

三重大学大学院工学研究科

システム工学専攻博士論文

大型小売店舗における空調の
省エネルギー化に関する研究

平成 29 年 3 月

宮岡 洋一

目次

第 1 章 緒論	1
1.1 エネルギー消費の動向	4
1.1.1 我が国のエネルギー消費の動向	4
1.1.2 業務部門のエネルギー消費の動向	5
1.1.3 空調エネルギー消費の実態と課題	7
1.2 空調機器の動向	9
1.2.1 空調方式と空調機器	9
1.2.2 ビルの空調方式の割合	12
1.2.3 業務用エアコンの出荷台数	13
1.3 業務用エアコンの省エネルギー化に関する従来の研究	14
1.4 大型小売店舗における空調の省エネルギー化に関する取組み	17
1.5 本研究の目的と概要	18
第 2 章 業務用エアコンの試験設備と空調能力の算出方法	20
2.1 業務用エアコンの試験設備の必要性	20
2.2 業務用エアコンの試験設備の概要	22
2.3 空調能力の算出方法	30
2.4 試験方法	34
2.4.1 定格性能試験	34
2.4.2 部分負荷性能試験	34
2.5 供試機の例	36
2.6 空調機の試験結果例	39
第 3 章 大型小売店舗のエネルギー消費量の実測方法	44
3.1 空調負荷実測の必要性	44
3.2 空調負荷実測対象	45
3.3 空調負荷実測方法	47
3.4 空調負荷の実測例	51
第 4 章 空調エネルギー消費量に及ぼす空調設定温度変更の影響	52
4.1 緒言	52
4.2 空調負荷実測対象	53
4.3 空調負荷測定方法	55
4.4 空調負荷の測定結果および考察	56
4.4.1 外気温度および建物内の温度変化	56
4.4.2 建物空調負荷の特性	56
4.4.3 建物空調負荷の外気温度による変化	59
4.5 室内温度設定の変更による省エネルギー効果	63
4.5.1 店舗 A における実測結果	63

4.5.2	空調負荷とエアコンの COP 特性	65
4.5.3	冷房期間における結果	68
4.5.4	暖房期間における結果	72
4.6	結言	75
4.7	省エネルギー推進のための提言	75
第5章	空調エネルギー消費量に及ぼす空調室外機への水噴霧の影響	77
5.1	緒言	77
5.2	試験機器	78
5.2.1	試験機器の仕様	78
5.2.2	試験機器の外観	78
5.3	試験条件	81
5.4	性能試験結果	84
5.5	空調室外機への水噴霧による空調機の性能向上効果	88
5.5.1	パッケージエアコン (Ap) に対する水噴霧効果	88
5.5.1	同じ製造会社のタイプが異なる機種(ビル用マルチエアコン A1,A2)の比較	91
5.5.2	同じタイプ (標準機) で製造会社が異なる機種(A2,C2)の比較	91
5.5.3	水噴霧装置の供給水温の影響	94
5.5.4	湿球温度の影響	94
5.6	実測負荷に適用した場合の水噴霧による省エネルギー効果	98
5.6.1	消費電力の計算方法	98
5.6.2	ピーク電力の削減効果	102
5.6.3	夏季期間における電力の削減効果	102
5.7	空調室外機への水噴霧に対する課題	104
5.8	結言	104
5.9	省エネルギー推進のための提言	105
第6章	省エネルギー型照明器具の室内方向への放熱量	106
6.1	緒言	106
6.2	照明器具の室内方向への放熱量の測定	108
6.2.1	ダウンライト型照明の室内方向への放熱量測定	108
6.2.2	スクエア型照明の室内方向への放熱量測定	118
6.2.3	直管形照明の室内方向への放熱量測定	124
6.3	放射束の計測方法	130
6.4	実験結果のまとめ	131
6.4.1	室内側放熱特性	131
6.4.2	分光特性	133
6.4.3	室内側放熱特性と放射束の関係	133
6.5	結言	135
6.6	省エネルギー推進のための提言	135

第7章 空調負荷に及ぼす省エネルギー型照明の影響	136
7.1 緒言	136
7.2 照明負荷の計算方法	136
7.2.1 現在の照明負荷の計算方法	136
7.2.2 シミュレーションソフト BEST	137
7.3 計算条件	140
7.4 計算結果	140
7.4.1 空調負荷の計算結果	140
7.4.2 計算結果の実測値との比較	140
7.4.1 期間空調負荷の計算結果	144
7.5 結言	146
第8章 空調エネルギー消費量に及ぼす省エネルギー型照明の影響	147
8.1 緒言	147
8.2 空調エネルギー消費量の計算方法	147
8.3 計算条件	148
8.4 計算結果	152
8.4.1 冷房期間の結果	152
8.4.2 暖房期間の結果	156
8.4.3 通年消費電力の比較	159
8.5 結言	160
8.6 省エネルギー推進のための提言	160
第9章 空調エネルギー消費量に及ぼすエアコンの COP 特性の影響	161
9.1 緒言	161
9.2 計算条件	161
9.3 計算結果	165
9.3.1 冷房期間の結果	165
9.3.2 暖房期間の結果	171
9.3.3 通年消費電力量の比較	173
9.4 結言	175
9.5 省エネルギー推進のための提言	175
第10章 空調エネルギー消費量に及ぼす所在地の影響	176
10.1 緒言	176
10.2 空調負荷の計算条件	176
10.3 空調負荷の計算結果	177
10.3.1 冷房負荷の計算結果	177
10.3.2 暖房負荷の計算結果	180
10.3.3 通年空調負荷	183
10.4 空調エネルギー消費量の計算条件	186

10.5 空調エネルギー消費量の計算結果	186
10.5.1 冷房期間の結果	186
10.5.2 暖房期間の結果	191
10.5.3 通年消費電力量の比較	195
10.6 結言	197
10.7 省エネルギー推進のための提言	197
第11章 結論	198
参考文献	202
謝辞	210
後記	211

第1章 緒論

我が国の最終エネルギー消費の総量と GDP の推移¹⁾ (図 1.1) を見れば, 1980 年から 2000 年にかけて増加傾向が継続していたが, 2008 年に発生した世界金融危機以降は, 景気の減速と省エネルギーの進展によって, 減少傾向となっている. 部門別に見てみると, そのうち企業・事業所等が約 60%を占めている¹⁾ (図 1.2). 産業用部門と業務用部門に分けると, 前者のエネルギー消費指数は 1973 年から横ばいであったが 2008 年以降は減少傾向にある¹⁾ (図 1.3). これに対して, 後者は 2004 年まで急激な増加傾向を示した以降は減少傾向に転じているものの, 1973 年と比較した 2014 年の値は 236.4 と依然として高いレベルにある¹⁾ (図 1.4).

一方, 業務用ビルのエネルギー消費の 30~50%が空調関連であることから²⁾, 省エネルギーを推進するためには, 業務用エアコンの高効率化が鍵となる.

本章では, まず, 本研究の背景として, 1.1 エネルギー消費の動向, 1.2 空調機器の動向, 1.3 業務用エアコンの省エネルギー化に関する従来の研究について述べる. 次に, 1.4 大型小売店舗における空調の省エネルギー化の取組みについて述べ, 最後に 1.5 本研究の目的と概要について述べる.

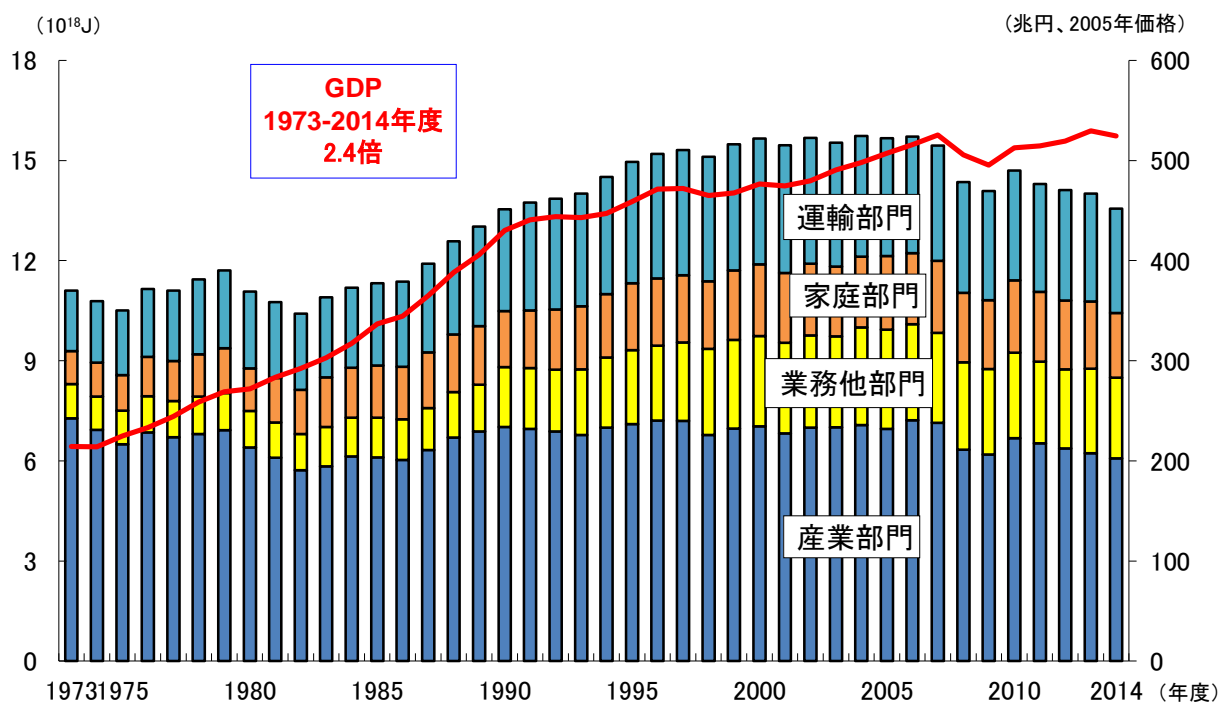


図 1.1 最終エネルギー消費と実質 GDP の推移

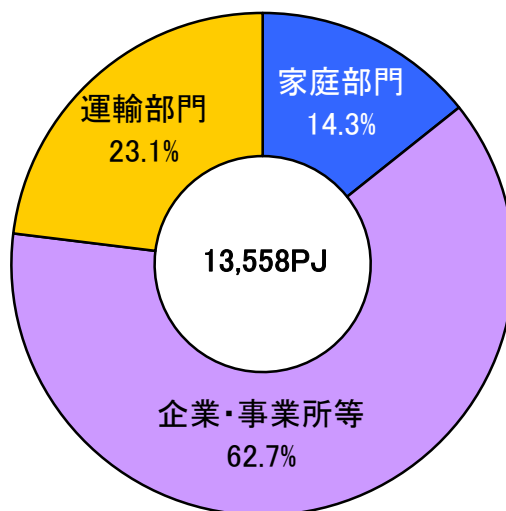


図 1.2 最終エネルギー消費の構成比 (2014 年度)

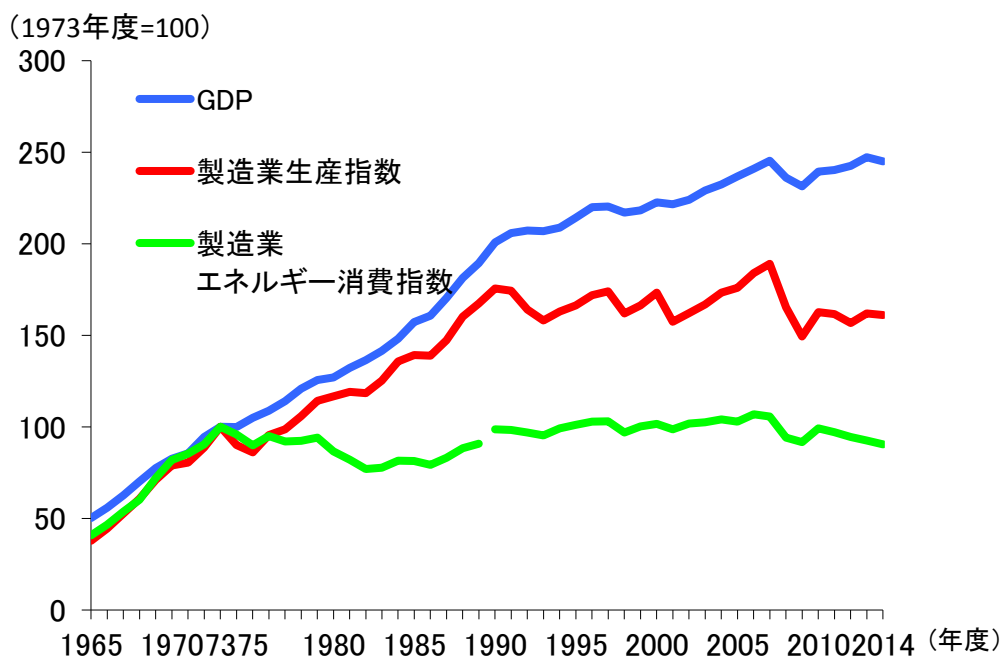


図 1.3 産業部門のエネルギー消費推移

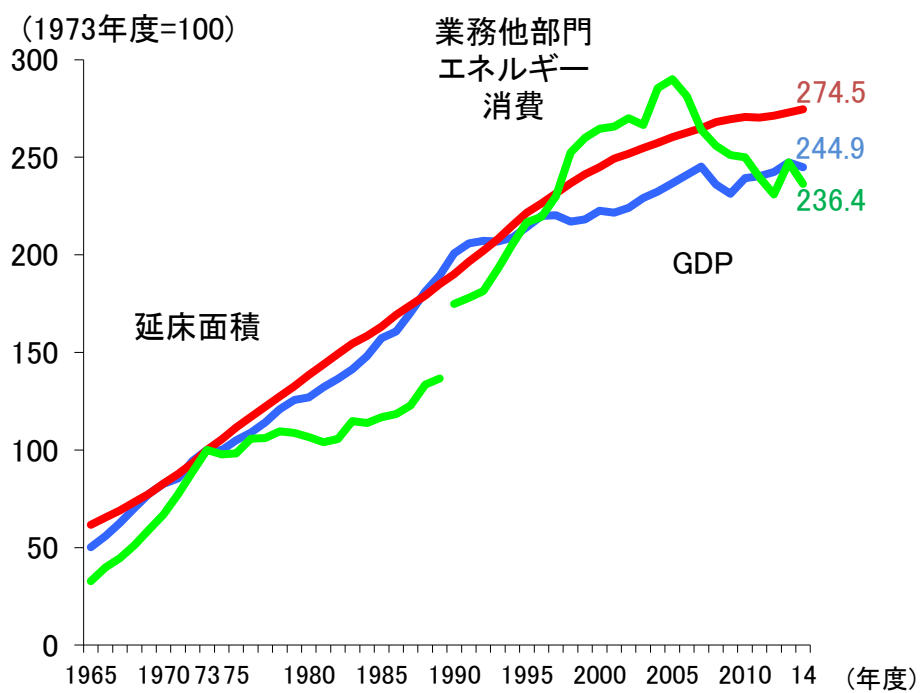


図 1.4 業務部門のエネルギー消費推移

1.1 エネルギー消費の動向

我が国のエネルギー消費の動向について、経済産業省資源エネルギー庁発行の「平成27年度エネルギーに関する年次報告書（エネルギー白書2016）」¹⁾に基づき、以下に述べる。

1.1.1 我が国のエネルギー消費の動向

図1.1を見ると、1970年代までの高度経済成長期に、我が国のエネルギー消費は国内総生産（GDP）よりも高い伸び率で増加した。しかし、1970年代の二度の石油ショックを契機に、製造業を中心に省エネルギー化が進むとともに、省エネルギー型製品の開発も盛んになった。

1990年代は原油価格が比較的低下水準で推移したため、家庭部門や業務部門を中心にエネルギー消費は増加した。2000年代半ば以降は再び原油価格が上昇したこともあり、2004年度をピークにエネルギー消費は減少傾向にある。

2011年に東日本大震災が発生し、東北地方に所在する多くの発電施設が被災したことから、関東地区では一時、計画停電が実施された。また、この時に被災した福島第一原子力発電所の影響で、全国の原子力発電所が停止し、以降、再稼働できない状況となったため、全国で節電に取り組む活動が盛んになり、その結果、エネルギー消費は更に減少が進んだ。

2014年度は実質GDPが2013年度より1.0%減少したことも加わり、最終エネルギー消費は同3.2%減少した。

部門別にエネルギー消費の動向を見ると、1973年度から2014年度までの伸びは、企業・事業所他部門が1.0倍（産業部門10.8倍、業務他部門2.4倍）、家庭部門が2.0倍、運輸部門が1.7倍となった。企業・事業所他部門では石油ショック以降、製造業を中心に経済成長する中でも省エネルギー化が進んだことから微増で推移した。

一方、家庭部門・運輸部門ではエネルギー機器や自動車などの普及が進んだことから、大きく増加した。その結果、企業・事業所他、家庭、運輸の各部門のシェアは石油ショック当時の1973年度の74.7%、8.9%、16.4%から、2014年度には62.7%、14.3%、23.1%へと変化した。

1.1.2 業務部門のエネルギー消費の動向

業務部門のエネルギー消費量の推移を見ると、1965年度から1973年度までは、高度経済成長を背景に年率15%増と顕著に伸びたが、第一次石油ショックを契機とした省エネルギーの進展により、その後しばらくエネルギー消費はほぼ横ばいで推移してきた。しかし、1980年代後半からのバブル経済期には再び増加傾向が強まった。その後は2000年代後半からのエネルギー価格の高騰や2008年の世界金融危機を背景に、業務他部門のエネルギー消費量は減少傾向に転じた。2013年度に一度回復したが、2014年度には再び低下した¹⁾(図1.4)。

業務部門は、事務所・ビル、デパート、ホテル・旅館、劇場・娯楽場、学校、病院、卸・小売業、飲食店、その他サービス(福祉施設など)の9業種に大別されている。これら9業種のエネルギー消費を見ると、1975年度までホテル・旅館のエネルギー消費が最大シェアを占めていたが、1976年度以降、事務所・ビルが最も大きなシェアを占め、1979年度から卸・小売業のシェアが2位になっていた。2000年代前半では、卸・小売業のシェアは一時的に事務所・ビルを抜き、最大となったが、その後再び事務所・ビルが1位になっている¹⁾(図1.5)。

業務部門のエネルギー消費を用途別に見た場合、動力・照明、冷房、給湯、暖房、ちゅう房の5用途に分けられる。用途別の延床面積当たりエネルギー消費原単位の推移を見ると、動力・照明用のエネルギー消費原単位は、OA化などを反映して高い伸びを示している。その結果、動力・照明用の業務他部門のエネルギー消費全体に占める割合は、2014年度では44%に達している。一方、冷房用のエネルギー消費原単位は空調機器普及により拡大したが、2000年代後半から空調機器の普及は一巡したこと、および機器のエネルギー消費効率の上昇により、低下傾向に転じた。また、暖房用のエネルギー消費原単位は、ビルの断熱対策が進んだことや様々な省エネルギー対策が進展したことなどから減少傾向で推移し、2005年度から2014年度の9年間で年平均3.8%の減少を示した¹⁾。

なお、「エネルギー白書2016」では「業務部門における省エネルギーを実現するためには、建物の断熱性強化や冷暖房効率の向上、照明などの機器の効率化を行うとともに、更なるエネルギー管理の徹底が必要である。」と記述されている。

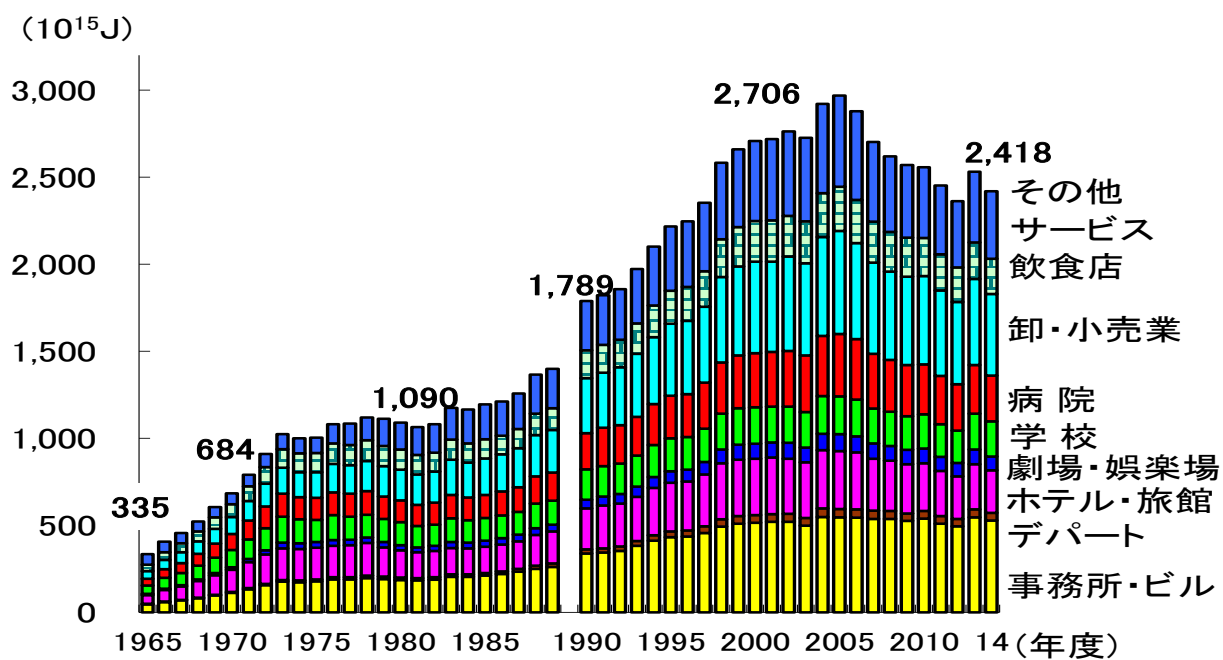


図 1.5 業務部門の業種別エネルギー消費の推移

1.1.3 空調エネルギー消費の実態と課題

図 1.6 に示すとおり²⁾、業務用ビルではエネルギー消費の 30～50%が空調関連であることから、これらの建物における省エネルギーを推進するためには、業務用エアコンの高効率化が鍵となる。そのため、空調設備の省エネルギー性・環境性の向上を図るための対策の一環として、エアコンにもトップランナー方式が導入された。この方式は定格運転時、すなわちエアコンの持つ能力の 100%を出力した状態での運転時の成績係数 (COP) を対象にしており、その結果として定格時の COP が高いエアコンが開発、製品化されている。しかし、図 1.7 に示すとおり³⁾、実際の店舗における空調負荷の実測結果は、エアコンの持つ能力の 100%を出力した状態での運転時間が年間のわずかな時間に限られている。図 1.7 の青矢印は冷房定格時の外気温度 35℃、赤矢印が定格暖房時の外気温度 7℃を示しており、暖房定格時の空調負荷 BL_h よりも大きい冷房定格時の空調負荷 BL_c に 100%の能力となるような空調設備を設置した場合においても、100%未満の能力で運転する時間が大半を占めていることが分かる。ここで、本論文では、エアコンの持つ能力の 100%未満の能力でエアコンが運転している状態を「部分負荷運転」と呼ぶこととする。今後さらに省エネルギー性を高めるためには、定格運転時の COP のみではなく、部分負荷運転時の COP をも考慮に入れた、より実際の運転状況に近い性能評価方法を導入する必要がある⁴⁾。このような背景のもと、2006年に定格冷房能力が 28kW 以下の電気式パッケージエアコンと 85kW 以下のガスヒートポンプについては、部分負荷性能を考慮した通年エネルギー消費効率 (APF) の算定基準が日本工業規格 (JIS) に制定された⁵⁾⁶⁾。しかし、大容量のエアコンの部分負荷性能を測定することは一般に困難であり、その部分負荷時の COP 特性については不明な点が多い。業務用建物の実効ある省エネルギーの推進のためには、業務用建物の空調負荷実態に応じたエアコンの開発や設置する設備容量の決定、あるいは省エネルギーとなる運転の具体的方法を確立することが重要である。

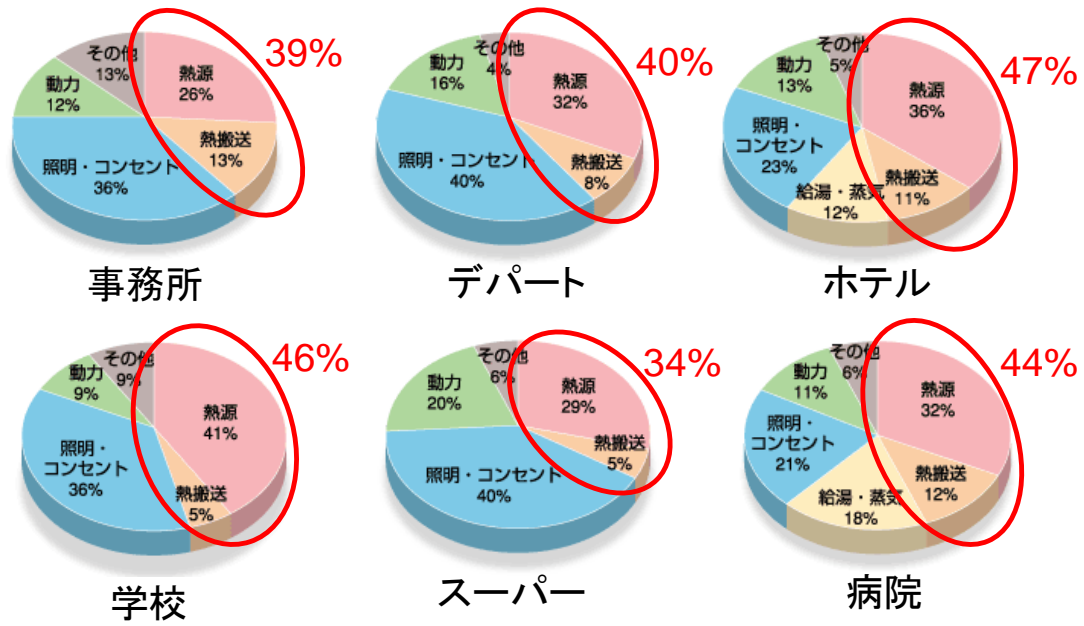


図 1.6 業務用ビルの用途別エネルギー消費割合²⁾

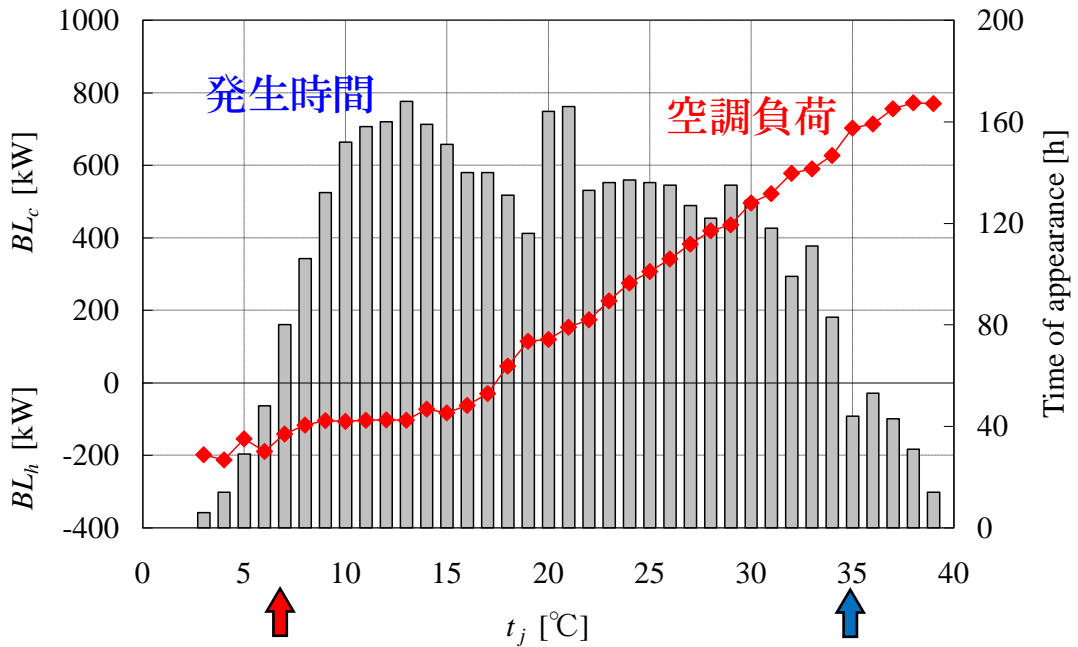


図 1.7 業務用ビルにおける空調負荷と発生時間³⁾

1.2 空調機器の動向

前節で述べたとおり，業務用ビルではエネルギー消費の30～50%が空調関連であることから，これらの建物における省エネルギーを推進するためには，業務用ビルに導入されている空調機器の効率化が鍵となる．そこで本節では，業務用ビルに導入されている空調機器の種類と動向について述べる．

1.2.1 空調方式と空調機器

表 1.1 に業務用エアコンの空調方式と空調機器の種類を示す．空調方式は，小型の機器を分散配置する個別分散方式と大型の空調機器を集中して設置するセントラル方式の2つに大別される．

表 1.1 空調方式と空調機器の種類

空調方式	熱源	空調機器の種類		冷房能力 (kW/台)
個別分散方式	電気式	店舗用パッケージエアコン		～28
		ビル用マルチエアコン		14～150
		設備用パッケージエアコン		～84
	燃焼式 (ガス, 灯油)	ガス (灯油) エンジンヒートポンプ		22～84
セントラル方式	電気式	チリングユニット	空冷式	14～140
			水冷式	9～340
		ターボ冷凍機		1,000～17,500
	燃焼式 (ガス, 重油, 蒸気)	吸収式冷温水機		100～3,000

(1) 個別分散方式

個別分散方式は，室外機と室内機および，これらを接続する冷媒配管で構成される．室外機の圧縮機で冷媒を圧縮し，四方弁を切り替えることで，冷房の場合は，室内機で冷媒の蒸発熱を空気に伝えて冷風を発生させ，暖房の場合は，冷媒の凝縮熱を空気に伝えて温風を発生させる方式である．個別分散方式の空調機器のうち，電気式は，電動モーターと圧縮機が一体となっており，店舗用パッケージエアコン，ビル用マルチエアコン，設備用パッケージエアコンなどがある．室外機1台に対して室内機が複数台あり，それぞれの室内機の温度制御が個別にできるものを「ビル用マルチエアコン」，室外機1台に対して室内機が1台または2台で，接続された室内機を一括して温度制御するものを「パッケージエアコン」と呼ぶ．図 1.8 に，個別分散方式の代表例として，ビルの屋上にビル用マルチエアコンの室外機を設置し，各階の各部屋に室内機を設置した場合の模式図とビル用マルチエアコンの写真を示す．また，燃焼式の個別分散方式の空調機器の代表例は，ガスエンジンで圧縮機を駆動するガスエンジンヒートポンプがある．ガスエンジンヒートポンプは，圧縮機の動力がガスエンジンとなるが，基本的な構成や仕組みは電気式と同じである．本論文では，個別分散方式の空調機器を総称して，「業務用エアコン」と呼び，さらに，電気式のものには EHP(Electric Heat Pump)，ガス式のものには GHP(Gas Engine Heat Pump) と便宜的な略称で呼ぶこととする．

第1章 緒論

(2) セントラル方式

セントラル方式とは、大型の空調機器をビルの地下の機械室や屋上に集中して設置し、冷房時には冷媒の蒸発熱を水に伝えて冷水を発生させ、また暖房時には冷媒の凝縮熱やボイラーの燃焼熱を水に伝えて温水を発生させる方式である。冷温水を直接各部屋に供給して、各部屋のファンコイルユニットで冷温水の熱を空気に伝えて冷温風を発生させる「水方式」、冷温水の熱を空気に伝えて冷温風を発生させ、ファンによりダクトを通じて各部屋に供給する「空気方式」、冷温水をポンプで各階に搬送し、空気調和機（熱交換器）で冷温水の熱を空気に伝えて冷温風を発生させ、ファンによりダクトを通じて各部屋に冷温風を供給する「水-空気方式」の3種類がある。セントラル方式の空調機器のうち、電動モーターで圧縮機を駆動する電気式には、チリングユニットとターボ冷凍機がある。チリングユニットには、空冷式と水冷式の2つがある。チリングユニットという名称は（社）日本冷凍空調工業会における呼称であり、建築設備業界ではヒートポンプ・チラーと呼ばれることが多い。ターボ冷凍機は基本的に水冷式で、冷房専用である。水冷式のチリングユニットやターボ冷凍機で冷房を行う場合には、冷却水の熱を大気に放出するためのクーリングタワーが必要であり、水冷式のチリングユニットで暖房も行うためには、ヒーティングタワーが必要である。図 1.9 にセントラル方式の事例として、屋上に空冷式チリングユニットを設置した場合の模式図と空冷式チリングユニットの写真を示す。

燃焼式としては、臭化リチウム水溶液の吸収と再生により、水（水蒸気）を冷媒として冷凍サイクルを構成する吸収式冷温水機がある。臭化リチウムの再生のための加熱をガスや重油の直火で行うガス式や重油式、また、ガスや重油で蒸気を製造し、蒸気によって加熱を行う蒸気式がある。吸収式冷温水機で冷房を行う場合にも、冷却水の熱を大気に放出するためのクーリングタワーが必要であるが、暖房時には、ボイラーと同様に燃焼熱を水に伝えるだけになるため、ヒーティングタワーは不要である。

セントラル方式は個別分散方式と比較して、湿度の適切な管理が可能である、室内温熱環境の均質性・安定性の確保が可能である、換気回数やじんあい、CO₂制御が可能である、などの長所がある一方で、熱源機器が大型で重量が重くなる、空調設備の価格が高価である、建物の一部のみを空調する場合には非効率となる、などの短所がある。

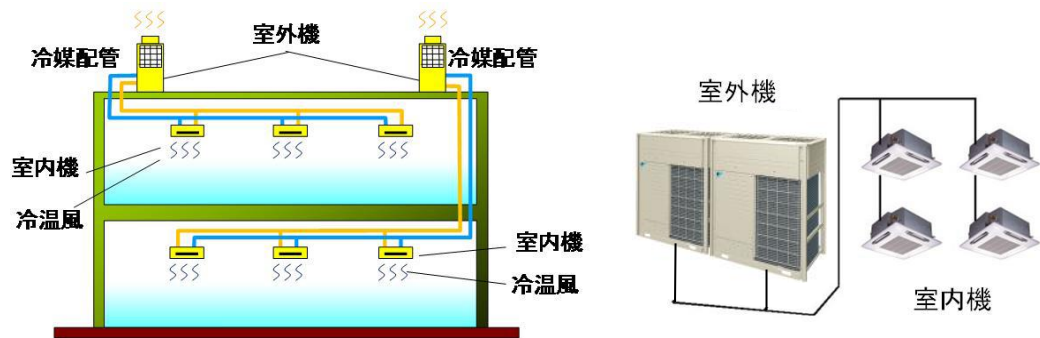


図 1.8 個別分散方式 (ビル用マルチエアコン) 7)

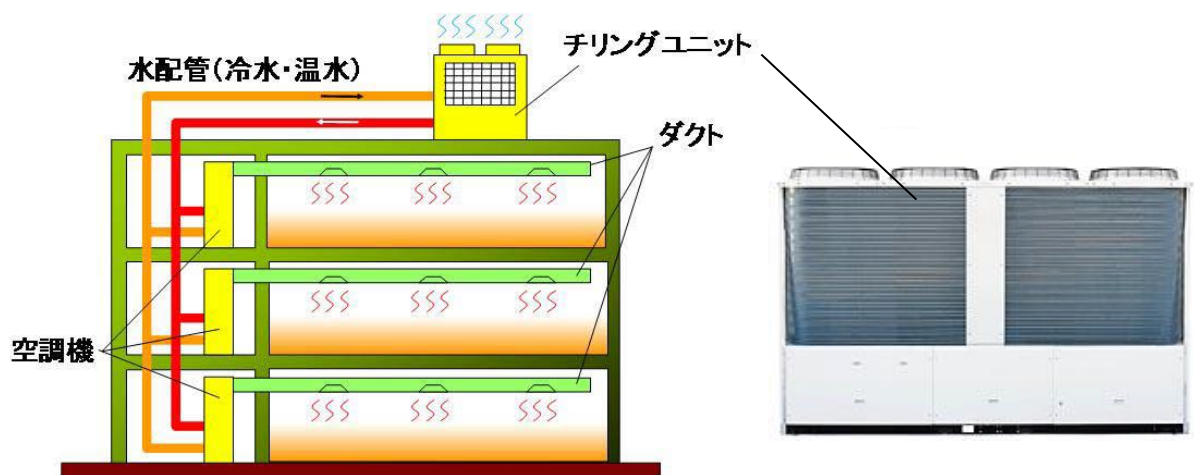
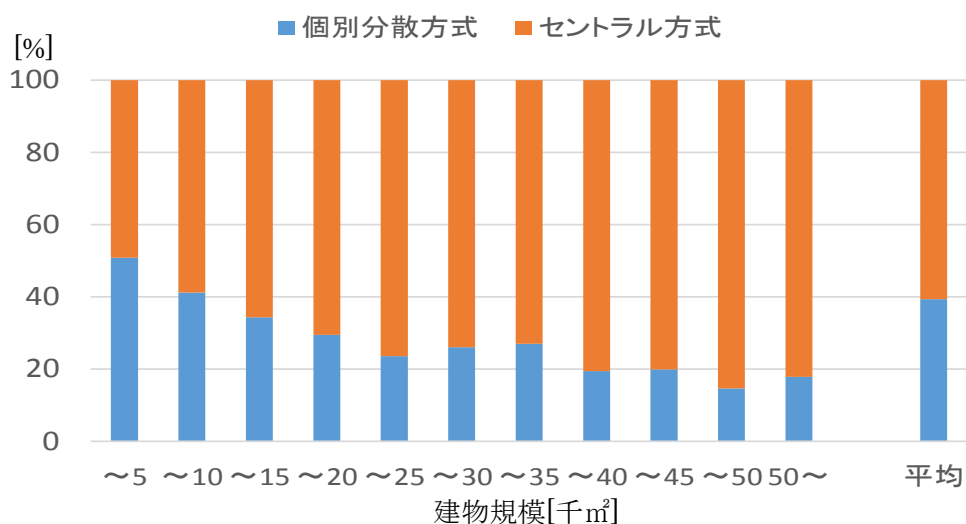


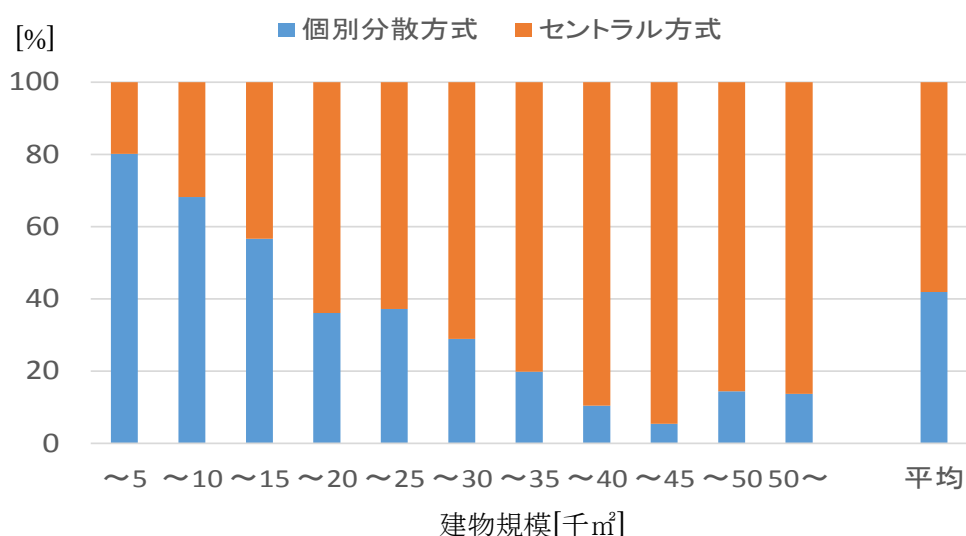
図 1.9 セントラル方式 (空冷式チリングユニット) 8)

1.2.2 ビルの空調方式の割合

図 1.10 に業務用建物における規模別の熱源採用比率を示す⁹⁾。横軸は延べ床面積で、1984年から2011年に竣工した建物を5,000 m²ごとに集計したものである。これを見ると、業務用建物全体も小売店舗等の商業施設も小規模な建物ほど個別分散方式の採用割合が高くなっていることがわかる。特に、小売店舗等の商業施設においては、延べ床面積5,000 m²の建物では約80%、5,000 m²から10,000 m²以下の建物では約70%に個別分散方式が採用されている。また、従来、ビル用マルチエアコンは小規模のビルに用いられるだけであったが、インバータ技術の採用や配管長の延長化などの技術革新によって、ビル用マルチエアコンの省エネルギー性能が向上したことに加えて、個別分散方式であるために小さな区画ごとの運転・停止や温度制御が可能である、テナントへの課金が明確に行える、空調機器の更新や追加設置が容易である、安価である、などの理由により、近年は大規模ビルでも採用が進んでいる。



(a) 業務用建物全体



(b) 小売店舗等の商業施設

図 1.10 業務用建物における規模別熱源採用比率⁹⁾

1.2.3 業務用エアコンの出荷台数

図 1.11 に、国内における業務用エアコンの出荷台数の推移を示す¹⁰⁾。ここで、2006年から2014年は実績であり、2015年は見込み、2016年と2017年は予想となっている。全体の4分の3が店舗用パッケージエアコンとなっている。また、2009年には世界的不況の影響により一時的に落ち込んだものの、それ以降、ビル用マルチエアコンは堅調な伸びを示していることがわかる。

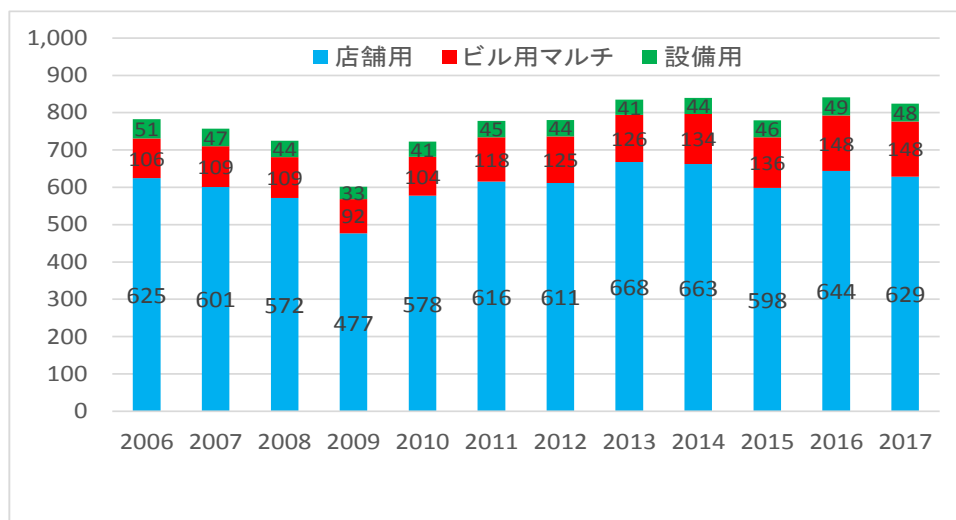


図 1.11 国内における業務用エアコンの出荷台数の推移¹⁰⁾

1.3 業務用エアコンの省エネルギー化に関する従来の研究

セントラル方式の空調の省エネルギー化については、ゼネコン、サブコン、大学などの建築設備系技術研究者の専門分野として、過去から現在に至るまで、多くの研究がなされている^{11)~16)}。セントラル方式の空調は、主に中規模から大規模の建物に導入されており、空調負荷の計測は、熱源となる空調機の冷温水出入口の温度差と流量を計測すれば、効率的に精度良く、かつ、計測費用も比較的少額で済む。省エネルギー化によるエネルギーコストの削減額を「効果」、エネルギー計測のために必要となるコストを「費用」とすると、セントラル方式の空調の場合は「費用対効果が良い」と言えるので、研究のみならず実測に基づく省エネルギー運用も盛んに行われている。

一方、業務用エアコンは空調機器メーカーの分野とされ、(社)日本冷凍空調学会などにおいて、空調機器メーカーの機械系冷凍空調技術研究者たちが製品に採用された新技術等に関する発表を行ってきた^{17)~21)}。しかし、業務用エアコンにおいては小規模の建物であっても空調機器が複数台設置されていることが多く、空調エネルギー消費量の計測や空調負荷の把握は、各空調機器に計測機器を取り付ける必要があることや、空調機器の出力が水と比べて計測しにくい空気(冷風または温風)であることから、効率的に精度良く測定することは困難であり、研究や実測はほとんど行われていなかった。ところが近年では、小規模から中規模の建物を中心に、セントラル方式の空調よりも、比較的lowコストで、エネルギー効率も高く、テナントへの課金も容易に計算できる業務用エアコンが主に採用されることが多くなり、最近では延べ床面積1万㎡を超えるような大規模の建物でも、ビル用マルチエアコンが採用される例も見られるようになってきた。このため、2005年以降は、建築設備系技術研究者も業務用エアコンの省エネルギー技術や省エネルギー運用に関心を払うようになってきた^{22)~27)}。

業務用エアコンの省エネルギーに関する研究は、以下の3つの分野に分けられる。

- ① 部分負荷性能評価を含む業務用エアコンの性能特性の評価
- ② 業務用エアコンを採用した建物での空調エネルギー消費量と空調負荷の把握
- ③ ①、②を踏まえた上で、省エネルギーに寄与する高効率業務用エアコンの開発

本研究でテーマとしている「実効ある省エネルギー」を実現するためには、これらの3つはそれぞれ独立したものではなくて、3つが互いに他の2つの研究に対し結果をフィードバックすることで、一体となった研究とする必要がある。

ここで、①に関しては、業務用エアコンの部分負荷性能試験が高精度で実施できる大型の実験評価設備が必要である。業務用エアコンの実験評価設備については第2章で詳細を述べるが、実際のエアコンの運転状態を模擬して、部分負荷性能試験が高精度で実施できる大型の実験評価設備は、東京電力株式会社、関西電力株式会社、中部電力株式会社、北海道電力株式会社の電力4社が保有しているが、空調機器メーカーは保有していない。2004年に永松氏、渡邊氏らがビル用マルチエアコンについて、外気温度変化・部分負荷性能特性に関するデータを、渡辺氏らがパッケージエアコンの部分負荷性能特性に関する実測データを学会に発表している^{28) 29)}。その後、2005年より、(社)空気調和・衛生工学会大会において、建築設備系技術研究者により、業務用エアコンのカタログや(社)日本冷凍空調工業会の規格を元にした、業務用エアコンの性能に関する研究発表が行われている^{30) 31)}。

第1章 緒論

②のエネルギー消費量に関しては、2004年と2005年に中野氏、坂本氏らがコンビニエンスストアにおいてエネルギー計測を実施した結果を日本建築学会で発表している^{32) 33)}。

一方、建物の空調負荷の把握に関しては、建物に設置された状態で業務用エアコンの能力を測定する方法として、室内機の吸い込み空気温度・湿度、吹き出し空気温度・湿度、吹き出し空気の流速を測定して、室内機前後の空気のエンタルピー差から空調能力を求める、簡易空気エンタルピー法への取り組みがなされている^{34) 35)}。そのほかに、室内機、室外機における空気のエンタルピー測定ではなく、圧縮機の回転数と冷媒の高圧側圧力と低圧側圧力を測定し、圧縮機の回転数、凝縮圧力、蒸発圧力に対する冷媒流量の特性（コンプレッサーカーブ）から、冷媒流量を求めて、室内機前後の冷媒のエンタルピー差から空調能力を求める、コンプレッサーカーブ法を用いて空調能力を測定する方法も検討されている^{36) 37)}。この方法は、圧縮機の特性が既知である場合にしか対応していないため、空調機の機種が限定される。さらに、冷媒流量を超音波流量計で測定し、冷媒の高圧側圧力と低圧側圧力を測定することにより、室内機前後の冷媒のエンタルピー差から空調能力を求める、冷媒エンタルピー法³⁸⁾も検討されている。この方法は、少しでも気泡が混じると測定できなくなるため、全ての条件について安定した計測を行うことは困難である。

また、空調機のエネルギー消費効率に関する研究としては、2006年以降、渡邊氏らが、大型の実験評価設備を使って業務用エアコンの部分負荷性能試験を実施し、その結果を空気調和・衛生工学会大会や日本冷凍空調学会年次大会等で発表を行っている^{39)~42)}。そして、2008年に渡邊氏と筆者らが、業務用エアコンの設置された大型小売店舗の空調エネルギー消費量を計測するとともに、業務用エアコンの部分負荷性能試験結果と組み合わせて空調負荷を算出した結果について、日本冷凍空調学会年次大会で発表を行った⁴³⁾。その後、2010年には、中村氏、大野氏らが個別分散空調システムの性能評価と解析について日本冷凍空調学会年次大会で発表を行っている^{44) 45)}。

空調機の運用変更によって省エネルギーを図る研究は、2012年に水谷氏らが空調室内機の吸込口と吹出口にサーミスタを設置した上で、空調機の設定温度変更等の実験を行い、空調消費電力の変化から省エネルギー効果検証した結果を空気調和・衛生工学会大会で発表している⁴⁶⁾。

空調機の室外機への省エネルギー対策を検証する研究は、2013年に西村氏らが空調室外機への省エネルギー対策として、室外機の遮光、室外機への散水、屋上への打ち水を実験し、効果検証した結果を空気調和・衛生工学会近畿支部の学術発表会で発表している⁴⁷⁾。

LED照明と空調に関連する研究は、2006年に石垣氏らが、LEDを用いたタスク&アンビエント照明による空調エネルギー削減評価について、空気調和・衛生工学会大会で発表している⁴⁸⁾。

次に、研究分野③の業務用エアコンの高効率化に関しては、従来から各空調機器メーカーが圧縮機のインバータ制御技術や高効率の熱交換器の開発、高効率の室外機ファンの開発などを行ってきており、日本冷凍空調学会年次大会等で発表されている^{49)~54)}。

ここで、顧客に受け入れられる価格や設置スペース等を考慮すると、①と②を踏まえた上で空調機器の開発を行うことにより、新製品の開発コストと時間を抑えられ、より実効ある省エネルギー性能を持つ空調機器の開発に寄与することができる。研究分野③の例としては、2012年に笠原氏、永松氏らが日本冷凍空調学会年次大会で発表を行っている^{55)~57)}。

図 1.12 に従来の研究と本研究での取り組みの概念図を示す。なお、本論文においては、①と②に主眼を置いて記述している。

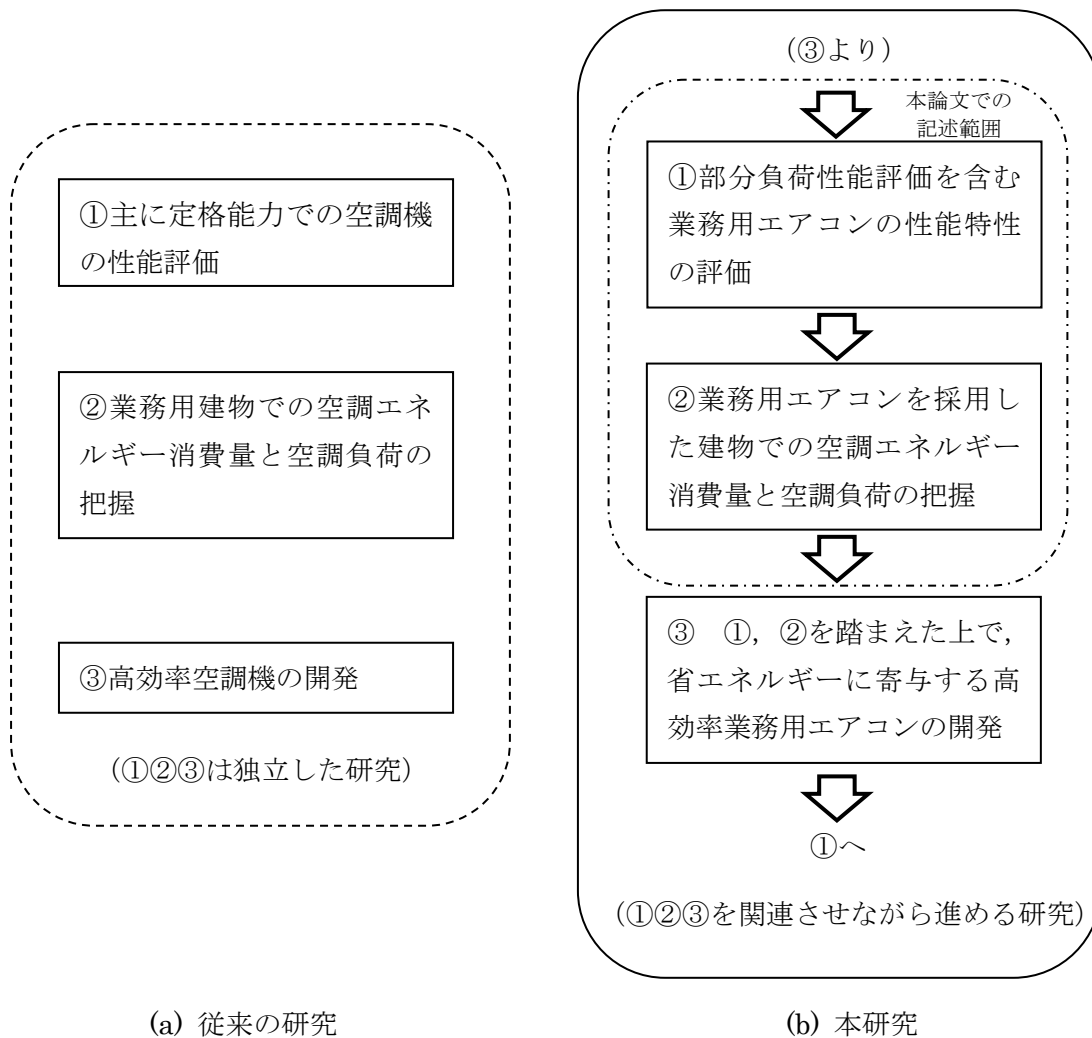


図 1.12 従来の研究と本研究での取り組みの概念図

1.4 大型小売店舗における空調の省エネルギー化に関する取組み

前節で記述した課題の解決を図るために、中部電力株式会社の渡邊氏を筆頭とする筆者を含む研究グループは、通年エネルギー消費効率（APF）の推定精度の向上を図ると共に、空調消費エネルギー量の実効ある低減を目的として、以下の3つの分野の研究に取り組んできた。

- ① 実験評価設備を使った空調機の詳細な部分負荷性能試験
- ② 実際の店舗や事務所などの業務用建物における空調消費エネルギー量の実測
- ③ 空調負荷実態に対応する高効率空調機の空調機メーカーとの共同研究開発

ここで、①においては、定格冷房能力が45kW、暖房標準能力が50kWの最新式電気式ヒートポンプ型（EHP）ビル用マルチエアコンおよびガスヒートポンプ型（GHP）ビル用マルチエアコンについて、外気温度条件と空調負荷条件を変化させた部分負荷性能試験を行い、そのCOP特性や運転特性を明らかにした。とくに、従来に比べて性能試験条件を高密度に設定し、より詳細な部分負荷特性を明らかにするとともに、こうしたエアコンの評価を行うに当たり、適切な部分負荷性能試験条件の選定についても検討を加えた。

②においては、家電量販店やホームセンター、衣料を中心とした物販店に加え、内部負荷としてショーケースからの冷気漏れによる冷熱負荷がある食品スーパーを含む多店舗を展開している企業の店舗を対象として選定し、これらの店舗の空調機の消費エネルギー量（電力消費量、ガス消費量）や店内外の温度等の計測を実施してきた。また、複数の企業のオフィスビルの空調機の消費エネルギー量の計測にも取組み、これらを基に業務用エアコンの通年エネルギー消費効率（APF）の推定精度の向上に関する研究も行ってきた^{58)~63)}。その結果、店舗や事務所等の主に業務用建物において使用されるエアコンの冷暖房性能やエネルギー消費効率等を規定する日本工業規格（JIS B8616）は、2015年3月20日に、従来の試験項目に低負荷条件が追加されるなどの改正がされた⁶⁴⁾。

③においては、至近の代表的な例として、ダイキン工業株式会社から2014年に発売されたビル用マルチエアコン⁶⁵⁾や、東芝キャリア株式会社から2015年に発売された店舗用パッケージエアコン⁶⁶⁾がある。これらの機種は、②において明らかとなった年間で多くの発生頻度を占める低中負荷領域において、従来の機種では、空調機室外機の圧縮機が断続的に停止、起動を繰り返すことによってエネルギー消費効率が低下していた点を改善し、低中負荷領域でのエネルギー消費効率を飛躍的に向上させることに成功し、実質的な年間のエネルギー消費効率を大幅に向上させることができた。

1.5 本研究の目的と概要

1.2 節と 1.3 節で述べたように、日本国内のエネルギー消費の増加率が最も大きい民生部門のうち、業務部門はその約 60%を占めている。業務部門のうち、空調用途のエネルギー消費は、約 30%から約 50%もの大きな割合を占めている。

以上のような背景に基づき、本研究は、前節で述べた①の実験評価設備を使った空調機の詳細な部分負荷性能試験と、②の実際の店舗や事務所などの業務用建物における空調消費エネルギー量の実測を組み合わせることで、大型小売店舗における業務用エアコンの省エネルギー化を目的として実施した。

また、近年、高効率化と低価格化の進展により、業務用建物にも LED 照明が急速に普及拡大してきたが、照明器具は発熱体であり、建物内部の照明を白熱灯や蛍光灯など従来型照明から LED 照明に変更すると建物内部の発熱量が変化するため空調負荷が変化し、業務用エアコンの運転状態や適正な設備容量にも影響を与えられられる。

そこで、本論文での省エネルギー化の検討にあたっては以下の 3 つのステップとした。

Step 1 設備投資することなく、季節の空調機の運用を変更することで省エネルギー化を図る。

Step 2 既設の空調機に対し、小規模な設備投資を行うことで省エネルギー化を図る。

Step 3 LED 照明と空調負荷、空調エネルギー消費量の関係を明らかにすることで省エネルギー化を図る。

以下に本論文の構成を示す。

第 2 章では、業務用エアコンの部分負荷性能を把握するために用いた、中部電力株式会社技術開発本部エネルギー応用研究所に設置された全天候環境実験装置「ヒーポンらぼ」⁶⁷⁾(^注)の詳細と、空調能力の算出方法および近年発売された数種類の空調機の部分負荷性能試験結果について記述した。

第 3 章では、大型小売店舗のエネルギー消費量の実態把握を目的に実施した、エネルギー計測の方法と空調負荷の算出方法について記述した。本研究では、中京圏に所在する家電量販店に、空調機や照明など用途ごとに消費電力量を把握できるよう各種計測機器を取り付け、年間のエネルギー消費量を計測した。また、外気温度や空調機の消費電力量などの実測値と空調機の部分負荷特性試験結果を用いて、空調負荷を算出した。

第 4 章と第 5 章では、空調システムの省エネルギー運用検討について記述した。

Step 1 では、大型小売店舗における空調設定温度の変更試験について、記述した。ここでは、エネルギー計測を実施している家電量販店において、冷房期間中に室内設定温度を変化させ、室内温度が空調消費電力量に与える影響を把握する試験を実施した結果を記述した。また、この結果を基に、省エネルギー推進のための提言について記述した。

(注)室内空調負荷と外気温度を任意に設定できることで、業務用空調機や産業用ヒートポンプの詳細かつ高精度な性能評価試験が可能な空調機の大型試験設備。

第 1 章 緒論

Step 2 では、既存の空調機の室外機に後付けできるため、空調機の手頃な省エネルギーアイテムとして販売されている散水装置を、室外機に取り付けて性能試験を実施し、室外機に水噴霧をした場合の部分負荷特性と第 3 章で実測した空調負荷と組み合わせることで、空調機の室外機に水噴霧をした場合の省エネルギー効果について記述した。また、この結果を基に、省エネルギー推進のための提言について記述した。

Step 3 では、空調システムの最適設備検討について、近年急速に普及している LED 照明に代表される省エネルギー型照明が空調負荷および空調エネルギー消費量に与える影響を題材にして、記述した。

第 6 章では、LED 等省エネルギー型照明器具の室内方向への放熱量の把握について記述した。省エネルギー型照明器具は、蛍光灯などの従来型照明器具に比較して放熱量が少ないため、室内の空調負荷も影響を受けると考えられるが、省エネ型照明器具による空調負荷への影響評価や、空調を含めた建物全体の省エネルギー効果は明確になっていない。このため、ダウンライト照明、スクエア照明、直管型照明に対して、LED 照明などの省エネルギー型照明器具を用いて従来型照明器具との比較の下に、実験により室内方向への放熱量を評価した。

第 7 章では、LED 等省エネルギー型照明器具の導入による空調負荷への影響評価について記述した。ここでは、第 6 章での室内方向への放熱量割合および空調負荷シミュレーションソフト BEST の計算結果を用いた検討により、省エネルギー型照明が空調負荷および空調負荷低減に与える影響を検討した。

第 8 章では、LED 等省エネルギー型照明器具の導入による空調エネルギー消費量への影響評価について、第 2 章で記述した個別分散空調機の部分負荷性能試験結果と第 7 章の空調負荷への影響評価を基に、空調機の設定容量を変えて、定量的に検討した。また、この結果を基に、省エネルギー推進のための提言について記述した。

第 9 章では、LED 等省エネルギー型照明器具の導入による空調エネルギー消費量への影響評価について、空調機の部分負荷特性をパラメータにして、定量的に検討した結果を記述した。また、この結果を基に、省エネルギー推進のための提言について記述した。

第 10 章では、LED 等省エネルギー型照明器具の導入による空調エネルギー消費量への影響評価について、気象条件が異なる仙台、名古屋、鹿児島 の 3 地点を取り上げ、所在地の外気温度の影響が空調機の消費エネルギーに及ぼす影響を定量的に検討した結果を記述した。また、この結果を基に、省エネルギー推進のための提言について記述した。

第 11 章では、結論として、第 4 章から第 10 章を総合的に評価することによって、大型小売店舗における店舗全体のエネルギー消費量の低減を図るための具体策について記述した。

第2章 業務用エアコンの試験設備と空調能力の算出方法

2.1 業務用エアコンの試験設備の必要性

業務用エアコンの省エネルギー指標のひとつに、エネルギー消費効率(成績係数 COP; Coefficient Of Performance)があり、以下の式で表される。

$$\text{COP} = (\text{業務用エアコンの冷房能力または暖房能力}) \div (\text{業務用エアコンのエネルギー消費量})$$

2006年まで、業務用エアコンのCOPは、定格運転時、すなわちエアコンの持つ能力の100%を出力した状態での運転である冷房定格時と暖房定格時の2点での評価のみが行われていた。しかし、業務用エアコンのCOPは、外気温度や空調負荷率によって変化するため、定格運転時での評価だけでは、実際のエアコンのエネルギー消費効率を正確に評価することはできない。これは、実際のエアコンは、建物の空調負荷が定格能力以下の時に現れる空調能力を定格能力以下に抑えた部分負荷運転が、年間の業務用エアコンの運転時間の大部分を占めているからである。このため、実際のエアコンのエネルギー消費効率を正確に評価するためには、エアコンの運転時間の大部分を占める部分負荷運転時のエネルギー消費効率を正しく評価する必要がある。

このため、定格運転時の性能のみではなく、エアコンが1年間に消費するエネルギーである期間エネルギー消費量を用いた評価として、通年エネルギー消費効率(APF, Annual Performance Factor)に基づく性能表示方法のJIS規格(JIS B 8616: 2006)が2006年に制定された¹⁾。その後、至近では2015年にJIS規格が改訂され(JIS B 8616: 2015)、APFを算定するための試験項目が追加されている²⁾。しかし、JIS規格におけるAPFの算定手法では、性能試験の条件が少ないため、特に近年発売されている緻密で高度な制御を持つ業務用エアコンでは、外気温度と空調負荷率に対するCOPの変化予測が実際の稼働状況を再現していない³⁾。また、実際のエアコンの運転では、エアコン自体が温度制御を行い、圧縮機やファンの回転数、冷媒の流量制御を行っているが、JIS規格(JIS B 8616: 2015)における性能試験は、エアコンの圧縮機の回転数を固定し、室内温度は試験装置が制御して行っているため、実際の稼働状況を再現した試験とは言い難い。表2.1にJIS規格(JIS B 8616: 2015)における性能試験の条件を示す²⁾。これは、定格冷房能力が56kW以下の電気式パッケージエアコン(EHP)が対象となっている²⁾。また、図2.1にJIS規格(JIS B 8616: 2015)における性能試験方法と部分負荷試験方法の概念図を示す。

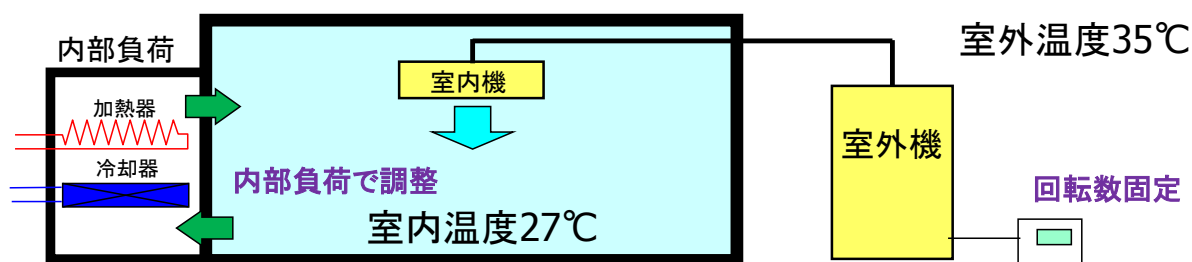
以上の背景により、実際のエアコンのエネルギー消費効率を正確に評価するためには、エアコン自身が温度制御を行い、圧縮機やファンの回転数、冷媒の流量制御を行っている状況そのまま、詳細な試験(これを「部分負荷性能試験」という)を行い、部分負荷運転時のエネルギー消費効率を求めることが必要である。また、部分負荷性能試験は、実際のエアコンの稼働状況で発生するすべての負荷率と外気温度の組み合わせ(例えば1%ごと、1℃ごと)を実施するには、試験にかかる時間的負担や経済的負担が著しく大きくなるため、負荷率は12.5%から25%ごと、外気温度は5℃ごととし、試験で得られた各点の間の値は、試験で得られた値の各点を通る近似曲面を描くことで補完する方法を取った。ここで、この近似曲面を「COP曲面」と称することとする。

表 2.1 JIS 規格による試験条件

冷房		
	室外機側温度 DBT / WBT [°C]	室内機側温度 DBT / WBT [°C]
定格負荷試験	35 / -	27 / 19
中間負荷試験	35 / -	27 / 19
中間負荷中温試験	29 / -	27 / 19
最小負荷試験	29 / -	27 / 19
暖房		
定格負荷試験	7 / 6	20 / 15 (max)
中間負荷試験	7 / 6	20 / 15 (max)
定格低温試験	2 / 1	20 / 15 (max)
最小負荷試験	7 / 6	20 / 15 (max)

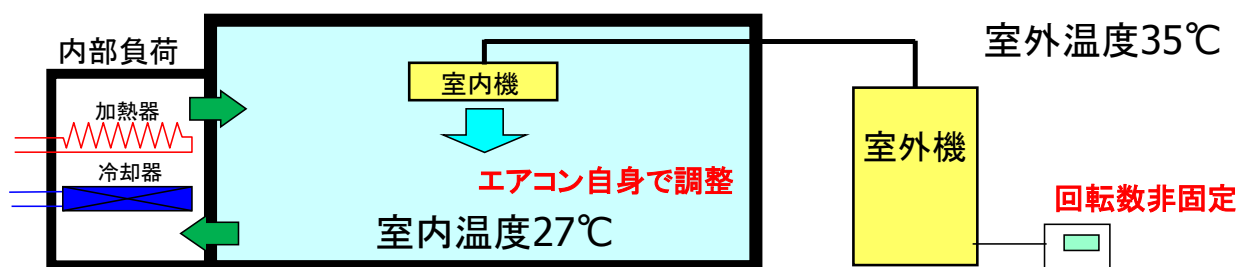
(注) 朱書きは 2006 年に制定された JIS に対し、2015 年に追加された試験項目

定格性能試験 (JIS で規定された試験)



- ▶ 室外機の圧縮機の回転数を定格回転数に固定
- ▶ 内部負荷が強制的に室内温度 27°C となるようにコントロール (設定温度は 18°C)
- エアコンとしてはフルパワーで冷やそうとする。

部分負荷性能試験 (実際の運転状況を模擬)



- ▶ 室外機の圧縮機の回転数は自己制御
- ▶ 室内温度 27°C となるようにエアコン自身がコントロール (設定温度は 27°C)
- ▶ 内部負荷は設定した負荷率となるように調整

図 2.1 JIS 規格における定格性能試験方法と部分負荷試験方法の概念図

2.2 業務用エアコンの試験設備の概要

本研究では、業務用エアコンの部分負荷運転時のエネルギー消費効率を正しく評価することを目的として、中部電力株式会社技術開発本部に所在する業務用エアコンの大型試験設備である全天候環境実験棟「ヒーポンらぼ」を用いて性能試験を行った。「ヒーポンらぼ」は主にセントラル空調機を試験する「ヒーポンらぼイースト」とビル用マルチエアコンやパッケージエアコンを試験する増築棟である「ヒーポンらぼウエスト」の2つから構成されている。「ヒーポンらぼ」の外観を図2.2に、本研究で主に用いた「ヒーポンらぼウエスト」の平面配置を図2.3に、「ヒーポンらぼウエスト」の仕様を表2.2に、「ヒーポンらぼウエスト」の内部の写真を図2.4に示す。

「ヒーポンらぼウエスト」は室内を模擬した室内側試験室と室外を模擬した室外側試験室に分かれている。なお、室外側試験室は、試験室内に受風チャンバーをもうひとつセット置くことで室内側試験室にすることができる。この場合、「ヒーポンらぼイースト」に室外機を置き、「ヒーポンらぼウエスト」の2つの試験室に室内機を設置することで、冷暖同時ビル用マルチエアコンの性能評価等、2つの部屋の空調負荷が不均一な状態を模擬した試験ができるようになっている。

室外側試験室には、図2.4に示すように、室外機を設置し、試験室内の温湿度は空気調和機により制御している。室外側試験室の環境制御用に設置されている各機器について表2.3に従って説明する。室外側試験室は加熱用に容量が130kWの電気ヒーター2基、冷却用に能力が84kWの空冷一体式コンデンシングユニットの冷凍機が3基設置されており、それぞれを使用して任意の空気温度に制御している。また、加湿用に20kWの電気ヒーター式蒸気発生器を3基用いて制御している。



図 2.2 全天候環境実験棟「ヒーポンらぼ」の外観

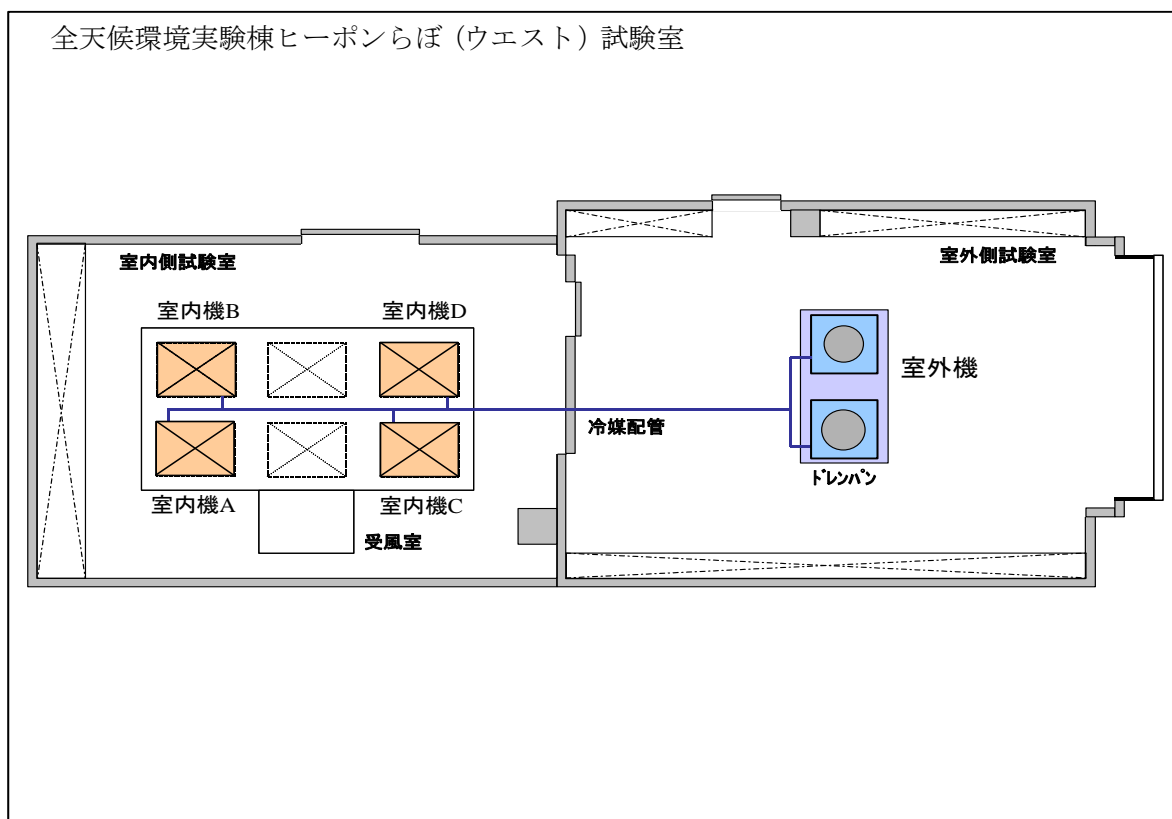


図 2.3 「ヒーポンらぼウエスト」の平面配置図

表 2.2 「ヒーポンらぼウエスト」の仕様

試験機種	ビル用マルチエアコン, パッケージエアコン	
試験範囲	冷房能力	14~84kW(5~30馬力)
	暖房能力	15.6~93.6kW(5~30馬力)
	給水能力	20 liter / min(圧力0.15MPa調圧)
	風量	10~255m ³ /min
	電源	AC3φ 400V × 1000A、3φ 200V × 600A、 1φ 100V × 150A 60Hz
温湿度範囲	室内側	+2~+55°C 40~90%RH
	室外側	-20~+55°C 40~90%RH
寸法	室内側	W10,600 × D6,900 × H4,775
	室外側	W10,600 × D7,450 × H4,775



