

2021 年度～2022 年度成果報告書

脱炭素社会実現に向けた省エネルギー技術の研究開発・

社会実装促進プログラム/

Z E B を目指した個別分散型空調システムの設計課題に関する調査

2022 年 6 月

国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構

委託先 佐藤エネルギーリサーチ株式会社

目次

1. 研究開発の成果と達成状況.....	2
1.1 要約.....	2
1.1.1 和文要約.....	2
1.1.2 英文要約.....	3
1.2 本文.....	6
1.2.1 まえがき.....	6
1.2.2 「ZEBを目指した個別分散型空調システムの設計課題に関する調査」の概要.....	8
(1) 本調査の背景.....	8
(2) 調査目的.....	9
(3) 調査フロー.....	9
(4) 調査内容.....	10
(5) 調査体制.....	15
(6) 調査スケジュール.....	19
1.2.3 実態調査結果.....	20
(1) 省エネ基準申請データにおける空気調和設備の熱源容量の実態分析.....	20
(2) 空調設備設計者のヒアリングによる個別分散空調の設計法調査.....	76
(3) 稼働実態調査結果による課題の把握.....	88
1.2.4 個別分散空調システムの評価モデルの開発.....	198
(1) 評価モデルの概要.....	198
(2) 実験データを用いた評価モデルの検証.....	201
(3) 実測データによる評価モデルの検証.....	225
(4) 評価モデルの改良.....	246
(5) 課題の解決策の提案と効果の試算.....	247
1.2.5 個別分散空調システムの設計法ガイドラインの作成.....	311
(1) 個別分散空調システムの設計法の整理.....	311
(2) 設計法以外の課題への対策（機器開発、助成制度への要望）.....	316
1.2.6 まとめと今後の課題.....	319
(1) まとめ.....	319
(2) 今後の課題.....	321
1.2.7 参考文献.....	322
資料1 個別分散空調システムの設計法ガイドライン.....	323
2. 研究発表・講演、文献、特許等の状況.....	366

1. 研究開発の成果と達成状況

1.1 要約

1.1.1 和文要約

(1) 背景と目的

加速する気候変動への対策として、2020年10月、当時の菅首相は所信表明演説で2050年にカーボンニュートラルを目指すことを宣言した。これを受けて、第6次エネルギー基本計画では、業務部門におけるより具体的な対策として、省エネルギー基準の段階的な基準の引き上げと、ZEB (Net Zero Energy Building) 等の供給促進を両立する目標を掲げた。

オフィスビル等の一般的な非住宅建築物の空調用エネルギー消費量の削減には、高効率な機器の採用が優先されるが、建物の負荷特性に応じて高効率機器の性能を十分に発揮する建築設備設計の手法を確立することも大切である。ビル用マルチパッケージ型空調システム(個別分散型空調システム)は、1982年頃の発売開始以来、様々な技術開発が行われ、適用物件が増加の一途を辿っている。しかし、機器と制御がパッケージ化されているため、実稼働性能を把握することが困難であり、建築設備設計の検証が容易に行えず、合理的な設計法の確立には至っていない。

本事業は、個別分散型空調システムの設備容量や稼働状況の実態調査をとおして、ZEBを目指した個別分散型空調システムの設計課題を把握し、その課題の解決に向けた方法の検討、および検討方法を活用した設計方法を提案することを目的とする。

(2) 実態調査

現行の個別分散型空調システム設計の実態を把握するために、建築物省エネ法の届出状況と建築設備設計の実務者に対するヒアリング、実稼働データの分析を行った。

2018～2020年度に建築物省エネ法における「モデル建物法」、「標準入力法」での届出状況を分析した。モデル建物法で届出されたもののうち、温暖地の事務所、空冷式パッケージエアコンを使用する物件の定格冷房能力は、平均値が242 W/m²であり比較的大きな容量の熱源が採用されている。

現状の個別分散型空調システムの設計方法について把握するために、建築設備設計の実務者に対するヒアリングを行った。事務所ビルの最大熱負荷計算での内部発熱条件は、テナントビル、自社ビル、ZEB建物の順に大きく、ZEBのような省エネ性能を追求するためには熱源の能力抑制が重要であることの意識が浸透していることがわかった。一方で、室内機と外気処理ユニットの室外機系統への接続方法については、適正な方法がわからないとの回答が多かった。

実稼働データからは、実際の処理熱量に対して熱源容量が過大であっても、過少であっても効率が低下することを把握し、適正な機器の選定が必要であることが分かった。また、冷暖同時型が設置された同一空間内で、冷房と暖房が混在する運転がなされており、個別分散型空調システムは使用者のニーズにあった細やかな運転が行えるメリットがある一方で、室使用者の快適性追求の行動が使用者の意図しないエネルギー消費を増大させる運用が行われる可能性があることがわかった。

(3) 評価モデルの構築と設計課題の解決策検討

効率特性実験や実稼働データを用いて、既存の個別分散型空調システムの評価モデルの検証を行った。様々な境界条件で実験や実稼働データの結果を再現できる一方、室外機がユニット分割された場合にエネルギー消費量を過大に評価することがわかったため、ユニット分割に対応するようにモデルを拡張した。

検証された評価モデルを用いて、実態調査であげられた各種課題（例えば、過大容量や室内機と外気処理ユニットの同一室外機系統への接続など）に対し、評価モデルを用いて課題を克服した場合の年間1次エネルギー消費量を確認した。

(4) ガイドラインの策定

以上の成果をもとに、建築設備設計の実務者で構成されるガイドライン策定WGにて議論し、温暖地を対象に事務所での冷暖切替型の電気式空冷ビル用マルチを対象とした個別分散空調システムの設計法ガイドラインを策定した。ガイドラインは計画編、設計編、運用編で構成される。計画編では、外皮性能や外気処理方法についてとりまとめた。外気処理方法については、昨今のCOVID-19対策についても省エネルギーと両立する方法について触れた。設計編では、最大熱負荷計算時の留意点、室内機・室外機選定時の留意点、室外機系統設計時の留意点、室外機設置場所について言及した。運用編については、運用時の留意点と稼働実態把握の重要性について述べた。

1.1.2 英文要約

(1) Background and purpose

As a countermeasure to tackle accelerating climate change, Japan's former Prime Minister Suga declared in a policy speech in October 2020 that Japan aims to achieve carbon neutrality by the year 2050. In response to this, the 6th Basic Energy Plan has specified the two goals of gradually raising energy efficiency standards while expanding the supply of Net Zero Energy Buildings (ZEBs) as more concrete measures within the commercial sector.

While the adoption of high-efficiency equipment has been a priority for reducing energy consumption by air conditioning in general nonresidential buildings such as office buildings, it is also of paramount importance to establish a set of architectural equipment design approaches that maximize the performance of this high-efficiency equipment according to the load characteristics of different buildings. Since their launch around 1982, multi-split air-conditioning systems for buildings have undergone various phases of technological development, and the number of properties at which they can be installed has continued to grow. However, because the equipment and controls are packaged together, it is a challenge to monitor the actual operating performance of these systems or test their architectural equipment design, and a rational design approach on

this front has yet to be established.

The goals of this project are to understand the design issues surrounding multi-split air-conditioning systems designed with ZEBs in mind through a fact-finding survey of the installed capacity and operating conditions of multi-split air-conditioning systems, explore methods that can be utilized to address these issues, and propose a design approach that harnesses the methods explored.

(2) Fact-finding survey

In order to understand the current situation surrounding the design of existing multi-split air-conditioning systems, we have studied the status of reports filed under the Act on the Energy Conservation of Buildings, interviewed MEP (Mechanical, electrical and plumbing) designers, and conducted an analysis of the actual operation data obtained.

Specifically, we have analyzed the status of reports filed with the "model building method" and the "standard input method" under the Act on the Energy Conservation of Buildings from 2018 to 2020. Of the reports filed with the model building method, the average value for the rated cooling capacity for offices in warm climates and properties using air-cooled packaged air-conditioners was 242W/m², with a relatively high-capacity heat source used.

We have also conducted interviews with MEP designers to understand the current design approach for multi-split air-conditioning systems. We found that the internal heat generation conditions for calculating the maximum thermal load for office buildings grow in the order of tenant buildings, company-owned buildings, and ZEBs, and that there is widespread awareness of the importance of minimizing heat source capacity in pursuit of energy efficiency as in ZEBs. At the same time, many respondents were unsure of the proper method of connecting indoor units and outdoor-air treatment units to the outdoor system.

From the actual operation data obtained, we found that energy efficiency declines in both cases where the heat source capacity is too large or too small for the actual amount of heat processed, suggesting that the selection of the appropriate equipment is critical. In addition, cooling and heating operations are usually performed together in spaces where simultaneous cooling/heating air-conditioning systems have been installed, and while multi-split air-conditioning systems have the advantage of being able to perform fine-tuned operations that meet the needs of occupants, we found that the tendency of users to seek comfort may result in unintended operations that increase energy consumption.

(3) Construction of an evaluation model and reviewing possible solutions to design issues

We validated an existing evaluation model for multi-split air-conditioning systems by

conducting efficiency characteristic experiments and using actual operation data. While the model was able to reproduce the results of the experiments and the actual operation data under various boundary conditions, we found that it overestimates energy consumption in cases where the outdoor unit is partitioned into smaller units, so we have extended the model accordingly to take into account the partitioning of units.

We then used the validated evaluation model to verify the annual primary energy consumption in the scenario where the various issues identified in the fact-finding survey (e.g., excess heat source capacity, connecting indoor units and outdoor-air treatment units to the same outdoor system, etc.) have been addressed using the evaluation model.

(4) Formulation of guidelines

The Guidelines Formulation WG, which consists of MEP designers, has engaged in discussions based on the above findings and formulated a set of guidelines for the design approach of cooling/heating changing type electric driven multi-split air-conditioning systems that can toggle between cooling/heating modes for office buildings located in warm climates. The guidelines comprise separate sections on planning, design, and operation. The planning section covers the performance of the building envelope and treatment methods for outdoor air. We also discussed how these methods can be made more energy-efficient in the context of recent COVID-19 safety precautions. The design section outlines some important considerations when calculating the maximum thermal load, selecting indoor and outdoor units, designing the outdoor system, and selecting installation locations for outdoor units. In the operation section, we discussed some important points to keep in mind during the operation of such systems and the need to understand their actual operating conditions.

1.2 本文

1.2.1 まえがき

加速する気候変動への対策として、2020年10月、当時の菅首相の所信表明演説で2050年にカーボンニュートラルを目指すことを宣言し、翌2021年4月の気候変動サミットにおいて2030年において温室効果ガスを2013年度比46%の削減を目指すことを宣言した。これを受けて、2021年10月に閣議決定された第6次エネルギー基本計画では、省エネを促進しつつ一次エネルギー供給に占める再エネ比率を高める数値目標が示された。業務部門におけるより具体的な対策としては、省エネルギー基準への適合義務化と段階的な基準の引き上げというボトムアップと、ZEB (Net Zero Energy Building) 等のより高い省エネルギー性能を有する建築物の供給促進というトップアップの両方を促進する目標を掲げた。

オフィスビル等の一般的な非住宅建築物では、空調システムによるエネルギー消費量が全体に占める割合が高く、ZEBを実現するために空調システムの省エネルギーに配慮することは重要である。空調システムによるエネルギー消費量を削減するには、高効率な機器の採用が優先されるが、建物の負荷特性に応じた高効率機器の性能を十分に発揮する建築設備設計の手法を確立することも大切である。

非住宅建築物で採用率が増加しているビル用マルチパッケージ型空調システム（個別分散型空調システム）は、中央式と比較して管理者が不要、室内機単位で発停、冷暖房モード変更、設定温度・風量の変更が可能といった使用者のニーズに対応できる技術開発が行われメリットが多いが、機器と制御がパッケージ化されているため、実稼働性能を把握することで実現する建築設備設計の検証が容易に行えないことから合理的な設計法の確立には至っていない。

本事業は、個別分散型空調システムの設備容量や稼働状況の実態調査をとおして、ZEBを目指した個別分散型空調システムの設計課題を把握し、その課題の解決に向けた方法の検討、および検討方法を活用した設計方法を提案することを目的とする。調査に当たっては、有識者、建築設備設計実務者で構成される「個別分散型空調システム設計法検討委員会」（委員長：株式会社RY 環境・エネルギー設計 所長 柳原隆司）を組織し、2021年6月から2022年6月に亘って実態調査、評価モデルの構築・設計課題の解決策検討と課題解決の効果試算、ガイドラインの策定を行った。

なお、経済産業省資源エネルギー庁・ZEBロードマップ委員会、ZEBロードマップフォローアップ委員会におけるZEBは、建築物省エネ法における省エネルギー基準の評価で求めた設計段階による計画値として定義されていることから、本調査での定義（実運用段階での省エネルギー）とは異なる点に注意が必要である。

最後に、本調査を進めるにあたり、個別分散型空調システム設計法検討委員会にご参加いただいた有識者、設計実務者、メーカー、関係省庁の方々には貴重なご意見を頂戴した。ここに記して感謝の意を表する。

2022年6月

佐藤エネルギーリサーチ株式会社 代表取締役 佐藤 誠

1.2.2 「ZEB を目指した個別分散型空調システムの設計課題に関する調査」の概要

(1) 本調査の背景

2020年10月26日、菅義偉内閣総理大臣は所信表明演説において、「2050年カーボンニュートラル、脱炭素社会の実現を目指す」ことを宣言した。また、「省エネルギー技術戦略」（2019年改訂）においては、高効率空調技術に関し、「容量最適化に向けた設計も重要となる」との課題が示されている。更に、新型コロナウイルス感染症の流行に伴い、換気や空気質に関する関心が高まっている。このような背景を受けて、非住宅建築物での採用率が増加している個別分散空調システム（主として室外機1台に対して複数台の室内機を接続するマルチエアコンを想定）について、適切な換気を確保したうえで、容量最適化に向けた設計手法の開発が重要である。

個別分散空調システムでは、図1.2.2.1に示すように近年、室外機に対して複数台の室内機を接続する方式（図中のビル用マルチ）の採用数が大きく増えている。一方で、個別分散空調システムはユニット化されていることから、実稼働状態での性能を把握するのが難しく、実稼働時に高効率となる設計法は確立していないという課題がある。また、設備設計者が能力不足を過剰に嫌うことにより過大容量となり、設備機器の性能を十分に発揮できていない懸念がある。室内機負荷の発生状況に配慮して適切に接続を行うことが、適切な負荷率や効率での運転に繋がると考えられ、その考え方を反映した設計法の確立が求められる。

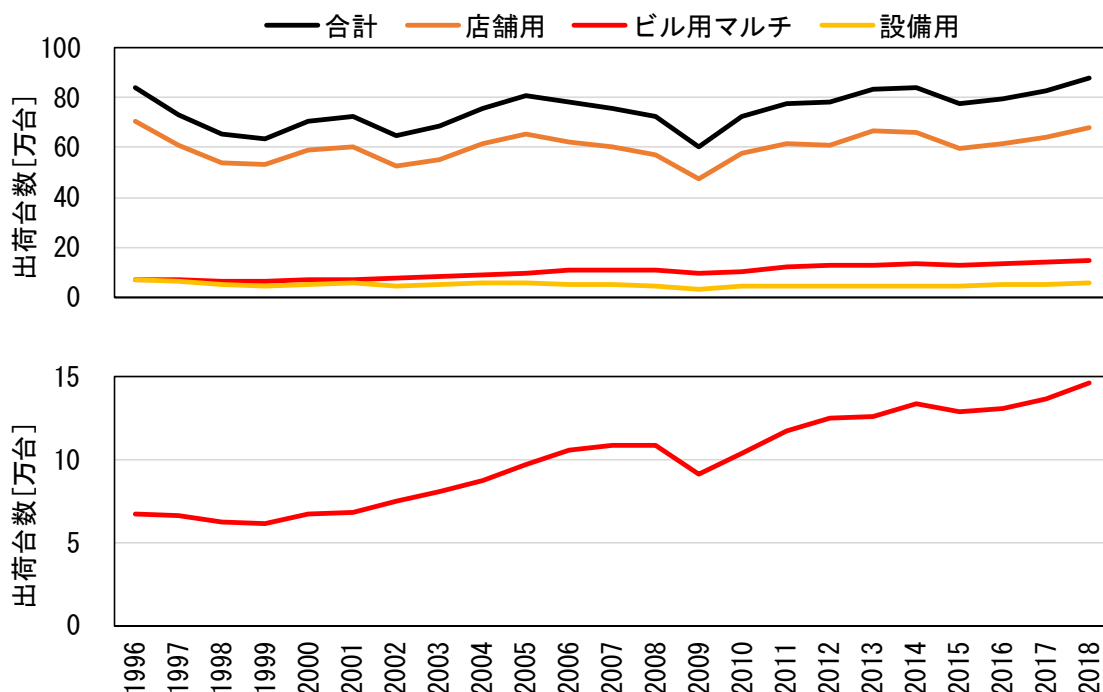


図 1.2.2.1 業務用パッケージ型空調の出荷台数推移データ（日本冷凍空調工業会）

(2) 調査目的

本事業は、個別分散型空調システムの設備容量や稼働状況の実態調査をとおして、ZEBを目指した個別分散型空調システムの設計課題を把握し、その課題の解決に向けた方法の検討、および検討方法を活用した設計方法の提案を実施する。その際、COVID-19等の感染症対策の一環として換気に対する関心が高まっていることを鑑みて、消費エネルギーの増加を抑制しつつ、適切な量の外気を室内に導入する方法も考慮する。本事業の成果は「脱炭素社会実現に向けた省エネルギー技術の研究開発・社会実装促進プログラム」等の省エネルギー技術開発事業等へ活用する。

(3) 調査フロー

本調査では、図 1.2.2.2 に示すように個別分散空調システムについて、まず実態調査を通して詳細な課題を把握し、次いで室内機負荷の発生状況に配慮した計算モデルを開発し、計算モデルを活用して適切な容量設計や室内機の接続に配慮した合理的な設計法を取りまとめることを目的とする。

具体的には、建築物省エネ法における届出状況についての調査、実務者に対するヒアリング調査等により設備容量やその決定方法を把握する。また、個別分散空調の実稼働状態に関する実測調査を行い、稼働実態や運転時における課題を把握する。実測は、長期と短期の計測を組み合わせ、長期計測では長期的な負荷の発生状況等の把握を、短期計測では詳細な稼働実態の把握を行う。

次いで、時々刻々のエネルギー消費量を推定可能な個別分散空調システムの計算モデルを開発し、課題に対する解決策の検討や課題解決に伴う効果を確認する。最終的に、適切な容量設計や室内機の接続に配慮した個別分散空調システムの合理的な設計法として取りまとめる。

