

# 建築研究資料

*Building Research Data*

No. 202

March 2021

---

---

## 省エネルギー建築のための設計ガイドライン

Design Guidelines for Energy-Efficient Non-Residential Buildings

澤地孝男、赤嶺嘉彦、羽原宏美、三木保弘、山口秀樹ほか  
Takao SAWACHI, Yoshihiko AKAMINE, Hiromi HABARA,  
Yasuhiro MIKI, Hideki YAMAGUCHI et al.

---

---

国立研究開発法人 建築研究所

Published by

Building Research Institute

National Research and Development Agency, Japan



## はしがき

我が国は2016年11月に発効したパリ協定に関連して、「パリ協定に基づく成長戦略としての長期戦略」を2019年6月に閣議決定し、その中で「地球温暖化対策と経済成長を両立させながら、長期的目標として2050年までに80%の温室効果ガスの排出削減を目指す」という「地球温暖化対策計画」（2016年5月閣議決定）の目標を再確認している。並行して2030年度には、2013年度比で国全体のエネルギー起源二酸化炭素排出量を25.0%減、「業務その他部門」については39.8%減という目標を設けているが、そのためには同部門における最終エネルギー消費量（原油換算値）を同期間において13.8%削減する必要があるとされている。

このような国としての目標の実現のため、2017年度から2000㎡以上の非住宅建築物を対象として省エネルギー基準の適合義務化が施行されているが、義務化直前の2015年度における2000㎡以上の新築建物について届け出された省エネルギー計画書の分析では、大多数が一次エネルギー消費量基準に適合していることから、目安となる最低基準を超えるよりも高い省エネルギー性能を目指す建築主や技術者のためには、そうした目標のために参考とすることのできる技術資料が必要とされていると推察される。

本ガイドラインは、非住宅建築物を対象とする建築物省エネルギー法のための国土技術政策総合研究所及び国立研究開発法人建築研究所が中心となって整備している設計一次エネルギー消費量の評価方法を援用しつつ、建物外皮、空気調和設備、照明設備、換気設備、給湯設備等に関する省エネルギー設計及び施工のために役立つと思われる技術情報を実務者及び関連分野の研究者のためにとりまとめたものである。

なお、本ガイドラインは、国立研究開発法人建築研究所と一般財団法人建築環境・省エネルギー機構との共同研究「自立循環プロジェクトフェーズ5」（2015年度～）を通じて作成されたものであり、同機構に設けられた業務用建築物に関する情報発信部会・建築に関するガイドライン作成委員会の学識経験者及び実務者の皆様の貢献が大である。また、内容の一部に関しては国立研究開発法人建築研究所と国土技術政策総合研究所の間での共同研究の成果に拠っている。本ガイドラインの一応の完成を見たことについて、ご貢献及びご協力を賜った関係者の皆様に深甚なる謝意を表するとともに、引き続き技術情報の充実と内容の深化に対するご協力を切望するものです。

最後になりましたが、本ガイドラインが非住宅建築物の省エネルギー性能向上に関係する専門家諸氏の参考となることを期待いたします。

令和3年3月

国立研究開発法人建築研究所 理事長  
緑川 光正

本ガイドラインの内容には、情報の正しいことの裏付けが確実にとれていない、適用可能条件が限定されていて普遍性がない、実務への適用実績による検証がなされていない、などの課題を含む知見や情報が含まれている可能性があります。理論、実験や実測等に基づく検証は行うことを心がけてはいるものの、そうした課題が残されていることに注意してください。特に、本ガイドラインの内容を実務の参考にする場合には、読者ご自身による確認を行った上で、自己の責任において参考にしてください。国立研究開発法人建築研究所、一般財団法人建築環境・省エネルギー機構、その他の関係組織、及び著者は本ガイドラインの内容の無誤謬性を保証するものではありません。

# 省エネルギー建築のための設計ガイドライン

自立循環型住宅開発プロジェクトフェーズ 5

情報発信・検証部会

建築に関するガイドライン作成委員会

## 概要

本資料は、非住宅建築物を対象として、その空気調和、非空調室の換気、照明、給湯の各用途のエネルギー消費量を削減するための設計施工に関する指針をとりまとめたものである。作成に際しては、これまでに国立研究開発法人建築研究所及び国土技術政策総合研究所を中心として、建築物のエネルギー消費性能向上に関する法律（平成 27 年 7 月 8 日公布、法律第 53 号）のための性能評価方法開発を目的として実施してきた様々な調査、実験及び理論的検討の成果を活用した。指針の主たる内容は第 6 章でまとめられている以下のポイントにより代表される。

1. 空調設備の各構成部の容量設計は明確なルールに則って合理的に行うべきこと、
2. 空調設備の各部のエネルギー効率をより高いものとする事、
3. 空調設備の各部の部分負荷時のエネルギー効率向上のための対策をとること、
4. トイレや機械室等の換気が同フロアの居室の換気に及ぼす影響を最小限とすること、
5. 外気取入れ量安定化の対策をとった上で、デマンド換気により換気負荷を低減すること、
6. 竣工前に風量・流量の量及びバランスの調整、送風機・ポンプの出力調整を行うこと、
7. 外皮断熱性の確保により特に冬期の室内温熱環境分布の均一化を図ること、
8. 外皮気密性の確保を図ること、
9. 高効率照明器具、タスク・アンビエント照明及び昼光利用制御の採用、
10. 給湯需要の多い建物における中央式給湯設備の高効率化の工夫、
11. 再生可能エネルギー源の導入。

# Design Guidelines for Energy-Efficient Non-residential Buildings

Committee for developing the design guidelines of energy-efficient non-residential buildings,  
Dissemination and Demonstration Group,  
Joint Research Project for Developing Low Energy Housing with Validated Effectiveness (Phase 5)

## ABSTRACT

This report contains design guidelines of energy-efficient non-residential buildings, which are for design and installation practices of HVAC systems, ventilation systems for non-air-conditioned spaces, lighting systems and service water systems in order that energy uses for those purposes shall be reduced. When selecting the contents of the guidelines, recent results from the surveys, experiment and theoretical analyses, which have been carried out under the leadership by BRI and NILIM to develop the evaluation methodologies of the building energy performance for the newly enforced Japanese law “Building Energy Efficiency Act” (Act Number 53 of July 8, 2015), were fully utilized.

The major aspects of the guidelines are represented by the following points summarized in Chapter 6;

1. Capacities of HVAC systems’ components including heat sources, heat emitters, fans and pumps should be determined by following clearly documented rules for sizing.
2. HVAC systems’ components should be selected in terms of energy efficiencies, which are defined in products’ standards.
3. Actual energy efficiencies of HVAC systems’ components should be improved by employing control methods with appropriate sensors in order to adjust components’ output responding to requirement under partial load condition.
4. The influence of exhaust ventilation such as for toilets and mechanical rooms should be treated to maintain the balance of air supply and exhaust (return) for major air-conditioned rooms such as office rooms and dining halls on the floor, especially when applying energy recovery ventilation.
5. Demand ventilation should be adopted to reduce ventilation air-conditioning loads in addition to adopting the method to stabilize the amount of outdoor air intake.
6. Initial balancing of airflow and water flow rates should be implemented, and the outputs of fans and pumps should be adjusted so that the maximum airflow and water flow rates are equalized to their design values.
7. The insulation of the building envelope should be designed taking its effect on vertical temperature distribution in perimeter zones into consideration.
8. The airtightness of the building envelope should be carefully maintained by means of detailed design of abutting portions and airtight window frames and curtain walls.
9. High efficiency lamps and lighting fixtures, the task and ambient lighting systems, and daylighting utilization controls should be adopted.
10. For buildings with large amount of demands for service hot water, the total energy efficiency of central service hot water systems should be improved.
11. The renewable energy sources such as photovoltaic cells and solar heat collectors should be considered.

## 執筆者等一覧

執筆者（所属は執筆時点）

編集統括・執筆：澤地孝男\* 建築研究所

第1章 澤地孝男\* 前出

第2章 伊藤教子\* ZO 設計室

第3章

3.1 澤地孝男\* 前出

岡垣 晃\* 日建設計総合研究所

3.2 澤地孝男\* 前出

～3.4

3.5 安田健一\* 三菱地所設計

第4章

4.1 澤地孝男\* 前出

赤嶺嘉彦\* 建築研究所

羽原宏美\* 国土技術政策総合研究所

高橋泰雄\* 三協立山

野中俊宏\* LIXIL

児島輝樹\* YKK AP

平島重敏\* AGC

鳥越順之\* ダイダン

三浦克弘\* 鹿島建設

水落 大\* ジョンソンコントロールズ

前田幸輝\* 新菱冷熱工業

4.2 澤地孝男\* 前出

柿沼整三\* ZO 設計室

4.3 三木保弘\* 国土技術政策総合研究所

山口秀樹\* 同上

第5章

5.1 澤地孝男\* 前出

～5.4

5.5 柿沼整三\* ZO 設計室

伊藤教子\* 同上

5.6 澤地孝男\* 前出

第6章 澤地孝男\* 前出

建築に関するガイドライン作成委員会運営・総務：

青木正諭\* 建築環境・省エネルギー機構

今井聡子\* 同上

資料提供・査読等協力：

前 真之 東京大学大学院

岩本静男 神奈川大学

赤井仁志 福島大学

宮田征門 国土技術政策総合研究所

エンテリア・ナポレオン 建築研究所

植村 聡\* 三機工業

松井伸樹\* ダイキン工業

竹谷伸行\* 東芝キャリア

荒井達朗\* ノーリツ

佐藤 務\* 三菱電機

今野 雅 OCAEL

資料作成：

根本晋吾 ZO 設計室

渡瀬葉月 同上

\*建築に関するガイドライン作成委員会の構成員

# 目 次

<b>1 章 非住宅建築物の省エネルギー技術が置かれた状況 .....</b>	<b>1</b>
1.1 省エネルギー基準改正の背景と動向 .....	1
1.2 新制度の特徴 .....	3
1.3 エネルギー消費量計算の方法 .....	4
1.4 省エネルギー基準の主旨とガイドラインの必要性 .....	7
<b>2 章 設計プロセスと要素技術の検討 .....</b>	<b>8</b>
2.1 敷地・立地の確認 .....	8
2.2 建築用途・規模・その他設計と条件の整理 .....	9
2.3 エネルギー消費量の削減値の設定 .....	10
2.4 省エネルギーのための要素技術の選択及び削減量、削減率の算出 .....	18
2.5 イニシャルコスト増加分の把握 .....	26
2.6 費用対効果の算出 .....	26
2.7 設計内容の評価 .....	26
<b>3 章 エネルギー消費の決定要因 .....</b>	<b>27</b>
3.1 空調設備 .....	27
(1) 空調負荷の決定要因 .....	27
(2) 空調設備のエネルギー効率の決定要因 .....	28
ア 中央式空調設備 .....	28
(ア) 熱源部 .....	29
a 熱源機器の選定方法 .....	29
b 熱源容量の決定 .....	30
c 熱源台数の分割と台数制御 .....	32
d 冷却塔の制御 .....	33
e 蓄熱槽 .....	34
(イ) 搬送部 .....	34
(ウ) 放熱部 .....	35
(エ) 外気取り入れ部 .....	35
(オ) 制御部 .....	36
イ 個別分散型空調設備 (VRF システム) .....	36
(ア) 個別分散型空調設備とは何か .....	36
(イ) VRF システムのための換気方式 .....	39
(ウ) 湿度調整 .....	40
(エ) VRF システムのエネルギー効率の評価 (機器としての評価) .....	42
(オ) 冷媒配管長等の設置条件が VRF システムのエネルギー効率に及ぼす影響 .....	46
(カ) VRF システムのエネルギー効率の評価 (実働性能評価を目的とした建築物省エネルギー法における評価の現状) .....	48
(キ) 建築物省エネルギー法のためのウェブプログラムにおける VRF システムのエネルギー消費量算定方法 .....	52
3.2 給湯設備 .....	56
(1) 給湯方式 .....	56
(2) 熱源機の選定 .....	57
3.3 照明設備 .....	58
(1) 設定照度 .....	58
(2) 昼光利用 .....	59
(3) 照明器具に関わるエネルギー効率 .....	59
(4) 人工照明の制御 .....	60
(5) 明視照明以外の照明器具 .....	60

3.4	その他の設備	62
(1)	非空調室の機械換気設備	62
(2)	昇降機設備	62
(3)	太陽光発電設備及びコージェネレーション設備	62
3.5	地域冷暖房	64
(1)	地域冷暖房の仕組み	64
(2)	地域冷暖房施設の一次エネルギー原単位の現状	65
(3)	冷熱・温熱別換算係数算出に係るガイドラインについて	66
<b>4章 省エネルギー設計手法－省エネルギーはどのように実現するか－</b>		<b>68</b>
4.1	空調エネルギー消費	68
(1)	外皮の断熱性及び日射遮蔽性能の確保	68
(2)	断熱性能が室内の上下温度分布及び必要吹出風量に及ぼす影響	71
(3)	外皮の開口部に求められる性能	74
ア	ビル用サッシ	75
(ア)	種類、取付方法	75
(イ)	要求性能	77
a	気密	77
b	断熱	78
c	遮熱（日射取得）	80
イ	カーテンウォール	81
(ア)	種類、取付方法	81
(イ)	要求性能	83
a	気密	83
b	断熱	84
c	遮熱（日射取得）	85
d	実建物における性能担保の考え方	85
ウ	ガラス	88
(ア)	ガラスの熱性能	88
a	ガラスの熱貫流率	88
b	ガラスの日射熱取得率	89
c	Low-E 複層ガラス	89
d	Low-E 複層ガラスの熱光学性能と Low-E 複層ガラスの日射区分	90
(イ)	その他ガラス性能	91
a	耐風圧強度	91
b	防災性	91
c	防火性	92
d	耐久性	92
(ウ)	避難所にとって最適なガラスとは	93
(4)	室温調節のための自然換気機能（中小ビルを中心として）	93
(5)	最大負荷の計算と部分負荷への対応	95
(6)	空調設備における省エネルギー設計	97
ア	中央式空調設備	97
(ア)	熱源部	97
(イ)	搬送部	98
a	水搬送部	98
b	空気搬送系	111
(ウ)	放熱部	121
(エ)	外気取り入れ部	123
(オ)	制御部	124
(カ)	高いエネルギー効率の機器の活用	124
(キ)	施工後の初期調整	125

(ク) トイレ等の局所換気計画.....	127
(ケ) 給排気バランスの維持.....	128
イ 個別分散型空調設備 (VRF システム) .....	131
(ア) ズーニングの適正化及び室内機の負荷バランスの均等化.....	131
(イ) 室外機の定格標準能力に係る選定の適正化.....	131
(ウ) 低い部分負荷率域におけるエネルギー効率の高い機種を採用.....	132
(エ) 空調能力を低減させる要因への配慮.....	132
(オ) 熱交換換気の適用と機種選定等の適正化.....	133
(カ) デマンド換気制御による換気負荷抑制.....	136
4.2 給湯エネルギー消費.....	137
(1) システムの一般的な設計計画法の概要.....	137
ア 給湯配管及び返湯管の管径決定.....	137
イ 貯湯槽容量と熱源の加熱能力の決定.....	138
ウ 管路及び器具の決定.....	139
(ア) 使用人員 (湯を使用する在室者数) などによる方法.....	140
(イ) 設置器具数による方法.....	142
エ 循環ポンプの能力.....	142
(2) 節湯器具の活用.....	143
(3) 太陽熱利用.....	143
(4) 配管・貯湯槽などの断熱その他の対策.....	143
(5) 熱源.....	143
(6) 高効率のポンプ.....	145
(7) 制御.....	145
4.3 照明エネルギー消費.....	146
(1) 照明設計の要件.....	146
(2) 採光・導光手法.....	147
(3) 内装仕上げの反射率.....	148
(4) タスク・アンビエント照明手法採用の検討.....	148
a タスク照明での必要な照度を確保する.....	149
b 反射グレアが生じにくい位置にタスク照明を配置する.....	149
c 演色性の高い光源を用いる.....	149
d アンビエント照明で必要な照度を確保する.....	149
e 空間の明るさ感を確保する.....	150
(5) 照明器具の選定及び台数の確定.....	150
(6) 照明制御手法の選択.....	151
a 人検知画像センサ.....	151
b 明るさセンサ連続調光タイプ.....	151
c 人感センサ・明るさセンサ一体型連続調光タイプ.....	152
d 人感センサ点滅制御タイプ.....	152
e 人感センサ段調光タイプ.....	153
<b>5 章 建築物の一次エネルギー消費量計算法 (ウェブプログラム) と設計への応用 .....</b>	<b>154</b>
5.1 はじめに.....	154
5.2 ウェブプログラムの特徴.....	154
5.3 ウェブプログラムの使用方法.....	155
5.4 計算条件.....	156
5.5 空調設備の容量設定.....	171
(1) 中央式.....	173
ア 熱源.....	173
a 吸収式冷凍機 (ケース 4) .....	173
b 冷却塔の設計 (ケース 4) .....	174
c 空冷ヒートポンプチラー (ケース 5) .....	176

イ 搬送（ケース 4 とケース 5 に共通）	177
ウ 空調機器能力の決定（ケース 4 とケース 5 に共通）	184
a 空調機（AHU）	184
b ファンコイルユニット（FCU）	196
(2) 個別分散型空調設備（ケース 2 とケース 3 に共通）	198
ア 室内機	198
イ 室外機	199
ウ 搬送部（冷媒配管）	200
5.6 一次エネルギー消費量等の計算結果	202
(1) 計算結果の概要	202
(2) 各ケースの換気、照明、給湯の各設備及び昇降機に関する設計内容	203
ア 換気設備	203
イ 照明設備	205
ウ 給湯設備	206
エ 昇降機	206
(3) 空調設備に関する設計内容	206
ア 全般	206
イ 容量設定の骨子	207
a 放熱部	207
b 熱源システムの選定	209
c ポンプの選定	209
ウ 部分負荷効率向上の可能性と工夫	210
a 熱源単体の部分負荷効率の特徴	210
b 台数分割による熱源システムの部分負荷効率向上	210
c 搬送部（水及び空気）の部分負荷効率の向上	211
(4) 空調設備の設計一次エネルギー消費量計算結果の詳細	214
ア 熱源主機及び補機	214
イ 送風機及びポンプ	217
(5) 基準値が定められている背景	218
(6) 部分負荷エネルギー消費量比率	219
(7) まとめ	222
<b>6 章 省エネルギー建築へのガイドラインのポイントと課題</b>	<b>223</b>
6.1 省エネルギーのためのポイント	223
6.2 今後に向けた課題	228
(1) 省エネルギー建築のための設計法改善の課題	228
(2) 省エネルギー設計における評価ツールの活用に向けた課題	230
(3) 基準適合を超えた省エネルギー化を支援する公的制度における評価ツールの活用の課題	230
(4) 評価ツールに対する設計施工実務者からの意見の収集と反映	231
<b>付録</b>	<b>232</b>
付録 1 各種建物用途における外皮断熱性能及び日射遮蔽性能が PAL*、冷房 PAL*、暖房 PAL*に及ぼす影響	232

## 謝辞



# 1章 非住宅建築物の省エネルギー技術が置かれた状況

## 1.1 省エネルギー基準改正の背景と動向

2015年7月、国の地球温暖化対策推進本部は気候変動枠組み条約の目的達成のための日本の約束草案を決定した。温室効果ガス排出を2050年に世界で半減、先進国全体では80%削減するという、2008年G8北海道洞爺湖サミット以来保持されてきた長期目標に沿って作成された2030年度に向けた計画である(図1-1)。

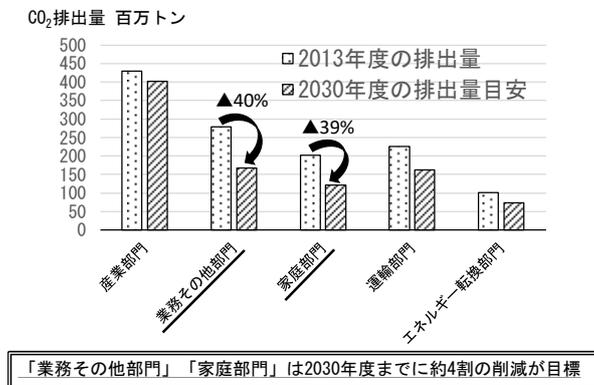


図 1-1 日本の約束草案

(数値は「日本の約束草案」地球温暖化対策推進本部、2015年7月による)

民生部門(事務所や商業施設などの「業務その他部門」と「家庭部門」を合わせた分野)における約4割の二酸化炭素排出量の削減は、電力などエネルギー源の低炭素化と建物側のエネルギー消費の削減とを合わせて達成されるべきものであるが、後者のエネルギー消費の削減については「業務その他部門」が2030年度までに14%の削減、「家庭部門」が27%の削減が目標値となっている。民生部門全体としては2030年度までに2013年度比で20%のエネルギー消費量削減が目標とされている。

従来の建築物の省エネルギー基準は、工場や運輸部門と合わせて省エネルギー法の中に拠り所を置いてきたが、2015年7月、「建築物のエネルギー消費性能の向上に関する法律」(略称「建築物省エネ法」)として独立した法律となった。この動きは、かねてから建築物に対する省エネルギー基準の適合義務化の必要性が広く認識されてきたことに深く関わるものである。それに先だって2013年1月に抜本的に改正された建築物のための新たな省エネルギー基準(平成25年省エネ基準)が告示され、その時点で一次エネルギー消費量を尺度とする評価手法が導入され、さらに、2017年4月からの2000㎡以上の非住宅建築物対象の適合義務化のために告示改正が実施された(平成28年省エネルギー基準)。

さらに、2019年5月に改正建築物省エネ法が施行されたことにより、適合義務化の非住宅建築物の対象が2021年4月からは300㎡以上まで広げられることになっている。

エネルギー消費量の表現方法には、一次エネルギー換算と二次エネルギー換算の二種類の表示方法があり、電力の換算係数は前者の場合は9,760 kJ/kWh、後者の場合は3,600 kJ/kWhである。一次エネルギー換算係数に対する二次エネルギー換算係数の比( $=3,600 \div 9,760 = 0.369$ )は、火力発電所において発電に用いられる燃料(石油や天然ガス)のもつエネルギーのうち、発電や送電時のロスを除いて需要家に電力エネルギーとして届けられるエネルギーの比率を示している。

建築物の省エネルギー基準では一貫して一次エネルギー換算されたエネルギー消費量、即ち一次エネルギー消費量によって省エネルギー性能が評価されてきており、本書においても一次エネルギー消費量の削減のためには何をすべきか、を中心に技術的情報を整理することとする。

省エネルギーのための設計や施工は、前述のような国策や法制度の強制力によって対応せざるを得ない側面はあるものの、建物の所有者や使用者にとっては光熱費の節約や業務効率の向上にもなる。また、本書などを通じて技術を取得し対応力を増強することは、建築を造る側にとっては市場における競争力を高めることにつながる。

平成28年省エネルギー基準では、エネルギー消費量の多寡を評価するためのツールとして、「標準入力法」に加えて簡便な評価方法である「モデル建物法」(建物形状や設備構成をある程度固定することにより入力情報を減らした方法。標準入力法に比べてより安全側の評価がなされる。)が導入されている。法への対応は簡便な「モデル建物法」を用いて行われることが多いが、本書では特に5章において、「標準入力法」を用いて設計内容と一次エネルギー消費量との関係を平易に解説する。

## 1.2 新制度の特徴

平成 28 年省エネルギー基準では、非住宅建築物のための適合性判定の手続き（図 1-2）のように定められていて、着工許可に必要な「確認済証の交付④」には「省エネ適合判定通知書」を建築主事等に提出する必要がある。同通知書の取得のためには所管行政庁等（登録建築物エネルギー消費性能判定機関を含む）に対して設計図書や一次エネルギー消費量計算書を提出し、計算入力データが図面や機器仕様と整合しているか等の審査を受けなければならない。また、竣工後においては建物の使用開始前に、図面通りに建物や設備が造られているかの確認のため、「完了検査⑦」を受けなければならない。

このように、設計図書に記載された内容に沿って入力データが作成され、設計一次エネルギー消費量の計算がなされているか、及び設計図書通りに建物及び設備が建設されているかの確認を要する点が、従来にはなかった新制度の特徴であると言える。

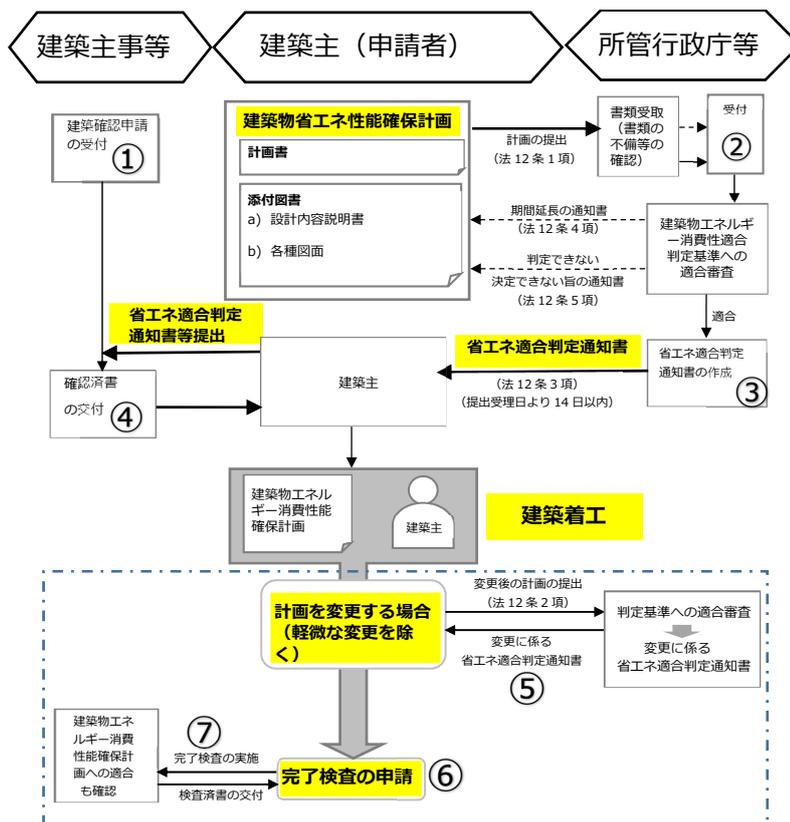


図 1-2 適合性判定のために必要な手続きと流れ  
(国土交通省資料に基づき作成)

### 1.3 エネルギー消費量計算の方法

非住宅建築物のエネルギー消費量の多寡に影響を及ぼす要因として、建物や部屋の使われ方がある。そのため、平成 28 年省エネルギー基準のための計算法においては 8 つの建物用途について計 201 の室用途を定義し、各室用途について標準的な空調時間、内部発熱量、新鮮外気導入量、換気時間、基準設定換気回数、照明点灯時間、基準設定照度、給湯日数、基準設定給湯量などを設定している（表 1-1 に示す）。また、気象データとしては拡張アメダス気象データ（（社）日本建築学会）における 1981 年～1995 年間の標準年データを使用し、日本全国を 8 つの地域に区分、各々の地域の代表地点の気象データを基準一次エネルギー消費量及び設計一次エネルギー消費量の算出に用いている。

1 地域から 8 地域の地域区分は、市区町村毎に国土交通省告示によって定められているが、ここ 20 年余りの間における平均的な気温上昇に考慮して、気象庁による直近のメッシュデータに基づき 2019 年 11 月に改定されており、2021 年 4 月 1 日以降は旧地域区分は使用できなくなることに注意が必要である。なお、エネルギー消費量計算に使用される各地域の代表気象データは同一のものが引き続き使用される。

各用途のエネルギー消費量の計算結果は、計算のためのロジックや使用する物性値や設備機器の特性値に影響される。そのため、基本的なロジック及び物性値等は国立研究開発法人建築研究所のウェブサイト (<http://www.kenken.go.jp/becc/index.html>) を通じて公表されており（図 1-3 にロジックに関する公開資料の一覧を示す。省エネ手法は効果の裏付けの明確となっているものが評価対象とされている。）、それらに則って作成されたウェブ上で動作するプログラム（「ウェブプログラム」と称している）が無償で 사용할ことができる。本書では、非住宅建築物を対象として複数種類提供されているウェブプログラムの中で「標準入力法」と呼ばれる基本となるプログラムを使用する。今後この「標準入力法」と同様に省エネルギー基準のための計算に使用できるプログラムが第三者により提供されることはあり得るが、ウェブプログラムとの同等性が確認可能でなければならぬため、1)計算ロジックが公開されること、2)ロジックから判断してほぼ同等の評価となること、3)室使用条件・材料の物性値・熱源機器特性などは同一のものを用いること、などが要件となる。

本節の最後に、エネルギー消費量の計算法が省エネルギー建築の設計においてなぜ必要であるかを記す。

第一に、省エネルギー建築の設計の最大の目的が、エネルギー消費量の削減にあるのであれば、設計内容を評価するための指標はエネルギー消費量そのものである必要がある、

第二に、省エネルギーのための要素技術が複数存在する場合に、それらの優劣を比較するためには、適用した場合のエネルギー削減量を知る必要がある、

第三に、実務者が必要とする省エネルギー建築実現のための単純な法則を見いだすためには様々な設計内容に関するエネルギー計算事例を蓄積する必要がある、ためと言える。

表 1-1 標準室使用条件（建物用途：事務所等の例）

室用途名称	空調時間[h/年]	照明発熱参照値 [W/m <sup>2</sup> ]	在室者数参照値 [人/m <sup>2</sup> ]	機器発熱参照値 [W/m <sup>2</sup> ]	新鮮外気導入量 [m <sup>3</sup> /h/m <sup>2</sup> ]	年間換気時間 [h/年] <sup>*</sup>	基準設定換気回数 [回/h] <sup>*</sup>	照時点灯時間 [h/年]	年間給湯日数 [日/年]	基準設定湯使用量 [L/人日]
事務室	3374	12	0.1	12	5.0	-	-	3133	241	3.8
電子計算機事務室	3374	12	0.1	30	5.0	-	-	3133	241	3.8
会議室	2410	10	0.25	2	12.0	-	-	2169	241	3.8
喫茶室	2410	10	0.25	2	12.0	-	-	2169	241	32[L/m <sup>2</sup> 日]
社員食堂	723	30	0.5	0	15.0	-	-	723	241	48[L/m <sup>2</sup> 日]
中央監視室	8760	20	0.15	30	4.0	-	-	8760	365	3.8
更衣室又は倉庫	3374	15	0.3	0	4.0	3133	5	3133	241	62
廊下	3133	15	0.03	0	2.5	-	-	3133	-	-
ロビー	3133	15	0.03	0	2.5	-	-	3133	241	3.8
便所	3133	15	0.03	0	2.5	3133	15	3133	-	-
喫煙室	3133	15	0.03	0	2.5	3133	30	3133	-	-
厨房	-	-	-	-	-	2000	50	2000	-	-
屋内駐車場	-	-	-	-	-	3500	10	3500	-	-
機械室	-	-	-	-	-	8760	5	200	-	-
電気室	-	-	-	-	-	8760	10	200	-	-
湯沸室等	-	-	-	-	-	2000	5	1000	-	-
食品庫等	-	-	-	-	-	2000	5	1000	-	-
印刷室等	-	-	-	-	-	2000	10	1000	-	-
廃棄物保管場所等	-	-	-	-	-	2000	15	1000	-	-

## 2. エネルギー消費性能の算定方法

### 2.1 算定方法

1. [空調設備](#) (PDF 約42MB) H30.08.10公開
2. [機械換気設備](#) (PDF 約0.8MB) H26.07.07公開
3. [照明設備](#) (PDF 約0.8MB) H26.07.07公開
4. [給湯設備](#) (PDF 約2.2MB) H26.07.07公開
5. [昇降機](#) (PDF 約0.4MB) H26.07.07公開
6. [コージェネレーション設備](#) (PDF 約2.01MB) R02.04.01公開

#### その他

- ・ [建材の一覧](#) (ZIP 約2KB) H30.08.10公開
- ・ [窓性能の一覧](#) (ZIP 約4KB) H30.10.05更新
- ・ [標準室使用条件](#) (ZIP 約8KB) H30.08.10公開
- ・ [標準室使用条件の詳細](#) (PDF 約629KB) H26.03.03公開
- ・ [カレンダーパターン](#) (PDF 約218KB) H26.03.03公開
- ・ 気象データ

拡張アメダス気象データ 標準年1995年版（1980～1995年に基づく）を使用しています。

この気象データは、株式会社気象データシステムのホームページ（[こちら](#)）より購入可能です。

- ・ [負荷計算用係数](#) (ZIP 約34KB) H30.08.10公開
- ・ [熱源機器特性係数](#) (ZIP 約6KB) H30.08.10公開
- ・ [建築物別の評価結果出力機能](#) (PDF 約500KB) R01.11.15公開

#### 参考情報

- ・ 上記「算定方法」のHTML版（[こちら](#)） H30.08.10公開
  - ・ プログラムのソースコードのMATLAB版（[こちら](#)） H30.08.10公開
- ※ソースコードに関する質問等は受け付けておりません。予めご了承ください。

[このページの先頭へ↑](#)

図 1-3 設計一次エネルギー消費量等の計算ロジック等の掲載ウェブサイト画面例(文献4)

## 1.4 省エネルギー基準の主旨とガイドラインの必要性

省エネルギー基準は、特に非住宅に関しては、適合義務化の導入によって基準適合していない場合には建築許可や建物の使用許可が降りない、という厳格なものであり、それに見合った運用が求められるものである。そのため、建物のエネルギー性能に関する評価方法には「透明性」と「根拠」（評価方法が合理的であることの裏付け）が何よりも求められる。

「透明性」とは、評価のために各種図面や添付書類（部材や設備機器の試験結果や自己適合宣言書類等）に記載されたどの数値を用い、どのような演算をして一次エネルギー消費量や外皮性能値を導出するか、及び試験結果が如何なる試験方法に基づいて行われたか、を包み隠さず公表することである。求めに応じてデータを入力すれば何らかの評価結果が出ているだけのブラックボックスでは、省エネルギー基準の評価法としては不適合とされる。

「根拠」とは、演算方法や数値の妥当性を裏付ける、その技術が実際の建物で使用される条件に近い条件で得られたデータを用いた論理的説明のことである。

同時に、省エネルギー基準においては、建築主（申請者）による「建築物省エネ性能確保計画」の作成（図 1-2）や所管行政庁等による「建築物エネルギー消費性能適合判定基準への適合審査」（同）が許容できる範囲内の手間と費用で可能でなければならない。つまり、透明性や根拠があったとしても、申請書類を作成するのに過度に煩雑な評価方法は受容されない、と同時に評価内容がルールに則っていることの審査が過度に煩雑なものとなる評価方法も受容されないのである。

一方、省エネルギー基準の適合性判定は、設計内容が基準を満たすか否かを判断することが主旨であって、どのように設計することで省エネルギー性能が向上するかについては明示的に情報を提供してくれるものではない。また、それが一つの原因となって、1980 年以降の非住宅建築物の省エネルギー基準の歴史的特徴として、従前の「省エネルギー計画書」はその作成を専門とする者に委ねられ、設計から評価の流れは一方通行であって、省エネルギー基準が設計に活用される程度については課題が存在してきたと言えよう。

そこで本書は、新たに開発された平成 28 年省エネルギー基準のためのエネルギー性能評価法を設計実務に応用すること、一連の新たに得られた知見を設計に活かし易い形で表現しなおし、設計における意思決定に利用してもらうことを旨としている。

本書が読者として想定するのは、非住宅建築物の省エネルギー設計に関わる実務者であるが、そうした実務者の職種は広範に及ぶと言える。意匠設計者にとっても外皮の熱的性能や空調方式の選定や配置計画などは関係があろう。設備設計者といっても空調設備、給湯設備、照明設備など分野は多岐にわたる。オーダーメイド的に製作される建築設備、特に空調設備の場合は施工段階での機種選定やその変更、竣工前における試運転調整（単に動くだけの確認にとどまらない風量バランス調整や送風機・ポンプの出力調整など）に関するノウハウも欠かせない。組み立てられる部品（熱源、空調機、照明器具など多様な機器）の製造者に属する技術者も本書に関心を持ってほしい実務者である。

## 2章 設計プロセスと要素技術の検討

### 2.1 敷地・立地の確認

建築の設計では敷地環境として、土地の特長を確認する必要がある。その一例としては風土性としての気候を把握することとなる。夏・冬の気温、温度、風雨、降雪、そして春秋の風は風向が重要視される。これらを敷地の特長として考慮することになる。

さらに立地条件も詳細として見極める必要がある。土地の形状として平地、斜面、その向き、海や山、川、湖の位置も建築計画では重要となる。これらの関係を敷地・立地として確認し、土地の力を利用することも考えられる。以下に敷地環境を上手く取込み、立地を活かした事例を紹介する。

直島ホール（写真 2-1）の設計計画は徹底的に敷地及び周辺環境を調査するところから初められている。香川県香川郡直島町の集落が 2 年半かけて調査され、徐々に直島における風・水・太陽を活かした集落と民家の造り方、谷に平行な南北軸に沿った風を導く作り、などが把握され現代建築でどのようにそれらを取り込むかが挑戦されていると言われる。

大きな入母屋の屋根には南風を受ける風孔が空いている。そこを風が通ることにより生じる圧力差を用い、ホール大空間の気流を動きが生まれ、自然換気が行われる。またその自然換気において外気は床下空間を介し室内へ流れ込み、緩やかな勾配天井を沿う様に頂部開口へ誘因され入母屋開口により排気されることが意図されている。

高効率の機器や最新鋭の制御を用いる以前に、まず建築としてその場所場所で何ができるかを十分把握し、自然と共にある建築としてデザインと機能が具現化された好例と言える。



photo by Shigeo Ogawa

写真 2-1 直島ホール外観（直島公民館）

設計：三分一博志建築設計事務所



写真 2-2 直島ホール内観（直島公民館）

設計：三分一博志建築設計事務所

## 2.2 建築用途・規模・その他設計と条件の整理

敷地環境を把握し、その土地の力を利用することが可能であればさらに良い。敷地環境との相性は建築用途や規模にも左右されることもある。そのため土地の力を念頭に置きながら建築用途や規模とのマッチングを考えた設計と条件の整理が必要となる。このため建築用途を満たすことが最も重要となり、構造や防災関係の計画を行い安全安心が可能になった次の段階として省エネルギー計画について取り組んでいくことになる。

省エネルギーの方法として土地の力を利用することで建築設備を用いないことや建築設備の使用割合を少なくすることが考えられる。建築用途によっては室内温湿度の許容範囲が様々考えられるため、その許容値を考えながら使用条件をまとめられれば良い。室内照度についても東日本大震災以降見直しが進められていて、LEDの普及と共に、より照明使用エネルギーの低減が進んでいる。さらに自然採光の活用も与条件として進めると効果的でもある。さらにその可能性を自動化で管理することも可能となる。このことはインテリア空間とペリメータ空間に分けて考える事もできる。特に冷暖房負荷では建築用途・規模に関わることが多い。主にペリメータ負荷が多い建築規模とインテリア負荷が多い建築規模では年間の冷暖房負荷の発生が異なることになる。前者は冷暖房負荷は外乱の影響により左右されるため、冷暖房期は季節によって切替えられる。しかし後者はインテリア部での年間冷房負荷の発生が考えられ、冷房運転が継続されることがある。そのためペリメータ負荷が多い建築では外乱の影響を少なくするため、断熱や日射コントロールが重要となる。一方インテリア負荷勝の建築では、冷房負荷軽減のための環境・設備的提案が求められることになる。また空調負荷と必要換気量（外気負荷）の変動は別の動きをするため、VAV方式などで空調及び外気取入を単一ダクトで行う場合は、空調負荷がなくVAV風量が絞られた場合でも必要な外気取入量を確保可能な様に制御計画を行う必要もある。実際の運用にあった空調方式及び換気方式を採用する必要があり、ゾーニング計画をしっかりとしつつ、空調搬送系統と換気搬送系統を分けて計画することも有用である。

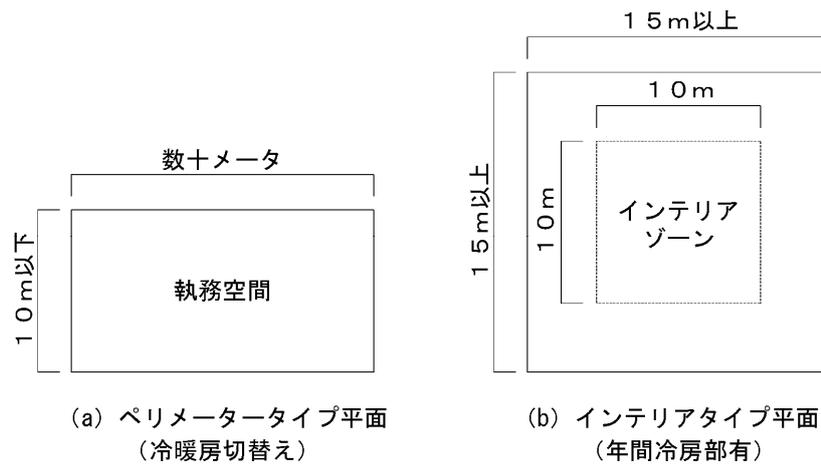


図 2-1 建築規模と基準階での冷暖房負荷

## 2.3 エネルギー消費量の削減値の設定

平成 28 年省エネルギー基準では、一次エネルギー消費量の計算によってその数値を求めることで、基準適合性を確認することになる。また、同基準では基準一次エネルギー消費量よりもさらに 20% 小さい誘導基準一次エネルギー消費量も規定されている。そこで、基準適合性については当然のこととした上で、さらに ZEB を目標としてより高い削減率を設定することが今後の方向性として考えられる。ZEB には ZEB Oriented、ZEB Ready、Nearly ZEB (I, II) そして Net Zero Energy、Net Plus Energy B とある。(参考文献：空気調和・衛生工学会 空気調和設備委員会 ZEB 定義検討小委員会 平成 27 年 6 月)

住宅に関して定義されている LCCM は LIFE CYCLE CARBON MINUS の略であり、建築時、運用時、廃棄時においてできるだけ省 CO<sub>2</sub> に取り組むことに加えて、再生可能エネルギーの利用によって、CO<sub>2</sub> 排出量をライフサイクル全体収支でマイナスにする考え方である。CO<sub>2</sub> 排出量を ZEB と LCCM で比較した概念図を図 2-2 に示す。

非住宅建築の省エネルギーの目的は設計一次エネルギー量の算出と評価を通じて、CO<sub>2</sub> 排出量を削減することが目的と言える。より高い省エネルギー性能や省 CO<sub>2</sub> 性能を実現するための設計プロセスにおけるエネルギー削減量の設定では ZEB や LCCM 的考え方が望まれる。省エネルギー基準のための設計一次エネルギー評価のみでは、バイオマス利用や雨水利用などによる省エネルギーや省 CO<sub>2</sub> 効果が評価できないので、今後の検討も必要となる。

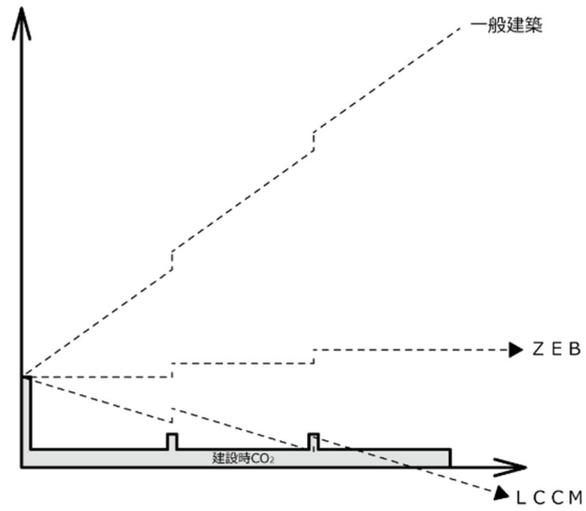


図 2-2 CO<sub>2</sub>排出量比較検討図

大規模建築において地域の特性を活かしながら CO<sub>2</sub> 排出削減を取り込んだ事例として島根県雲南市の雲南市役所新庁舎（日本設計・中林建築設計事務所 特別共同企業体）を挙げることができる。地元の森と水の恵みを活かした熱源空調システムを構築しているとされている。



写真 2-3 雲南市役所

設計：株式会社日本設計

表 2-1 雲南市新市庁舎の諸元

所在地	島根県雲南市木次町里方 5 2 1 - 1
用途	庁舎（省エネでは事務所等基準に該当）
規模	地上 5 階/地下 - 階、鉄骨造、延べ面積 7,234.26 m <sup>2</sup>
ガラス仕様	日射遮蔽複層ガラス 5 種
断熱仕様	屋根[押出法ポリスチレンフォーム保温板@35]
	壁[吹付け硬質ウレタンフォーム断熱材 A@30]
	外気に接する床[吹付け硬質ウレタンフォーム断熱材 A@35]
省エネ評価	外皮性能 BPI : 0.65
	一次エネルギー消費量 BEI : 0.61

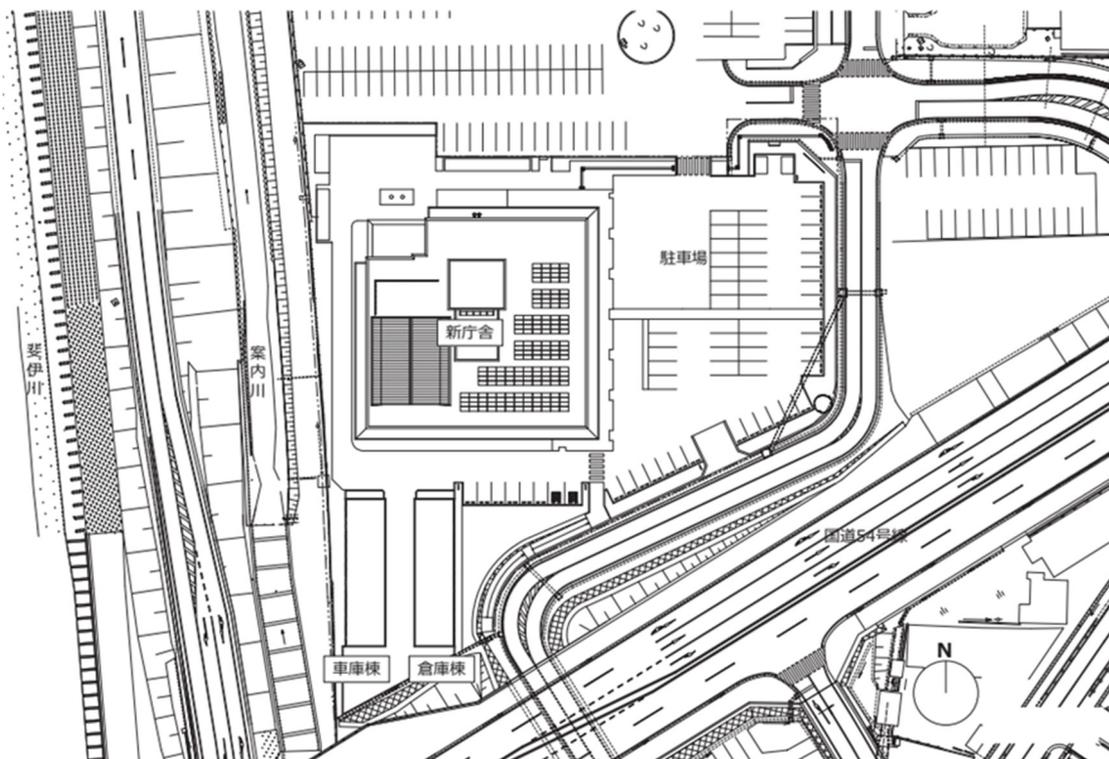


図 2-3 配置図

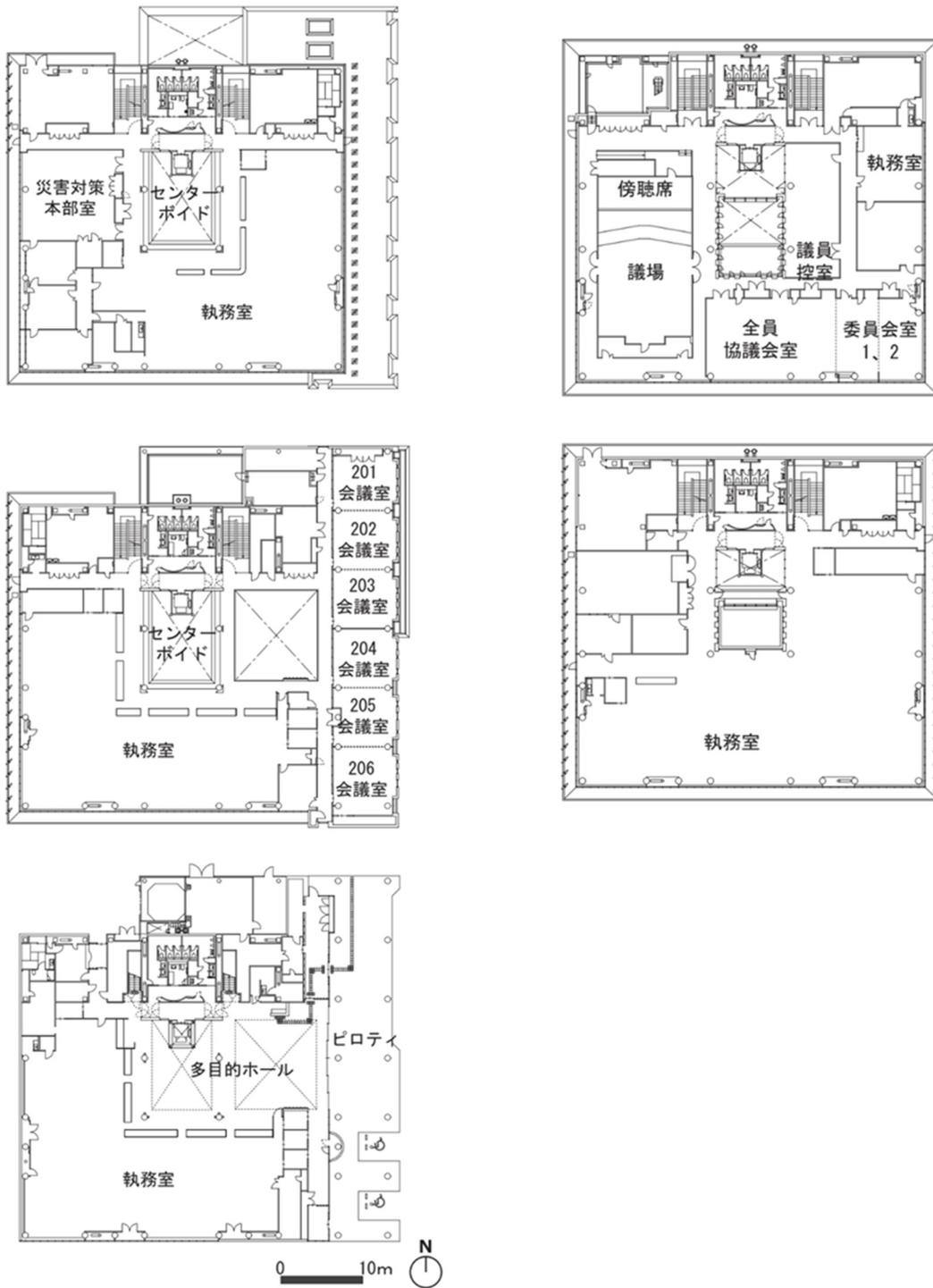


図 2-4各階平面図

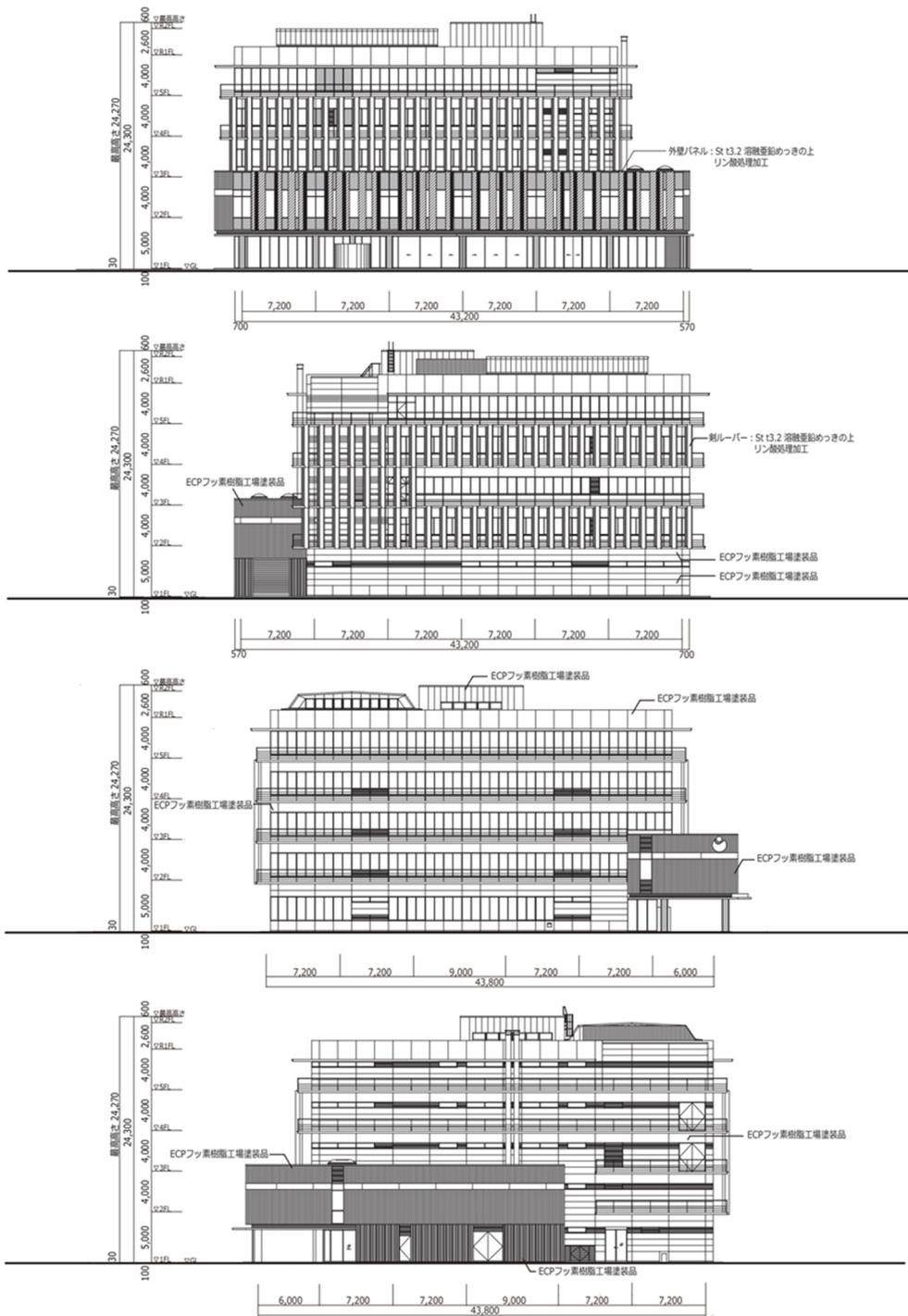


図 2-5 立面図

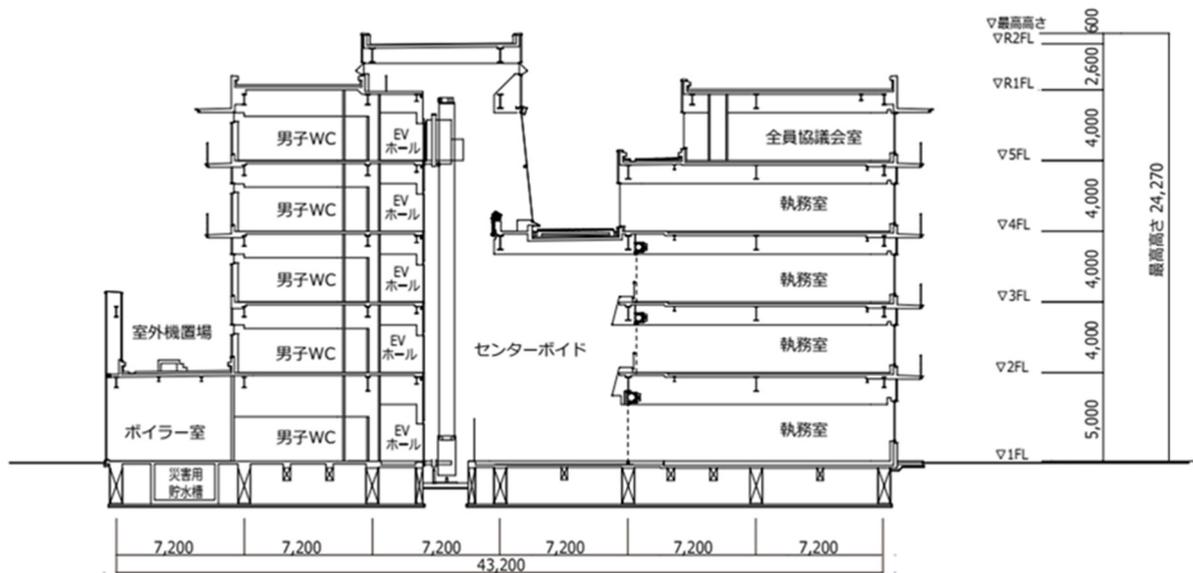


図 2-6 断面図（北-南）

以下に本建物で取入れている要素技術を簡単に紹介する。

- ・省エネルギーのための建築計画

東西外壁面には鋼製ルーバーを設置し日射遮蔽を行っている。このルーバーは剣に見立てた形状をしており、ヤマタノオロチ伝説のたたら製鉄の歴史をモチーフとし地域の歴史性からのコンセプトを機能を持ったデザインとして取り入れている。また 1～3 階にセンターボイドを設置し、執務室に設けた自然換気ダンパとボイド上部の自然換気窓により重力換気を促進、ナイトパージのためにも利用する計画となっている。

- ・バイオマス利用

雲南の森で伐採した木材をチップ化し、木質チップボイラで温水を作りその温水を暖房熱源及びデシカント空調熱源に利用している。木質チップをデシカント空調の熱源として利用することにより通年温水のまま利用可能とし、効率良く利用している。通年利用により、年間に必要な熱源エネルギーの約 35%をバイオマス利用温水で賄っているとされている。執務室へ設置した放射冷暖房パネルへの温水供給も行っている。ベース負荷をバイオマスにて賄い、不足分は高効率の空冷ヒートポンプパッケージエアコンで賄っており自然エネルギー利用と省エネルギー機器利用を併用している。

- ・地下水利用

冷熱源としては斐伊川の恵みによる豊富な地下水を利用している。井水を熱交換し、夏 17℃冬 13℃にてデシカント外調機へ取入、外気予冷や冷水コイルへの熱源として直接利用している。また執務室へ

設置した放射冷暖房パネルへの冷水供給も行っている。空調のみでなく、直接利用として散水や冬季融雪、センターボイドの南面の大きなガラス窓ルーバー（ウォータールーバー）への補給水としても活用している。井水は原水槽を設置し、安定した井水量の確保を行うと共に、還水井を設置し地下水源へ水を戻している。

・ 雨水利用

雨水利用槽へ雨水を貯水し、センターボイドの南面の大きなガラス窓ルーバー（ウォータールーバー）上部より雨水を原水とする雑用水を掛け流している。ガラスの表面温度を下げ、室内への熱負荷を軽減するとともに水のゆらぎや流水音から視覚的、聴覚的な清涼感の促進を行っている。

本建物のエネルギー計画はバイオマス利用で作りに出した温水は温熱源のまま通年利用、井水は冷熱源のまま通年利用しており、様々な要素技術を組み合わせることによりエネルギー利用を効率よく行っている好例と言える。

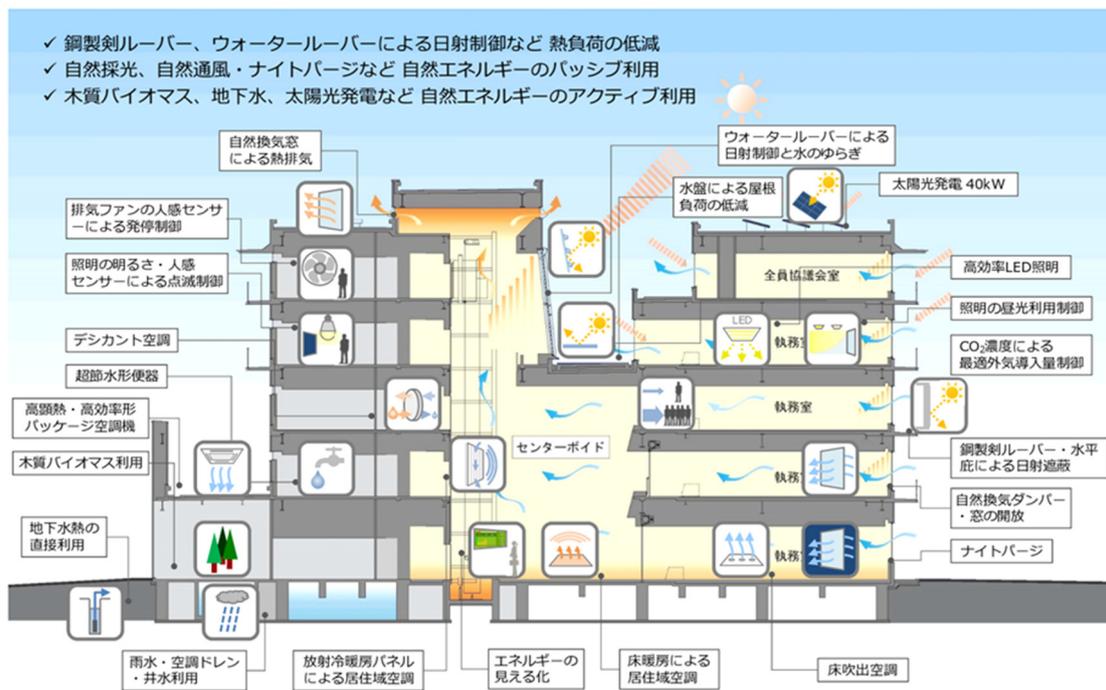
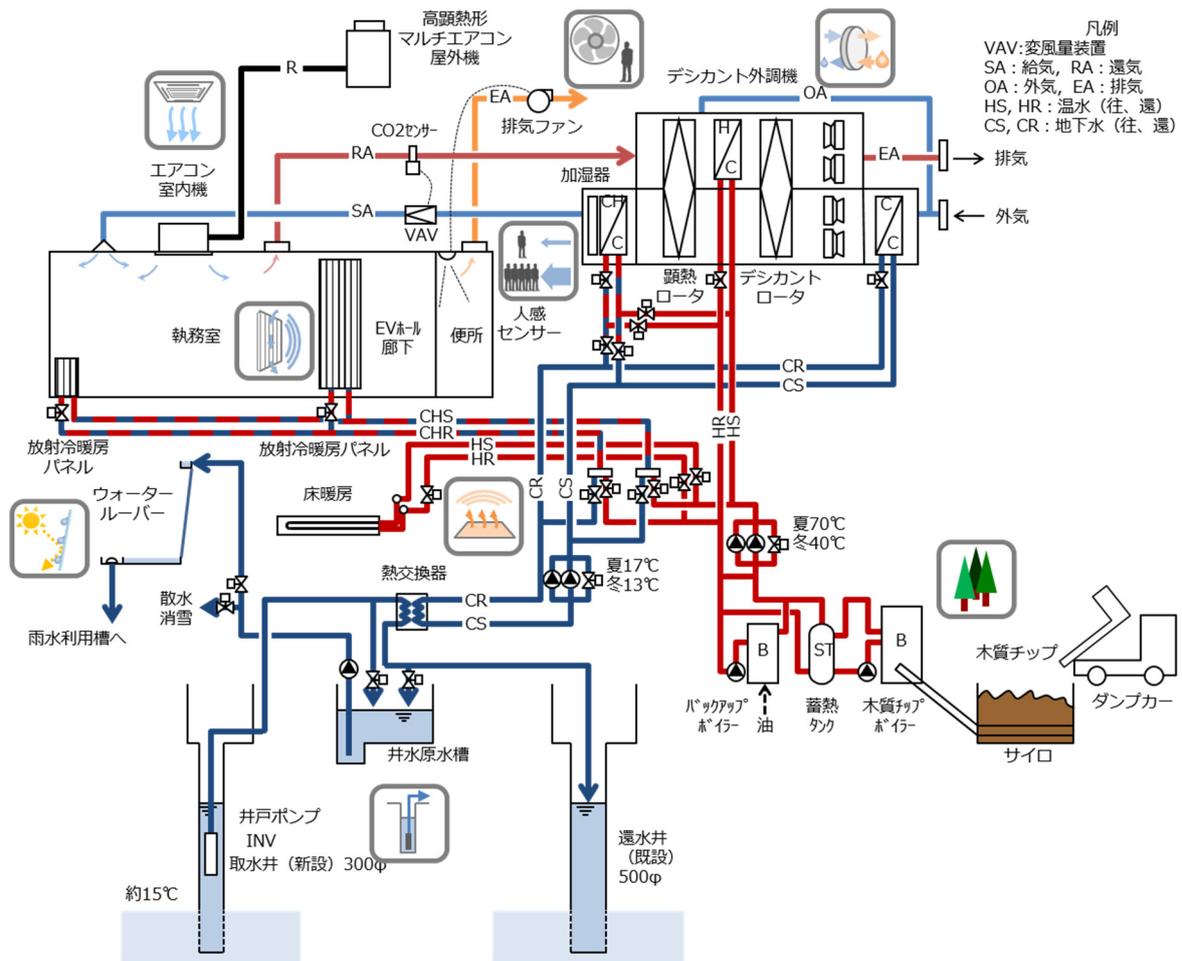


図 2-7 雲南市型環境建築の全体像



木質チップボイラーとサイロ室



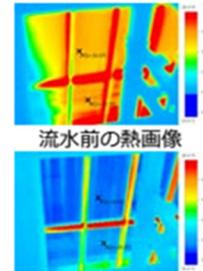
デシカント外調機



ウォータールーバー (外部)



ウォータールーバー (内部)



流水後の熱画像

図 2-8 雲南市役所 熱源空調システム概略図

## 2.4 省エネルギーのための要素技術の選択及び削減量、削減率の算出

初期計画段階において、立地条件や建物コンセプト、予算など様々な情報を整理し、どのような省エネルギー要素技術の選択が可能かの検討を行う。各要素技術によりどの程度エネルギー使用量を削減できるかを明らかにすることが必要となる。また選択した要素技術が建物全体に用いられることで、全体としての削減率を把握することが重要となる。表 2-2 に要素技術一覧を示す。省エネルギーに関する要素技術は大きく建築配置計画、外皮の設計、高効率機器等の設備設計計画に役割が分かれる。その中でさらに自然エネルギー利用をどう組み込んで行くべきかを考えると良い。建築予算や施主のコンセプト、意匠とのマッチングを考慮しつつ、費用対効果を念頭に置き計画することも重要である。

要素技術を多岐に渡り上手く取り入れた事例として YKK80 ビル（日建設計）を紹介する。敷地は東京都千代田区、付近には中小事務所ビルが立ち並び、計画地は西向き間口約 70m という決して恵まれた条件ではないが、都心のオフィスビルでの省エネルギー対策として何ができるかが徹底して計画されている。



写真 2-4 YKK80ビル 設計：株式会社日建設計



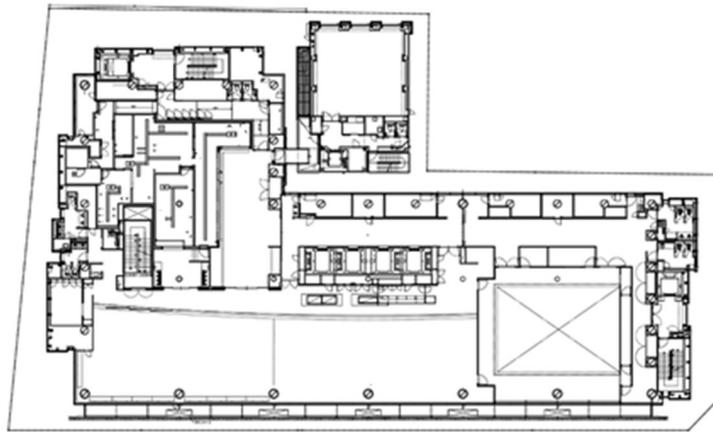


表 2-3 YKK80 ビル 諸元

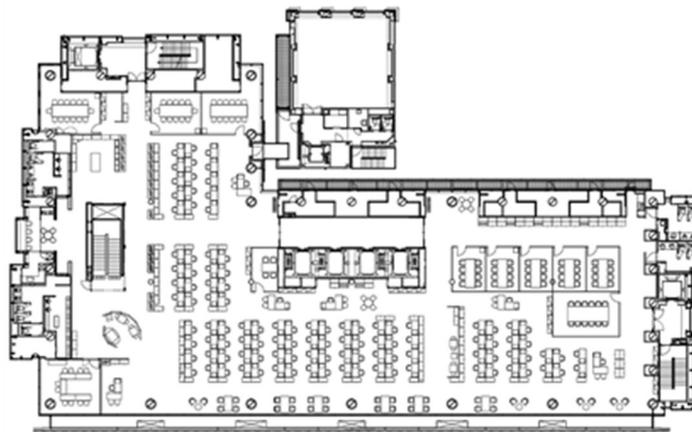
所在地	東京都千代田区神田和泉町 1
用途	事務所等
規模	地上 10 階/地下 2 階、鉄骨鉄筋コンクリート造、延べ面積 22,574.44 m <sup>2</sup>
ガラス仕様	中空 2 重窓、クライマーブラインド内蔵
断熱仕様	屋根[ポリスチレンフォーム@25]
	壁[吹付けロックウール@45]
	外気に接する床[吹付けロックウール@45]
省エネ評価	外皮性能 BPI : 0.67
	一次エネルギー消費量 BEI : 0.54



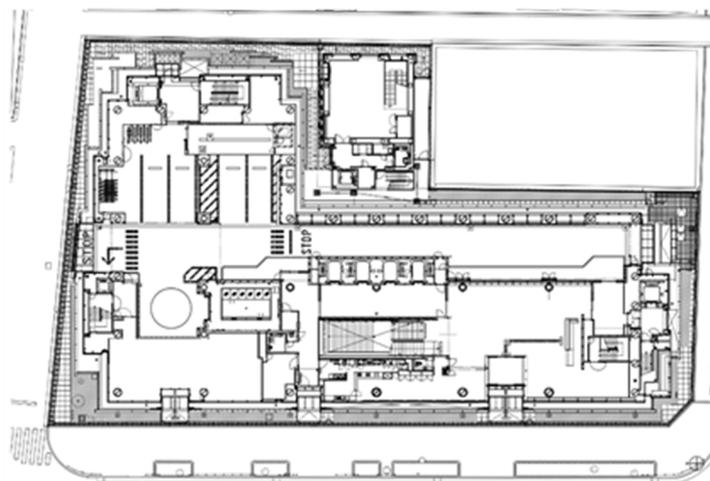
図 2-9 配置図



9階平面図



1～8階平面図



1階平面図

図 2-10 平面図

以下に本建物で取入れている要素技術を簡単に紹介する。

- ・省エネルギー及び環境配慮のための建築計画

建物西面の間口約 70m に対して多機能ファサードを設置している。西日対策として最外部のアウトースキンには日本の伝統的な簾に着想し、アルミ押出材を用いた多層型アルミレイヤーを設置している。

(図 2-11) 室内空間と最外部の間には幅 1.5m のバルコニー兼メンテナンスデッキを設置し、空調及び換気ダクトを納めることで室内空間のダクトスペースを削減、整形な室内オフィス空間を確保している。バルコニーと室内を隔てる窓は外部騒音対策として中空 2 重窓を採用、さらに 2 重窓内にブラインドを設置し、最外部のアルミファサードやバルコニーにより、庇のみでは避けることの出来なかった日射を遮蔽している。

- ・微気流併用放射空調システム

執務室の空調は天井に設置した放射パネルで計画している。山谷の形状の放射パネルより自然循環で冷気が対流するが、より快適な状況を目指し放射パネルの隙間から微気流を室内へ送り込む計画がされている。放射パネル上部の天井裏空間に小型のファンを設置し、デシカント処理された外気又は外気冷房時は外気そのものを放射パネル間の隙間から室内に向けて 0.2m/s 程度で吹出している。放射冷房だけでは達成し得ない快適性を向上させるために、木陰のそよ風に着想を得た微気流併用放射空調システムを構築している。

また放射パネル付近の室内空気を小型ファンにて開口部ガラス窓へと吹出している。この際に吹出し空気を冷水熱源による熱交換コイルに通すことで、さらに除湿及び冷却してから供給し、ペリメータ部分の熱負荷を局所的に処理している。

- ・外気導入

中間期の空調負荷削減として外気冷房を行っている。交通量が多く、地上付近では排気ガスの影響が懸念されるため外気を屋上から取入れる工夫を行っている。またクールピット、ヒートピットと同じ考えで免振層をトレンチとして利用し外気の予冷予熱処理を行っている。免振層内にゴム板で仕切りを設置し熱交換距離を確保し効率良い外気処理を行っている。このトレンチと前述の地下水による外気熱交換を合算すると外気処理エネルギー全体の約 40% の削減が達成されているとしている。

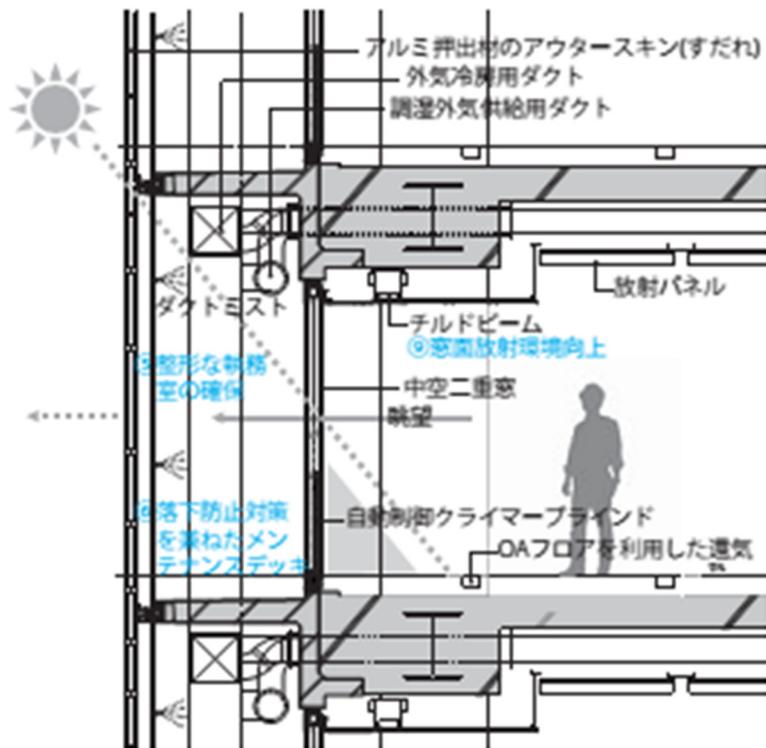
- ・中水利用

雨水、井戸水、厨房排水、空調ドレン水を雑用水の水源としている。また従来は家庭用であった超節水大便器の採用や手洗い自動水栓のオートストップ時間調整などにより建物の水使用量を削減している。これにより便所洗浄水及び緑地散水用水のほぼ 100% を中水利用で賄っている。

- ・設計、施工、運用での性能検証と評価の実施

微気流併用放射空調システムなど、新たな空調システムをより効率的、より快適に計画、施工、運用するために設計段階においてシミュレーションやモックアップ作成による検証などを行っている。外気冷房の取入時間なども運用しながらのデータ分析で竣工 2 年後により効果を出している。

本建物は都心で制限の多い敷地状況に対して、意匠性や企業イメージを確保しつつ、さらに省エネルギー性と快適性を兼ね備えた多様な要素技術を採用し、運用開始後も検証によりさらに建物として成長を遂げている好例と言える。



\* 1

写真4. メンテナンスデッキ

図 2-11 YKK80ビルの多機能ファサード



\* 2

写真 1. 内観写真

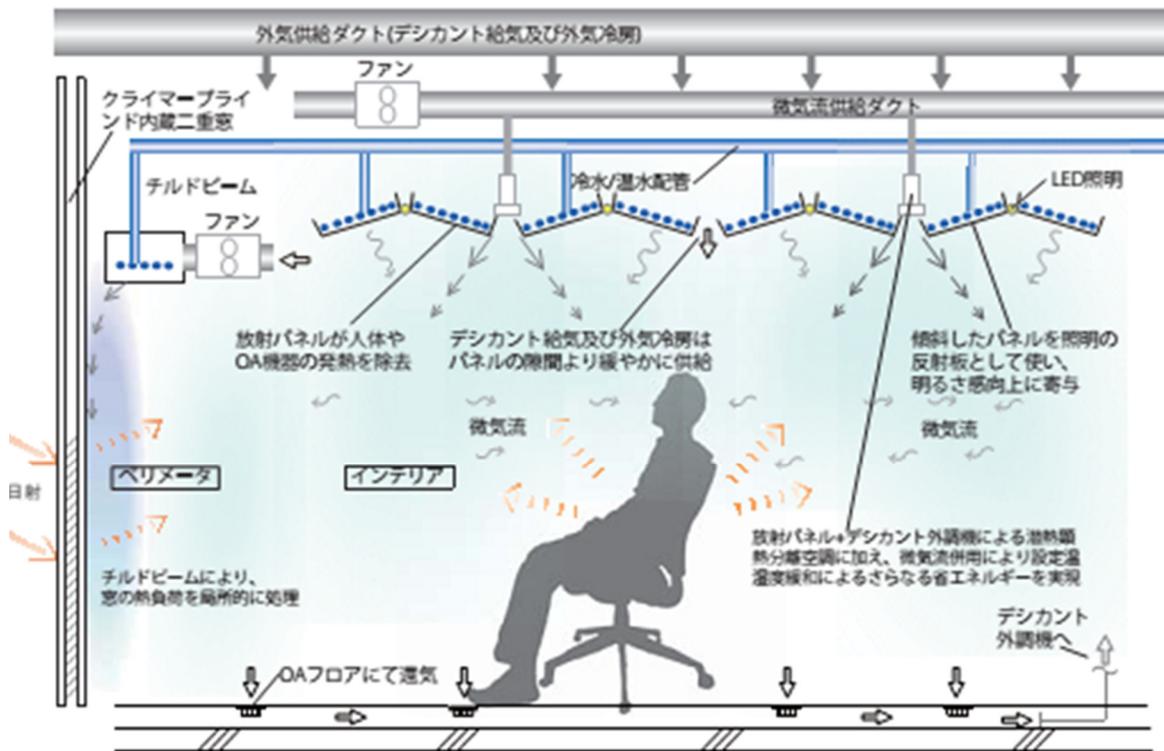


図 2-12 YKK80 ビルの微気流併用放射空調システムの構成

## 2.5 イニシャルコスト増加分の把握

省エネルギー要素技術は既存技術に取って変わるものや、新しく生まれるものもある。それら技術の採用により、イニシャルコストの増加につながることもある。これを既存技術とのコスト比較から増加分を把握しながら検討を進めることが求められる。多くの省エネルギー要素技術はイニシャルコスト増になるが、コスト減となる技術が生まれた場合も減額分を把握しておくことによりその価値を明らかにする必要性もある。

## 2.6 費用対効果の算出

省エネルギー要素技術を採用することは一般的にはイニシャルコスト増加となる。しかしその効果として省エネルギーが達成されることによりランニングコストを削減することができる。これらの費用対効果を算出し、確認する必要がある。費用対効果を検討する場合、金利や物価上昇を考慮すると正確な評価が可能と言われている。しかしながら、将来の物価上昇や金利は予測が難しいため、単純な評価として、費用対効果を求めるために省エネルギー要素技術によるイニシャルコストの増加分を1年間のランニングコストの減少分で除して、おおまかな投資回収年数を算出し、その年数がその要素技術の耐久年数以下になることが確認できると良い。

## 2.7 設計内容の評価

省エネルギーのために提案した要素技術ごとに費用対効果が示されることで、各要素技術の採用の可否が決められる。しかし、要素技術の採用可否は費用対効果ばかりでなく要素技術の将来における可能性に期待して、設備更新時における採用を想定することもある。例えばデシカント空調はその効果から期待値は大きいですが、一般にイニシャルコストが高く、費用対効果からはなかなか採用に至らないが、今後の普及により費用低下が実現すれば、将来における採用の可能性も考えられる。

### 3章 エネルギー消費の決定要因

ここで「エネルギー消費」とは、電力、ガス（都市ガスやプロパンガス）、灯油といった種類の販売されているエネルギーの使用を意味する。この使用量を削減することが「省エネルギー」であると言える。

そうしたエネルギーを使用することは多くの場合は不可避であるが、建築の外皮や設備の役割に関して、設計、施工、竣工時の検査や調整、運転、維持管理を注意深く行うことでエネルギーの使用量を大幅に削減することが可能である。

#### 3.1 空調設備

まず、暖冷房、換気、調湿の機能を果たす空調設備の使用に伴って生じる空調エネルギー消費が何によって決まるのかを、考えてみよう（給湯、照明といった他の用途についても共通した点が少なくない）。考えるに当たって、まず知っておくべきことは、「空調負荷」の概念である。「空調負荷」とは、快適な室内温湿度と空気質を実現するために部屋に供給又は部屋から除去しなければならない熱量のことである。

空調エネルギー消費の決定要因としては、大きく分けて、空調負荷の多寡に影響を持つ要因と、空調設備が一定の量の空調負荷を処理する際のエネルギー効率に関する要因という2つの要因がある。

以下、空調負荷及びエネルギー効率に影響を及ぼす主な決定要因について解説する。

##### (1) 空調負荷の決定要因

第一に、気象条件が空調負荷の多寡に影響する。例えば、外気の温度や湿度が高く、日射量の大きな沖縄県のような蒸暑地域ではそれだけ冷房のための空調負荷が大きくなる。寒冷地では暖房のための空調負荷が大きくなる。

第二に、部屋の使われ方が空調負荷に影響する。暖冷房時の設定温度と設定湿度（湿度は制御せず、設定湿度は設けないこともあり得る）、換気量（外気導入量）、部屋の使用時間や空調時間、部屋の内部で発生する熱（内部発熱）などが関係する。例えば、空調負荷のうちの冷房負荷は、設定温湿度が低いほど、換気量が大きいほど、冷房時間が長いほど、内部発熱が大きいほど一般的に大きくなる。それらの要因がいずれも部屋の使われ方に関係する。

第三に、部屋を包み込んでいる外皮（屋根、壁、窓、床など）の日射遮蔽性能と断熱性能が影響する。室内に入り込む日射の量が多いほど冷房負荷は大きくなる。窓に関しては、方位を考慮すること、そして庇などの日除けやブラインドの活用が、屋根に関しては主として断熱を施すことが日射遮蔽性能を高めるのに効果がある。断熱は内部から外部への熱貫流を抑制し、暖房負荷低減の効果を持つ。

第四に、自然換気（窓開けや計画された自然換気システム）によって外気を導入し、部屋内部から排熱を行うことによって冷房負荷を減らすことが可能である。また、自然換気ではなく送風機を用いたいわゆる外気冷房によっても冷房負荷を減らすことが可能である。ただし、外気温度が目標とする室温よりも低い条件でなければ冷房負荷を減らす効果は大きくならない。

## (2) 空調設備のエネルギー効率の決定要因

### ア 中央式空調設備

前述のように、空調設備のエネルギー効率が空調エネルギー消費の多寡に大きな影響を持っている。一言で空調設備といってもそれはいくつかの部分から構成されている。ここでは、下記のように分類し、空調エネルギー消費の多寡に影響を持つ要因を考えることとする（図 3-1 において、（ア）熱源部、（イ）搬送部、（ウ）放熱部、（エ）外気取り入れ部を、搬送部（空気）以外について破線で囲み示す。搬送部（空気）及び（オ）制御部については破線囲んだ範囲外に示す）。

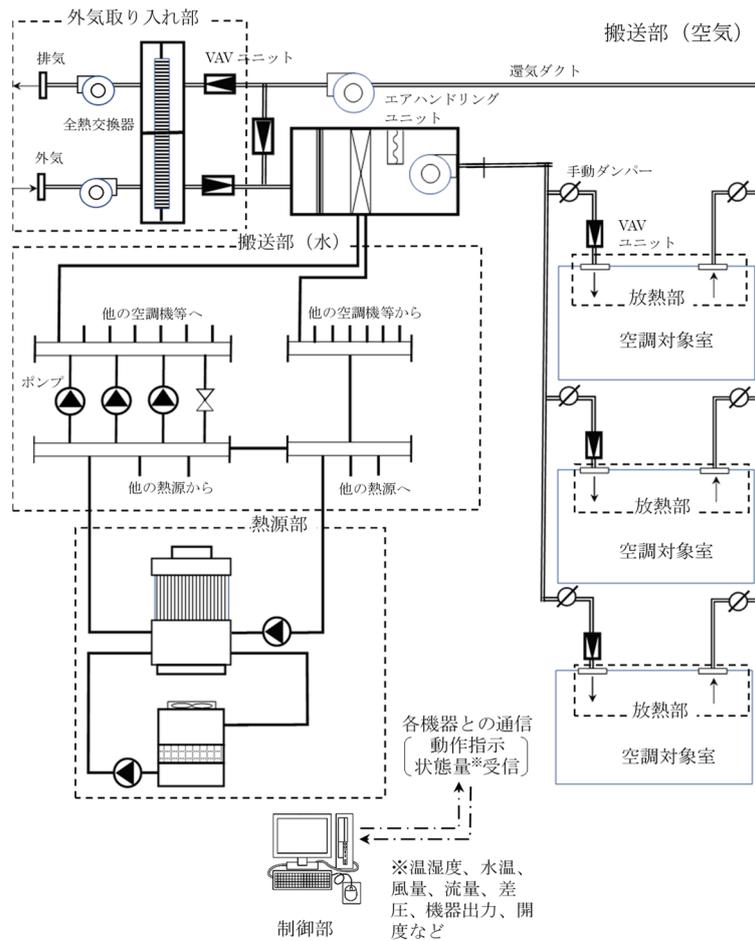


図 3-1 中央式空調設備の基本構成

- (ア) 熱源部（温熱及び冷熱を製造する部分）、
- (イ) 搬送部（熱源で製造された熱を部屋のすぐ近くまで搬送する部分）、
- (ウ) 放熱部（搬送されてきた熱を部屋に放出する部分）、
- (エ) 外気取り入れ部（部屋の換気のため外気を取り入れて搬送する部分）、
- (オ) 制御部（空調設備の各部分の運転状態を制御する部分）、

#### (ア) 熱源部

熱源部については、より多くの温熱及び冷熱を、少ないエネルギー消費で作り出せることが省エネルギーのためには重要である。前者の后者に対する比率が、熱源のエネルギー効率の指標となる。すなわち、以下の式で表される。

熱源一次エネルギー効率（COP）＝温熱供給量又は冷熱供給量／熱源一次エネルギー消費量

##### a 熱源機器の選定方法

温熱及び冷熱を製造する機器には、表 3-1 のようなものがある。

表 3-1 主な熱源機器

熱源種類		温熱源	冷熱源	使用エネルギー
ボイラ（蒸気ボイラ、温水ボイラ）、温水発生機		○		ガス、石油等
吸収式冷温水機		○	○	ガス、石油等
チリングユニット ヒートポンプチラーユニット	（空気熱源、水熱源、熱回収 <sup>※1</sup> ）	○	○	電気
ターボ冷凍機			○	電気
スクリュウ冷凍機			○	電気
吸収式冷凍機 <sup>※2</sup>			○	蒸気、温水

※1 冷熱、温熱を同時に製造する機種

※2 蒸気ボイラー、温水ボイラー等と組み合わせて使用

業務系建物の場合、通常は温熱負荷（暖房＋給湯）よりも冷熱負荷のほうが大きい。このため、まず温熱源機器を選定し、残った冷熱負荷を製造する冷熱源機器を選定することが多い。

温熱源機器の選定の際には、建物用途に留意する必要がある。ホテルや病院は、給湯負荷が大きく、また厨房や医療機器等で蒸気を必要とするため、温熱機器として蒸気ボイラを用いることが多い。この場合、冷熱機器は蒸気を用いた吸収冷凍機や、電動冷凍機（ターボ冷凍機、チリングユニット）との組み合わせとすることが多い。

一方、オフィスや商業施設などは、給湯を個別の給湯機で処理することが多く、熱源機器は暖房と冷房が中心となる。このため、季節によって冷房と暖房を切り替えられる吸収式冷温水機やヒートポンプユニットを主体とし、さらに夏期の冷房用として冷熱専用のターボ冷凍機やチリングユニットを

組み合わせることもある。

また熱源の選定の際には、建物の規模が重要なファクターとなる。

中小規模の建物の場合、個別分散型空調設備を採用することが多い。最近は大規模ビルでも、個別分散型空調設備を採用することがある。延床面積が 5 万㎡を超えるような大規模ビルでは、電気熱源とガス熱源を組み合わせた複合熱源方式とすることが多い。また、蓄熱槽や熱回収ヒートポンプ、コージェネレーション等と組み合わせたより複雑なシステムとすることもある。

