-9)は $C_{i \rightarrow j}$ を未知数とする連立一次方程式であるが、両辺の添え字 j が同一であるから、対象空間の表面分割総数を n ($i, j = 1 \sim n$) とすれば、各 j 面毎に $C_{i \rightarrow j}$ (j を固定して考える) を n 個の未知数とする n 本の連立方程式になっている。したがって、各 j 面に対応して n 組の連立方程式を解けば容易に $C_{i \rightarrow j}$ を求めることができる。

放射分配係数 $C_{i \rightarrow j}$ の算出プロセスでは、まず各壁面における再放射率注 1 を求めておく。次に式(3-9)の両辺から i 面の放射熱量 R_i を除いて整理し、(式 4) とする。

$$C_{i \rightarrow j} - \sum_{k=1}^n C_{k \rightarrow j} F_{i \rightarrow k} \gamma_k = F_{i \rightarrow j} (1 - \gamma_j) \quad \dots\dots(式 4)$$

(式 4) の各項は $n \times n$ の正方行列となることが分かる。各項の行列を C 、 FR 、 $F(E-R)$ と表記すると、放射熱分配係数 C を (式 5) のように求めることができる。

$$C = (E - FR)^{-1} F(E - R) \quad \dots\dots(式 5)$$

但し、 R は再放射率 γ で作られた対角行列であり、 E は $n \times n$ の単位行列である。

$$R = \begin{bmatrix} \gamma_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \gamma_2 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & \gamma_n \end{bmatrix}, \quad E = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 1 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 1 \end{bmatrix}$$

6.2.3 等価温度の定義 [6-8] [6-9]

作用温度の定義式 $t_o = \frac{h_c t_a + h_r \bar{t}_r}{h_c + h_r}$ により，作用温度は実環境の空気温度，平均放射温度の値に依存する。空気温度が平均放射温度と等しい場合，即ち均一温熱環境の場合二つの環境に対して $t_o = t_a = \bar{t}_r$ となり，作用温度が一致すれば，顕熱放熱量が一致するという。しかしながら， t_a と \bar{t}_r の異なる環境 1 と環境 2 に対して， $\frac{h_{c,1} * t_{a,1} + h_{r,1} * \bar{t}_{r,1}}{h_{c,1} + h_{r,1}} = \frac{h_{c,2} * t_{a,2} + h_{r,2} * \bar{t}_{r,2}}{h_{c,2} + h_{r,2}}$ を満足すれば，二つの環境に対する t_o が一致しても顕熱放熱量が一致ではない。

等価温度とは実際の放熱量と同じ放熱量を均一温熱環境時の作用温度に換算したものである。ここで均一温熱環境とは，空気温度と平均放射温度が等しく，静穏気流，相対湿度 50%，上下温度分布のない温熱環境を意味する。裸体の場合，全身の等価温度は下式により計算する。

$$T_{eq} = T_{sk} - \frac{Q_{sk}}{h_s} \quad (2.11)$$

ここで，
 T_{eq} ：等価温度 [°C]
 T_{sk} ：皮膚表面温度 [°C]
 Q_{sk} ：皮膚表面顕熱放熱量 [W/m²]
 h_s ：均一温熱環境下における総合熱伝達率 [W/(m²・°C)]。

等価温度は人体からの顕熱放熱量が等しければ全身温冷感も等しいという前提に立っている。人体と環境との顕熱授受を直接評価するので，不均一な温熱環境における全身温冷感の評価に適すると考えられる。

6.3 熱回収装置によって人体へ及ぼす熱的影響の検討

本システムは発電ユニットで発電機能を持つ燃料電池を用いて発電を行うとともにその際

6.3.1 解析概要

液冷装置によるワークスペースの周りの熱伝達構造を対流成分と放射成分を分離して行う。そのために対流・放射連成シミュレーションを利用して発熱機器や液冷装置からの対流熱伝達量と放射熱伝達量を算出し、CRI(c)とCRI(r)の境界条件として与える。表5.4.4.(カ)・1~2に対流・放射連成シミュレーションから得た各熱源の対流や放射熱量を示す。機器の発熱条件は前報3)の測定データや解析の結果を用い、液冷装置の吸熱条件は冷水と同様な温度(21℃)と仮定した。

CRI(c)は、各熱源により上昇する一様拡散温度に対して各地点の温度変化率が分かる。CRI(r)は、各面の間形態係数と新たに算出した再放射率を用いて、発熱源から各表面に分配される放射の影響を確認できる。本解析では、CRI(c)の解析は発熱機器と液冷装置が含まれた場合を想定して、各熱源(発熱源と吸熱源)から人体周辺の温熱環境に及ぼす対流熱伝達の特徴を把握する。また、CRI(r)の解析は、液冷装置の有無に応じて発熱機器から人体までに到達する放射熱の変化を検討する。

表 6.1 CRI(c)の計算のための各熱源の対流熱量[W]

熱源		対流熱量	排気熱量
ノートパソコン		4.63W	37.95W
デスクトップパソコン		13.48W	69.33W
液冷熱回収 ユニット	ノート PC 用	-4.25W	—
	デスクトップ PC 用	-0.78W	-28.26W
パーティション 放射パネル	ノート PC 用	-18.47W	—
	デスクトップ PC 用	-8.57W	—
人体		30.21W	—

表 6.2 CRI(r)の計算のための各熱源の放射熱量[W]

熱源		放射熱量	放射率[-]
ノートパソコン		8.17W	1.0
デスクトップパソコン		20.58W	
液冷熱回収 ユニット	ノート PC 用	-3.97W	
	デスクトップ PC 用	0.02W	
パーティション 放射パネル	ノート PC 用	-19.81W	
	デスクトップ PC 用	-18.72W	
人体		断熱	

解析モデルは第 5 章の「5.3 数値解析による熱回収装置の予想性能検討」のことを基づいて対流や放射を分離して CRI を検討した。タスク領域の構成はノートパソコンやデスクトップパソコンがある状況を考えた。タスク領域の熱源としては、発熱機器（パソコン）と各発熱機器用の液冷熱回収ユニットとパーティション内部に設置した放射パネルを仮定して解析を行う。内部発熱により気流分布を考慮するため室内設定温度（約 26°C）の空気が 0.05m/s の低風速で投入するものとした。人体モデルの場合、作業時の位置を考慮して、机の前面に座位の形状を仮定し、対流と放射の影響を詳細に算出するために 11 個の部位に分けて計算を行った。表 6.3 に人体のモデルと各部位の表面積を示す。

CRI(c)と CRI(r)の計算は別途の解析のプロセスを通じて計算する。まず、CRI(c)の場合は、対象空間内の様々な熱源により形成される代表気流場を算出する必要がある。それぞれの熱源から放出された対流熱は、固定された代表気流場に沿って移動し、各地点における温度昇降にどの程度寄与するのかを比率的に算出する。

表 6.3 人体モデルの詳細

	部位	表面積(m ²)
	Face	0.03
	Neck	0.08
	Chest	0.17
	Back	0.17
	Shoulder	0.17
	Arm	0.11
	Hand	0.08
	Pelvis	0.12
	Thigh	0.24
	Leg	0.20
	Foot	0.06

6.3.2 熱回収装置による対流成分と放射成分の変化

代表気流場は、対流・放射連成シミュレーションによりワークスペース周りの全ての熱源が放熱している状況の室内気流分布の結果である。この結果から、発熱機器、液冷装置、人がいる対象空間における発熱や吸熱により形成される気流分布を確認することができ、対流熱の拡散経路になるため、代表気流場を固定して CRI(c)の計算に活用する。図 6.3 に代表気流場の計算結果を示す。気流分布は機器の排気口からの高温空気と人体や機器の表面発熱による上昇気流と液冷装置による低温空気の下降気流が生じる。そのうち主な気流場は排気口と人体発熱による上昇気流である。