図 2.4 「ヒーポンらぼウエスト」の内部



図 2.5 受風チャンバーの外観



図 2.6 室内機試験状況

第2章 業務用エアコンの試験設備と空調能力の算出方法

表 2.3 室外側試験室の環境制御用に設置されている各機器

室内外機兼用試験室用空調機	
温度設定範囲	-20℃～55℃
湿度設定範囲	40%～90%RH
基本構造	上部側面吸込み本体下吹出し
送風機	シロッコファン×2台(≒800m ³ /min) 駆動モータ 3φ 400V11kW インバーター併用
加温ヒータ	3φ 400V130kW ニクロムヒータ×2基 SCR制御 プレリアヒータ切り替え付
加湿器	3φ 400V20kW×3台 シーズヒータ SCR制御 パン型 低温時排水+凍結防止付
冷却装置	冷凍機: 空冷一体式コンデンスユニット 30馬力×3台 直膨式クロスフィン熱交換器 フィンピッチ8mm以上 膨張弁制御 高温、中温、低温切替
熱負荷風量測定器	ピトー式風量センサー
熱負荷温湿度測定器	高分子薄膜静電容量式センサ×2台 (ヴァイサラ式温湿度発信機)
寸法	約2,800W×3,500D×2,370H (風量測定部を除く)
重量	約3,100kg
試験室との接続ダクト	
接続形態	試験室からの吸込みは空調機室床面から、試験室への吹出しは空調機室から試験室床面接続ダクトを通して行う。また、受風室からの吸込みは風量測定装置へ空調機室床面を通して行う。
接続箇所	ダクト寸法(内寸)
受風室-ノズルチャンバー	φ 700mm+□700mm
吹出しダクト	1,400mm×1,000mm 1,000×500×4箇所分散接続
吸込みダクト	900mm×1,500mm
ダクト断熱	-20～55℃用ウレタン断熱2層
風量測定装置	
測定範囲	10～255m ³ /min
風量測定部外法	約1,870W×1,260D×3,300H(mm)
風量測定部ノズル形式	下面吸込み式 φ 150mm×1個、φ 200mm×5個 開閉はエアシリンダによる遠隔自動操作
風量測定部重量	約600kg
吸引ファン形式	ターボファン
吸引ファン駆動モータ	3φ 400V11kW インバーター制御
吸引ファン架台形式	キャスター付
吸引ファン及び架台部重量	約550kg

第2章 業務用エアコンの試験設備と空調能力の算出方法

表 2.4 室内側試験室の環境制御用に設置されている各機器

室内試験室用空調機	
温度設定範囲	2°C～55°C
湿度設定範囲	40%～90%RH
基本構造	上部側面吸込み本体下吹出し
送風機	シロッコファン×2台(≒400m ³ /min) 駆動モータ 3φ 400V5.5kW インバーター併用
加温ヒータ	3φ 400V100kW ニクロムヒータ SCR制御 リアヒータのみ
加湿器	3φ 400V20kW×3台 シーズヒータ SCR制御 パン型 低温時排水+凍結防止付
冷却装置	冷凍機: 空冷一体式コンデンスユニット 30馬力×1台+20馬力×1台 直膨式クロスフィン熱交換器 膨張弁制御 高温、中温切替
熱負荷風量測定器	ピトー式風量センサー
熱負荷温湿度測定器	高分子薄膜静電容量式センサ×2台 (ヴァイサラ式温湿度発信機)
寸法	約2,800W×2,700D×2,370H (風量測定部を除く)
重量	約2,400kg
試験室との接続ダクト	
接続形態	試験室からの吸込みは空調機室床面から、試験室への吹出しは空調機室から試験室床面接続ダクトを通して行う。また、受風室からの吸込みは風量測定装置へ空調機室床面を通して行う。
接続箇所	ダクト寸法(内寸)
受風室-ノズルチャンバー	φ 700mm+□700mm
吹出しダクト	1,000mm×1,000mm
吸込みダクト	900mm×1,500mm
ダクト断熱	0～55°C用グラスウール断熱
風量測定装置	
測定範囲	10～255m ³ /min
風量測定部外法	約1,870W×1,260D×3,300H(mm)
風量測定部ノズル形式	下面吸込み式 φ 150mm×1個、φ 200mm×5個 開閉はエアシリンダによる遠隔自動操作
風量測定部重量	約600kg
吸引ファン形式	ターボファン
吸引ファン駆動モータ	3φ 400V11kW インバーター制御
吸引ファン架台形式	キャスター付
吸引ファン及び架台部重量	約550kg

第2章 業務用エアコンの試験設備と空調能力の算出方法

室内側試験室の環境制御用に設置されている各機器について表 2.4 に従って説明する。室内側試験室は加熱用に容量が 100kW の電気ヒーター1 基、冷却用に能力が 84kW と 56kW の空冷一体式コンデンシングユニットの冷凍機が各 1 基設置されており、それぞれを使用して任意の空気温度に制御している。また、加湿用に 20kW の電気ヒーター式蒸気発生器を 3 基用いて制御している。

図 2.5 に室内機受風チャンバーの外観を示し、図 2.6 に受風チャンバー上面から見た室内機試験状況を示す。

図 2.7 に室内側試験室における空調能力の測定方法を示す。室内側試験室では、最大 6 台の天井カセット型室内機が設置できる。定格冷房能力が 45kW または 56kW の空調機を試験する場合は、4 台の天井カセット型室内機を受風チャンバーに設置する。室内機は室内側試験室内の空気を吸い込み、受風チャンバーに空気を吹き出す。その際、吸い込み空気と吹き出し空気の乾球温度と湿球温度をそれぞれ計測し、空調能力を空気エンタルピー法により測定する。乾球温度と湿球温度の計測には、温湿度ボックス内の 4 線式の高精度の白金抵抗体が用いられる。なお、受風チャンバーはスタイロフォーム等で断熱されており、熱の漏洩を小さくする工夫がなされている。

吹き出された空気は次に風量測定装置に送られ、ノズルの前後差圧を測定することにより、風量（空気の体積流量）を測定する。ノズルは JIS 長円のもので、直径 150mm のものが 1 つ、直径 200mm のものが 5 つ設置されており、適宜開閉することにより風量に最適な個数を用いて計測を行う。

風量の計測を終えた空気は送風機により熱負荷装置に送られ、冷房運転時の性能試験を行う際は加熱器により冷房負荷を、暖房運転時は冷却器により暖房負荷を与える。なお、吸引ファンは受風チャンバーと室内側試験室内の空気の圧力が等しくなるように制御されている。

熱負荷装置により空調負荷を与えられた空気は送風機により再び室内側試験室内に送られる。表 2.4 に示すように、空気調和機は、加熱用に容量が 100kW のヒーターが 1 基、冷却用に能力が 84kW の冷凍機が 1 基、56kW の冷凍機が 1 基、容量 20kW の電気ヒーター 3 基からなる加湿装置から構成されている。これらは、部分負荷試験のように一定の熱負荷を与えながらエアコン自体に室内側の乾球温度を制御させる試験の際に使用する。

「ヒーポンらぼウエスト」は平成 20 年に従来あった全天候環境実験棟の増築棟として建設されたが、以来、精度保証として、(社)日本冷凍空調試験所(以下「日空研」と略す。なお、旧名称は「日本冷凍空調工業会検定部」である。)の冷暖房能力試験設備相互較正準認定証を取得している。この準認定には、まず、「ヒーポンらぼウエスト」で能力の異なる 2 台のエアコン(冷房能力 14kW、22.4kW)について、冷房標準、暖房標準、暖房低温の 3 種類の計測を行い、次に、この 2 台のエアコンを日空研に持ち込み、同じ計測を実施し、「ヒーポンらぼウエスト」の計測結果(各試験における冷房・暖房能力と消費電力)と日空研の計測結果の誤差が全て±3%であり、日空研の審査に合格することが要求される¹⁾。有効期間は 2 年間である。性能試験の詳細は、日空研が制定している性能試験方法の細則⁵⁾⁶⁾に基づいている。

図 2.8 に「ヒーポンらぼウエスト」の制御操作盤の外観を、図 2.9 に「ヒーポンらぼウエスト」のデータ収集システムの外観を示す。

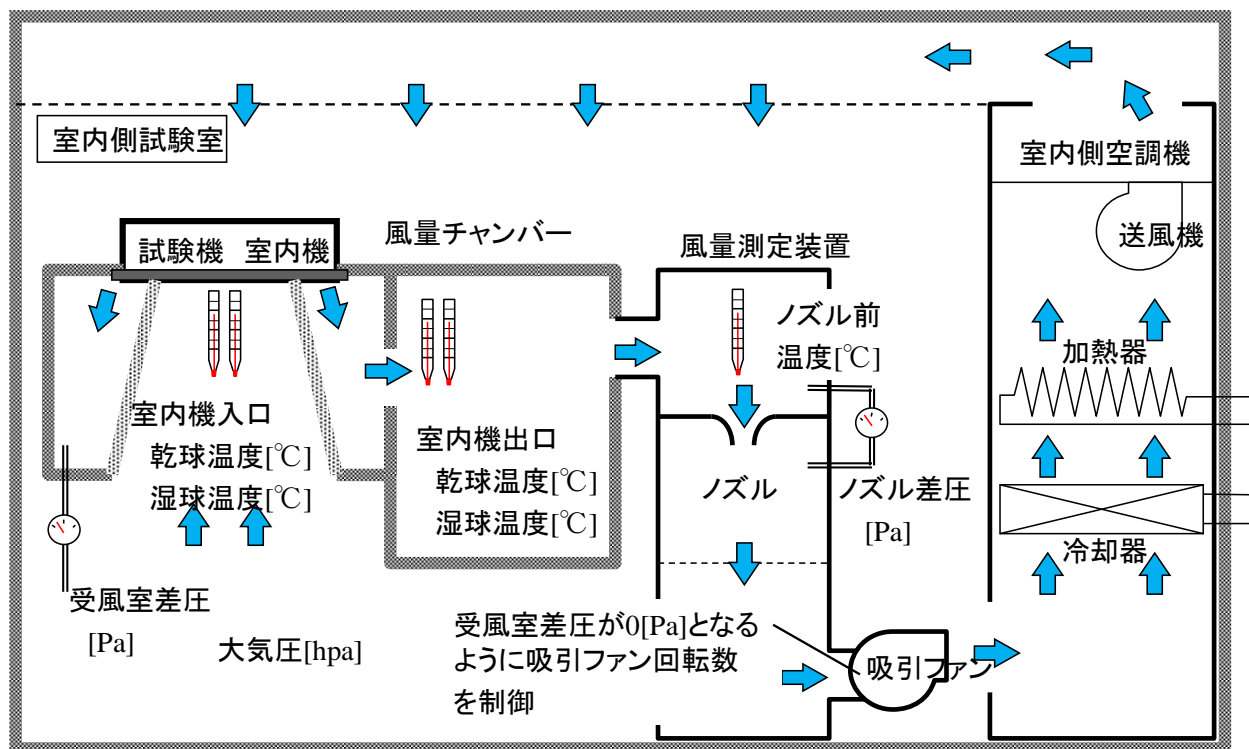


図 2.7 空調能力の測定方法



図 2.8 「ヒーポンらぼウエスト」の制御操作盤

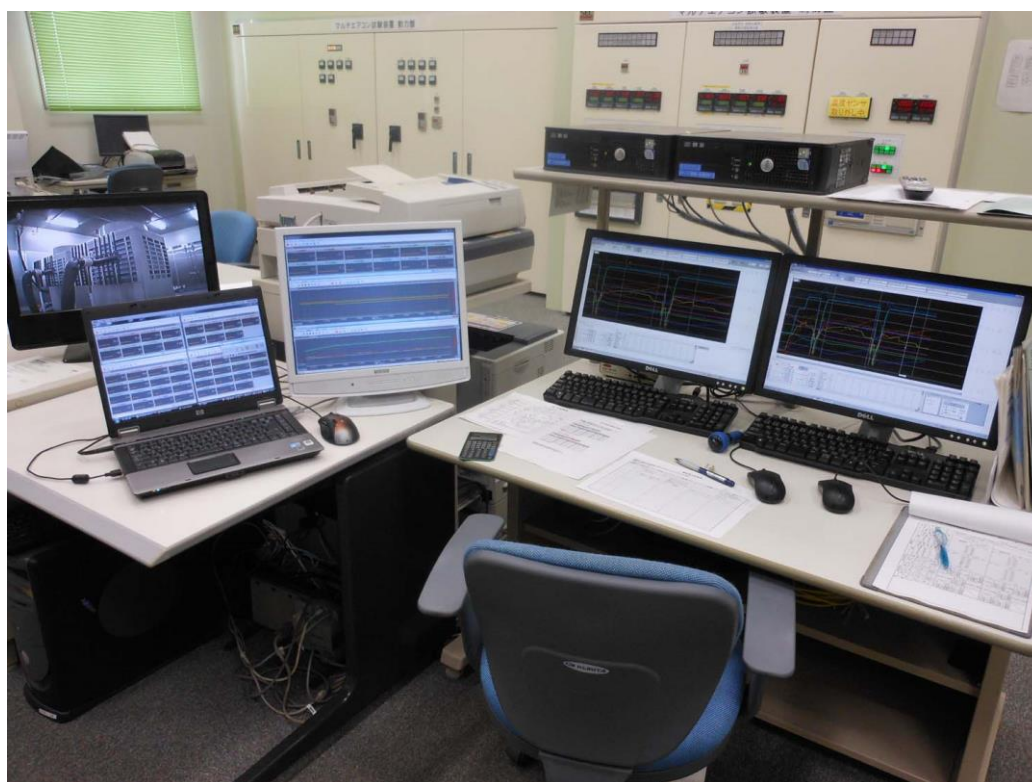


図 2.9 「ヒーポンらぼウエスト」のデータ収集システムの外観

2.3 空調能力の算出方法

能力の算出は、室内機の吸い込み空気と吹きだし空気の比エンタルピーの差に風量を乗じて計測を行う、空気エンタルピー法を用いた。空気の持つ比エンタルピー H_a [kJ/kg]は温度 t [°C]と絶対湿度 X_w [kg/kg]を用いて次式で近似して求める。

$$H_a = 1.005t + (2501 + 1.846t) X_w \quad (2-1)$$

絶対湿度 X_w を求めるために、まず、次の Goff-Gratch⁷⁾ の式を用いて飽和水蒸気圧 P_{ws} を求めた。

$$P_{ws} = 10^{P_x} \quad (2-2)$$

$$P_x = Z_1(C-1) + Z_2 \log(C) + Z_3 \left[10^{\left\{ Z_4 \left(1 - \frac{1}{C} \right) \right\}} - 1 \right] + Z_5 \left[10^{\{ Z_6 (C-1) \}} - 1 \right] + \log(P_1) \quad (2-3)$$

$$C = \frac{100 + X_t}{t + X_t} \quad (2-4)$$

t : 計測ポイントの水の温度 [°C]

X_t : 273.15 [K]

P_1 : 100°Cにおける飽和水蒸気圧 (=101325 [Pa])

Z_1 : -7.90289 [-]

Z_2 : 5.02808 [-]

Z_3 : -1.3816×10^{-7}

Z_4 : 1.1344×10^1 [-]

Z_5 : 8.1328×10^{-3} [-]

Z_6 : -3.49149 [-]

求めた飽和水蒸気圧 P_{ws} を用いて次式で飽和絶対湿度 X_s [kg/kg]を求めた。

$$X_s = \frac{0.6220 \times P_{ws}}{p + P_{ws}} \quad (2-5)$$

p : 計測ポイントの大気圧 [Pa]

飽和絶対湿度 X_s から湿球温度基準の絶対湿度 X_w [kg/kg]を次式で求めた。

$$X_w = \frac{(2501 - 2.340WB)X_s - 1.005(DB-WB)}{1.846 \times DB + 2501 - 4.186 \times WB} \quad (2-6)$$

DB：計測ポイントの乾球温度 [°C]

WB：計測ポイントの湿球温度 [°C]

風量は、室内側試験室の風量測定装置で得られた各値を元に以下の式を用いて求めた。まず、ノズル通過風速 V_x [m/s]は、次式を用いて ΔV の値が 0.001 以上ならばiiiからviまでの計算を繰り返し、0.001 未満になった際の V_{x1} をノズル 通過速度 V_x として採用する。

$$i \quad V_{dn} = \frac{4.186 \times 10^{-4} \times (273.15 + t)^{2.5}}{p(383.55 + t)} \quad (2-7)$$

$$ii \quad V_{x0} = \sqrt{2P_n} \quad (2-8)$$

$$iii \quad Re = \frac{V_{x0} \times d}{V_{dn}} \quad (2-9)$$

$$iv \quad C_d = 0.9986 - \frac{7.006}{\sqrt{Re}} + \frac{134.6}{Re} \quad (2-10)$$

$$v \quad V_{x1} = C_d \sqrt{2V \times P_n} \quad (2-11)$$

$$vi \quad \Delta V = \frac{V_{x1} - V_{x0}}{V_{x1}} \quad (2-12)$$

p ：計測ポイントの大気圧 [Pa]

t ：計測ポイントの温度 [°C]

V ：計測ポイントの比体積 [m³/kg]

P_n ：計測ポイントのノズル差圧 [Pa]

d ：ノズルの直径 [m]

V_{dn} ：ノズル部の動粘度 [m²/s]

V_{x0} ：仮のノズル通過風速 [m/s]

Re ：レイノルズ数 [-]

C_d ：ノズル流量係数 [-]

V_{x1} ：計算途中のノズル通過速度 [m/s]

続いて体積風量 G_a [m³/s]を次式で求める.

$$G_a = a + A_v (b + c \times A_v) \quad (2-13)$$

$$A_v = Y_a \times V_x \frac{\pi D_n^2}{4} \quad (2-14)$$

D_n : 開いているノズルの直径 [m]

Y_a : ノズル膨張係数 [-]

A_v : 校正前体積風量 [m³/s]

a, b, c : 体積風量の校正係数 [-]

最後に質量風量 M_a [kg/s]に次式で換算する.

$$M_a = \frac{G_a}{V_{an}} \quad (2-15)$$

V_{an} : ノズル前比体積 [m³/kg]

以上の式から得られた各値から、能力を次式から計算した。ここで、冷房運転時は水の凝縮が伴うため、能力は水の凝縮潜熱分の潜熱能力と吸い込み空気と吹き出し空気の乾球温度差分の顕熱能力とに分けることができ、それらを合わせて全冷房能力とする。なお、暖房運転では水の相変化を伴わないため、暖房能力はすべてが顕熱能力である。

全冷房能力 Q_{cr} [W]は次式で求められる。

冷房能力変化率 ($R_{p\ell}$) は、冷媒配管の実際の長さにおける能力を基準の冷媒配管長 7.5m における能力に換算する 際に用いる。

$$Q_{cr} = (D_{ha} \times M_a \times 1000 + Q_{hl}) \frac{100}{R_{p\ell}} \quad (2-16)$$

D_{ha} : 出入口空気エンタルピー差 [kJ/kg]

M_a : 供試機器質量風量 [kg/s]

Q_{hl} : 冷房漏洩熱量 [W]

$R_{p\ell}$: 冷房能力変化率 [%]

第2章 業務用エアコンの試験設備と空調能力の算出方法

暖房能力 Q_{hr} [W] は次式で求められる。暖房能力変化率 ($R_{p\ell}$) は、冷媒配管の実際の長さにおける能力を基準の冷媒配管長 7.5m における能力に換算する際に用いる。

$$Q_{hr} = (Dtd \times Cpa \times Ma \times 1000 + Q_{h\ell}) \frac{100}{R_{p\ell}} \quad (2-17)$$

Dtd : 乾球温度差 [°C]

Cpa : 空気の定圧比熱 [W]

Ma : 供試機器質量風量 [kg/s]

$Q_{h\ell}$: 暖房漏洩熱量 [W]

$R_{p\ell}$: 暖房能力変化率 [%]

2.4 試験方法

2.4.1 定格性能試験

エアコンの定格運転時の性能を評価する定格性能試験は、JIS規格（JIS B 8616, JIS B 8627）の冷房定格性能試験，暖房定格性能試験，暖房低温性能試験として定められている空気条件に基づいて行った。定格性能試験の空気条件を表 2.5 に示す。この試験では、エアコンの圧縮機を動作させる電気モーターの回転数を、JIS規格にある各温度条件において定格能力が出るとされている値に固定し試験を行った。なお、定格性能試験の空調負荷率を部分負荷性能試験と表記上の整合性をとるために便宜的に 100%と表記する。

2.4.2 部分負荷性能試験

本研究で実施した部分負荷性能試験の試験条件の例を表 2.6 に示す。なお、空調負荷率は空調負荷を定格能力の実測値で除した値として定義した。また、エアコンの実際の運転状況を再現するために、冷房性能試験時にはエアコンのリモコンの室内設定温度を 27°C に、また、暖房性能試験時にはエアコンのリモコンを 20°C に設定し、エアコン自身に室内温度を制御するように試験を行った。室内側の湿度は、顕熱比（全冷房能力のうち、顕熱能力が占める割合：顕熱能力/全熱冷房能力）が 0.85 となるように試験装置側で制御した。

今回の試験条件の設定に当たっては、低空調負荷時の COP の低下を的確に表現するために、実際の機器の運用状態を勘案し COP を外挿で求める状態にならないように配慮した。また、従来のエアコンでは空調負荷率が 50%～75% で COP が最大値に達する機器が多く見られたため、65% 負荷と 85% 負荷の条件を設けることで COP の最大値をより正確に求めることを試みた。さらに冷暖房試験とも外気温度の領域を広く取り、より広範囲の気象条件をカバーできるように留意した。

これらの条件下で、エアコンの冷暖房能力、消費電力、冷媒の温度、圧力、圧縮機の回転数などを測定し、エネルギー消費効率（COP）を求めるとともに、エアコンの運転状態を把握した。これら諸量は 10 秒間隔で測定し、冷房能力や室内外の温度などが定常状態に至るのを確認した上で試験データを取得した。また、後述のように低空調負荷時には圧縮機が断続運転となる場合が出現するが、その場合も冷暖房能力や圧力変化に一定の周期性が出現するのを確認後、1 サイクルにわたる平均値からエネルギー消費効率などを算出した。

第2章 業務用エアコンの試験設備と空調能力の算出方法

表 2.5 定格性能試験条件

試験名称	空気条件	
	室外側吸込空気温度 (乾球温度/湿球温度)	室内側吸込空気温度 (乾球温度/湿球温度)
冷房定格性能	35℃/—	27℃/19℃
暖房定格性能	7℃/6℃	20℃/15℃以下
暖房低温性能	2℃/1℃	20℃/15℃以下

表 2.6 部分負荷試験条件

冷房性能試験条件 (36 条件)	
室外側空気乾球温度 [°C]	空調負荷率 [%]
20	12.5, 25, 50, 65, 75, 85, 100
25	12.5, 25, 50, 65, 75, 85, 100
30	25, 50, 65, 75, 85, 100
35	25, 50, 65, 75, 85, 100
40	12.5, 25, 50, 65, 75, 85, 100
45	50, 75, 100

暖房性能試験条件 (31 条件)	
室外側空気乾球温度/ 湿球温度 [°C]	空調負荷率 [%]
-7 / -8	12.5, 65, 75, 85, 100
-3 / -4	25, 50, 65, 75, 85, 100
2 / 1	25, 50, 65, 75, 85, 100
7 / 6	12.5, 25, 50, 65, 75, 85, 100
12 / 11	12.5, 25, 50, 65, 75, 85, 100

2.5 供試機の例

本研究では主に定格冷房能力が 45kW、定格暖房能力が 50kW の電気式ビル用マルチエアコンを用いた。圧縮機回転数の制御はいずれの機種でもインバータで行っている。各空調機メーカーは、能力や効率の異なる様々な機種を発売しているが、一般に同じ能力の空調室外機であっても、熱交換器の面積が大きく、外形寸法が大きい機種ほど高効率となっている。この例として、定格冷房能力が 45kW、定格暖房能力が 50kW の機種の場合、室外機が 1 台の「標準機」と 2 台の「高効率機」が併売されている。表 2.7 と表 2.8 に本研究で試験を行なった EHP の仕様（カタログ値）の例を示す。いずれも、室外機は 2 台の「高効率機」の例である。なお、室内機は同容量の 4 台で構成されるシステムを用いた。

第2章 業務用エアコンの試験設備と空調能力の算出方法

表 2.7 本研究で試験を行なった EHP の仕様 (カタログ値) 例 (A 社製)

< 室外機仕様 >

製造年		2012 年		
電源		三相 200V		
冷媒名		R410A		
外形寸法 (高×横×奥行)		mm	1720×1220×765 ×2 台	
質量		kg	260×2 台	
能力	定格冷房	kW	45.0	
	定格暖房	kW	50.0	
	暖房低温	kW	45.6	
電気特性	冷房	消費電力	kW	10.5
		エネルギー消費効率	—	4.29
	暖房	消費電力	kW	11.82
		エネルギー消費効率	—	4.23
	暖房低温	消費電力	kW	14.06
		エネルギー消費効率	—	3.24
	冷暖房平均エネルギー消費効率		—	4.49

< 室内機仕様 (1 台あたり) >

製造年		2012 年
電源		三相 200V
外形寸法 (高×横×奥行)	mm	298×840×840
質量	kg	26
冷房能力	kW	11.2
定格冷房消費電力	W	150
暖房能力	kW	12.5
定格暖房消費電力	W	140

第2章 業務用エアコンの試験設備と空調能力の算出方法

表 2.8 本研究で試験を行なった EHP の仕様 (カタログ値) 例 (B社製)

<室外機仕様>

製造年		2011 年		
電源		三相 200V		
冷媒名		R410A		
外形寸法 (高×横×奥行)		mm	900×990×780 ×2 台	
質量		kg	241×2 台	
能力	定格冷房	kW	45.0	
	定格暖房	kW	50.0	
	暖房低温	kW	39.0	
電気特性	冷房	消費電力	kW	11.9
		エネルギー消費効率	—	3.78
	暖房	消費電力	kW	12.1
		エネルギー消費効率	—	4.13
	暖房低温	消費電力	kW	12.7
		エネルギー消費効率	—	3.07
	冷暖房平均エネルギー消費効率		—	3.96

<室内機仕様 (1台あたり)>

製造年		2011 年
電源		三相 200V
外形寸法 (高×横×奥行)	mm	319×840×840
質量	kg	25
冷房能力	kW	11.2
定格冷房消費電力	W	100
暖房能力	kW	12.5
定格暖房消費電力	W	100

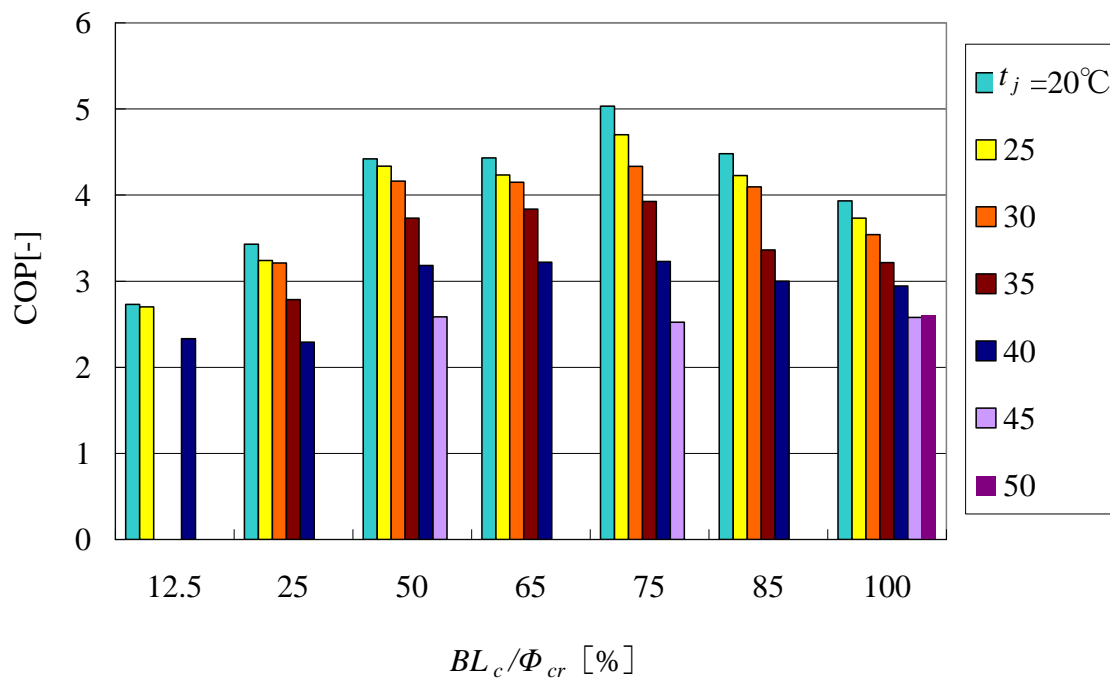
2.6 空調機の試験結果例

表 2.7 で示した空調機の試験結果を棒グラフにして図 2.10 に、表 2.8 で示した空調機の試験結果を棒グラフにして図 2.11 にそれぞれ示す。ここで、図の横軸は空調負荷率 (BL_c/Φ_{cr} , BL_h/Φ_{hr}) であり、縦軸は COP である。ここで、 BL はエアコンに対する空調負荷、 Φ は実測定格空調能力、添え字の r は定格値、 c は冷房運転、 h は暖房運転を表す。また、各空調負荷率に対して室外空気温度 (t_j) をパラメータにとって示してある。

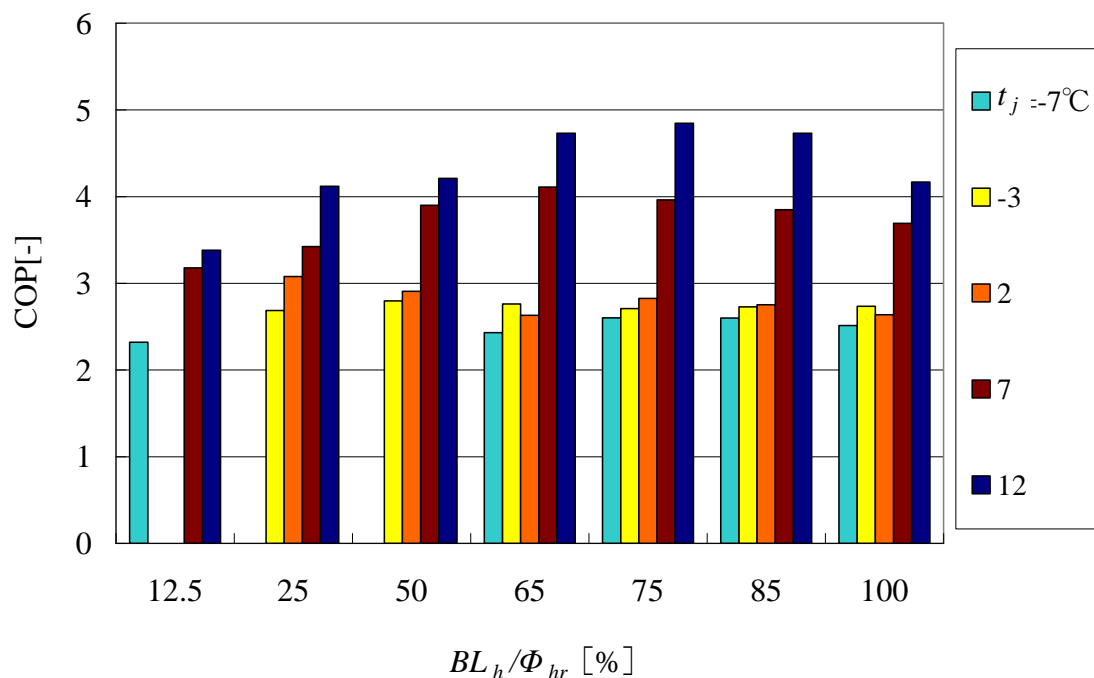
また、上記の全試験結果 (冷房 36 点、暖房 31 点) に基づいて作成した COP を外気温度と空調負荷率の 2 次曲面として表した「COP 曲面」を、図 2.12 と図 2.13 にそれぞれ示す。表 2.7、表 2.8 と図 2.12、図 2.13 を見比べると、以下のことが分かる。

- (1) 冷房時の効率を見ると、カタログ値では、A 社製の方が B 社製よりも高いが、空調機の試験結果からは B 社製のエアコンの効率の方が A 社製よりも全般的に高い。
- (2) 冷房時の効率が最大になる負荷率は、A 社製では 60% から 80% であるのに対し、B 社製では 40% から 70% となっている。また、B 社製の方が A 社製よりも、部分負荷領域での効率の向上割合が大きい。
- (3) 暖房時の効率が最大になる負荷率は、冷房時と同様に A 社製では 60% から 80% であるのに対し、B 社製では 40% から 70% となっているが、冷房時と比べて部分負荷領域での効率の向上割合は小さい。

このように、空調機の部分負荷性能試験を実施することによって、カタログデータからでは分からない空調機の負荷率と外気温に応じた詳細な COP 特性を把握することができる。

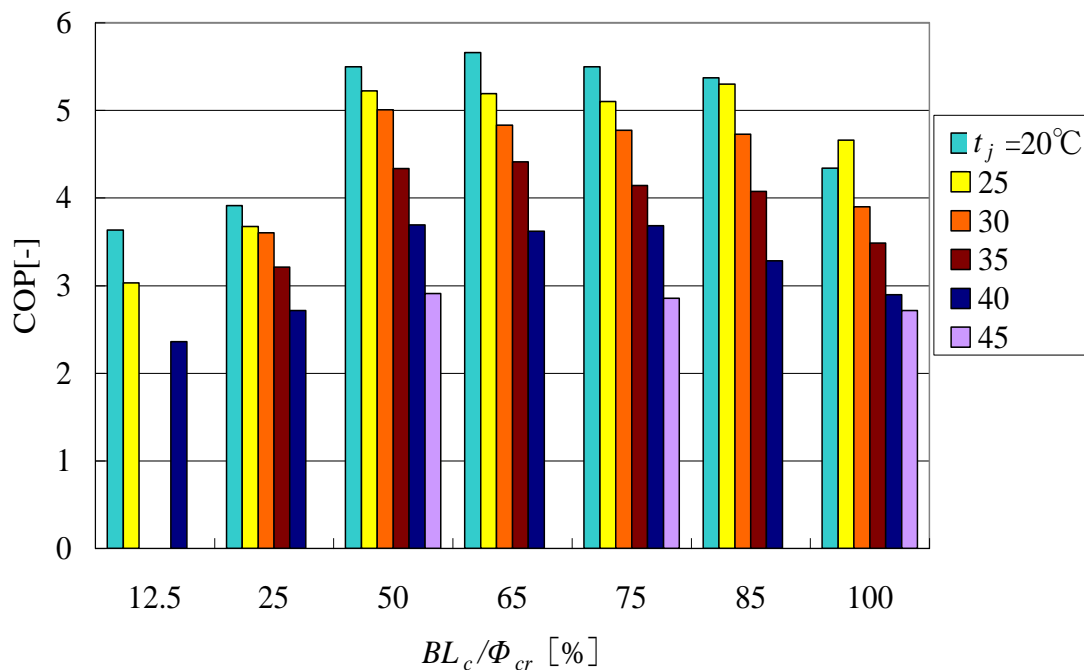


(a) 冷房運転

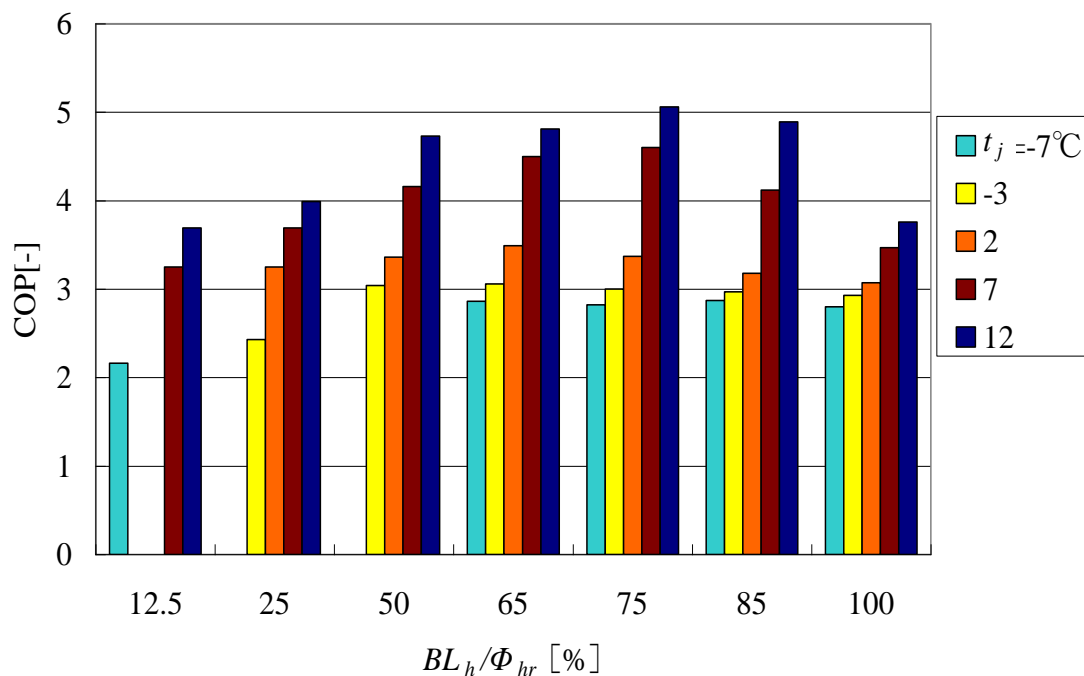


(b) 暖房運転

図 2.10 A 社製供試機 (EHP) の COP 実測結果

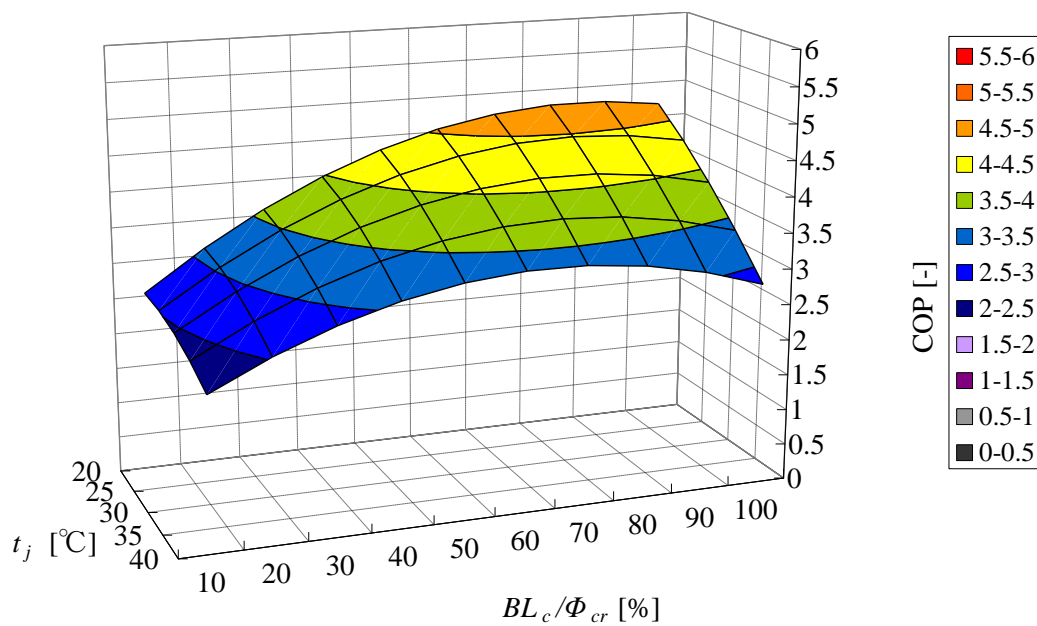


(a) 冷房運転

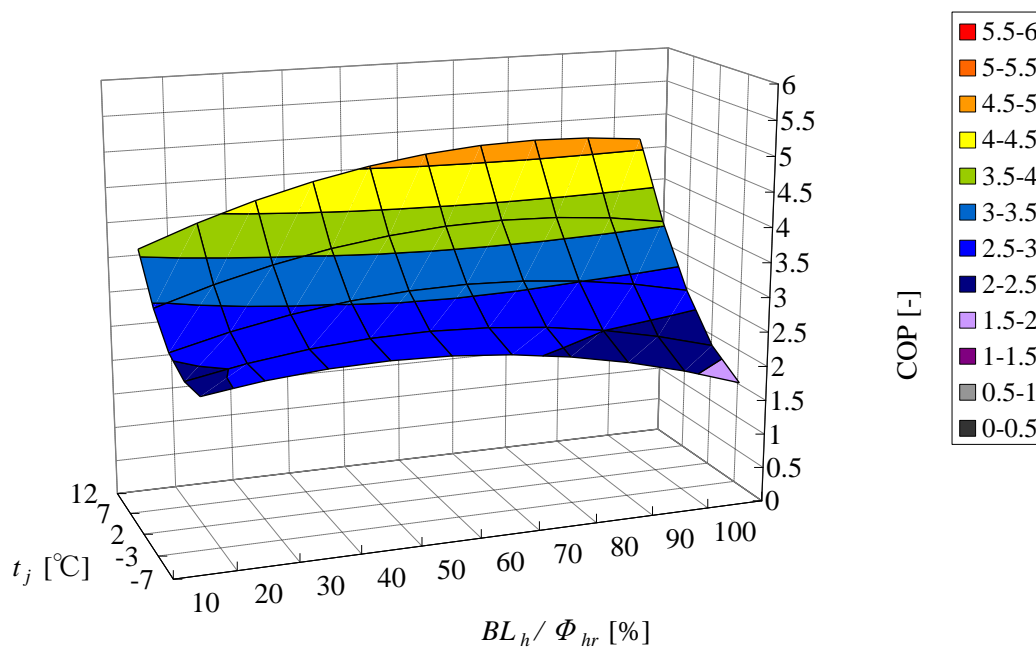


(b) 暖房運転

図 2.11 B 社製供試機 (EHP) の COP 実測結果

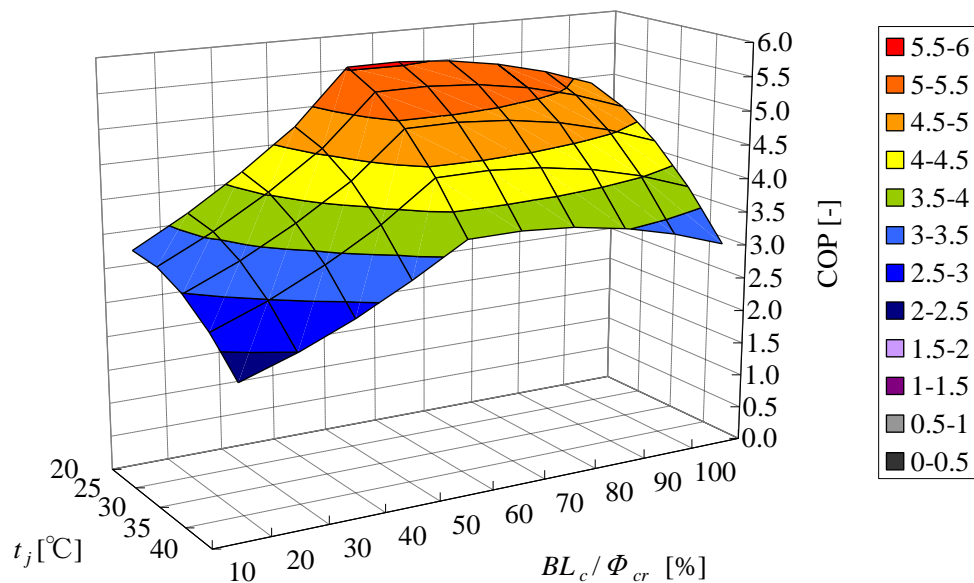


(a) 冷房運転

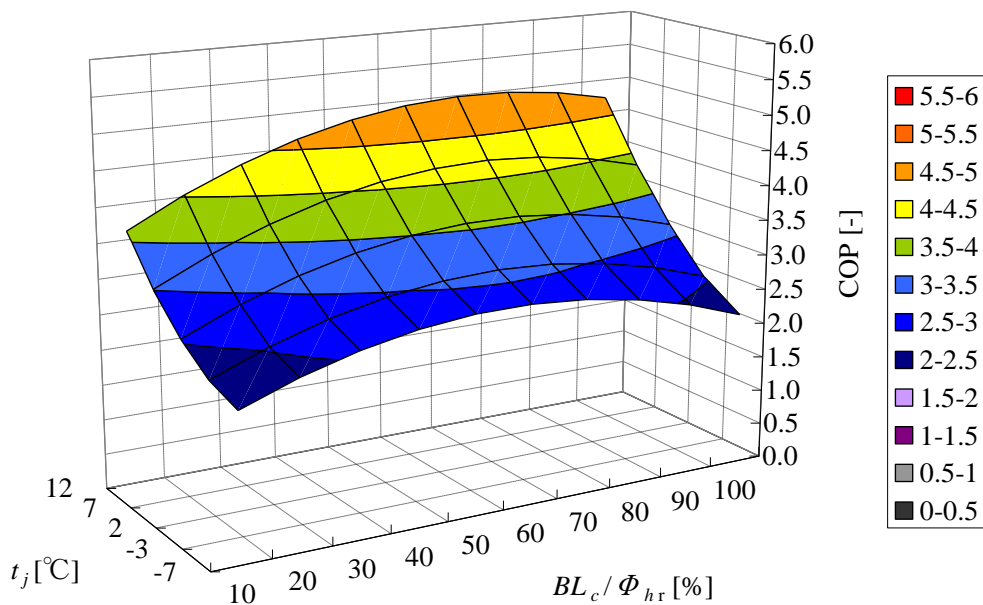


(b) 暖房運転

図 2.12 A 社製供試機 (EHP) の COP 曲面



(a) 冷房運転



(b) 暖房運転

図 2.13 B 社製供試機 (EHP) の COP 曲面

第3章 大型小売店舗のエネルギー消費量の実測方法

3.1 空調負荷実測の必要性

前章までに述べてきたように、エアコンの部分負荷性能は外気温度と室内空調負荷によって変化する。したがって、大型小売店舗において実効ある空調の省エネルギーを推進するためには、設置される空調機の外気温度と空調負荷に対する COP の変化を高精度で把握することが必要であり、エアコンの実際の運転環境を再現できる年間の外気温度および室内空調負荷の変化を与える必要がある。

一方、大型小売店舗の空調負荷については、JIS では3種類の建物用途（戸建て店舗、テナント店舗、事務所）が想定され、各用途について空調負荷が外気温度に比例して変化するモデルが採用されている。いずれの建物用途においても $t_j = 35^\circ\text{C}$ でエアコンの定格冷房能力に等しい冷房負荷の発生が仮定されており、建物用途による室内空調負荷の違いは、冷房・暖房の開始外気温度と 0°C における暖房空調負荷の違い（すなわち外気温度に対する空調負荷の傾きの違い）により表現されている。ここで、空調負荷は、建物の断熱性能や外気温度、空調の設定温度や稼働時間などの運用実態によって異なってくるが、JIS 規格の空調負荷モデルは、1970年代に制定されて以降、見直しがなされていない。セントラル空調方式を採用している建物では、冷温水を用いるので、冷温水の出入口の温度差と流量を測定することで比較的容易に負荷の測定が可能であり、空調負荷に関する多くのデータが取られている。しかし、量販店舗やスーパーマーケットなどの大型戸建て小売店舗の場合は、その多くが個別分散空調方式を採用しており、空調能力を現地で実測するためには空調機の吸い込みと吹き出しの空気のエンタルピー差と風量のデータが必要であり、精度良く測定することが困難なため、実測事例が見当たらない。第1章で述べた通り、大型小売店舗の省エネルギーを推進することは重要であり、大型小売店舗において実効ある省エネルギーを推進するためには、大型小売店舗の空調負荷実態を把握することが重要である。

そこで本研究では、個別分散空調方式の業務用エアコンが使用されている大型小売店舗で、外気温度とエアコンの電力あるいはガス消費量を実測し、それらと部分負荷性能試験の結果を組み合わせることで、建物内の空調負荷を算出する方法を用いて大型小売店舗の空調負荷実態を把握することとした。

さらに本研究では、大型小売店舗に設置された空調機の省エネルギー性を検討するため、代表的な大型小売店舗の実測空調負荷を検討対象のモデル（大型小売店舗の空調負荷モデル）として取り上げた。そして、空調機の機種の変更や空調設備容量の変更による空調エネルギー消費量への影響評価は、モデルとして取り上げた実測空調負荷と検討対象となる空調機の機種ごとの部分負荷性能試験結果を組み合わせることで、解析する方法を用いた。また、第4章で述べる空調機の室内設定温度の変更や第6章から第10章で述べる大型小売店舗内の照明器具の変更による空調負荷の変化に伴う空調エネルギー消費量への影響評価も、実測した空調負荷を基にした「空調負荷モデル」を用いて解析を行った。

3.2 空調負荷実測対象

本研究では、衣料品販売を主体とする多店舗展開会社と家電量販店である多店舗展開会社においてそれぞれ2店舗、計4店舗の空調負荷の実測を行った。これらの建物は大規模な量販店舗であり、JISの分類では戸建て店舗に相当すると考えられる。

今回は、気候条件が似通った名古屋市近傍の店舗から各社2店舗を選び、測定データを解析した。表3.1に各店舗の仕様を示す。各店舗とも平屋建てであるが、店舗Bのみ屋上が駐車場であり、アスファルト舗装が施されている。店舗A、C、Dは波板鉄板製の屋根である。また、エアコンの設定温度や換気時間などは各店舗に任されている。表3.2に各店舗で使用されているエアコンの仕様と台数を示す。店舗Aと店舗CではEHP式のパッケージエアコンとビル用マルチエアコンが、また店舗Bと店舗DではGHP式のビル用マルチエアコンが使用されている。なお、上述のように各社の両店舗はほぼ同規模であるが、経験的にGHPの店舗Bおよび店舗Dの総空調能力はEHPの店舗Aおよび店舗Cに比べてそれぞれ大きく設定されている。また、GHPの燃料は、店舗Bはプロパンガス、店舗Dは都市ガス（13A）である。

第3章 大型小売店舗のエネルギー消費量の実測方法

表3.1 実測対象店舗の仕様

店舗	店舗所在地	業種	空調面積	照明電力	屋根構造
A	名古屋市港区	衣料品量販店	6,068 m ²	142.0 kW	鋼板折板
B	小牧市	衣料品量販店	6,375 m ²	142.1 kW	アスファルト・コンクリート
C	常滑市	家電量販店	2,424 m ²	67kW	鋼板折板
D	岐阜羽島市	家電量販店	2,061 m ²	62kW	鋼板折板

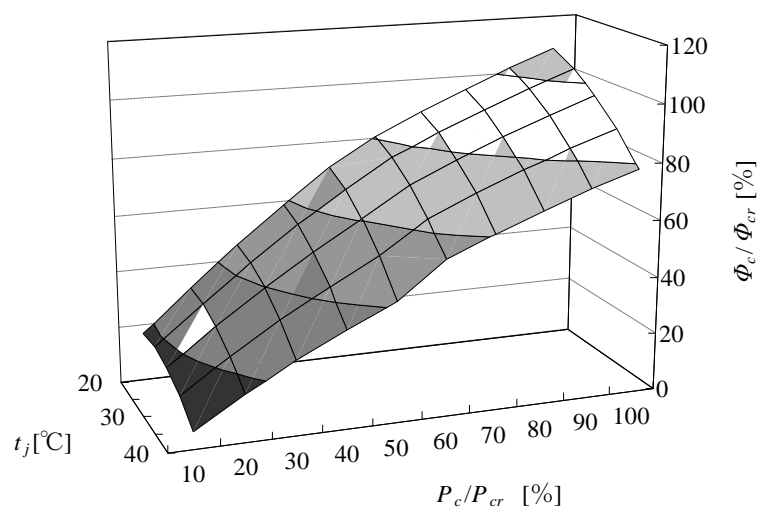
表3.2 店舗に設置されたエアコンの仕様と台数

店舗	エアコンの種類	エアコンの形式	定格冷房能力 (kW)	定格暖房能力 (kW)	台数
A	EHP	パッケージエアコン	12.5	14	68
		ビル用マルチエアコン	40	45	1
		ビル用マルチエアコン	90	100.5	1
店舗A 合計			980	1097.5	70
B	GHP	ビル用マルチエアコン	35.5	42.5	1
		ビル用マルチエアコン	56	67	22
店舗B 合計			1267.5	1516.5	23
C	EHP	パッケージエアコン	29.5	33	2
		ビル用マルチエアコン	452	508	4
店舗C 合計			481.5	541	6
D	GHP	ビル用マルチエアコン	476	535.5	9
店舗D 合計			476	535.5	9

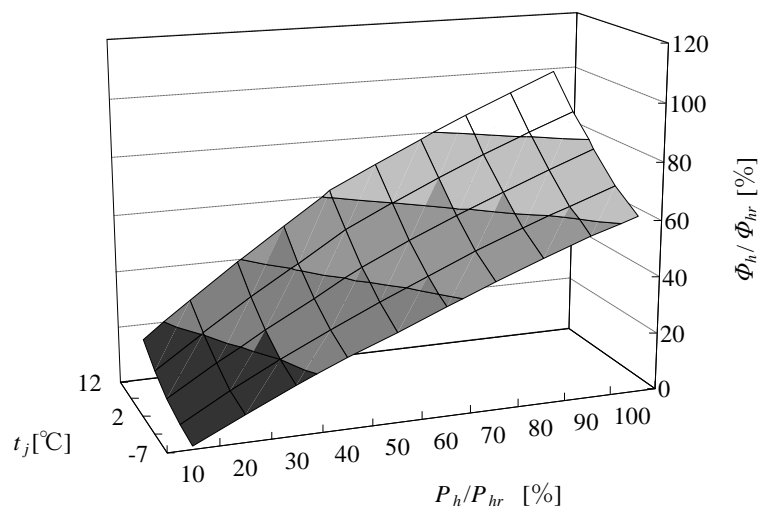
3.3 空調負荷実測方法

本研究では、ある時刻における建物の空調負荷と、その時のエアコンの冷・暖房総合能力が平衡状態にあると考え、建物内で運転されている各エアコンの能力の総和を連続的に測定することで空調負荷の時系列変化を求めた。まず店舗に使用されているエアコンについて第2章に述べた部分負荷性能試験を実施し、その結果に基づきエアコンの能力を外気温度と電力消費率あるいはガス消費率（定格消費量に対する実際の消費量の割合）の関数として整理した。図3.1と図3.2は、店舗A1（EHP）と店舗A2（GHP）で使用されているビル用マルチエアコンの例であり、定格冷房能力 Φ_{cr} あるいは暖房能力 Φ_{hr} （カタログ値）で規格化した空調能力 Φ_c/Φ_{cr} 、 Φ_h/Φ_{hr} が、外気温度 t_j と電力消費率 P_c/P_{rc} （ P_h/P_{hc} ）あるいはガス消費率 G_c/G_{rc} （ G_h/G_{hr} ）により変化する様子を示している。エアコンの能力は電力消費率あるいはガス消費率に対してほぼ線形に増加し、冷房では t_j の上昇に伴い、また暖房では t_j の下降に伴い能力が低下することが分かる。

本研究では、店舗に設置された各エアコンの電力あるいはガス消費量と、室外機の設置位置における外気温度を10分間隔で1年間にわたり測定し、この能力曲面からそれらに対応した各エアコンの冷・暖房能力を算出した。店舗AとCでは建物内の全EHPに電力量計を個別に接続し、室内外の気温と併せてデータを取得した。店舗Bでは全GHPにガスメータを設置することはできなかったため、数台分のガス消費量を集約して測定した。部分負荷性能試験の結果より、GHPのガス消費量とファン等による電力消費量との間には非常に強い相関のあることが明らかになったため、店舗Bでは全GHPについて電力消費量を個別に測定し、その値に基づきガス消費量を案分して各GHPの能力を求めた。店舗Dについては、全GHPにガスメータを個別に接続し、室内外の気温と併せてデータを取得した。以上により求めた各エアコンの能力の総計を、その時の建物空調負荷とした。この方法により、各店舗の1年間にわたる10分毎の建物空調負荷の変化を知ることができる。図3.3と図3.4に、店舗AにおけるEHP（パッケージエアコン）室外機の設置状況と、分電盤内の各EHPのブレーカーに設置した電力量計の写真を参考のために示しておく。

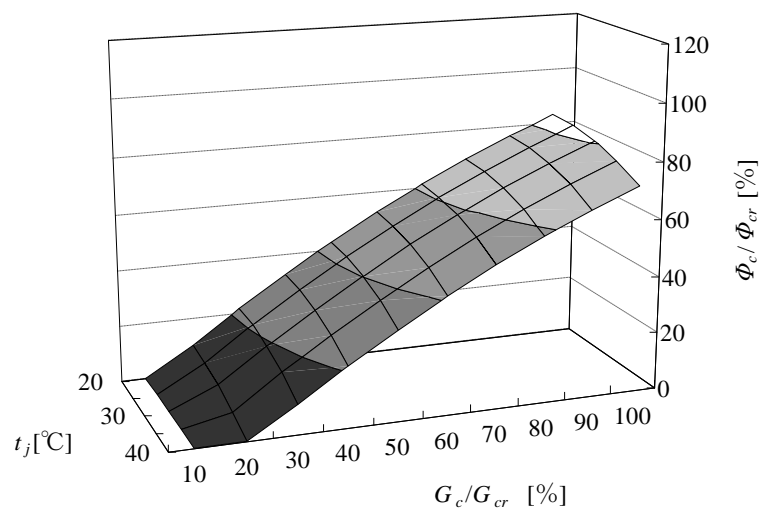


(a) 冷房性能曲面

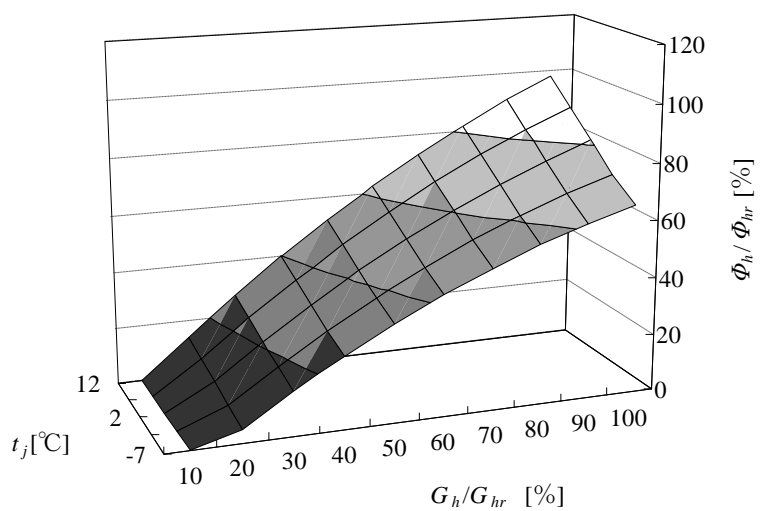


(b) 暖房性能曲面

図 3.1 店舗 A に使用したビル用マルチエアコン (EHP) の部分負荷性能試験結果



(a) 冷房性能曲面



(b) 暖房性能曲面

図 3.2 店舗 B に使用したビル用マルチエアコン (GHP) の部分負荷性能試験結果

第3章 大型小売店舗のエネルギー消費量の実測方法



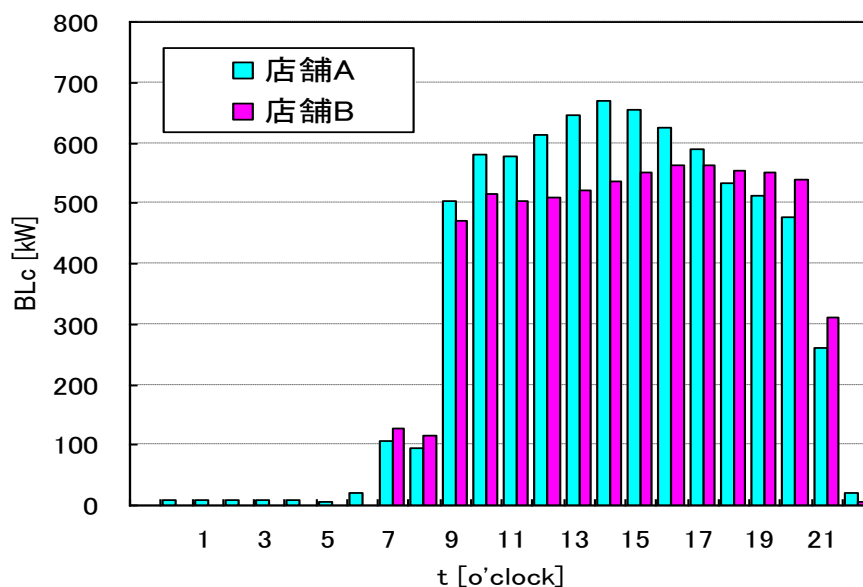
図 3.3 店舗 A におけるパッケージエアコン室外機の設置状況



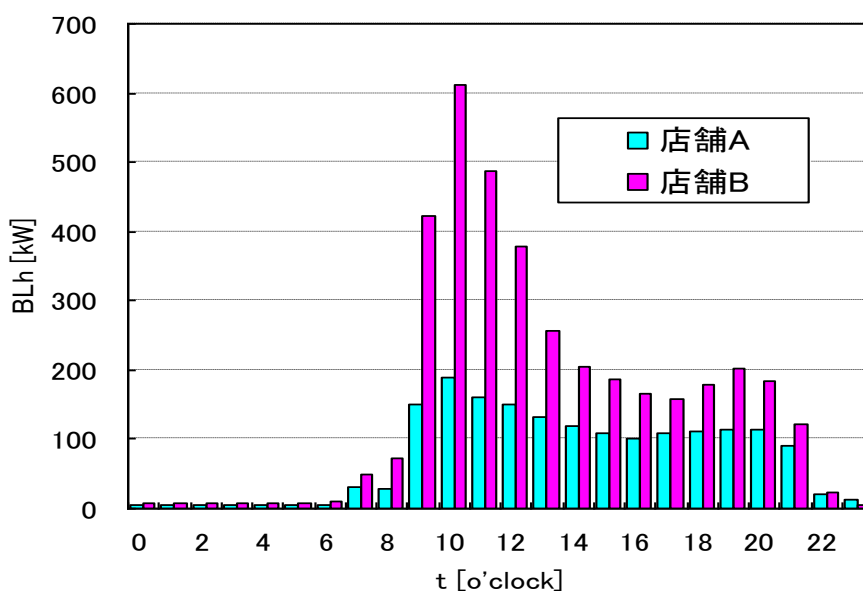
図 3.4 各 EHP のブレーカーに接続された電力量計

3.4 空調負荷の実測例

図 3.5 に、店舗 A と店舗 B の夏期（8 月）と冬期（1 月）の代表日の空調負荷の実測例を比較して示す。これを見ると、夏期において、店舗 A は外気温度が最も高くなる 14 時ごろに最大負荷が表れているが、店舗 B は建物（屋根）の熱容量が大きく、最大負荷は夕方以降に現れていることが分かる。一方、冬期は店舗 A、店舗 B とともに、開店直後の朝 10 時に空調負荷のピークが現れることが分かる。また、夏期と同様に、店舗 B は夜間により多くの冷熱が蓄熱されるため、朝のピークは店舗 A に比べて大きくなることが分かる。



(a) 夏期冷房負荷



(b) 冬期暖房負荷

図 3.5 夏期と冬期の代表日の空調負荷

第4章 空調エネルギー消費量に及ぼす空調設定温度変更の影響

4.1 緒言

第1章で述べたとおり、店舗や事務所に代表される業務用建物では、全エネルギー消費量の30%～50%が空調に費やされている¹⁾。そのため、CO₂削減の観点から空調の省エネルギー化が強く求められている。既設店舗における空調の省エネルギー化には、BEMSに代表される空調エネルギーの実測から現状の空調設備・運転状況を改善していくことや、建物の空調負荷を測定し適切な容量の空調機を再配備することが重要である。こうした取り組みは、セントラル空調が導入された建物であれば比較的容易であり事例も多い²⁾。しかし、ビル用マルチエアコンやパッケージエアコンなどの個別分散空調が導入されている建物では、BEMSに基づく省エネルギー化の検討はなされているが³⁾、建物内の空調負荷の実測結果に基づき省エネルギー化を検討した取り組みは少ないようである。

個別分散空調が導入された建物の空調エネルギー消費量を正確に把握し省エネルギー化を図るためには、建物に導入されているエアコンの部分負荷性能を精度良く評価することが不可欠となる。著者らは、業務用建物における導入事例が増えつつあるビル用マルチエアコンについて、外気温度と室内空調負荷を任意かつ独立に設定できる大型試験装置を用いた部分負荷性能試験を実施し、その詳細な部分負荷性能を明らかにしてきた⁴⁾⁵⁾。また、その測定結果に基づきJIS B 8616:2006⁶⁾およびJIS B 8627-1:2006⁷⁾に規定されているCOP予測手法をビル用マルチエアコンに適用した場合の妥当性と問題点についても検討を加えた⁴⁾⁵⁾。

エアコンの年間エネルギー消費量を高精度で予測するためには、部分負荷時におけるCOP予測の高精度化に加えて、建物内に発生する空調負荷も正確に与える必要がある。上記のJISでは、図4.1に示すように、戸建て店舗、テナント店舗、事務所の3種類の建物用途について、空調負荷が外気乾球温度に比例して変化するモデルが用意されている⁶⁾⁷⁾。しかし、個別分散空調が使用されている業務用建物において空調負荷を実測することは容易ではなく、JISで用いられているこれらの空調負荷モデルの妥当性を検証した例も見あたらない。

そこで本章では、個別分散空調が使用されている衣料品販売を中心とした2つの戸建て量販店舗において、外気温度およびエアコンのエネルギー消費量を1年間にわたり実測し、それらとエアコンの部分負荷性能試験の結果とを組み合わせることで建物内の空調負荷を実測することを試みた。次に、既設空調設備の運用変更による省エネルギー化手法として、エアコンの室内温度設定値の変更が空調エネルギー消費に及ぼす影響に注目し、上記の1店舗において冷房期間中に室内温度設定値を意図的に変更して、エアコンのエネルギー消費量を計測した。さらに、測定された店舗の空調負荷とエアコンの部分負荷性能に基づき、室内温度設定の変更が空調負荷とエアコンのCOPに及ぼす影響を明らかにし、この手法により空調エネルギー消費が削減されるメカニズムについて検討した。

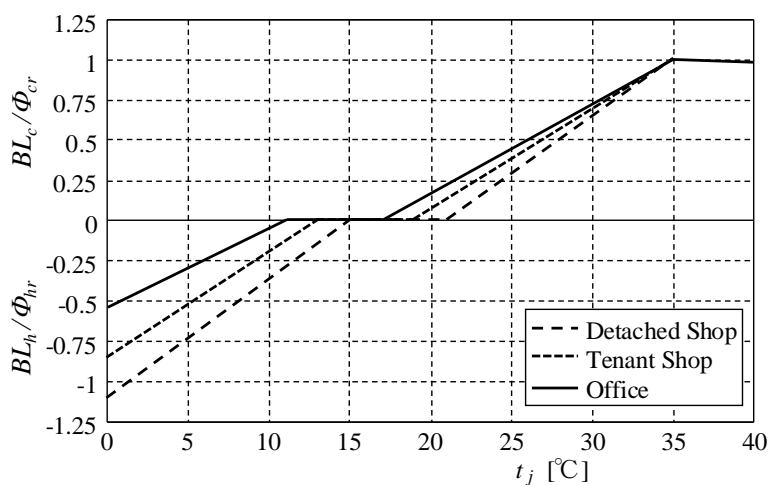


図 4.1 JIS の空調負荷モデル

4.2 空調負荷実測対象

本章では、第 3 章で記述した衣料品販売を中心とした多店舗展開型の戸建て量販店舗 A と B における空調負荷を測定対象とした。表 4.1 に実測を行った量販店舗の概要を示す。同一運営会社の愛知県内の店舗から床面積が比較的近い 2 店舗を選び、2007 年 1 月 1 日～12 月 31 日の測定データを解析した。営業時間は週 7 日・10:00～21:00 である。建物は両店舗とも平屋であるが、店舗 B は屋上が駐車場であるため屋根にアスファルトとコンクリートが使用されており、その熱容量は店舗 A の約 50 倍と推定される。表 4.2 に各店舗で使用されている空調設備の仕様と台数を示す。店舗 A では EHP 式パッケージエアコンとビル用マルチエアコンが、店舗 B では GHP 式ビル用マルチエアコンが使用されている。店 B は屋上が駐車場であるため、経験的に単位床面積当たりの空調能力が通常の屋根構造をもつ店舗 A に比べて大きく設計されている。また、店舗内の換気量（換気は冷房期間のみ実施）は、店舗 A の方が大きく設定されている。エアコンの室内温度設定は各店舗に任されている。

表 4.1 実測を行った量販店舗の概要

店舗	店舗 A	店舗 B
所在地	名古屋	小牧
営業時間	年中無休 10:00 - 21:00	年中無休 10:00 - 21:00
店舗面積	6068 m ²	6375 m ²
天井高	約 6 m	約 6 m
屋根構造	鋼板	鋼板 アスファルト コンクリート
屋根の熱容量	40 (MJ/kg °C)	192 (MJ/kg °C)
換気負荷	36090 m ³ /h (冷房時)	20150 m ³ /h (約)

表 4.2 各店舗の空調設備の仕様

店舗	空調機の 種類	定格冷房 能力 Φ_{cr}	定格暖房 能力 Φ_{hr}	台 数
A	パッケージ (EHP)	12.5 kW	14 kW	68
	ビル用マル チエアコン (EHP)	40 kW	45 kW	1
	ビル用マル チエアコン (EHP)	90 kW	100.5 kW	1
	合計	980 kW 161.5W/m ²	1097.5 kW 180.9W/m ²	70
B	ビル用マル チエアコン (GHP)	35.5 kW	42.5 kW	1
	ビル用マル チエアコン (GHP)	56 kW	67 kW	22
	合計	1267.5 kW 198.8W/m ²	1516.5 kW 237.9W/m ²	23

4.3 空調負荷測定方法

本研究では、ある時刻における建物の空調負荷とエアコンの冷暖房能力が平衡状態にあると考え、建物内で運転されている各エアコンの能力の総和を連続的に測定することで空調負荷の時系列変化を求めた。本測定対象の建物容積は非常に大きいため、空調負荷や室内温度の時間変化は緩やかであり、エアコンはこれらの変化に十分追従して運転されると考えられる。

まず店舗に使用されているエアコンと同一機種について部分負荷性能試験⁴⁾を実施し、その結果に基づきエアコンの能力を外気乾球温度と電力またはガス消費率（定格消費量に対する部分負荷時の消費量の割合）の関数として整理した。図4.2は店舗Aに使用されているパッケージエアコンの例であり、定格冷房能力 Φ_{cr} で規格化した冷房能力 Φ_c/Φ_{cr} が、外気乾球温度 t_j と電力消費率 P_c/P_{cr} により変化する様子を表している。エアコンの能力は電力消費率に対して線形的に増加し、外気温度の変化に対しても増減することが分かる。

本研究では、店舗内の各エアコンの電力あるいはガス消費量と室外機の位置における外気乾球温度を10分間隔で1年間にわたり連続測定し、図4.2に示す様な各エアコンの能力特性からそれらに対応したエアコンの冷暖房能力を算出した。店舗Aでは建物内の全エアコンに電力量計を個別に接続し、室内外の空気温度と併せてデータを取得した。店舗Bについては全エアコンにガスメータを接続することはできなかったため、数台分のガス消費量を集約して測定した。部分負荷性能試験の結果より、GHPのガス消費量とファン等の補機による電力消費量の間には強い相関のあることが明らかになったため、店舗Bでは各エアコンについて電力消費量を個別測定し、その値に基づきガス消費量を案分して各エアコンの能力を求めた。以上により求めた各エアコンの各時刻における能力の総計を、その時刻における建物内の空調負荷とした。この方法により、店舗内に発生する空調負荷の1年間にわたる時間変化を知ることができる。