標準的な熱源廻りシステムを図 3-2 を以下に示す。

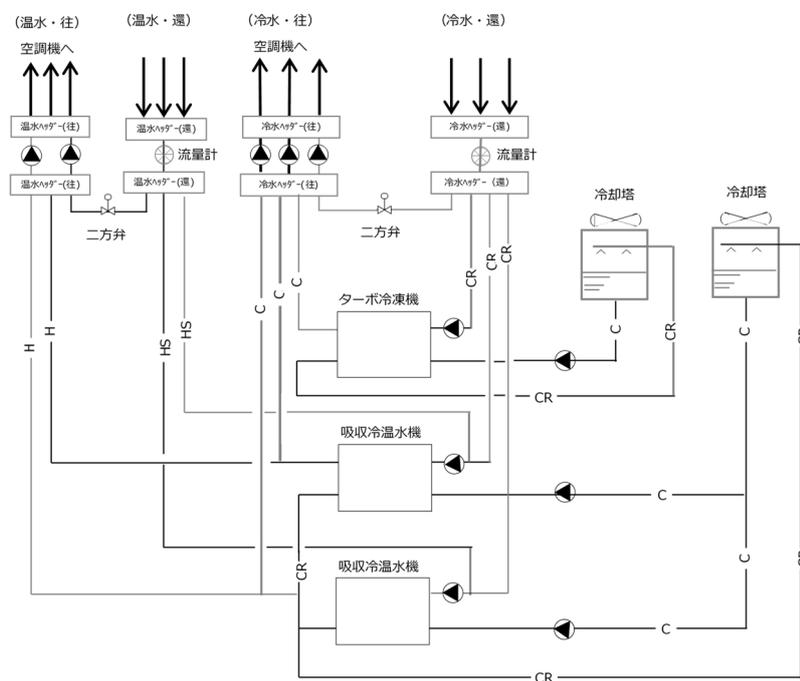


図 3-2 熱源廻りシステムの例

これらの条件のもとに、いくつかの熱源システムの候補を挙げ、エネルギー効率や経済性等の比較を行ったうえで最適なシステムを選定することが一般的な手順である。

経済性の比較を行うために、イニシャルコスト（熱源設備、受変電設備等）、ランニングコスト（光熱水費、メンテナンス費等）、機械室スペース等を算出する。エネルギー効率やランニングコストを求めるには、簡易な年間エネルギー計算を行ったり、時刻別・月別の詳細なシミュレーションを行ったりする。

#### b 熱源容量の決定

熱源機器の容量は、夏期ピーク時、冬期ピーク時の外気条件や建物の仕様（外皮の熱性能、外気導入手量、照明発熱量等）、建物の使用条件（使用時間、人員、OA コンセント容量等）を定め、最大（ピーク）熱負荷計算により求める。

ここで留意すべきは、安全を見すぎて過大な熱源容量にしないことである。その理由を以下に示す。

某事務所ビルにおける1日あたりの冷熱負荷、温熱負荷を大きい順に並べたグラフを図3-3に示す。1年を通してみると、冷房負荷・暖房負荷がピーク付近にあるのはほんの数日程度で、大部分の日は低負荷の状態となっている。よって、過大な熱源容量の機器を設置すると、多くの時間を低負荷で運転することになる。

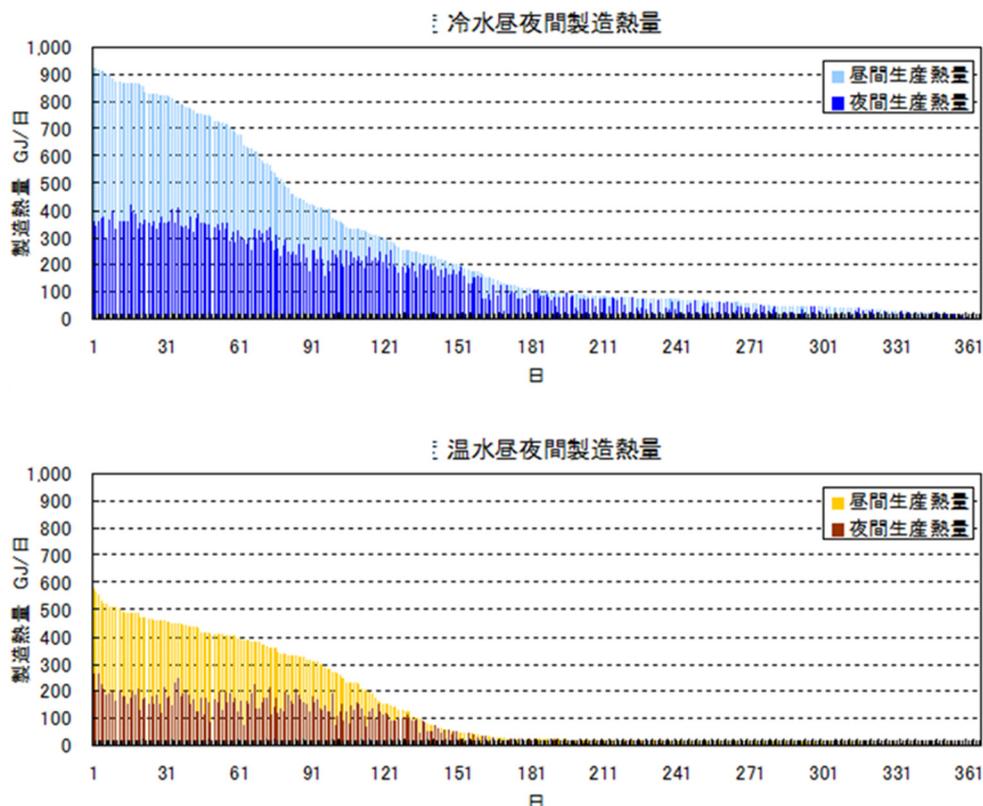


図 3-3 建物の1日の冷熱負荷・温熱負荷（降順表示）

一方、熱源機器は、図3-4に示すように、一般的に低負荷で運転するとエネルギー効率が低下する。また補機類（冷却塔、冷却水ポンプ、一次ポンプ等）は、負荷に関わらず一定の電力で運転することが多いので、これらを加えた熱源システムの総合効率は、低負荷時にはさらに低くなる。このため、適切な熱源容量を選定することが、省エネルギー上の大きなポイントとなる。

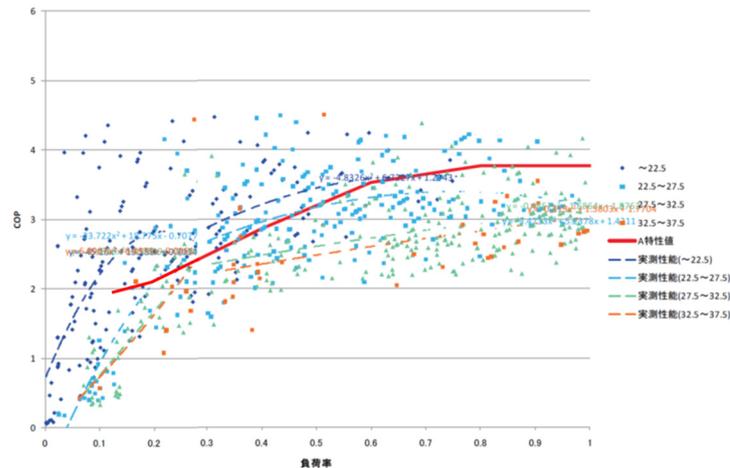


図 3-4 空気熱源ヒートポンプチラーの冷房時の運転状況

最近、LED 照明の採用によって冷房負荷が減少し、暖房負荷はやや増加する傾向にある。また大規模ビルでは、人員や OA コンセント等の内部発熱が全館同時にピークを迎えることはないので、適切な同時負荷率を見込むことができる。

熱源容量を求めるうえで、もう一つのポイントは、朝の立ち上がり負荷の見方である。夜間、熱源を止めている間に建物の躯体などに熱が蓄積されるため、熱負荷は朝の立ち上がりにピークを迎える。特に冬の休日明けは、休みの間に建物が冷え切るため、朝の立ち上がり負荷が極端に大きくなることもある。これに合わせて熱源を選定すると、過大な容量になってしまうため、通常は建物の使用開始の数時間前から予冷・予熱運転を行い、時間をかけて建物を暖めたり冷やしたりすることによって熱源容量を抑えている。

熱負荷計算を行う際には、こうした予冷・予熱時間をある程度長めに設定しておくことで、立ち上がり負荷を抑え、過大な熱源容量となることを防ぐことができる。最近のビルでは、熱源機器のスケジュール運転による自動起動や最適起動制御を導入しているため、予冷・予熱時間が長くても、早朝に運転員が起動をかける必要はない。

### c 熱源台数の分割と台数制御

熱源機器のエネルギー効率を上げるには、熱源容量を適切に分割した複数の熱源機器により熱負荷を処理するように設計し、台数制御によってなるべく高負荷率での運転が行えるようにすることが重要である。また夜間のように熱負荷が極端に小さくなる場合を想定して、小容量の熱源機器やポンプを設置したり、蓄熱システムを採用することが望ましい。

熱源機器台数の分割は、エネルギー効率の面だけでなく、機器が故障した場合の対応としても重要である。このため最低でも複数台の機器を設置することが望ましい。

複数台に分割された熱源機器は、あらかじめ設定した優先順位に従って台数制御を行う場合と、運転員が負荷を見ながら手動で発停を行う場合がある。後者は、運転員が常駐する大規模ビルや地域冷

暖房でよく見られる。熱源台数制御で、同一容量・同一機種の熱源機器が複数台ある場合は、運転時間が均等になるように、一定の時間ごとに優先順位を切り替える運転が良い。

なお、機種によっては部分負荷運転を行ったときのほうが、効率が高いこともある。例えばインバーターボ冷凍機は、図 3-5 に示すように、負荷率 40~60%程度の際に最も高効率となる機種も存在する。このため熱源容量に余裕がある時期には、実働効率に関する情報が得られた機種を計画的に部分負荷運転することによって、システム全体のエネルギー効率を上げることができる。

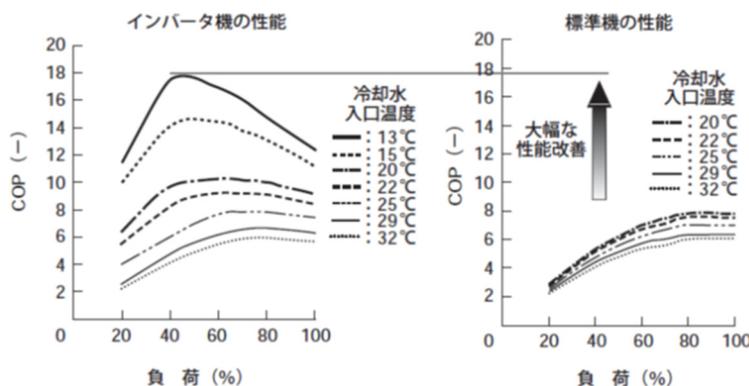


図 3-5 インバーターボ冷凍機の COP

出典：三菱重工技報 Vol.41 No.1 (2004 年 1 月)

#### d 冷却塔の制御

冷却塔は、熱源機器の種類ごとに容量の選定を行う。同一種類の熱源の場合、複数台の熱源に対し冷却水配管をまとめて設置することが多い。これはインシヤルコストや配管スペースの節約の観点だけでなく、省エネの面でも意味がある。例えばインバーターボ冷凍機は、冷却水温度を下げると COP が大幅に向上するという特性を持つ。このため中間期に 1 台の熱源しか運転しないときでも、複数台の冷却塔をまとめて運転すれば、冷却水温度が下がって冷凍機の COP を上げることができる。一方、吸収式冷温水機などは冷却水温度の影響をあまり受けなため、こうした運転には適さない。

このような冷却水温度の制御は、冷却塔のファン制御によって行う。すなわち冷却塔ファンが複数台ある場合はファンの台数制御を行う。あるいはファンにインバータを取り付け、冷却塔ファンの回転数制御を行う。こうした制御は、前述のように省エネに用いられることもあるが、主目的は熱源機器の保護のためである。冷却水温度が下がりすぎると、冷媒が凍結するなどの不具合が生じるため、冷却水温度が一定値以下に下がらないように冷却塔ファンを制御するのである。また、冬期にファンをすべて止めても冷却水温度が下がり続けるための、冷却塔を介さずに冷却水にバイパス回路を設けることもある。冷却塔廻りの制御を図 3-6 に示す。

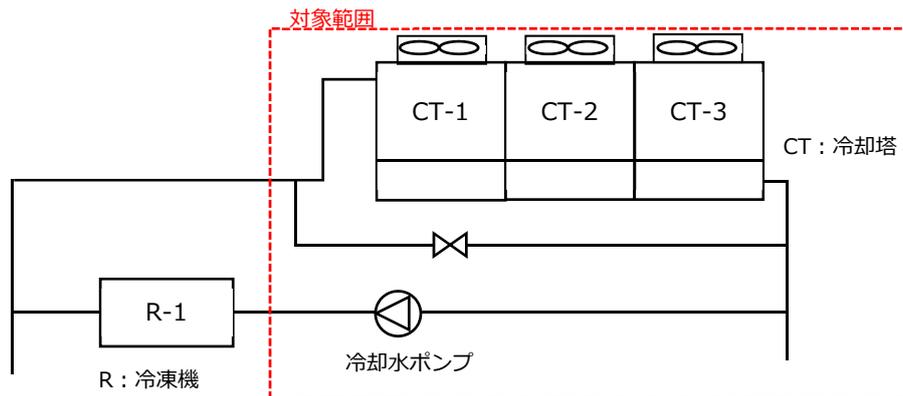


図 3-6 冷却塔廻り制御

#### e 蓄熱槽

大規模ビルでは、ターボ冷凍機やヒートポンプユニット等の電動冷熱源と蓄熱槽を組み合わせ採用することがある。蓄熱槽を採用することによって、契約電力を削減できる、熱源が常に一定の負荷で運転するためエネルギー効率が向上する、夜間等の負荷が小さいときの冷熱源機器の運転が不要になる、災害時に消防用水・生活用水として利用できる等のメリットが得られる。また、熱回収ヒートポンプを採用すると、少ないエネルギーで冷熱と温熱が同時に製造できるので省エネになるが、この場合、冷房負荷と暖房負荷の発生する時間のずれを調整するために蓄熱槽の設置が必須となる。

このように、蓄熱槽は省エネだけでなく、ランニングコスト削減や災害対応など、多目的に利用することができる。ただし、運転管理が複雑になるため、採用は大規模ビルや地域冷暖房に限られている。

蓄熱槽の形態として、かつては建物の二重ピットを利用した連通管型またはもぐり堰型を採用することが多かったが、維持管理が大変で、しかも死水域が多く思ったほどの効果が得られないことから、最近では十分な深さを持った温度成層型の蓄熱槽を採用する事例が増えている。

#### (イ) 搬送部

搬送部については、配管・ダクト長さの最短化及び配管径の拡張によって、水、冷媒や空気の流れに伴う、圧力損失を抑えることにより、搬送動力の最小化が可能となる。ポンプや送風機効率の向上と電動機及びインバータの高効率化も重要となる。さらに、配管やダクトの断熱による放熱損失の抑制も欠くことのできない工夫と言える。

ポンプ、送風機やそれらに接続される電動機は、設計時における各放熱部の熱需要と前後温度差想定によって算出される流量と、配管・ダクトの配置や形状を加味して算出される圧力損失によって選定をする必要があり、単純に大は小を兼ねるの原理で余りにも大きめの機種が選定された場合には、エネルギーの浪費が避けられない。また、圧力損失計算にはある程度の余裕を見るため、竣工前の調整において空調機等の設計流量が確保できる範囲でインバータによりポンプの出力を調整することも

検討に値しよう。

また、水、冷媒や空気の流量は、各放熱部の熱需要によって増減するものであり、熱需要に応じてポンプや送風機の出力をインバータによって調節し、必要最小限に圧力や流量を制御（変风量、変流量制御等）することも搬送部の省エネルギーのためには重要となる。

空気の搬送部については、ダクトからの空気の漏れを抑えるため狭小部に設置されるダクト接続部などの施工には十分な配慮を要する。また、空気調和機において変风量制御を採用した場合には、給気量が外気取入量及び排気量に影響を及ぼすこともあり得るため、安定した外気導入のためには外気取入れ部の構成に工夫が必要と思われる。

#### (ウ) 放熱部

放熱部とは、冷媒や水といった熱媒が運んできた熱（冷房の場合は冷熱）を、空気と熱交換の上で部屋内部に放出するか、あるいは放射の形で部屋内部に放出する機能を持った部位であり、給気口・還気口、ファンコイルユニット、放射パネル、個別分散型空調設備の室内機などが該当する。部屋内部の温熱環境を水平方向・垂直方向になるべく均一にしつつ、快適な温度及び湿度の範囲に維持するため、放熱部の容量（冷房の場合は冷房負荷処理能力）と配置、必要な吹き出し風量の確保に関して設計上の配慮が必要である。

#### (エ) 外気取り入れ部

外気取り入れ部は、室内空気質の維持のため、外気を部屋に直接供給するか、又は冷房（又は暖房）のためのエアハンドリングユニットと部屋の間を循環している空気に外気を供給する機能を持った部位である。

外気量が増えるとそれを冷却除湿又は暖房加湿するための空調負荷は増加するため、室内空気質の維持のために必要な外気導入量を見極めて、過大な外気導入が生じないような配慮が必要となる。在室者 1 人当たりの必要換気量の目安は  $20\sim 30\text{m}^3/\text{h}$  であり（建築基準法では  $20\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{人}$ 、建築設備設計基準では  $30\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{人}$  が要件とされる）、在室者数の変動が見込まれる建物や部屋によっては必要な外気導入量に変化することになる。そのような場合には、設備の管理者が曜日や時間帯によって換気量を在室者数に応じて調節する対策や、在室者の呼気に含まれる二酸化炭素の濃度計測値などによって外気導入量を自動制御する手法が省エネルギー効果をもたらすことがある（第 4 章(5)ア(イ)b(d)を参照されたい）。

さらに、排気する室内空気と導入する外気との間で熱交換を行うことにより換気負荷を削減する方法もある。そのためには通常は全熱交換器が用いられるが、給気（外気）と還気（排気）の風量バランスや熱交換効率試験時における漏れ量（試験時に還気が給気に混入していた量。この値が大きいとカタログ値の熱交換効率が実力よりも良くなる）について吟味した上で機種選定することが望まれる。

給気と還気の風量バランスを改善する（一対一に近づける）ためには、空調機がサービスをする空

間と空気の流れにより繋がった隣接空間を合わせた空間全体について、屋外との空気の出入り収支を考へねばならない。即ち、トイレ、給湯室、機械室などの第三種換気が行われる可能性のある部屋を含めた全熱交換器を通過する給気と還気の量的計画の検討が必要となる。空調対象室に入れた外気は可能な限りその大半を空調対象室から排出することで全熱交換器の給気と還気の比率を一对一とすることができる。

全熱交換器前後での還気の給気への漏入は、空調機における還気から給気への循環が許容されるのであれば問題はないはずであり、実際の建物における漏入よりも試験時における漏入に注意すべきと言える。実際の建物における還気から給気への漏入を抑制したい場合には、パージセクターを中央部に設ける対策がある。

熱源部と同様に、搬送部、放熱部、外気取り入れ部についても、実際に出現する空調負荷や必要換気量を踏まえて、機器の能力を選定することに注意しつつ、部分負荷率の小さな状況であっても各部のエネルギー効率を維持できるような工夫が重要となる。

#### (オ) 制御部

制御部は、空調設備の上述した各部の運転状態を司る部分であり、この良し悪しにより省エネルギー効果は極めて大きな影響を受ける。各種の状態量（温湿度、圧力、風量、ダンパ開度、二酸化炭素濃度）を計測するセンサーからの情報を参照しつつ、熱源部の発停、搬送部のバルブ又はダンパの開閉、ポンプや送風機の出力の制御、在室者数に応じた外気導入量の調節、等を行って、部屋の環境条件を維持しつつ、エネルギー消費量を最小限に抑えるために機能する必要がある。

制御部が意図通りに機能するためにも、熱源部、搬送部、放熱部、外気取り入れ部の機種選定、設計施工及び初期調整が適切に行われる必要がある。例えば、送風機やポンプの容量を適切に選定することによって、それら送風機やポンプの出力の可変範囲が、省エネルギーに効果を発揮する制御範囲に一致していなければならない。制御部が風量や流量を絞ろうとしても、それらが可変範囲を逸脱していると適切な制御ができないことになってしまう。

### イ 個別分散型空調設備（VRF システム）

#### (ア) 個別分散型空調設備とは何か

いわゆる個別分散型空調設備は、中央式空調設備の対極をなす空調設備であり、ひとつのまとまった製品として、日本工業規格の「JIS B 8616: 2015 パッケージエアコン」、「JIS B 8627: 2015 ガスヒートポンプ冷暖房機」などで定義されている。

JIS B 8616 においてパッケージエアコンは、「主として業務用の建物に用いられるように設計・製作されたエアコンディショナ（冷房専用又は冷房・暖房兼用の機器）であって、電動式の圧縮機、室内・室外熱交換器、送風機などを1又は2以上のキャビネットに収納したもので、空冷式のもの及び水冷式のもの」と定義されている。パッケージエアコンのうち、セパレート形（室外ユニットと

室外ユニットからなるもの) であって、室外ユニットに 2 台以上の室内ユニットを接続し、かつ、室内ユニットを個別に制御するものをマルチ形と定義している。

一方、JIS B 8627 においてガスヒートポンプは、「都市ガス又は液化石油ガスを燃料とするガスエンジンによって、蒸気圧縮冷凍サイクルの圧縮機を駆動し、かつ、暖房時にエンジン排熱を回収利用するヒートポンプ式の冷暖房機」として定義されている。パッケージエアコンと同様、ガスヒートポンプのうち、1 台の室外機に 2 台以上の室内機を接続し、かつ、室内機を個別に制御するものをマルチ形と定義している。

各々の規格において、パッケージエアコンは室外ユニット 1 台当たりの定格冷房標準能力が 56kW 以下、ガスヒートポンプは室外機 1 台当たりの定格冷房標準能力が 85kW 以下と規定されているが、複数台を組み合わせることにより大きな冷暖房能力を実現することが可能となっており、最近では大規模な建物でも採用事例が見られるようになってきている。少数の室内ユニット又は室内機（以下、室内機という）を接続した小さな熱源を分散して建物内に配置する場合には、名前の通り個別分散と呼ぶのが適当であるが、大規模なシステムを構成する場合にはもはや個別分散と呼ぶのが適当なのか再考の余地が残る。いわゆる中央式空調設備と比べた場合に最も特徴的なのは、冷媒を直接的に室内側の放熱器に搬送する点であり、空気や水に比べて冷媒の単位重量当たりの熱搬送能力が大きいが故に、熱搬送に関わるエネルギー効率が低い点に特徴がある。国内外でよく使用される名称としては、VRF (Variable Refrigerant Flow) 又は VRV (Variable Refrigerant Volume) というものがある。

VRF システムには、システムの冷暖房モードをいずれかひとつに切り替えて冷房又は暖房を行うもの（冷暖切替）と、システムの複数の室内機毎（又は室内機のグループ毎）に冷暖房モードのいずれかを選択でき、システムとして冷暖房を同時に行えるもの（冷暖同時）が存在する。図 3-7 は冷暖切替 VRF システムの構成を、図 3-8 は冷暖同時 VRF システムの構成を示す。冷媒配管は、図 3-7 の冷暖切替 VRF システムでは高圧液用とガス（高圧又は低圧）用の 2 管、図 3-8 の冷暖同時 VRF システムでは一般的には冷暖切替部までは高圧液用、高圧ガス用及び低圧ガス用の 3 管で構成される。

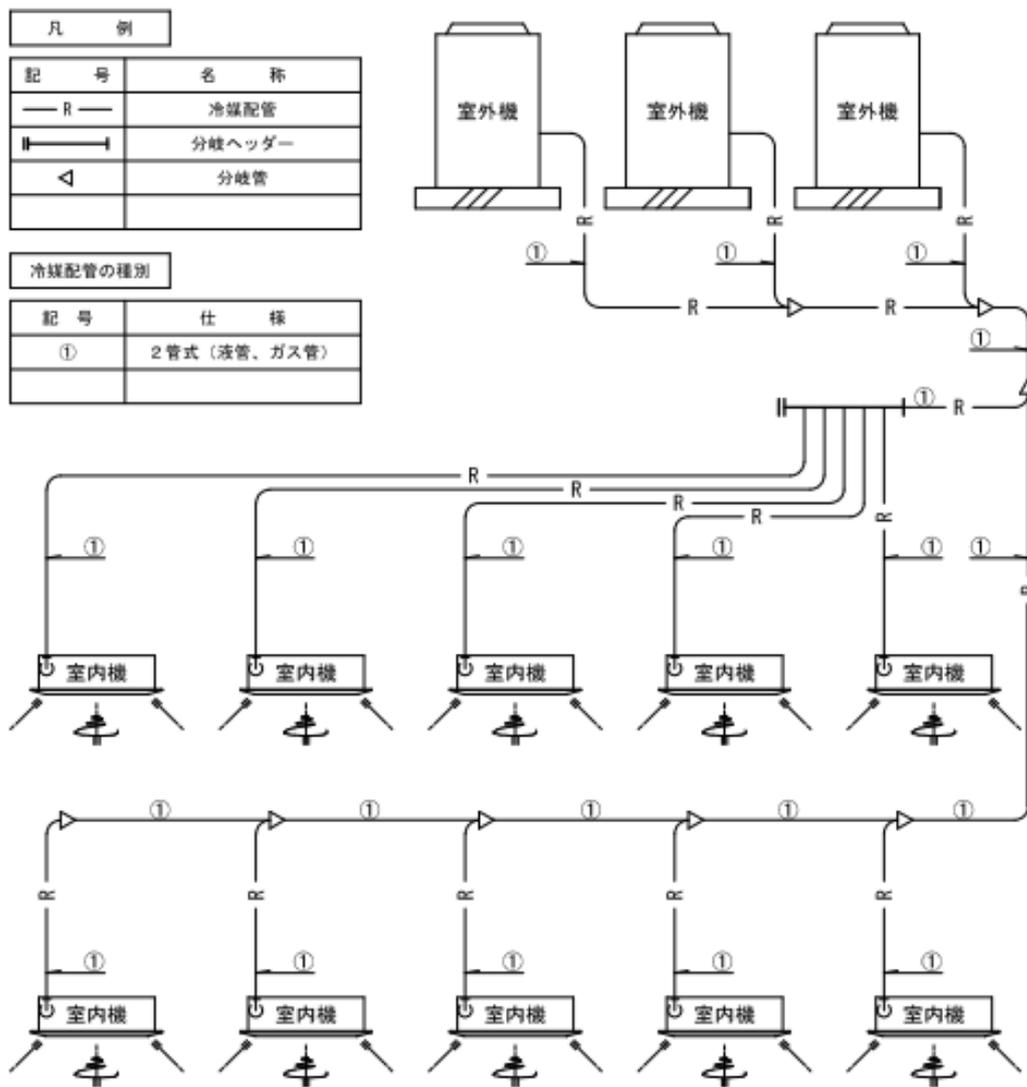


図 3-7 冷暖切替VRFシステム

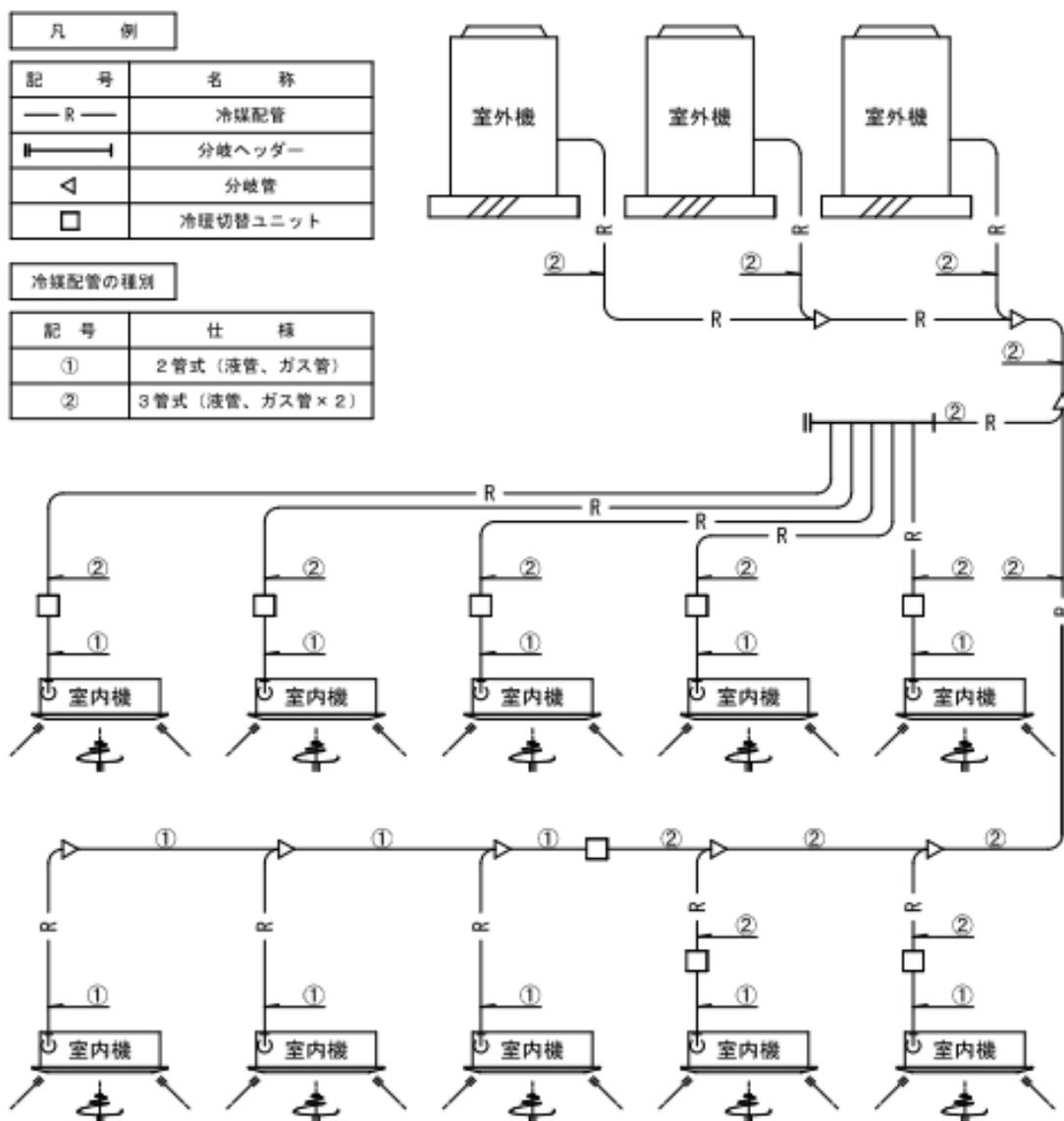


図 3-8 冷暖同時VRFシステム

(イ) VRFシステムのための換気方式

VRF システム自体は換気機能を持たないため、換気設備を追加的に設ける必要がある。追加的な換気方式としては、①VRF システムの熱源（室外機）を共有して温度調整を行うか、②全熱交換換気を行うか、の2つの観点から分類することができる。

図 3-9 は、導入外気の温湿度制御を行う空調機を設ける方式であり①に該当する。図 3-10 及び図 3-11 は、いずれも全熱交換換気ユニット（送風機と全熱交換素子を一体化した設備）を用いており②に該当するが、図 3-10 については同ユニットに冷媒配管及び給水配管を導くとともにコイルを内蔵させることにより①にも該当し、温湿度調整機能を有している。

(ウ) 湿度調整

日本の高湿な夏、乾燥した冬に備えて、空調設備により室内の除加湿を行うことの重要性は高い。一方で、VRF システムの多くは乾球温度のリモコン設定値のみにより制御されており湿度は成り行きとなるが、図 3-9、図 3-10、図 3-11 のように湿度調整機能を付加することも可能である。なお、図 3-11 は室内機に給水配管を導くことにより冬期における加湿が可能となっている。

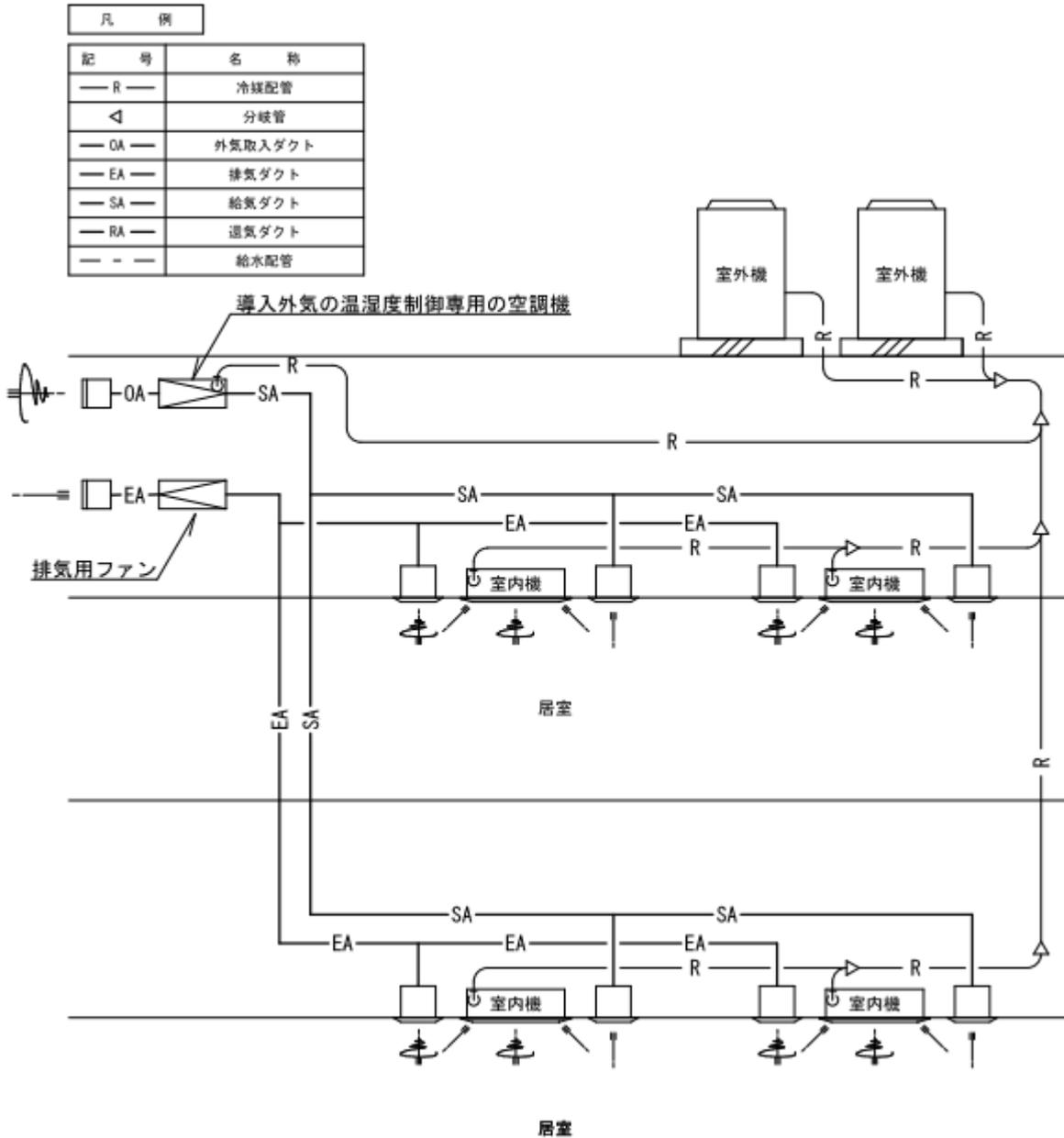


図 3-9 導入外気の温湿度制御専用の空調機を用いた VRF システムのための換気方式

凡 例

記 号	名 称
— R —	冷媒配管
<	分岐管
— OA —	外気取入ダクト
— EA —	排気ダクト
— SA —	給気ダクト
— RA —	還気ダクト
— — —	給水配管

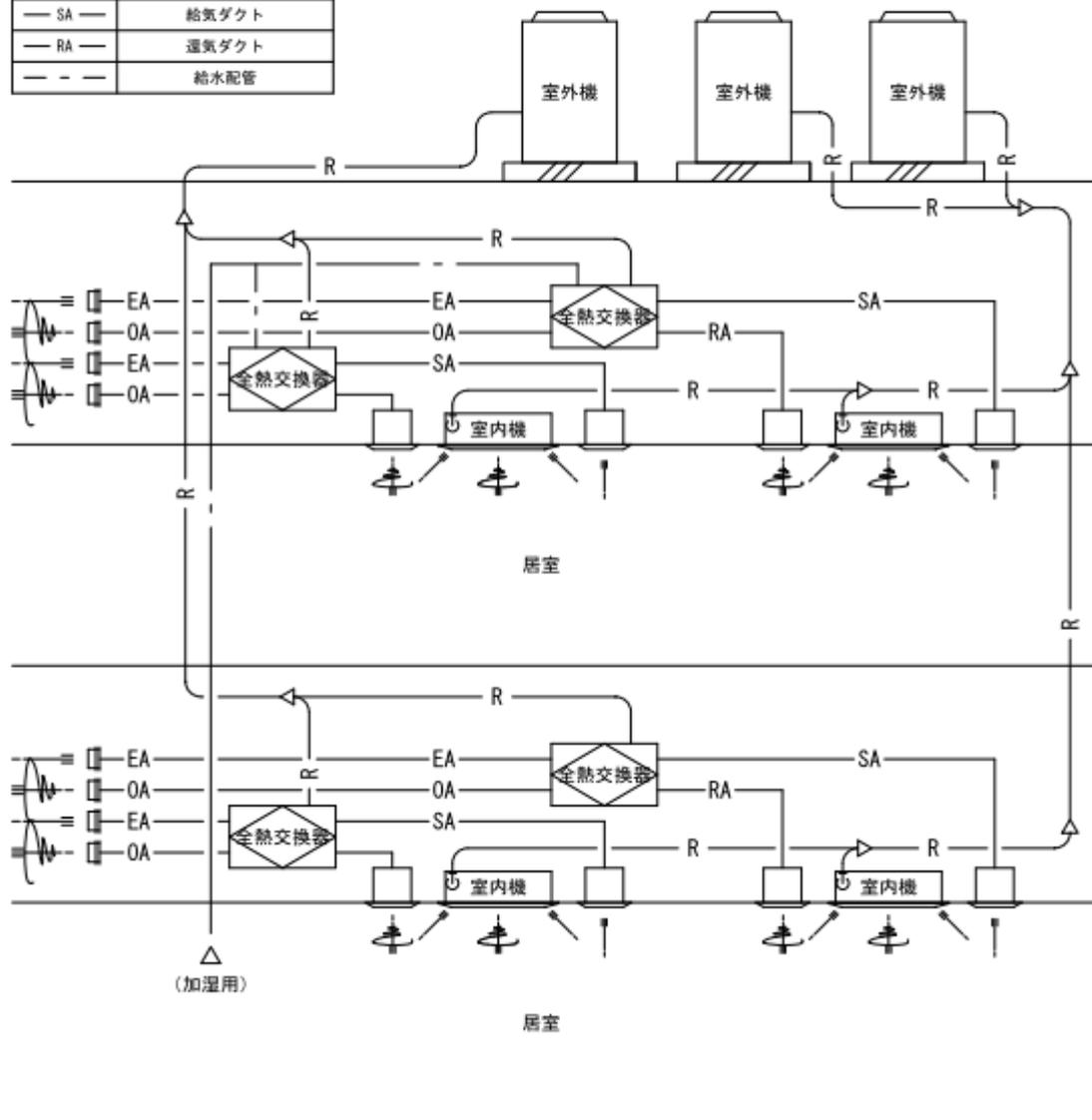


図 3-10 直膨コイル付全熱交換器を用いた VRF システムのための換気方式

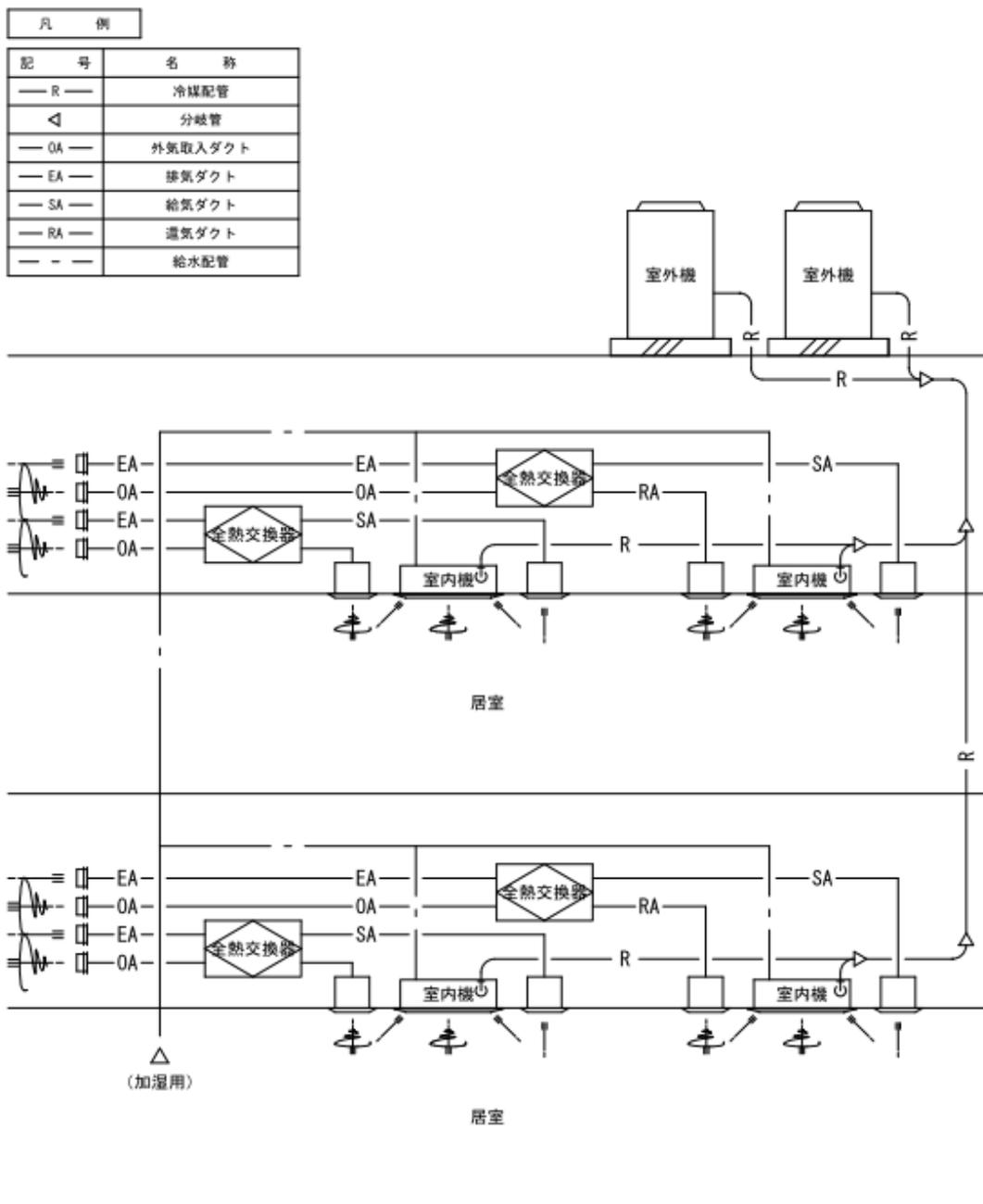


図 3-11 全熱交換器を用いた換気システムを VRF システムに併設する換気方式

(工) VRFシステムのエネルギー効率の評価（機器としての評価）

JIS B 8616: 2015 パッケージエアコンでは、電気式の VRF システムの冷暖房エネルギー効率に関する特性値の試験方法や計算方法を規定している。マルチ形の VRF システムについては、室外機の冷房能力と室内機の冷房能力を極力一致させて試験することを求めた上で（室内機の能力が相対的に大きくなると、より効率良く放熱がなされ冷暖房システムのエネルギー効率が向上することが考えられるため）、試験時の冷媒配管長さについても標準長さとして 5~10m の範囲で規定している。

エネルギー効率に関わる指標としてこの規格では、表 3-2 のような数値を規定しているが、すべての数値が公表されているわけではない。通年エネルギー消費効率（以下、APF という。）は必ず表示されるものの、その計算に使用される中間や最小の能力（出力）条件に関する数値は公表されることが希である。

表 3-2 VRF システムのエネルギー効率に関わる主な特性値（JIS B 8616:2015 表 5 の用語を使用し作成）

特性値（単位は kW）	説明
定格冷房標準能力(●)	標準定格条件（室外側乾球温 35℃等）において達成される出力
定格冷房標準消費電力(●)	そのときの消費電力（入力）
定格冷房中温能力(○)	定格冷房標準能力に同じ
定格冷房中温消費電力(○)	室外側乾球温 29℃等の中温条件としたときの消費電力（入力）
中間冷房標準能力(●)	標準定格条件において出現することが確認された中間的な出力
中間冷房標準消費電力(●)	そのときの消費電力（入力）
中間冷房中温能力(●)	中間冷房標準能力に同じ
中間冷房中温消費電力(●)	室外側乾球温 29℃等の中温条件としたときの消費電力（入力）
最小冷房中温能力(●)	標準定格条件において出現することが確認される最小の出力
最小冷房中温消費電力(●)	室外側乾球温 29℃等の中温条件としたときの消費電力（入力）
定格暖房標準能力(●)	標準定格条件（室外側乾球温 7℃等）において達成される出力
定格暖房標準消費電力(●)	そのときの消費電力（入力）
中間暖房標準能力(●)	標準定格条件において出現することが確認された中間的な出力
中間暖房標準消費電力(●)	そのときの消費電力（入力）
最小暖房標準能力(●)	標準定格条件において出現することが確認された最小の出力
最小暖房標準消費電力(●)	そのときの消費電力（入力）
最大暖房低温能力(●)	低温条件（室外側乾球温 2℃等）において達成される最大の出力
最大暖房低温消費電力(●)	そのときの消費電力（入力）
最大暖房極低温能力(○)	極低温条件（室外乾球温-7℃等）において達成される最大の出力
最大暖房極低温消費電力(○)	そのときの消費電力（入力）
通年エネルギー消費効率※	APF と呼ばれる指標で JIS B 8616:2015 の付録 A で規定される

※表中の特性値のうち、「通年エネルギー消費効率」のみ単位は無次元。

●は試験対象、○は他の試験値からの簡易推定も可とされていることを示す。

機器としての総合的なエネルギー効率指標として考案された APF の計算方法は JIS B 8616:2015 等で規定されるが、その特徴は以下の点にあると言える：

①東京の気象データを用い、空調負荷の大きさは外気温に比例すると仮定、

- ②建物用途は事務所と店舗を仮定、
- ③冷房の場合、最大冷房負荷が機器の定格能力に一致するとし、暖房の場合は最大暖房負荷が定格能力の約半分と仮定（事務所の場合）、
- ④機器の冷暖房能力に対する空調負荷の相対的な大きさ（建築設備分野では「部分負荷率」と呼ぶことがある）に起因するエネルギー効率の変化を考慮、
- ⑤外気温に伴うエネルギー効率の変化を考慮。

図 3-12 に圧縮機の回転数を制御するタイプ（回転数制御形）の冷房に関するエネルギー効率算定方法の骨子を示す。

表 3-2 に掲げる冷房に関する特性値を横軸外気温の図上にプロットして、冷房能力及び冷房消費電力の直線を描き、冷房負荷の仮定（18℃で負荷ゼロ、35℃でちょうど定格能力に相当する冷房負荷が生じると仮定）との交点を求めて機器の運転点（◎）を求める。各運転点の X 座標（外気温）と消費電力及び E E R の直線との交点から各運転点の消費電力及び E E R を求める（◎）。なお、最小能力までは機器は連続運転すると仮定し、それ以下では断続運転すると仮定、冷房負荷ゼロのときに最小能力時の E E R の 0.5 倍になると仮定している。

図 3-13 に同じく暖房に関するエネルギー効率算定方法の骨子を示す。冷房の場合と異なるのは、定格能力を超える能力を機器が有することを前提として最大能力についても試験測定がなされること、熱交換器への着霜による外気温 5.5℃～7℃の範囲における能力及び効率の低下が考慮されること、負荷が最大能力を超える外気温以下における能力不足分を電熱ヒーターが分担すると仮定されている（ただし、使用される東京の気温は最低でも 2℃であるため電熱ヒーターの使用は実際には適用されない）こと、の 3 点である。最小能力以下の断続運転の想定及びエネルギー消費効率 C O P の低下に関する仮定は冷房と同様である。

結局、APF は図 3-12 及び図 3-13 のような試験結果と諸仮定に基づき計算される年間の冷房負荷、冷房消費電力量、暖房負荷、暖房消費電力量に基づき下式によって求められる。

$$APF = \frac{\text{年間冷房負荷(kWh)} + \text{年間暖房負荷(kWh)}}{\text{年間冷房消費電力量(kWh)} + \text{年間暖房消費電力量(kWh)}}$$

このように定義された APF は、機器としての VRF システムのエネルギー効率評価のためには極めて優れた指標であり、機器間の比較に適したものと言える。ただし、実際に建物に設置され使用された時の実働性能の評価に用いるには、いくつかの課題を残している。即ち、機器の定格又は最大能力と負荷との関係は、必ずしも実際の設計とは一致しないこと、温暖地（東京）の気象条件についてのみ評価可能であること、最小能力以上においては断続運転が生じないとの仮定が置かれていること、断続運転による効率低下は機器によらず一律の評価がなされていること、といった諸点である。

このことから、建築物省エネルギー法の評価においては APF、中間能力及び最小能力に関する試験値を用いず、定格標準条件に関する試験値のみを使用している。

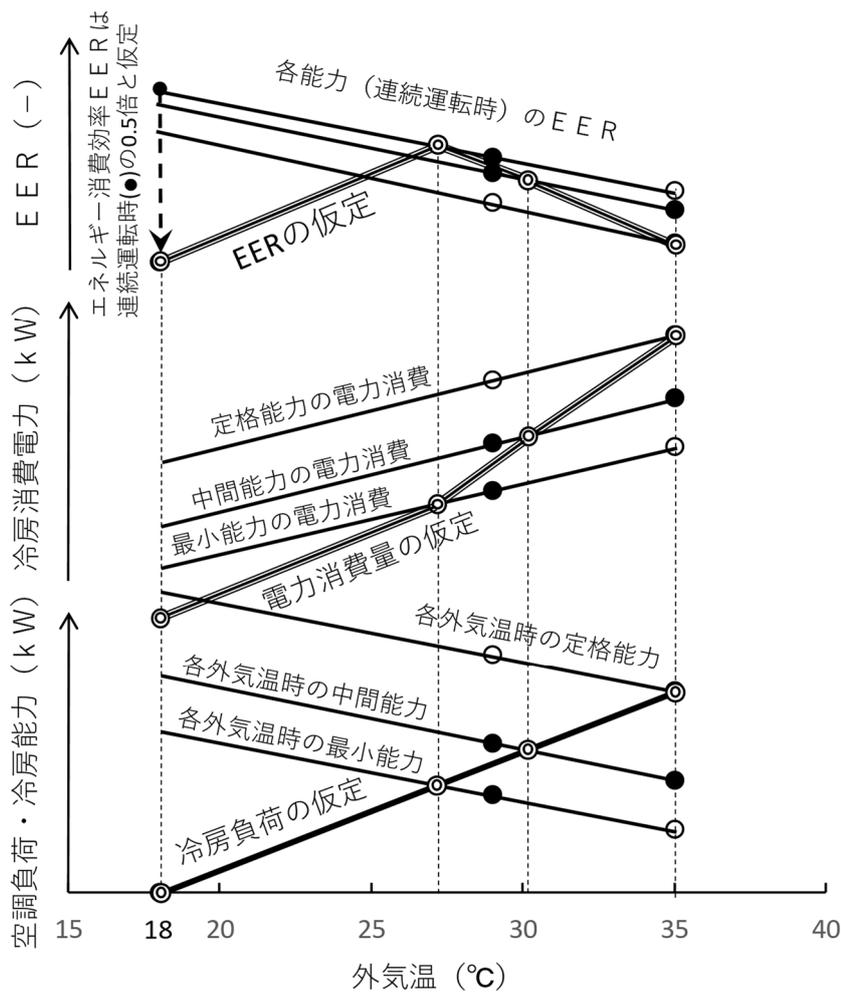


図 3-12 外気温に伴う冷房負荷、電力消費量、冷房エネルギー消費効率 (EER) の仮定の導出方法  
 [●は試験値、○は試験値に基づく計算値、実線はそれらを結び得られる最大、定格、中間、最小能力と外気温の関係、◎は機器の動作点]

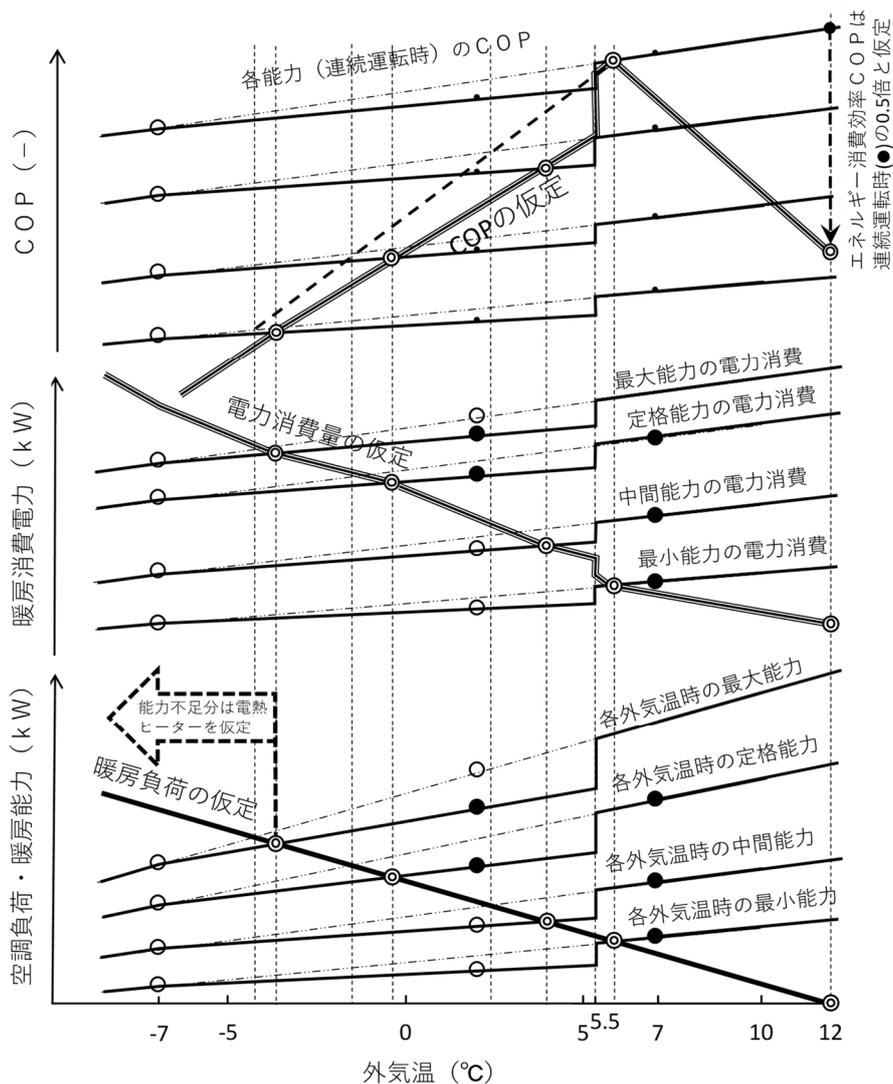


図 3-13 外気温に伴う暖房負荷、電力消費量、暖房エネルギー消費効率(COP)の仮定の導出方法  
 [●は試験値、○は試験値に基づく計算値、実線はそれらを結び得られる最大、定格、  
 中間、最小能力と外気温の関係、◎は機器の動作点]

(オ) 冷媒配管長等の設置条件がVRFシステムのエネルギー効率に及ぼす影響

容量選定に関する VRF システム製造業者の各種の設備設計資料によると、冷房能力及び暖房能力は、表 3-3 に挙げるような設計施工要因の影響を受ける。各設計施工要因の影響について表中に概略を示す。各設計要因の影響を定量的に把握するため、製造業者が公表している技術資料を活用すべきである。

表 3-3 VRF システムの冷房能力及び暖房能力に影響を及ぼす設計施工要因

設計施工の要因	冷房能力への影響	暖房能力への影響	概要
①冷媒配管長及び 室内外機間高低差	有	有	システムのエネルギー効率の試験時は、配管長が7.5~15mで室内外機高低差は無視できる程度。一般に配管長とともに冷媒の搬送抵抗が増加し、冷房能力・暖房能力ともに低下する。
②室内温湿度条件	有 (湿球)	有 (乾球)	冷房時に冷媒温度をより低く、暖房時に冷媒温度を高くする必要が生じると、ヒートポンプ効率の低下のため能力は低下する。
③室外温湿度条件	有 (乾球)	有 (湿球)	冷房時に外気乾球温度がより高く、暖房時に外気湿球温度がより低くなると、ヒートポンプ効率の低下のため能力は低下する。
④外気の着霜条件	無	有 (湿球)	外気湿球温度が-7℃~6℃の範囲では室外機熱交換器の着霜が生じ、その解消のため暖房機能が一時停止するとともに、デフロストのためエネルギー消費が生じる。
⑤室内機の合計標準能力の 室外機標準能力の比	有	有	システムのエネルギー効率の試験は、室内機の合計と室外機の冷房能力がほぼ一致する組み合わせで行われる。室内機の合計能力が室外機の能力よりも相対的に小さくなると冷房能力・暖房能力ともに低下する。
⑥冷媒配管の断熱	有	有	暖房運転時のガス配管は120℃に達することもあり、断熱による熱損失低減が必要。
⑦室内機の風量変化	有	有	室内機の風量が、システムのエネルギー効率試験の実施時よりも小さくなると能力は低下する。

(カ) VRFシステムのエネルギー効率の評価（実働性能評価を目的とした建築物省エネルギー法における評価の現状）

国土交通省の建築基準整備促進事業による業務用建築物の建築設備の実働性能に関する調査の一環として、VRFシステムに関する実測調査が実施されている（文献3）及び4）。

調査を通じて、実際の建物で使用されている VRF システムの時々刻々の能力の計測方法として、コンプレッサーカーブ法（以下、CC法という。）と空気エンタルピー法（以下、AE法という。）が有望であるとされた（表3-4）。両者による計測値はぴったりと一致するわけではないが、近い値を示したと報告されている。

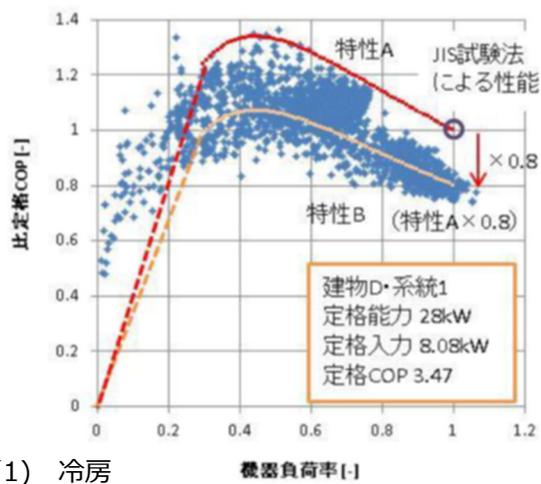
表 3-4 VRF システムの実働条件下の能力を推定する主な方法

能力推定方法	概要
コンプレッサーカーブ法 (CC法)	圧縮機の状態測定値（回転数、吐出圧、吸入圧、冷媒エンタルピー等）と予め製造者が把握した圧縮機の特性情報に基づいて室外機の能力を推定する方法。製造者の協力が得られれば利用可能な方法。
空気エンタルピー法 (AE法)	すべての室内機の風量と出入り口空気のエントルピー差を計測し、それらの積で各室内機の処理熱量を推定、それらを合計して当該VRFシステム全体の能力を推定する方法。風量の計測は予め風量設定段階毎（又は送風機の回転数）に風量を実測しておき、その関係を用いて時々刻々の風量設定段階値から求める。

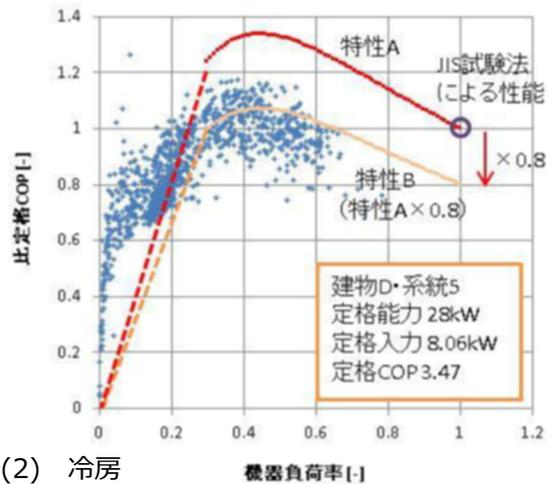
図 3-14 は CC 法を用いて求めた能力及び室外機の電力消費量から求めた 15 分平均のエネルギー効率（定格 COP で基準化して表示）と機器負荷率（各時間帯の能力の定格能力に対する比）の関係に関する結果である。なお、効率には外気温の影響があるため、補正を施して冷房に関しては外気温 35℃条件で、暖房に関しては外気温 7℃条件に換算表示してある。また、図中の「特性 A」は、JIS B 8616:2015 が規定する定格冷房標準能力及び同消費電力が与える点を起点として描かれたウェブプログラムが採用している VEF システムの入出力特性であり、「特性 B」はその起点におけるエネルギー効率を 0.8 倍した点を起点として描かれた特性である。

冷房の結果（図 3-14(1)~(4)）によると、特性 A を用いるとエネルギー効率を過大評価することになり、特性 B などの効率を減じた特性を用いるべきものと判断される。その差の原因としては表 3-3 中の設計施工要因のうちの①②⑤⑥⑦が考えられる。

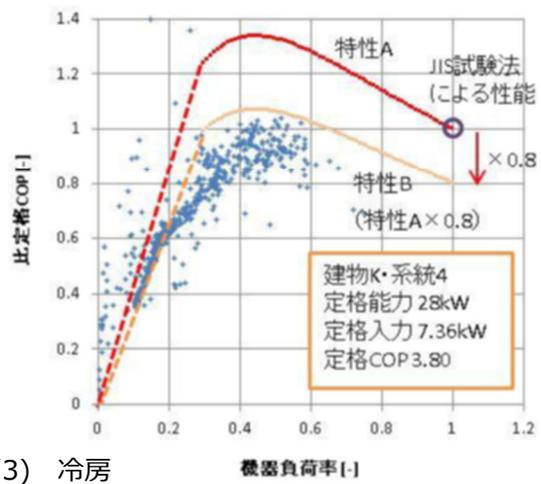
暖房の結果（図 3-14(5)）も同様に特性 A では効率の過大評価になることを裏付けている。



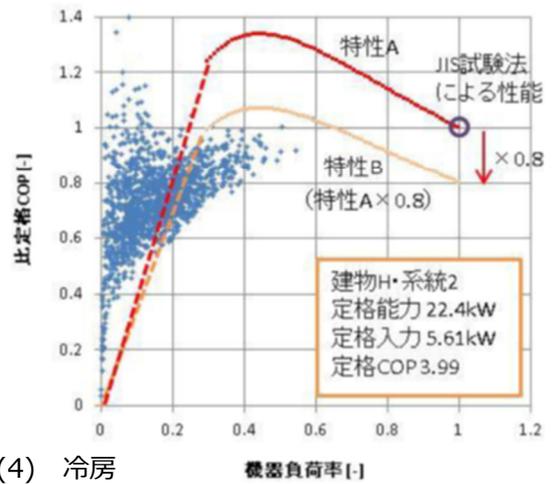
(1) 冷房



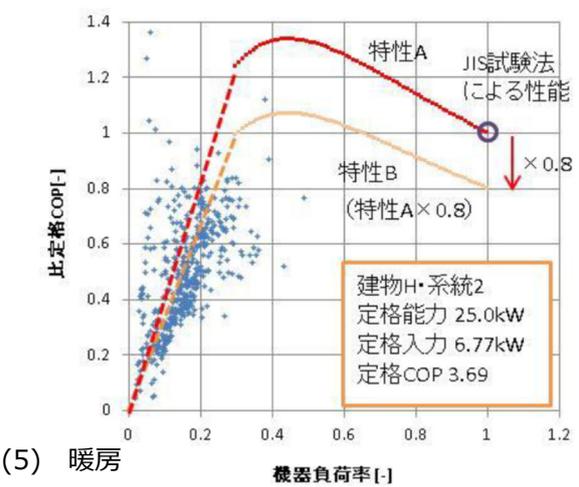
(2) 冷房



(3) 冷房



(4) 冷房



(5) 暖房

図 3-14 VRF システムのエネルギー効率実測値と JIS に基づく試験値及び特性曲線との比較

一方、図 3-15 のような人工気候室を用いた VRF システムの実験的研究も進められている。このような実験施設では、室外機が置かれた外気条件を模擬する外気室（Outdoor Chamber）と空調負荷を模擬できる室内室（Indoor Chamber、この実験施設の場合は 3 室）が備えられ、圧縮機の回転数、バルブの開度、冷媒流量・圧力などについて、実際の建物における測定よりも詳細で正確な計測が可能となっている。

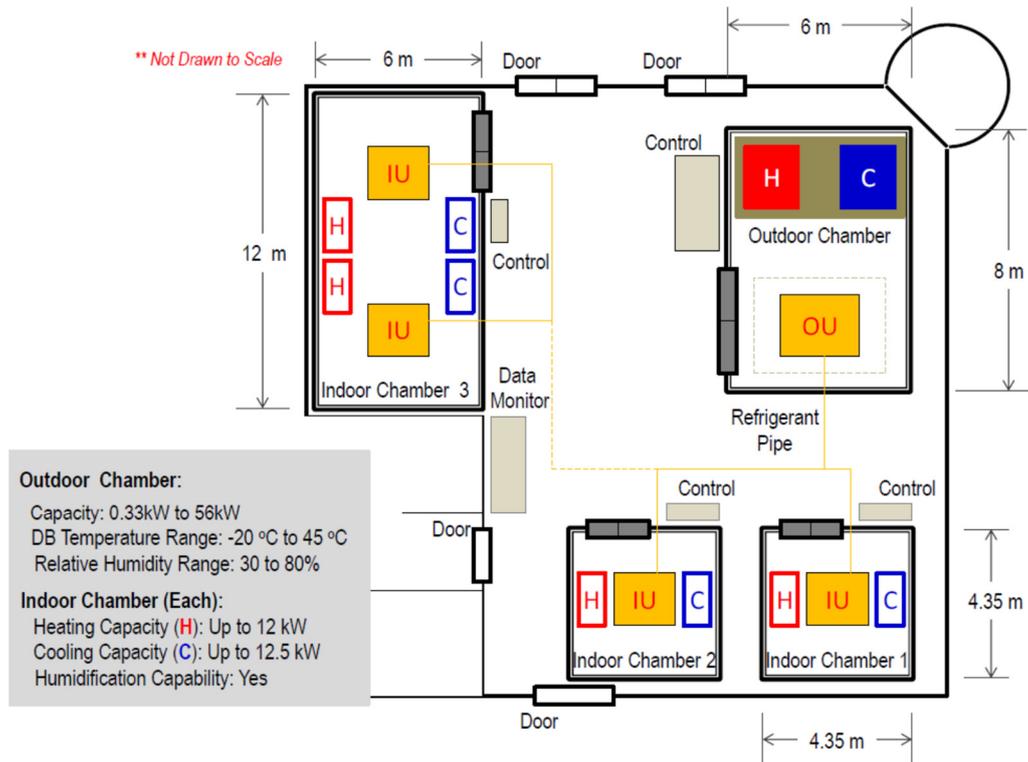


図 3-15 室外機と最大 4 台の室内機で構成される VRF システムを対象として性能検証実験が行われている施設（文献 5）6）7）、国立研究開発法人建築研究所）

図 3-16 はある機種（定格冷房標準能力 22.4kW、同消費電力 6.61kW、定格暖房標準能力 25kW、同消費電力 6.43kW、室内機 2 台）の負荷率と外気温度が室外機のエネルギー効率に及ぼす影響を見た結果で、この機種の場合は、負荷率が 0.1 付近又はそれ以下であっても比較的に高いエネルギー効率を維持していることがわかる。

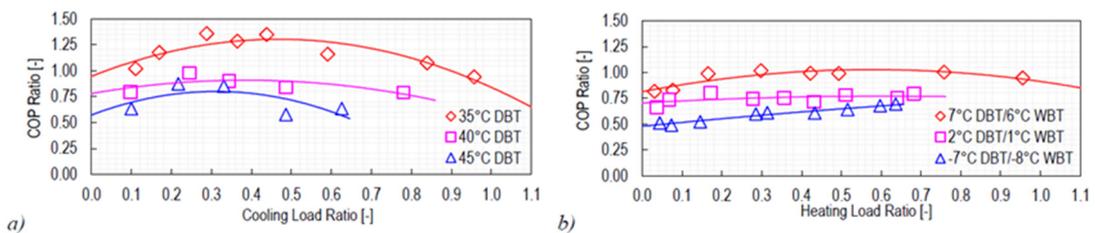


図 3-16 様々な部分負荷条件（負荷率：横軸）と外気条件におけるエネルギー効率（左図：冷房、右図：暖房）

図 3-17 は同機種について連続運転と断続運転の様子を見たもので、負荷率 20%条件では圧縮機の動作と停止が周期的に行われ、動作時の前半から後半にかけて、消費電力の増加に比して暖房能力の増加が大きく、エネルギー効率が上昇する傾向のあることが見て取れる。

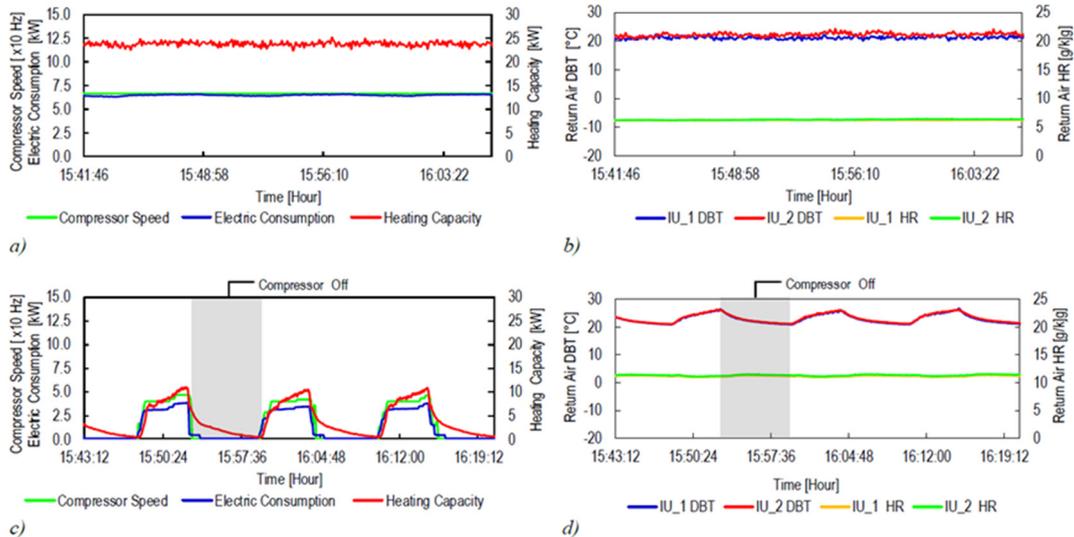


図 3-17 暖房運転における連続運転（上段：負荷率 100%）と断続運転（下段：負荷率 20%）の例  
左図には各々の条件における圧縮機回転数、消費電力、能力が、右図には各々の条件における室内機の還気の温湿度が示されている。

図 3-18 は暖房において着霜時に生じるデフロスト運転の様子を示すものであり、デフロスト運転中の消費電力及び室内機側が冷却されている様子が表れている。

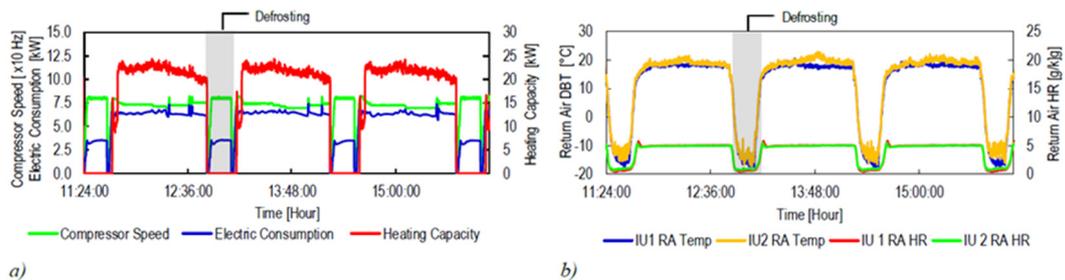


図 3-18 暖房低温条件（乾球温度 2℃、湿球温度 1℃）において出現するデフロスト運転時の圧縮機回転数、消費電力、暖房能力、室内機還気温度及び混合比

また、図 3-19 は室外機が処理する負荷が同等であっても、2 台の室内機が処理する負荷が不均等であることが、室外機のエネルギー効率にどのような影響を及ぼすかを見た実験の結果であり、2 台の間の負荷の偏りが大きくなるにつれて、同じ合計処理熱量であってもエネルギー効率が低下することを示している。特に冷房の場合にその傾向が顕著である。

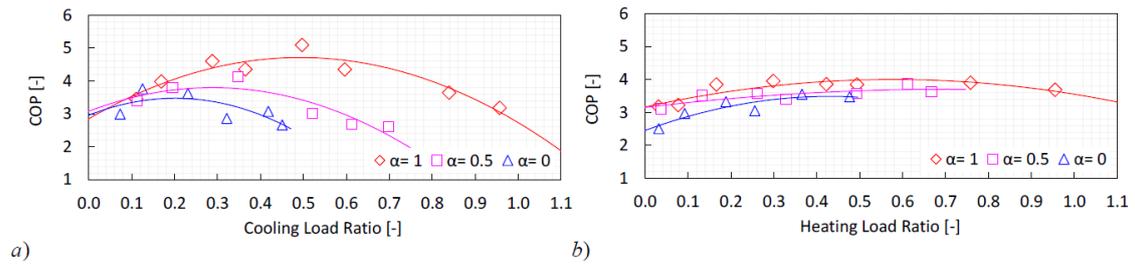


図 3-19 2 台の室内機にかかる負荷が異なる場合におけるエネルギー効率の変化（図中の $\alpha$ の数値は室内機にかかる小さい方の負荷の大きい方の負荷に対する比、左：冷房、右：暖房）

(キ) 建築物省エネルギー法のためのウェブプログラムにおけるVRFシステムのエネルギー消費量算定方法

室外機と室内機のエネルギー消費量は別々に計算する。室内機については、送風機等の消費電力を空調時間にわたり計上し、自動手動を問わず送風量の変化については考慮せず一定値として計算される。

室外機については、冷房時は外気乾球温度により最大能力比及び最大入力比が決まる関数で与えた上で（図 3-20 と図 3-21）、時々刻々の冷房負荷の最大能力に対する比（部分負荷率）により入力比が決まる関数（図 3-22）を与え、それら関数を用いて入力、即ち消費電力又は燃料消費量を計算する。ガスエンジンヒートポンプの場合には、補機電力を入力させて、時々刻々の部分負荷率に比例して補機消費電力を低減させることにより補機の消費電力を別途計算する（ただし、部分負荷率 0.3 以下における補機消費電力は一定としている）。

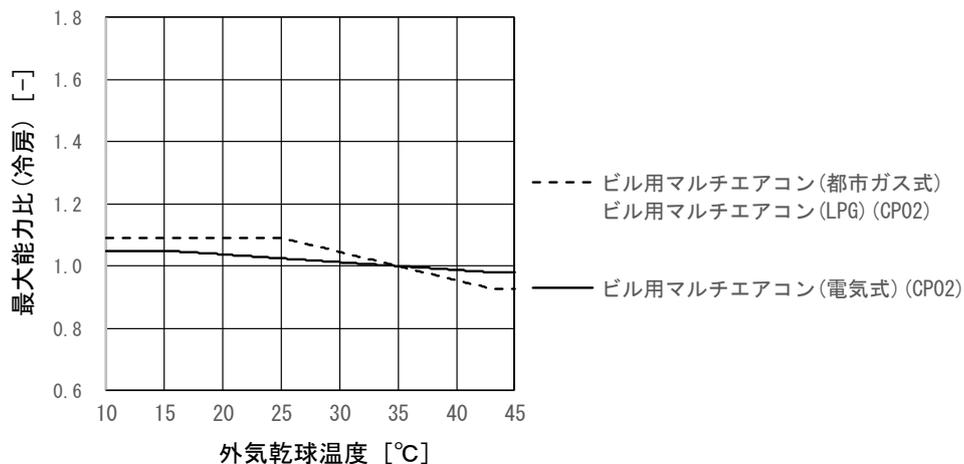


図 3-20 VRF システムの最大冷房能力の外気乾球温度依存に関する特性曲線

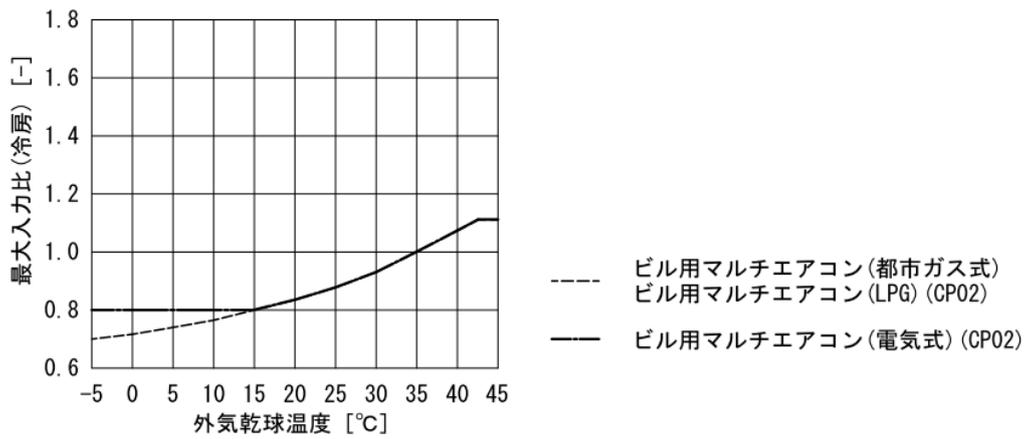


図 3-21 VRF システムの冷房時最大入力の外気乾球温度依存に関する特性曲線

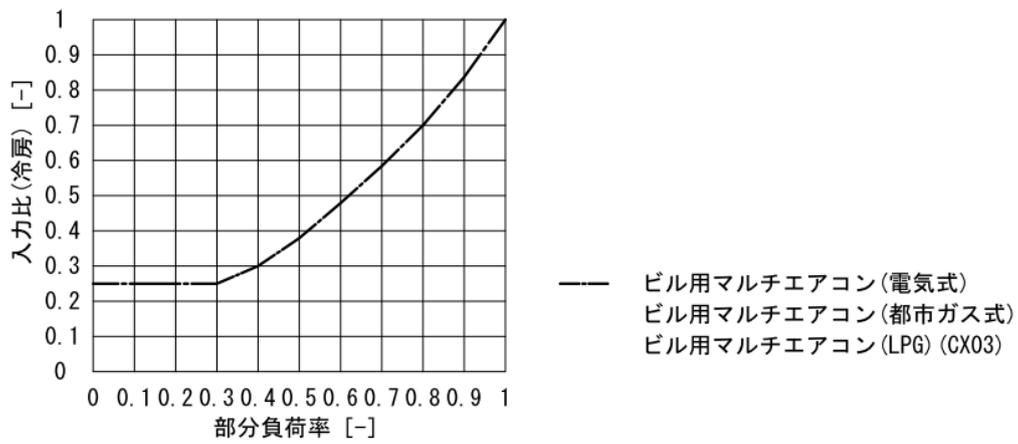


図 3-22 VRF システムの冷房時入力の部分負荷率依存に関する特性曲線

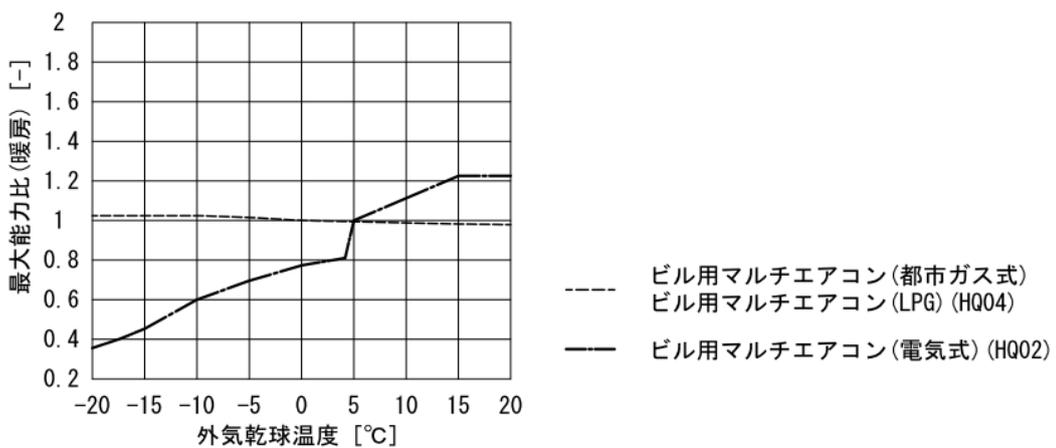


図 3-23 VRF システムの暖房時最大能力の外気湿球温度依存に関する特性曲線

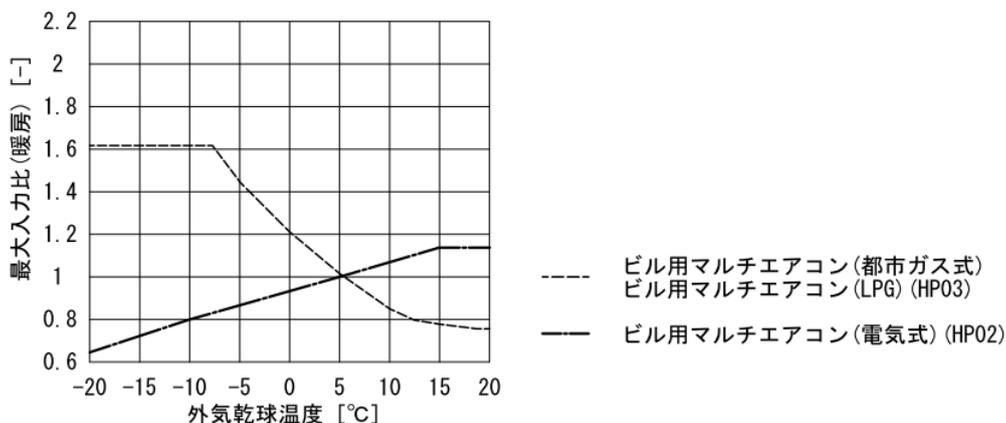


図 3-24 VRF システムの暖房時最大入力の外気湿球温度依存に関する特性曲線

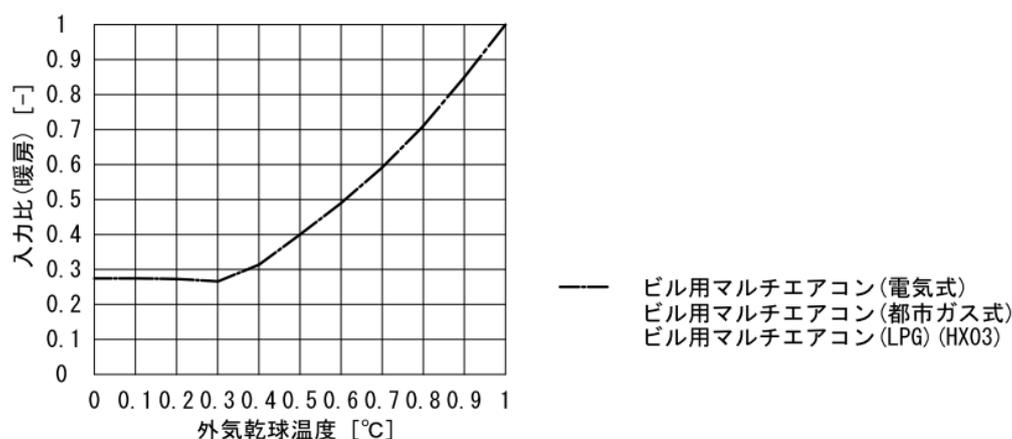


図 3-25 VRF システムの暖房時入力の部負荷率依存に関する特性曲線

室外機の暖房時は、外気湿球温度により最大能力比及び最大入力比が決まる関数で与えた上で（図 3-23 と図 3-24）、時々刻々の暖房負荷の最大能力に対する比（部分負荷率）により入力比が決まる関数（図 3-25）を与え、それら関数を用いて入力、即ち消費電力又は燃料消費量を計算する。ガスエンジンヒートポンプの補機電力については冷房時と同様に計算して加算する。

#### 参考文献

- 1.メーカーカタログ（D社、H社、M社、P社、T社）
- 2.ASHRAE Handbook HVAC Systems and Equipment, 2012, Chapter 18. Variable Refrigerant Flow, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
- 3.業務用建築物のエネルギー消費量評価手法に関する基礎的調査、建築研究資料 No.176、国立研究開発法人建築研究所、2016年11月  
<https://www.kenken.go.jp/japanese/contents/publications/data/176/index.html>
- 4.吉田治典、宮田征門、澤地孝男、桑沢保夫：個別分散型空調システムの入出力特性に関する実態調査、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、2011年9月、名古屋、pp.2409-2412

- 5.N. Enteria, H. Yamaguchi, M. Miyata, T. Sawachi and Y. Kuwasawa: Performance evaluation of the VRF air-conditioning system subject to partial and unbalanced thermal loadings, Vol. 11, No.1, 2016, Journal of Thermal Science and Technology, Japan Society of Mechanical Engineers, <https://doi.org/10.1299/jtst.2016jtst0013>
- 6.N. Enteria, H. Yamaguchi, M. Miyata, T. Sawachi and Y. Kuwasawa: Performance evaluation of the VRF air-conditioning system subjected to partial loadings at different outdoor air temperatures, Vol. 11, No.2, 2016, Journal of Thermal Science and Technology, Japan Society of Mechanical Engineers, <https://doi.org/10.1299/jtst.2016jtst0029>
- 7.N. Enteria, H. Yamaguchi, M. Miyata, T. Sawachi and Y. Kuwasawa: Performance evaluation of the VRF air-conditioning system during the heating-defrosting cycle operation, Vol. 12, No.2, 2017, Journal of Thermal Science and Technology, Japan Society of Mechanical Engineers, <https://doi.org/10.1299/jtst.2017jtst0035>

### 3.2 給湯設備

給湯設備の省エネルギーを考える上でも、負荷の概念（この場合は、給湯負荷）は重要である。給湯負荷とは、在館者による湯使用のニーズを充足するために水の加温に必要となる熱量のことである。給湯負荷の多寡は、湯使用の目的と時間及び頻度、使用される湯の温度、水道水の温度、配管や貯湯槽や浴槽などからの熱損失量によって影響を受ける。また、太陽熱利用により湯の加温を行う場合には、太陽熱により加温された分だけ給湯負荷が削減される。給湯負荷を処理するためには、熱源が必要となるが、熱源のエネルギー効率が高いだけ少ない給湯エネルギー消費量で済むことになる。

給湯負荷を左右する湯使用の量は、湯の出口である水栓の仕様によっても増減する。節湯（せつゆ）器具に該当するバルブ（例えば、サーモスタット式シングルレバー湯水混合栓、手元止水スイッチ付シャワーノズルなど）は、経済性効率の上でも優れた給湯負荷の削減手法のひとつであると考えられている（図 3-26）。

	節湯 A1 (手元止水)	節湯 B1 (小流量吐水)	節湯 C1 (水優先吐水)
台所			
シャワー			
洗面			

図 3-26 節湯器具の例

#### (1) 給湯方式

給湯の方式には、給湯箇所毎に熱源を設ける局所給湯方式と、中央に設置された熱源により多数の給湯箇所の給湯負荷に対処する中央式給湯方式がある。前者は、給湯機から湯使用場所のバルブまでの給湯管のみが設けられ返湯管は無く（一管式）、事務所などの少量の湯が分散した複数箇所で使用される場合や、レストランの調理室など多量の湯が使用されるものの場所が限られる場合に用いられる。これに対し後者は、主としてホテルの客室棟や病院病棟などの多数箇所で比較的多量の湯使用の発生する建物に用いられ（図 3-27）、建物が使用される時間内には給湯管及び返湯管からなる管路を絶えず湯が循環しているため、省エネルギーのためには、配管や貯湯槽からの熱損失を断熱によって低減することや、循環流量の計算及びポンプ選定を適切に行うことが重要となる。