図 6.4(a)と(b)に全ての熱源がある状態の CRI 分布を示す。液冷装置により熱処理の効果がある発熱機器の後ろと放射パネル付近は負の CRI 分布を、冷却されない発熱機器の上部と人体周りは正の CRI 分布となった。また、各熱源（発熱機器、液冷熱回収ユニット、放射パネ

ル) から放熱する対流の影響を確認するため、熱源を発熱機器、液冷熱回収ユニット、放射パネルと分けてそれぞれの CRI(c)分布を検討した。表 6.4 は各熱源から出た対流熱が人体付近に及ぼす熱的影響を検討した CRI(c)の結果である。液冷熱回収ユニットの場合は、ノートパソコン用のユニットは人の頭付近の温度降温に寄与するが、デスクトップパソコン用のユニットは人体周りの温度昇降に寄与しない。放射パネルの場合は、最も人体の上半身の広い部位へ影響を及ぼす。そのうち人の顔で降温効果が明確に表れる。ノートパソコンの-1.4 の CRI は 0.077°C 、デスクトップパソコンの-1.3 の CRI は 0.033°C の降温に寄与することが確認できた。

ワークスペースの周りの液冷システムによる、人体の表面に及ぼす放射の影響を把握するための CRI(r)の計算の場合、冷却の有無に応じて発熱機器のみ発熱する場合と全ての熱源(発熱機器、液冷熱回収ユニット、放射パネル)が同時に作用する場合を比較した。表 6.5 にノート PC に対して行った CRI(r)の計算結果を示す。放射熱量は分配係数と比例するので、 0.214W の熱量が胸に到達し、熱流束は胸の $1.259\text{W}/\text{m}^2$ 、顔の $0.969\text{W}/\text{m}^2$ の順で強い熱流束を持つことが確認できた。液冷装置を適用した場合、機器から放熱した総放射熱量 8.17W のうち人体まで到達した放射熱量は 0.3W から 0.12W に変化して 65%の伝達熱量が減少した。表 6.6 にデスクトップパソコンに対して行った CRI(r)の計算結果を示す。デスクトップパソコンの場合は、全体的に人体まで到達する放射分配係数が非常に低くなった。これは、人に向かう機器の表面が高温面より低温面が広く分布したことが要因である。放射熱量はノートパソコンの場合と同様に胸まで到達する熱量が 0.101W で最大値を示すが、熱流速は胸より顔が $0.657\text{W}/\text{m}^2$ で最も強い熱流速を示した。また、人体まで到達する総放射熱量を見れば、機器のみ発熱する場合は 0.213W の放射熱が到達したが、液冷装置ルを適用した場合は機器からの放射熱が人体に及ぼす影響は殆ど 0W になった。

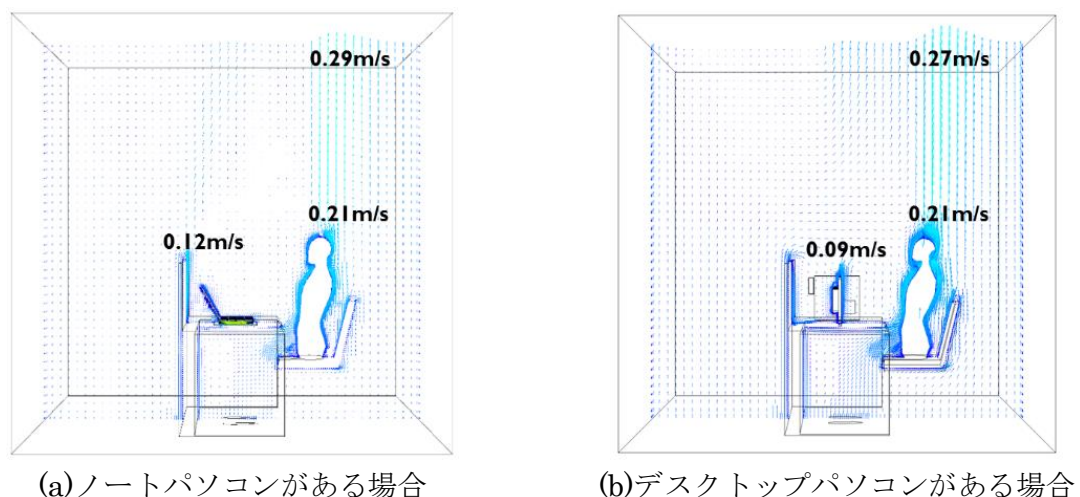
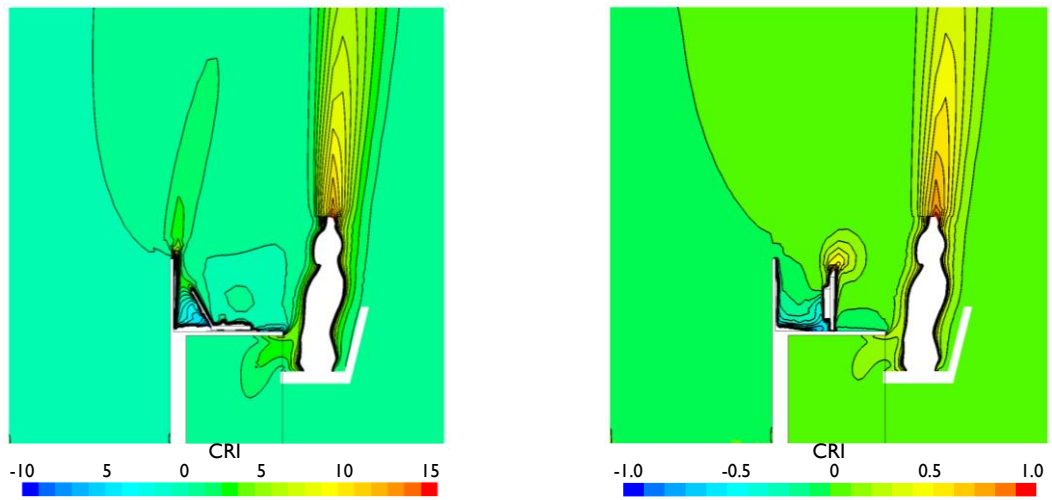


図 6.3 代表流れ場の分布



(a)ノートパソコンがある場合

(b)デスクトップパソコンがある場合

図 6.4 全ての熱源がある状態の CRI 分布

表 6.4 在室者の表面付近の CRI(c)計算結果

	ノートパソコンの場合			デスクトップパソコンの場合		
	発熱機器	液冷ユニット	放射パネル	発熱機器	液冷ユニット	放射パネル
Face	0.2	-0.2	-1.4	0.0	0.0	-1.3
Neck	0.0	-0.1	-0.4	0.0	0.0	-0.3
Chest	0.0	0.0	-0.2	0.0	0.0	-0.1
Back	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Shoulder	0.0	0.0	-0.2	0.0	0.0	-0.1
Arm	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Hand	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Pelvis	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Thigh	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Leg	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Foot	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

表 6.5 ノートパソコンに対する人体の表面における CRI(r)計算結果
(a)ノートパソコンのみ発熱する場合

	Face	Neck	Chest	Back	Shoulder	Arm	Hand	Pelvis	Thigh	Leg	Foot
再放射率[-]	0.983	0.998	0.980	1.000	0.992	0.998	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
放射分配係数[-]	0.0036	0.0015	0.0262	0.0000	0.0101	0.0015	0.0000	0.0000	0.0000	0.0001	0.0000
各表面における放射熱流速 [W/m ²]	0.969	0.148	1.259	0.002	0.486	0.114	0.001	0.000	0.000	0.005	0.002
各表面における放射熱量[W]	0.029	0.012	0.214	0.000	0.083	0.013	0.000	0.000	0.000	0.001	0.000