なお、本調査では、脱炭素社会の実現に向けた動向を踏まえ、電気式のマルチエアコンを主な対象として想定する。

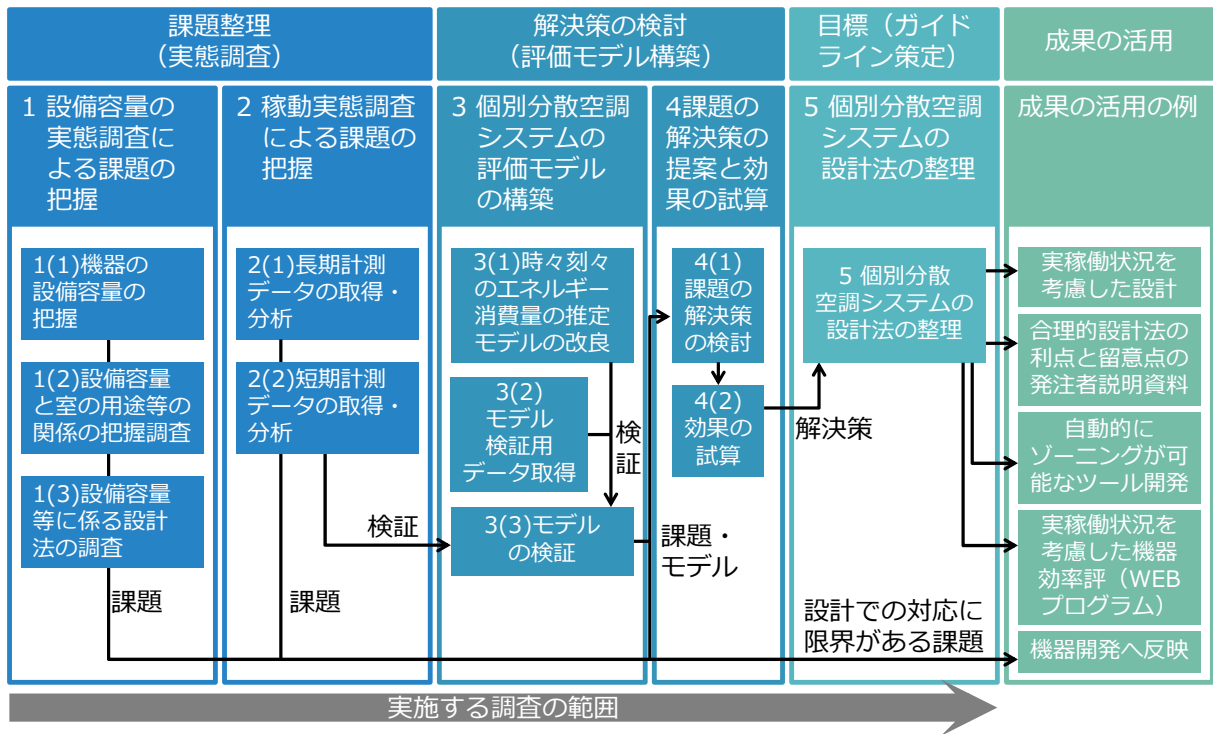


図 1.2.2.2 調査フロー

(4) 調査内容

i) 実態調査

a. 省エネ基準申請データにおける空気調和設備の熱源容量の実態分析

設備容量の実態を、表 1.2.2.1 に示すように文献や統計情報のデータに関する調査により把握し、課題を整理する。

表 1.2.2.1 熱源容量の実態分析の概要

	目的	調査方法等
① 機器の設備容量の把握調査	機器の設備容量[kW]の把握	国総研資料第1107号(非住宅建築物の外皮・設備設計仕様とエネルギー消費性能の実態調査-省エネ基準適合性判定プログラムの入出力データの分析-)等の文献や統計情報を対象に調査する。
② 設備容量と室用途、床面積等の関係調査	建物・室情報(室用途等)と設備容量[W/m ²]の関係の把握	なお、国総研資料では、パッケージエアコンディショナ(空冷式)を対象に調査を行う点に、留意が必要である。

b. 空調設備設計者のヒアリングによる個別分散空調の設計法調査

設計事務所、建設業者等の空調設備設計者に対するヒアリングにより、実設計における設備設計の条件やゾーニング方法等を調査する。通常物件と ZEB 物件の設計法の違いについても確認する。

c. 稼働実態調査による課題の把握

表 1.2.2.2 に示すような長期、短期の2種類の実測データを取得し、稼働実態や運転時における課題を把握する。長期計測データの分析に当たっては、期間 COP が高い室外機系統、低い室外機系統に着目し、それぞれの要因についても検討する。

表 1.2.2.2 稼働実態調査の概要

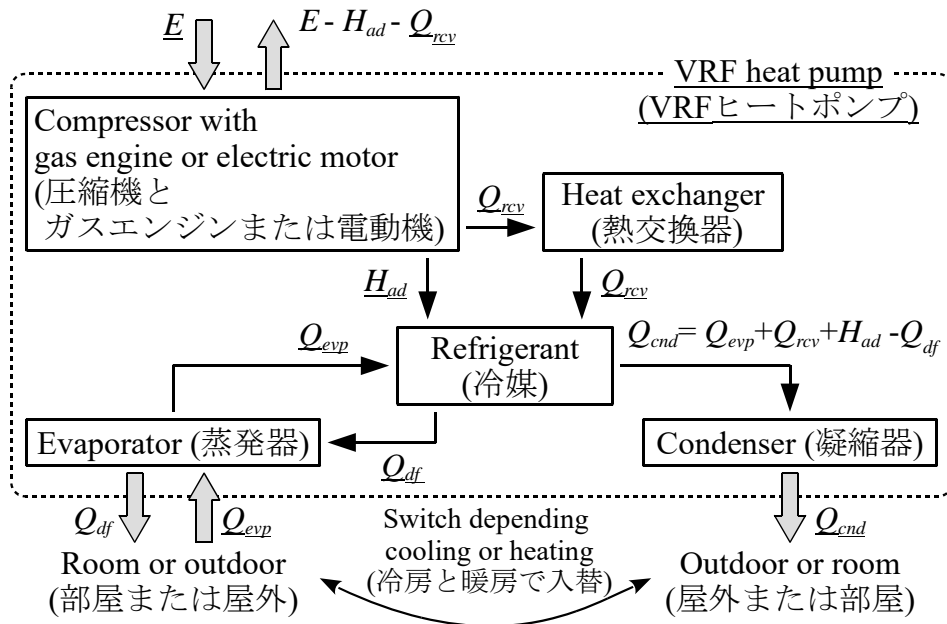
	長期計測	短期計測
概要	メンテナンス用の長期計測データの取得・分析	詳細な短期計測データの取得・分析
地域	温暖地 ※外気温度の違いによる負荷率や効率の違いは長期的な計測データの異なる時期の比較により確認できること、近い地域の物件間で設計の違いが負荷率や効率にどのように影響するかを確認しやすいと考えられることより、温暖地より物件を選定することとした。	温暖地 ※物件間の傾向については長期計測同様。また、比較的安定した運転状態のデータを取得するため、冬期にデフロストが頻発する可能性がある寒冷地を回避した。
物件数	10 物件	2 物件
建物用途	事務所、商業施設、病院、福祉施設	事務所
測定期間	1 年以上（データ取得済の物件を想定）	冬期・夏期について各 1 週間程度
測定間隔	1 時間	1 分
主な測定項目	室外機：消費電力、処理熱量、外気温度 室内機：設定温度、運転/停止状況、サーモオン/オフ状況	室外機：消費電力、処理熱量、凝縮温度、蒸発温度、外気温度 室内機：設定温度、吸込温度または室温、運転/停止状況、サーモオン/オフ状況
目的	機器実働効率の実態調査 実運用状況を踏まえた設計時の課題の抽出	機器能力や効率を、室用途や室の実使用、室内環境等と紐づけた、使われ方に関する分析
備考	各物件、代表的な 1 フロア以上を含むよう測定範囲を選定する。 物件により、下記が混在する。 — 冷暖同時運転型 — 外気処理用の直膨コイル付全熱交換ユニット	

ii) 個別分散空調システムの評価モデルの開発

時々刻々のエネルギー消費量を推定可能な分散空調システムの評価モデルを開発する。室内機の負荷のばらつきが考慮されるモデルとする。評価モデルは、図 1.2.2.3 に示すような工学院大学富樫研究室で開発が進められているモデルをベースとする。

この評価モデルは、容易に入手可能な機器特性値の入力により計算が可能な、物理式に基づくモデルである。しかしながら、当該モデルは、実機との検証は不十分であり、後述の検証に加え、実機の制御等を踏まえたチューニングが必要である。

検証を実施した上で、稼働実態調査において把握された課題を解決するための方策を検討する。



※本提案では、電気式のシステムを想定。

図 1.2.2.3 評価モデルイメージ（工学院大学建築学部 富樫英介准教授 作成）

a. 実験データを用いた評価モデルの検証

構築した評価モデルの精度確認のため、実験室において測定を行う。特に、複数の室内機の設定温度や負荷にばらつきがある際の機器の挙動を重点的に調査する。

冷房と暖房の両方での測定を行う。実稼働状態に近くなるようにインバータ回転数や電磁弁開度を固定しないダイナミックテストとするが、計算モデル検証のため、極力、デフロスト運転等が生じにくい、安定した条件で測定を行う。また、室内機間の処理熱量の偏在と室内機の吸込温度を条件として振ることで、室内機処理負荷の偏在の影響を加味した評価モデルが構築可能となる。

実験により取得したデータを用いて、構築した評価モデルが検討に耐える精度を有することを確認する。

b. 実測データによる評価モデルの検証

稼働実態調査で取得したデータを用いて、構築した評価モデルの精度を確認する。また、稼働実態調査で取得したデータを用いて、評価モデルがどの程度の実稼働状態の再現性を有するかを確認する。

c. 評価モデルの改良

検証結果を踏まえ、適宜、チューニング等を実施し、評価モデルの精度向上を図る。

d. 課題の解決策の提案と効果の試算

改良した評価モデルを用いて、解決策を実施した場合の効果の試算を行う。例えば、図 1.2.2.4、図 1.2.2.5 に示すような適切な設計に関連する課題を解決するための方策を検討する。適切な容量設計、室内機の接続、換気に配慮する。

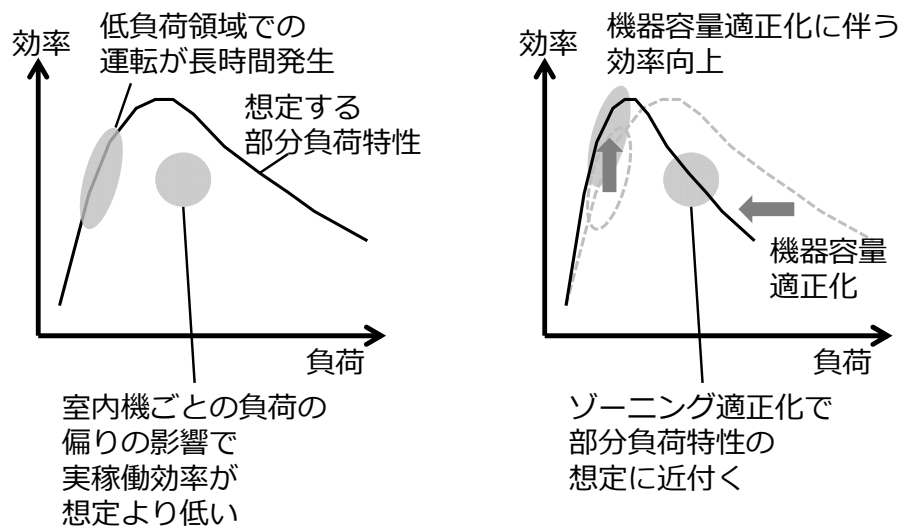


図 1.2.2.4 室外機容量とゾーニングの適正化のイメージ

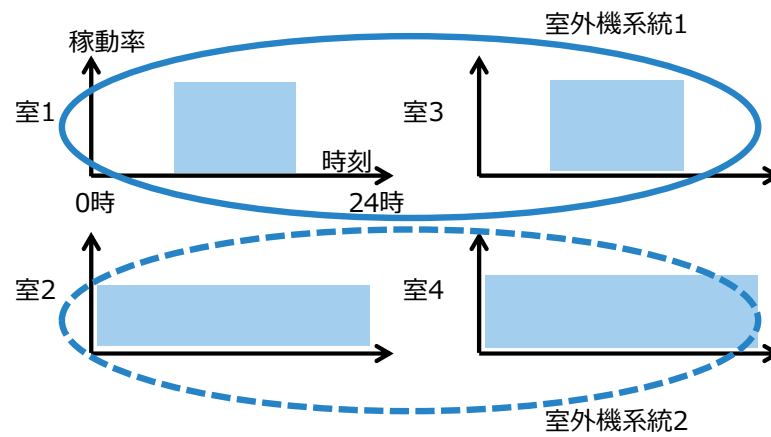


図 1.2.2.5 室内機稼働率や負荷に応じた適切なゾーニング（室内機グルーピング）のイメージ

iii) 個別分散空調システムの設計法ガイドラインの作成

適切な容量設計や、運転スケジュールなどに基づく適切な室内機の接続に配慮した、個別分散空調システムの合理的な設計法を取りまとめる。機器特性や制御はメーカーや機種により異なるため、一般化できる内容について取りまとめる。

また、設計法のみでの対応が難しく、機器側で対応が必要な課題が測定より確認されれば、別途、機器開発における課題を整理する。

ガイドライン策定 WG における討議を受けて、実務者の視点から実用的な設計ガイドラインの策定を行う。

(5) 調査体制

本調査の研究体制スキームを図 1.2.2.6 に示す。また、個別分散型空調システム設計法検討委員会および各 WG の委員名簿を表 1.2.2.3～表 1.2.2.6 に示す。

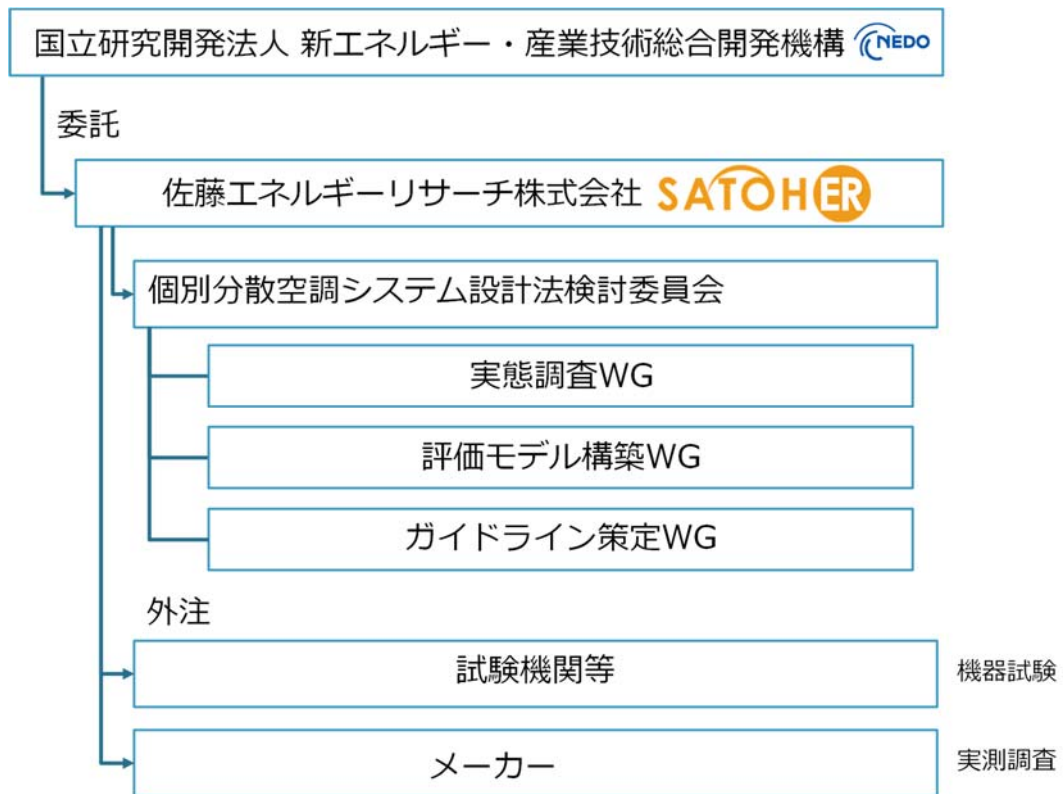


図 1.2.2.6 研究体制スキーム

表 1.2.2.3 個別分散型空調システム設計法検討委員会 委員名簿

委員役職	氏名	所属・役職	役職
委員長	柳原 隆司	株式会社 RY 環境・エネルギー設計	所長
委員	吉田 治典	京都大学	名誉教授
委員	野部 達夫	工学院大学 建築学部 建築学科	教授
委員	赤司 泰義	東京大学大学院 工学系研究科建築学専攻	教授
委員	住吉 大輔	九州大学大学院 人間環境学研究院持続建築エネルギー学	教授
委員	富樫 英介	工学院大学 建築学部 建築学科	准教授
委員	宮田 征門	国土交通省 国土技術政策総合研究所 住宅研究部 建築環境研究室	主任研究官
委員	佐藤 孝輔	株式会社日建設計 エンジニアリング部門 設備設計グループ	ダイレクター
委員	柳井 崇	株式会社日本設計	常務執行役員
委員	安田 健一	株式会社三菱地所設計 R&D 推進部	執行役員 R&D 推進部長
委員	八木 崇	鹿島建設株式会社 建築設計本部 設備設計統括グループ	チーフエンジニア
委員	高橋 満博	清水建設株式会社 設計本部 設備設計部 2 部	グループ長
委員	豊原 範之	大成建設株式会社 設計本部 設備計画部	部長
委員	木村 剛	株式会社大林組 設計本部 設備設計部	部長
委員	白石 晃平	株式会社竹中工務店 東京本店設計部設備部門設備 5 グループ	課長
オブザーバー	枝廣 克幸	ダイキン工業株式会社 空調営業本部 設備営業部	営業担当課長
オブザーバー	庄司 貴朋	ダイキン工業株式会社 設備営業部 デベロッパグループ	
オブザーバー	石田 彩乃	ダイキン工業株式会社	
オブザーバー	四十宮 正人	三菱電機株式会社 空調冷熱システム事業部 空調冷熱技術部	次長兼開発グループマネージャー
オブザーバー	田中 千歳 ^{※1}	三菱電機株式会社 住環境研究開発センター 空調冷熱技術開発部 冷熱技術第二グループ	専任
オブザーバー	赤沼 拓 ^{※2}	経済産業省資源エネルギー庁省エネルギー課	係長
オブザーバー	安本 博雄	経済産業省資源エネルギー庁省エネルギー課	課長補佐
オブザーバー	宇佐見 溪太	経済産業省資源エネルギー庁省エネルギー課	係員
オブザーバー	二上 優一 ^{※3}	国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 省エネルギー部	主任研究員
オブザーバー	比嘉 恭太 ^{※4}	国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 省エネルギー部	主査
オブザーバー	遠藤 浩幸 ^{※5}	国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 省エネルギー部	主査
オブザーバー	近藤 敏明	国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 省エネルギー部	専門調査員
オブザーバー	守田 智勇	国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 省エネルギー部	主任
オブザーバー	芹川 真緒 ^{※6}	神奈川大学 建築学部 建築学科	准教授
事務局	佐藤 誠	佐藤エネルギーリサーチ株式会社	代表取締役
事務局	辻丸 のりえ	佐藤エネルギーリサーチ株式会社	
事務局	芹川 真緒 ^{※7}	佐藤エネルギーリサーチ株式会社	

※1：2022年3月以降、※2：2022年3月まで、※3：2022年6月以降、※4：2021年12月まで、
 ※5：2022年3月以降、※6：2022年4月以降、※7：2022年3月まで

表 1.2.2.4 実態調査 WG (WG1) 委員名簿

委員役職	氏名	所属・役職	役職
主査	住吉 大輔	九州大学大学院 人間環境学研究院持続建築エネルギー学	教授
委員	富樫 英介	工学院大学 建築学部 建築学科	准教授
委員	宮田 征門	国土交通省 国土技術政策総合研究所 住宅研究部 建築環境研究室	主任研究官
オブザーバー	柳原 隆司	株式会社 RY 環境・エネルギー設計	所長
オブザーバー	枝廣 克幸	ダイキン工業株式会社 空調営業本部 設備営業部	営業担当課長
オブザーバー	庄司 貴朋	ダイキン工業株式会社 設備営業部 デベロッパーグループ	
オブザーバー	石田 彩乃	ダイキン工業株式会社	
オブザーバー	比嘉 恭太 ^{※1}	国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 省エネルギー部	主査
オブザーバー	遠藤 浩幸 ^{※2}	国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 省エネルギー部	主査
オブザーバー	近藤 敏明	国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 省エネルギー部	専門調査員
オブザーバー	守田 智勇	国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 省エネルギー部	主任
オブザーバー	芹川 真緒 ^{※3}	神奈川大学 建築学部 建築学科	准教授
事務局	佐藤 誠	佐藤エネルギーリサーチ株式会社	代表取締役
事務局	辻丸 のりえ	佐藤エネルギーリサーチ株式会社	
事務局	芹川 真緒 ^{※4}	佐藤エネルギーリサーチ株式会社	

※1：2021年12月まで、※2：2022年3月以降、※3：2022年4月以降、※4：2022年3月まで

表 1.2.2.5 評価モデル構築 WG (WG2) 委員名簿

委員役職	氏名	所属・役職	役職
主査	富樫 英介	工学院大学 建築学部 建築学科	准教授
委員	住吉 大輔	九州大学大学院 人間環境学研究院持続建築エネルギー学	教授
委員	宮田 征門	国土交通省 国土技術政策総合研究所 住宅研究部 建築環境研究室	主任研究官
オブザーバー	柳原 隆司	株式会社 RY 環境・エネルギー設計	所長
オブザーバー	枝廣 克幸	ダイキン工業株式会社 空調営業本部 設備営業部	営業担当課長
オブザーバー	庄司 貴朋	ダイキン工業株式会社 設備営業部 デベロッパーグループ	
オブザーバー	石田 彩乃	ダイキン工業株式会社	
オブザーバー	比嘉 恭太 ^{※1}	国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 省エネルギー部	主査
オブザーバー	遠藤 浩幸 ^{※2}	国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 省エネルギー部	主査
オブザーバー	近藤 敏明	国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 省エネルギー部	専門調査員
オブザーバー	守田 智勇	国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 省エネルギー部	主任
オブザーバー	芹川 真緒 ^{※3}	神奈川大学 建築学部 建築学科	准教授
事務局	佐藤 誠	佐藤エネルギーリサーチ株式会社	代表取締役
事務局	辻丸 のりえ	佐藤エネルギーリサーチ株式会社	
事務局	芹川 真緒 ^{※4}	佐藤エネルギーリサーチ株式会社	