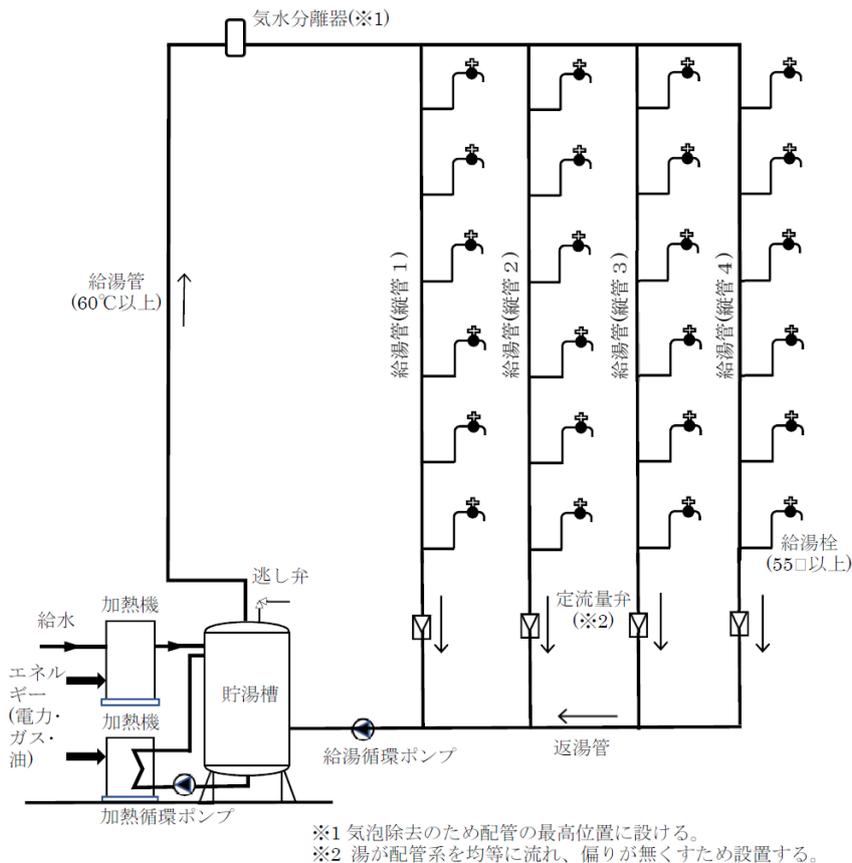


図 3-27 典型的な中央式給湯設備の機器及び配管配置

## (2) 熱源機の選定

給湯熱源には、ガスや灯油を用いる燃焼式ボイラー、電気駆動ヒートポンプ、電気ヒーターなどがあり、熱源の選定の際には各々のエネルギー効率を確認する必要がある。燃焼式ボイラーには、熱効率の高い潜熱回収型のものが推奨される。電気を用いる場合には、ヒートポンプが推奨される。湯使用の量が少ない箇所（トイレの手洗いなど）が分散して存在し、燃焼式ボイラーを使用しにくい状況においては、電気ヒーターを使用することも考えてよい。

### 3.3 照明設備

照明設備に関する省エネルギーを考える際にも、空調設備や給湯設備であれば各々空調負荷や給湯負荷に相当するもの、即ち照明器具を用いて室内に供給する必要のある光の量（正確には「光束」、単位はルーメン）を意識する必要がある。昼光が利用できる部屋では、昼間に昼光で足りない分を照明設備で補うことになる。その上で、必要な光束をエネルギー効率の高いランプと照明器具によって供給することが照明設備の省エネルギーを考える基本となる。

必要となる光束 [ルーメン lm] ÷ ランプと照明器具のエネルギー効率 [lm/W] = 消費電力 [W]

$$\left( \begin{array}{l} \text{空調設備及び給湯設備の場合：} \\ \text{空調負荷 [J]} \div \text{空調システムのエネルギー効率 [J/J]} = \text{エネルギー消費 [J]} \\ \text{給湯負荷 [J]} \div \text{給湯システムのエネルギー効率 [J/J]} = \text{エネルギー消費 [J]} \end{array} \right)$$

近年、LED の普及と、東日本大震災を契機とした節電意識の高まりによって照明に係る節電が進みつつあると言える。さらに、照明による内部発熱の減少は、OA 機器類の省電力化と相まって、冷房負荷を低減させる傾向にあることは、空調設備の設計においても考慮する必要がある。

#### (1) 設定照度

照明設備の機能は部屋内部を明るくすることにあるが、具体的には主として、①水平面（視作業を行う部屋では机上面、作業用途ではない部屋では床面など）の照度の確保と、②在室者が水平方向を見たときの部屋全体の明るさの確保、が重要であると言われている。①に関しては、照度基準が目安として作られているが、近年は基準値が低下する傾向が見られる（照度基準の例を表 3-5 に示す）。

照明エネルギー消費の削減に大きな効果を発揮する「タスク・アンビエント照明」と称される、作業用の手元用照明（タスク照明）と雰囲気を作るための照明（アンビエント照明）を併用する照明方式が着目されている。執務者の机毎に配置されたタスク照明により作業面の照度（例えば 750 ルクス）を確保して、周辺机上面のアンビエント照度を 300 ルクス程度に抑えることで、視作業に必要な明るさと省エネ性を両立させようとするものである。

タスク・アンビエント照明（※第 4 章で詳述する）の場合には、②の部屋全体の明るさ感、即ち在室者が水平方向を眺めた場合に、部屋全体が暗く感じられないこと、を維持するための照明器具の配置上工夫が必要であるとされている（参考文献 1）。

表 3-5 照度基準（作業面の推奨照度）の例

単位：ルクス

領域、作業又は活動の種類		JIS Z9110:2010 照明基準総則	JIS Z9110:2011 (東日本大震災後の追補) ※範囲が追加された	国際規格 ISO 8995:2002 屋内作業空間の照明	日本建築学会 環境基準 AIJES-L0002-2016
執務空間	事務室	750	750 (500-1000)	500	500
	設計室 製図室	750	750 (500-1000)	750	750
	診察室	500	500 (300-750)	500	500
共用空間	会議室 集会室	500	500 (300-750)	500	300
	食堂	300	300 (200-500)	200	300

## (2) 昼光利用

採光による室内の明るさの指標として、「昼光率」という概念が用いられてきた。その昼光率の定義が、室内の或る位置の面の照度の、全天空照度（直達光を除いた空からの光〔天空光〕による地上の水平面照度）に対する比率であることに表れているように、昼光利用は主として天空光の利用が中心であると言える。しかし実際には、直達光がブラインドを透過して室内に拡散する、ブラインドやライトシェルフに反射して天井面に当たり拡散するなどして、室内の照度確保に貢献することも生じ得る。

## (3) 照明器具に関わるエネルギー効率

照明器具に関わるエネルギー効率としては、①LED 一体型照明器具に関する効率（照明器具からすべての方向に放出される光の量〔器具光束〕の、点灯回路の損失を含む消費電力に対する比率）又はランプに関する効率（光源であるランプからすべての方向に放出される光の量の、点灯回路の損失を含む消費電力に対する比率で、単位はルーメン/ワット。「総合効率」と称される。）と、②固有照明率（照明器具から放出される光束のうち最終的に作業面に入射する光束の比率）又は照明率（ランプから放出される光束のうち最終的に作業面に入射する光束の比率）が特に重要となる。②には照明器具から光の放出される向き、部屋の形状、照明器具の高さ、内装反射率といった要因が含まれている他に、照明率の場合は器具効率（照明器具から全ての方向に放出される光の量の、ランプからすべての方向に放出される光の量に対する比率）の良し悪しが含まれている（固有照明率の例を表 3-6 に示す）。※設計方法は第 4 章で詳述する。

表 3-6 固有照明率又は照明率と内装反射率及び室指数の関係表（或る照明器具の例）

反射率	天井	80%				70%				50%				30%			
	壁	70	50	30	10	70	50	30	10	70	50	30	10	70	50	30	10
	床	10%				10%				10%				10%			
室指数	固有照明率（LED一体型照明器具の場合）又は照明率（%）																
0.60		51	42	36	32	50	42	36	32	48	41	36	32	47	40	35	32
0.80		61	53	47	43	59	52	47	43	58	51	47	43	56	59	46	43
1.00		66	60	55	51	65	59	54	51	63	58	54	51	62	57	53	50
1.25		71	65	61	57	70	65	60	57	68	63	60	57	66	62	59	56
1.50		74	69	65	61	73	68	64	61	71	67	63	61	69	66	63	60
2.00		78	74	70	67	77	73	70	67	75	71	69	66	73	70	68	65
2.50		80	77	74	71	79	76	73	71	77	74	72	70	75	73	71	69
3.00		81	78	76	74	80	78	75	73	78	76	74	72	77	75	73	71
4.00		83	81	79	77	82	80	78	76	80	78	77	75	78	77	76	74
5.00		84	82	81	79	83	82	80	79	81	80	79	77	80	78	77	76

なお、表 3-6 中の「室指数」は、室の形状から次式で定義されるものであり、一般に天井が低い場合又は間口、奥行きが大きい場合は室指数が大きく、天井が高い場合又は間口、奥行きが小さい場合は室指数が小さくなる。

$$\text{室指数} = \frac{X \times Y}{H \times (X + Y)}$$

X：室の間口(m)、Y：室の奥行き(m)、H：光源と作業面の高低差(m)

#### (4) 人工照明の制御

照明エネルギーの多寡に影響を持つ要因として、人工照明の制御の有無や方法を挙げることができる。①昼光利用の結果として机上面の照度が必要以上となった場合における人工照明の減光や消灯、②利用者の退室などによって照度の確保自体が不必要となった場合における人工照明の消灯、③器具やランプ交換後の過剰照度抑制（初期照度補正）、等のための人工照明の制御がそれである。

#### (5) 明視照明以外の照明器具

建築物の省エネルギー基準では、明視性確保のための照明設備や設計図書に記載されたタスク照明は評価対象となっているものの、演出性確保のためのカラー照明や設計図書に記載されていないコンセント接続される照明器具は対象外となっている。しかし、店舗や飲食店などの商業施設や宿泊施設（ホテルの宴会場を含む）では、明視性確保のための照明器具以外の装飾照明の類が非常に多く用いられてい

るものと推測され、そうした照明器具の使用方法やエネルギー効率の確保も、照明設備のエネルギー消費量に大きな影響を持っていると言える（参考文献2））。

#### 参考文献

- 1.三木保弘、山口秀樹他：事務所ビルの省エネルギーと光環境向上のための昼光利用・照明設計ガイド、一般財団法人建築環境・省エネルギー機構、2018年8月
- 2.東京電機大学、東京理科大学：E6『非住宅建築物のための高度な省エネルギー技術の評価方法構築に関する検討』調査報告書、第IV編照明制御システムに関する実証データの取得及び評価方法の構築、平成29年度国土交通省基準整備促進事業報告書

### 3.4 その他の設備

空調設備と給湯設備、照明設備以外で非住宅建築物の省エネルギー上で考慮が必要な設備としては、機械室や電気室などの排熱用の機械換気設備、エレベーターなどの昇降機設備、太陽光発電設備、コージェネレーション設備などを挙げることができる。

#### (1) 非空調室の機械換気設備

機械室などのための機械換気設備は外気の導入によって室温の上昇を抑えることが目的であり、必要換気量を求める際の、機械室などにおける内部発熱の見積もりを適確に行うことが重要である。室内温度をサーモスタットで感知して、換気扇と連動させることも良い。外気導入に替えて空調機を設置する場合もあるが、その場合にも冷房負荷を適確に見積もることが重要である。

#### (2) 昇降機設備

エレベーターについては電力消費の絶対量は他の設備と比べてさほど大きくはないが、制御方式の選択に関する留意が必要である（表 3-7）。エスカレーターは、さらに電力消費の絶対量が小さいと言われている。

表 3-7 昇降機の制御方式毎の係数(年間消費電力はこの係数に比例する)

制御方式	係数の値
可変電圧可変周波数制御方式（電力回生ありかつギアレス巻上機）	1/50
可変電圧可変周波数制御方式（電力回生あり）	1/45
可変電圧可変周波数制御方式（電力回生なしかつギアレス巻上機）	1/45
可変電圧可変周波数制御方式（電力回生なし）	1/40
交流帰還制御方式	1/20

#### (3) 太陽光発電設備及びコージェネレーション設備

非住宅建築物の場合、床面積に対する屋根面積の割合が小さい場合が多く（従って十分な容量の太陽電池の設置が困難）、電力消費量が多いため、太陽光発電設備による発電量はほとんど全てが建物内部で消費され、その分のエネルギー消費が差し引かれる。太陽電池パネルは、その設置方位及び傾斜角度によって発電効率が異なるため、極力南面して設置し、傾斜角度は20～30度とすることが勧められる。

コージェネレーション設備は、ガス又は灯油を燃料として発電を行い、発電時に発生する熱を有効に利用して、総合効率を上げて省エネルギーを図る設備である。近年では燃料電池の普及が住宅分野を中心に進み、発電効率に優れた燃料電池コージェネレーション設備（エネファーム）も現れてきた。非住宅建築物の分野では、発電容量のより大きなガスエンジンコージェネレーション設備が普及している。採用する場合には、排熱を有効に利用できる条件（十分な温水熱需要の存在）が整っているか、発電効

率の高い出力帯で運転できる時間が長く確保できるか、が鍵となる。コージェネレーション設備の総合効率は下式によって評価される。

コージェネレーション設備の総合効率（一次エネルギー効率）

$$= \left( \text{発電量} \times \frac{9760}{3600} + \text{排熱利用により削減された熱源の一次エネルギー消費量} \right) / \left( \text{コージェネレーション設備の燃料消費量} + \text{補機の電力消費量} \times \frac{9760}{3600} \right)$$

### 3.5 地域冷暖房

地域冷暖房は、都市部を中心として一定地域内の建物群に、熱供給プラントから冷水、温水、蒸気などの熱媒を導管（配管）を通して供給し、冷房、暖房、給湯などを行う方式であり、非住宅建築物における冷温熱製造供給量全体に占める比率は限られるものの、その中には建物単体に付属する熱源システムに比べて、エネルギー効率向上に寄与する技術情報が含まれている。適合義務となった省エネルギー基準の運用制度改善の取組の中で、建物群に供給される熱の一次エネルギーの原単位の導出方法や冷温熱別の原単位の導出方法が定められ、他の建築設備と同様に透明性の高い情報が整備されてきている。

ここでは、地域冷暖房の仕組み、一次エネルギー原単位の現状、地域冷暖房施設の省エネルギーへの取り組み事例、冷熱温熱別の一次エネルギー原単位の導出方法の解説を行う。

#### (1) 地域冷暖房の仕組み

地域冷暖房とは、一カ所または数カ所の熱供給プラントでつくった冷水・温水・蒸気を、配管を通じて空調・給湯用として複数のビルに供給するシステム(図 3-28)で、特定地域内の不特定多数の熱需要家に熱媒を供給し、加熱能力が 21 G J/h 以上の施設による地域冷暖房は公益事業として「熱供給事業法」の適用を受けている。

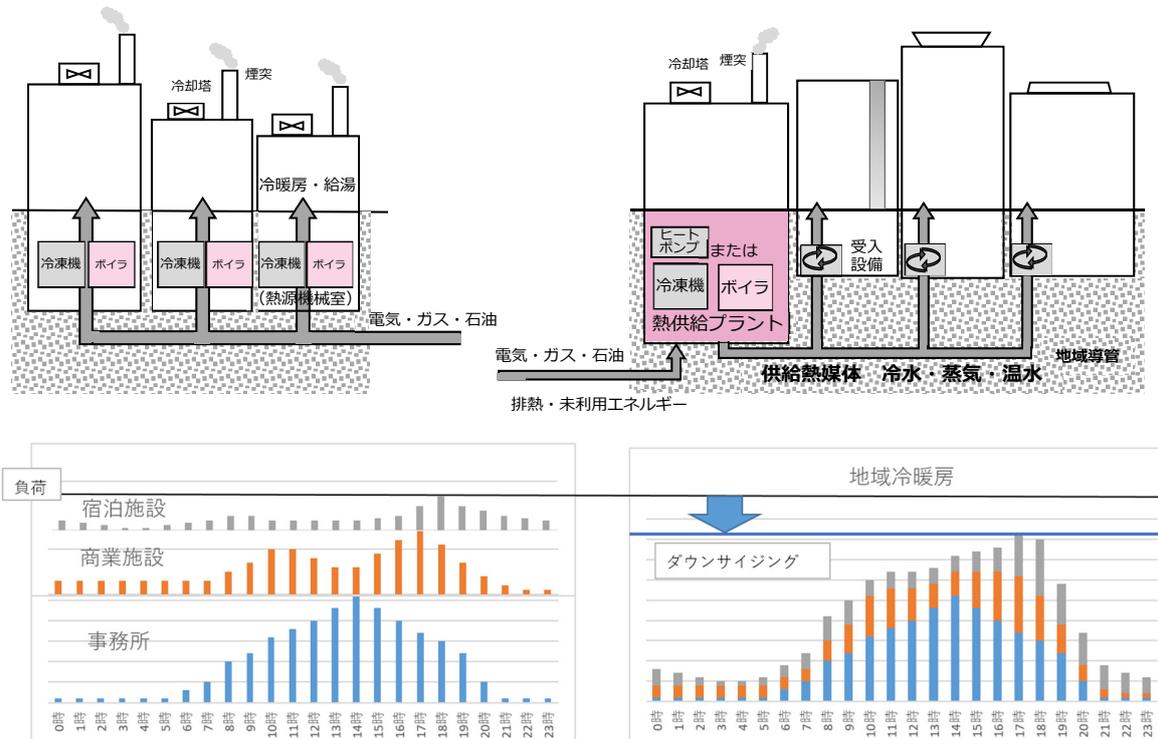


図 3-28 地域冷暖房システム概要

欧米諸国では地域冷暖房の歴史が 100 年以上に及んでおり、パリやハンブルク等では都市基盤として広大なネットワークが構築されている。一方わが国では、昭和 45 年に千里ニュータウンに導入され

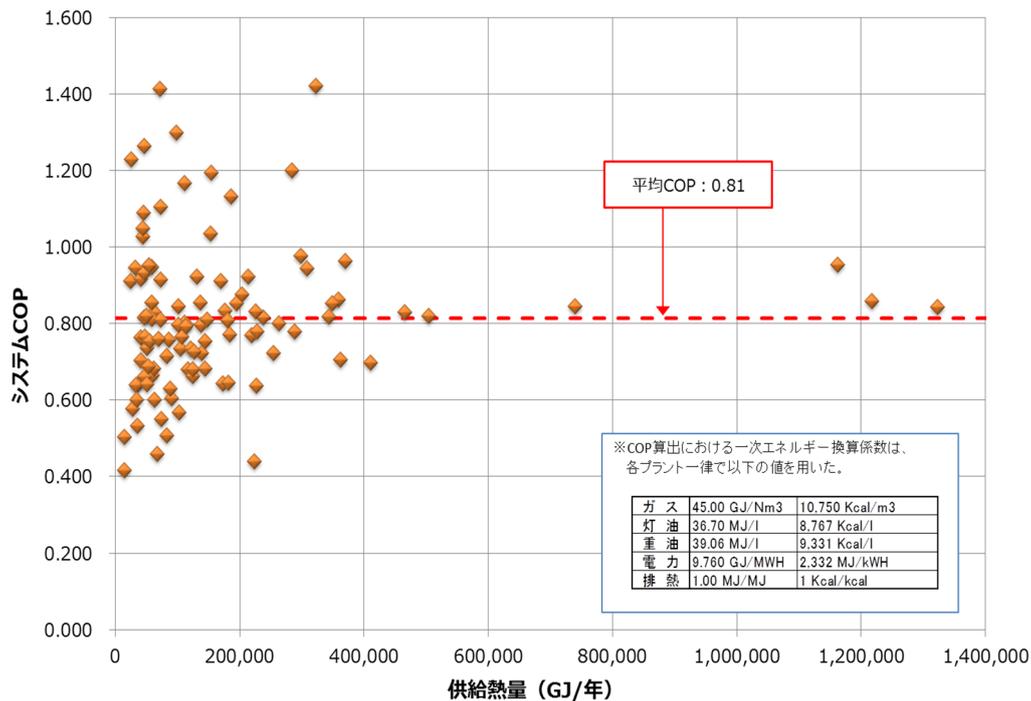
たのが最初で、令和2年2月現在、19都道府県において、134地域で地域冷暖房が実施されている。  
 地域冷暖房施設によるメリットは、複数用途の建物を群として捉えることにより、

- ・建物単体で熱源システムを構築するよりもトータル熱源容量が抑えられる。
  - ・負荷の平準化が図れるため効率的な運転が可能になる。
  - ・プラントの運用は専門的な技術員により行われ信頼性が増す。
  - ・スケールメリットを活かし、ゴミ焼却場排熱や下水道排熱などの都市排熱を利用できる。
- などが挙げられる。

## (2) 地域冷暖房施設の一次エネルギー原単位の現状

地域冷暖房施設から熱の供給を受ける建物における省エネルギー計算は、従来は冷温熱源一体のシステム効率を用いられ、供給する施設によらず一律の数値1.36(kJ/kJ)が用いられてきた。熱供給施設の運転効率は(一社)日本熱供給事業協会にて毎年公表されており、平成27年度においては図3-29の通りとなっていて平均値としては1.23(kJ/kJ)である。

また、冷熱と温熱では一般的に冷熱の方が効率が高く、冷熱供給比率の高いプラントや最新の省エネ技術を盛り込んだプラント（新築事例や改修事例もある）は高効率にて運転できている。



『熱供給事業便覧平成27年版』（一社）日本熱供給事業協会のデータを元に作成

図3-29 既存熱供給施設の一次エネルギー原単位の現状

### (3) 冷熱・温熱別換算係数算出に係るガイドラインについて

地域冷暖房方式における効率は(2)で述べた通り、従来、冷熱・温熱合算の効率で表されてきた。一方、建物単体ごとに利用される冷熱・温熱の比率は供給地域全体のそれとは異なることとなる。既に「建築物のエネルギー消費性能の向上に関する法律」(以下、「建築物省エネ法」)が施行され、平成 29 年 4 月より建築物の確認申請の際に延べ面積 2000 m<sup>2</sup>以上では省エネ適合判定が必要となっている。各建物が CO<sub>2</sub> 削減に向けた取り組みを進める中で、より個々の建物の特性に合わせた評価が可能なデータの提供が熱供給施設に求められており、熱供給施設より供給される熱の製造に係る効率をより正確かつ適切に評価するための冷熱・温熱別々の効率導出方法について、(一社)日本熱供給事業協会がガイドラインを定め公開している。

冷水、温水及び蒸気の流れと各機器における電力消費量の概要を図 3-30 に、各機器におけるガス消費量の概要を図 3-31 示す。

なお、蒸気は蒸気吸収式冷凍機により冷水にも使用され、蒸気-水熱交換器により温水としても使用される。また、冷温水発生器は冷水と温水を製造し、ダブルバンドル型冷凍機など冷温水を同時に製造する機器もある。

地域冷暖房施設から供給を受ける非住宅建築物の省エネ計算において、冷温熱別の効率を用いて算出するといった運用が始まり、熱供給施設の JIS Q17050-1 に基づく自己適合宣言も一部の施設から既に出されている。各熱供給施設は一層の効率向上を目指し改修計画を立て今後実施されることが期待されるとともに、新設プラントにおける効率をどう算出するかなどの課題があり、現在検討されている。

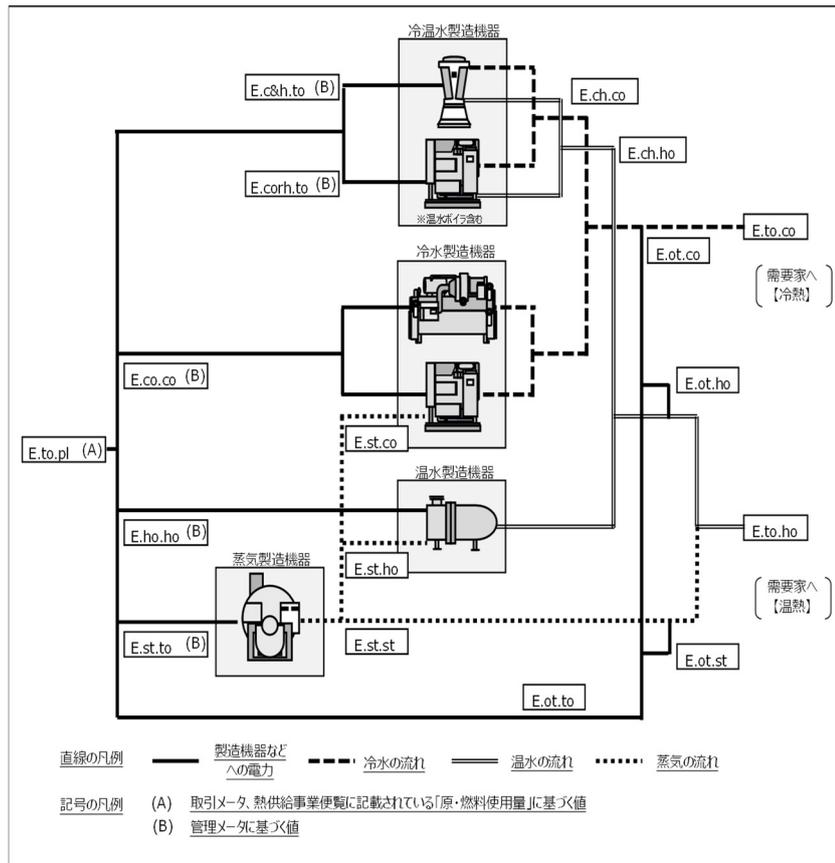


図 3-30 地域冷暖房システム全体における冷水・温水・蒸気の流れと各機器における消費電力量の概要

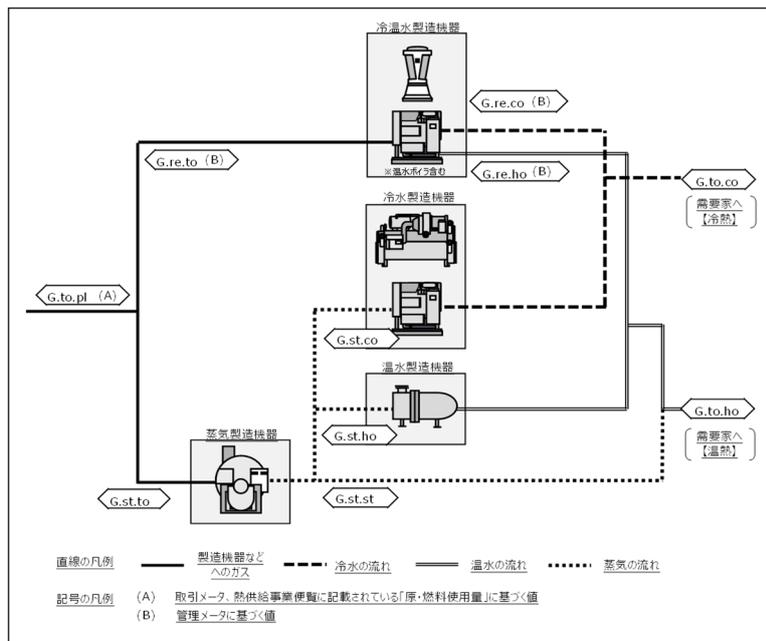


図 3-31 想定するシステム全体における冷水・温水・蒸気の流れと各機器におけるガス使用量の概要

## 4章 省エネルギー設計手法 – 省エネルギーはどのように実現するか –

非住宅建築物における省エネルギーがどのように達成できるものであるのか、エネルギーの用途別（ここでは空調、給湯及び照明に限定）に具体的にみることにする。

### 4.1 空調エネルギー消費

#### (1) 外皮の断熱性及び日射遮蔽性能の確保

非住宅建築物と住宅を比較すると前者は後者に比べて、内部発熱及び換気量が大きいことが特徴と言える。後述する平成 28 年省エネルギー基準で標準的であるとして仮定されている内部発熱及び換気量は、各々年間 8760 時間における平均（単位床面積当たり）で、事務室については  $13.6\text{W}/\text{m}^2$ （照明、人体、機器の合計）及び  $1.9\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 、住宅については  $5.6\text{W}/\text{m}^2$ （照明、人体、家電、調理の合計）と  $1.2\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ （全般換気分のみ）となっている。また、すべての非住宅建築物が該当するわけではないが、奥行きのある大きな部屋が多く、階数も多いために、建物全体としては外皮表面積の床面積に対する比率が小さな非住宅建築物が、規模の大きな建物を中心に数多く存在する。内部発熱が大きい建物や、外皮表面積の比率が小さな建物においては、単位床面積当たりの暖房負荷が小さく、冷房負荷が大きくなる傾向があるため、安易に考えると暖房負荷や外皮の断熱を軽視しがちとなり注意を必要とする。一方で、住宅の場合は、内部発熱が比較的小さく、奥行きのある大きな部屋は少ないことから、寒冷地を中心にかなり以前から外皮の断熱性向上に注力がなされ、近年では温暖地も含めて断熱性に優れた住宅が増加してきている。

旧省エネ基準（平成 25 年度末に完全廃止）において使用されてきた外皮性能に関する性能評価指標である PAL（Perimeter Annual Load, 屋外周囲空間の年間熱負荷係数、呼称はパール）は、外壁から 5m 以内の空間又は屋根直下・ピロティ直上の空間における年間空調負荷、即ち暖房負荷と冷房負荷の合算値を空間の床面積で除した値として定義されていた。この指標を用いると、外壁や窓の断熱性能を低下させた場合に暖房負荷は増加するが、日射遮蔽性能を落とさない限り冷房負荷は減少するため（夜間における放熱が促進されることが主因）、暖冷房負荷の合算値としては増加がみられない、という現象が生じ、断熱性能の向上促進には必ずしも結びつかないという課題を有していた。一方で、実際には内部発熱がさほど大きくない種類の非住宅建築物においては、冬期暖房期において断熱性能の劣る外皮の影響で劣悪な温熱環境、例えば著しい上下温度分布の発生などが生じてきたとすることができる。多くの非住宅建築物の場合、建物の持ち主と住まい手が一致している住宅とは異なり、外皮性能に投資する立場の人々には感得し得ないところで、劣悪な温熱環境の課題が見過ごされてきたとも言える。

PAL\* は、「建築物の省エネルギー性能向上に関する法律」（平成 27 年法律第 53 号）の第 30 条

で規定された「建築物エネルギー消費性能向上計画認定基準」のための外皮性能指標（読み方：パルスター）である。様々な議論を経て、いわゆる平成 29 年 4 月以降の義務基準には適用されていないものの、非住宅建築物の外皮の熱的性能の総合指標としてほぼ唯一のものである。PAL\* の概要を以下に示す。

$$PAL* = \frac{Q_p}{A_p}$$

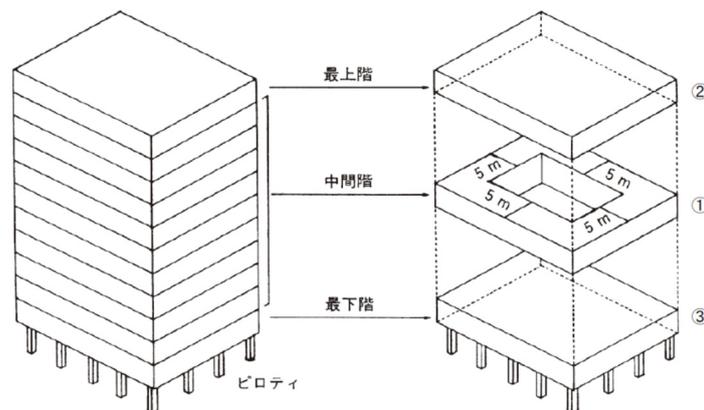
ここで、

$Q_p$  : 屋内周囲空間の年間熱負荷。単位は MJ/年。

$A_p$  : 屋内周囲空間の床面積の合計。単位は  $m^2$ 。

分子の年間熱負荷は、建物及び室用途毎に仮定された内部発熱や外気導入量、年間空調時間の条件下で算定される。

この PAL\* の値が、建物用途及び地域区分毎に定められた基準値以下であれば基準に適合したと判断される。屋内周囲空間とはペリメーターゾーンに相当するものであり、外壁、窓、屋根等を通して外界の気象条件の影響を受ける建築物の内部空間のことである（図 4-1）。



- ① 各階の外気に接する壁の中心線から水平距離が5m以内の屋内の空間
- ② 屋根の直下階の屋内の空間
- ③ 外気に接する床の直上の屋内の空間

図 4-1 PAL\* の算出対象である屋内周囲空間

ここでは、PAL\* がどのような指標であるのかを、建物用途 3 種類（事務所等、学校等、物販店舗等）×地域区分 3 種類（2 地域、6 地域、8 地域）に関する計算事例を用いて解説する。計算に使用した建物の特徴と主な室用途の室使用条件を表 4-1 に示す。

表 4-1 PAL\*の計算に用いた建物の特徴と主な室用途の室使用条件

建物用途	床面積 (m <sup>2</sup> )	地上階数 ※括弧内は地下階数	主な室用途及び室使用条件					
			室用途名称	年間空調時間(h)	照明発熱 (W/m <sup>2</sup> )	在室者数 (人/m <sup>2</sup> )	機器発熱 (W/m <sup>2</sup> )	外気導入量 (m <sup>3</sup> /m <sup>2</sup> h)
事務所等	10,353	7	事務室	3374	12	0.1	12	5.0
学校等	14,750	4(1)	小中学校教室	1568	20	0.5	0.5	12.5
物販店舗等	11,250	3(1)	大型店の売場	4745	30	0.2	40	7.5

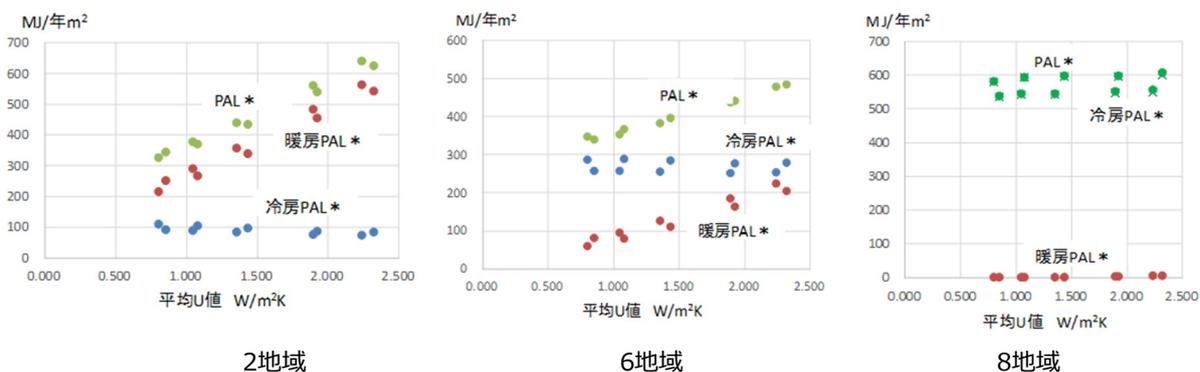


図 4-2 PAL\*、冷房 PAL\*、暖房 PAL\* と平均 U 値の関係 (建物用途「事務所等」)

図 4-2 は外皮の断熱性 (窓を含めて、壁と屋根について面積平均した熱貫流率 (以下、「平均 U 値」) と PAL\* との関係 (冷房負荷と暖房負荷に関する部分に分解した PAL\* も合わせて表示する。以下、前者を「冷房 PAL\*」、後者を「暖房 PAL\*」と称す。PAL\* = 冷房 PAL\* + 暖房 PAL\* である。) を示す。6 地域 (東京などの温暖地) の場合、平均 U 値が約 2.3 から約 0.8 (単位は W/m<sup>2</sup>K) と、断熱性が向上するにつれて PAL\* はゆるやかに減少する一方、暖房 PAL\* は急激に減少し、冷房 PAL\* はほとんど変化しない。2 地域 (札幌などの寒冷地) の場合、PAL\* の絶対値自体は 6 地域と大きな違いはないものの、PAL\* に占める暖房 PAL\* の割合が 6 地域とは大きく異なるとともに、断熱性向上による暖房 PAL\* の低減効果は 6 地域同様に大きい。8 地域 (那覇など蒸暑地) の場合、PAL\* はほとんど冷房 PAL\* で構成される。冷房 PAL\* に対する断熱性向上の効果はさほど明確では無い。

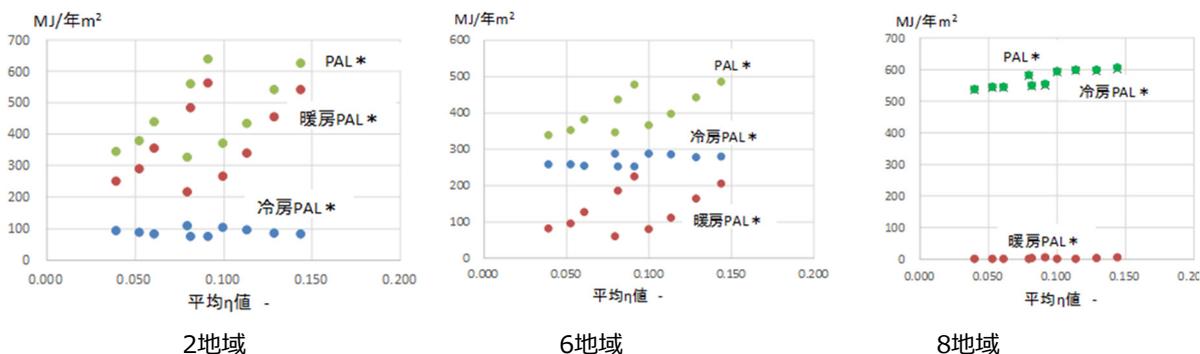


図 4-3 PAL\*、冷房 PAL\*、暖房 PAL\* と平均η値の関係 (建物用途「事務所等」)

図 4-3 は外皮の日射遮蔽性 (面積平均した日射熱取得率 (以下、「平均η値」)) と PAL\* との関係

を示す。6 地域及び 2 地域の図で、平均 $\eta$ 値の低減（日射遮蔽性能向上）に伴って暖房 PAL\* が減少する関係が見受けられるが、実際には平均 $\eta$ 値の低減によって暖房 PAL\* が改善したわけではなく、躯体部分（窓以外の壁及び屋根）の断熱材厚さの増加によって関係部位の平均 $U$ 値が低減されていることに起因するものである。断熱性能がほぼ同等な条件同士で比較をすると、平均 $\eta$ 値の低減によって冷房 PAL\* はわずかに減少し、暖房 PAL\* はわずかに増加している。

学校等及び物販店舗等については巻末に掲載するが、建物の形状（外壁面からの空調空間の奥行き的大小）や室使用条件（年間空調時間、内部発熱、外気導入量等）が事務所等とは異なるため、PAL\*、冷房 PAL\* 及び暖房 PAL\* に対する外皮の断熱性及び日射熱取得性の影響の様相は異なっている。

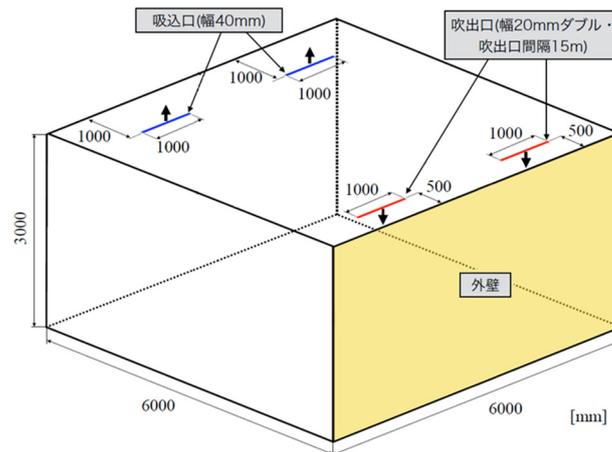
このように PAL\* は、建物全体としての外皮の熱性能を、単一指標によって評価可能とするものである。しかしながら、PAL\* による評価事例に見られるように、冷房負荷と暖房負荷を単純に合計していること、建物内部の屋内周囲空間全体で平均化していることから、設計の参考とする際には次のような諸点に注意が必要と思われる。

- ①屋内周囲空間全体で平均化された数値であるため、窓面積率の大きな室や最上階の室など、特に屋外条件の影響を受けやすい室における外皮の熱的性能の良否、空調設備のエネルギー効率への影響、室内温熱環境への影響については個別に検討する必要がある。
- ②冷房負荷と暖房負荷を単純に合計しているが、空調方式によっては空調設備のエネルギー効率が冷房と暖房とで異なる場合が少なくないため、省エネルギーを目的とするのであれば設備効率も考慮しエネルギー消費量を算定して評価すべきである。
- ③非住宅建築物の空調負荷は、外皮を通しての熱貫流負荷以外にも、換気や内部発熱の影響が大きい。しかしながら、PAL\* では、外調機による外気負荷の事前処理や外気冷房・自然換気の影響は考慮しておらず計算が単純化されているため、空気調和設備の設計や自然換気計画によっては PAL\* とは異なる外皮性能の評価が必要となる。

## (2) 断熱性能が室内の上下温度分布及び必要吹出風量に及ぼす影響

PAL や PAL\* におけるように、外皮の熱的性能の違いが空調エネルギー消費量に及ぼす影響については室内の温度分布を考慮せずに評価が行われてきた。しかしながら、外壁や窓面における下降冷気流、いわゆるドラフトが足下付近の温度を低下させ、温熱快適性を損うとともに、上下温度分布の考慮無しに算出された暖房負荷を上回る暖房負荷が発生することは容易に予測されることである。また、上下温度分布の解消のためにはより多くの空調吹出風量が必要となり、暖房負荷では評価されない空調エネルギー消費量の増加要因となることも危惧される。下記は、流体数値計算を用いて、外壁の断熱性能、空調吹出し風量、外気温が上下温度分布形成に及ぼす影響を評価した結果である。図 4-4 に解析領域及び解析ケースを示す。解析領域は、間口 6m、奥行き 6m、天井高 3m で 1 面のみを外壁とした単室で

あり、天井面の外壁側にラインディフューザーを想定した吹出口（2ヶ所）、室奥側に吸込口（2ヶ所）を配置している。なお、外壁以外の内壁、天井、床を通じては熱損失は無いと仮定した。解析ケースは、外気温度2条件（0、-15℃）、吹出風量4条件（2、5、8、11回/h）、外壁熱貫流率4条件（0.5、1.0、2.0、4.0 W/(m<sup>2</sup>K)）の計32ケースとした。それぞれのケースにおける吹出温度は、室温23℃一定として、外気温度と外壁熱貫流率に基づいた熱負荷と吹出風量から算出している。なお、照明等の内部発熱はゼロとしている。



外気温度 <sup>※1</sup> [°C]	0				-15			
吹出風量 <sup>※2</sup> [回/h]	2	5	8	11	2	5	8	11
外壁熱貫流率 [W/m <sup>2</sup> K]	吹出温度 [°C]							
0.5	25.9	24.2	23.7	23.5	27.8	24.9	24.2	23.9
1.0	28.8	25.3	24.4	24.0	32.5	26.8	25.4	24.7
2.0	34.5	27.6	25.9	25.1	42.0	30.6	27.8	26.5
4.0	46.0	32.2	28.8	27.2	61.0	38.2	32.5	29.9

※1 別途夜間放射を想定し、外壁の外側表面の相当外気温度として以下を設定した。

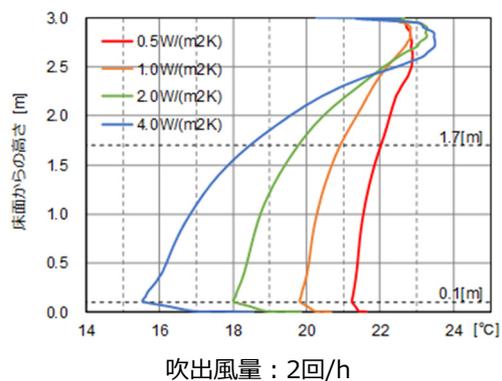
外気温 -0℃のケースの相当外気温度: -1.36℃ 外気温 -15℃のケースの相当外気温度: -16.8℃

※2 1時間あたりの吹出風量[m<sup>3</sup>/h]を室容積[m<sup>3</sup>]で除した換気回数[回/h]として表記。

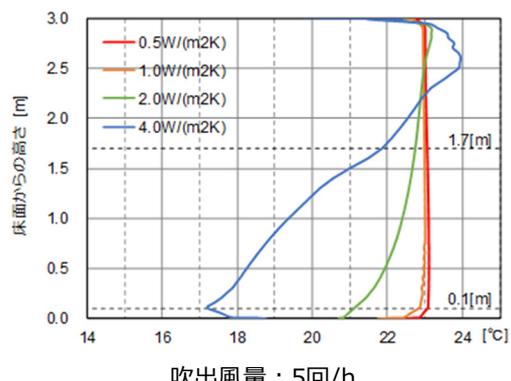
図 4-4 解析領域及び解析ケース

外気温 0℃と-15℃における室中央の垂直温度分布をそれぞれ図 4-5、図 4-6 に示す。

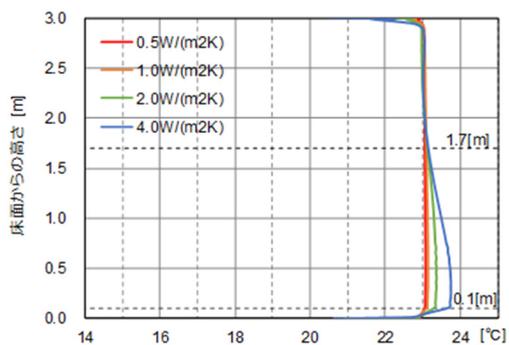
垂直温度分布の発達具合は、外壁部分での室内空気の冷却、吹出風量による室内空気の攪拌、及び、吹出温度と室温の差で生じる浮力による影響が大きい。したがって、図のように、外壁熱貫流率が高い（断熱性能が低い）と外壁部分で空気の冷却が進むとともに、吹出風量が少ないと室内の空気が攪拌されにくくなる上、高い吹出温度が必要となり、上下の温度差が大きくなる。外気温 0℃の結果（図 4-5）を見ると、外壁熱貫流率が 0.5、1.0 W/(m<sup>2</sup>K) のとき、吹出風量 5 回/h で上下の温度差はほぼゼロとなる。このときの吹出温度は、0.5 W/(m<sup>2</sup>K) のとき 24.2℃、1.0 W/(m<sup>2</sup>K) のとき 25.3℃であり（図 4-4）、断熱性能が高いほど、同じ吹出風量でも低い吹出温度で均一な室温を維持できている。外気温



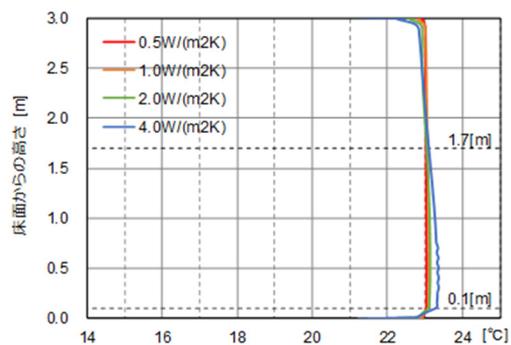
吹出風量：2回/h



吹出風量：5回/h

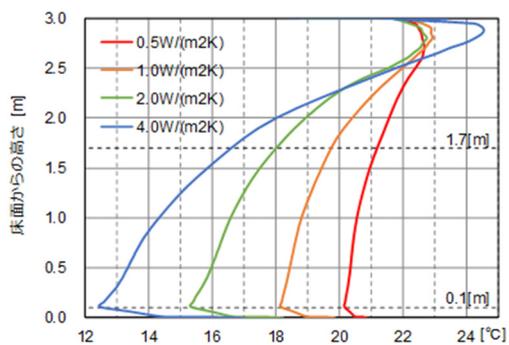


吹出風量：8回/h

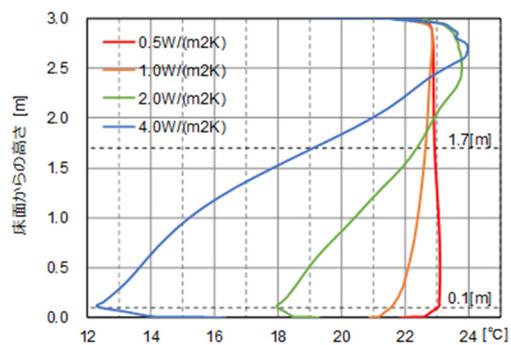


吹出風量：11回/h

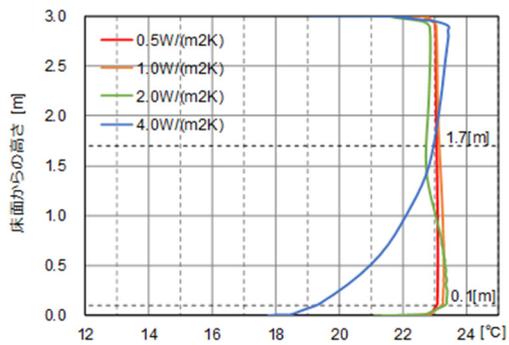
図 4-5 外気温 0°Cにおける室中央の上下温度分布



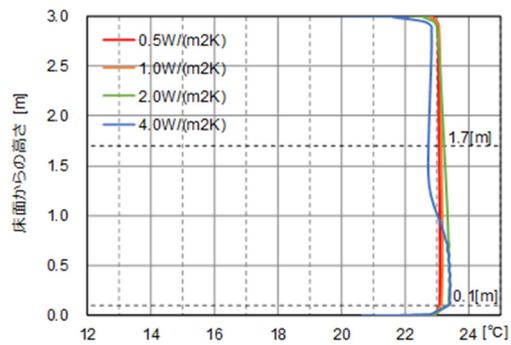
吹出風量：2回/h



吹出風量：5回/h



吹出風量：8回/h



吹出風量：11回/h

図 4-6 外気温 -15°Cにおける室中央の上下温度分布

-15℃でも同じ傾向ではあるが、上下の温度差をなくすためには、外気温 0℃の場合と比べて高い断熱性能、或いは、大きな吹出風量が必要となる(図 4-6)。このように、本解析結果から、以下のことが言える。

- 同じ吹出風量の条件では、断熱性能の向上により上下温度分布の発達を抑えることができる。例えば断熱性能の低下によって上下温度分布が発生したとすると、床上 1.5m に設置した空調制御用の温度センサーの位置の温度を上げるために空調設備による室への熱投入量を増やさねばならないことになり、熱源エネルギー消費量の増加を招く。
- 同じ断熱性能の条件では、吹出風量を増やす(例えば 5 回/h から 8 回/h 等) ことにより上下温度分布は解消に向かう。吹出風量を維持することは上下温度分布を抑制するために有効であるが、空気搬送動力の削減とは逆方向となる。暖房時には、室温が設定温度になることをもって吹出風量を削減する制御方式は、上下温度分布解消の面からは一考を要する。

外壁近くの屋内空間(ペリメーター)の温熱環境は外皮の断熱性能及び日射遮蔽性能に著しく影響を受ける。冬期において、ペリメーターには著しい暖房の必要性が、反対に内部空間(インテリア)では冷房が必要となる状況が生じ得る。軽率に考えた場合、ペリメーターの暖房負荷はインテリアの冷房負荷と相殺されて、設計段階で見逃されることもあるが、これからの省エネルギー設計においては、例えばインテリアで冷房負荷が生じていても、ペリメーター空間の健康快適性を犠牲にしないように、外皮の断熱性を向上させることが必要である。特に、窓の大きな設計案の場合には、窓の断熱性を確保するために、高性能ガラス(最低でも複層ガラス)と窓枠の断熱化、そして壁体部分の断熱を充実させることが必要である。

最後にひとつ付言するとすれば、鉄筋コンクリート造や鉄骨造の場合、躯体を構成する材料の熱伝導率が木材と比べ大きいいため、躯体の熱橋となる部位の断熱補強に配慮を払うべきと言える。熱橋により外皮性能が低下する不確定要素を残したままであると、空調設備の容量設計の安全率も大きくせざるを得ず、省エネルギー上の課題となる。また、表面結露や躯体内部結露の原因ともなり得る。

### (3) 外皮の開口部に求められる性能

非住宅建築物の空調設備には、しばしば空気を循環させて温湿度制御を行う方式が採用される。給気口と還気口の配置にも拠るが、居室に空調のための給気を行い、還気を廊下等で集中的に行う場合には、居室はそれによって加圧されるため、外皮の気密性能の確保に注意が必要である。コンクリートの躯体部分や、パネルや鉄板などの面材部分には隙間は生じにくいと言えるが、パネル同士の接合部分や、サッシ周囲の納まりや施工には注意が必要となる。カーテンウォールの接合部分も同様である。

## ア ビル用サッシ

### (ア) 種類、取付方法

ビル用サッシ（※業界では一般的に、ビル用サッシ≒非木造サッシであり、集合住宅に採用されるサッシもその一部に含まれる）は、いくつかの方法で分類することができるが、ここでは、納まりや開閉形式によって分類する。

納まりによる分類を表 4-2 に示す。サッシの納まりは建物の工法によるところが大きく、RC 用、ALC 用、鉄骨用等に分類される。RC 用サッシは、事前にサッシ開口周囲の躯体（コンクリート）に一定間隔で埋め込まれたアンカーまたは鉄筋とサッシ枠周囲に取り付けたアンカーとを溶接することで固定される。加えて躯体とサッシ枠との間にモルタルを流し込むことによってより強固に固定される。RC 用サッシは、さらに外壁とサッシの屋外側表面の位置関係で分類され、外壁の屋外側表面よりもセットバックした位置に設置される一般枠とほとんど同じ面に設置される同面（面一）枠とがある。ALC 用サッシは、ALC パネルで形成されたサッシ開口に設けられた開口補強鋼材とサッシ枠周囲に一定間隔で取り付けられたアンカーとを溶接することで固定される。加えて ALC パネルとサッシ枠との間にモルタルを流し込むことによってより強固に固定される。ALC 用サッシには、ALC パネルとサッシ枠との取り合いを考慮したシール受けがある特徴がある。鉄骨用サッシは、サッシ開口周囲に設けられた鋼材とサッシ枠とを一定間隔でビス止めすることによって固定される。鉄骨用サッシには、鋼材とサッシ枠とを固定するためのフィンが特徴となっている。

開閉形式による分類を表 4-3 に示す。開閉形式は大きく分けて FIX 系、スライディング系、スイング系の三つに分類され、意匠や用途（換気、排煙、非常用進入口等）等に応じて選択される。

表 4-2 サッシの納まりによる主な分類<sup>1)</sup>

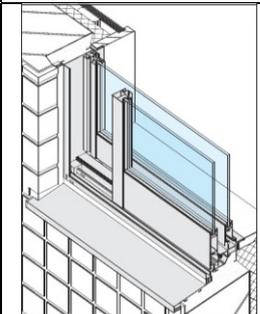
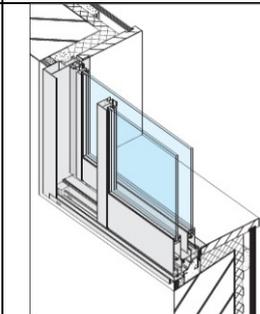
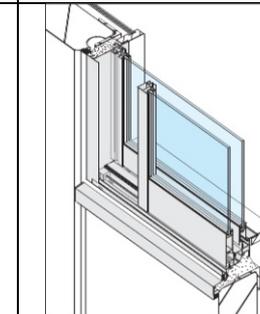
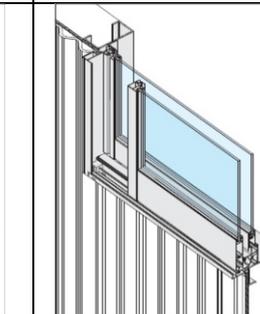
RC造用		S造用	
一般	同面（面一）	ALC用	鉄骨用
			

表 4-3 サッシの開閉形式による主な分類<sup>1)</sup>

FIX系		
FIX		
		
スライディング系		
引違い	片引き	上げ下げ
		
スイング系		
外開き	内開き	たてすべり出し
		
たて軸回転	外倒し	内倒し
		

表 4-3 サッシの開閉形式による主な分類（続き）



### (イ) 要求性能

サッシ（窓）に要求される性能は多岐に渡るが、「耐風圧」、「水密」、「気密」の基本三性能の他、「遮音」、「断熱」、「開閉力」、「開閉繰返し」、「戸先かまち強さ」といった主要な性能が JIS A 4706 に規定されている。また、JIS には規定されていないものの近年注目されている性能として「遮熱（日射取得）」、「防火」、「防露」、「防犯」等がある。ここでは、省エネルギーとの関連性が深い「気密」、「断熱」、「遮熱（日射取得）」の諸性能について概説する。

#### a 気密

気密性能はサッシ枠と障子や部材の接合部に存在する微小な隙間から、どれくらいの空気が漏れるかを表すもので、単位面積当たり、1 時間当たりの通気量 $q[m^3/(h \cdot m^2)]$ を基準とした等級で表現される。窓の気密性能の等級は、JIS A 4706 において表 4-4 の様に規定されている。等級に示す数値が大きいくほど気密性能は高く、隙間が少ないことを意味する。また、気密性能は断熱性能、遮音性能と関連が深く、それぞれ空調負荷の低減、騒音の侵入低減に寄与することから、一般的に建築物におけるサッシの気密性能は最高等級である A-4 等級が求められ、実際に現在上市されているビル用サッシは、エントランス等に用いられるごく一部のサッシを除き、ほとんどの窓種で最高等級の A-4 等級を満足している。

気密性能の評価は、JIS A 1516 に建具の気密性試験方法として定められており、図 4-7 に示す圧力箱と戸気密箱の間にサッシを取り付け、10、30、50、100Pa の圧力差を加えたときの通気量を気密箱に設置した流量測定装置で計測。図 4-8 に示す気密等級線に測定値をプロットし、それらの点がすべて下回る等級線を読みとりその等級とする。

なお、一般的にサッシの気密性能は開閉部位における気密形式の単純さに従い向上する傾向があることから、サッシの開閉形式で見ると、スライディング系、スイング系、FIX 系の順に気密性能は高くなる。

表 4-4 気密性能の等級<sup>2)</sup>

性能項目	等級	気密等級線	判定基準
気密性	A-1	A-1等級線	該当する等級について、通気量が図 4-8 に規定する気密等級以下でなければならない。
	A-2	A-2等級線	
	A-3	A-3等級線	
	A-4	A-4等級線	

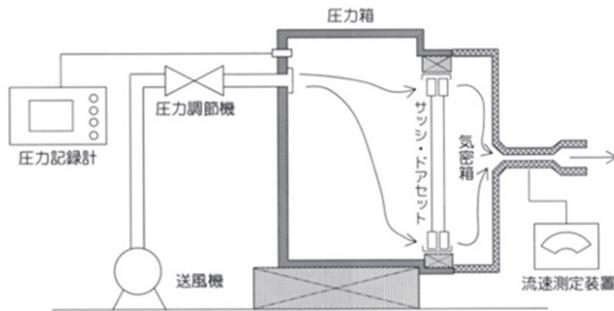


図 4-7 気密性試験装置の概要<sup>3)</sup>

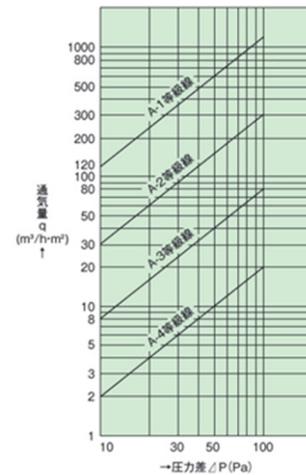


図 4-8 気密等級線<sup>2)</sup>

#### b 断熱

断熱性能は、建物の室内と屋外の（環境）温度差によって生じる熱移動の度合いを表すもので、熱貫流率で表現される。窓の断熱性能の等級は、JIS A 4706 において表 4-5 のように規定されている。（以下 2）

ビル用サッシは、戸建住宅のような低層建物と比較して高層建物に使用されるため、高い耐風圧性能を要求される。それに伴いガラスは厚くなり、ガラスにかかる耐風圧や自重を支えるサッシにも高い強度が要求される。また、一般的に冷房負荷主体のビルにおいて、これまで断熱性能が重視されてこなかった。そのため、ビル用サッシには、木製や樹脂製に比べて断熱性能の劣るアルミ等の金属製が現在もなお多くの物件で採用されている。一方で昨今の省エネルギー基準の強化に伴って、集合住宅やホテル、病院等の居住性が重視される建物用途向けに樹脂サッシやアルミ樹脂複合サッシ等の断熱性能の高いサッシが徐々に上市されてきている。

表 4-5 断熱性能の等級<sup>2)</sup>

等級		H-1	H-2	H-3	H-4	H-5	H-6
熱貫流率	W/(m <sup>2</sup> ·K)	4.65	4.07	3.49	2.91	2.33	1.90
	kcal/(m <sup>2</sup> ·h·°C)	4.0	3.5	3.0	2.5	2.0	1.63

※H-1からH-5までの断熱性の等級は、SI単位系導入前に規定された。H-6の断熱性の等級は、SI単位系導入後に規定された。

断熱性能を評価する手法には、大きく分けて試験法と計算法がある。

試験法は、JIS A 4710 に規定された熱箱を用いる方法である（図 4-9 参照）。試験手順の概要は、まず熱伝導率が既知の校正板で低温室の（環境）温度を 0℃、高温室の（環境）温度を 20℃、室内外の合計表面熱伝達抵抗を  $0.17 \pm 0.01 \text{ m}^2 \text{ K/W}$  となるようにファン及びヒーターの出力を調整する。その後、校正板と試験体（窓）を取り替え、ファンの出力を変えずにヒーターの出力を調整して低温室の（環境）温度を 0℃、高温室の（環境）温度を 20℃にする。熱箱に供給した熱量と試験体以外から通過した熱量との差から求めた試験体を通過する熱量を室内外（環境）温度差と試験体面積で除したのち、表面熱伝達抵抗を補正することで試験体（窓）の熱貫流率が求められる。

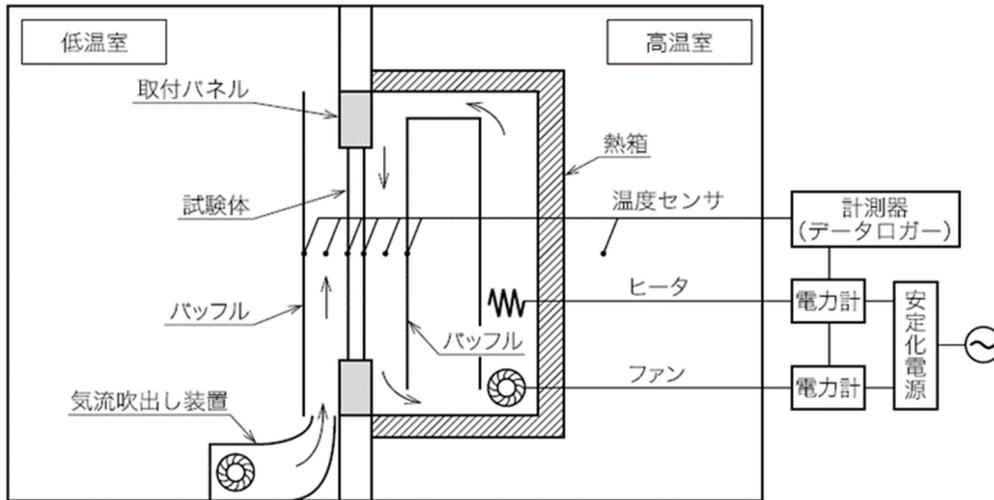
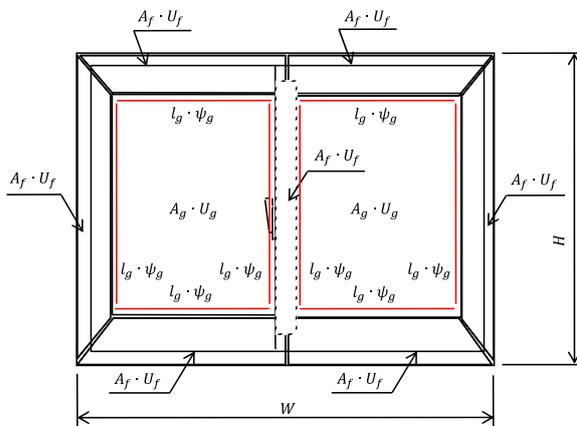


図 4-9 断熱試験装置の概要<sup>4)</sup>

計算法は、JIS A 2102-1 及び JIS A 2102-2 に規定された方法である（図 4-10 参照）。計算手順の概要は、まずガラス部分（グレージング）の熱貫流率を一次元の数値計算で求め、次にサッシ部分（フレーム）の部位毎の熱貫流率を境界要素法等の二次元の数値計算で求める。さらにグレージングとフレームの接合部分の線熱貫流率を同様に二次元の数値計算で求め、最後にこれらを面積 ( $A_g$ 、 $A_f$ ) 及び接合部分の見付け長さ ( $l_g$ ) によって加重平均し、窓全体の熱貫流率が求められる。



$$U_w = \frac{\sum A_g \cdot U_g + \sum A_f \cdot U_f + \sum l_g \cdot \psi_g}{\sum A_g + \sum A_f}$$

$U_w$ : 窓の熱貫流率 [W/(m<sup>2</sup>·K)]  
 $A_g$ : グレージング面積 (m<sup>2</sup>)  
 $U_g$ : グレージングの熱貫流率 [W/(m<sup>2</sup>·K)]  
 $A_f$ : フレーム面積 (m<sup>2</sup>)  
 $U_f$ : フレームの熱貫流率 [W/(m<sup>2</sup>·K)]  
 $l_g$ : グレージングの総見付周囲長 (m)  
 $\psi_g$ : グレージングとフレームの間の線熱貫流率 [W/(m·K)]

図 4-10 窓の熱貫流率の計算法の概要<sup>5)</sup>

c 遮熱（日射取得）

遮熱（日射取得）性能は、窓に照射される日射熱のうち室内側に入射する日射熱の割合を表すもので、日射熱取得率で表現される。サッシ（窓）の遮熱（日射取得）性能の等級は、現在のところ JIS 等で規定されていない。

遮熱（日射取得）性能を評価する手法には、大きく分けて試験法と計算法がある。試験法は JIS A 1493 に規定されたソーラーシミュレータを用いる方法である（図 4-11 参照）。試験手順の概要は、まず照射日射がある状態で試験体背面側にある計測箱の熱収支から試験体を通過する熱量（照射日射取得熱量 + 貫流熱量）を測定する。次に照射日射がない状態で試験体背面側にある計測箱の熱収支から試験体を通過する熱量（貫流熱量）を測定する。これらの熱量に温度補正を施したのち、その差をとることで試験体の照射日射取得熱量を得る。この値を照射日射熱量で除すことで試験体（窓）の日射熱取得率が求められる。

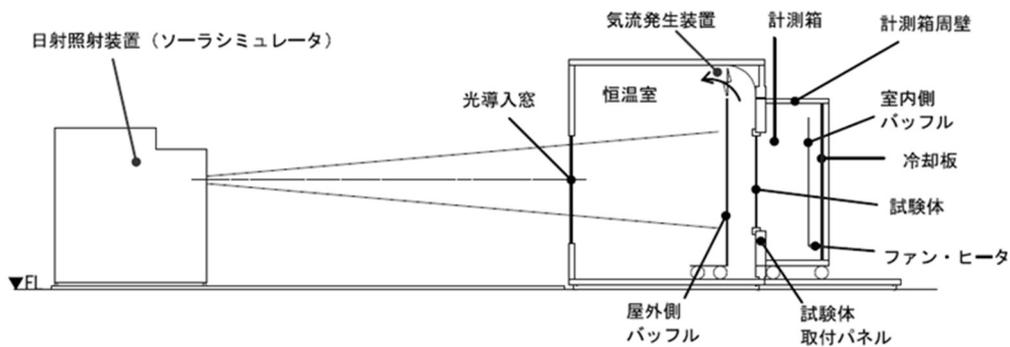


図 4-11 遮熱（日射取得）試験装置の概要<sup>6)</sup>

計算法は、JIS A 2103 に規定された方法である（図 4-12 参照）。計算手順の概要は、まずグレーディング複合体（グレーディングと日射遮蔽物を平行に組み合わせた複合体）の日射熱取得率を一次元の数値計算で求め、次にサッシ（フレーム）の部位毎の日射熱取得率を境界要素法等の二次元の数値計算で求めるかサッシ（フレーム）の熱貫流率から算出する。最後にこれらを面積（ $A_{glz}$ 、 $A_f$ ）によって加重平均し、窓全体の日射熱取得率が求められる。日射熱取得率の計算においては、熱貫流率の計算とは異なり、熱橋は評価しない。

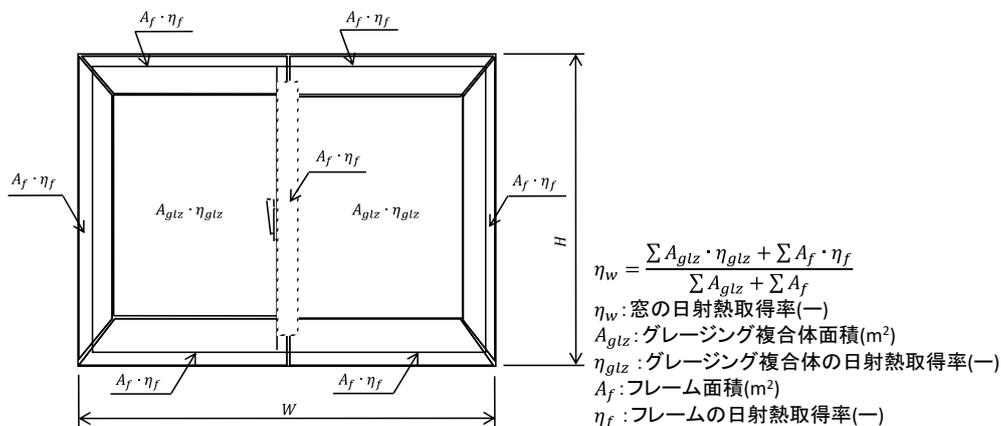


図 4-12 窓の日射熱取得率の計算法の概要<sup>7)</sup>

## イ カーテンウォール

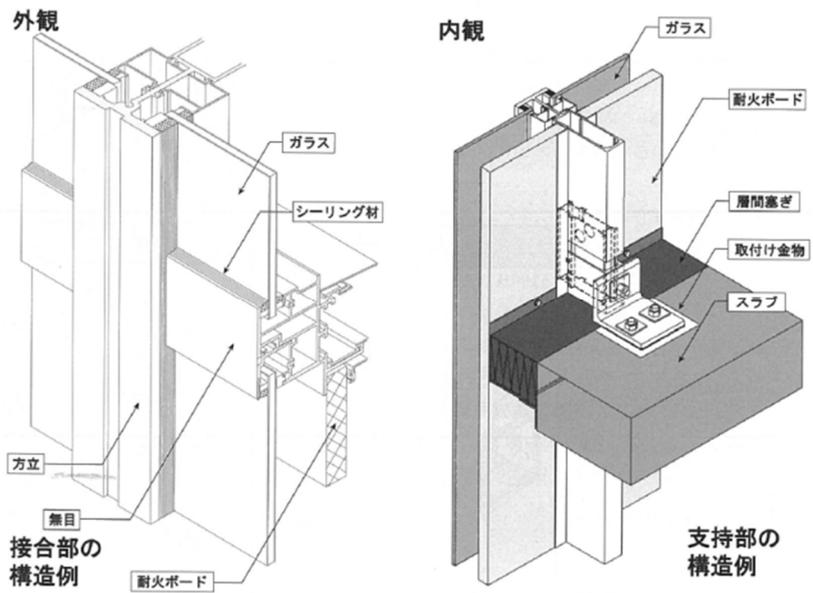
### (ア) 種類、取付方法

カーテンウォール（帳壁）とは、一般的には建物の外周部を室内と屋外とに仕切る非耐力壁のことを指す。

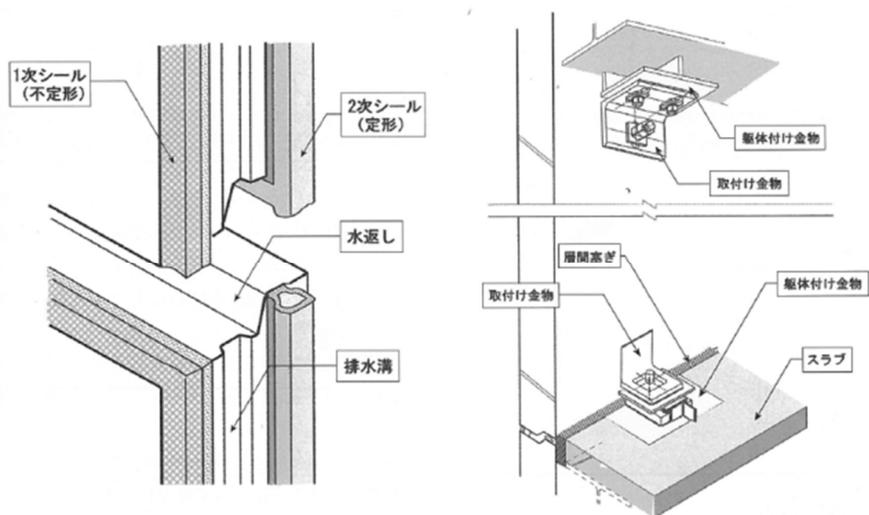
カーテンウォールの構成方法による分類を表 4-6 に示す。方立方式は、上下階の床または梁等の間に方立を掛け渡して取り付け、ガラス・スパンドレルパネル等の面材をはめ込む方法であり、メタルカーテンウォールの一般的な工法である。パネル方式は、床または梁等にパネルを直接取り付ける方法であり、PCカーテンウォールの一般的な工法である。図 4-13 にそれぞれの一般的なディテールを示す。

表 4-6 カーテンウォールの構成方法による分類<sup>8)</sup>

	フレーム	フレームレス
方立方式		
パネル方式	層間（壁）パネル	
	スパンドレルパネル	
パネル方式	パネル組合せ	
	柱・梁カバー	



方立方式 (メタルカーテンウォール)

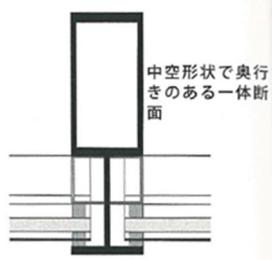


パネル方式 (PCカーテンウォール)

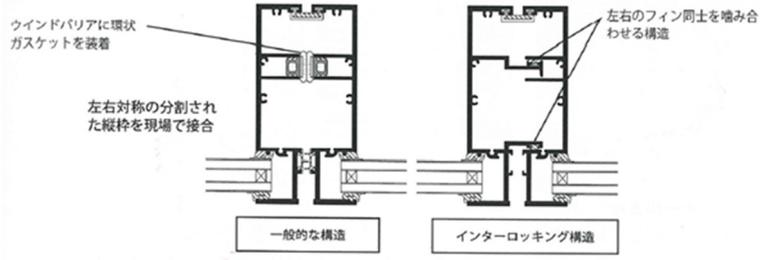
図 4-13 カーテンウォールの一般的なディテール<sup>8)</sup>

メタルカーテンウォールは、工法によってさらに大きく二つに分類される(図 4-14 参照)。ひとつは、ロックダウン工法であり、建設現場で上下の構造体に方立を掛け渡して取り付け、そこに無目、ガラス、パネルと順次取り付けていく方法である。中低層ビルでの採用事例が多い。もうひとつは、ユニット工法であり、工場でフレームにガラスやパネル等を組み込みユニット化したのち、建設現場で上下の構造体にユニットを掛け渡して取り付けしていく方法である。高層ビルでの採用事例が多い。

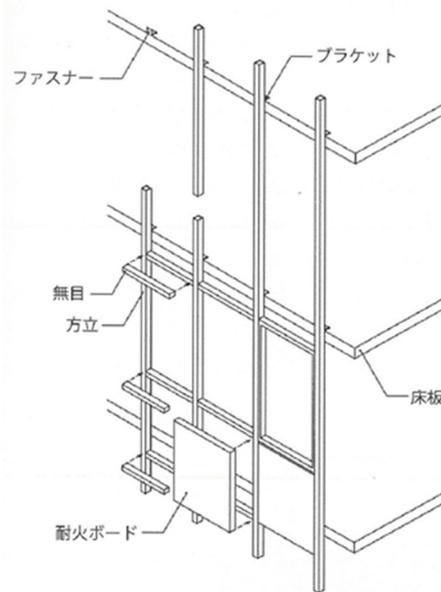
メタルカーテンウォールの開閉形式は、ビル用サッシに準ずる。



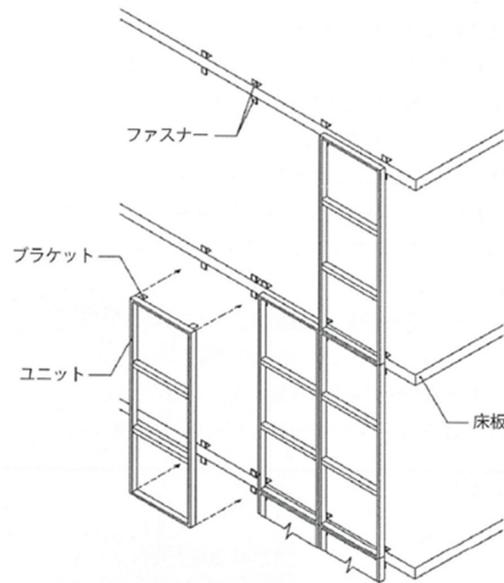
ノックダウン工法の断面例



ユニット工法の断面例



ノックダウン工法



ユニット工法

図 4-14 メタルカーテンウォールの工法による分類<sup>8)</sup>

(イ) 要求性能

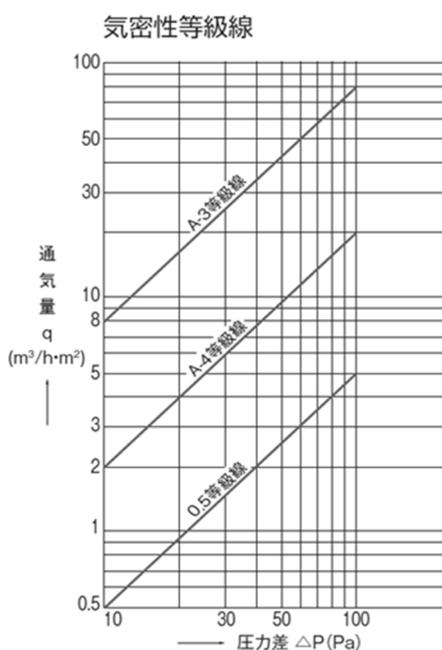
カーテンウォールに要求される性能もサッシと同様に多岐に渡るが、JASS 14 カーテンウォール工事では、サッシに求められる性能に加えて、「耐火」、「耐震」、「耐温度差」等の性能が規定されている。ここでは、「気密」、「断熱」、「遮熱(日射取得)」の諸性能についてサッシ(窓)との相違点を概説する。

a 気密

カーテンウォールにおける気密性能の考え方はサッシと同様であるが、カーテンウォールは高層の建築物に用いられることが多く、煙突効果により発生する出入口ドアの開閉障害や、空調バランス、空調負荷への影響等を最小限にするため、より高い気密性能が要求される。一般的にカーテンウォールの構成はFIX部が多く、また開閉可能な部分もスイング系の窓が使用されることが多いことから、一般サッシに比べ気密性能は高くなる傾向にある。その性能等級は、カーテンウォール性能基準<sup>9)</sup>に記載されており、サッシの気密性能で示した上位2グレードとさらに上位グレード(0.5等級)の3グレードで示される(図 4-15)。

気密性能の評価についてもサッシと同様であるが、カーテンウォール全体を試験装置で評価することは物理的に不可能であるため、その構成部位の一部を切り出した形で評価する。特に、開閉可能な部位を含む場合は、FIX 部より性能が劣ることから、その部位の評価結果を代表性能として扱う場合が多い。また、建物の複数層を再現した実大試験における総合性能試験の一項目として、極々まれに気密性能を評価することもあるが、測定精度の問題があり、あまり一般的ではない。

なお、カーテンウォールの場合、4.1(3)イ(ア)種類、取付方法で示した通り、現地における部材の組み立て施工が多いことから、気密性能（に限らずすべての性能）の担保は、厳格な施工管理が求められる。



気密性グレード

性能グレード	等級（等級線）
1	JIS等級A-3(A-3等級線)
2	JIS等級A-4(A-4等級線)
3	0.5等級(0.5等級線)

[グレードの目安]

グレード1：穏やかな環境のもとで通常の空調設備を持つ建物

グレード2：市街地の高層建築物

グレード3：風の強い地域や超高層建築物

図 4-15 カーテンウォールの気密性能の等級<sup>2)</sup>

#### b 断熱

カーテンウォールの断熱性能の等級は、カーテンウォール性能基準<sup>9)</sup>に記載されており、H-6 等級がないことを除いてサッシと同様である。また、断熱性能を評価する手法のひとつである試験法は、サッシと同じ試験法（JIS A 4710）、試験装置で実施される。

計算法は、JIS A 2105 に規定された方法である(図 4-17 参照)。これにより、ガラスだけではなく、方立・無目といったフレームやスパンドレルパネルを含むカーテンウォール全体の熱貫流率を計算することができる。計算手順は、まず、計算対象となるカーテンウォール全体を基準 FIX 部、基準可動部、下端 FIX 部、下端可動部…のように計算対象要素ごとに分割する(図 4-16 参照)。さらに、分割した計算対象要素をビジョン部グレーディング（ガラス）、スパンドレル部パネル、ビジョン部方立フレーム、スパンドレル部方立フレーム、無目フレーム…といった構成部材ごとに分割する。ビジョン部グレーディングやスパンドレル部パネルの熱貫流率は、一次元の数値計算で求められる。フレームの熱貫流率（線熱貫流率）は、境界要素法等の二次元の数値計算によって求められるが、熱橋

単一評価法と熱橋成分別評価法の二通りの評価方法がある（図 4-17 参照）。熱橋単一評価法は、グレーディングまたはパネルとフレームの接合部分の線熱貫流率をフレームの熱貫流率（線熱貫流率）に含めて評価する手法で、グレーディングまたはパネルとフレームの接合部分の組み合わせが少ないオーダーカーテンウォールの評価に適している。熱橋成分別評価法は、フレームの熱貫流率とグレーディングまたはパネルとフレームの接合部分の線熱貫流率を別々に評価する方法で、方立フレーム、無目フレーム、組込み窓フレーム、グレーディング、パネルなどの部材に多数のバリエーションがあり、その組み合わせでカーテンウォールが構成されるカタログ商品の評価に適している。これらの構成部材ごとの熱貫流率（及び線熱貫流率）を面積（及び／又は見付け長さ）で加重平均することで計算対象要素ごとの熱貫流率が求められる。最後に、計算対象要素ごとの熱貫流率をカーテンウォール全体の面積に占める計算対象要素ごとの面積で加重平均することでカーテンウォール全体の熱貫流率が求められる。

#### c 遮熱（日射取得）

カーテンウォールの遮熱（日射取得）性能の等級は、サッシ（窓）と同様に現在のところ規定されていない。

また、カーテンウォールの遮熱（日射取得）性能を評価する手法として、試験法・計算法ともに現在のところ標準化された手法がない。

#### d 実建物における性能担保の考え方

先に述べたように、カーテンウォールにおける個々の性能は、試験、計算等で評価され要求性能を担保している。しかしながら a 気密でも述べた様に、実建物における性能は、正確な施工が行われて初めて担保されるものであり、厳格な施工管理が求められる。

一般的に、建築物の工事は総合建設業者（ゼネコン）の監理の元に行われ、その下で各種工事毎に施工管理が行われる。カーテンウォールの場合も同様、その工事はサッシメーカーが施工管理を行う。表 4-7 にカーテンウォール施工時における検査項目の例を示す。作業工程毎に検査項目定め、検査を実施することにより要求性能の担保を行う。

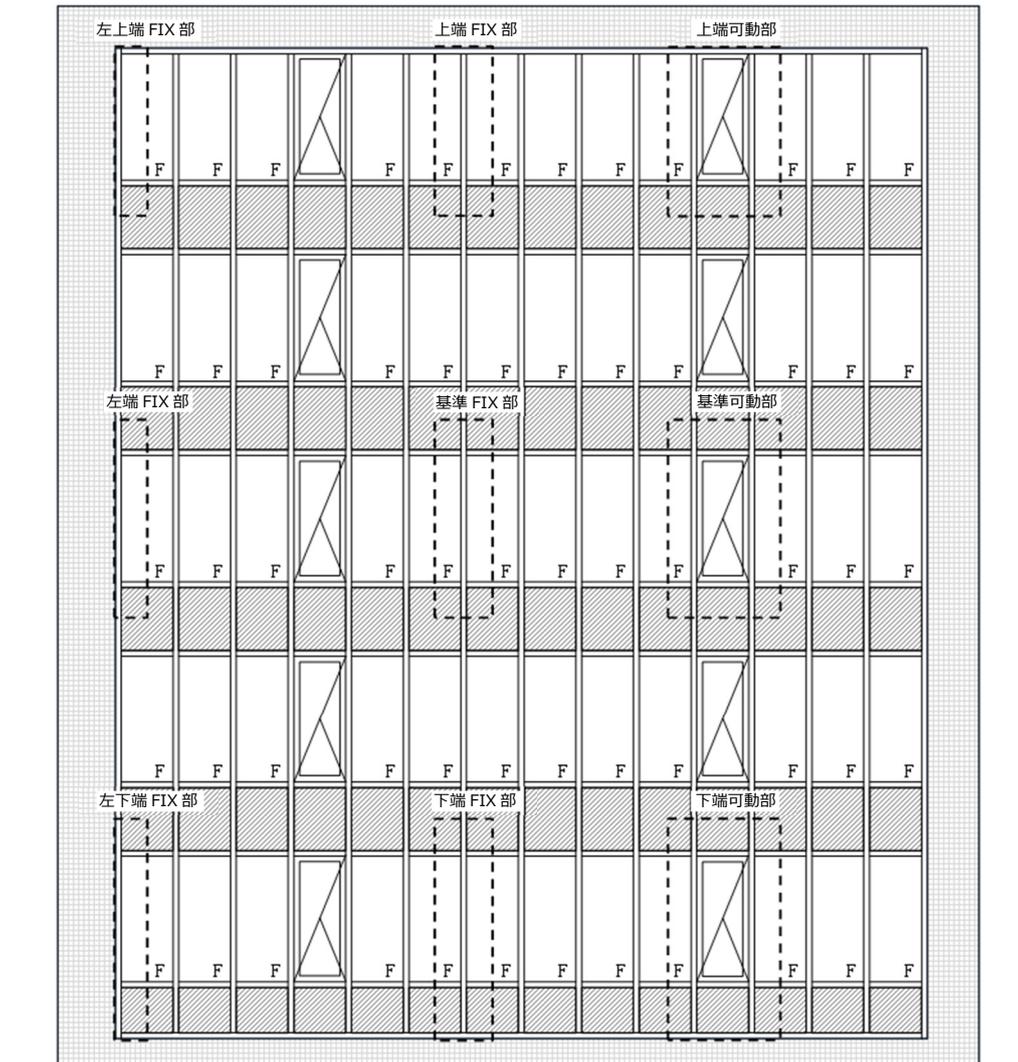


図 4-16 カーテンウォールの計算対象要素<sup>10)</sup>

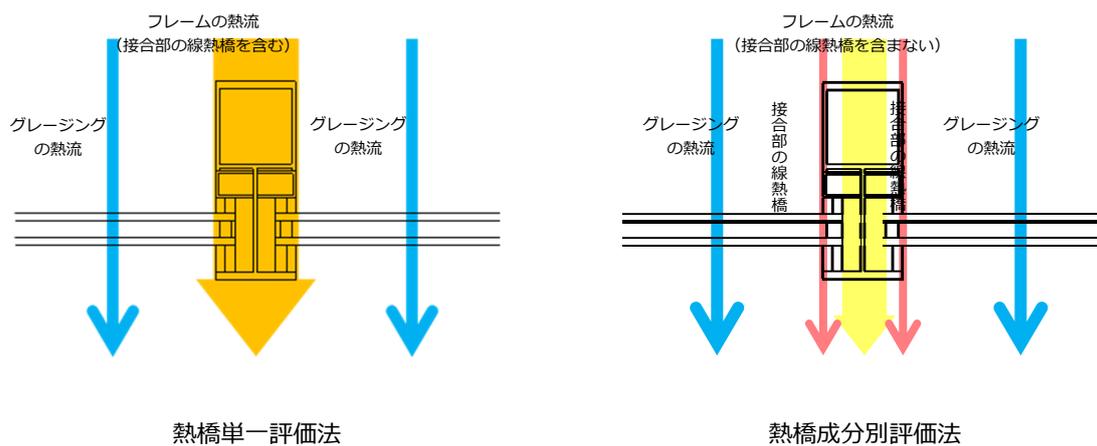


図 4-17 評価方法のイメージ

表 4-7 カーテンウォール施工時における検査項目の例<sup>8)</sup>

作業	検査項目	検査方法	合否判定資料
取付基準の設定	施工精度 a) 使用計測器の精度 b) ピアノ線の基点の位置 c) ピアノ線の張り具合	計測 照合	原寸 カーテンウォール図面
先付け・後付け アンカー工事	a) 取付部位 b) 施工精度 c) 固定状態 d) 品質—ネジ部の損傷・変形・発錆 e) その他—防錆処理の状況	計測 目視 打診*	カーテンウォール図面 アンカーの取付許容誤差値 アンカーの施工仕様**
ファスナー取付工事	a) 取付部位 b) 施工精度—全体の通り、ジョイント目地の寸法、 取合い工事と納りの具合 c) 固定状態—ボルト、ビスの締付状態、溶接の状況*** d) その他—防錆処理状況	計測 目視	カーテンウォール図面 カーテンウォール図面 指示寸法の許容差 標準トルク値 溶接仕様
本体取付工事	a) 取付部位 b) 施工精度—全体の通り、ジョイント目地の寸法、 取合い工事と納りの具合 c) 固定状況—ボルト、ビスの締付状態、溶接の状況*** d) 外観仕上げ—色調、色ムラ汚れ、打痕、傷、腐食 e) 機能性能—雨水・結露水等の流水経路、気密材の 密閉度、工場シール、工場施工の無機繊維材の状況、 障子、金具等の作動状況 f) その他—防錆処理の状況	計測 目視 照合 感触	カーテンウォール図面 カーテンウォール図面 指示寸法の許容差 標準トルク値 溶接仕様 (色調) 限度見本
付属部材取付工事	a) 取付部位 b) 施工精度—全体の通り、(ジョイントの目違い、 段違い) 取り合い工事との納り具合 c) 固定状況—ボルト、ビスの締付状態、溶接の状況*** d) 外観仕上げ—色調・仕上げ程度 e) その他—防錆処理の状況	計測 目視 照合 感触	カーテンウォール図面 カーテンウォール図面 指示寸法の許容差 溶接仕様 (色調) 限度見本
シーリング工事	a) 施工漏れ b) 施工状況—施工面の清掃状況、バックアップ材の接着 状況(シール材の充てん目地深さ)、プライマー処理 の状況、シール材の混合状況シールの充てん状態(ガ ンノズル形状、ヘラ押さえ) c) 品質—硬度、伸び、接着強度、断面状況、気泡の混入 d) 外観仕上げ—色調・仕上げ程度 e) その他—プライマー・シール材による施工箇所周辺の 汚れ、マスキングテープの残り	計測 目視 照合 感触 採取	カーテンウォール図面 品質見本 施工見本 (色調) 限度見本
清掃工事	a) 施工漏れ b) 施工状態—清掃拭きムラ、テープ糊残り	目視 感触	