(b)ノートパソコンが発熱し、液冷熱回収ユニットと放射パネルが吸熱する場合

	Face	Neck	Chest	Back	Shoulder	Arm	Hand	Pelvis	Thigh	Leg	Foot
再放射率[-]	0.999	0.999	0.998	0.999	0.999	1.000	1.000	0.999	1.000	1.000	1.000
放射分配係数[-]	0.0007	0.0009	0.0058	0.0024	0.0032	0.0008	0.0000	0.0011	0.0002	0.0000	0.0000
各表面における放射熱流速 [W/m ²]	0.183	0.090	0.277	0.118	0.152	0.058	0.003	0.078	0.008	0.000	0.000
各表面における放射熱量[W]	0.005	0.007	0.047	0.020	0.026	0.006	0.000	0.009	0.002	0.000	0.000

表 6.6 デスクトップパソコンに対する人体の表面における CRI(r)計算結果
(a)デスクトップパソコンのみ発熱する場合

	Face	Neck	Chest	Back	Shoulder	Arm	Hand	Pelvis	Thigh	Leg	Foot
再放射率[-]	0.998	1.000	0.999	1.000	0.999	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
放射分配係数[-]	0.0010	0.0003	0.0049	0.0000	0.0027	0.0003	0.0001	0.0000	0.0000	0.0009	0.0001
各表面における放射熱流速 [W/m ²]	0.657	0.085	0.593	0.000	0.329	0.065	0.018	0.000	0.000	0.094	0.038
各表面における放射熱量[W]	0.020	0.007	0.101	0.000	0.056	0.007	0.001	0.000	0.000	0.019	0.002

(b) デスクトップパソコンが発熱し、液冷熱回収ユニットと放射パネルが吸熱する場合

	Face	Neck	Chest	Back	Shoulder	Arm	Hand	Pelvis	Thigh	Leg	Foot
再放射率[-]	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
放射分配係数[-]	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0001	0.0000
各表面における放射熱流速 [W/m ²]	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.003	0.000	0.000	0.008	0.000
各表面における放射熱量[W]	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.002	0.000

6.3.3 空調方式の変化による熱的影響の変化

前述した CRI(c)と CRI(r)の結果は、タスク空間内で機器発熱のみある際と機器発熱に対応する液冷熱回収装置がある際を比較した解析結果である。その結果によって人体の部位ごとに到達する対流成分と放射成分を定量的に評価することが可能であったが、空調方式の変化に伴う熱的影響を評価には不十分であった。したがって空調方式が変化した際の人体へ及ぼす熱的影響を把握するため、対流・放射連成シミュレーションを用いてその効果を分析した。

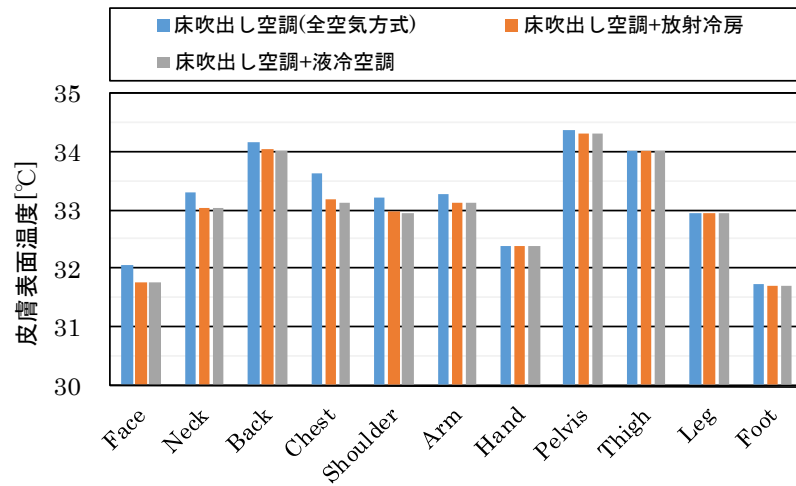
図 6.5 は、比較検討を行うため選定した空調方式の種類を示す。全空気方式は、天井吹き出し方式が一般的であるが、タスク領域での空気の流入条件を求めることが難しいため、チャンバー実験と同様な空調方式（置換換気）の下で機器発熱のみあった場合を全空気方式の一つで想定した（図 6.5(a)）。また、室内温熱環境の改善が可能な放射冷房も最近よく使われているため二つ目の比較ケースとして選定した（図 6.5(b)）。最後に床吹き出し空調と液冷熱回収装置（放射冷房と液冷熱回収装置）が含まれている液冷空調方式（図 6.5(c)）を選定して、三つのケースに対する比較検討を行った。



図 6.5 比較検討のための空調方式の選定

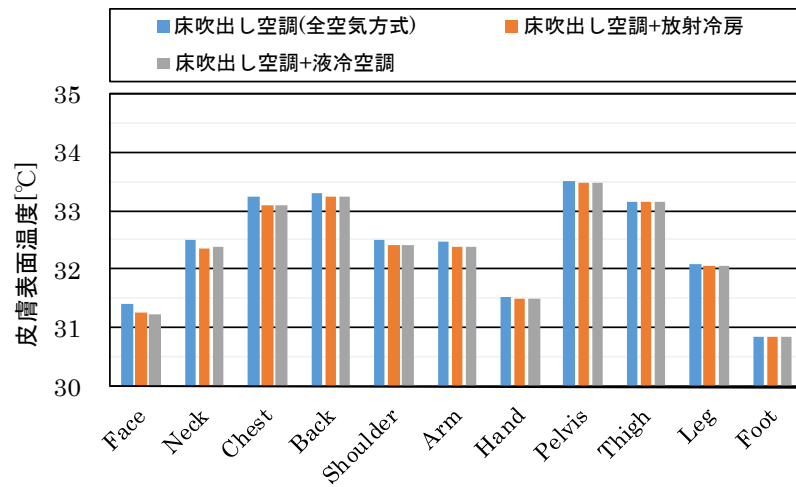
各空調方式の比較分析は、人体皮膚表面温度の変化を用いて放射と対流による複合的な熱的影響を確認し、デスクトップパソコンとノートパソコンがあるタスク空間を分けて分析を実施した。

図 6.6 に空調方式の変更に伴う人体皮膚表面温度の解析結果を示す。発熱機器の変化に関係なく、どちらの場合も上半身のみの熱的影響を受けることを確認することが分かる。一方、空調方式の変化に伴う変化は、全空気方式（置換換気）のほうが放射冷房と液冷空調より皮膚温度が高かったが（ノートパソコンの場合は最大 0.5°C 、デスクトップパソコンの場合は最大 0.2°C ）、放射冷房と液冷空調の差はほとんどない結果を示した。その結果は、全空気方式（置換換気）により機器から人体へ及ぼす影響を表せなかったことで、放射パネルによる皮膚温度の低下効果だけを確認できた。しかし、一般的な天井吹き出し方式の場合は、タスク空間内で上下左右に気流が形成されることがあり得るので、対流による追加的な冷却効果も期待できると判断される。



	Face	Neck	Back	Chest	Shoulder	Arm	Hand	Pelvis	Thigh	Leg	Foot
床吹き出し空調(全空気方式)	32.0	33.3	34.1	33.6	33.2	33.3	32.4	34.4	34.0	33.0	31.7
床吹き出し空調と放射冷房	31.8	33.0	34.0	33.2	33.0	33.1	32.4	34.3	34.0	32.9	31.7
床吹き出し空調と液冷空調	31.8	33.0	34.0	33.1	33.0	33.1	32.4	34.3	34.0	32.9	31.7

(a) ノートパソコンがある場合



	Face	Neck	Back	Chest	Shoulder	Arm	Hand	Pelvis	Thigh	Leg	Foot
床吹き出し空調(全空気方式)	31.4	32.5	33.2	33.3	32.5	32.5	31.5	33.5	33.2	32.1	30.9
床吹き出し空調と放射冷房	31.2	32.4	33.1	33.2	32.4	32.4	31.5	33.5	33.1	32.1	30.8
床吹き出し空調と液冷空調	31.2	32.4	33.1	33.2	32.4	32.4	31.5	33.5	33.1	32.1	30.8