※1：2021年12月まで、※2：2022年3月以降、※3：2022年4月以降、※4：2022年3月まで

表 1.2.2.6 ガイドライン策定 WG (WG3) 委員名簿

委員役職	氏名	所属・役職	役職
主査	佐藤 孝輔	株式会社日建設 エンジニアリング部門 設備設計グループ	ディレクター
委員	富樫 英介	工学院大学 建築学部 建築学科	准教授
委員	宮田 征門	国土交通省 国土技術政策総合研究所 住宅研究部 建築環境研究室	主任研究官
委員	星野 秀明	株式会社日本設計 環境・設備設計群	主管
委員	羽鳥 大輔	株式会社三菱地所設計 機械設備設計部	ユニットリーダー
委員	佐藤 正章	鹿島建設株式会社 建築設計本部	専任役
委員	高橋 満博	清水建設株式会社 設計本部 設備設計部 2 部	グループ長
委員	豊原 範之	大成建設株式会社 設計本部 設備計画部	部長
委員	木村 剛	株式会社大林組 設計本部 設備設計部	部長
委員	白石 晃平	株式会社竹中工務店 東京本店設計部設備部門設備 5 グループ	課長
オブザーバー	柳原 隆司	株式会社 RY 環境・エネルギー設計	所長
オブザーバー	枝廣 克幸	ダイキン工業株式会社 空調営業本部 設備営業部	営業担当課長
オブザーバー	庄司 貴朋	ダイキン工業株式会社 設備営業部 デベロッパーグループ	
オブザーバー	石田 彩乃	ダイキン工業株式会社	
オブザーバー	比嘉 恭太 ^{※1}	国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 省エネルギー部	主査
オブザーバー	遠藤 浩幸 ^{※2}	国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 省エネルギー部	主査
オブザーバー	近藤 敏明	国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 省エネルギー部	専門調査員
オブザーバー	守田 智勇	国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 省エネルギー部	主任
オブザーバー	芹川 真緒 ^{※3}	神奈川大学 建築学部 建築学科	准教授
事務局	佐藤 誠	佐藤エネルギーリサーチ株式会社	代表取締役
事務局	辻丸 のりえ	佐藤エネルギーリサーチ株式会社	
事務局	芹川 真緒 ^{※4}	佐藤エネルギーリサーチ株式会社	

※1：2021年12月まで、※2：2022年3月以降、※3：2022年4月以降、※4：2022年3月まで

(6) 調査スケジュール

本調査は、2021年6月25日から2022年6月30日までの期間に実施する。本調査のスケジュールを表 1.2.2.7 に示す。

表 1.2.2.7 調査スケジュール

	2021年							2022年						
	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	
i) 実態調査														
a. 省エネ基準申請データにおける空気調和設備の熱源容量の実態分析			→											
b. 空調設備設計者のヒアリングによる個別分散空調の設計法調査			→											
c. 稼働実態調査による課題の把握			→											
ii) 個別分散空調システムの評価モデルの開発														
a. 実験データを用いた評価モデルの検証			→											
b. 実測データによる評価モデルの検証							→							
c. 評価モデルの改良							→							
d. 課題の解決策の提案と効果の試算							→							
iii) 個別分散空調システムの設計法ガイドラインの作成							→							
検討委員会			○				○			○			○	
実態調査 WG			○			○	○							
評価モデル構築 WG2					○				○			○		
ガイドライン策定 WG3							○		○			○		

1.2.3 実態調査結果

(1) 省エネ基準申請データにおける空気調和設備の熱源容量の実態分析

i) 目的

個別分散空調システムの設備容量の実態調査を通して、機器容量[kW]および非住宅建築物の設備容量[W/m²]の分布を把握する。得られた情報は、個別分散空調システムの合理的設計法の提案時の基礎資料として、容量最適化の効果試算等に活用する。

ii) 熱源容量調査の方法

省エネ適合性判定・届出物件のデータを用いる。参考文献 1)、2)の方法に基づき、モデル建物法や標準入力法の申請データについて集計を実施する。なお、調査対象はパッケージエアコンディショナ（空冷式）であり、必ずしも1台の室外機に対して複数台の室内機を接続するマルチエアコンではない点に、留意が必要である。

省エネ適合性判定の入力方法に応じて、入力情報が異なるため、対象や目的を以下のように設定する。まずはモデル建物法を重点的に分析し、その後、標準入力法にも範囲を広げる。

- ① 小規模版モデル建物法：建物用途、主たる熱源機器の定格能力と対象面積等。物件が限られるため、対象外とする。
- ② モデル建物法：建物用途、主たる熱源機種、床面積あたりの熱源容量等。室内機と室の対応関係は不明。熱源機器一台あたりの定格能力は、モデル建物法入力シートでの入力項目であり、情報はあるが、処理環境構築に時間と労力を要するため、集計対象外とする。多数の物件での、床面積あたりの熱源容量の分布の把握を、主目的とする
- ③ 標準入力法：建物用途、室用途、室内機の定格能力、室外機の定格能力、床面積あたりの熱源容量等。室・室内機・室外機の紐付けが可能であり、対応関係の確認を主目的とする。室外機容量と対応する室内機の容量の合計の関係、室外機に複数の室用途の接続があるか、室内機容量と室外機の関係等を確認する。

iii) 集計項目

a. モデル建物法

モデル建物法の入力項目一覧と集計条件を表 1.2.3.1 に示す。集計対象は、冷房、暖房それぞれについて、床面積あたりの熱源容量[W/m²]と BEIm/AC とし、度数分布のデータ、平均値、中央値、最小値、最大値、標準偏差を示す。

集計条件で基準と変更のそれぞれを記載している入力項目について、基準の設定をベースとして、ひとつずつ、集計条件の変更の設定に応じて変更を行う。集計条件で基準と変更の欄にまとめて条件が記載されている入力項目は、その設定で固定とする。

表 1.2.3.1 モデル建物法の入力項目一覧と集計条件

区分	NO.	モデル建物法の入力項目	選択肢	集計条件		
				基準	変更	
基本情報	C1	建物名称				
	C2	省エネルギー基準地域区分	「1地域」「2地域」「3地域」「4地域」「5地域」「6地域」「7地域」「8地域」	6地域	1・2、3・4、5～7、8地域	
	C3	計算対象建物用途	「事務所モデル」「ビジネスホテルモデル」「シティホテルモデル」「総合病院モデル」「福祉施設モデル」「クリニックモデル」「学校モデル」「幼稚園モデル」「大学モデル」「講堂モデル」「大規模物販モデル」「小規模物販モデル」「飲食店モデル」「集会所モデル」「工場モデル」	事務所モデル	ビジネスホテルモデル、福祉施設モデル、幼稚園モデル、小規模物販モデル	
	C4	計算対象室用途(集会所等のみ)	「アスレチック場」「体育館」「公衆浴場」「映画館」「図書館」「博物館」「劇場」「カラオケボックス」「ボウリング場」「ばちんこ屋」「競馬場又は駐輪場」「社寺」			
	C5	計算対象面積				
外皮	PAL1	階数				
	PAL2	各階の階高の合計				
	PAL3	建物の外周長さ				
	PAL4	非空調コア部の外周長さ				
	PAL5	非空調コア部の方位				
	PAL6	外壁面積-北		指定なし	U _A 値で 5 水準程度に分割	
	PAL7	外壁面積-東				
	PAL8	外壁面積-南				
	PAL9	外壁面積-西				
	PAL10	屋根面積				
	PAL11	外気に接する床の面積				
	PAL12	外壁の平均熱貫流率				
	PAL13	屋根の平均熱貫流率				
	PAL14	外気に接する床の平均熱貫流率				
	PAL15	窓面積-外壁面(北)				
	PAL16	窓面積-外壁面(東)				
	PAL17	窓面積-外壁面(南)				
	PAL18	窓面積-外壁面(西)				
	PAL19	窓面積-屋根面				
	PAL20	外壁面に設置される窓の平均熱貫流率				
	PAL21	外壁面に設置される窓の平均日射熱取得率				
	PAL22	屋根面に設置される窓の平均熱貫流率				
	PAL23	屋根面に設置される窓の平均日射熱取得率				
空調	AC0	空気調和設備の評価	「評価しない」「評価する」	評価する		
	AC1	主たる熱源機種(冷房)	選択肢: 「ウォータチリングユニット(空冷式)」「ウォータチリングユニット(水冷式)」「ウォータチリングユニット(水冷式中熱タイプ1)」「ウォータチリングユニット(水冷式中熱タイプ2)」「ウォータチリングユニット(水冷式中熱タイプ3)」「ウォータチリングユニット(水冷式中熱タイプ4)」「ウォータチリングユニット(水冷式中熱タイプ5)」「ターボ冷凍機」「スクリーン冷凍機」「吸収式冷凍機」「吸収式冷凍機(冷却水変流量)」「吸収式冷凍機(排熱利用形)」「吸収式冷凍機(排熱利用形、冷却水変流量)」「地域熱供給」「パッケージエアコンディショナ(空冷式)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式熱回収形)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式地	パッケージエアコンディショナ(空冷式)		ルームエアコンディショナ、ガスヒートポンプ冷暖房機 ※床面積あたりの熱源容量は冷房・暖房それぞれの機種で判定する。 BEIm/ACは冷房・暖房ともにその機種である場合に集計対象とする。

区分	NO.	モデル建物法の 入力項目	選択肢	集計条件	
				基準	変更
			中熱タイプ1)「パッケージエアコンディショナ(水冷式地中熱タイプ2)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式地中熱タイプ3)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式地中熱タイプ4)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式地中熱タイプ5)」「ガスヒートポンプ冷暖房機」「ガスヒートポンプ冷暖房機(消費電力自給装置付)」「ルームエアコンディショナ」「使用しない」		
	AC2	個別熱源比率(冷房)		指定なし	20%以上と 20%未満 / 50%以上と 50%未満 ※主たる熱源機種の指定はなし
	AC3	熱源容量(冷房)の入力方法	「指定しない」「数値を入力する」	数値を入力する	
	AC4	床面積あたりの熱源容量(冷房)			
	AC5	熱源効率(冷房)の入力方法	「指定しない」「数値を入力する」		
	AC6	(冷房、一次エネルギー換算)			
	AC7	主たる熱源機種(暖房)	選択肢:「ウォータチリングユニット(空冷式)」「ウォータチリングユニット(水冷式)」「ウォータチリングユニット(水冷式地中熱タイプ1)」「ウォータチリングユニット(水冷式地中熱タイプ2)」「ウォータチリングユニット(水冷式地中熱タイプ3)」「ウォータチリングユニット(水冷式地中熱タイプ4)」「ウォータチリングユニット(水冷式地中熱タイプ5)」「吸収式冷凍機」「吸収式冷凍機(冷却水変流量)」「吸収式冷凍機(排熱利用形)」「吸収式冷凍機(排熱利用形、冷却水変流量)」「ボイラ」「温水発生機」「地域熱供給」「パッケージエアコンディショナ(空冷式)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式熱回収形)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式地中熱タイプ1)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式地中熱タイプ2)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式地中熱タイプ3)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式地中熱タイプ4)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式地中熱タイプ5)」「ガスヒートポンプ冷暖房機」「ガスヒートポンプ冷暖房機(消費電力自給装置付)」「ルームエアコンディショナ」「電気式ヒーター等」「FF式暖房機等」「使用しない」	パッケージエアコンディショナ(空冷式) ルームエアコンディショナ、ガスヒートポンプ冷暖房機	※床面積あたりの熱源容量は冷房・暖房それぞれの機種で判定する。 BEIm/ACは冷房・暖房ともにその機種である場合に集計対象とする。
	AC8	個別熱源比率(暖房)		指定なし	20%以上と 20%未満 / 50%以上と 50%未満 ※主たる熱源機種の指定はなし
	AC9	熱源容量(暖房)の入力方法	「指定しない」「数値を入力する」	数値を入力する	
	AC10	床面積あたりの熱源容量(暖房)			
	AC11	熱源効率(暖房)の入力方法	「指定しない」「数値を入力する」		
	AC12	(暖房、一次エネルギー換算)			
	AC13	全熱交換器の有無	「無」「有」	指定なし	無、有
	AC14	全熱交換効率	「70%以上」「65%以上 70%未満」「60%以上 65%未満」「55%以上 60%未満」「50%以上 55%未満」		
モデル建物法入力シートでは、①熱源機器名称、②熱源機種、③台数、④一台当たりの定格能力(冷房/暖房)[kW/台]、⑤一台当たりの定格消費電力(冷房/暖房)					

区分	NO.	モデル建物法の 入力項目	選択肢	集計条件	
				基準	変更
		[kW/台]、⑥一台当たりの定格燃料消費量(冷房/暖房) [kW/台]、⑦備考			
	AC15	自動換気切替機能	「無」「有」		
	AC16	予熱時外気取入れ停止の有無	「無」「有」	指定なし	無、有
	AC17	二次ポンプの変流量制御	「無」「有」		
	AC18	空調機の変風量制御	「無」「有」		
換気	(略)				
照明	L0	照明設備の評価	「評価しない」「評価する」		
	L1	照明設備の有無	「無」「有」		
	L2	照明器具の消費電力の入力方法	「指定しない」「数値を入力する」		
	L3	照明器具の単位床面積あたりの消費電力		指定なし	5水準程度に分割 ※事務室
	L4	在室検知制御	「無」「有」		
	L5	明るさ検知制御	「無」「有」		
	L6	タイムスケジュール制御	「無」「有」		
	L7	初期照度補正機能	「無」「有」		
給湯			(略)		
昇降機			(略)		
太陽光発電			(略)		
コージェネ			(略)		

b. 標準入力法

標準入力法の入力項目一覧と集計条件を表 1.2.3.2 に示す。集計対象は、6 地域、事務所等で、冷房、暖房それぞれの定格能力[kW]と、床面積あたりの熱源容量[W/ m²]とする。

表 1.2.3.2 標準入力法の入力項目一覧と集計条件

区分	No.	入力項目	選択肢	集計条件
基本情報	BL①	シート作成日時		
	BL②	入力責任者		
	BL③	建築物の名称		
	BL④	建築物所在地		
	BL⑤	地域の区分	「1 地域」「2 地域」「3 地域」「4 地域」「5 6 地域」「6 地域」「7 地域」「8 地域」	
	BL⑥	構造		
	BL⑦	階数		
	BL⑧	敷地面積[m ²]		
	BL⑨	建築面積[m ²]		
	BL⑩	延べ面積[m ²]		
	BL⑪	年間日射地域区分	「A1」「A2」「A3」「A4」「A5」	
	BL-⑫	「他人から供給された熱」の一次エネルギー換算係数		
	BL-⑬			
室	RM①	階		
	RM①	室名		
	RM②	建物用途	「事務所等」「ホテル等」「病院等」「物品販売業を営む店舗等」「学校等」「飲食店等」「集会所等」「工場等」「共同住宅」「既存部分」	事務所等
	RM②	室用途		
	RM③	室面積[m ²]		
	RM④	階高[m]		
	RM⑤	天井高[m]		
	RM⑥	空調計算対象室		
	RM⑥	換気計算対象室		
RM⑥	照明計算対象室			
RM⑥	給湯計算対象室			
RM⑦	モデル建物			
RM⑧	備考			
外皮	PAL1	階数		
	PAL2	各階の階高の合計		
	PAL3	建物の外周長さ		
	PAL4	非空調コア部の外周長さ		
	PAL5	非空調コア部の方位		
	PAL6	外壁面積-北		
	PAL7	外壁面積-東		
	PAL8	外壁面積-南		
	PAL9	外壁面積-西		
	PAL10	屋根面積		
	PAL11	外気に接する床の面積		
	PAL12	外壁の平均熱貫流率		
	PAL13	屋根の平均熱貫流率		
	PAL14	外気に接する床の平均熱貫流率		
	PAL15	窓面積-外壁面(北)		
	PAL16	窓面積-外壁面(東)		
	PAL17	窓面積-外壁面(南)		
	PAL18	窓面積-外壁面(西)		
	PAL19	窓面積-屋根面		
	PAL20	外壁面に設置される窓の平均熱貫流率		
	PAL21	外壁面に設置される窓の平均日射熱取得率		
	PAL22	屋根面に設置される窓の平均熱貫流率		
	PAL23	屋根面に設置される窓の平均日射熱取得率		
空調	AC1①	階	「評価しない」「評価する」	評価する

区分	No.	入力項目	選択肢	集計条件
	AC1①	室名		
	AC1①	建物用途		
	AC1①	室用途		
	AC1①	室面積[m ²]		
	AC1①	階高[m]		
	AC1①	天井高[m]		
	AC1②	空調ゾーン 階		
	AC1②	空調ゾーン名		
	AC1③	空調機群名称 室負荷処理		
	AC1④	空調機群名称 外気負荷処理		
	AC1⑤	備考		
	AC2①	外壁名称		
	AC2②	壁の種類	「外壁」 「接地壁」	
	AC2③	熱貫流率[W/m ² K]		
	AC2④	建材番号	(略)	
	AC2⑤	建材名称	(略)	
	AC2⑥	厚み[mm]		
	AC2⑦	備考		
	AC3①	開口部名称		
	AC3②	窓の熱貫流率[W/(m ² ・K)]		
	AC3③	窓の日射熱取得率[-]		
	AC3④	建具の種類		
	AC3⑤	ガラスの種類		
	AC3⑥	ガラスの熱貫流率[W/(m ² ・K)]		
	AC3⑦	ガラスの日射熱取得率[-]		
	AC3⑧	備考		
	AC4①	階		
	AC4①	空調ゾーン名		
	AC4②	方位		
	AC4③	日除け効果係数 (冷房) [-]		
	AC4③	日除け効果係数 (暖房) [-]		
	AC4④	外壁名称		
	AC4⑤	外皮面積 (窓含) [m ²]		
	AC4⑥	開口部名称		
	AC4⑦	窓面積[m ²]		
	AC4⑧	ブラインドの有無	「有」 「無」	
	AC4⑨	備考		
	AC5①	熱源群名称		
	AC5②	冷暖同時供給有無	「有」 「無」	
	AC5③	台数制御	「有」 「無」	
	AC5④	蓄熱システム 運転モード	「無」 「追掛」 「氷蓄熱」 「水蓄熱(成層型)」 「水蓄熱(混合型)」	
	AC5⑤	蓄熱容量[MJ]		
	AC5⑥	熱源機種	「ウォータチリングユニット(空冷式)」 「ウォータチリングユニット(空冷式モジュール形)」 「ウォータチリングユニット(水冷式)」 「ウォータチリングユニット(水冷式中熱タイプ1)」 「ウォータチリングユニット(水冷式中熱タイプ2)」 「ウォータチリングユニット(水冷式中熱タイプ3)」 「ウォータチリングユニット(水冷式中熱タイプ4)」 「ウォータチリングユニット(水冷式中熱タイプ5)」 「ウォータチリングユニット(水冷式中熱タイプA)」 「ウォータチリングユニット(水冷式中熱タイプB)」 「ウォータチリングユニット(水冷式中熱タイプC)」 「ウォータチリングユニット(水冷式中熱タイプD)」 「ウォータチリングユニット(水冷式中熱タイプE)」 「ウォータチリングユニット(水冷式中熱タイプF)」 「スクリュウ冷凍機」 「ターボ冷凍機」 「インバーターターボ冷凍機」 「ブラインターボ冷凍機(蓄熱時)」 「ブラインターボ冷凍機(追掛時)」 「ウォータチリングユニット(空冷式氷蓄熱用)」 「ウォータチリングユニット(空冷式モジュール形氷蓄熱用)」 「スクリュウ冷凍機(氷蓄熱用)」 「吸収式冷凍機(都市ガス)」 「吸収式冷凍機(冷却水変流量、都市ガス)」 「吸収式冷凍機	パッケージエアコンディショナ (空冷式)