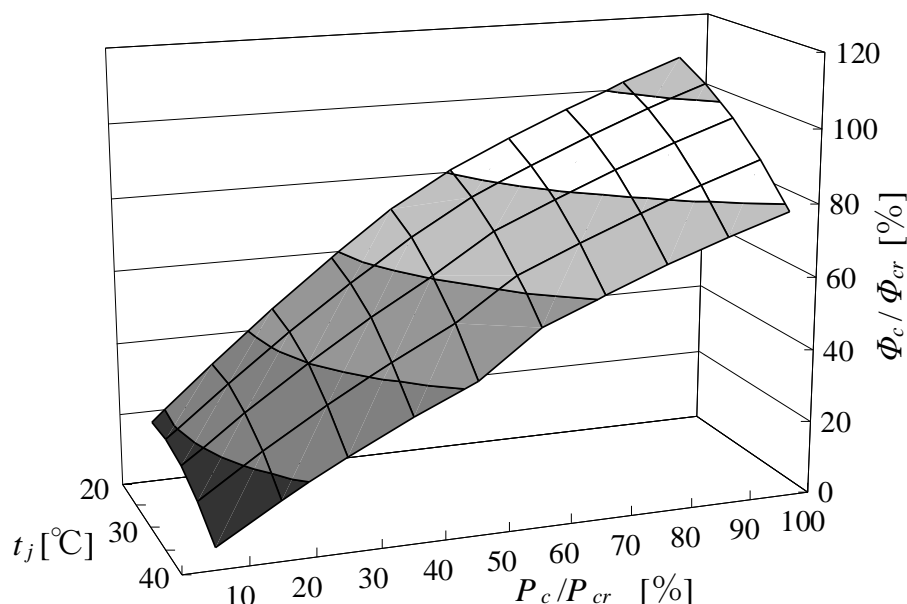


図4.2 店舗Aに使用されているパッケージエアコンの電力消費量と外気温、冷房能力の関係

4.4 空調負荷の測定結果および考察

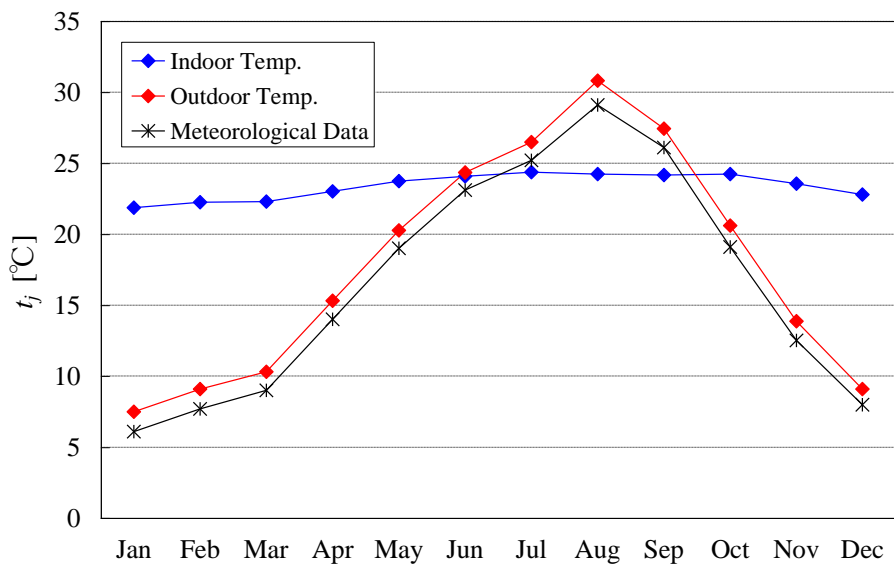
4.4.1 外気温度および建物内の温度変化

図 4.3 に、店舗 A と店舗 B における月平均の室温および外気温度（屋上と 1 階屋外の平均値）の変化を示す。図には前章で述べた拡張アメダス気象データ（EA2000）⁸⁾に基づく名古屋市の外気温度も併記した（図中の Meteorological Data）。なお、図に示す室温は店舗の営業時間内（10:00～21:00）における平均値であり、外気温度は 24 時間の平均値である。両店舗の室温はいずれの月においてもほぼ等しく、夏季は約 25℃、冬季は約 22℃に保たれていることが分かる。また、店舗 A は比較的海に近い場所に建てられており、店舗 B の所在地は山に近いが、外気温度も店舗の立地場所による違いは僅かであり、両店舗とも EA2000 による値よりもやや高い温度が測定されている。今回の外気温度の実測値との差異は、EA2000 の名古屋市の基準となる観測地点（名古屋地方気象台）が住宅街である千種区の標高 51m の場所にあることや、EA2000 は 1991 年から 2000 年までの気象データに基づいており、近年のヒートアイランド化による気温上昇の影響があるものと考えられる。

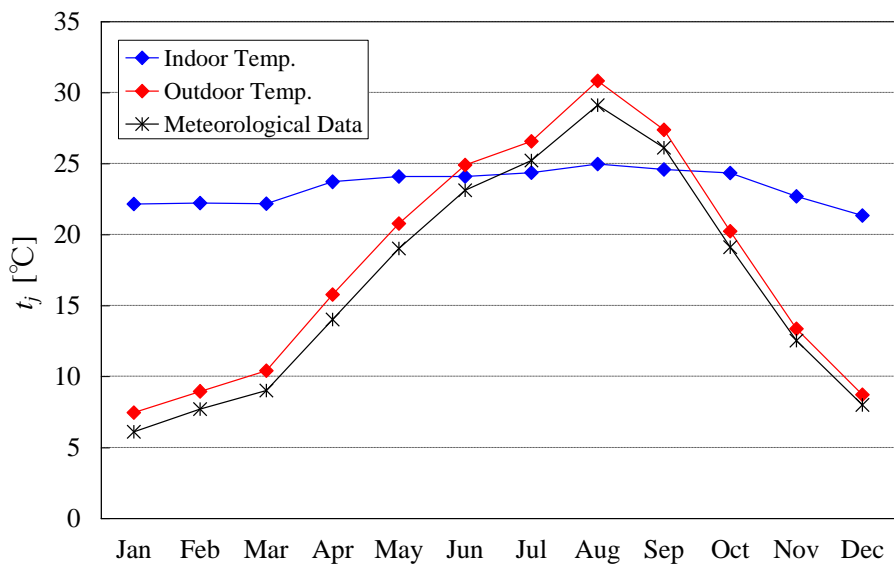
4.4.2 建物空調負荷の特性

図 4.4 に冷房期間および暖房期間の代表的な 1 日における空調負荷の時間変化を示す。(a)は両店舗における 8 月の冷房負荷 BL_c と外気乾球温度 t_f の 1 時間平均値の変化である。両店舗とも冷房負荷は開店（10:00）の 1 時間前から急増し、 t_f の変化に応じて増減している。建物のもつ熱容量のため、最大冷房負荷は最高外気温度よりも遅れて発生しており、店舗 A では 14 時～15 時頃、店舗 B では 16 時～17 時頃に観察される。この両店舗の差は、屋根構造の違いによる建物の熱容量の差に起因すると考えられる。また、店舗 A の最大冷房負荷は店舗 B の約 1.2 倍に達している。両店舗とも冷房期間には換気を行っているが、店舗 A は店舗 B に比べて換気量が多く、換気に伴い建物内に持ち込まれる熱量の違いがこの差の原因と考えられる⁹⁾。

図 4.4 (b)に 1 月の暖房負荷を示す。冷房負荷と同様に、暖房負荷の変化は外気温度変化と概ね対応しているが、14 時以降は外気温度が徐々に低下するのに対し暖房負荷の増加は比較的小さく、建物による躯体蓄熱の効果が認められる。また、店舗 B では開店前後の暖房負荷が店舗 A に比べて非常に大きい。これは、店舗 B の屋根の熱容量が大きいため、夜間に蓄えられる冷熱も多いことに起因すると考えられる⁹⁾。

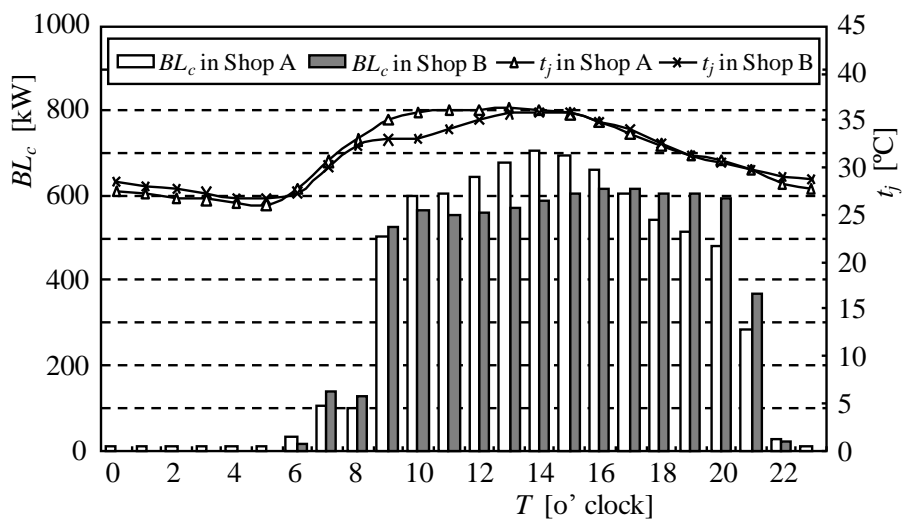


(a) 店舗 A

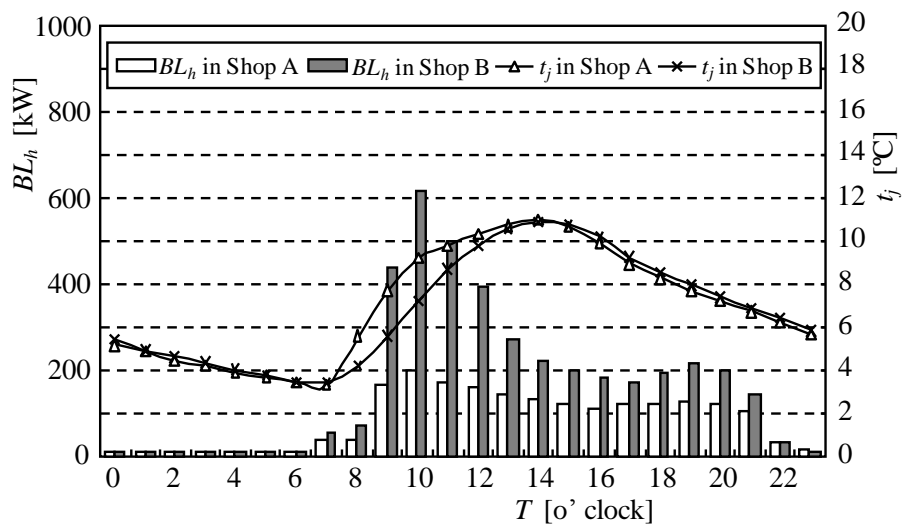


(b) 店舗 B

図 4.3 月平均室内温度および月平均室外温度の年間変化



(a) 8月の冷房負荷



(b) 1月の暖房負荷

図4.4 代表的な1日の空調負荷

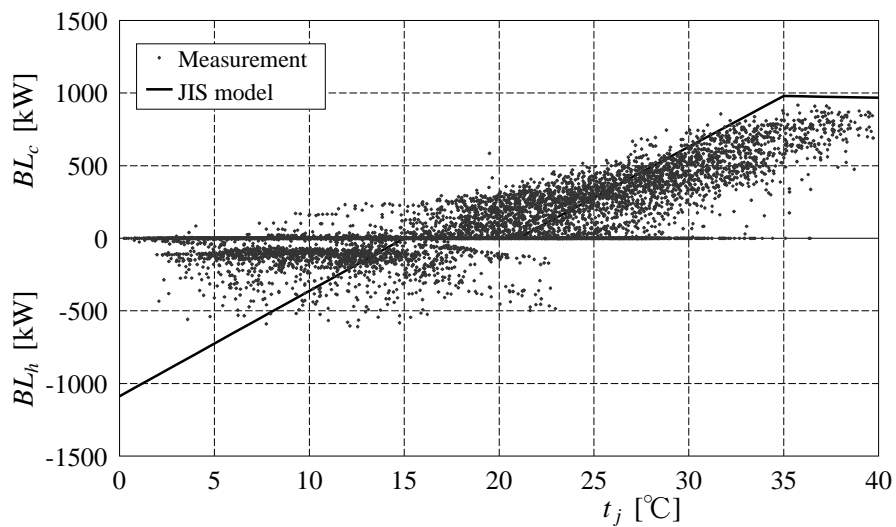
4.4.3 建物空調負荷の外気温度による変化

本章では、JIS における空調負荷モデルに倣って、実測された建物冷房負荷 BL_c と暖房負荷 BL_h を外気乾球温度 t_j の実測値に対して整理した。図 4.5 は、両店舗で 1 年間にわたり測定された空調負荷の 1 時間毎の平均値を t_j に対して整理した結果である。暖房負荷は便宜的に負の値で示してある。図中の直線は、JIS B 8616: 2006⁶⁾ および JIS B 8627-1: 2006⁷⁾ の戸建て店舗に対する空調負荷モデルであり、JIS の APF 算定基準に倣い、 $t_j = 35^\circ\text{C}$ における冷房負荷が全エアコンの定格冷房能力の総和に等しいと仮定して算出した。図 4.6 は、図 4.5 に示した空調負荷実測値を外気温度 1°C 毎に平均化した結果であり、 t_j の年間発生時間数も棒グラフで併記した。直線は図 4.5 に示した JIS の戸建て店舗に対する空調負荷モデルを示している。なお図 4.5 に示すように、両店舗とも中間的な温度域では冷房と暖房の両者が発生しているが、図 4.6 には平均化により両者を相殺した結果を示した。これらの店舗に設置されたエアコンは冷暖房の自動切替運転機能を持たない機種であり、1 日の運転モードは開店時の条件に応じ集中リモコンで一括して設定される。そのため、低負荷の場合には、昼間に本来は冷房負荷が発生する外気温度に達しても暖房運転が行われている時間があると考えられる。この点と JIS の負荷モデルとの整合性を勘案し、本研究では両者を相殺した結果に基づき検討を行った。なお、冷暖房負荷を相殺せずに求めた通年空調負荷と、相殺した場合の空調負荷の差は約 4% であった。

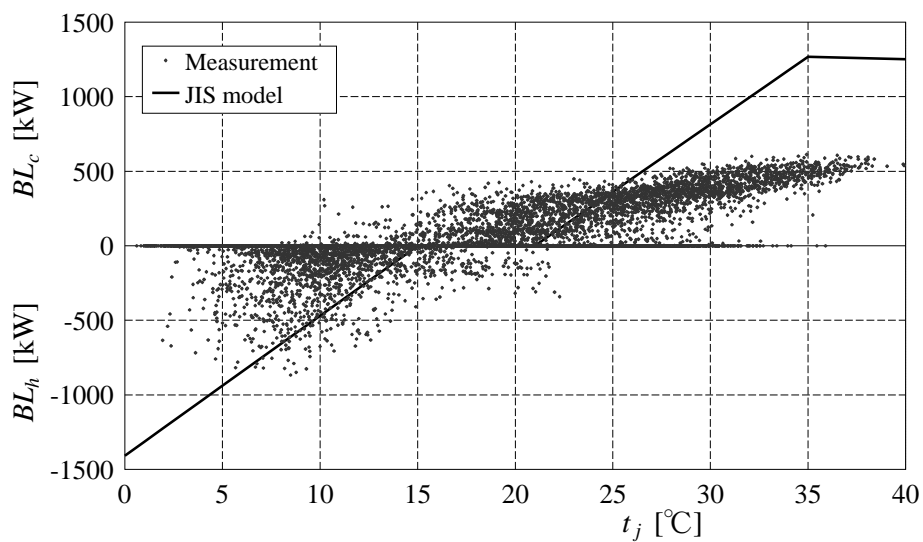
店舗 A では、実測された最大冷房負荷は JIS の空調負荷モデルの最大値にほぼ一致しており、空調設備容量が適切であることがわかる。しかし、店舗 B における最大冷房負荷は JIS における最大値の 1/2 程度であり、空調設備容量が過大に設定されていることがわかる。また、店舗により若干の差はあるが、冷房負荷 BL_c は $t_j = 16^\circ\text{C} \sim 18^\circ\text{C}$ で発生し始め、 t_j に対して直線的に増加していく。JIS の空調負荷モデルとは異なり、外気温度の低下に伴いエアコンは冷房運転から暖房運転へ連続的に移行しており、空調負荷が零となる外気温度帯は認められない。暖房負荷 BL_h も外気温度に対して直線的に変化しているが、いずれの店舗でも BL_h は BL_c に比べて全般に小さい。これは、今回測定を行った店舗は衣料品を中心とした量販店であり、家電量販店と異なり商品からの発熱はないため、買物客からの発熱と蛍光灯やスポットライトなどの店内照明による発熱が大きいと考えられる。

図 4.7 は、両店舗における単位床面積当たりの冷房負荷 BL_{cu} と暖房負荷 BL_{hu} の t_j に対する変化である。暖房負荷については各店舗における測定結果は互いに良く一致しているが、冷房負荷は店舗 A の方が $t_j > 30^\circ\text{C}$ で顕著に大きくなっている。これは、前述のように冷房期間における換気量の差異に起因していると考えられる。

図 4.8 は、図 4.7 に示した両店舗における単位床面積当たりの空調負荷の平均値を、空気調和・衛生工学会発行のコジェネレーション評価ソフト CASCADE III¹⁰⁾ の店舗に対する空調負荷モデル、および JIS における戸建て店舗の空調負荷モデルと比較した結果である。なお、JIS のモデルは、 $t_j = 35^\circ\text{C}$ における冷房負荷が CASCADE III のモデルにおける最大冷房負荷と一致すると仮定して表示した。CASCADE III の空調負荷モデルは、実測負荷と概ねよい一致を示すが、冷房負荷をやや過大に評価する傾向が認められる。また、前述のように、JIS の空調負荷モデルは暖房負荷を過大に想定している。

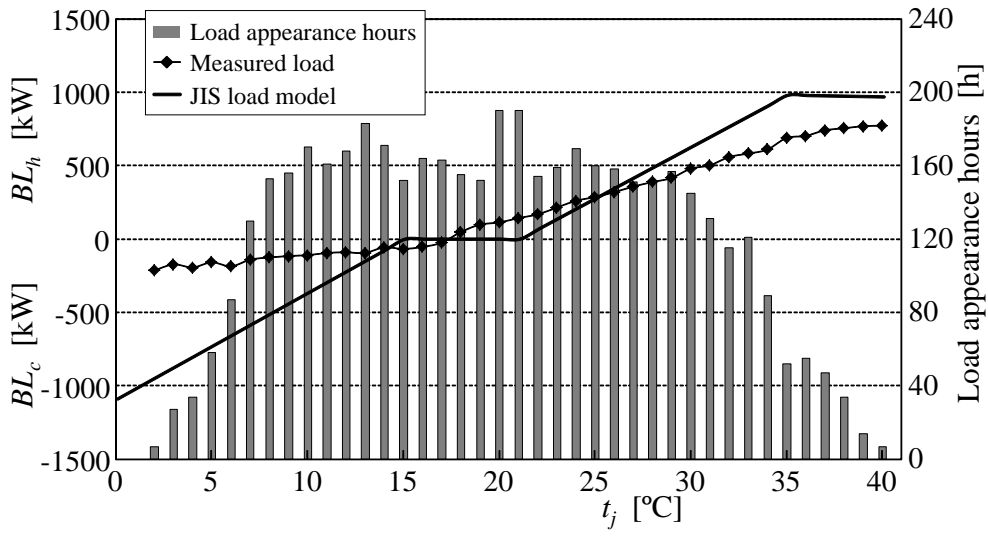


(a) 店舗 A

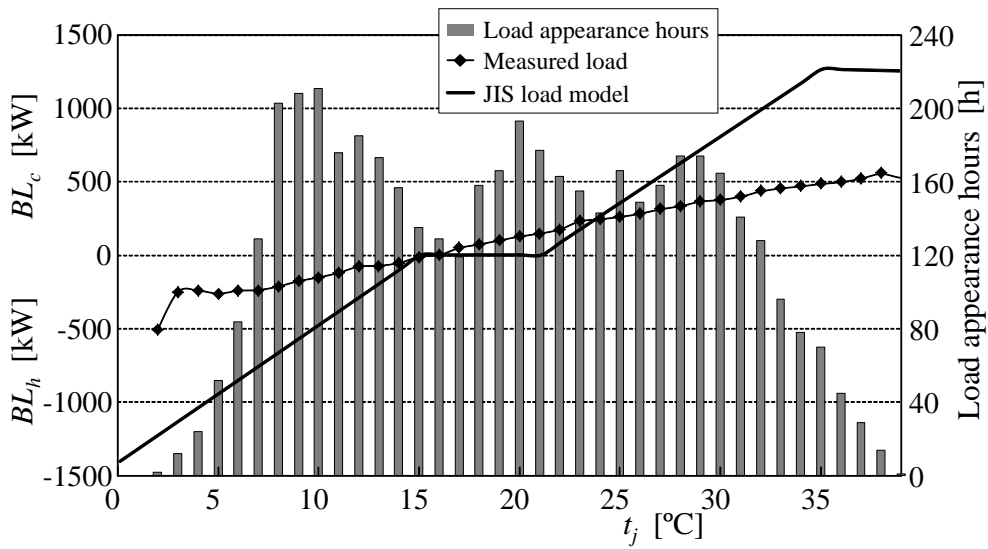


(b) 店舗 B

図 4.5 店舗の1年間の空調負荷実測値



(a) 店舗 A



(b) 店舗 B

図 4.6 外気温度 1°C毎に平均化した空調負荷実測値

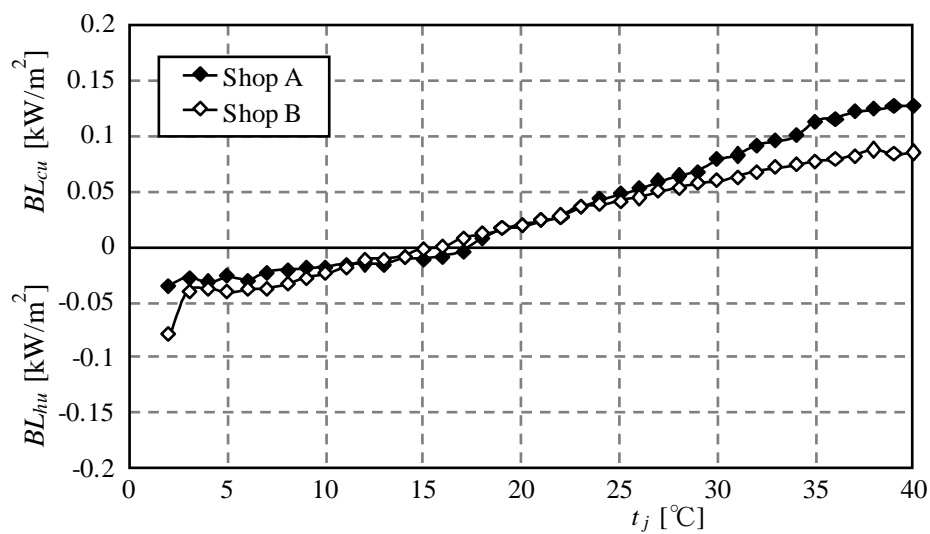


図 4.7 単位床面積当たりの冷房負荷 BL_{cu} と暖房負荷 BL_{hu}

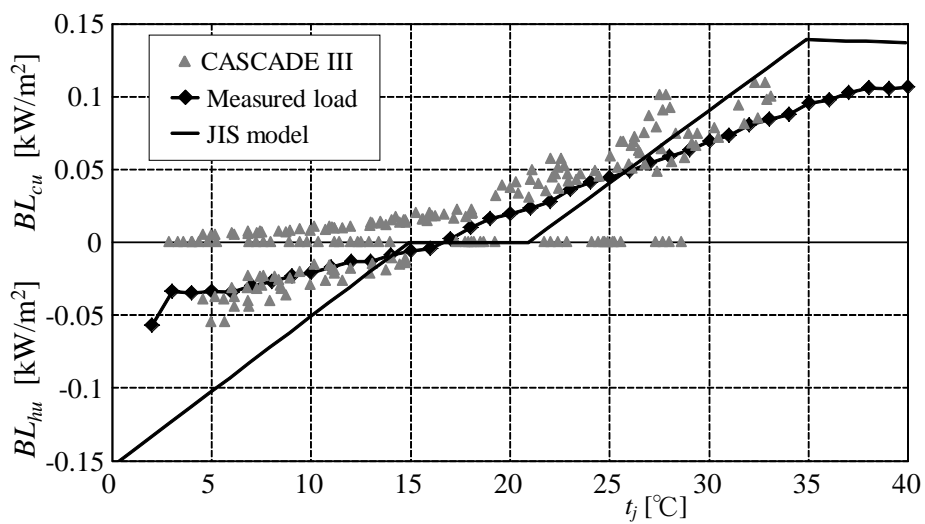


図 4.8 単位床面積当たりの空調負荷の平均値の比較

4.5 室内温度設定の変更による省エネルギー効果

4.5.1 店舗 A における実測結果

一般に、エアコンのエネルギー消費量の削減には、室内温度設定の変更が有効とされている¹¹⁾。例えば事務所の場合、夏季においては、設定温度を1°C上げるとエネルギー消費量を約13%削減でき、また冬季には設定温度を1°C下げると約10%の省エネルギーになる¹²⁾とされているが、この削減量の根拠は必ずしも明確ではない。また、建物内に設置されているエアコンの性能特性や建物用途によっても、室内温度設定の変更による省エネルギー効果は異なると考えられる。そこで本研究では、店舗 A において冷房期間中に室内温度の設定値を意図的に変更し、エアコンの電力消費量に及ぼす影響を計測した。結果を図 4.9 に示す。図には室内温度実測値 t_m に対する消費電力実測値の1時間毎の平均値 P_c を、外気乾球温度 t_f をパラメータにとり示してある。測定期間は2008年8月4日から9月1日である。図中の実線と破線は、各外気温度帯における消費電力の測定値を、 t_m の関数として近似した結果である。エアコンの消費電力は外気温度の上昇に伴い増加し、室内温度の上昇に伴い減少することが分かる。この近似式を用いて、室内温度の変化に対するエアコンの電力消費量の増減を算出したところ、冷房期間において出現頻度が多かった $t_m=24^{\circ}\text{C}\sim 25^{\circ}\text{C}$ では、室内温度を1°C上げると電力消費量は約10%減少することが明らかになった。

このような実測結果からも、冷房期間において室内温度の設定値を上げることは、効果的な省エネルギー手法であることが確認できる。しかし、図 4.9 に示すデータは分散が大きく、また外気温度によっては測定点数が十分ではないため、定量的な信頼性は高くない。そこで本研究では、店舗 A における空調負荷の実測結果とエアコンの部分負荷性能試験の結果を組み合わせることにより、室内温度の変化に対するエアコンの電力消費量の変化を求め、定量的な省エネルギー効果の算出と室内温度設定の変更による省エネルギーのメカニズムの解明を試みた。

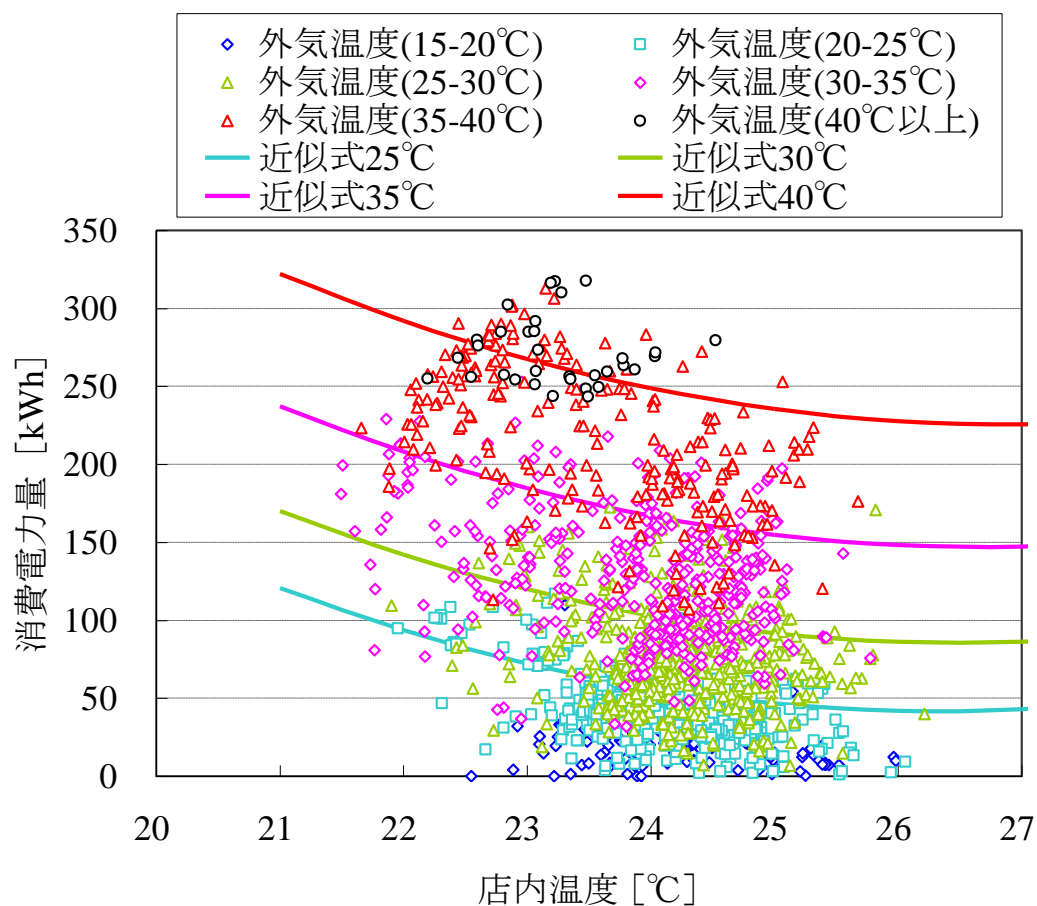


図 4.9 エアコンの電力消費量に及ぼす影響 (冷房時)

4.5.2 空調負荷とエアコンの COP 特性

室内温度 t_m の変更による空調の省エネルギー効果を算出するに当たり、まず図 4.10 に示すように店舗 A における空調負荷実測値を、外気温度と室内温度の差 $\Delta t = t_j - t_m$ により整理し直した。 $\Delta t = 0^\circ\text{C}$ すなわち室内温度と外気温度が一致する場合に、約 270 kW の冷房負荷が生じている。この時の照明による消費電力は約 180 kW であったため、上記の冷房負荷は 2/3 が照明器具の発熱に起因し、残りの 1/3 は人体からの発熱および日射により建物外壁が加熱されたことによる侵入熱により生じたと考えられる。

図 4.11 と図 4.12 は、店舗 A に用いられているビル用マルチエアコンとパッケージエアコンの COP 特性であり、空調試験室における部分負荷性能試験⁴⁾で測定された COP を、 t_j と空調負荷率 BL_c/Φ_{cr} 、 BL_h/Φ_{hr} (Φ_{cr} : 定格冷房能力、 Φ_{hr} : 定格暖房能力) の関数として整理した結果である。ビル用マルチエアコンでは、同一外気温度で比較した場合、冷暖房ともに COP は空調負荷率が 100% から減少するのに伴い増大し、負荷率 50% 付近で最大値に達するが、それ以降は負荷率の減少とともに COP も低下することがわかる。一方、パッケージエアコンにおいては負荷率に対する COP の変化割合はビル用マルチエアコンに比べて小さく、低負荷時にも高い COP が保たれている。

本研究では、図 4.6 (a) と図 4.10 の結果に基づき、室内温度を現状から $-2^\circ\text{C} \sim +2^\circ\text{C}$ の範囲で変化させた場合の空調負荷を求めた。次に、図 4.11 と図 4.12 からその空調負荷と外気温度に対する各エアコンの COP を求め、室内温度の変化がエアコンの電力消費量に及ぼす影響を算出した。なお、表 4.2 に示したように、店舗 A におけるパッケージエアコンとビル用マルチエアコンの設備容量比は 0.87 : 0.13 であり、各エアコンの処理する冷暖房負荷もこの設備容量比とエアコンの設置台数に基づき案分した。

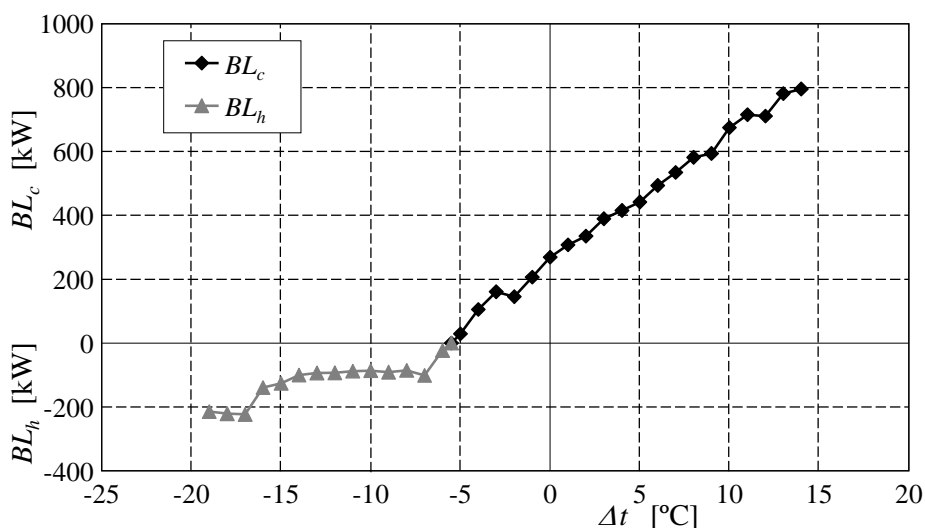
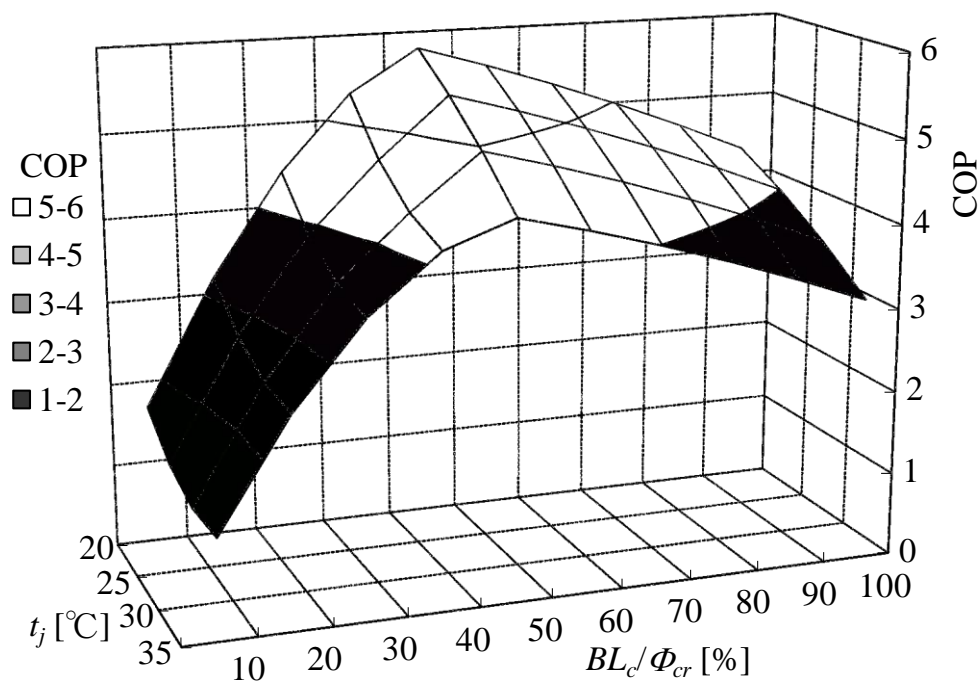
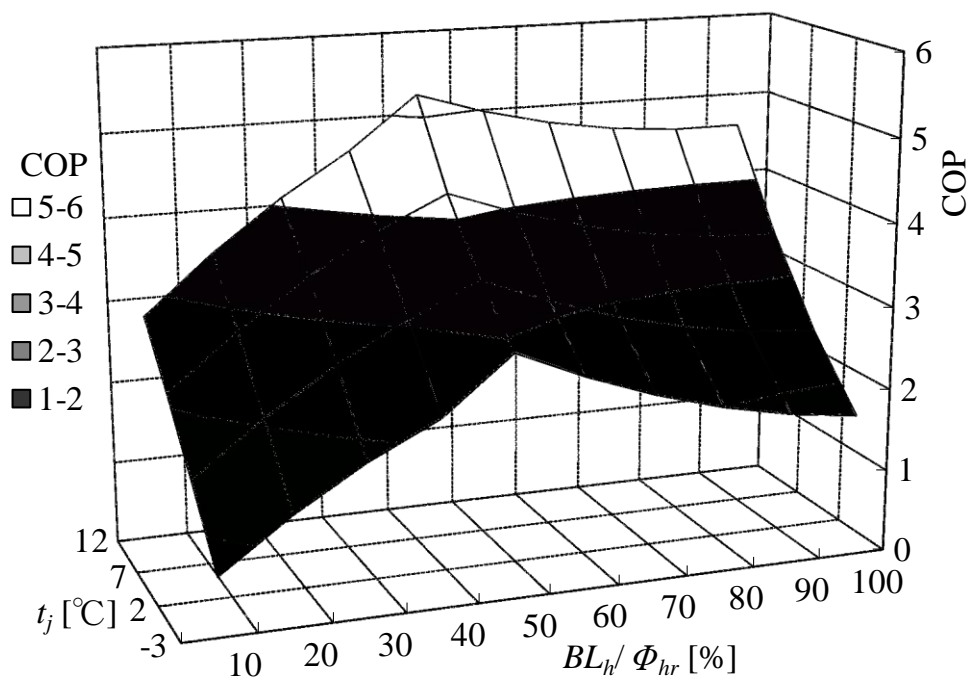


図 4.10 外気温度と室内温度の差で整理した店舗 A の空調負荷の実測値

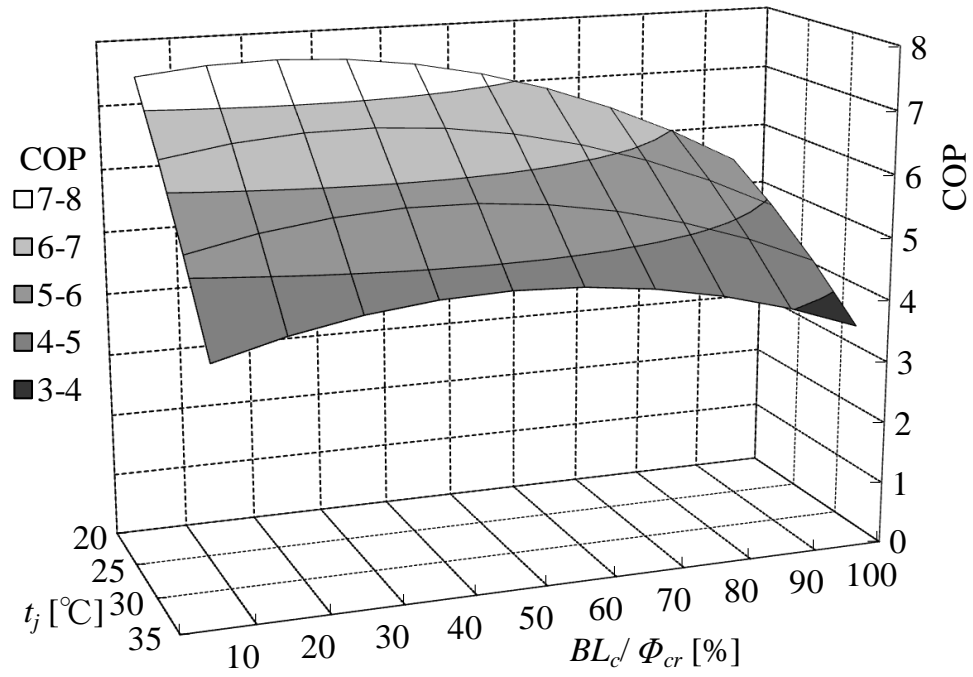


(a) 冷房

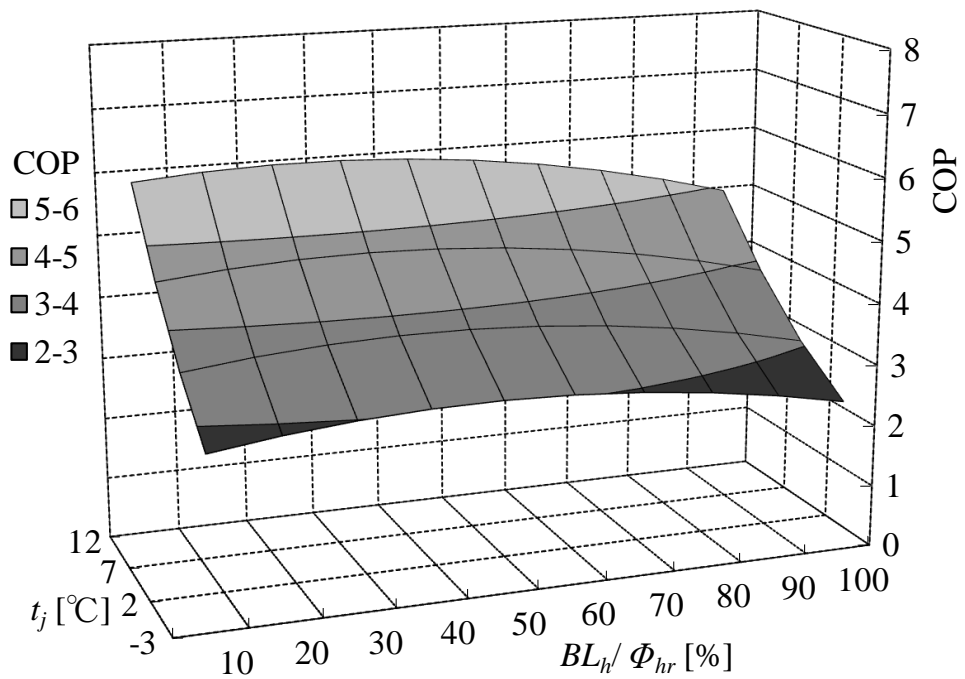


(b) 暖房

図4.11 店舗Aに設置されたビル用マルチエアコンのCOP曲面



(a) 冷房



(b) 暖房

図4.12 店舗Aに設置されたパッケージエアコンのCOP曲面

4.5.3 冷房期間における結果

図4.13に、外気温度に対する冷房負荷の変化を、室内温度の変化量 dt_{in} をパラメータにとり示す。この結果は、図4.10の冷房負荷部分を建物内外の温度差 Δt に対し直線近似した場合の傾きから室内温度の変更に伴う空調負荷の変化量を求め、その値を図4.6の冷房負荷に加えることで求めた。 $dt_{in}=0^{\circ}\text{C}$ は図4.6の冷房負荷部分の結果に一致する。この図から、 t_j が一定の場合、冷房負荷は室内温度を 1°C 上げる毎に約10%ずつ減少していくことが分かる。次に、各 dt_{in} における冷房負荷と t_j に対して、図4.11と図4.12に基づき各エアコンのCOPを求めた。エアコンの負荷率は、各エアコンが定格能力と設置台数で案分された冷房負荷を均等に負担すると仮定して算出した。図4.14(a)と14(b)に、ビル用マルチエアコンとパッケージエアコンにおけるCOPの t_j に対する変化を、 dt_{in} をパラメータにとり示す。なお、ここに示すCOPは、外気温度 t_j とそれにより図4.13から定まる冷房負荷の両者の影響を反映した値である。図4.11(a)に示したように、ビル用マルチエアコンの冷房COPは負荷率50%付近で最大値に達する。したがって、室内温度を上昇させる($dt_{in}>0^{\circ}\text{C}$)に伴い、高外気温度域では負荷率が減少することでCOPは上昇するが、低外気温度域では逆にCOPは低下している。一方、図4.12(a)に示したように、パッケージエアコンのCOPはビル用マルチエアコンに比べて負荷率に対する変化が小さい。そのため、室内温度の変更により空調負荷が変化してもCOPは殆ど変化せず、外気温度の低下に伴いCOPは単調に上昇している。

以上に示した室内温度変更時の冷房負荷と各エアコンのCOPに基づき、外気温度帯別の全エアコンの冷房期間電力消費量 E_c を求めた。結果を dt_{in} をパラメータにとり図4.15に示す。全 t_j において、室内温度を上げると電力消費量は減少している。ビル用マルチエアコンでは、 dt_{in} に対するCOPの増減が t_j により逆転したが、電力消費量にはそうした傾向は認められない。これは、店舗Aにおいてエアコンの全冷房能力に占めるビル用マルチエアコンの冷房能力の割合が約13%と小さく、また87%の能力を占めるパッケージエアコンのCOPは室内温度に対して殆ど変化しないため、電力消費量には空調負荷率の変化によるCOPの増減よりも空調負荷量自身の変化の方がより大きく影響したためと考えられる。このように、室内温度設定の変更による省エネルギー効果は、建物の空調負荷特性とそこに設置された空調機の構成およびCOP特性に強く依存している。

表4.3に、上記の手法で求めた室内温度の変更に対する冷房期間の電力消費量削減割合を示す。室内温度を上げた場合の省エネルギー効果は 1°C につき約10%であり、図4.9に示した実測結果と定量的に一致している。この結果は、ここで示したエアコンの部分負荷特性と建物の負荷特性に基づき空調エネルギー消費量を推定する手法が、エアコンの運用変更による空調の省エネルギー効果を定量的に予測するのに有効であることを示している。

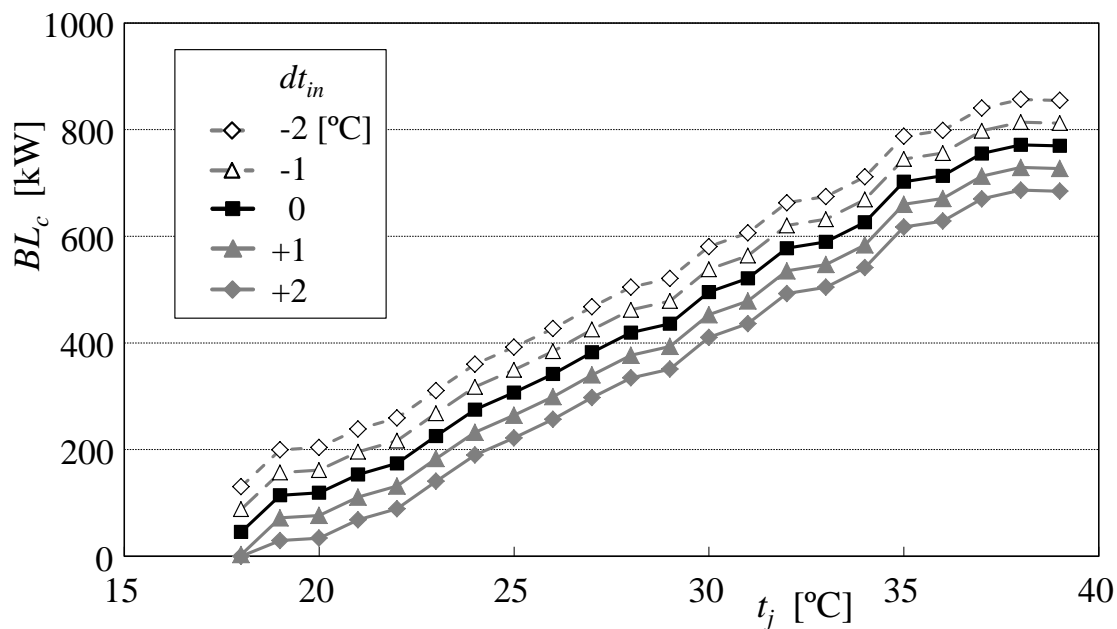
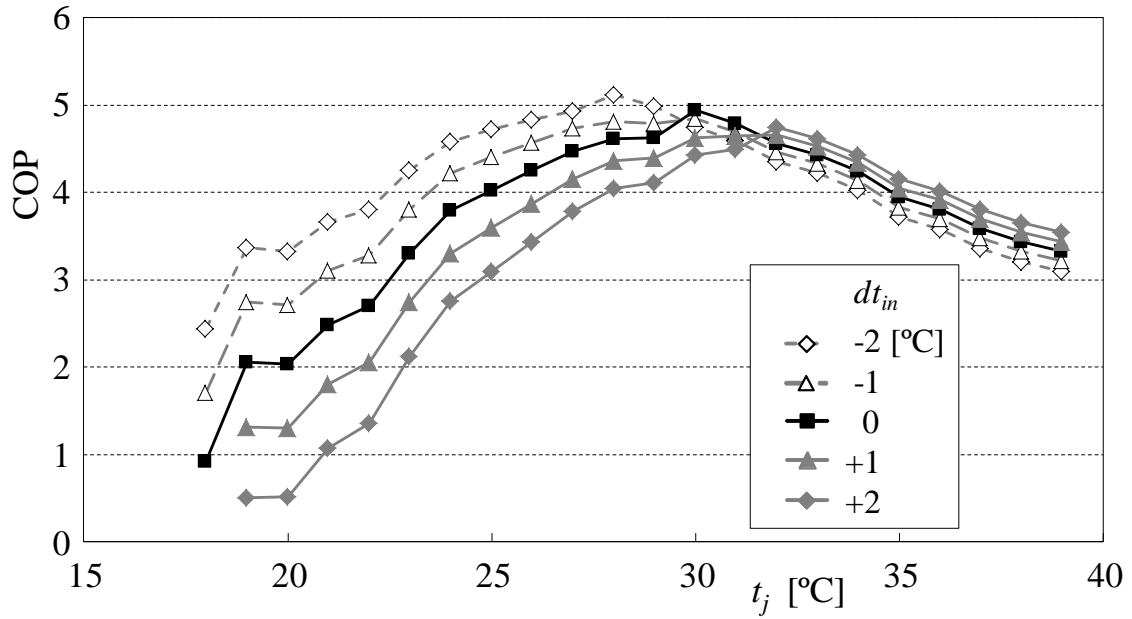
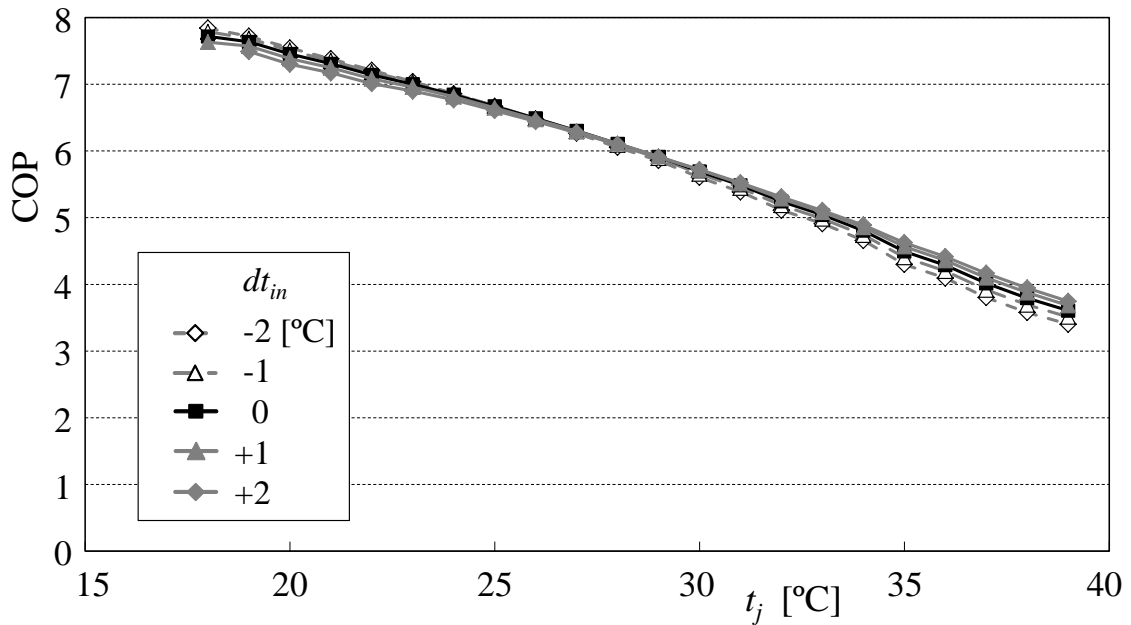


図 4.13 室内温度変更による冷房負荷の変化 (店舗 A)



(a) ビル用マルチエアコン



(b) パッケージエアコン

図 4.14 冷房時の室内温度変更による COP の変化 (店舗 A)

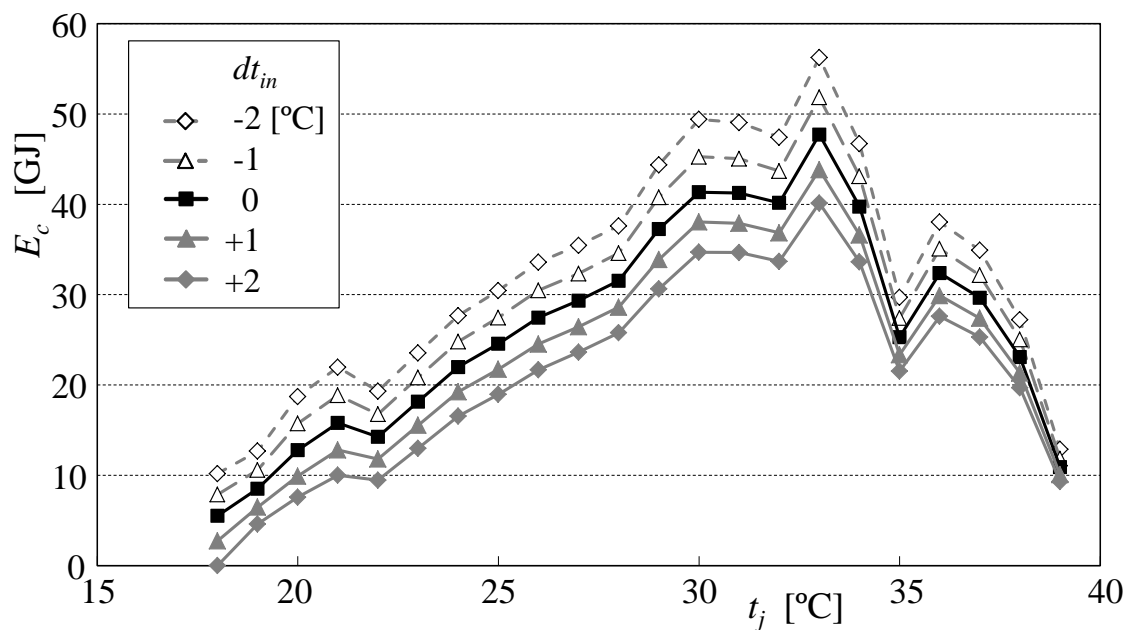


図 4.15 冷房時の室内温度変更による空調エネルギー消費量の変化 (店舗 A)

表 4.3 冷房時の室内温度変更による省エネルギー効果

dt_{in} [°C]	-2	-1	+1	+2
消費エネルギー削減率 [%]	22.2	10.8	-10.3	-20.2

4.5.4 暖房期間における結果

暖房期間において、上記と同様にして求めた室内温度の変更に伴う建物の暖房負荷と各エアコンの COP の変化をそれぞれ図 4.16 と図 4.17 に示す。暖房負荷は、室内温度を 1°C 下げると約 16% 減少している。ビル用マルチエアコンの COP には、冷房運転時とは異なり dt_{in} に対して COP の増減が逆転する傾向は見られず、 $dt_{in} < 0^\circ\text{C}$ すなわち暖房負荷の減少に伴い、COP は低くなっている。これは、店舗 A の暖房負荷が冷房負荷に比べて小さく、暖房期間におけるエアコンの空調負荷率が常に 50% 以下となるためである。一方、パッケージエアコンの COP は、冷房時と同様に dt_{in} に対して殆ど変化しない。

以上の結果から求めた dt_{in} に対する暖房期間電力消費量の変化を図 4.18 に示す。全外気温度帯において、室内温度を下げると電力消費量は減少している。室内温度の変化に対する暖房期間電力消費量の削減割合を表 4.4 に示す。暖房期間における電力消費量の削減率は 1°C 当たり約 15% であり、暖房負荷の低減割合とはほぼ一致している。このように、室内温度の変更に伴う電力消費量の削減率は冷房期間よりも暖房期間の方が大きい。店舗 A の年間暖房負荷は年間冷房負荷の 30% 程度に過ぎない。そのため、電力消費の削減量は冷房期間の方が大きくなり、通年では室内温度を $\pm 1^\circ\text{C}$ 変化させることにより約 11% の電力消費量削減が可能と予測される。

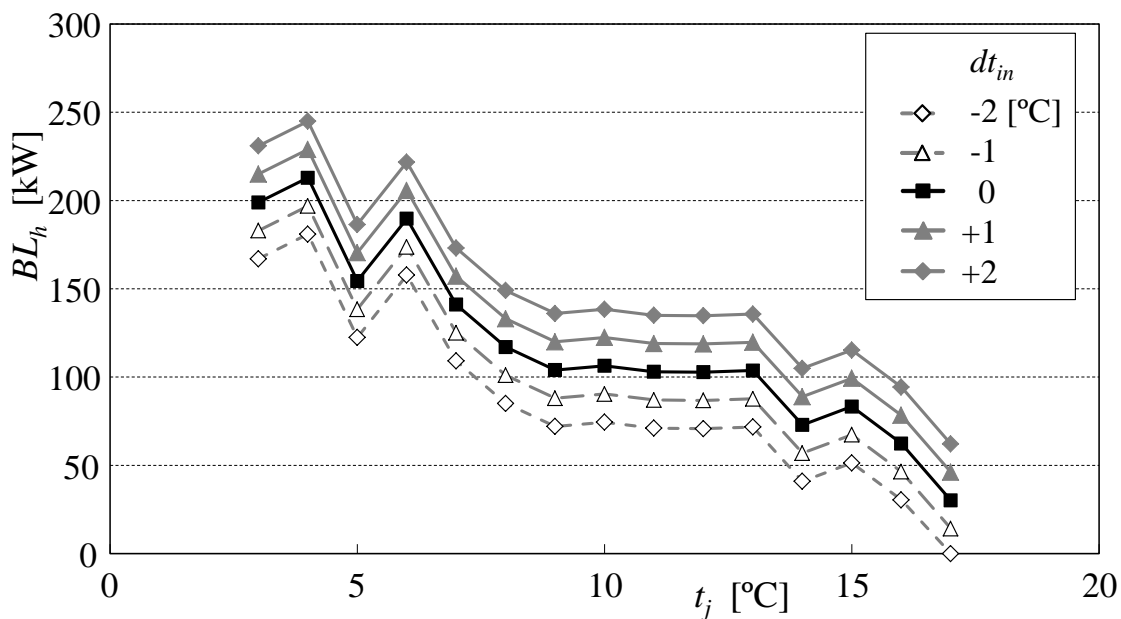
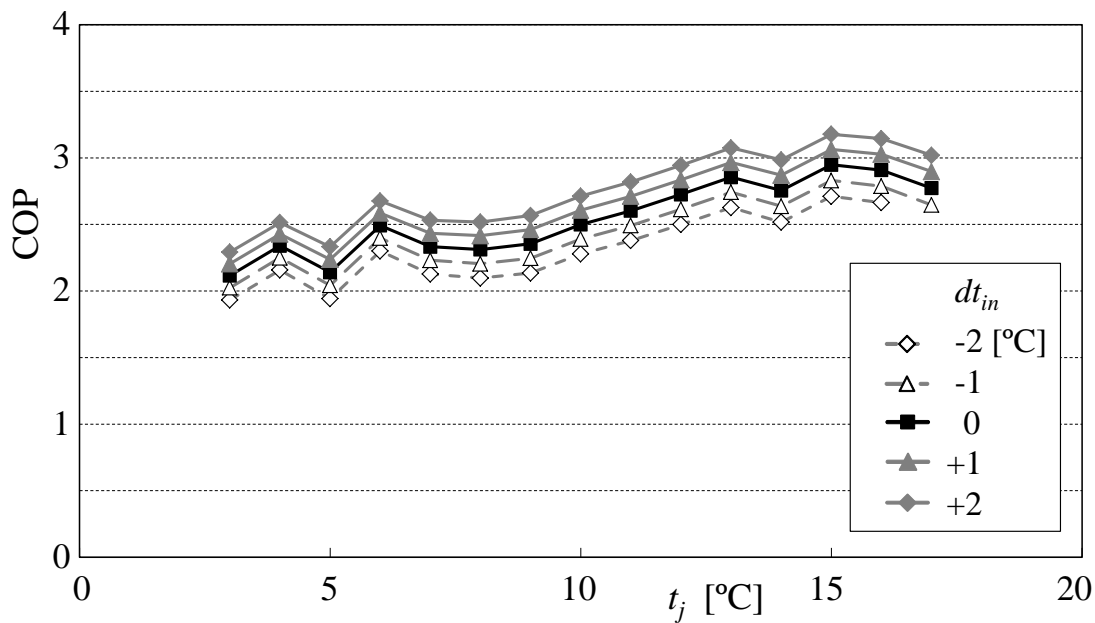
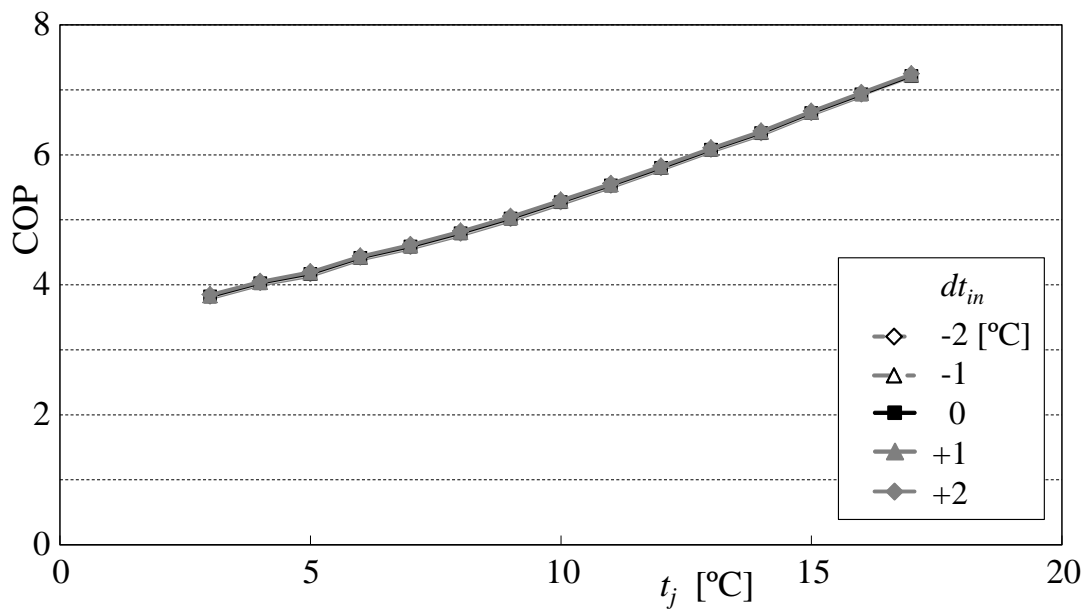


図 4.16 暖房時の室内温度変更による空調エネルギー消費量の変化 (店舗 A)



(a) ビル用マルチエアコン



(b) パッケージエアコン

図 4.17 暖房時の室内温度変更による COP の変化 (店舗 A)

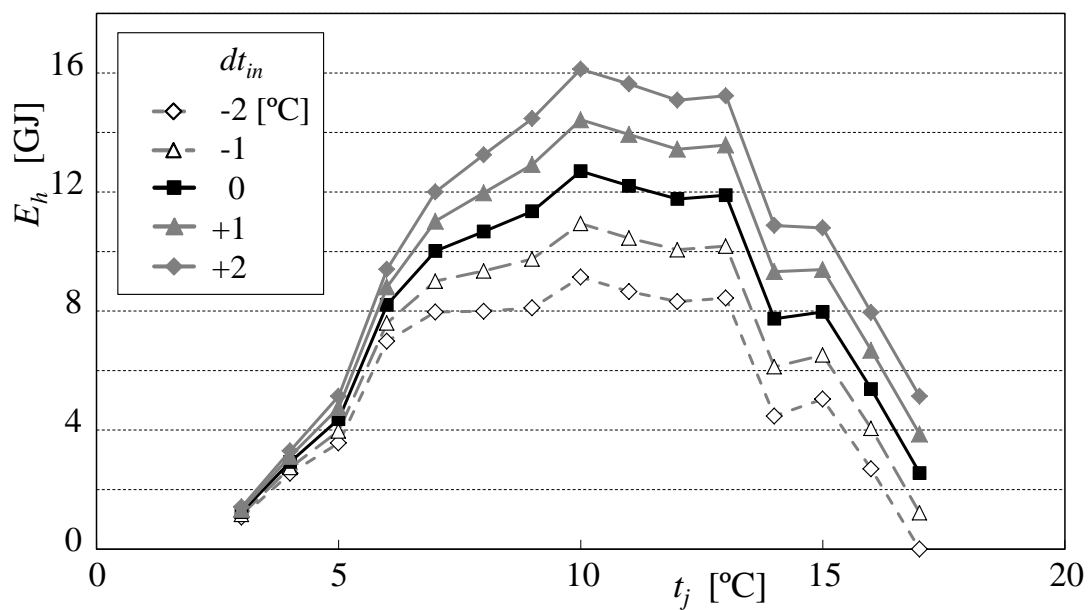


図 4.18 暖房時の室内温度変更による省エネルギー効果 (店舗 A)

表 4.4 暖房時の室内温度変更による省エネルギー効果

dt_{in} [°C]	-2	-1	+1	+2
消費エネルギー 低減率 [%]	-29.8	-14.8	14.5	28.8

4.6 結言

本章では、衣料品販売を中心とした戸建て量販店舗において空調負荷の測定を行うとともに、冷房期間に室内温度設定の変更に伴うエアコンの電力消費量の変化を測定した。次に、測定された建物の空調負荷特性とエアコンの部分負荷性能に基づき、室内温度の変更による空調の省エネルギー効果を定量的に評価した。主な結果を以下に述べる。

- (1) 戸建て量販店舗で測定された空調負荷は、JIS で採用されている戸建て店舗の空調負荷モデルと同様に、外気乾球温度に対して直線的に変化する。しかし、冷暖房の切り替わる外気温度は JIS のモデルよりも低く、JIS のモデルでは暖房負荷を過大に評価していることが明らかになった。
- (2) 既存空調設備の運用変更による省エネルギー化手法として、冷房期間中に室内温度の設定値を意図的に変更し、エアコンの消費電力に及ぼす影響を計測した。その結果、室内温度を 1°C 上げると電力消費量は約 10% 減少することが明らかになった。
- (3) 室内温度変更による省エネルギー効果の実測結果を、建物の空調負荷モデルとエアコンの部分負荷性能特性を組み合わせて予測される省エネルギー効果と比較した。その結果、両者は定量的に一致し、建物の空調負荷モデルとエアコンの COP 特性に基づきエネルギー消費量を推定する手法が、エアコンの運用変更による空調の省エネルギー効果を定量的に予測するのに有効であることが示された。

4.7 省エネルギー推進のための提言

本章では、衣料品販売を中心とした戸建て量販店舗において空調負荷の測定を行うとともに、冷房期間に室内温度設定の変更に伴うエアコンの電力消費量の変化を測定した。また、業務用エアコンの部分負荷試験結果を用いて、冷房期間と暖房期間に室内温度の設定変更を行った場合の空調エネルギー消費量への影響を検討した。得られた結果から、空調の省エネルギーを推進するための提言を以下に述べる。

- (1) 冷房の場合、室内温度の設定を 1°C 上げると、空調エネルギー消費量は約 10% 減少する。逆に 1°C 下げると、空調エネルギー消費量は 10% 以上増加する。このため、省エネルギーを推進するには冷房の設定温度を下げ過ぎないようにきめ細かく管理することが重要である。その一方で、冷房の設定温度をいたずらに高くすると、室内にいる人が不快に感じるため、特に大型小売店舗においては買物客からの苦情になったり、快適な店内環境を阻害することで売り上げが減少したりして、たとえ省エネルギーになって空調エネルギーコストが削減できたとしても、企業経営の観点で見ると好ましくない結果となる。ひいては、その冷房設定温度は守られないことになる。人が快適に感じる温度は、着衣量や運動量、風速などのほかに個人差によっても異なるため、店内全体の温度を下げ過ぎないように (26°C 程度に) 設定する一方で、天井扇や補助的に設置した扇風機をうまく活用したりお客さまが集まりやすい売り場部分だけは冷房設定温度を下げたおいたり、また、一旦、設定温度を低めに変更しても一定時間後は自動的に元の設定温度に戻る機能を活用するなどの工夫を併用することが、実効ある省エネルギーにつながる。なお、本研究での実証試験において、店内温度は 27°C 以下であったため、買物客や従業員からの苦情はなかった。

第4章 空調エネルギー消費量に及ぼす空調設定温度変更の影響

(2) 暖房の場合、室内温度の設定を1℃下げると、空調エネルギー消費量は約15%減少する。逆に1℃上げると、空調エネルギー消費量は約15%増加する。このように、室内温度変更が空調エネルギー消費量に与える影響は冷房の場合よりも大きい。このため、暖房の設定温度はより一層きめ細かく管理することが省エネルギーの推進には重要である。冬季には、足元の温度が低いと人は寒く感じる。大型小売店舗の場合、空調室内機は天井カセット方式の場合が多いが、天井高が高いと温度成層が形成されて、店舗下部まで十分に暖められていない場合がある。そこで、暖房時も天井扇や補助的に設置した扇風機をうまく活用することで温度成層が形成されないようにする工夫や、出入口のドアに風除室を設置して隙間風や外気の侵入を防止する策を取るなどすることが、実効ある省エネルギーにつながる。

なお、筆者らは別の研究で長野県内の床暖房が施設された老人健康福祉施設において、空調エネルギーの実測と環境性評価を行っている^{13)~16)}。この研究では、冬季には床暖房等の輻射暖房が快適性の向上には有効であることがわかった。しかし、大型小売店舗においては、空調面積のすべてに床暖房を導入することは空調の設備のコスト面からその実現は困難である。

ここで、冬季の大型小売店舗の店内の様子を観察すると、買物客の多くは、コートやジャンパーなどの防寒着を着たままで店内に入っている。一方、店員はバックヤード等で空調が入っていない場所での作業が主となる店員を除いて、多くの店員は防寒着を着ていない。また、店内の空調の設定温度を高め（たとえば23℃に）してしまうと、買物客は防寒着を脱いで手に持つため、買物が面倒になり、結果として店舗の売上げが落ちてしまうと言われている。そこで、レジや事務室など店員が長時間過ごす部分には床暖房などの輻射暖房設備を取り入れて、快適性を保つ一方で、店内の多くの部分の設定温度は極力（買物客から苦情が入らない程度に）低く抑えることが、実効ある省エネルギーにつながる。

第5章 空調エネルギー消費量に及ぼす空調室外機への水噴霧の影響

5.1 緒言

第1章で述べたとおり、オフィスビルや戸建て店舗などの業務用建物では、パッケージエアコンやビル用マルチエアコンが多く用いられるようになってきている。また、業務用建物では、全エネルギー消費量の30%～50%が空調に費やされており、省エネルギーや地球温暖化防止の観点から、空調エネルギー消費量の削減が強く求められている。このような背景のもと、実態に見合った空調エネルギー消費量の正確な評価を目的として、主にビル用マルチエアコンについて、室内空調負荷と外気温湿度を任意に設定できる実験設備を用いた部分負荷性能試験を実施してきた¹⁾²⁾³⁾。

前章では、省エネルギーを推進する方法のひとつとして、新たな設備投資をすることなく、既設の空調機をそのまま使い、設定温度を変更することで省エネルギーの可能性を検討した。一方で、設備投資なしで有効な省エネルギーを実現するには限界がある。最近の空調機は技術革新により年々効率が高くなってきているので、既設の空調機を最新型の効率の良い空調機に交換することが、現実に省エネルギーを推進する有効な手段である。しかし、これには多額の設備投資コストがかかるため、簡単にはできない。そのため、少額の設備投資で有効な省エネルギーが達成できる方法を望む企業経営者は多い。

東京、大阪、名古屋をはじめとする温暖地に立地する戸建て店舗では、夏季の空調負荷が冬季の空調負荷よりも大きく、また、夏季の空調によって電力デマンドが発生し空調エネルギーコストを押し上げる要因となっていることから、これらの地域では特に夏季の空調エネルギー消費量の削減が望まれている。そこで、夏季の空調エネルギー消費量を低減する方法の一つとして、業務用エアコンの室外機に後付けする水噴霧装置が市販されている。この装置は既設の空調機に後付けすることができ、比較的安価であるため、2011年の東日本大震災以降、販売が急伸している。本章では、実効ある夏季の空調エネルギー消費量の低減を目的として、これら水噴霧装置の空調エネルギー消費量低減効果を詳細な部分負荷性能試験によって定量的に評価したので、以下に述べる。