\* : アンカー回りのコンクリートの充填状態、スタッドボルトの溶接状態

\*\* : 金属拡張型アンカー工法、アークスタッド溶接工法

\*\*\* : 溶接箇所、溶接長さ、細長溶接のど厚、溶接欠損

## 参考文献

- 1.YKK AP(株)ホームページ(表 4-2、表 4-3)
- 2.JIS A 4706「サッシ」:(一財)日本規格協会(表 4-4、図 4-8、表 4-5、図 4-15)
- 3.JIS A 1516「建具の気密性試験方法」:(一財)日本規格協会(図 4-7)
- 4.JIS A 4710「建具の断熱性試験方法」:(一財)日本規格協会(図 4-9)
- 5.JIS A 2102-1, 2「窓及びドアの熱性能－熱貫流率の計算」:(一財)日本規格協会(図 4-10)
- 6.JIS A 1493「窓及びドアの熱性能－日射熱取得率の測定」:(一財)日本規格協会(図 4-11)
- 7.JIS A 2103「窓及びドアの熱性能－日射熱取得率の計算」:(一財)日本規格協会(図 4-12)
- 8.カーテンウォールってなんだろう 2016:(一社)カーテンウォール・防火開口部協会 (現:(一社)建築開口部協会) (表 4-6、図 4-13、図 4-14、表 4-7)
- 9.カーテンウォール性能基準 2013:(一社)カーテンウォール・防火開口部協会 (現:(一社)建築開口部協会)
- 10.JIS A 2105:(一財)日本規格協会 (図 4-16)

## ウ ガラス

### (ア) ガラスの熱性能

#### a ガラスの熱貫流率

ガラスの熱貫流率とは、室内外の温度差が 1℃のときにガラスを通過する単位時間、単位面積あたりの熱量で表される。単位は  $[W/(m^2 \cdot K)]$ 。数値が小さいほどそのガラスを通過する熱量が小さいため、断熱性能が高いことになる。

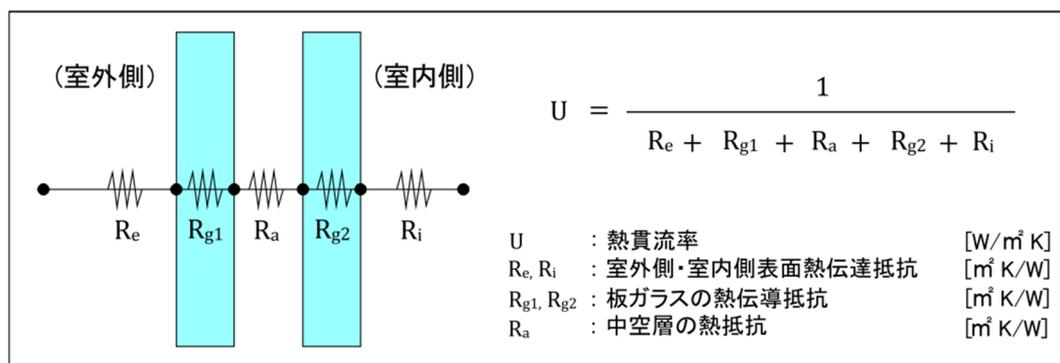


図 4-18 複層ガラスの熱貫流率の算出

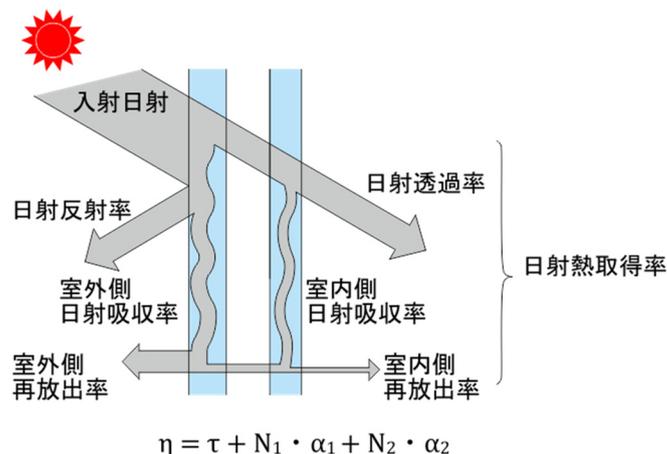
測定値としては、各ガラス厚さ、複層ガラスの場合、中空層厚さと膜付ガラスの場合は膜面の垂直放射率が必要(膜がないガラスの表面は JIS 規格に規定値があるので測定不要)であり、これら測定値を JIS R3107 に準じて算定することで、室内外の表面熱伝達抵抗(室内外の熱伝達係数の逆数)、板ガラス部分の熱抵抗など(複層ガラスの場合、中空層の熱抵抗を含む)が定まり、それら全ての熱抵抗の合計の逆数として、ガラス中央部の熱貫流率は求められる。表記は有効数字 2 桁となっている。

複層ガラスの場合は中空層熱抵抗が熱貫流率の値を決定づけるキーファクターとなっており、中空層表面の放射率や中空層幅などの違いにより、中空層熱抵抗が変わるので、熱貫流率は変化する。

#### b ガラスの日射熱取得率

ガラスの日射取得性能は一般に日射熱取得率（Solar Heat Gain coefficient : SHGC、JIS R 3106では $\eta$ 値；単位[-]）で表す。日射熱取得率は窓ガラスに入射する日射熱に対する室内へ侵入する日射熱の比率を表したものである。室内へ侵入する日射熱はガラスを直接透過する成分とガラスに吸収されて室内側に再放熱される成分の両方を含んでいる。

測定値としては、各ガラスの分光透過率、分光反射率と膜付ガラス膜面の垂直放射率が必要（膜がないガラスの表面はJIS規格に規定値があるので測定不要）であり、これら測定値をJIS R3106に準じて算定することで、総合可視光透過率、総合可視光反射率、総合日射透過率、総合日射反射率、各ガラスの総合日射吸収率、室内外の表面熱伝達抵抗（室内外の熱伝達係数の逆数）、複層ガラスの場合の中空層熱抵抗が求められ、最終的にガラス中央部の日射熱取得率は算出することができる。表記は小数第2位となっている。



$$\eta = \tau + N_1 \cdot \alpha_1 + N_2 \cdot \alpha_2$$

- $\eta$  : 日射熱取得率
- $\tau$  : 日射透過率
- $\alpha_1, \alpha_2$  : 室外側ガラス・室内側ガラスの日射吸収率
- $N_1, N_2$  : 吸収された日射熱が室内へ伝達される割合

図 4-19 複層ガラスの日射熱取得率の算出

#### c Low-E 複層ガラス

Low-E ガラスとは、片側の板ガラスの表面に垂直放射率が 0.2 以下の銀や酸化錫などの薄膜（以後 Low-E 膜と称する）を施したもので、この Low-E ガラスを（Low-E 膜が中空層側に配置されるように）用いた複層ガラスを Low-E 複層ガラスと称している。Low-E 複層ガラスは中空層内の放射による熱移動を低減させる効果があるので、通常の透明ガラスを用いた複層ガラスと比べて断熱性能が高い。また、Low-E 膜は通常、複層ガラスの中空層の片側だけに用いられる。これは、片側の Low-E 膜による中空層の放射熱伝達低減効果が十分であるのと、中空層両側の Low-E 膜使用は、複層ガラスの可視光透過率の低減につながるからである。また、Low-E 膜はその種類を変えることで可視

光、近赤外域の透過率の低減度合、反射率の増加割合を変化させることができる。

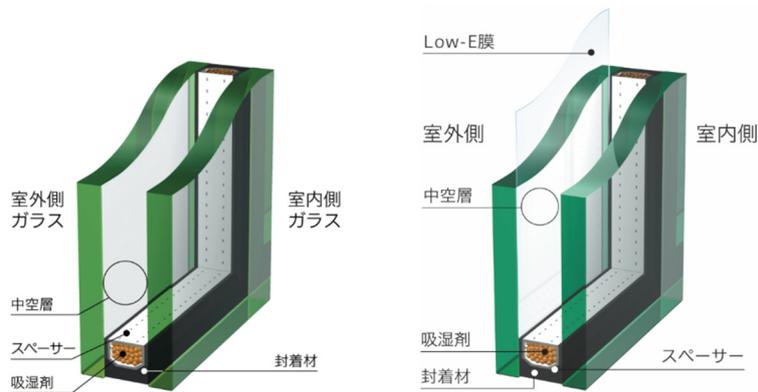


図 4-20 複層ガラスと Low-E 複層ガラスの断面イメージ

d Low-E 複層ガラスの熱光学性能と Low-E 複層ガラスの日射区分

下表に住宅用、及び非住宅用の代表ガラス構成とその熱光学性能値を示す。

表 4-8 住宅用代表ガラス構成と熱光学性能値

名称	ガラス構成	可視光透過率 (%)	可視光反射率 (%)	日射透過率 (%)	日射反射率 (%)	日射吸収率 (%)	日射熱取得率	熱貫流率 (W/(m <sup>2</sup> ・K))
サンバランス日射遮蔽タイプ アクアグリーン	Low-E3 +A12+FL3	72.4	14.3	35.5	42.1	22.4	0.39	1.6
サンバランス日射取得タイプ ピュアクリア	FL3+A12 +Low-E3	78.9	12.4	50.9	32.9	16.2	0.58	1.7
ペアガラス (透明)	FL3+A12+FL3	82.2	14.8	75.7	13.4	10.8	0.80	2.9

表 4-9 非住宅用代表ガラス構成と熱光学性能値

名称	ガラス構成	可視光透過率 (%)	可視光反射率 (%)	日射透過率 (%)	日射反射率 (%)	日射吸収率 (%)	日射熱取得率	熱貫流率 (W/(m <sup>2</sup> ・K))
サンバランス日射遮蔽タイプ アクアグリーン	Low-E6 +A12+FL6	70.8	13.8	33.4	35.8	30.8	0.38	1.6
サンバランス日射取得タイプ ピュアクリア	Low-E6 +A12+FL6	77.2	12.9	46.4	27.8	25.8	0.52	1.6
サンバランス日射遮蔽タイプ ブルーグレー	Low-E6 +A12+FL6	42.6	13.0	21.5	27.4	51.0	0.28	1.7
サンバランス日射遮蔽タイプ スーペリアクール	Low-E6 +A12+FL6	41.3	23.4	18.9	38.8	42.4	0.24	1.6
ペアガラス (透明)	FL6+A12+FL6	80.5	14.2	67.3	12.0	20.7	0.75	2.8

建築物省エネ法のモデル建物法の入カマニュアルには「ガラス建築確認記号の判断の規則」として、Low-E 複層ガラスの日射区分については、省エネ基準 JIS R 3106 の夏期の日射熱取得率の値が 0.50 以上のものを「日射取得型」、0.49 以下のものを「日射遮蔽型」と判断している。熱貫流率については日射取得型、日射遮蔽型で殆ど差はなく、一般には中空層 12mm の空気の場合、1.6~1.9

[W/(m<sup>2</sup>·K)] 程度である。

住宅の場合、エネルギー使用として冷房負荷よりも暖房負荷が重視される。庇のある南面の窓に関しては、夏期の太陽高度の高い日中は庇により直達日射が遮られるが太陽高度の低くなる冬期は、なるべく日射を取り入れて、暖房負荷を低減すべく、日射取得型の Low-E 複層ガラスが推奨される。また、庇のない東西面など、夏期の直達日射をなるべく遮蔽する場合は日射遮蔽型が望ましい。なお、眺望を犠牲にするなら外部遮蔽物を設置することが日射遮蔽対策としてより効果的である。非住宅の場合、事務所ビルなどでは住宅よりも人、機器、照明などの内部発熱が大きいので、日本では冷房負荷が重視される。特に、庇等による十分な日射遮蔽が見込みにくいのであれば日射遮蔽型の Low-E 複層ガラスを使用されるケースが多い。また、日射遮蔽型の Low-E 複層ガラスは日射取得型よりも日射透過率が低いので、直達日射が室内に照射される時に、室内の室温分布は日射取得型よりも安定しやすいというメリットがある。

#### (イ) その他ガラス性能

##### a 耐風圧強度

ガラスの設計において、建築基準法施工令第 82 条の 4（平成 12 年建設省告示 1458 号）によって、台風時に所定の風圧に耐えうる強度、いわゆる『耐風圧強度』を確保することが定められている。板ガラスの耐風圧強度は再現期間、基準風速、建築物の高さ、ガラスの寸法・厚さ・種類などから算出することができる。耐風圧強度の計算は多くのガラスメーカー、サッシメーカーなどで実施できる。設計者はまずはこれらのメーカーに相談し、計算を適切に実施もしくは実施の依頼をするなどして、板ガラスを安全に設計できるよう配慮する必要がある。

##### b 防災性

自然災害や人的災害の際に、ガラスによって被害を軽減できるようにすることも設計上大切である。例えば前述の耐風圧強度の計算によって、風荷重に対する強さは確保できるが、飛来物の衝突までは考慮されていない。そこで、地震や台風、突風などの自然災害による衝突に対してもガラス破損の被害を抑えられるようなガラスを選定できることが好ましい。

(一社)日本建築防災協会の「安全・安心ガラス設計施工指針」では開口部の安全設計指針と自然災害（地震、強風）に有効なガラスのガイドラインが示されており、ガラスが割れても破片が飛び散らない『合わせガラス』は、大きな穴が開きにくく防犯にも有効とされている。特に中間膜 60 ミル以上の合わせガラスを板硝子協会では「防災安全合わせガラス」と称し、優良住宅部品「BL-bs 部品」認定を取得している。図 4-21、図 4-22 にガラスに衝撃物が当たった時のガラスの割れ方の例を示す（JIS R3205 規定の加撃体によるショットバック試験より）。



図 4-21 フロート板ガラスの割れ方



図 4-22 合わせガラスの割れ方

### c 防火性

ガラスは単体としての防火材料とは認められていないが、ガラスの種類とフレームを適切に選定することで防火設備<sup>\*</sup>とすることもできる。例えば告示仕様では、網入板ガラスは、鉄製枠との組み合わせで防火設備として認められており、網のない耐熱強化ガラスについても特定の構成で防火設備として認められている。

<sup>\*</sup>防火設備：建築基準法 2 条九号の二口及び第 64 条の政令で定める防火戸、ドレンチャー、その他火災を遮る設備。適合させるべき法において要求される遮炎性能を満たす必要がある。

### d 耐久性

複層ガラスは、封着部が高温多湿、紫外線照射などの条件にさらされると、封着材の劣化によって水分が中空層内に侵入し、中空層内結露の発生や Low-E 複層ガラスでは Low-E 膜が劣化する恐れがある。また、ガス入り複層ガラスの場合、ガスの密閉性が不十分であると、断熱性能の低下が生ずる。これらの不具合に対処すべく複層ガラスの製造規格 JIS R 3209 では、封止の加速耐久試験、光学薄膜の性能の加速耐久試験が規定されている。また、JIS R3209 は 2018 年に改訂され、新たに、中空層内の乾燥気体のガス密閉性の加速耐久試験が追加されている。耐久性能を維持するためにこれらの試験に合格する複層ガラスであることはもちろんであり、さらに適切な納まり(水抜き穴の確保、適切なセッティングブロックの高さ、紫外線アタックを防止する所定のかかりしろ高さ)とすることが重要である。(図 4-23)

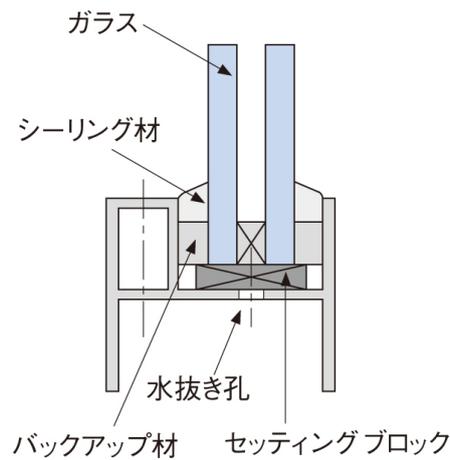


図 4-23 複層ガラスの基本納まり図（弾性シーリング材構法の場合）

(ウ) 避難所にとって最適なガラスとは

大地震などの災害が発生し、避難所に大勢の方が避難されるような場合、避難所のガラスの破損は危険であるとともに施設の継続使用に支障がきたすため、万が一破損しても開放しにくいガラスが望ましい。また、電気・ガスの供給が絶たれている場合、避難所で真冬に暖房機器がない時は、室温をなるべく下げないようにする必要がある。そのためには窓ガラスとして断熱性能の良いガラスが使われることが避難者の健康や生命を守ることにつながる。以上のことから、避難所では、合わせ Low-E 複層ガラス（図 4-24）などの丈夫で断熱性の高いガラスが推奨される。

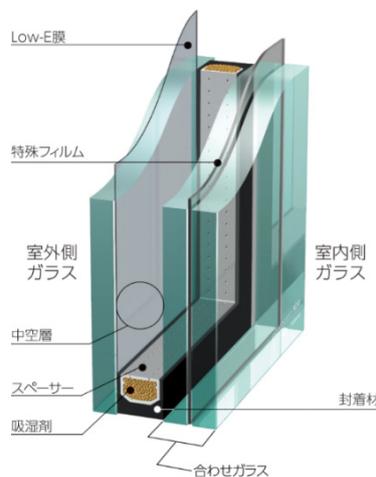


図 4-24 合わせ Low-E 複層ガラスの断面イメージ

(4) 室温調節のための自然換気機能（中小ビルを中心として）

中間期には室内が少し暑いと感じられることがある。そうした場合に窓を開けて室内よりも低温な外気を導入することにより室温調節を行うことが可能である。部屋の奥行きが深く窓から遠い空間の多い大規模な建物では困難であるが、中小ビルであればそのような窓開けによる自然換気を活用する

ことによって冷房負荷を削減することが可能である。自然換気とは、機械動力に拠らず自然の換気駆動力、即ち風力と浮力（温度差換気駆動力）を用いて、空調用の開口の類い（ダクト末端に設けられる外気取り入れ口、排気口など）よりも大きい面積の開口部を設けることによって多量の換気を生じさせる工夫を意味する。

建物の形状と風向によって、建物の各部分には異なる風圧、即ち風圧分布が生じるが、異なる風圧が作用する複数の位置に開口部（窓や自然換気用の換気口）を設けることによって、高い風圧が作用する開口部から空気が建物内部に流入し、低い風圧が作用する開口部から屋外に流出する。建物内外に温度差が存在する場合には、それに起因する内外差圧分布が風圧分布に重なって作用する。建物の各部分にどのような内外差圧が生じるかについては、風圧分布と各室内空間の室温をもとに、換気回路網計算を用いて計算する場合もある。図 4-25 は典型的な自然換気経路を示すが、(a)の場合は風力のみを利用する方式、(b)の場合は排気塔を設けて温度差換気駆動力の利用も行う方式である。いずれの方式においても、室内に入った外気は経路上の空間の熱を吸収しながら移動するが、その移動距離が長くなると昇温してしまう。そのため、室の外気の入口から出口までの距離が小さい場合のほうが自然換気の冷房負荷削減効果は大きいと言える。

一方、開口部の開口量については、実際の寸法に基づく面積ではなく、有効開口面積によって評価することが不可欠である。自然換気用の換気部材の中には内部の経路が複雑なものや防虫網が設けられたものがあり、両側差圧と通過風量との関係を求める試験を実施することで有効開口面積を求めておく必要がある。

春や秋などの中間期に、外気が冷涼で低湿度のときに、自然換気によって外気を室内に導入し、室内に溜った熱を屋外に排出し、室温を低下させつつも、湿度を低く保つのが自然換気の主旨である。外気が十分に冷涼でない場合には、自然換気に防暑効果を期待することはできないため、開口部を閉鎖して冷房設備を運転する必要がある。

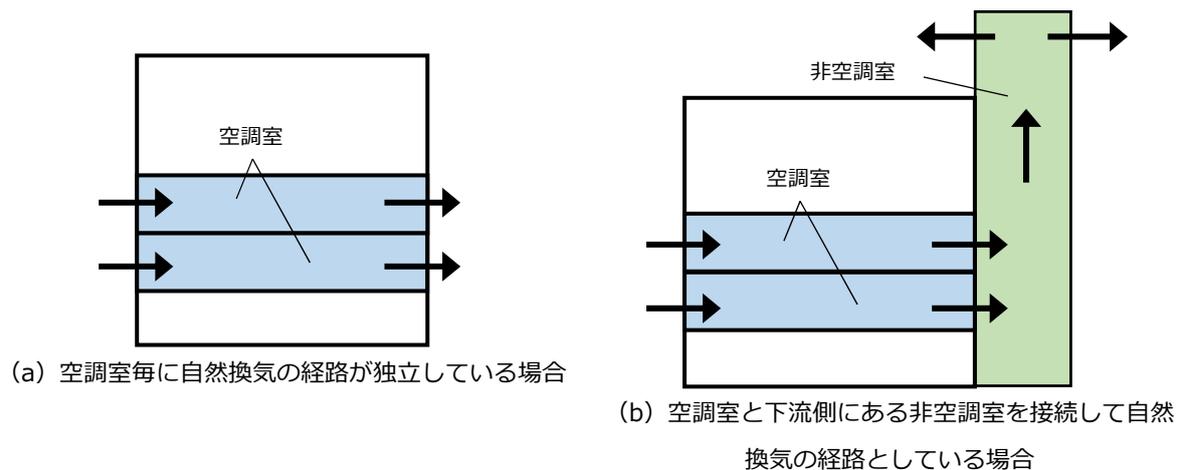


図 4-25 業務建築のための典型的な自然換気経路

なお、現実には、図 4-25 で示すような自然換気計画はむしろ希であり、単一の窓の開放によって窓面内で温度差換気又は風力換気を行うことで排熱や室内風速の増加を得る工夫や、図 4-25 ほどの

明確な計画は行わないが、複数の窓間を通じて風力換気が行われる効果を期待する工夫が多いと言える。特に比較的低層の事務所や学校などにおいては、そのような在室者による自発的な窓開放行為を活かした自然換気が行われ、防暑や冷房負荷の削減に効果を発揮していると言える。

#### (5) 最大負荷の計算と部分負荷への対応

空調設備の各部の容量を決めるために最大負荷に関する計算を行う必要がある。

中央式空調設備のための空調機の送風能力を決めるには、室内負荷（外皮経由の熱貫流や日射取得、内部発熱、発湿、外皮を通じた漏気に起因する負荷、蓄熱に起因する負荷などを考慮）、外気負荷、ダクトからの熱損失や送風機発熱に起因する負荷を考慮する必要がある。また、熱源の容量を決めるには、それらに加えて、熱源と空調機間の配管からの熱損失やポンプ発熱に起因する負荷、装置類の立ち上げに要する熱負荷、などを考慮する必要がある。

個別分散型空調設備の容量を決めるためにも、室内負荷、外気負荷、冷媒配管からの熱損失に起因する負荷を考慮する必要がある。

上述のような負荷に加えて、部屋の使われ方などの不確定要因や機器能力の経時的な低下を加味した安全率を乗じるのが通常であり、空調設備の容量は実際の負荷に比べて大きめにせざるを得ない側面がある。建物使用者からの暑さ寒さに関するクレームの発生を回避するためにも、容量が大きくなることはある程度やむを得ないことであると言える。

しかし、一方で、熱源のエネルギー消費量は、ある部分負荷率以下の運転状態では一定となって減少しない特性があることも認識すべきである（図 4-26 に平成 28 年省エネルギー基準で用いられている特性の一部を示す、参考文献 1）。エネルギー消費量が一定となり減らなくなる範囲は熱源の種類によって異なるが、広いものでは部分負荷率が 0~0.3 の範囲で一定となり、その範囲に入ると熱源負荷が減ってもエネルギー消費量は減らない。このことは、最悪の場合には、空調負荷を減らす努力をしたにもかかわらず、熱源分についてはエネルギー消費量が減らない可能性があることを意味している。したがって、熱源部の設計をするときには、定格条件（通常は最大能力時）におけるエネルギー効率の優れたものを選ぶとともに、低い部分負荷条件においても負荷の減少に合わせてエネルギー消費量も減るような特性を持たせることが重要となる。

また、中央式空調設備の場合は、空調機の送風のためのエネルギー消費量が、熱源運転に要するエネルギーに匹敵する大きさとなることがある。空調機の送風能力は前述のように室内負荷などを考慮して決められるが、部分負荷条件下においては風量を減らして送風機の出力及び消費電力を下げる制御（変風量制御）が省エネのための有力な手段として期待される。その省エネ効果を発揮させるためには、送風機についても過大な能力を持った機種を設置は避け、インバータにより出力及び消費電力を空調負荷に合わせて十分に下げられる設計が望まれている。

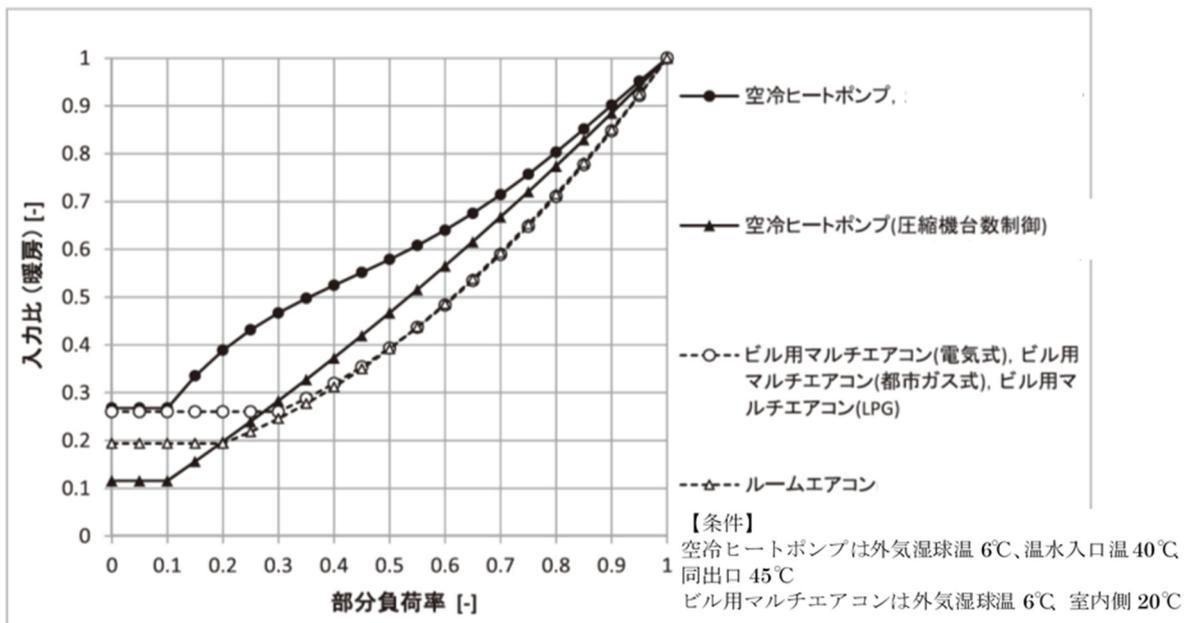
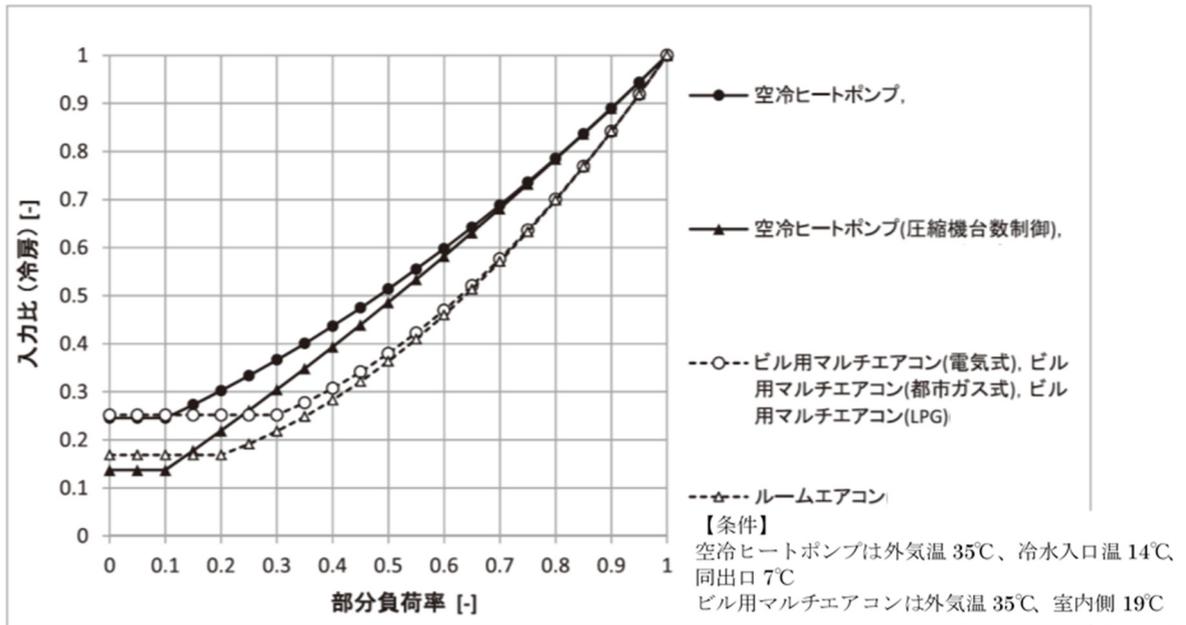


図 4-26 平成 28 年省エネルギー基準で用いられている熱源特性の例 (参考文献 1)

## (6) 空調設備における省エネルギー設計

空調方式には、中央式空調設備と個別分散型空調設備がある。後者はビルマルチエアコンと呼ばれるもので、屋外に設置された室外機（熱源）、複数の室内機、両者の結ぶ冷媒配管及び換気設備で構成される。個別分散型空調設備は、設計が比較的簡便なことなどの理由から、中小規模の建物を中心に普及が進んでいる。一方で、中央式空調設備は、建物の使われ方などを考慮して、室内環境の質や省エネルギー化などに関してきめ細やかな設計が可能であると言われている。

### ア 中央式空調設備

#### (ア) 熱源部

熱源の容量を決める際には、空調対象空間に関する熱負荷計算を参考にする。その際の与条件のうち機器・人体・照明による内部発熱条件は、従来は負荷を小さく見積もらないように冷房については大きめに、暖房については小さめに設定することが行われている。そうした場合には、負荷を過大に見積もることになるため、平成 28 年省エネルギー基準のための室使用条件などの通常の使用条件に近い条件における熱負荷を把握しておくことも重要となろう。その上で、酷暑・極寒日や、実際の室使用条件が想定と異なる場合における熱源の能力の不足がなるべく発生しないように安全率を加味して熱源容量の目安（冷暖房各々）を決める。空調の能力不足が頻繁に発生してクレームになることは避けねばならず、熱源容量に余裕を見込むことは不可欠と言えるが、一方で過大な容量の選定は熱源の実稼働効率を低下させるリスクのあることも考慮すべきと言える。省エネルギー設計においては、余裕を十分に持たせつつも、実稼働効率を向上させる工夫が必要不可欠と言える。

冷暖房共用の熱源とする場合に、熱源容量の設計値は冷房負荷及び暖房負荷のいずれか大きい方により決めることになる。実際には、容量に比べて相当程度小さな空調負荷（能力の 2 割～3 割）となる時間帯が多くなることに考慮して、熱源容量を 2 分割や 3 分割、あるいはそれ以上に分割するなどして複数の熱源を設けることが望ましい。冷房需要が卓越するものの暖房は欠かせない気象条件と建物用途の場合には、暖房熱源の部分負荷率を維持することに着目して熱源の分割を行うことも一考に値しよう。負荷の状況に応じて運転台数を制御することにより、運転する熱源の負荷率（容量に対する時々の能力の比率）をなるべく上げて、熱源のエネルギー効率を向上させる。ただし、熱源によって部分負荷特性が異なり、かなりの低負荷域まで効率を維持できるものや、中間負荷条件において高い効率が得られるものなどがあるため、選定した熱源の種類を考慮して台数分割を検討するべきと言える。

冷却塔を必要とする熱源の場合には、冷却水の配管及びポンプの設計や循環流量制御によって搬送動力の削減に努める。また、冷却水の温度を極力下げようにして熱源の効率を向上させる。ただし、熱源が許容できる温度範囲を逸脱しないよう、冷却塔についても容量を分割して複数設置し、台数制御を行うことで冷却水温度の正確な制御を可能とすることが望まれる。

(イ) 搬送部

a 水搬送部

水搬送部は熱源と空調機等（空調機及びファンコイルユニット）の放熱部との間に位置し、冷温水を用いて空気調和に必要な熱エネルギーを熱源から搬送する役割を担っており、空調設備の中のサブシステムと位置づけられる。また、空調機等から求められる熱量に対応する流量の冷温水を供給しており、室温制御に支障が発生することによるクレームや空調システムのエネルギー効率低下を防ぐ上で重要な役割を果たしている。ここでは、水搬送部のうち、二次側の水搬送部、即ち行きヘッダーから空調機等を経て還りヘッダーまでの負荷側の配管系について解説する。

従来の二次側の水搬送部は定流量(CWV: Constant Water Volume)システムが主流であったが、現在は変流量(VWV: Variable Water Volume)システムの採用が増えている。安価で高性能なインバータを用いて交流周波数を制御し、ポンプ回転数を変更する事が容易になったこともその一因である。

一方、ポンプメーカーは通常は商用周波数下の一定回転数における特性を提供しており、運転実態との間に差異が生じることもある（ただし、近年では要請に応じて複数の周波数条件の特性が提供されることもあり、設計図書に記載される傾向も見られる。後述の(v)を参照されたい。）。

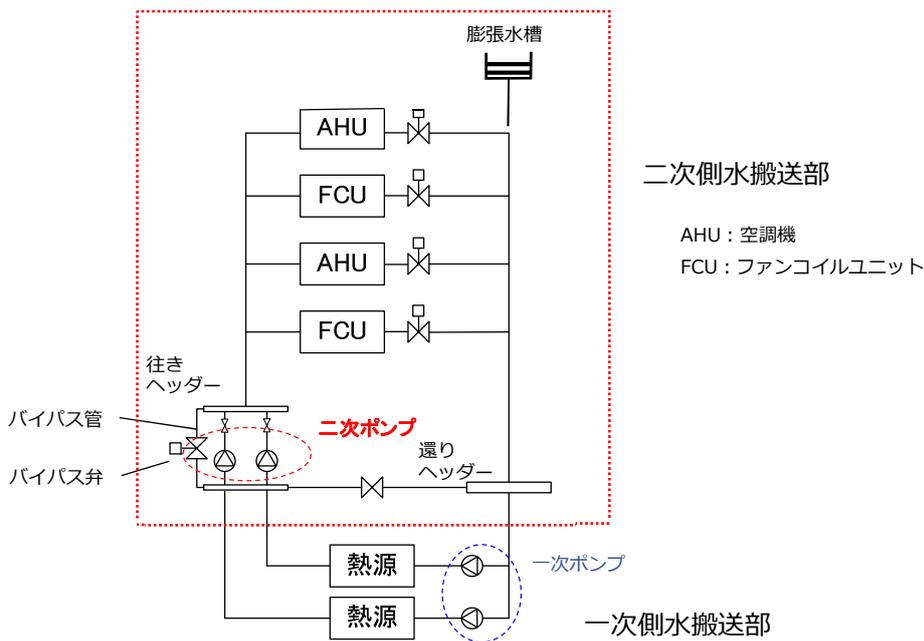


図 4-27 中央式熱源方式の水搬送部（矩形点線内部が二次側水搬送部）

## (a) 二次側水搬送部の構成

### (i) 二次側水搬送部

二次側水搬送システムは概略、図 4-27 に示すような構成であり、蓄熱槽などの大気に開放された部分を配管系に含まない限り密閉回路となっており、水路の高低差に起因する押し上げ揚程は加わず、その分のポンプ動力を低減することができる。

熱を輸送する水に求められる水質の目安としては(社)日本冷凍空調工業会が作成する「冷凍空調機器用水質ガイドライン」(参考文献 2)などが参考になるが、水質の基準として pH、電気伝導率、腐食性イオン濃度、カルシウム硬度など範囲が規定されている。循環する水及び補給水の水質を維持する対策が必要である。

温度による管内水の体積変化に対処するための膨張水槽(剰余水の排水や不足分の給水を行う機能を有すタンク)は二次側水搬送部の最高所よりもさらに高い位置に設置され、接続される。

空調機等は並列に接続され、冷温水の変流量方式を採用する場合には、各々の空調機等と直列に二方弁が設けられる。定流量方式を採用する場合は、冷温水が空調機等をバイパスする管路が設けられ、空調機等を通る冷温水と、バイパス管を通る冷温水の量が三方弁によって調節される。

二次水搬送部の送水容量は、接続される空調機等が必要とする水量の総和がひとつの目安となる。空調機は、日本冷凍空調工業会規格 JRA4036:2014 において定義され、①風量と機外静圧の関係、②想定した風量条件での冷房能力及び暖房能力、③冷房能力及び暖房能力時における冷温水流量、④冷房能力及び暖房能力時におけるコイル通水抵抗及びコイル空気抵抗、⑤電動機の軸動力、等の性能についても試験又は計算方法が規定されている。ファンコイルユニットは、日本工業規格 JIS A 4008:2008 において定義され、①風量、②消費電力、③定格通水量条件下における冷房能力及び暖房能力、④定格通水量条件下における通水抵抗、等の性能について試験方法が規定されている。このような性能指標を参考とし、空調対象室の冷暖房負荷に応じて選定された空調機等について、二次水搬送部が実現せねばならない水量と空調機等や二方弁等の前後の水圧差(通水抵抗)を把握することによって同部の設計が開始される。

変流量方式においては(本ガイドラインでは主として変流量方式を扱う)、空調機の場合は、給気温度又は室内温度の調節のため通水量が電動バルブ(以前は空気圧により開閉するバルブもあったが近年は電動バルブが主流である)によって調節され、ファンコイルユニットの場合は、室温の調節のため同様に通水量が電動バルブによって調整される。通水量調節の機能を持つ電動バルブにも通水抵抗(圧力損失)が発生する。一方、近年はあまり採用されることのない定流量方式においては、空調機等をバイパスする管路が設けられ、三方弁により冷温水を一部バイパスさせることによって空調機等に流入する冷温水流量を調節するようになっている。加えて、配管の直管部分、曲がり、分岐部等における圧力損失も加味して、建物内部の配管経路及び管径を決定する。配管経路については、各空調機等に作用する水圧を均等化することにも配慮する必要があるが、各空調機等への配管長さを均等化するための方法として、リバースリターン方式(図 4-28)がある。

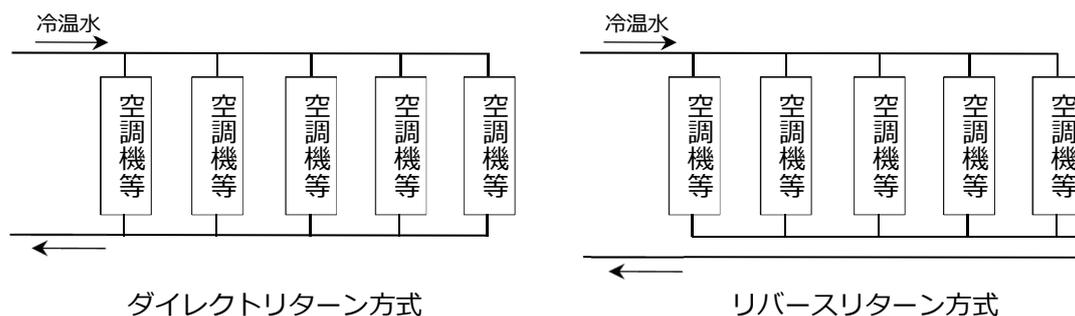


図 4-28 二次側送水部の配管方式

## (ii) 二次ポンプシステム

中央熱源方式において、熱源から空調機等までのポンプシステムの構成は冷熱源、温熱源それぞれの熱源と連動する一次ポンプと、空調機等の要求に応じて冷温水を供給する二次ポンプに分けられることが多い（図 4-27）。ここでは二次ポンプを含む二次ポンプシステムについて解説する。二次ポンプシステムは並列に配置された複数台のポンプ、ポンプの回転数を制御するためのインバータ、バイパス弁及びバイパス管で構成される。バイパス弁及びバイパス管の主たる役割は空調機等の二方弁がすべて閉鎖されてポンプが締切運転となることを防止することと、制御方法によってはインバータを設けずにバイパス弁開度の調節によって二次側配管の送水圧調節が行われることがある。二次ポンプは空調機等が必要とする熱量を冷水もしくは温水で供給する。空調負荷の時変性に対応するために、冷温水流量を変流量とすることにより、合わせてポンプ動力の低減を図る。複数の空調機等から発せられる異なる要求水量に対して、ポンプを制御するのが変流量方式（VWV 方式）である。

ポンプの電動機にインバータを設置し回転数を変えるとポンプの特性が変化する。負荷側の流量と揚程（圧力損失）の関係曲線に沿って運転点を変えることができるため、目的の揚程になるように制御することができる。ただし、低い揚程にて運用するためには並列に設置されるポンプ全てが回転数制御可能でインバータの下限周波数も十分低く設定されている必要がある。

回転数を変化させた場合、ポンプ前後の管路の流量と揚程（圧力損失）の関係が一定である条件においては式 4-1～式 4-3 のように、流量（ $Q$ ）は回転数（ $n$ ）に比例して変化、揚程（ $H$ ）は回転数の 2 乗に比例して変化、動力（ $P$ ）は回転数の 3 乗に比例して変化する。

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{式 4-1}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad \text{式 4-2}$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \times \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad \text{式 4-3}$$

動力は、ポンプの消費電力に関係するが、インバータの効率に関係するため、消費電力までもが回

回転数の3乗に比例するとは限らない。ただし、回転数を低下させることによってポンプの消費電力が低減されることは間違いない。

### (iii) 二次ポンプシステムの構成と制御

二次ポンプシステムは複数台のポンプで構成されることが多く、インバータは供給電力の周波数を変更してポンプ回転数を変化させる。従って、ポンプシステムの主たる制御対象としては①ポンプ運転台数と②ポンプ回転数となる。二次ポンプシステムでは二次側流量と管路中の特定の二点間の圧力差を組み合わせて、運転台数と回転数を操作することが多い。測定項目との組み合わせでは運転台数を二次側流量、回転数を配管内の圧力差で操作する場合はほとんどである。(表 4-10)

表 4-10 操作量と測定項目の関係

		操作量	
		運転台数	回転数
測定項目	二次側流量	○	
	圧力差		○

空調機等に冷温水を供給する二次側水搬送部については、必要な冷温水流量に応じてポンプの運転台数と回転数を制御することにより搬送動力の低減を目指す。なお、ポンプの回転数を制御するに際して、周波数の制御範囲はポンプの故障を避けるために製造業者による保証範囲が一般に限られる(例えば、商用電源周波数の6割程度。送風機ほど下げることができない)。

二次ポンプ前後のヘッダー間に設置されるバイパス弁は、回転数の下限に制約のあるポンプの特性のため、吐出圧を抑制制御するために使用されると考えられる。それにより回転数は下げられないものの、ポンプの前後差圧を低減することが可能となる。

ポンプの回転数制御の方法としては、行きヘッダーの絶対圧(吐出圧)を計測し、その値が一定になるように制御する(吐出圧一定制御)か、末端に位置する空調機等の二方弁前後差圧又は空調機等及び二方弁を跨ぐ前後差圧が一定になるよう制御する(末端差圧一定制御)か、あるいは、吐出圧又は行きヘッダー・還りヘッダー間差圧(往還差圧)から末端差圧を推定して、その値が一定になるように制御する(推定末端差圧一定制御)といった方法も存在する。ただし、推定末端差圧制御のためには、竣工前に二次側水搬送部の各部の圧力や流量を測定し、それらの値を参考にする必要がある。

制御に関する測定点は二次側水搬送部の全体に設ける必要がある(図 4-29)。二次側流量は空調機等への分岐前もしくは合流後となる行き又は還りヘッダー近傍で測定される。差圧計測については、末端差圧一定制御の場合はポンプから冷温水系統の最遠端になる空調機等の二方弁の両側又は空調機等と二方弁を跨ぐ両側間において差圧を測定し、吐出圧一定制御又は推定末端圧制御の場合の往還差圧に関しては行きヘッダーの絶対圧と還りヘッダーの絶対圧推定値から求めるか、直接的に往還

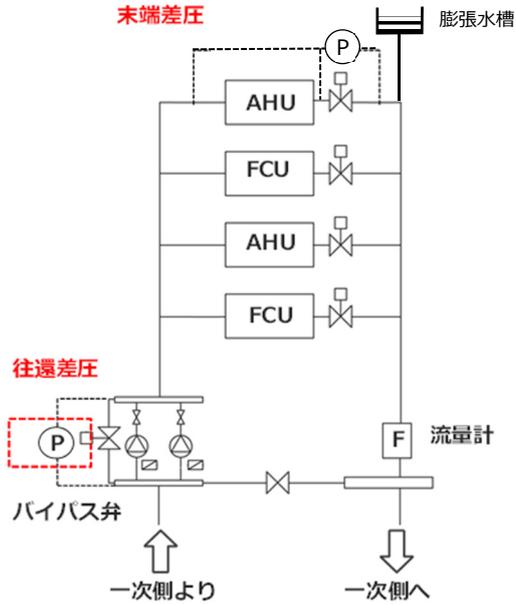


図 4-29 二次側水搬送部の制御用測定点位置の例

ヘッダー間の差圧を測定する。

二次ポンプシステムのそれらの制御方法を比較すると、省エネルギー的には末端差圧一定制御が最も優れていると言える。ただし、ポンプの制御には省エネの観点でさらに工夫の余地がある。

(iv) 二次ポンプシステムの変流量方式の詳細

■ 単純な回路例における各部の流量及び差圧の変化

ある空調機等の流量を下げるために二方弁の開度を絞ったときの、他の空調機等やポンプへの影響について考察するため、図 4-30 のようなポンプ 1 台、空調機 2 台から成る単純な二次水搬送部を取り上げることとする。配管上の各位置を丸数字で示す。

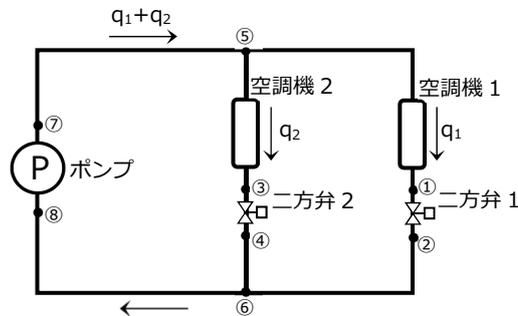


図 4-30 空調機 2 台とポンプから構成される二次水搬送部の例

配管の直管部の圧力損失及び曲がり・分岐・合流・コイルや二方弁などの局部抵抗による圧力損失は

流速又は流量の 2 乗に比例するため、図 4-30 の①-②、⑤-①、②-⑥、③-④、⑤-③、④-⑥、⑦-⑤、⑥-⑧の各部の圧力損失 $\Delta P_{①②}$ 、 $\Delta P_{⑤①}$ 、 $\Delta P_{②⑥}$ 、 $\Delta P_{③④}$ 、 $\Delta P_{⑤③}$ 、 $\Delta P_{④⑥}$ 、 $\Delta P_{⑦⑤}$ 、 $\Delta P_{⑥⑧}$ は、各管路部分の係数を  $a_{①②}$ 、 $a_{⑤①}$ 、 $a_{②⑥}$ 、 $a_{③④}$ 、 $a_{⑤③}$ 、 $a_{④⑥}$ 、 $a_{⑦⑤}$ 、 $a_{⑥⑧}$ 、とすると下記のような関係が成り立つ。

$$\Delta P_{①②} = a_{①②} \times q_1^2, \Delta P_{⑤①} = a_{⑤①} \times q_1^2, \dots, \Delta P_{⑥⑧} = a_{⑥⑧} \times (q_1 + q_2)^2$$

なお、単純化のため位置⑤の分岐及び⑥の合流における圧力損失は分岐後又は合流前の管路の流速により決まることと仮定する。管路⑤-①-②-⑥と管路⑤-③-④-⑥を並列合成したときの圧力損失と流量の関係式は次式となる。

$$\Delta P_{\text{合成⑤⑥}} = \left( \sqrt{\frac{1}{a_{⑤①} + a_{①②} + a_{②⑥}}} + \sqrt{\frac{1}{a_{⑤③} + a_{③④} + a_{④⑥}}} \right)^{-2} \times (q_1 + q_2)^2 \quad \text{式 4-4}$$

これに管路⑦-⑤及び⑥-⑧を直列合成することにより、ポンプの揚程 $\Delta P_{\text{ポンプ}}$ は下式となる。

$$\Delta P_{\text{ポンプ}} = \left\{ a_{⑦⑤} + \left( \sqrt{\frac{1}{a_{⑤①} + a_{①②} + a_{②⑥}}} + \sqrt{\frac{1}{a_{⑤③} + a_{③④} + a_{④⑥}}} \right)^{-2} + a_{⑥⑧} \right\} \times (q_1 + q_2)^2 \quad \text{式 4-5}$$

さて、ここで空調機 1 の要求水量が減り二方弁 1 の開度が絞られた状況を想定すると、管路①-②の抵抗が増加する、即ち $a_{①②}$ が大きくなることから式 4-5 中の { } 内の係数も大きくなり、管路全体の流量-圧力損失（揚程）曲線は図 4-31 に示すように上方に移動（二次曲線 A→B）、その結果としてポンプの運転点は特性曲線上を反時計方向に移動する（運転点 a→b）。そのことは、ポンプの揚程が増加し流量 $q_1 + q_2$ は減少することを意味している。このときに図 4-30 に示す管路全体においては以下のような変化が生じる。

- ・ $\Delta P_{\text{ポンプ}}$ が増加し、 $q_1 + q_2$ の減少によって管路⑦-⑤及び管路⑥-⑧の圧力損失は減少するため、空調機 2 を含む管路⑤-⑥の圧力損失は増加する。同管路の特性に変化はないため流量 $q_2$ は増加する。
- ・流量 $q_1 + q_2$ が減少し、流量 $q_2$ は増加するため、流量 $q_1$ は減少する。
- ・管路⑤-⑥の圧力損失は増加し、流量 $q_1$ は減少するため、空調機 1 と二方弁 1 を挟む両側の差圧は増加し、空調機 1 の両側の差圧は流量 $q_1$ の減少により低下するため、 $\Delta P_{①②}$ は増加することになる。

つまり、空調機 1 の二方弁 1 の開度を絞ることにより、他の空調機の流量が増加し、管路全体としては流量が減少、ポンプの揚程は増加するという変化が生じる。また、二方弁 1 の両側の差圧は増加する。

このように、ある管路及び空調機等の流量を調節するために二方弁の開度を変更すると、他の管路の流量及びポンプの運転点に変化をもたらすため、場合によっては他の管路にある二方弁の開度調節を引き起こし得る。

#### ■吐出圧一定制御

二次側水搬送部は、その回路上にあるすべての空調機等の定格（最大）能力時における冷温水流量が充足するように、手動バルブの開度調節等による枝管間の圧力損失調整、及びポンプの回転数・揚程の調節を予め初期調整されている必要がある。その状態から、空調機等が処理すべき空調負荷が低減した場合においては、二方弁の開度が低下することによって、前項で確認したようにポンプの揚程は増加するが、その状態では空調機等には必要以上の差圧が作用しており、ポンプの揚程を下げる余地が発生している。少なくとも初期調整時における揚程まで下げても、各空調機等の流量は、二方弁の開度を上げることで必要な冷温水流量は確保できるはずである。

吐出圧一定制御は、ポンプの揚程 $\Delta P_{\text{ポンプ}}$ が、初期調整時における揚程（即ち、すべての空調機等の二方弁を全開にした状態で、必要な冷温水流量が得られるポンプの揚程）を維持するようにポンプの回転数を制御するものである。

ポンプの揚程(図 4-29 においては往還差圧)が一定となるようにポンプの回転数を制御することで揚程を抑えることによって、ポンプの電力消費を削減できる。

当然、ポンプの揚程の目標値を不必要に大きくしないことが省エネにつながるため、設計計算値では大きめの値となりやすい配管抵抗（配管内の粗度の経年変化を勘案して計算することもある）は、完成後の回路の実際の抵抗を考慮（回路上に設けられた圧力計の計測値を参考にする）して検証する必要がある。

図 4-31 は、吐出圧一定制御におけるポンプの運転点の変化を説明するものである。ポンプの回転数が 100% で、管路全体の流量-揚程特性が A であるとき、運転点は a である。このとき、ある空調機等の二方弁の開度が低下すると、その二方弁の抵抗は増加し、流量は減少するのに対して、他の空調機等及びそれらの二方弁を通過する流量は増加する。したがって、他の空調機等を通過する流量の調節のため、それらの二方弁の開度も低下することが考えられ、それら他の二方弁の開度の変化も含めて、管路全体の流量-揚程特性の曲線は上方に移動し B となり、ポンプの運転点は b に移動する。このときに、吐出圧を一定に維持するため、ポンプの回転数は下げられるが、管路全体の特性が B のままであると回転数変更前の流量が確保できなくなるため、ポンプの回転数が漸次下げられるとともに、各二方弁の開度の調節もなされ、B よりも下方に管路全体の特性は移動、b と流量の等しい b' が新たな運転点となる。ポンプの回転数低下によってその消費電力も低下する。

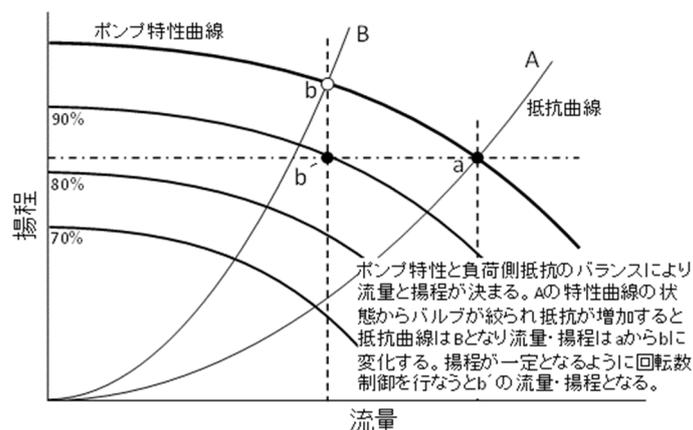


図 4-31 吐出圧一定制御の場合の運転点の変化 (a→b→b')

■末端差圧一定制御

前項にて解説した吐出圧一定制御では、吐出圧の下限（一定制御の目標値）は、あくまでも全ての二方弁が全開時において全ての空調機等に定格流量を供給し得る吐出圧とせざるを得ないため、空調負荷が全般的に小さくなり空調機等の要求する流量が非常に少なくなった条件においては過大な圧力差を空調機等にかけることになる。そこで、さらに吐出圧を下げることを可能とするため、空調機等の要求する冷温水流量に応じて吐出圧を極力下げようとする制御方式に、末端差圧一定制御という方式が提案されている。

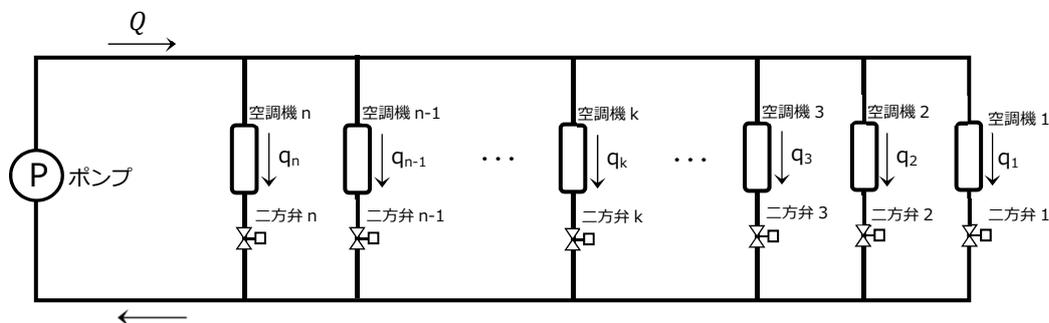


図 4-32 n枝の分岐回路のある二次側水搬送部

図 4-32 に n 枝の分岐回路のある二次側水搬送部の例を示す。ある目安となるポンプ揚程のときに、すべての二方弁が全開の条件ですべての空調機等に定格冷温水流量が流れるように調整されているとする（手動弁等で圧力損失バランスが実現されている状態）。

この回路が実際に使用されると、各二方弁は空調機等の要求水量に応じて開度が維持又は低下し、空調機等及び二方弁の両側の差圧は上昇した状態となる。この状態ではポンプの揚程が必要以上となっているため、回転数を低下させることにより揚程を低下させ消費電力も抑えることが可能であるが、問題はどこの差圧の計測値を参照してポンプの回転数を変更するか、である。

空調機等 k 及び二方弁 k が設置された回路 k (分岐から合流までの間の管路) の両端の圧力差を  $\Delta P_k$  とすると、ポンプにより近い回路のその値は、より遠い回路のその値よりも大きく、不等式 4-6 が

成立する。下流に行くほど管内圧力が低下することに因る。

$$\Delta P_1 = \Delta P_2 \leq \Delta P_3 \leq \dots \leq \Delta P_k \leq \dots \leq \Delta P_{n-1} \leq \Delta P_n \quad \text{式 4-6}$$

ポンプから最も離れた $\Delta P_1$ を空調機等 1 に定格冷温水流量が流れている場合の同回路両端間の圧力差 $\Delta P_{1r}$  (初期調整時の計測で得られる) に維持するとき、二方弁 1 が全開であれば定格冷温水流量が流れていることになり、中間開度であれば当然ながら空調機等が要求する冷温水流量が得られていることを意味する。それよりポンプに近い空調機等 k の回路の両端の差圧 $\Delta P_k$ は、式 4-6 により $\Delta P_{1r}$ 以上となっている。

さて、初期調整時に空調機等 k に定格冷温水流量が流れた状態における $\Delta P_{kr}$ と $\Delta P_k$ を比較すると、次式が成り立つ。理由は、回路 1 と回路 k の間の主管の流量が、実使用時には初期調整時よりも少なく、両回路間の圧力損失も小さいためである。

$$\Delta P_1 - \Delta P_k \leq \Delta P_{1r} - \Delta P_{kr} \quad \text{式 4-7}$$

$\Delta P_1$ を $\Delta P_{1r}$ に維持する制御を行った場合は、式 4-7 より式 4-8 が成り立ち、空調機等 k の回路 k の差圧が、空調機等 k に定格冷温水流量を流すのに十分な値であることが証明されたことになる。

$$\Delta P_k \geq \Delta P_{kr} \quad \text{式 4-8}$$

ただし、 $\Delta P_1$ に基づくポンプ制御のための差圧計測方法は、二方弁 1 が完全に閉鎖された場合においても、回路 1 の次にポンプから遠い回路 2 の圧力差 $\Delta P_2$ を計測できなければならない。例えば、 $\Delta P_1$ を直接計測可能な位置である、空調機等 1 の上流と二方弁 1 の下流のしかるべき位置に圧力測定孔を設けておけば、二方弁 1 が完全閉鎖された場合において自動的に $\Delta P_2$ を計測していることになる。

このように、ポンプから最も遠い末端の回路の両側差圧を、初期調整時の定格冷温水流量が流れる状態の差圧値に一定となるようにポンプの回転数を制御する方法が、末端差圧一定制御である。

#### ■ 推定末端差圧一定制御

ポンプシステムの往還差圧 (吐出圧で決まる) から末端差圧を推定するためにどのような方法が採られているかの情報で公開されているものは限られている。その方法によって、この制御方法による省エネルギー効果も左右されるはずのため、推定末端差圧一定制御による有効性について断定的に論じることは困難と言え、以下の考察は理論的な推定の域を出ない。

しかし、末端差圧推定の基本としては、吐出圧と末端差圧の差が、当該二次水搬送部の冷温水流量の多寡に関係することであると考えられ、冷温水流量の測定が不可欠と考えられる。定性的には、流量が増加すると、ポンプシステムの吐出口から末端までの往きの主管に沿った圧力損失が増加し、末端からポンプシステムの吸入口までの還り主管に沿った圧力損失も増加する。したがって、それらの

圧力損失分だけ、末端差圧は往還差圧よりも小さくなる。

当該二次水搬送部の各枝の流量が、初期調整時に流した各空調機等の定格流量に比例していると仮定すると（実際には時々刻々において各空調機等が処理する負荷によって比例せず、主管の各部位の流量を推定することは困難）、初期調整時の往還差圧 $\Delta P_{\text{ポンプ},r}$ 、末端差圧 $\Delta P_{1,r}$ 、流量 $Q_r$ 、実際に運転されているときのそれらを $\Delta P_{\text{ポンプ}}$ 、末端差圧 $\Delta P_1$ 、流量 $Q$ とすると、それらは式 4-9 の関係にある。この関係を利用して末端差圧が推定できれば、式 4-10 が成り立つようにポンプの回転数を制御すればよいことになる。

$$\Delta P_{\text{ポンプ}} - \Delta P_1 = \left(\frac{Q}{Q_r}\right)^2 \left(\Delta P_{\text{ポンプ},r} - \Delta P_{1,r}\right) \quad \text{式 4-9}$$

$$\Delta P_1 = \Delta P_{\text{ポンプ}} - \left(\frac{Q}{Q_r}\right)^2 \left(\Delta P_{\text{ポンプ},r} - \Delta P_{1,r}\right) \geq \Delta P_{1,r} \quad \text{式 4-10}$$

しかし、初期調整時に流した各空調機等の定格流量に比例するという仮定と異なり、末端に近い空調機等により大きな流量が発生した場合には、実際の $\Delta P_1$ のほうが推定値よりも小さくなるため、要求水量を充足し得ないリスクが高まり、推定結果を補正するなどの対処が求められる可能性が生じる。

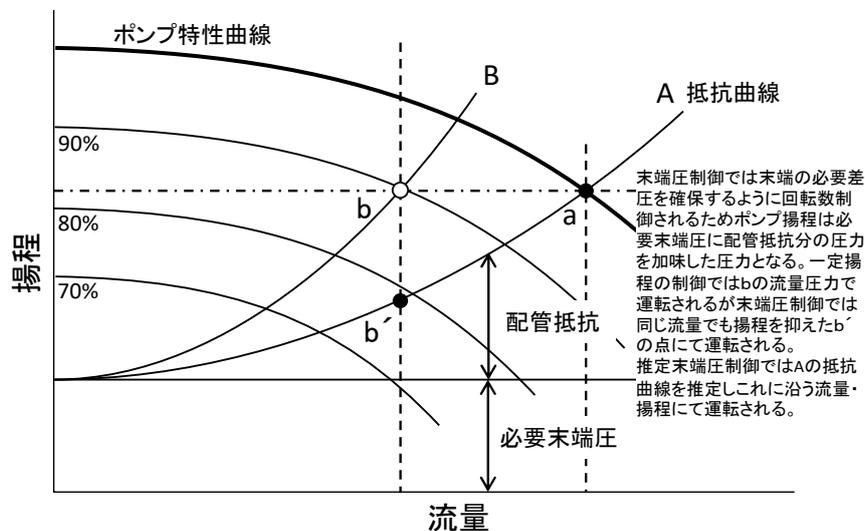


図 4-33 末端圧一定制御及び推定末端圧一定制御におけるポンプの運転点の変化

末端圧一定制御及び推定末端圧一定制御の場合のポンプ運転点の変化を図 4-33 に示す。b で運転していた場合に、末端圧が目標値を超えていると末端圧が目標値になるまでポンプの回転数を下げる。同時に二方弁の開度が増えることにより管路全体の特性は B から A に変化し、運転点は b から b' に移動し、流量が維持されつつポンプ動力の低減が達成される。推定末端圧一定制御の場合には、推定がうまく行った場合には A の特性が推定されて同様に運転点が b から b' に移動する。

なお、末端圧の計測点への距離が遠い場合や複雑な管路の場合など、制御用ケーブルの長さが非常

に長くなる場合には、推定末端圧一定制御を採用せざるを得ないことがある（図 4-34）

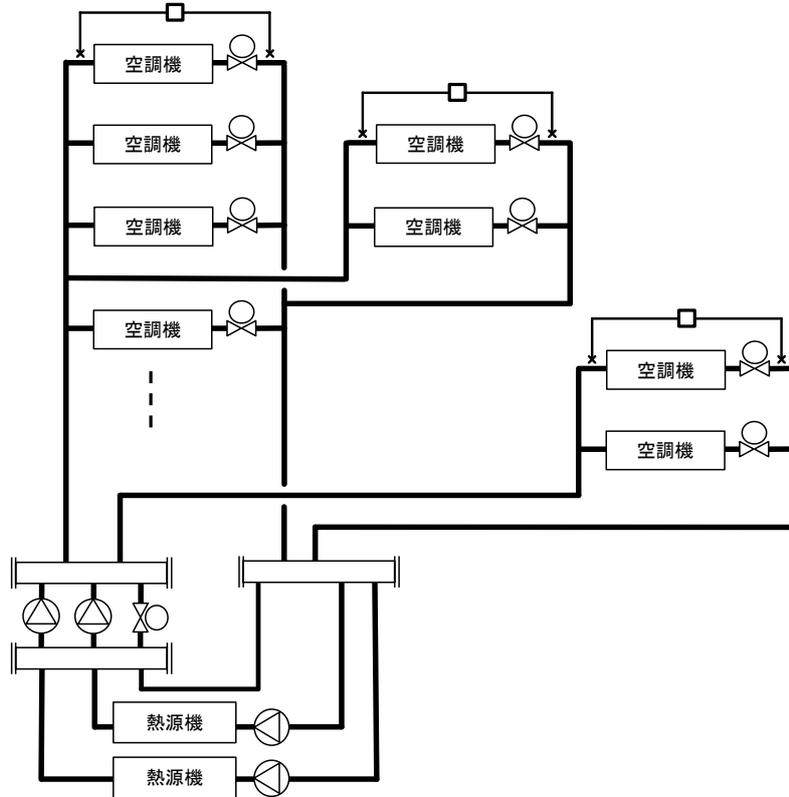


図 4-34 末端圧となる回路の位置が遠い場合や複雑な管路の場合の例

#### (v) ポンプ運転台数の切替制御

二次ポンプが複数台ある場合では流量による台数制御が行なわれ、運転中のポンプでまかなえる流量を超えるとときにポンプ運転台数を増加させる。ポンプの回転数制御を行なっている場合は消費電力が最小となるように運転台数を切替える目安となる流量が、定格流量と異なる場合があるため、流量に対する消費電力を確認することが望ましい（図 4-35）。

なお、ポンプの台数制御は負荷熱量によって行うのではなく、あくまでも流量によって行うべきである。なぜならば、往還温度差が大きい場合は過剰な台数を運転させることとなり、逆に往還温度差が小さい場合や、温度差確保のためなどポンプ台数を抑制した場合には、台数不足となり過剰流量を招きモータの過電流などによる停止を惹起する恐れがあるからである。

吐出圧一定制御において、インバータによるポンプの回転数制御の代わりに、バイパス弁による変流量制御を行う方法は、バイパス側へ冷温水を流すことにより負荷側の流量が可変となるが、ポンプ吐出量は変化せず台数制御のみによるため、エネルギー削減効果は小さい。

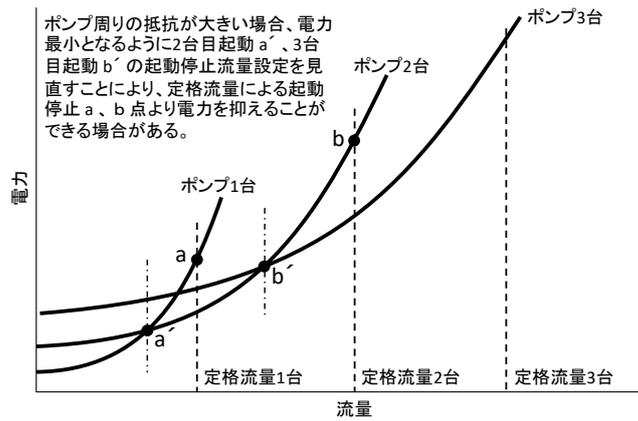


図 4-35 ポンプ回転数制御時の消費電力

(vi) さらに高い省エネルギー性能を追求した変流量制御方法について

末端圧一定制御では空調機等の前後差圧は一定とするが、軽負荷時はコイル前後に必要な圧力が小さくなるため、制御バルブを絞り空調機等の前後圧力を調整することになる。制御バルブを絞ることによるポンプ動力の無駄を少しでも減らすために、各空調機のバルブ開度や流量によって負荷状況を把握し、ポンプの回転数制御の設定値を変更することも行なわれる場合がある、これにより末端圧一定制御よりもさらに揚程を下げたポンプの運転が可能となる。このような制御方式は「差圧設定最適化制御」あるいは「制御弁開度情報利用制御」と呼称される。

(b) 二次ポンプの試運転調整

(i) 確認事項

初期調整は機器単体の動作確認に始まり、システム全体の動作確認で終了する。重要な構成要素である、インバータは電気工事で設置され、空調工事でパラメータを設定する場合がある。インバータの設定値を出力[%]で記載せず、周波数[Hz]に換算しておくことが関係者の共通認識を持つ点で重要である。制御パラメータではないが、配管途中に設置されている各種手動バルブは初期調整の開始時点で全開となっている事が前提である。一部のバルブで開度が部分閉の状態にある場合には理由を明記し（枝管間の圧力損失を均等化するために開度を調節してある場合など）、理由が明確でなければ全開にして初期調整を実施する（参考文献 3）。

以下では初期調整の例として末端差圧制御を取り上げる。制御対象である差圧、運転台数を決定する二次側流量と共に、計装システムの操作量となるインバータ周波数、ポンプ運転台数を記録する。差圧の測定に際しては、測定圧力が測定位置の静水圧の影響を受ける点に注意が必要である。測定と記録を中央監視設備や BEMS、空調機コイルの前後差圧計測用の圧力ゲージ等の本設設備を用いて行うことが望ましいが、調整時のみに仮設でセンサー類を設置して測定する場合もあり得る。

メーカーが提供するポンプ特定曲線は商用周波数で運転する場合の値である。試運転調整時に運転

台数と回転数が変化するので、必要に応じて特性曲線の合成と相似則を用いた変換により複数台のポンプを運転する場合の特性曲線を作成する。

#### (ii) 制御パラメータの設定方法

以下の諸点を中心に制御パラメータを設定する。

- ① 差圧設定値を空調機等に設計流量が流れる場合の圧力差とする。
- ② 運転台数の切替設定値は運転台数に応じてポンプ特性曲線の合成を行い、増減段流量を決定する。増減段流量を適切に調整して、極力ポンプ消費電力を減らすことが重要である。
- ③ 省エネ上はインバータの最低周波数設定値をなるべく低くすることが重要である。ただし、ポンプメーカーの保証範囲を逸脱してはならない。
- ④ 制御パラメータ設定後の試運転で、想定される二次側流量範囲で要求流量を供給できる事を確認する。

ただし、③に挙げたインバータの最低周波数設定値に関しては、設定範囲内において、ポンプや電動機に振動・異常音・異常な温度上昇が生じないこと、回転数が安定していること、ポンプ内の空気が十分に抜けていること、始動トルク不足にならないこと等を確認した上で、カタログ表示の通常の保証範囲を下回る周波数域で使用されることもある。

#### 参考文献：

1. 平成 28 年省エネルギー基準に準拠したエネルギー消費性能の評価に関する技術情報（非住宅建築物）、「2.エネルギー消費性能の算定方法、その他、熱源機器特性係数（平成 30 年 8 月 10 日公開）」、国立研究開発法人建築研究所、<https://www.kenken.go.jp/becc/building.html>
2. (一社)日本冷凍空調工業会：冷凍空調機器用水質ガイドライン（JRA-GL02:1994）
3. (公社)空気調和・衛生工学会 コミッショニング委員会 機能性能試験標準仕様書策定検討小委員会：委員会成果報告書 空調設備の機能性能試験の標準仕様の提案、平成 28 年 10 月 31 日

## b 空気搬送系

ダクトを用い室内の温湿度調節や換気のために空気搬送する部分については、送風機を動かすためのエネルギーを削減することが省エネルギーに繋がる。そのためには、①搬送空気の量（風量）を適正化すること、即ち不必要な量の空気を搬送することを避けること、②ダクト系の圧力損失を低減すること、③優れたエネルギー効率の送風機及び電動機を使用すること、の3点が肝要となる。

### (a) 空調機による必要送風量の算定

一般に、空調機による必要送風量  $Q$  ( $\text{m}^3/\text{h}$ )は、空調対象室の顕熱負荷合計の最大値  $q_s$  (W)と吹出し空気温度及び設定室温の差  $\Delta t$  (K)により式 4-11 のように求まる風量が基礎となる。

$$Q (\text{m}^3/\text{h}) = \frac{q_s (\text{W}) \times 3600 (\text{s}/\text{h})}{c_p (\text{J}/\text{kg}/\text{K}) \times \rho (\text{kg}/\text{m}^3) \times \Delta t (\text{K})} \quad \text{式 4-11}$$

$c_p$  : 空気の定圧比熱 (1006 J/kg/K)

$\rho$  : 空気の密度 (1.2kg/m<sup>3</sup>)

上記の風量に加え、空調対象室の温度分布均一化（特に上下温度分布）のために最低限必要となる風量を考慮する必要がある。その値に関しては諸説あるが、空気調和・衛生工学便覧（参考文献 1）では5回/h という目安が記載されている。また、建築設備設計基準（参考文献 2）には8回/h という目安が記載されている。ただし、第4章 4.1(2)断熱性能が室内の上下温度分布及び必要吹出風量に及ぼす影響の項で紹介した数値流体シミュレーションの結果を参照すると、温度分布均一化のために必要な風量は外気温（負荷の大きさ）や外皮断熱性に依存することには留意すべきである。

また、ダクトからの熱損失防止のためにその断熱を履行したとしても熱損失は皆無にはならないことや空気漏れに関しても皆無とすることは難しいことに配慮し熱負荷を割り増すことにより、上記風量を割り増す判断がなされることもある。

### (b) 空調対象室のグルーピングと空調機の割り当て

1台の空調機の空調対象室の使用条件（外皮由来の空調負荷、内部発熱密度など）が大きく相違している場合には、後述する可変風量方式を採用してもすべての室で満足のゆく空調を行うことが容易ではない。そのため、1台の空調機ではなるべく類似した使用条件の室を空調対象とすべきであろう。また、在室密度の差異のため必要換気量が異なる室を空調対象とする場合には、室温調節を中心に各室への風量を制御しては、外気導入量が不十分となる室が生じ得る。

図 4-36 は、例として1台の空調機が4室を空調する場合の模式図であり、ここで4室の必要換気量が $P_1 \sim P_4$ （また、各室の必要換気量の合計を $P_T$ とする）、給気量が $Q_1 \sim Q_4$ 、循環風量を $C (= Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4)$ 、空調機の外気取り入れ量を $O$ とする。室内の汚染指標となる物質（通常はCO<sub>2</sub>）につ

いて、外気濃度は0と仮定し、許容濃度を $\sigma_0$ 、室 $i$ の濃度を $\sigma_i$ 、給気の濃度を $\sigma_c$ とすると、室 $i$ の濃度の対許容濃度比 $\sigma_i/\sigma_0$ は次のように計算できる（参考文献3）。

室 $i$ の汚染指標物質の放散量は $\sigma_0 P_i$ 、流入、流出する同物質の量は各々 $\sigma_c Q_i$ 、 $\sigma_i Q_i$ であるため式 4-12 が成り立つ。

$$\sigma_c Q_i + \sigma_0 P_i = \sigma_i Q_i \quad \text{式 4-12}$$

また、空調機への還気と給気の間には、式 4-13 が成り立つ。

$$(\sigma_c C + \sigma_0 P_T) \frac{C - 0}{C} = \sigma_c C \quad \text{式 4-13}$$

上式を変形すると

$$\sigma_c = \sigma_0 P_T \left( \frac{1}{0} - \frac{1}{C} \right) \quad \text{式 4-14}$$

これを式 4-12 に代入して変形すると

$$\frac{\sigma_i}{\sigma_0} = P_T \frac{C - 0}{0C} + \frac{P_i}{Q_i} \quad \text{式 4-15}$$

上式の右辺が1以下であれば室 $i$ の汚染指標物質濃度は許容濃度以下となり、必要換気量を充足することになり、下式がその要件となる。

$$\frac{P_i}{Q_i} \leq 1 - P_T \left( \frac{1}{0} - \frac{1}{C} \right) \quad \text{式 4-16}$$

上式右辺の第二項は正又は<sup>ゼロ</sup>0となるため（ $C = 0$ のとき<sup>ゼロ</sup>0）、右辺は1以下の値をとる。よって、 $C = 0$ （全外気運転）の条件では $Q_i = P_i$ が必要換気量を満たす条件となり、それ以外の条件（ $C > 0$ ）においては $Q_i > P_i$ でなければ必要換気量を充足させることができない。

外気導入量 $0$ が4室の必要換気量の合計 $P_T$ に比してどの程度余裕を見ているか、循環風量 $C$ が外気導入量 $0$ に比してどの程度大きいかによって、 $Q_i$ の $P_i$ に対する大きさが決まる。例えば外気導入量が必要換気量の合計の1.2倍、循環風量が外気導入量の2倍であったとすると、次の不等式によって、必要換気量の約1.7倍の給気量が必要となる。

$$\frac{P_i}{Q_i} \leq 1 - P_T \left( \frac{1}{1.2P_T} - \frac{1}{2.4P_T} \right) = \frac{7}{12} \quad \text{式 4-17}$$

$$\therefore Q_i \geq \frac{12}{7} P_i \approx 1.7P_i$$

VAV方式の場合で、各ユニットの最小風量を、必要外気導入量を目安に定めるのであれば上記の

ような定量的根拠が本来は必要であると言える。このような考察の基礎となっている考え方は純粋外気ではない空気の室間の移動を評価するために開発された理論に基づくものである。

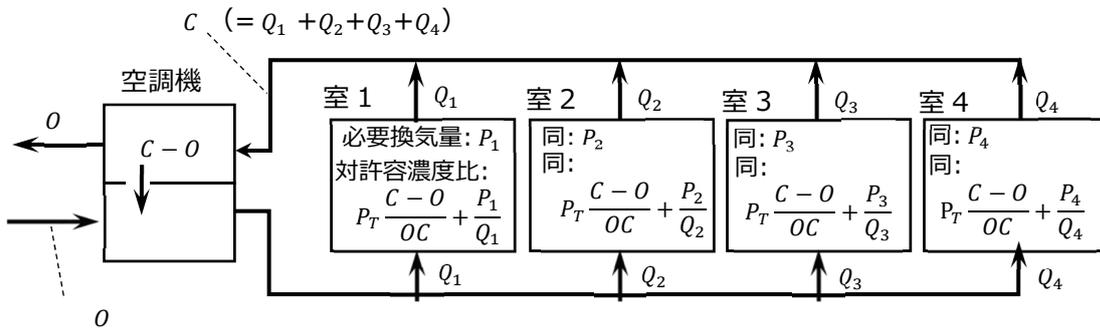


図 4-36 空調機の循環風量 $C$ 、外気取り入れ量 $O$ と各室の換気指標物質濃度（対許容濃度比）の関係

なお、外気導入用の空調機（外気処理空調機）を、室内負荷処理用の空調機等とは別に設けることにより、後者の変風量機能に対する外気導入量面での制約を取り除くことが可能となる。その場合、ダクト及び空調機等に係わる初期費用が上がるものの、温度及び換気量の調節がやりやすくなるメリットが生じる。

(c) 空調機経由の外気導入量の算定

居室の空気質維持のために必要となる外気導入量は、建築基準法では在室者 1 人当たり  $20\text{m}^3/\text{h}$  以上と規定されている。在室者の呼気に含まれる二酸化炭素の室内濃度を空気の清浄度の指標とするのであれば、 $1000\text{ppm}$  以下を維持することが外気導入量の目安となる。各種建物の一般的な設計外気導入量を知りたいければ、建築物省エネルギー法のための室使用条件が参考となる。その一部を表 4-11 に示す（参考文献 4）。

表 4-11 各種の室用途についての一般的と考えられる設計外気導入量

建物用途※	室用途※	在室者数参照値※	設計外気導入量※	換気回数相当 (想定天井高)
事務所等	事務室	0.1人/ $\text{m}^2$	$5.0\text{m}^3/\text{hm}^2$	1.7回/h (3m)
	会議室	0.25人/ $\text{m}^2$	$12.0\text{m}^3/\text{hm}^2$	3.0回/h (4m)
	廊下	0.03人/ $\text{m}^2$	$2.5\text{m}^3/\text{hm}^2$	0.8回/h (3m)
	社員食堂	0.5人/ $\text{m}^2$	$15.0\text{m}^3/\text{hm}^2$	3.0回/h (5m)
病院	病室	0.08人/ $\text{m}^2$	$4.0\text{m}^3/\text{hm}^2$	1.3回/h (3m)
	看護職員室	0.08人/ $\text{m}^2$	$4.0\text{m}^3/\text{hm}^2$	1.3回/h (3m)
	診察室	0.2人/ $\text{m}^2$	$5.0\text{m}^3/\text{hm}^2$	1.7回/h (3m)
	待合室	0.2人/ $\text{m}^2$	$5.0\text{m}^3/\text{hm}^2$	1.7回/h (3m)
	廊下	0.05人/ $\text{m}^2$	$5.0\text{m}^3/\text{hm}^2$	1.7回/h (3m)
物販店舗等	売り場	0.2人/ $\text{m}^2$	$7.5\text{m}^3/\text{hm}^2$	1.8回/h (5m)

	荷さばき場	0.1人/m <sup>2</sup>	5.0m <sup>3</sup> /hm <sup>2</sup>	1.0回/h (5m)
	事務室	0.2人/m <sup>2</sup>	5.0m <sup>3</sup> /hm <sup>2</sup>	1.7回/h (3m)
	ロビー	0.1人/m <sup>2</sup>	2.5m <sup>3</sup> /hm <sup>2</sup>	0.5回/h (5m)
集会所等	映画館客席	1.0人/m <sup>2</sup>	25.0m <sup>3</sup> /hm <sup>2</sup>	2.0回/h (12m)
	映画館ロビー	0.1人/m <sup>2</sup>	2.5m <sup>3</sup> /hm <sup>2</sup>	0.5回/h (5m)
	図書館図書室	0.2人/m <sup>2</sup>	7.0m <sup>3</sup> /hm <sup>2</sup>	1.4回/h (5m)
	図書館ロビー	0.2人/m <sup>2</sup>	5.0m <sup>3</sup> /hm <sup>2</sup>	1.0回/h (5m)

※参考文献4による。

他にホルムアルデヒド濃度に関する基準値（0.08ppm）も建築基準法で定められてはいるが、内装材や家具などの室内設置物への配慮をする限りにおいて必要換気回数は0.3回/hと小さく、他の目的のための必要換気量でカバーされる。

#### (d) 外気導入量の制御（デマンド換気）

外気導入量を、上述のような目安値を参考に在室状況によらず固定してしまうと、在室率が変動しがちな室の場合や、過剰に安全側に外気導入量関連設備を設計施工した場合に（表 4-1 の事務所等の事務室の設計外気量は1人当たり50m<sup>3</sup>/hとなっている）、デマンド換気（換気の必要性に応じて換気量を調節する換気方式）の適用による省エネルギーの余地が残る。

間仕切りで分けられた複数室にサービスする空調機の場合、通常は各室の給気風量は、冷房負荷に応じて制御され、在室人数と関係する必要換気量に応じて制御されるわけではない。よって、冷房負荷が小さいが在室人数の大きな室において外気導入量の不足が生じる可能性は残るものの、当該空調機がサービスする複数室全体としては合計の在室者数にふさわしい量の外気導入量を確保することは可能である。

そのためには、空調機に戻る還気の二酸化炭素濃度を計測し、1000ppmを越えないように空調機に取り入れる外気量を増減制御することが考えられる。ただし、空調対象室の温湿度制御のためだけであれば、最低限空調機に給気送風機のみで足りる場合もあろうが、外気導入量及び排気量を確実に制御するためには、外気送風機又は排気送風機、あるいは両方の設置の必要性が高まると言えよう。給気送風機のみと排気・外気・還気各ダクト内のマニュアルダンパの開度調整のみにより外気量及び排気量の安定化を図ることが簡単でないことが想像される。

まして、変風量制御によって給気風量が増減する場合においてはなおさら外気量と排気量の安定化の難易度は増すことになる。デマンド換気を行う場合には、外気及び排気ダクトへのVAVユニットの設置を検討する必要がある。

長期にわたり二酸化炭素濃度センサーの精度が維持できることも肝要である。

#### (e) ダクト経路の計画及び圧力損失計算

空調機、各室の給気口・還気口、外気取り入れ口・排気口のおおよその位置を決め、梁の位置を確認しつつそれらを結びダクト経路を決めるが、給気口・還気口はそれぞれの複数の口の通気量が均等になるように個数と配置を決めた上で、空調機から各端末までの圧力損失がなるべく均等となるように各部材を配置することが望ましい。その上で、より多くの給気量を要する室には、複数の給気口、還気口を設ければよからう。第5章の計算事例に関する図5-12のようなダクト経路の場合は、空調機から離れる室のダクトほどダクト長が大きくなるため、ダクト径で調整するか、ダクト長の短い枝ダクトには圧力損失調整のためのダンパを設ける。

ダクトの寸法設計は通常「定圧法」（等摩擦法、等圧法とも呼ばれる）で行われる。この方法ではダクトの単位長さ当たりの圧力損失を等しくすることを原則とする。0.8~1.5 Pa/mがその範囲として推奨されている（参考文献2、5、6）が、その値を小さく設定することにより空気搬送システムとしてのエネルギー効率を高めることができる。円形ダクトの場合、単位長さ当たりの圧力損失は式4-18で求められ、摩擦係数を一定と考えれば、風量が同じであればダクト径の5乗に比例して圧力損失は減少する。

$$\Delta P = \lambda \left( \frac{l}{d} \right) \times \frac{\rho}{2} v^2 = \frac{8\lambda\rho Q^2}{\pi^2 d^5} \quad \text{式 4-18}$$

$\Delta P$ : 圧力損失  $d$ : ダクト径

$Q$ : 風量  $\lambda$ : 摩擦係数

$l$ : ダクト長  $\rho$ : 空気密度  $v$ : 風速

例えば、圧力損失を半減させようとする、直管部についてはダクト径を $\sqrt[5]{1/0.5} = 1.15$ 倍、1.0 Pa/mを0.8 Pa/mに2割削減するためには、ダクト径を $\sqrt[5]{1/0.8} = 1.05$ 倍すればよいことになる。ダクト経路には他に分岐、拡大、縮小、曲がり等において圧力損失が生じるため、それら部分についても圧力損失低減の配慮が求められる。空調機中の送風機のエネルギー消費量は風量が同じであればダクト系の圧力損失に比例するため、省エネルギー上でダクト径をより大きくする効果は大きい。即ち、建築計画時においてダクトスペースを確保することが省エネルギー上で極めて重要と言える。