(b) デスクトップパソコンがある場合

図 6.6 空調方式の変化による人体皮膚表面温度

6.4 サーマルマネキンを用いた人体の等価温度分布

液冷熱回収装置が人体に及ぼす熱的影響を把握するためにサーマルマネキンを用いた実験によりその熱的影響を検討する。なお、第5章に検討した熱回収装置の運用条件や通水温度に応じて変動する効果も検討する必要がある。しかし、実験から把握しにくい放射と対流の分離は対流・放射連成シミュレーションからもう一度確認する。

6.4.1 実験概要

今までのチャンバー実験と同じように空間内の発熱機器、放射パネル内蔵パーティション、液冷熱回収ユニットおよびサーマルマネキンからの放熱以外の熱的影響を排除するため、壁面に放射カーテン（暗幕）を設置したチャンバー実験を行った。図6.7にチャンバー実験の発熱機器、熱回収装置及びサーマルマネキンの姿勢などの状況を示す。

実験で使われたサーマルマネキンは皮膚表面発熱方式 16 部位分割女性形状のものを使用し、表面温度一定制御、放熱量一定制御、comfort 制御の三つの制御が可能であるが、測定では夏季の人体からの発熱量を 72W(頭熱のみ)の一定値で想定して放熱量一定制御 (47.9W/m²) を用いた。

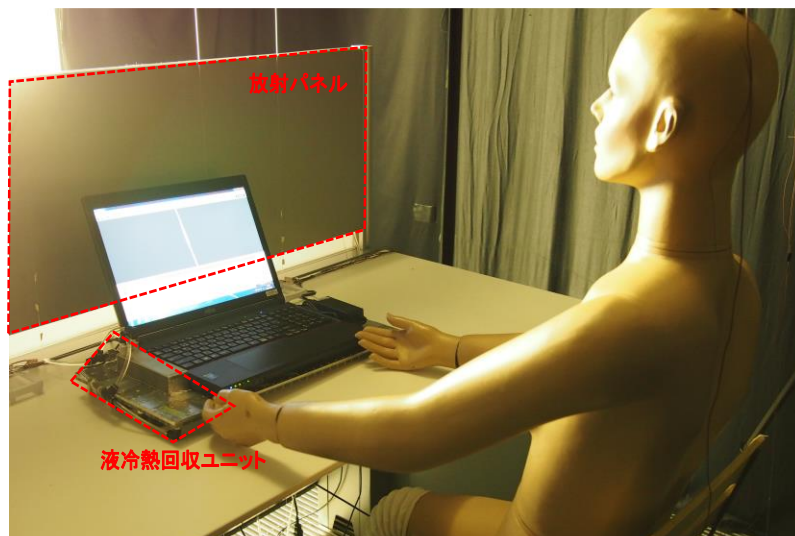


図 6.7 チャンバー実験状況

実験ケースごとに対応する液冷熱回収ユニットの通水温度や熱回収装置の運用状況を表 6.7 に示す。また、参考になる室内温度と冷水の往還温度も記載しておく。発熱機器の種類選定はこれまでの研究流れによってノートパソコンとデスクトップパソコン選定し、すべての熱源が止まっている状況を基準環境として選定した。また、液冷熱回収ユニットや放射パネルへの通水有無により 3 つの通水条件と各装置へ供給する冷水温度を 18.7℃の露点温度から 25.5℃の室内温度までの間、19℃、21℃、23℃で実験を行った。

表 6.7 実験ケース

Case	発熱機器	運用熱回収装置	通水条件	水温[°C] (往き/帰り)	室内温度[°C]
基準環境 ①	ノートパソコン 電源切り	なし	—	—	25.7
①-(A)	ノートパソコン	なし	—	—	25.9
①-(B)-(ア)		放射パネルのみ	19°C	19.3/19.9	25.4
①-(B)-(イ)			21°C	21.1/21.7	26.6
①-(B)-(ウ)			23°C	23.0/23.4	26.6
①-(C)-(ア)		液冷熱回収ユニット のみ	19°C	19.1/19.8	25.5
①-(C)-(イ)			21°C	20.9/22.3	25.3
①-(C)-(ウ)			23°C	23.0/24.3	25.6
①-(15D)-(ア)		併用	19°C	19.8/20.7	25.7
①-(D15)-(イ)			21°C	21.2/22.2	26.1
①-(D)-(ウ)			23°C	23.1/24.0	26.5
基準環境 ②	デスクトップパソコン 電源切り	なし	—	—	25.1
②-(A)	デスクトップパソコン	なし	—	—	26.3
②-(B)-(ア)		放射パネルのみ	19°C	19.1/19.9	26.5
②-(B)-(イ)			21°C	21.4/22.0	26.5
②-(B)-(ウ)			23°C	22.9/23.2	25.7
②-(C)-(ア)		液冷熱回収ユニット のみ	19°C	19.6/21.9	26.1
②-(C)-(イ)			21°C	21.4/23.4	26.1
②-(C)-(ウ)			23°C	23.1/24.8	25.7
②-(D)-(ア)		併用	19°C	19.5/21.0	26.1
②-(D)-(イ)			21°C	21.4/22.7	26.3
②-(D)-(ウ)			23°C	23.0/24.3	26.2

6.4.2 人体部位ごとの等価温度の算出

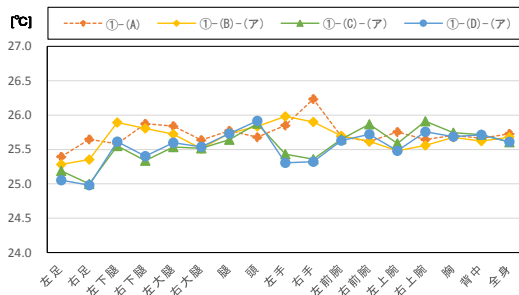
基準環境で測定した人体皮膚表面での総合熱伝達率は表 6.8 によるようになった。基準環境の実験を含めてすべての実験はサーマルマネキンや各装置からの放熱量が実験室内環境下で十分に安定化された後、データ収集を行った。収集間隔は1分であり、およそ2時間連続実験を実施した。

総合熱伝達率の測定結果、各部位の総合熱伝達率はノートパソコンの場合が 6.3～9.5W/m²K、デスクトップパソコンの場合が 5.8～12.3W/m²K の値を現れた。両ケースともに頭部が最も低く、手部や足部で高い結果を見せた。

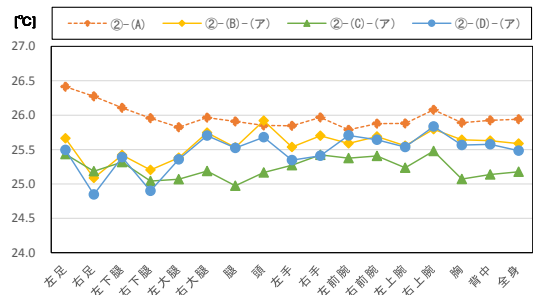
表 6.8 基準環境での総合熱伝達率の測定結果[W/m²K]

	左足	右足	左下腿	右下腿	左大腿	右大腿	腿	頭
基準環境 ① (ノートパソコン)	9.3	8.7	8.4	8.4	8.4	8.0	7.6	6.3
基準環境 ① (デスクトップパソコン)	12.3	10.1	8.2	7.8	7.8	7.9	7.3	5.8
	左手	右手	左前腕	右前腕	左上腕	右上腕	胸	背中
基準環境 ② (ノートパソコン)	8.8	9.0	9.5	9.2	8.9	8.5	7.5	7.5
基準環境 ① (デスクトップパソコン)	9.5	10.9	8.7	8.8	8.3	8.2	6.9	7.1