区分	No.	入力項目	選択肢	集計条件
			(LPG)」「吸収式冷凍機(冷却水変流量、LPG)」「吸収式冷凍機(重油)」「吸収式冷凍機(冷却水変流量、重油)」「吸収式冷凍機(灯油)」「吸収式冷凍機(冷却水変流量、灯油)」「吸収式冷凍機(蒸気)」「吸収式冷凍機(冷却水変流量、蒸気)」「吸収式冷凍機(温水)」「吸収式冷凍機(一重二重併用形、都市ガス)」「吸収式冷凍機(一重二重併用形、冷却水変流量、都市ガス)」「吸収式冷凍機(一重二重併用形、LPG)」「吸収式冷凍機(一重二重併用形、冷却水変流量、LPG)」「吸収式冷凍機(一重二重併用形、蒸気)」「吸収式冷凍機(一重二重併用形、冷却水変流量、蒸気)」「小型貫流ボイラ(都市ガス)」「小型貫流ボイラ(LPG)」「小型貫流ボイラ(重油)」「小型貫流ボイラ(灯油)」「貫流ボイラ(都市ガス)」「貫流ボイラ(LPG)」「貫流ボイラ(重油)」「貫流ボイラ(灯油)」「温水ボイラ(都市ガス)」「温水ボイラ(LPG)」「温水ボイラ(重油)」「温水ボイラ(灯油)」「蒸気ボイラ(都市ガス)」「蒸気ボイラ(LPG)」「蒸気ボイラ(重油)」「蒸気ボイラ(灯油)」「温水発生機(都市ガス)」「温水発生機(LPG)」「温水発生機(重油)」「温水発生機(灯油)」「パッケージエアコンディショナ(空冷式)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式熱回収形)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式中熱タイプ1)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式中熱タイプ2)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式中熱タイプ3)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式中熱タイプ4)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式中熱タイプ5)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式中熱タイプA)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式中熱タイプB)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式中熱タイプC)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式中熱タイプD)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式中熱タイプE)」「パッケージエアコンディショナ(水冷式中熱タイプF)」「ガスヒートポンプ冷暖房機(都市ガス)」「ガスヒートポンプ冷暖房機(LPG)」「ルームエアコンディショナ」「FF式ガス暖房機(都市ガス)」「FF式ガス暖房機(LPG)」「FF式石油暖房機」「地域熱供給(冷水)」「地域熱供給(温水)」「地域熱供給(蒸気)」「熱交換器」「電気式ヒーター」「電気蓄熱暖房器」「温風暖房機(都市ガス)」「温風暖房機(LPG)」「温風暖房機(重油)」「温風暖房機(灯油)」「ガスヒートポンプ冷暖房機(消費電力自給装置付、都市ガス)」「ガスヒートポンプ冷暖房機(消費電力自給装置付、LPG)」	
	AC5⑦	冷熱生成		
	AC5⑧	台数[台]		
	AC5⑨	送水温度[°C]		
	AC5⑩	定格冷却能力[kW/台]		
	AC5⑪	主機定格消費エネルギー[kW/台]		
	AC5⑫	補機定格消費電力[kW/台]		
	AC5⑬	一次ポンプ定格消費電力[kW/台]		
	AC5⑭	冷却塔定格冷却能力[kW/台]		
	AC5⑮	冷却塔ファン消費電力[kW/台]		
	AC5⑯	冷却水ポンプ消費電力[kW/台]		
	AC5⑦	温熱生成 運転順位	(略)	
	AC5⑧	台数[台]		
	AC5⑨	送水温度[°C]		
	AC5⑩	定格加熱能力[kW/台]		
	AC5⑪	主機定格消費エネルギー[kW/台]		
	AC5⑫	補機定格消費電力[kW/台]		
	AC5⑬	一次ポンプ定格消費電力[kW/台]		

区分	No.	入力項目	選択肢	集計条件
	AC5⑰	備考 (機器表の記号系統名等)		
	AC6①	二次ポンプ群名称		
	AC6②	台数制御の有無	「有」 「無」	
	AC6③	冷房時温度差[°C]		
	AC6③	暖房時温度差[°C]		
	AC6④	運転順位	「1 番目」 「2 番目」 「3 番目」 「4 番目」 「5 番目」 「6 番目」 「7 番目」 「8 番目」 「9 番目」 「10 番目」	
	AC6⑤	台数[台]		
	AC6⑥	定格流量[m ³ /h 台]		
	AC6⑦	定格消費電力[kW/台]		
	AC6⑧	流量制御方式	「定流量制御」 「回転数制御」	
	AC6⑨	変流量時最小流量比[%]		
	AC6⑩	備考 (機器表の記号、系統名等)		
	AC7①	空調機群名称		
	AC7②	台数 [台]		
	AC7③	空調機タイプ	「空調機」 「FCU」 「室内機」 「全熱交ユニット」 「送風機」 「放熱器」 「天井放射冷暖房パネル」	
	AC7④	定格冷却(冷房)能力[kW/台]		
	AC7⑤	定格加熱(暖房)能力[kW/台]		
	AC7⑥	設計最大外気風量[m ³ /h 台]		
	AC7⑦	送風機定格消費電給気[kW/台]		
	AC7⑧	送風機定格消費電力還気[kW/台]		
	AC7⑨	送風機定格消費電力外気[kW/台]		
	AC7⑩	送風機定格消費電力排気[kW/台]		
	AC7⑪	風量制御方式	「定風量制御」 「回転数制御」	
	AC7⑫	変風量時 最小風量比[%]		
AC7⑬	予熱時外気取り入れ停止の有無	「有」 「無」		
AC7⑭	外気冷房制御の有無	「有」 「無」		
AC7⑮	全熱交換器の有無	「有」 「無」		
AC7⑯	全熱交換器の設計風量 [m ³ /h 台]			
AC7⑰	全熱交換効率[%]			
AC7⑱	全熱交換器自動換気切替機能の有無	「有」 「無」		
AC7⑲	全熱交換器ローター消費電力[kW/台]			
AC7⑳	二次ポンプ群名称 冷熱			
AC7㉑	二次ポンプ群名称 温熱			
AC7㉒	熱源群名称 冷熱			
AC7㉓	熱源群名称 温熱			
AC7㉔	備考(機器表の記号系統名等)			
換気	V1①	階		
	V1①	室名		
	V1①	建物用途		
	V1①	室用途		
	V1①	室面積[m ²]		
	V1②	換気種類	「給気」 「排気」 「循環」 「空調」	
	V1③	換気機器名称		
	V1④	備考		
	V2①	換気機器名称		
	V2②	設計風量[m ³ /h]		
	V2③	電動機定格出力[kW]		
	V2④	高効率電動機の有無	「有」 「無」	
	V2⑤	インバータの有無	「有」 「無」	
	V2⑥	送風量制御	「CO 濃度制御」 「温度制御」 「無」	
	V2⑦	備考		
	V3①	換気機器名称		
	V3②	換気対象室の用途	「エレベータ機械室」 「電気室」 「機械室」 「その他」	
	V3③	必要冷却能力[kW]		
	V3④	熱源効率 (一次換算値) [-]		
	V3⑤	ポンプ定格出力[kW]		
V3⑥	送風機の種類	「給気」 「排気」 「循環」 「空調」		
V3⑦	設計風量[m ³ /h]			
V3⑧	電動機定格出力[kW]			

区分	No.	入力項目	選択肢	集計条件
	V3⑨	高効率電動機の有無	「有」「無」	
	V3⑩	インバータの有無	「有」「無」	
	V3⑪	送風量制御	「CO濃度制御」「温度制御」「無」	
	V3⑫	備考		
照明	L①	階		
	L①	室名		
	L①	建物用途		
	L①	室用途		
	L①	室面積[m ²]		
	L①	階高[m]		
	L①	天井高[m]		
	L②	室の間口[m]		
	L③	室の奥行[m]		
	L④	室指数[-]		
	L⑤	機器名称		
	L⑥	定格消費電力[W/台]		
	L⑦	台数[台]		
	L⑧	在室検知制御	「無」「下限調光方式」「点滅方式」「減光方式」	
L⑨	明るさ検知制御	「無」「調光方式」「調光方式 BL」「調光方式 W15」「調光方式 W15BL」「調光方式 W20」「調光方式 W20BL」「調光方式 W25」「調光方式 W25BL」「点滅方式」		
L⑩	タイムスケジュール制御	「無」「減光方式」「点滅方式」		
L⑪	初期照度補正機能	「無」「タイマ方式(LED)」「タイマ方式(蛍光灯)」「センサ方式(LED)」「センサ方式(蛍光灯)」		
L⑫	備考			
給湯			(略)	
昇降機			(略)	
太陽光発電			(略)	
コジェネ			(略)	
モデル建物仕様			(略)	

iv) モデル建物法による申請データの分析

a. 分析対象データの抽出

国総研資料 No.1143（参考文献 3）に掲載されている「2019 年度省エネ基準申請データ」のうち、モデル建物法による申請データを対象とする。本検討では、次の条件に合致するデータを抽出し、これを分析対象データとする。

- ・ 「C3 適用するモデル建物」が「事務所モデル」である。
- ・ 「AC0 空気調和設備の評価」が「評価する」である。
- ・ 「AC3 熱源容量（冷房）の入力方法」及び「AC9 熱源容量（暖房）の入力方法」が「指定しない」ではない。
- ・ 「AC4 熱源効率（冷房）の入力方法」及び「AC10 熱源効率（暖房）の入力方法」が「指定しない」ではない。

b. 分析対象データの概要

分析対象データの特徴を把握するため、データ全体に対して BEIm 等の基本的なデータを分析する。なお、本検討では、表 1.2.3.3 に示す 4 つの地域区分（寒冷地、準寒冷地、温暖地、蒸暑地）に分けて分析を行う。表 1.2.3.3 に示す省エネルギー基準地域区分と都道府県との関係はおおよそのものであり、厳密には、令和元年国土交通省告示第 783 号（建築物エネルギー消費性能基準等を定める省令における算出方法等に係る事項（平成 28 年国土交通省告示第 265 号）の一部を改正する告示、令和元年 11 月 15 日公布）の別表 10 にて市区町村レベルでどの区分に属するかが定義されている。

表 1.2.3.3 地域の区分

本検討における地域の区分	省エネルギー基準地域区分	都道府県名
寒冷地	1、2	北海道
準寒冷地	3、4	青森県、岩手県、秋田県、宮城県、山形県、福島県、栃木県、新潟県、長野県
温暖地	5、6、7	茨城県、群馬県、埼玉県、千葉県、東京都、神奈川県、富山県、石川県、福井県、山梨県、岐阜県、静岡県、愛知県、三重県、滋賀県、京都府、大阪府、兵庫県、奈良県、和歌山県、鳥取県、島根県、岡山県、広島県、山口県、徳島県、香川県、愛媛県、高知県、福岡県、佐賀県、長崎県、熊本県、大分県、宮崎県、鹿児島県
蒸暑地	8	沖縄県

分析対象データの BEIm、BEIm/AC、熱源定格能力 (W/m^2)、個別分散比率の分布を図 1.2.3.1～図 1.2.3.6 に示す。また、これらの値の平均値等の数値を表 1.2.3.4 に示す。得られた知見を次に示す。

- ・ 図 1.2.3.1 より、BEIm（設計一次エネルギー消費量を基準一次エネルギー消費量で除した値。ただし、その他一次エネルギー消費量は除く）の平均値は 0.7 程度であることが分かる。蒸暑地はやや低く 0.64 である。
- ・ 図 1.2.3.2 より、BEIm/AC（空調設備の設計一次エネルギー消費量を空調設備の基準一次エネルギー消費量で除した値）の平均値は 8 地域をのぞき 0.8 程度であるこ

とが分かる。蒸暑地は他地域と比べて低く 0.69 である。

- ・ 図 1.2.3.3 より、冷房機器の定格熱源容量の中央値は、寒冷地は約 170 W/m²、準寒冷地は約 210 W/m²、温暖地は約 230 W/m²、蒸暑地は約 240 W/m²であることが分かる。
- ・ 図 1.2.3.4 より、暖房機器の定格熱源容量の中央値は、寒冷地は約 220 W/m²、準寒冷地は約 250 W/m²、温暖地は約 260 W/m²、蒸暑地は約 270 W/m²であることが分かる。
- ・ 図 1.2.3.5、図 1.2.3.6 より、個別分散比率（個別分散方式の熱源機器の定格能力を、入力された全熱源機種種の定格能力の合計で除した値。1.0 であれば全ての熱源機器が個別分散方式である。個別分散熱源か否かは熱源機種種によって規定されており、パッケージエアコンディショナ、ガスヒートポンプ冷暖房機、ルームエアコンディショナ、電気式ヒーター、FF 式暖房機等が該当する。）は 1.0 である建築物が殆どであることが分かる。