5.2 試験機器

5.2.1 試験機器の仕様

今回、部分負荷試験を実施した試験機器の主な仕様を表 5.1 に示す。試験機器は製造会社 A 社の 2012 年製の定格冷房能力 10kW、定格暖房能力 11.2kW の EHP 式パッケージエアコン (PAC) と定格冷房能力 45kW の電気式ビル用マルチエアコンの高効率機および標準機(いずれも 2012 年製)、製造会社 C 社の定格冷房能力 45kW の電気式ビル用マルチエアコン (MAC) の高効率機と標準機(いずれも 2013 年製) の 5 機種である。

A 社、C 社とも、高効率機は連結された同容量の 2 台の室外機に、標準機は 1 台の室外機に、それぞれ天井カセット式室内機が 4 台接続されている。JISB8616 の試験方法と計算手法を準用して算出された APF は、A 社の PAC が 6.3、MAC は A 社の高効率機が 5.7、標準機が 4.9、C 社の高効率機が 5.7、標準機が 4.8 である。水噴霧装置は、室外機の空気熱交換器に直接水を噴霧するタイプ(直接式)と室外機の空気熱交換器の前にスクリーン状の装置を配置し、その装置に水を滴下するタイプ(間接式)の 2 種類を使用した。

5.2.2 試験機器の外観

図 5.1 に、試験機器の一例として、高効率機の室外機に直接式と間接式の水噴霧装置を装着した外観を示す。図 5.2 に、試験状況の一例として、高効率機と標準機の室外機にそれぞれ水噴霧装置を装着した外観を示す。なお、高効率機は同容量の室外機が 2 台連結され、標準機は 1 台の室外機で構成されることから、水噴霧装置は室外機の台数に応じて、前者は 2 セット、後者は 1 セット取り付けた。

表 5.1 試験に用いた空調機の仕様

略称	製造会社	型式	冷房 定格能力	APF	製造年
Ap	A	パッケージ エアコン	10kW	6.3	2012
A1	A	ビル用 マルチ (高効率機)	45kW	5.7	2012
A2	A	ビル用 マルチ (標準機)	45kW	4.9	2012
C1	C	ビル用 マルチ (高効率機)	45kW	5.7	2013
C2	C	ビル用 マルチ (標準機)	45kW	4.8	2013



(a) 直接式水噴霧装置



(b) 間接式水噴霧装置

図 5.1 水噴霧装置の外観



(a) ビル用マルチエアコン高効率機



(b) ビル用マルチエアコン標準機

図 5.2 試験状況

5.3 試験条件

部分負荷性能試験の方法は第2章と同様である。さらに本章では、水噴霧装置による COP の向上率を各条件にて明らかにすることを目的として、前述の PAC1 機種と MAC4 機種のそれぞれに対し室外側および室内側試験室の空気の乾球温度と湿球温度、空調機の負荷率、水噴霧装置の噴霧面積、噴霧量、装着面数、供給水温の各条件を組み合わせ部分負荷性能試験を行った。表 5.2 に Δp の試験条件を、表 5.3 に A1 と A2 の試験条件を、表 5.4 に C1, C2 の試験条件をそれぞれ示す。

直接式水噴霧装置では、室外側試験室の空気乾球温度 t_j を 30℃から 40℃まで 5℃刻みで変化させた。さらに、 $t_j=35℃$ 条件では湿球温度を 24℃から 30℃まで 2℃刻みで変化させ、室内側試験室ではこれらの t_j において定格冷房能力実測値の 12.5%、25%、50%、75%、100%等に相当する空調負荷をエアコンに与えた状態で、エアコン自身に室内側試験室の空気温度が 27℃になるように温度制御させた。また、上水道、工業用水、井水を使用している状況を模擬し、 $t_j=35℃$ 、定格冷房能力 100%の条件で、供給水温を 20、25、30、35℃と変化させた試験も実施した。ここで、噴霧量について、標準は工場出荷時に設定された初期設定（噴霧は間欠運転）での噴霧条件を表し、2 倍は水噴霧装置で設定可能な最大噴霧量（標準の約 2 倍）させた条件を表す。図 5.3 に水噴霧のパターンとビル用マルチエアコン用の 1 セットあたりの水噴霧量を示す。

間接式水噴霧装置も、直接式水噴霧装置の試験に準じて、室外側試験室の空気の乾球温度や湿球温度、間接式水噴霧装置の装着面数、供給水温を変化させて、部分負荷性能試験を実施した。

なお、今回、部分負荷性能試験を実施した試験機については、水噴霧による省エネルギー効果を把握するため、水噴霧を行わない条件で室外側試験室の空気乾球温度 t_j を 20℃から 45℃まで 5℃刻みで変化させ、室内側試験室ではこれらの t_j において定格冷房能力実測値の 12.5%、25%、50%、65%、75%、85%、100%に相当する空調負荷をエアコンに与えた状態で、エアコン自身に室内側試験室の空気温度が 27℃になるように温度制御させた冷房性能試験、および t_j を -7℃～12℃と変化させ、定格暖房能力実測値の 12.5%～100%の空調負荷を与えて、エアコン自身に室内温度が 20℃になるように制御させた暖房性能試験も実施した。

表 5.2 A_P の部分負荷試験条件

温度条件（乾球温度／湿球温度）		負荷率*1	噴霧条件	
室外側試験室	室内側試験室		略称	名称
30/24 35/26 40/28	27/—	120%	Mode N	噴霧なし
		100%		
		75%	Mode S	標準噴霧*2
		50%	Mode X	最大噴霧*3
25%				

表 5.3 A1, A2 の部分負荷試験条件

温度条件（乾球温度／湿球温度）		負荷率*1	噴霧条件	
室外側試験室	室内側試験室		略称	名称
30/24 35/26 40/28	27/—	110%	Mode N	噴霧なし
		100%		
		75%	Mode S	標準噴霧*2
		50%	Mode X	最大噴霧*3
		40%		
		30%		
12.5%				

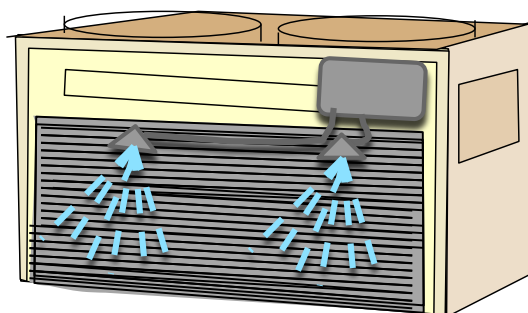
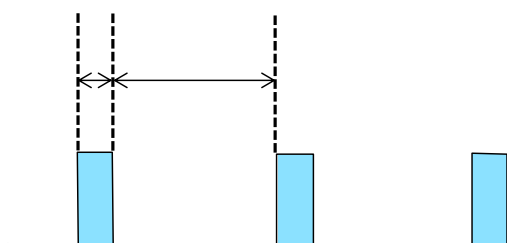
表 5.4 C1, C2 の部分負荷試験条件

温度条件（乾球温度／湿球温度）		負荷率*1	噴霧条件	
室外側試験室	室内側試験室		略称	名称
30/24 35/26 40/28	27/—	100%	Mode N	噴霧なし
		85%		
		75%	Mode S	標準噴霧*2
		50%		
		25%	Mode X	最大噴霧*3
12.5%				

*1 JISB8616 に基づく定格負荷試験時の実際の能力に対する冷房時の空調能力の割合

*2 標準噴霧：工場出荷時の初期設定噴霧量

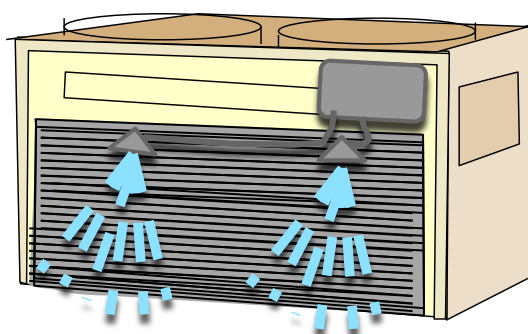
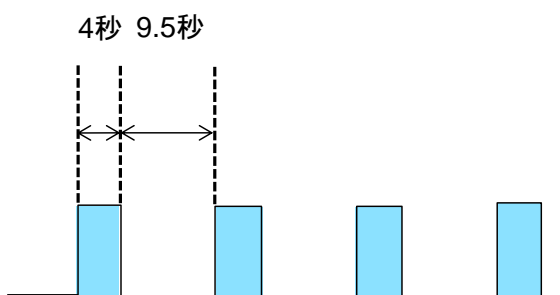
*3 最大噴霧：設定可能な最大噴霧量（標準の約2倍）



$13.6[\text{cm}^3/\text{s}] \times 3[\text{s}]$ の噴霧 + $14[\text{s}]$ の乾燥時間
+ (10分毎に $60.6[\text{cm}^3/\text{s}] \times 30[\text{s}]$ の連続噴霧)

水噴霧量は10分間で約3ℓ

(a) 標準噴霧



$21.1[\text{cm}^3/\text{s}] \times 4[\text{s}]$ の噴霧 + $9.5[\text{s}]$ の乾燥時間
+ (10分毎に $60.6[\text{cm}^3/\text{s}] \times 30[\text{s}]$ の連続噴霧)

水噴霧量は10分間で約6ℓ

(b) 最大噴霧

図 5.3 水噴霧パターンと水噴霧量 (ビル用マルチエアコン用の1セットあたり)

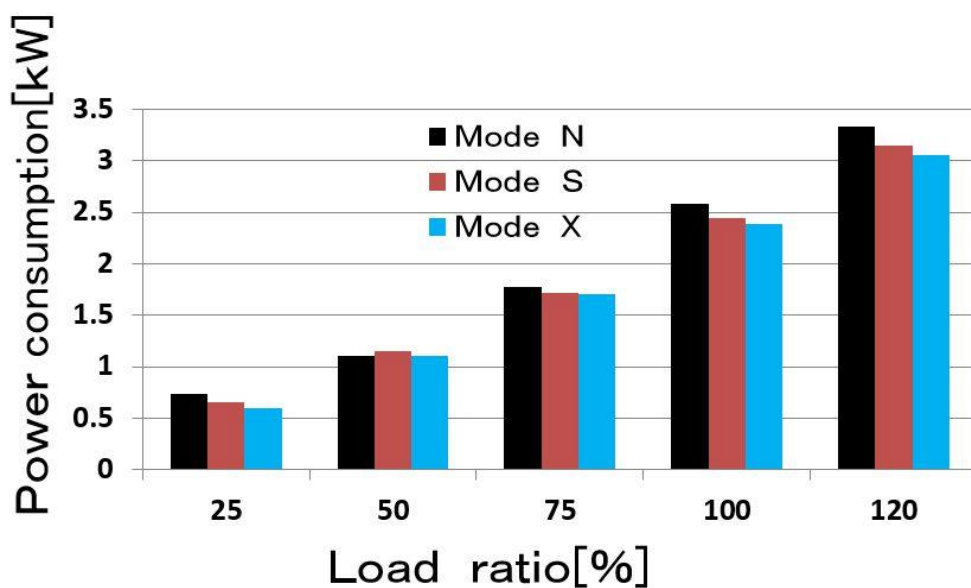
5.4 性能試験結果

図 5.4(a)に、PAC Ap の性能試験結果の一例として、 $t_j=35^{\circ}\text{C}$ で水噴霧装置の噴霧条件を変化させた場合の空調機の消費電力率と負荷率の関係を示す。同様に、図 5.4(b)には、MAC の試験結果として A2 の一例を示す。ここで、消費電力率 (%) は、定格冷房消費電力実測値を 100%として表した。図に示すように、PAC では空調負荷率 100%、すなわち定格負荷条件付近で水噴霧による消費電力抑制効果が多くなる一方、MAC A1 では定格負荷条件よりも、空調負荷率 75%前後で消費電力抑制効果がより多くなる傾向が伺えた。

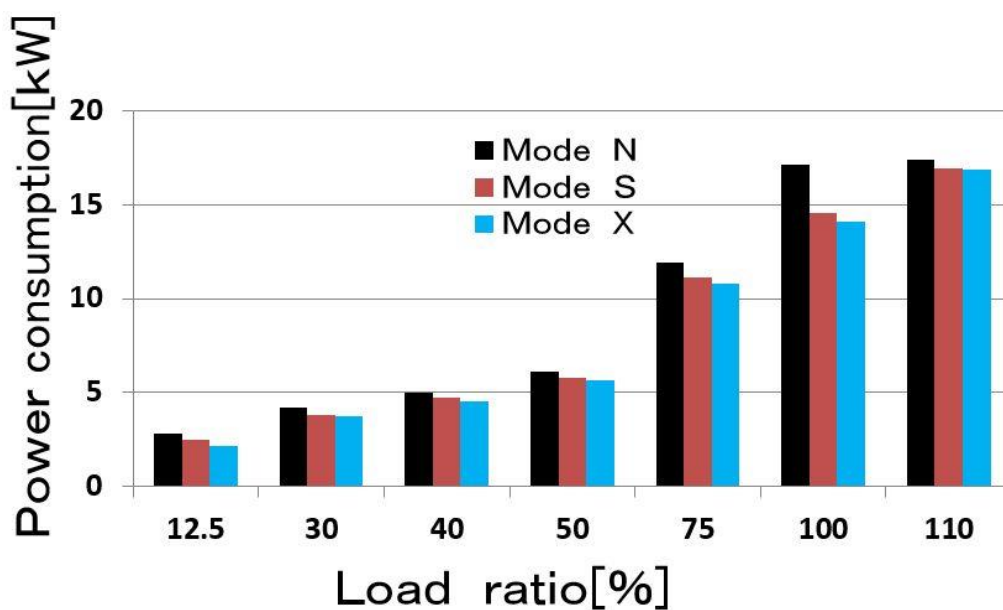
次に図 5.5 に A 社 MAC 高効率機 (A1) , 図 5.6 に C 社 MAC 高効率機 (C1) それぞれの性能試験結果の一例として、室外側試験室の乾球温度を 35°C ((各図の(a))と 40°C (各図の(b)) で水噴霧装置の噴霧条件を変化させた場合の空調機の COP を示す。

負荷率 100%の定格負荷領域の水噴霧による消費電力率の低下 (COP の向上) は、A1 が数%に留まる一方、A2 では 20%程度に達した。負荷率 50~75%の部分負荷領域での水噴霧による消費電力率の低下は、A1 の方が A2 よりも高かったが、ともに数%に留まった。

A2 と C2 を比較した場合、負荷率 100%の定格負荷領域では水噴霧による消費電力率の低下は、A2 の約 20%に対して C2 は数%に留まった。負荷率 50~75%の部分負荷領域の水噴霧による消費電力率の低下は、C2 ではほとんど見られなかった。

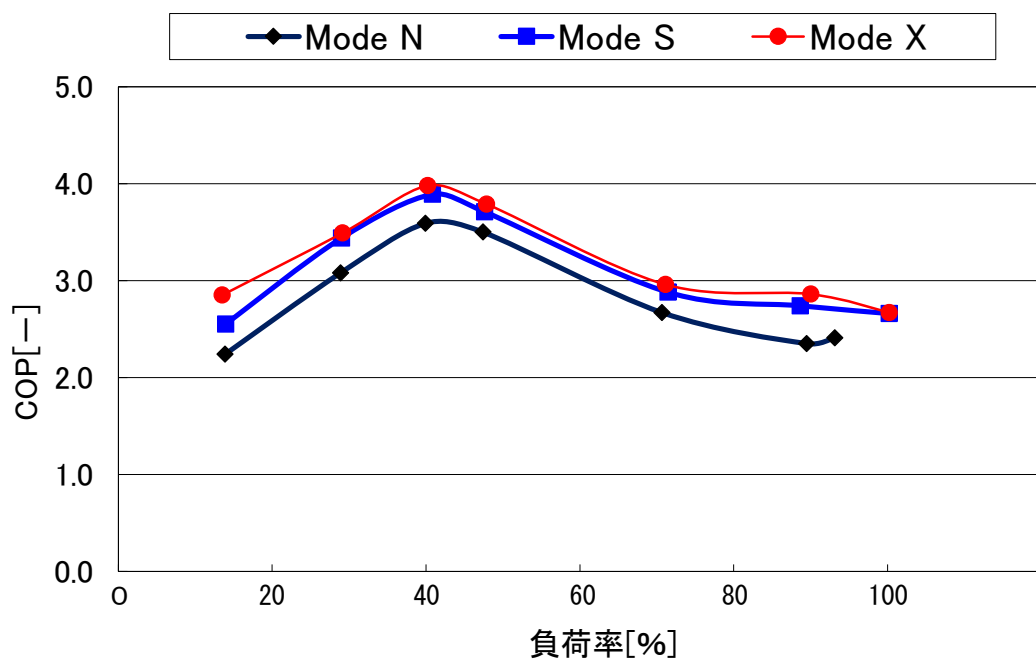


(a) PAC Ap

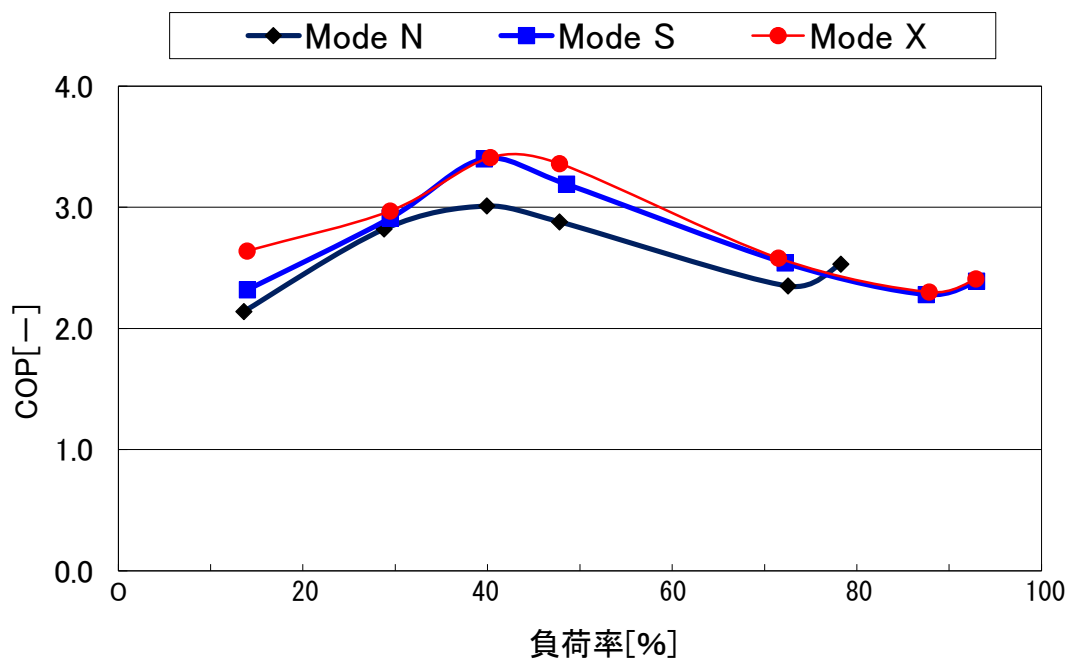


(b) MAC A2

図 5.4 水噴霧条件の違いによる空調消費電力比較
(室外機試験室側温度: 35°C)

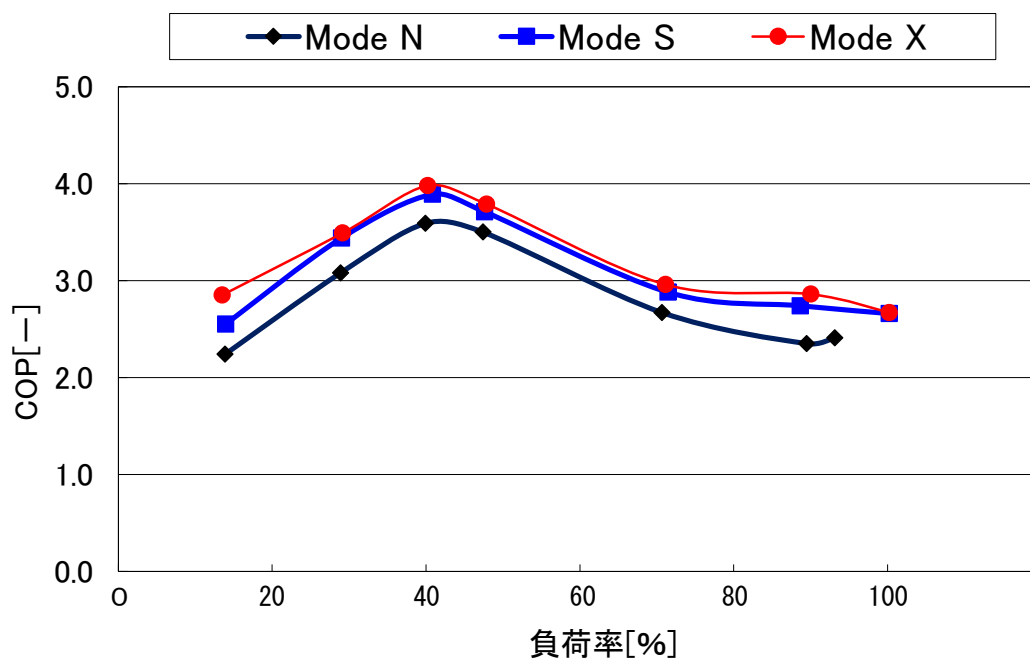


(a) 室外機側試験室温度 35°C

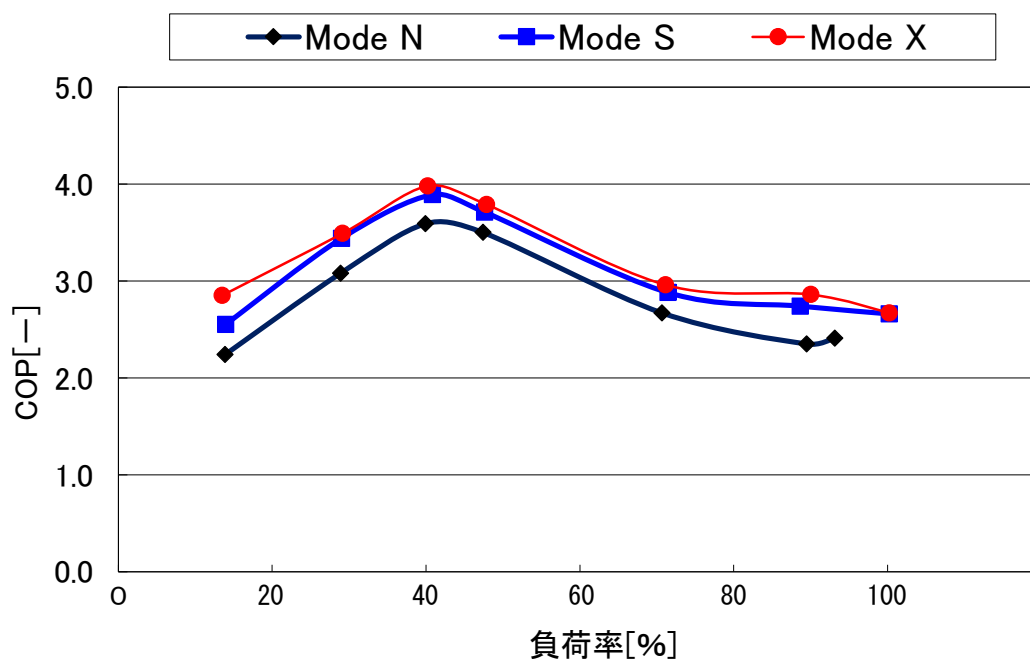


(b) 室外機側試験室温度 40°C

図 5.5 水噴霧条件を変化させた場合の空調機の COP (A1)



(a) 室外機側試験室温度 35°C



(b) 室外機側試験室温度 40°C

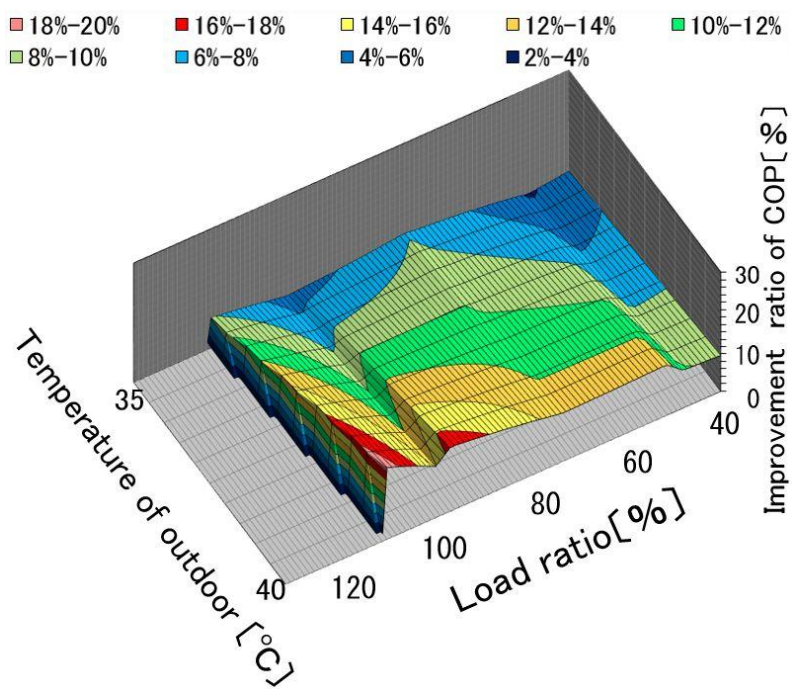
図 5.6 水噴霧条件を変化させた場合の空調機の COP (C2)

5.5 空調室外機への水噴霧による空調機の性能向上効果

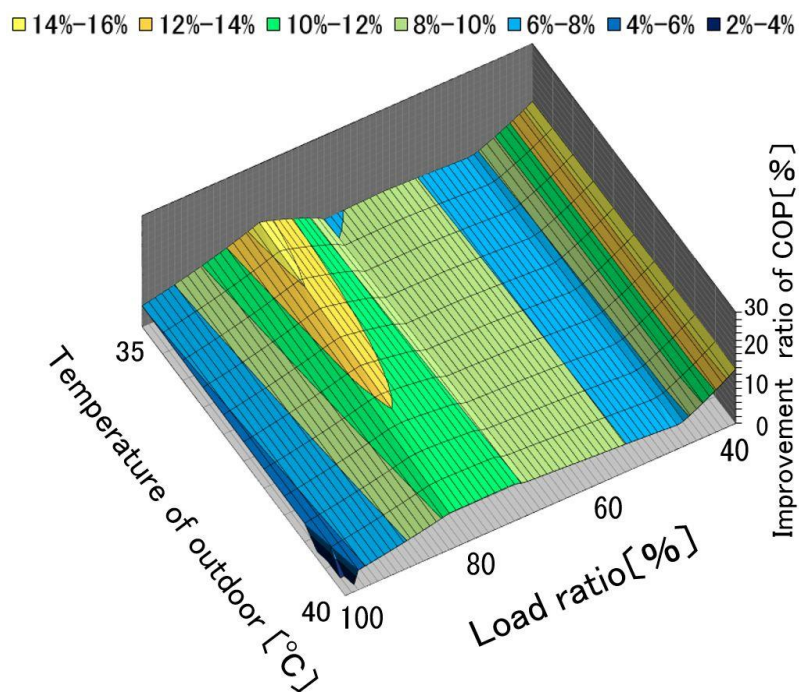
水噴霧による空調機の性能向上を視覚化するために、本節では部分負荷性能試験で得られた水噴霧なしの条件での COP を基準として、水噴霧をした場合の COP の向上率を t_j と空調負荷率をパラメータにとり 3 次元グラフ化した結果の一部を図 5.7(a) に A 社 PAC (Ap), 図 5.7(b) に A 社 MAC 高効率機 (A1), 図 5.7(c) に A 社 MAC 標準機 (A2), 図 5.7(d) に C 社 MAC 標準機 (C2) それぞれ示す。

5.5.1 パッケージエアコン (Ap) に対する水噴霧効果

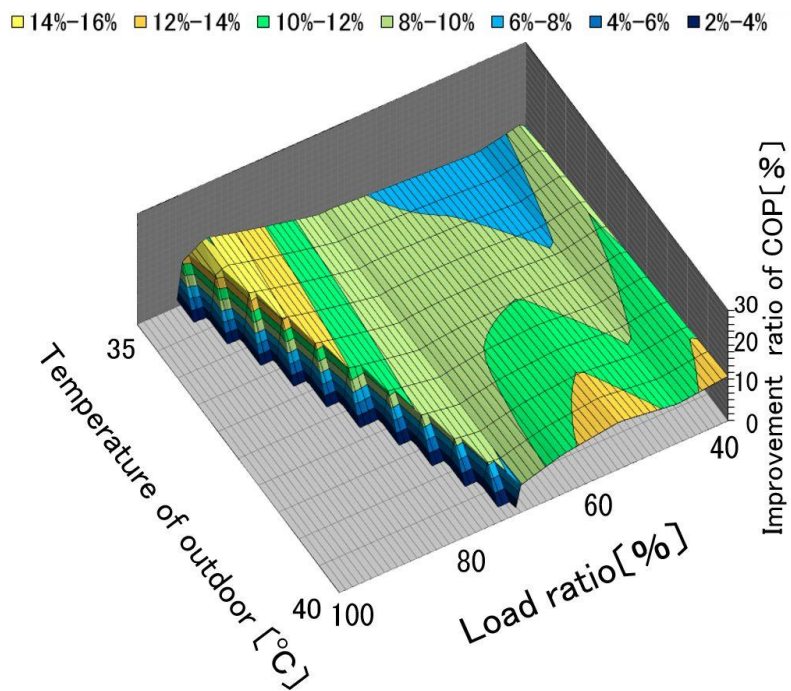
図 5.7(a)に示すように、パッケージエアコン Ap は室外機への効果的な水噴霧により COP 向上率は 10%以上となることが分かる。また、定格負荷に近い高負荷率でかつ高外気温度条件の方が部分負荷状態よりも COP 向上率が大きくなった。これは、パッケージエアコンにおいては、圧縮機や室外ファンの細かな制御は行っていないため、消費電力削減効果は、主に熱交換器の効率に依存し、その結果、水噴霧による COP 向上効果は高負荷状態で最大になったと考えられる。



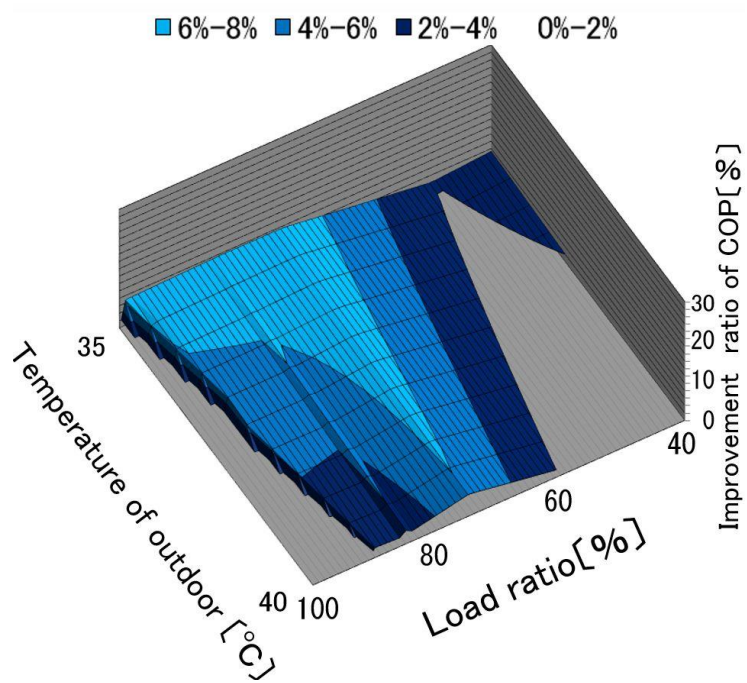
(a) PAC Ap



(b) MAC A1



(c) MAC A2



(d) MAC C2

図 5.7 水噴霧による COP 向上率

5.5.1 同じ製造会社のタイプが異なる機種(ビル用マルチエアコン A1,A2)の比較

図 5.7(b)に示すように、高効率機 A1 は部分負荷領域の方が定格負荷に近い高負荷率領域よりも COP 向上率が大きくなった。一方、図 5.7(c)のように、標準機 A2 は定格負荷に近い高負荷率領域の方が部分負荷領域よりも COP 向上率が大きく、同じ製造会社でも機種が異なると COP 向上率の傾向が異なる結果が得られた。

この原因を調査した結果、A1 は定格負荷に近い高負荷率領域において、水噴霧前に冷媒の高圧圧力が上限に達し、圧縮機周波数が抑えられた運転となっていたことがわかった。水噴霧により空気熱交換器の熱交換性能が向上して、冷媒の高圧圧力が上限から低下したことにより、冷媒の高圧圧力が上限に達するまで圧縮機が増速された。これにより、空調能力が増加するものの消費電力も増加し、結果として COP はあまり向上しなかったと考えられる。これに対して A2 は、水噴霧前に圧縮機周波数が上限で運転されており、水噴霧により空気熱交換器の熱交換性能が向上しても、圧縮機周波数は水噴霧前と変わらなかったため、冷媒の高圧圧力が低下し、消費電力が大幅に低下したと考えられる。

一方、部分負荷領域では、A1、A2 ともに水噴霧により室外機ファン回転数が低下する現象が見られた。水噴霧により空気熱交換器の熱交換性能が向上して、冷媒の高圧圧力が一旦低下する。しかし、冷媒循環量を維持するには、冷媒の高低圧差を確保する必要がある。そのため、室外機ファン回転数を低下させて熱交換性能を抑えることで、高圧圧力を上昇させたと考えられる。A1 の室外機ファン動力の低減量が A2 より大きかったため、A1 の COP 向上率が大きくなったと考えられる。

5.5.2 同じタイプ(標準機)で製造会社が異なる機種(A2,C2)の比較

図 5.7(c)と図 5.7(d)に示すように、A2の方が C2 より COP 向上率が全体的に大きかった。これは A2 と B2 の部分負荷状態でのエアコンの圧縮機の制御方法の違いによる差と考えられる。

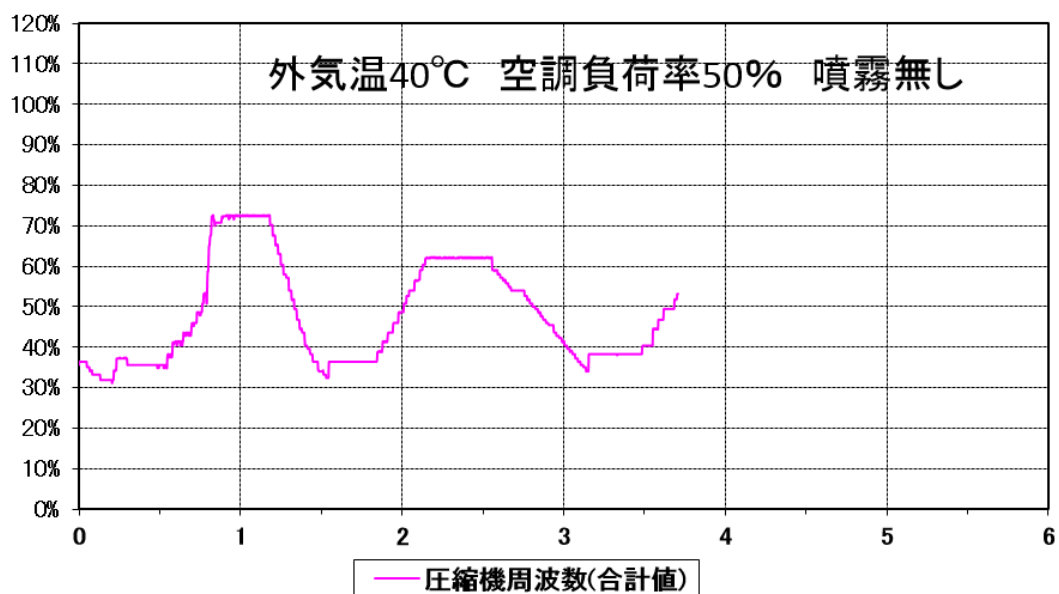
図 5.8 は、A2 と C2 の水噴霧前後の圧縮機周波数(定格条件における周波数で規格化した値)の時間変化を示す。いずれも室外側試験室の乾球温度は 40℃、負荷率は 50%の条件である。

A2 は、図 5.8(a)、図 5.8(c)に示すように部分負荷になっても圧縮機が完全停止することなく、冷房運転が継続された。

一方 C2 は、図 5.8(b)、図 5.8(d)に示すように、部分負荷になると圧縮機は断続運転となり、冷房運転が一時的に停止する状態が見られた。

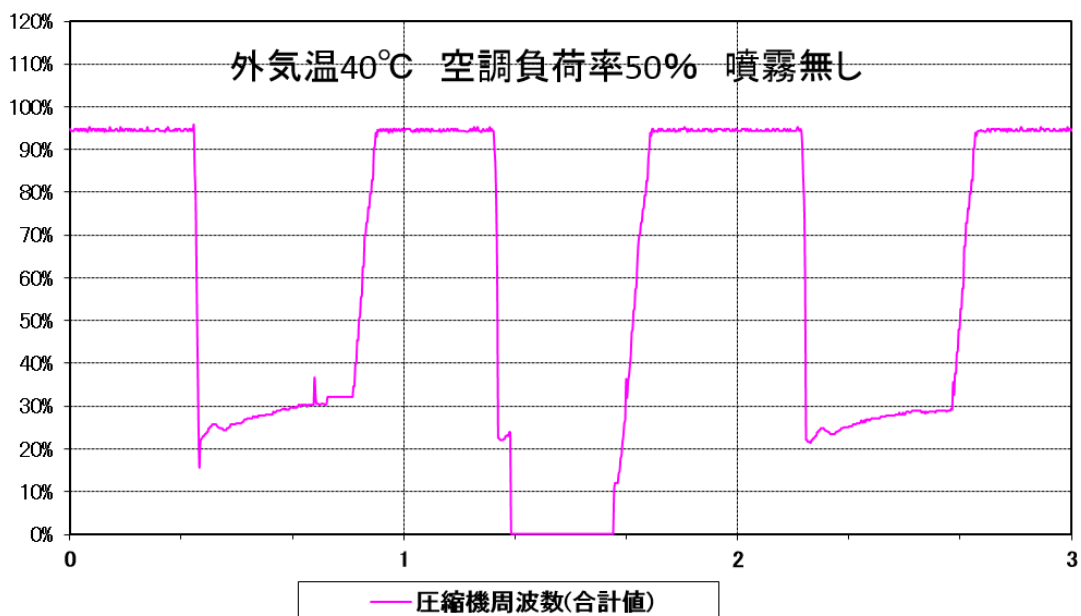
水噴霧による効果は、圧縮機運転中に発揮されることから、圧縮機運転が継続している A2 の方が、圧縮機運転が一時的に停止する C2 よりも水噴霧による効果が大きくなったと考えられる。さらに C2 では、図 5.8(b)、図 5.8(d)に示すように、水噴霧により圧縮機周波数の最大値が 20%近く上昇して効率が悪い領域での運転となり、COP 向上率があまり大きくならない結果を招いたと考えられる。

X軸: 経過時間[h], Y軸: 圧縮機周波数(合計値)/(圧縮機定格条件時周波数(合計値))[%]



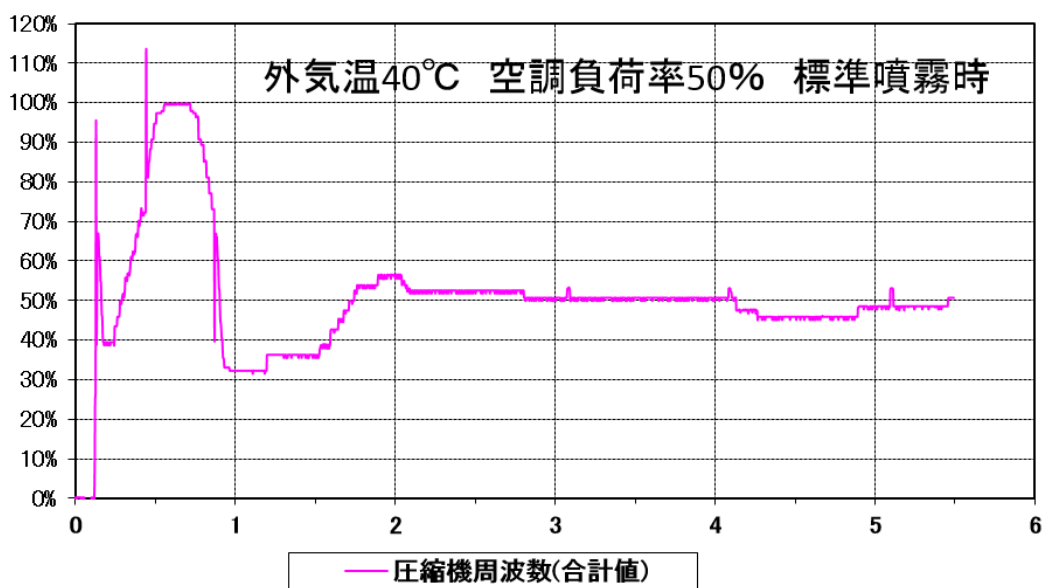
(a) A2 (水噴霧なし)

X軸: 経過時間[h], Y軸: 圧縮機周波数(合計値)/圧縮機定格条件時周波数(合計値)[%]



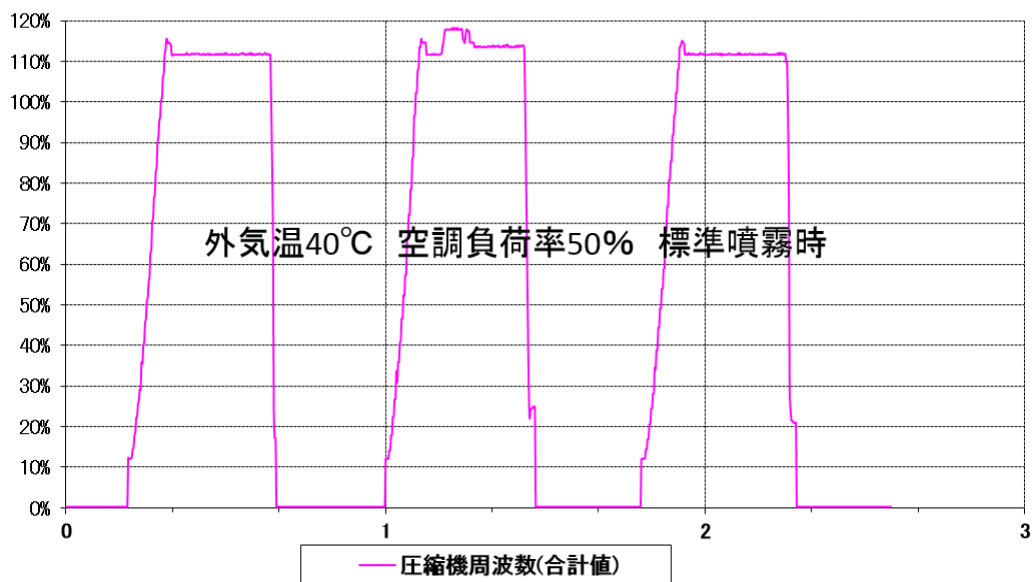
(b) C2 (水噴霧なし)

X軸: 経過時間[h], Y軸: 圧縮機周波数(合計値)/圧縮機定格条件時周波数(合計値)[%]



(c) A2 (水噴霧あり : Mode S)

X軸: 経過時間[h], Y軸: 圧縮機周波数(合計値)/圧縮機定格条件時周波数(合計値)[%]



(d) C2 (水噴霧あり : Mode S)

図 5.8 圧縮機周波数の変化

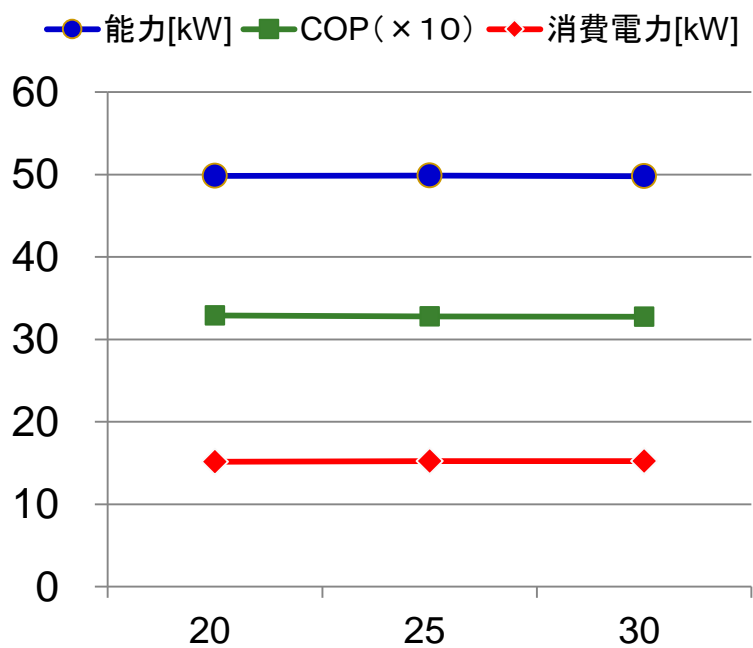
5.5.3 水噴霧装置の供給水温の影響

水噴霧装置に供給する水温が性能へ与える影響を確認するため、 $t_j=35^{\circ}\text{C}$ とし、水噴霧装置に供給する水温を変化させた試験を実施した。MACの結果の一例を図5.9(a)（直接式，通常噴霧面積，標準噴霧量）と図5.9(b)（直接式，通常噴霧面積，最大噴霧量）および図5.9(c)（間接式，装着面数3）に示す。

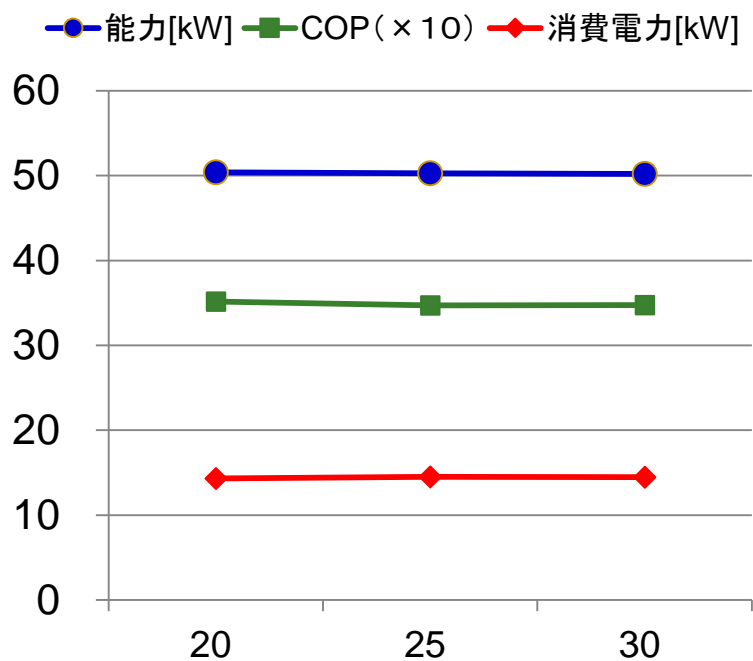
その結果，直接式，間接式共に供給水温による性能への影響はほとんどなく，空調機の消費電力削減には水の顕熱よりも蒸発潜熱が大きく寄与していることが分かった。

5.5.4 湿球温度の影響

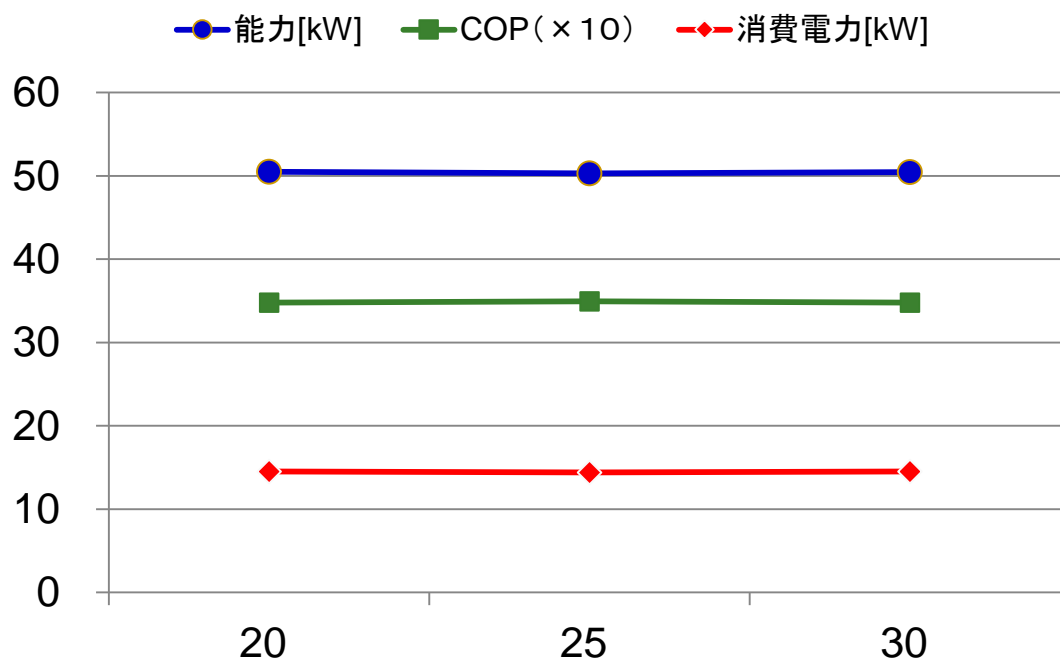
室外側試験室の空気中の湿度と水噴霧装置の性能との関係を把握するため、 $t_j=35^{\circ}\text{C}$ とし、湿球温度を変化させた試験を実施した。MACの結果の一例を図5.10(a)（直接式，通常噴霧面積，標準噴霧量）と図5.10(b)（間接式，装着面数3）に示す。直接式は湿度による性能への影響はほとんどなかったが，間接式は湿度が高くなると低湿度の場合に比べて空調機の効率が若干低下した。直接式の場合，水噴霧装置による水滴が空調室外機の空気熱交換器に付着し，蒸発潜熱により空気熱交換器から熱を奪う。一方，間接式の場合，水噴霧装置を通過する空気が水噴霧装置内で滴下される水滴の蒸発潜熱により熱を奪われ冷却される。そのため，間接式では，湿球温度によって，空調室外機の空気熱交換器に到達する空気の温度に差が生じ，性能への影響が出たと考えられる。



(a) 直接式水噴霧装置, 標準噴霧時

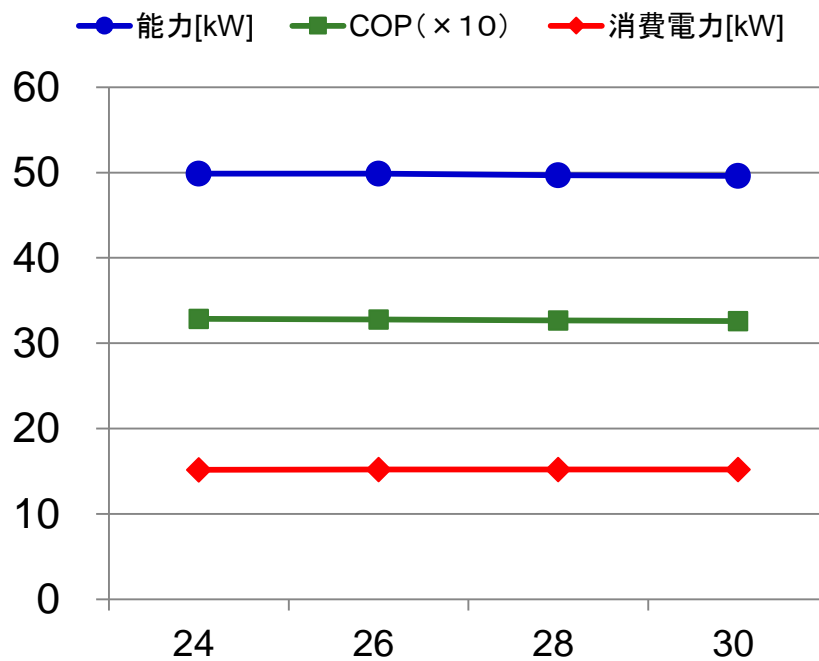


(b) 直接式水噴霧装置, 最大噴霧時

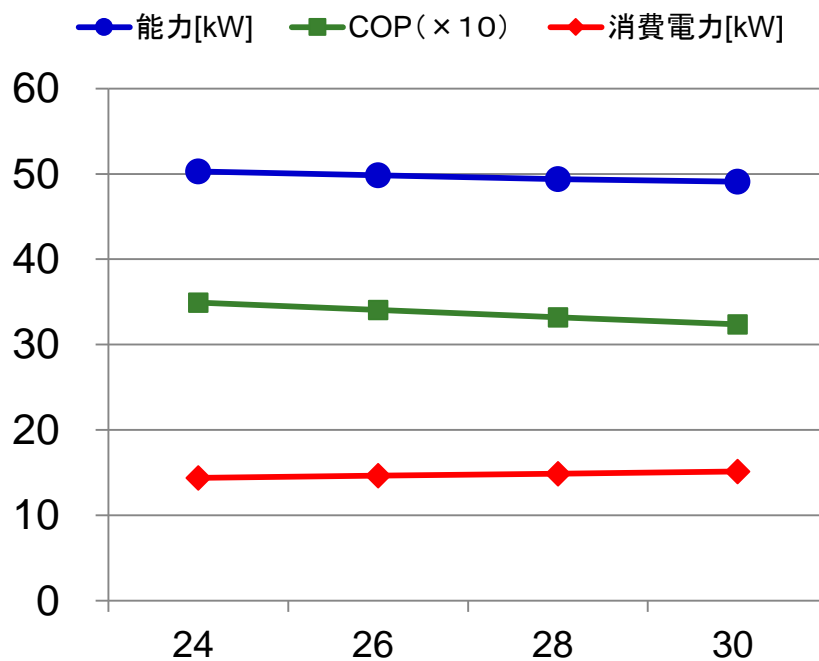


(c) 間接式水噴霧装置

図5.9 供給水温による影響



(a) 直接式水噴霧装置, 標準噴霧時



(b) 間接式水噴霧装置 (装着面数 3)

図5.10 湿球温度の影響

5.6 実測負荷に適用した場合の水噴霧による省エネルギー効果

本節では個別分散空調が使用されている実店舗において、7, 8, 9月の外気温度および空調負荷を実測値と今回のエアコンの部分負荷性能試験の結果とを組み合わせることで、既設エアコンへの水噴霧装置適用時の省エネルギー効果について検討した。表5.5に実測を行った実店舗の概要とこの店舗で使用されているエアコンの仕様と台数を示し、図5.11に7, 8, 9月の3ヶ月間で測定された空調負荷の1時間毎の平均値を外気乾球温度に対して整理した結果を示す。

5.6.1 消費電力の計算方法

次に建物の負荷率、COPの求め方、並びに算出された消費電力を以下に述べる。

(1) 建物の1時間おきの負荷率の求め方

- ①7, 8, 9月の1時間平均の空調負荷データから、外気温度別の平均空調負荷を求める。ただし、1kW以下の空調負荷は空調を行っていないとみなし省く。
- ②各外気温度における1時間平均データの標準偏差 σ を求め、①の外気温度ごとの平均空調負荷 $+3\sigma$ のうちの最大負荷が、エアコンの定格値と一致すると仮定する。これは、建物内の負荷に対して必要十分な設備容量と考えられる。
- ③1時間平均の空調負荷を上記で求めた定格値で除することで負荷率とする。

(2) COPの求め方

上記(1)で求めた1時間おきの負荷率と外気温度から、エアコンのCOP曲面を用いることによって1時間おきのCOPを求める。この時、外気温度が 30°C を超えたら水噴霧を行った性能試験で求めたCOP曲面に切り替える。すなわち、室外機への水噴霧は $t_j > 30^{\circ}\text{C}$ で行うものと仮定する。ここで、本節においては、5.4節で述べたA社製のビル用マルチエアコン(MAC)標準機(A2)を用いて検討を行った。図5.12に検討に用いたMAC空調機A2のCOP曲面((a)水噴霧なし、(b)標準噴霧時、(c)最大噴霧時。ただし、(b)と(c)は $t_j > 30^{\circ}\text{C}$)を示す。水噴霧により、高外気温度時のCOPが上昇していることが分かる。

(3) 消費電力の算出

上記(2)で求めた1時間おきのCOPと、店舗の単位面積当たりの空調負荷(kW/m^2)から消費電力を求める。

一例として7月の1時間ごとの空調負荷率を図5.13に、1時間ごとの電力消費量を図5.14に示す。室外機への水噴霧により、日々の消費電力量が削減されることが分かる。

表 5.5 検討に用いた店舗の仕様

店舗:家電量販店

空調面積:2061m²

A社製GHP(9台)

	A系統	B系統	C系統	D系統	E系統	F系統	G系統	H系統	I系統
冷房									
定格能力 [kW]	56	56	56	56	56	56	56	56	28
消費電力 [kW]	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.55
ガス消費量 [kW]	39	39	39	39	39	39	39	39	20.4
暖房									
定格能力 [kW]	63	63	63	63	63	63	63	63	31.5
消費電力 [kW]	1.07	1.07	1.07	1.07	1.07	1.07	1.07	1.07	0.58
ガス消費量 [kW]	43	43	43	43	43	43	43	43	21.7
備考	売場								風除室, 休憩室

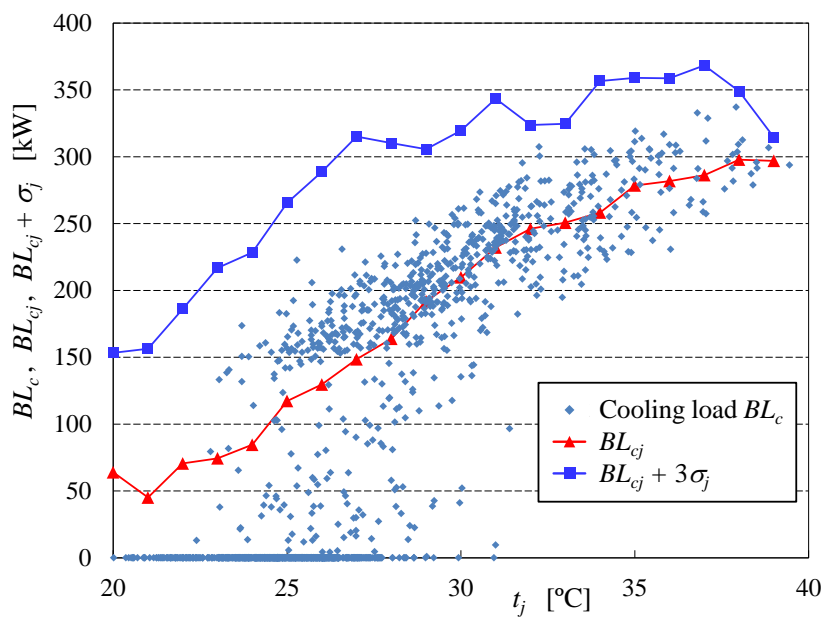
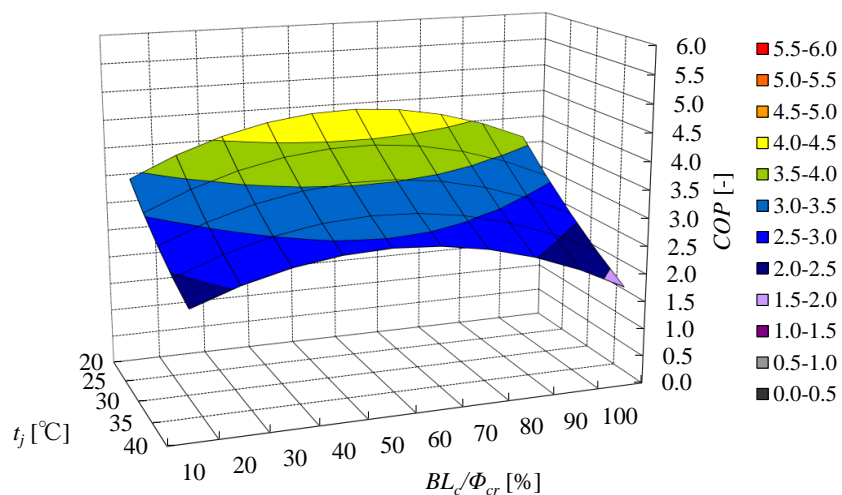
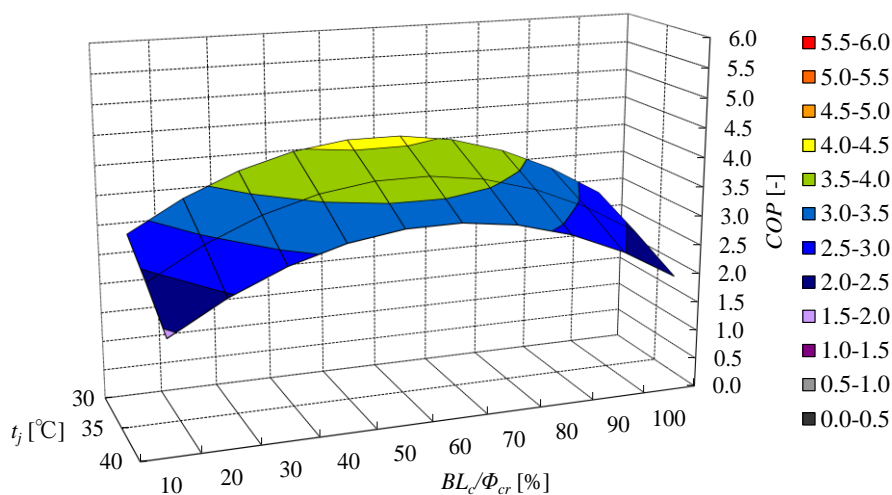


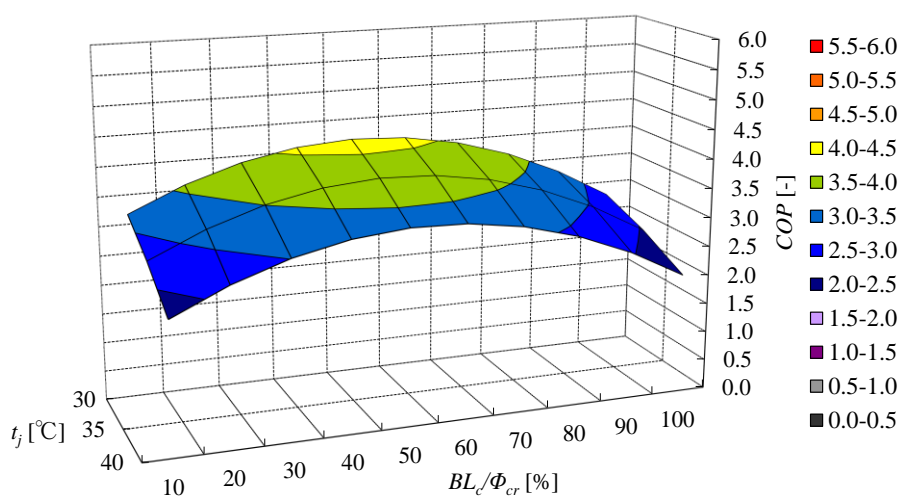
図 5.11 3ヶ月間(7, 8, 9月)の実測空調負荷



(a) 水噴霧なし



(b) 標準噴霧時



(c) 最大噴霧時

図 5.12 検討に用いた MAC 空調機 A2 の COP 曲面

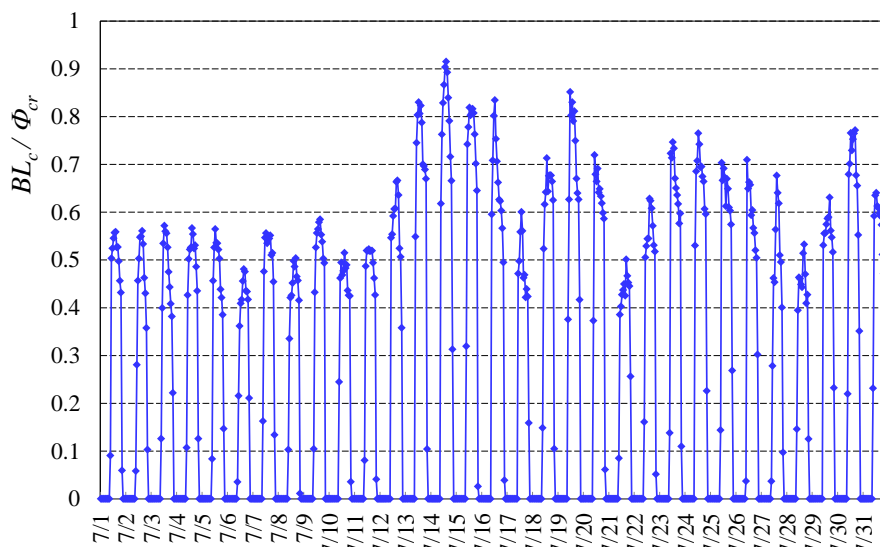


図 5.13 7月の空調負荷率

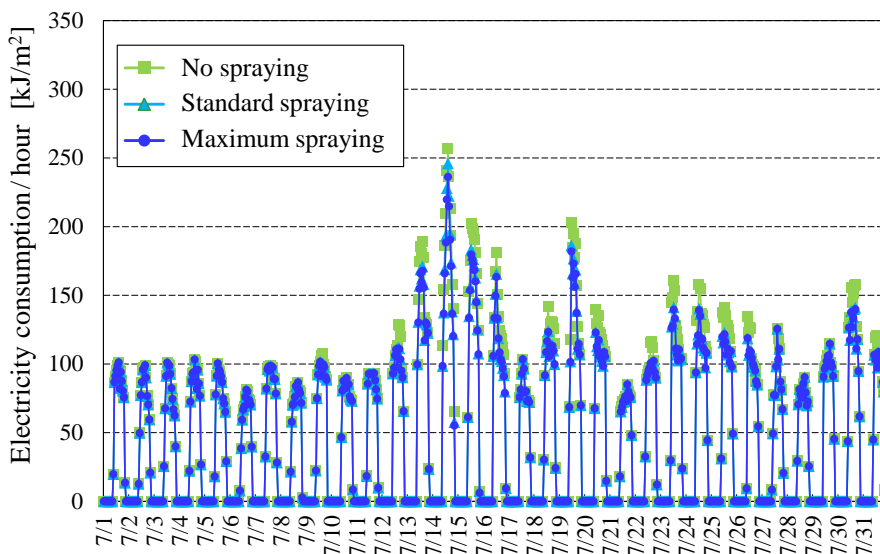


図 5.14 7月の空調エネルギー消費量

5.6.2 ピーク電力の削減効果

図 5.15 に、7月の最大空調電力量となった7月14日の1時間おきの COP と冷房時の空調負荷率 BL_c/Φ_{cr} および外気温度 t_j の変化を、水噴霧なしの場合と標準噴霧の場合および最大噴霧の場合について比べて示す。水噴霧の有無にかかわらず、外気温度 t_j が高くなると負荷率 BL_c/Φ_{cr} が高くなると共に COP は低くなり、外気温度が最大になる午後2時に COP は最低となる。また、負荷率 BL_c/Φ_{cr} が低いほど水噴霧なしの場合と水噴霧有の場合の COP の差が大きくなることが分かる。

図 5.16 に、同日の空調機の消費電力量を示す。この日の最大電力消費量は、午後2時に発生している。午後2時からの1時間の水噴霧による平均 COP と電力消費量の比較を表 5.6 に示す。水噴霧なしの場合の COP は 2.30 であるが、標準噴霧の場合は 2.39 と水噴霧なしの場合に比べて 3.9% 向上し、最大噴霧の場合は 2.49 と 8.3% 向上する。この結果、空調機の消費電力量は、水噴霧により標準噴霧の場合は 4.3%、最大噴霧の場合は 8.2%、それぞれ水噴霧なしの場合に比べて減少する。これは、電力ピークカットの効果がそれぞれ、4.3%、8.2% あることを意味している。

5.6.3 夏季期間における電力の削減効果

表 5.7 に水噴霧の有無による7月1日から9月30日までの夏季3ヶ月間の合計電力消費量の比較を示す。標準噴霧の場合、水噴霧なしの場合と比べて、夏季3ヶ月間の合計電力消費量は 6.0% 削減できる。一方、最大噴霧の場合は、水噴霧なしの場合と比べて 6.5% 削減に留まる。これは、外気温度が低い場合、部分負荷率の低い運転領域となり、この領域では噴霧量を増加させても COP の向上割合にあまり違いが生じなかったことに起因している。この結果から、最大噴霧は実施するとしても外気温度が高い場合、例えば 35°C 以上の場合のみに限定する方が効果的であり、噴霧のための水を節約できることを示唆している。

第5章 空調エネルギー消費量に及ぼす空調室外機への水噴霧の影響

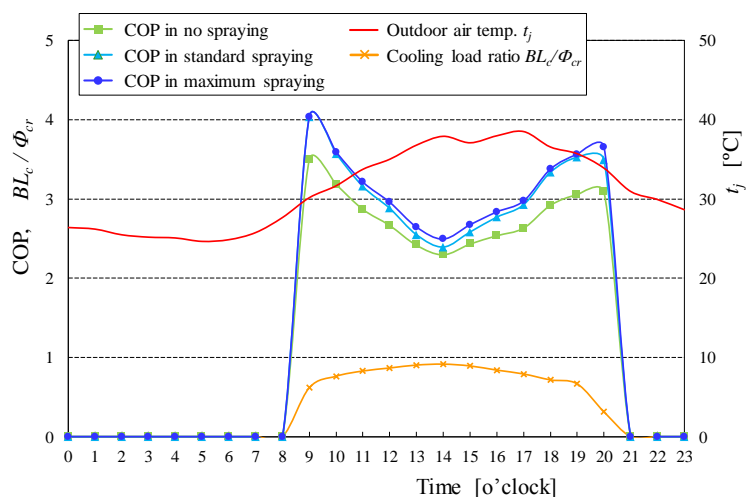


図 5.15 ピーク日 (7月14日) の COP

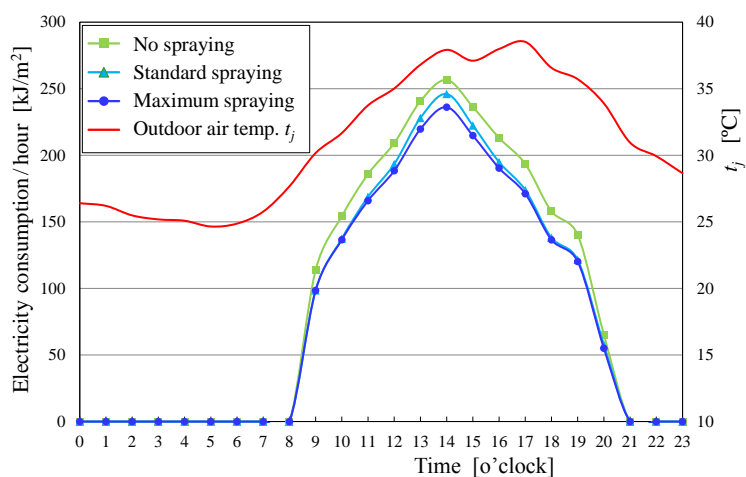


図 5.16 ピーク日 (7月14日) の電力消費量

表 5.6 ピーク時間 (7月14日の午後2時～午後3時) の平均 COP と電力消費量の比較

	水噴霧なし	標準噴霧	最大噴霧
COP	2.30	2.39	2.49
COP 向上率 (%)		3.9	8.3
電力消費量 (kJ/m ²)	257	246	236
消費電力削減率 (%)	—	4.3	8.2

表 5.7 夏季3ヶ月間 (7～9月) の電力消費量の比較

	水噴霧なし	標準噴霧	最大噴霧
電力消費量 (MJ/m ²)	100.3	94.3	93.8
消費電力削減率 (%)	—	6.0	6.5

5.7 空調室外機への水噴霧に対する課題

上述したように空調室外機へ適切な水噴霧を行うことにより空調機の消費エネルギー量を削減できる。しかしながら、現在の個別分散空調機は、空調機の製造会社では空調室外機に水噴霧することを前提とした設計にはなっていないため、以下のような課題もある。

- (1)熱交換器フィンの品質・寿命に与える影響について水に含まれる成分により、フィンの目詰まり、腐食による欠落、銅管の腐食などが発生する懸念があるが、簡便かつ、完全な対策は困難である。
- (2)空調機器の保証について 水噴霧装置を設置された場合、空調機製造会社によっては、空調機器が製造会社の保証の対象外となる場合があるため、注意事項として周知徹底しておくことが必要である。また、実運用にあたっては、水道料金を含めた経済性の検討・評価も必要になる。