#### (f) 空調機等の選定

空調機の選定は概ね図4-37のような流れで行われる。

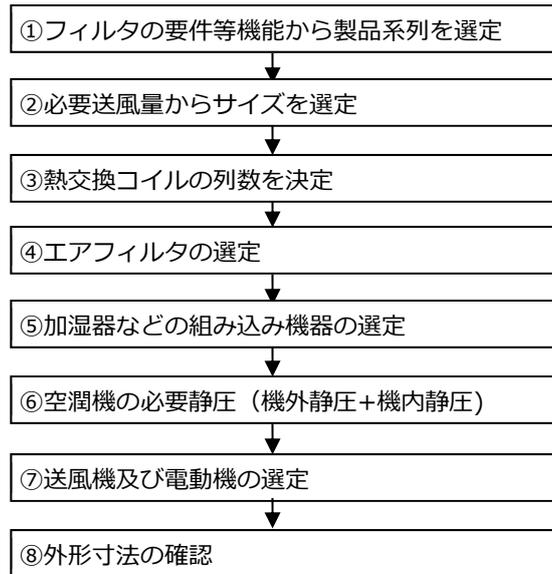


図 4-37 空調機選定の流れの概略

図 4-37 の流れの①により製品系列を、②（冷暖房負荷と還気給気温度差から算出される必要送風量）によりサイズを決める。その後、コイル列数、フィルター類、加湿方法を決めた段階で算定される空調機内部に設ける圧力損失（機内静圧）にダクト系の設計結果により決まる機外静圧に加えて全圧力損失を把握し、送風機及び電動機の選定（⑦）がなされる。

送風機及び電動機は各々の効率が搬送動力低減の鍵となる。送風機効率  $\eta_F$  及び電動機効率  $\eta_M$  は下式により把握することができる。

$$\eta_F = \frac{\Delta P_T \times Q}{L_S} \qquad \eta_M = \frac{P_2}{P_1} = \frac{2\pi \times T \times n}{P_1} \qquad \text{式 4-19}$$

$\Delta P_T$  : 全圧差 (Pa)  $Q$ : 風量 ( $\text{m}^3/\text{s}$ )  $L_S$  : 軸動力 (W)

$P_1$ : 電力（入力、W） $P_2$ : 出力(W)

$T$ : トルク( $\text{N} \cdot \text{m}$ )  $n$ : 回転数( $\text{s}^{-1}$ )

空調機に送風機が設置された状態での送風機の効率の評価に必要な静圧差及び風量の測定に関しては JRA 4036: 2014「エアハンドリングユニット」の附属書 A「風量静圧試験方法」に則しているものと考えられる。空調機製品の技術資料によって送風機効率を確認の上で選定すべきである。

また、電動機効率については JIS C 4034-2-1: 2011「単一速度三相かご形誘導電動機の損失及び効率の算定方法」で規定されている。

電動機のうち、産業・民生用に非常に多く使用されている三相誘導電動機は、我が国のトップランナー制度の対象とされており、「プレミアム効率モータ (IE3)」の効率が目標とされている。効率クラスの詳細は JIS C 4034-30: 2011「単一速度三相かご形誘導電動機の効率クラス (IE コード)」

で規定されているが、IE3の要件について表4-12に示す。

表4-12 プレミアム効率(IE3)モータの効率値の要件(2015年度の目標値)

50Hz				単位 (%)	60Hz				単位 (%)
定格出力 (kW)	極 数				定格出力 (kW)	極 数			
	2	4	6			2	4	6	
0.75	80.7	82.5	78.9		0.75	77.0	85.5	82.5	
1.1	82.7	84.1	81.0		1.1	84.0	86.5	87.5	
1.5	84.2	85.3	82.5		1.5	85.5	86.5	88.5	
2.2	85.9	86.7	84.3		2.2	86.5	89.5	89.5	
3	87.1	87.7	85.6		3.7	88.5	89.5	89.5	
3.7	87.8	88.4	86.5		5.5	89.5	91.7	91.0	
4	88.1	88.6	86.8		7.5	90.2	91.7	91.0	
5.5	89.2	89.6	88.0		11	91.0	92.4	91.7	
7.5	90.1	90.4	89.1		15	91.0	93.0	91.7	
11	91.2	91.4	90.3		18.5	91.7	93.6	93.0	
15	91.9	92.1	91.2		22	91.7	93.6	93.0	
18.5	92.4	92.6	91.7		30	92.4	94.1	94.1	
22	92.7	93.0	92.2		37	93.0	94.5	94.1	
30	93.3	93.6	92.9		45	93.6	95.0	94.5	
37	93.7	93.9	93.3		55	93.6	95.4	94.5	
45	94.0	94.2	93.7		75	94.1	95.4	95.0	
55	94.3	94.6	94.1		90	95.0	95.4	95.0	
75	94.7	95.0	94.6		110	95.0	95.8	95.8	
90	95.0	95.2	94.9		150	95.4	96.2	95.8	
110	95.2	95.4	95.1		180~375	95.8	96.2	95.8	
132	95.4	95.6	95.4						
160	95.6	95.8	95.6						
200~375	95.8	96.0	95.8						

経済産業省 総合資源エネルギー調査会 省エネルギー基準部会 三相誘導電動機判断基準小委員会最終取りまとめ(案)平成25年6月28日

「(a)空調機による必要送風量の算定」で述べたように、省エネルギー上、送風量は過大であってはならないが、過小にならぬように送風機や電動機のサイズを選定すると少し大きめにならざるを得ない。そのため、建設後においてインバータ等で風量を調整する必要があるが、その際には空調機自体が風量計測機能を有す、又はその一部を担えると省エネルギー上有用である。後述の変風量制御においても有用な機能であるが、現状はそうした製品が少数派である。例えば、複合ピトー管センサーや風量静圧特性が既知のインレットコーンを空調機の吸い込み口に設け、その前後に圧カタップを設けておくなどの工夫がなされた空調機である。

#### (g) 変風量制御及び給気温度制御

ここで「変風量制御(VAV制御)」とは、空調対象室の乾球温度を設定温度に近づけるためにVAVユニットのダンパ開度を調節して給気量を制御するとともに、搬送動力低減のために送風機の出力を制御することを言う。また、「給気温度制御」とは、給気量の制御だけでは室温制御が困難となった場合に空調機内部の熱交換コイルを通過する冷温水の流量を制御することで、給気温度を制御することを言う。

変風量制御の方法には表4-13に掲げるようなものがある。

表 4-13 変風量制御の方式分類

ID	制御方式		送風機				室内端末				送風機⇔室内端末の通信・	備考	
			機器構成	制御に係る事項			機器構成	制御に係る事項					
				検出部	制御目標	制御対象		検出部	制御目標	制御対象			
1	変風量制御	制圧一定方式	インバータ	吐出圧	吐出圧	周波数	VAV ユニット	室温	室温	VAV 開度 (VAV 風量)	なし	吐出圧が一定となるように送風機の周波数を制御 ・既存建物に多い	
2			インバータ	給気静圧	給気静圧	周波数	VAV ユニット	室温	室温	VAV 開度 (VAV 風量)	なし	給気静圧が一定となるように送風機の周波数を制御 ・給気静圧は、ダクト内で検出	
3		要求風量方式	VAV ユニット	インバータ	VAV 開度	給気風量	周波数	VAV ユニット	室温	室温	VAV 開度	あり	VAV 開度(開度小、開度大の2信号)に応じて送風機の周波数を制御
4			VAV ユニット	インバータ	VAV 開度 VAV 風量	給気風量	周波数	VAV ユニット	室温	室温	VAV 風量	あり	VAV 要求風量に応じて送風機の周波数を制御 ・VAV 開度と同時に VAV ユニットの風速センサーにより風量自体を検出

検出部：制御のために検出（計測）するパラメータ。

制御目標：制御の目標となるパラメータ。検出値から制御目標となるパラメータの値を推定する場合もある。

動作：制御による機器の動作

方式 1 は、空調機の吐出口近傍の静圧（吐出圧：ダクト内静圧とダクト外部空間静圧の差）を一定に維持するように、送風機の回転数を制御するものである。各 VAV ユニットは室温と設定温度の差によってダンパ開度を調節し、全体的に開度が小さくなり給気量が減ってくると、吐出圧を維持するために送風機の回転数が減じられる、というものである。各室への外気導入量の維持や室内温度分布均一化のために給気量を維持しようとする、ダンパ開度の下限をある程度大きめに設定しておく必要が生じる。

方式 2 は吐出口近傍の代わりに、主ダクトの末端近くの静圧（末端圧、ダクト内静圧と室内静圧の差）を一定に維持するように送風機の回転数を制御するものである。末端近くの VAV ユニットのダンパ開度が最大としてその枝ダクトの設計風量が確保できる静圧の値を制御目標値とする。そのようにすれば、主ダクトのさらに上流の枝ダクト及びその VAV ユニットの近傍でも十分な静圧が確保できることを目論んでいる。ただし、末端圧測定の主ダクト末端部に径の縮小箇所がある、上流の枝ダクト上に思わぬ圧力損失となる部材がある、等の場合に必ずしも主ダクト末端近くが最小静圧になるとは限らなくなるので適用には十分に注意を要する。ダンパ開度下限を設定する必要があるのは方式 1 と同様である。

方式 1 及び方式 2 の制御の概略を図 4-38 に示す。

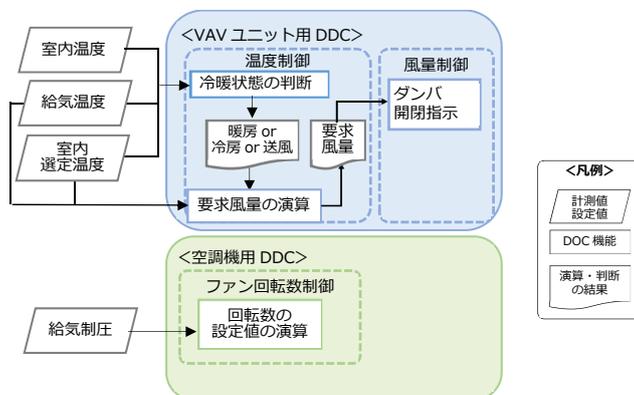


図 4-38 静圧一定方式による変風量制御の概略フロー

方式3及び方式4はVAVユニットのダンパ開度の状態（全開か、適正開度下限より上か下か）をセンシングし、例えばすべてのVAVユニットが適正開度下限よりも下であれば送風機の回転数を下げ、ひとつでも全開のVAVユニットがあれば送風機の回転数を上げる。方式3及び方式4の制御の概略を図4-39に示す。制御方式の名称に「要求風量」という語句が含まれるものの、風量の絶対値に関する情報を受け渡ししているのではなく、要求されている風量がその時点の風量よりも大か小か、またどの程度その時点の風量と要求されている風量の間乖離があるか、について情報を受け渡ししている。

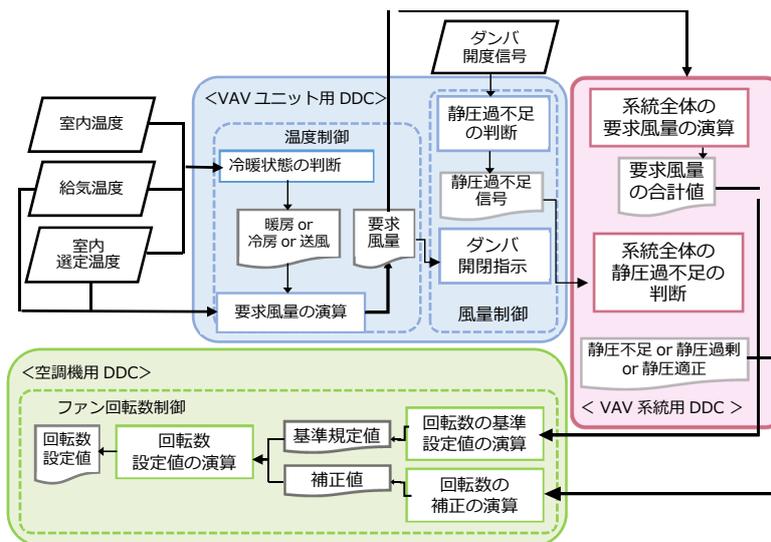


図 4-39 要求風量方式による変風量制御の概略フロー

方式4はVAVユニットに風速又は風量を計測するためのセンサーを有するものであるが、そのようなセンサーで風量を正確に推定するためには施工を要件通りに行うほか、施工後の風量計測値の較正についても検討が必要である。例えば、VAVユニット内に偏流が生じないように、図4-40のような施工要件を遵守しなければならない。正確な風量計測は簡単ではないことを認識する必要がある。

VAVユニットの上流に同断面の直管部でメーカー指定の長さのものを設置すること。

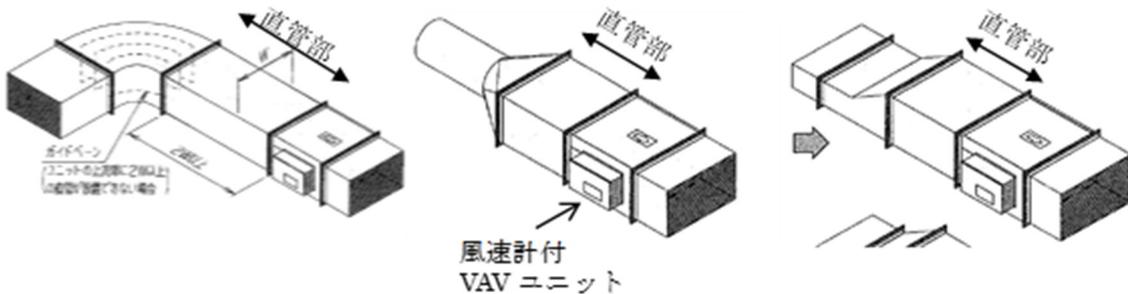


図 4-40 VAVユニットの風量計測機能を活かすための施工上の注意事項（参考文献7）

ところで、室内温度分布の均一化や必要換気量を維持するために給気量の最小値を保つことが必要

なことは前述した通りであるが、そのためにはVAVユニットによる風量計測が重要となる。よって、風速測定部における偏流が生じないように設計施工を行うことは必須である。

給気温度制御は、室温及び設定温度、VAVユニットのダンパ開度から冷房又は暖房の能力の状態（能力不足、能力適正、能力過剰）を判断して、空調機内部の熱交換コイルを流れる冷水又は温水の流量を変化させることによって給気温度を調節するものである。

冷房時の給気温度制御においては、例えばVAVユニットの開度が全開であっても給気対象室の室温が設定温度にならない室が1つでもあれば、空調機の二方弁の開度を大きくして給気温度を下げる。また、すべてのVAVユニットの開度が適正開度下限以下になっている場合には、二方弁の開度を小さくして給気温度を上げる。

一方、暖房時の給気温度制御においては、例えばVAVユニットの開度が全開であっても給気対象室が設定温度にならないものがあれば、二方弁の開度を大きくして給気温度を上げる。また、すべてのVAVユニットの開度が適正開度下限以下になっている場合に、二方弁の開度を小さくして給気温度を下げる。

給気温度制御がうまく機能すれば、冷水又は温水の流量を調節することで水搬送動力の低減にも貢献し得る。

給気温度制御を要求風量方式による変流量制御と合わせて行う場合の制御の概略フローを図4-41に示す。

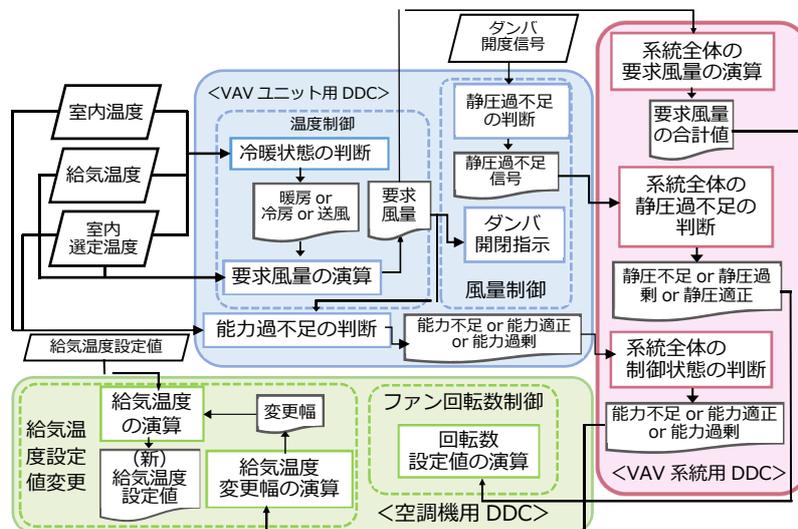


図 4-41 給気温度制御+要求風量方式による変流量制御を行う場合の制御の概略フロー

(h) 変風量制御による空気搬送動力削減効果の確保のための要点

前節(g)では変風量制御の概要について述べたが、VAVユニットとインバータを設けることのみで省エネルギー効果が即確保できる訳ではないことは明白である。また、やみくもに風量を抑えればよいわけではなく、室内温度分布の均一化や各室への外気導入量の確保のためには風量の下限が存在する。地味ではあるが、必要送風量の算定、各空調機の空調対象室のグルーピング、外気導入量の算定

とデマンド換気の適用、圧力損失の低減、送風機・電動機を含む空調機の選定、を適確に履行することが変風量制御など高度な制御を適用することの大前提であるとも言える。

その上で変風量制御及び給気温度制御を確実に機能させるためには以下の要点を押える必要がある。

- ① 空調機の送風機の回転数制御幅を確保すること。そのため過大な送風機の選定は避けること。
- ② 各空調対象室の設計外気導入量及び実際の在室人員を想定して VAV ユニットの最低給気量を設定すること。また、VAV ユニットの風量計測機構が正確に機能するように、ダクトの設計及び施工を確実に行うこと。
- ③ 空調システムの給気と還気の均衡を崩さないため、干渉する可能性のある換気設備（トイレの換気設備等）については個別に給排気の均衡をとるようにすること。
- ④ 完了検査前にダクト系の風量測定、送風機状態の調整、枝ダクト間のバランス調整、VAV ユニットのダンパ動作の確認、同じく風量計測機構の確認を履行すること。
- ⑤ 空調機への冷温水配管の流量制御幅の確認。

#### 参考資料

1. 空気調和衛生工学便覧、第 14 版、空気調和設備編、第 1 章 空調システム設計、公益社団法人空気調和・衛生工学会、2010 年 2 月
2. 平成 25 年省エネルギー基準に準拠した算定・判断の方法及び解説 I 非住宅建築物（第二版）、一般財団法人建築環境・省エネルギー機構、2014 年
3. 国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課監修、建築設備設計基準（平成 27 年度版）、一般社団法人公共建築協会、2016 年
4. T. Sawachi et al.: A New Experimental Approach for the Evaluation of Domestic Ventilation Systems, ASHRAE Transactions, pp.570-611, 104(1), 1998
5. 公益社団法人空気調和・衛生工学会編、空気調和設備計画設計の実務の知識（改訂 4 版）、オーム社、2017 年
6. 一般社団法人建築設備技術者協会編著、最新建築設備設計マニュアル空気調和編、井上書院、2016 年
7. 東プレ、カタログ

#### (ウ) 放熱部

空気調和機の循環風量の設計値（最大値）は、ペリメーター部（外壁から 5m 程度の範囲。最上階の壁面から 5m 程度以上離れた部分は含まないが、ピロティー上部の室の場合は外壁から 5m 程度以上離れていても含むべきと考えられる）の空調対象室についてはその気積に対して 7～8 回/h 程度を目安とする。この循環風量が不足する場合、特に暖房時において外皮表面からの低温の下降気流

が床面から蓄積する一方で、高温の給気が浮力により室上部に滞留するために生じる上下温度分布が著しいものとなる危険性が生じる。その危険性は暖房負荷の程度を決定する外皮断熱性や気象条件（寒冷度）にもよるが、省エネルギー基準の基準値導出条件程度の外皮断熱性（表 4-14～表 4-16）である場合には、上述のような循環風量の確保が必須となり可変風量制御を行う場合にも給気量下限の制約となる。一方で、インテリア部（ペリメーター部以外）については、さほど循環風量を必要としないと考えられるが、ペリメーター部と連続した空間の場合の目安については明確なものはない。なお、外皮断熱性、気象条件（寒冷度）及び暖房負荷の各条件に応じて、循環風量（各室への給気量）と上下温度分布の発生状況の相関関係については知見が不足しており課題が大きい。なお、上下温度分布の解消のため天井扇の暖房期における活用なども一考に値すると言える。さらに、冷房時における所要循環風量についてはさほどの量を必要としないと考えられるが、その目安については確固とした根拠は存在しない。

表 4-14 省エネルギー基準における基準仕様

（一次エネルギー消費量基準値導出時の主たる外壁仕様）

	1・2地域	3・4地域	5・6・7地域	8地域
不透明部位	押し出しポリスチレン フォーム保温板 1種 100mm	同左 50mm	同左 50mm	同左 20mm
透明部位（窓）	複層（8+A6+8）	同左	単層 8mm	同左

表 4-15 外壁の平均熱貫流率（U値）と平均日射熱取得率（η値）

：基準仕様とそれよりも低下させた場合

	1・2地域		3・4地域		5・6・7地域		8地域	
	U値	η値	U値	η値	U値	η値	U値	η値
1)基準仕様(表 4-14 参照)	1.01	0.137	1.16	0.142	1.60	0.137	1.78	0.143
2)ブラインド無し	1.19	0.215	1.33	0.220	2.10	0.256	2.28	0.263
3)窓面積を 2 倍(60%)	2.06	0.419	2.14	0.422	3.68	0.495	3.78	0.498
4)断熱厚を半分	2.14	0.422	2.24	0.425	3.78	0.498	3.88	0.502

表 4-16 外壁の平均熱貫流率（U値）と平均日射熱取得率（η値）

：基準仕様とそれよりも向上させた場合

	1・2地域		3・4地域		5・6・7地域		8地域	
	U値	η値	U値	η値	U値	η値	U値	η値
1)基準仕様(表 4-14 参照)	1.01	0.137	1.16	0.142	1.60	0.137	1.78	0.143
2)窓仕様を向上 <sup>※1</sup>	0.85	0.096	1.00	0.101	1.16	0.142	1.34	0.148
3)窓仕様をさらに向上 <sup>※2</sup>	0.67	0.098	0.82	0.103	1.00	0.101	1.18	0.107
4)断熱厚を倍	0.58	0.095	0.67	0.098	0.85	0.096	1.00	0.101

※1 1～4地域については、Low-E（日射遮蔽型）+透明の複層（空気層6mm）、5地域～8地域については、複層（空気層6mm）に変更

※2 1～4地域については、Low-E（日射遮蔽型）+透明の複層（空気層12mm）、5地域～8地域については、Low-E（日射遮蔽型）+透明の複層（空気層6mm）に変更

ダクト系の圧力損失を実際に施工される部材や経路を把握した上で計算し、過大な能力を持った送風機を選ばないように注意せねばならない。過大な送風機が設置された場合には、搬送動力の削減が非常に困難となる。

#### (工) 外気取り入れ部

外気量の設計値（最大値）は、外気取り入れ部が対象とする建築空間が必要とする外気取り入れ量の合計を目安とする。

排気量の設計値（最大値）は、建築空間及びそれに繋がった周辺のトイレや給湯室等を含む全体からの別途の排気量（中央式空調設備とは別に行われる排気量）を、外気量の設計値から差し引くことを考慮して決める。トイレのための換気量は、居室の換気量に匹敵するほど大きく、換気方式を第三種換気とした場合には、その分の排気からの熱回収は不可能となり、中央式空調設備による熱交換換気の効果が薄れる。したがって、トイレ部分等についても中央式空調設備から独立した熱交換機能付の第一種換気とするなどの対応が推奨される。それにより、外気取り入れ部の排気量制御の複雑化が低減する。

全熱交換器の熱回収効果は、外気量と排気量の比に依存するが、それに関しては理論解析に基づく資料により確認することができる。そのため、外気量と排気量の比を調節するための風量測定装置及び風量調整装置（風量測定値を基に制御されるダンパ（開度）又は送風機）が必要である。

換気負荷が空調負荷全体に占める割合は大きく、無視できないため、空調対象空間の必要換気量に応じて外気量及び排気量を変化させるデマンド換気は省エネルギーに有効である。そのためにも、前項で必要性を示した風量測定方法及び風量調整方法が重要となる。外気導入量の制御の方法としては、曜日や時間帯で換気量を変更する、還気の二酸化炭素濃度を測定して許容値以下に収まる範囲で換気量を絞るなどの方法がある。それらの制御には外気及び排気ダクトに設置する風量調整装置（ダンパ等）を活用する。建物用途によっては必要換気量が在館者数に拠らない場合もあり（例えば、店舗の展示物からの放散汚染物質の希釈が優先するような場合）、そのような場合にはデマンド換気を行わないか、他の換気量制御方法（臭気を調べ調整するなど）を検討する必要がある。

外気冷房、即ち中間期などに低温外気を導入することで冷房負荷を処理する場合は、全熱交換器をバイパスする換気経路が必要であるとともに、複数のダンパの開閉によって外気冷房用の経路を確実に作ることが必要である。（図 4-42）

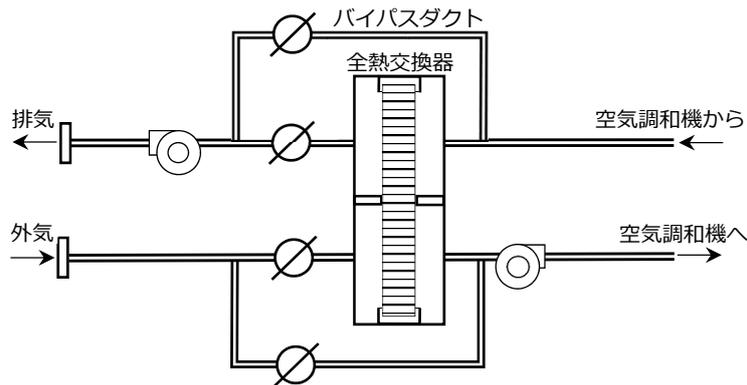


図 4-42 外気取り入れ部の模式図

#### (オ) 制御部

流量の計測器の測定可能範囲が実際に生じる流量に適したものでなければならず、機種選定の際には注意を要する。

制御のために計測しているデータが簡単に取得でき、運転者が自ら分析可能でなければならない。

センサー類の信頼性を確保するために定期的に清掃を行えるように、センサー類毎に清掃や交換のインターバルを引き渡し時には決めておかねばならない。

設備システムの運転方法が妥当であるか、改善を要するか、改善するとしてどのような方法がよいかの判断材料を計測値により提供できなければならない。熱源の COP（出力、電力・ガス・灯油の消費量）、ポンプの効率（流量、熱量、ポンプ消費電力）、送風機の効率（風量、熱量、送風機の消費電力）、弁、ダンパの開閉状態、構成機器類の運転スケジュール、などは運転方法の妥当性を判断する上で不可欠なものであり、データの取得と参照を運転者が行えるよう、必要機器類の設計と施工が必要である。

#### (カ) 高いエネルギー効率の機器の活用

空調設備において主としてエネルギーを消費する機器は、熱源、送風機及びポンプであると言える。従って、これらについては極力高いエネルギー効率を持ったものを採用することが省エネルギー化の近道となる。

熱源に関しては、定格条件においてエネルギー効率（定格 COP）の高い機種を選ぶことが基本となり、加えて部分負荷条件におけるエネルギー効率の優れた機種が推奨される。定格条件等における機器特性の試験方法は、JIS（日本工業規格）、JRA（日本冷凍空調工業会規格）、ISO（国際規格）、AHRI（米国暖房冷凍協会規格）、EN（欧州規格）などにより定められており、カタログ値がどのような試験方法により計測されたものであるか、把握しておく必要があると言える。試験結果の精度と再現性の確保のため、試験時における機器の運転状態は実際に建物で使用される自然な状態とは異なることに注意が必要である。実際の状態では、特に部分負荷率の小さな条件において発停が断続的に生じるなどのため、ほぼすべての機種に共通して、試験結果よりも実際のエネルギー効率は低くなる傾向が見られる。

とは言っても、同じ種類、同じ容量（能力）の熱源であれば、より高い定格 COP を持つ機器の採

用が省エネルギー化に結びつく可能性が高いと言える。

#### (キ) 施工後の初期調整

ダクト利用の中央式空調設備の場合には、ダクト風量の調整（手動ダンパの開度、送風機出力の調整など）を履行することが特に重要である。設計段階でのダクトの圧力損失計算によって送風機は選定されるが、現場でのダクト施工状況によっては竣工段階での圧力損失は設計段階とは異なってくることもあり得るため、ダクト系全体に関して風量調整が必須となる。その他にも、全熱交換器の給気及び還気量間のバランス調整、冷温水流量の調整、熱源の正常運転の確認、室温制御系の正常動作の確認などが必要となる。

ダクト風量の初期調整は、図 3-1 を例にとると、まず手動ダンパ及び VAV ユニットのダンパ開度を全開にし、かつ外気取り入れ部への VAV ユニットのダンパ（2 台）は全閉とした状態で、エアハンドリングユニットの送風機を運転させ、設計風量となるように送風機のインバータを調節する。送風機が過大であるとインバータをかなり低出力にせざるを得ないことが生じるが、そうした場合は、その状態とインバータの許容最小周波数の間においてのみの制御となり、変風量制御による省エネルギー効果が得られなくなる。やむを得ず、周波数の制御範囲を広く確保するためには、主管ダクト（エアハンドリングユニットからの給気ダクト）に設けた手動ダンパを敢えて絞って風量を下げる必要が生じてしまうが、そのことは搬送動力の削減の主旨に反することになってしまう。変風量制御の効果を発揮させたい場合には最大風量時におけるインバータ周波数はある一定以上になっていなければならない。主ダクトの風量調整後における手動ダンパの開度はできるだけ大きいことが望ましい。

主ダクトの風量が調整できた次の段階としては、各空調室の VAV ダンパを全開の状態各空調室の設計風量になるように、各室へのダクトに設けられた手動ダンパを調節する。

主ダクト及び各室への風量調整に VAV ダンパに備わっている風量計を用いる場合は、手動ダンパや直管部の長さを初めとした偏流に影響を及ぼす上流部のダクト形状によって風量計の測定精度が損われることのないように設計時点から配慮が必要となる。また、風量調整時の風量計測をダクト内に風速計を挿入して行う場合には、挿入部分の上流に十分な直管部分を設けておく配慮が欠かせない。いずれにせよ風量測定の精度確保のための配慮が欠かせない。

外気取り入れ部に関しては、排気ダクト上の送風機及び全熱交換器、外気ダクト上の全熱交換器の特性を考慮して、予め全熱交換器の還気部分と給気部分の静圧差がほぼ等しいか、後者のほうが高くなるように設計をする。やむを得ない場合は手動ダンパを設け、開度を調節して静圧差を調整する。外気取り入れ量の調節は、VAV ダンパに指示を出して開度を調節して行うか、デマンド換気を行わない場合には CAV ダンパを使用する。

ダクト風量に関する初期調整のためには、必要な部分の風量を十分に正確に計測できる仕組みが施されていることが必要条件であると言えるが、そのための指針は概ね下記のようなものである。

- ・風量測定は、各制気口から給排気される風量が設計値通りになっているかを確認するもので、最

最終的に制気口全数の測定を行わなければならない。

- ・一般的な方法としては、測定用に製作したフード（制気口サイズに合わせ口を広げ、測定部は絞った形状のダクト）を天井に押し当て、ハンディ風速計で測定した風速から風量を算出する手法が採用されている。この手法は、同一系統内に複数の制気口が接続されている場合、制気口にフードを当てることで変化した抵抗が系統内の風量バランスに影響を与え、正確な風量が測定できないという課題がある。このような課題を克服した測定法もあるが、実用性を重視しハンディ風速計とフードを使った測定が一般的に行われている。その際、フード抵抗の影響を低減する目的で、フード測定部の風速が 3m/s 以下となるようなサイズにするなど工夫を行っている。
- ・このような測定の作業量は制気口の設置数に比例し、大規模な建築物では制気口の数が数千から数万か所にもおよび、また実施時期も竣工前の忙しい時期に短期期間で行うことになるので、作業の効率化が求められる。風量測定作業の効率化を目指した機器の一例を写真（図 4-43）に示す。この機器は風速測定装置のデータを自動で風量に算出する機能を持っており、また現場内移動を考慮し手押しにて移動可能となっている。



図 4-43 制気口の風量測定用機器の例

このように空調設備の施工後の初期調整は、省エネルギー性能を確保する上で必須のものと言えるが、省エネルギー基準では評価対象となっていない。その理由は、あくまでも省エネルギー基準が設計内容の評価であると従来から考えられてきたこと、初期調整まで評価対象に含めるための方法論が確立していないこと（初期調整として何を行わねばならないかに関する明確な規定の不在など）であると考えられる。適合性判定の制度は立ち上がったばかりであり、当面は無理のない範囲で制度の運用が順調に推移することが肝要と言える。その上で、将来的には、施工後の初期調整を視野に入れた何らかの評価制度が整備されることが期待される。

(ク) トイレ等の局所換気計画

図 4-44 はある事務所ビルの標準階の配置図である（第 5 章における評価事例）。各室用途の床面積は、事務室 535 m<sup>2</sup>、会議室 25 m<sup>2</sup>、湯沸室 12.5 m<sup>2</sup>、トイレ 54 m<sup>2</sup>、機械室 25 m<sup>2</sup>（EV 含む）、階段室 30 m<sup>2</sup>、廊下 68.5 m<sup>2</sup>で、合計 750 m<sup>2</sup>である。必要換気量を、事務室、会議室及び廊下が各々 4m<sup>3</sup>/h/m<sup>2</sup>、12m<sup>3</sup>/h/m<sup>2</sup>、2.5 m<sup>3</sup>/h/m<sup>2</sup>とし、トイレが 15 回/h、湯沸室及び機械室が 5 回/h と仮定した場合には、居室等の必要外気導入量は 2610m<sup>3</sup>/h/階であるのに対して、トイレ等の必要排気量は 2490m<sup>3</sup>/h/階となり、ほぼ同程度であることになる。換気に起因する空調負荷の抑制のために用いられる熱回収換気を採用する場合には、全熱交換器の給気量と排気量をほぼ同等にするなどの対策が不可欠となるため、この例のような階においては熱回収換気による省エネルギーは適用できないことになり注意を要する。対策としては、局所換気を必要とする箇所の換気経路を他室のそれとは独立させ、事務室や会議室といった居室については、排気を熱回収換気のために極力利用することが一法である。排熱を目的とする機械室などの室については単に第一種換気（熱交換なし）とすること、トイレの温熱環境もある程度考慮する必要のある建物においては、その空間で独立した第一種換気（熱交換あり、給気よりも排気をやや多めとして廊下等への漏出を抑える）とした上で、放熱部（ファンコイルユニット等）を設けることも考えられよう。



図 4-44 事務所ビル標準階の例

(ケ) 給排気バランスの維持

居室に関しては、建築基準法により人が健康に室内に存在できるための換気に関する規定を定めている。その中で、自然換気に有効な開口面積は居室の床面積に対して 1/20 以上と定めており、この規定を満たさない場合は機械換気設備を設ける必要があり、最低でも 20 m<sup>3</sup>/ (h・人) の換気量を必要とする。また、シックハウス対策として居室に対しては 0.3 回/h 以上（住宅の場合は 0.5 回/h）の換気量を確保することが求められる。

一般的に人員数から算定する換気量の値の方がシックハウス対策の換気量よりも大きくなるため、換気設備の機器選定は人員により決定する。

居室以外の便所や倉庫といった部分に関しては、部屋の必要換気回数から換気量を算定する。表 4-17 に示す換気回数の目安では便所は 5~15 回/h、倉庫は 5 回/h と示されている。

表 4-17 居室を除く各種室における換気量の目安（参考文献 1 等を加工して作成）

室名	換気量（換気回数）	室名	換気量（換気回数）
便所・洗面所	5~15 回/h	脱衣室	5 回/h
ロッカー室・更衣室	5 回/h	食品庫	5 回/h
書庫・倉庫・物品庫	5 回/h	厨芥置き場	15 回/h
コピー室・印刷室	10 回/h	屋内駐車場	25 m <sup>3</sup> /h /m <sup>2</sup> かつ 10 回/h
映写室	10 回/h	厨房・湯沸し室	※1
配膳室	8 回/h	熱源機械室・電気室・エレベータ機械室	※2
シャワー室・浴室	5 回/h		

※1 廃ガス量等を考慮した計算による。

※2 換気対象要因を考慮した計算による。

機械換気設備の方式は、①給排気とも機械換気設備で行う第 1 種機械換気設備、②給気を機械換気設備で行い排気は自然排気口または隙間から行う第 2 種機械換気設備、③排気を機械換気設備で行い給気は自然給気口または隙間から行う第 3 種機械換気設備の 3 つの方式があり、部屋の用途や使い勝手によって使い分けを行っている。

省エネ計算での機械換気設備の評価においては計算対象部分の「機械室」、「便所」、「厨房」、「駐車場」に設置される機械換気設備の性能を入力することになっており、一台当たりの送風量[m<sup>3</sup>/h]、電動機出力[kW/台]、送風量制御といった諸条件により評価を行うことになっている。そのため中間ダクトファンなどは JIS C 4212・JIS C 4213 に基づく電動機を採用している機器を選定することが望ましい。また換気量制御としては、居室は CO<sub>2</sub> 濃度による制御、機械室は室内温度による制御、屋内の駐車場は CO 濃度制御やスケジュール制御等を採用することによって、さらに評価を向上させることが可能である。

換気量を決定する際は適切な判断が必要となってくる。例えば、便所の換気量を決定する方法として、必要換気回数 5~15 回/h などと示されているが、実際の建物用途や管理状況や清掃頻度等を把握し、換気回数を決定する必要がある。近年は脱臭フィルター付きの大便器や小便器の自動洗浄や尿

石防止や消毒、消臭、洗浄等を目的とした必要量の薬剤を自動的に添加供給する水洗便器用薬剤供給装置の導入と性能向上の理由から、換気回数は 10 回/h 程度で十分であると考えられる。また水廻りの充実で便所スペースも空間的にゆとりを持たせ計画される場合も多く、換気回数が多いと多大な排気量、それに伴う給気量が必要となってしまうため居室の換気計画と同様に省エネに配慮した計画が必要である。

図 4-45 にある建物の換気計画を示す。外気負荷を低減し空調システム全体の省エネ効果を高めるために、居室は全熱交換換気ユニットによる第 1 種換気とし各室毎に給排気が完結するように配慮している。便所や倉庫に関しては共用部である廊下に外気取入口を設けており、中間ダクトファンによる第 3 種換気とし計画している。全熱交換換気ユニットの給気と排気の風量バランスはダクトの延長距離や機器により変化してくる。また、換気対象空間の空気が他所に流れることを抑止するため、給気風量が排気風量より少なくなるように配慮することもある。図 4-45 の計画では居室の建具にアンダーカット処理を施し廊下から不足分の給気量を確保することで、表 4-18 に示すように給排気量のバランス調整を行っている。この計画では廊下及び便所は非空調ゾーンとしているため、外気負荷としては居室の全熱交換換気ユニット給気分のみとなっている。

外気取入口	1050 CMH
EAG	1000 × 400

開口率: 40%、風速: 2m/s以下

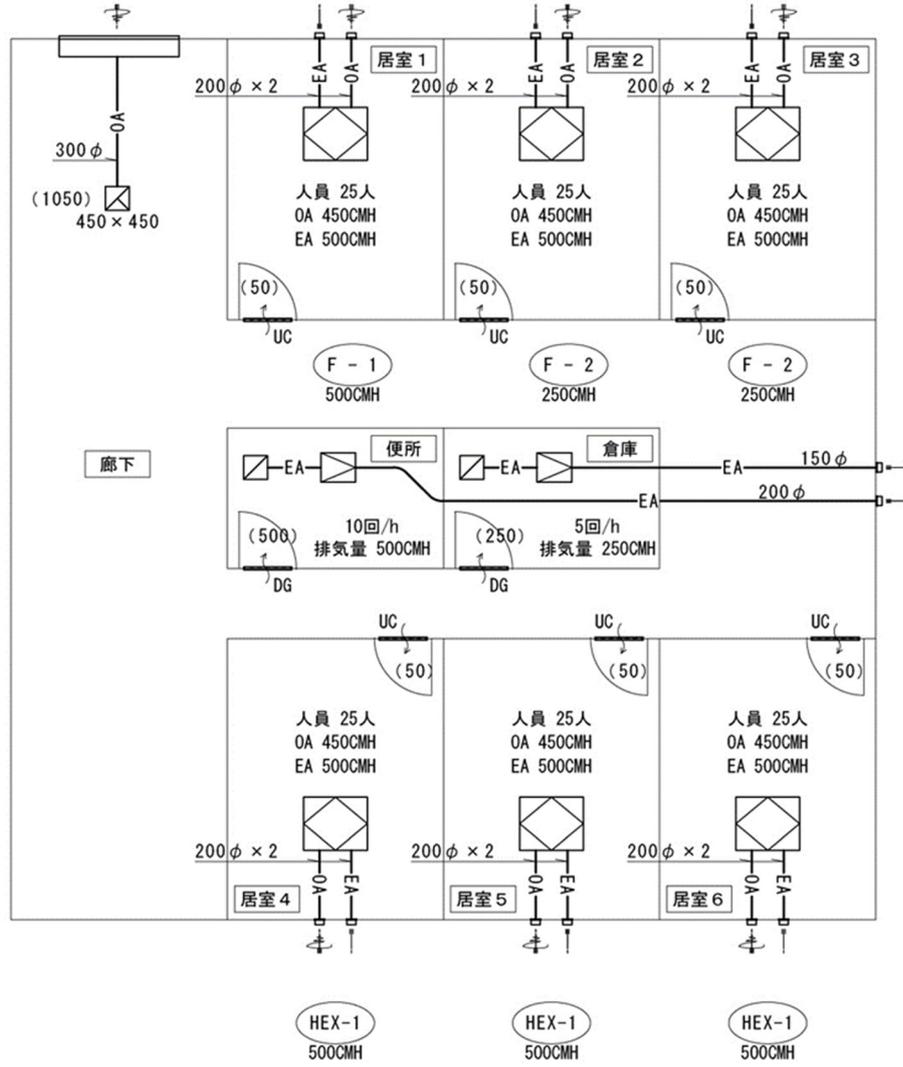


図 4-45 給排気バランスの維持

表 4-18 給排気量のバランス

換気種別	第一種						第三種		合計
部屋名	居室 1	居室 2	居室 3	居室 4	居室 5	居室 6	便所	倉庫	
設置機器	HEX-1	HEX-2	HEX-3	HEX-4	HEX-5	HEX-6	F-1	F-2	
機器排気量 CMH	500	500	500	500	500	500	500	250	3750 …①
機器給気量 CMH	450	450	450	450	450	450			2700 …②
自然給気量 (第 1 種換気機器 不足分) CMH	50	50	50	50	50	50			300 …③
自然給気量 CMH							500	250	750 …④
給排気量の収支 CMH	①+(②+③+④) 3750-(2700+300+750)=0								

イ 個別分散型空調設備 (VRF システム)

(ア) ゾーニングの適正化及び室内機の負荷バランスの均等化

空調設備においてゾーニング、即ちひとつの空調システムが対象とする空間の範囲の決定は設計の第一段階として極めて重要である。第 3 章で 2 台の室内機が処理する空調負荷の合計が同じであっても、空調負荷の偏りが大きくなるにつれてエネルギー効率が低下する実験結果を示した (図 3-19)。このような負荷偏在による効率低下については未解明な部分が少なくなく、今後さらに影響についての解明を進めるべきであるが、一台又は一群の室外機に接続される室内機は、単一の比較的大きな室か、室使用条件が同一又は類似した複数の室に設置することが望ましい。設計者であれば室使用条件がどのようなものか、設計と条件として把握することは容易であると思われるが、建築物省エネルギー法のために整備された室使用条件 (スケジュール、内部発熱、換気量などの条件、参考資料 1) も参考となろう。また、室使用条件に加えて熱貫流負荷の程度についても加味し、外皮面積や方位などの点で類似条件の室について同一ゾーンとするような配慮が必要であろう。

(イ) 室外機の定格標準能力に係る選定の適正化

VRF システムの効率や入力が部分負荷率にどのような影響を受けるかは第 3 章の図 3-14、図 3-22 などに示した通りである。部分負荷率が 0.3~0.6 の範囲ではエネルギー効率は比較的に高いものの、0.3 以下の条件、特に 0.2 程度以下の部分負荷率になると定格効率に比してかなり低いエネルギー効率となる。従って、空調時間のうちなるべく多くの時間帯において部分負荷率が 0.2 程度を上回るように、空調負荷分布を把握した上で、室外機の定格標準能力を選定することが望まれる。

VRF システム室外機の冷房能力と暖房能力は大差ないと言えるのに対して、冷房負荷と暖房負荷の大きさは気象条件と建物側の条件により異なってくる。冷房と暖房の両方に関する部分負荷率を考慮して室外機を選定することが望まれる。

#### (ウ) 低い部分負荷率域におけるエネルギー効率の高い機種種の採用

低い部分負荷率、例えば 0.1~0.3 の範囲の部分負荷率において高いエネルギー効率を維持できることが望まれるが、その点に関する製品情報を入手することは容易ではないのが残念ながら現状である。第 3 章の表 3-2 に、JIS 規格で規定された特性値の一覧を掲げたが、通常のカatalogには中間能力や最小能力が表示されていることは希であり、それらの特性値は通年エネルギー消費効率(APF)に反映されるに留まっている。しかし、一方で最小能力における特性値が、低い部分負荷率におけるエネルギー効率の良し悪しの判定において十分に参考になる情報であるかと言えば、かならずしもそうとは言えない。エネルギー効率の良し悪しは、実働状態において、どれほど低負荷域まで熱源が連続運転を維持できるか否かに依存するが、JIS 規格では冷房試験方法に関して「通常の制御で、機器が定常運転を維持できない場合は、機器の製造業者は、機器が定常運転できるように調整するか、又は制御を無効にする。」(JIS B 8151-3 の 6.1.1.6 節)と記載があり、実働状態(通常の制御)とは異なる調整が許容されているように解釈できる。関連して、欧州規格である EN14825:2013(電気駆動圧縮機を有すエアコンディショナー、冷暖房用チラー及びヒートポンプ、部分負荷条件の試験と評価及び季節性能の計算)においても、「ユニットは部分負荷試験中、唯一除霜運転時を除いて連続して運転されねばならない。インバータ制御機の場合は、各評価条件の周波数設定値に関して製造者が指定する場合には、その設定が適用されねばならない。」(8.5.1 節)と記載されているのも、同様の考え方ではないかと推察される。

VRF システムのみならず熱源全般に当てはまることであるが、低負荷域の実働状態におけるエネルギー効率の良し悪しを識別できる試験方法や指標の整備が待望されていると言える。

#### (エ) 空調能力を低減させる要因への配慮

第 3 章の表 3-3 に VRF システムの冷房能力及び暖房能力に影響を及ぼす設計施工要因を掲げた。冷暖房能力が低減しても入力に変化がないと仮定すれば、それらの要因はエネルギー効率を低減させることになる要因であり、設計施工時に配慮が必要と考えられる。室内温湿度条件(②)については在室者の選択であり、設計施工時に配慮することは困難と言える。室外温湿度条件(③)及び外気の着霜条件(④)については建物が建設される地域の気象条件であり、これらは不可避な条件ではあるが、設計時に他の熱源と効率を比較する際には配慮すべき要因、即ち VRF システムのエネルギー効率を割り引いて比較をすべきと言える。室内機の風量変化(⑦)については、JIS 規格に従った試験がどのような風量条件下で行われているかに拠る。JIS B 8615-3 には「機器の室内側は、ダンパの位置、送風機速度などを、機器に附属する製造業者の設置説明書に従って設定しなければならない。

(中略) 製造業者の設置説明書がない場合は、ダンパの位置、送風機速度などは、冷房能力が最大となるように設定しなければならない。」(6.1.3.1 項)とあることから判断して、最大風量かそれに近い条件で試験が行われているものと推測され、実働状況では必ずしもそうした最大風量で使用されるわけではない。したがって、設計時に他の熱源と効率を比較する際には配慮すべき要因と言える。

冷媒配管長及び室内外機間高低差(①)、室内機の合計標準能力の室外機標準能力の比(⑤)、冷

媒配管の断熱（⑥）の三つの要因については設計施工時に配慮することが十分に可能である。

建物の意匠・空間計画が済んでしまった後から、各空調対象空間用の室外機設置場所を探すようであると冷媒配管長が無駄に長くなったり室内外機間高低差が大きくなったりしがちである。したがって、室外機の設置場所を考えた上で建物の意匠・空間計画が行われるべきである。また、冷媒配管の断熱については製造業者の施工マニュアルに沿った配慮が不可欠である。

室内機の合計標準能力を室外機標準能力に合わせる事が基本であり、前者が後者に比して極端に小さいようであると室外機の定格効率を発揮させることができなくなる。

#### （オ）熱交換換気の適用と機種選定等の適正化

空調負荷の低減のためには換気負荷の低減に配慮することが重要である。熱交換換気はそのための一法であり、排気と給気の間で熱交換（全熱交換又は顕熱交換）を行って給気の温湿度を部屋の温湿度に近づけようとするものである。必要換気量が大きな非住宅建築においては、省エネルギーのため熱交換換気を適用することは必須とも言える。ただし、機能を維持するためにフィルターの清掃など維持管理面での配慮が不可欠であり、維持管理を容易にする設計施工上の配慮（点検口形状、同位置等）や維持管理契約を確実に行う必要がある。

VRF システムに合わせて使用される熱交換換気装置は、一般的には静止形の全熱交換換気ユニットである。全熱交換換気ユニットの性能値は、JIS B 8628: 2017（全熱交換器）及び JIS B 8639: 2017（全熱交換器－風量、有効換気量、熱交換効率測定方法）により規定されており、主な特性値を表 4-19 に示す。

表 4-19 熱交換換気装置（主として静止形）を選択するために重要な主たる特性値

特性値名称	関連する熱交換換気装置の性能
有効換気量率 NSAR	$NSAR = \left(1 - \frac{C_{SA} - C_{OA}}{C_{RA} - C_{OA}}\right) \times 100 (\%)$ $C_{SA}$ : 給気、トレーサーガス濃度 $C_{OA}$ : 取り入れ外気、同 $C_{RA}$ : 還気、同 ※トレーサーガスは取り入れ外気に発生させる場合と、還気に発生させる場合がある。
温度交換効率 $\varepsilon_T$	$\varepsilon_T = \frac{T_{OA} - T_{SA}}{T_{OA} - T_{RA}}$ $T_{OA}$ : 取り入れ外気、乾球温度(°C) $T_{SA}$ : 給気、同 $T_{RA}$ : 還気、同
湿度交換効率 $\varepsilon_x$	$\varepsilon_x = \frac{x_{OA} - x_{SA}}{x_{OA} - x_{RA}}$ $x_{OA}$ : 取り入れ外気、絶対湿度(kg/kg(DA)) $x_{SA}$ : 給気、同 $x_{RA}$ : 還気、同
全熱交換効率 $\varepsilon_h$	$\varepsilon_h = \frac{h_{OA} - h_{SA}}{h_{OA} - h_{RA}}$ $h_{OA}$ : 取り入れ外気、エンタルピー(kJ/kg(DA)) $h_{SA}$ : 給気、同 $h_{RA}$ : 還気、同
静圧－風量曲線	熱交換換気装置の機外静圧と風量との関係。装置及び内蔵する送風機の換気能力を示す。給気系統と排気系統の二つについて存在する。
消費電力	送風機の駆動に要するエネルギー消費量
比消費電力	実働時における消費電力を有効換気量（給気量×有効換気量率/100）で除した値。送風機の高効率化とダクト等換気経路の圧力損失低減によって、大きな値をとることができる。

機種選定に当たって最初に留意すべき特性値は「有効換気量率 NSAR」であると言える。この値が 100%に近いほど、換気装置内部での漏気、即ち還気（部屋から排気すべく吸引された汚染物質を含む空気）から給気への戻り空気、及び換気装置周囲から吸い込まれ給気に漏入した空気の量が少ないことを意味する。有効換気量率が低い場合、給気には還気や換気装置周囲の空気が多く含まれていることを意味し、熱交換性能が表示値（全熱交換効率、温度交換効率、湿度交換効率）ほどの実力を有さないことを意味する。カタログに表示される熱交換器効率は、見かけの性能であり、実質的な熱交換性能は下式によって判断することができる（参考文献 2）。例えば JIS に準拠の全熱交換効率の試験値が 0.75（75%）として、有効換気量率が 85%であったとすると、補正後の実質的な全熱交換効率は 0.71（71%）ということになる。

$$\varepsilon' = \varepsilon - \left( \frac{100}{NSAR} - 1 \right) \times (1 - \varepsilon) \quad \text{式 4-20}$$

$\varepsilon'$ : 有効換気量率 NSAR で補正した後の熱交換効率

$\varepsilon$ : 熱交換効率のカタログ表示値

次に熱交換効率であるが、試験は給気量と排気量がほぼ均衡した条件で行われていることを念頭におくべきである。従来、実際の建物ではトイレの換気が第三種換気で行われ排気過多傾向になるために、熱交換換気の給排気バランスが給気過多になる傾向があった。そうした状況では第三種換気で排気される空気からの熱回収はなされず、熱交換換気装置の熱交換効率も低減してしまい、省エネルギー効果が十分に発揮できないことが少なくなかった。トイレ等の局所換気においても熱交換換気とすることを検討するとともに、熱交換換気装置については給気経路及び排気経路いずれについても圧力損失計算を実施して、給気量と排気量を均衡させるための設計を履行すべきである。

図 4-46 は、局所換気用（臭いが給気に戻らないように顕熱交換としたもの）に開発された製品の特性曲線（給気経路用と排気経路用）であるが、これらを用いて風量計算を行う。

図 4-47 によれば、風量比（排気風量／給気風量）によって熱交換効率がどのように変化するかを把握することができる。

■特性曲線図

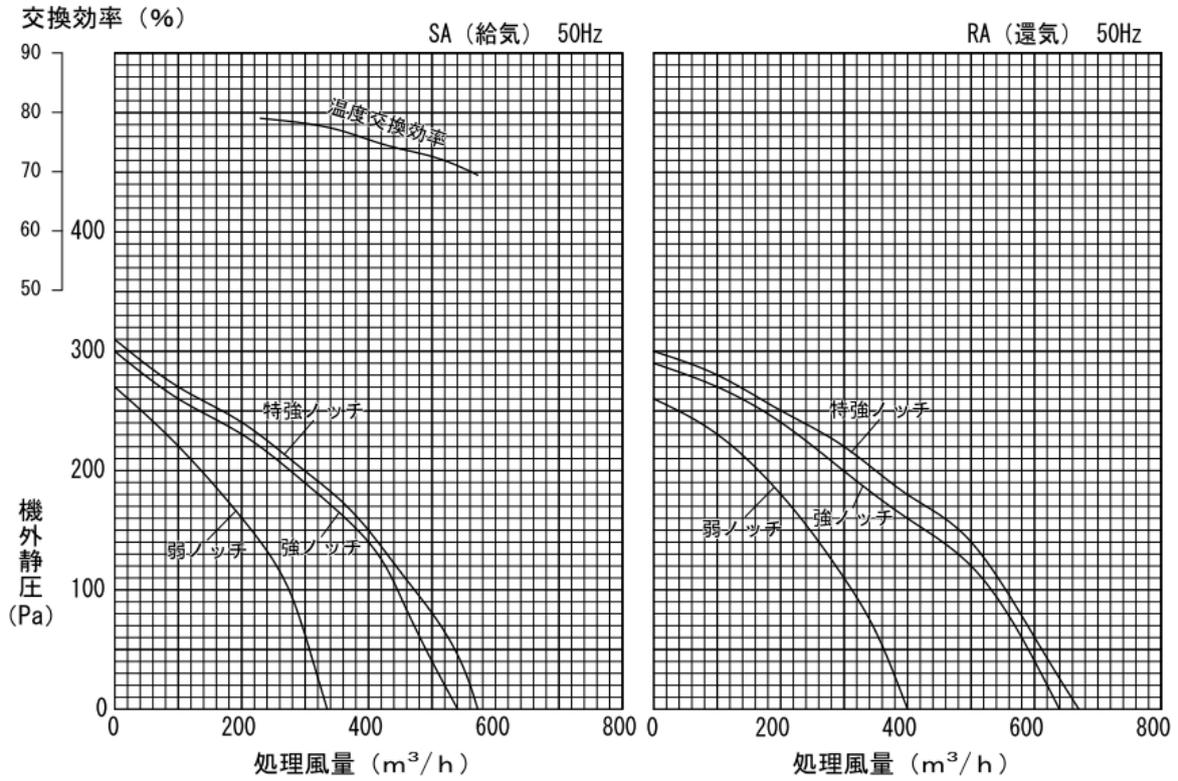


図 4-46 効率補正曲線 (参考文献 3)

■効率補正曲線

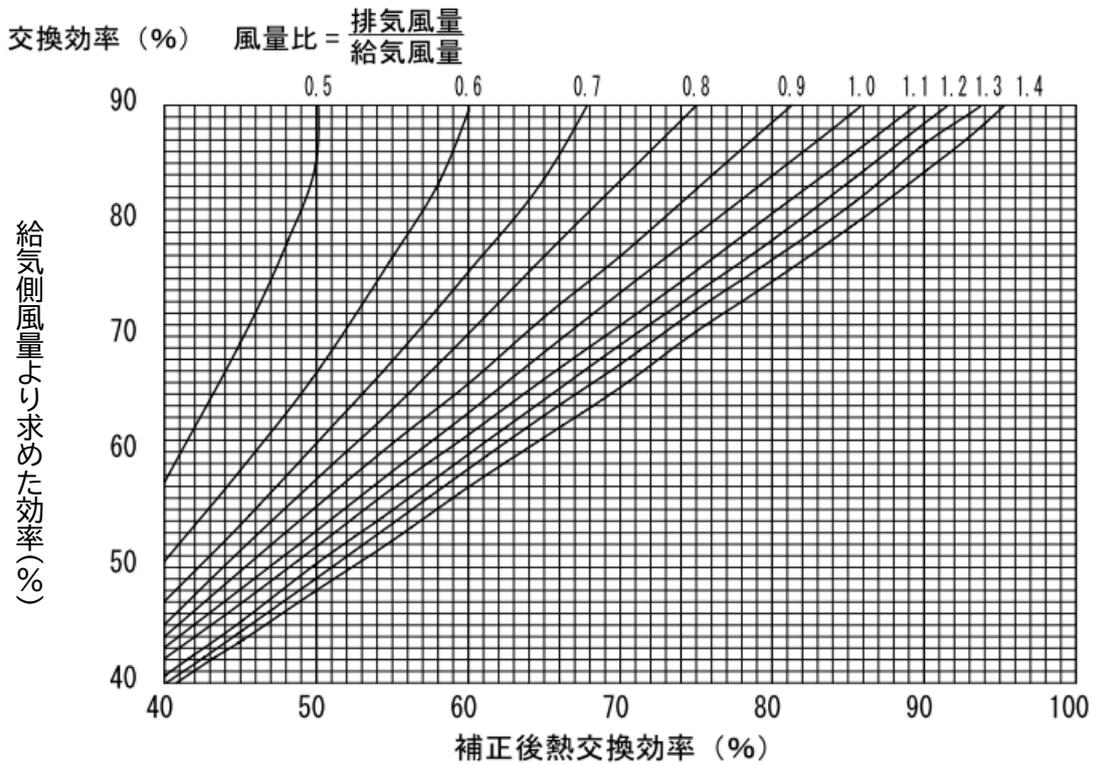


図 4-47 特性曲線図 (参考文献 3)

#### (カ) デマンド換気制御による換気負荷抑制

デマンド換気制御とは、広義には換気熱負荷や換気動力の低減を図るために、換気の必要性に応じて換気量を制御する手法のことである。換気の必要性が在室者数に関係する場合には、呼気に含まれる二酸化炭素濃度を計測して、例えば 1000ppm を目安として換気量を調節したり、曜日や時間帯による在室者数の多寡が予め予想できる場合にスケジュール制御したりする。一方で、換気の必要性が在室者数に無関係の建材や室内の備品からの放散物質に関係する場合には、常時換気や室使用時に限って換気を行うなどの方策が考えられる。

VRFシステムの場合には、空調のための循環風系統と換気系統が独立していることが通常のため、空調に必要となる風量とは別個に換気量を制御可能であり、デマンド換気には向いていると言うことができよう。

#### 参考文献・資料

1. 国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課監修、建築設備設計基準（平成 30 年版）、編集・発行（一社）公共建築協会
2. 平成 28 年省エネルギー基準に準拠したエネルギー消費性能の評価に関する技術情報（住宅）、第三章暖冷房負荷と外皮性能、第一節全般、付録 A 熱交換型換気設備、国立研究開発法人建築研究所（協力：国土交通省国土技術政策総合研究所）  
[https://www.kenken.go.jp/becc/documents/house/2-1\\_180112\\_v07\\_PVer02.pdf](https://www.kenken.go.jp/becc/documents/house/2-1_180112_v07_PVer02.pdf)
3. 「三菱電機 換気送風機総合カタログ(2020 年度版) P509」

## 4.2 給湯エネルギー消費

### (1) システムの一般的な設計計画法の概要

ここでは、中央式給湯設備を対象として、システムとしての設計計画法の概要を記す。

#### ア 給湯配管及び返湯管の管径決定

次に給湯配管の管径の決定を行うが、そのための方法としては複数のものが存在する一方で、根拠となるデータには比較的古いものも含まれ（1941年のHunterによる報告書）、節湯器具使用の有無に対する感度を持った手法で公開されているものは、残念ながら無いと言っても過言ではない。節湯器具による節湯量低減を配管径等の決定に反映させることは困難な状況と言える。

広く推奨されている給湯配管の管径決定法は、上述のHunterによる報告書に基づくものであり、米国暖房冷凍空調技術者協会(ASHRAE)の最新のハンドブックでも紹介されている(参考文献1)。この方法は、空気調和衛生工学便覧(第14版、2010年)(参考文献2)、公共建築協会・建築設備設計基準(平成27年版)(参考文献3)、給排水衛生設備計画設計の実務の知識(2017年)(参考文献4)、建築設備技術者協会・建築設備設計マニュアル給排水衛生編(2013年)(参考文献5)といった我が国の主要な実用書で推奨されている。その方法の骨子は、表4-20のような建物種類及び器具種類毎に定められた給湯単位を、設計対象の中央式給湯設備について合算し、建物種類毎に与えられた「給湯単位と同時使用流量の関係線図」(図4-48)（「修正ハンター曲線」と呼ばれる）に当てはめ、同時使用流量を求める方法である。その後は、給水管の管径を求めるのと同じ方法によって管径を決める。ただし、湯には銅管などを腐食させやすい性質があり、流速の増大によりそのリスクが増えるため、管径の決定に際しては流速を確認し、目安の流速以下になるような管径を選ぶ必要がある。例えば、銅管の場合には0.4~1.5m/s、ステンレス鋼管や樹脂ライニング管あるいは樹脂管で0.4~2.0m/sの範囲とするなどの目安が出されている(参考文献4)。

表 4-20 各種建物における器具別給湯単位（給湯温度 60℃基準）

	集合住宅	体育館	病院	ホテル 及び寄宿舍	事務所建物	学校
洗面器 (執務者等専用)	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75
洗面器(共用)	-	1	1	1	1	1
浴槽	1.5	-	1.5	1.5	-	-
シャワー	1.5	1.5	1.5	1.5	-	1.5
厨房流し	0.75	-	3	1.5	-	0.75

元の文献(参考文献1)に付された注記：

上記データは現代的な低流量の器具及び設備よりも以前のものを想定したものである(訳注：この表及び図4-48は、Hunterによる1941年の資料に基づいた設計資料である)。

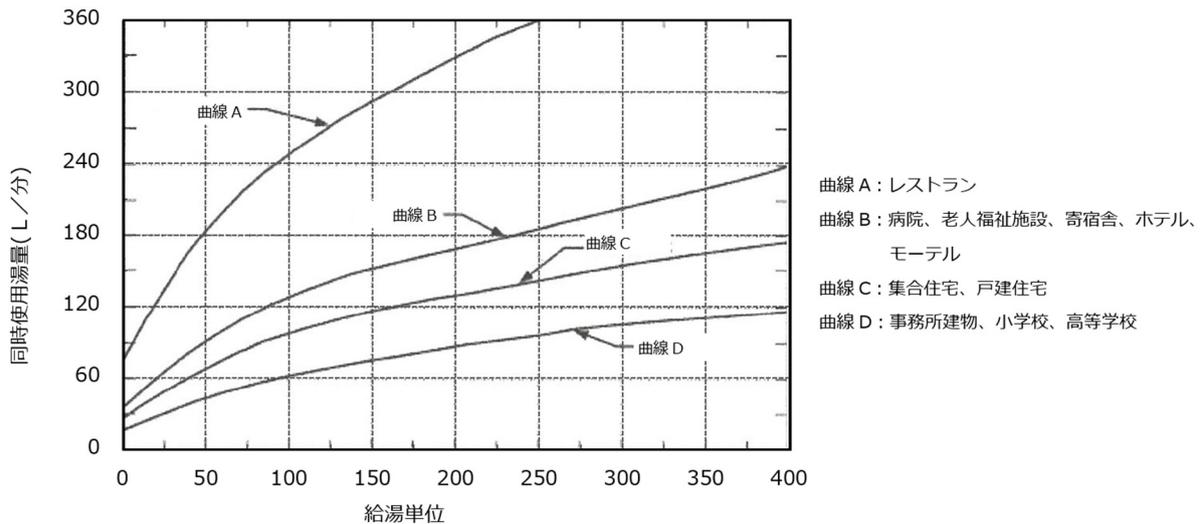


図 4-48 給湯単位による同時使用流量の関係線図

返湯管の管径決定方法については複数のものが存在する。

空調衛生工学便覧や給排水衛生設備計画設計の実務の知識では、まず各系統に 3L/分 で呼び径 15mm の定流量弁を設置すると仮定し、給湯配管と返湯管を合わせた循環配管からの熱損失を算定（管内湯温と周囲温度を例えば 60℃と 25℃と仮定し、管の線熱貫流率と管長から算出）した上で、給湯温度と返湯温度との差及び水の比熱などで除すことによって必要な循環流量を求め、その値が（3L/分×系統数）以下であれば、当初仮定通りの管径とする。必要な循環量が（3L/分×系統数）を越えている場合には、必要な循環量を系統数で除して、各系統の流量を求め、潰食防止のための流速の上限以下になるように返湯管の管径を決める。

公共建築協会・建築設備設計基準や建築設備技術者協会・建築設備設計マニュアル給排水衛生編においては、返湯管の管径は給湯配管の半分とされている。

#### イ 貯湯槽容量と熱源の加熱能力の決定

貯湯槽容量と熱源の加熱能力の関係は、前者を大きくすれば後者は小さくて済む、逆に前者を小さくすれば後者を大きくする必要が生じる。即ち、1日のピーク時における湯の使用量と、1日合計での湯使用量を仮定して、湯切れを起こさないように両者を決定する。

その前段としての、ピーク時の湯使用量の設定方法には、主として「使用人員（湯を使用する在室者数）などによる方法」と「設置器具数による方法」の二種類がある。

設計用給湯量は表 4-21 を用いて収容人員や床面積などの原単位から算出することが可能となる。この給湯量で時間最大給湯量が得られるから、貯湯槽容量と熱源の加熱能力の関係を決定すれば良いことになる。つまり時間最大給湯量分を貯湯槽に貯湯することができれば、次のピークまでに加熱することができる熱源の加熱能力を決めれば良いことになる。表中に時間最大給湯量の継続時間を病院以外では 2 時間と見込んでいるのは負荷変動への対応と考えている。

表 4-21 給湯設備設計用給湯量（参考文献 2）

建物の種類	年間平均 1 日給湯量	ピーク時給湯量	ピーク継続時間
事務所建物	7~10 L/(人・日)	1.5~2.5 L/(人・h)	2h
ホテル客室	150~250 L/(人・日)	20~40 L/(人・h)	2h
総合病院	2~4 L/(m <sup>2</sup> ・日)	0.4~0.8L/(m <sup>2</sup> ・h)	1h
	100~200 L/(床・日)	20~40 L/(床・日)	1h
飲食施設	40~80 L/(m <sup>2</sup> ・日)	10~20 L/(m <sup>2</sup> ・h)	2h
	60~120 L/(席・日)	15~30 L/(席・日)	2h

貯湯槽内の貯湯温度は給湯使用温度（表 4-22）を満足させかつレジオネラ対策として 60℃以上が良いとされているが、皿洗機での給湯使用温度を満足させるため 70~80℃以上で貯湯温度を決めることは省エネルギー上好ましくない。そのため給湯使用箇所直前で昇温させる方法が良い。

表 4-22 用途別の給湯使用温度及び適流量（参考文献 2）

行為	適温(℃)	適流量温(L/分)
食器洗浄	39.0	7.5 (普通吐水) 5.0 (シャワー吐水)
洗顔	37.5	8.5
洗髪	40.5	8.0
入浴	40.5	—
手持ちシャワー	40.5	8.5
壁掛けシャワー	42.0	13.0

注：空調和衛生工学会・給湯設備の使用感に関する研究委員会成果

#### ウ 管路及び器具の決定

給湯設備設計の最初の段階では、建物のどの部分でどのような湯の用途と需要が存在し、それに対処するためにどのような器具を設置するかを決める。

次に同一の中央式給湯設備で対処すべき器具を決める。その段階で場合によっては複数の中央式給湯設備（各々は基本的に独立）とすることもあり得る。また、他の器具からは離れた位置にある器具については、同じ中央式給湯設備で対処すると配管長が大きくなり配管熱損失の増大を招くため、局所式給湯設備で対処することもあり得る。他の器具とは湯の使用時間帯が異なる場合や特殊な湯用途の器具である場合に、局所給湯設備や独立した中央式給湯設備で対処することもあり得る。

設計する中央式給湯設備に属する器具が決まった次の段階では、湯水混合栓等の器具の選定を行う。「3. 2 給湯設備」で前述したように、利用者が湯使用に関して同程度の満足感を得る場合であっても、器具の特性によって湯使用量が大きくことなる。いわゆる節湯器具を適用することによって給湯量及び給湯負荷を削減することができる。

(ア) 使用人員（湯を使用する在室者数）などによる方法

ピーク時の湯使用量は、中央式給湯設備が給湯する室の在室人数にピーク時給湯量の原単位（建物種類毎に 1 人当たりの湯使用量が定められている）を乗じて求める。ピークの継続時間は建物種類毎に定められている。

空気調和衛生工学便覧 14 版及び給排水衛生設備計画設計の実務の知識では、ピーク時給湯量及びピーク継続時間に加えて、ピーク時間帯前後の貯湯温度及び給水温度を基に貯湯槽容量と加熱能力を求めるための不等式を推奨している。

$$4.186(t_{h1} - t_{h2})V + HT \geq 4.186\left(\frac{t_{h1} + t_{h2}}{2} - t_c\right)qT \quad \text{式 4-21}$$

$t_{h1}$  : ピーク開始時の貯湯温度（給湯温度）（℃）

$t_{h2}$  : ピーク終了時の貯湯温度（℃）

$V$  : 有効貯湯容量（L）       $H$  : 加熱能力（kJ/h）       $t_c$  : 給水温度（℃）

$q$  : ピーク時給湯量（L/h）       $T$  : ピークの継続時間（h）

この式は、ピーク時間帯の終了時においても有効貯湯部分の湯温が $t_{h2}$ を下回らないための $V$ と $H$ の組合わせに関する要件を示している。

不等式を満たす範囲を図 4-49 に示すが、ピーク時間帯の開始時には貯湯しておかねばならないため、実際にはさらに $H$ の下限条件が加わる。図の縦軸切片は、有効貯湯容量 $V$ を 0 とした場合の加熱能力は、 $H$ の下限、すなわち $H = 4.186\left(\frac{t_{h1} + t_{h2}}{2} - t_c\right)q$ となる。

一方、建築設備技術者協会編マニュアルには式 4-21 とは異なる、式 4-22 が記載されている。

$$Q_t \geq Q_{hm} - \frac{K \times V^*}{d} \quad \text{式 4-22}$$

$Q_t$  : 単位時間に熱交換すべき給湯量（L/h）

$Q_{hm}$  : ピークの単位時間当たりの貯湯槽からの給湯量（L/h）

$K$  : 貯湯槽の有効貯湯係数

$V^*$  : 貯湯槽の全容量（L）       $d$  : ピークの継続時間（h）

式 4-22 の両辺に $4.186(t_{h1} - t_c)d$ を乗じ、式 4-21 と記号を合わせると式 4-22 は式 4-23 のようになる。

$$HT \geq 4.186(t_{h1} - t_c)qT - 4.186(t_{h1} - t_c)V \quad \text{式 4-23}$$

この不等式を満たす範囲を同様に図 4-49 に示すが、ピーク時間帯の開始時には貯湯しておかねば

ならないためHの下限条件が加わる。図の縦軸切片は、有効貯湯容量Vを0とした場合の加熱能力は、Hの下限、すなわち $H = 4.186(t_{h1} - t_c)qT$ となる。つまり、加熱装置はピーク時給湯量 $q$  (L/h)の水道水温 $t_c$  (表 4-23) の水を給湯温度 $t_{h1}$ に昇温させる能力を持たねばならないことになる。

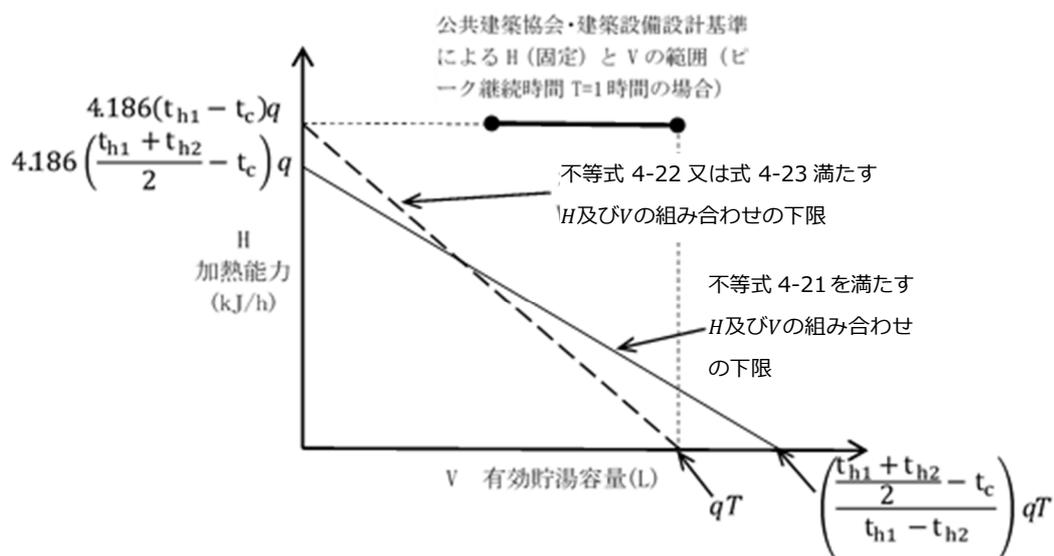


図 4-49 加熱能力と貯湯容量の比較

表 4-23 各地域の最低給水温度 (参考文献 7 から加工して作成)

都市	月平均気温 最低値 (°C)	最低給水温度 (°C)	都市	月平均気温 最低値 (°C)	最低給水温度 (°C)
旭川	-7.7	0.5	東京	5.1	6.8
札幌	-4.7	0.5	静岡	6.0	7.5
室蘭	-2.3	1.4	名古屋	2.4	5.1
盛岡	-2.1	1.9	大阪	5.0	6.3
秋田	-0.9	2.8	米子	3.2	5.7
仙台	0.9	4.0	広島	3.4	5.2
福島	1.5	4.5	高松	4.3	6.3
宇都宮	1.5	3.0	高知	6.2	7.6
新潟	1.7	3.1	熊本	4.1	6.7
松本	-1.5	2.3	福岡	5.8	8.0
富山	1.6	3.0	鹿児島	6.8	10.3
前橋	2.5	3.9	那覇	15.6	15.7

注：月平均気温最低値から最低給水温度の算出は参考文献 7 等を用いて行った。

さらに公共建築協会・建築設備設計基準では、加熱能力はピーク時給湯量、すなわち $4.186(t_{h1} - t_c)qT$ 、貯湯量（有効貯湯容量を意味すると考えられる）は0.5倍から1倍（通常は1倍とのこと）とすべきことが規定されている。その範囲を図4-49中に太線で示す。

このように同じ「使用人員（湯を使用する在室者数）などによる方法」であっても、貯湯槽容量と熱源加熱能力の決定方法として、式4-21によるもの（方法1）、式4-22又は式4-23によるもの（方法2）、そして加熱能力を規定し、貯湯量については範囲を規定する方法（方法3）、の3種類がある。方法1によればピーク終了時において指定の温度（ $t_{h2}$ ）は維持できる。

それに対して、方法2を用いた場合、有効貯湯容量をよほど大きくしない限り（例えばピーク時間帯の合計給湯量の3倍）、ピーク終了時における貯湯温度はピーク開始時の貯湯温度よりも給水温度に近くなる。そうなった場合には、ピーク終了後しばらくの間は循環によって給湯管内の湯温を55℃に維持することができなくなる。ピーク終了後にはしばらく給湯需要が無い建物であればそれでも問題はなからう。

#### （イ）設置器具数による方法

設置器具数によってピーク時の給湯量を初めとして、熱源加熱能力、貯湯槽容量を決める方法は、ASHRAE HANDBOOKにおいてその2011年版でも紹介されている方法で、空気調和衛生工学便覧第14版（p.162）、給排水衛生設備計画設計の実務の知識（p.83）、建築設備技術者協会・建築設備設計マニュアル給排水衛生編（p.100）においても紹介されている。具体的内容はそれらを参照されたいが、ASHRAE HANDBOOK（p.50.20）では以下のような記述があるので参考にされたい。

「この表（方法）を利用するときは、データは非常に古く、現在の低流量の器具や機器が導入されるかなり以前に取得されてものであることを注意されたい。」

#### 工 循環ポンプの能力

使用された湯の分の給湯配管への貯湯槽からの湯の補給は、貯湯槽が給水や熱源からの給湯により加圧されていることで為される。ここで扱うのは、湯使用が少なくなる時間帯において、レジオネラ対策のため、給湯配管及び返湯管内の湯温を一定温度（通常は55℃）以上に維持する目的で行われる温水循環のためのものである。

循環ポンプによる必要な循環量は、循環配管からの熱損失を、給湯温度と維持温度との差及び水の単位容積当たりの熱容量で除すことで決めることができる。この関係を式4-24に示す。

$$Q = 0.0143 \frac{H_t}{\Delta t} \quad \text{式 4-24}$$

ただし、 $Q$ は循環量（L/分）、 $H_t$ は循環配管からの熱損失（W）、 $\Delta t$ は給湯温度と維持温度（返湯管温度）の差（K）である。

一方、循環ポンプの揚程は、循環配管の経路の中で最も圧力損失の大きな経路のそれである。

さて、このように循環ポンプの選定は循環量及び揚程により行われることは、共通しているものの、循環配管のどの部分の熱損失及び圧力損失を考慮すべきかについての考え方は資料によって異なり、表 4-24 のようになっている。

表 4-24 循環ポンプの選定のための循環配管からの熱損失及び圧力損失の算定対象の考え方

資料名称	熱損失の計算対象	圧力損失の計算対象
空調調和衛生工学便覧 第14版	循環配管全体（給湯管及び返湯管）	給湯管による損失水頭は無視できる 場合が多い
給排水衛生設備計画設計の 実務の知識	機器類や弁類を含む循環配管全体	貯湯槽から最も遠い系統の返湯管及 び定流量弁の損失
建築設備技術者協会 建築設備設計マニュアル 給排水衛生編	給湯管及び返湯管からの合計熱損失 に、その30%を機器からの熱損失とし て見込む	給湯管と返湯管について計算し、微小 の圧力損失は無視して合算する。
公共建築協会 建築設備設計基準	最遠湯栓までの配管長（往復）、主配 管の代表管径に対する単位長さ当た りの熱損失、周囲温度15℃を用いて算 出する。	最遠湯栓までの配管長（往復）、主配 管の代表管径による摩擦抵抗値、局部 抵抗相当長（配管長相当としてよい） を用いて算出する。

## (2) 節湯器具の活用

湯の用途によって節湯のメカニズムは多少異なるが、同じ出湯量で手洗いや食器洗いに關してより高い満足度を得られる機種（小流量吐水機構）、湯の出しっ放しを防止できる機種（手元止水機構）、不必要な湯の使用を回避できる機種（水優先吐水機構）がある。

## (3) 太陽熱利用

太陽熱集熱パネルと貯湯槽の間に不凍液などを循環させることで、太陽熱を利用して水の加温を行うことが可能である。省電力型の循環ポンプを選ぶようにした上で、集熱可能な時間帯に限って運転（差温サーモスタットの利用）するなどの制御上の工夫が必要なことは念頭において設計する必要がある。

## (4) 配管・貯湯槽などの断熱その他の対策

局所給湯方式の場合には、配管の断熱は、中央式給湯方式（図 3-27）の場合ほどは省エネ上重要ではないが、湯使用後の配管内の残湯量を少なくするため配管径を抑える必要がある。中央式給湯方式の場合には、循環する温水からの放熱量は、給湯負荷全体において無視できない比率を占めるため、分岐継手や弁などの箇所も含めて配管の断熱が非常に重要となる。貯湯槽がある場合には、局所給湯方式であれ中央式給湯方式であれ、その断熱が非常に重要となる。

## (5) 熱源

熱源としての電気ヒーターの使用は、その一次エネルギー効率が 0.37（電力の一次エネルギー換算係数の逆数）を超え得ないという理由から、局所給湯方式で湯使用量が少ない場合に限るべきである。

局所給湯方式にガス又は灯油を用いる給湯機の使用が可能な場合、潜熱回収型給湯機を使用することによってその一次エネルギー効率は最大で 0.9 を超える。しかしながら、規模の大きな建物で湯使用場所近くに燃焼式給湯機を設置できない制約がある場合などは、中央式給湯方式として高効率給湯機を採用した場合の全体のエネルギー効率と比較した上で、電気ヒーターを選択することもあり得る。

ガス又は灯油を用いる給湯機（ボイラ）を使用する場合には、潜熱回収型を選ぶことが強く勧められる。また、電気を用いる場合には電気駆動ヒートポンプ給湯機の活用が強く推奨される。近年は、高効率運転と湯切れ防止をねらい、ボイラと電気駆動ヒートポンプを併設した給湯機ユニットも販売されている。

中央式給湯設備に使用される中大型のボイラや温水発生機（貫流式ボイラ、貯湯式ボイラ、真空式温水発生機、無圧式温水発生機、以下「ボイラ等」と呼ぶ）の効率を評価する際には、効率値が低位発熱量換算の燃料消費量により算出・表示されているのが通常であることに注意が必要である。これは、家庭用のガス・灯油給湯機の類いにはない表示方法である。例えば、資源エネルギー庁による最近の公表資料では、灯油及び都市ガスの発熱量は表 4-25 のようなものとされており、仮にそうした燃料による試験結果に基づいた情報であれば、低位発熱量換算に基づいて表示した場合のエネルギー効率は高位発熱量換算に基づく表示値に対して 1.06 倍（灯油）及び 1.10 倍（都市ガス）となる。多くの熱源は高位発熱量換算によりそれらの効率を表示しているため、公平な比較のためには高位発熱量換算のエネルギー効率同士を比較すべきと言える。

表 4-25 資源エネルギー庁公表資料における灯油と都市ガスの高位発熱量及び低位発熱量

	総発熱量（高位発熱量）		真発熱量（低位発熱量）	
	単位体積当たり	単位重量当たり	単位体積当たり	単位重量当たり
灯油	36.49 MJ/L	45.98 MJ/kg	34.27 MJ/L	43.18 MJ/kg
都市ガス	39.96 MJ/m <sup>3</sup>	54.42 MJ/kg	36.44 MJ/m <sup>3</sup>	49.62 MJ/kg

出典：資源エネルギー庁、エネルギー源別標準発熱量・炭素排出係数(2018年改訂)の解説、2020年1月

ボイラ等は、熱負荷が定格より減少した場合、バーナーを絞り燃焼を継続できる領域では相対的に伝熱面積が増加するために効率は悪化しないものの、バーナーを絞る限界を下回る熱負荷になった場合には、オンオフ制御領域となり効率が大幅に悪化する。これは、一旦燃焼を停止すると、次に点火する前にボイラ等内部の残存気体を一旦排出し、その後点火するため放熱損失が生じるためである。

ボイラ等の部分負荷領域における効率向上のため、ボイラ等の絞り範囲拡大の取り組みが行われている。ボイラ等の定格能力（熱出力）のボイラの絞り下限能力に対する比は「ターンドウン比」又は TDR と称され、この比が大きいボイラ等ほど部分負荷効率が高い。

例えば、ターンドウン比 2 : 1 の機器は定格の 50% 以下の負荷でオンオフ制御となり、ターンドウン比 5 : 1 の機器は、定格の 20% 以下の負荷でオンオフ制御となる。従来はターンドウン比 2 : 1 の製品が多かったが、近年はターンドウン比 5 : 1 の機種も普及しはじめていられる。また、大型ボイラでは 10 : 1 の機種も開発されている。

## (6) 高効率のポンプ

中央式給湯方式の給湯設備や太陽熱利用を図る際には温水や不凍液の循環のためのポンプが必要となるが、長時間運転されるポンプの場合にはエネルギー消費量は無視できないものとなるため、循環流量が適切となる能力のポンプの選定とともに、エネルギー効率の高い機種を選定することが勧められる。

## (7) 制御

給湯設備に関する制御の要点としては、まず貯湯槽内の湯温の制御が挙げられる。レジオネラ菌の繁殖防止のため湯温の維持（一般に末端部でも 55℃以上。図 3-27 参照）が必要だが、昇温しすぎると放熱損失が大きくなる、熱源のエネルギー効率が落ちるといった問題が生じる。中央式給湯方式の場合には、温水循環のためのポンプの運転スケジュールの制御、複数の熱源を設置する場合の台数制御が重要となる。

## 参考文献

1. ASHRAE Handbook, HVAC Applications, Chapter 50 Service Water Heating, 2011 年
2. 空気調和・衛生工学便覧第 14 版、2010 年
3. 国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課監修、建築設備設計基準（平成 27 年版）
4. 空気調和・衛生工学会編、給排水衛生設備計画設計の実務の知識、改訂 4 版、オーム社、2017 年
5. 建築設備技術者協会編著、最新建築設備設計マニュアル、給排水衛生編、井上書院、2013 年
6. 業務用建築物の給湯設備省エネルギーガイドライン Ver.1、建築環境・省エネルギー機構、2019 年
7. 鎌田元康他、給湯用設備設計用基礎データの検討・整備に関する研究（第 8 報）給水温に関する調査（その 5）、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、1997 年

## 4.3 照明エネルギー消費

### (1) 照明設計の要件

照明設計の要件は、省エネルギー設計を行う上での出発点とも言え、何を判断のよりどころとするかが極めて重要となる。ここでは、一般に最も設計で参照され、建築物の省エネルギー基準の基準値の照明レベルにも該当する目安としての JIS Z9110-2011 照明基準総則（表 4-26）（参考文献 1）と、壁面・天井面の輝度など光環境の質をより重視し、省エネの観点から照度レベルも考慮した日本建築学会基準 照明環境規準 AIJES-L0002-2016（参考文献 2）を、人工照明の設計要件として挙げることができる。設計に当たっては、目安としての JIS 基準、より高度な設計としての建築学会基準という両者を考慮した検討を行うと良い。JIS 照明基準では、作業または活動の種類毎の推奨照度（維持すべき照度）について下限と上限の照度範囲が示されており、その範囲内でより低い照度の選択を行うことができるようになっている。省エネ基準の基準値の場合は、推奨照度の値が採用されている。その他、均斉度（視作業上有効な範囲における最低照度を平均照度で除した値）、不快グレアの屋内統一グレア評価法（UGR）と光源の Ra（平均演色評価数）についても示され、それらを満たすようにする。

建築学会照明規準では、照明環境を決定するさまざまな要因の中で、視認性や視作業性の確保については、ターゲット面として具体的な面の照度を規定している。照度範囲はなく、JIS 照明基準で照明エネルギー削減に大きく寄与する事務室が低照度になっている点が特徴であり、JIS 照明基準で照度範囲の設定で設計時の判断が難しかった点についてわかりやすくなっている。また、光環境の質として、空間の明るさ感に影響する壁面及び天井面の平均輝度（壁面の反射率は 0.3 以上、天井面については 0.6 以上の想定）を最低限の値として示している。輝度に配慮することで、タスク・アンビエント照明方式などが採用しやすくなる。その他、顔面への照度が必要な視作業については顔面の鉛直面照度が示され、均斉度（視作業上有効な範囲における最低照度を平均照度で除した値）等の適用範囲は JIS 基準より具体的になっている。不快グレア（UGR）とターゲット面の光源の Ra（平均演色評価数）が示されており、それらを満たすようにする。その他、表以外の設計要件として、光の指向性や対比効果のバランスに注意して、立体的な視対象が適切に見えるように配慮する。