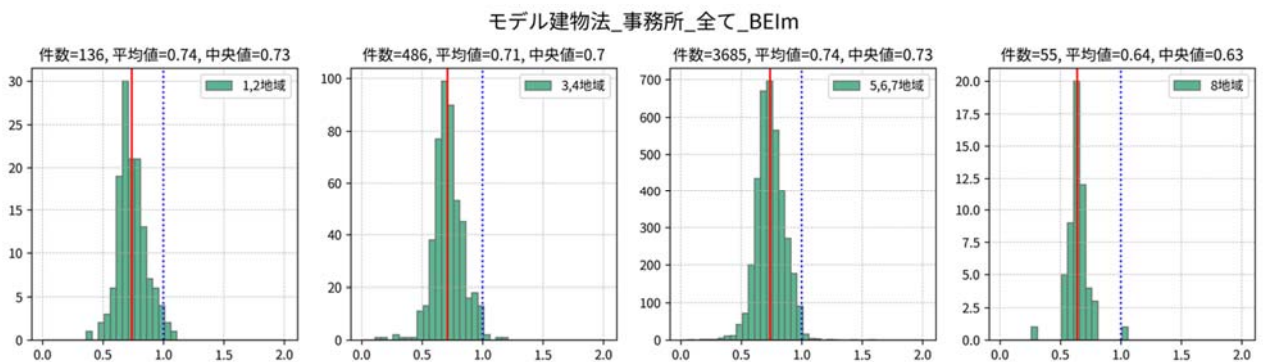


図 1.2.3.1 分析対象データの BEIm の分布

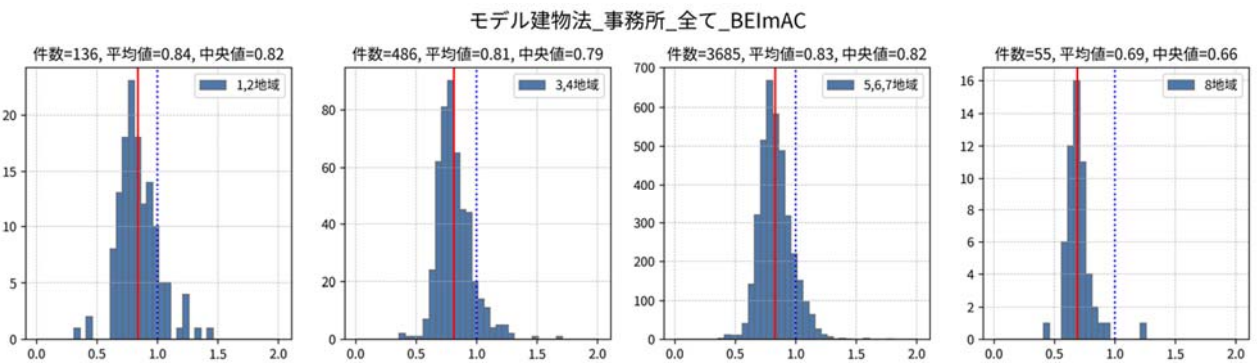


図 1.2.3.2 分析対象データの BEIm/AC の分布

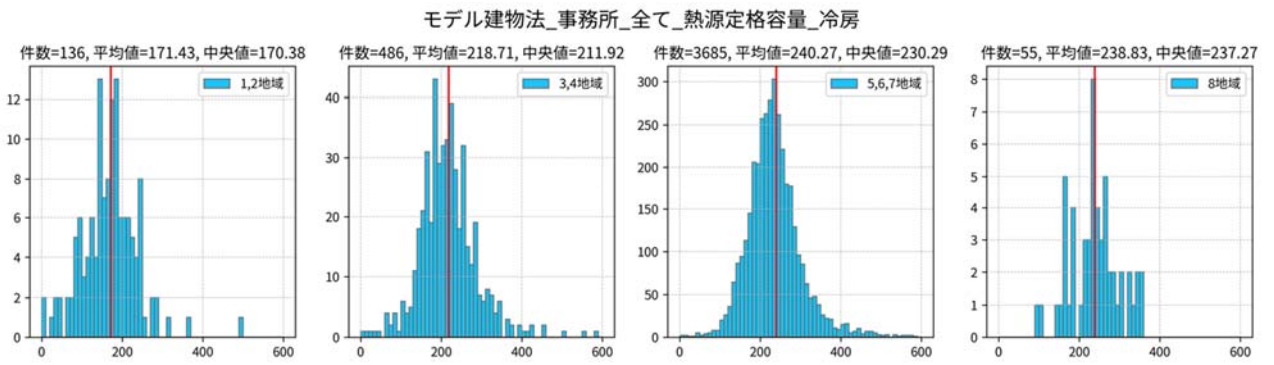


図 1.2.3.3 分析対象データの熱源定格能力（冷房）の分布

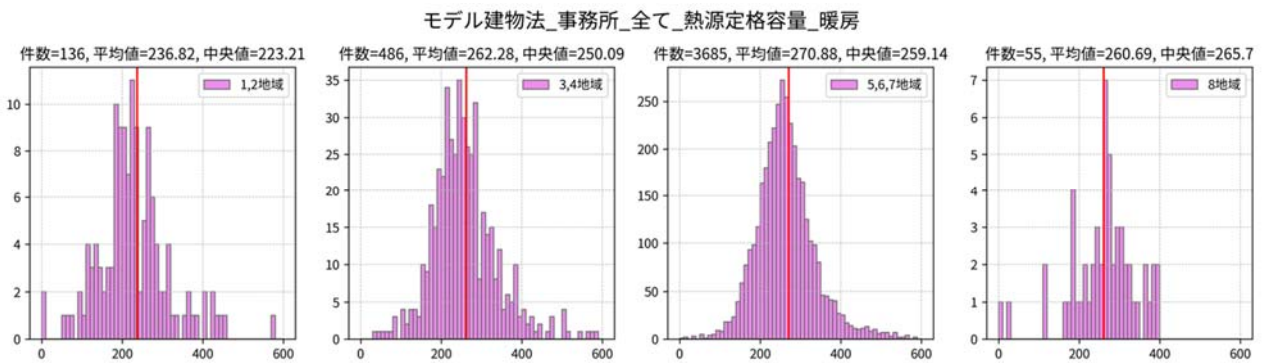


図 1.2.3.4 分析対象データの熱源定格能力（暖房）の分布

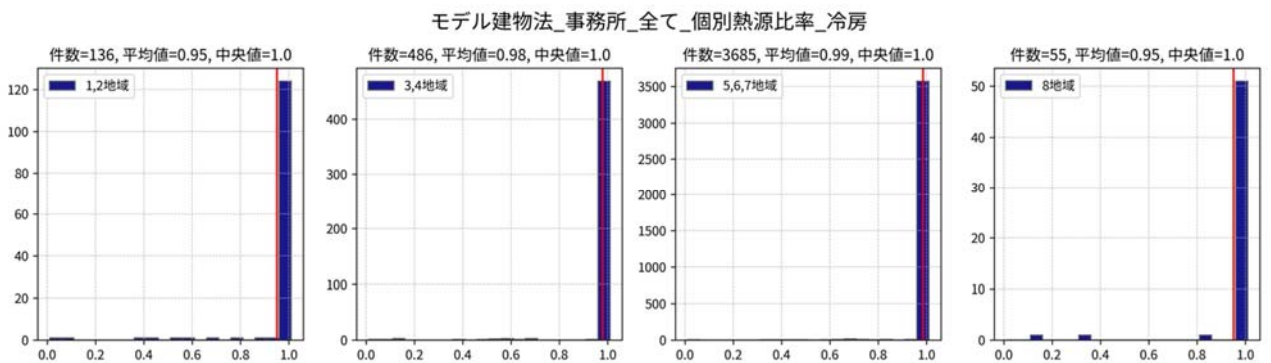


図 1.2.3.5 分析対象データの個別分散比率（冷房）の分布

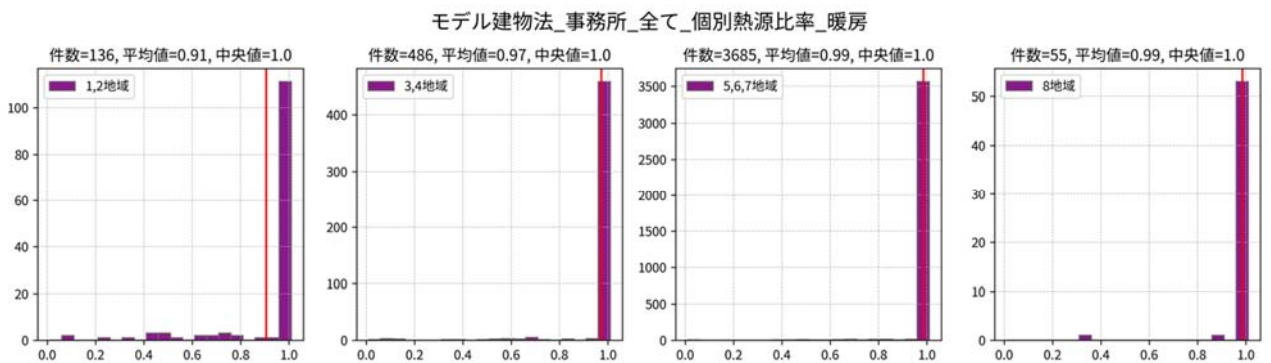


図 1.2.3.6 分析対象データの個別分散比率（暖房）の分布

表 1.2.3.4 分析対象データの統計値

		件数	平均値	標準偏差	最小値	25%	50%	75%	最大値
BEIm	1,2地域	136	0.738	0.116	0.38	0.6675	0.73	0.8	1.06
	3,4地域	486	0.709	0.130	0	0.64	0.7	0.78	1.18
	5,6,7地域	3685	0.738	0.118	0	0.67	0.73	0.81	1.57
	8地域	55	0.639	0.094	0.29	0.595	0.63	0.68	1.02
BEIm/AC	1,2地域	136	0.838	0.164	0.34	0.74	0.815	0.93	1.45
	3,4地域	486	0.813	0.142	0.38	0.72	0.79	0.89	1.66
	5,6,7地域	3685	0.830	0.130	0.38	0.74	0.82	0.9	1.8
	8地域	55	0.691	0.109	0.44	0.64	0.66	0.72	1.24
熱源 定格能力 (冷房)	1,2地域	136	171.427	85.874	0.14	125.8925	170.385	204.6575	777.95
	3,4地域	486	218.714	79.735	4.46	172.6425	211.915	253.5425	1038.27
	5,6,7地域	3685	240.274	104.255	5.69	194.24	230.29	268.1	2754.3
	8地域	55	238.829	59.079	99.15	197.71	237.27	270.22	350.24
熱源 定格能力 (暖房)	1,2地域	136	236.818	109.907	0.18	184.7575	223.21	274.2175	872.02
	3,4地域	486	262.279	94.537	35.12	210.02	250.09	301.2475	1163.77
	5,6,7地域	3685	270.877	118.895	5.08	219.94	259.14	302.25	3129.89
	8地域	55	260.693	81.179	0.65	221.005	265.7	305.255	397.69
個別分散 比率 (冷房)	1,2地域	136	0.951	0.186	0	1	1	1	1
	3,4地域	486	0.979	0.119	0	1	1	1	1
	5,6,7地域	3685	0.986	0.097	0	1	1	1	1
	8地域	55	0.951	0.196	0	1	1	1	1
個別分散 比率 (暖房)	1,2地域	136	0.906	0.233	0	1	1	1	1
	3,4地域	486	0.972	0.132	0	1	1	1	1
	5,6,7地域	3685	0.986	0.095	0	1	1	1	1
	8地域	55	0.986	0.090	0.34	1	1	1	1

図 1.2.3.7、図 1.2.3.8 に定格熱源容量の分布を箱ひげ図で示す。ここで、箱ひげ図について、ひげの下端が最小値、ひげの上端が最大値、箱の下端が第一四分位数、箱の中にある線が第二四分位数、箱の上端が第三四分位数を示し、三角印は平均値を示す。なお、第一四分位数及び第三四分位数から箱の長さの1.5倍以上離れたデータは外れ値として扱い、黒丸印で示す。多くのデータが 25~400 W/m² 程度に収まっているが、中には非常に値が小さいもの、大きいものも存在する。値が小さいものについては、他用途と共有する熱源機器で、定格容量を按分して入力したために小さい値になっている可能性が考えられる。また、値が大きいものについては、工場等に附する事務スペース等で空調対象床面積が小さく、市販されている最小の容量の機器を導入したとしても単位床面積あたりの容量は大きくなること、kW と W を間違えて入力していること、室外機だけの入力で良いにも関わらず室内機の容量も入力してしまっていること等が考えられる。

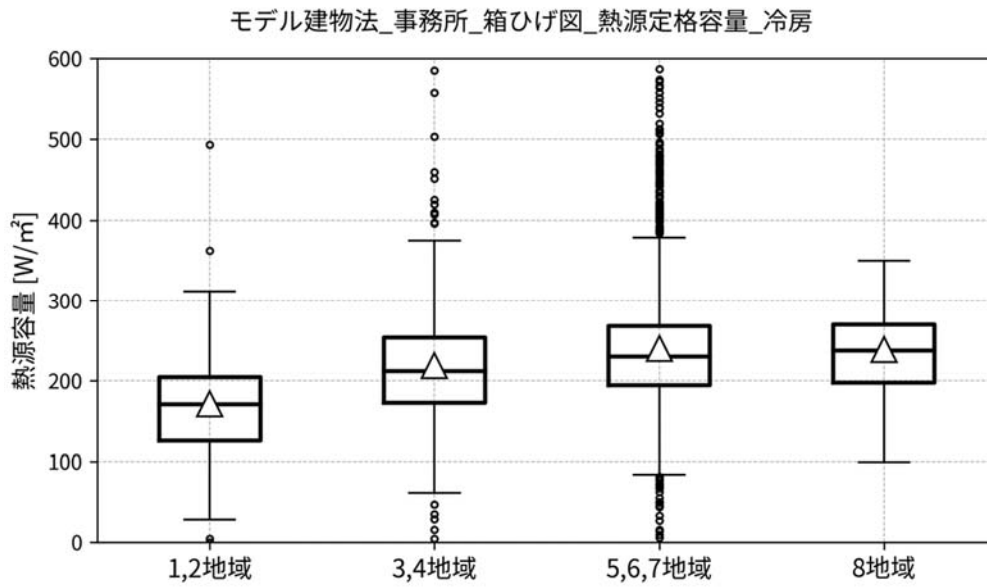


図 1.2.3.7 分析対象データの熱源定格能力（冷房）の箱ひげ図

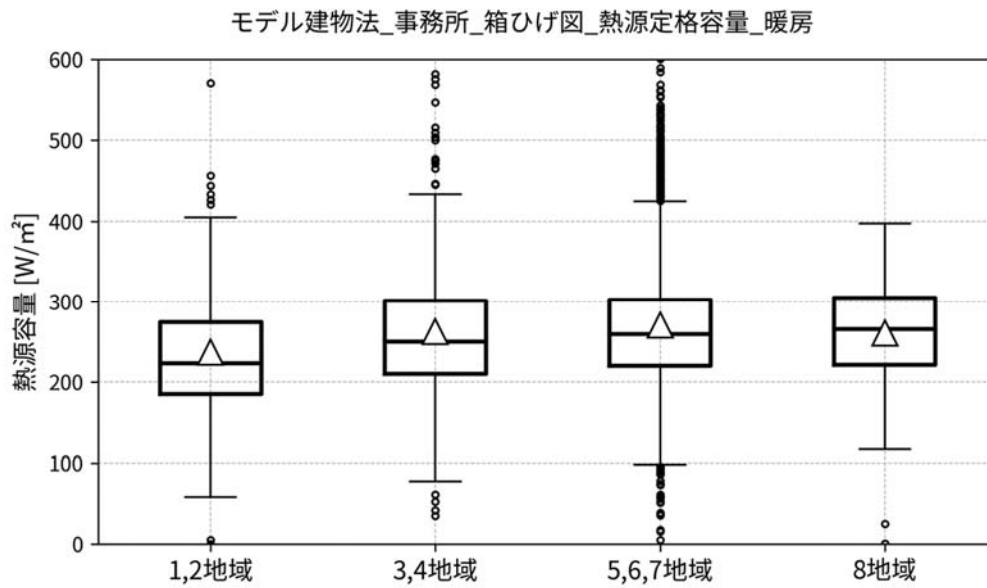


図 1.2.3.8 分析対象データの熱源定格能力（暖房）の箱ひげ図

c. 熱源機種別の分析

熱源機種別に BEIm/AC、熱源定格能力、個別分散比率の分析を行う。分析結果を表 1.2.3.5～表 1.2.3.12 に示す。

表 1.2.3.5 熱源機種別の分析結果（冷房、1,2 地域）

熱源機種	件数	BEIm/AC			熱源容量（冷房）			個別分散比率（冷房）		
		平均値	中央値	標準偏差	平均値	中央値	標準偏差	平均値	中央値	標準偏差
パッケージエアコンディショナ(空冷式)	98	0.81	0.79	0.14	178.63	172.63	88.53	0.99	1.00	0.06
ガスヒートポンプ冷暖房機	18	0.92	0.91	0.16	191.84	194.77	76.12	0.97	1.00	0.11
ルームエアコンディショナ	11	0.93	0.83	0.25	121.46	120.32	52.74	1.00	1.00	0.00
地域熱供給（冷水）	2	1.02	1.02	0.08	72.15	72.15	1.93	0.00	0.00	0.00
吸収式冷凍機	1	1.05	1.05	-	235.98	235.98	-	0.06	0.06	-
パッケージエアコンディショナ(水冷式中熱タイプ2)	1	0.45	0.45	-	66.70	66.70	-	1.00	1.00	-
ウォータチリングユニット(水冷式中熱タイプ3)	1	0.81	0.81	-	88.10	88.10	-	0.43	0.43	-
ウォータチリングユニット(空冷式)	1	0.99	0.99	-	221.37	221.37	-	0.38	0.38	-
ガスヒートポンプ冷暖房機(消費電力自給装置付)	1	0.88	0.88	-	123.41	123.41	-	1.00	1.00	-
パッケージエアコンディショナ(水冷式中熱タイプ5)	1	0.65	0.65	-	97.68	97.68	-	1.00	1.00	-
ウォータチリングユニット(水冷式中熱タイプ2)	1	1.01	1.01	-	41.67	41.67	-	0.09	0.09	-

表 1.2.3.6 熱源機種別の分析結果（冷房、3,4 地域）

熱源機種	件数	BEIm/AC			熱源容量（冷房）			個別分散比率（冷房）		
		平均値	中央値	標準偏差	平均値	中央値	標準偏差	平均値	中央値	標準偏差
パッケージエアコンディショナ(空冷式)	403	0.80	0.78	0.13	221.50	214.90	78.20	0.99	1.00	0.05
ルームエアコンディショナ	43	0.83	0.81	0.16	189.70	182.71	95.35	0.99	1.00	0.08
ガスヒートポンプ冷暖房機	31	0.94	0.93	0.18	243.63	229.61	64.08	0.99	1.00	0.06
ウォータチリングユニット(空冷式)	3	1.05	1.06	0.23	141.25	152.94	48.44	0.10	0.13	0.06
吸収式冷凍機	3	0.86	0.85	0.04	182.93	185.08	3.90	0.20	0.13	0.17
ウォータチリングユニット(水冷式)	2	0.86	0.86	0.02	93.60	93.60	22.93	0.30	0.30	0.42
パッケージエアコンディショナ(水冷式中熱タイプ1)	1	0.73	0.73	-	159.68	159.68	-	1.00	1.00	-

表 1.2.3.7 熱源機種別の分析結果（冷房、5,6,7 地域）

熱源機種	件数	BEIm/AC			熱源容量（冷房）			個別分散比率（冷房）		
		平均値	中央値	標準偏差	平均値	中央値	標準偏差	平均値	中央値	標準偏差
パッケージエアコンディショナ(空冷式)	3250	0.83	0.81	0.13	242.26	231.65	100.80	0.99	1.00	0.05
ルームエアコンディショナ	267	0.82	0.80	0.14	199.75	193.59	81.11	1.00	1.00	0.00
ガスヒートポンプ冷暖房機	118	0.91	0.90	0.13	270.38	250.48	111.30	0.98	1.00	0.07
ウォータチリングユニット(空冷式)	23	1.01	1.03	0.13	289.69	203.90	369.20	0.25	0.29	0.17
パッケージエアコンディショナ(水冷式)	5	0.76	0.74	0.10	230.33	250.21	88.46	0.74	0.68	0.26
ターボ冷凍機	5	0.93	0.89	0.06	167.70	184.92	31.99	0.00	0.00	0.01
吸収式冷凍機	5	1.17	1.08	0.24	251.69	250.05	109.79	0.06	0.00	0.10
ガスヒートポンプ冷暖房機(消費電力自給装置付)	5	1.00	1.07	0.20	275.85	288.20	118.01	1.00	1.00	0.00
地域熱供給（冷水）	2	1.01	1.01	0.13	239.98	239.98	47.60	0.23	0.23	0.31
ウォータチリングユニット(水冷式)	2	0.92	0.92	0.13	233.46	233.46	185.64	0.01	0.01	0.01
パッケージエアコンディショナ(水冷式熱回収形)	2	0.66	0.66	0.06	221.94	221.94	52.64	1.00	1.00	0.00
吸収式冷凍機(冷却水変流量)	1	0.97	0.97	-	161.78	161.78	-	0.39	0.39	-

表 1.2.3.8 熱源機種別の分析結果（冷房、8 地域）

熱源機種	件数	BEIm/AC			熱源容量（冷房）			個別分散比率（冷房）		
		平均値	中央値	標準偏差	平均値	中央値	標準偏差	平均値	中央値	標準偏差
パッケージエアコンディショナ(空冷式)	51	0.67	0.66	0.07	240.19	238.69	60.49	1.00	1.00	0.03
ルームエアコンディショナ	1	0.74	0.74	-	235.35	235.35	-	1.00	1.00	-
ウォータチリングユニット(空冷式)	1	0.93	0.93	-	250.57	250.57	-	0.34	0.34	-
ターボ冷凍機	1	0.71	0.71	-	166.15	166.15	-	0.14	0.14	-
地域熱供給（冷水）	1	1.24	1.24	-	233.87	233.87	-	0.00	0.00	-

表 1.2.3.9 熱源機種別の分析結果（暖房、1,2 地域）

熱源機種	件数	BEIm/AC			熱源容量（暖房）			個別分散比率（暖房）		
		平均値	中央値	標準偏差	平均値	中央値	標準偏差	平均値	中央値	標準偏差
パッケージエアコンディショナ(空冷式)	82	0.82	0.79	0.14	238.80	223.06	100.97	0.97	1.00	0.09
ガスヒートポンプ冷暖房機	18	0.92	0.91	0.16	227.03	237.35	85.55	0.95	1.00	0.13
FF式暖房機等	11	0.68	0.66	0.12	349.46	313.01	136.51	1.00	1.00	0.00
ルームエアコンディショナ	8	0.92	0.84	0.19	147.55	142.47	79.14	0.97	1.00	0.08
温水発生機	4	0.97	0.96	0.06	366.01	360.03	51.34	0.37	0.39	0.11
地域熱供給（温水）	3	1.00	0.96	0.06	135.35	116.64	49.87	0.00	0.00	0.00
ボイラ	3	1.03	0.85	0.36	257.17	218.96	107.15	0.52	0.47	0.11
パッケージエアコンディショナ(水冷式中熱タイプ2)	1	0.45	0.45	-	78.58	78.58	-	1.00	1.00	-
電気式ヒーター等	1	0.86	0.86	-	69.58	69.58	-	1.00	1.00	-
ウォータチリングユニット(水冷式中熱タイプ2)	1	1.01	1.01	-	120.67	120.67	-	0.08	0.08	-
ガスヒートポンプ冷暖房機(消費電力自給装置付)	1	0.88	0.88	-	141.08	141.08	-	1.00	1.00	-
吸収式冷凍機	1	1.05	1.05	-	251.50	251.50	-	0.07	0.07	-
ウォータチリングユニット(水冷式中熱タイプ3)	1	0.81	0.81	-	98.32	98.32	-	0.43	0.43	-
パッケージエアコンディショナ(水冷式中熱タイプ5)	1	0.65	0.65	-	113.74	113.74	-	1.00	1.00	-

表 1.2.3.10 熱源機種別の分析結果（暖房、3,4 地域）

熱源機種	件数	BEIm/AC			熱源容量（暖房）			個別分散比率（暖房）		
		平均値	中央値	標準偏差	平均値	中央値	標準偏差	平均値	中央値	標準偏差
パッケージエアコンディショナ(空冷式)	389	0.80	0.78	0.13	261.50	250.91	89.40	0.99	1.00	0.05
ルームエアコンディショナ	42	0.84	0.81	0.16	236.74	229.79	101.47	0.99	1.00	0.08
ガスヒートポンプ冷暖房機	31	0.94	0.93	0.18	280.26	262.98	68.45	0.99	1.00	0.05
FF式暖房機等	11	0.74	0.72	0.06	435.84	433.59	133.15	1.00	1.00	0.00
ボイラ	5	0.86	0.86	0.03	188.22	197.27	33.25	0.23	0.12	0.19
ウォータチリングユニット(空冷式)	3	1.05	1.06	0.23	184.50	205.00	87.52	0.09	0.10	0.05
吸収式冷凍機	2	0.91	0.91	0.00	211.36	211.36	11.13	0.45	0.45	0.08
パッケージエアコンディショナ(水冷式中熱タイプ1)	1	0.73	0.73	-	175.96	175.96	-	1.00	1.00	-
温水発生機	1	0.87	0.87	-	134.71	134.71	-	0.57	0.57	-
ウォータチリングユニット(水冷式)	1	0.84	0.84	-	89.25	89.25	-	0.00	0.00	-

表 1.2.3.11 熱源機種別の分析結果（暖房、5,6,7 地域）

熱源機種	件数	BEIm/AC			熱源容量（暖房）			個別分散比率（暖房）		
		平均値	中央値	標準偏差	平均値	中央値	標準偏差	平均値	中央値	標準偏差
パッケージエアコンディショナ(空冷式)	3245	0.83	0.81	0.13	272.36	260.28	113.16	0.99	1.00	0.05
ルームエアコンディショナ	269	0.82	0.80	0.14	237.00	231.62	95.24	1.00	1.00	0.04
ガスヒートポンプ冷暖房機	120	0.91	0.90	0.13	300.74	278.23	126.44	0.98	1.00	0.07
ウォータチリングユニット(空冷式)	21	0.99	1.01	0.13	212.05	191.39	93.60	0.22	0.24	0.19
ボイラ	8	0.99	1.00	0.08	456.25	199.54	808.66	0.08	0.00	0.16
パッケージエアコンディショナ(水冷式)	5	0.76	0.74	0.10	226.96	264.84	74.89	0.82	1.00	0.25
ガスヒートポンプ冷暖房機(消費電力自給装置付)	5	1.00	1.07	0.20	309.36	324.22	133.36	1.00	1.00	0.00
吸収式冷凍機	4	1.19	1.11	0.27	282.65	310.79	113.79	0.09	0.06	0.12
FF式暖房機等	3	0.67	0.64	0.06	520.28	439.87	384.94	1.00	1.00	0.00
地域熱供給（温水）	2	1.01	1.01	0.13	228.58	228.58	107.69	0.24	0.24	0.32
パッケージエアコンディショナ(水冷式熱回収形)	2	0.66	0.66	0.06	246.75	246.75	59.46	1.00	1.00	0.00
ウォータチリングユニット(水冷式)	1	0.83	0.83	-	110.30	110.30	-	0.00	0.00	-

表 1.2.3.12 熱源機種別の分析結果（暖房、8 地域）

熱源機種	件数	BEIm/AC			熱源容量（暖房）			個別分散比率（暖房）		
		平均値	中央値	標準偏差	平均値	中央値	標準偏差	平均値	中央値	標準偏差
パッケージエアコンディショナ(空冷式)	53	0.69	0.66	0.11	260.14	265.66	82.67	1.00	1.00	0.02
ルームエアコンディショナ	1	0.74	0.74	-	274.57	274.57	-	1.00	1.00	-
ウォータチリングユニット(空冷式)	1	0.93	0.93	-	276.15	276.15	-	0.34	0.34	-

採用数が多い「パッケージエアコンディショナ(空冷式)」、「ガスヒートポンプ冷暖房機」、「ルームエアコン」を対象として、熱源定格能力の分布を図 1.2.3.9～図 1.2.3.14 に示す。また、これらの値の平均値等の数値を表 1.2.3.13～表 1.2.3.18 に示す。得られた知見を次に示す。