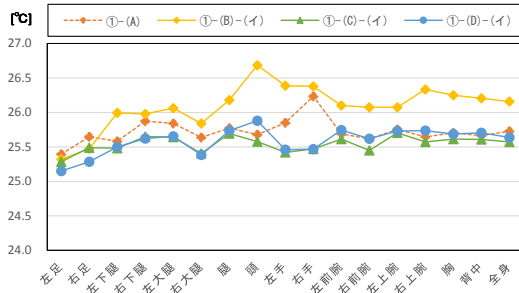
図 6.8 にノートパソコンの場合の等価温度の分布を示す。等価温度の結果から通水温度変化や機器運用方式による特徴を見ると、液冷熱回収ユニットのみ稼働するケースと、すべての装置を稼働している場合は、通水温度の 19°C の際、最良の冷却効果を示したが、通水温度の 21°C と 23°C の場合は、むしろ液冷熱回収ユニットのみを使用する時の等価温度が低く評価された。全装置の併用時の等価温度パターンを見ると、通水温度 19°C の場合は液冷熱回収ユニットのパターンを、23°C の場合は、放射パネルの冷却パターンと類似することである。したがって、通水温度の 23°C で各装置を併用する場合、液冷熱回収ユニットの効果が人体に及ぼす影響が減少したことが判断される。



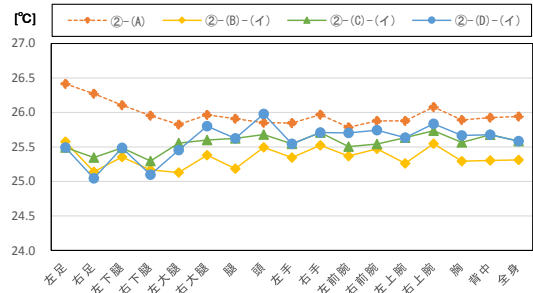
(a)通水温度 19°C の場合



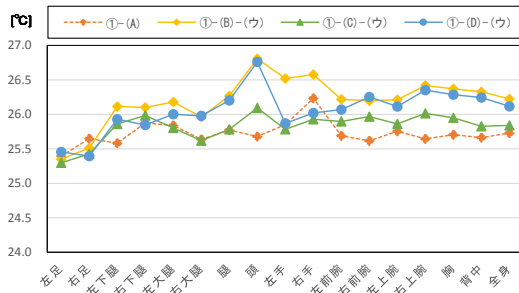
(a)通水温度 19°C の場合



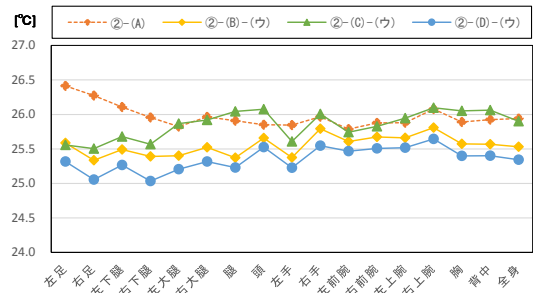
(b)通水温度 21°C の場合



(b)通水温度 21°C の場合



(c)通水温度 23°C の場合



(c)通水温度 23°C の場合

図 6.8 液冷熱回収装置の組合せによる等価温度の変化 (ノートパソコン用、基準室温 25.5°C)

図 6.9 液冷熱回収装置の組合せによる等価温度の変化 (デスクトップパソコン用、基準室温 25.5°C)

図 6.9 にはデスクトップパソコンの場合の等価温度の分布を示す。全てケースは、各装置の運用条件と通水温度に関係なく、各部位別の等価温度の変化が似たパターンを示す。特に、各装置の運用条件に伴う冷却効果が現れず、発熱機器のみ動作するときの等価温度パターンと似ている。これらの結果は、液晶ディスプレイと本体によって放射パネルと人体との熱交換が少なく、液冷熱回収ユニットが発熱機器の背面に設置されるため人体に及ぼす影響が小さいことが原因と判断される。

6.4.3 数値解析による人体表面での熱抵抗変化

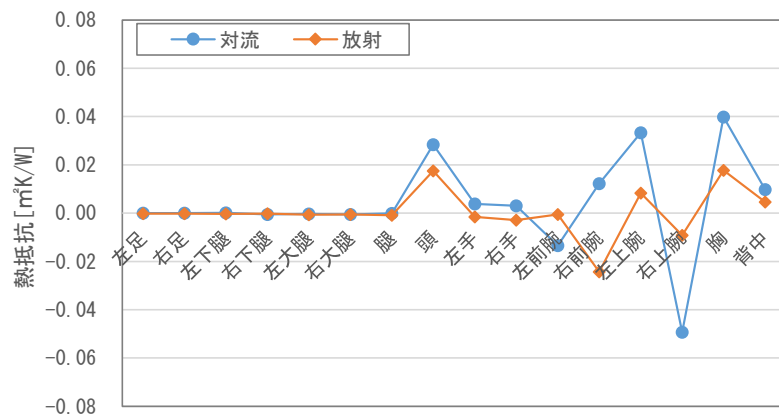
等価温度算出結果により、液冷熱回収装置の運用と通水温度変化による各部位への影響を把握することが可能であるが、放射および対流環境の変化による詳細な把握は難しいため、対流・放射連成シミュレーションを用いて分析を行った。

解析方法は、機器放熱性状や熱回収装置の効果に用いた対流・放射連成シミュレーションモデルを用いて行った。また、本報での測定結果をもとにして、各装置の放熱量と表面温度を設定し、人体からの発熱量を均一発熱の条件で入力した。

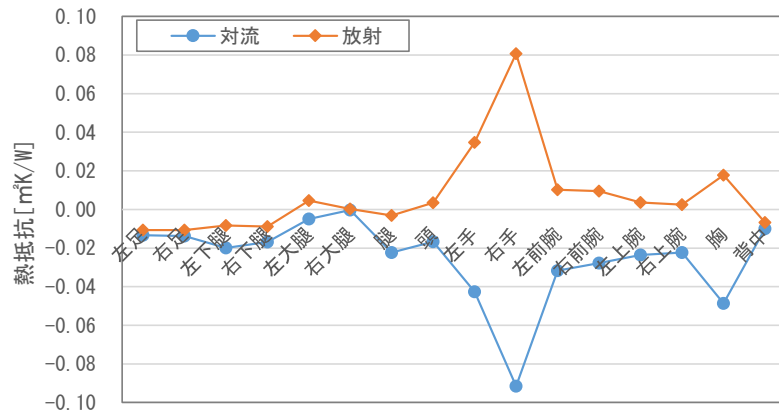
まず、実験と解析との総合熱伝達率は比較することでシミュレーションを検証した。顔部と手部の値が一致したかったが、全般的なパターンを似ている傾向を持って行ったシミュレーションから得た結果を有効利用できるかと判断した。数値解析から得られた人体表面において熱抵抗の変化を図 6.10 に示す。ノートパソコンの場合、下半身の熱抵抗変化は全くなく、上半身の頭部、腕部、胸部で放射の $-0.02\sim 0.02\text{m}^2\text{K/W}$ と対流の $-0.05\sim 0.04\text{m}^2\text{K/W}$ の変化を見られた (図 6.10 の(a))。また、腕部の左右によって大きい差があり、その原因としては、機器の排気ファンと液冷熱回収ユニットの位置 (機器の左側) が影響したと考えられる。

またデスクトップパソコンの場合、明らかな熱抵抗変化の特性を示している (図 6.10 の(b))。ノートパソコンの場合とは異なり、全身の抵抗値が変わり、手部と胸部の変化が大きい。右手では $-0.09\text{m}^2\text{K/W}$ (対流) と $0.08\text{m}^2\text{K/W}$ (放射) の熱抵抗の増減が示した。これは、放射パネルや液冷熱回収ユニットとの近い距離によって生じた結果と考えられる。

また、皮膚表面の総合熱抵抗は、ノートパソコンの場合 $0.07\text{m}^2\text{K/W}$ の熱抵抗が増加し、デスクトップパソコンの場合 $0.29\text{m}^2\text{K/W}$ が減少した。