5.8 結言

本章では、最新の電気ヒートポンプ式パッケージエアコンと電気式ビル用マルチエアコンの室外機に、それぞれ直接式と間接式の水噴霧装置を装着し、外気温度や湿度、水噴霧量などをパラメータに、エアコンの負荷率を変化させた部分負荷性能試験を実施した。また、水噴霧装置を後付けする電気式ビル用マルチエアコンの製造会社と機種（高効率機、標準機）を変え、外気温や水噴霧量をパラメータに、エアコンの負荷率を変化させた部分負荷試験を実施し、その詳細な性能特性を明らかにした。主な結果を以下に述べる。

- (1) エアコン室外機への水噴霧により、エアコンのエネルギー消費量を水噴霧しない場合に比べて、5～20%削減することが可能であることが分かった。
- (2) 水噴霧によるエアコンのCOP向上効果は、エアコンの制御方法に依存することが分かった。パッケージエアコンとビル用マルチエアコンに分けてまとめると以下の通りとなる。

＜パッケージエアコンの場合＞

- ① 室外機への水噴霧により、空調機の消費電力が削減され、COP 向上効果が期待できる。
- ② COP 向上効果は、直接式、間接式ともに、部分負荷領域よりも定格負荷に近い高負荷領域の方が大きくなった。
- ③ COP 向上効果は、散水量が標準設定の場合、10 数%であるが、水噴霧量を増やすことで、効果は向上し、外気温度によっては 20%以上の効果となった。

＜ビル用マルチエアコンの場合＞

- ① 空調室外機への水噴霧により空調機の消費電力が削減され、COP 向上効果が期待できる。
 - ② COP 向上効果は、直接散水方式、間接散水方式ともに、定格負荷に近い高負荷領域よりも部分負荷領域の方が大きかった。
 - ③ COP 向上効果は、散水量が標準設定の場合、10 数%であるが、水噴霧量を増やすことで、効果は向上し、外気温度によっては 20%以上の効果となった。
- (3) 個別分散空調が使用されている実店舗において、既設エアコンへの水噴霧装置適用時の省エネルギー効果について検討した。その結果、電力ピークカットの効果が標準噴霧の場合 4.3%、最大噴霧の場合 8.2%になることが分かった。また、夏季3ヶ月間の合計電力消費量は標準噴霧の場合 6.0%、最大噴霧の場合 6.5%削減になることが分かった。

5.9 省エネルギー推進のための提言

本章では、最新の電気式パッケージエアコンと電気式ビル用マルチエアコンの室外機に、それぞれ直接式と間接式の水噴霧装置を装着し、外気温度や湿度、水噴霧量などをパラメータに、エアコンの負荷率を変化させた部分負荷性能試験を実施した結果を記述した。得られた結果から、実効ある空調の省エネルギーを推進するための提言を以下に述べる。

- (1) パッケージエアコンの場合、エアコンの制御が比較的簡単なため、空調室外機への水噴霧により、空調負荷率によらず、空調室外機の熱交換効率が向上した分だけ空調機の効率が上がる。このため、地下水を利用される場合などで水道代を考慮する必要がない場合は、空調室外機に水噴霧装置を取り付け、冷房期間中はできるだけ水噴霧装置を稼働させることが省エネルギーにつながる。水噴霧量も最大に設定することが望ましい。ただし、特に地下水の場合、水質によっては空調室外機にカルキ分が析出したり、空調室外機のフィンを腐食させたりする恐れがあるため、事前に水質を十分確認し、水質によっては逆浸透膜や軟水器により水質改善した上で水噴霧することが必要である。

一方、水道水を使う場合は、水噴霧によって増加する水道代と、水噴霧による空調の省エネルギーによってもたらされるエネルギーコストの削減分の両者を勘案して、水噴霧を開始する外気温度を設定することが重要となる。今回の検討結果から、外気温度が 30℃を超える場合に水噴霧をすることが有効であり、水道代を勘案すると 32℃あるいは 33℃以上に限定することで、実効ある省エネルギーの推進になる。

- (2) 本研究での部分負荷試験の結果、空調機の機種や空調負荷率によっては、水噴霧によって有効な省エネルギー効果が得られない場合がある。ビル用マルチエアコンの場合で空調負荷率が 50%以下の場合は、今回試験を実施したいずれの機種も COP 向上率が低いことがわかった。また、実際の大型小売店舗では、設置されている業務用エアコンの設備容量が、最大空調負荷と比べてかなり多い(2 倍程度の店舗も散見される)場合もあることが明らかになっている²⁹⁾。5.6 節では、空調機の設備容量を適正化した条件下での検討であり、有効な省エネルギー効果が得られている。そこで、ビル用マルチエアコンの場合は、空調機の現状の負荷率を確認し、設備容量や運転台数の適正化を図ることが必要であり、空調機の負荷率を 50%以上とした上で、水噴霧を行う運用とすることが実効ある省エネルギーにつながる。
- (3) ビル用マルチエアコンの場合、エアコンの制御が冷媒の蒸発温度や圧縮機の回転数、室外機ファンの回転数など様々なパラメータを考慮した複雑なものとなっている。この一方で、現在、ほとんどの機種では空調室外機の熱交換器に水噴霧をすることが考慮された設計にはなっていない。そこで、省エネルギーを推進するためには、各空調機メーカーに対して、後付けではなく、水噴霧装置を標準装備した上で水噴霧効果が最大になるような制御を取り入れた新しいビル用マルチエアコンの開発を期待する。また、エアコン室外機への水噴霧はヒートアイランド対策としても有効である。今後、水噴霧装置の装着を考慮したエアコンの制御方法の改善により、水噴霧によるエアコンのさらなる省エネルギーとヒートアイランド対策に貢献できると考える。

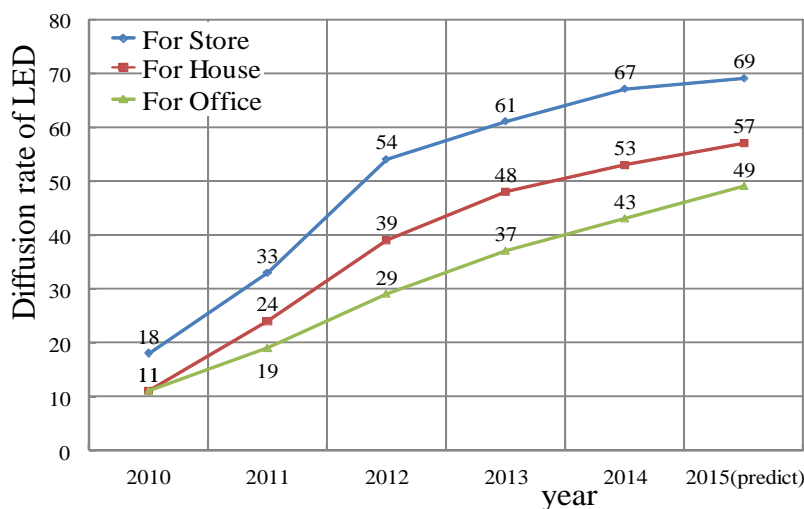
第6章 省エネルギー型照明器具の室内方向への放熱量

6.1 緒言

近年、消費電力が少なく寿命も長い省エネ型照明器具が開発・市販されるようになり、店舗や事務所あるいは住宅に省エネルギーアイテムとして導入が進んでいる。例えば、図6.1に示すように、代表的な省エネルギー型照明であるLED照明は店舗照明や住宅照明に普及が進んでおり、国内における照明器具のLED化率は事務所であっても40%を超えている¹⁾。また環境面では、CO₂排出量削減の一環として世界各国で消費電力の大きい白熱電球の生産の段階的廃止が決定されるとともに、2011年3月に起こった東日本大震災を期に節電、省エネが声高に叫ばれるようになったこともあり、低消費電力で長寿命であるLED照明器具に注目が集まる結果となった。一方、照明器具側でも、TV市場の成熟に伴いバックライト向けの白色LEDが余剰し、これが照明用に転用されることにより照明用LEDパッケージの価格下落ひいてはLED照明器具の価格下落につながり、LED照明器具の普及を後押しすることとなった。

照明器具はランプや蛍光管などの発光体や電源装置が発熱し、室内に対して放熱するため、加熱源とみなすことができる。一般に省エネルギー型照明器具は、白熱灯や蛍光灯などの従来型照明に比べて消費電力が少ないのみではなく室内方向への放熱量も少ないと考えられており、冷房空調負荷の低減が可能と考えられる。しかし、省エネルギー型照明器具による実際の空調負荷低減効果や省エネルギー効果を定量的に明らかにした報告はなされていない²⁾。

そこで第6章から第10章では、代表的な省エネルギー型照明器具であるLED照明を用いて、簡易的な実験により空調負荷低減効果を評価するとともに、代表的なモデル建物に対して省エネルギー型照明による空調負荷とエネルギー消費量を明らかにすることを目的とする。現在市販されている代表的なLED照明器具としては、LEDダウンライト、LED電球、直管形LEDランプ、LEDシーリングライト、LEDベースライトなどがある。照明器具における室内方向への放熱量は、器具の形態と使用する電球の組み合わせに依存して変化すると考えられる。そこで、本章において様々な照明器具とランプを組み合わせ、消費電力と室内方向への放熱量を計測する手法を開発するとともに、測定結果に基づきLED照明の省エネルギー性について検討した結果を記述する。

図6.1 国内におけるLEDの普及状況¹⁾

第6章 省エネルギー型照明器具の室内方向への放熱量

業務用建物の照明には、図6.2(a)に示す天井吊り下げ型器具と図6.2 (b)に示す天井埋め込み型器具が多く用いられている。前者では照明器具全体が室内に露出しているため、照明器具の発熱により生じる空調負荷、すなわち照明負荷は照明の消費電力に等しくなる。一方、後者では、照明器具の発熱のうち一部は天井裏に排出され、残りが室内側に放熱されて照明負荷になると考えられる。そのため、天井埋め込み型照明器具を用いた室内の空調負荷を正確に求めるためには、照明器具の室内方向への放熱量を明らかにする必要がある。しかし、省エネルギー型照明の室内側放熱量に関する報告は少なく、空調負荷低減効果や空調を含めた建物全体の省エネルギー効果は明確になっていない^{3)~5)}。

そこで本章では、LEDなどの省エネルギー型照明器具を用いて、従来型照明器具との比較の下に、室内側への放熱量を実験的に評価することを目的とする。

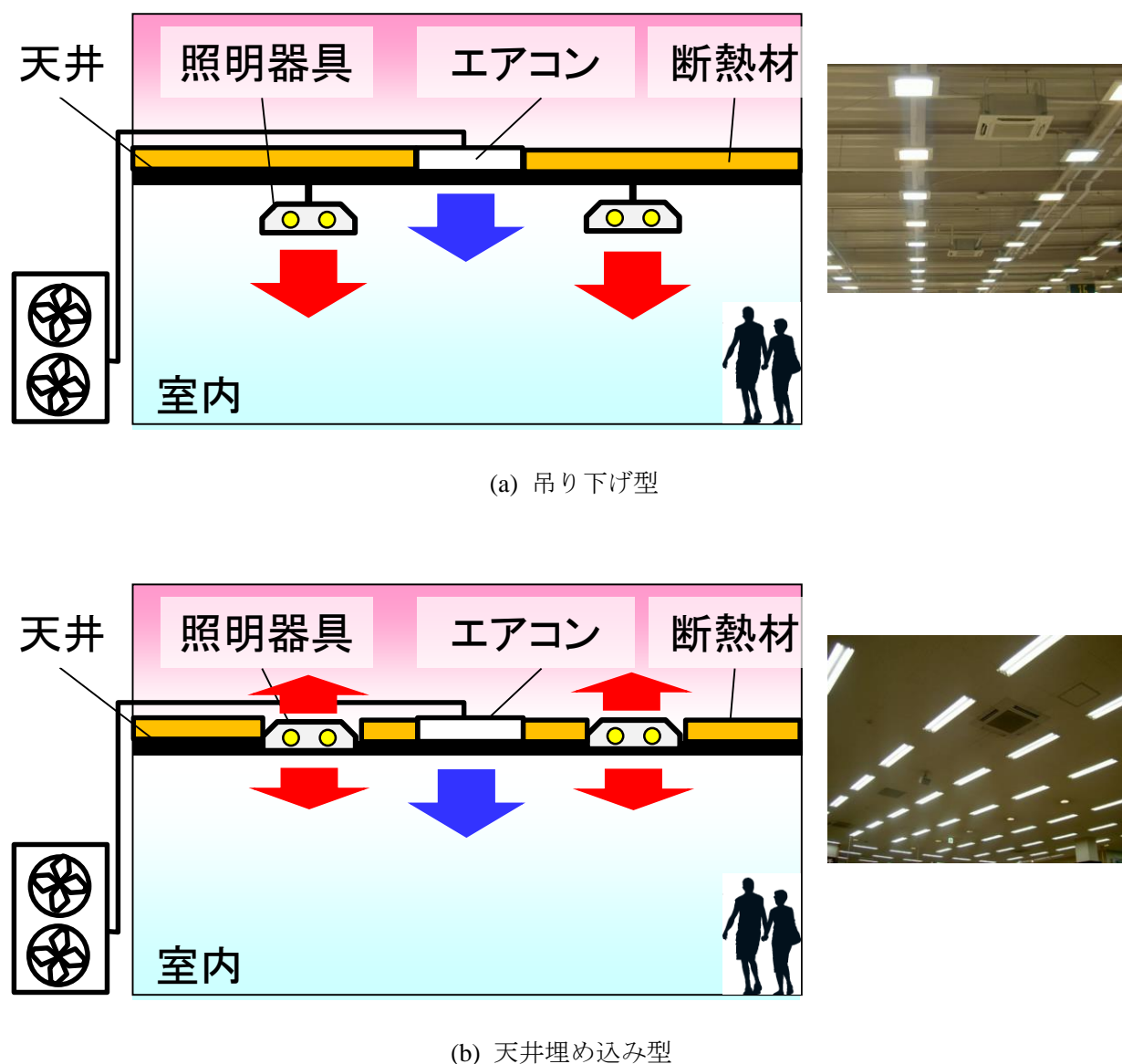


図6.2 室内照明器具の型

6.2 照明器具の室内方向への放熱量の測定

本節では、現在市販されている代表的な照明器具について、天井埋込型照明器具を室内に適用することを模擬した簡易実験により、消費電力と放熱量、照明器具の温度などを計測し、省エネ型照明の室内側放熱量を評価した結果について述べる。照明器具としては、業務用建物に多く使用されている(1)ダウンライト照明、(2)スクエア型照明、(3)直管型照明の3種類を取り上げる。

6.2.1 ダウンライト型照明の室内方向への放熱量測定

(1) 供試機器

本研究に用いたダウンライトのランプハウスと、それに組み合わせたランプについて説明する。まず、ランプハウスとしてメーカーの異なる3つのランプハウスを用いた。表6.1にランプハウスの仕様、図6.3にランプハウスの写真を示す。ランプハウスのサイズは照明器具AとBは殆ど変わらず、照明器具Cは全長が約10 mm大きい。またランプハウス上部に設けられた排気孔の大きさは照明器具Bが一番大きく、照明器具Cは殆ど排気孔がない構造となっている。また、内側の加工は、照明器具Aは白色に加工されていて、BとCは鏡面加工されている。

試験に用いたランプの仕様と写真を表6.2に示す。試験に使用した電球は、全光束が出来るだけ近い電球を選択し、調光に対応したランプも含まれている。

なお、本章において照明器具とランプに付けられた記号(A, B, C)とメーカー名は以下のように対応している。A: アイリスオオヤマ, B: 東芝ライテック, C: パナソニック。

第6章 省エネルギー型照明器具の室内方向への放熱量

表 6.1 ランプハウスのカタログ値の仕様

	照明器具 A	照明器具 B	照明器具 C
天井埋込穴寸法[mm]	125	125	125
サイズ[mm]	直径 141×全長 152	直径 145×全長 154	直径 145×全長 163
排気孔の大きさ[cm ²] (注)	9.5	14.5	3.2
内面	白色	鏡面	銀色鏡面

(注) 排気孔の大きさは実測値

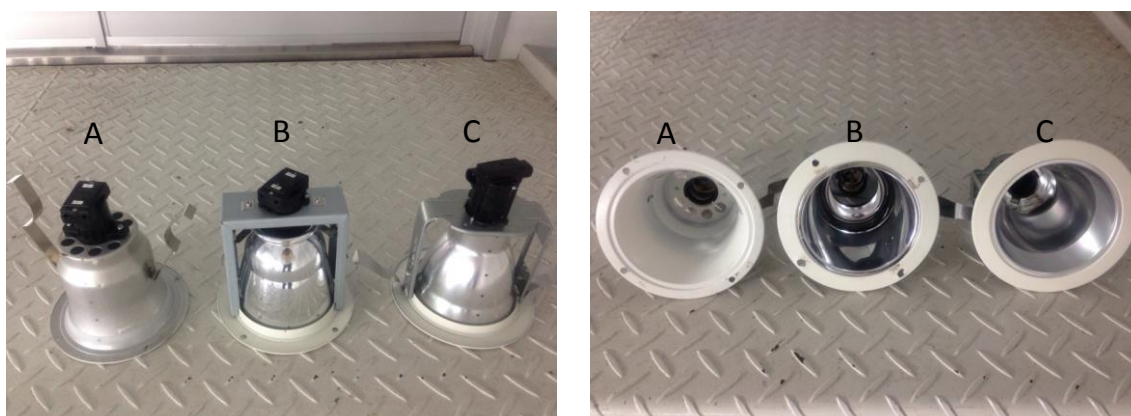


図 6.3 試験に使用したダウンライトのランプハウス

第6章 省エネルギー型照明器具の室内方向への放熱量

表 6.2 試験に使用した電球の仕様

略称	a	b	c	d	e	f
分類	省エネ型	省エネ型	省エネ型	従来型	従来型	省エネ型
種類	LED	LED	LED	蛍光灯	白熱電球	CCFL ^(注)
メーカー	B社	A社	C社	B社	C社	D社
色	電球色	電球色	電球色	電球色	電球色	電球色
相当W数 [W]	60	60	60	60	60	60
全光束 [lm]	810	810	810	750	810	550
定格消費電力 [W]	10.6	10.5	11.2	11	54	9.5
全長 [mm]	119	105	124	109	98	132
最大外径[mm]	60	60	60	55	55	64
質量 [g]	183	135	130	56	32	110
定格寿命 [hr] 製造年	40000 2012年	40000 2012年	40000 2012年	10000 2012年	2000 不明	40000 2012年
外観						

(注) CCFL照明：冷陰極蛍光管（Cold Cathode Fluorescent Lamp）を用いた照明。元々はFAXの光源や液晶のバックライト用に開発されたものを照明に転用。構造は従来型の蛍光管に似ているが、従来型蛍光管がエミッタの加熱により電子を放出させるのに対し、CCFLは加熱せずに電子を放出させるため省エネ性が高い。また、線光源であるため面を照らすのに優れており演色性にも優れる。メーカーは豊光社。

(2) 測定方法

最初に、ランプハウスに各種の電球を設置して照明を点灯した場合の熱収支モデルを図6.4に示す。ランプハウスは開口部が真下を向くように設置する。図中に記した番号は以下の熱量を表しており、図に赤く記した分が加熱 (gain), 青く記した分が冷却 (loss) である。定常状態では、gain と loss がバランスしている。

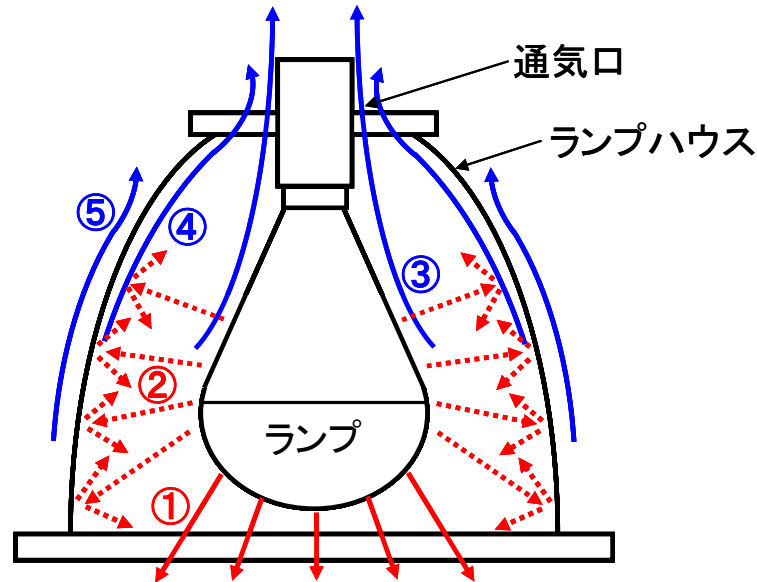


図6.4 ランプハウス内に設置された電球に対する熱収支モデル

- ①ランプからの熱放射のうち室内に直接到達する分
- ②ランプからの熱放射のうちランプハウス内面とランプに到達する分
一部は壁面に吸収され残りは反射される。反射された分の一部は室内へ到達し残りはランプハウス内面とランプに到達し再び反射あるいは吸収される。
- ③ランプ本体表面からの自然対流による放熱。
- ④ランプハウスの内壁に沿った自然対流による放熱。
③と④では、開口面からランプハウス内に取り込まれた低温の空気が加熱されて頂部の通気口より排出される。
- ⑤ランプハウスの外壁に沿った自然対流による放熱。

定常状態では、 $①+② = ③+④+⑤$ となり、また①と②の熱量の和が電球の消費した電力に等しくなる。本研究では、ランプハウスの開口部に設置した熱流束センサーにより、上記の①および②のうち開口部から室内へ到達する熱放射を測定した。それと同時に電球の消費電力も測定し、消費電力に占める室内放熱の割合を求めた。

第6章 省エネルギー型照明器具の室内方向への放熱量

図6.5にランプハウスの開口部に熱流束センサーを設置した状態を模式的に示し、図6.6に試験装置の概略図を示す。熱流束センサーは直径100 mmの円板状であり、ランプハウスの開口部直径にほぼ一致している。このセンサーをそのままランプハウスの下に設置すると、熱流束センサーが温められ周囲の空気温度とセンサー表面温度との間に差が生じるため、センサー自身が熱抵抗になり室内への放熱量が小さく見積もられ、実際の照明が建物に設置された状態での熱収支を再現できない。そこで図6.7に示すように、チラーを用いて温度制御した室温と同温度の水を循環ポンプにより冷却流路に流すことで熱流束センサーの下面を冷却し、センサーの熱抵抗をなくし室内方向への放熱量を測定した。また、実際の照明器具は室内から空気が流入し自然対流によりランプとランプハウスを冷却するため、それを模擬するためにランプハウスのフランジの4ヶ所にコルク製の断熱材（寸法10 mm×10 mm×4 mm、熱伝導率0.04 W/m°C程度）を取り付けて空気吸入口を設けた。

次に図6.5の下側から順に装置の構成について説明していく。冷却流路は片側が開放されたサーペンタイン状のアルミ製流路であり、パッキンとして厚さ0.8mmの塩化ビニルシートを挟んだ上に熱伝導率が高い厚さ2 mmの銅を置き、ボルトでアルミ流路と固定されている。この銅板の上に熱流束センサーを設置した。銅板と熱流束センサーの間には熱伝導ペーストを塗ることで接触抵抗を可能な限り低減させ、センサーの固定には極薄のカプトンテープ（厚さ0.06 mmのポリイミドフィルムにアクリル接着剤を塗布した耐熱テープ）を用いた。また、銅板と熱流束センサーにおける熱線の反射を極力少なくし吸収率を高めるために、センサーのランプハウス側表面と銅板には放射率の高い黒体塗料（放射率公称値0.94）を塗布した。その上に上で述べたコルク製の断熱材を挟んで空気吸入口を確保しながら照明器具を置く構造となっている。

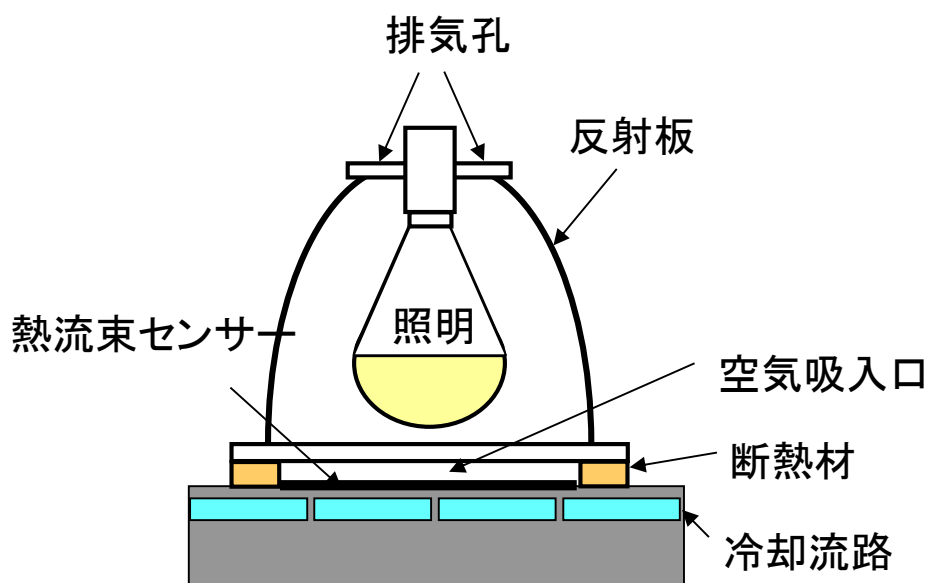


図6.5 熱流束センサーの設置位置の概略図

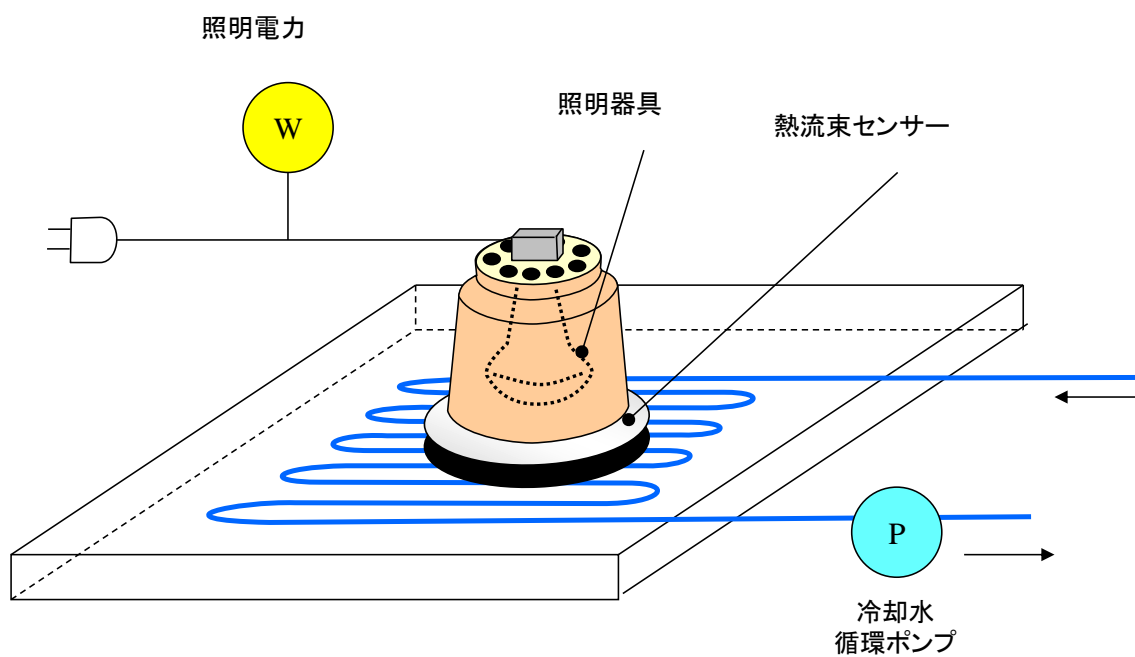


図6.6 試験装置の概略図

第6章 省エネルギー型照明器具の室内方向への放熱量

次に室内放熱以外の測定点について説明する。実験を行う室内の温度はエアコンで管理し、ランプハウスの近傍に設置した白金測温抵抗体により室内温度を測定した。冷却流路に流す水はチラーによって温度を制御し、室内温度と同様に白金測温抵抗体によって水温を測定した。

図6.7に示すように、ランプの熱によって冷却流路の水の温度変化をみるために銅板の表面に3ヶ所、Kタイプの熱電対をカプトンテープで張り付け測定した。また図6.8に示すように、ランプハウスの反射板箇所の外面に5ヶ所、電球が入るソケット部分に2ヶ所、Kタイプの熱電対をカプトンテープで張り付け、ランプの放熱によってランプハウスが温められ、それによってできるランプハウスの温度帯を測定した。試験する電球は電球内部に電源回路が内蔵されているため、電球の有効消費電力は電力計で測定した。測定値はデータレコーダーに一旦保存した後にパソコンに取り込み、データ解析を行った。実験に使用したセンサーと測定器の詳細を以下に示す。

- ・熱流束センサー

CAPTEC社製 HF-D100型 センサー部直径：100 mm，厚さ：0.4 mm，感度：44 $\mu\text{V}/(\text{W}/\text{m}^2)$
熱抵抗値：0.00015 $^{\circ}\text{C}/\text{W}/\text{m}^2$ ，精度： $\pm 3\%$

- ・サーペンタイン型アルミ流路

縦200×横200×高さ10 mm

- ・銅板

縦200×横200×厚さ2 mm

- ・電力計

日置電機製 クランプオンハイパワーテスター3168 (本体)

日置電機製 クランプオンセンサー9298

- ・データレコーダー

GRAPHTEC社製 midi LOGGER GL820

- ・チラー (マルチサーマルユニット)

アズワン製 TMT-150 設定温度範囲： $0^{\circ}\text{C}\sim 65^{\circ}\text{C}$ 使用温度範囲： $2^{\circ}\text{C}\sim 60^{\circ}\text{C}$

- ・水循環用ポンプ

FLOJET製 4405シリーズ

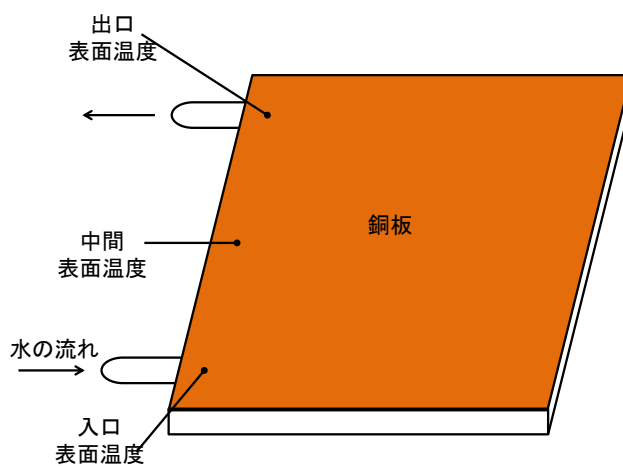


図6.7 冷却流路の表面温度の測定箇所

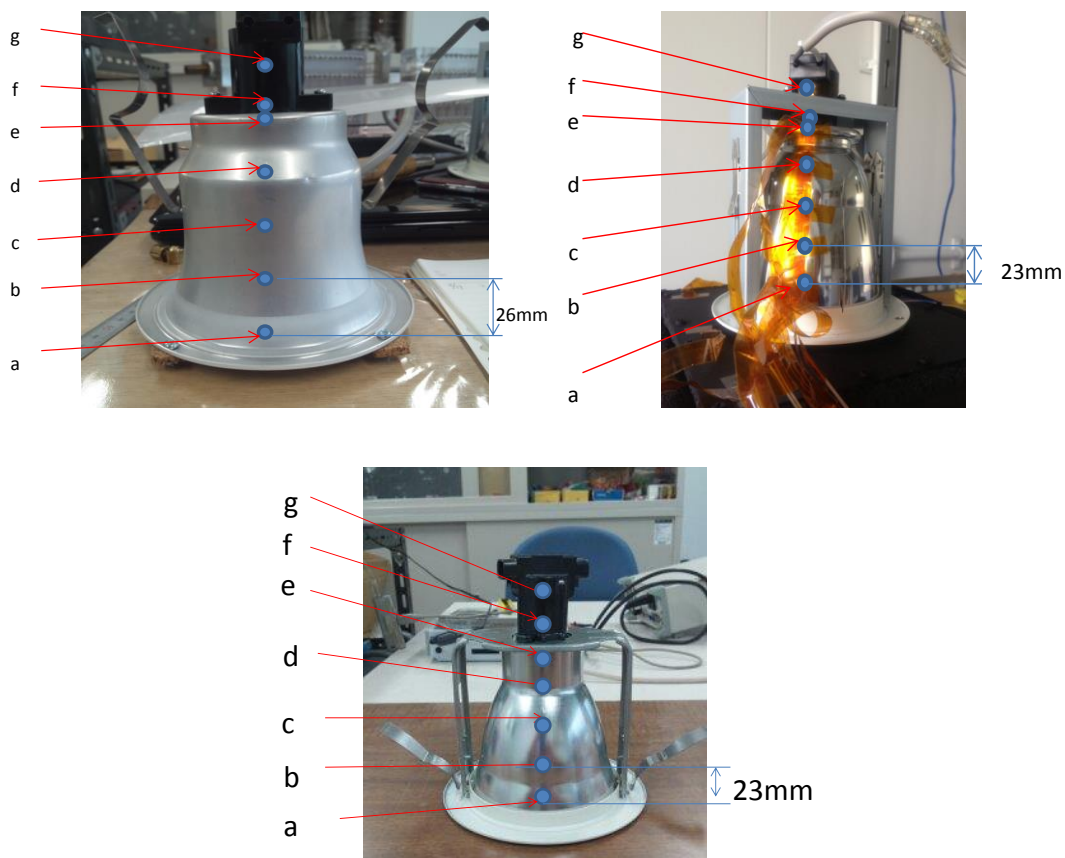


図6.8 ランプハウス温度の測定箇所

(3) 測定結果

消費電力、室内放熱、温度などの測定量が定常状態に達してから 15 分間の平均値を求めた結果を、ランプハウス毎にまとめて表 6.3 に示す。表 6.3 の結果を見ると、以下のことが分かる。

- ①室内放熱の絶対値は、C社製LEDとD社製CCFLが最も小さく1.9 Wであり、最も大きいC社製白熱電球の18.6 Wに比べて、91%削減できている。消費電力はC社製LEDが最も小さく9.8 Wで、C社製白熱電球の57.5 Wと比べると83%削減されている。また、消費電力に対する室内放熱の割合は、B社製蛍光灯の17.6%が最小であり、C社製白熱電球の32.4%の約半分であった。
- ②省エネ型照明に分類されるランプは、電球とランプハウスの組み合わせにより多少の差はあるものの、消費電力に対する室内放熱の割合は概ね20%となることが分かる。また、同一メーカー製のLEDと蛍光灯を比べると、LEDは消費電力が少ないが、消費電力に対する室内放熱の割合は蛍光灯に比べて幾分高くなっている。これは、蛍光灯が全方位に光を放射するのに対して、LEDは下向き（室内向き）への指向性が強いと考えられる。
- ③ランプハウスによる違いに注目すると、消費電力に対する室内放熱の割合は、概ねA社製、B社製、C社製の順に高くなっていることが分かる。この差は、ランプハウスの内面の仕様とくに内面の塗装状態（A社製は白色、B社製は鏡面仕上げ、C社製は銀色鏡面仕上げ）と、ランプハウス上部に設けられた排気孔の大きさに起因すると考えられる。ランプハウス内面の反射率が高いほど室内への放熱割合は大きく、また排気孔が大きいほど自然対流の効果によりランプからの発熱は上部へ抜けやすいと考えられる。なお、白熱電球はランプハウスの違いによって室内放熱割合にとくに大きな差が確認された。こうしたランプハウスによる白熱電球の大幅な差の原因を調べるために分光特性を調べたので、6.3節に後述する。

第6章 省エネルギー型照明器具の室内方向への放熱量

表6.3 各社ランプハウスとランプの実験結果

A社製ランプハウス																
略称	電球	室内温度 [°C]	水温 [°C]	室内放熱 [W]	消費電力 [W]	室内放熱 / 消費電力 [%]	入口 表面温度 [°C]	中間 表面温度 [°C]	出口 表面温度 [°C]	a	b	c	d	e	f	g
										[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
a	B LED 電球色	20.6	20.1	2.3	10.4	22.4	19.5	19.5	19.4	28.3	30.4	31.9	32.9	33.8	49.2	43.0
										7.7	9.8	11.3	12.3	13.2	28.6	22.4
b	A LED 電球色	27.3	27.0	2.3	10.3	22.1	26.5	26.5	26.4	34.6	36.7	38.4	39.4	40.6	54.4	47.6
										7.3	9.4	11.1	12.0	13.3	27.1	20.2
c	C LED 電球色	25.6	25.0	1.9	9.8	19.8	25.1	25.2	25.1	33.5	35.7	36.9	37.8	38.4	48.1	42.8
										8.0	10.1	11.4	12.3	12.9	22.6	17.2
d	B 蛍光灯 電球色	21.2	21.3	2.1	11.7	17.6	20.7	20.7	20.7	29.8	32.0	33.8	35.0	36.0	51.8	45.1
										8.6	10.8	12.6	13.8	14.9	30.6	23.9
e	C 白熱球 電球色	22.4	22.8	18.6	57.5	32.4	22.2	22.4	22.3	58.8	68.5	76.4	80.6	83.1	117.9	90.6
										36.4	46.1	54.0	58.2	60.7	95.5	68.1
f	D CCFL 電球色	24.0	25.0	1.9	10.7	18.2	25.1	25.1	25.1	32.9	34.4	35.6	36.8	37.6	45.4	40.7
										8.9	10.4	11.6	12.8	13.6	21.4	16.7

B社製ランプハウス																
略称	電球	室内温度 [°C]	水温 [°C]	室内放熱 [W]	消費電力 [W]	室内放熱 / 消費電力 [%]	入口 表面温度 [°C]	中間 表面温度 [°C]	出口 表面温度 [°C]	a	b	c	d	e	f	g
										[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
a	B LED 電球色	26.6	26.7	2.4	10.4	23.1	26.2	26.2	26.1	33.9	34.7	35.3	36.3	36.6	63.9	52.4
										7.3	8.1	8.7	9.7	10.0	37.3	25.8
b	A LED 電球色	25.9	25.9	2.5	10.3	24.3	25.3	25.3	25.2	32.4	33.2	33.9	35.2	35.5	64.3	50.4
										6.5	7.3	8.0	9.3	9.6	38.4	24.5
c	C LED 電球色	26.5	25.0	2.1	9.5	22.3	25.1	25.2	25.1	33.7	34.6	35.5	36.2	36.5	58.1	48.8
										7.2	8.1	9.0	9.7	10.0	31.6	22.3
d	B 蛍光灯 電球色	28.2	28.1	2.2	10.4	21.0	27.6	27.6	27.5	35.2	35.9	36.6	37.7	38.0	65.5	54.5
										7.0	7.7	8.4	9.5	9.8	37.3	26.3
e	C 白熱球 電球色	28.4	28.7	29.5	57.5	51.4	28.1	28.2	28.3	51.1	53.0	54.6	58.0	58.5	133.5	97.5
										22.7	24.6	26.2	29.6	30.1	105.1	69.1
f	D CCFL 電球色	25.6	25.0	1.8	10.0	17.9	25.1	25.1	25.0	33.9	34.7	35.5	36.3	36.5	54.1	46.1
										8.3	9.1	9.9	10.7	10.9	28.5	20.5

C社製ランプハウス																
略称	電球	室内温度 [°C]	水温 [°C]	室内放熱 [W]	消費電力 [W]	室内放熱 / 消費電力 [%]	入口 表面温度 [°C]	中間 表面温度 [°C]	出口 表面温度 [°C]	a	b	c	d	e	f	g
										[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
a	B LED 電球色	23.2	25.0	2.7	10.4	25.7	25.0	25.1	25.1	33.7	35.1	36.3	37.5	38.3	43.5	34.2
										10.5	11.9	13.2	14.4	15.1	20.3	11.1
b	A LED 電球色	22.1	25.0	2.7	10.3	26.3	24.9	24.9	25.0	33.0	34.5	36.3	37.6	38.3	41.7	33.0
										10.9	12.4	14.2	15.5	16.2	19.6	10.9
c	C LED 電球色	24.5	25.0	2.2	9.1	24.6	25.0	25.1	25.1	34.4	35.7	37.2	38.4	38.7	39.8	33.0
										9.9	11.3	12.8	13.9	14.2	15.4	8.5
d	B 蛍光灯 電球色	25.3	25.0	2.5	10.0	24.9	25.1	25.2	25.1	35.3	36.9	38.3	39.7	40.6	45.3	36.6
										10.0	11.6	13.0	14.4	15.3	20.0	11.3
e	C 白熱球 電球色	24.8	25.0	31.5	57.7	54.6	25.0	25.4	25.3	55.1	59.4	63.8	67.7	70.4	88.1	60.7
										30.3	34.6	39.0	42.9	45.6	63.3	35.9
f	D CCFL 電球色	24.9	25.0	2.4	10.1	23.5	25.1	25.2	25.1	38.5	40.5	41.9	42.6	42.5	39.8	32.7
										13.6	15.5	17.0	17.6	17.5	14.9	7.8

6.2.2 スクエア型照明の室内方向への放熱量測定

(1) 供試機器

前節までは、ダウンライト型照明における室内方向への放熱量の測定結果について述べてきたが、本節ではスクエア型照明の室内方向への放熱量を測定した結果について記述する。スクエア型照明器具とは、室内への開口部が四角形（正方形）状の照明器具であり、ダウンライト同様に天井に埋め込んで設置する。本研究で使用したスクエア型照明器具は3種類で、同一メーカー製のLED、蛍光灯（浅枠）、蛍光灯（標準）である。

表6.4に試験に使用した照明器具のカタログの仕様を示し、表6.5と図6.9に試験に使用したランプ（蛍光灯）のカタログ上の仕様と写真を示す。また、図6.10にLEDの照明器具、図6.11に2種類の蛍光灯の照明器具の写真を示す。LEDは照明器具とランプが一体型となっており、内部は図6.10の右図のように多数のLED素子が規則的に配列された状態となっている。蛍光灯の照明器具はランプハウス内のソケットにランプを嵌め込む一般的な器具であり、「浅枠」は図6.11の左側の写真に示すようにLED照明と同じカバーが付いているのに対し、「標準」は右側に示す様に十字形のカバーが付けられ蛍光灯が室内空間に対しほぼ露出されている。照明器具の寸法は、全て天井埋込穴寸法が275×275 mmに相当するものを選択した。

(2) 測定方法

試験方法はダウンライトと実質的に同じであるが、照明器具のカバー寸法が295×295 mmであるため、冷却流路には冷却面（銅板）寸法を360 mm×360 mmに拡大したものを用いた。流路の構造はダウンライトに使用したものと同様である。また、熱流束センサーには光が室内へ放射される部分の寸法にほぼ等しい250 mm×250 mmの正形状のセンサーを用いた。冷却流路と熱流束センサーの仕様を以下に示す。

・熱流束センサー

CAPTEC社製 HFシリーズ センサー部の大きさ：250 mm×250 mm，厚さ：0.4 mm，
感度：304 $\mu\text{V}/(\text{W}/\text{m}^2)$ ，熱抵抗値：0.00015 $^{\circ}\text{C}/\text{W}/\text{m}^2$ ，精度： $\pm 3\%$

・サーペンタイン型アルミ流路

サイズ：縦360 mm×横360 mm×高さ10 mm，冷却面は厚さ3 mmの銅板

次に温度の測定点について説明する。冷却面については、図6.12に示すように3箇所表面温度をK型熱電対で測定した。また、電源ユニット部についても、図6.13に示す3箇所の温度を測定した。さらに、反射板裏面についても図6.14に示す9箇所について温度測定を行った。室内側への放熱量測定を行っている様子を図6.15に示す。

第6章 省エネルギー型照明器具の室内方向への放熱量

表6.4 試験に使用した照明器具の仕様

略称	D	E	F
種類	LED	蛍光灯(Hf)(浅枠)	蛍光灯(Hf)(標準)
メーカー	B社	B社	B社
反射板の色	白	白	白
器具光束[lm]	3,673	3,322	2,215
消費電力[W]	55	71	71
天井埋込穴寸法 [mm]	275×275	275×275	275×275
質量[kg]	2.3	2.7	2.6
定格寿命[時間]	40,000	—	—
カバーの有無	有	有	無
カバーの大きさ [mm]	295×295	295×295	—

表6.5 試験に使用した蛍光灯の仕様

種類	蛍光灯	メーカー	B社
色	昼白色	定格消費電力[W]	42
全長[mm]	167	管径[mm]	12.3
相当 W 数[W]	42	質量[g]	83
全光束[lm]	3,200	定格寿命[時間]	10,000

第6章 省エネルギー型照明器具の室内方向への放熱量



図6.9 試験に使用したスクエア型照明器具用の蛍光灯（昼白色）



図6.10 試験に使用したLED照明器具. 左：室内側，右：照明器具の内部

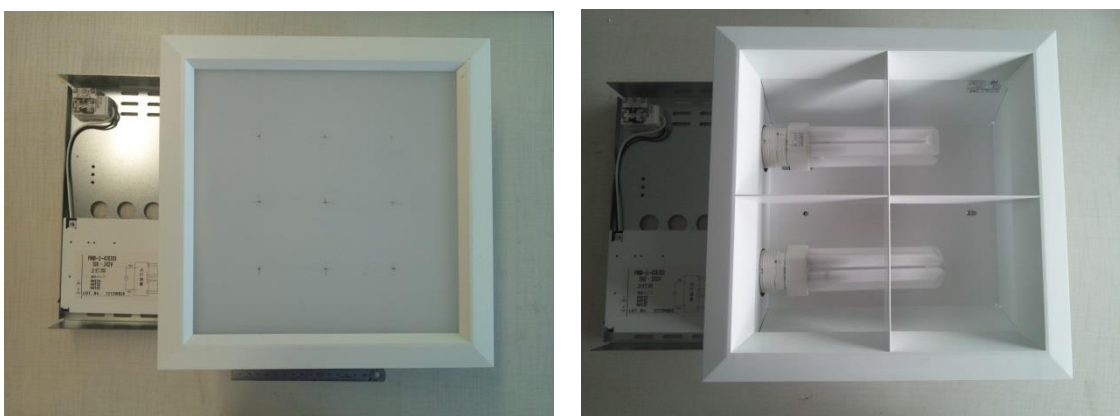


図6.11 試験に使用した蛍光灯用照明器具. 左：浅枠，右：標準

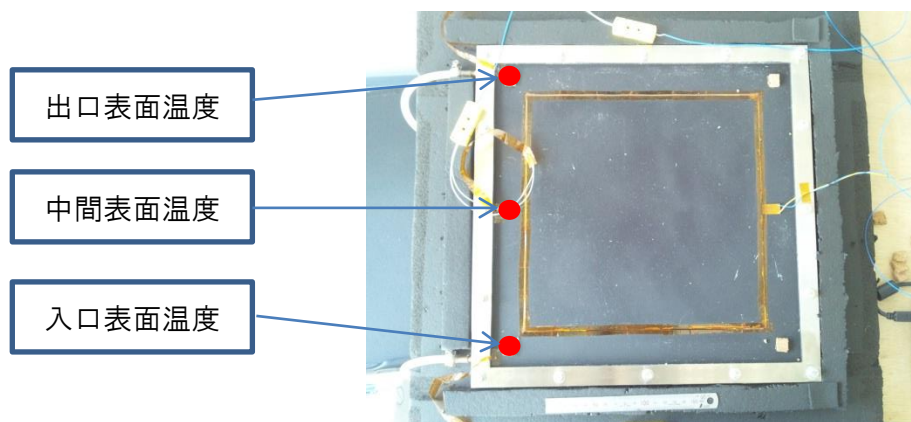


図 6.12 冷却流路の表面温度測定点

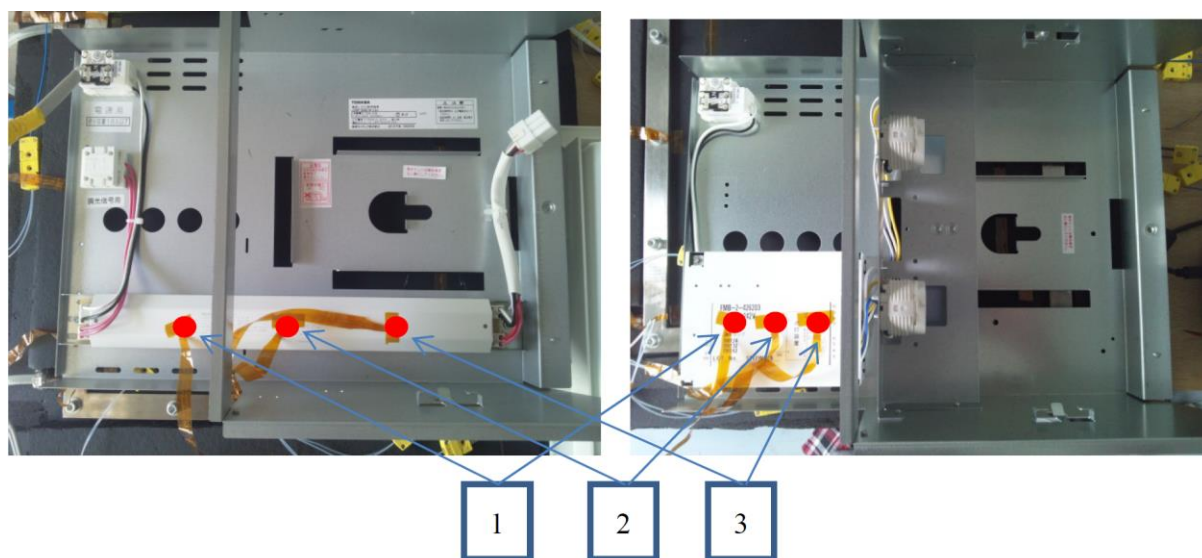


図 6.13 電源ユニットの温度測定点. 左 : LED, 右 : 蛍光灯

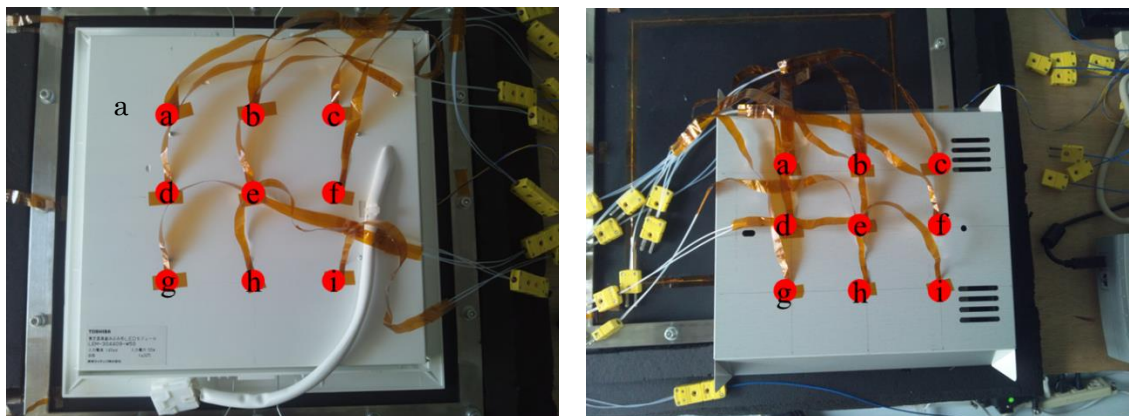


図 6.14 反射板裏面の温度測定箇所. 左 : LED, 右 : 蛍光灯

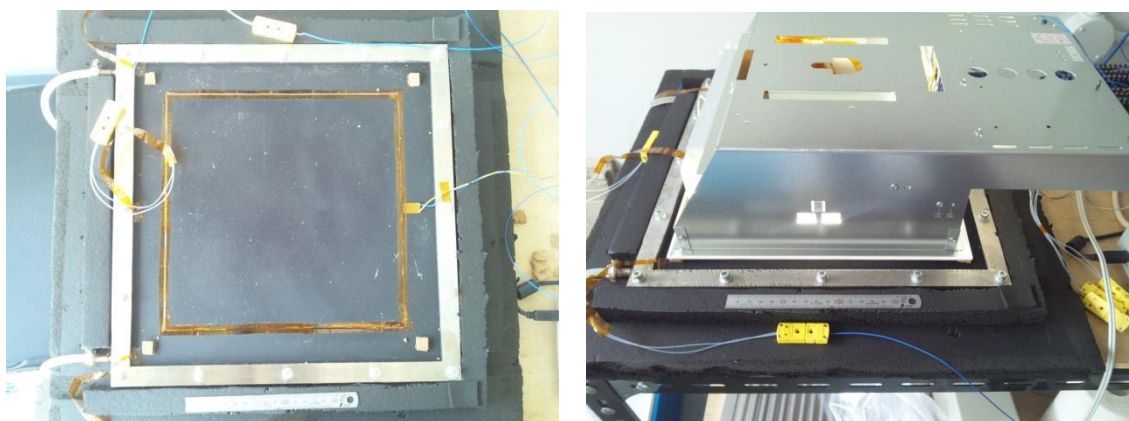


図 6.15 室内放熱量の測定状況

(3) 実験結果

以上に示した LED、蛍光灯（浅枠）および蛍光灯（標準）の実験結果から、ダウンライトの場合と同様に定常状態到達後の 15 分間について平均化した値を表 6.6 に示す。消費電力を見てみると、蛍光灯では浅枠が 65.1W、標準が 66.2W であり室内側パネルの仕様の違いによる有意な差は認められない。一方、LED の消費電力は 42.1W であり、蛍光灯よりも約 35%減少している。ダウンライトでは、電球型蛍光灯ランプと LED 電球の消費電力は相当 W 数を同一にした場合ほぼ一致していたが、スクエア型照明器具ではこの様に大きな差が生じた。この理由については明かではないが、スクエア型照明器具の LED は光が真下に向くように配光されているため、光の広がり求められる電球型ランプに比べて照度に対する LED 素子の数を減らすことが可能となり、その結果消費電力が抑制されたものと推定される。

また室内放熱を比較すると、蛍光灯の浅枠では 14.6 W、標準では 19.7 W であり、LED と同様の白色カバーが室内側に設置されている浅枠では室内放熱が抑制されている。また LED と蛍光灯（浅枠）と比べるとそれぞれ 16.6 W と 14.6 W であり、蛍光灯（浅枠）の方が 2 W 少なくなっている。消費電力に対する室内放熱の割合は、蛍光灯（浅枠）が 22.5%、蛍光灯（標準）が 29.8% であるのに対して、LED では 39.5% となっておりダウンライトよりも大きな割合となった。上述のように、スクエア型照明器具における LED の光は下向きの指向性が強いのにに対して、蛍光灯は全方向に光を発している。そのため、蛍光灯では熱が下向き（室内側）以外の方向に逃げていると考えられる。また図 6.15 から分かるように、LED を用いた器具では上部に放熱孔が無く自然対流による冷却効果が期待できないのに対して、蛍光灯では上部に放熱孔が設けられているため自然対流による電球の冷却が生じていると考えられ、LED における比較的大きな室内放熱はこうした器具の構造上の違いにも起因していると考えられる。

表 6.6 スクエア型照明器具における実験結果まとめ

スクエア型照明	室内温度 [°C]	水温 [°C]	室内放熱 [W]	消費電力 [W]	室内放熱 / 消費電力 [%]	入口表面温度 [°C]	中間表面温度 [°C]	出口表面温度 [°C]	1	2	3	a	b	c	d	e	f	g	h	i
									[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
LED	25.7	25.0	16.6	42.1	39.5%	24.9	24.9	25.0	37.6	40.1	41.0	51.8	55.7	53.3	54.2	59.3	56.2	51.5	55.3	53.1
									11.9	14.4	15.3	26.1	30.0	27.6	28.5	33.7	30.5	25.8	29.6	27.4
蛍光灯 (浅枠)	25.5	24.9	14.6	65.1	22.5%	24.7	24.7	24.8	49.2	46.7	44.5	63.7	78.7	74.7	60.2	71.7	67.6	61.2	75.5	69.6
									23.6	21.1	19.0	38.2	53.2	49.1	34.7	46.1	42.1	35.7	49.9	44.1
蛍光灯 (標準)	25.2	24.9	19.7	66.2	29.8%	24.7	24.8	24.9	49.3	46.7	44.3	61.9	76.6	71.9	57.6	68.5	64.6	58.8	72.9	66.9
									24.1	21.5	19.1	36.7	51.3	46.7	32.4	43.3	39.4	33.5	47.6	41.7

6.2.3 直管形照明の室内方向への放熱量測定

(1) 供試機器

本節では直管形照明の室内方向への放熱量を測定した結果について述べる。まず、照明器具について説明する。表 6.7 に試験に使用した照明器具の仕様、図 6.16 に照明器具の写真を示す。試験に用いた照明器具は、LED 照明器具について B 社製と C 社製の 2 種類、蛍光灯照明器具について B 社製 2 種類と C 社製 1 種類の計 3 種類である。LED 照明器具はメーカーの異なるもので C 社製 LED はランプと照明器具が一体となっている。蛍光灯照明器具は、16 W 相当のランプに対応する照明器具、同メーカーの 20 W 相当のランプに対応する照明器具、および異なるメーカーの 16 W 相当のランプに対応する照明器具である。すべての照明器具において内側(反射面)は白色に加工されている。

次に試験に使用したランプについて説明する。試験に用いたランプは、直管形 LED ランプ、蛍光灯、および照明器具とランプが一体となっている一体型 LED ベースライトを用いた。また比較するために、メーカーの異なるランプや相当 W 数が異なるランプなど合計 5 種類のランプを試験した。ランプの写真を図 6.17 に示す。定格消費電力は直管形 LED ランプ、蛍光灯ほぼ同じで約 15 W 前後である。定格寿命で比べると蛍光灯は直管形 LED ランプの 1/4 である。

B 社製 LED の照明器具には B 社製 13W の LED と B 社製 15 W の LED を付け替えることができる。表 6.7 の略称 G は B 社製 13W の LED を、略称 H は B 社製 15 W の LED をそれぞれ 2 本取り付けたものである。

表6.7 使用した照明器具のカタログ値

略称	G	H	I	J	K	L
種類	LED	LED	LED	蛍光灯(FR)	蛍光灯(Hf)	蛍光灯(Hf)
メーカー	B社	B社	C社	B社	B社	C社
反射板の色	白	白	白	白	白	白
器具光束 [lm]	2,180	2,379	3,200	2,942	3,577	3,620
消費電力 [W]	26	30	32	42	51	43
反射板の 大きさ [mm]	648 × 243	648 × 243	656 × 210	659 × 214	648 × 243	642 × 250
質量 [kg]	2.5	2.5	2.1	3.0	2.5	1.9
定格寿命 [時間]	-		40,000	-		-

第6章 省エネルギー型照明器具の室内方向への放熱量



B社LED



B社 蛍光灯 16 W



B社 蛍光灯 20 W



C社 一体型LEDベースライト



C社 蛍光灯 16 W

図6.16 試験に使用した照明器具



図6.17 試験に使用したランプ（上側がランプ，下側が紙製ケース）

(2) 測定方法

測定方法はスクエア型照明と実質的に同じであるが、冷却面の大きさを360×720 mmに拡大し、200 mm × 200 mmの熱流束センサーを隙間なく3枚並べた。冷却流路と熱流束センサーの仕様を以下に示す。

・熱流束センサー

CAPTEC社製 HFシリーズ センサー部の大きさ：200×200 mm，厚さ：0.4 mm

熱抵抗値：0.00015 °C/W/m²，精度：±3%，感度：215 μV/(W/m²)，211 μV/(W/m²)，205 μV/(W/m²)

・冷却流路

サイズ：360 mm × 720 mm × 10 mm，銅板：360 mm × 720 mm × 3 mm

図6.18に示すように、今回は冷却流路が大きいため冷却面の表面温度は6点で測定した。図6.19、図6.20に照明器具の反射板裏面（12か所）と電源ユニット部（3か所、ただしB社製蛍光灯20 Wの電源ユニットは小さく2つに分かれているため2か所）に設定した温度測定点を示す。図6.21は室内放熱量の測定状況である。

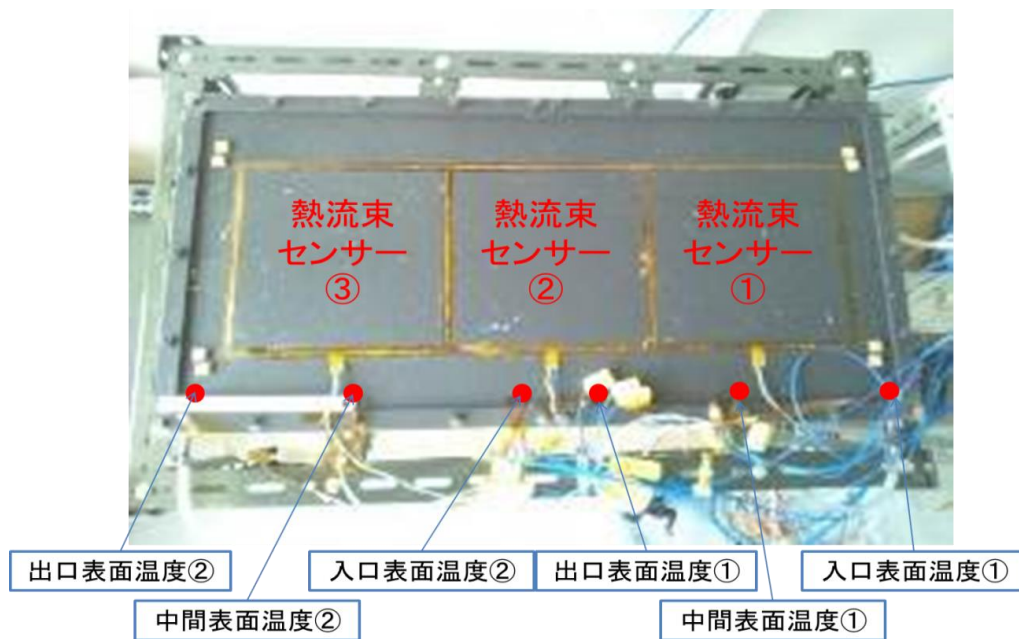


図6.18 冷却流路表面温度測定箇所



B社 LED



B社 蛍光灯 16 W



B社 蛍光灯 20 W



C社 一体型LEDベースライト



C社 蛍光灯 16 W

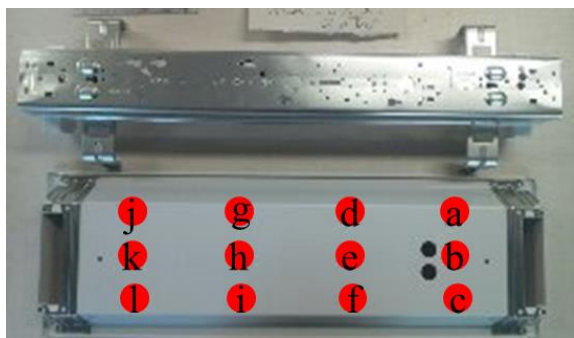
図6.19 電源ユニットの温度測定箇所



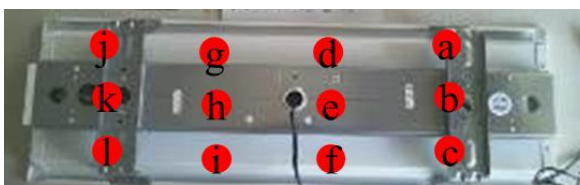
B社LED



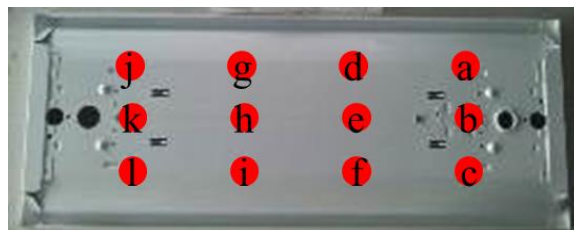
B社蛍光灯 16W



B社蛍光灯20W



※a,c,j,lは反射板本体側
C社一体型LEDベースライト



C社蛍光灯 16W

図6.20 反射板裏面の温度測定箇所

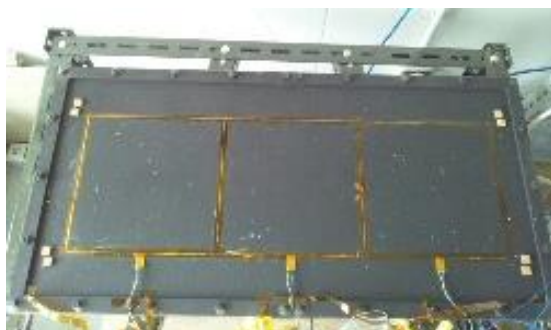


図6.21 室内放熱測定風景 (左：照明器具を置く前の冷却面, 右：照明器具を置いた状態)

第6章 省エネルギー型照明器具の室内方向への放熱量

(3) 実験結果

表 6.8 に定常状態から 15 分間の平均値を示す。この結果を見ると、C 社製と比べて消費電力が大幅に削減されているのに対し、室内方向の放熱量はあまり減少していないため、消費電力に対する室内放熱の割合が C 社製よりも多くなっている。また、B 社製に比べて A 社製は器具光束が小さいため、室内方向の放熱量に差が現れたと考えられる。反射板裏面温度で比較してみると、A 社製はランプに電源ユニットが組み込まれているが、B 社製は照明器具に電源ユニットが組み込まれているため、電源ユニットの裏面に位置する測定箇所 e と h の温度に差が現れている。

表6.8 試験結果まとめ

器具 (ランプ色)	室内 放熱 1 [W/m ²]	室内 放熱 2 [W/m ²]	室内 放熱 3 [W/m ²]	室内 放熱 平均 [W/m ²]	室内 放熱 平均 [W]	消費電力 [W]	室内放熱 / 消費電力 [%]	室内 温度 [°C]	水温 [°C]	入口 表面 温度 (1) [°C]	中間 表面 温度 (1) [°C]	出口 表面 温度 (1) [°C]	入口 表面 温度 (2) [°C]	中間 表面 温度 (2) [°C]	出口 表面 温度 (2) [°C]
A社 (白色)	66.2	65.9	59.5	63.9	8.5	12.9	65.9%	24.8	25.0	24.7	24.9	24.9	24.9	24.9	24.8
B社 (昼白色)	109.9	126.6	107.8	114.8	13.1	22.6	57.9%	25.3	25.0	25.0	24.9	25.0	25.0	25.0	25.0
B社 (白色)	105.9	121.8	105.8	111.2	12.7	22.7	56.0%	25.4	25.0	25.1	25.0	25.1	25.1	25.1	25.0
C社 (白色)	118.2	140.8	115.4	124.8	14.1	29.3	47.9%	26.4	25.0	25.0	25.0	25.1	25.1	25.1	25.1

器具 (ランプ色)	1	2	3	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
室内温度との差[°C]															
A社 (白色)	37.3	36.1	34.9	27.4	29.0	27.3	27.7	30.3	27.9	27.1	28.3	27.2	26.8	27.7	26.9
	12.5	11.3	10.1	2.5	4.2	2.4	2.9	5.4	3.1	2.3	3.5	2.4	1.9	2.9	2.1
B社 (昼白色)	47.5	47.3	45.8	29.7	31.4	29.0	31.6	36.7	31.1	32.2	39.4	32.2	30.5	34.9	30.6
	22.2	22.0	20.6	4.4	6.1	3.7	6.3	11.4	5.8	7.0	14.1	6.9	5.2	9.6	5.3
B社 (白色)	47.6	47.4	46.0	29.5	31.6	29.5	31.3	36.5	31.2	31.8	38.7	31.8	30.2	34.1	30.6
	22.2	22.0	20.6	4.1	6.2	4.1	5.9	11.1	5.8	6.4	13.3	6.4	4.8	8.8	5.2
C社 (白色)	44.7	42.9	42.6	30.7	31.0	30.2	31.7	33.1	32.1	32.3	32.1	34.4	30.8	31.7	31.2
	18.3	16.5	16.3	4.3	4.6	3.9	5.4	6.8	5.7	6.0	5.7	8.0	4.5	5.4	4.8

6.3 放射束の計測方法

本節では、ランプの放射束 Φ_e と室内側への放熱量 Q_l との関係を調べるために、放射束を実験的に求めた方法について記述する。ここで、放射束とはランプから単位時間当たり放射されるエネルギーの量であり、ランプを器具に装着した状態で人の目が感じる明るさが器具光束 Φ_s である。両者は視感効率 K を介してEq. (1)で関係づけられ、 K は人の目の感度特性を考慮したEq. (2)で求められる。

$$\Phi_s = K \cdot \Phi_e \quad (6-1)$$

$$K = K_m \frac{\sum S_s(\lambda) V(\lambda) \Delta\lambda}{\sum S_s(\lambda) \Delta\lambda} \quad (6-2)$$

ダウンライトでは、積分球を用いた球形光束計法⁵⁾に基づき分光放射輝度計により器具光束と分光分布を測定した。図6.22に積分球を示す。

分光分布の測定結果からEq. (2)に基づき視感効率 K を求め、器具光束の測定値と K からEq. (1)により放射束を求めた。スクエア型照明と直管型照明については、器具光束がカタログに明記されていたため、暗室で分光分布を測定し、その結果から求めた視感効率から放射束を求めた。

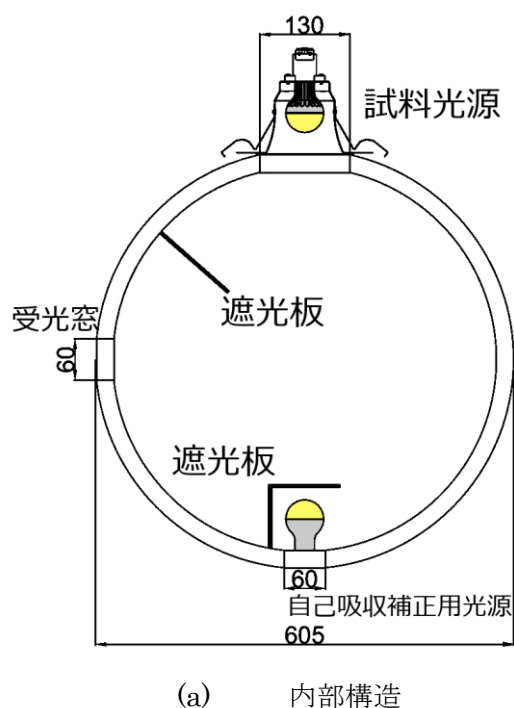


図6.22 積分球

6.4 実験結果のまとめ

6.4.1 室内側放熱特性

本節では、前節までで述べた業務用建物に多く用いられているダウンライト型照明、スクエア型照明および直管型照明について、室内方向への放熱量および放射束を計測した結果をまとめる。

ダウンライト型照明については、表 6.1 に示すメーカーの異なる 3 種類のランプハウス A ~ C に、表 6.2 に示す 6 種類のランプ a ~ f を組み合わせた 18 条件、スクエア型照明は、表 6.4 に示す LED 1 種類および蛍光灯 2 種類の 3 条件、直管型照明に関しては、表 6.7 に示すように LED と蛍光灯各 3 種類の 6 条件である。

図 6.23 に各照明器具で測定された室内側への放熱量 Q_l を消費電力 E_l で除した値、すなわち室内方向への放熱割合を示す。横軸に記したランプ名の後ろの記号（例えば(Aa)）は、表 6.1, 表 6.2, 表 6.4, 表 6.7 に示した器具の略称に対応している。

ダウンライトの場合、 Q_l/E_l は内面が鏡面処理されたランプハウス (B) および (C) に白熱電球(e) を取り付けられた場合は約 50% と非常に大きい。一方、従来型照明である蛍光灯および省エネ型照明である LED と CCFL の Q_l/E_l は 18~28% でランプ間の差は比較的小さいが、LED における Q_l/E_l は蛍光灯や CCFL に比べてわずかに高くなっている。また、内面が白色塗装のランプハウス (A) を用いた場合の Q_l/E_l は、鏡面加工された(B) と(C) に比べて全般に小さい。

スクエア型照明における Q_l/E_l は 23 ~ 38% であり LED が最も高い値を示している。表 6.4 に示すように LED の消費電力は蛍光灯の約 70% であるため、両者の室内側放熱量には大きな差は生じていない。また、2 種類の蛍光灯では放熱量に有意な差が見られるが、これは室内側カバーの有無によるものである。

直管型照明ではランプの種類に関係なく Q_l/E_l は 50% 程度であった。直管型照明の場合、LED の消費電力は蛍光灯の約 60%~70% であるため、室内への放熱量は LED の方が小さくなる。

以上のように、本研究で測定した照明器具では、 Q_l/E_l で比較した場合、LED や CCFL における値は蛍光灯とほぼ同等であった。したがって、従来型照明と比べた場合、省エネ型照明における室内側への放熱量は消費電力の減少にほぼ比例して小さくなるといえる。