- ・ 寒冷地と蒸暑地は件数が少なく傾向が掴みにくいですが、パッケージエアコンディショナ（空冷式）に比べ、ガスヒートポンプ冷暖房機の熱源定格能力はやや大きく、ルームエアコンディショナの熱源定格能力は小さい傾向がある。

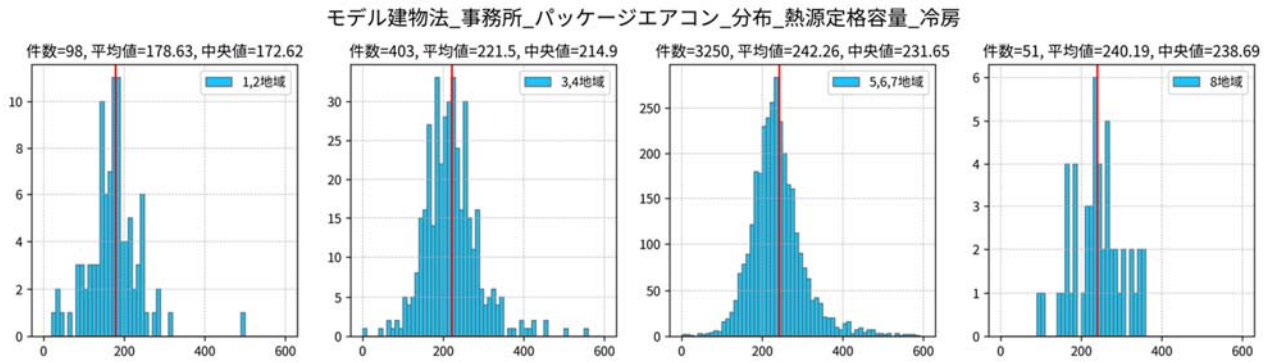


図 1.2.3.9 熱源定格能力（冷房）の分布
(熱源機種が「パッケージエアコンディショナ(空冷式)」)

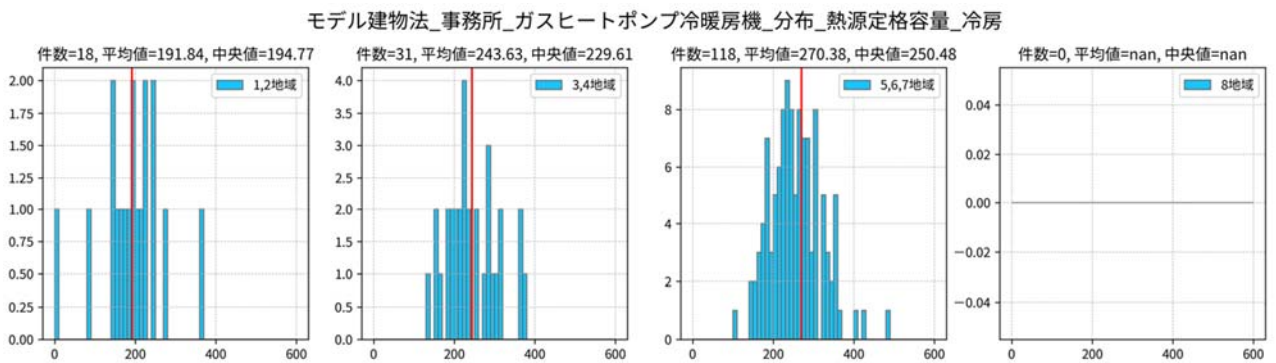


図 1.2.3.10 熱源定格能力（冷房）の分布（熱源機種が「ガスヒートポンプ冷暖房機」)

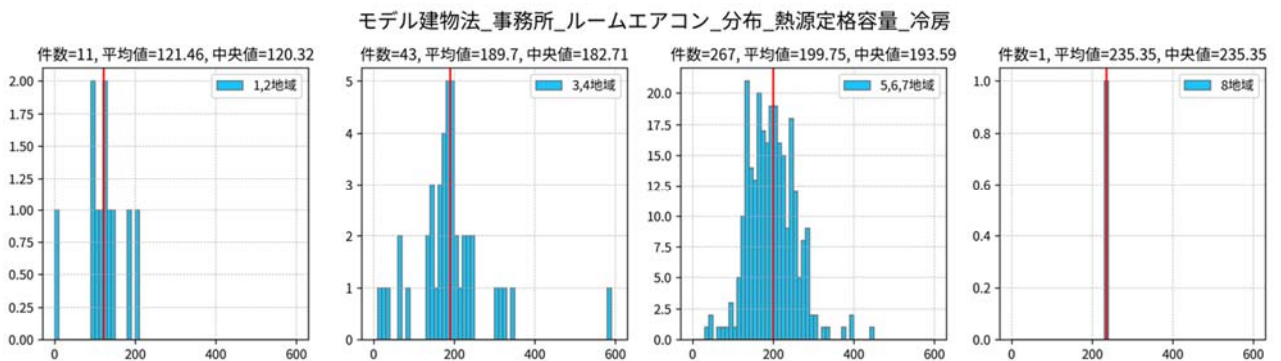


図 1.2.3.11 熱源定格能力（冷房）の分布（熱源機種が「ルームエアコンディショナ」)

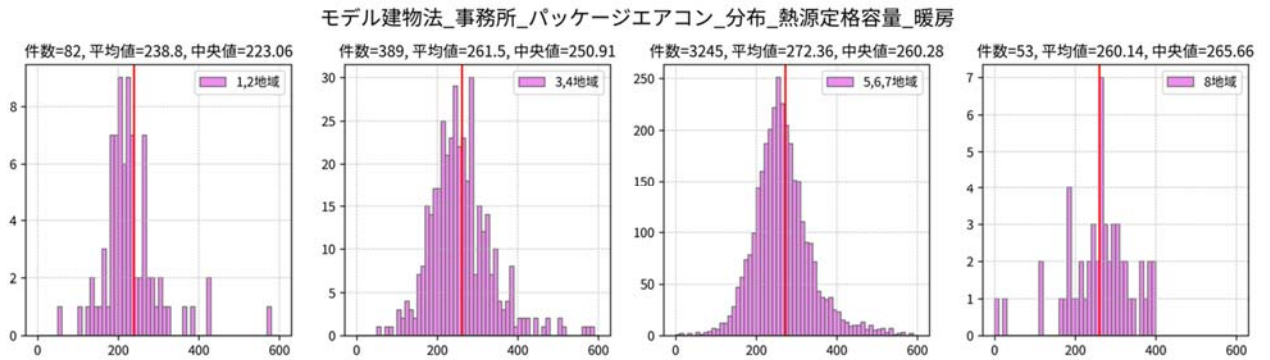


図 1.2.3.12 熱源定格能力（暖房）の分布
 (熱源機種が「パッケージエアコン(空冷式)」)

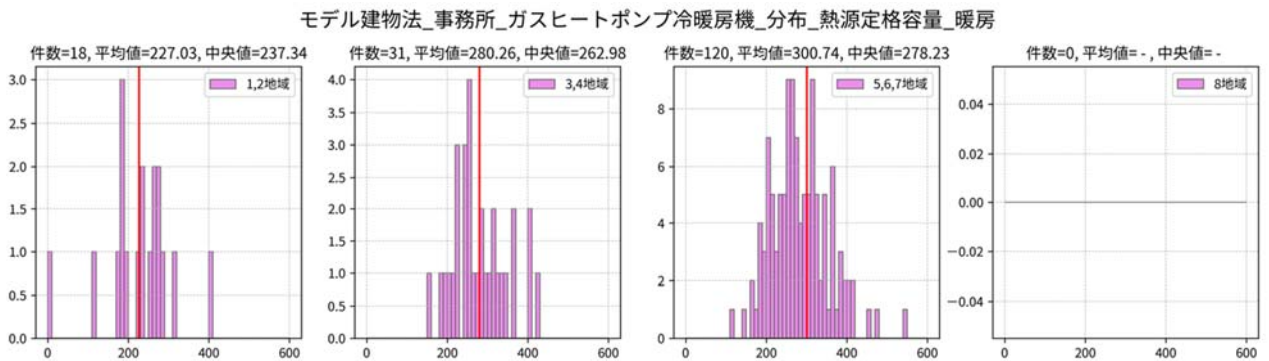


図 1.2.3.13 熱源定格能力（暖房）の分布（熱源機種が「ガスヒートポンプ冷暖房機」)

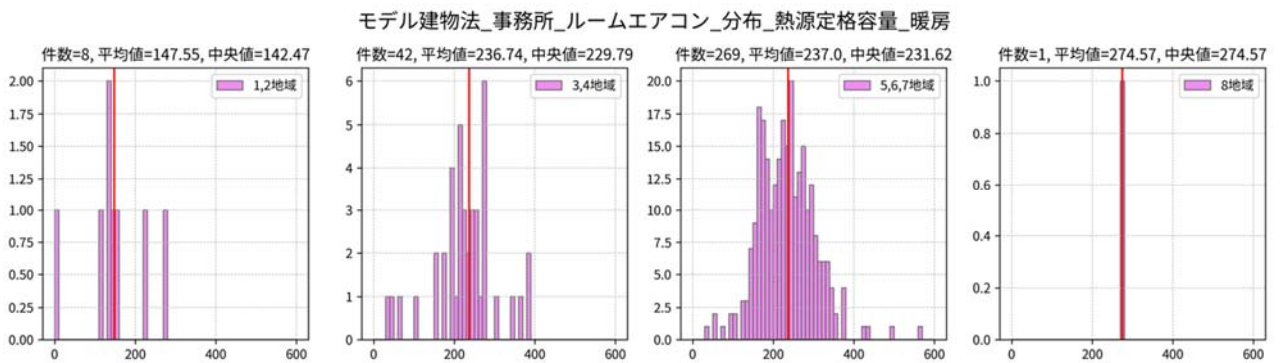


図 1.2.3.14 熱源定格能力（暖房）の分布（熱源機種が「ルームエアコン(空冷式)」)

表 1.2.3.13 熱源機種「パッケージエアコンディショナ（空冷式）」の分析結果（冷房）

熱源 定格能力 (冷房)		件数	平均値	標準偏差	最小値	25%	50%	75%	最大値
		1,2地域	98	178.629	88.533	28.14	142.1625	172.625	201.0425
3,4地域	403	221.503	78.195	4.46	178.465	214.9	254.97	1038.27	
5,6,7地域	3250	242.255	100.796	5.69	197.9625	231.65	269.2075	2754.3	
8地域	51	240.189	60.486	99.15	197.71	238.69	274.82	350.24	

表 1.2.3.14 熱源機種「ガスヒートポンプ冷暖房機」の分析結果（冷房）

熱源 定格能力 (冷房)		件数	平均値	標準偏差	最小値	25%	50%	75%	最大値
		1,2地域	18	191.844	76.119	0.14	160.055	194.77	226.92
3,4地域	31	243.626	64.075	133.43	200.45	229.61	285.88	374.86	
5,6,7地域	118	270.380	111.298	102.27	213.9725	250.475	299.03	971.66	
8地域	0								

表 1.2.3.15 熱源機種「ルームエアコンディショナ」の分析結果（冷房）

熱源 定格能力 (冷房)		件数	平均値	標準偏差	最小値	25%	50%	75%	最大値
		1,2地域	11	121.456	52.743	4.6	101.83	120.32	141.09
3,4地域	43	189.704	95.348	15.39	150	182.71	219.365	584.93	
5,6,7地域	267	199.747	81.114	33.03	156.275	193.59	234.255	1113.4	
8地域	1	235.350			235.35	235.35	235.35	235.35	

表 1.2.3.16 熱源機種「パッケージエアコンディショナ（空冷式）」の分析結果（暖房）

熱源 定格能力 (暖房)		件数	平均値	標準偏差	最小値	25%	50%	75%	最大値
		1,2地域	82	238.797	100.972	58.3	192.2525	223.06	261.0275
3,4地域	389	261.503	89.403	52.44	210.39	250.91	298.21	1163.77	
5,6,7地域	3245	272.358	113.163	5.08	222.77	260.28	303.09	3129.89	
8地域	53	260.139	82.673	0.65	212.72	265.66	305.76	397.69	

表 1.2.3.17 熱源機種「ガスヒートポンプ冷暖房機」の分析結果（暖房）

熱源 定格能力 (暖房)		件数	平均値	標準偏差	最小値	25%	50%	75%	最大値
		1,2地域	18	227.026	85.550	0.18	185.3275	237.345	271.5525
3,4地域	31	280.260	68.447	150.11	235.01	262.98	319.96	420.49	
5,6,7地域	120	300.742	126.442	114.14	238.845	278.225	328.6025	1089.02	
8地域	0								

表 1.2.3.18 熱源機種「ルームエアコンディショナ」の分析結果（暖房）

熱源 定格能力 (暖房)		件数	平均値	標準偏差	最小値	25%	50%	75%	最大値
		1,2地域	8	147.547	79.137	5.23	126.6875	142.47	168.1575
3,4地域	42	236.742	101.468	35.12	196.4375	229.79	272.3425	655.21	
5,6,7地域	269	237.004	95.241	36.99	182.29	231.62	275.95	1298.97	
8地域	1	274.570			274.57	274.57	274.57	274.57	

参考として、中央式熱源である「ターボ冷凍機」、「吸収式冷凍機」について、熱源容量の分布を図 1.2.3.15～図 1.2.3.17 に示す。また、これらの値の平均値等の数値を表 1.2.3.19～表 1.2.3.21 に示す。件数が少ないため判断が難しいが、ターボ冷凍機はパッケージエアコンディショナ（空冷式）に比べて熱源容量が小さい傾向にある。一方、吸収式冷凍機については小さな建物もあるが大きな建物もある。モデル建物法では設置する全台数の仕様を入力することになっており、熱源定格能力の値は予備機（ローテーション運転等により常時は全台動かない）も含めた値となっているため、大きめに出ている可能性がある。

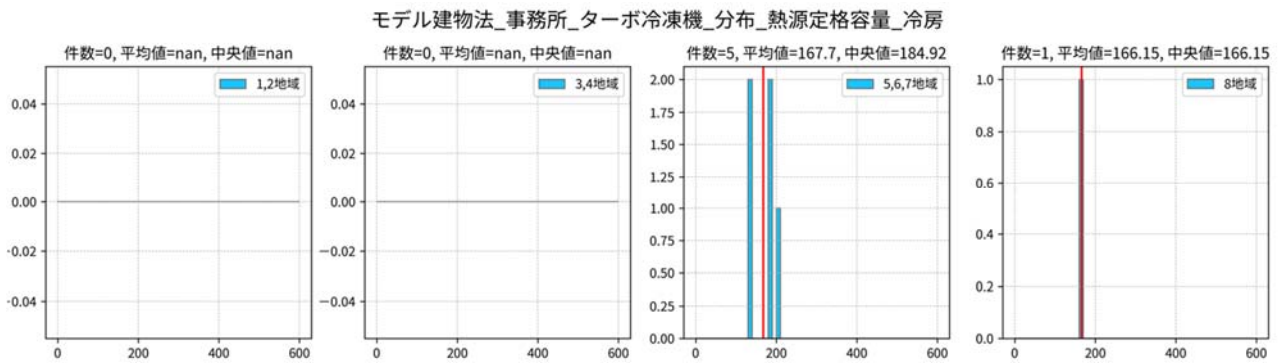


図 1.2.3.15 熱源定格能力（冷房）の分布（熱源機種が「ターボ冷凍機」）

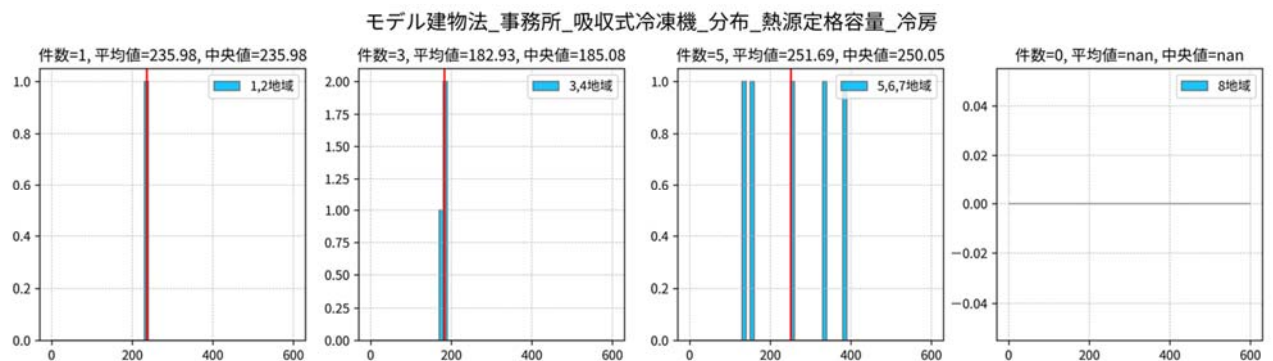


図 1.2.3.16 熱源定格能力（冷房）の分布（熱源機種が「吸収式冷凍機」）

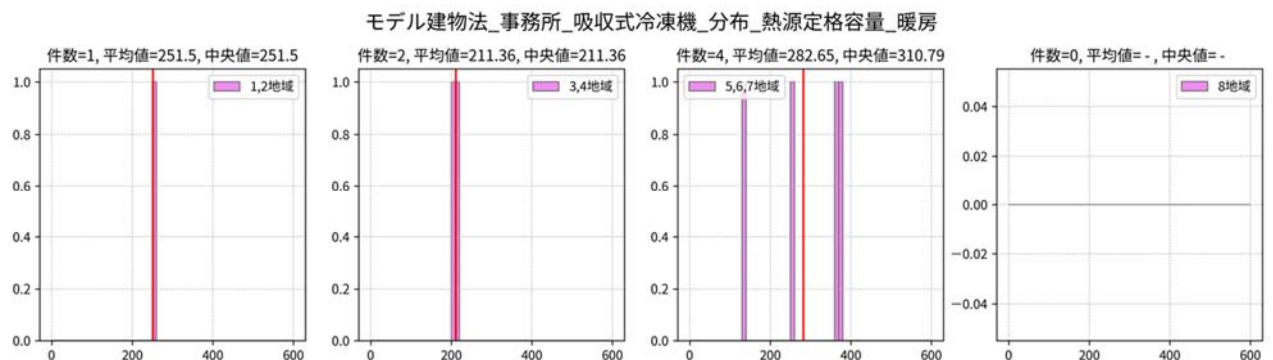


図 1.2.3.17 熱源定格能力（暖房）の分布（熱源機種が「吸収式冷凍機」）

表 1.2.3.19 熱源機種「ターボ冷凍機」の分析結果（冷房）

熱源 定格能力 (冷房)		件数	平均値	標準偏差	最小値	25%	50%	75%	最大値
	1,2地域	0							
3,4地域	0								
5,6,7地域	5	167.698	31.991	133.41	133.41	184.92	185.4	201.35	
8地域	1	166.150		166.15	166.15	166.15	166.15	166.15	

表 1.2.3.20 熱源機種「吸収式冷凍機」の分析結果（冷房）

熱源 定格能力 (冷房)		件数	平均値	標準偏差	最小値	25%	50%	75%	最大値
	1,2地域	1	235.980		235.98	235.98	235.98	235.98	235.98
3,4地域	3	182.933	3.901	178.43	181.755	185.08	185.185	185.29	
5,6,7地域	5	251.690	109.786	131.41	156.67	250.05	335.85	384.47	
8地域	0								

表 1.2.3.21 熱源機種「吸収式冷凍機」の分析結果（暖房）

熱源 定格能力 (暖房)		件数	平均値	標準偏差	最小値	25%	50%	75%	最大値
	1,2地域	1	251.500		251.5	251.5	251.5	251.5	251.5
3,4地域	2	211.360	11.130	203.49	207.425	211.36	215.295	219.23	
5,6,7地域	4	282.653	113.794	131.2	227.4025	310.79	366.04	377.83	
8地域	0								

d. パッケージエアコンディショナ（空冷式）の分析

ここからは、熱源機種が冷房、暖房共に「パッケージエアコンディショナ（空冷式）」であり、個別分散比率が1である物件のみを抽出して分析を行う。分析対象データの熱源定格容量の分布を図 1.2.3.18～図 1.2.3.19 に、熱源定格能力（冷房）と熱源定格能力（暖房）の関係を図 1.2.3.20 に示す。図 1.2.3.20 より、熱源定格能力（暖房）は熱源定格能力（冷房）の約 1.2 倍となっていることが分かる。