(a) ノートパソコンの場合



(b) デスクトップパソコン

図 6.10 皮膚表面での熱抵抗変化

6.5 大型発熱機器のための熱回収装置の検討

6.4節とは異なり、本節では不均一に発熱する複合機等の大型発熱機器のための熱回収装置が屋内に及ぼす影響を検討する。複合機や自販機などの大型発熱機器の場合は、人が断続的に利用するため、人体への影響は大きくないと判断した。それで、熱回収装置の表面や開口部から出る熱を把握することを目的にする。

①解析概要

本解析は、第5章の不均一発熱機器用の熱回収装置の性能検討実験に基づいて、実験から得られた熱回収装置の吸熱量を除いた残りの熱が室内に放散する方法を検証する解析である。したがって、機器発熱や熱回収の吸熱量は実験（冷水温度 21℃、機器発熱 300W）結果と同様とする。また、部屋の境界条件はチャンバーと想定して床全面吹き出しと壁面の放射率を 1.0 で設定した。

作成した解析モデルの形状を図 6.11（自然対流型）と図 6.12（強制対流型）に示す。このモデルで機器放熱量は 300W（表面発熱 225W、空気排熱量 75W）であり、熱回収量は熱交換器への入口温度と風量によって実験値と一致するように設定した。発熱機器の排気風量は簡易実験から得たファン風速とファン面積から算出した $0.007\text{m}^3/\text{s}$ の値を使った。強制対流型にあるファンの風量の場合、キャプチャーフード風量計から測った風量の $0.063\text{m}^3/\text{s}$ を固定風量で入力した。また、熱回収装置の表面（フード表面）から室内への放熱も考慮しなければならないので、1mm 暑さの布の熱伝導率 ($0.0075\text{W}/\text{mK}$) を想定した。

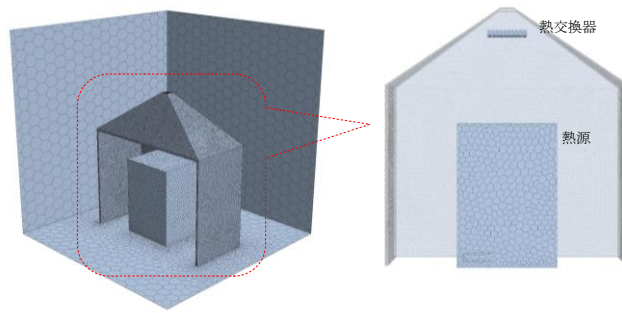


図 6.11 自然対流型の解析モデル

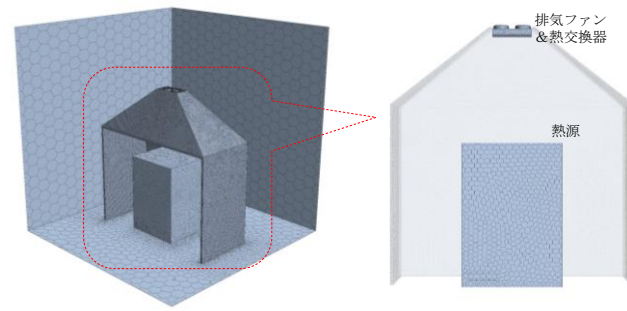


図 6.12 自然対流型の解析モデル

②解析結果

図 6.13 に自然対流型と強制対流型の気流分布を示す。気流分布により対流熱が移動するので、その経路がわかる。自然対流型は機器の表面熱上昇流と排気ファンからの気流がフードを回って前面の開口部に抜けてしまうが、強制対流型は上部のファンによって前面の開口部に気流変動はほぼなかった。主気流は赤い線で表示されている。これらの気流場によって対流成分の影響度を予想することができる。

また、図 6.14 と図 6.15 に自然対流型と強制対流型の温熱分布を示す。両方を比較してみると、自然対流型の方が高い温度領域を形成して、フードの外側にも高い温度領域を形成することがわかる。なお、フードの前にある開口部を通じた熱拡散が非常に強いことも確認できる。

熱回収装置の熱交換機が処理した熱量を除いた残りの熱は室内側へ拡散される。熱拡散はフードの表面と開口部から拡散させ、その熱量を算出した結果、自然対流型の場合がフード表面から 42.4W と開口部から 237.3W の熱が、強制対流型の場合がフード表面から 34.1W と開口部から 120.3W の熱が室内側に放出する結果を確認できた。しかし、温度分布の結果からわかるように室内吸込み口がある天井向き主気流をもつ強制対流型の方が均一な温度分布を示した。