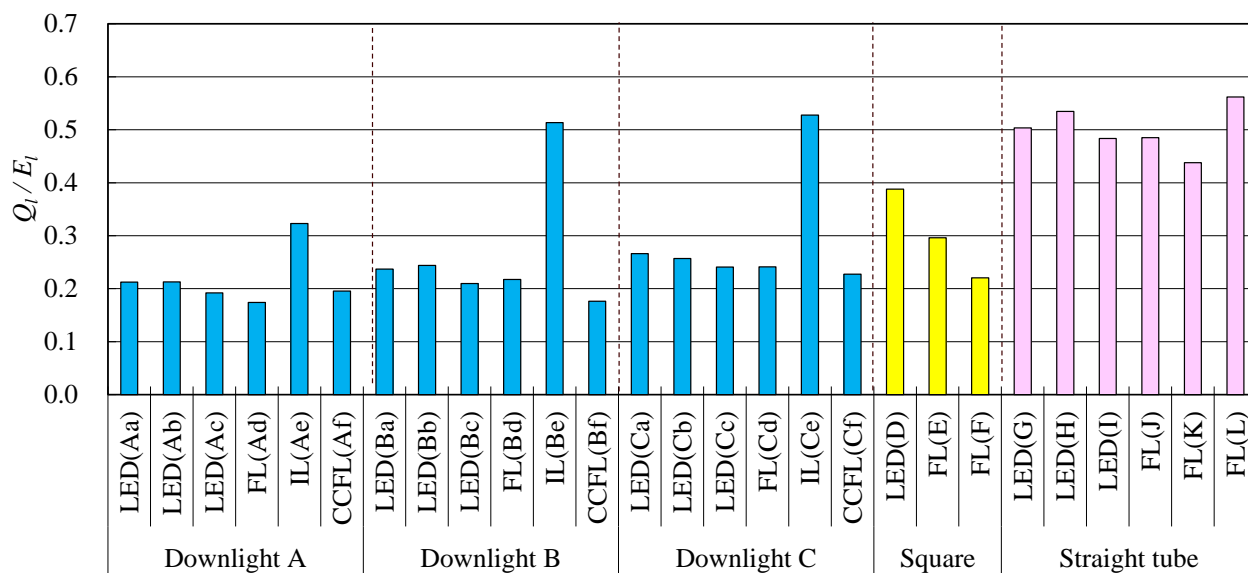


図 6.23 室内方向への放熱割合

6.4.2 分光特性

図6.24 に、ダウンライトのランプハウス (A) および (B) に LED(a), 蛍光灯(d), 白熱電球(e)を取り付けて測定した分光特性を示す。LEDおよび蛍光灯は可視光領域 (400 ~ 700 nm) 内に放射が集中しているが、白熱電球は赤外線領域での放射が多い。とくに内面が鏡面処理されているランプハウス (B) を用いた場合は室内方向への赤外線の反射が大きく、これが白熱電球における Q_l の増大をもたらしていると考えられる。

6.4.3 室内側放熱特性と放射束の関係

図6.25 に各ランプの放射束 ϕ_e と室内方向への放熱量 Q_l の関係を示す。いずれの照明器具においても、室内方向への放熱量は放射束にほぼ比例している。この結果は、カタログに記載されている器具光束から、室内側への放熱量をある程度推定することが可能であることを示唆している。なお、同一放射束で比較した場合、蛍光灯における室内側放熱量は他のランプに比べて高くなっている。これは、蛍光灯照明器具の上部にある安定器からの発熱が、熱伝導と対流により室内側へ伝わったためと推定される。

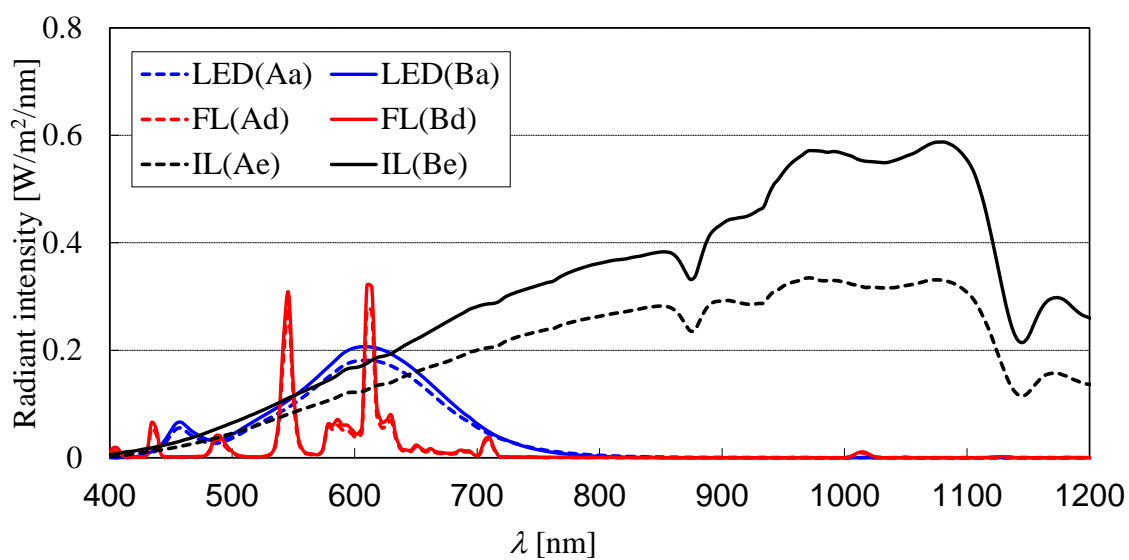


図 6.24 分光特性

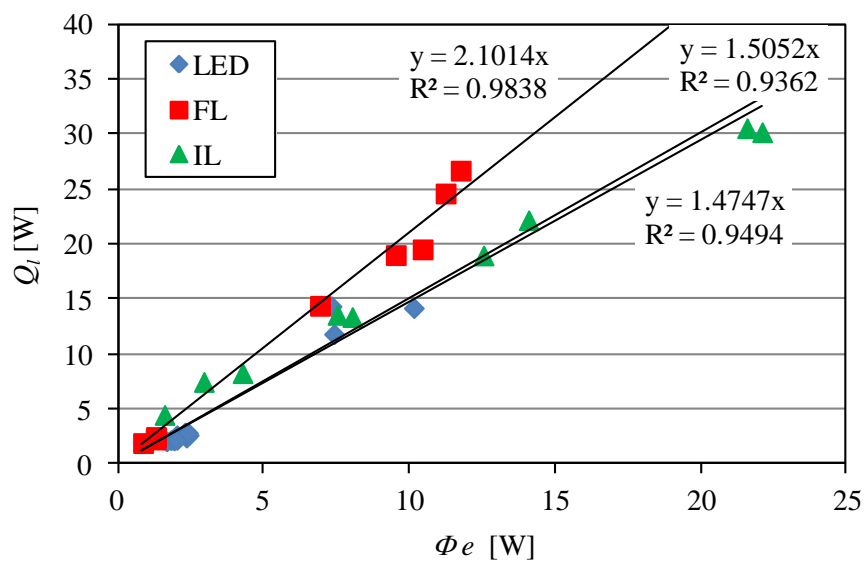


図 6.25 放射束と室内方向への放熱量

6.5 結言

本章では、従来型照明器具と省エネ型照明器具について室内方向への放熱量を実験的に評価し、省エネ型照明器具が空調負荷に与える影響を調査した。主な結果を以下に述べる。

- (1) ダウンライトの場合、室内方向への放熱量は内面が鏡面処理されたランプハウスに白熱電球を取り付けた場合が約 50%と非常に大きいことが分かった。
- (2) 従来型照明である蛍光灯および省エネ型照明である LED と CCFL の室内方向への放熱量は 18~28%でランプ間の差は比較的小さいことが分かった。また、LED の室内方向への放熱量は蛍光灯や CCFL に比べてわずかに高くなっていることが分かった。
- (3) 内面が白色塗装のランプハウスを用いた場合の室内方向への放熱量は、鏡面加工されたランプハウスに比べて全般に小さいことが分かった。
- (4) スクエア型照明における室内方向への放熱量は、23~38%であり LED が最も高い値を示している。また、蛍光灯では、室内側カバーの有無によって放熱量に有意な差が見られることが分かった。
- (5) 直管型照明では、ランプの種類に関係なく室内方向への放熱量は、50%程度であることが分かった。
- (6) いずれの照明器具においても、室内方向への放熱量は放射束にほぼ比例していることが分かった。

6.6 省エネルギー推進のための提言

白熱電球を天井埋め込み型とした場合、室内方向への放熱量は約 50%となり、照明負荷=消費電力と仮定する従来の計算手法は建物の冷房負荷を過大評価する可能性がある。また、LED 照明などの省エネルギー型照明器具を天井埋め込み型とした場合、室内方向への放熱量は約 20%となり、照明負荷=消費電力と仮定する従来の計算手法は、白熱電球の場合よりもさらに建物の冷房負荷を過大評価する可能性がある。冷房負荷を過大に見積もることは、建物に設置する空調設備の容量を過大に見積もることとなり、空調設備の初期設置費用の増大を招くだけでなく、空調設備が低負荷でエネルギー消費効率の悪い領域で稼働する時間が多くなることから、空調エネルギー消費量の増大を招く結果となる。

本章では、各ランプの放射束と室内方向への放熱量の関係を調査しており、いずれの照明器具においても、室内方向への放熱量は放射束にほぼ比例していることが分かった。このことから、カタログに記載されている器具光束から、室内側への放熱量をある程度推定することが可能であり、照明器具からの室内方向への放熱量を正確に把握し、空調負荷をできるだけ正確に求めた上で適切な空調設備容量を設置することが省エネルギーの推進につながる。なお、建物に設置する空調設備容量と空調エネルギー消費量の関係については、第8章で詳細を述べる。

第7章 空調負荷に及ぼす省エネルギー型照明の影響

7.1 緒言

前章では、まず業務用建物に多く利用される各種の従来型および省エネルギー型照明器具に対して、室内方向の放熱量を計測した。本章では、代表的な省エネルギー型照明である LED に着目し、第6章の実験結果を用いて建築物総合エネルギーシミュレーションツール BEST (Building Energy Simulation Tool) ¹⁾ により建物内の空調負荷を算出し、従来型照明を LED 照明に置き換えた場合に、空調負荷に与える影響を明らかにしたので以下に記述する。

7.2 照明負荷の計算方法

7.2.1 現在の照明負荷の計算方法

現在の空調設備設計では、照明による空調（冷房）負荷を次式で算出している ²⁾。

$$\text{照明負荷 [W]} = \alpha \times \beta \times \text{照明ワット数} \quad (7-1)$$

$\alpha = 0.75 \sim 0.85$ (吸込みトロファの場合)

$\alpha = 1$ (その他の場合)

$\beta = 1.16$ (ラピッド蛍光灯の場合)

$\beta = 1$ (その他の場合)

このように、現在の空調設備設計では、基本的に照明負荷を照明消費電力と等価と仮定している。この仮定は、前章の図6.2(a) に示すような天井吊り下げ型器具では妥当と考えられる。しかし天井埋め込み型器具では、前章の結果に見られるように、消費電力に対する室内方向への放熱割合は照明器具の種類によって変化する。そこで本研究では、シミュレーションソフトBESTを用いて照明負荷に実験結果を反映させて空調負荷を計算し、LED照明が空調負荷に与える影響を検討した。

7.2.2 シミュレーションソフト BEST

シミュレーションソフト BEST (Building Energy Simulation Tool) は、一般財団法人 建築環境・省エネルギー機構が提供する国内外で唯一のエネルギーシミュレーションツールである。BEST は、建築シェルターと設備機器等、空調、照明、給湯、給排水、昇降機等を含めた建物全体のエネルギーを精度良くシミュレートできるツールであり、2005年に政府と産業界および大学関係者が集まってシミュレーションツールを構築した。BESTは、太陽光発電や太陽熱利用などの再生可能エネルギーや、コジェネレーションや蓄熱などピーク負荷やピーク電力を低減可能な技術も包括的に検討できる。このシミュレーションソフトは、拡張性に優れているため、最新の建築材料や設備機器の検討も可能である。国内 842 地点の他、世界の気象データも使えるため、建築物の所在地を変更した場合の空調エネルギー消費量の計算にも適している。また、ユーザーフレンドリーで使いやすい入力画面で届出・申請ができる平成 25 年省エネ基準に対応したツールも公開されている。

BEST には、プラットフォームである計算エンジンは共通であるが、ユーザーの使用目的に応じて簡易版、改正省エネ基準対応ツール、専門版の 3 種類が用意されている。表 7.1 に 3 種類の BEST の概要を示す。本研究においては、専門版を用いた。

BEST における空調負荷の計算方法の概要について以下に述べる。

建物のある部屋（ここでは i と定義する）において、時間的に変化する空調負荷は、 n 番目の時間ごとに部屋の熱バランスに基づいて次式のように計算される。

$$C_i(d\theta_i/dt)_{,n} = Q_{W,n} + Q_{IW,n} + Q_{F,n} + Q_{INF,n} + Q_{AIR,n} + Q_{IH,n} + Q_{AC,n} \quad (7-2)$$

C_i は、部屋 i の空気や家具、その他の装備品の熱容量

θ_i は、部屋 i の室内温度。

したがって、式の左辺は、時間的に変化する部屋 i の熱負荷を示す。

(7-2) 式の右辺の各項は以下を表す。

$Q_{W,n}$ = 外壁と窓から部屋 i に侵入する熱負荷

$$= \sum \{ K_{W_o,k} \cdot \theta_{o_e,k,n} + K_{W_i,k} \cdot \theta_{i,n} + F_{W,k,n} \} \quad (7-3)$$

$K_{W_o,k}$: 部屋 i の k 番目の外壁の外側の熱伝導

$\theta_{o_e,k,n}$: 部屋 i の k 番目の外壁の外側の相当外気温度 (sol-air temperature (SAT)) [9] (既知数)

$K_{W_i,k}$: 部屋 i の k 番目の外壁の内側の熱伝導

$\theta_{i,n}$: 部屋 i の室温 (未知数)

$F_{W,k,n}$: 非定常状態での部屋 i の k 番目の外壁の熱放射

$Q_{IW,n}$ = 部屋 i と隣の部屋の内壁から侵入する熱負荷

$$= \sum \{ K_{IW_o,j} \cdot \theta_{j,n} + K_{IW_i,j} \cdot \theta_{i,n} + F_{IW,j,n} \} \quad (7-4)$$

$K_{IW_o,j}$: 部屋 i と部屋 j (隣接する部屋) の内壁の外側の熱伝導

$\theta_{j,n}$: 部屋 j の室温 (未知数)

$K_{IW_i,j}$: 部屋 i と部屋 j の内壁の内側の熱伝導

$F_{IW,j,n}$: 非定常状態での部屋 i と部屋 j の内壁の熱放射

第7章 空調負荷に及ぼす省エネルギー型照明の影響

$$Q_{F,n} = \text{非定常状態での部屋 } i \text{ の家具その他の装備品からの熱放射}$$

$$= K_F \cdot \theta_{i,n} + F_{F,n} \quad (7-5)$$

K_F : 部屋 i の家具その他の装備品の外壁の熱伝導

$F_{F,n}$: 非定常状態での部屋 i の家具その他の装備品の熱放射

$$Q_{INF,n} = \text{外気からの通風による熱負荷}$$

$$= C_p \cdot \rho \cdot V_{INF,n} (\theta_{O,n} - \theta_{i,n}) \quad (7-6)$$

C_p : 空気の比熱

ρ : 空気密度

$V_{INF,n}$: 通風の体積流量割合

$\theta_{O,n}$: 外気温度

$$Q_{AIR,n} = \text{隣接する部屋との間の換気による熱負荷}$$

$$= \Sigma C_p \cdot \rho \cdot V_{j,n} (\theta_{j,n} - \theta_{i,n}) \quad (7-7)$$

$V_{j,n}$: 隣接する部屋との間の換気による体積流量割合

$Q_{IH,n}$: 部屋 i の熱源の熱負荷

$$= \Sigma Q_{IHl,n} \quad (7-8)$$

$Q_{IHl,n}$: 各熱源 l

$$Q_{AC,n} = \text{空調機の冷房運転または暖房運転による熱供給}$$

$$= C_p \cdot \rho \cdot V_{D,n} (\theta_{D,n} - \theta_{i,n}) \quad (7-9)$$

$V_{D,n}$: 空調機による供給空気流量割合

$\theta_{D,n}$: 空調機による供給空気温度

なお、各入力項目の詳細は、BESTのマニュアル¹⁾による。

表 7.1 3種類の BEST の概要

種類	BEST 簡易版	BEST 改正省エネ基準 対応ツール	BEST 専門版
特徴	<ul style="list-style-type: none"> ・簡単な入力 ・多くの検討パターンを一度に検討できる機能を搭載しているため、感度分析が可能. ・計算結果は分かりやすくビジュアルで算出される. ・建築単体だけでなく複数の建物を計算するまちづくりの検討も可能. 	<ul style="list-style-type: none"> ・H25年省エネ基準に対応したツール. ・矩形に限らず、曲線的な平面形状など様々な建物をグラフィカルに入力可能. ・標準的な内部発熱や時間など様々な室用途に対応. ・簡易版では計算できない地中熱利用や蓄電池等の新規設備システムも計算可能. 	<ul style="list-style-type: none"> ・BEST 簡易版やBEST 改正省エネ基準対応ツールでできない詳細計算が可能. ・建物全体のシミュレーションだけでなく、部分的な計算が可能. ・設備機器モジュールを組み合わせ様々なシステムを構成可能.
共通機能	<ul style="list-style-type: none"> ・建築と空調、照明などの設備機器との連成計算 ・豊富な気象データの利用 ・設定温度や運転スケジュールの変更など、運用の省エネ効果の試算 ・年間エネルギー消費量や年間負荷、ピーク負荷、ピーク電力の算出 		
用途, ユーザー	<ul style="list-style-type: none"> ・計画初期段階で、発注者や建築設計者でも計算できるツール. 	<ul style="list-style-type: none"> ・新築だけでなく、既存の建物の省エネ改修設計で、設備設計者が精度良く計算できるツール. 	<ul style="list-style-type: none"> ・詳細設計を行う設備設計者や、モジュール開発を行う研究開発者向けツール.

7.3 計算条件

本章では、代表的な業務用建物として家電量販店舗を取り上げ、建物内の照明に蛍光灯を用いた場合とLEDを用いた場合について1年間の空調負荷を計算した。建物の所在地は名古屋であり、外気温度には拡張アメダスのデータを用いた。表7.2にBESTで設定した建物の仕様を示す。建物の床面積や壁面などの仕様は、空調負荷を実測した店舗³⁾にあわせて決定した。

表7.3に照明の種類と設置数を示す。実測店舗の照明は天井吊り下げ型の直管型蛍光灯であり、計算では設置数とワット数を実測店舗に一致させた。LEDについては、放熱量を測定した機種から器具光束が蛍光灯に近いものを選んで置き換えた。表7.4に計算ケースを示す。

本章では、天井吊り下げ型器具を用いた場合 (Case 1, Case 2) と天井埋め込み型器具 (Case 3, Case 4) の場合について計算を行った結果を記述する。後者においては、実験結果に基づき蛍光灯の Q_l/E を52.4%、LEDの Q_l/E を50.4%に設定した。

7.4 計算結果

7.4.1 空調負荷の計算結果

図7.1に、BESTで計算された1年間にわたる1時間毎の空調負荷を営業時間帯(10時~21時)について抜粋し、外気温度1°C毎に平均化した結果を示す。図中の棒グラフは各外気温度帯の年間出現時間数であり、空調負荷は単位床面積当たりの値で表した。暖房負荷は負の値で示してある。いずれの計算ケースにおいても空調負荷 BL は外気温度 t_a に対して直線的に変化し、その傾きは計算条件に関わらず一定である。蛍光灯をLEDに変更することにより、冷房負荷から暖房負荷に切り替わる t_a が高くなり冷房負荷が減少することが分かる。この温度差は、天井吊り下げ型器具を用いた場合 (Case 1 と Case 2) は約2°Cであるが、天井埋め込み型器具 (Case 3 と Case 4) では約1°Cに減少している。

7.4.2 計算結果の実測値との比較

図7.2は、実店舗と同等の条件であるCase 1の計算値を、実測値⁴⁾と比較した結果である。低暖房負荷の領域で若干の差が認められるが、計算結果は実測結果と定量的にも概ね良好に一致している。

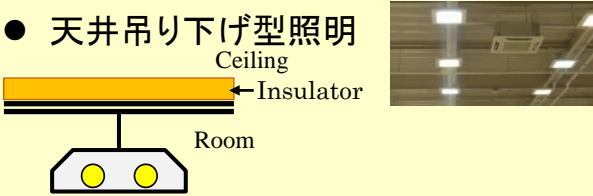
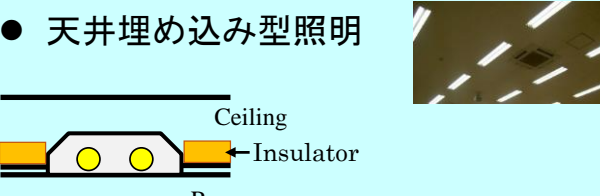
表7.2 モデル建物の仕様

気象	名古屋(拡張アメダスデータ)	
建物	戸建店舗(家電量販店)	
計算面積	2,719 m ²	
階高 / 天井高	5.0m / 4.5m	
壁体材料	外壁	外壁プラスタ 100mm
		ガラス綿(24K) 100mm
		ALC 100mm
	床	床ビニル系床材 3mm
		普通コンクリート 200mm
	屋根	屋根プラスタ 10mm
ガラス綿 100mm		
鋼 5mm		
内部発熱	人体:0.4W/m ² 機器:10W/m ²	
空調時間	10時~21時	
空調条件	温度	夏季:24℃(冷却) 冬季:22℃(加熱) 中間期:23℃(加熱・冷却)
	外気取入	4 m ³ /h/m ²
隙間風	常時0.2 times/hour	

表 7.3 照明器具の仕様

照明方式	照明器具	ランプ種類	器具光束 [lm]	灯数	照明消費電力 [W]
A	直管形照明	蛍光灯 (FL)	14,924	288	49,824
			7,733	36	3,132
			4,383	4	180
B	直管形照明	LED	13,040	288	35,712
			6,140	36	2,232
			3,100	4	128

表 7.4 計算条件

● 天井吊り下げ型照明				● 天井埋め込み型照明			
 <p>照明負荷[W] = a × 照明消費電力[W] [a = 1]</p>				 <p>照明負荷[W] = a × 照明消費電力[W] 実験値[a_{蛍光灯} = 0.524, a_{LED} = 0.504]</p>			
Case	Lighting type	Installation type	Lighting load [W/m ²]	Case	Lighting type	Installation type	Lighting load [W/m ²]
1	蛍光灯	天井吊り下げ型	20.1	3	蛍光灯	天井埋め込み型	10.5
2	LED	天井吊り下げ型	14.4	4	LED	天井埋め込み型	7.3

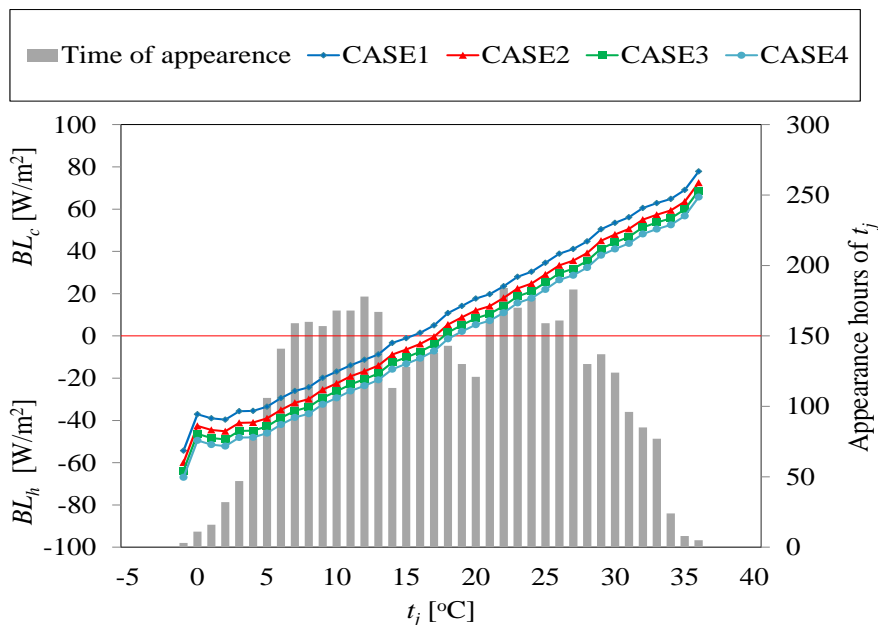


図 7.1 BEST (Cases 1 - 4)による空調負荷の計算結果

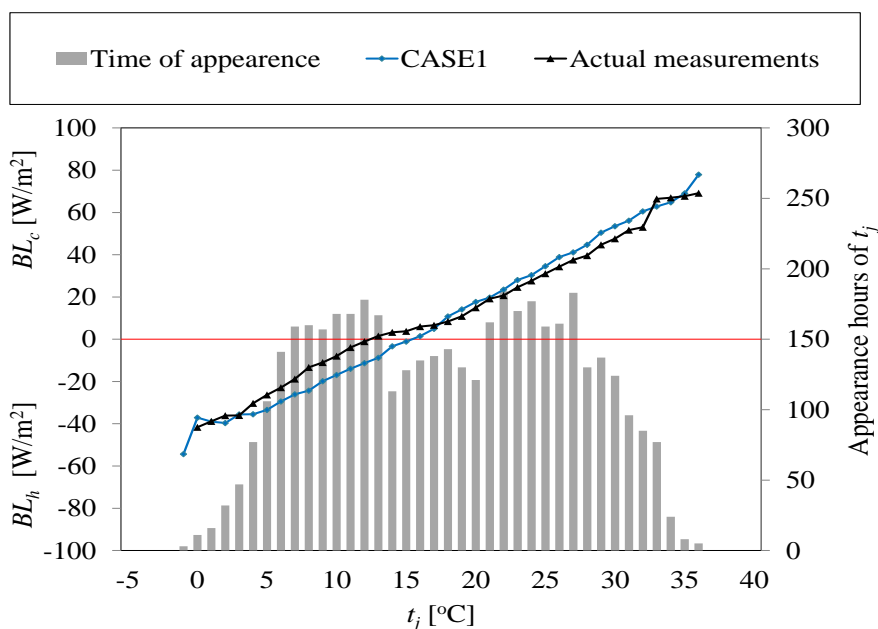


図 7.2 BEST による計算値と実測値の比較

7.4.1 期間空調負荷の計算結果

以上の結果から期間空調負荷を求めた。図7.3は天井吊り下げ型器具を用いた場合の結果であり、蛍光灯、LEDともに通年冷房負荷が通年暖房負荷を上回っている。これは、家電量販店舗の場合、商品のデモ展示などによる内部発熱が大きいためである。LEDを用いることにより冷房負荷は約17%減少するが、暖房負荷は約30%増加するため両者が相殺し、通年空調負荷には照明の種類による大きな差は生じていない。

図7.4は天井埋め込み型器具における計算結果である。この場合、LEDを用いると、図7.3とは逆に通年暖房負荷が通年冷房負荷をわずかに上回るようになる。以上のように、LEDを天井埋め込み型器具で使用する建物では、内部発熱が大きな建物用途であっても、最大空調負荷の発生時期が夏期から冬期へ変わる可能性があるため、空調設備設計において注意が必要である。

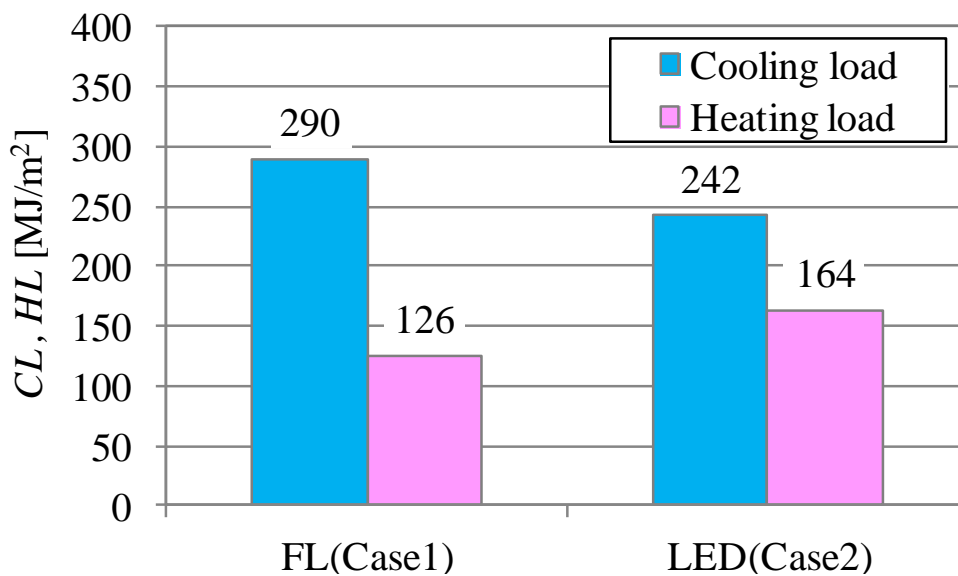


図 7.3 通年空調負荷の比較 (天井吊り下げ型照明器具)

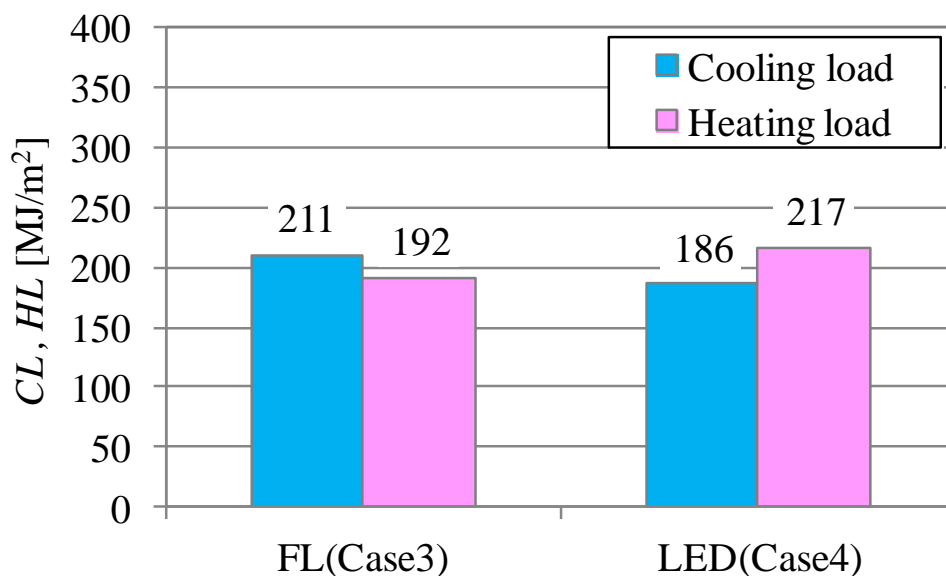


図 7.4 通年空調負荷の比較 (天井埋め込み型照明器具)

7.5 結言

本章では、代表的な省エネルギー型照明である LED に着目し、第6章の実験結果を用いて建築物総合エネルギーシミュレーションツール BEST により建物内の空調負荷を算出し、従来型照明を LED 照明に置き換えた場合に、空調負荷に与える影響を計算した。主な結果を以下に述べる。

- (1) 蛍光灯を LED に変更することにより、冷房負荷から暖房負荷に切り替わる t_f が高くなり冷房負荷が減少することが分かった。また、計算結果は実測結果と定量的にも概ね良好に一致していることも確認した。
- (2) 天井吊り下げ型器具を用いた場合、蛍光灯、LED とともに通年冷房負荷が通年暖房負荷を上回っているが、天井埋め込み型器具の場合、LED を用いると、蛍光灯の時とは逆に通年暖房負荷が通年冷房負荷をわずかに上回るようになることが分かった。
- (3) LED を天井埋め込み型器具で使用する建物では、内部発熱が大きな建物用途であっても、最大空調負荷の発生時期が夏期から冬期へ変わる可能性があるため、空調設備設計において注意が必要であることが分かった。

第8章 空調エネルギー消費量に及ぼす省エネルギー型照明の影響

8.1 緒言

近年、LED 照明に代表されるような省エネ型照明器具 が開発・市販されるようになり、店舗や事務所などの業務用ビルに普及が進んでいる。一般に、省エネ型照明器具は蛍光灯などの従来型照明器具に比較して放熱量が少ないため、室内の空調負荷も影響を受けると考えられる。しかし、省エネ型照明器具による空調負荷への影響評価や、空調を含めた建物全体の省エネルギー効果は明確ではない^{1)~3)}。第7章では代表的なモデル店舗に対して空調シミュレーションソフト BEST⁴⁾を用いて蛍光灯照明と LED 照明による空調負荷を計算し、LED 照明に変更された場合の空調負荷への影響を検討した。本章では、第7章での空調負荷計算結果と、エアコンの部分負荷性能試験の結果を組み合わせて、従来型照明を設置した店舗の照明を LED 照明 に交換した場合におけるエネルギー消費量の削減効果を検討したので、以下に記述する。

8.2 空調エネルギー消費量の計算方法

本章では、第7章の方法で得られた1時間毎の空調負荷とエアコンの COP 特性を組み合わせることで、空調エネルギー消費量を算出した。図 8.1 に示すとおり、エアコンの COP は外気温度と空調負荷率に依存する。また、空調負荷率は店舗内に設置されるエアコンの定格能力と建物内の現時点の空調負荷 (=エアコンの現時点の能力) により決定される。ここで、空調負荷は前章で記述した BEST を使って試算した1時間毎の空調負荷を用いる。このようにして、空調負荷率と外気温度が決まればその時の COP が決まるため、空調負荷を COP で割ることで、エアコンの消費電力が求められる。

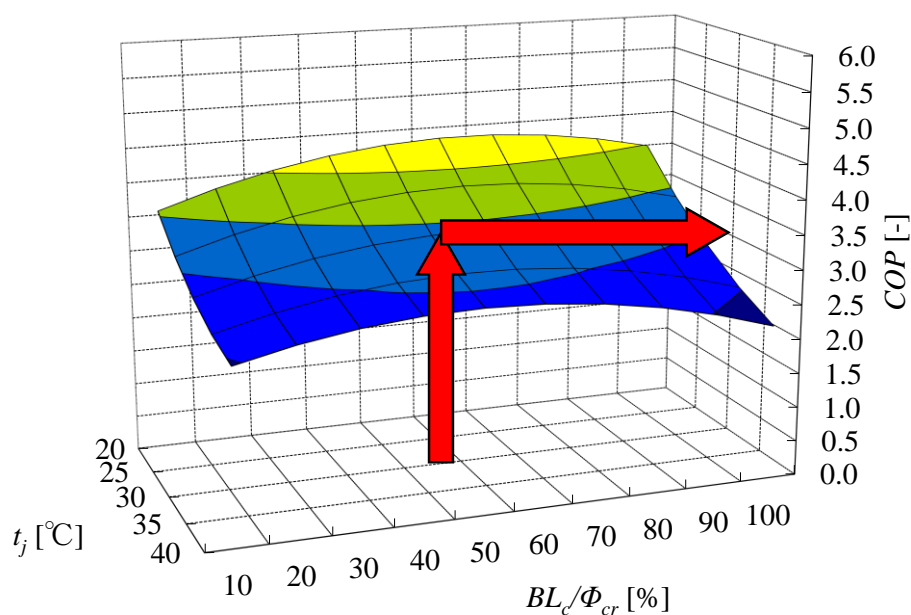


図 8.1 COP 曲面

8.3 計算条件

この章での検討に用いたモデル建物の仕様と照明器具の仕様は、前章の表 7.2、表 7.3 と同じである。計算条件は、表 7.4 の Case3 と Case4 の天井埋め込み型とした。

検討した空調設備の容量について説明する。家電量販店の場合、空調負荷のピークは夏季に生じるため、冷房負荷によって設備容量が決定される。図 8.2 は、BEST の試算結果を用いて蛍光灯で天井埋め込み型照明にした場合の夏季における冷房負荷分布である。図 8.3 は、この冷房負荷分布を基に夏季の 1 時間毎の外気温度と空調負荷から、外気温度別の平均空調負荷を求め、平均冷房負荷に標準偏差の 3 倍を加えた値の最大値を計算したものである。この結果、必要な空調設備容量は外気温 36℃の時の 238kW となった（図 8.3 の赤丸印）。これ以降の説明では、この 238kW の設備容量を「必要能力」と定義する。一方、表 8.1 は空調面積 2,424 m² の実際の店舗に導入されているエアコンの能力で、設備能力の合計値は 481.5kW であった。表 7.2 ではモデル建物を 2 つの店舗の平均面積 2,719 m²としているため、 $481.5 \times 2,719 \div 2,424 = 540.1$ kW をモデル建物の実際の設備能力とし、これ以降の説明では、この設備容量 540 kW を「実際能力」と定義する。実際の家電量販店の「実際能力」は、BEST で試算した「必要能力」の 2 倍以上であった。空調機の負荷率は、その時の空調負荷を 238 で割った値が「必要能力」の場合の負荷率、540 で割った値が「実際能力」の場合の負荷率になる。なお、今回検討に用いた空調機の場合、定格暖房能力は定格冷房能力の 1.1 倍であったため、暖房時の負荷率を計算する場合の「必要能力」と「実際能力」は、冷房のそれぞれの値の 1.1 倍の値、つまり、262kW と 594kW となる。

図 8.4 に必要能力に基づく 1 時間毎の空調負荷率と外気温度の変化を示す。エアコンの COP 特性には、部分負荷性能試験で計測した定格冷房能力 45kW、定格暖房能力 50kW の EHP 式ビル用マルチエアコン（2012 年製）のデータを用いた。図 8.5(a)と図 8.5 (b)に冷房 COP と暖房 COP の外気温度と空調負荷率に対する変化（COP 曲面）を示す。これらの COP 曲面を用いて、1 時間毎の外気温度と空調負荷率に対するエアコンの COP と消費電力を求めた。後者を積算することで期間および年間空調消費電力量を算出し、蛍光灯を LED に置き換えた場合の省エネルギー効果に及ぼす空調設備能力の影響を検討した。

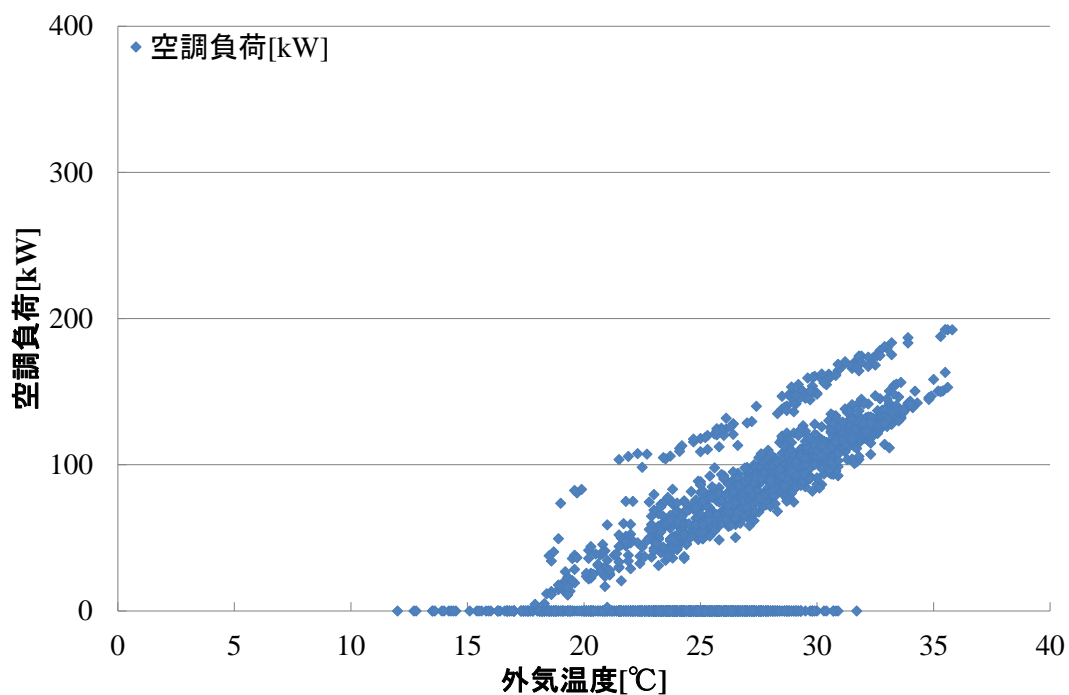


図 8.2 夏季における冷房負荷分布 (天井埋め込み型照明)

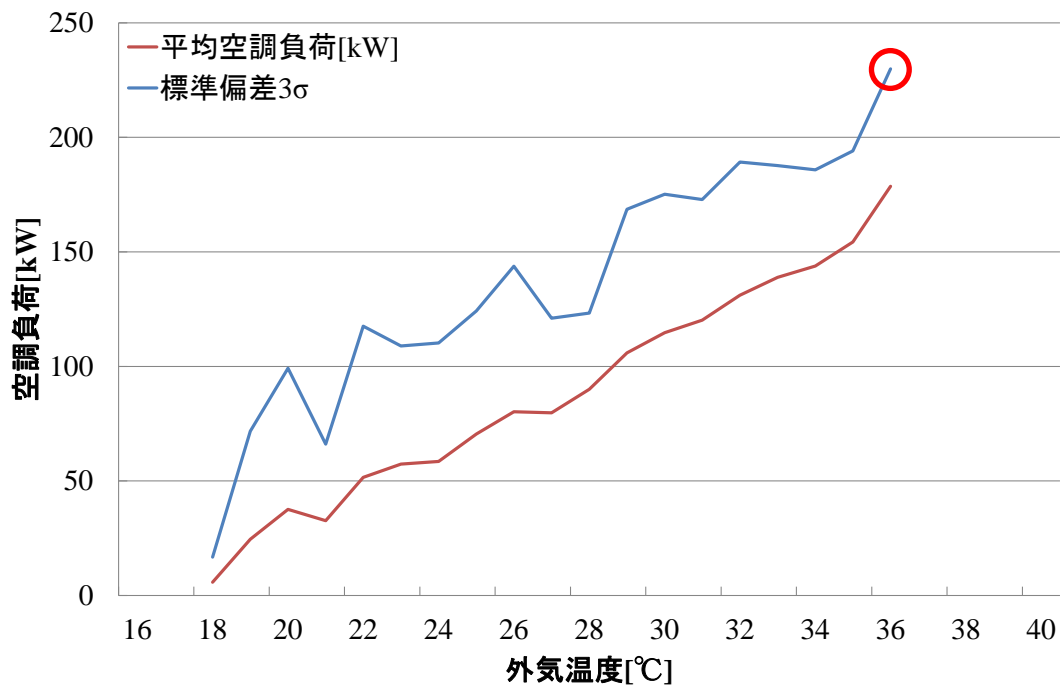


図 8.3 外気温度別の平均空調負荷

表 8.1 実店舗の導入されている空調設備

	B系統	A系統	D系統	C系統	MAC20 系統	PAC10 系統
冷房						
定格能力 [kW]	113	113	113	113	22.4	7.1
消費電力 [kW]	37.7	37.7	37.7	37.7	6.03	1.67
暖房						
定格能力 [kW]	127	127	127	127	25	8
消費電力 [kW]	32.2	32.2	32.2	32.2	5.45	1.64
備考	売場				風除室	休憩室

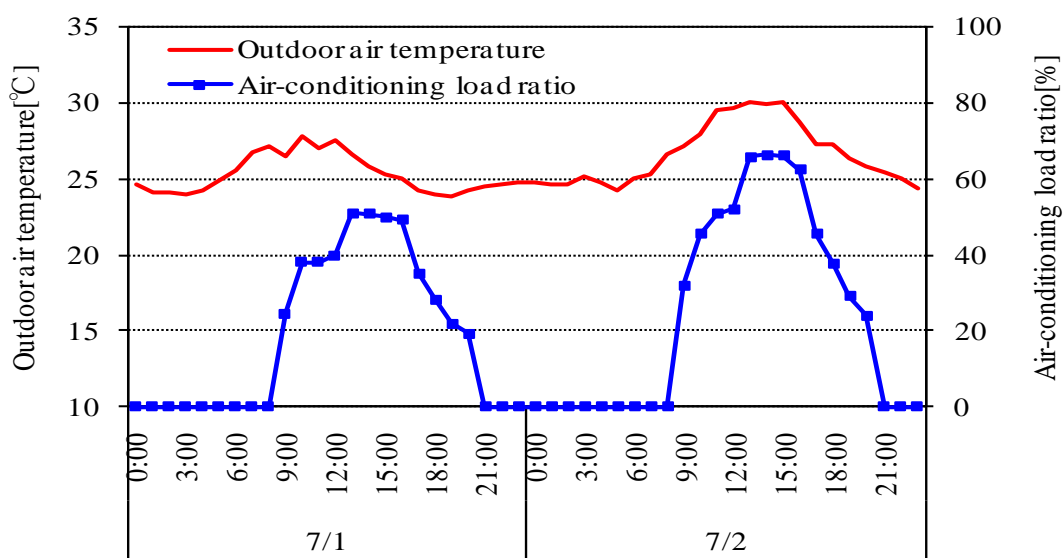
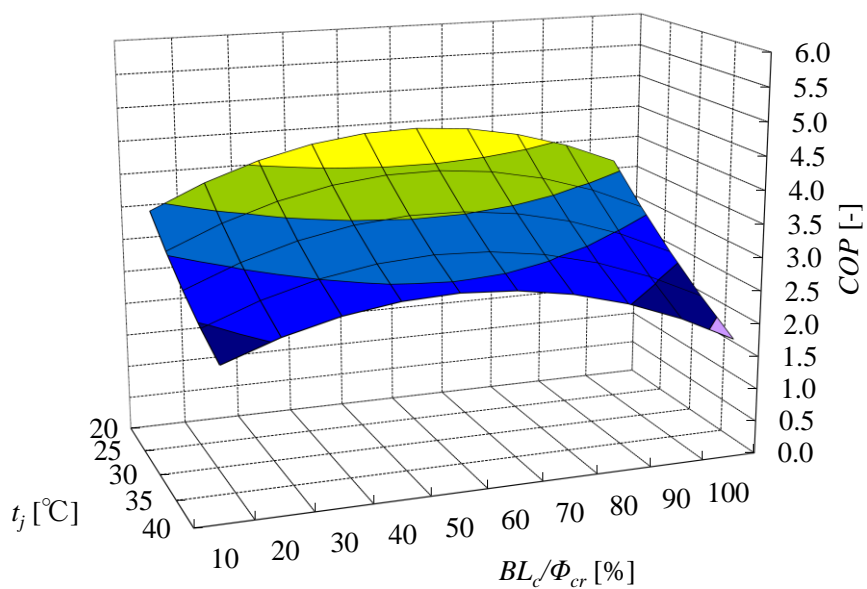
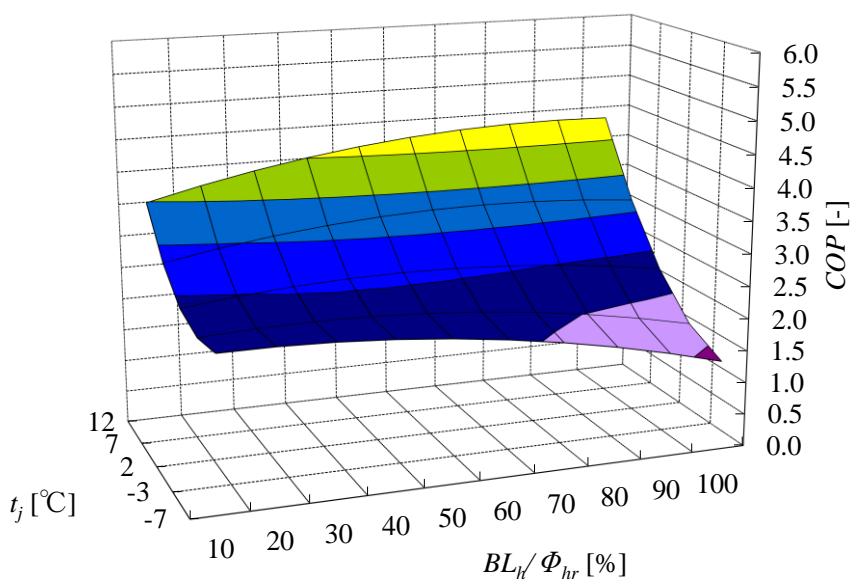


図 8.4 空調負荷率と外気温度の変化 (例)



(a) 冷房



(b) 暖房

図 8.5 検討に用いたエアコンの COP 曲面

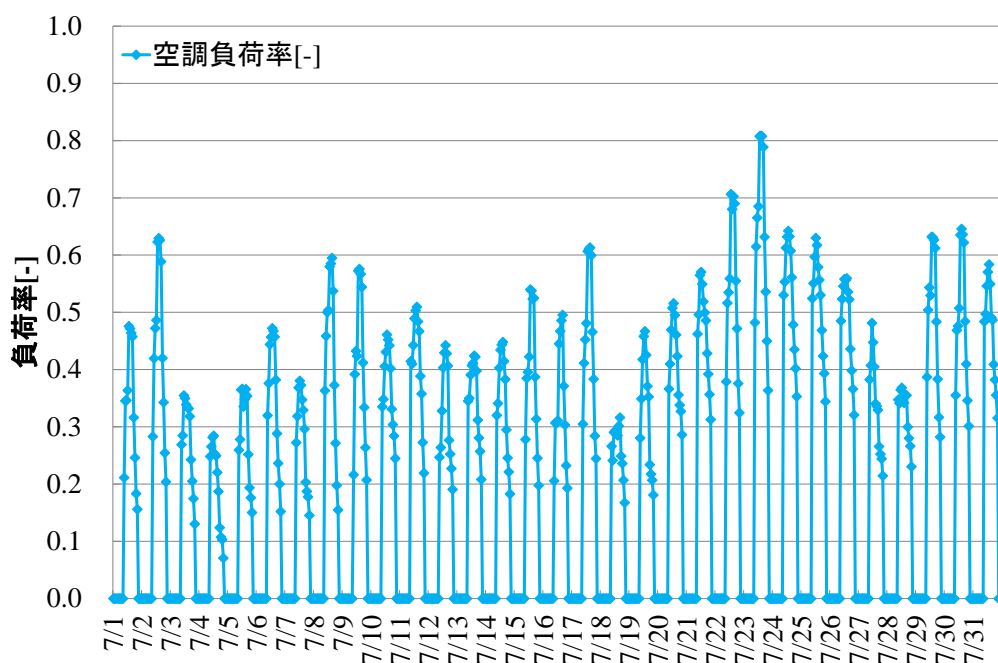
8.4 計算結果

8.4.1 冷房期間の結果

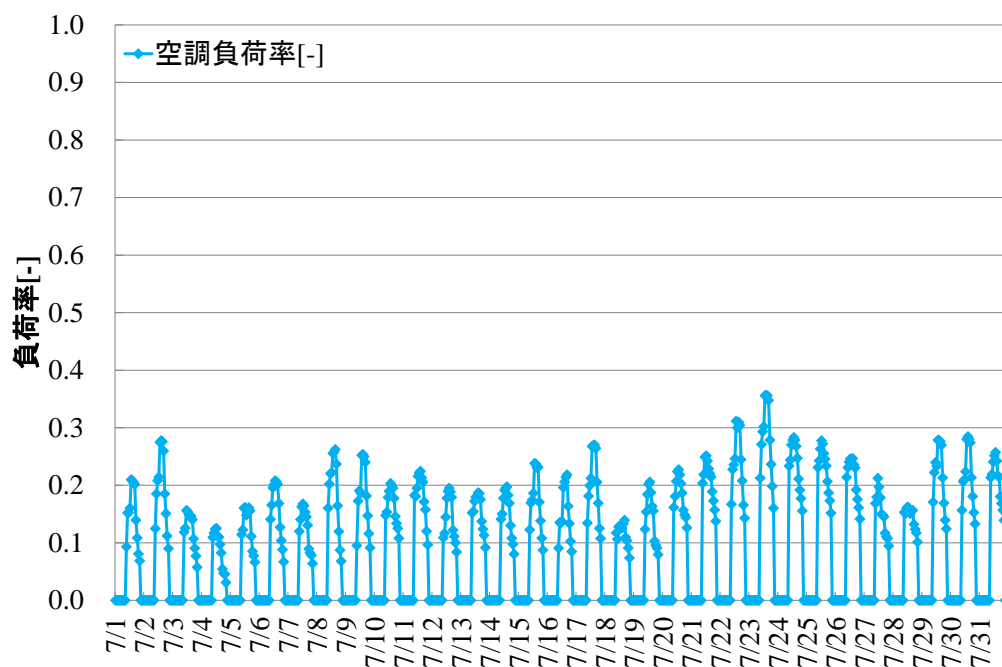
冷房期間における 1 時間毎の空調負荷率の変化の一例として、LED 照明の場合について 7 月における必要能力設置時の結果を図 8.6(a)に、実際能力設置時の結果を図 8.6(b)に示す。7 月の最大空調負荷は 23 日 13 時～15 時に現れており、その時間帯の空調負荷率は、必要能力の場合は 80.8%、実際能力の場合は 35.6%である。

図 8.7(a) (必要能力) と図 8.7(b) (実際能力) は、7 月のピーク日における 1 時間毎の空調消費電力の比較であり、縦軸は単位床面積における 1 時間当たりの空調消費電力である。最大空調消費電力は最大空調負荷と同じ日時に出現し、蛍光灯を LED に置き換えることにより、最大空調消費電力は必要能力の場合は 6.0%削減されるが、実際能力の場合は 3.7%の削減に留まる。これは、図 8.5(a)に示した COP 特性から分かるように、LED 化による冷房負荷の低減が、必要能力の場合は COP を向上させる一方で、実際能力では COP の低下をもたらすためである。

次に、照明と空調の月間消費電力の比較を図 8.8(a) (必要能力) と図 8.8(b) (実際能力) に示す。いずれの場合も、照明の消費電力は同じであるが、空調消費電力は空調負荷率の違いにより空調設備能力で異なってくる。表 8.2 に 7～9 月の空調および照明消費電力量の合計値とその削減割合を、必要能力の場合と実際能力の場合で比較して示す。蛍光灯を LED に置き換えることによる冷房期間消費電力量の削減効果は、必要能力の場合は 21.6%であるのに対し、実際能力の場合の削減割合は 21.0%となった。

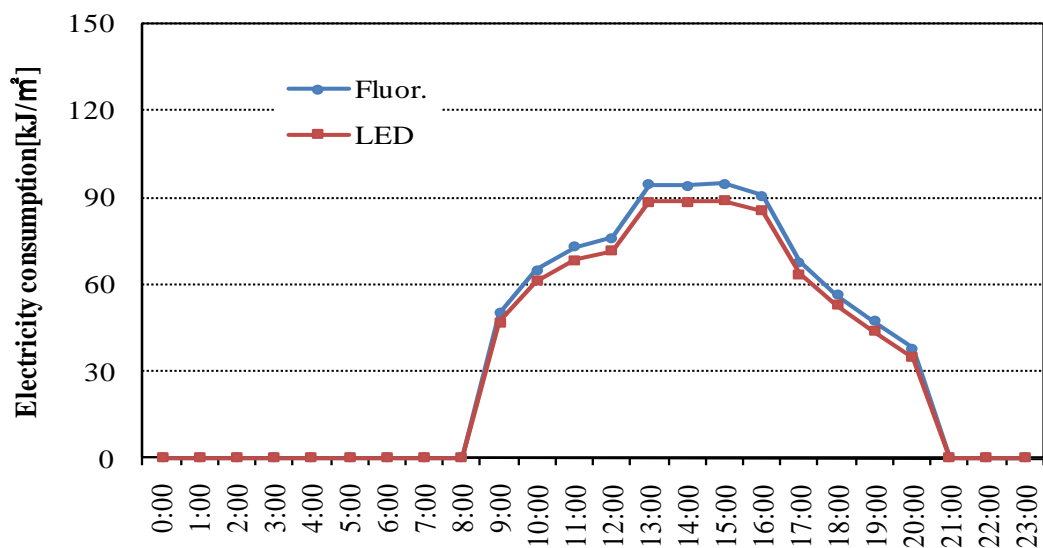


(a) 必要能力設置時

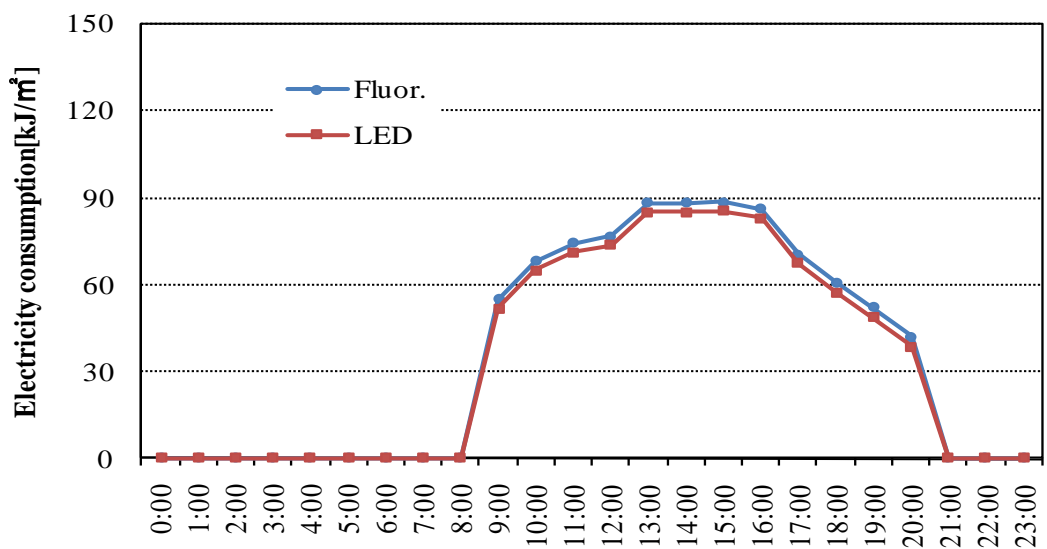


(b) 実際能力設置時

図 8.6 7月の空調負荷率

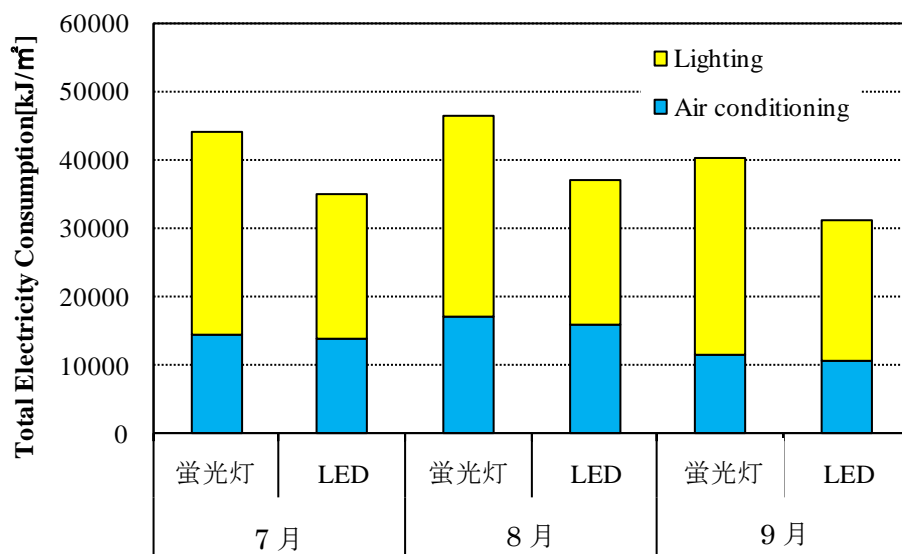


(a) 必要能力設置時

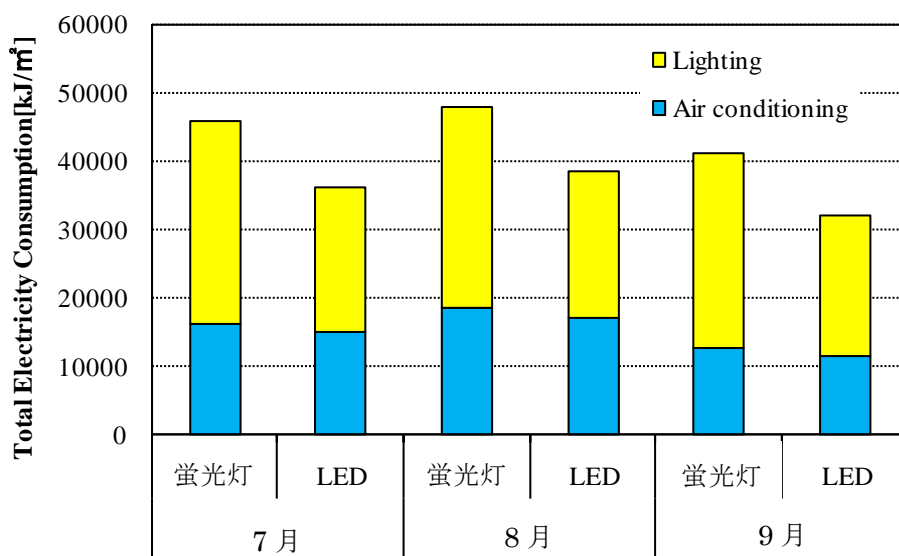


(b) 実際能力設置時

図 8.7 7月のピーク日における1時間毎の空調消費電力



(a) 必要能力設置時



(b) 実際能力設置時

図 8.8 夏期3ヶ月間の照明と空調の月間消費電力

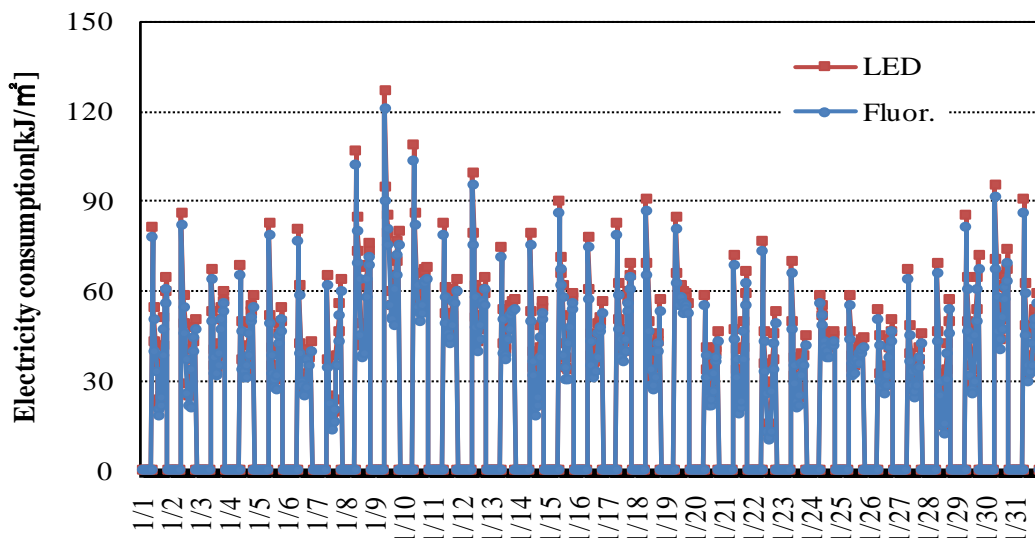
表 8.2 夏期3ヶ月間の空調および照明消費電力量

空調機の設備容量	照明器具	電力消費量 (MJ/m ²)	削減率 (%)
必要能力	蛍光灯	131.49	21.6
	LED	103.15	
実際能力	蛍光灯	135.38	21.0
	LED	106.92	

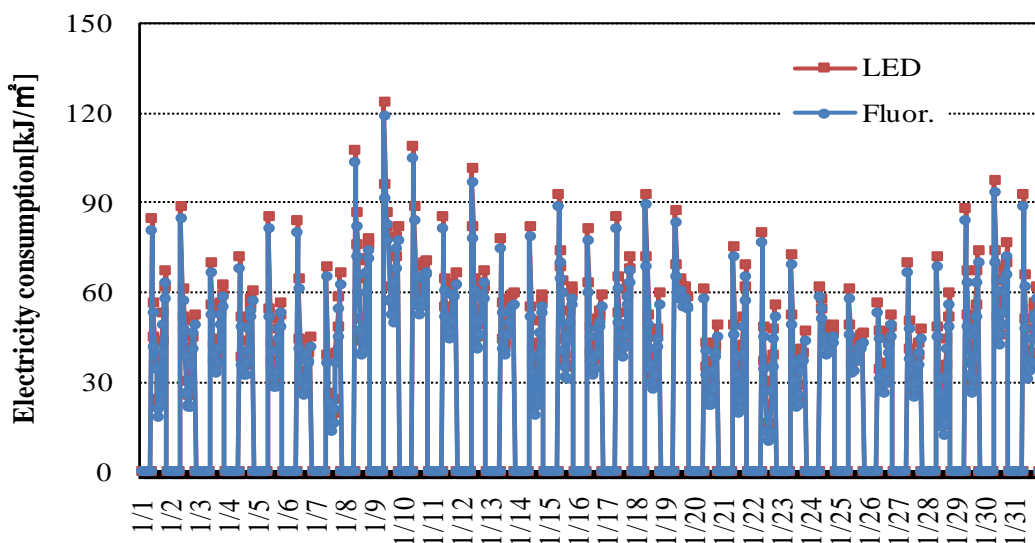
8.4.2 暖房期間の結果

次に 1 月における 1 時間毎の空調消費電力の比較を図 8.9(a) (必要能力) と図 8.9(b) (実際能力) に示す。LED による最大空調消費電力(1 月 9 日 9 時～10 時)の増加割合は必要能力の場合で 4.9%、実際能力の場合で 4.1%となった。これも図 8.5(b)の暖房 COP 特性から明らかなように、照明の LED 化による暖房負荷の増加が、必要能力の場合は COP を悪化させるが、実際能力では COP の改善になるためである。

照明と空調を合わせた月間消費電力を図 8.10(a) (必要能力) と図 8.10(b) (実際能力) に示す。また、表 8.3 に 12 月～2 月の空調および照明消費電力量の合計値を比較して示す。上記のように、暖房期間では、照明を蛍光灯から LED に交換することにより暖房負荷が増大し空調消費電力は増加するが、LED の省電力効果の方が総電力消費量に与える影響が大きいため、12～2 月の合計消費電力は必要能力の場合で 16.2%、実際能力の場合では 15.9%の減少となった。

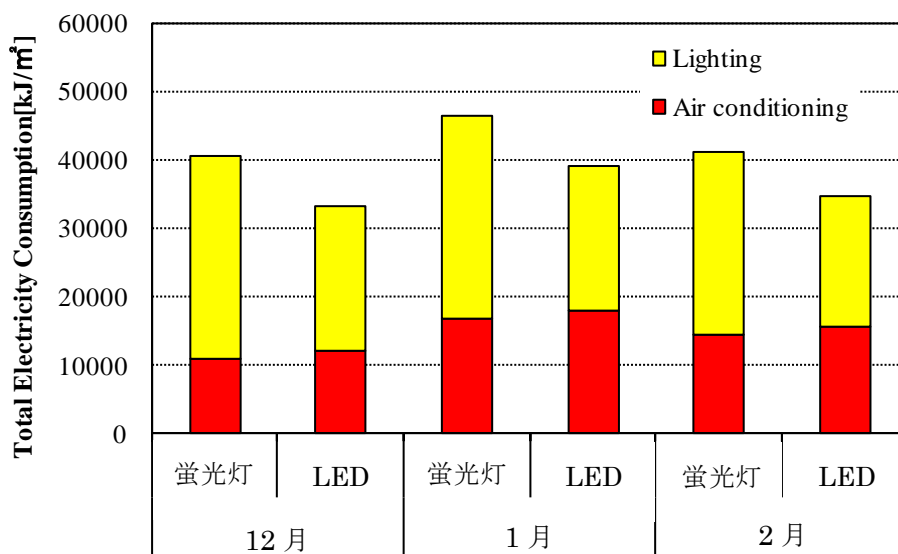


(a) 必要能力設置時

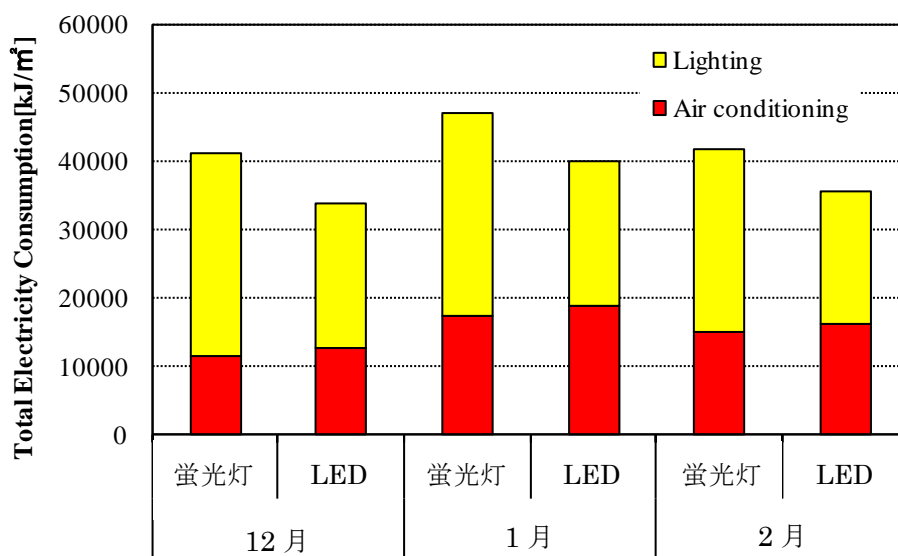


(b) 実際能力設置時

図 8.9 1月の空調エネルギー消費量



(a) 必要能力設置時



(b) 実際能力設置時

図 8.10 冬期3ヶ月間の照明と空調の月間消費電力

表 8.3 冬期3ヶ月間の空調および照明消費電力量

空調機の設定容量	照明器具	電力消費量 (MJ/m ²)	削減率 (%)
必要能力	蛍光灯	128.34	16.2
	LED	107.52	
実際能力	蛍光灯	130.11	15.9
	LED	109.45	

8.4.3 通年消費電力の比較

図 8.11 に照明と空調による通年消費電力量を示す。空調消費電力量は照明器具の種類によって変わらないが、実際能力における空調消費電力は必要能力の場合よりも 6.7%増加している。これは、過大な空調設備能力によりエアコンの空調負荷率が低下し、COP の低い条件下での運転時間が増加したことに起因する。しかし、通年照明電力消費量は空調消費電力量の2倍以上であるため、照明器具を蛍光灯から LED に変更したことによる照明と空調の通年消費電力量の削減効果は、必要能力の場合も実際能力の場合もほぼ同等の約 21%となる。

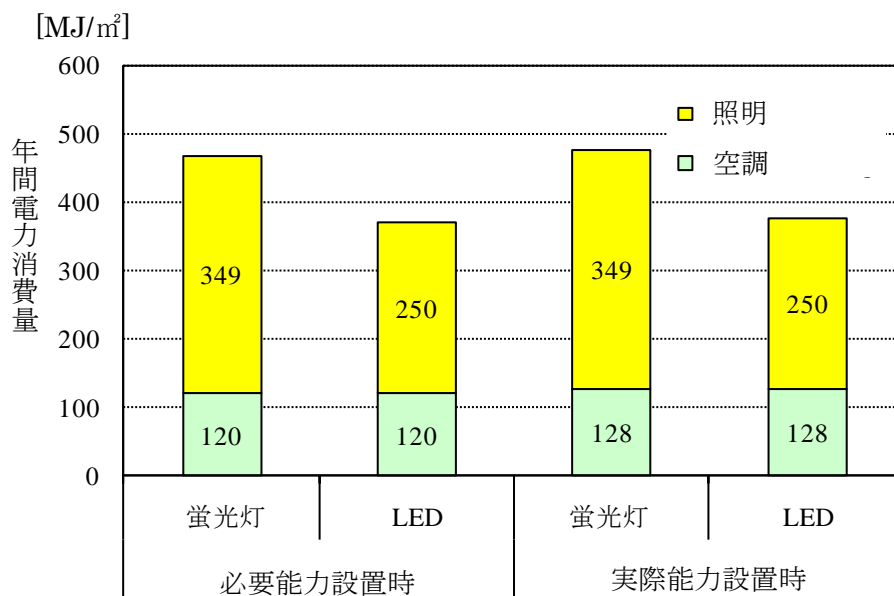


図 8.11 年間の照明と空調の消費電力量

8.5 結言

本章では、BESTによる空調負荷計算結果とエアコンの部分負荷性能を組み合わせ、家電量販店舗の照明を蛍光灯からLEDに交換した場合の省エネルギー効果を検討した。主な結果を以下に述べる。

- (1) 天井吊り下げ型器具を用いた場合の照明と空調による通年消費電力量の検討結果から、空調消費電力量は蛍光灯をLEDに交換しても有意な差は生じないが、照明消費電力量は約28%減少するため、合計ではLEDを用いると約21%の消費電力量削減効果が得られることが分かった。
- (2) 建物の空調設備能力を最大冷房負荷に基づく必要十分な値と、実際の店舗に導入されている値に設定した場合について、家電量販店舗の照明を蛍光灯からLEDに交換した場合の省エネルギー効果を検討した。その結果、照明器具の変更による通年消費電力量の削減効果は両者とも約21%となるが、空調設備容量を適正化することで空調消費電力をさらに7%程度削減できる可能性があることが分かった。