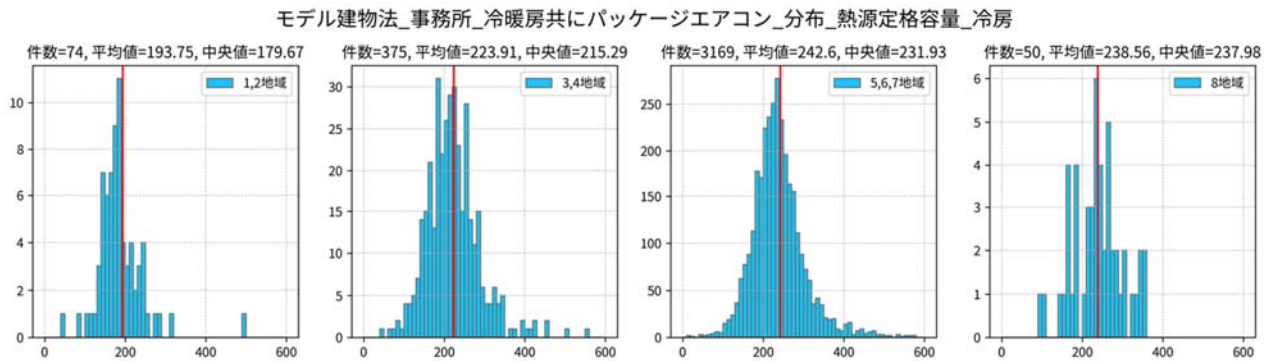


図 1.2.3.18 熱源定格能力（冷房）の分布

（熱源機種が「パッケージエアコンディショナ(空冷式)」、個別分散比率が 1）

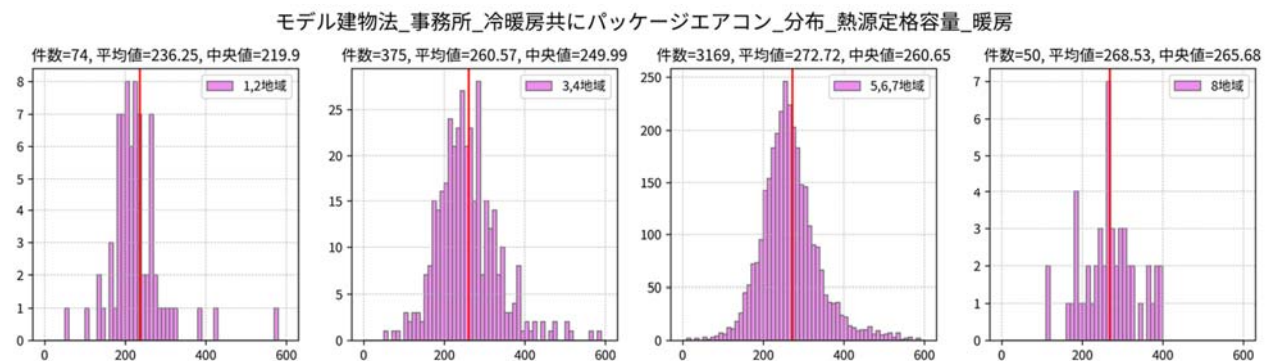


図 1.2.3.19 熱源定格能力（暖房）の分布

（熱源機種が「パッケージエアコンディショナ(空冷式)」、個別分散比率が 1）

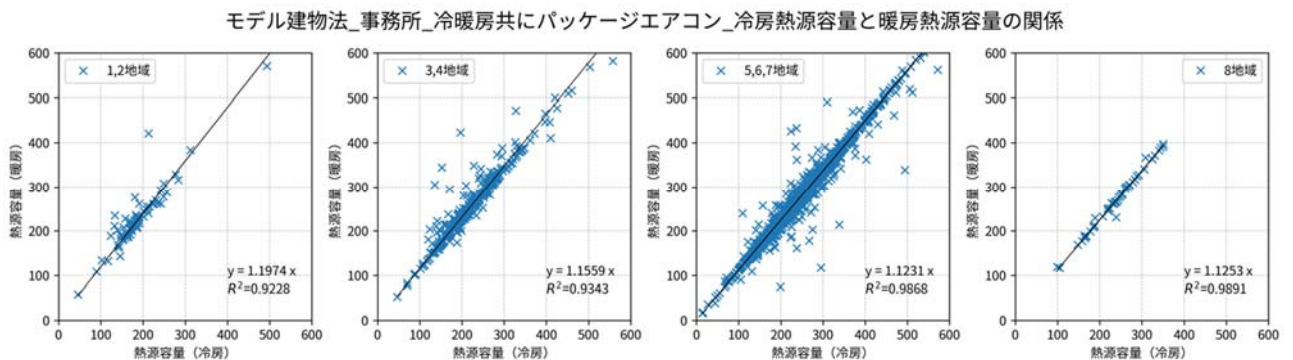


図 1.2.3.20 熱源定格能力（冷房）と熱源定格能力（暖房）の関係

（熱源機種が「パッケージエアコンディショナ(空冷式)」、個別分散比率が 1）

d.1 全熱交換器の有無

全熱交換器の有無により、熱源定格能力の傾向に差があるかを分析する。全熱交換器の有無はモデル建物法の入力「AC13 全熱交換器の有無」の選択内容(有・無)で判断する。ここで、モデル建物法においては、導入外気量の8割以上に全熱交換器の採用率がされており、かつ、平均全熱交換効率が50%以上である場合に限り、AC13を「有」とできることに注意が必要である。

冷房運転時の分析結果を図1.2.3.21と図1.2.3.22に、暖房運転時の分析結果を図1.2.3.23と図1.2.3.24に示す。予想に反し、全熱交換器がある物件の方が僅かに熱源定格能力は大きいという結果になった。

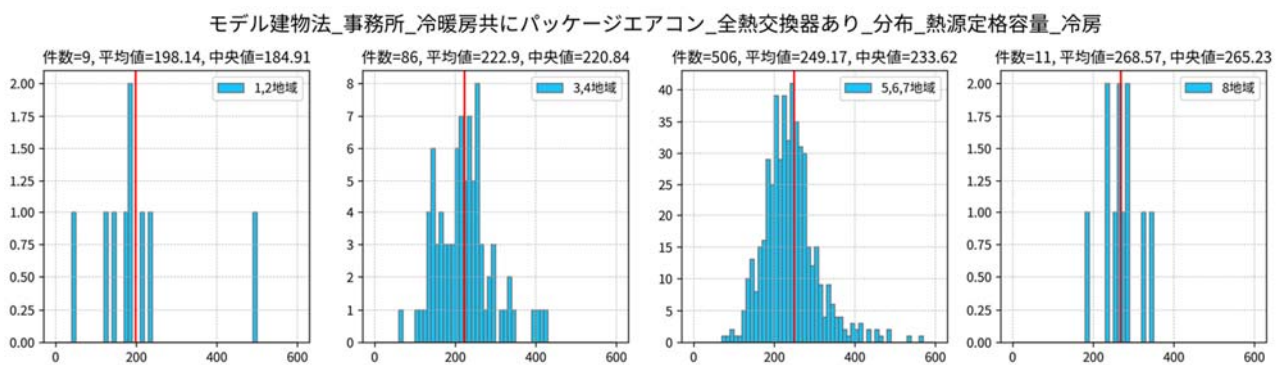


図 1.2.3.21 熱源定格能力(冷房)の分布(全熱交換器あり)

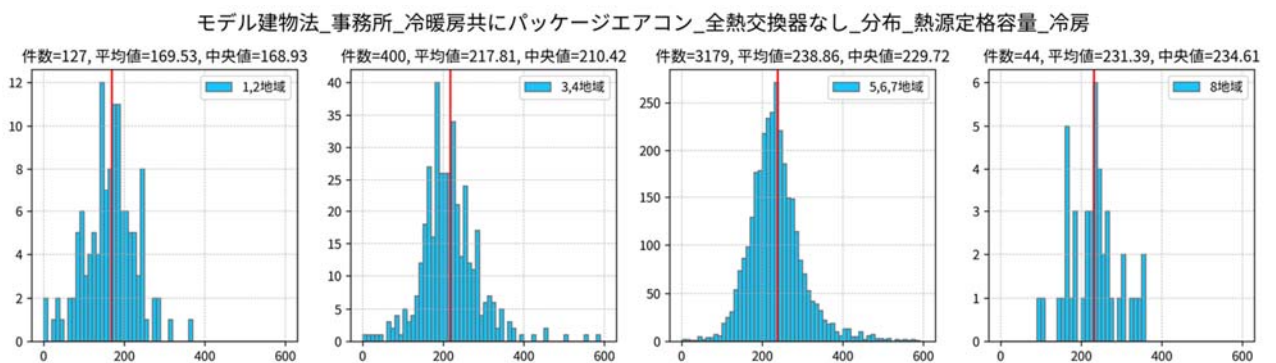


図 1.2.3.22 熱源定格能力(冷房)の分布(全熱交換器なし)

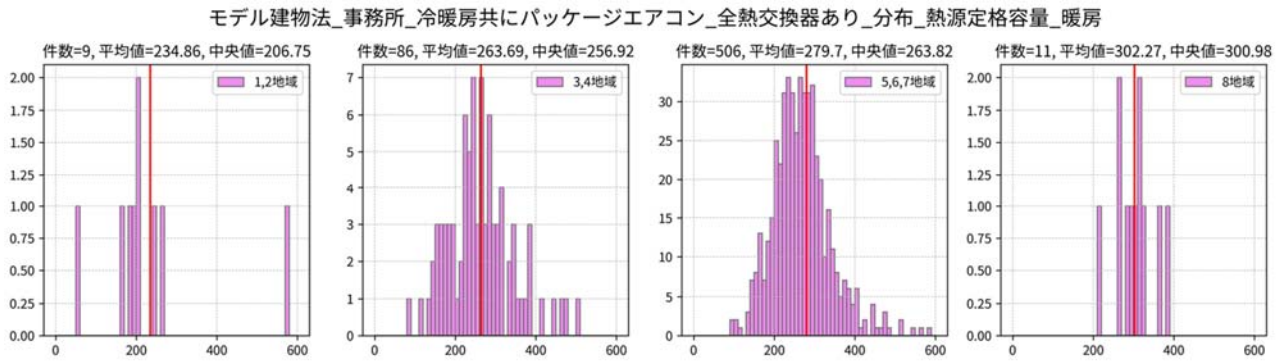


図 1.2.3.23 熱源定格能力（暖房）の分布（全熱交換器あり）

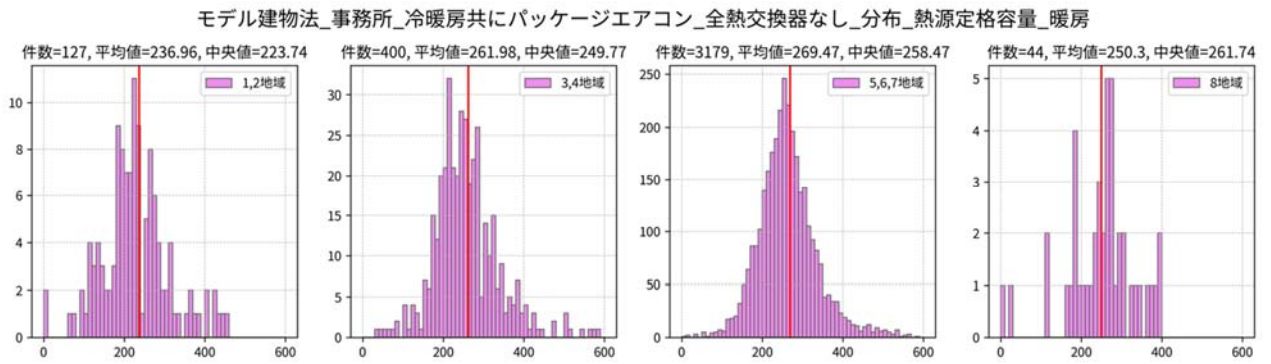


図 1.2.3.24 熱源定格能力（暖房）の分布（全熱交換器なし）

d.2 外気取り入れ停止機能の有無

予熱時外気取り入れ停止機能の有無により、熱源定格能力の傾向に差があるかを分析する。全熱交換器の有無はモデル建物法の入力「AC16 予熱時外気取り入れ停止の有無」の選択内容（有・無）で判断する。ただし、全熱交換器と同様、導入外気量の8割以上に本機能が採用されている場合に限り、AC16を「有」とできることに注意が必要である。

冷房運転時の分析結果を図 1.2.3.25 と図 1.2.3.26 に、暖房運転時の分析結果を図 1.2.3.27 と図 1.2.3.28 に示す。予熱時外気取り入れ停止機能の採用率は低く傾向が見えにくいですが、機能の有無で熱源定格能力に大きな差は無いと言える。

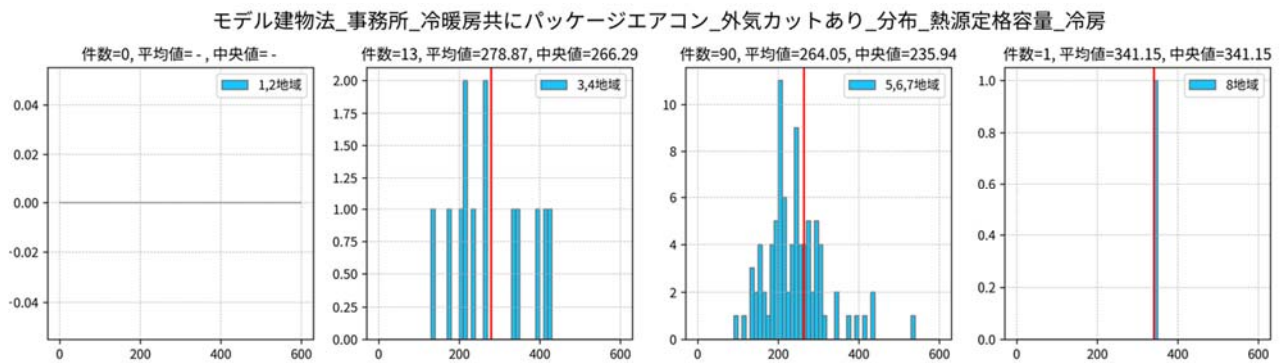


図 1.2.3.25 熱源定格能力（冷房）の分布（外気カットあり）

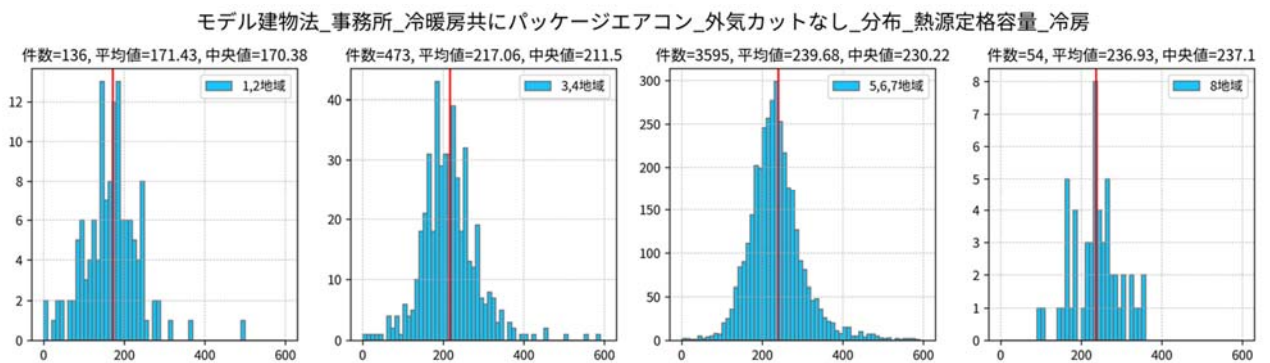


図 1.2.3.26 熱源定格能力（冷房）の分布（外気カットなし）

モデル建物法_事務所_冷暖房共にパッケージエアコン_外気カットあり_分布_熱源定格容量_暖房

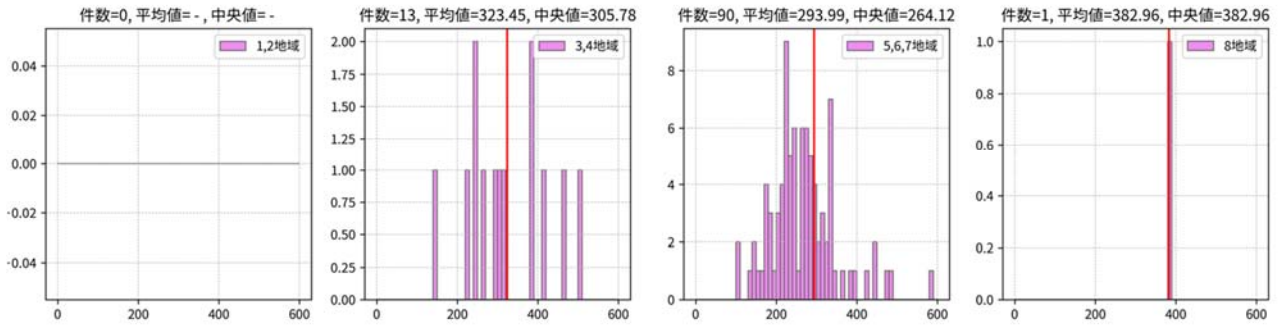


図 1.2.3.27 熱源定格能力（暖房）の分布（外気カットあり）

モデル建物法_事務所_冷暖房共にパッケージエアコン_外気カットなし_分布_熱源定格容量_暖房

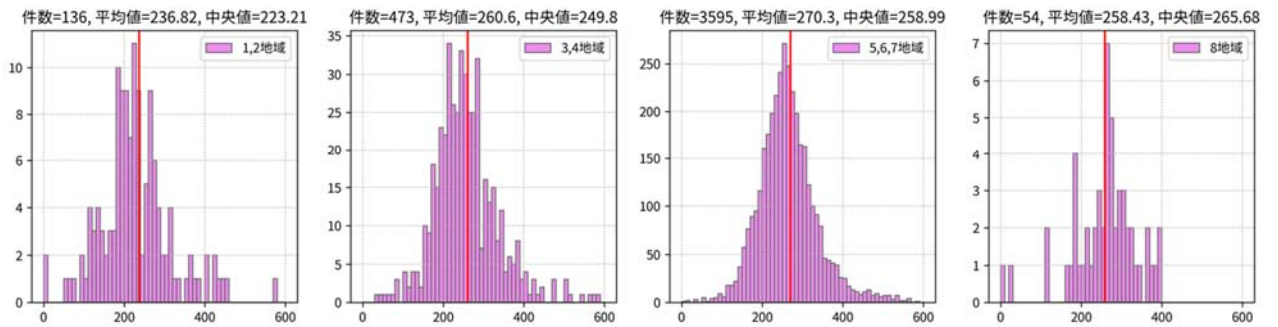


図 1.2.3.28 熱源定格能力（暖房）の分布（外気カットなし）

d.3 外壁の平均熱貫流率

外壁の平均熱貫流率（U 値）により、熱源定格能力の傾向に差があるかを分析する。外壁の平均熱貫流率はモデル建物法の入力「PAL12 外壁の平均熱貫流率」で判断し、0.5 W/m²K 未満、0.5～1.0 W/m²K、1.0 W/m²K 以上の 3 グループに分けて分析をする。

冷房運転時の分析結果を図 1.2.3.29～図 1.2.3.31 に、暖房運転時の分析結果を図 1.2.3.32～図 1.2.3.34 に示す。僅かではあるが、平均熱貫流率が小さくなると熱源定格能力は小さくなる傾向がある。