昼光照明の設計要件に関しては基本的に、日本建築学会基準 照明環境規準 AIJES-L0002-2016 によることが推奨される。ただし、昼光のある場合の水平面照度のむらについては、人工照明よりも幅があるため、最低照度を最大照度で除した値で 0.1 を下回らないようにする。不快グレアについては、窓面からの不快グレアを考慮して、DGP（Daylight Glare Probability）や PGSV（Predicted Glare Sensation Vote）によって評価する。また、窓が背になるような位置に存在する人や物体の輪郭が黒く抜けて、シルエット上に見える現象（シルエット現象）が生じないように、採光面の輝度を下げたり、室内の照明光の拡散性を高めたりすることも含め、光の指向性や対比効果のバランスに注意し、立体的な視対象が適切に見えるように配慮する。

表 4-26 JIS Z 9110-2011 (事務所) (参考文献 1)

領域、作業又は活動の種類		Em(lx)	照度範囲	Uo	UGR <sub>L</sub>	Ra	
作業	設計、製図	750	500 ~ 1000	0.7	16	80	
	キーボード操作、計算	500	300 ~ 750	0.7	19	80	
執務空間	設計室、製図室	750	500 ~ 1000	-	16	80	
	事務室	750	500 ~ 1000	-	19	80	
	役員室	750	500 ~ 1000	-	16	80	
	診療室	500	300 ~ 750	-	19	90	
	印刷室	500	300 ~ 750	-	19	80	
	電子計算機室	500	300 ~ 750	-	19	80	
	調理室	500	300 ~ 750	-	22	80	
	集中監視室、制御室	500	300 ~ 750	-	16	80	
	守衛室	500	300 ~ 750	-	19	80	
	受付	300	200 ~ 500	-	22	80	
	共用空間	会議室、集会室	500	300 ~ 750	-	19	80
		応接室	500	300 ~ 750	-	19	80
宿直室		300	200 ~ 500	-	19	80	
食堂		300	200 ~ 500	-	-	80	
喫茶室、オフィスラウンジ、湯沸室		200	150 ~ 300	-	-	80	
休憩室		100	75 ~ 150	-	-	80	
書庫		200	150 ~ 300	-	-	80	
倉庫		100	75 ~ 150	-	-	60	
更衣室		200	150 ~ 300	-	-	80	
化粧室		300	200 ~ 500	-	-	90	
便所、洗面所		200	150 ~ 300	-	-	80	
電気室、機械室、電気・機械室などの配電盤及び計器盤		200	150 ~ 300	-	-	60	
階段		150	100 ~ 200	-	-	40	
屋内非常階段		50	30 ~ 75	-	-	40	
廊下、エレベータ		100	75 ~ 150	-	-	40	
エレベータホール		300	200 ~ 500	-	-	60	
玄関ホール (昼間)		750	500 ~ 1000	-	-	80	
玄関ホール (夜間)、玄関 (車寄せ)		100	75 ~ 150	-	-	60	

- ・ Em : 基準面の推奨照度 (維持照度)、Uo : 照度均斉度、UGR<sub>L</sub> : 屋内統一グレア評価法によるUGR制限値、Ra : 平均演色性評価数の最小値
- ・ 推奨照度 (維持照度) は基準面の平均照度とするが、基準面を特定できない場合は床上0.8m (机上視作業)、床上0.4m (座業)、床又は地面とする。

## (2) 採光・導光手法

太陽の天空光や直達光に照らされた窓面を光源として、室内作業面の照度や、壁面や天井面の輝度を確保する採光は、最も一般的な昼光利用と言える。窓による採光のみでは、窓面からの距離とともに利用できる昼光の量は減少することが避けられない。そこで、奥行きのある室において昼光利用を促進する方法として、工夫を凝らした導光手法が存在する。

太陽光を天井に向けて反射させ、室内を明るくする装置としては、図 4-50 に示すようなライトシエルフや採光ルーバーなどが挙げられる。

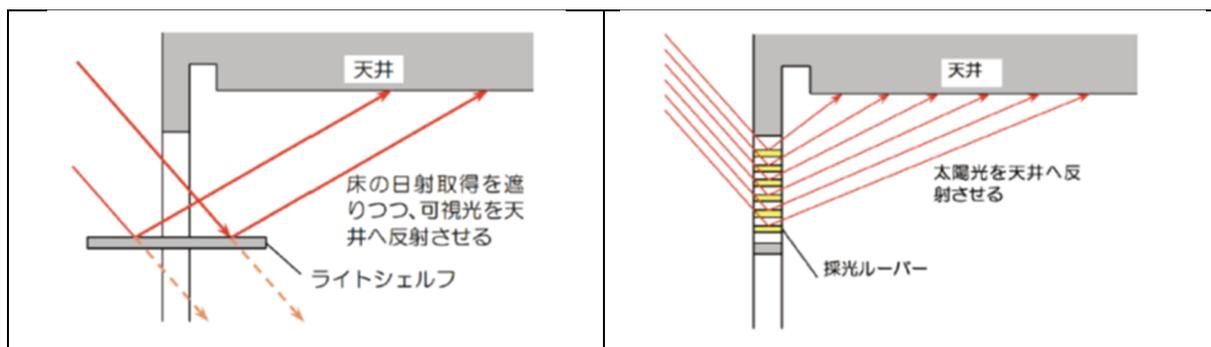


図 4-50 室奥への導光手法

### (3) 内装仕上げの反射率

建築部材や室内仕上げ表面、什器表面の可視光反射率（以降、反射率という）を考慮することは、これら反射面の輝度、および反射面から得られる間接光量の多寡を検討する上で重要である。照明光源から発する光束が同じであっても、特に壁や天井の反射率を高くし、反射面の輝度、および反射面からの間接光量を確保することで、空間を明るくすることができる。一方で、反射率が低めの木材等を用いれば、明るさを抑えた落ち着いた空間となる。このように表面の反射率は、その素材の質感や色彩と同様に、室の印象を大きく左右することから、室の用途も十分考慮に入れて素材を選択する必要がある。

### (4) タスク・アンビエント照明手法採用の検討

照明の機能的な面での目的には、大きく 2 つに分けて、対象物が正しく、十分に見えることと、周囲の環境や状況が分かることとがある。そして、前者の目的を達成するものがタスク照明であり、空間の雰囲気にも影響を与えるアンビエント照明により後者の目的が達成される。一般的な全般照明では、これらタスクとアンビエントの照明機能を分けて考えず、天井に均一に配灯した照明器具によってタスク照明に必要な照度を確保すると共に、それらの照明はアンビエント照明も兼ねていた。それに対し、照明機能をきちんと分け、それぞれ専用の特性を有するタスク照明とアンビエント照明により構成される照明方式が、タスク・アンビエント照明（以下、TAL と記す）である。この TAL 方式の採用により、アンビエント照明で必要最小限の明るさを確保することで、従来の照明に比べて大幅なエネルギー削減が実現できる一方、高い照度を必要とする視作業領域に対しては、タスク照明できちんと必要な明るさを得ることができる。すなわち、TAL 方式は、必要なところに必要な明るさを提供する適所・適光の照明であり、省エネルギーと快適性を両立させることのできる照明方式である。TAL におけるタスクライトとしては、図 4-51 に示すような、天井付け、吊り下げ、スタンド、パーティション取付などの照明が採用されている。一方、アンビエントライトには、天井取付（直付・埋込）形の照明方式のほか、直接・間接兼用照明（吊り下げ・床置）や、間接照明（天井付・吊り下げ・床置・什器利用）が採用されている。アンビエントライトに吊り下げ形の直接・間接兼用照明器具を、タスクライトにスタンド照明器具を採用した TAL 方式の事例を図 4-52 に示す。

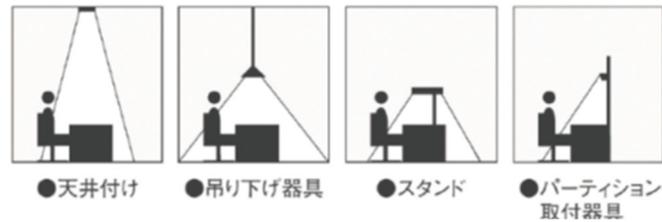


図 4-51 タスクライトの例



図 4-52 T A L方式採用

以下では、TAL方式を採用した際のタスク照明の留意点を a~c に、アンビエント照明の留意点を d 及び e にまとめる。

a タスク照明での必要な照度を確保する

視作業に必要な作業面の明るさ（タスク照度）は、主としてタスク照明で確保する。JIS の推奨照度（表 4-26）を満たすように設定する。視作業エリア内で、照度に明暗差がありすぎると、暗い側でのものの見え方が損なわれるだけでなく、眼も疲れやすくなるので、照度均斉度を適切な範囲内に抑える必要がある。執務室を模擬した空間で、A3 サイズレベルの書類を想定した範囲(360 × 310mm) に対して行った主観評価実験の結果によれば、範囲内の最大照度は最小照度の 2 倍以下にすべきであることが示されている（参考文献 4）。

b 反射グレアが生じにくい位置にタスク照明を配置する

通常、タスク照明は紙面の前方に取り付けることが、照度分布が均一になりやすく好ましいが、つやのある紙などの正反射成分の多い紙面の場合は、タスク照明の位置によっては、紙面に光源が映り込み、作業者にとっては不快な反射グレアが生じる。この解決策としては、タスク照明の光源の位置を前方ではなく、側方にするところであるが、前述の均斉度の問題もあるので、必要に応じて、タスク照明の光源を移動できるよう、可動型のタスクライトを採用することが推奨される。

c 演色性の高い光源を用いる

JIS 照明基準総則において、事務所において推奨する平均演色評価数 Ra は 80 以上となっており、Ra80 以上となるタスク照明を採用することが推奨される。

d アンビエント照明で必要な照度を確保する

タスク照明により視作業に必要な照度を確保していても、アンビエント照明が暗く、視野内の明暗差が大きすぎると、眼は疲労しやすく、心理的にも好ましくない。作業面照度に対する各面の所要照

度を検討した主観評価実験は、周辺机上面照度が、作業面照度の 1/3 以下になると、作業者が我慢できない状態になることを示した。建築環境総合性能評価システム CASBEE では、この下限値を参考に、タスク・アンビエント照明のアンビエント照度（周辺の机上面照度）は、タスク照度（作業面照度）の 1/3 以上 2/3 未満の場合とすること等を示している。

e 空間の明るさ感を確保する

TAL 方式では、アンビエント照明の光束を下げることで、省エネルギーを図っているが、単にアンビエント照明の光束を下げてしまうと、空間の明るさ感が損なわれ、陰鬱な印象の空間となり、好ましくない。

空間の明るさは、設計段階や目的によって評価対象範囲は変化するものの、いずれもある視点から観察した輝度分布によって決まる。例えば、設計初期の段階に空間全体の大まかな明るさを把握したい場合は、空間の中央を視点位置として得た空間全体の輝度分布から求めた平均輝度が一つの目安になる。ただ、視線頻度の高い場所が空間印象を支配することになるため、一般的な空間では、天井面や床面よりも壁面方向の輝度分布が強く影響する事が多い。また、設計段階が進み、座席の配置が決定すると身体の向きにより視線頻度が高い範囲が狭まる。従って、この時点で検討される空間の明るさ感は、全方向を対象として評価するのではなく、座席前方に広がる空間を対象とした輝度分布を検討することとなる。

他にも、廊下などの細長い空間であれば、空間が広がる進行方向への視線頻度が高くなるため、評価対象範囲は狭くなる。つまり、評価したい状況に応じて、視線頻度を考慮しながら平均輝度の算出範囲を決定する必要がある。なお、評価対象範囲が同じ条件において、平均輝度を比較することで空間の明るさの増減を予測できるが、異なる対象範囲の平均輝度同士を単純には比較できない事を注意する必要がある。

## (5) 照明器具の選定及び台数の確定

まず、前項（4）で示したように、タスク照明による作業面照度を決めて、それに対するアンビエント照明による周辺机上面照度を定める。ついで照明器具を選定するが、タスク照明・アンビエント照明用の器具を一体で計画する場合や、照明設備として先にアンビエント照明用の器具を選定し、タスク照明は、必要照度が得られる仮の器具を想定して後に具体的に選定する場合など、器具選定の手順はいくつかある。アンビエント照明は、一般的には、天井に設置する照明器具について、光束法によって周辺机上面照度が得られる必要台数を次式により算定する。

$$N = \frac{E \times X \times Y}{F \times U \times M}$$

$N$  : 照明器具の必要台数、 $E$  : 設定照度(lx)、 $X$  : 室の間口(m)、 $Y$  : 室の奥行(m)

$F$  : 器具光束又はランプ光束(lm)、 $U$  : 固有照明率又は照明率、 $M$  : 保守率

ここで、固有照明率及び照明率 $U$ は、第3章3-3(3)照明器具に関わるエネルギー効率の項で解説したように、照明器具又はランプから放出される光束のうち最終的に作業面に入射する光束の比率のことであり、照明器具毎に製造者から提供される資料（一例を表3-3に示した）によって特定することができる。また、保守率 $M$ は、器具やランプの汚れ、器具やランプの性能低下といった要因を見込んだ光束の低減率である。

アンビエント照明用の器具の配置を工夫したい場合は、近年、容易に使用できるようになっている照明シミュレーションにより周辺机上面照度の確認を行う。壁面・天井面の反射率を想定してシミュレーションを行うことで、明るさ感を得るための壁面・天井面の輝度分布を確認することもできる。

タスク照明による作業面照度は、実際には、タスク照明用の器具と、アンビエント照明様の器具による照度を合計したものになるため、それを考慮して照明器具メーカーのカタログ等に示される作業面の照度分布等を参考に選定する。必要台数は、基本的にデスクの台数と同じになる。

## (6) 照明制御手法の選択

省エネルギーの実現手段の一つに、センサを用いた照明制御技術がある。センサによる照明設備の制御技術は、利便性、快適性、経済性、安全・安心など照明が果たす役割を満たしながら、さらなる省エネルギーを実現する技術である。以下に照明制御用の各種センサと採用方法について記す。

### a 人検知画像センサ

画像センサによる人感センサは、熱線センサのように滞在時でも動かないでいると不在と認識し、消灯または減光制御をしてしまうということがないので、離席率の高い執務室に適している。画像解析により、在席者の器具一台ずつ個別に制御することや、人の滞不在だけでなく移動も区別できるため、きめ細かい制御ができ、その結果、高い省エネルギー率を実現できる（図4-53）。使用状況に応じては明るさセンサ機能への変更も可能である。

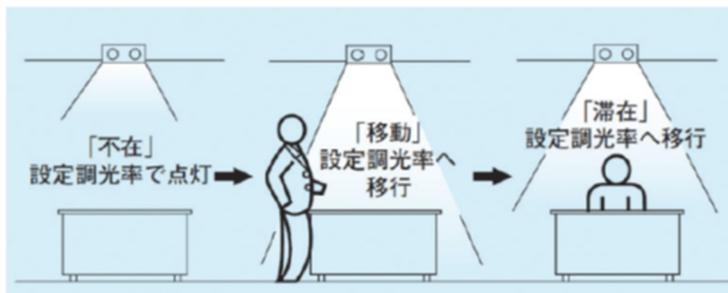


図 4-53 人検知画像センサの特徴

### b 明るさセンサ連続調光タイプ

昼光利用による照明制御には、このタイプのセンサを用いる。このセンサを使つての照明制御は、明るさに応じて適正照度となるよう調光制御を行うことから、昼光利用時に省エネルギーを実現でき

るだけでなく、ランプ交換時の照度アップを自動的に抑制することによる省エネルギーも期待できるのである（図 4-54）。

また、このタイプのセンサには、最近では、無線調光により、センサからの信号線なしで制御できるものも商品化されている。

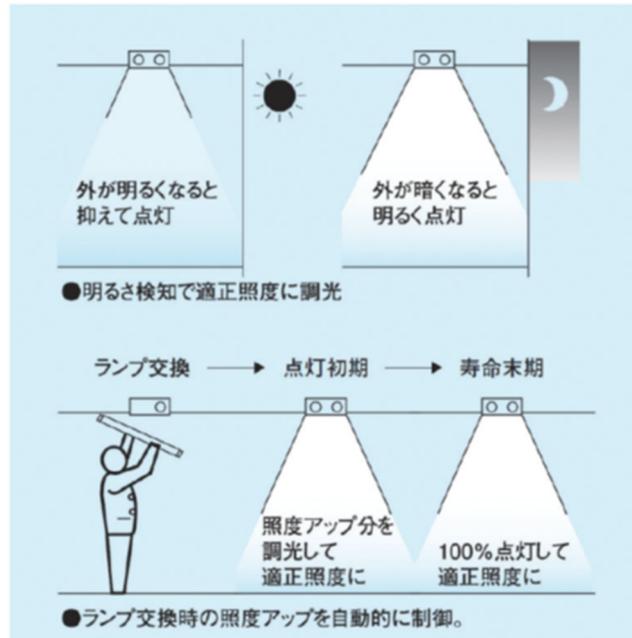


図 4-54 明るさセンサ連続調光タイプの特徴

#### c 人感センサ・明るさセンサー一体型連続調光タイプ

このタイプのセンサは、離席率の高い執務室に採用されている。前節で述べた明るさセンサ連続調光タイプの特徴に加え、人が不在の時に、積極的に調光することで、さらなる省エネルギーを実現する（図 4-55）。この時の調光下限は、他の滞在者が不快にならないよう、照明器具の調光範囲内で任意に設定できるようになっている。

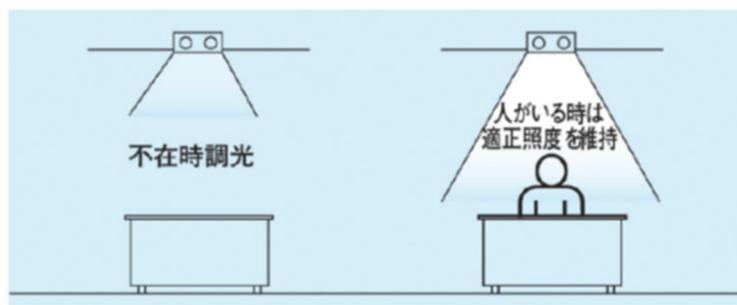


図 4-55 人感センサ・明るさセンサー一体型連続調光タイプの特徴

#### d 人感センサ点滅制御タイプ

人を検知すると照明器具が点灯し、人が不在時が設定時間を過ぎると消灯する機能を持つ人感センサ

である（図 4-56）。化粧室や更衣室、ロッカーなどで採用されている。人不在時の消し忘れの防止により省エネルギーを実現する。熱線センサの場合、人の動きが小さいと不在と検知してしまうため、センサが不在と検知していても点灯する点灯保持時間の設定が重要となる。

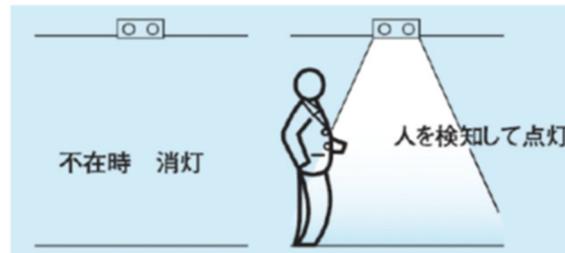


図 4-56 人感センサ点滅制御タイプの特徴

#### e 人感センサ段調光タイプ

人を検知すると照明器具が 100%で点灯し、人不在時には点灯保持時間を過ぎると 25%などの設定された明るさに減光する機能を持つ人感センサである（図 4-57）。消灯ではなく、減光することで、歩行などの安全性を確保しつつ省エネルギーを実現できる。人の移動の少ない廊下などで採用されている。人不在時の消し忘れの防止により省エネルギーを実現する。

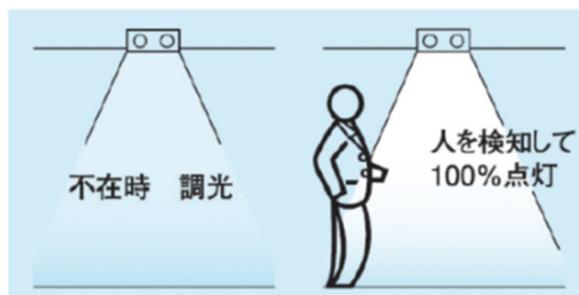


図 4-57 人感センサ段調光タイプの特徴

#### 参考文献

1. JIS Z9110-2011 照明基準総則
2. 日本建築学会基準 照明環境規準 AIJES-L0002-2016
3. 建築環境・省エネルギー機構、事務所ビルの省エネルギーと光環境向上のための昼光利用・照明設計ガイド、2019 年
4. 田淵義彦他、事務所照明における視作業対象と環境の好ましいバランスに関する研究、電気関係学会関西支部連合大会 G13-13、1982 年

## 5章 建築物の一次エネルギー消費量計算法（ウェブプログラム）と設計への応用

### 5.1 はじめに

本ガイドラインは、事務所、ホテル、病院といった住宅以外の用途に供される建築物をより省エネルギー的に設計・建設するためのノウハウをとりまとめることを主旨としている。ここでの設計行為の最大の目的は、使用開始後における実際のエネルギー消費量（電力については発電所や送電に伴うエネルギー損失を考慮した「一次エネルギー消費量」を尺度とする）の削減にあり、必然的に設計内容によるエネルギー消費量の増減予測をできるだけ正確に行うことが重要となっている。

この章では、建築物省エネルギー法のために整備されている一次エネルギー計算プログラム（以下「ウェブプログラム」）について、その性質を明らかにするとともに、計算によって設計内容がどのように評価されるのかについて具体例を用いて解説する。

ただし、ウェブプログラムは、建築物省エネ法のための適合性判定（省エネルギー基準への適合が義務化されているカテゴリーの建築物が対象）や届け出のために開発されたものであり、その開発途上においては実測や実験による裏付けを以て精度向上が図られているものの、無誤謬であるとは決して言えず、またどちらかと言えば安全側、即ち省エネルギー効果を控えめに評価するように配慮されていることに留意が必要である。また、省エネルギー効果は、建物の使われ方（内部発熱や外気導入量等の室使用条件、在室時間など）に左右されるものであり、ウェブプログラムの算定結果はあくまでも標準室使用条件におけるものであることにも留意が必要である。

### 5.2 ウェブプログラムの特徴

国土交通省国土技術政策総合研究所及び国立研究開発法人建築研究所は、国土交通省住宅局、一般社団法人日本サステナブル建築協会、その他の研究機関や大学と共同して、一次エネルギー消費量計算のためのいわゆるウェブプログラムを整備してきた。このプログラムの特徴は概ね次のようなものである（以下に表示する URL は 2020 年 12 月時点で確認したものである）。

**特徴 1** 透明性の確保のため、計算ロジックは詳細に公表されている。

ウェブプログラム全般：<http://www.kenken.go.jp/becc/index.html>

非住宅建築に係わる計算ロジック等：<http://www.kenken.go.jp/becc/building.html> の「2.1 算定方法」

**特徴 2** 省エネルギー技術の効果の評価については、実測データなどに基づいて行っており、効果の

裏付けのある技術のみを取り扱うようにしている。

**特徴3** 名前の通り、ネット接続してウェブサイト上で計算が可能であり、無料である。マニュアルもウェブサイトを通じて入手できる。

<http://www.kenken.go.jp/becc/building.html#1-2>

**特徴4** 一次エネルギー消費量の多寡には、気象条件に加えて建物の使用条件が大きく影響するが、建物用途及び室用途毎に使用条件が明確に規定されている。また、その書式が国際規格化され、使用条件としての数値が例として収められている。

標準室使用条件：<http://www.kenken.go.jp/becc/building.html> の「2.1 算定方法、その他、標準室使用条件、標準室使用条件詳細」

関連 ISO の概要：<https://www.iso.org/standard/62765.html>, ISO 18523-1:2016 Energy Performance of Buildings, Schedule and condition of building, zone and space usage for energy calculation – Part 1: Non-residential buildings

**特徴5** 一次エネルギー消費量の多寡には、設備機器の性能値及び実使用条件下の特性が大きく影響するが、計算対象となる設備機器の性能値を規定する規格が明確に指定されていて、使用している特性情報については計算ロジックの中で公表している。

熱源機器特性係数：<http://www.kenken.go.jp/becc/building.html> の「2.1 算定方法、その他、熱源機器特性係数」

**特徴6** 質問の受付窓口が設けられている（一般財団法人建築環境・省エネルギー機構「省エネサポートセンター」）。

[http://www.ibec.or.jp/ee\\_standard/support\\_center.html](http://www.ibec.or.jp/ee_standard/support_center.html)

### 5.3 ウェブプログラムの使用方法

この章では、「標準入力法」を用いた一次エネルギー計算を行った結果について解説する。読み進む上で読者は自身で計算を行う必要はないが、ウェブプログラムの使用方法については下記のマニュアル類を参照されたい。なお、今回使用した「標準入力法」とは別に入力データの作成がより簡便な「モデル建物法」が存在するが、計算精度の点では前者のほうが優れている。

- ・エネルギー消費性能計算プログラム（非住宅版）解説、国土交通省国土技術政策総合研究所、国立研究開発法人建築研究所（URLの確認は2020年12月時点）、

[https://www.kenken.go.jp/becc/documents/building/Manual/webprov2\\_manual\\_20181001.pdf](https://www.kenken.go.jp/becc/documents/building/Manual/webprov2_manual_20181001.pdf)

## 5.4 計算条件

空調設備の設計は熱負荷を計算することからスタートする。建築用途や規模、利用状況から空調方式として何がよいかを検討し、採用するシステムに用いる機器や配管の仕様を熱負荷計算によって決定する。また、時には負荷計算結果を参考に、断熱の強化や開口部性能を向上させるなどの建築外皮仕様の変更提案も必要となる。熱負荷計算手法は定常熱負荷計算と非定常熱負荷計算の手法があり、前者は設計用室内温湿度、設計用屋外温湿度条件を一定として計算し、最大熱負荷を簡便に算出して機器容量を求めることに使用されている。後者は時々刻々と変動する屋外温湿度条件を入力して熱負荷を一定時間ごとに算出する。この値の最大値から機器容量を決定し、年間熱負荷集計からランニングコストを算出するのに用いることも可能である。今回は熱負荷計算の手法としても最も定着している定常熱負荷計算手法により機器容量を決定する。

今回の計算対象は東京（省エネルギー基準における6地域）に立地する延床面積約1万㎡の事務所ビルを対象とし、建物の諸元を表5-1に、建築図を図5-1-1から図5-1-8に示す。一次エネルギー消費量の計算は、基準仕様（即ち、基準値水準の設計一次エネルギー消費量となる仕様）であるケース1と、省エネルギー性能を向上させたケース2～5について行い、設計仕様によって省エネルギー性能が変化する様子を検討した。計算条件として外皮仕様を表5-2に、開口部仕様を表5-3に示すが、表中の( )書きの数値は、省エネルギー基準の基準値にほぼ等しい性能を持つ建物の仕様（基準仕様）に相当する数値である。例えば、外壁の熱貫流率は基準仕様の場合は $0.93\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ （断熱厚さは25mm）であるのに対して、 $0.59\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ （断熱厚さは50mm）として断熱性能を向上させた設計条件について主に計算を行った。

外皮の断熱仕様により、空調設備の熱源や空調機の容量が変わってくる。容量計算は、実務でよく使用されている国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課監修による「建築設備設計基準平成30年度版」（出版元：一般社団法人公共建築協会）によった。表5-4に容量設計に使用した外気及び室内条件、及び内部発熱条件を示す。この条件は、容量設計を目的としたものであり、建物使用時のエネルギー消費量を推定する目的を持ったウェブプログラムの標準室使用条件とは異なるものである。

表 5-1 建物の緒元

建設地：東京（6地域）	構造：S+RC造
建物階数：地上7階	延べ床面積：10,358.3㎡
建物用途：事務所	プランの特徴：各階2区画の事務室スペース

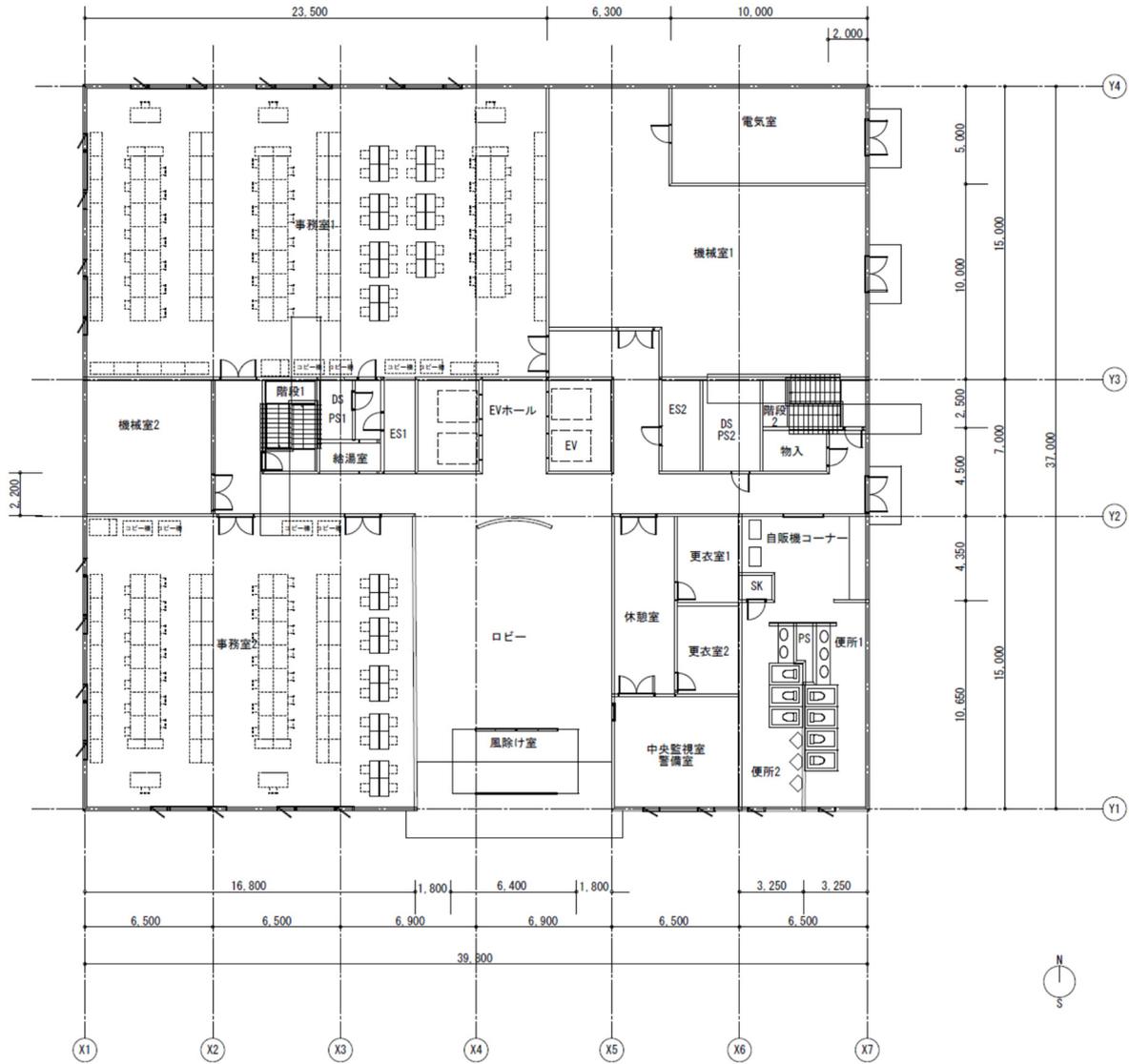


図 5-1-1 1階平面図



図 5-1-2 2~7階平面図

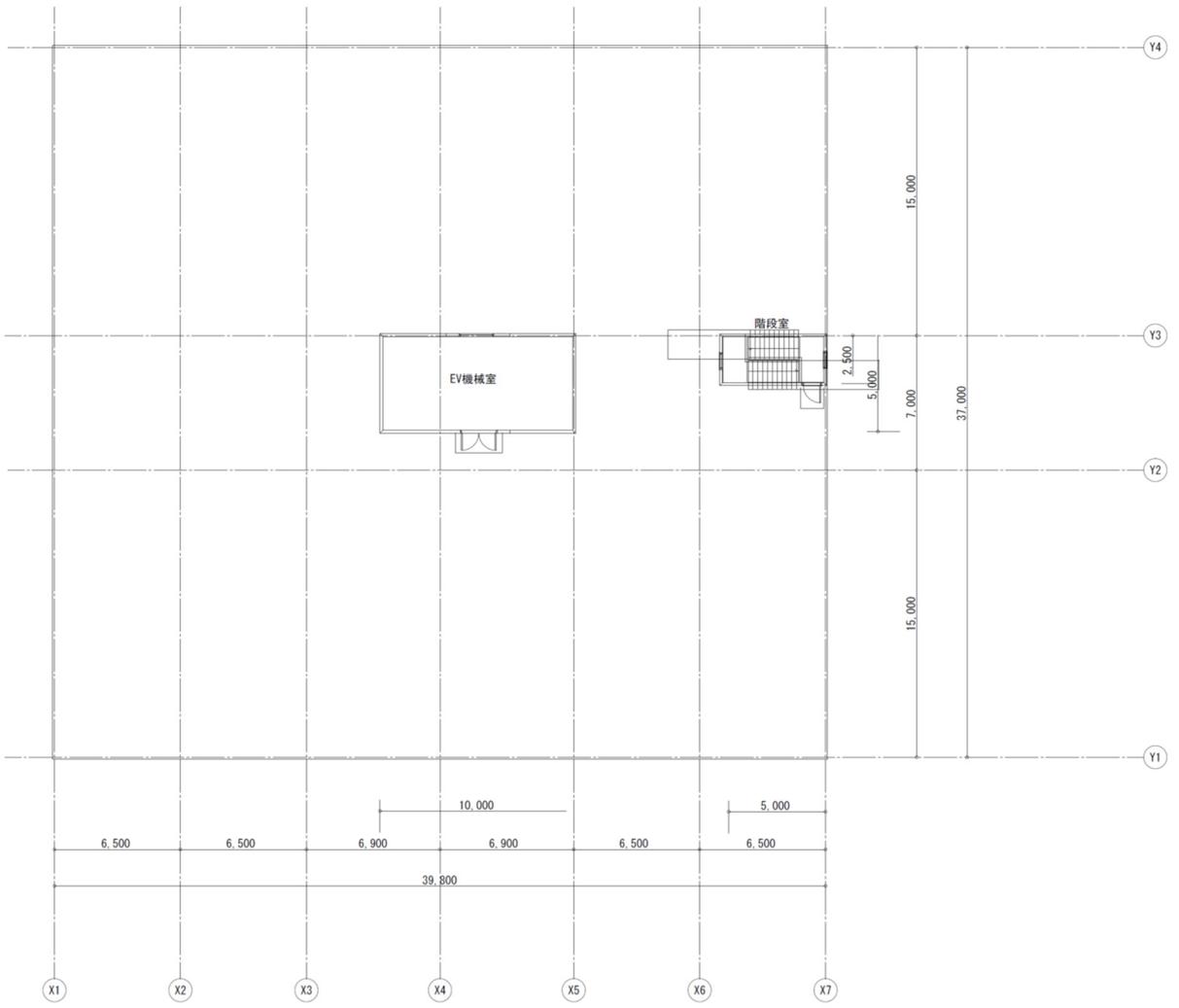


图 5-1-3 屋上平面图

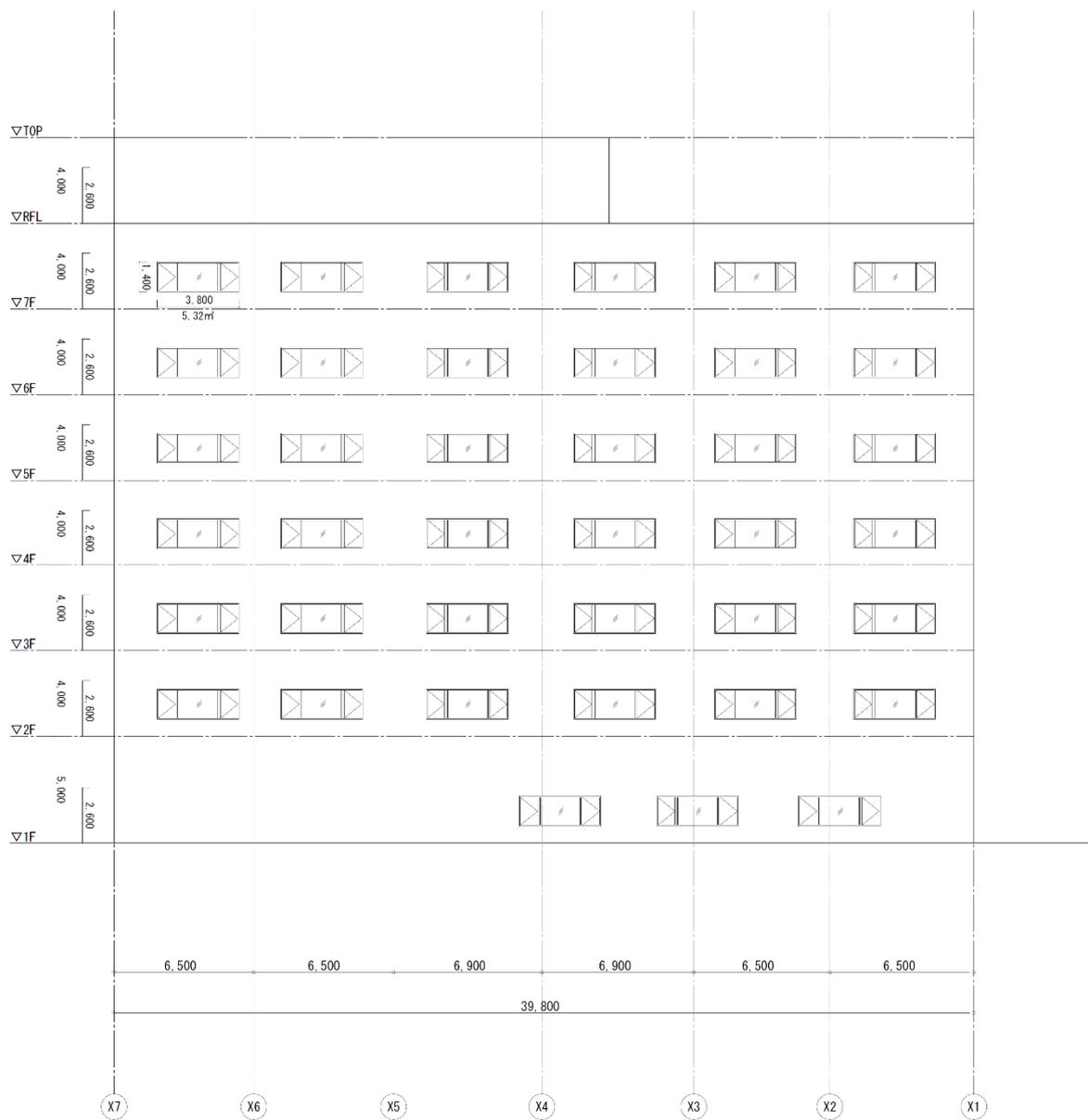


图 5-1-4 北側立面图

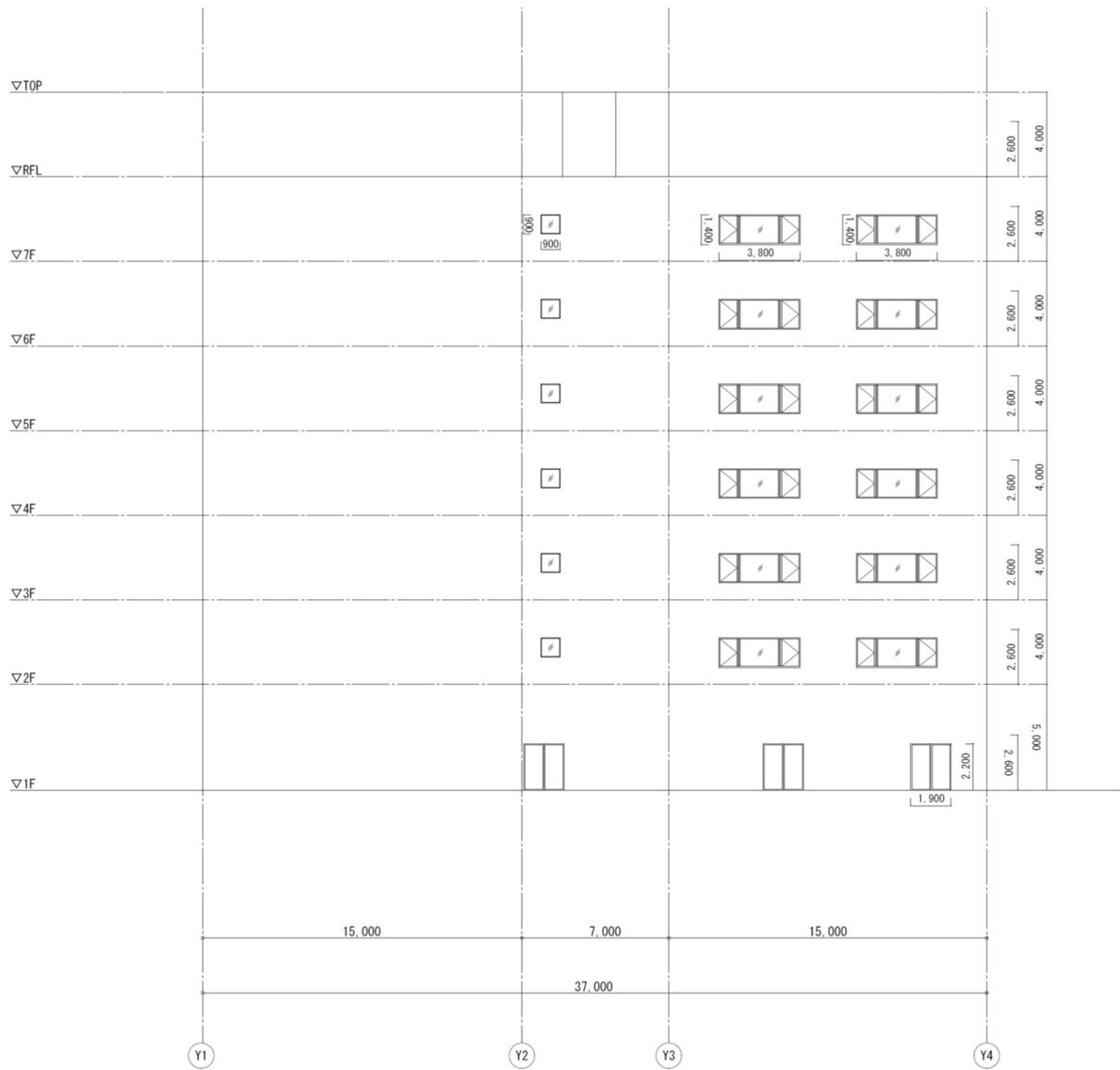


图 5-1-5 東側立面图

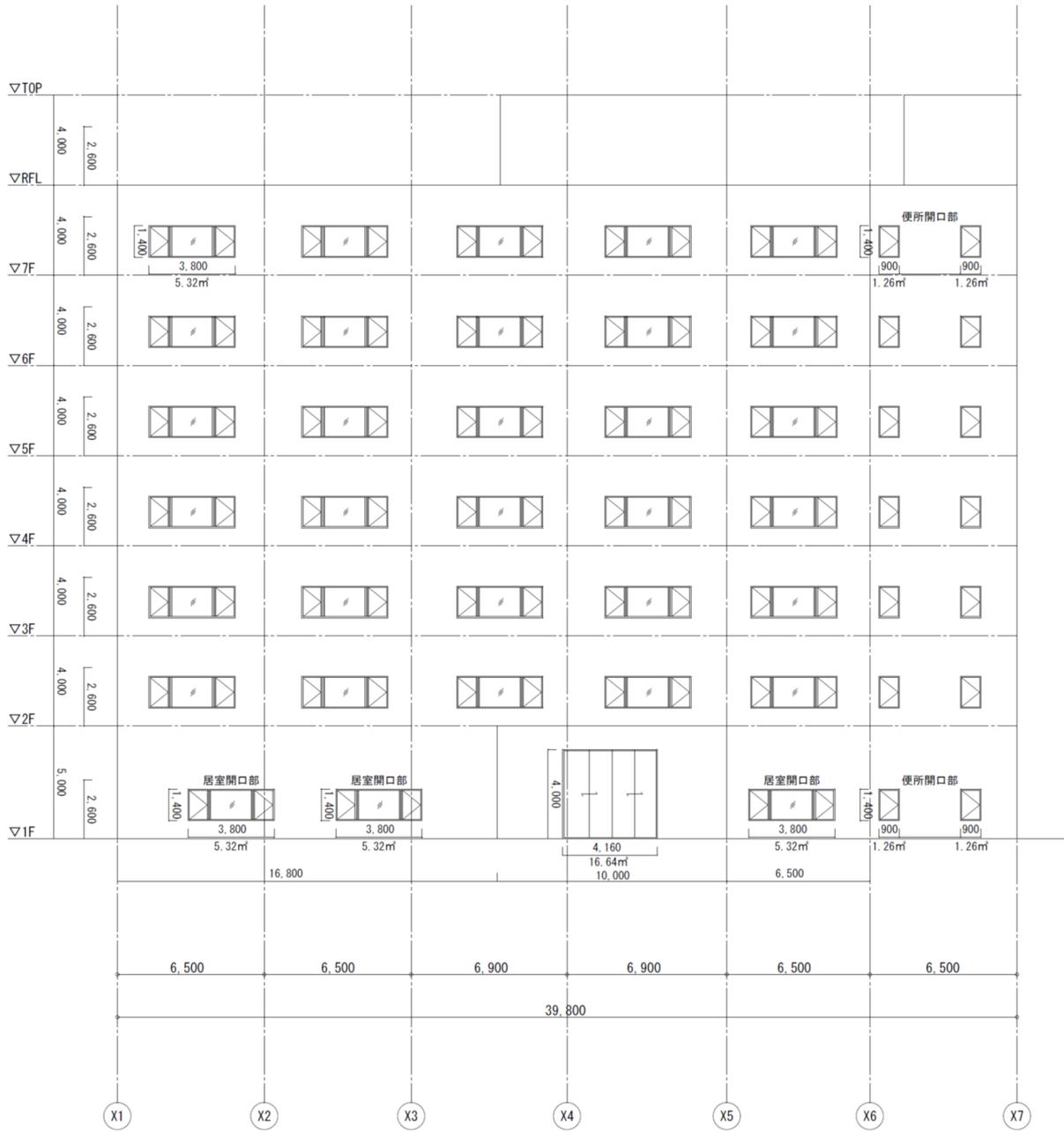


图 5-1-6 南侧立面图

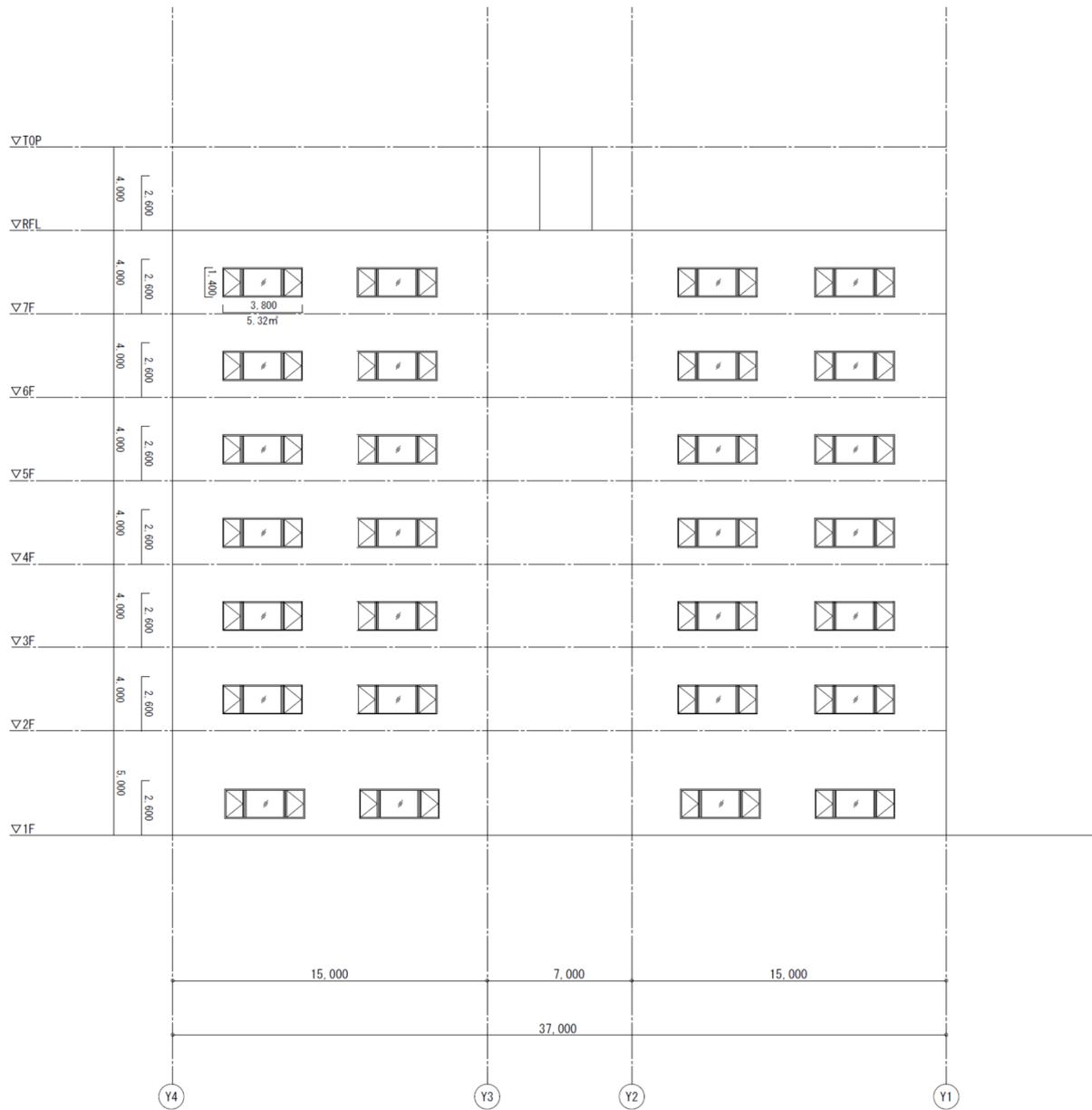
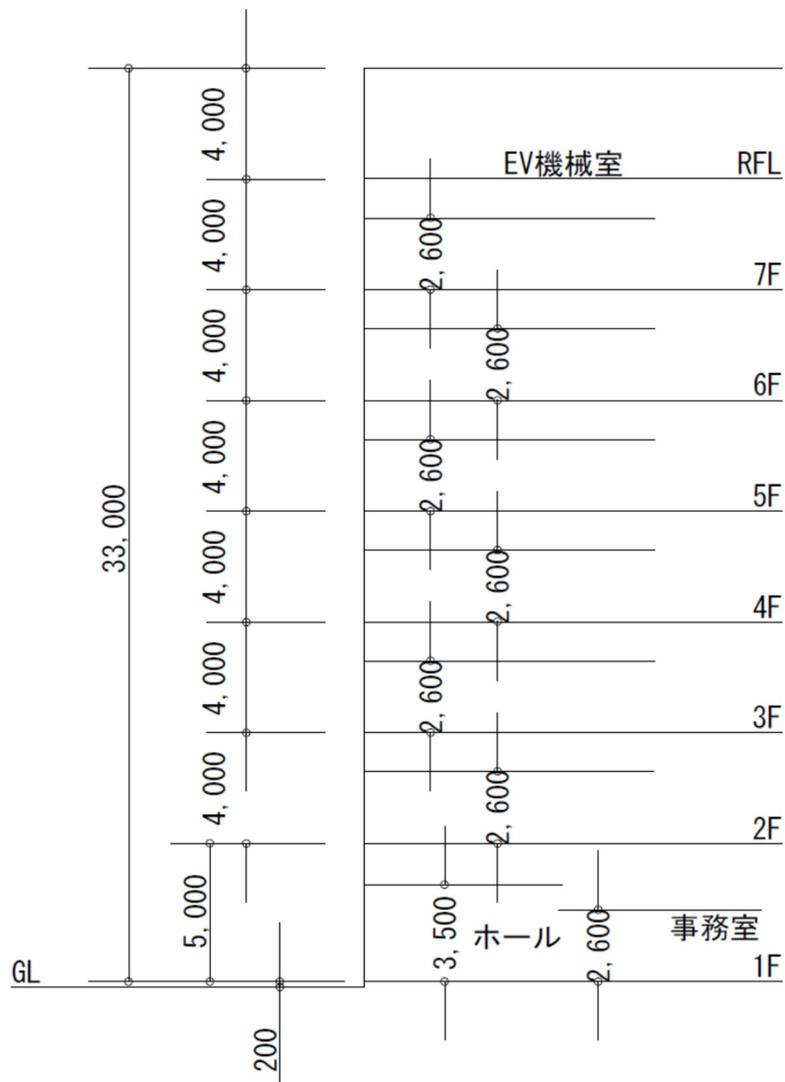


图 5-1-7 西側立面图



RF	63.5m <sup>2</sup>
7F	1,472.60m <sup>2</sup>
6F	1,472.60m <sup>2</sup>
5F	1,472.60m <sup>2</sup>
4F	1,472.60m <sup>2</sup>
3F	1,472.60m <sup>2</sup>
2F	1,472.60m <sup>2</sup>
1F	1,459.16m <sup>2</sup>
延べ床面積	10,358.26m <sup>2</sup>

図 5-1-8 断面図および各階延べ床面積

表 5-2 外皮仕様

地域	6 地域		
外壁名称 熱貫流率 [W/m <sup>2</sup> K]	建材番号	建材名称	厚さ [mm]
内壁 天井面 1.53	-	室内側	-
	70	ロックウール化粧吸音板	12
	62	せっこうボード	9
	302	非密閉中空層	0.07
	41	コンクリート	150
	101	ビニル系床材	3
	-	室外側	-
内壁 床面 1.53	-	室内側	-
	101	ビニル系床材	3
	41	コンクリート	150
	302	非密閉中空層	0.07
	62	せっこうボード	9
	70	ロックウール化粧吸音板	12
	-	室外側	-
接地床 0.8	-	室内側	-
	101	ビニル系床材	3
	47	セメント・モルタル	27
	41	コンクリート	150
	22	土壌	-
	-	室外側	-
屋上 0.32 (0.53)	-	室内側	-
	70	ロックウール化粧吸音板	12
	62	せっこうボード	10
	302	非密閉中空層	0.07
	41	コンクリート	150
	47	セメント・モルタル	15
	103	アスファルト類	5
	47	セメント・モルタル	15
	181	押出法ポリスチレンフォーム 保温板 1種	100 (50)
	41	コンクリート	60
-	室外側	-	
外壁 0.59 (0.93)	-	室内側	-
	62	せっこうボード	8
	302	非密閉中空層	0.07
	181	押出法ポリスチレンフォーム 保温板 1種	50 (25)
	41	コンクリート	150
	47	セメント・モルタル	25
	67	タイル	10
	-	室外側	-

表 5-3 窓仕様

	仕様	熱貫流率[W/m <sup>2</sup> K]	日射熱取得率
基準仕様	T 単板ガラス 窓面積率（対壁全体）30%	6.0	0.88
省エネ性を向上させた計算仕様	2LsG12二層複層ガラス（Low-E1枚、断熱ガラス、日射遮蔽型、中空層幅12mm）、金属樹脂複合製、窓面積率（対壁全体）30%	1.6	0.40

表 5-4 空調設備の容量決定のための外気・室内条件及び内部発熱条件

	夏期				冬期			
	乾球温度 [°C]	絶対湿度 [g/kg]	相対湿度 [%]	比エンタルピー [kJ/kg]	乾球温度 [°C]	絶対湿度 [g/kg]	相対湿度 [%]	比エンタルピー [kJ/kg]
外気条件	34.7	18.8	53.5	83.1	1.8	1.7	40.1	6.1
一般室	26.0	10.5	50.0	52.9	22.0	6.6	40.0	38.9

主用途	用途別負荷条件					
	照明負荷 [W/m <sup>2</sup> ]	事務機器 [W/m <sup>2</sup> ]	大型事務機器 [W]	人員 [人]	単位人体発熱	
					顕熱 [W/人]	潜熱 [W/人]
事務室1	10	15	4000	120	69	53
事務室2	10	15	4000	100	69	53

ウェブプログラムによる設計一次エネルギー消費量の計算における、便所や機械室などの非空調室の換気設備の換気回数は表 5-5 のように想定した。

また、照明設備の設計照度（ケース 2～5）は、表 5-6 に示すように、事務室についてはタスク・アンビエント照明を想定し、タスク照明による作業面照度は 750lx とし、アンビエント照明による周辺机上照度はその 1/2 程度の 400lx とした。ただし、タスク照明用の器具については、コンセント接続の器具を後で設置することを想定しており、3.3（5）に示したように省エネ基準では評価対象外であることから、ウェブプログラムには入力していない。基準仕様（ケース 1）については表 5-9 に記す。

表 5-5 非空調室の換気設備の換気量等想定

室名	換気回数	換気種別
便所	8	第三種
物入	3	第三種
給湯室	20	第三種
機械室	5	第一種
電気室	10	第一種
休憩室	5	第三種

表 5-6 ケース2～5における照明設備の設定照度

室名	設計照度	仕様
事務室	タスク：750 lx アンビエント：400 lx	タスク：LEDスタンドライト アンビエント：LED直管
便所	100 lx	LEDダウンライト
給湯室	200 lx	LED直管
通路	100 lx	LEDダウンライト
機械室	200 lx	LED直管
更衣室	200 lx	LED直管
中央監視室	200 lx	LED直管

表 5-7 一次エネルギー消費量計算の計算条件概要（対象：事務所ビル）

ケース 番号	外皮条件				設備条件			備考
	躯体断熱		開口部		空調及び非空調室の機械換気設備	照明	給湯	
	基準 仕様	向上 仕様	基準 仕様	向上 仕様				
1	○		○		基準設定仕様に準じ、中央式主体とし、ウォーターチリングユニット(空冷式)2台、空調機、全熱交換器を仕様を決定。非空調室機械換気設備の省エネ措置は無しとした。	設計照度は750 lx、蛍光灯高周波点灯専用形、省エネ制御の適用は無しとした。	便所に自動給湯栓を適用し、熱源は電気瞬間湯沸器を設置。	
2		○		○	パッケージエアコン(以下「EHP」、「VRF(E)」とも表記する)、全熱交換ユニット、非空調室の機械換気設備効率を向上。非空調室機械換気設備にはインバータが設置され、機械室及び電気室の機械換気設備は温度制御が適用されているとした。	タスク・アンビエント照明を想定し、設計照度400lx、LED、自動制御ブラインドを用いた明るさ検知制御(「調光方式BL」)を適用。	同上	
3		○		○	ガスヒートポンプ冷暖房機(以下、「GHP」、「VRF(G)」とも表記する)、全熱交換ユニット、非空調室の機械換気設備効率を向上。	同上	同上	
4		○		○	中央式主体とし、ウォーターチリングユニット(空冷式モジュール形)7台、二次冷温水ポンプ3台、空調機及び全熱交換器の仕様を向上。	同上	同上	
5		○		○	中央式主体とし、吸収式冷凍機(一重二重併用形、都市ガス)2台、二次冷温水ポンプ3台、空調機及び全熱交換器の仕様を向上。	同上	同上	

なお、給湯設備については事務室に付随した給湯室用のため、貯湯式電気給湯機(12L)を想定した。  
 計算を行う各ケースにおける外皮及び設備仕様の概要を表 5-7 に示す。計算はすべての仕様を基準設定仕様とほぼ同レベルとしたケース 1 を含めて 5 ケースについて実施した。各ケースの外皮仕様及び設備仕様の詳細を表 5-8 と表 5-9 に示す。なお、空調設備機器類の能力・容量に係わる設計過程については「5. 5 空調設備の容量設定」において根拠を解説する。

表 5-8 各計算ケースにおける外皮仕様の詳細

	開口部	壁面	屋根	土間
ケース1	単板ガラス、 金属サッシ	押出発泡ポリスチレン 保温板1種25mm厚	押出発泡ポリスチレン 保温板1種50mm厚	無断熱
ケース2 ～ケース5	複層Low-E、 金属樹脂複合サッシ	同 50mm厚	同 100mm厚	無断熱

表 5-9 各計算ケースにおける設備仕様の詳細

設備	特徴	備考
空調	<p>(1)空調方式は以下とし、冷暖切替式として冷暖同時対応はできない方式とする。            ケース1、ケース4及び5 主として中央式空調設備とし、1階の中央監視室、更衣室及び休憩室のため個別分散型空調設備を一部使用。            ケース2及び3 すべての事務室を含めて個別分散型空調設備とする。</p> <p>(2)各ケースにおける熱源、二次ポンプ、空調機等の諸元を以下に記す。</p> <p>ケース1. 基準レベル</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>・主たる熱源はウォーターチリングユニット(空冷式、冷却加熱能力はいずれも615kW/台、主機定格エネルギー消費量は冷却時190kW/台、加熱時180kW/台、一次ポンプの定格消費電力14.0kW/台)を2台。</li> <li>・二次ポンプは定格流量56.7m<sup>3</sup>/h、定格消費電力15.0kWを2台構成とし、台数制御及び変流量制御(最小流量比60%)を行う。WTF(二次ポンプの定格熱処理量を同ポンプの消費電力で除した値。以下同じ。)=30.7。</li> <li>・空調機等(ロビー及び廊下はファンコイルユニット)の冷却能力及び消費電力は各々0.12kW/m<sup>2</sup>、18.3W/m<sup>2</sup>であり、ATF(空調機の定格能力を送風機の定格消費電力で除した値。以下同じ。)=6.5。定風量制御とする。</li> <li>・主な(2階～7階用)2機種 of 全熱交換器(回転形)の全熱交換効率(暖冷房時平均)=67%及び64%、面風速は2.1m/s及び2.6m/s、風量比(給気/排気)はいずれも1.4。</li> <li>・中央監視室、更衣室、休憩室のみはパッケージエアコン(EHP)</li> </ul> <p>ケース2</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>・空調用熱源はすべてパッケージエアコン(EHP)</li> <li>・EHPの室内機は冷房能力及び暖房能力は単位空調面積※当たり、0.118kW/m<sup>2</sup>及び0.133kW/m<sup>2</sup>。ATF(ここでは、冷房能力を室内機の消費電力で除した値とする)=105。定風量制御とした。</li> <li>・主な(2階～7階用)機種 of 全熱交換器(静止形)の全熱交換効率(暖冷房時平均)=70%、有効換気量率92%、風量比(給気/排気)=1.25。また、主な全熱交換器の比消費電力(SFP)=0.51。</li> </ul> <p>※単位空調面積当たりの能力の算出においては、中央監視室、更衣室1及び2、休憩室を除くその他の空調空間を対象とし、それらの床面積は7411.9m<sup>2</sup>であった。</p>	<p>冷却時COP=3.24、加熱時COP=3.42(一次ポンプを除く)。            単位空調面積当たりの熱源容量=0.166kW/m<sup>2</sup>。</p> <p>EHP熱源の冷房時COP=3.39、暖房時COP=2.96(一次エネルギー換算COPは各々1.25及び1.09)。単位空調面積当たりの冷房能力及び暖房能力は各々0.122kW/m<sup>2</sup>及び0.141kW/m<sup>2</sup>。</p>

	<p>ケース3</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>・空調用熱源は主にガスヒートポンプ冷暖房機(GHP)とし、各階のエレベーターホール、1階のロビー、中央監視室、更衣室、休憩室はEHPとした。</li> <li>・GHPの室内機(1階～7階の事務室設置)は冷房能力及び暖房能力が0.118kW/m<sup>2</sup>及び0.133kW/m<sup>2</sup>。ATF=110(ここでは、冷房能力を室内機の消費電力で除した値とする)。定風量制御とした。</li> <li>・主な(2階～7階用)機種種の全熱交換器(静止形)の仕様及び特性値はケース2と同じとした。</li> </ul>	<p>GHP熱源の冷房時COP=1.09、暖房時COP=1.26(いずれも一次エネルギー換算COP)。単位空調面積当たりの冷房能力及び暖房能力は各々0.131kW/m<sup>2</sup>及び0.147kW/m<sup>2</sup>。</p>
空調 (続き)	<p>ケース4</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>・主たる熱源はウォーターチリングユニット(空冷式)とし、冷却加熱能力は同一で180kW/台のものを4台、150kWのものを1台、計5台とする。主機定格エネルギー消費量は、前者は冷却時55.9kW/台、加熱時53.26kW/台、後者は冷却時42.85kW/台、加熱時42.33kW/台。一次ポンプの電動機出力は、前者が2.2kW/台、後者が1.5kW/台。</li> <li>・二次ポンプは定格流量50.4m<sup>3</sup>/h/台、電動機出力3.7kW/台を3台構成とし、台数制御及び変流量制御(最小流量比30%)を行う。WTF(二次ポンプの定格熱処理量を同ポンプの電動機出力で除した値。以下同じ。)=111<sup>*</sup>。 ※二次配管系の往還温度差を7度、流速の目安を1m/sとしたため、搬送効率が高くなっている。</li> <li>・空調機等(パライメータ、ロビー及び廊下はファンコイルユニット)の冷却能力及び消費電力は各々0.111kW/m<sup>2</sup>、5.7W/m<sup>2</sup>であり、空調機及びファンコイルユニットのATF(定格冷房能力を送風機の定格消費電力で除した値。以下同じ。)は各々11.4と40.3。空調機のみ変風量制御とし、最小風量比は30%とする。</li> <li>・主な(2階～7階用)2機種種の全熱交換器(回転形)についてはケース1と同条件、すなわち全熱交換効率(暖冷房時平均)=67%及び64%、面風速は2.1m/s及び2.6m/s、風量比(給気/排気)はいずれも1.4とする。</li> </ul> <p>ケース5</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>・主たる熱源は直焚吸収冷温水器(水冷式)とし、冷却能力527kW/台、加熱能力398kW/台のものを2台とする。冷却時の主機定格エネルギー消費量は、408.9kW/台、補機定格消費電力は4.6kW、加熱時は各々457.5kW/台及び4.3kW/台。一次ポンプの電動機出力は3.7kW/台(冷却時、加熱時とも)。</li> <li>・冷却塔は冷却能力516kW/台のものを2台とし、冷却塔のファン電動機出力及び冷却水ポンプ電動機出力は各々2.2kW/台×2、7.5kW/台×2とする。</li> <li>・二次ポンプ及び空調機等はケース4と同じ。</li> <li>・全熱交換器についてもケース4と同じ。</li> </ul>	<p>能力180kWの機種は、冷却時COP=3.22、加熱時COP=3.38(一次ポンプを除く)、能力150kWの機種は、冷却時COP=3.50、加熱時COP=3.54。単位空調面積当たりの熱源容量=0.117kW/m<sup>2</sup>。</p> <p>冷却時COP=1.25、加熱時COP=0.85(いずれも一次エネルギー換算COP、一次ポンプを除く)。単位空調面積当たりの熱源容量は、冷却0.142kW/m<sup>2</sup>、加熱0.107kW/m<sup>2</sup>。</p>
非空調 室の換 気設備	<p>(1)対象となる非空調室は、表 5-5に掲げる便所や機械室など7種類の室である。なお、休憩室は空調室であるがその一部にあるシャワー室の換気を想定している。また、エレベーター機械室の排熱等のためには換気設備を代替するパッケージエアコンの設置を想定している。</p> <p>(2)各ケースにおける換気設備の諸元を以下に記す。なお、エレベーター機械室の換気代替空調設備は、熱源の冷却能力及び一次エネルギー効率4.5kW及び1.25、室内機の風量及び電動機定格出力は1000m<sup>3</sup>/h、50Wとする。</p>	
非空調 室の換 気設備 (続き)	<p>ケース1、基準レベル</p> <p>対象室の設計換気回数は省エネルギー基準の基準設定仕様とし、表5-5とは異なる下記の値とした。</p>	

室名	換気回数	換気種別	電動機出力
便所	15(40.5m <sup>3</sup> /h・m <sup>2</sup> )	第三種	0.34kW
物入(倉庫)	5(13.5m <sup>3</sup> /h・m <sup>2</sup> )	同上	0.03kW
給湯室	同上	同上	0.02kW
機械室	同上	第一種	1.1又は0.3kW
電気室	10(27m <sup>3</sup> /h・m <sup>2</sup> )	同上	0.68kW
休憩室(更衣室)	5(13.5m <sup>3</sup> /h・m <sup>2</sup> )	第三種	0.10kW

また、電動機出力の算出においては、換気設備の機外静圧(ダクト系の圧力損失)を300Pa、換気量の設計余裕率(機器選定時の余裕)を1.2、送風機効率と伝達装置効率の積を0.4と仮定した。なお、ウェブプログラム内部では機械換気設備の場合、電動機効率を0.75としてエネルギー消費量の計算が行われている。インバータの設置は無し、温度制御等による制御も無しとする。運転時間は標準室使用条件に準じる。

ケース2～ケース5  
対象室の設計換気量及び電動機出力を下表の値と定めた。

室名	換気回数	換気種別	電動機出力
便所	8(21.6m <sup>3</sup> /h・m <sup>2</sup> )	第三種	0.154kW
物入(倉庫)	3(8.1m <sup>3</sup> /h・m <sup>2</sup> )	同上	0.022kW
給湯室	20(54m <sup>3</sup> /h・m <sup>2</sup> )	同上	0.066kW
機械室	5(13.5m <sup>3</sup> /h・m <sup>2</sup> )	第一種	0.902又は0.242kW
電気室	10(27m <sup>3</sup> /h・m <sup>2</sup> )	同上	0.55kW
休憩室(更衣室)	5(13.5m <sup>3</sup> /h・m <sup>2</sup> )	第三種	0.088kW

インバータの設置は有、温度制御等による制御も有とする。運転時間は標準室使用条件に準じる。

照明 (1)ケース1. 基準レベルの照明設備は、基準設定仕様に準じたものとし、すべて蛍光灯とした。室用途別の想定は下表の通りである。

室用途	光源	保守率	設定照度lx	消費電力W/m <sup>2</sup>
事務室	FHF32	0.69	750	16.3
中央監視室	同上	0.69	500	13.7
更衣室・倉庫	同上	0.69	300	6.6
廊下	FHT32	0.7	200	8
ロビー	MT70	0.69	500	17.9
便所	FHT32	0.7	300	12
機械室・電気室	FHF32	0.69	200	4.9
湯沸室	同上	0.69	300	6.6

(2)ケース2～ケース5の照明設備の諸元(共通)は以下の通りである。  
すべてLED型器具とし、事務室はタスク・アンビエント照明とシタスク照明の設定照度を750ルクス(評価対象外)、アンビエント照明の設定照度を400ルクスとし、明るさ検知制御(自動制御ブラインド併用、「調光方式BL」)を想定した。便所には在室検知制御(「点滅方式」)を想定した。すべての照明器具の保守率はケース1と同値とした。

給湯 ・この事務所建物の場合、給湯用途は便所が主であることから、現実的な仕様を考慮し、すべてのケースについて、便所の洗面器用途に貯湯式電気給湯機と自動給湯栓を想定した。休憩室のシャワー用には潜熱回収型ガス給湯機及び節湯B1を想定した。

昇降機 ・すべてのケースについて、昇降機は2台設置とし速度制御方式をVVVF(電力回生あり、ギアレス)とした。

## 5.5 空調設備の容量設定

本節では、前節の表 5-9 に示したケース 2～5 のための空調設備の容量を決定するために行った検討の内容を解説する。なお、ケース 1 は建築物省エネルギー法における基準値の導出条件である設備容量（単位空調面積当たりで定められている）に準じた設計内容であるため、容量設定検討の対象とはしていない。

ここでの容量設定は、国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課監修による「建築設備設計基準平成 30 年版」（出版元：一社）公共建築協会）に定められた方法（以下「建築設備設計基準」）に準じることとした。検討対象の事務所建物を対象に熱負荷計算を行うとともに空調システムの構成機器の能力選定を行った結果について、省エネルギーのための手法の検討を含め説明する。「建築設備設計基準」は、官庁建物のみでなく、民間建物の設計においても広く参考とされているものと言えるが、必ずしもこれに準拠していない設計も少なからず行われていると考えられる。なお、本節の検討内容の詳細については参考文献 1 に収められている。本項では熱負荷計算の結果を用い、計画建物における空調機器の能力選定手順を説明する。なお、各空調方式でのシステム等の選定方法は 3 章を参照されたい。

図 5-2 に空調設備の容量設計の流れを示す。

また、表 5-10 は中央式空調設備とする場合（ケース 4 及びケース 5）のための空調機に係る熱負荷計算の集計の一部抜粋である。左半分が冷房負荷、右半分が暖房負荷に関する部分であり、各々が室内負荷（本ケースの空調機の場合はインテリア部分の内部発熱等）と外気負荷に関する部分から構成される。熱源選定においては、空調機分に加えてファンコイルユニット分の熱負荷も加算した上で、中央式熱源が分担する建物全体の時刻別負荷の最大値（本建物の場合は冷房負荷 $q_m$ ）を基に選定を行う。

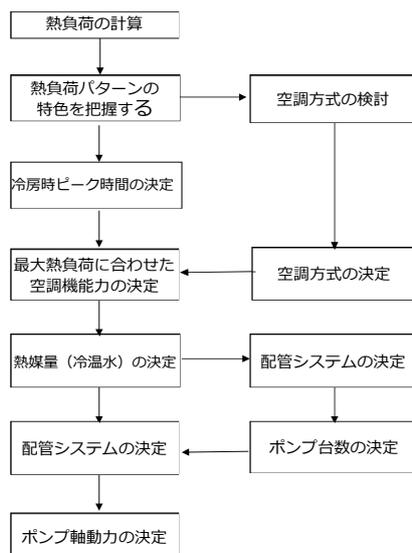


図 5-2 空調設備の容量設定のフロー図



## (1) 中央式

### ア 熱源

#### a 吸収式冷凍機（ケース 4）

冷熱源機器冷凍能力  $H_{RC}$  は建物時刻別冷房負荷集計の最大値  $q_m$  により決定する(但し、冷房負荷  $\geq$  暖房負荷の場合)。

冷熱源機器容量は、必要容量を満足するための機器 1 台で建物全体をカバーすることは小～中規模では多い。中～大規模ではこれを 2 台や 3 台などに分割して、省エネルギー性を高めるとともに故障時のリスク削減を計ることもある。

本ケースにおいても省エネルギー性を考慮し、冷熱源機器容量を 2 台に分割する。

本ケースの建物時刻別冷房負荷集計の最大値は冷房負荷で 698kW(14時)、暖房負荷で 461.25kW となる。式 5-1 を用いて熱源を 2 台に分割すると 1 台当たりの冷凍能力は 404kW 以上となり、直近となる機器をメーカーカタログから選定することになる。(表 5-12)。

$$\text{冷熱源機器容量 } (H_{RC}) = K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_4 \times K_5 \times q_m / 1000 \quad \text{式 5-1}$$

$H_{RC}$ :冷熱源機器冷凍能力[kW]

$q_m$ :建物時刻別冷房負荷集計の最大値[W]

$K_1 \times K_2 \times K_3$ :ポンプ、配管損失、装置負荷係数 (=1.00~1.05)

$K_4$ :経年係数 (=1.05)

$K_5$ :能力補償係数 (=1.05)

冷水出入口温度を大温度差とすることで冷温水量を減らし、ポンプの軸動力を減らすことにより冷温水配管の搬送にかかるエネルギーについて省エネを図ることができるため、冷温水出入口温度差を 5 度と 7 度の 2 パターンの条件で計算を行った。冷温水量の変化を表 5-11 に表す。

冷温水量 ( $L_C$ および $L_H$ ) の計算式:

$$L_C = \frac{14.3 \times H_{RC}}{t_{WC1} - t_{WC2}}, \quad L_H = \frac{14.3 \times H_{RH}}{t_{WH2} - t_{WH1}} \quad \text{式 5-2}$$

14.3:水量計算時の係数(3600÷60÷4.18 の値)

$H_{RC}$ 、 $H_{RH}$ :前者は冷凍能力、後者は過熱能力 [kW]

$t_{WC1}$ :12℃、14℃       $t_{WC2}$ :7℃

$t_{WH1}$ :55℃、53℃       $t_{WH2}$ :60℃

表 5-11 冷熱源機器 2 パターンの計算書

冷水出入口温度差5deg		冷水出入口温度差7deg	
$K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 =$	1.05	$K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 =$	1.05
$K_4 =$	1.05	$K_4 =$	1.05
$K_5 =$	1.05	$K_5 =$	1.05
$q_m =$	349,240	$q_m =$	349,240
$H_{RC} \div$	404	$H_{RC} \div$	404
$K_2 =$	1.05	$K_2 =$	1.05
$K_3 =$	1.05	$K_3 =$	1.05
$K_4 =$	1.05	$K_4 =$	1.05
$K_5 =$	1.05	$K_5 =$	1.05
$q_h =$	230,623	$q_h =$	230,623
$H_{Rh} \div$	280	$H_{Rh} \div$	280
$t_{wc1} =$	12	$t_{wc1} =$	14
$t_{wc2} =$	7	$t_{wc2} =$	7
$L_c \div$	1,156	$L_c \div$	826

表 5-11 で求めた、冷温水量と冷凍能力を満たす機器の仕様を表 5-12 に示す。

表 5-12 冷熱源機器 2 パターンの仕様

		冷水出入口温度差 5℃	冷水出入口温度差 7℃
製 造 者 名		E 社	E 社
記 号 ・ 形 番		RHDGH015E	RHDGH015TE
冷 凍 能 力 [kW]		527.0	572.0
加 熱 能 力 [kW]		398.0	398.0
冷 媒		水	水
冷 却 水 出 口 温 度 [℃]		32.0	32.0
冷 却 水 入 口 温 度 [℃]		37.0	39.2
冷 却 水 量 [L/min]		2500.0	1750.0
損失水頭	冷 水 [kPa]	76.0	79.0
	温 水 [kPa]	61.0	68.0
	冷 却 水 [kPa]	76.0	79.0
圧縮機 バーナー	定 格 出 力 [kW]	4.6	

#### b 冷却塔の設計 (ケース 4)

冷熱源機器には冷却塔が必要となる。冷却塔には開放型と密閉型が存在し、一般には熱交換効率が良く設置スペースが小さくできる開放型を採用することが多い。本ケースでは冷熱源機器を 2 台設置する計画としているため、同様に 2 台を設置する。

冷却塔の冷却能力は、冷熱源機器の冷凍能力を基準に決定する。

冷却能力 ( $H_{ct}$ ) :

$$H_{ct} = K_7 \cdot H_{RC} \tag{式 5-3}$$

$H_{ct}$ :冷却能力[kW]

$H_{RC}$ :冷凍能力 [kW] (建物時刻別負荷の最大値で求めた値)

$K_7$ :冷却係数 [1.86]

(二重吸収式冷凍機、吸収式冷温水機、吸収式冷温水機ユニットの場合の定数)

冷却水量の計算は冷却水出口温度差を(5.5, 8度) 条件で計算を行った。これは前述の熱源を選定する際に冷水出入口温度差(5, 7度) の条件の2 パターン行っているためである。式 5-4 に冷却水量の計算式、各パターンの冷却水量、表 5-14 に冷却塔の選定を示す。

冷却水量 ( $L_{ct}$ ) :

$$L_{ct} = \frac{14.3 \times H_{ct}}{\Delta t} \tag{式 5-4}$$

$L_{ct}$ :冷却水量[L/min]

$H_{CT}$ :冷凍能力 [kW] (建物時刻別負荷の最大値で求めた値)

$\Delta t$ :冷却水温度差 [°C]

(今回のケースでは出口温度 32°C、入口温度が 37.5°Cと 40°C)

表 5-13 冷却水量2パターンの計算書

冷却水出口温度差5.5deg	冷却水出口温度差8deg
$L_{ct} = \frac{14.3 \cdot H_{ct}}{\Delta t}$ $= \frac{14.3 \cdot H_{ct}}{(37.5 - 32 = 5.5)}$	$L_{ct} = \frac{14.3 \cdot H_{ct}}{\Delta t}$ $= \frac{14.3 \cdot H_{ct}}{(40 - 32 = 8)}$

表 5-14 冷却塔2パターンの仕様

	冷却水出口温度差5.5deg	冷却水出口温度差8deg	
記 号 ・ 形 番	SDW-U型115ASSD	SDW-U型100ASSD	
冷 凍 能 力 [kW]	752	752	
冷 却 水 量 [L/min]	1,955	1,344	
電 動 機	定格出力 [kW]	5.5	3.7
	台 数	2	2
塔 内 圧 力 損 失 [m]	4.0	4.0	
騒 音 値 [dB(A)]	66.0	65.0	
運 転 質 量 [kg]	2500.0	2290.0	
寸 法 [m]	3270L×1950W×2770H	2990L×1850W×2140H	

c 空冷ヒートポンプチラー（ケース 5）

空冷ヒートポンプチラーは、冷房運転時は凝縮した高温の冷媒を外気によって冷却することで放熱を行い、暖房運転時は気化した冷媒を外気によって加温することで採熱を行う。

圧縮機の圧縮方式では、往復式が小型では多く用いられるが、その他にスクリュウタイプ、スクロールタイプ、ロータリー式などがある。凝縮器を空冷として一体化したものをヒートポンプチラーユニットと呼んでいる。

空調用で用いるヒートポンプチラーユニットは建物時刻別負荷の最大値で選定するため、ピーク負荷以外は余剰が発生し部分負荷運転となり効率が低下することがあり得る。そこで熱源機群を複数台で構成し、負荷に応じて運転台数を制御して運転中の熱源の部分負荷率を高く維持することにより省エネルギー効果を得ることが可能となる。そのため、近年はヒートポンプチラーユニットを複数台組み合わせることで運転ができるモジュールタイプの空冷ヒートポンプチラーユニットが用いられるようになってきた。

空冷ヒートポンプチラーの場合も熱源容量は「a 吸収式冷凍機」の場合と同様に建物時刻別冷房負荷集計の最大値を満たす能力で選定する。本ケースの時刻別負荷の最大値は 698kW であるから、式 5-1、式 5-2 より、空冷ヒートポンプチラーの必要能力、冷温水量は以下の表 5-15 のようになる。

表 5-15 空冷ヒートポンプチラーの必要能力及び冷温水量

冷凍能力 $H_{RC}$ [kW]	$K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 =$	1.05
	$K_4 =$	1.05
	$K_5 =$	1.05
	$q_m =$	698,480
	$H_{RC} \hat{=}$	809
加熱能力 $H_{RH}$ [kW]	$K_2 =$	1.05
	$K_3 =$	1.10
	$K_4 =$	1.05
	$K_5 =$	1.05
	$q_h =$	461,246
冷水量 $L_C$ [L/mim]	$t_{wc1} =$	14
	$t_{wc2} =$	7
	$L_o \hat{=}$	1,652
温水量 $L_W$ [L/mim]	$t_{wh1} =$	38
	$t_{wh2} =$	45
	$L_w =$	1,200

表 5-16 1モジュール当たりの機器能力 (M社資料より)

■空冷式ヒートポンプ (散水無し)

馬力			30HP	40HP	50HP	60HP	
形名			CAHV-P850A2	CAHV-P1180A2	CAHV-P1500A2	CAHV-P1800A2	
冷却能力	5℃差/7℃差 (注1)	能力	kW	85	118	150	180
		消費電力	kW	21.57/21.14	31.29/30.56	43.79/42.85	57.29/55.90
		CO		3.94/4.02	3.77/3.86	3.42/3.50	3.14/3.22
ヒートポンプ 加熱能力	5℃差/7℃差 (注1)	能力	kW	85	118	150	180
		消費電力	kW	22.43/21.73	32.63/31.63	43.29/42.33	54.06/53.26
		CO		3.78/3.91	3.61/3.73	3.46/3.54	3.32/3.37
IPLV(注2)				5.4	5.6	5.4	5.2

上記表 5-16 及び式 5-5 により、機器の台数は冷却能力 180kW の機器が 4 台、150kW の機器が 1 台の、計 5 台で選定される。表 5-17 に選定した機器の仕様を記す。

$$\text{必要台数} \geq H_{RC} \div (\text{1モジュール当たりの機器能力}) \quad \text{式 5-5}$$

表 5-17 選定したモジュールチャラーの仕様

製 造 者 名			M 社	M 社
記 号 ・ 形 番			CAHV-P1800A2(4 台)	CAHV-P1500A2(1 台)
冷 凍 能 力 [kW]			180.0	150.0
加 熱 能 力 [kW]			180.0	150.0
冷 媒			R410A	R410A
損失水頭	冷 水 [kPa]		85.0	60.0
	温 水 [kPa]		85.0	60.0
圧縮機	電 動 機 出 力 [kW]		11.7kW×4	8.9kW×4
送風機	電 動 機 出 力 [kW]		0.92kW×4	0.92kW×5
ポンプ	電 動 機 出 力 [kW]		2.2	1.5
法 定 冷 凍 能 力 [RT]			※以降カタログ値を参照	
必 要 保 有 水 量 [L]				
運 転 質 量 [kg]				
寸 法 [m]				

イ 搬送 (ケース 4 とケース 5 に共通)

熱源搬送用ポンプは、冷温水 1 次側循環ポンプ、2 次側循環ポンプの 2 種が必要となる。(図 5-3 を参照)

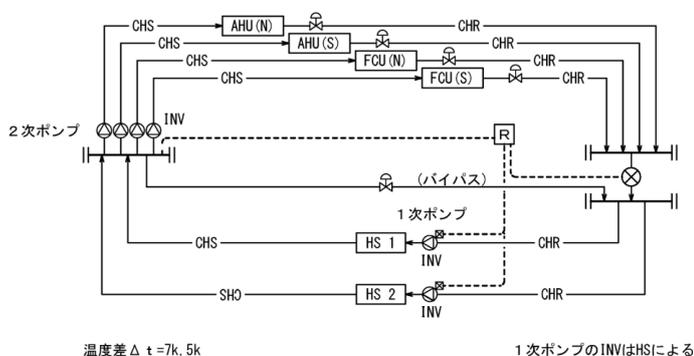


図 5-3 1 次ポンプと 2 次ポンプ

空調での水熱媒循環は閉回路とする場合が多い。閉回路とは主に循環用に用いられる配管系で大気に開放されない配管を示す。

ここに用いるポンプは開回路のポンプとは異なり吸込、押上の実揚程がない。配管内を循環させる水量と配管での摩擦損失 $P$ 分をポンプ揚程とすることができる。そのためにポンプ揚程 $H$ は式 5-6、軸動力は式 5-7 で示される。

$$H = K \times P \div 9.81 \quad \text{式 5-6}$$

$H$ : 全揚程[m]

$P$ : 配管抵抗[kPa]+機器内圧力損失[kPa]

$K$ : 余裕係数 (=1.1~1.2)

9.81 : 重力加速度 [m/s<sup>2</sup>]

ポンプ軸動力

式 5-7

$$P_s \text{ [kW]} = \frac{Q \times H}{6120 \times \eta_p}$$

$P_s$ : ポンプ軸動力

$Q$ : 水量[L/min]

$H$ : 揚程[m]

$\eta_p$ : ポンプ効率(図 5-4 の B 効率)

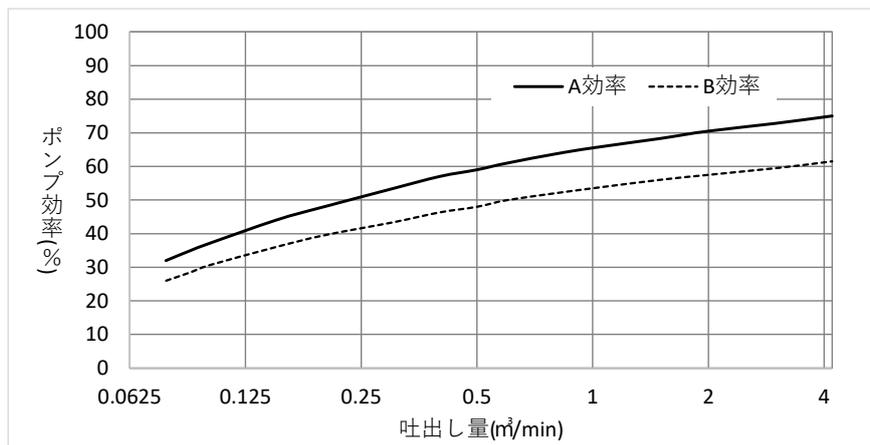


図 5-4 渦巻ポンプの効率※

※図5-4中のA、B曲線の値はそれぞれA効率、B効率と呼ばれいづれもポンプ関係のJIS（日本工業規格）から抜粋したものを示す。JISには、ポンプ特性曲線の最高ポンプ効率がA効率以上であること、規定吐出し量におけるポンプ効率がB効率以上であることが記されている。仕様を決定する際は、B効率の値で行った方が良いとされる。

(a) 一次側循環ポンプの選定

空調計画における循環ポンプの省エネルギーに配慮した計画は、水量の削減・配管抵抗の削減を主眼として行うべきである。水量においては前述の通り、冷熱源機器での温度差を確保することで削減を行うことが可能となる。配管抵抗においては流速を抑えることで抵抗を小さくすることが可能となる。今回のケースにおいてはすべての配管において流速を 1.0m/s 以下になるように配慮し、ポンプ軸動力を下げた。冷水循環量  $L_c$  は建物全体時刻別冷房負荷の最大値  $q_m$  から求めると過大とならずに良い。