8.6 省エネルギー推進のための提言

本章では、BESTによる空調負荷計算結果とエアコンの部分負荷性能を組み合わせ、家電量販店舗の照明を蛍光灯からLEDに交換した場合の省エネルギー効果を検討した。この結果、店舗内の照明を蛍光灯からLEDに交換すると、照明からの発熱量の減少に伴い、夏季の冷房負荷は減少し、冬季の暖房負荷が増えることがわかった。また、空調エネルギー消費量は、夏季の空調負荷の増加に伴い夏季は増え、冬季の空調負荷減少に伴い冬季が減るが、温暖地の場合は夏季冷房時のエネルギー消費量が冬季暖房時のエネルギー消費量よりも多く、エネルギー消費量の削減量も夏季冷房時の方が冬季暖房時よりも多くなるため、年間の空調エネルギー消費量は微減となる。一方、照明器具の消費電力は、蛍光灯からLED照明にすることで大きく減少する。

本章の研究は2012年から実施しており、2012年に発売されたLED照明器具の発光効率と消費電力を使って検討している。2016年現在、LED照明の消費電力は2012年当時の半分程度にまで高効率化が図られている。したがって、省エネルギーの推進のためには、何よりもまず店舗内の照明器具をLED照明に交換することが重要である。その上で、空調機の設備容量をLED照明化により減少した夏季の空調負荷に合わせて見直すことにより、さらに省エネルギーが推進できる。

第9章 空調エネルギー消費量に及ぼすエアコンの COP 特性の影響

9.1 緒言

本章では、第8章に引き続き、従来型照明が設置された店舗の照明を LED 照明に交換した場合について、建物に設置されている空調機の部分負荷性能の違いがエネルギー消費量の削減効果に及ぼす影響を検討した結果を記述する。

9.2 計算条件

本章での検討に用いたモデル建物の仕様と照明器具の仕様は、前章の表 7.2, 表 7.3 と同じである。計算条件は、表 7.4 の Case1 と Case2 の天井吊り下げ型とした。

本章では、エアコンの COP 特性の違いによる消費エネルギーへの影響を検討するにあたり、部分負荷性能試験で計測した電気式ビル用マルチエアコン2機種 (A 社と B 社) のデータを用いた。表 9.1 に2機種のカatalog値を示す。また、図 9.1 と図 9.2 に2機種の冷房 COP と暖房 COP の外気温度と空調負荷率に対する変化 (COP 曲面) をそれぞれ示す。ここで、A 社製空調機は前章での検討に用いた機種と同一である。

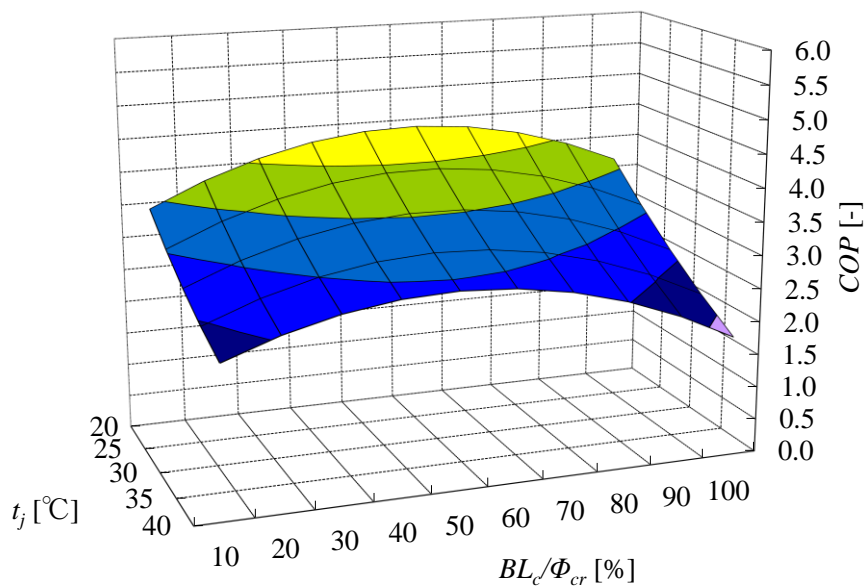
A 社製空調機に対し B 社製空調機は、冷房時の 50~80% の中間負荷領域の COP が高くなり、20% 以下の低負荷領域では低くなっていることが特徴である。なお、暖房時の COP 曲面は、A 社製空調機と B 社製空調機に大きな違いは見られない。

これらの COP 曲面を用いて、1 時間毎の外気温度と空調負荷率に対するエアコンの COP を用いて 1 時間毎の消費電力を求めた。後者を積算することで期間および年間空調消費電力量を算出し、蛍光灯を LED に置き換えた場合の省エネルギー効果に及ぼす空調設備 (機種および容量) の影響を検討した。

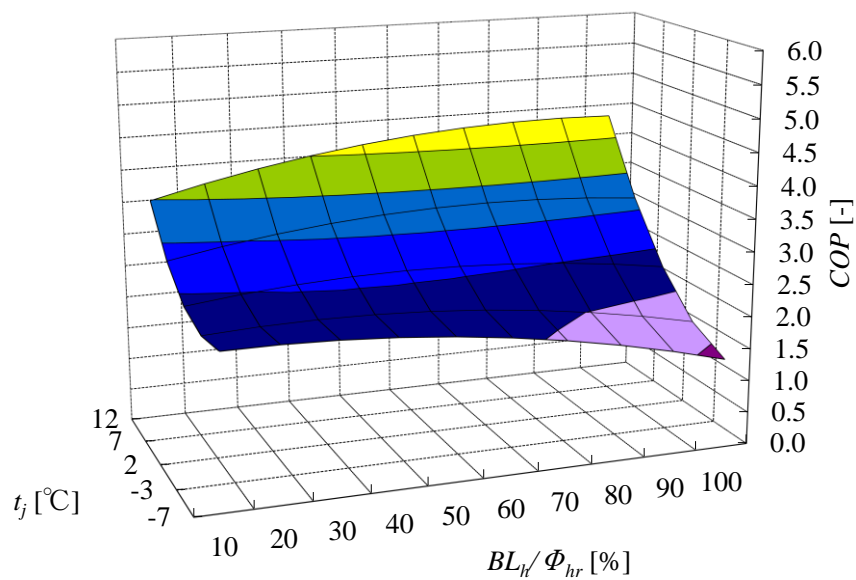
また本章では、第7章に記述した方法で得られた 1 時間毎の空調負荷とエアコンの COP 特性を組み合わせることで、空調エネルギー消費量を算出した。エアコンの COP は外気温度と空調負荷率に依存し、空調負荷率は店舗内に設置されるエアコンの能力と空調負荷により決定される。なお、前章と同様に、実際の店舗に導入されている 481.5 kW (実際能力) と、エアコンの設備能力を天井吊り下げ型の場合の冷房負荷最大値に基づき求めた必要十分な値である 262 kW (必要能力) の2つのケースにおいて比較検討した。図 9.3 に実際能力と必要能力に基づく 1 時間毎の空調負荷率と外気温度の変化を示す。

表 9.1 2 機種のアコン機のカatalog値

	A 社製空調機	B 社製空調機
製造年	2012 年	2012 年
定格冷房能力(kW)	45.0	56.0
定格冷房 COP(-)	4.29	3.31
定格暖房能力(kW)	50.0	63.0
定格暖房 COP(-)	4.23	3.68
冷暖平均 COP(-)	4.49	3.50

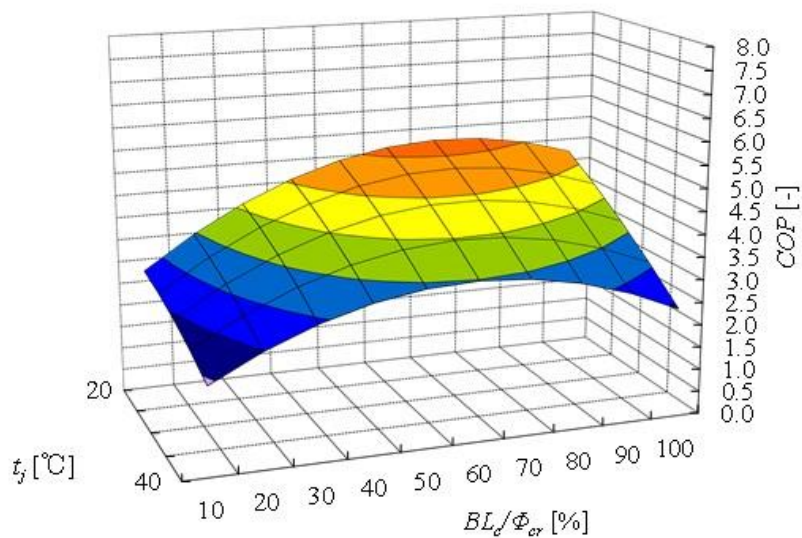


(a) 冷房

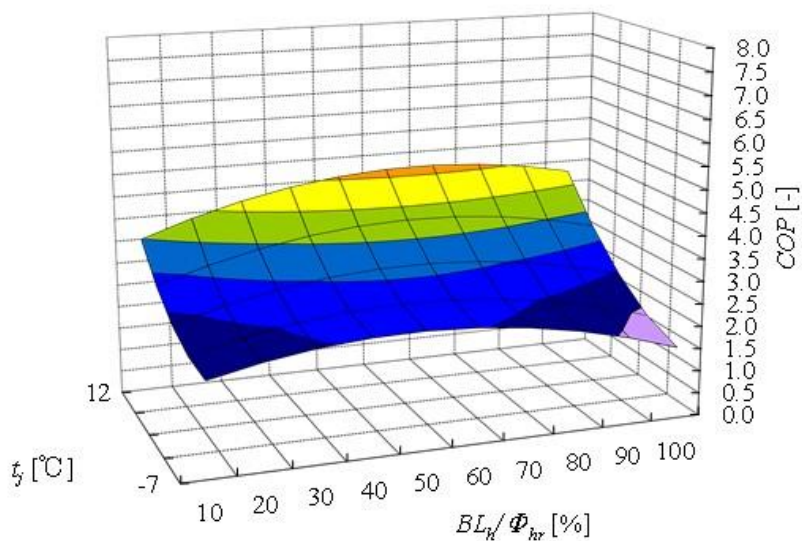


(b) 暖房

図 9.1 A社製空調機のCOP曲面

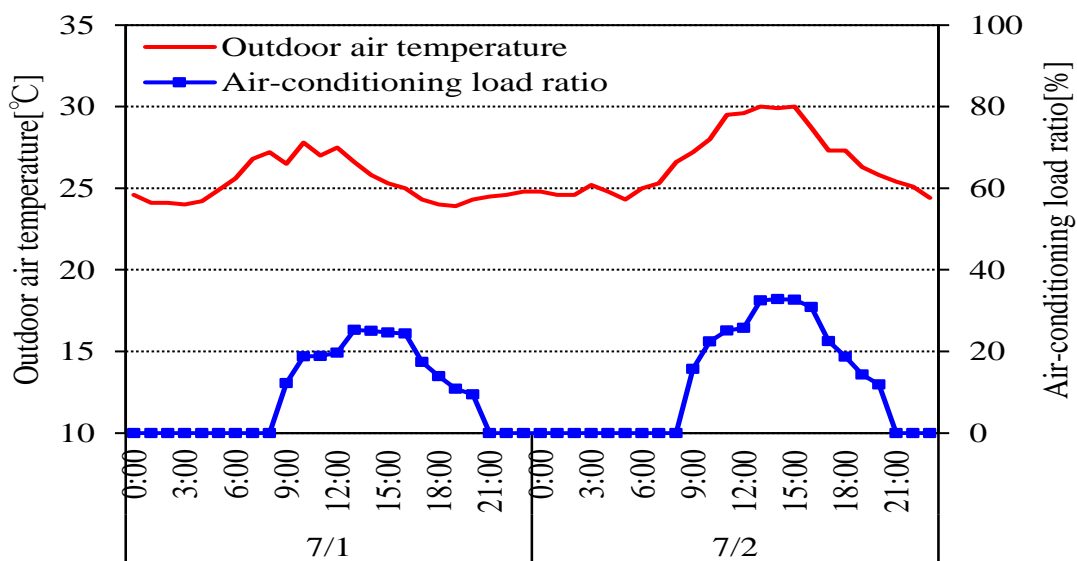


(a) 冷房

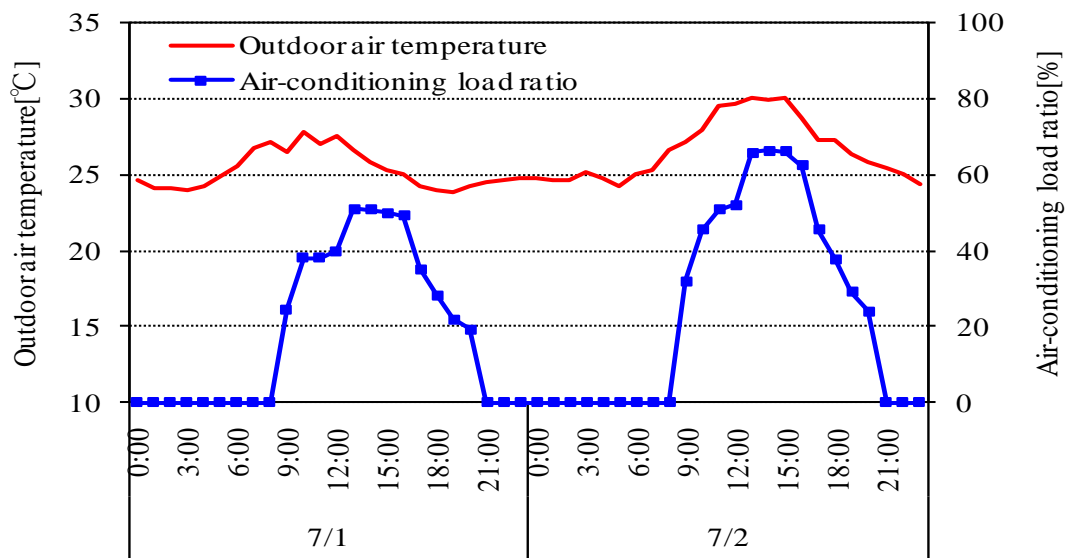


(b) 暖房

図 9.2 B 社製空調機の COP 曲面



(a) 実際能力設置時



(b) 必要能力設置時

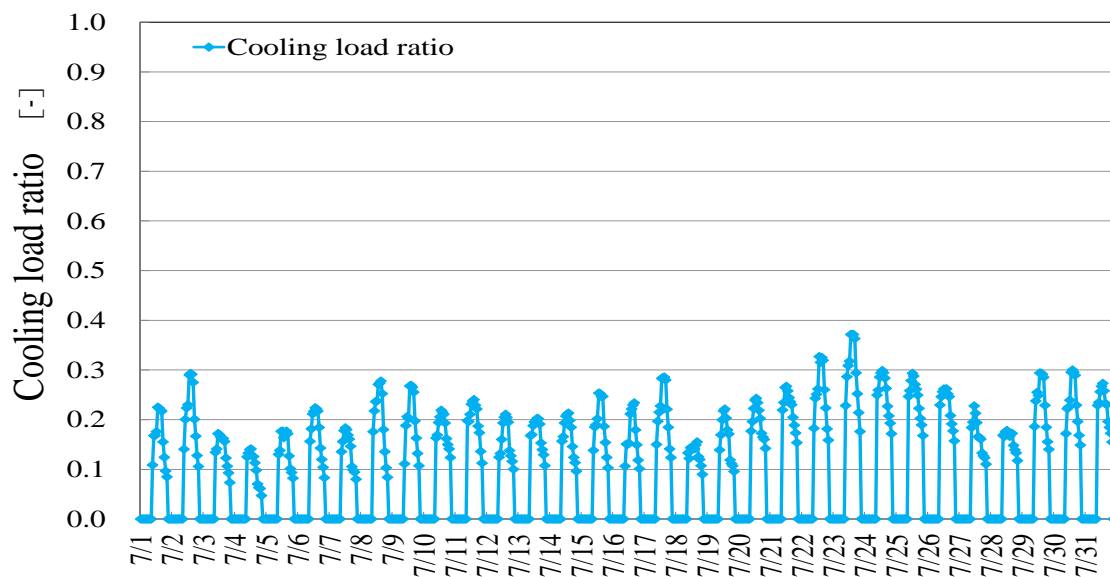
図 9.3 空調負荷率と外気温度の例

9.3 計算結果

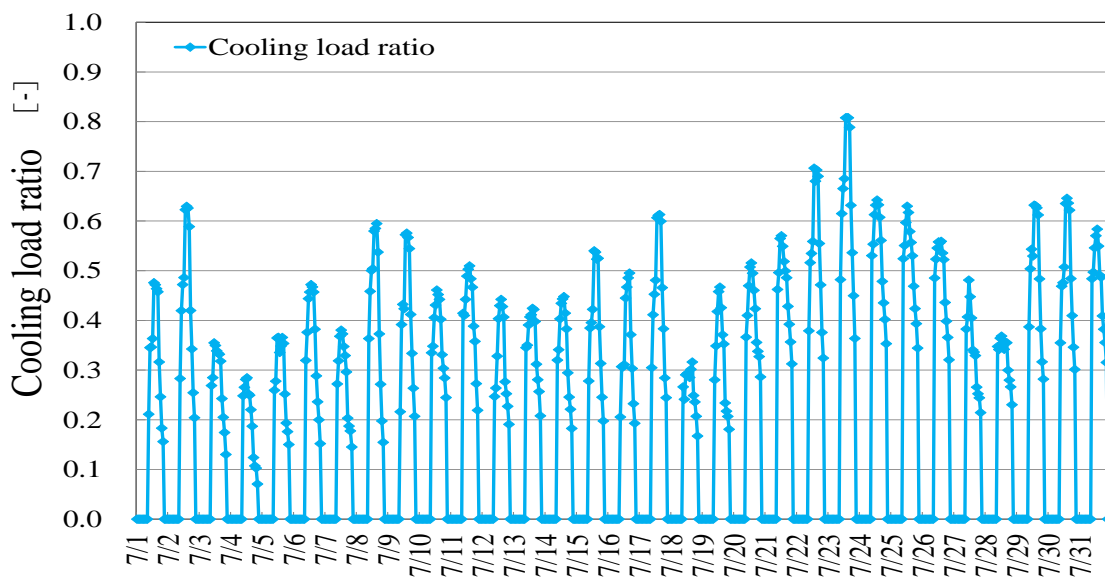
9.3.1 冷房期間の結果

冷房期間における1時間毎の空調負荷率の変化の一例として、LED照明の場合について7月における実際能力設置時の結果と必要能力設置時の結果を図9.4に示す。7月の最大空調負荷は23日13時～15時に現れており、その時間帯の空調負荷率は、実際能力の場合は39.0%、必要能力の場合は80.3%である。

7月のピーク日におけるA社製空調機の場合の1時間毎の空調消費電力の比較を図9.5に示す。同様にB社製空調機の場合を図9.6に示す。縦軸は単位床面積における1時間当たりの空調消費電力である。最大空調消費電力は最大空調負荷と同じ日時に出現し、蛍光灯をLEDに置き換えることにより、A社製空調機の場合に、最大空調消費電力は実際能力の場合は5.9%の削減に留まるが、必要能力の場合は9.5%削減される。一方、B社製空調機の場合、最大空調消費電力は実際能力の場合は4.6%の削減となるが、必要能力の場合は10.0%削減される¹⁾。このように、LED化による冷房負荷の低減量が同じであっても、空調機の消費電力量の削減量は、図9.1と図9.2に示したCOP特性と空調機の負荷率によって異なってくる事が分かる。

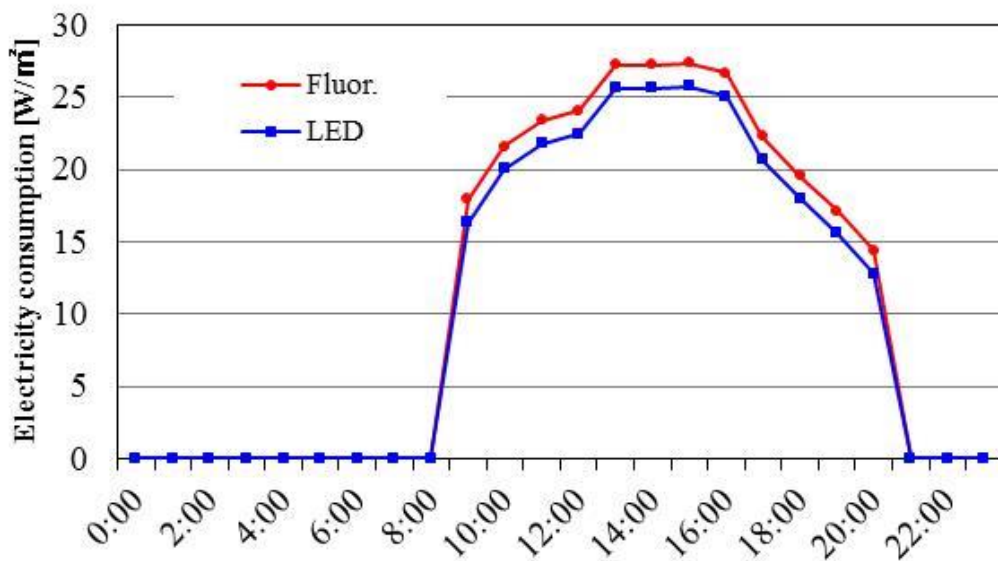


(a) 実際能力設置時

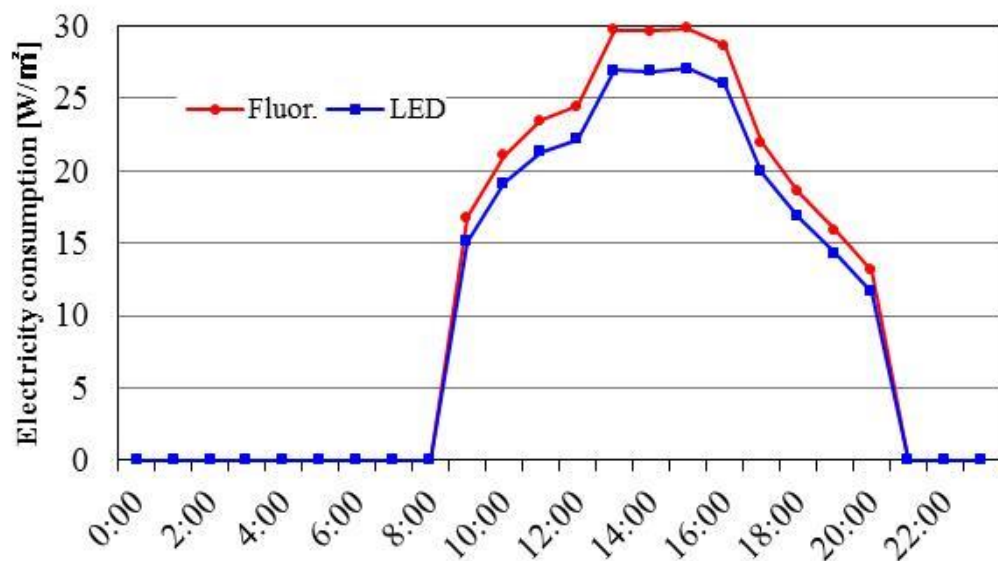


(b) 必要能力設置時

図 9.4 7月の空調負荷率

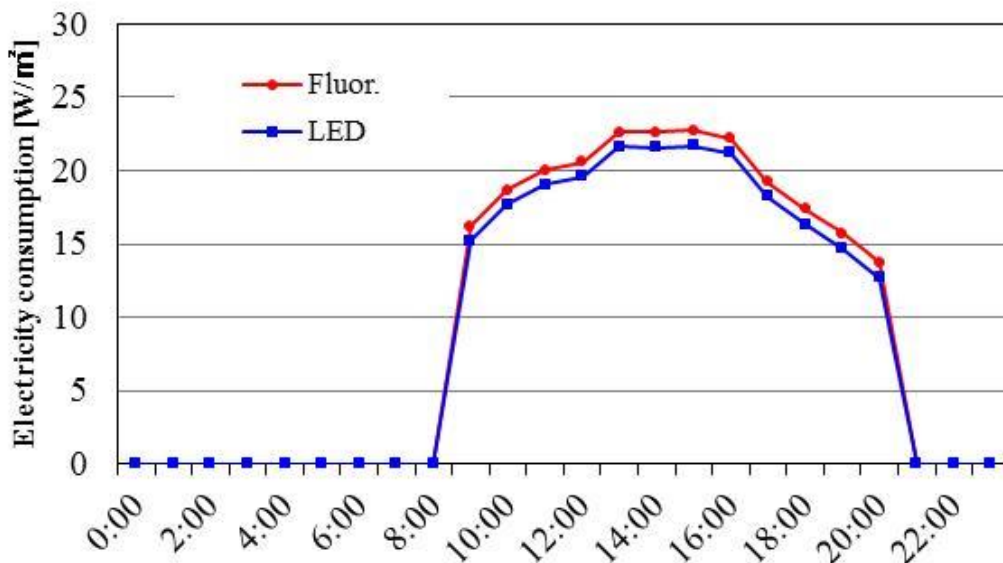


(a) 必要能力設置時

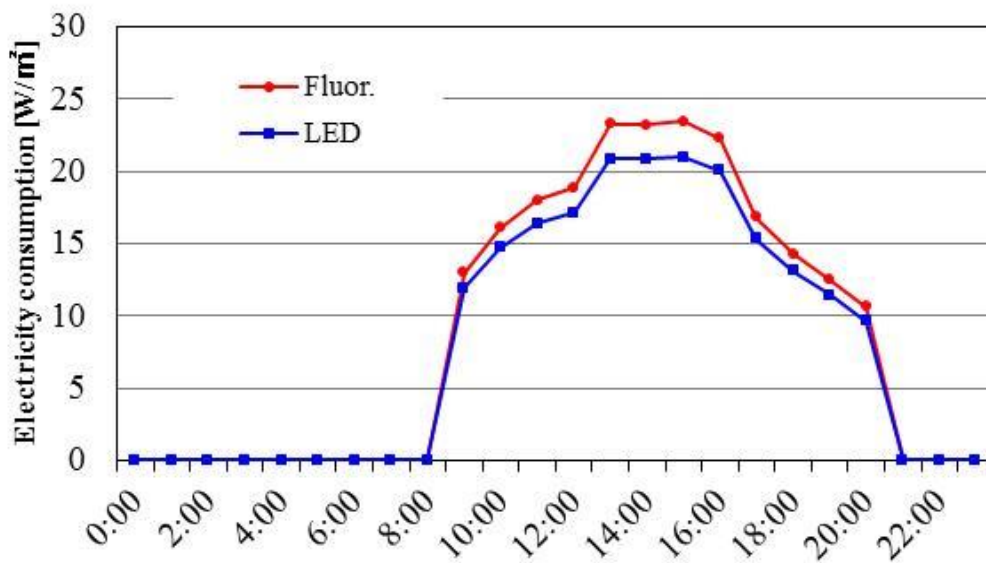


(b) 実際能力設置時

図 9.5 夏期ピーク発生日の空調消費電力量 (A 社製空調機)



(a) 実際能力設置時

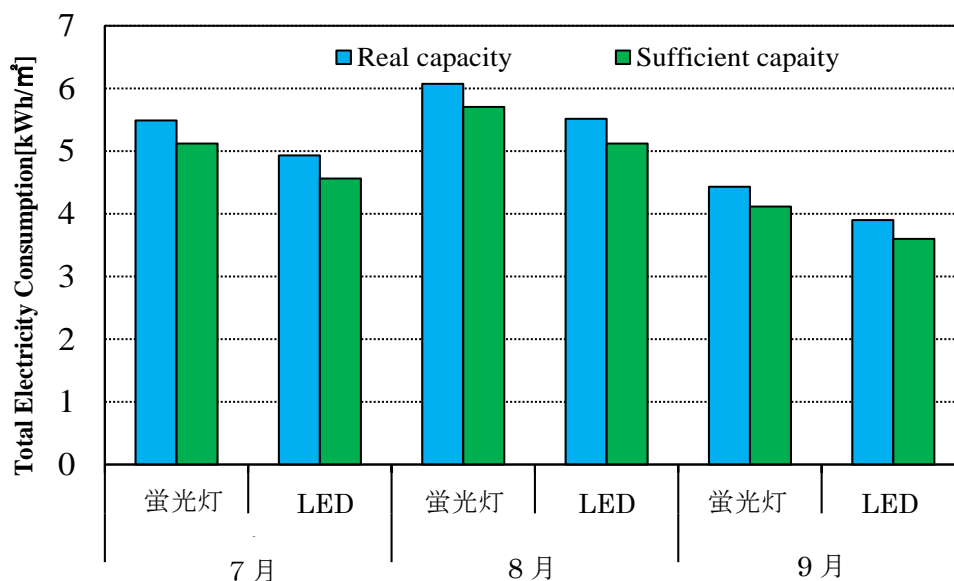


(b) 必要能力設置時

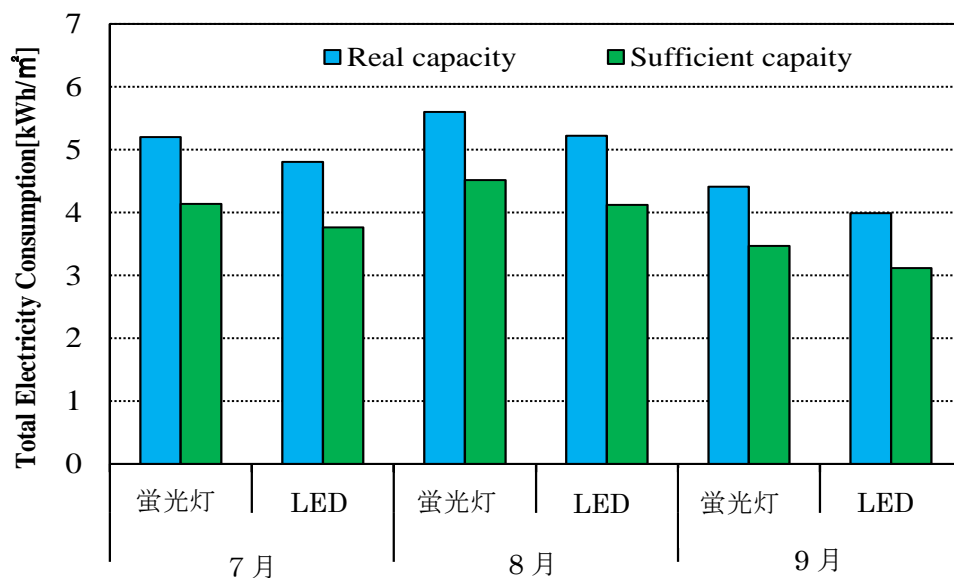
図 9.6 夏期ピーク発生日の空調消費電力量 (B社製空調機)

第9章 空調エネルギー消費量に及ぼすエアコンの COP 特性の影響

次に、図 9.7 と表 9.2 に 7～9 月の空調機の電力消費量の合計値とその削減割合を、A 社製と B 社製それぞれについて、実際能力の場合と必要能力の場合に分けて示す。蛍光灯を LED 照明にすることで照明の発熱量が減少するため、空調負荷は減少し空調消費電力量も減少する。LED 照明の場合の冷房期間の空調消費電力量は、A 社製の実際能力の場合(空調消費電力量 14.34[kWh/m²])を基準にすると、A 社製で必要能力とした場合は基準よりも 7.3%、B 社製で必要能力とした場合は基準よりも 23.3%それぞれ省エネルギーになる。一方、部分負荷性能は高いが、低負荷領域で性能が低下する特性を持つ B 社製で実際能力とした場合は、空調消費電力量は基準よりも 2.3%減少するに留まる。また、A 社製と B 社製それぞれの実際能力の場合と必要能力の場合を比較すると、A 社製の場合は、必要能力化により、7.3%省エネルギーとなるのに対し、B 社製の方は 21.5%の省エネルギーとなる。これらより、実行ある省エネルギーの推進のためには、単に部分負荷効率の優れた空調機種を選定するだけでなく、合わせて適正な設備容量とすることが重要であると言える。



(a) A社製空調機



(b) B社製空調機

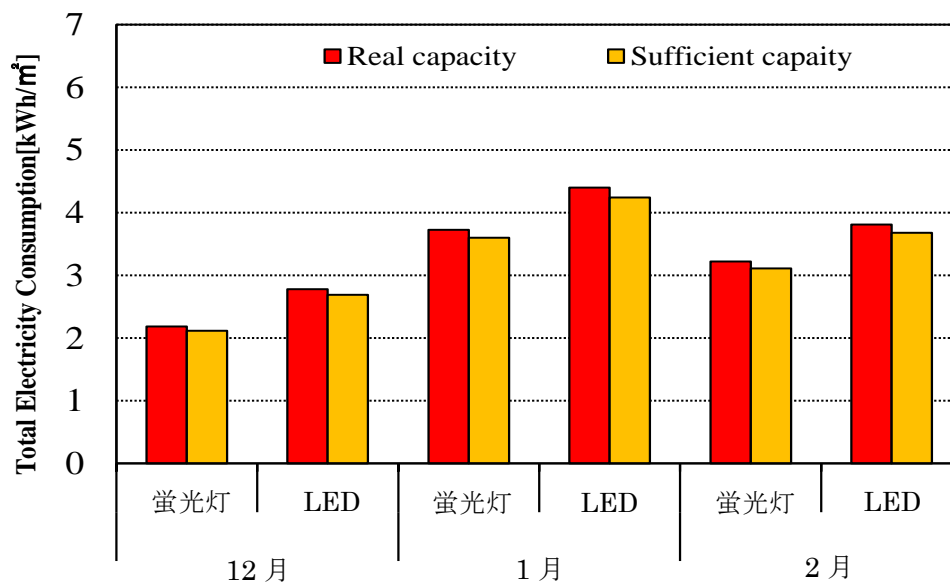
図 9.7 夏期3ヶ月間の空調機の電力消費量

表 9.2 夏期3ヶ月間の空調消費電力量比較

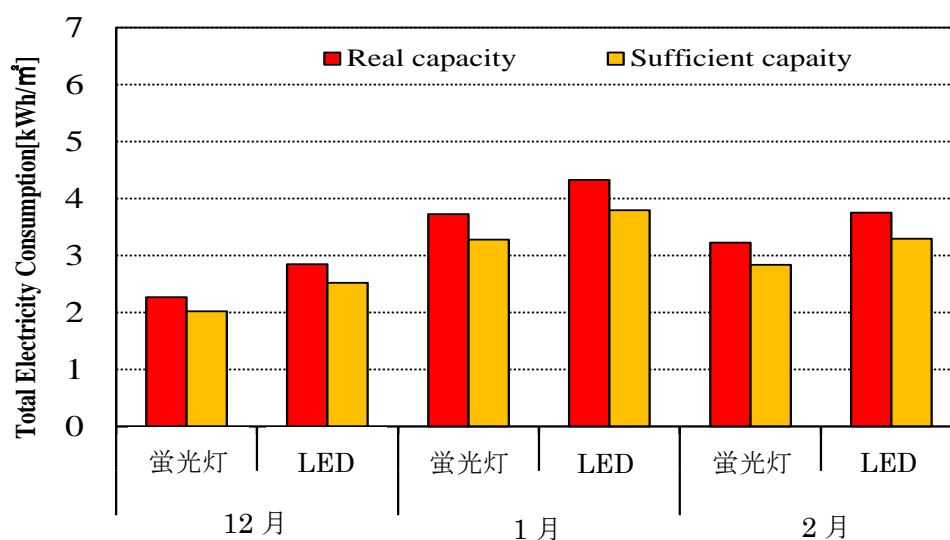
Manufacturer		July			August			September			Total		
		Fluor.	LED	Reduction ratio (%)	Fluor.	LED	Reduction ratio (%)	Fluor.	LED	Reduction ratio (%)	Fluor.	LED	Reduction ratio (%)
A	Real capacity	5.49	4.93	10.18	6.07	5.51	9.22	4.43	3.90	12.01	16.00	14.34	10.32
	Sufficient capacity	5.12	4.56	10.95	5.71	5.12	10.26	4.11	3.60	12.46	14.95	13.29	11.10
B	Real capacity	5.20	4.80	7.61	5.60	5.22	6.78	4.41	3.99	9.55	15.21	14.01	7.87
	Sufficient capacity	4.14	3.77	8.99	4.51	4.12	8.64	3.47	3.12	10.22	12.12	11.00	9.21

9.3.2 暖房期間の結果

冷房期間と同様に、図 9.8 と表 9.3 に 12～1 月の空調機の電力消費量の合計値とその増加割合を、A 社製と B 社製それぞれについて、実際能力の場合と必要能力の場合で比較して示す。蛍光灯を LED 照明にすることで照明の発熱量が減少するため、空調負荷は増加し空調消費電力量も増加する。LED 照明の場合の暖房期間の空調消費電力量は、A 社製の実際能力の場合（空調消費電力量 $10.99[\text{kWh}/\text{m}^2]$ ）を基準にすると、A 社製で必要能力とした場合は基準よりも 3.5%、B 社製で必要能力とした場合は基準よりも 12.6%それぞれ省エネルギーになる。また、B 社製で実際能力とした場合は、基準値との差はわずか 0.6%であり優位な省エネルギー効果は得られない。A 社製、B 社製共に暖房 COP は冷房 COP に比べて負荷率への依存性が小さくフラットな特性を有するため、空調設備容量の変化による空調電力消費量への影響は冷房時に比べて小さくなると考えられる。



(a) A社製空調機



(b) B社製空調機

図 9.8 冬期3ヶ月間の空調機の電力消費量

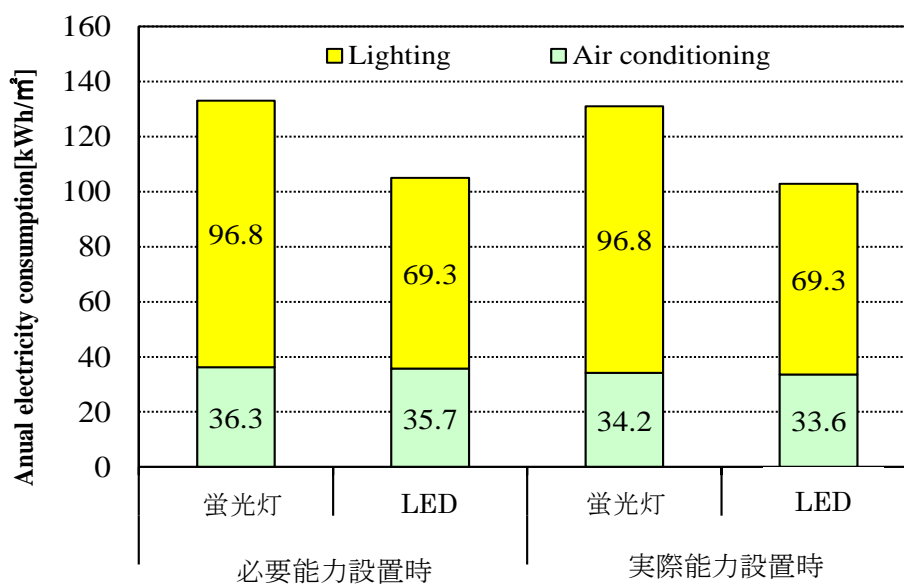
表 9.3 冬期3ヶ月間の空調消費電力量比較

Manufacturer		December			January			February			Total		
		Fluor.	LED	Increase ratio (%)	Fluor.	LED	Increase ratio (%)	Fluor.	LED	Increase ratio (%)	Fluor.	LED	Increase ratio (%)
A	Real capacity	2.18	2.78	27.40	3.73	4.40	18.02	3.22	3.81	18.34	9.13	10.99	20.37
	Sufficient capacity	2.12	2.69	27.04	3.60	4.25	17.81	3.11	3.68	18.13	8.83	10.61	20.14
B	Real capacity	2.27	2.85	25.49	3.73	4.32	15.99	3.23	3.75	16.38	9.22	10.92	18.46
	Sufficient capacity	2.02	2.52	24.70	3.28	3.79	15.72	2.84	3.30	16.13	8.13	9.61	18.09

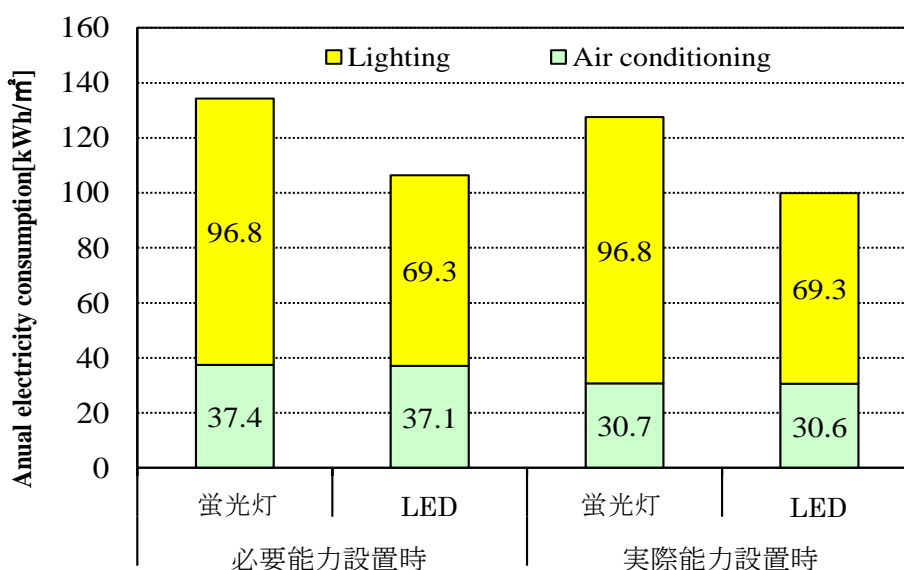
9.3.3 通年消費電力量の比較

図 9.9 と表 9.4 に照明と空調を合わせた通年消費電力量を示す。蛍光灯を LED 照明にすると、空調消費電力量は冷房期間で減少し、暖房期間で増加するため、通年では両者が相殺され影響が比較的小さくなる。具体的には、A 社製では実際能力を必要能力とすることで通年の空調消費電力量は 5.9%削減される。また、B 社製では必要能力化により、部分負荷 COP が高い領域における運転時間が多くなるため、通年の空調消費電力量は 17.5%の省エネルギーを図ることができる。

その一方で、照明の消費電力量は蛍光灯を LED 照明に変更することで空調機の機種や容量によらず一律に 96.8[kWh/m²]から 69.3[kWh/m²]と 28.4%減少し、また、通年の照明電力消費量は空調消費電力量の 2 倍以上であるため、照明器具を蛍光灯から LED に変更したことによる照明と空調を合わせた通年の消費電力量の削減効果の割合は、いずれの場合も約 21%となる。



(a) A社製空調機



(b) B社製空調機

図 9.9 照明と空調による通年消費電力量

表 9.4 照明と空調による通年消費電力量比較

Manufacturer		A				B			
Capacity of Air-conditioner	Electricity consumption	Fluor.	LED	Quantity of reduction	Reduction ratio (%)	Fluor.	LED	Quantity of reduction	Reduction ratio (%)
Real capacity	Lighting	96.8	69.3	27.5	28.4	96.8	69.3	27.5	28.4
	Air-conditioner	36.3	35.7	0.6	1.5	37.4	37.1	0.4	1.0
Sufficient capacity	Lighting	96.8	69.3	27.5	28.4	96.8	69.3	27.5	28.4
	Air-conditioner	34.2	33.6	0.6	1.6	30.7	30.6	0.1	0.4

9.4 結言

本章では、部分負荷特性の異なる2機種空調機それぞれにおいて、建物の空調設備能力を実際の店舗に導入されている値と最大冷房負荷に基づく必要十分な値に設定した場合について、家電量販店舗の照明を蛍光灯から LED に交換した場合を想定し、省エネルギー効果を検討した。主な結果を以下に述べる。

- (1) 最大空調消費電力は冷房時の最大空調負荷と同じ日時に出現し、蛍光灯を LED に置き換えることにより、A 社製空調機の場合に、最大空調消費電力は実際能力の場合は 5.9%の削減に留まるが、必要能力の場合は 9.5%削減されることが分かった。
- (2) B 社製空調機の場合、最大空調消費電力は実際能力の場合は 4.6%の削減となるが、必要能力の場合は 10.0%削減されることが分かった。
- (3) 上述の通り、LED 化による冷房負荷の低減量が同じであっても、空調機の消費電力量の削減量は、COP 特性と空調機の負荷率によって異なってくるということが分かった。
- (4) 暖房期間の空調消費電力量は、A 社製の実際能力の場合（空調消費電力量 10.99[kWh/m²]）を基準にすると、A 社製で必要能力とした場合は基準よりも 3.5%、B 社製で必要能力とした場合は基準よりも 12.6%それぞれ省エネルギーになることが分かった。
- (5) 暖房期間の空調消費電力量は、B 社製で実際能力とした場合は、基準値との差はわずか 0.6%であり優位な省エネルギー効果は得られないことが分かった。
- (6) 照明器具の変更による年間消費電力量の削減効果はいずれの場合も約 21%となるが、部分負荷効率の高い機種を選定し、空調設備容量を適正化することで空調消費電力をさらに 17%程度削減できる可能性があることが分かった。

9.5 省エネルギー推進のための提言

本章では、部分負荷特性の異なる2機種空調機それぞれにおいて、建物の空調設備能力を実際の店舗に導入されている値と最大冷房負荷に基づく必要十分な値に設定した場合について、家電量販店舗の照明を蛍光灯から LED に交換した場合を想定し、省エネルギー効果を検討した。その結果、空調機は部分負荷効率の高い機種を選定し、かつ、空調設備容量を適正化することで最も省エネルギーとなることがわかった。一方で、空調機に部分負荷効率の高い機種を選定し、空調設備容量が適正でない場合と、空調機に部分負荷効率の高くない機種を選定し、空調設備容量を適正化した場合を比較すると、前者よりも後者の方が空調エネルギー消費量は少なくなる結果を得た。このことは、空調機を単に部分負荷効率の高い機種にただけでは、必ずしも省エネルギーとはならないことを示唆している。前章でも述べた通り、LED 照明器具はここ数年で急速に高効率化が進んでいる。言い換えれば、照明器具を蛍光灯から LED 照明に変更することで、夏季と冬季のそれぞれの空調負荷への影響は、本研究での検討時よりもますます大きくなっている。したがって、空調の省エネルギーを図るためには、まずは、LED 照明を使った場合の空調負荷の正確な検討を行い、その後、部分負荷効率の高い機種を選定した上で、その空調負荷に応じた適切な容量で機器を設置することが実効ある省エネルギーの推進では重要となる。

第10章 空調エネルギー消費量に及ぼす所在地の影響

10.1 緒言

前章までは、建物の所在地を、空調負荷を実測した家電量販店舗のある名古屋市に設定して行った。一般に建物の空調負荷は外気温度によって変化するため、建物の所在地が変わった場合、空調負荷も変化し LED 照明による室内側放熱量の減少が空調機のエネルギー消費量に与える影響も変化する可能性がある。そこで本章では、家電量販店舗の所在地を寒冷地である仙台と、名古屋よりもさらに温暖な鹿児島に変更した場合について、LED 照明が店舗内の空調負荷とエネルギー消費量に及ぼす影響を検討した。

本章の前半では、BEST による空調負荷の計算結果について記述し、後半では、建物の所在地がエネルギー消費量の削減効果に及ぼす影響の検討結果を記述する。

10.2 空調負荷の計算条件

本章での検討に用いたモデル建物の仕様は、第 7 章の表 7.2 と同じである。建物の所在地は、前章までの名古屋に加えて、仙台および鹿児島とし、外気温度には各都市の拡張アメダスデータを用いた。建物の仕様は所在地によらず同一とした。

照明器具の仕様は表 7.3 と同じである。計算条件は、表 7.4 の Case1 と Case2 の天井吊り下げ型とした。この場合、照明からの放熱による空調負荷（照明負荷）は、照明の消費電力に等しいと置くことができる。

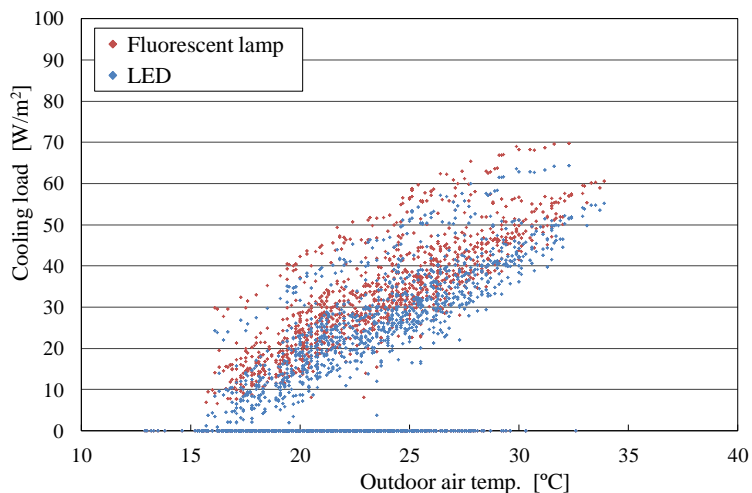
以上の条件において、1 年間の空調負荷を 1 時間間隔で計算し、店舗の所在地と照明の違いが空調負荷に及ぼす影響を検討した。なお、実際の家電量販店舗で測定した空調負荷を外気温度に対して整理し、BEST による計算結果と比較したところ、低暖房負荷領域で若干差はあるものの定量的にも良く一致することを確認している¹⁾。

10.3 空調負荷の計算結果

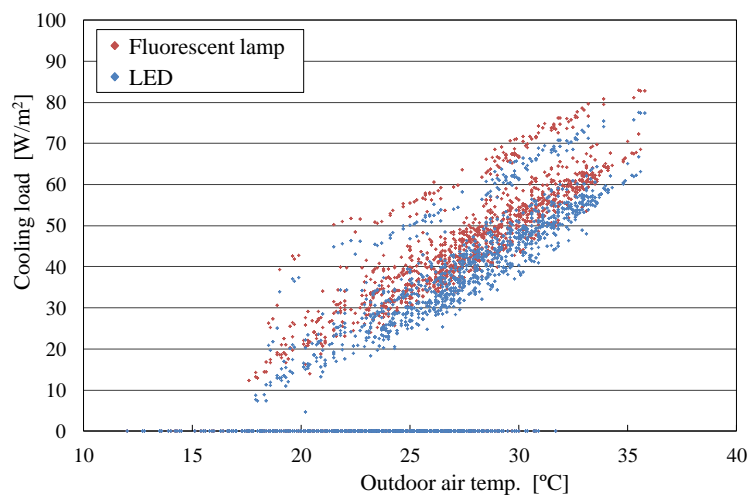
10.3.1 冷房負荷の計算結果

図 10.1 は、各都市の店舗で 1 年間に出現した 1 時間平均の単位床面積当たりの冷房負荷を外気温度に対して整理した結果であり、照明器具が蛍光灯の場合を赤で、LED の場合を青で示した。どの都市においても冷房負荷は外気温度にほぼ比例して増加しているが、仙台ではより低冷房負荷域にまで分布が認められる一方で、鹿児島では高負荷域に分布が集中しており、地域による差異が確認される。LED 照明を使用時の冷房負荷の発生状態は、蛍光灯を使用した場合と定性的に一致しているが、照明からの放熱が減少したため冷房負荷は蛍光灯の場合に比べて全般に小さくなっている。

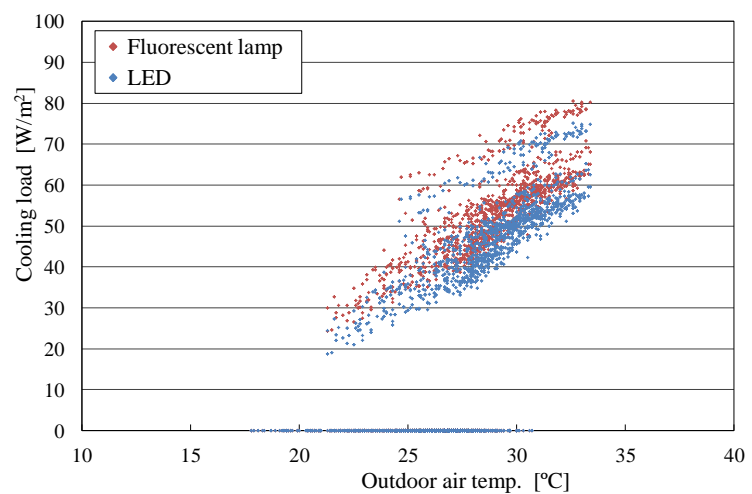
また、どの都市においても、照明の種類によらず同一外気温度に対してより高い冷房負荷を示す領域が認められる。この原因について説明するために、図 10.2 に LED を用いた店舗の代表的な休日における外気温度、冷房負荷、在室率の時間変化を示す。今回の計算では休日の午後に店舗への来客数が増加すると設定したため、休日の 13 時～16 時において人の在室率が増加し、その結果、冷房負荷も増大している。図 10.1 に認められる高冷房負荷領域は、このような休日の午後における冷房負荷の増大に対応すると考えられる。



(a) 仙台



(b) 名古屋



(c) 鹿児島

図 10.1 外気温度に対する冷房負荷の分布

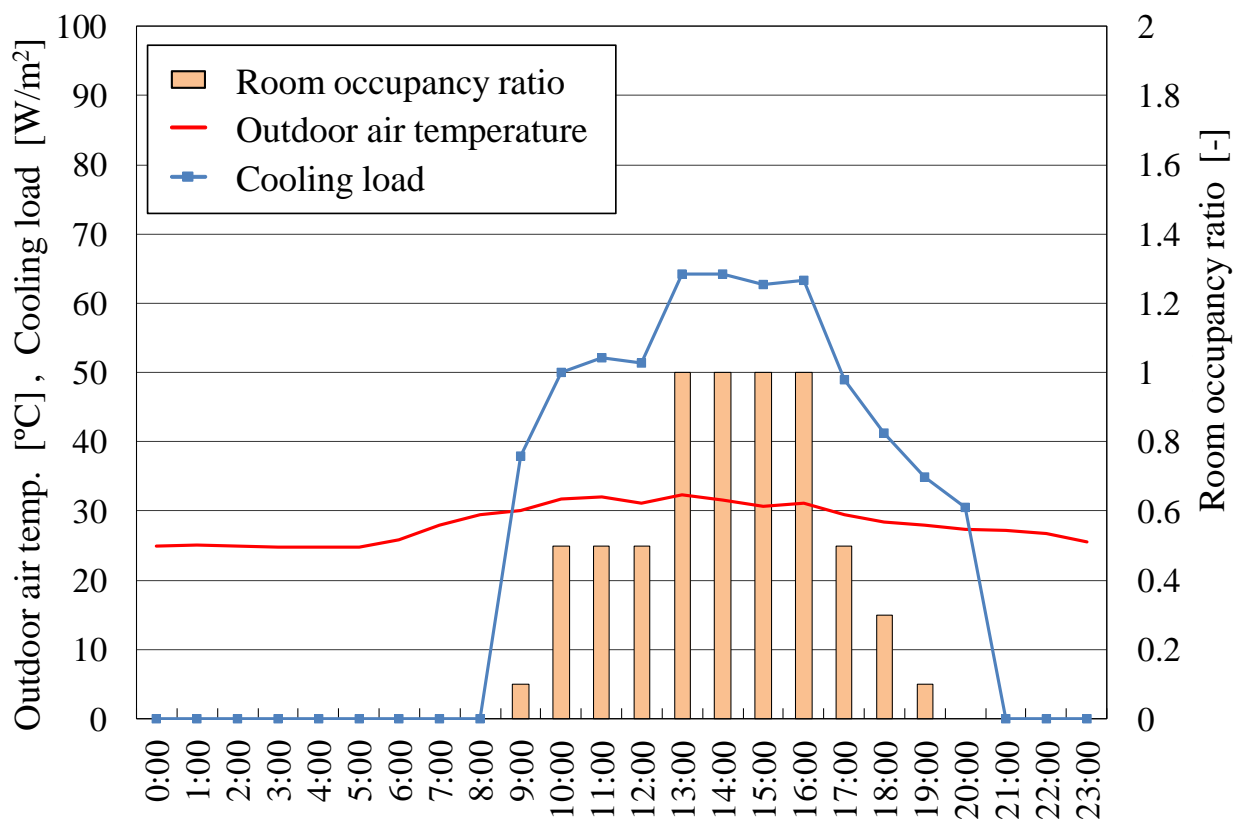


図 10.2 外気温度，冷房負荷，在室率の時間変化（休日，仙台）

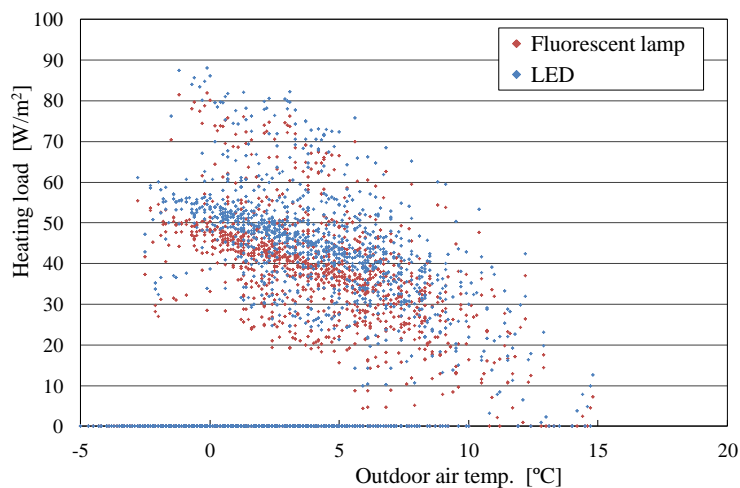
10.3.2 暖房負荷の計算結果

図 10.3 に暖房負荷の計算結果を示す。図 10.1 と同様に、蛍光灯照明における負荷を赤、LED における負荷を青で示した。冷房負荷の場合と同様に、暖房負荷も外気温度に対してほぼ線形的に変化しており、仙台では低外気温度の発生時間数が多い分、より高い暖房負荷が出現している。一方、鹿児島では外気温度が 5°C 以下になることは殆ど無く、暖房負荷も他の 2 都市に比べて低くなっている。都市間の差は、冷房負荷の場合よりも顕著に認められる。LED の場合は、蛍光灯を使用した場合に比べて暖房負荷が全般に増大している。

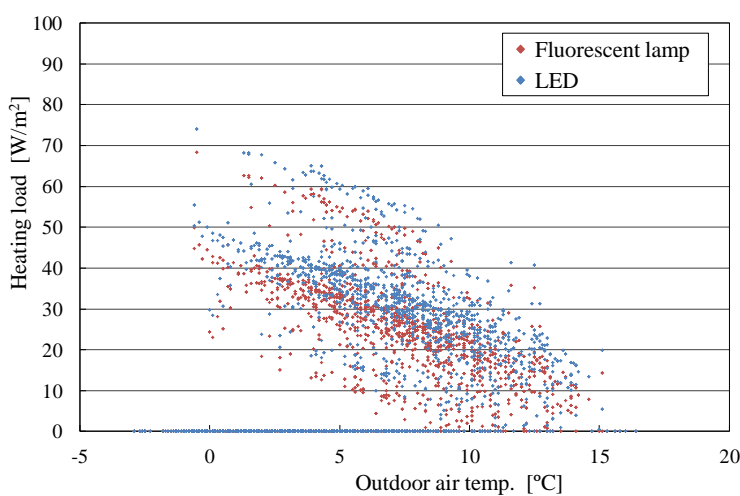
また、冷房負荷でも観察されたように、何れの結果にも同一外気温度に対してより大きな暖房負荷を示す領域が認められる。この発生原因について述べるために、暖房期間の代表的な 1 日における外気温度と暖房負荷の時間変化を図 10.4 に示す。この図から、1 日の最大暖房負荷は店舗の開店時刻に発生しており、その値は開店時間内の最低外気温度時における暖房負荷の 1.3 倍以上に達していることが分かる。図 10.3 の高暖房負荷領域はこの最大暖房負荷に対応している。こうした開店時の最大暖房負荷は、外気温度の下がる夜間に建物の温度が下がり、躯体に冷熱が蓄えられることに起因すると考えられる。

表 10.1 と表 10.2 に各都市における年間最大冷房負荷と最大暖房負荷を示す。仙台の最大冷房負荷は他の 2 都市に比べて 15% 程度低く、また照明器具を蛍光灯から LED に変更することにより、最大冷房負荷はどの都市でも 7%~8% 減少している。一方、最大暖房負荷には都市間の差が冷房負荷よりも顕著に現れ、鹿児島の最大暖房負荷は仙台の 60% 未満、名古屋の 70% 未満になっている。照明を LED にすることにより、最大暖房負荷は 7%~12% 増加し、増加割合は温暖地ほど大きくなっている。また、年間の最大空調負荷は、照明器具の種類によらず名古屋と鹿児島では夏期に、仙台では冬期に現れている。

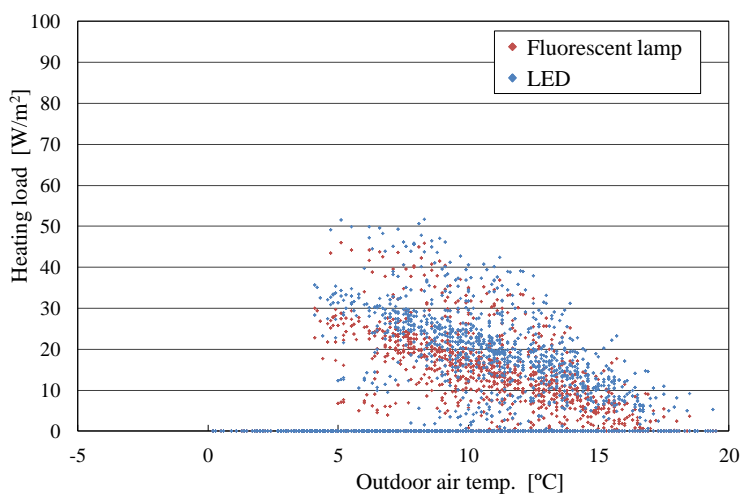
第 10 章 空調エネルギー消費量に及ぼす所在地の影響



(a) 仙台



(b) 名古屋



(c) 鹿児島

図 10.3 外気温度に対する暖房負荷の分布

第 10 章 空調エネルギー消費量に及ぼす所在地の影響

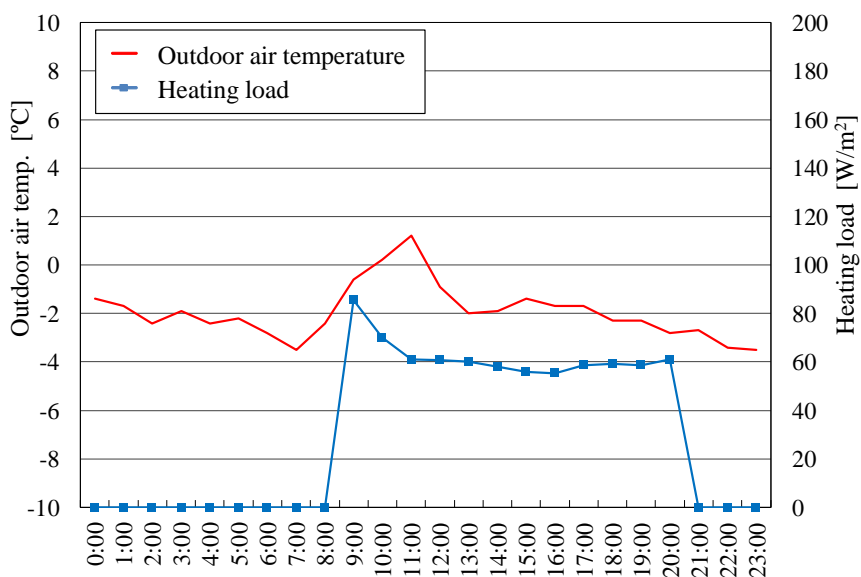


図 10.4 外気温度と暖房負荷の時間変化（仙台）

表 10.1 年間最大冷房負荷（単位床面積当たり）

都市	蛍光灯	LED
仙台	69.7 W/m ²	64.3 W/m ²
名古屋	82.9 W/m ²	77.5 W/m ²
鹿児島	80.5 W/m ²	75.1 W/m ²

表 10.2 年間最大暖房負荷（単位床面積当たり）

都市	蛍光灯	LED
仙台	81.9 W/m ²	88.0 W/m ²
名古屋	68.4 W/m ²	74.1 W/m ²
鹿児島	46.0 W/m ²	51.6 W/m ²

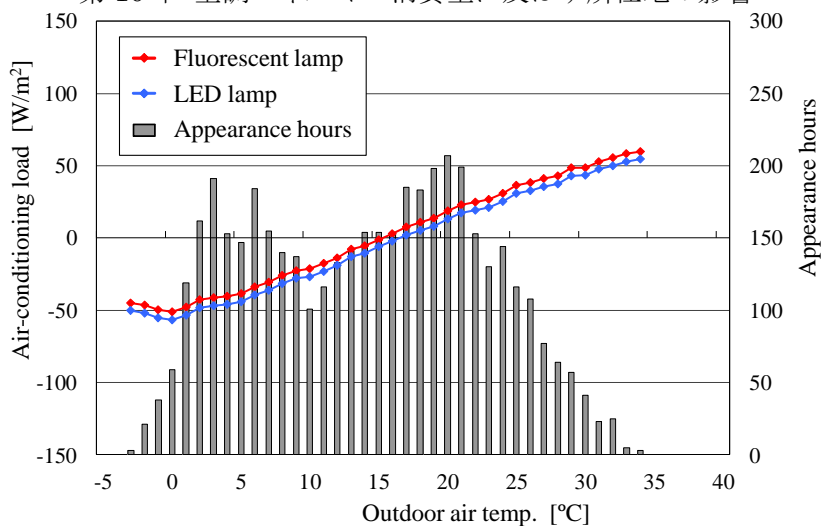
10.3.3 通年空調負荷

図 10.5 に 1 年間にわたる 1 時間毎の空調負荷を営業時間帯について抜粋し、外気温度 1℃ごとに平均化した結果を示す。図中の棒グラフは各外気温度帯の年間出現時間数であり、空調負荷は単位床面積当たりの値で表した。暖房負荷は負の値で示してある。いずれの計算条件においても空調負荷は外気温度に対して直線的に変化しており、その傾きは計算条件に関わらずほぼ一定である。照明を蛍光灯から LED に変更することにより、冷房負荷から暖房負荷に切り替わる外気温度は仙台で約 16℃から 17℃へ、名古屋では 16℃から 18℃へ、鹿児島では 17℃から 18℃へと高くなり、冷房負荷が減少している。

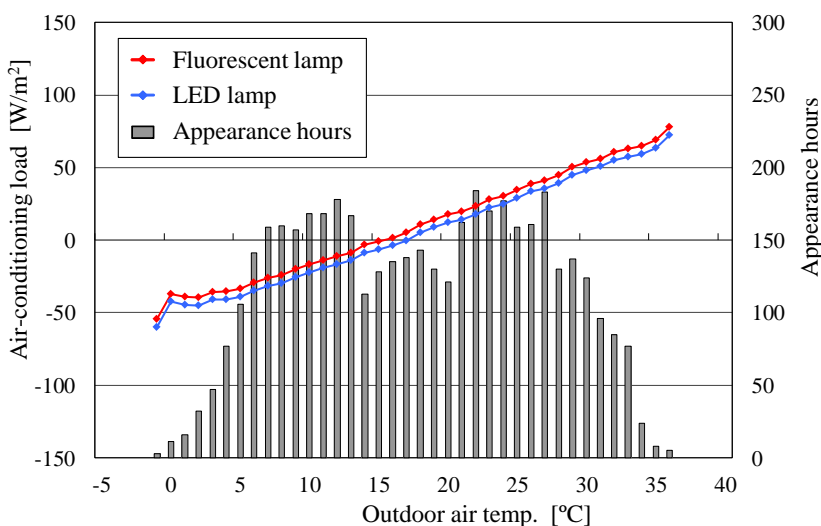
次に、各条件において求めた通年冷房負荷と通年暖房負荷を図 10.6 に示す。図中の数字は単位床面積当たりの通年負荷である。仙台では蛍光灯を用いた場合でも通年暖房負荷は通年冷房負荷の約 1.3 倍であるが、LED の場合には約 2 倍に増加している。名古屋と鹿児島では、何れの照明でも通年冷房負荷が通年暖房負荷を上回っているが、蛍光灯から LED に変更することによりその比率は名古屋では 2.3 倍から 1.5 倍に、鹿児島では 6.5 倍から 3.6 倍に減少している。表 10.3 に、照明を蛍光灯から LED に変更した場合の空調負荷の増減を都市ごとに示す。LED による冷房負荷の低減効果は温暖地ほど大きく、また暖房負荷の増加は寒冷地ほど顕著になっている。

表 10.4 は各都市における通年空調負荷である。照明を蛍光灯から LED にすることにより、仙台では通年空調負荷が僅かに増加しているが、鹿児島では約 6%の有意な減少が認められる。すなわち、温暖地では、照明の LED 化により通年空調負荷の低減が可能になる。

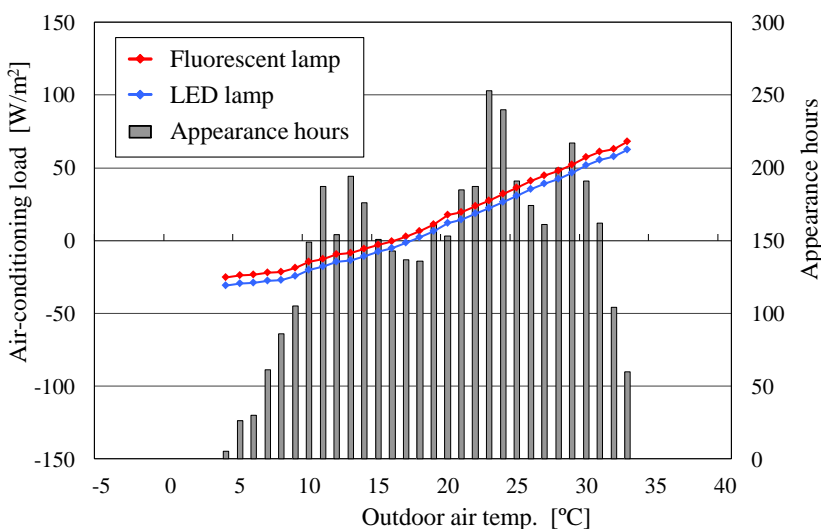
第 10 章 空調エネルギー消費量に及ぼす所在地の影響



(a) 仙台



(b) 名古屋



(c) 鹿児島

図 10.5 1 $^{\circ}\text{C}$ 毎の平均空調負荷と外気温の関係

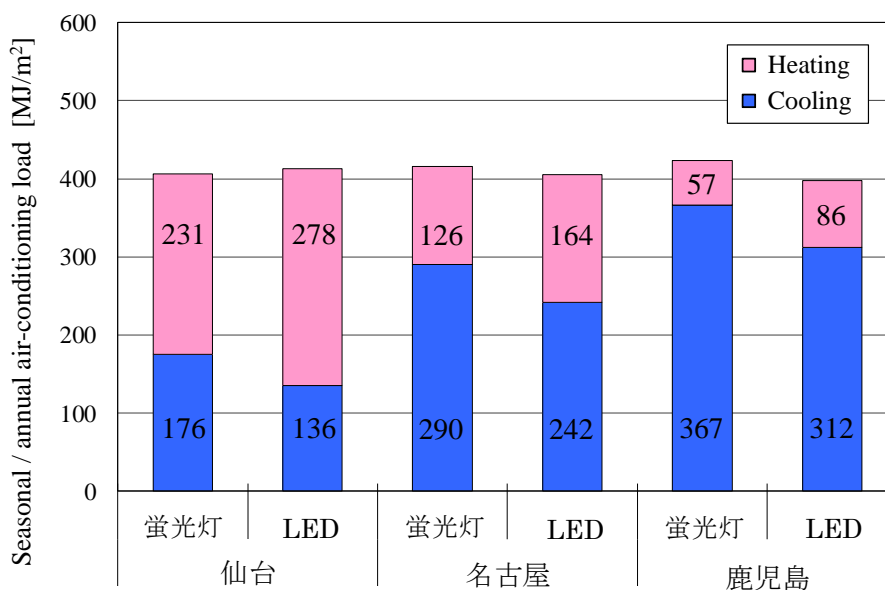


図 10.6 通年冷房負荷と通年暖房負荷

表 10.3 LED 化による空調負荷の増減 (単位床面積当たり)

都市	冷房負荷	暖房負荷
仙台	-40 MJ/m ²	+47 MJ/m ²
名古屋	-48 MJ/m ²	+38 MJ/m ²
鹿児島	-55 MJ/m ²	+29 MJ/m ²

表 10.4 通年空調負荷 (単位床面積当たり)

都市	蛍光灯	LED
仙台	407 MJ/m ²	414 MJ/m ²
名古屋	416 MJ/m ²	406 MJ/m ²
鹿児島	424 MJ/m ²	398 MJ/m ²

10.4 空調エネルギー消費量の計算条件

本章では、前章と同様に 1 時間毎の空調負荷とエアコンの COP 特性を組み合わせることで、空調消費電力を算出した。エアコンの COP 特性には、前章での検討に用いた A 社製空調機を用いた。なお、本章において、空調機の設備容量は、第 8 章で定義した「実際能力」を用いた。