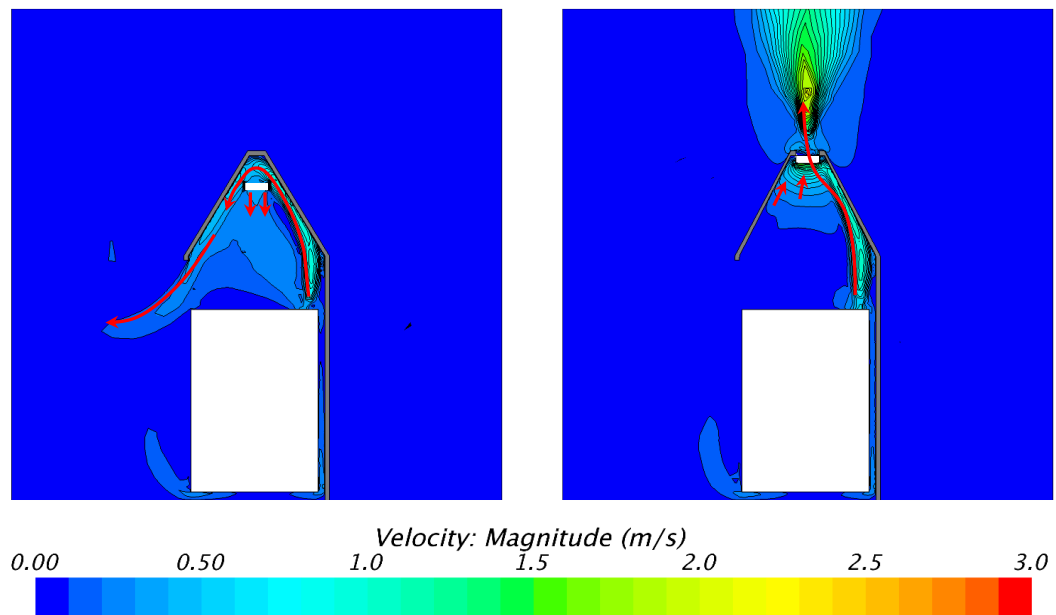


図 6.13 自然対流型と強制対流型の気流分布

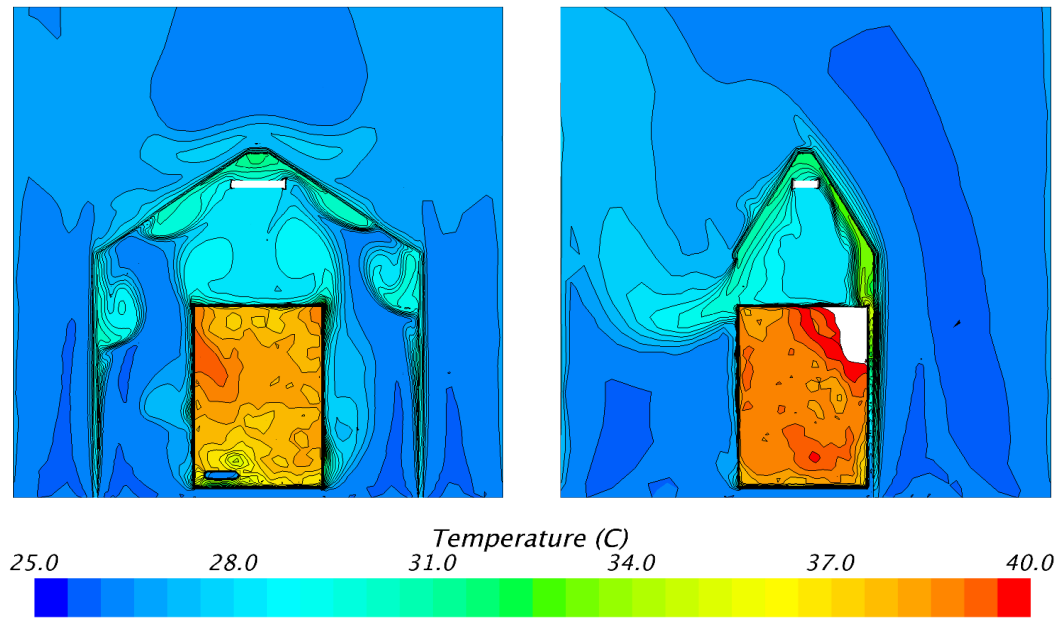


図 6.14 自然対流型の解析結果

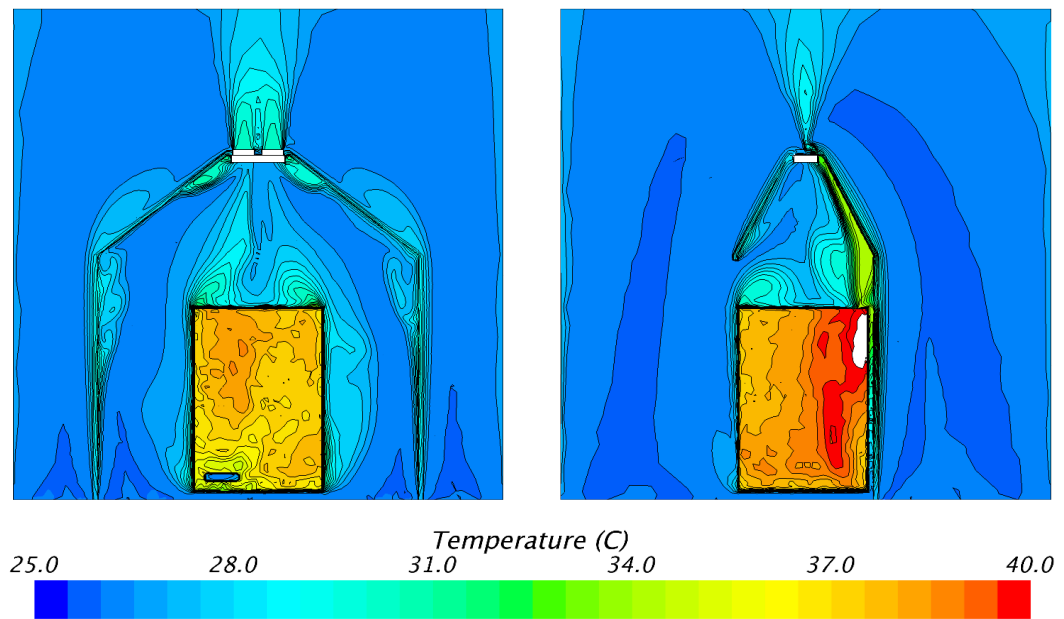


図 6.15 強制対流型の解析結果

6.6 まとめ

本章では、熱回収機器が執務域において人体や室内空間へ及ぼす熱的影響を調べた。まず、CRI(c)とCRI(r)を用いて予想される熱的影響を人の各部位ごとで把握した。また、サーマルマネキンを用いたチャンバー実験から各部位の温熱変化を把握し、対応する数値解析を行って放射と対流の熱抵抗の変化も詳細に検討した。

また、空調システムの変化による人体への熱的影響を把握するため、全空気方式（置換換気）、放射冷房、液冷空調の三つのケースを比較した。比較分析は人体皮膚表面温度の変化により検討して、放射によって冷却効果は上半身の皮膚温度が約1%下がった。しかし、対流による効果は置換換気の影響ではばれない結果を示した。

大型の発熱機器としては、第5章で行った実験に基づいて数値解析を行い、熱回収装置が処理できなかった熱が室内へ拡散される放熱特性を把握した。熱回収装置による影響は強制対流型の方が有利な結果を示して、室内気流場に影響を与えず自然対流型より均一な温熱環境の形成が可能である。

6.7 本章の参考文献

- [6-1] 村上周三、CFDによる建築・都市の環境設計工学、東京大学出版会、2009
 - [6-2] 加藤信介、小林光、村上周三：不完全混合室内における換気効率・温熱環境形成効率評価指標に関する研究(その2)、CFDに基づく局所領域の温熱環境形成寄与率評価指標の開発、空気調和・衛生工学会論文集、No.69, pp39-47, 1998.4
 - [6-3] 加藤信介、数値流体力学 CFD の室内環境への応用(1)CFDによる室内環境解析の概観、空気調和・衛生工学、第71巻、第6号、pp59-68, 1997.6
 - [6-4] 孔鉄男、村上周三、加藤信介：劇場内の温熱空気環境に関する研究(その1)：3次元CFDによる冬・夏期の温熱環境解析、日本建築学会大会学術講演梗概集、1997、D-2、環境工学II、907-908
 - [6-5] 孔鉄男、加藤信介、村上周三：劇場内の温熱空気環境に関する研究(その6)：大空間のゾーン制御のための空気温度分布の形成寄与率解析、日本建築学会大会学術講演梗概集、1998、D-2、環境工学II、1101-1102
 - [6-6] 小林光、村上周三、加藤信介：室内温熱環境形成寄与率に関する研究その5、放射熱伝達による熱の分配量を評価する放射分配係数の提案、空調調和衛生工学会学術講演梗概集、(1994.10)、pp145-148
 - [6-7] 笹本太郎、加藤信介、村上周三、小林光、大森敏明：室内温熱環境制御に用いる放射熱分配係数CRI(R)の開発、日本建築学会環境系論文集、No.590, (2005.4)、pp23-27
 - [6-8] 田辺新一、長谷部ヤエ、皮膚温度可変型サーマルマネキンによる室内環境評価法に関する研究、日本建築学会計画系論文報告集(448)、1-8, 1993-06-30
 - [6-9] ISO 14505-2: Ergonomics of the thermal environment – Evaluation of thermal environments in vehicles, Part2 Determination of equivalent temperature, 2006.
- 12

第 7 章
結論

7.1 本研究の総括

「業務用ビルにおける内部発熱のダイレクト処理を目指す液冷空調システムの開発に関する研究」という、業務用ビルにおいて建物の省エネと温熱快適性を同時に満足できるシステムの開発を目指す。業務空間内にある様々な内部負荷の熱源の近傍でその熱を処理するため冷水通水装置を用いて直接に回収して室内への熱拡散を抑制し、回収熱も有効利用することで「省エネルギー」と「熱的快適性」が向上可能な空調システムである。

本研究は、その全体システムの開発研究の一環であり、比較的高い冷却水温度でも均一な室内温熱環境づくりができるかを検討した研究である。そのため、機器発熱機器の放熱性状を詳しく計り、放熱性状に対応する熱回収装置を試作した。本論文には、業務用ビルのタスク空間における機器単体の放熱性状の確認から始まり、プロトタイプの熱回収装置の性能検証や人体に及ぼす熱的影響まで検討した結果をもとめたものである。

7.2 今後の課題

本研究で熱回収装置の性能及び熱的影響について検討を行った結果に基づき、内部発熱機器および人体からの放熱されたすべての熱を回収することは大変困難であり、その残り熱の熱輸送の方法も考慮する必要がある。そのため、残り熱を処理するアクティブチルドビームも液冷空調システムに含まれている。しかし、本研究の範囲であるタスク領域にはアクティブチルドビームには考慮されてなかったため、今後アクティブチルドビームなどすべての熱回収装置を考慮した業務用空間（1フロアまたは1部屋）の温熱環境に関する検討も行う必要があると考えられる。

また、液冷空調システムによって冷却水温度を高めにした結果、建物の省エネ効果も大きく向上できると思われ、その省エネ効果も建物エネルギー解析を用いて把握する必要がある。