本ケースでは吸収式冷凍機を 2 台に分割しているため、1 次側ポンプも 2 台にて計画する。

ポンプを 2 台使用しているため、1 台あたりのポンプの循環水量は上記で算出された水量を台数、2 で除した水量となる。熱源機の温度差  $\Delta t = 5, 7$  度に合わせた一次側循環ポンプの選定計算書が表 5-18 となる。温度差の確保により必要循環水量が大きく変化するため、ポンプ軸動力も熱源機の温度差を変えるだけで大きく変わることが分かる。

$$\text{冷水量 } L_c = \frac{14.3 \times H_{RC}}{t_{WC1} - t_{WC2}}$$

式 5-8

$L_c$ : 冷水量[L/min]

$H_{RC}$ : 冷凍能力[kW](建物時刻別冷房負荷の最大値から求めた値)

$t_{WC1}$ : 冷水入口温度 (=12,14℃)

$t_{WC2}$ : 冷水出口温度 (=7℃)

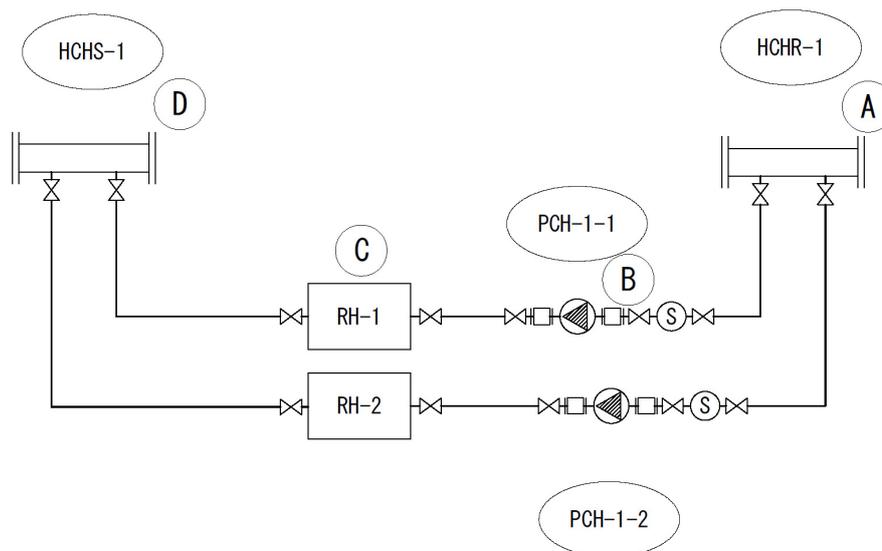


図 5-5 一次側ポンプの揚程算出用略図

表 5-18 一次側ポンプ2パターンの計算書

区間	流量 [L/min]	流速 [m/s]	管径	局部抵抗の相当量L'[m]又はK			計又はK [m]	実長 L [m]	換算長 L+L'+1'又は L(1+K)+1' [m]	単位抵抗 R [kPa/m]	区間抵抗 R(L+L')又は 機器等の抵抗 [kPa]
				局部抵抗 の種類	1個当たり の相当長	数量					
A~B	1,156	1.0	150					10.7		0.12	9.68
				GV	1.2	2	2.4				
				Y形ストレーナー	41.17	1	41.2				
				防振継手	1.2	2	2.4				
				90°エルボ	6.0	4	24.0				
							計	70.0	80.7		
B~C	1,156	1.0	150					8.9		0.12	2.94
				GV	1.2	2	2.4				
				防振継手	1.2	1	1.2				
				90°エルボ	6.0	2	12.0				
							計	15.6	24.5		
C~D	1,156	1.0	150					15.9		0.12	
				GV	1.2	2	2.4				
				90°エルボ	6.0	4	24.0				
							計	26.4	42.3		5.076
5deg											
				配管抵抗 (小計)	$P_1$					kPa	17.70
				機器内圧力損失	吸収冷水機	$P_2$				kPa	79
					ヘッダー(往・還)	$P_3$				kPa	10
						$P_4$				kPa	
						$P_5$				kPa	
						$P_6$				kPa	
				計	$P' = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6$					kPa	106.70
				余裕係数	$K (=1.1 \sim 1.2)$						1.1
				全揚程	$H = K \cdot P' / 9.81$					m	12.0

区間	流量 [L/min]	流速 [m/s]	管径	局部抵抗の相当量L'[m]又はK			計又はK [m]	実長 L [m]	換算長 L+L'+1'又は L(1+K)+1' [m]	単位抵抗 R [kPa/m]	区間抵抗 R(L+L')又は 機器等の抵抗 [kPa]
				局部抵抗 の種類	1個当たり の相当長	数量					
A~B	826	0.8	150					10.7		0.07	
				GV	1.2	2	2.4				
				Y形ストレーナー	41.17	1	41.2				
				防振継手	1.2	2	2.4				
				90°エルボ	6.0	4	24.0				
							計	70.0	80.67		
B~C	826	0.8	150					8.9		0.07	
				GV	1.2	2	2.4				
				防振継手	1.2	1	1.2				
				90°エルボ	6.0	2	12.0				
7deg											
				配管抵抗 (小計)	$P_1$					kPa	10.32
				機器内圧力損失	吸収冷水機	$P_2$				kPa	79
					ヘッダー(往・還)	$P_3$				kPa	10
						$P_4$				kPa	
						$P_5$				kPa	
						$P_6$				kPa	
				計	$P' = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6$					kPa	99.32
				余裕係数	$K (=1.1 \sim 1.2)$						1.1
				全揚程	$H = K \cdot P' / 9.81$					m	11.1

表 5-18 より、流量が 826L/min と揚程 11m(本ケースでは 7deg を採用)の点を、下記の図 5-6、表 5-19 より選定すると①の点となり、出力が 3.7kW の SJ80×65L53.7-e となる。

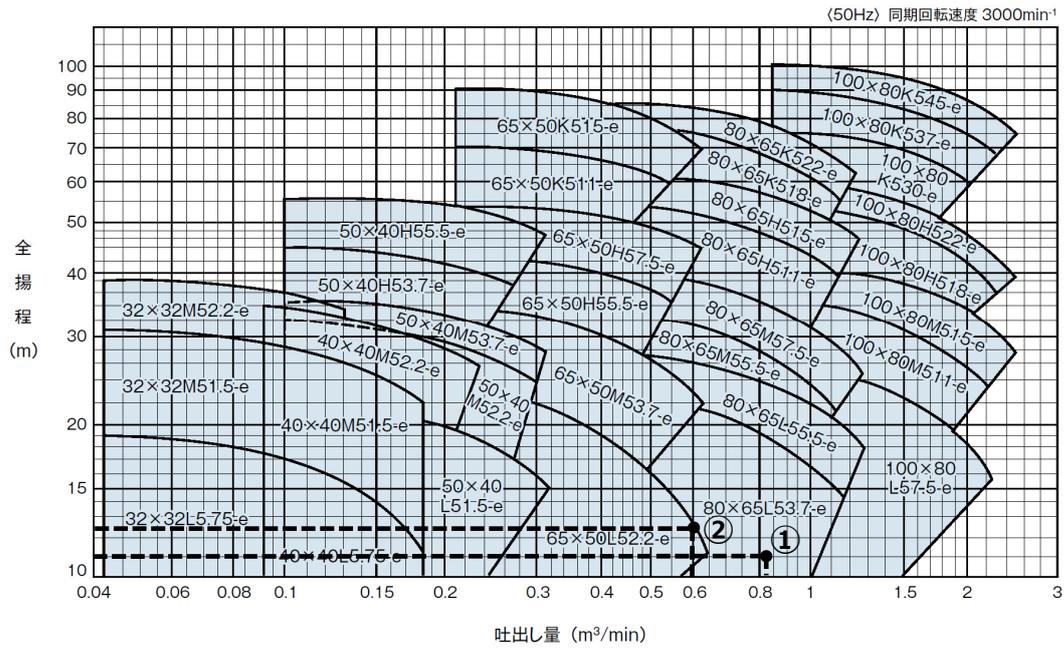


図 5-6 ポンプ選定図 (T社資料より)

表 5-19 ポンプ仕様表(T社資料より)

呼称径 mm		型 式	出力 kW	仕 様						許容押込 圧 MPa
吸込	吐出			吐出量 m <sup>3</sup> /min	全揚程 m	吐出量 m <sup>3</sup> /min	全揚程 m	吐出量 m <sup>3</sup> /min	全揚程 m	
32	32	SJ32x32L5.75-e	0.75	0.04	18.8	0.06	18.5	0.09	17.5	0.81
		SJ32x32M51.5-e	1.5	0.04	30.5	0.06	30	0.09	29	0.69
		SJ32x32M52.2-e	2.2	0.04	38	0.09	36	0.13	33	0.62
40	40	SJ40x40L5.75-e	0.75	0.09	17.5	0.14	14	0.18	11	0.80
		SJ40x40M51.5-e	1.5	0.09	29	0.14	25.5	0.18	21.5	0.69
		SJ40x40M52.2-e	2.2	0.09	34	0.15	31	0.23	26	0.65
50	40	SJ50x40L51.5-e	1.5	0.14	21.2	0.21	19.3	0.31	15	0.77
		SJ50x40M52.2-e	2.2	0.10	31.7	0.21	28.5	0.30	24	0.68
		SJ50x40M53.7-e	3.7	0.10	34.8	0.21	32.5	0.31	27.5	0.65
50	50	SJ50x40H53.7-e	3.7	0.10	43.5	0.21	40.5	0.27	37	0.56
		SJ50x40H55.5-e	5.5	0.10	56	0.21	53	0.31	47	0.44
		SJ65x50L52.2-e	2.2	0.21	22	0.42	18	0.63	11	0.77
65	50	SJ65x50M53.7-e	3.7	0.21	33	0.42	28.5	0.63	21.5	0.66
		SJ65x50H55.5-e	5.5	0.21	42.5	0.42	38.5	0.55	34	0.58
		SJ65x50H57.5-e	7.5	0.21	53.5	0.42	50.5	0.63	43	0.47
65	65	SJ65x50K511-e	11	0.21	70	0.42	64.5	0.55	58.5	0.28
		SJ65x50K515-e	15	0.21	90	0.42	82.5	0.63	67.5	0.08
		SJ80x65L53.7-e	3.7	0.42	22.2	0.84	18.3	1.15	14	0.76
80	65	SJ80x65L55.5-e	5.5	0.42	27.5	0.84	23.8	1.25	17.8	0.71
		SJ80x65M55.5-e	5.5	0.42	31.5	0.84	26.5	1.11	20.6	0.66
		SJ80x65M57.5-e	7.5	0.42	39	0.84	33.5	1.25	24.5	0.60
80	80	SJ80x65H511-e	11	0.42	52.5	0.84	46	1.14	38.5	0.46
		SJ80x65H515-e	15	0.42	61	0.84	55	1.25	44.7	0.38
		SJ80x65K518-e	18.5	0.42	76.5	0.84	66.5	1.17	54	0.22
80	80	SJ80x65K522-e	22	0.42	84	0.84	76	1.25	61	0.15
		SJ100x80L57.5-e	7.5	0.84	24.8	1.67	20.8	2.2	15.5	0.74
		SJ100x80M511-e	11	0.84	34	1.67	28.5	2.2	23	0.64
100	80	SJ100x80M515-e	15	0.84	40	1.67	35.5	2.5	26.5	0.59
		SJ100x80H518-e	18.5	0.84	53	1.67	44.5	2.28	34.5	0.43
		SJ100x80H522-e	22	0.84	57.5	1.67	51.5	2.5	37.5	0.41
100	80	SJ100x80K530-e	30	0.84	75	1.67	65.5	2.0	58.5	0.23
		SJ100x80K537-e	37	0.84	88	1.67	80	2.3	67	0.09
		SJ100x80K545-e	45	0.84	99	1.67	92	2.5	73	0.01

(b) 二次側循環ポンプの選定

2次側循環ポンプについては熱負荷変動に合わせ、台数制御を行うことで省エネルギーに考慮した設計を行う。今回のケースでは3台設置として計画している。2次側循環ポンプは2次側全体に必要な冷水量を3で除した値がポンプの水量となる。2次側全体に必要な水量は、機器の定格水量を全機器台数分で合計した水量とするのが一般的である。

$$2 \text{ 次側循環ポンプ水量} = 2 \text{ 次側全体での必要な冷水量} / 3 \text{ 台}$$

式 5-9

配管の抵抗については、本ケースではヘッダー方式を採用しているため、以下の4つの系統で算出を行う。今回は北側FCU系統、北側AHU系統、南側FCU系統、南側AHU系統の4系統となる。AHUについては表5-24のような能力算定書を作成し各AHUの冷温水量 $L_{CW}$ を求め、FCUについては表5-26のような機種選定を行って通水量を決定する。その結果、各系統の冷温水量は、北側FCU系統(494L/min)、北側AHU系統(474L/min)、南側FCU系統(426L/min)、南側AHU系統(433L/min)となった。表5-20は最速となるFCU系統にて配管抵抗を算出したものである。2次側配管は配管長が長くなるため配管の単位抵抗が全体の配管抵抗に大きく影響を及ぼすことになる。また配管設計では管内流速で管内圧力損失が異なるため、流速1.5m/sと1.0m/sの2パターンで計算を行い、配管抵抗の比較を行った。

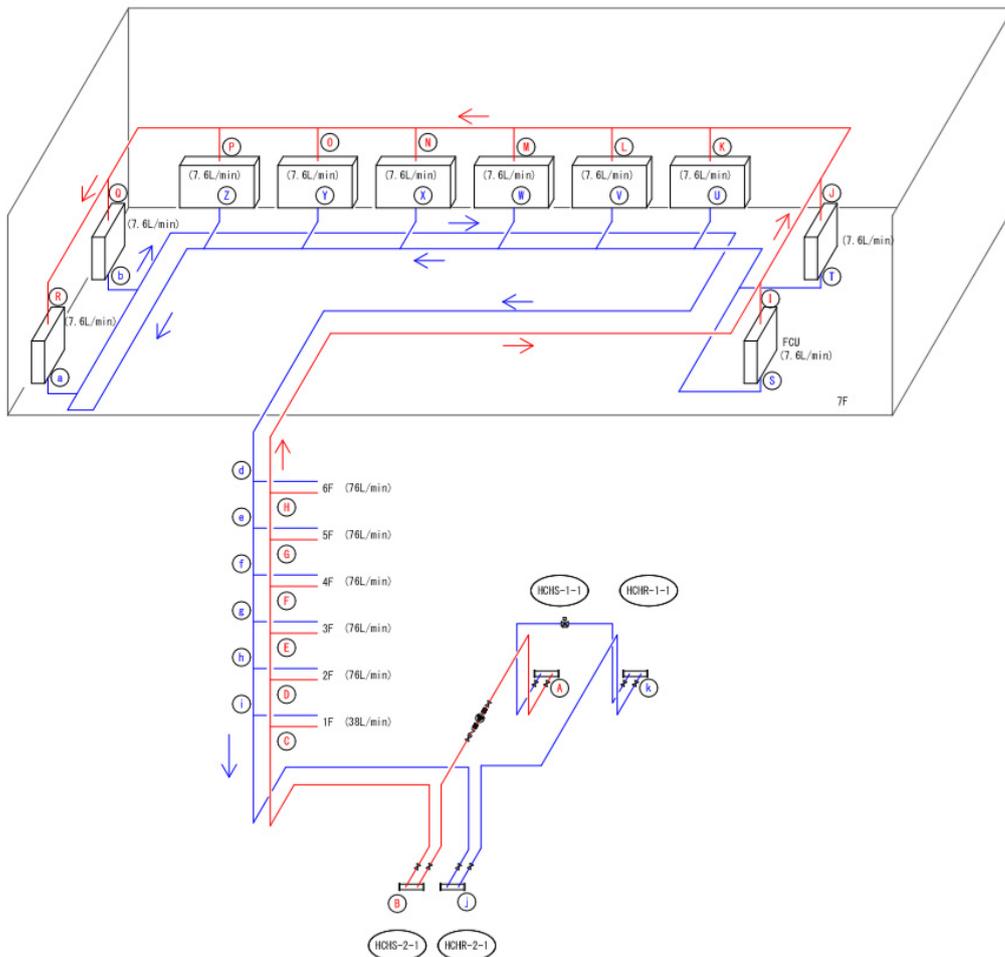


図 5-7 二次側ポンプの揚程算出用の略図

表 5-20 2次側ポンプの流速2パターンの計算書

冷温水2次配管の算定書 PCH-2(流速1.5m/s)北側 FCU										管種	ステン
区間	流量 [L/min]	流速 [m/s]	管径	局部抵抗の相当量L'[m]又はK				実長 L [m]	換算長 L+L'+1'又は L(1+K)+1' [m]	単位抵抗 R [kPa/m]	区間抵抗 R(L+L')又は 機器等の抵抗 [kPa]
				局部抵抗 の種類	1個当たり の相当長	数量	計又はK [m]				
A~B	609	1.1	100					16.7		0.10	
				GV	0.99	4	3.96				
				90°エルボ	5.10	7	35.70				
				防振継手	1.20	2	2.40				
				逆止弁スイング型	10.00	1	10.00				
						計	52.1		68.76		6.88
B~C	494	1.4	80					14.1		0.25	
流速 1.5m/s	配管抵抗 (小計)				P <sub>1</sub>				kPa		161.38
	FCU				P <sub>2</sub>				kPa		21.9
	ヘッダー(1次・2次、往・				P <sub>3</sub>				kPa		20
					P <sub>4</sub>				kPa		
					P <sub>5</sub>				kPa		
					P <sub>6</sub>				kPa		
	計				P'=	P <sub>1</sub> +P <sub>2</sub> +P <sub>3</sub> +P <sub>4</sub> +P <sub>5</sub> +P <sub>6</sub>			kPa		203.3
余裕係数					K (=1.1~1.2)						1.1
全揚程				H=	K · P'/9.81			m		22.8	

冷温水2次配管の算定書 PCH-2 (流速1.0m/s)北側 FCU										管種	ステン
区間	流量 [L/min]	流速 [m/s]	管径	局部抵抗の相当量L'[m]又はK				実長 L [m]	換算長 L+L'+1'又は L(1+K)+1' [m]	単位抵抗 R [kPa/m]	区間抵抗 R(L+L')又は 機器等の抵抗 [kPa]
				局部抵抗 の種類	1個当たり の相当長	数量	計又はK [m]				
A~B	609	0.7	125					16.7		0.04	
				GV	0.99	4	3.96				
				90°エルボ	5.10	7	35.70				
				防振継手	1.20	2	2.40				
				逆止弁スイング型	10.00	1	10.00				
						計	52.1		68.76		2.68
B~C	494	0.9	100					14.1		0.07	
流速 1.0m/s	配管抵抗 (小計)				P <sub>1</sub>				kPa		69.07
	FCU				P <sub>2</sub>				kPa		21.9
	ヘッダー(1次・2次、往・還				P <sub>3</sub>				kPa		20
					P <sub>4</sub>				kPa		
					P <sub>5</sub>				kPa		
					P <sub>6</sub>				kPa		
	計				P'=	P <sub>1</sub> +P <sub>2</sub> +P <sub>3</sub> +P <sub>4</sub> +P <sub>5</sub> +P <sub>6</sub>			kPa		111.0
余裕係数					K (=1.1~1.2)						1.1
全揚程				H=	K · P'/9.81			m		12.4	

表 5-20 に示すように、流速 1.0m/s と 1.5m/s では配管抵抗値が約 2 倍程度の違いとなる。この流速 1.0m/s の最大抵抗値と前述で計算した冷水量より 2 次側のポンプを選定するとポンプ軸動

力もかなり小さくすることが可能となる。流速を抑えることにより配管サイズが大きくなる傾向があるため配管スペースの確認も必要となるが、今回のケースにおいては流速 1.0m/s も 1.5m/s も配管サイズは同等となった。

本ケースでは機器の温度差が 7deg、流速 1.0m/s のケースを採用しており、表 5-19、表 5-20、図 5-6 から 2 次ポンプを選定すると②の点となり、出力が 3.7kW の SJ65×50L52.2-e の機器が選定される。

これらのことから、空調負荷変動に合わせて 2 次側水量を可変水量(VWV)方式とすることで、2 次ポンプをインバータ制御することが省エネルギー上必要となる。

前述 c.の空冷ヒートポンプチラーでは小能力機種品の品揃えがあり、連結による台数制御を簡便に行える為、ピーク時以外の運転効率を考慮し熱源機を分割して計画することが可能である。本件では熱源機を 5 台分割しているためポンプ水量も上記同様に分割台数で除した数値にて計画する。

#### ウ 空調機器能力の決定（ケース 4 とケース 5 に共通）

中央式空調設備（ケース 4 及びケース 5）の場合は、インテリアの室内負荷及びインテリアとペリメータを合わせた外気負荷を空調機（AHU）、ペリメータの室内負荷をファンコイルユニット(FCU)により処理することとした。

##### a 空調機（AHU）

以下では、基準階の事務室 1 のための空調機を例として解説する。同様の検討を他の空調機についても行う必要がある。

##### (i) 基準階事務室 1 の熱負荷計算結果と設計条件

事務室 1 の熱負荷計算を行った結果、時刻別冷暖房負荷の最大値は表 5-21 のようになっている。

表 5-21 時刻別冷暖房負荷の最大値

空調ゾーン	夏期		冬期	
	顕熱負荷 $q_{SC}$ W	潜熱負荷 $q_{LC}$ W	顕熱負荷 $q_{SH}$ W	潜熱負荷 W
事務室1				
インテリア	17,523	3,604	10,048	-
ペリメータ	18,951	2,756	14,714	-

また、負荷計算において仮定されている設計外気温湿度と設計室内温湿度を表 5-22 に示す。

表 5-22 設計用外気温湿度と屋内温湿度

季節	温度[℃]		湿度[%]		絶対湿度 [kg/kg(DA)]		比エンタルピー [kJ/kg(DA)]	
	夏期	冬期	夏期	冬期	夏期	冬期	夏期	冬期
屋内	26.00	22.00	50.00	40.00	0.0105	0.0066	52.90	38.90
屋外	34.70	1.80	56.30	40.10	0.0193	0.0017	83.80	6.10

(ii) 外気導入量の算定

事務室 1 の空調機が導入すべき外気量は、建築設備設計基準に従って事務室の想定在室者 1 人当たり  $30\text{m}^3/\text{h}$  とする。また、人員密度は  $0.1\sim 0.2$  人/ $\text{m}^2$  であるが、ここでは大きめの想定として、 $0.2$  人/ $\text{m}^2$  とする。

$$\text{必要換気量} = 30 \cdot n \text{ [m}^3/\text{h} \cdot \text{人]} \quad \text{式 5-10}$$

$n$ : 在室人員 [人]

基準階事務室 1 の人員は 120 人を想定する (人員密度  $0.2$  人/ $\text{m}^2 \times 597 \text{ m}^2 \doteq 120$  人)。

上記により、 $30 \text{ m}^3/\text{h} \cdot \text{人} \times 120 \text{ 人} = 3600 \text{ m}^3/\text{h}$  となり、これをこの空調機の外気導入量とする。

(iii) 給気量の算定

次に、基準階事務室 1 を空調するに必要な送風量  $Q_s$  [ $\text{m}^3/\text{h}$ ] を決める。一般に温暖地の事務所に関しては、冷房負荷の処理に要する給気量のほうが暖房負荷のそれに比して大きいため、冷房負荷処理のための送風量を算出する。一般的な方法に則り、送風量算出では冷房負荷のうち顕熱負荷のみを用いる (顕熱負荷を処理するときに同時に潜熱負荷が処理できるように吹出空気温度を調整する考え方による)。ダクト系からの熱損失は無視して、空調機出口温度と室への吹出温度は同一とし、室内空気と吹出空気温度差から送風量を求めるための式を式 5-11 に示す。また基準階事務室 1 の空気線図を図 5-8 に示す。

$$\text{空調機に求められる送風能力 } Q_s = \sum Q_r = \sum \frac{3.6 \times q_{SC}}{c_p \times \rho \times \Delta t_c} \doteq \frac{3 \times q_{SC}}{t_{1c} - t_{4c}} \quad \text{式 5-11}$$

$q_{SC}$ : 冷房顕熱負荷の最大値

$\Delta t_c$ : 吹出温度差 ( $= t_{1c} - t_{4c}$ 、 $t_{1c}$ : 室内空気温度、 $t_{4c}$ : コイル出口温度)

$c_p$ : 空気の定圧比熱 [ $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ] ( $\doteq 1.0$ )  $\rho$ : 空気の密度 [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ] ( $\doteq 1.2$ )

吹出温度差 ( $\Delta t_c$ ) は一般に  $9\sim 13^\circ\text{C}$  が用いられるが、送風量を抑えて搬送動力の低減による省エネルギーを図る場合には、吹出温度差を大きいほうが望ましい。一方で、吹出気流が室内に十分に拡散して、室内温度分布の均一性を確保するためには吹出温度差を小さく、給気量 (送風量) を大きくする必要があり、したがって、許容される給気量の下限に注意しながら、吹出温度差をなるべく大きく設計して送風量を抑えつつ、吹出口の位置や形状の選定を行う必要がある。

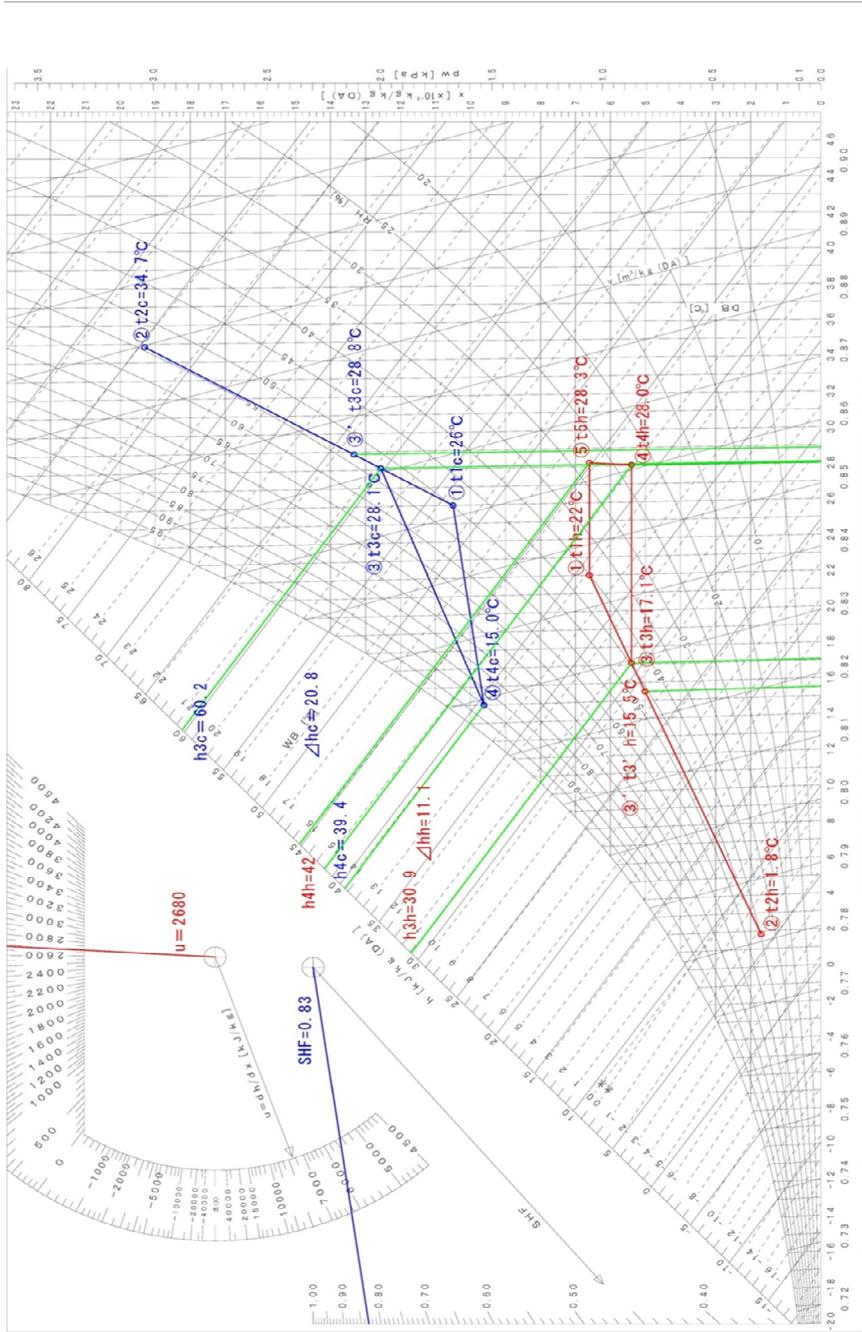


図 5-8 基準階事務室 1 の空気線図※

※空気線図中の記号：

$t_{1c}, t_{1h}$ :室内空気温度、 $t_{2c}, t_{2h}$ :設計用外気温度、 $t'_{3c}, t'_{3h}$ :全熱交換器通過後の空気温度、 $t_{3c}, t_{3h}$ :全熱交換器通過空気と還気との混合空気の温度、 $t_{4c}, t_{4h}$ :冷暖房に必要とされるコイル出口温度、 $t_5$ :暖房吹出空気状態点(加温後)。①及び②は、設計条件における室内空気と外気の状態、③'及び③は、設計条件における全熱交換器通過後の空気及びその空気と還気との混合空気の状態、④は設計条件における空調機のコイル通過後の空気の状態、⑤は暖房時加温後の空気の状態、である。

冷房吹出温度差を 11℃ とすることとして、基準階事務室 1 の給気量  $Q_s$  は下記となる。

$$Q_s = \frac{3 \times 17,523}{(26-15)} = 4779 \approx 4800 \text{ m}^3/\text{h}$$

式 5-12

冷房 暖房	SHF	① 室内空気		② 設計用外気		風量 [m <sup>3</sup> /h]		$\frac{Q_{s1}}{Q_s} = \frac{③}{②}$
		温度 $t_1$ [°C]	湿度 $x_1$ [kg/kg DA]	温度 $t_2$ [°C]	湿度 $x_2$ [kg/kg DA]	送風量 $Q_s$	外気量 $Q_0$	
冷房	0.83	26.00	0.0105	34.7	0.0193	4,779	3,600	
暖房	-	22.00	0.0096	1.8	0.0017			
冷房	④ コイル出口温 $t_4$ [°C]	吹出温度差 $\Delta t_c = (t_{1c} - t_{4c})$ [°C]		$\Delta h_c = (h_{2c} - h_{4c})$ [kJ/kg (DA)]	冷却量 $(= Q_c \cdot \Delta h_c / 3)$ [W]	③ コイル入口 DB WB	④ コイル出口 DB WB	
暖房	⑤ 吹出温度差 $\Delta t_h = (t_{5h} - t_{1h})$ [°C]	熱水分比 $u$ [kJ/kg]		$\Delta h_h = (h_{5h} - h_{3h})$ [kJ/kg (DA)]	加熱量 $(= Q_h \cdot \Delta h_h / 3)$ [W]	③ コイル入口 DB WB	④ コイル出口 DB WB	加熱量 $Q_h = 1.20(x_1 - x_2)$ [kg/h]
	6.3	28.3	u=2680	11.1	17,882	20.3	10.6	28.0
						20.3	15.0	28.3
						20.3	15.0	16.2
						20.3	15.0	21.2

この値は、インテリア部分（床面積 298m<sup>2</sup>、気積 894m<sup>3</sup>）の約 5.3 回/h の換気回数に当たる。

外気導入量は、外気取入ダクト及び外気取入用送風機によって、空調機（AHU）に供給しつつ、事務室 1 からの還気（RA）のうちの一部を排気（EA）することによって確保する（図 5-9 参照）。排気される空気の熱を屋外に捨てないようにするため取入外気と全熱交換を行うことで、換気空調負荷の削減及び省エネルギーを図る。

例として、基準階事務室 1 には熱交換効率 68%（給気量の排気量に対する比率を考慮済み）の全熱交換器が設置されており、取入外気的全熱交換器通過後の状態③'は、28.8℃、比エンタルピは約 63kJ/kg(DA)となり、その外気(3600m<sup>3</sup>/h)と還気の一部(1200m<sup>3</sup>/h)が混合し、空調機に入る空気の状態③は図 5-8 より 28.1℃、比エンタルピは 60.2kJ/kg(DA)となる。室内設定温湿度及び冷房負荷の顕熱比（0.83）から、空調機の吹出空気の状態④は 15℃、比エンタルピ 39.4kJ/kg(DA)とする必要がある。したがって、③と④の空気のエンタルピの差は 20.8kJ/kg(DA)であり、この値が後述のコイルの冷却能力の算出に用いられる。参考までに、全熱交換器を設置しなかった場合、③'は②の状態と同一となり、③の空気の状態 $t_{3c}$ は 32.5℃、比エンタルピは 76.96kJ/kg(DA)となるため、吹出空気の状態との差は 37.56kJ/kg(DA)となり、全熱交換器を使用した場合に比して 1.8 倍程度の比エンタルピ差を空調機が処理しなければならないこととなる。

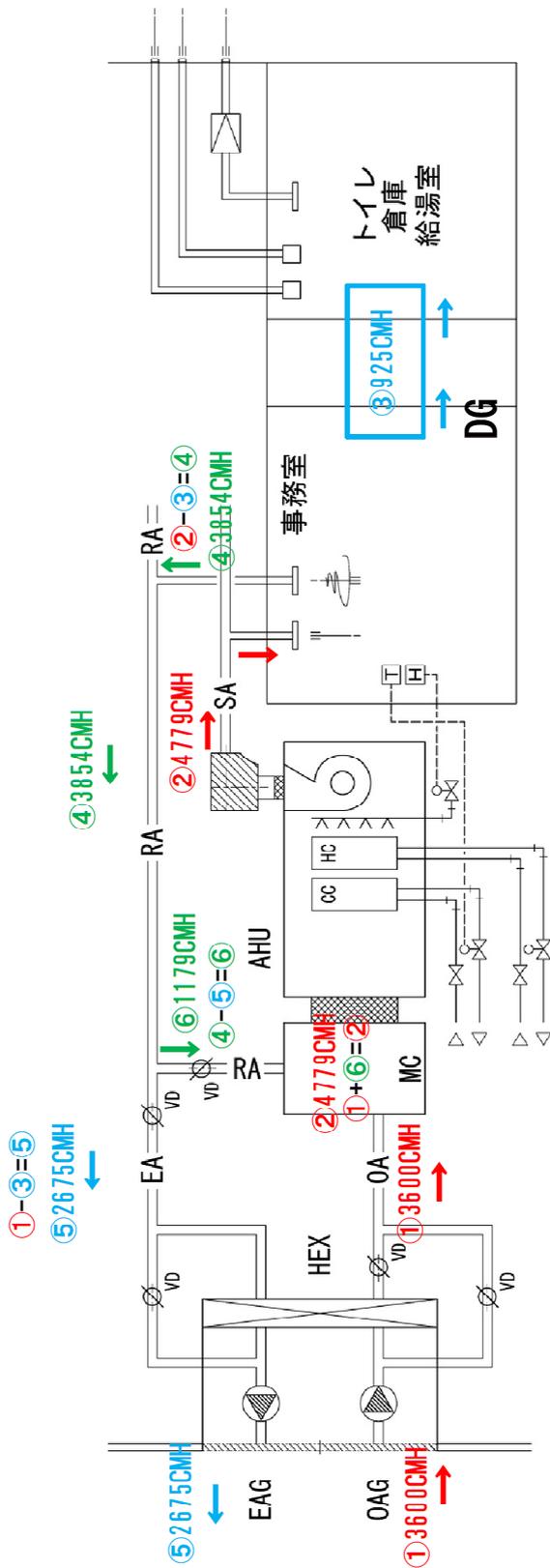
#### (iv) 還気量及び排気量の算定

図 5-9 に基準階事務室 1 のための空調機周辺の風量バランスを示す。基準階では、空調室以外に 2 力所の便所、給湯室、物入に、各々 1500m<sup>3</sup>/h、250m<sup>3</sup>/h、100m<sup>3</sup>/h、合計 1850m<sup>3</sup>/h の第三種換気設備が設置されており、その半分（925m<sup>3</sup>/h）が事務室 1 から流出することになる。このため、事務室 1 からの還気量は、その分を差し引いた 3855m<sup>3</sup>/h とし、屋外に排出する排気量は 2675m<sup>3</sup>/h とする必要がある。各階の機械室は第一種換気としたため、こうした空調機周辺の風量バランスには影響しないものと考えられるが、機械室についても第三種換気とした場合には、外気取入量と排気量の不均衡はさらに拡大することとなる。

今回の設計では、空調機系統に可変風量制御を想定したため、事務室の空調負荷とともに給気送風機の風量が増減するため、外気導入量（3600m<sup>3</sup>/h）と排気量（2675m<sup>3</sup>/h）を安定して維持するためには、図に記した全熱交換器よりも外部側に置かれた外気取入れ送風機及び排気送風機の使用は必須に近いと言える。加えて、外気取入れ及び排気経路に定風量ダンパの採用を検討すべきである。さもなければ、外気導入量が増減するリスクは高まり、室内空気質の観点からも、外気負荷低減の省エネルギーの観点からも問題の発生が危惧されることとなる。

また、全熱交換器の熱交換効率は排気量に対する外気量の比に依存しており、設計時の熱交換効率を実現維持するためにも、排気量及び外気量制御の確度を上げねばならない。

なお、外気取入れ送風機及び排気送風機の電動機は 0.75kW のものが選定された。



冷房  $t_{SA}=34.7-0.68 \times (34.7-26)$   
 $=28.8$   
 暖房  $t_{SA}=1.8-0.68 \times (1.8-22)$   
 $=15.5$

風量比 (給気÷排気)  
 $3600 \div 2675=1.3$   
 $\approx 1.3$   
 熱交換効率 68%      HEX PAC-1100T

図 5-9 基準階事務室1の空調機周辺の風量のバランス

#### (v) 空調機 (AHU) のダクト計画

空調機の選定時に送風機の軸動力を小さくすることが省エネルギーに配慮した設計において重要なポイントとなる。そのためダクト計画では、下記の2点が省エネルギーを心掛けた設計のポイントとなる。

② 吹出、吸込口位置の工夫による室内温度分布を均一化、

②ダクト断面の選定のための目安として一般に圧力損失 1Pa/m が用いられているが、この値を 0.7Pa/m 以下として、その実現のためにダクト寸法を拡大して圧力損失を低減する。

吹出、吸込口の位置を適正に計画することで、事務室1に対する温度分布ムラをなくし、かつ換気回数(循環回数)を抑えることができる。吹出口はデスクの配列を考慮し、グリッド決めを行い、なるべく均等に配置計画を行う。吸込口は吹出口ほど均等に配置する必要はないが、吹出口と同様に均等な割り付けをすると良い。

ダクト計画においては摩擦損失を下げればファンの軸動力が小さくなる。一方でダクトサイズは大きくなり、オフィスビルの計画においてはダクトスペースの確保も設計上のポイントとなる。梁下にダクトスペースをどのくらい確保できるのか、空調機械室の大きさを確保できるのかなど、省エネルギーを目指すと同時にダクトや設備の納まりも考慮しつつ種々の決定することが必要である。

今回の設計では、一般的と言えるダクトの摩擦損失を 1Pa/m で設計する場合に加えて、省エネルギーに配慮して圧力損失を 0.7Pa/m として計画を行った。表 5-23 にそれぞれの計算結果を示す。0.7Pa/m の摩擦損失にてダクトサイズを選定する際には、機械室近辺の利用可能スペースを考慮し 1Pa/m の場合と同等のダクト幅を維持し、高さで調整することとした。一方、事務室においては梁下等の納まりを考慮し、1.0Pa/m と同等のダクトの高さ寸法を維持し、幅を調整して寸法決めを行っている。末端の場合、1Pa/m と 0.7Pa/m の場合でダクトサイズが同一となった部分もあるが、摩擦損失 0.7Pa/m での選定は概ね 50mm のサイズアップとなっている。この程度のサイズアップであれば空間制約による問題も対応不能ではないと考えられる。この摩擦損失の軽減によりファンの軸動力を 1 ランク下げることが可能となった。

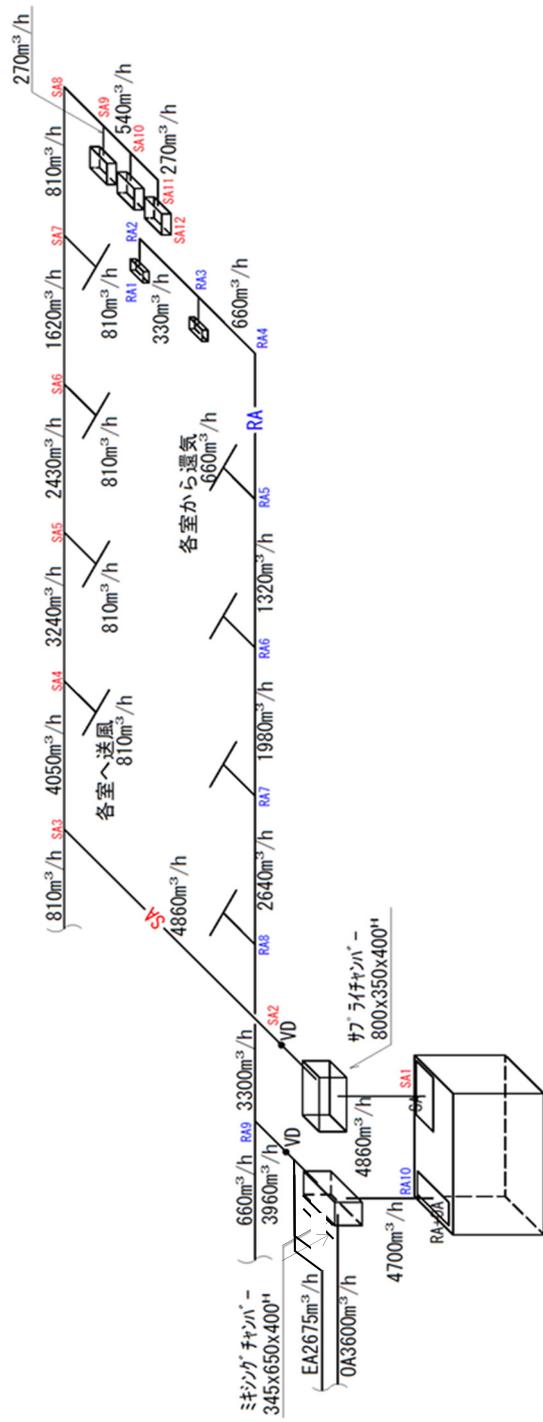


図 5-10 空調機周辺のダクト概略及び給気ダクト最遠部までの経路

表 5-23 ダクトによる圧力損失の計算 (基準階事務室1用の空調機)

ダクト抵抗計算書						計算方法	系統	AHU-				
区間	種類	風量 [m <sup>3</sup> /h]	風速 [m/s]	ダクト寸法		動圧 [Pa]	抵抗係数	単位抵抗 [Pa/m]	管長 [m]	抵抗 [Pa]	抵抗計 [Pa]	
				円形φ	矩形W×H							
RA1~3	吸込口	330	3.10		250×150	5.77	2.25			13.0		
	ダクト	330	2.44		250×150	3.57		0.55	4.8	2.6		
	バンド	330	2.44		250×150	3.57	1.38			4.9		
	漸拡大	330	1.53		300×200	1.40	0.14			0.2		
摩擦損失 1Pa/m	漸拡大	2,640	4.07		450×400	9.94	0			0		
	分岐(直)	3,300	5.09			15.54	0.27			4.2		
	ダクト	3,300	5.09		450×400	15.54		0.77	4.7	3.6		
	分岐(分)	3,960	6.11		450×400	22.40	0.54			12.1		
	ダクト	3,960	6.11		450×400	22.40		1.08	3.1	3.3		
	VD	3,960	6.11		450×400	22.40	0.52			11.6		
	漸拡大	3,960	5.00		550×400	15.00	0			0	61.5	
VD~10	ダクト	4,700	5.93		550×400	21.10		0.91	1.7	1.6	1.6	
	漸縮小	270	4.24	150		10.79	0.30				3.2	
	吹出口	270	4.50								29.0	39.7
	機外静圧合計	$\Sigma\Delta P_t$ [Pa]									232	
	機器類圧力損失	$\Sigma P_l$ [Pa]									389.6	
	送風機全圧	$P_t = \Sigma\Delta P_t + \Sigma P_l$ [Pa]									622	

ダクト抵抗計算書						計算方法	系統	AHU-				
区間	種類	風量 [m <sup>3</sup> /h]	風速 [m/s]	ダクト寸法		動圧 [Pa]	抵抗係数	単位抵抗 [Pa/m]	管長 [m]	抵抗 [Pa]	抵抗計 [Pa]	
				円形φ	矩形W×H							
RA1~3	吸込口	330	3.10		250×150	5.77	2.25		4.8	13.0		
	ダクト	330	2.44		250×150	3.57		0.55		2.6		
	バンド	330	2.44		250×150	3.57	1.38			4.9		
	漸拡大	330	1.53		300×200	1.40	0.14			0.2		
摩擦損失 0.7Pa/m	分岐(直)	3,300	4.58			12.5	0.27			3.4		
	ダクト	3,300	4.58		500×400	12.5		0.60	4.7	2.8		
	漸拡大	3,300	4.17		550×400	10.4	0			0		
	分岐(分)	3,960	5.00			15.0	0.54			8.1		
	ダクト	3,960	5.00		550×400	15.0		0.66	3.1	2.1		
	VD	3,960	5.00		550×400	15.0	0.52			7.8		
	漸拡大	3,960	4.44		550×450	11.8	0			0	42.7	
VD~10	ダクト	4,700	5.27		550×400	16.6		0.68	1.7	1.2	1.2	
	漸縮小	270	4.24	150		10.79	0.30				3.2	
	吹出口	270	4.50								29.0	39.7
	機外静圧合計	$\Sigma\Delta P_t$ [Pa]									183	
	機器類圧力損失	$\Sigma P_l$ [Pa]									389.6	
	送風機全圧	$P_t = \Sigma\Delta P_t + \Sigma P_l$ [Pa]									573	

(vi) 空調機の機内圧力損失に係わる構成部材の選定

空調機の機内圧力損失の要因としては、①コイル、②フィルタ、③加湿器、④空調機の構造上の空気抵抗、があげられる。製造業者の技術資料を参照しつつ直接データ提供を依頼することとなる。本設計では、いわゆるコンパクト形空気調和機を選択している。機械室面積の節約を狙った選択肢ではあるが、機内圧力損失を低減して送風動力を削減する上では、より風路の大きな標準形の空調機の採用が望ましいと言える。

製造業者提供のデータによると、コイルに起因する機内静圧損失は、コイル面での平均風速(3m/s)、コイルの列数(後述の選定理由により7列とした)などの要因が関係し、風量条件(4800m<sup>3</sup>/h)において91.1Paであった。また、フィルタであるが、プレフィルタについては42.4Pa、中性能フィルタについては57.5Pa、空調機の構造上の静圧損失については197.8Paであった。すべてを合計し、機内静圧損失は389.6Paとなった(表5-23の「機器類圧力損失」の欄)。

ダクトの一般部位や曲がり、分岐、拡大による圧力損失は表5-23の「機外静圧合計」にあるように183Paであるから、機内静圧はその2倍強に当たる。ダクトサイズの拡大により平均風速を低減し、圧力損失を低減したように、空調機に起因する機内静圧の低減のためには、空調機のサイズを可能な限り上げ、コイルやフィルタにおける面風速を低減することが有効である。

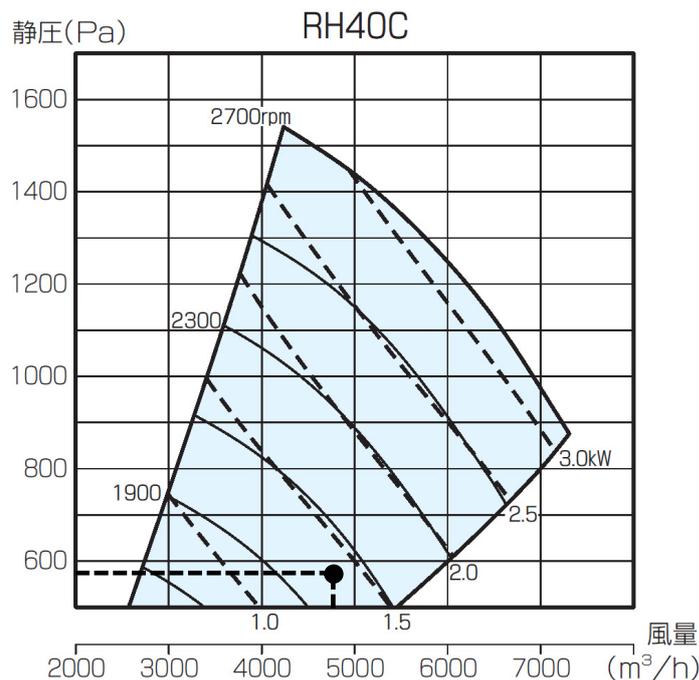


図 5-11 空調機の給気送風機の電動機出力選定のための資料例

(参照: K社冷温水コンパクト形エアハンCAV-PAZ型)

表5-23より、送風機の風量は4,780 m<sup>3</sup>/h、機外静圧と機内静圧の合計は573Paであるため、図5-11にプロットした点が送風機の動作点となる。図より読み取った設計回転数及び設計軸動力に、インバータ基底周波数時(50Hz)の回転数を考慮して電動機出力が求められ、その値は2.2kWとなった。ウェブプログラムでは、空調機の送風機に係る電力消費量の計算には、この電動機出力の値が

用いられるため、この値を直接入力シートに記入することになる。本来であれば、電動機のための消費電力を直接入力可能なことが望ましいが、現状の空調設計において電動機の消費電力に関する情報を得ることは容易ではない。さらに、変風量化のため必要なインバータによるエネルギー損失に関する情報も入手困難な状況にあることを付言し、今後の状況改善を待ちたい。

(vii) 空調機の coils 仕様の決定と冷却加熱能力の同定

① coils の冷却能力

「iii) 給気量の算定」において論じたように、冷房時の coils 前後の空気の比エンタルピ差の最大値は 20.8kJ/kg(DA)となる。これと coils 通過風量の設計値である 4800m<sup>3</sup>/h(正確には 4779m<sup>3</sup>/h、図 5-8 の Q<sub>s</sub>参照) から coils に必要とされる冷却能力は下式で求められる。

$$\text{coils に必要とされる冷却能力 [W]} = \frac{Q_s \times \Delta h_c}{3} \quad \text{式 5-13}$$

Q<sub>s</sub>:送風量[m<sup>3</sup>/h]

Δh<sub>c</sub>: coils 入口空気と出口空気の比エンタルピの差 (=h<sub>3c</sub> - h<sub>4c</sub>)

h<sub>3c</sub>: coils 入口空気比エンタルピ、h<sub>4c</sub>: coils 出口空気比エンタルピ

$\frac{1}{3}$ :  $\frac{\rho \times C_p}{3.6}$  (ρ:1.2[kg/m<sup>3</sup>], C<sub>p</sub>:1.0[kJ/(kg·K)], 3.6[s/h·kW/W])

式 5-13 より、coils に必要とされる冷却能力 =  $\frac{4800 \times 20.8}{3} \approx 33,134 \text{ W}$

coils の冷却能力に経年係数 K<sub>4</sub> をかけたものが空調機に求められる冷却能力となる。

$$\text{空調機の冷却能力 } H_c = (K_4 \times \text{coils の冷却熱量}) \div 1000 \approx 34.8 \text{ kW} \quad \text{式 5-14}$$

H<sub>c</sub>: AHU の冷却能力[kW]

K<sub>4</sub>: 経年係数(1.05)

② coils の加熱能力

同一 coils を暖房にも使用する想定で、同様に暖房時における coils の加熱能力を求める。

暖房時の送風量は冷房時の送風量 Q<sub>s</sub> と同一とする。導入外気量 Q<sub>o</sub>、排気風量も同一とする。冷房時と同様に湿り空気線図(図 5-8)に、冬期取入外気状態②及び温度 t<sub>2h</sub> と室内空気状態①と温度 t<sub>1h</sub> を空気線図上に記す。全熱交換器効率は、冷房時と同様の機器が設置されているため 68%である。つまり、取入外気温度は図 5-8 上の③'の状態では 15.5℃、45.2%となる。還気量と外気取入量の比を考慮して空調機入口の空気の温度 t<sub>3h</sub> は 17.1℃となる。

暖房吹出温度差 Δt<sub>h</sub> は以下の式によって求められる。

$$\Delta t_h = \frac{3 \times q_{rh}}{Q_s} \quad \text{式 5-15}$$

$\Delta t_h$ : 暖房吹出温度差[°C]

$q_{rh}$ : 暖房負荷

$Q_S$ : 送風量

$$3: \frac{3.6}{\rho \times c_p} \quad (\rho: 1.2[\text{kg}/\text{m}^3], c_p: 1.0[\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})], 3.6[\text{s}/\text{h} \cdot \text{kW}/\text{W}])$$

$$\text{式 5-15 より、} \Delta t_h = \frac{3 \times 10,048}{4800} = 6.3[^\circ\text{C}]$$

この温度差と設定室温（22°C）によって、暖房時の吹出温度は 28.3°C であり、室内の設定湿度が 40% であることから、蒸気加湿を行うときの熱水分比 2680 kJ/kg を加味して、吹出空気の状態⑤とコイル出口の状態④が決定する。

コイル出入り口の比エンタルピの差は④と③の差であり、前者が 42.0 kJ/kg(DA)、後者が 30.9 kJ/kg(DA) であることから 11.1 kJ/kg(DA) となる。よって、コイルの必要加熱量は下式で求めることができる。

$$\text{コイルに必要とされる加熱量}[\text{W}] = \frac{Q_S \times \Delta h_h}{3} \quad \text{式 5-16}$$

$Q_S$ : 送風量

$\Delta h_h$ : コイル入口空気と出口空気の比エンタルピの差 ( $= h_{4h} - h_{3h}$ )

$h_{3h}$ : コイル入口空気エンタルピ(30.9)、

$h_{4h}$ : コイル出口空気エンタルピ(42.0)

$$\text{式 5-16 より、コイルの加熱量} = \frac{4800 \times 11.1}{3} \div 17760 [\text{W}]$$

冷房時と同様に空調機の加熱能力  $H_H$  は以下の式 5-17 となる。

$$\text{空調機の加熱能力} H_H = (K_4 \times \text{コイルの加熱量}) \div 1000 = 18.6 [\text{kW}] \quad \text{式 5-17}$$

$H_H$ : 空調機の加熱能力[kW]

$K_4$ : 経年係数(1.05)

また、加湿をすることで吹出空気と室内絶対湿度を同じにする必要があり、その加湿量  $G_S$  [kg/h] は式 5-18 により求められる。

$$G_S = 1.2 \times Q_S \times (x_{5h} - x_{4h}) \quad \text{式 5-18}$$

$G_s$ :加湿量 [kg/h]

$Q_s$ :送风量 [ $m^3/h$ ]

$X_{4h}$ :加湿器入口空気の絶対湿度 [kg/kg(DA)]

$X_{5h}$ :加湿器出口空気の絶対湿度 [kg/kg(DA)]

式 5-18 より、加湿能力  $G_s = 1.2 \times 4800 \times (0.00671 - 0.00541) \doteq 7.46$  [kg/h]

空調機に供給される冷水及び温水の温度は各々7℃と 55℃とし、空調機等の出入口温度差は水搬送動力の低減のため、通常は5℃のところを7℃としたため、その条件に適した機種を仮決めした上で冷却時の必要コイル列数を算定したところ、水量は71L/分、列数は7列となった。

加熱時には2列で必要加熱能力をほぼ満足でき、7列は過大となるが、温水流量を二方弁の制御によって38L/分まで絞ることにより出入口温度差を維持できるものと考えられる。

以上の計算により決定された基準階事務室1用の空調機の最終的な設計仕様を表5-24に示す。

#### (viii) ウェブプログラムにおける空調機に係わる特性値の入力データ

ウェブプログラムでは、「様式2-7. 空調機入力シート」（空調機のみでなく、ファンコイルユニットや個別分散型空調設備の室内機の特性値もこのシートによって入力する）において次の特性値を入力することになっている。

- 定格冷却（冷房）能力 [kW/台]
- 定格加熱（暖房）能力 [kW/台]
- 送風機定格消費電力（給気、還気、外気、排気の各々について） [kW/台]
- 風量制御方式（定風量制御又は回転数制御のいずれか）
- 変風量制御における最小風量比 [%]
- 予熱時外気取り入れ停止の有無
- 外気冷房制御の有無
- 全熱交換器の有無、設計風量、全熱交換効率、自動換気切替機能の有無、ローター消費電力
- 空調機等が属する二次ポンプ群名称
- 空調機等が属する熱源群名称

空調機の送風機によるエネルギー消費量は、定風量制御の場合は送風機定格消費電力（現状では「電動機出力」で代替することが許容される）で決まり、変風量制御の場合は加えて、変風量制御における最小風量比、定格冷却（冷房）能力及び定格加熱（暖房）能力の各特性値によって時刻毎の計算がなされる。定格冷却（冷房）能力及び定格加熱（暖房）能力は、設計図書に記載される「必要冷却（冷房）能力と必要加熱（暖房）能力を入力する」と規定されており、コイル列数決定時に生じる両能力の余裕を反映した実際の値を入力することにはなっていない点は留意しておく必要がある。

こうすることで、実際には空調機の負荷率（時々刻々の処理負荷の空調機能力に対する比）は大きく見積もられることとなり、変風量制御時における送風機によるエネルギー消費量も安全側に評価されている。本設計事例の場合、コイル列数の余裕率が大きい暖房時は特にその傾向が強い。

表 5-24 空調機の能力算定書

エアハンドリングユニットの算定書		記号	AHU-3-3		系 統	3F 事務室 1						
冷却量、加熱量及び風量は、様式 機-9 より												
能力算定	① 冷却能力 $H_c$	$H_c = \frac{Q_s \cdot \rho (h_{3c} - h_{4c}) \cdot K_4}{3.6} = K_4 \frac{Q_s \Delta h_c}{3} = K_4 \times \text{コイルの冷却量} = 1.05 \times 33,134 = 34790[\text{W}]$ $H_c = \frac{H_c}{1,000} = 34.8[\text{kW}]$				コイルの冷却量 = 21,734 $H_c = 34.8$						
	② 加熱能力 $H_h$	$H_h = \frac{Q_s \cdot \rho (h_{4h} - h_{3h}) \cdot K_4}{3.6} = K_4 \frac{Q_s \Delta h_h}{3} = K_4 \times \text{コイルの加熱量} = 1.05 \times 17,682 = 18566[\text{W}]$ $H_h = \frac{H_h}{1,000} = 18.6[\text{kW}]$				コイルの加熱量 = 15,327 $H_h = 18.6$						
	$H_c$ : 冷却能力[W] $H_h$ : 加熱能力[W] $Q_s$ : 送風量[m <sup>3</sup> /h] $\rho$ : 空気の密度[kg/m <sup>3</sup> ](≒1.2) $K_4$ は経年係数(1.05) $h_{3c}$ , $h_{4c}$ : 冷却コイル入口、出口空気の比エンタルピー-[kJ/kg(DA)] $h_{3h}$ , $h_{4h}$ : 加熱コイル入口、出口空気の比エンタルピー-[kJ/kg(DA)]											
	冷温水量 $L_{CW}$ [L/min]	$L_{CW} = \frac{14.3 \times H_c}{\Delta t_{wc}} = 71$				$H_c = 34.8$ $\Delta t_{wc} = 7$ $L_{CW} = 71$						
風 量 [m <sup>3</sup> /h]	送風量	4,779	入口 空気温度 [°C]	冷房	WB	20.8	冷水入口温度[°C]	7				
	外気量	3,600		暖房	DB	17.1	温水入口温度[°C]	55				
空機調和機の選定	形番選定 (仮) (表 7-1)	・ ACU ・ AOC	-63	機器風量 [m <sup>3</sup> /h]	6,300	コイル列数 冷温水量 [L/min]	6 列 75.9	③ 冷却能力[kW] ④ 加熱能力[kW]	37.1 47.1			
	風量比による補正值 (図 7-2)	$\text{風量比} = \frac{\text{送風量}}{\text{機器風量}} = \frac{4,779}{6,300} = 0.76$				① 冷却	0.91	② 加熱	0.88			
	入口空気温度 による補正 (図 7-3~8)	① 冷却	1.10	計算式	冷却能力 = ③ × ① × ①		計算	37.1 × ① × 1.10 = 36.9				
	② 加熱	1.12	加熱能力 = ④ × ② × ②		47.1 × ② × 1.12 = 46.2							
判定	6 列 36.9 ≥ ①	加湿器 $G_s$ [kg/h] (様式 機-9 より)		21.2	噴霧量 $G_T$ [kg/h]	$G_T = \frac{G_s}{\eta} = \frac{21.2}{1} = 21.2$		加湿効率 $\eta$ : 1.0(蒸気加湿) 0.4(気化式・ 水加圧噴霧)				
設計仕様	形 式	風量 [m <sup>3</sup> /h]			コイル			フィルター		ろ材通過風速 [m/s]		
		送風量	外気量	還気量	列数	面風速 [m/s]	冷温水量 [L/min]	損失水頭 [kPa]	種類			
	CAV-PAZ80	4,780	3,600	1,100	7	3.0	72	24	プレフィルタ (質量法 70%) 中性能フィルタ	1.75		
	空気温度 [°C]				能 力 [kW]				備 考			
	区分	冷 却			加 熱			冷 房		暖 房		
		入口	出口	再熱出口	入口	出口	加湿出口	① 冷 却		再 熱	② 加 熱	
DB	28.1	15.0		20.30	28.0		34.8	-	18.6			
WB	20.8	14.0		10.6	15.0							
加湿形式	加湿量 $G_s$ [kg/h]	噴霧量 $G_T$ [kg/h]	蒸気量 [kg/h]		送風機			電動機 [kW]				
			加熱	再熱	抵抗 [Pa]							
蒸気加湿	21.2	21.2	-	-	機外静圧	機内制圧	計	2.2				
備考												

b ファンコイルユニット(FCU)

事務室の熱負荷計算はインテリア負荷とペリメータ負荷として算出し、インテリアの室負荷と外気負荷を空調機に担わせ、ペリメータの室負荷をファンコイルユニット (以下、FCU) で処理する空調

システムを計画した。ここではFCUの熱負荷計算で算出された負荷は冷房時最大顕熱負荷  $q_{SC}$  [W]、潜熱負荷  $q_{LC}$  [W]、暖房負荷  $q_{SH}$  [W]となる。このとき、冷暖房負荷は顕熱負荷と潜熱負荷で示されているので、FCUの容量は全熱負荷以上を確保する必要がある。このときFCUの水量は冷房負荷又は暖房負荷の大きい方を用いる。概して関東以西では冷房負荷によって水量が決まる傾向が強いが、東北以北では暖房負荷によって決まる傾向が強い。このような方法に従ってFCUを選定する。なお、本建物では、事務室1が北側系統、事務室2が南側系統である。

FCUの設置に関しては一般的に柱間、もしくは通り芯に合わせて1~2台設置するが、本設計では1台設置とし、空調システムの平面図を図5-12に示した。北側に位置する事務室1については、基準階においてFCUを10台設置することとし、南側の事務室2では7台設置とした。

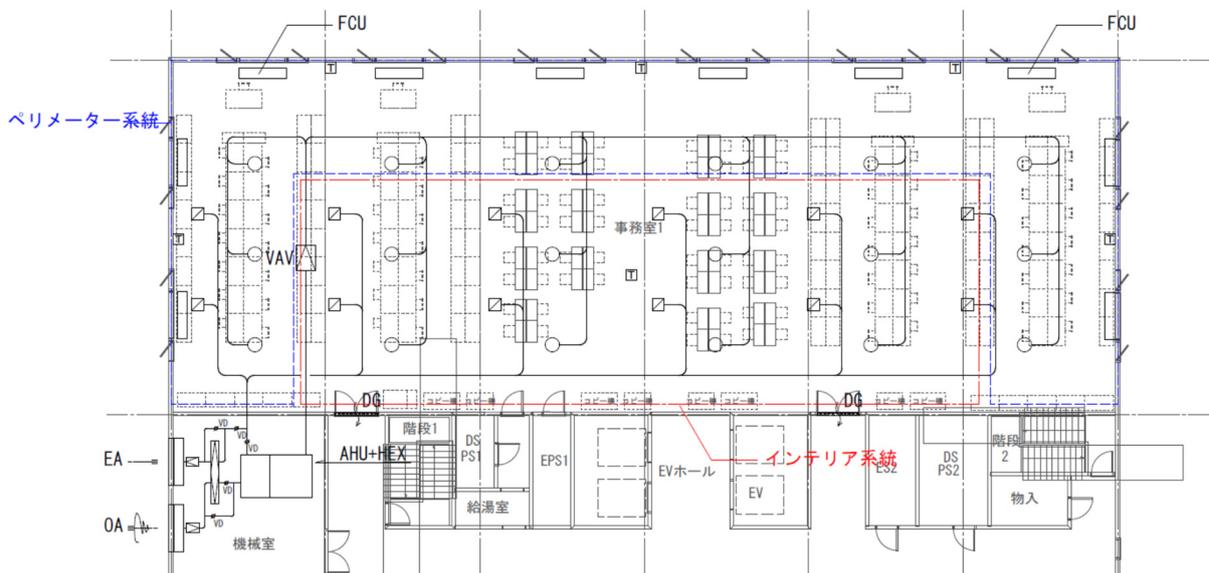


図 5-12 基準階事務室1のファンコイルユニット及び空調機等の配置図

FCUの能力は、ペリメータゾーンの建物時刻別負荷最大値を設置台数で除し、1台当たりの能力を算出する。本ケースでは冷房を基準としているが、寒冷地では暖房負荷のほうが大きくなることもあり、その場合には暖房負荷を基準として機器を選定する必要がある。表5-21より、 $q_{SC}$ は18,951W、 $q_{LC}$ との合計、即ち全熱負荷 $q_{TC}$ は21,707W、 $q_{SH}$ は14,714Wである。以下にファンコイルの必要能力 $q_{fc}$  [kW]の計算式を示す。

$$q_{fc} = \text{室内負荷}(q_{SH} \text{ および } q_{TH}) \times K_4 \times K_5 \div (1000 \times N) \quad \text{式 5-19}$$

$q_{fc}$ : ファンコイルの必要能力[kW]

$q_{SC}$ : 冷房最大顕熱負荷[W]

$q_{TC}$ : 冷房最大全熱負荷[W]

$K_4$ : 経年係数 (1.05)

$K_5$ : 能力補償係数 (1.05)

N:機器設置台数

式 5-19 より求めた数値を表 5-25 に示す。

表 5-25 北側系統ファンコイルユニットの算定書

階	室名	室内負荷[W]				台数 N	ファンコイル必要能力[kW] $q_{fc} = \text{室内負荷} \times K_4 \cdot K_5 / (1000 \cdot N)$			形番	冷温水量 $L_{CW}[L/min]$	損失水頭 [kPa]
		冷房			暖房		冷房		暖房			
		SH	TH	SHF			SH	TH				
1	事務室 1	11222	12759	0.88	8840	5	2.47	2.81	1.95	FCU-4	40	20
2	事務室 1	18951	21707	0.87	14714	10	2.09	2.39	1.62	FCU-4	80	20
3	事務室 1	18951	21707	0.87	14714	10	2.09	2.39	1.62	FCU-4	80	20
4	事務室 1	18951	21707	0.87	14714	10	2.09	2.39	1.62	FCU-4	80	20
5	事務室 1	18951	21707	0.87	14714	10	2.09	2.39	1.62	FCU-4	80	20
6	事務室 1	18951	21707	0.87	14714	10	2.09	2.39	1.62	FCU-4	80	20
7	事務室 1	21201	23957	0.88	16587	10	2.34	2.64	1.83	FCU-6	120	25

FCU に求められる出入口温度差を考慮し、選定された FCU の諸元を表 5-26 に示す。同表の備考欄には、各階の FCU 通水量の合計を記載している。

表 5-26 FCUのメーカー選定書

選定機器仕様 $\Delta t=7K$										
階	室名	型番	機器能力			通水量 L/min	通水抵抗 k Pa	消費電力 W	備考	
			SH	TH	暖房					
1	事務室 1	KCS6-400	2.70	3.70	5.97	7.6	21.9	95	38.L/min	
2	事務室 1	KCS6-400	2.70	3.70	5.97	7.6	21.9	95	76.L/min	
3	事務室 1	KCS6-400	2.70	3.70	5.97	7.6	21.9	95	76.L/min	
4	事務室 1	KCS6-400	2.70	3.70	5.97	7.6	21.9	95	76.L/min	
5	事務室 1	KCS6-400	2.70	3.70	5.97	7.6	21.9	95	76.L/min	
6	事務室 1	KCS6-400	2.70	3.70	5.97	7.6	21.9	95	76.L/min	
7	事務室 1	KCS6-400	2.70	3.70	5.97	7.6	21.9	95	76.L/min	

(2) 個別分散型空調設備 (ケース 2 とケース 3 に共通)

一次エネルギー計算の個別分散型空調設備として、ケース 2 では電動式の圧縮機を有すパッケージエアコンを、ケース 3 ではガスエンジン駆動の圧縮機を有するガスヒートポンプ冷暖房機を取り上げる。前者を VRF (E)、後者を VRF (G) と省略する。

屋内機を選定する際は、建物時刻別冷房負荷集計の最大値に加え外気負荷も考慮し選定を行う。

ア 室内機

空調機の配置は天井面に機器が見える場合もあるため、意匠面も考慮して設置を行う必要があり、本ケースでは図 5-13 のように天井カセットタイプの機器を設置した。

基準階事務室 1 の機器の設置台数はインテリア側には 5 台、ペリメータ側には 7 台設置し、基準

階事務室 2 にはインテリア側が 4 台、ペリメータ側に 6 台を設置する計画とした。

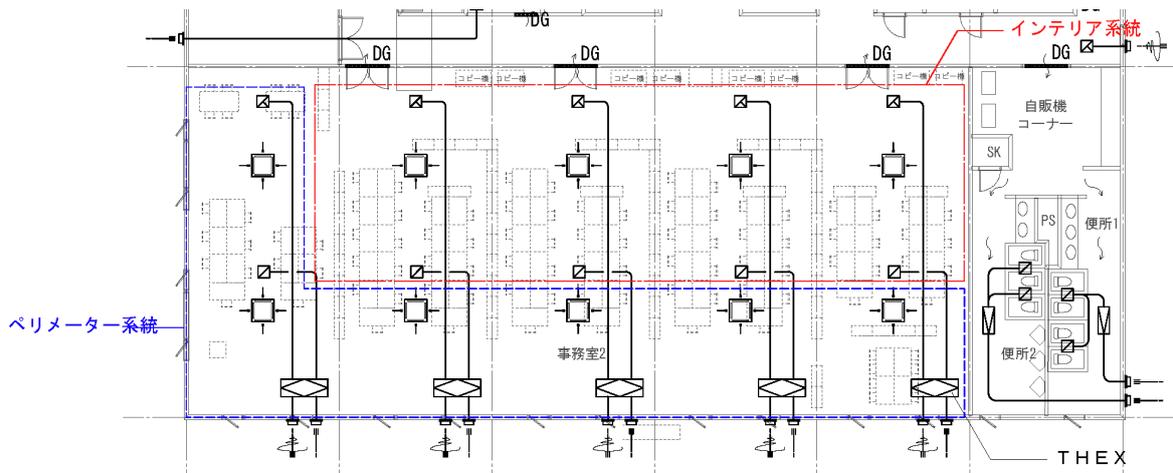


図 5-13 基準階の事務室2のVRF空調システム配置図

表 5-27 に各事務室のインテリア及びペリメータの最大冷房負荷（室内負荷+外気負荷）と、選定された室内機及び室外機の能力を、VRF(E)と VRF(G)についてまとめた。

表 5-27 空調機選定表

階数	部屋名	最大冷房負荷 (kW)		屋内機台数 (台)	1台あたりの負荷 (kW)	選定機器能力 (kW)	合計 (kW)	屋外機必要能力 (kW)	屋外機能力 VRF (E) (kW)	屋外機能力 VRF (G) (kW)
		インテリア	ペリメータ							
1F	事務室1	16.726	18.4	3	6.1	7.1	21.3	36.2	40.0	45.0
		16.074	17.7	5	3.5	3.6	18.0			
1F	事務室2	11.130	12.3	2	6.1	7.1	14.2	27.9	33.5	45.0
		14.197	15.7	4	3.9	4.5	18.0			
2F	事務室1	28.481	31.4	5	6.3	7.1	35.5	61.5	67.0	71.0
		27.331	30.1	7	4.3	4.5	31.5			
		22.208	24.5	6	4.1	4.5	27.0			
2F	事務室2	25.913	28.6	4	7.1	7.1	28.4	53.1	56.0	56.0
		27.730	30.6	6	5.1	5.6	33.6			
		27.730	30.6	6	5.1	5.6	33.6			
3~6F	事務室1	28.481	31.4	5	6.3	7.1	35.5	61.5	67.0	71.0
		27.331	30.1	7	4.3	4.5	31.5			
3~6F	事務室2	25.913	28.6	4	7.1	7.1	28.4	59.1	67.0	71.0
		27.730	30.6	6	5.1	5.6	33.6			
7F	事務室1	28.971	31.9	5	6.4	7.1	35.5	64.6	77.5	71.0
		29.581	32.6	7	4.7	5.6	39.2			
		26.379	29.1	4	7.3	8	32.0			
7F	事務室2	23.428	25.8	6	4.3	5.6	33.6	54.9	56.0	56.0

室内機の能力については、室内の最大時刻別負荷を設置台数で除し 1 台当たりの能力を求める。メーカーによって機器の能力のラインナップが決まっており、メーカーカタログより 1 台あたりの必要負荷を満たす機器を選定する。

### イ 室外機

室外機の選定は当該室の冷房負荷を満たすように選定する。基準階事務室 1 の室内冷房負荷は 61.5kW なので、カタログから選定すると 67.0kW という仕様となる。この際、室外機能力より室内機合計能力が多少小さくなったり大きくなったりしても問題はないが、前者が後者の 70%から

130%の範囲とするなど、製造業者による推奨範囲がある。なお、VRF(E)及びVRF(G)システムの室外機の選定にあたっては下記の点に注意が必要である。

- ② 1つの屋外機に接続できる屋内機の台数・接続許容範囲に制限がある。
- ②カタログ標記の冷房能力値は JIS B8616 および JRA4002 による条件（室内側 27℃、外気温度 35℃）の条件であり、暖房能力値は（室内側 20℃、外気温度 2℃）となっている
- ③暖房能力は外気温度により着霜・除霜運転時に能力低下が発生する。その為、表 5-28 に示すような暖房能力の補正係数を定格能力に乗じて、機器を選定する必要がある。

表 5-28 暖房能力の補正係数

室外ユニット入り口空気温度℃ (DB)	-7	-5	-3	0	3	5	7
能力補正係数	0.87	0.87	0.86	0.84	0.87	0.98	1.00

上記のような条件があるため、選定時には機器のカタログや仕様書を確認することが重要である。なお建物は室ごとに方位や使用時間がずれることから各室の時刻別最大負荷を集計して出た値を建物全体の最大負荷としてとらえて室外機を選定すると能力を過剰に見込むことになってしまう。そのため、時間最大負荷を集計して機器選定を行うことが望ましい。

#### ウ 搬送部（冷媒配管）

室内機と室外機を繋ぐ配管である搬送部の設計は、系統内の室内機の能力と配管の距離によって選定を行うことになる。上記の図 5-14 は基準階事務室 1 系統の配管接続パターンであり、表 5-29 の様な冷媒管サイズ表を参照して適切なサイズを決定することが一般的である。

実際は配管長が長くなれば損失が多くなり、室外機の定格能力も低減していくことになるため、カタログや技術資料などで総配管実長 300m 以下や室外機と室内機の高低差 50m 以内などの配管接続時の注意点に関して記載されている。

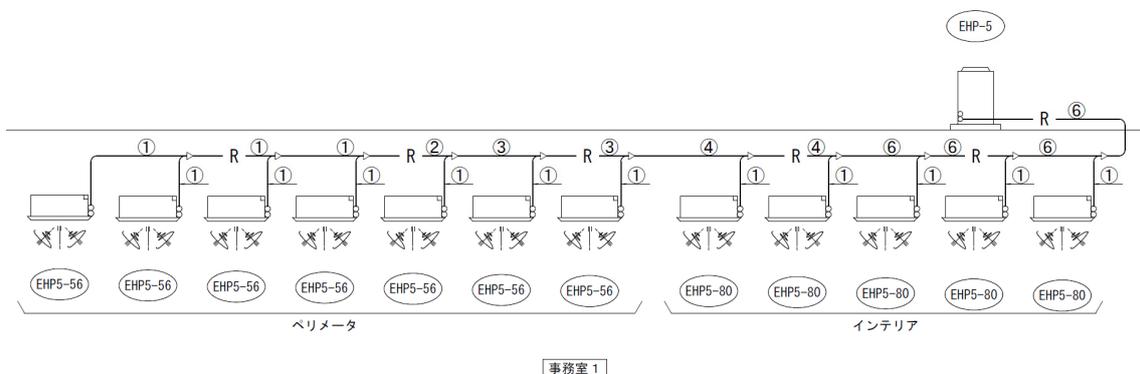


図 5-14 基準階事務室 1 の VRF(E)の冷媒配管系統図

表 5-29 冷媒管サイズ表

番号	液管[φ]	ガス管[φ]	容量[kW]
①	9.5	15.9	14
②	9.5	19.1	16~22.4
③	9.5	22.2	28
④	12.7	25.4	33.5~40.0
⑤	12.7	28.6	45
⑥	15.9	28.6	50.0~67.0
⑦	19.1	31.8	73.0~100

参考文献

1. 建築環境・省エネルギー機構、省エネルギー建築の設計ガイドライン 5.5 節空調設備の容量設定付録、2021年1月

## 5.6 一次エネルギー消費量等の計算結果

### (1) 計算結果の概要

表 5-1 に建物の諸元を示した 6 地域（東京等）に立地する事務所ビル（以下、「建物」）を題材とし、エネルギー消費量に影響を及ぼす設計要因を変更した 1 から 5 の 5 種類のケースについて、ウェブプログラムによって設計一次エネルギー消費量の計算を行った結果を以下に示す。

ケース 1 は省エネルギー基準の基準値を導出した際の設計内容に準じたものであるのに対して、ケース 2 以降は異なる空調方式毎に現実的と思われる範囲内で省エネルギー対策を施した設計内容となっている。ケース 2 以降、空調設備についてはそれぞれのケースで特徴ある設計内容となっているが、換気設備(空調設備の設置されていない室のための換気設備)、照明設備、給湯設備、昇降機についてはケース 2 からケース 5 は同じ設計内容である。

図 5-15 に 5 ケースの計算結果を、建物の基準一次エネルギー消費量（左端）とともに示す。また、表 5-30 に単位延床面積当たりの一次エネルギー消費量と、基準値に対するパーセンテージを示す。

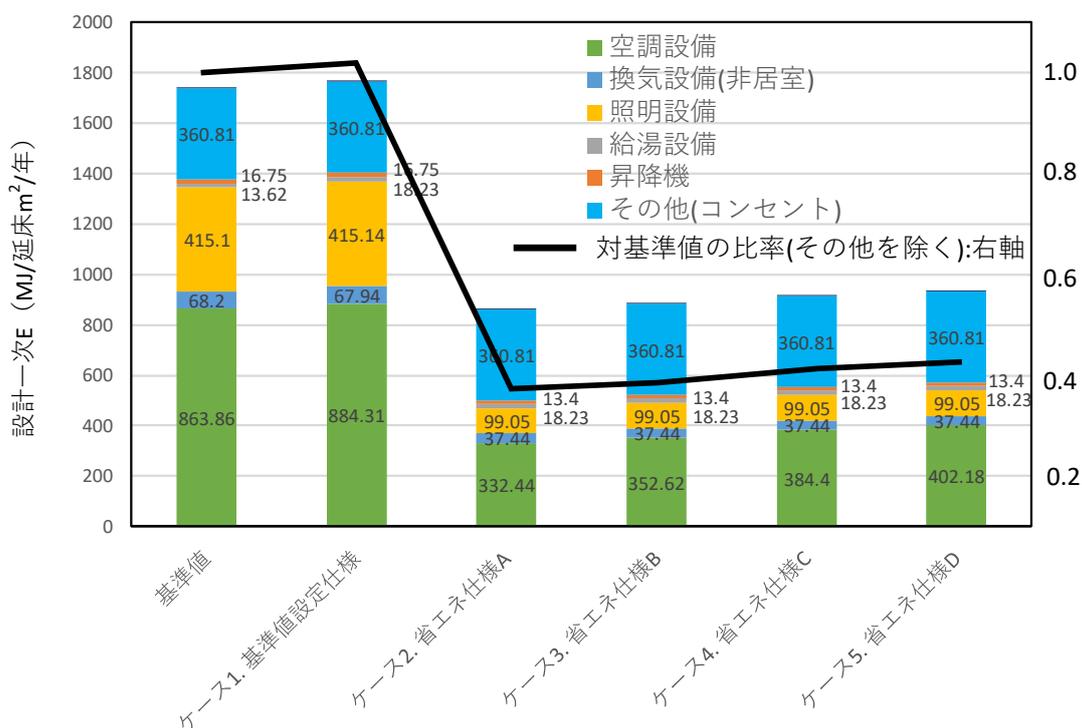


図 5-15 建物に関する基準一次エネルギー消費量と各ケースの設計一次エネルギー消費量

図 5-15 及び表 5-30 により一目瞭然であるが、省エネ対策を適用したケース 2 からケース 5 のエネルギー消費量は、省エネルギー基準の評価対象にはなっていない「その他」用途を除くと、基準値に対して 36%~41%にまで低減しており、「その他」用途を含めても基準値に対して 50~54%にまで低減している。

表 5-30 計算対象建物の基準一次エネルギー消費量と各ケースの設計一次エネルギー消費量の比較

単位はMJ/m <sup>2</sup> 年 <sup>※1</sup>	基準値	ケース 1	ケース 2	ケース 3	ケース 4	ケース 5
空調設備	864(100)	884 (102)	332(38)	353(41)	384(44)	402(47)
換気設備 <sup>※2</sup>	68(100)	68 (100)	37(55)	ケース2と同じ	ケース2と同じ	ケース2と同じ
照明設備	415(100)	415 (100)	99(24)	ケース2と同じ	ケース2と同じ	ケース2と同じ
給湯設備	14(100)	18 (134)	ケース1と同じ	ケース2と同じ	ケース2と同じ	ケース2と同じ
昇降機	17(100)	17 (100)	13(80)	ケース2と同じ	ケース2と同じ	ケース2と同じ
その他 <sup>※3</sup>	361	基準値と同じ	基準値と同じ	基準値と同じ	基準値と同じ	基準値と同じ
合計	1738(100)	1763 (101)	861(50)	906(51)	890(53)	903(54)
「その他」抜き合計	1378(100)	1402 (102)	501(36)	546(38)	529(40)	570(41)

※1 括弧内の数字は基準値(100)に対するパーセンテージ。

※2 空調設備のない室（トイレ、機械室、電気室等）のための換気設備。空調設備のある場合、換気設備は空調設備に含む。

※3 コンセントに接続されるPC、コピー機等の電力消費に係わるエネルギー消費量。

本節ではこれ以降において、ケース 2 からケース 5 がどのような省エネ対策を施したものであり、その実現可能性の判断材料を整理する。そして、基準値に相当する仕様であるケース 1 はそもそもどのような設計内容であるのかについて明らかにする。

## (2) 各ケースの換気、照明、給湯の各設備及び昇降機に関する設計内容

各ケースの設備仕様などの特徴は表 5-9 にまとめた。このうち、省エネルギー対策ケースであるケース 2 からケース 5 に共通した換気、照明、給湯の各設備及び昇降機の設計内容がどのようなものであるかをこの節ではみることとする。

### ア 換気設備

省エネルギー基準のエネルギー消費用途分類における「換気設備」は、一般の空調対象室のために設置される換気設備と異なり、排熱や汚染物質（臭気、水蒸気、油、その他の局所的に発生する物質）の排出のために、限られた用途の室（更衣室又は倉庫、便所、喫煙室、厨房、屋内駐車場、機械室、電気室、湯沸室等、食品庫等、印刷室等、廃棄物保管場所等、浴室）に設置される機械換気設備のことを指す。一方、一般の空調対象室の機械換気設備は、主として在室者 1 人当たりの換気量として必要換気量が規定されるものであり、そのエネルギー消費量は空調設備に計上されることになっている。

今回の計算対象建物では、便所、物入（倉庫）、給湯室、機械室、電気室、及び休憩室（更衣室）が対象室となっているが、基準一次エネルギー消費量を決定するための条件として、各室用途について、基準設定換気回数（一律 2.7m と仮定された天井高と床面積を乗じることで換気量が導出され

る)、換気種別、基準設定圧力損失、年間運転時間が定められており、加えて送風機効率と伝達装置効率の積(0.4)、電動機効率(0.75)及び設計余裕率(1.2)を加味することで、次式によって基準一次エネルギー消費量が導出されている。

基準一次エネルギー消費量(MJ/m<sup>2</sup>)

$$= \text{基準設定換気回数(回/h)} \times \text{仮定天井高(m)} \times \text{設計余裕率} \times \frac{1}{3600} \\ \times \text{基準設定圧力損失(Pa)} \times \frac{1}{\text{送風機効率} \times \text{伝達装置効率} \times \text{電動機効率}} \\ \times \text{年間換気時間(h/年)} \times Wh \text{を一次エネルギー消費量に換算する係数}$$

例えば、便所に関するそれらの条件値は、15回/h、第三種換気、300Pa、3133時間であるため基準一次エネルギー消費量(単位床面積当たり)は次式で求められている。

$$15 \text{ 回/h} \times 2.7 \text{ m} \times 1.2 \div 3600 \text{ (s/h)} \times 300 \text{ Pa} \div (0.4 \times 0.75) \times 3133 \text{ (h/年)} \times 9.76 \times 10^{-3} \text{ (MJ/Wh)} = 413 \text{ MJ/m}^2/\text{年}$$

このように基準値相当の機械換気設備がケース1においては設定されているのに対して、ケース2からケース5における機械換気設備は、主に便所の換気回数を削減(15回/h→8回/h)するとともに、すべての機械換気設備の電動機にインバータを設置して竣工前の調整で風量の適正化を行っていることを想定した(ウェブプログラムでは40%の削減と評価される)。また、機械室及び電気室の機械換気設備は、基準設定条件と同じ第一種換気設備としたが、室内の温度センサーによる送風量制御を行うこととした(30%の削減と評価される)。この設計では、電動機効率及び送風機効率等の改善は見込んでいないが、実際には0.75を超える電動機効率や0.4を超える送風機及び駆動力伝達効率は、十分に可能であるため、さらなる改善が可能と言える。

なお、第三種換気とする箇所の換気回数を必要最小限に抑制することは、空調対象室のための全熱交換器の給排気比率を1に近づける効果があり、それによって全熱交換効率の向上が可能となる。それにより外気負荷は低減され、明らかな省エネルギー効果を見込むことができる。

結局、ケース2からケース5における機械換気設備の設計一次エネルギー消費量は、基準値相当のケース1の55%に減少している。

## イ 照明設備

基準値設定仕様に準じたケース 1 では、照明器具はすべて蛍光灯とし、照明消費電力の大半を占める事務室の光源は高周波点灯専用型蛍光灯 32 型高出力点灯タイプ(型番:FHF32、光束:4950lm/灯、消費電力:48W/灯)、器具形式はFRS18L5-322(天井埋込下面ルーバー)、保守率及び照明率は各々0.69と0.64とした。また、作業面の基準設定照度はJIS Z 9110-2011 照明基準総則の「事務室」の維持照度である750lxとして照明器具数を決定している。その結果、ケース 1 における事務室の単位床面積当たりの照明消費電力は16.3W/m<sup>2</sup>となっている。

これに対して、ケース 2 からケース 5 では、大きく照明エネルギー消費の削減を図るために、光源をすべてLEDにするとともに、タスク・アンビエント照明手法(参考文献 1)を採用し、アンビエント照明の維持照度を400lxとした。これにより、単位床面積当たりの照明消費電力は3.4W/m<sup>2</sup>となった。さらに昼光を利用して照明器具の点灯を抑制するための制御である「明るさ検知制御(自動制御ブラインド併用)」を採用することとした。

自動制御ブラインドがある場合、日射遮蔽の必要がない曇天時にブラインドを自動で開けるため、窓がそれほど大きくなくても昼光利用効果はある程度高くなる。

タスク・アンビエント照明手法については、タスク照明による照度に対し、アンビエント照明による照度が低すぎると執務作業者は不快になり、アンビエント照明による照度が高すぎると、全般照明方式に近くなってエネルギー削減効果は少なくなるため、その点における設計上の配慮が不可欠である。また、空間の明るさ感を確保するために壁面内装の反射率を上げたり、壁面の輝度を上げるための照明計画上の配慮をするなどの工夫が必要であるとされている。今回の計算では明るさ感確保のための照明器具を計上していない点は注意を要する。今後は、明るさ感確保のための照明計画手法が確立され、そのための照明エネルギー消費量の評価が容易になることが望まれる。