10.5 空調エネルギー消費量の計算結果

10.5.1 冷房期間の結果

図 10.7 は、夏期のピークを記録した日を含む 1 ヶ月間における単位床面積当たりの空調消費電力の一例（8 月の鹿児島）であり、照明器具が蛍光灯の場合（赤）と LED の場合（青）について 1 時間毎の変化を示す。

図 10.8 は、各都市で夏期のピーク消費電力を記録した日における単位床面積当たりの空調消費電力である。各都市の夏期における空調消費電力のピーク発生日は外気温度の発生日時の違いにより異なっているが、ピーク負荷は 3 都市ともに外気温度が最も高くなる 13～14 時に発生している。いずれの場合も、照明器具を蛍光灯から LED に交換することにより冷房負荷が減少した結果²⁾、ピーク時間の空調消費電力は、各都市で 1.5～1.7W/m²減少している。

図 10.9 は、同様に夏期のピーク消費電力を記録した日の 1 時間毎の照明と空調の合計の消費電力の一例（8 月の鹿児島）を示す。また、表 10.5 にピーク発生時間の消費電力の 3 都市比較を示す。照明器具を蛍光灯から LED に交換することによって、冷房期間においては、照明の消費電力の減少分 5.5W/m²に、空調の消費電力減少分が加算され、ピーク消費電力の削減効果が大きくなる。

次に、冷房期間 3 ヶ月間の照明および空調の単位床面積当たりの消費電力量を図 10.10 と表 10.6 に示す。ここで、照明による消費電力量は 3 都市とも同じである。照明を蛍光灯から LED に取り換えることによる空調消費電力量の削減量は 3 都市とも約 1.6kWh/m²と同等であるが、削減割合は仙台 15.1%、名古屋 10.6%、鹿児島 8.7%であり、外気温度が低く冷房消費電力量が少ない都市ほど削減割合は大きくなった。また、いずれの都市においても LED による照明の消費電力削減量は 6.9kWh/m²であり、空調の消費電力量の削減量の 4 倍以上に達するため、冷房期間の店舗全体の消費電力量の削減率は、仙台 24.4%、名古屋 21.3%、鹿児島 20.1%となった⁴⁾。

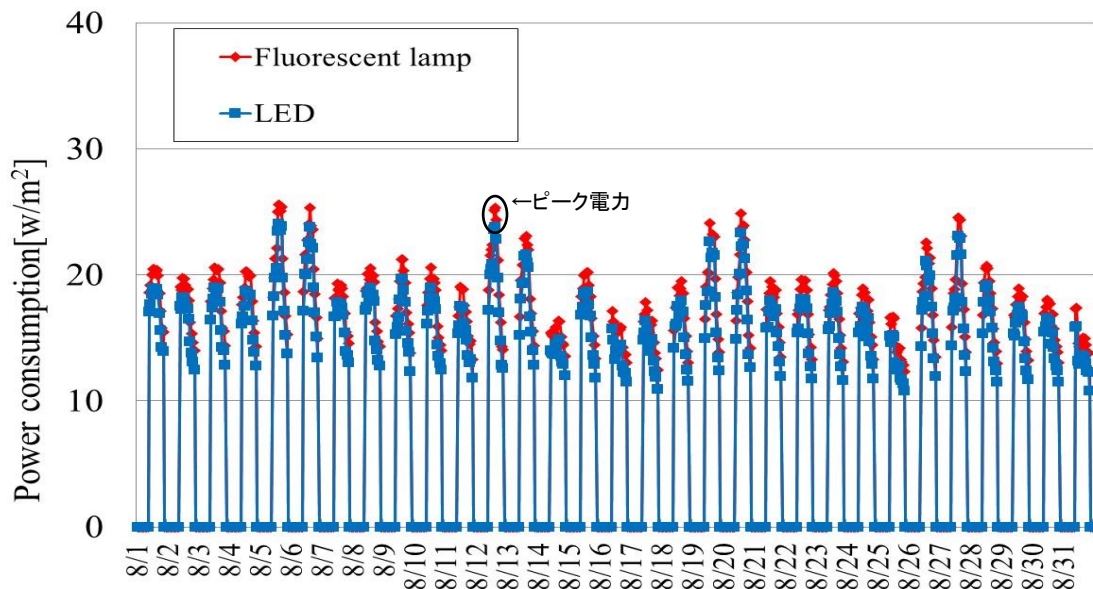
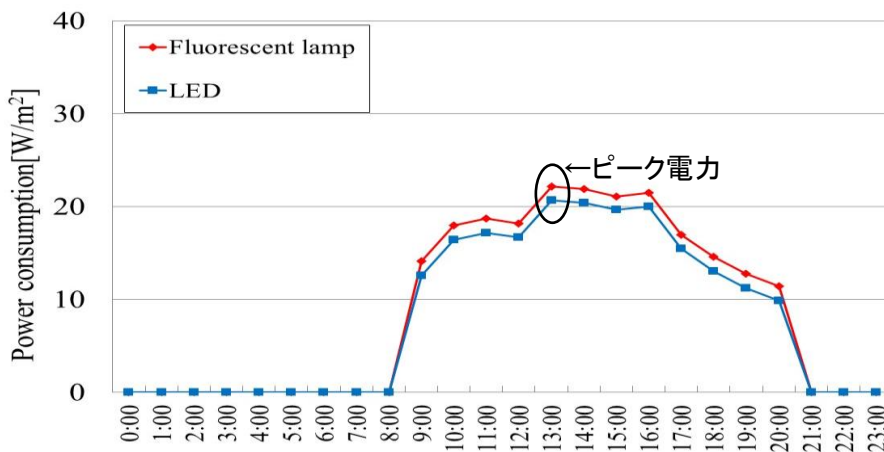
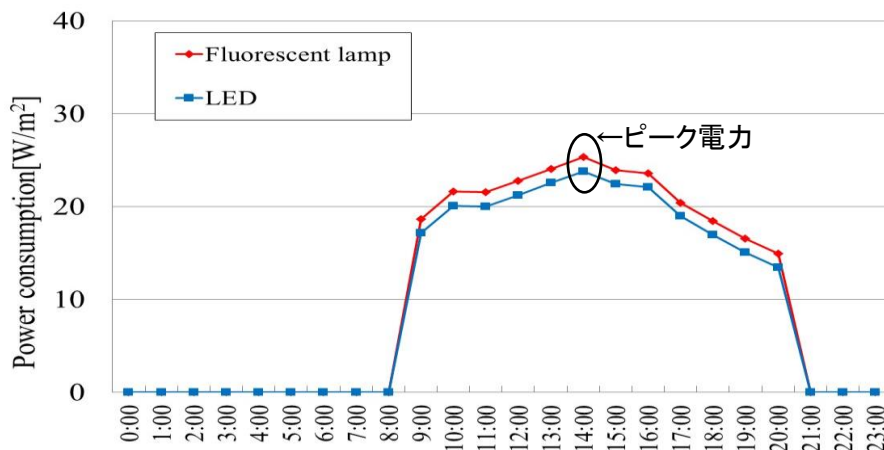


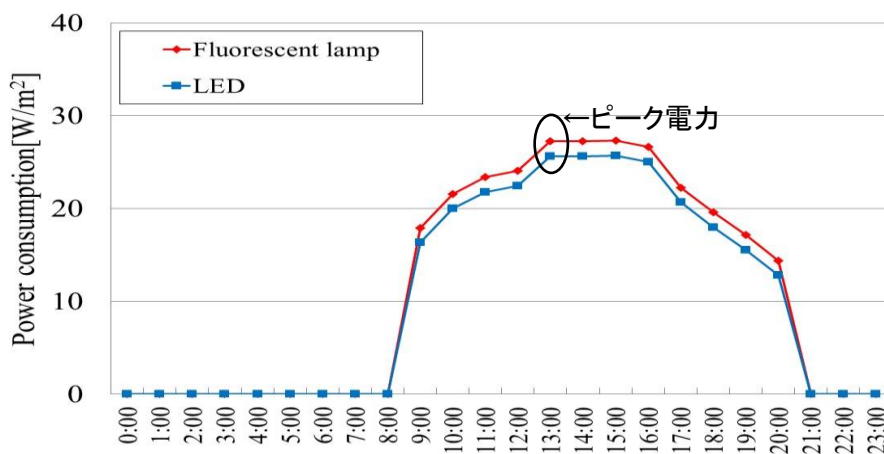
図 10.7 夏期の月間空調消費電力の計算例



(a) 仙台 (7月29日)



(b) 名古屋 (7月23日)



(c) 鹿児島 (8月5日)

図 10.8 夏期ピーク発生日の空調消費電力

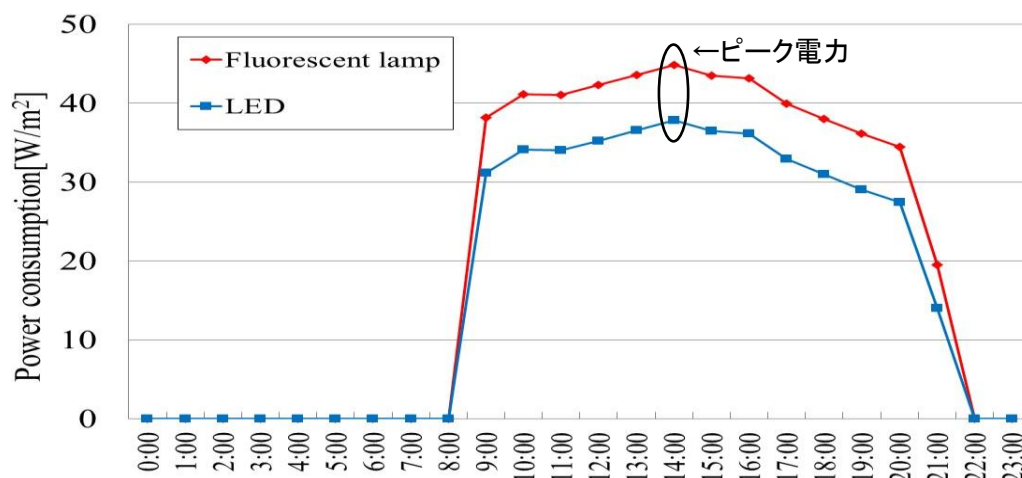


図 10.9 夏期ピーク発生日の照明と空調の消費電力例

表 10.5 夏期ピーク発生日の消費電力の 3 都市比較

所在地		仙台		名古屋		鹿児島	
照明種類		蛍光灯	LED	蛍光灯	LED	蛍光灯	LED
空調	消費電力 [W/m²]	22.2	20.7	27.3	25.6	25.3	23.8
	削減率 [%]	6.8		6.2		5.9	
照明	消費電力 [W/m²]	19.5	14.0	19.5	14.0	19.5	14.0
	削減率 [%]	28.2		28.2		28.2	
合計	消費電力 [W/m²]	41.7	34.7	46.8	39.6	44.9	37.8
	削減率 [%]	16.8		15.4		15.8	

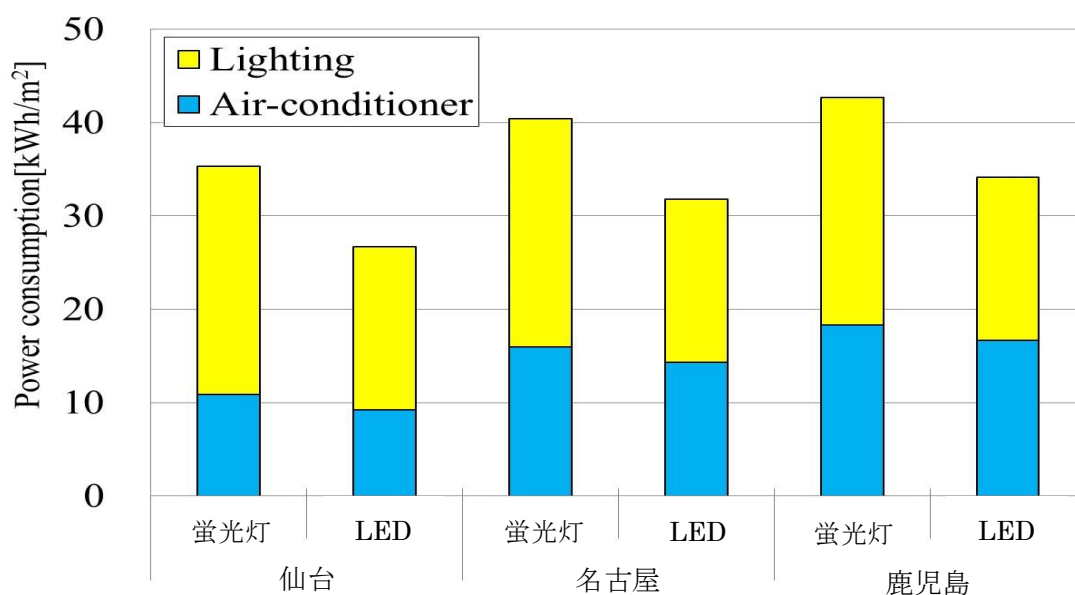


図 10.10 冷房期間 3 ヶ月間の消費電力量の 3 都市比較

表 10.6 冷房期間 3 ヶ月間の消費電力量の 3 都市比較

所在地		仙台		名古屋		鹿児島	
照明種類		蛍光灯	LED	蛍光灯	LED	蛍光灯	LED
空調	消費電力量 [kWh/m²]	10.9	9.25	16.0	14.3	18.3	16.7
	削減率 [%]	15.1		10.6		8.7	
照明	消費電力量 [kWh/m²]	24.4	17.5	24.4	17.5	24.4	17.5
	削減率 [%]	28.3		28.3		28.4	
合計	消費電力量 [kWh/m²]	35.3	26.7	40.4	31.8	42.7	34.1
	削減率 [%]	24.4		21.3		20.1	

10.5.2 暖房期間の結果

図 10.11 は、冬期のピーク消費電力を記録した日を含む 1 ヶ月間の単位床面積当たりの空調消費電力の一例（1月の仙台）であり、照明器具が蛍光灯の場合（赤）と LED の場合（青）について 1 時間毎の変化を示す。

図 10.12 は、冬期のピーク消費電力を記録した日の単位床面積当たりの空調消費電力であり、照明器具が蛍光灯の場合と LED の場合について示した。空調消費電力のピークは、3 都市とも朝、空調を稼働した店舗開店時に発生する。図 10.8 との比較から分かるように、温暖地であり冬期においても低外気温が発生しない鹿児島では、何れの照明を用いた場合も、年間の空調消費電力のピーク値は夏期に発生する。一方で、寒冷地の仙台では、何れの照明を用いた場合も、空調消費電力のピークは冬期に現れる。

図 10.13 は、冬期のピーク消費電力を記録した日の 1 時間毎の照明と空調の合計の消費電力の一例（1月の仙台）を示す。また、表 10.7 にピーク発生時間の消費電力の 3 都市比較を示す。照明器具を蛍光灯から LED に交換することにより、暖房負荷が増加し¹⁾、空調消費電力も増加するが、寒冷地であっても照明の消費電力の減少分 $5.5\text{W}/\text{m}^2$ の方が大きいので、照明と空調の合計のピーク消費電力は 3 都市とも削減となる。ただし、削減率は、外気温度が低い仙台、名古屋、鹿児島順に小さくなっている。

次に、暖房期間 3 ヶ月間の単位床面積当たりの照明および空調の消費電力量の比較を図 10.14 と表 10.8 に示す。照明器具を蛍光灯から LED に取り換えた場合の照明消費電力量の削減量は、3 都市とも同じ $6.8\text{kWh}/\text{m}^2$ である。蛍光灯を LED に取り換えた場合の空調消費電力量の増加量は、仙台 $2.1\text{kWh}/\text{m}^2$ 、名古屋で $1.9\text{kWh}/\text{m}^2$ 、鹿児島 $1.5\text{kWh}/\text{m}^2$ となり、暖房負荷量に応じて寒冷地ほど増加量も多くなる結果となった。しかし、何れも照明の消費電力量の削減量の方が空調の消費電力量の増加量よりも 3 倍以上大きいので、暖房期間の店舗全体の消費電力量は削減され、削減率は仙台 11.8%、名古屋 14.8%、鹿児島 18.9% となり、外気温度が低く暖房消費電力量が多い都市ほど削減割合は小さくなる結果となった⁴⁾。

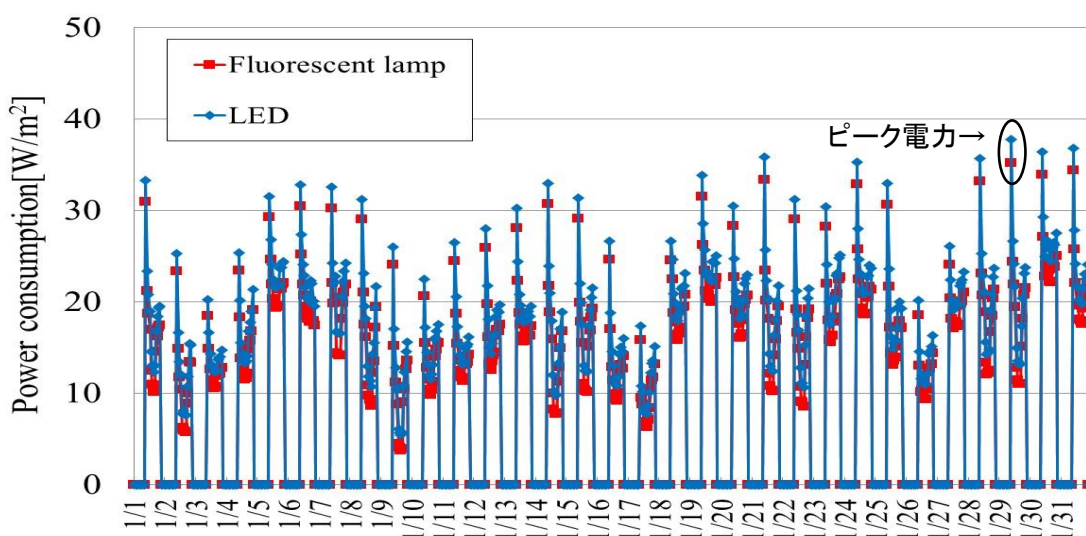
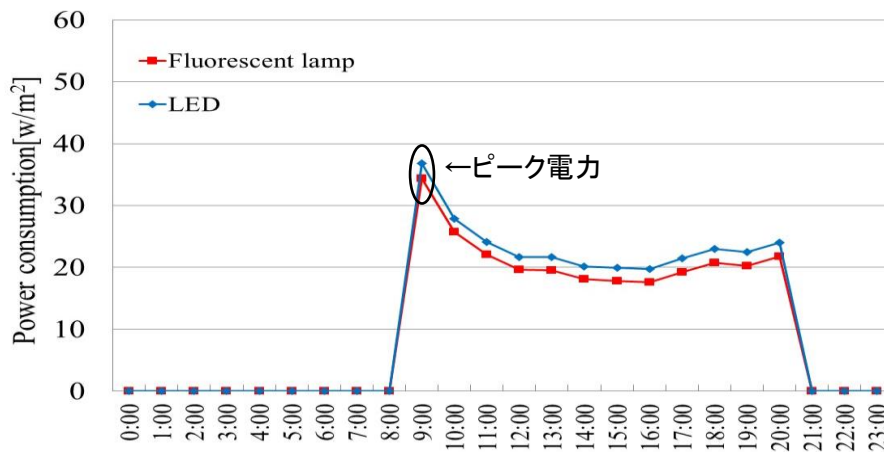
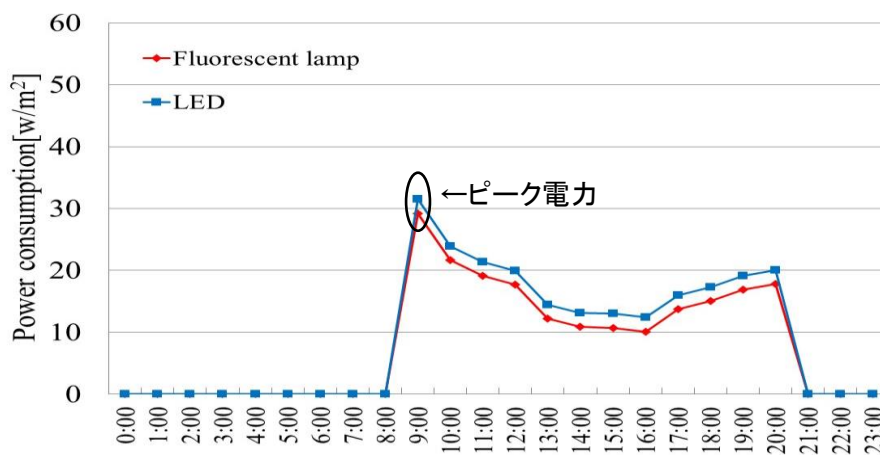


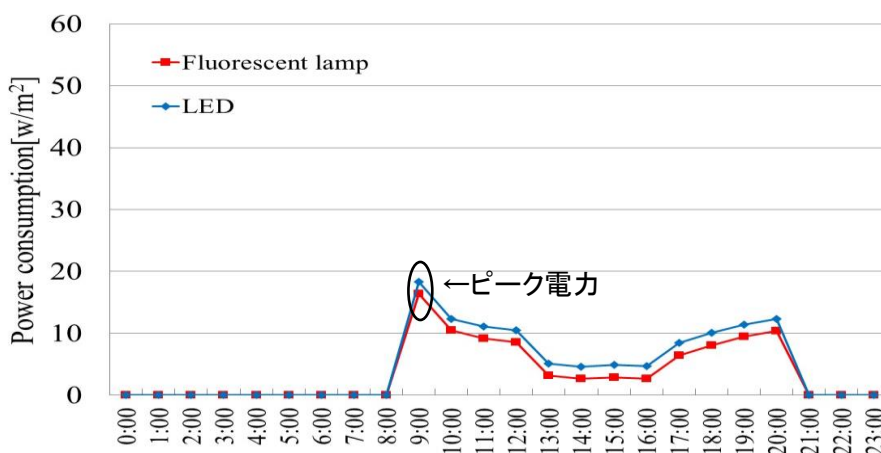
図 10.11 冬期の月間空調消費電力の計算例



(a) 仙台 (1月29日)



(b) 名古屋 (1月9日)



(c) 鹿児島 (1月9日)

図 10.12 冬期ピーク発生日の空調消費電力

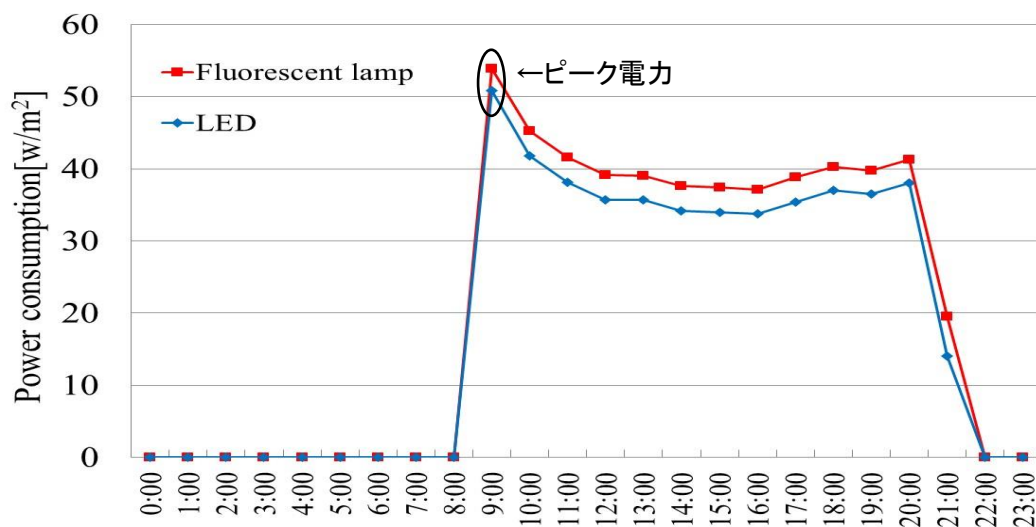


図 10.13 冬期ピーク発生日の照明と空調の消費電力例

表 10.7 冬期ピーク発生日の消費電力の 3 都市比較

所在地		仙台		名古屋		鹿児島	
		蛍光灯	LED	蛍光灯	LED	蛍光灯	LED
空調	消費電力 [W/m²]	34.3	36.8	29.2	31.5	16.4	18.3
	増加率 [%]	7.3		7.9		11.6	
照明	消費電力 [W/m²]	19.5	14.0	19.5	14.0	19.5	14.0
	削減率 [%]	28.2		28.2		28.2	
合計	消費電力 [W/m²]	53.9	50.8	48.7	45.5	35.9	32.3
	削減率 [%]	5.8		6.6		10.0	

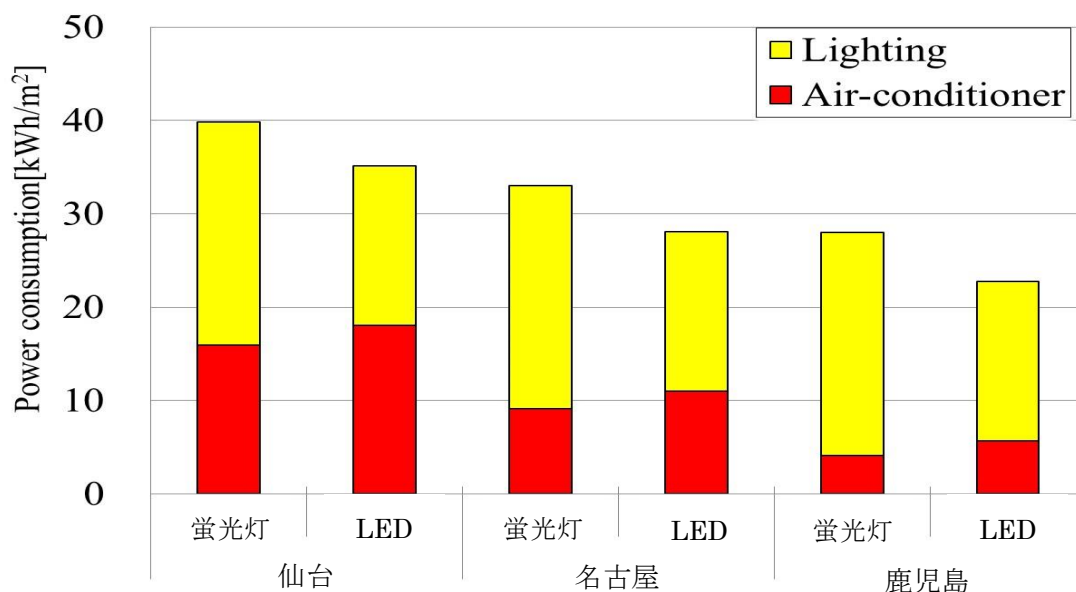


図 10.14 暖房期間 3 ヶ月間の消費電力量の 3 都市比較

表 10.8 暖房期間 3 ヶ月間の消費電力量の 3 都市比較

所在地		仙台		名古屋		鹿児島	
照明種類		蛍光灯	LED	蛍光灯	LED	蛍光灯	LED
空調	消費電力量 [kWh/m ²]	15.9	18.0	9.1	11.0	4.1	5.7
	増加率 [%]	13.3		20.4		36.5	
照明	消費電力量 [kWh/m ²]	23.9	17.1	23.9	17.1	23.9	17.1
	削減率 [%]	28.5		28.5		28.5	
合計	消費電力量 [kWh/m ²]	39.8	35.1	33.0	28.1	28.0	22.7
	削減率 [%]	11.8		14.8		18.9	

10.5.3 通年消費電力量の比較

図 10.15 と表 10.9 に 3 都市の照明と空調による店舗全体の単位床面積当たりの通年消費電力量の比較を示す。照明器具を蛍光灯から LED に取り換えた場合の照明の消費電力量の削減量は、3 都市とも 27.5 kWh/m² である。

空調消費電力量は、冷房の割合が多く暖房の割合が少ない温暖地の鹿児島で削減量、削減率とも大きくなり、店舗全体では 22.2%の省エネルギーとなる。一方、暖房の割合が多く、冷房の割合が少ない寒冷地の仙台では、蛍光灯を LED に取り換えると空調消費電力量は取り換え前よりも増加することがわかった。しかし、仙台での空調消費電力量の増加量は、LED 化による照明消費電力量の削減量と比べて 25 分の 1 と少ないため、店舗全体では 19.7%の省エネルギーとなる⁴⁾。

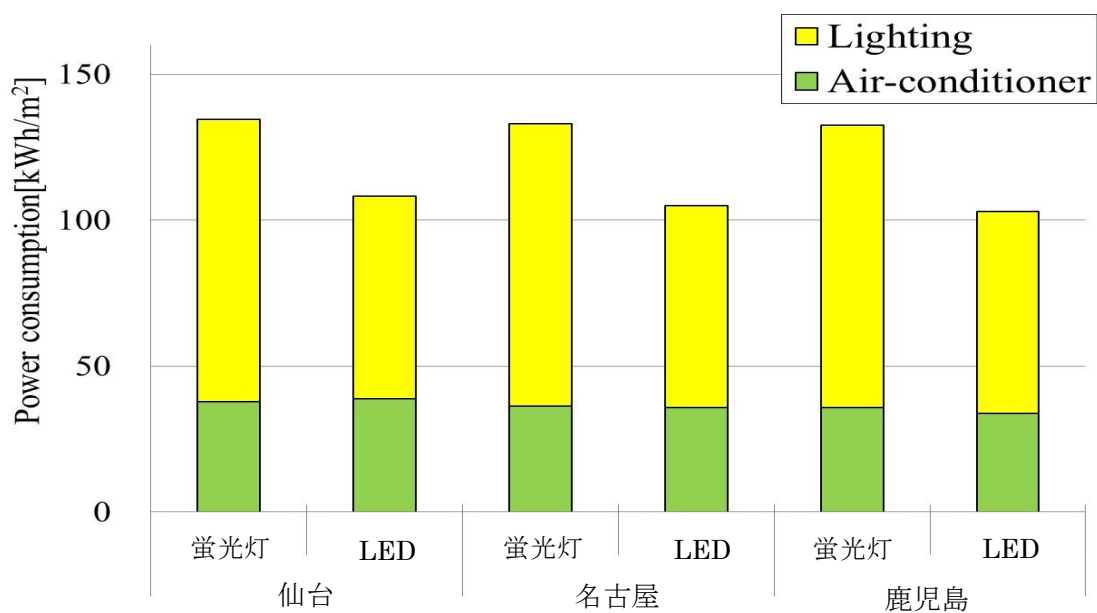


図 10.15 通年消費電力量の 3 都市比較

表 10.9 通年消費電力量の 3 都市比較

所在地		仙台		名古屋		鹿児島	
照明種類		蛍光灯	LED	蛍光灯	LED	蛍光灯	LED
空調	消費電力量 [kWh/m ²]	37.8	38.9	36.3	35.7	35.8	33.8
	増減率 [%]	+2.9		-1.7		-5.6	
照明	消費電力量 [kWh/m ²]	96.8	69.3	96.8	69.3	96.8	69.3
	削減率 [%]	28.4		28.4		28.4	
合計	消費電力量 [kWh/m ²]	134.7	108.2	133.1	105.0	132.6	103.1
	削減率 [%]	19.7		21.1		22.2	

10.6 結言

本章では、従来型照明器具が設置された店舗の照明を LED 照明器具に交換した場合について、物販店舗をモデルにして、BEST で計算した空調負荷を用いて空調機のエネルギー消費量を検討した。空調機のエネルギー消費量は、COP 曲面が比較的フラットな空調機と気象条件の異なる仙台、名古屋、鹿児島 の 3 都市の外気温度を用いて計算し、照明の消費電力量と空調の消費電力量を合わせた店舗全体の消費電力量について検討した。主な結果を以下に述べる。

- (1) 照明を LED にすることにより、暖房の割合の多い寒冷地である仙台の場合は、年間の空調消費電力量が約 3% 増えることが分かった。しかし、照明の消費電力量の削減割合が大きいため、仙台であっても、空調と照明を合わせた店舗全体の年間の消費電力量は、約 20% 削減となることが分かった。
- (2) 冷房の割合が多い温暖地では、冷房の割合の少ない寒冷地よりも店舗全体の消費電力量の削減量、削減率ともに大きくなり、名古屋で約 21%、鹿児島では約 22% の削減率となることが分かった。

10.7 省エネルギー推進のための提言

本章では、気象条件の異なる 3 都市にある家電量販店舗の照明を蛍光灯から LED に変更した場合について、BEST により計算した空調負荷と空調機の COP 特性を用いて空調消費電力を計算し、照明の消費電力と空調の消費電力を合わせた店舗全体の消費電力および電力量について検討を行った。その結果、冷房の割合が多い温暖地の方が、年間の空調エネルギー消費量の削減量が大きくなり、より省エネルギーになることがわかった。一方で、寒冷地では、暖房の空調エネルギー消費量の増加分が冷房の空調エネルギー消費量の減少分よりも多くなり、年間の空調エネルギー消費量が増えるものの、この増加量は、照明を蛍光灯から LED に変更することによる照明電力の削減量に比べてわずかであることも分かった。このことは、温暖地ではもちろん、寒冷地であっても照明を蛍光灯から LED に変更することで省エネルギーが推進できることを物語っている。また、従来、業務用エアコンでは夏季冷房時のエネルギー消費量が年間の多くを占めるため、高効率化の検討は冷房時の高効率化を主眼にして行われてきた。しかし、照明を蛍光灯から LED に変更することにより、冷房と暖房の比率が逆転し、冬季暖房時のエネルギー消費量が夏季冷房時のエネルギー消費量よりも多くなる地点が増えてくることになる。したがって、今後の業務用エアコンの開発にあたっては、従来よりも冬季暖房時の高効率化を図っていくことが望まれる。

第11章 結論

第 2 章では、業務用エアコンの部分負荷性能を把握するために用いた、中部電力株式会社技術開発本部エネルギー応用研究所に設置された全天候環境実験装置「ヒーボンらぼ」の詳細と、空調能力の算出方法および近年発売された数種類の空調機の部分負荷性能試験結果について記述した。

第 3 章では、大型小売店舗のエネルギー消費量の実態把握を目的に実施した、エネルギー計測の方法と空調負荷の算出方法について記述した。本研究では、中京圏に所在する家電量販店に、空調機や照明など用途ごとに消費電力量を把握できるような各種計測機器を取り付け、年間のエネルギー消費量を計測した。また、外気温度や空調機の消費電力量などの実測値と空調機の部分負荷特性試験結果を用いて、空調負荷を算出した。

第 4 章と第 5 章では、空調システムの省エネルギー運用検討について記述した。

第 4 章では、衣料品販売を中心とした戸建て量販店舗において空調負荷の測定を行うとともに、冷房期間に室内温度設定の変更に伴うエアコンの電力消費量の変化を測定した。次に、測定された建物の空調負荷特性とエアコンの部分負荷性能に基づき、室内温度の変更による空調の省エネルギー効果を定量的に評価した。主な結果を以下に述べる。

- (1) 戸建て量販店舗で測定された空調負荷は、JIS で採用されている戸建て店舗の空調負荷モデルと同様に、外気乾球温度に対して直線的に変化する。しかし、冷暖房の切り替わる外気温度は JIS のモデルよりも低く、JIS のモデルでは暖房負荷を過大に評価していることが明らかになった。
- (2) 既存空調設備の運用変更による省エネルギー化手法として、冷房期間中に室内温度の設定値を意図的に変更し、エアコンの消費電力に及ぼす影響を計測した。その結果、室内温度を 1℃ 上げると電力消費量は約 10% 減少することが明らかになった。
- (3) 室内温度変更による省エネルギー効果の実測結果を、建物の空調負荷モデルとエアコンの部分負荷性能特性を組み合わせて予測される省エネルギー効果と比較した。その結果、両者は定量的に一致し、建物の空調負荷モデルとエアコンの COP 特性に基づきエネルギー消費量を推定する手法が、エアコンの運用変更による空調の省エネルギー効果を定量的に予測するのに有効であることが示された。

第 5 章では、最新の電気ヒートポンプ式パッケージエアコンと電気式ビル用マルチエアコンの室外機に、それぞれ直接式と間接式の水噴霧装置を装着し、外気温度や湿度、水噴霧量などをパラメータに、エアコンの負荷率を変化させた部分負荷性能試験を実施した。また、水噴霧装置を後付けする電気式ビル用マルチエアコンの製造会社と機種（高効率機、標準機）を変え、外気温や水噴霧量をパラメータに、エアコンの負荷率を変化させた部分負荷試験を実施し、その詳細な性能特性を明らかにした。主な結果を以下に述べる。

第 11 章 結論

(1) エアコン室外機への水噴霧により、エアコンのエネルギー消費量を水噴霧しない場合に比べて、5～20%削減することが可能であることが分かった。

(2) 水噴霧によるエアコンのCOP向上効果は、エアコンの制御方法に依存することが分かった。パッケージエアコンとビル用マルチエアコンに分けてまとめると以下の通りとなる。

＜パッケージエアコンの場合＞

- ① 室外機への水噴霧により、空調機の消費電力が削減され、COP 向上効果が期待できる。
- ② COP 向上効果は、直接式、間接式ともに、部分負荷領域よりも定格負荷に近い高負荷領域の方が大きくなった。
- ③ COP 向上効果は、散水量が標準設定の場合、10 数%であるが、水噴霧量を増やすことで、効果は向上し、外気温度によっては 20%以上の効果となった。

＜ビル用マルチエアコンの場合＞

- ① 空調室外機への水噴霧により空調機の消費電力が削減され、COP 向上効果が期待できる。
 - ② COP 向上効果は、直接散水方式、間接散水方式ともに、定格負荷に近い高負荷領域よりも部分負荷領域の方が大きかった。
 - ③ COP 向上効果は、散水量が標準設定の場合、10 数%であるが、水噴霧量を増やすことで、効果は向上し、外気温度によっては 20%以上の効果となった。
- (3) 個別分散空調が使用されている実店舗において、既設エアコンへの水噴霧装置適用時の省エネルギー効果について検討した。その結果、電力ピークカットの効果が標準噴霧の場合 4.3%、最大噴霧の場合 8.2%になることが分かった。また、夏季 3 ヶ月間の合計電力消費量は標準噴霧の場合 6.0%、最大噴霧の場合 6.5%削減になることが分かった。

第 6 章から第 10 章では、空調システムの最適設備検討について、近年急速に普及している LED 照明に代表される省エネルギー型照明が空調負荷および空調エネルギー消費量に与える影響を題材にして、記述した。

第 6 章では、従来型照明器具と省エネ型照明器具について室内方向への放熱量を実験的に評価し、省エネ型照明器具が空調負荷に与える影響を調査した。主な結果を以下に述べる。

- (1) ダウンライトの場合、室内方向への放熱量は内面が鏡面処理されたランプハウスに白熱電球を取り付けた場合が約 50%と非常に大きいことが分かった。
- (2) 従来型照明である蛍光灯および省エネ型照明である LED と CCFL の室内方向への放熱量は 18～28%でランプ間の差は比較的小さいことが分かった。また、LED の室内方向への放熱量は蛍光灯や CCFL に比べてわずかに高くなっていることが分かった。
- (3) 内面が白色塗装のランプハウスを用いた場合の室内方向への放熱量は、鏡面加工されたランプハウスに比べて全般に小さいことが分かった。
- (4) スクエア型照明における室内方向への放熱量は、23～38%であり LED が最も高い値を示している。また、蛍光灯では、室内側カバーの有無によって放熱量に有意な差が見られることが分かった。

第 11 章 結論

- (5) 直管型照明では、ランプの種類に関係なく室内方向への放熱量は、50%程度であることが分かった。
- (6) いずれの照明器具においても、室内方向への放熱量は放射束にほぼ比例していることが分かった。

第 7 章では、代表的な省エネルギー型照明である LED に着目し、第 6 章の実験結果を用いて建築物総合エネルギーシミュレーションツール BEST により建物内の空調負荷を算出し、従来型照明を LED 照明に置き換えた場合に、空調負荷に与える影響を計算した。主な結果を以下に述べる。

- (1) 蛍光灯を LED に変更することにより、冷房負荷から暖房負荷に切り替わる t_f が高くなり冷房負荷が減少することが分かった。また、計算結果は実測結果と定量的にも概ね良好に一致していることも確認した。
- (2) 天井吊り下げ型器具を用いた場合、蛍光灯、LED とともに通年冷房負荷が通年暖房負荷を上回っているが、天井埋め込み型器具の場合、LED を用いると、蛍光灯の時とは逆に通年暖房負荷が通年冷房負荷をわずかに上回るようになることが分かった。
- (3) LED を天井埋め込み型器具で使用する建物では、内部発熱が大きな建物用途であっても、最大空調負荷の発生時期が夏期から冬期へ変わる可能性があるため、空調設備設計において注意が必要であることが分かった。

第 8 章では、BEST による空調負荷計算結果とエアコンの部分負荷性能を組み合わせ、家電量販店舗の照明を蛍光灯から LED に交換した場合の省エネルギー効果を検討した。主な結果を以下に述べる。

- (1) 天井吊り下げ型器具を用いた場合の照明と空調による通年消費電力量の検討結果から、空調消費電力量は蛍光灯を LED に交換しても有意な差は生じないが、照明消費電力量は約 28%減少するため、合計では LED を用いると約 21%の消費電力量削減効果が得られることが分かった。
- (2) 建物の空調設備能力を最大冷房負荷に基づく必要十分な値と、実際の店舗に導入されている値に設定した場合について、家電量販店舗の照明を蛍光灯から LED に交換した場合の省エネルギー効果を検討した。その結果、照明器具の変更による通年消費電力量の削減効果は両者とも約 21%となるが、空調設備容量を適正化することで空調消費電力をさらに 7%程度削減できる可能性があることが分かった。

第 9 章では、部分負荷特性の異なる 2 機種空調機それぞれにおいて、建物の空調設備能力を実際の店舗に導入されている値と最大冷房負荷に基づく必要十分な値に設定した場合について、家電量販店舗の照明を蛍光灯から LED に交換した場合を想定し、省エネルギー効果を検討した。主な結果を以下に述べる。

- (1) 最大空調消費電力は冷房時の最大空調負荷と同じ日時に出現し、蛍光灯を LED に置き換えることにより、A 社製空調機の場合に、最大空調消費電力は実際能力の場合は 5.9%の削減に留まるが、必要能力の場合は 9.5%削減されることが分かった。

第 11 章 結論

- (2) B 社製空調機の場合、最大空調消費電力は実際能力の場合は 4.6%の削減となるが、必要能力の場合は 10.0%削減されることが分かった。
- (3) 上述の通り、LED 化による冷房負荷の低減量が同じであっても、空調機の消費電力量の削減量は、COP 特性と空調機の負荷率によって異なってくることが分かった。
- (4) 暖房期間の空調消費電力量は、A 社製の実際能力の場合（空調消費電力量 10.99[kWh/m²]）を基準にすると、A 社製で必要能力とした場合は基準よりも 3.5%、B 社製で必要能力とした場合は基準よりも 12.6%それぞれ省エネルギーになることが分かった。
- (5) 暖房期間の空調消費電力量は、B 社製で実際能力とした場合は、基準値との差はわずか 0.6%であり優位な省エネルギー効果は得られないことが分かった。
- (6) 照明器具の変更による通年消費電力量の削減効果はいずれの場合も約 21%となるが、部分負荷効率の高い機種を選定し、空調設備容量を適正化することで空調消費電力をさらに 17%程度削減できる可能性があることが分かった。

第 10 章では、従来型照明器具が設置された店舗の照明を LED 照明器具に交換した場合について、物販店舗をモデルにして、BEST で計算した空調負荷を用いて空調機のエネルギー消費量を検討した。空調機のエネルギー消費量は、COP 曲面が比較的フラットな空調機と気象条件の異なる仙台、名古屋、鹿児島 の 3 都市の外気温度を用いて計算し、照明の消費電力量と空調の消費電力量を合わせた店舗全体の消費電力量について検討した。主な結果を以下に述べる。

- (1) 照明を LED にすることにより、暖房の割合の多い寒冷地である仙台の場合は、年間の空調消費電力量が約 3%増えることが分かった。しかし、照明の消費電力量の削減割合が大きいため、仙台であっても、空調と照明を合わせた店舗全体の年間の消費電力量は、約 20%削減となることが分かった。
- (2) 冷房の割合が多い温暖地では、冷房の割合の少ない寒冷地よりも店舗全体の消費電力量の削減量、削減率ともに大きくなり、名古屋で約 21%、鹿児島では約 22%の削減率となることが分かった。

参考文献

第1章

- 1) 経済産業省資源エネルギー庁, 平成 27 年度エネルギーに関する年次報告書 (エネルギー白書 2016)
- 2) 「平成 18 年度版 業務用ビルにおける省エネ推進のてびき」, (財) 省エネルギーセンター
- 3) 渡邊激雄, 宮田秀俊, 中山浩, 宮岡洋一, 廣田真史, 戸建て量販店舗における個別分散空調の省エネに関する研究, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集(2009), C143
- 4) 渡邊激雄, 博士論文「業務用エアコンのエネルギー消費量評価と大型店舗における空調の省エネルギー化に関する研究」, (2010), 20-23
- 5) JIS B 8616:2006, パッケージエアコンディショナ, (財) 日本規格協会, 東京, (2006)
- 6) JIS B 8627-1:2006, ガスヒートポンプ冷暖房機, (財) 日本規格協会, 東京, (2006)
- 7) http://www.daikinaircon.com/catalog/vrv/about_vrv/
- 8) http://www.chuden.co.jp/corporate/publicity/pub_release/press/3259244_21432.html
- 9) ビル用マルチパッケージ型空調システムー計画・設計から性能評価までー, (財) 空気調和・衛生工学会, 2014 年 9 月
- 10) 一般社団法人日本冷凍空調工業会, 統計調査委員会, 冷凍空調機器の需要予測報告書, 2016 年 2 月
- 11) 荻原豪之, 植田誠人, 大森一郎, 小林茂樹, 竹内祥貴, 六本木ヒルズの空調設備とその運用実績 (第 1 報) 空調設備の全体計画と環境性配慮, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2004), B-9
- 12) 田代博一, 鈴木勇, 寺脇正文, 大塚順基, 小林浩次, 荻原豪之, 植田誠人, 六本木ヒルズの空調設備とその運用実績 (第 2 報) 事務所階空調制御とリモートメンテナンス, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2004), B-10
- 13) 青島稔, 鈴木勇, 寺脇正文, 田代博一, 六本木ヒルズの空調設備とその運用実績 (第 3 報) エネルギー原単位解析, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2004), B-11
- 14) 鈴木勇, 寺脇正文, 田代博一, 古川賢, 大森一郎, 久保山常人, 青島稔, 六本木ヒルズの空調設備とその運用実績 (第 4 報) BEMS の活用による省エネルギー効果の検証, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2004), B-12
- 15) 若松潤一, 岡本一治, 柳井崇, 超高層オフィスビルのエネルギー消費特性に関する実測研究ー5 年間のエネルギー消費量及び機器運転状況の把握, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2004), D-2
- 16) 百山真史, 井上隆, 横山雄史, 中村友久, 佐原利延, 省エネルギー技術を複合導入したオフィスビルの運転実績に基づく評価 (第 4 報) 空調機・雨水利用・エネルギー消費の実態について, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2005), F-44
- 17) 長岡良明, 空調用室外熱交換器の高性能化, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集(2006), B206

- 18) 青木正則, インジェクション圧縮機を用いた寒冷地向けパッケージエアコンの開発, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集(2007), F213
- 19) 松井伸樹, 池上周司, 高効率コンパクトデシカント「DESICA」を用いた「湿度」・「温度」個別コントロール空調システム, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集(2008), C233
- 20) 柳田秀行, ビル用マルチによる潜顕熱分離空調システム, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集(2009), C233
- 21) 松井伸樹, 藪知宏, 池上周司, 高効率デシカントシステム“DESICA”, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集(2009), A313
- 22) 北川博章, 吉田治典, 王福林, 後藤今日子, マルチユニット空調機の省エネルギー改善に関する研究, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2005), D-34
- 23) 古川正英, 廣田真史, 渡邊激雄, 永松克明, 菅原敏則, ビル用マルチエアコンの期間エネルギー消費評価に関する研究, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2007), B-13
- 24) 渡邊浩之, 柳井崇, 加藤良夫, 大島昇, 菊池宏成, 前山昭, 個別分散型パッケージ空調システムの性能評価(その1) 事務所ビルにおける性能評価方法の検討と COP 分析, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2009), C-59
- 25) 弘本真一, 平岡雅哉, 菰田英晴, 田淵誠一, 田辺新一, 富樫英介, 加井隆重, 橋本哲, 西野淳, 個別分散型 HP パッケージの高度利用に関する研究(第九報) 個別分散型 HP パッケージ方式を採用したオフィスビルのエネルギー消費動向, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2009), C-60
- 26) 西野淳, 加井隆重, 橋本哲, 平岡雅哉, 弘本真一, 菰田英晴, 田淵誠一, 個別分散型 HP パッケージの高度利用に関する研究(第十報) ビル用マルチの COP 評価法, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2009), C-61
- 27) 菰田英晴, 平岡雅哉, 弘本真一, 田淵誠一, 田辺新一, 富樫英介, 加井隆重, 橋本哲, 西野淳, 個別分散型 HP パッケージの高度利用に関する研究(第十一報) 個別分散型 HP パッケージ方式を採用したオフィスビルの空調システム性能評価, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2009), C-62
- 28) 永松克明, 渡邊激雄, 尹政仁, マルチエアコンの性能特性, 外気温, 負荷率のエネルギー消費効率に及ぼす影響, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集(2004), A106
- 29) 渡辺なほ, 田中航祐, 飛原英治, パッケージエアコンディショナの期間エネルギー消費に関する研究, 日本冷凍空調学会論文集, 21 (2004), 157-165.
- 30) 白井敬一, 中邨隆, 小峰裕己, ビル用マルチパッケージエアコンの期間性能の評価方法に関する研究, (第1報) カタログに基づくビルマルチ最新機種のエネルギー消費効率の傾向, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2005), 997-1000.
- 31) 白井敬一, 中邨隆, 小峰裕己, ビル用マルチパッケージエアコンの期間性能の評価方法に関する研究, (第2報) JRA 規格における期間総合熱負荷等に関する検討, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2005), 1001-1004.
- 32) 中野隆司, 坂本雄三, コンビニエンスストアの省エネルギー化に関する研究ーエネルギー消費特性に関する実測調査ー, 日本建築学会大会学術講演集 (2004), 191-192

- 33) 中野隆司, 瓦口泰一, 坂本雄三, 小林雅和, コンビニエンスストアの省エネルギー化に関する研究(その2) 制御導入前・導入後の CVS 空調消費電力量予測モデルの作成, 日本建築学会大会学術講演集(2005), 359-360
- 34) 清水賢, 湯本孔明, 亀谷茂樹, 野部達夫, カロリーボックスにおける個別分散空調機の性能評価手法の検討, その1: 定負荷時の場合, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集(2005), 1933-1936.
- 35) 湯本孔明, 清水賢, 野部達夫, 亀谷茂樹, カロリーボックスにおける個別分散空調機の性能評価手法の検討, その2: 変動負荷時の場合, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集(2005), 1937-1940.
- 36) 高橋慎一, 戸田勝善, 亀谷茂樹, コンプレッサーカーブ法を用いた GHP 空調機の性能評価に関する研究, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文, 2(2007), 963-966.
- 37) 菊池麦人, 大野慶祐, 齋藤潔, コンプレッサーカーブ法による個別分散空調システムの性能把握, 2010年度日本冷凍空調学会年次大会, E224
- 38) 株式会社イズ(E's Inc.)ホームページ, GHP・EHP 現地能力測定用簡易能力測定装置 E-measure(イーメジャー)
- 39) 古川正英, 廣田真史, 渡邊激雄, 永松克明, 菅原敏則, ビル用マルチエアコンの期間エネルギー消費評価に関する研究, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集(2006), B-13
- 40) 古川正英, 廣田真史, 渡邊激雄, 永松克明, 菅原敏則, ビル用マルチエアコンの期間性能評価(エネルギー消費量評価方法の検討), 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集(2006), B306
- 41) 古川正英, 廣田真史, 渡邊激雄, 永松克明, 菅原敏則, ビル用マルチエアコンの期間性能評価(省エネ性・環境性の評価), 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集(2006), B307
- 42) 大橋英一郎, 渡邊激雄, 廣田真史, 永松克明, 中山浩, ビル用マルチエアコンの期間性能評価に関する研究, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集(2007), C111
- 43) 大橋英一郎, 渡邊激雄, 永松克明, 中山浩, 宮岡洋一, 廣田真史, 量販店舗における個別分散空調の省エネ化に関する検討, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集(2008), D112
- 44) 中村北斗, 村田博道, 神野幸弘, 小西克浩, 齋藤潔, 大野慶祐, 個別分散空調システムの性能評価ー第1報 定常運転性能の実験的評価ー, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集(2012), E221
- 45) 中村北斗, 村田博道, 神野幸弘, 小西克浩, 齋藤潔, 大野慶祐, 個別分散空調システムの性能評価ー第2報 非定常運転性能の実験的評価ー, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集(2012), E222
- 46) 水谷傑, 鶴崎敬大, 山田恭輔, 野部達夫, マルチパッケージ型空調機の実効効率と省エネルギーに関する研究(その2) 空調機の運用改善による省エネルギー効果の検討, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集(2005), H-40
- 47) 西村雅信, 土山勝禎, 辻本岳司, 空調室外機への省エネ対策効果検証結果について, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集(2013), pp61-64

- 48) 石垣泰, 山口容平, 下山吉之, 水野稔, LEDを用いたタスク&アンビエント照明による空調エネルギー削減評価, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (2008), C-50
- 49) 松田拓也, 青木正則, 季相武, 石橋晃, パッケージエアコン用室内細管熱交換器の開発, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (2009), A221
- 50) 楠部真作, 森本純司, 冷凍空調分野におけるインバータの利用と最新の制御, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (2011), A231
- 51) 松瀬達也, ビル用マルチにおけるインバータ制御と省エネルギーへの取り組み, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (2011), A232
- 52) 横関敦彦, 坪江宏明, 佐々木創, 室内熱交換器高性能化によるパッケージエアコンの省電力化, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (2012), A142
- 53) 鎌田俊光, 金鉦永, 藤野宏和, 空調用オールアルミマイクロチャネル熱交換器の開発, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (2012), A143
- 54) 田所敬英, 加藤康明, 河野惇司, パッケージエアコン室外機向けプロペラファンの低騒音化, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (2013), D335
- 55) 笠原伸一, 木保康介, 岡昌弘, 藪知宏, 岩田美成, 櫻場一郎, 永松克明, ビル用マルチエアコンの革新的省エネ制御の研究開発-第一報 負荷逐次推定に基づく最適能力制御-, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (2012), C311
- 56) 永松克明, 櫻場一郎, 岩田美成, 廣田真史, 笠原伸一, ビル用マルチエアコンの革新的省エネ制御の研究開発-第二報 空調試験室の実測データに基づく性能評価-, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (2012), C312
- 57) 品川浩一, 桂木宏昌, 星野秀明, 岩田美成, ビル用マルチエアコンの革新的省エネ制御の研究開発-第三報 実建物へのBESTの適用と実測値との比較検証-, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (2012), C313
- 58) 宮岡洋一, 岩田美成, 廣田真史, 水谷周平, 業務用エアコンの年間エネルギー消費量の評価に関する研究 (EHPの場合) -第1報: 部分負荷性能試験の結果に基づく省エネ性の評価-, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (2012), C321
- 59) 廣田真史, 水谷周平, 宮岡洋一, 岩田美成, 業務用エアコンの年間エネルギー消費量の評価に関する研究 (EHPの場合) -第2報: 新たなエネルギー消費量評価手法の検討-, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (2012), C322
- 60) 大西学, 廣田真史, 宮岡洋一, 業務用エアコンの年間エネルギー消費量の評価に関する研究 (GHPの場合) -第1報: 部分負荷性能試験の結果に基づく省エネ性の評価-, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (2013), E211
- 61) 大西学, 廣田真史, 宮岡洋一, 業務用エアコンの年間エネルギー消費量の評価に関する研究 (GHPの場合) -第2報: 新たなエネルギー消費量評価手法の検討-, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (2013), E212
- 62) 宮岡洋一, 廣田真史, 寺西勇太, 永松克明, 浪尾隆, 業務用エアコンの年間エネルギー消費量の評価に関する研究 (EHPの場合) -第三報: 周波数固定, 非固定の比較に基づく省エネ性の評価-, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (2014), B323

- 63) 宮岡洋一, 永松克明, 浪尾隆, 笠原伸一, 小谷拓也, 廣田真史, 寺西勇太, 業務用エアコンにおける年間エネルギー消費量の評価に関する研究—JISの改訂に伴うAPFへの影響—, 日本冷凍空調学会年次大会講演文集 (2015), B111
- 64) <http://www.meti.go.jp/press/2014/03/20150320002/20150320002.html>
- 65) 笠原伸一, 小谷拓也, 寺西勇太, 宮岡洋一, 永松克明, 浪尾隆, 廣田真史, 中低速領域の高効率化を実現したビル用マルチエアコンの開発, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (2015), B112
- 66) http://www.chuden.co.jp/corporate/publicity/pub_release/press/3259155_21432.html
- 67) http://www.chuden.co.jp/resource/corporate/news_135_N13528.pdf

第2章

- 1) JIS B 8616:2006, パッケージエアコンディショナ, (財) 日本規格協会, 東京, (2006)
- 2) JIS B 8616:2015, パッケージエアコンディショナ, (財) 日本規格協会, 東京, (2015)
- 3) 宮岡洋一, 永松克明, 浪尾隆, 笠原伸一, 小谷拓也, 寺西勇太, 廣田真史, 業務用エアコンにおける年間エネルギー消費量の評価に関する研究—JIS の改定に伴う APF への影響—, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (2015), B111
- 4) 社団法人日本冷凍空調工業会, 試験設備相互較正用依頼試験取扱規定, 2004 年 4 月 12 日制定, 2004 年 11 月 1 日改訂.
- 5) 社団法人日本冷凍空調工業会試験センター, パッケージエアコンディショナ標準性能試験方法細則 (文書番号:2-C-03), 2004 年 1 月 1 日制定, 2008 年 9 月 1 日改訂.
- 6) 社団法人日本冷凍空調工業会試験センター, パッケージエアコンディショナ標準性能試験方法細則 (文書番号:2-C-04), 2004 年 1 月 1 日制定, 2006 年 11 月 13 日改訂.

第3章

- 1) <http://www.metds.co.jp/product/expanded-amedas>

第4章

- 1) 事務所ビルの省エネルギー, (財) 省エネルギーセンター, 東京, (2010)
- 2) Togano, Y., Ueda, K., Yamaguchi, Y. and Shimoda, Y., Proceedings of 2009 SHASE Annual Conference, Kumamoto (2009), pp. 1667-1670. (in Japanese)
- 3) 菰田英晴, 平岡雅哉, 弘本真一, 田淵誠一, 田辺新一, 富樫英介, 加井隆重, 橋本哲, 西野淳, 個別分散型 HP パッケージの高度利用に関する研究 (第十一報) 個別分散型 HP パッケージ方式を採用したオフィスビルの空調システム性能評価, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2009), C-62
- 4) 廣田真史, 渡邊激雄, 古川正英, 永松克明, ビル用マルチエアコンの期間性能評価に関する研究—第1報: EHPにおける期間エネルギー消費—, 日本冷凍空調学会論文集, 2007, **24**(4), pp. 303-314.

- 5) 渡邊激雄, 大橋英一郎, 永松克明, 中山浩, 廣田真史, ビル用マルチエアコンの期間性能評価に関する研究－第2報 : EHPとGHPの比較－日本冷凍空調学会論文集, 2009, **26**(3), pp. 225-336.
- 6) JIS B 8616:2006, パッケージエアコンディショナ, (財) 日本規格協会, 東京, (2006)
- 7) JIS B 8627-1:2006, ガスヒートポンプ冷暖房機, (財) 日本規格協会, 東京, (2006)
- 8) Akasaka, H., Arai, Y., Igawa, N., Ishino, H., Emura, E., Emura, K., Koori, K., Soga, K., Nishioka, M., Nimiya, H. and Matsumoto, S., “Expanded AMeDAS Weather Data 1981-2000”, 2005, Architectural Institute of Japan, Tokyo. (in Japanese)
- 9) 中山浩, 渡邊激雄, 櫻場一郎, 永松克明, 宮岡洋一, 大橋英一郎, 廣田真史, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (2008), pp. 299-302.
- 10) Computer Aided Simulation for Cogeneration Assessment & Design (CASCADE III): 空気調和・衛生工学会, 東京, (2003)
- 11) 家庭の省エネ大辞典, (財) 省エネルギーセンター, 東京, (2012)
- 12) <http://funtoshare.env.go.jp/setsuden/> (Nov. 2014).
- 13) 芳賀裕輔, 落合総一郎, 安田依加, 岩田美成, 宮岡洋一, 床暖房と個別分散空調機を併用した老人保健施設の空調制御に関する検討 (第1報) 室内温熱環境の事前調査, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2013), D-46
- 14) 宮岡洋一, 一瀬茂弘, 落合総一郎, 中島卓巳, 芳賀裕輔, 床暖房と個別分散空調機を併用した老人保健施設の空調制御に関する検討, (第2報) 蓄熱式床暖房が導入された施設の運用改善の結果, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2014), J-69
- 15) 宮岡洋一, 一瀬茂弘, 中島卓巳, 落合総一郎, 芳賀裕輔, 床暖房と個別分散空調機を併用した老人保健施設の空調制御に関する検討 (第3報) 温水床暖房が導入された施設の運用改善の結果 (2014), J-70
- 16) 宮岡洋一, 一瀬茂弘, 床暖房と個別分散空調機を併用した老人保健施設の空調制御に関する検討, 第4報 年間エネルギー消費量の実績値と熱源更新による省エネ効果の検討, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2015), D-46

第5章

- 1) 大橋英一郎, 渡邊激雄, 廣田真史, 永松克明, 中山浩, ビル用マルチエアコンの期間性能評価に関する研究, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (2007), C111
- 2) 渡邊激雄, 宮田秀俊, 中山浩, 宮岡洋一, 廣田真史, 戸建て量販店舗における個別分散空調の省エネに関する研究, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (2009), C143
- 3) 宮岡洋一, 浪尾隆, 永松克明, 廣田真史, 業務用エアコンの年間エネルギー消費量の評価に関する研究 (EHPの場合), 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (2012), C321
- 4) 宮岡洋一, 櫻場一郎, 永松克明, 伊藤信次, 業務用エアコン室外機への水噴霧試験, 日本冷凍空調学会年次大会(2013), E222
- 5) The Energy Conservation Center Japan, 2010, *Energy Conservation for Office Buildings*, http://www.asiaeec-col.eccj.or.jp/brochure/pdf/office_building.pdf

- 6) Shan K. Wang, Zalman Lavan, Paul Norton, 1999, *Air Conditioning and Refrigeration Engineering*, pp. 88-90, CRC Press, Boca Raton.
- 7) Miyaoka, Y., Iwata, Y., Nakayama, H., Hirota, M., Onishi, M., 2014, Evaluation of Annual Energy Consumption of Multi-split type EHP Air-conditioner for Buildings, *Proc. IEA 11th Heat Pump Conference*, AO-484104 (CD-ROM)
- 8) 廣田真史, 渡邊激雄, 中山浩, 宮田秀俊, 宮岡洋一, 水谷周平, 大型家電量販店舗における空調負荷の実測～温暖地と寒冷地の比較～, 空気調和・衛生工学会大会学術研究発表会論文集 (2010), G-19

第6章

- 1) 2013LED 関連市場調査 (上巻), 富士キメラ総研編, 2014
- 2) 照明ハンドブック, 1987, 照明学会, オーム社, pp.328-329.
- 3) Lei, X. and Hayasaka, H., Field Experiment on Heat Release for LED Lighting, *Proc. Annual Meeting Architectural Institute of Japan*, 2010, pp. 1159-1160 (in Japanese).
- 4) 中山浩, 岩田美成, 宮岡洋一, 廣田真史, 大西学, 吉澤望, 田所拓也, 第51回日本伝熱シンポジウム, (2014), (CD-ROM)
- 5) Qin, Y, Lin, D., Hui, S.Y., A Simple Method for Comparative Study on the Thermal Performance of LEDs and Fluorescent Lamps, *IEEE Transactions on Power Electronics* (2009), **24**, pp.1811-1818.
- 6) 光の計測マニュアル, 1990, 照明学会, 日本理工出版社, pp.194-206.

第7章

- 1) <http://www.ibec.or.jp/best/>, (2016.1).
- 2) 第12版空気調和・衛生工学便覧, 第3巻空気調和設備編, (1995), pp. 48-49.
- 3) 廣田真史, 渡邊激雄, 中山浩, 宮田秀俊, 宮岡洋一, 水谷周平, 大型家電量販店舗における空調負荷の実測～温暖地と寒冷地の比較～, 空気調和・衛生工学会大会学術研究発表会論文集 (2010), G-19
- 4) 寺西勇太, 椛島庸貴, 廣田真史, 宮岡洋一, 永松克明, 中山浩, 浪尾隆, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集(2015), B113

第8章

- 1) Lei X. and Hayasaka, H., Field Experiment on Heat Release for LED Lighting, *Proc. Annual Meeting Architectural Institute of Japan*, 2010, pp. 1159-1160 (in Japanese).
- 2) 中山浩, 岩田美成, 宮岡洋一, 廣田真史, 大西学, 吉澤望, 田所拓也, 第51回日本伝熱シンポジウム, (2014), . (CD-ROM)

- 3) Qin Y, Lin D., Hui, S.Y., A Simple Method for Comparative Study on the Thermal Performance of LEDs and Fluorescent Lamps, *IEEE Transactions on Power Electronics* (2009), **24**, pp.1811-1818.
- 4) <http://www.ibec.or.jp/best/>, (2016.1).

第9章

- 1) 宮岡洋一, 中山浩, 寺西勇太, 吉澤望, 廣田真史, LED照明が業務用建物の空調負荷とエネルギー消費量に与える影響—第1報:室内方向への放熱量の計測と空調負荷の推定—, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.33, No2, pp.125-130 (2016)

第10章

- 1) 寺西勇太, 椛島庸貴, 廣田真史, 宮岡洋一, 永松克明, 中山浩, 浪尾隆, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集(2015), B113
- 2) 中山浩, 岩田美成, 宮岡洋一, 廣田真史, 大西学, 吉澤望, 田所拓也, 第51回日本伝熱シンポジウム, (2014), . (CD-ROM)
- 3) 宮岡洋一, 中山浩, 大西学, 吉澤望, 田所拓也, 廣田真史, 省エネ型照明が業務用建物の空調負荷に与える影響に関する研究, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2014), G-37
- 4) 宮岡洋一, 椛島庸貴, 寺西勇太, 中山浩, 浪尾隆, 吉澤望, 廣田真史, LED照明が量販店舗の空調負荷とエネルギー消費に及ぼす影響—第2報 エネルギー消費量に及ぼす建物所在地の影響—, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2016), D-34

謝辞

本論文は、平成 25 年 10 月から平成 28 年 9 月までの間に、筆者が三重大学大学院工学研究科博士後期課程システム工学専攻（社会人特別コース）に在学し、筆者が所属していた中部電力株式会社技術開発本部エネルギー応用研究所において、業務の一部として実施してきた内容をまとめたものです。博士課程への進学や本研究の推進は、ひとえに三重大学大学院教授の廣田真史さまのご指導、ご鞭撻の賜物であり、廣田教授なくしては、博士課程進学はおろか、中部電力での研究もままならなかったはずであり、ここに深く深く感謝いたします。また、三重大学大学院において貴重なご意見、ご助言を賜りました教授の前田太佳夫さま、教授の辻本公一さま、准教授の丸山直樹さまに心より御礼申し上げます。

本論文では、第 6 章から第 10 章までを LED 照明に関する研究内容を記述しておりますが、照明に関する知見は、そのすべてが東京理科大学教授の吉澤望さまのご指導、ご助言によるものと言っても過言ではなく、ここに心より御礼申し上げます。

また、学会発表の場において、本論文の研究内容に関する貴重なご意見やご助言をいただきました早稲田大学教授の齋藤潔さま、大阪市立大学教授の西村伸也さま、佐賀大学教授の宮良明男さま、三重大学准教授の西村顕さまに、心より御礼申し上げます。

本論文の内容に深く関係し、日頃の研究活動にご支援を頂いております、(社)日本冷凍空調学会、(社)空気調和・衛生工学会、(社)照明学会の関係各位に厚く御礼申し上げます。

本研究の実施にあたり、空調機の提供やデータの解析でご助言いただきました空調機メーカーのダイキン工業株式会社、東芝キャリア株式会社、日立アプライアンス株式会社、三菱電機株式会社、三菱重工業株式会社の関係各位に厚く御礼申し上げます。

本研究の実施にご支援を頂いた、中部電力株式会社技術開発本部関係各位および同本部エネルギー応用研究所関係各位、特に大学院入学を快諾していただきました当時の所長（現：配電部長）の小道浩也さま、グループ長（現：中電不動産株式会社副部長）の岩田美成さま、研究内容のご指導、ご助言をいただきました特別専門役の渡邊激雄さま、研究主幹（現：法人営業部部長）の櫻場一郎さま、研究副主査の永松克明さま、研究副主査の中山浩さま、試験室での空調機の試験やフィールド試験先でのデータ収集等でご協力いただきました主任（現：熱田営業所）の伊藤信次さま、主任の浪尾隆さま、主任の宮間利政さまに心より感謝申し上げます。

また、空調機の試験室への搬入、据付調整等で大変お世話になりました菱名工業株式会社代表取締役社長の堀恒久さま、取締役部長の堀英隆さま、中部電力株式会社技術開発本部に常駐し、試験室での計測データの収集、整理等を熱心に行っていただきましたメイテック株式会社の長谷川禎さま、株式会社エクセンの鈴木益男さま、横井大千さま、鈴木祐道さま、畑中哲志さま、向川憲児さま（当時）のみなさまに心より感謝申し上げます。

研究にご協力いただいた三重大学大学院工学研究科博士前期課程に在学中の大西学さま（現：中部電力株式会社）と寺西勇太さま（現：東邦ガス株式会社）、現在、三重大学大学院工学研究科博士前期課程在学中の椛島庸貴さまに心より感謝申し上げます。

本論文をまとめるにあたり、異動後の職場にてご支援をいただきました中電興業株式会社リース部長の長谷川義和さま、部長の垣内康男さまをはじめ関係各位に心より感謝申し上げます。

後記

筆者は、今から 31 年前の昭和 61 年（1986 年）に、徳島大学工学部工学研究科修士課程を修了いたしました。その学位記授与式の時、昭和 61 年 3 月 19 日ですが、工学部長の訓示は今でも鮮明に覚えています。工学部長は沖津泰（おきつひろし）先生で、筆者が尊敬する大好きな先生でした。先生はこうおっしゃいました。

「昔は、国立大学を卒業した者は、国のために命を捧げていた。今は平和になったので、命まで捧げろとは言わない。しかし、今後は次の 3 つのことを心がけて生活を送ってほしい。①国のために役に立つ研究をしろ。②それができなければ、国のために役に立つものを作れ。③それもできないなら、せめてお金を稼いで国に税金を納めろ。これが国立大学を卒業した者の使命だ。」

振り返れば、筆者の就職にあたっては、こんなやり取りもありました。

筆者：「電力会社に就職しようと思います。」

先生：「電力会社なんて、つまらない仕事のところに行くな。メーカーにしろ。」

筆者：「先生、電力会社の仕事はつまらないのですか？」

先生：「そうだ、お前には向いていない。」

筆者：「でも先生、ひとつ聞きますが、電力会社の仕事は重要なのですか、重要でないのですか？」

先生：「…、重要だ。」

筆者：「重要な仕事なら、仕事がつまらなくても私はやりたいです。」

まさに「若気の至り」で、今思えば、とんでないやり取りなのですが、先生との問答で電力会社の仕事に対する覚悟ができた気がしました。沖津先生は人望もあり、大変優秀でしたので、将来の学長候補とのお話を伺っていましたが、残念ながら若くしてご病気のため亡くなってしまいました。

あれから 30 年経って、やっと先生の訓示、それは卒業生や修了生に対する期待だったと思いますが、少しお応えができるようになったのではないかと思います。（先生には「30 年もかかるのは遅い」と叱られるかもしれませんが。）沖津先生にはここで改めて感謝の意を表します。ありがとうございました。

今年度（2016 年）の空気調和・衛生工学会大会は鹿児島で開催されました。本論文の第 10 章は、この学会での発表内容を再構成したものです。発表は金曜日でしたので、その晩は 1 泊して、翌日、南九州市知覧町へ行きました。ここは、太平洋戦争中に神風特別攻撃隊の基地があった場所で有名です。知覧特攻平和会館には、特攻で亡くなった 1,000 名を超える方々の遺品が展示されています。特攻で亡くなった方の多くは 17 歳から 23 歳の若者で、まさしく大学生から大学院の修士課程の年齢に相当します。文字通り「昔は国のために命を捧げていた」のです。この方たちが生きていれば、もっともっと国に役に立つ研究をしたり物を作ったりできたのにとすると残念でなりません。それと同時に、この方たちのおかげで今の平和があるのであり、今の私たちが自由に研究をしたり物を作ったりできることを、深く感謝いたします。

「次の世代のために何を残すか」

本研究論文が、万分の一でもお役に立てば幸いです。

平成 29 年 3 月