Appendix

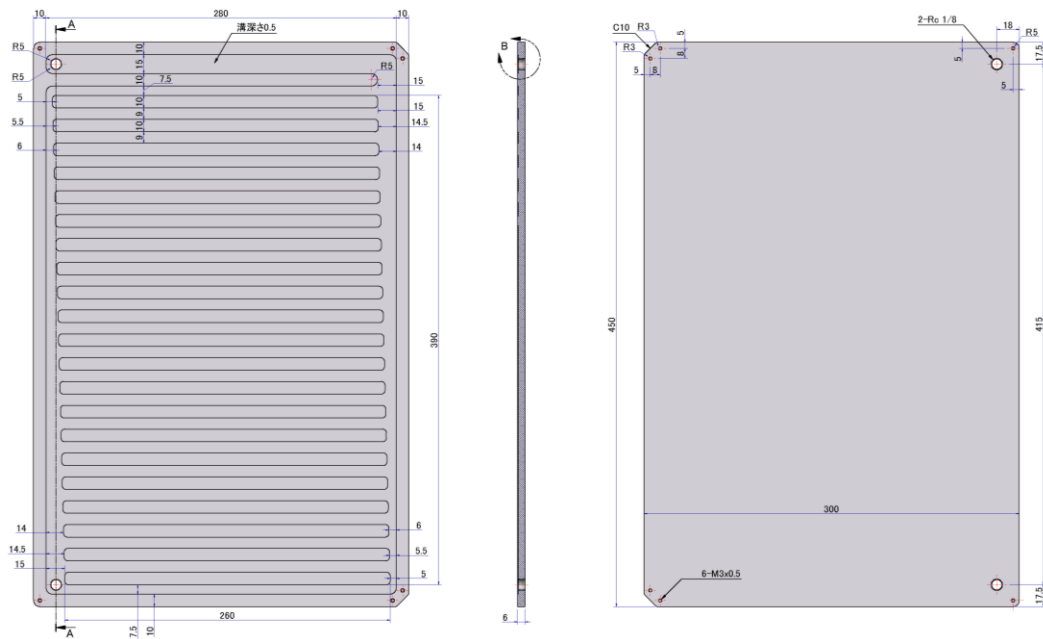


図 1 ノートパソコン用冷却プレート

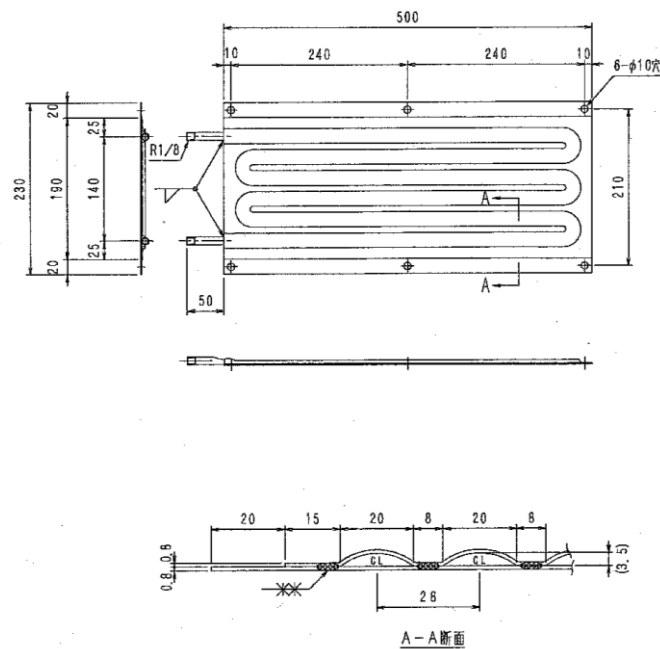


図 2 パーティション内蔵放射パネル

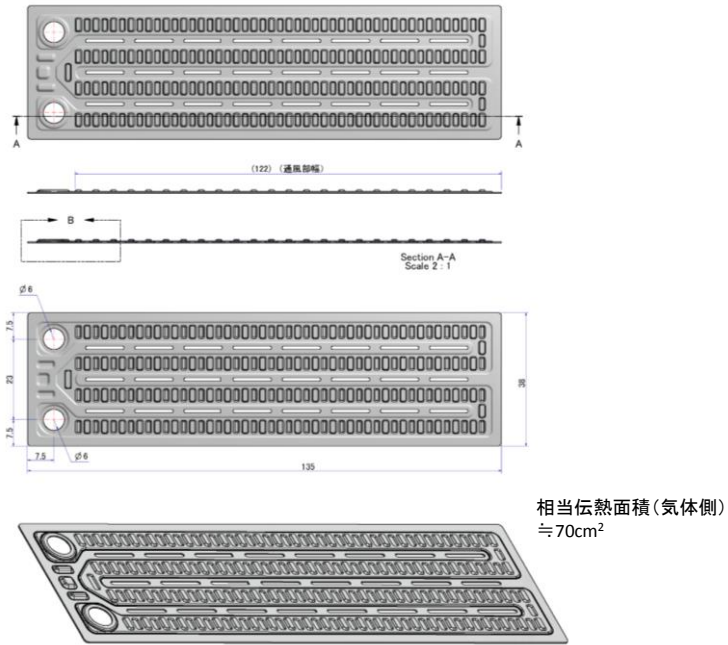


図3 ドロンカップ熱交換プレート (1枚)

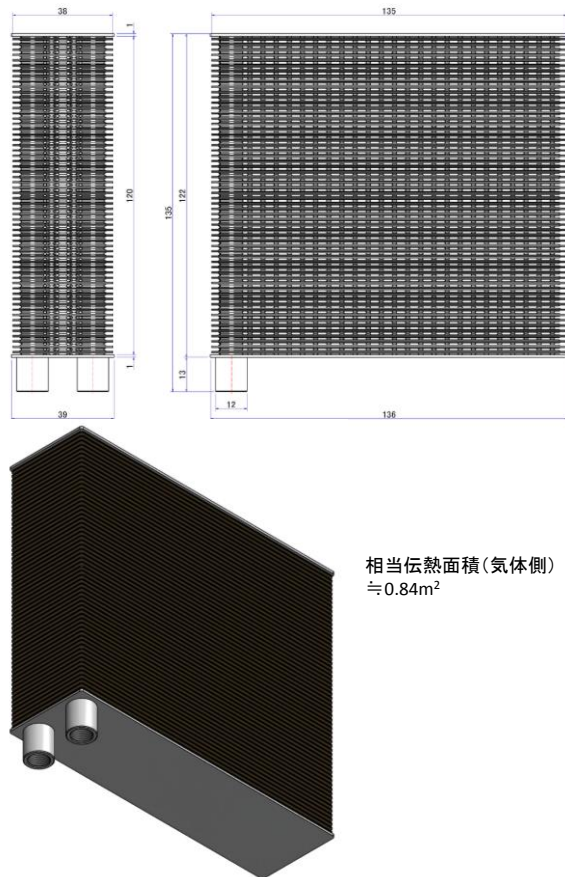


図4 デスクトップパソコン用ドロンカップ熱交換ユニット

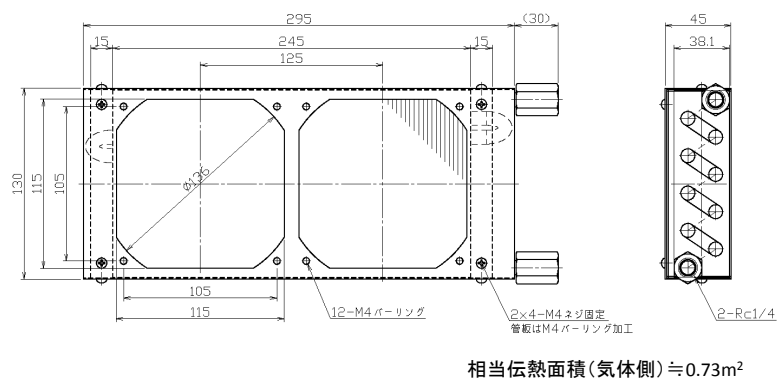


図5 複合機用の熱交換装置にあるフィンチューブ熱交換器