結局、ケース 2 からケース 5 における照明設備の設計一次エネルギー消費量は、基準値相当のケース 1 の24%に減少しており、LEDの採用とタスク・アンビエント照明手法の効果は非常に大きいことがわかる。

ただし、今回の計算においてはタスク照明分のエネルギー消費量を計上していないことには注意が必要である。タスク照明分のエネルギー消費量を調査した事例は参考文献 2 を参照されたいが、アンビエント照明のエネルギー消費量に対して3%程度とわずかな場合もあるが、15%程度となる場合もあったと報告されている。

なお、照明設備の消費電力の低減は、年間を通じて照明内部発熱が低減することを意味し、本来であれば冷房負荷の低減と暖房負荷の増加に結びつくが、現時点のウェブプログラムでは空調負荷計算において照明内部発熱の変化を考慮していないため、空調エネルギー消費量への影響の評価は行われていない。

## ウ 給湯設備

基準値設定仕様に準じたケース 1 では、配管熱損失等を含めた給湯システムの効率を約 0.67（正確には 1/1.5）としている。これに対して、ケース 2 からケース 5 では、建物の一部（休憩室のシャワー用の潜熱回収ガス給湯機と節湯器具の組み合わせ）の給湯設備を除き貯湯式電気給湯機を用いるとした。事務所ビルの場合は、主たる給湯需要が発生する便所の洗面器用途が分散していることや、給湯量がさほど大きくないことから、配管熱損失を抑える観点から熱源を分散配置して配管長を抑えることは、分散熱源が電気抵抗による発熱方式となり効率が低下することを加味しても省エネルギー上有効であると考えられた。ただし、ケース 2 からケース 5 においては、給湯量の節約を意図して自動給湯栓を設けること及び配管断熱については「保温仕様 2」とした。結果的に、ケース 2 からケース 5 の給湯設備の設計一次エネルギー消費量は、ケース 1 に比して 34%増加となっている。

## エ 昇降機

基準値設定仕様に準じたケース 1 では、昇降機の世界制御方式としては可変電圧可変周波数制御方式（電力回生なしかつギアレス巻上機）としているが、ケース 2 からケース 5 では、同方式（電力回生ありかつギアレス巻上機）とした。結果的に、ケース 2 からケース 5 の昇降機設備の設計一次エネルギー消費量は、ケース 1 に比して 20%減となっている。

### (3) 空調設備に関する設計内容

#### ア 全般

ケース 2 からケース 5 は、空調設備以外についての設計内容は同一であるが、空調設備については中央式と個別分散方式の 2 種類、熱源を電気方式とガス方式の 2 種類、合計 4 つの方式について、現実的と考えられる範囲においてできる限り省エネルギー性能の向上を目指した設計内容とした。

表 5-30 にまとめたように、ウェブプログラムによる評価結果によると結果的に、ケース 2 からケース 5 のいずれの方式についても基準設定仕様であるケース 1 と比べ、固定値とされている「その他」のエネルギー消費量（コンセントに接続して使用する PC やコピー機など）を含めてもほぼ半減、設計内容の善し悪しが反映する「その他」を除く 5 つの用途の設計一次エネルギー消費量では、約 6 割削減を達成している。

空調設備において、最終的にエネルギーを消費している主たる機器は、圧縮機、送風機及びポンプの駆動力となっている電動機か、あるいは吸収式冷温水機の熱源となっている燃焼機器の 2 種類に帰結される。設計一次エネルギー計算においては、選択された送風機やポンプは、基本的に空調時間帯にわたって連続的に運転されると仮定されるため、安全率を見込み過ぎて大きな機器を選択すると、大きさに比例してエネルギー消費量も増加する。したがって、合理的な容量設計を行うことと省エネルギー性能の向上は密接に関係することとなる。

なお、本検討対象とした設計内容は、前述のように「建築設備設計基準」に準拠した部分が多いという点で、一般的な実務とかけ離れた非現実的な設計であるとは一概に言えないであろう。

#### イ 容量設定の骨子

エネルギー消費量の多寡に大きな影響を持つ要因としては、各機器のエネルギー効率とともに、上述のように各機器の容量（大きさ）が挙げられる。照明の例を用いるとすれば、LEDは蛍光灯よりも効率は良いが、維持照度を大きく設定して光束量を大とした場合には、蛍光灯を用いた場合に比して必ずしもエネルギー消費の削減になるとは限らない。

空調設備の各部の場合も同様であり、より大きな冷暖房能力を持った放熱部（例えばファンコイルユニット）を選択した場合、風量がより大きな送風機を持つ機種を選択することとなり、その放熱部の運転に要する消費電力は増加してしまう。とは言っても、小さな機種であれば良いかと言えば、そうではなく、送水されてくる冷温水から求められる冷温熱を室内に放熱できる能力が無ければ、室温を維持することができず、目標とされた入出口温度差を実現することもできず、機能不全が生じる。

「(1)計算結果の概要」において「現実的と考えられる範囲において」と述べたが、各部の容量設計の現実的なものであること、そして如何なる点で容量設計上の工夫を行ったかの概要は以下のようなものである。

##### a 放熱部

中央式の場合の空調機及びファンコイルユニット、個別分散の場合の室内機及び換気設備が放熱部に当たる。

冷暖房能力に係る容量設計では、建築設備設計基準に従って「室内負荷」及び「外気負荷」を算定した。算定方法の特徴を表 5-31 にまとめた。

表 5-31 建築設備設計基準における容量設計用冷暖房負荷計算における考慮要因及び数値の概略

○：考慮 ×：無と仮定	貫流熱負荷		日射 (窓)	内部発熱	室内負荷 余裕率	外気負荷	
	外壁・窓	内壁				換気量	全熱交換
冷房負荷	○	○	○	○(照明・人体・機器) <sup>※</sup>	1.05倍	6m <sup>3</sup> /h・m <sup>2</sup>	○
暖房負荷	○	○	×	×	1.1倍	6m <sup>3</sup> /h・m <sup>2</sup>	○

※各発熱量の想定値は、各々10W/m<sup>2</sup>、21.2W/m<sup>2</sup>、9W/m<sup>2</sup>とした。

##### (i) 空調機

空調機の設計風量の算出においては、室内負荷（顕熱分のみ）を用い、冷房時の入出口温度差を11℃とした。空調機はコンパクト形としたため、コイル面風速は3.0m/sと通常推奨される2.5～3m/sの上限となっていて機内静圧の面からは送風機の省エネルギー面では有利とは言えない選択となっている。機械室の形状や面積で制約のある場合にはこのような選択をせざるを得ないこともあり得るが、可能であれば再考に値する。一方で、ダクトについては断面積を極力大きくすることと、単

位長さ当たりの圧力損失を 0.7Pa/m 程度ととする工夫をした（表 5-23 を参照されたい）。

空調機の coils の仕様に関しては、湿り空気線図上で必要とされる冷却量及び加熱量を求めた上で、経年係数（1.05）を加味して求めた冷却能力及び加熱能力、冷暖房時の冷温水温度（冷房時：入 7℃、出 14℃、暖房時：入 55℃、出 48℃）によって決定した。

空調機は室内負荷の処理対象であるインテリアゾーンに設置されたサーモスタットに連動した VAV ユニット及びその末端に吹出口があり、VAV ユニットの開度は室温が設定温度に近づくように自動制御される。空調機の給気送風機は給気ダクトの途中の点の静圧を一定に維持するようにインバータにより回転数が自動制御される。その結果として、空調機の処理する負荷が、能力（給気・還気温度差に給気送風機最大風量に乗じて得られる熱量。基準階事務室 1 については表 5-21 を参照されたい。）よりも小さい時には、負荷に比例して給気量及び送風機消費電力が低減すると仮定されている（実際には、送風機、電動機、インバータを総合した効率は風量によって多少変化すると考えられているが、関係する技術情報が十分でなく、明確化は今後の課題である）。ただし、VAV 制御による空調機送風機の消費電力の低減が確実に得られるためには、給気温度が負荷によらずほぼ一定であることが前提であり、いわゆる「給気温度リセット」機能によって給気温度が変化してしまう場合には、負荷を処理するために必要な給気量及び送風機エネルギー消費の増大を招くリスクのあることに注意が必要である。例えば、同じ空調機が、負荷が著しく異なる複数の室の空調を担う場合には、負荷の小さな室の温度調節のために給気温度を緩和（冷房時では上昇、暖房時では低下）せざるを得ない状況が生じる。

なお、VAV 制御による給気送風機の風量の下限は定格風量の 30%とした。給気送風機の風量はこれを下回ることはできず、空調対象室の空調負荷が 30%を下回っても空調機のエネルギー消費量は 30%未満には低減されない。計算対象の設備では、設計風量通りの給気送風機が設置されることを前提としたが、仮により大きな送風機が設置された場合には、その機器の最大風量の 30%が制御の下限となるため、VAV 制御による省エネルギー効果が薄れることになる。

## (ii) ファンコイルユニット

ファンコイルユニットは、ペリメータの室内負荷（全熱負荷）を処理することを条件に機種選定されている。表 5-31 に掲げた「室内負荷余裕率」にさらに「経年係数（1.05）」及び「能力補償係数（1.05）」を乗じて得られるファンコイル必要能力を設置台数で割ることにより、1 台当たりに必要な冷房能力（顕熱及び全熱）及び暖房能力（顕熱）を求めている。

ファンコイルユニットの空気の出入口温度差は 7℃として機種選定がなされた。選定された機種は、送風機の消費電力が 95W 及び 122W の 2 機種であり、必要とされる能力はいずれも十分に満足している。

なお、ファンコイルユニットは風量についての自動制御機能は持たず、設定温度と室温との関係で冷温水二方弁の開閉及び送風機の発停が制御され、室温制御がなされることが想定される。

### (iii) 個別分散型空調の室内機及び換気設備

個別分散型空調の室内機は、ペリメータ及びインテリアの各々の全負荷（室内負荷と外気負荷の合計）を処理することを条件に機種選定されている。表 5-31 に掲げた「室内負荷余裕率」にさらに「経年係数（1.05）」及び「能力補償係数（1.05）」を乗じて得られる室内機の必要能力を設置台数で割ることにより、1 台あたりに必要な冷房能力（全熱）及び暖房能力（顕熱）を求めている。

## b 熱源システムの選定

### (i) 中央式

最大負荷の把握のために着目する 4 つの時刻（表 5-10 の左端から 3 列目）のうちで、冷房負荷及び暖房負荷（いずれも室内負荷と外気負荷の合計）、それぞれの最大値を基に、3 種類の安全率（「ポンプ・配管損失・装置負荷係数（1.05）」、「経年係数（1.05）」、「能力補償係数（1.05）」）を乗じて、熱源に必要な冷凍能力を算出し機種選定した（式 5-1）。

吸収式冷温水機については 2 台で必要な冷凍能力を満たす構成とした。選定した吸収式冷温水機は、冷却水ポンプの省電力化を狙い、冷却水の出入り口温度差 7℃に対応可能ものとして選定されている。また、冷却水配管の流速を 1m/s 以下として配管を設計し、ポンプの消費電力を抑える工夫をした。

ウォーターチリングユニット（空冷式）については、5 台で必要な冷凍能力を満たす構成とした。吸収式冷温水機と比べて分割台数を多くできたのは比較的にかん力の小さい機種が市場に存在しているためである。

### (ii) 個別分散

事務室毎に室外機を設けることとして、各事務室の室内機の能力の合計を上回る室外機を選定した。

## c ポンプの選定

二次冷温水配管の設計においてはポンプの消費電力を低減させるため、往還温度差を極力大きくとること、及び配管径を太くして管内流速及び圧力損失を低減させた。また、二次ポンプについては、VWV 制御を適用し、エアハンドリングユニット用配管 2 系統（南北）とファンコイルユニット用配管 2 系統（南北）のうち、最も両側静圧差が小さくなる位置にある放熱部機器の両側の静圧差を一定値（その放熱部機器に必要な静圧差）以上に保つようにポンプの回転数を維持するとともに、二次冷温水配管の全体の流量の計測値を基にポンプの運転台数を自動制御することとした。

なお、二次冷温水用のポンプの回転数の下限は定格値の 60%とした。現状ではこの程度が下限と

して設定されることが多いとのことであるが、実際にはさらに低い回転数下限とすることの可能性を検討すべきと言える。

## ウ 部分負荷効率向上の可能性と工夫

### a 熱源単体の部分負荷効率の特徴

ケース 1 からケース 5 で想定されている空調用熱源であるところの、ウォーターチリングユニット（空冷式）、吸収式冷凍機（都市ガス）、パッケージエアコンディショナー（空冷式）及びガスヒートポンプ冷暖房機（都市ガス）の 4 種類について、ウェブプログラムで想定している熱源エネルギー効率と部分負荷率との関係を図 5-16(a)(b)に示す。

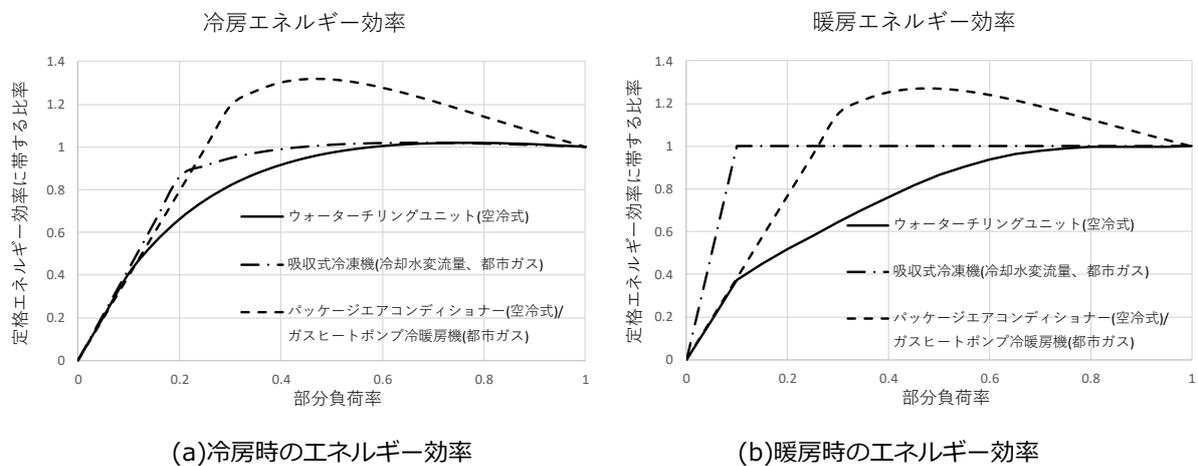


図 5-16 ケース 1 からケース 5 で想定した 4 種類の熱源のエネルギー効率と部分負荷率との関係

パッケージエアコンディショナー（空冷式）とガスヒートポンプ冷暖房機（都市ガス）は冷房と暖房のいずれについても同じ部分負荷特性を持つと想定されている。部分負荷率が 0.3 以下の領域におけるエネルギー効率は、ウォーターチリングユニット（空冷式）が他の 3 種類と比較すると、やや低い傾向にある。原点から直線となっている領域については、エネルギー消費量が不変、即ち負荷が減少してもエネルギー消費量は減少しない部分負荷領域であることを意味している。例えば、パッケージエアコンディショナー（空冷式）及びガスヒートポンプ冷暖房機（都市ガス）は、部分負荷率 0.3 以下の領域で特性が直線となっており、その範囲では空調負荷が大きかろうと小さかろうと、エネルギー消費量は一定となる。

### b 台数分割による熱源システムの部分負荷効率向上

中央式の場合には、建物全体に必要な容量を分割し、複数台数の熱源で熱需要に対応することで、運転が不要な機器を停止して運転している熱源の部分負荷率を増加させる方法がとり得る。ケース 1 であっても 2 台のウォーターチリングユニット（空冷式）に分割しているが、ケース 4 では 5 台のウォーターチリングユニット（空冷式）に分割、ケース 5 では 2 台の吸収式冷凍機（都市ガス）に

分割している。ケース 1、ケース 4 及びケース 5 の熱源全体としてのエネルギー効率と部分負荷率との関係を図 5-17 に示す。ウォーターチリングユニット（空冷式）を 2 分割から 5 分割とすることによる部分負荷率 25%以下の領域での熱源システムとしてのエネルギー効率改善が顕著と言える。

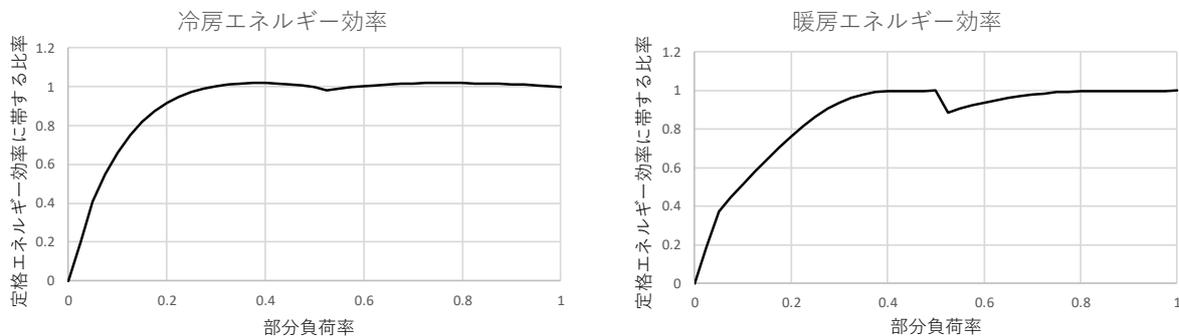


図 5-17(a) 台数分割による部分負荷率とエネルギー効率

ウォーターチリングユニット（空冷式）2台構成

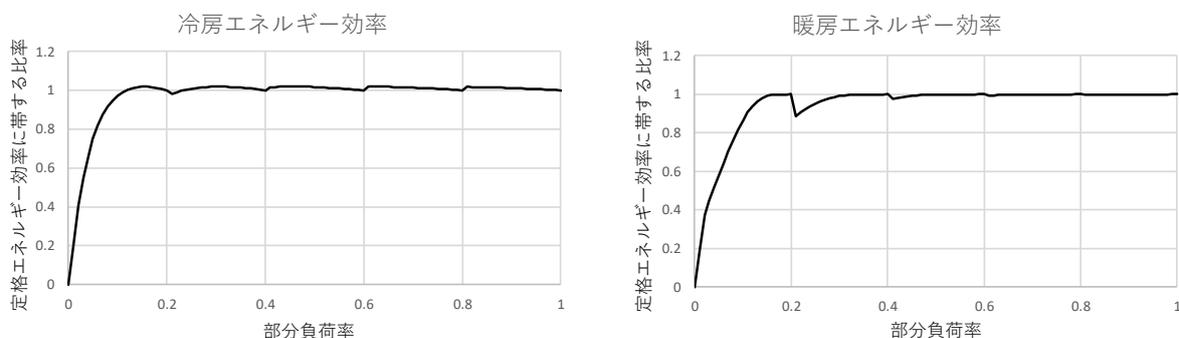


図 5-17(b) 台数分割による部分負荷率とエネルギー効率

ウォーターチリングユニット（空冷式）5台構成

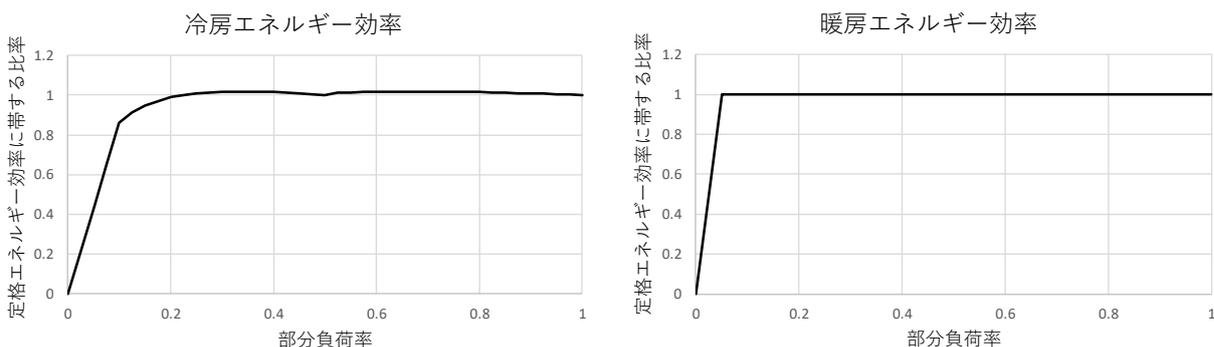


図 5-17(c) 台数分割による部分負荷率とエネルギー効率

吸収式冷凍機（都市ガス）2台構成

### c 搬送部（水及び空気）の部分負荷効率の向上

空調設備の搬送部とは、中央式空調設備については熱源部の熱源冷却水及び一次冷温水の配管及びポンプ、二次冷温水の配管及びポンプ、二次冷温水からの得られた冷温熱を空調対象室に供給する空気調和機及びファンコイルユニットを指す。個別分散型空調設備については冷媒配管とその末端にあ

る室内機を指すが、冷媒搬送機能は室外機に内蔵される圧縮機が兼ねるため、そのエネルギー消費量は室外機のそれに内包されており、抜き出して評価することは難しい。

ポンプ及び送風機の効率は、それらの単位電力消費量に対する搬送される熱量の値であると定義できよう。空調負荷が部分負荷となった状況において、その効率がいかに維持できるかが重要となる。

$$\text{ポンプ又は送風機の効率} = \frac{\text{搬送される冷温熱量}}{\text{ポンプ又は送風機の電力消費量}}$$

搬送部のポンプ及び送風機の規模、即ち実現可能な流量や風量の大きさの決定過程では、「5.5 空調設備の容量設定」で述べたように、一般的な方法と考えられる範囲内においてできるだけ過大な規模・容量にならないように配慮を施した。

こうした配慮によって、建物の空調負荷が小さくなった状況下における搬送部としての効率が維持できる部分もあるが、理論的考察によって効率維持が困難となる要因のあることも推測される。表 5-32 及び表 5-33 に特に部分負荷効率の低下要因について整理した。

表 5-32 ポンプの部分負荷効率の向上要因と低下要因

向上要因	低下要因（更なる省エネルギー性能向上のための課題）
<ul style="list-style-type: none"> <li>・二次冷温水ポンプを台数分割されている場合は、ポンプ群の負荷率に応じて運転台数が計算される。</li> <li>・二次冷温水ポンプが変流量制御されている場合は、ポンプ群の負荷率に比例して各ポンプの消費電力が低減される（ただし、各ポンプの最小流量比率を下限として）。</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・ポンプ及び電動機の選定は配管の圧力損失を低減する配管設計の下で行ったが、ポンプ及び電動機の選定は余裕を持って行われるため、選定されたポンプ及び電動機では電力の浪費となる可能性が高い。竣工前の試験においてインバータによる電動機入出力の調整がなされない限り、全般的な効率低下となる。</li> <li>・エネルギー消費量計算に用いる電動機特性には電動機出力が用いられるのが現状であり、消費電力が不明なため電動機及びインバータの効率の善し悪しが評価できていない。</li> <li>・変流量制御のためインバータを用いた際の、電動機回転数と消費電力の関係は、必ずしも線形ではなく、<u>低回転数域ではインバータの効率低下が実際には生じている可能性がある。</u></li> <li>・電動機の故障回避を意図してインバータ周波数の下限が電動機メーカーの保証条件として謳われており、空調負荷率が小さい領域における消費電力の低減が見込めなくなる。</li> <li>・二次冷温水の流量計測及び往還差圧の計測誤差が大きい場合に制御が正常に機能しない恐れがある。</li> <li>・往還水温度差が設計条件を確保できない場合には、空調負荷率が小さくなくても冷温水流量が減らず、ポンプ消費電力も減らないことが起こり得る。</li> <li>・ウェブプログラムでは、<u>冷却水配管用ポンプ及び一次冷温水配管用ポンプについては定流量制御が仮定されており、熱源運転時間にわたり一定の消費電力が発生する。</u></li> </ul>

表 5-33 空調機の部分負荷効率の向上要因と低下要因

向上要因	低下要因（更なる省エネルギー性能向上のための課題）
<p>・給気量によらず給気ダクト主管部の静圧（吐出圧）を一定にする給気送風機電動機のインバータ制御によって、消費電力が低減される。給気量は室温サーモスタットと連動したVAVユニットにより変化する。</p>	<p>・末端圧制御や要求風量制御といったより高度な変風量制御の効果は、それら制御の定義や設計施工要件が明確に規定し得ていないとの判断から、ウェブプログラムでは評価できていない。</p> <p>・給気送風機及び電動機の選定は単位長当たり圧力損失を低減するダクト設計の下で行っているが、余裕をもって選定された電動機の定格出力では電力の浪費となる可能性が高い。<u>竣工前の試験においてインバータによる電動機入出力の調整がなされない限り、全般的な効率低下となる。</u></p> <p>・空調機の機内圧力損失の全圧力損失に占める割合は大きいため、<u>コイル正面風速が過度に高い場合には、送風機の電力消費量が過大となる恐れがある。</u></p> <p>・エネルギー消費量計算に用いる電動機特性には電動機出力が用いられるのが現状であり、消費電力が不明なため電動機の効率の善し悪しが評価できていない。</p> <p>・変流量制御のためインバータを用いた際の、電動機回転数と消費電力の関係は、必ずしも線形ではなく、<u>低回転数域ではインバータの効率低下が実際には生じている可能性がある。</u></p> <p>・電動機の故障回避を意図してインバータ周波数の下限が電動機メーカーの保証条件として謳われており、<u>負荷率が過小となる場合には消費電力の低減が見込めなくなる。</u></p> <p>・給気ダクト内の静圧の計測誤差が大きい場合に制御が正常に機能しない恐れがある。風量を用いた変風量制御の場合には風量の計測誤差も障害になり得る。</p> <p>・給気送風機の風量決定時における給気温度よりも緩和される（冷房の場合は高く、暖房の場合は低く変更）場合には、搬送される熱量当たりの送風機の消費電力が増加してしまう。</p> <p>・給気送風機及び還気送風機（本計算例では使用せず）の回転数が増減した際に、外気量及び排気量の制御に配慮を払わない場合に、外気量が過大・過小となる、外気量と排気量の均衡が失われる可能性がある。</p>

### 工 全熱交換換気設備の熱回収効果維持のための工夫

全ケースにおいて外気負荷低減によって空調エネルギー消費量を減らすために、全熱交換換気設備の設置を想定している。

中央式空調設備としているケース 1、4 及び 5 については、回転形の全熱交換器を外気取入れ部に設置することを想定し、外気送風機及び排気送風機を含む空調機周りの機器構成と風量バランスを図 5-9（基準階の事務室 1 を例として）のようなものとして想定している。全熱交換器の諸元については表 5-9 のケース 1、4 及び 5 の全熱交換器の項を参照されたい。各階においては表 5-5 に示したように非空調室の換気が行われているが、第 3 種換気による排気量が過大な場合には、全熱交換器を通過す

る空気の給排気比率（＝給気量／排気量）が小さくなり熱回収量が低下してしまうため、第3種換気用送風機の選定や設置後の風量調整は慎重に行う必要がある。ケース1、4及び5の標準階においては、便所が各750m<sup>3</sup>/h、物入が100m<sup>3</sup>/h、給湯室が250m<sup>3</sup>/hとし、全熱交換器を通した外気導入量が6600m<sup>3</sup>/h、排気量が4750m<sup>3</sup>/hとして、給排気比率を1.4（＝6600/4750）に抑えた。

個別分散型空調設備としているケース2及び3については、静止形の全熱交換換気ユニットを用いることとし、給排気比率を抑えるために便所の機械排気分（合計1800m<sup>3</sup>/h）の4割に相当する給気を自然給気により補うこと、及び物入の第3種換気については照明連動による間欠運転とする工夫を施して給排気比率を1.25に抑える工夫を施すこととした。

現行のウェブプログラムでは、給排気比率や有効換気量率（表4-19参照）は各々2.0及び0.85で固定されており、実質的な熱交換効率の改善効果は評価できないが、ここでは上記のような改善を施した場合の実質的な熱交換効率を別途算出し、同等な熱交換効果となる見かけの熱交換効率をウェブプログラムの入力データとすることで評価を可能にしている。

#### (4) 空調設備の設計一次エネルギー消費量計算結果の詳細

図5-18に各ケースの空調設備の設計一次エネルギー消費量計算結果を示す。図5-17の空調設備の計算結果を構成要素毎にみたものとなっている。

基準設定仕様（ケース1）と比較すると、省エネ仕様のエネルギー消費量は31～40%に削減されている。空調設備の構成要素の中で最も削減量が多いのは「室内機/空調機等」となっている。

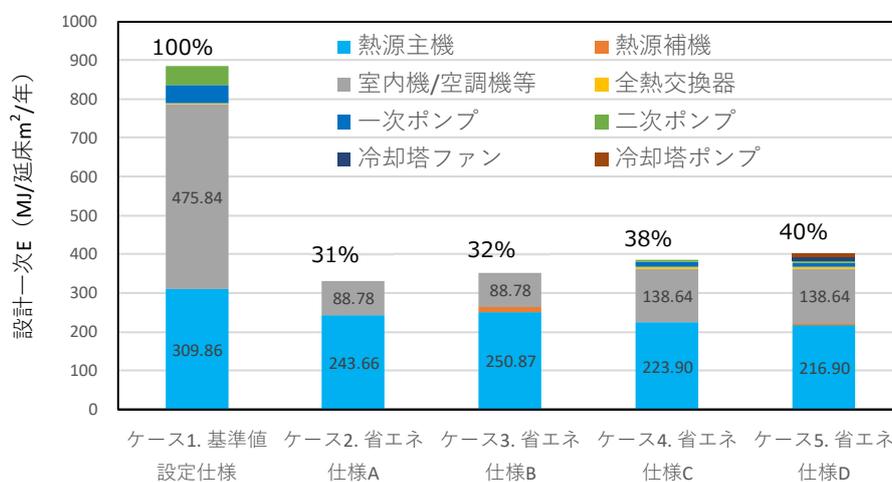


図5-18 各ケースの空調設備の設計一次エネルギー消費量

#### ア 熱源主機及び補機

熱源補機は、ガスをエネルギー源とする機器に付属するポンプ等である。主機と補機を合わせたエネルギー消費量は、ケース1（基準値設定仕様）と比較して、72%～81%に削減されている。

各ケースの熱源の効率（一次エネルギー効率）を比較すると図5-19のようになっており、ケース1に対し、冷却効率は0.94倍～1.05倍、加熱効率は0.67倍～1.04倍の範囲に収まっている。

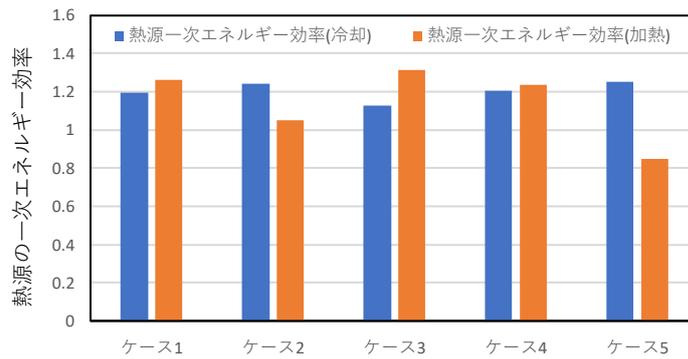


図5-19 各ケースの熱源一次エネルギー効率比較

図 5-19 各ケースの熱源一次エネルギー効率比較

空調対象室の単位床面積当たりの熱源及び空調機等の冷却能力は図 5-20 のようになっている、ケース 1 に対して熱源冷却能力は 0.81 倍～0.98 倍、空調機等の冷却能力は 0.99 倍～1.04 倍となっている。

※空調機等とは、空調機、ファンコイルユニット、個別分散空調の室内機を意味する。

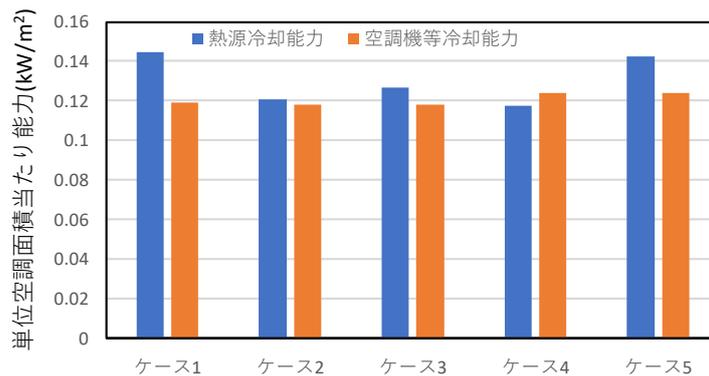


図 5-20 各ケースの熱源及び空調機等の冷却能力比較

熱源が処理した熱負荷の熱源能力に対する比率、即ち熱源負荷率の分布を図 5-21～図 5-25 に示す。

冷房負荷についてはいずれのケースともに負荷率「0.4 超 0.5 以下」のレンジまで達している。

一方、暖房負荷についてはほとんどの時間が最小レンジ「0.1 以下」で運転されている。0.1 以下という極低負荷条件におけるケース 2 及びケース 3 の個別分散熱源の暖房効率については図 5-16(b)、ケース 1、ケース 4 及びケース 5 については各々図 5-17(a)、図 5-17(b)及び図 5-17(c)により把握することはできる。ケース 1 の場合は定格エネルギー効率のおよそ半分以下の効率、ケース 2 及びケース 3 の場合は 4 割以下、ケース 4 の場合は 9 割以下、ケース 5 の場合は定格エネルギー効率以下の範囲となることが大略として推測される。5.5 節に記した方法により設定した各ケースの熱源の諸元を表 5-34 にまとめる。

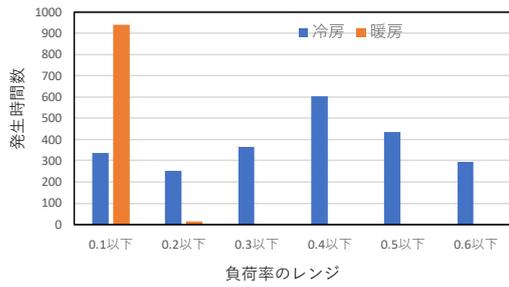


図 5-21 ケース1 (中央式) の熱源の負荷率

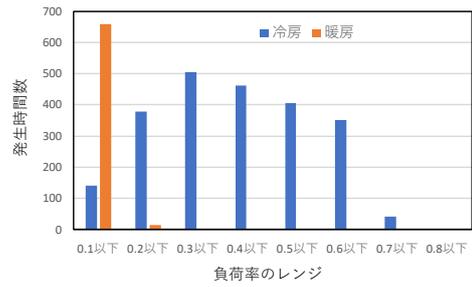


図 5-22 ケース2 (個別分散) の室外機 (基準階事務室1全体を空調) の負荷率

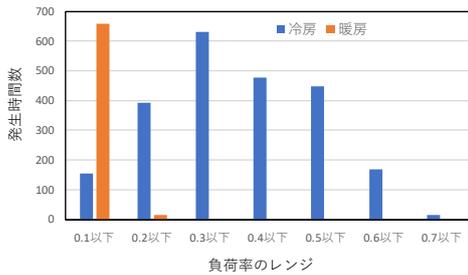


図 5-23 ケース3 (個別分散) の室外機 (基準階事務室1全体を空調) の負荷率

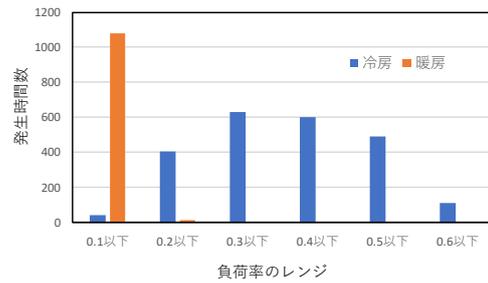


図 5-24 ケース4 (中央式) の熱源の負荷率

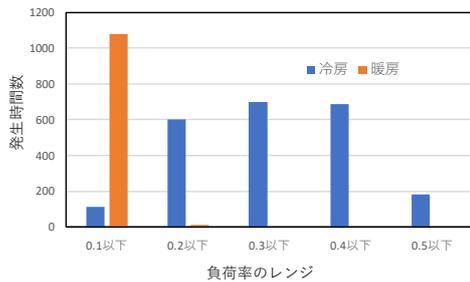


図 5-25 ケース5 (中央式) の熱源の負荷率

表 5-34 ケース1~ケース5の熱源の諸元

	主熱源の種類	定格能力 kW の合計 / 構成台数		総定格一次エネルギー消費量 kW		一次エネルギー換算 定格 COP	
		冷房	暖房	冷房	暖房	冷房	暖房
ケース1	ウォーターチリングユニット(空冷式)	1072/2 台	1166/2 台	897	924	1.19	1.26
ケース2	パッケージエアコンディショナー(空冷式)	894/16 台	1028/16 台	720	977	1.24	1.05
ケース3	ガスヒートポンプ冷暖房機(都市ガス)	940/16 台	1058/16 台	847	818	1.11	1.29
ケース4	ウォーターチリングユニット(空冷式)	870/5 台	870/5 台	722	704	1.20	1.24
ケース5	吸収式冷凍機(冷却水変流量、都市ガス)	1054/2 台	796/2 台	843	938	1.25	0.85

(注)ケース3及びケース5の定格一次エネルギー消費量は補機分を含む。

## イ 送風機及びポンプ

送風機及びポンプのエネルギー消費量(図 5-18 から熱源主機及び補機分を除いたもの)を図 5-26 に示す。個別分散型空調(ケース 2 とケース 3)については、室内機の消費電力のみが計上されている。

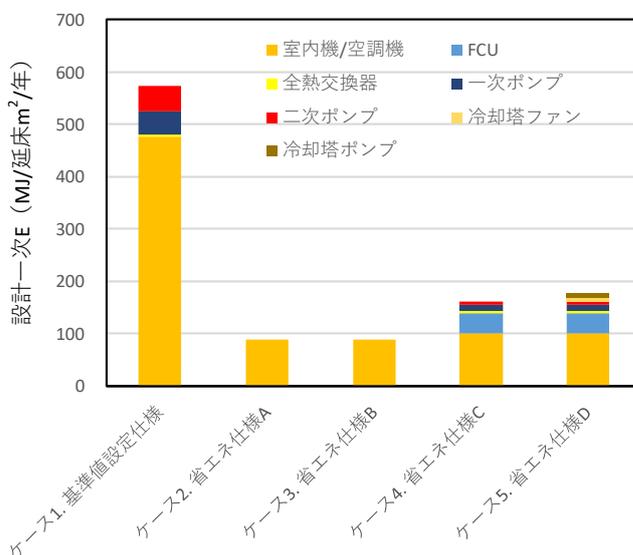


図 5-26 各ケースの送風機及びポンプの設計一次エネルギー消費量

ケース 1 からケース 5 までの空気及び水搬送機器の消費電力又は電動機出力を、主たる空調空間の単位床面積で整理すると表 5-35 のようになる。注目すべき点を以下に箇条書きする。

- ・ AHU の給気・還気用送風機(ケース 4 と 5 には還気送風機はなし)の電動機出力をケース 1 とケース 4 (ケース 5 と同一)と比較すると、前者は後者の約 2.4 倍であり、基準値レベルの設計の余裕度は非常に大きく、省エネの余地が多分にある。
- ・ ケース 4 又はケース 5 において、AHU (インテリア室内負荷処理)と FCU (ペリメータ同)を比較すると前者の電力消費量は後者の 2 倍程度になる可能性がある。設計用の冷房負荷は表 5-21 に示されているがむしろ後者のほうが 1 割ほど大きい。この差はダクトの圧力損失分と考えられ、それを補う工夫が求められている。
- ・ VRF の室内機の消費電力を FCU のそれと比較すると 3 割以下となっている。
- ・ 中央式空調設備と個別分散型空調設備の全熱交換換気設備を比較すると、後者のほうがやや消費電力が小さい(2.87W/m<sup>2</sup>に対して 2.55W/m<sup>2</sup>)。換気機能を集約して単一の大きい送風機を用いることの省エネ効果が実現されていない。
- ・ 基準レベルの設計(ケース 1)では、一次ポンプと二次ポンプの消費電力が、ケース 4 及びケース 5 に比して数倍以上となっている。より注意深く配管設計及びポンプの選択を行う必要があらう。

表 5-35 各ケースの搬送用機器消費電力/電動機出力の構成と比較

単位 : W/m <sup>2</sup>	ケース1	ケース2/ ケース3	ケース4	ケース5
AHU/給気・還気/インテリア	18.43	0.00	7.76	7.76
AHU/給気・還気/ペリメータ	18.43	0.00	0.00	0.00
FCU/ペリメータ	0.00	0.00	3.36	3.36
室内機/インテリア	0.00	1.14	0.00	0.00
室内機/ペリメータ	0.00	1.00	0.00	0.00
AHU/外気・排気・ロータ/インテリア	1.59	0.00	2.87	2.87
AHU/外気・排気・ロータ/ペリメータ	1.59	0.00	2.87	2.87
全熱交換ユニット/インテリア	0.00	2.39	0.00	0.00
全熱交換ユニット/ペリメータ	0.00	2.55	0.00	0.00
冷却塔ポンプ	0.00	0.00	0.00	2.02
冷却塔送風機	0.00	0.00	0.00	1.00
一次ポンプ	3.59	0.00	1.39	1.00
二次ポンプ	5.40	0.00	0.89	0.89
合計	49.03	7.07	19.14	21.77

表 5-35 の数値を図 5-27 に図示する。

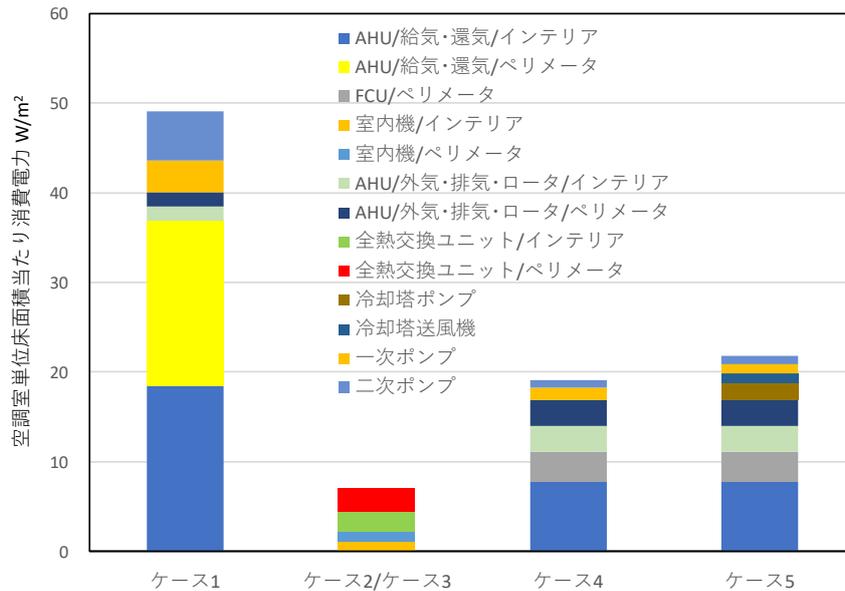


図 5-27 各ケースの空気・水搬送機器の消費電力又は電動機出力の比較

#### (5) 基準値が定められている背景

第 1 章の 1. 1 で述べたように省エネルギー基準は平成 25 年に、それまでの PAL 及び CEC から PAL\* 及び一次エネルギー消費量という尺度に変更されているものの、適合の難易度の変更はなされていない。すなわち、従前の PAL が求める外皮性能及び各 CEC が求める各設備のエネルギー効率についてはそれらの要求水準が変わらないように基準値が定められている。さらに言えば、PAL 及び CEC の要求値は遡ること約 21 年前の平成 11 年 3 月の告示において従前よりも 10%強化されて以

来踏襲されてきたレベルのものである。

非住宅建築物の省エネルギー基準が 2000 m<sup>2</sup>以上を対象に義務化された際には、それ以前から行われていた届け出られた省エネルギー計画書が統計的に分析され、表 5-36 に示すように適合率が吟味された。ケース 1 の省エネルギー性能は、普通に設計された事務所ビルがほぼ満足する水準と言える。

表 5-36 平成27年度における2000m<sup>2</sup>以上の各種非住宅建築物の基準適合率

	事務所等	ホテル等	病院等	物販 店舗等	学校等	飲食店等	集会所等	工場等	合計
省エネ基準適合率 (BEI 1.0)	99%	91%	97%	92%	98%	93%	84%	99%	97%
外皮基準適合率	99%	91%	99%	92%	98%	93%	85%	99%	98%
一次エネ基準適合率 (BEI 1.0)	99%	99%	97%	99%	99%	99%	93%	99%	99%
誘導基準適合率 (BEI 0.8)	64%	61%	28%	48%	51%	50%	38%	70%	59%

出典：国土交通省住宅局「住宅・建築物のエネルギー消費性能の実態等に関する研究会」第6回配付資料(2018.3.27)

#### (6) 部分負荷エネルギー消費量比率

表 5-37 は、空調設備の構成要素別に年間エネルギー消費量を集計したものである。AHU 及び FCU の送風機によるエネルギー消費量が、特にケース 1 について大きな比重を占めることが確認される。それらについてケース 1 とケース 4・ケース 5 を比較すると、前者は後者の 3.5 倍に達する。この大差の原因を確認するためもあり、表 5-37 の各構成部の年間エネルギー消費量が、各構成部の定格エネルギー消費量に空調運転時間（冷房：2282 時間、暖房：1092 時間）を乗じて得られる可能最大エネルギー消費量に対する比率（「部分負荷エネルギー消費量比率」と称す。「全負荷相当運転時間」の空調運転時間に対する比と同値となる。）を算出すると表 5-38 のようになっている。

表 5-38 中で網掛けをしたセルでは、部分負荷エネルギー消費比率が 1 を下回っている。部分負荷エネルギー消費比率が 1 を下回る構成部では、AHU の変風量制御（ケース 4・5）、吸収式冷凍機の場合の冷却塔ポンプの台数制御及び変流量制御、同じく吸収式冷凍機の場合の冷却塔ファンの台数制御（ケース 5）が効果を発揮している。また、ケース 1・4・5 の一次ポンプの台数制御及び二次ポンプの変流量制御についても効果を発揮している。

外気取入れに係る構成部、即ち AHU の外気導入及び排気用送風機（ケース 4・5）及び全熱交換換気ユニット（個別分散型空調設備のケース 2・3）の部分エネルギー消費比率は、いずれも 1 にとどまっているが、これはデマンド換気制御をウェブプログラムでは評価できていないことによる。今後、CO<sub>2</sub>濃度制御などのデマンド換気制御の技術的要件の明確化と評価方法の整備が重要となろう。

表 5-37 空調設備の冷暖房別・構成要素別のエネルギー消費量（事務室分のエネルギー消費量）

	ケース1	ケース2	ケース3	ケース4	ケース5
AHU/給気・還気/インテリア(冷房)GJ/年	1565	-	-	219	219
AHU/給気・還気/インテリア(暖房)GJ/年	749	-	-	88	88
AHU/給気・還気/ペリメータ(冷房)GJ/年	1402	-	-	-	-
AHU/給気・還気/ペリメータ(暖房)GJ/年	671	-	-	-	-
FCU/ペリメータ(冷房)GJ/年	-	-	-	254	254
FCU/ペリメータ(暖房)GJ/年	-	-	-	122	122
室内機/インテリア(冷房)+全熱交GJ/年	-	297	297	-	-
室内機/インテリア(暖房)+全熱交GJ/年	-	142	142	-	-
室内機/ペリメータ(冷房)+全熱交GJ/年	-	268	268	-	-
室内機/ペリメータ(暖房)+全熱交GJ/年	-	128	128	-	-
AHU/外気・排気・ロータ/インテリア(冷房)GJ/年	135	-	-	243	243
AHU/外気・排気・ロータ/インテリア(暖房)GJ/年	64	-	-	116	116
AHU/外気・排気・ロータ/ペリメータ(冷房)GJ/年	121	-	-	215	215
AHU/外気・排気・ロータ/ペリメータ(暖房)GJ/年	58	-	-	103	103
冷却塔ポンプ(冷房、按分した事務室分)GJ/年	-	-	-	-	100
冷却塔ポンプ(暖房、按分した事務室分)GJ/年	-	-	-	-	-
冷却塔送風機(冷房、按分した事務室分)GJ/年	-	-	-	-	80
冷却塔送風機(暖房、按分した事務室分)GJ/年	-	-	-	-	-
一次ポンプ(冷房、按分した事務室分)GJ/年	324	-	-	98	80
一次ポンプ(暖房、按分した事務室分)GJ/年	120	-	-	23	38
二次ポンプ(冷房、按分した事務室分)GJ/年	366	-	-	43	43
二次ポンプ(暖房、按分した事務室分)GJ/年	119	-	-	7	7
熱源(冷房)補機込み 一次換算エネルギー消費量、 按分した事務室分GJ/年	2309	1734	1950	1775	1983
熱源(暖房)補機込み 一次換算エネルギー消費量、 按分した事務室分GJ/年	711	668	657	401	192
上記総計GJ/年	8712	3237	3443	3709	3884
事務室部分の床面積当たり空調エネルギー消費量 MJ/m <sup>2</sup> 年	1213	451	479	516	541

表 5-38 空調設備の構成要素別にみた、  
(定格エネルギー消費量×運転時間) に対する実負荷時エネルギー消費量の比率

	ケース1	ケース2	ケース3	ケース4	ケース5
AHU/給気・還気/インテリア(冷房)GJ/年	1.00	-	-	0.34	0.34
AHU/給気・還気/インテリア(暖房)GJ/年	1.00	-	-	0.28	0.28
AHU/給気・還気/ペリメータ(冷房)GJ/年	1.00	-	-	-	-
AHU/給気・還気/ペリメータ(暖房)GJ/年	1.00	-	-	-	-
FCU/ペリメータ(冷房)GJ/年	-	-	-	1.00	1.00
FCU/ペリメータ(暖房)GJ/年	-	-	-	1.00	1.00
室内機/インテリア(冷房)+全熱交GJ/年	-	1.00	1.00	-	-
室内機/インテリア(暖房)+全熱交GJ/年	-	1.00	1.00	-	-
室内機/ペリメータ(冷房)+全熱交GJ/年	-	1.00	1.00	-	-
室内機/ペリメータ(暖房)+全熱交GJ/年	-	1.00	1.00	-	-
AHU/外気・排気・ロータ/インテリア(冷房)GJ/年	1.00	-	-	1.00	1.00
AHU/外気・排気・ロータ/インテリア(暖房)GJ/年	1.00	-	-	1.00	1.00
AHU/外気・排気・ロータ/ペリメータ(冷房)GJ/年	1.00	-	-	1.00	1.00
AHU/外気・排気・ロータ/ペリメータ(暖房)GJ/年	1.00	-	-	1.00	1.00
冷却塔ポンプ(冷房、按分した事務室分)GJ/年	-	-	-	-	0.31
冷却塔ポンプ(暖房、按分した事務室分)GJ/年	-	-	-	-	-
冷却塔送風機(冷房、按分した事務室分)GJ/年	-	-	-	-	0.50
冷却塔送風機(暖房、按分した事務室分)GJ/年	-	-	-	-	-
一次ポンプ(冷房、按分した事務室分)GJ/年	0.56	-	-	0.44	0.50
一次ポンプ(暖房、按分した事務室分)GJ/年	0.44	-	-	0.22	0.56
二次ポンプ(冷房、按分した事務室分)GJ/年	0.42	-	-	0.30	0.30
二次ポンプ(暖房、按分した事務室分)GJ/年	0.29	-	-	0.10	0.10
熱源(冷房)補機込み 一次換算エネルギー消費量、 按分した事務室分GJ/年	0.31	0.30	0.29	0.30	0.29
熱源(暖房)補機込み 一次換算エネルギー消費量、 按分した事務室分GJ/年	0.20	0.18	0.21	0.14	0.05

熱源についてはすべてのケースで部分負荷エネルギー消費比率が 1 を下回っているがこれは台数制御に加えて図 5-16 及び図 5-17 に示したような熱源の部分負荷時の効率の維持性能によっている。

ケース 5 の吸収式冷凍機の暖房時の部分負荷エネルギー消費比率が 0.05 と際だって小さいのは、図 5-17 (c) に示したような部分負荷率 0.05 まで定格効率を維持する特性による。

一方、表 5-38 において部分負荷エネルギー消費率が 1 となる構成部位も少なくなく、部分負荷時における送風量や流量の低減に工夫の余地のあることを示している。同時に、確実な送風量や流量の低減が困難な構成部位については、最初の時点における容量設計をより合理的に行うことの重要性を示唆している。

## (7) まとめ

建築物省エネルギー法の基準値水準の仕様に対して主として、外皮の断熱性能、空調機の風量制御、放熱部及び搬送部の容量の合理的決定、全熱交換換気に係る給排気比率の改善、照明器具の効率化とタスク・アンビエント照明方式の採用、の諸点における改善を施した事例についてウェブプログラムを用いた設計一次エネルギー消費量の計算を行った。

空調設備の各構成部の容量の合理的決定は、可能な限り建築設備設計基準に準拠した。結果的に、これにより放熱部及び搬送部の容量が、基準値水準の仕様と比較して大きく低減され、設計一次エネルギー消費量の大幅な削減をもたらしている。容量の決定過程については本章 5. 5 節に記述したが、より詳細については、母体となっている研究組織が運営するウェブサイトにおいて公開して、引き続き誤った参照方法や解釈については是正してゆく計画である。本計算を通じて、省エネルギー性向上における容量設計の重要性が確認されたと言える。

ケース 2～ケース 4 については、OA 機器等のためのコンセント経由の電力消費量（「その他（コンセント）」）を含めてもエネルギー消費量は約 900MJ/m<sup>2</sup>・年であり（表 5-30）、これらと同程度の対策を施せば、単位床面積当たりでほぼ同地域の戸建住宅一棟程度までエネルギー消費量の低減が可能であることをこの結果は示している。

## 参考文献

1. 建築環境・省エネルギー機構、事務所ビルの省エネルギーと光環境向上のための昼光利用・照明設計ガイド、2019 年
2. 澤地,宮田他：業務用建築物のエネルギー消費量評価手法に関する基礎的調査、第 V 編 (pp.V-1-V-97)、建築研究資料 No.176 号、平成 28 年 11 月、  
<http://www.kenken.go.jp/japanese/contents/publications/data/176/index.html>
- 3.三井所、坂本他(国総研、建研監修)：自立循環型住宅への設計ガイドライン、温暖地版、準寒冷地版、蒸暑地版、(一財)建築環境・省エネルギー機構、平成 22 年～平成 27 年
- 4.国土交通省：建築物省エネ法のページ、  
[http://www.mlit.go.jp/jutakukentiku/jutakukentiku\\_house\\_tk4\\_000103.html](http://www.mlit.go.jp/jutakukentiku/jutakukentiku_house_tk4_000103.html)
- 5.国立研究開発法人建築研究所：建築物の省エネルギー性能に関する技術情報  
<http://www.kenken.go.jp/becc/index.html>
- 6.(社)公共建築協会：建築設備設計基準 平成 21 年版
- 7.宮田他：エネルギー消費性能計算プログラム（非住宅版） Ver.2.3 入力マニュアル（2017 年 5 月版）  
<http://www.kenken.go.jp/becc/building.html>
8. 澤地：ビルの省エネルギー設計法の骨子、建築技術、pp.81-83、平成 27 年 7 月

## 6章 省エネルギー建築へのガイドラインのポイントと課題

### 6.1 省エネルギーのためのポイント

本書の第3章では、業務建築物即ち非住宅建築物の省エネルギー性能との関係の深い要因を列挙し、第4章ではそれら要因についてどのような設計や施工上の配慮を行うことで実効性をもって省エネルギー性能の向上に結びつけられるかについて解説した。

そして、第5章では、6地域に建つ事務所ビルを対象に、建築物省エネ法のために開発された一次エネルギー消費量計算プログラムである標準計算法のウェブプログラムを適用し、計算結果について考察を加えた。

3章から5章における導出された省エネルギー性能向上のために重要と考えられる諸点を改めて整理すると次のようなことになると言える。

#### **ポイント1：空調設備の各構成部の容量設計は明確なルールに則って合理的に行うべきこと。**

空調設備のエネルギー消費の多寡に大きな影響を有するのは、放熱部、外気取入れ部、熱搬送部及び熱源部のそれぞれを構成する機器の能力の限界点、即ち容量に等しい条件におけるエネルギー消費量（一般的には標準とされる運転条件における電力や燃料の消費量の値であり、定格エネルギー消費量と称されることもある）である。その定格値の合計に年間空調時間を乗じて得られるエネルギー消費量の総和が、その建物の空調エネルギー消費量の上限となっている。

その上限を抑えることが省エネルギー化の第一歩と考えられるため、空調エネルギー消費量の低減のためには、放熱部（空調機、ファンコイルユニット、室内機など）、外気取入れ部（外気取入れや排気のための送風機など）、熱搬送部（水や空気を媒介として熱を搬送するためのポンプや送風機など）及び熱源部（熱源、補機、冷却塔設備など）に求められる容量を、明確な理論とデータに則って決定することが極めて重要である。

「能力不足にならなければよい」、「大は小を兼ねる」といった大雑把な考えの下に容量の決定を行った場合、省エネルギー設計としては致命的な躓きとなると言える。

5章では、国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課監修による「建築設備設計基準」に則って各部の必要能力（容量）を求めている。「明確な理論とデータ」は同基準に限るものではないが、合理的・科学的な理論に沿って明文化されたものでなければならず、加えて公開されていることが望ましい。

空調設備の各部について容量設計を論理的に行うことで、少なくとも6地域の事務所ビルの空調エネルギー消費量基準値の達成は相当程度容易になると考えられる。

## **ポイント 2 : 空調設備の各部のエネルギー効率をより高いものとする。**

以下のような空調設備の各部のエネルギー効率をより高いものとする必要がある。

- ・ 定格エネルギー効率（一次エネルギー換算、燃焼機器の場合は高位発熱量基準）の高い熱源の採用
- ・ 冷温水の熱源への戻り温度の安定化による熱源効率の維持
- ・ 単位熱処理能力又は単位送風機動力当たりの消費電力の小さい空調機、ファンコイルユニット、全熱交換換気ユニット、送風機等の採用
- ・ ダクト及び配管のサイズを上げること等による圧力損失の低減、送風機及びポンプ動力の低減
- ・ 現状では情報不足のため電動機出力で代替せざるを得ないことの多い電動機及びインバータの消費電力の把握、即ち使用条件下における電動機及びインバータシステムの効率の把握、及び同効率に基く評価による高効率な電動機及びインバータシステムの選択
- ・ 全熱交換器の有効換気量率の向上による換気動力の低減、及び全熱交換効率の向上による外気負荷の低減

## **ポイント 3 : 空調設備の各部の部分負荷時のエネルギー効率向上のための対策をとること。**

空調設備の各部が処理することのできる最大の空調負荷が発生した場合には、ポイント 1 で言及した容量に等しい条件におけるエネルギー消費量が発生する。その抑制はポイント 1 でカバーできる。しかし、実際には容量に達する空調負荷の発生頻度は少なく、空調設備の各部は部分負荷の状況で使用されることが多い。

そうした部分負荷の状況に応じて、各部のエネルギー消費量を、いわゆる容量条件下のエネルギー消費量よりも小さく抑えるための対策、換言すれば部分負荷条件下でのエネルギー効率を高く維持するための対策が重要である。

部分負荷効率の維持向上については以下のような構成部について配慮が必要となる。

- ・ 熱源
- ・ 空調機の送風機制御（変風量制御）、冷却塔の送風機制御（同左）
- ・ 二次ポンプ、一次ポンプ、冷却水ポンプの制御（変流量制御）

なお、第 5 章の事例に見られたような冷房負荷と暖房負荷の不均衡が生じ得る、気象条件と建物用途の組み合わせがあることから、小さい方の負荷を処理する期間においても、熱源を初めとする各部の部分負荷効率が維持できるよう配慮が必要である。

## **ポイント 4 : トイレや機械室等の換気が同フロアの居室の換気に及ぼす影響を最小限とすること。**

非住宅建築物は在室者密度が比較的大きいため外気取入れに起因する空調外気負荷の低減が必要となる。全熱交換換気はそのための有用な手段であるが、その熱回収効果は外気量と排気量の比率に関係し、排気量を外気量となるべく同等に維持する（給排気量比率を 1 にできる限り近づける）必要がある。そのため、同一階のトイレや機械室等において第三種換気設備による排気量が過大となって、全熱交換器の給排気量比率が大きくならないように、第一種換気の採用、補給気（自然換気口）の確保、換気量を必要最小限とすること、それらの室の換気設備の設置後にインバータ等を利用して換気量の調節

を行うこと、などに配慮する。

#### **ポイント 5 : 外気取入れ量安定化の対策をとった上で、デマンド換気により換気負荷を低減すること。**

現状のウェブプログラムではデマンド換気、即ち在室者数の変化による必要換気量の変化に対応した換気量制御の評価は未導入である。その理由は、デマンド換気の設計基準、すなわち空調設備のパターンに応じて、どのような構成要素が必要なのか、どのようなセンサをどこに設置し、その信号によって構成要素をどのように制御しなければならないかの要件として明確なものが未整備なためである。また、構成要素についての試験方法の整備も必要であろう。

しかし、外気取入れ及び排気のための送風機は、余裕を持って設計施工される場合が少なくないと考えられ、還気の二酸化炭素濃度を検知してその値が許容範囲を維持するように外気取入れ量を制御することは、換気負荷の削減及び送風機自体のエネルギー消費量の削減に貢献する。従って、設計基準及び構成要素の特性値に留意して、信頼性の高いデマンド換気を実施することが重要である。

#### **ポイント 6 : 竣工前に風量・流量の量及びバランスの調整、送風機・ポンプの出力調整を行うこと。**

中央式空調設備の場合には、ダクト及び配管の設計は施工段階で圧力損失が増加しても機能するよう、安全側の設計がなされがちである。また、机上計算のみで枝経路の風量や流量を予測することは困難である。したがって、各放熱部の設計流量や風量を実現するためには、竣工前の試験及び調整が不可欠であり、余裕を見て選定された機器の出力をインバータにより低減微調整すること、枝ダクト及び枝管の風量及び流量が各放熱部に求められる値に調整を行って記録し保存する必要がある。

変風量及び変流量制御を行う場合には、電動機の周波数制御下限と、上述の低減微調整の結果決まった周波数との間みに制御幅が限定されることに留意する必要がある。従って、電動機の周波数制御下限の設定に際しては製造者との綿密な情報交換が必要である。

#### **ポイント 7 : 外皮断熱性の確保による特に冬期の室内温熱環境分布の均一化を図ること。**

冬期には外壁近くの外周部(ペリメータ)において暖房負荷が発生しがちであるのに対して、内部(インテリア)では内部発熱に起因して冷房負荷さえ発生しがちな状況となる。ペリメータとインテリアの間に隔壁が無ければ両者の空気はある程度混合し、ペリメータの寒さはある程度緩和されるものの、温度の異なる両方向の気流は上下温度分布の形成源にもなり得る。

ペリメータ内においては、熱損失の大きな窓や外壁が存在すると暖房需要は増加し、たとえそのための加熱量がファンコイルユニットからの温風で供給されたとしても、上下温度分布解消と足元の温度維持のためには大きな風量と送風機が必要となり、放熱部や搬送部のエネルギー消費量の増加を惹起しかねない。

このように、断熱性能の低い外皮の場合には、熱の収支だけでは解決できない問題を残すため、最低でも複層ガラスと躯体部分の一層の断熱が重要となる。

## **ポイント 8 : 外皮気密性の確保を図ること。**

空調設備計画において外皮における漏気を無視する傾向が存在する。しかし、高さもある非住宅建築物では、作用する風圧力も内外温度差に起因する煙突効果も大きくなり、扉、サッシ周りやカーテンウォールの接合部などの気密性向上が欠かせない。思わぬ漏気によって空調負荷が増大し、空調設備の能力不足が生じることは避けなければならない。あるいは、漏気の危惧から過大な容量設計することもあり得る。

また、空調機を用いた空調方式では、給気及び還気の場所の間に隔壁がある状況下では、空調対象室が加圧されることもあり、その場合には風圧や煙突効果に加えて漏気を促進する恐れが生じる。また、ある程度湿気を持った空気が躯体内部に漏入することは冬期における内部結露を発生させるリスクもある。

カーテンウォールの場合の気密性等級（4章 4.1(2)）を参考にすると、最上位グレードであれば内外差圧が 10Pa（4m/s の気流の圧力相当）のときで壁面積 1m<sup>2</sup> 当たり 0.5m<sup>3</sup>/h、すなわち 5章の計算対象とした事務所ビルの標準階事務室 1（階高分の外壁面積 279.2 m<sup>2</sup>）の場合で 140m<sup>3</sup>/h 程度の漏気となる。一方、A-4 等級の気密性であるとする、内外差圧 10Pa において壁面積 1m<sup>2</sup> 当たり 2m<sup>3</sup>/h、空間全体では外壁から 560m<sup>3</sup>/h 程度の漏気が生じる。この室の空調機からの給気量は 4800m<sup>3</sup>/h であったから、1 割以上に相当する。空調機方式による空調を行う場合に、風量収支を設計通りに維持しようと思えば、本来は少なくとも A-4 等級を上回る外皮気密性は必要であろう。

また、5章の計算事例のケース 4・5 のように、居室（事務室）からトイレ等の第三種換気対象室への換気経路の存在する場合には、居室と廊下との界壁に十分な通気経路を設ける必要がある。

## **ポイント 9 : 高効率照明器具、タスク・アンビエント照明及び昼光利用制御の採用**

高効率照明器具である LED の普及は比較的高い照度を必要とする類いの非住宅建築物のための省エネルギーにとり福音とも言える技術革新である。すべての照明器具を LED 等の高効率照明器具とすべきと言える。

また、JIS や学会規準等で推奨照度が示されているが、幅をもって提示されることがあるため、推奨される照度範囲中のどこを維持照度とするか熟慮が必要と言える。維持照度は必要となる光束と比例関係にあり、より高い維持照度を設定することは照明器具の効率等の他の条件を一定とすると消費電力は比例して増加することとなる。

高効率照明器具の採用と合わせてタスク・アンビエント照明手法の採用が推奨される。ただし、同手法を採用する場合には、空間の明るさ感を確保する工夫が必要となるほか、タスク照明の質の配慮などが必要となる。明るさ感の確保に要する照明器具及びタスク照明の器具によるエネルギー消費量の把握と照明エネルギー消費への影響の考慮も今後は必要となろう。

さらに、明るさセンサを利用した昼光利用及び照明制御、在室者の有無を人感センサ等で感知して行う照明制御も有効活用すべきである。

このように照明エネルギー消費量の削減を図る場合には、内部発熱の減少による空調負荷の変化について検討を行う必要がある。部分負荷率の冷房時における低下と暖房時における上昇が生じるため、部

分負荷効率の維持のために、容量設計方法や台数分割方法の再確認も必要となろう。

#### **ポイント 10 : 給湯需要の多い建物における中央式給湯設備の高効率化の工夫**

ホテル等の宿泊施設や病院においては給湯エネルギー消費の占める割合が多くなる。それらの用途の建物の給湯需要について、局所式給湯設備で対応する場合には、潜熱回収型給湯機や自然冷媒ヒートポンプ式電気給湯機の採用、節湯器具の採用、給湯配管径の小口径化などに配慮を要する。

中央式給湯設備を採用する場合には、給湯配管及び返湯管の管径選定を合理的に行うこと、貯湯槽容量及び熱源能力の決定についても合理的に行って、過大なものとするのを避けるべきである。熱源に関しては定格最大能力におけるエネルギー効率とともに、部分負荷条件におけるエネルギー効率についても配慮が必要である。特にボイラ等の場合にはターンダウン比がなるべく大きな機種を選定すべきと言える。また、循環ポンプの能力についても過大なものにならないよう注意をする必要がある。

なお、中央式給湯設備では、温水循環配管や貯湯槽からの熱損失や循環ポンプの動力の低減対策が必要となるため、給湯需要が小さくかつ館内の場所が分散している場合には、総合的に判断して電気瞬間湯沸器の採用も検討すべきである。

#### **ポイント 11 : 再生可能エネルギー源の導入**

非住宅建築物には、照明器具、電動機、圧縮機、コンセント接続のOA機器などによる大きな電力需要が存在し、しかも昼間に大きい。ウェブプログラムでは、太陽光発電による発電量は、太陽電池アレイのシステム容量(kW)、その設置方位及び傾斜角によって計算される。また、建設地の年間日射量地域区分(A1~A5)を入力することで地域の日射量を算入して発電量は計算される。

真南に設置した場合の傾斜角による発電量の違いは、20°~30°はほぼ変わらないが、90°の場合には6割程度に減少するため、設置場所については初期コストの回収年数などを考慮して決定すべきと言える。

また、再生可能エネルギー源の利用方法としては太陽光発電以外にも、太陽熱給湯、地中熱利用ヒートポンプなどの選択肢がある。ウェブプログラムではこれらも評価可能となっており、導入検討の際には計算結果が参考になるとと思われる。

## 6.2 今後に向けた課題

### (1) 省エネルギー建築のための設計法改善の課題

前節において省エネルギーのための 11 のポイントについて述べたが、各ポイントに関係して、今後における設計法改善の課題を挙げることができよう。

#### ポイント 1 に関する課題：

設計者は、建築設備を構成する機器類の容量決定のための方法を決めて、設計時に履行することが重要である。空調設備の空気や水の搬送経路における圧力損失の算定に使用するデータは必ずしも十分ではないと考えられ、欠落したデータの整備は研究機関や部材供給メーカーの課題と言えよう。給湯設備の設計においては、4.2 節(1)ウ項にあるように 80 年も前のデータを参照せざるを得ない状況もある。省エネルギー設計のための容量設計の重要性がクローズアップされた今、改めて容量設計のための種々のデータについての検証と必要に応じた更新が課題であろう。

建築設備の設計には、初期段階における概略の設計と施工に着手するための詳細な設計があるが、最終的な容量設計は各部分の配置や仕様を押さえた上で行う必要がある。それらが未定の段階において容量設計を行なった場合には、過度に安全側の仮定値を用いることが避けられず、不必要な大きさの機器選定となるリスクが極めて大きくなる。その点に配慮した実務を設計者側も施工者側も履行できるような慣習を作る必要があろう。

#### ポイント 2 に関する課題：

空気や水の搬送のための機器、即ち送風機やポンプのエネルギー消費量を合わせると熱源のそれに匹敵することがあり、設計段階での効率の確認が欠かせない。それらの効率に関する情報を、設計者に分かり易い形で整理することは主に研究開発者にとっての課題と言える。単位風量 ( $\text{m}^3/\text{h}$ ) 及び単位流量 (L/分) を搬送するために要する送風機及びポンプが必要とする軸動力又は電動機の消費電力の形による評価が課題である。電動機の消費電力は、電動機定格軸動力に対する運転点における軸動力の比率(部分負荷率)及びインバータシステムの効率を特定しなければ評価困難なものであり、電動機及びインバータの特性に関する定量化方法の整備が課題となっている。

#### ポイント 3 に関する課題：

空調及び給湯のための熱源の効率に与える部分負荷運転の影響に関する知見と評価方法をより一層明らかにすることが課題である。容量設計を適切に行ったとしても、熱源は大半の時間を低負荷で運転されることは不可避であり、そうした部分負荷条件下における熱源の効率の評価は、研究開発者に課せられた重要な課題と言える。電動機及びインバータシステムについても部分負荷条件下における効率の評価方法の整備が求められている。

#### ポイント 4 に関する課題：

非住宅建築物の空調負荷に占める外気負荷の比重は無視できない。そのため熱交換換気設備による熱

回収への期待は大きいものの、熱交換素子を通過する給気と排気の同等性が著しく損なわれた場合には、本来の全熱交換器の熱交換効率を発揮させることが困難となる。そのため、空調設備設計者は、フロア毎の給気量及び排気量のバランスを考えて、熱交換換気設備を通過する給気と排気の同等性の確保に努めなければならない。

ポイント 5 に関する課題：

デマンド換気、特に外気導入量の二酸化炭素濃度制御手法のための設計要件の明確化は、研究開発者にとっての課題と言える。全熱交換換気ユニットの場合には、還気の二酸化炭素濃度を感知して、給気及び排気送風機の風量を増減させる制御方法を標準化し、性能の試験評価方法の整備を合わせて行う必要がある。その点は製造者及び研究開発者の課題と言える。空気調和機の外気取入れ部の場合には、まず外気導入量及び排気量の安定化とデマンド換気制御のための送風機や VAV ユニットの配置や制御方法に関する標準化が、空気調和機の製造者及び研究開発者の課題と言える。

ポイント 6 に関する課題：

現状において空調設備の竣工前における試運転調整が十分に行われているとは言いがたい。建物の使用開始直前は現場のスケジュールは非常に窮屈であるのが通常であって試運転調整のための時間を確保しがたいのと同時に、本来は試運転調整に活用されるべき計測制御システムの稼働が遅れた場合には試運転調整作業の効率が低下することも関係する。しかしながら、空調設備に期待される省エネルギー性能は十分な試運転調整が行われなければ実現することは困難であり、全体計画を見直すことも含めて現場施工監理上の課題対応が求められる。

ポイント 7 及びポイント 8 に関する課題：

外皮の断熱性及び気密性の重要性に関する認識の改善が設計者にとっての課題と言える。

ポイント 9 に関する課題：

タスク・アンビエント照明手法における空間の明るさ感確保のための照明器具の設計手法について、その整備が研究開発者にとっての課題と言える。

ポイント 10 に関する課題：

中央式給湯設備の容量設計のための基礎的データには古いものも使用されているため、妥当性の検証と必要に応じた調査とデータの整備が研究開発者によつての課題と言える。それとともに、給湯エネルギー消費量の算定法の精緻化も重要な課題である。

ポイント 11 に関する課題：

給湯需要の比較的大きい建物用途における太陽熱給湯設備の設計上の注意点の検討及びケーススタディーを通じた検証を試みることが研究開発者を中心に行われる必要がある。また、地中熱利用による空調や給湯のための熱源エネルギー消費量に関する算定法は整備が進んでいるが、ケーススタディーを通じて効果検証の進捗に課題が残されており、研究開発者が今後取り組む必要がある。

## (2) 省エネルギー設計における評価ツールの活用に向けた課題

本書の第5章では、主として建築物省エネルギー法のために開発されてきた一次エネルギー計算プログラム（ウェブプログラム）を用いて、事務所ビルの省エネルギー設計事例の評価を行って、様々な要因とエネルギー消費量の多寡との間の関係性について考察を加えた。3章及び4章の考察結果にその結果を加えて、省エネルギー設計におけるポイントを整理することができた。

ここで改めて考えると、省エネルギー設計とは、使用される段階での実際のエネルギー消費量を削減する目的で行われるべきものである。であるならば、設計案の作成と評価の繰り返しによって最終的な設計に辿り着く過程において、評価という行為は重要な役割を担うはずであり、推測されるエネルギー消費量が増えるか減るか、目安となるエネルギー消費量を達成したか否かという判断を可能せしめるエネルギー消費量の推定方法が不可欠なはずであるとの結論に到達する。

しかしながら、現状において、ウェブプログラムが、省エネルギー設計のためのエネルギー消費量の推定方法として使用されているケースは限定的であると言わざるを得ない。PAL/CECが尺度であったかなり以前まで遡って、省エネルギー基準のための計算は、設計が完了した後で、義務となっている法的な手続きのために行われてきたと言えなくないか。第5章の表5-36に示された基準への適合率を見ればわかるように、よほど特別な設計をしない限り設計終了後に計算すれば基準適合の目的のためには満足な評価値が得られるのである。

## (3) 基準適合を超えた省エネルギー化を支援する公的制度における評価ツールの活用の課題

このように、適合義務に関しては上述のような設計と評価の乖離が生じていると言わざるを得ないが、建築物省エネルギー法及びその改正された法においては、「業務その他部門」におけるCO<sub>2</sub>排出量削減のために他の制度の設立と運用が進むような仕掛けがなされている。

法第7条では建築物の販売や賃貸を行う事業者の省エネ性能表示の努力義務を規定し、呼応して2016年国土交通省告示489号では表示に関する指針が規定されている。建築物省エネルギー性能表示制度（BELS）は、この指針に沿い一般社団法人住宅性能評価・表示協会が指針・規定・方法書を定めた制度であり、一次エネルギー消費量の算定結果、基準値からの削減パーセンテージ、削減率に応じた数の星、第三者認証であるか自己評価であるかの区別がプレートに表示されるものである。

BELS等の取得を要件として、省エネルギー性能の高い非住宅建築物の建設を経済的に支援する仕組みとして経済産業省の実施するZEB実証事業を挙げることができる。ZEBとは言うまでもなくゼロエネルギービルのことであるが、再生エネルギーによってエネルギー消費量を100%キャンセルする完全なZEBに加えて、基準値から50%以上の削減を達成した場合を、Nearly ZEB又はZEB Readyとして、また削減率が50%を下回るが30%以上の建物をZEB Orientedと定義して支援の対象としている。

このように評価ツールは、基準適合判定のみではなく、むしろより高い省エネルギー性能を評価する

ために活用され始めており、本書の読者にとってはそうした活用方法のほうが身近なのであろう。

ちなみに、第5章のケース2からケース5はいずれも基準値からの50%以上の削減を達成するものであり、235kWの太陽電池を屋根面に設置可能（発電容量1kW当たりパネル面積を5m<sup>2</sup>とすると、約1200m<sup>2</sup>の設置面積が必要となる。屋上には冷却塔や室外機などの設置も必要になるため、実現するには工夫が必要。）とすればいずれのケースであっても基準値から75%の削減が可能となる（パワーコンディショナー効率を既定値の0.928、南向き傾斜角30°と仮定）。

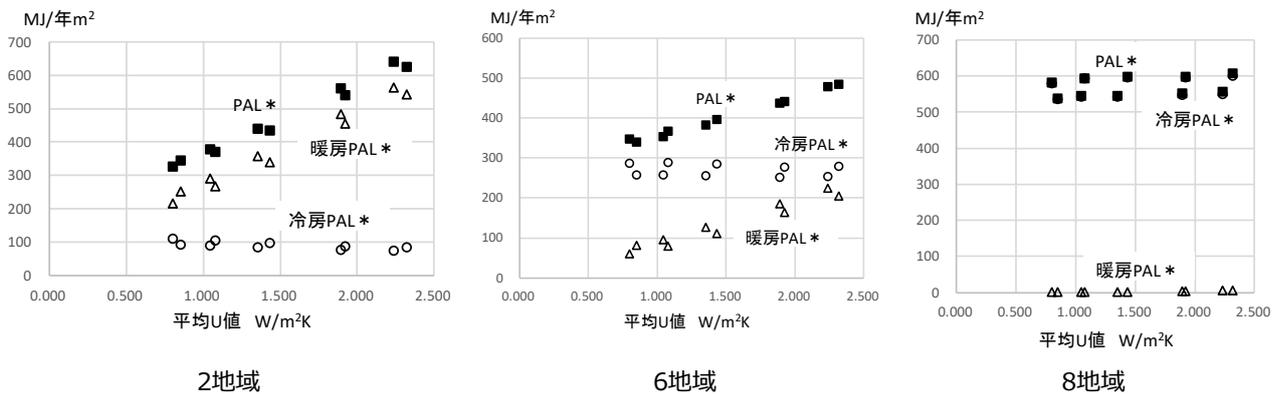
#### (4) 評価ツールに対する設計施工実務者からの意見の収集と反映

本書は、国立研究機関と一般社団法人建築環境・省エネルギー機構が中心となり、産業界及び学会の技術者の参画を得て実施している共同研究として初めて非住宅建築物の省エネルギー設計施工を総合的に扱ったガイドラインである。住宅を扱ったガイドラインは2005年以降出版してきたが、それに遅れること15年を要して出版にこぎ着けたものである。時間を要した理由をあげつらえばきりが無いが、ひとつだけ挙げるとすれば非住宅建築物及びその設備が極めて多様であり、関係する技術者の職種や所属する産業も多様であり多層をなしているためであったと言える。

省エネルギー建築の実現と普及のために必要な知見やデータを本書において集積し公開することが可能となったものの、経験的な裏付けや実証が不足気味のものもなお存在している。刊行後は本書を何からの形で使用した講習会の類いが企画されることと推測されるが、そうした場も通じて設計施工実務者からの意見を収集し、本書の今後の進化において咀嚼し、検証し、反映させていただくことが大切かと思われる。

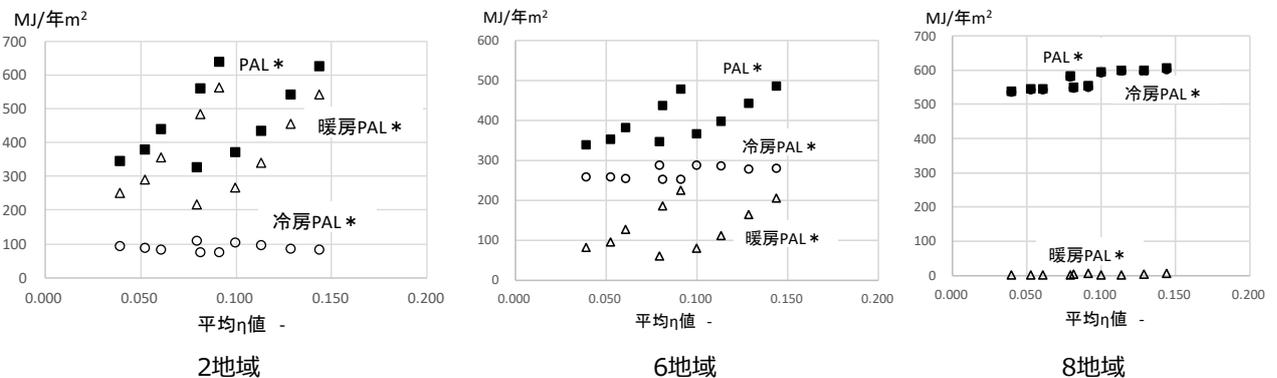
# 付録

## 付録 1 各種建物用途における外皮断熱性能及び日射遮蔽性能が PAL\*、冷房PAL\*、暖房PAL\*に及ぼす影響



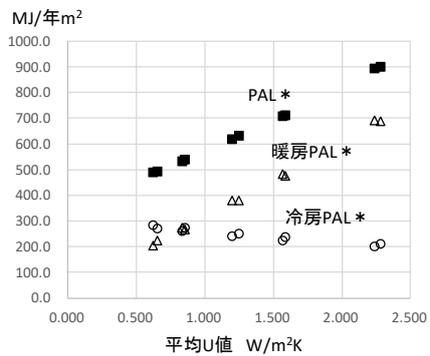
付図1-1 PAL\*、冷房PAL\*、暖房PAL\*と平均U値の関係（建物用途「事務所等」）

※図4-3再掲

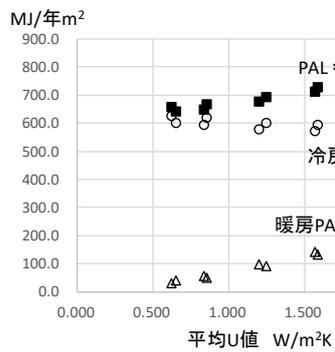


付図1-2 PAL\*、冷房PAL\*、暖房PAL\*と平均η値の関係（建物用途「事務所等」）

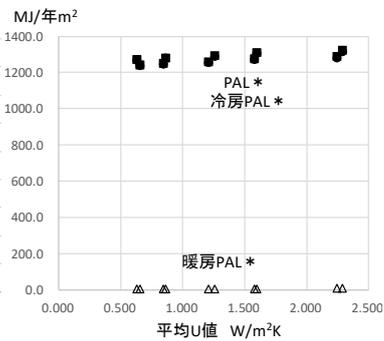
※図4-3再掲



2地域

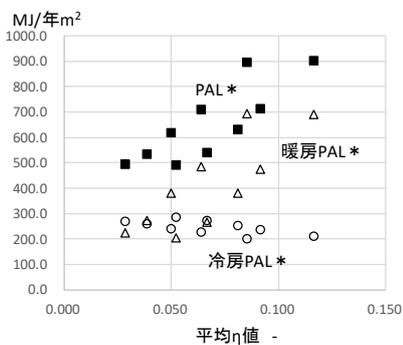


6地域

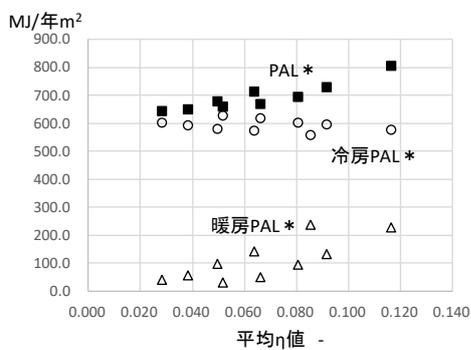


8地域

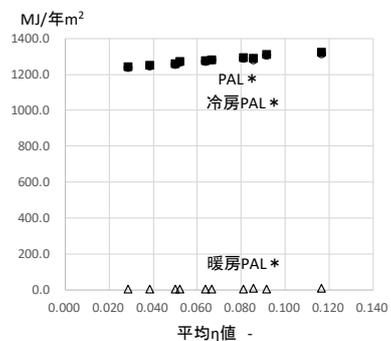
付図2-1 PAL\*、冷房PAL\*、暖房PAL\*と平均U値の関係（建物用途「物販店舗等」）



2地域

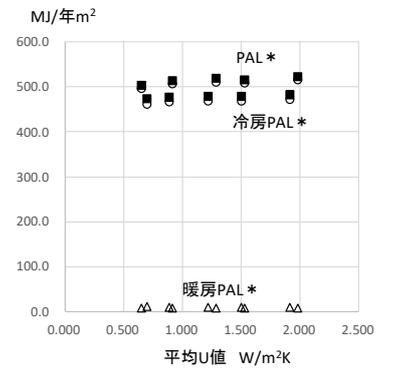
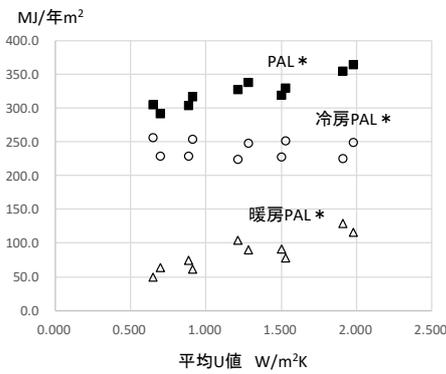
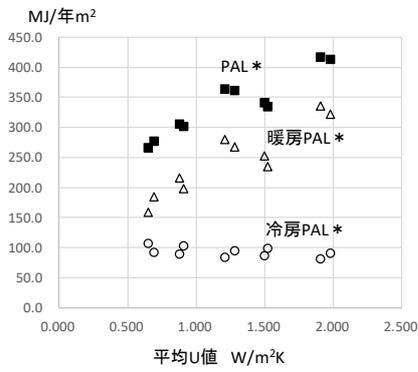


6地域

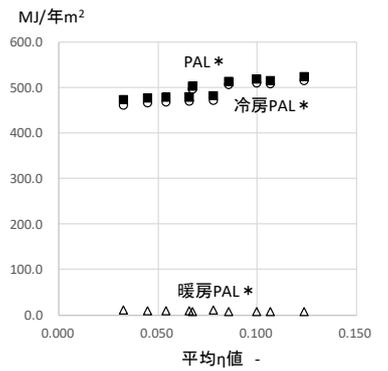
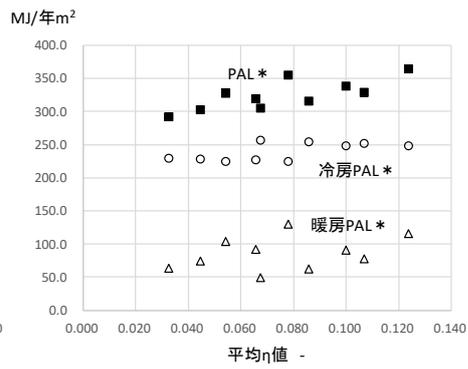
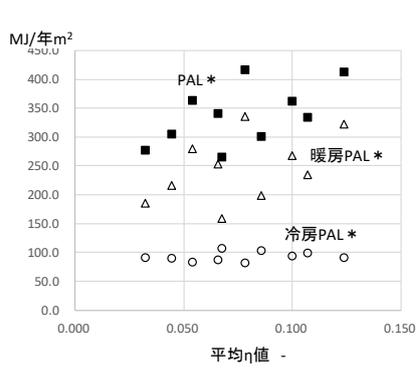


8地域

付図2-2 PAL\*、冷房PAL\*、暖房PAL\*と平均η値の関係（建物用途「物販店舗等」）



付図3-1 PAL\*、冷房PAL\*、暖房PAL\*と平均U値の関係（建物用途「学校等」）



付図3-2 PAL\*、冷房PAL\*、暖房PAL\*と平均η値の関係（建物用途「学校等」）

## 謝辞

本資料の査読過程においては、国立研究開発法人建築研究所環境研究グループ西澤繁毅主任研究員には、丁寧な査読をいただき内容及び表現の改善に貢献をいただいた。ここに記して謝意を表します。

---

© 建築研究資料 第 202 号

令和 3 年 3 月 印刷・発行  
編集・発行 国立研究開発法人建築研究所

---

本資料の転載・複写の問い合わせは下記まで  
国立研究開発法人建築研究所企画部企画調査課  
〒305-0802 茨城県つくば市立原 1 番地  
電話 (029) 864-2151(代)