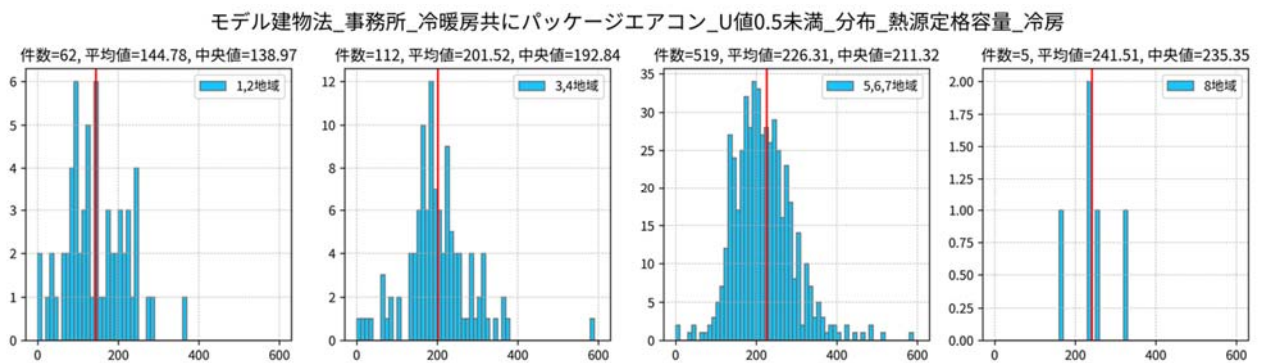


図 1.2.3.29 熱源定格能力（冷房）の分布（外壁平均 U 値 0.5 未満）

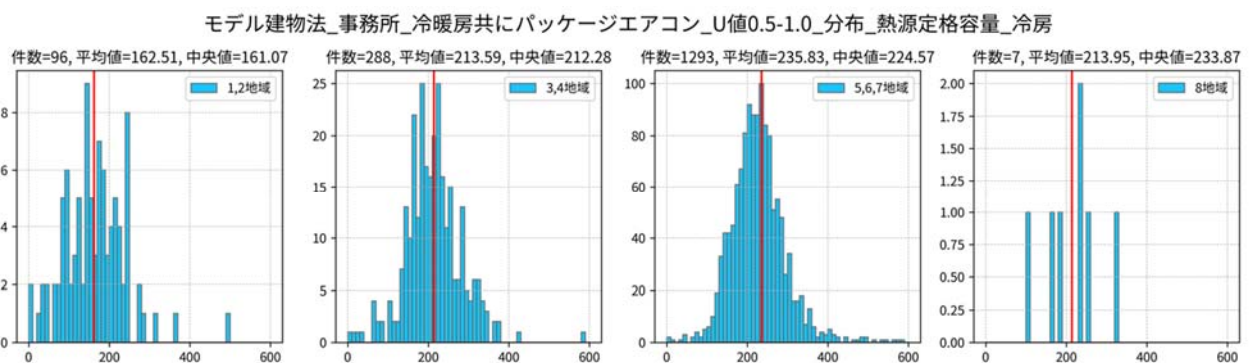


図 1.2.3.30 熱源定格能力（冷房）の分布（外壁平均 U 値 0.5～1.0）

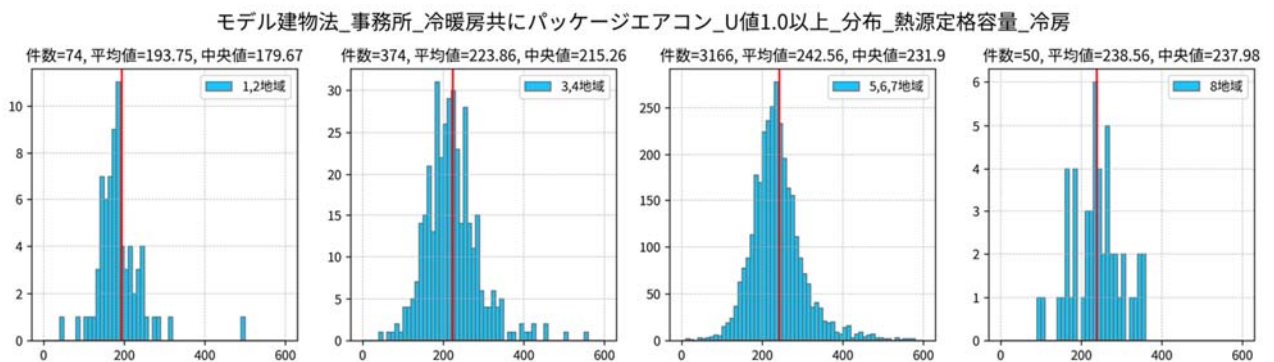


図 1.2.3.31 熱源定格能力（冷房）の分布（外壁平均 U 値 1.0 以上）

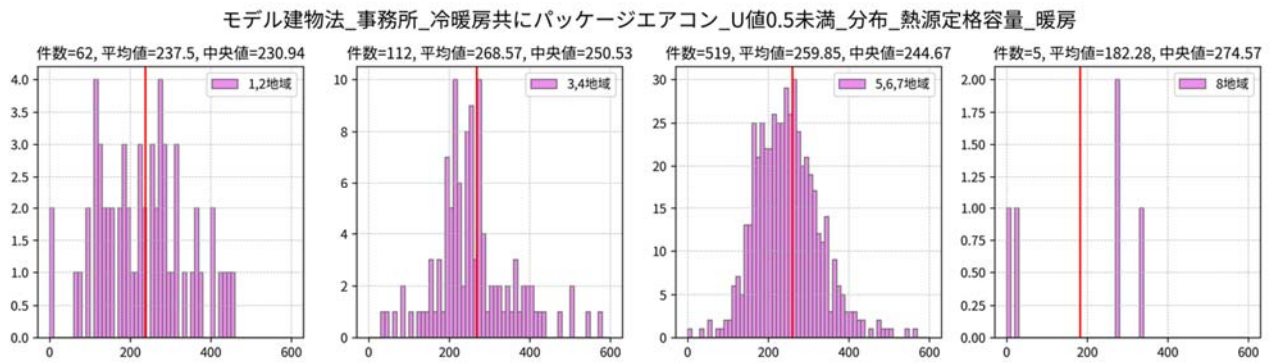


図 1.2.3.32 熱源定格能力（暖房）の分布（外壁平均 U 値 0.5 未満）

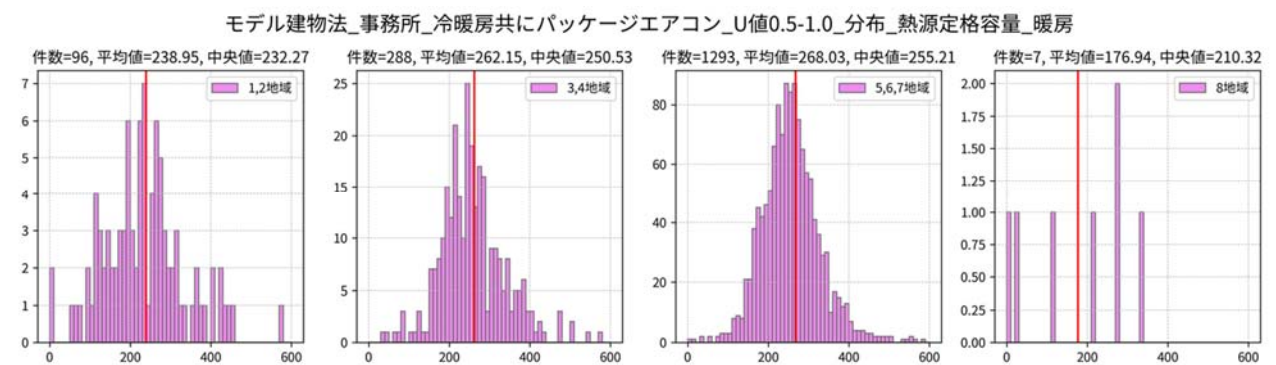


図 1.2.3.33 熱源定格能力（暖房）の分布（外壁平均 U 値 0.5～1.0）

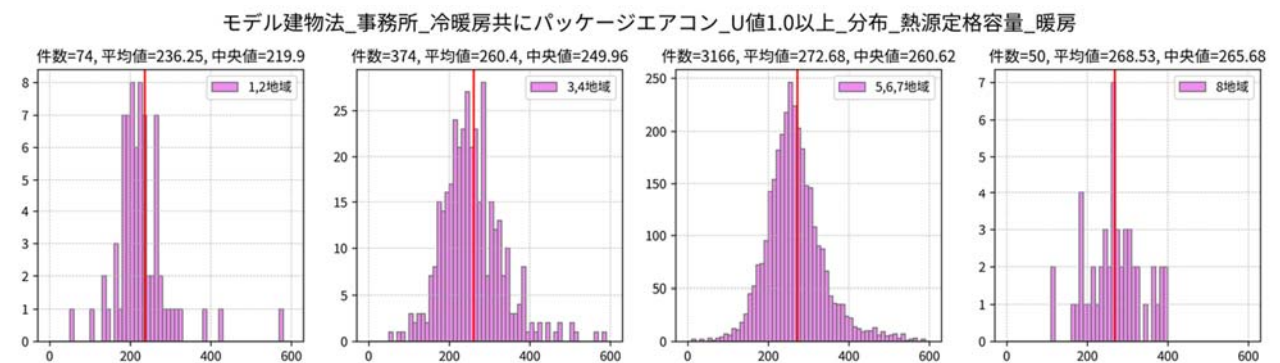


図 1.2.3.34 熱源定格能力（暖房）の分布（外壁平均 U 値 1.0 以上）

d.4 照明消費電力

事務室に設置された照明器具の消費電力により、熱源定格能力の傾向に差があるかを分析する。照明器具の消費電力はモデル建物法の入力「L3 単位床面積あたりの消費電力」で判断し、 4 W/m^2 未満、 $4 \sim 10 \text{ W/m}^2$ 、 10 W/m^2 以上の3グループに分けて分析をする。

冷房運転時の分析結果を図 1.2.3.35～図 1.2.3.37 に、暖房運転時の分析結果を図 1.2.3.38～図 1.2.3.40 に示す。僅かではあるが、照明消費電力が小さくなると熱源定格能力は小さくなる傾向がある。

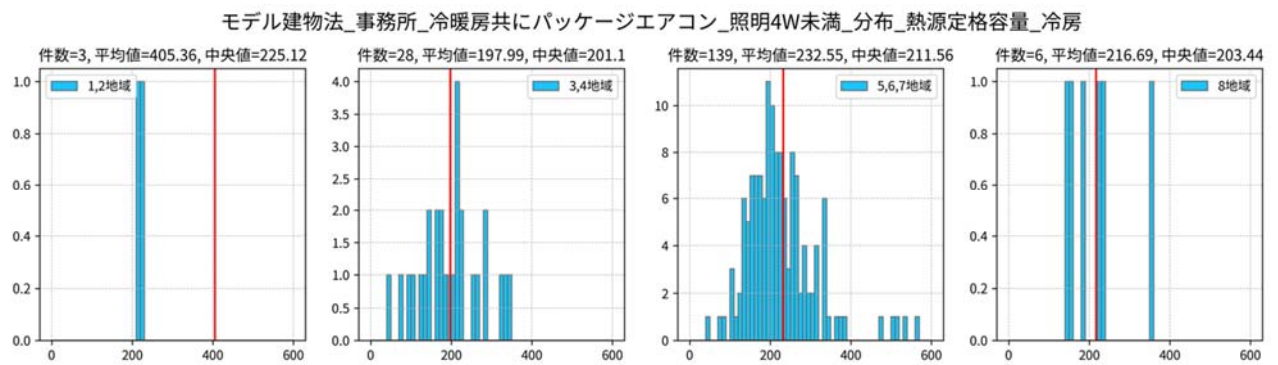


図 1.2.3.35 熱源定格能力（冷房）の分布（照明消費電力 4 W/m^2 未満）

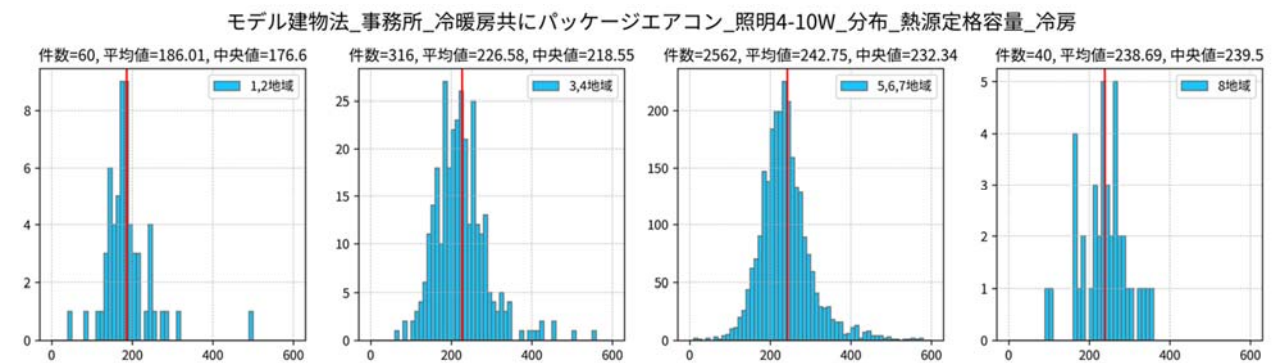


図 1.2.3.36 熱源定格能力（冷房）の分布（照明消費電力 $4 \text{ W/m}^2 \sim 10 \text{ W/m}^2$ ）

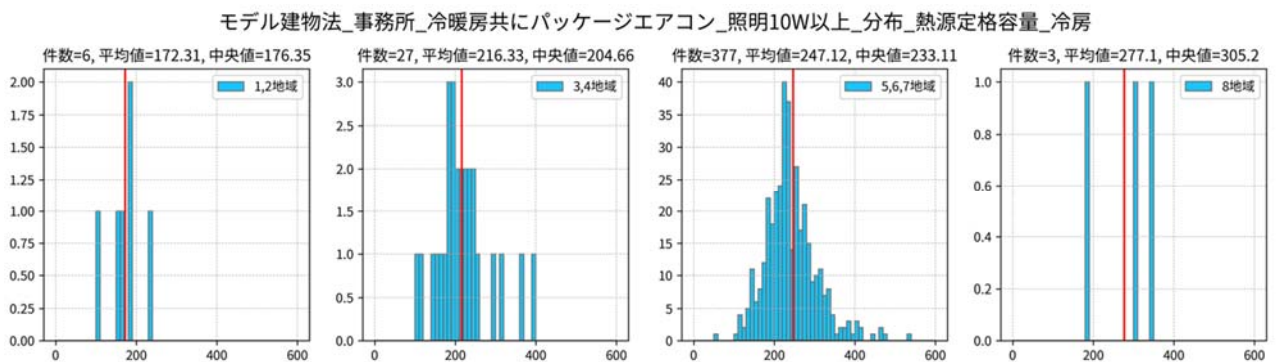


図 1.2.3.37 熱源定格能力（冷房）の分布（照明消費電力 10 W/m^2 以上）

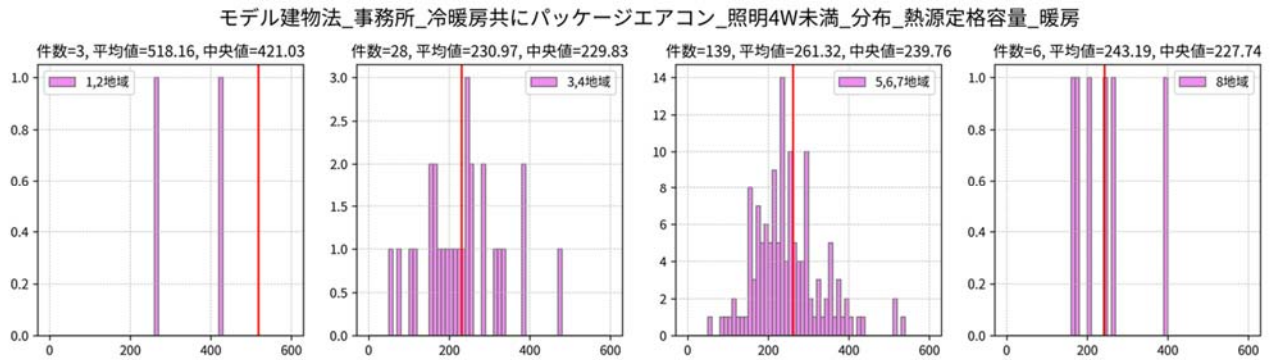


図 1.2.3.38 熱源定格能力（暖房）の分布（照明消費電力 4 W/m² 未満）

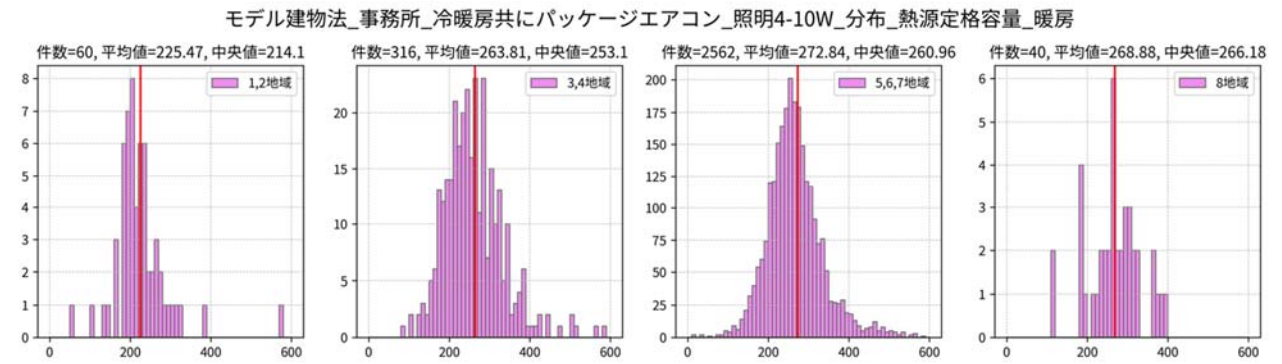


図 1.2.3.39 熱源定格能力（暖房）の分布（照明消費電力 4 W/m²～10 W/m²）

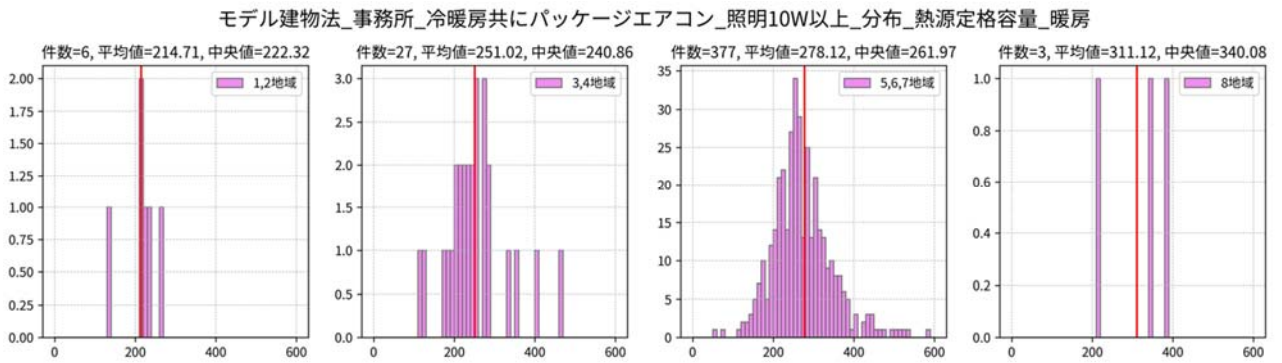


図 1.2.3.40 熱源定格能力（暖房）の分布（照明消費電力 10 W/m² 以上）

d.5 計算対象床面積

計算対象床面積により、熱源定格能力の傾向に差があるかを分析する。計算対象床面積はモデル建物法の入力「C5 計算対象床面積」で判断し、300 m²未満、300～2000 m²、2000～10000 m²、10000 m²以上の4グループに分けて分析をする。

冷房運転時の分析結果を図 1.2.3.41～図 1.2.3.44 に、暖房運転時の分析結果を図 1.2.3.45～図 1.2.3.48 に示す。計算対象床面積によって熱源定格能力の分布は大きくは変わらないことが分かる。

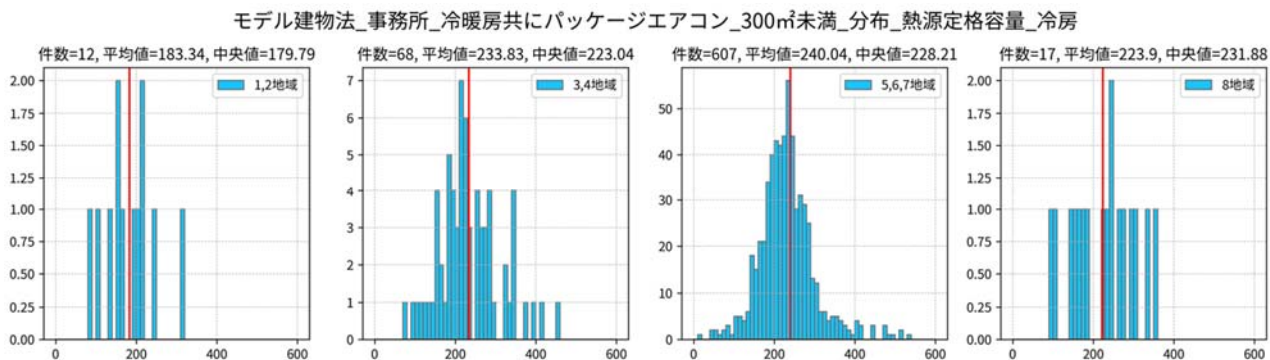


図 1.2.3.41 熱源定格能力（冷房）の分布（計算対象面積 300 m²未満）

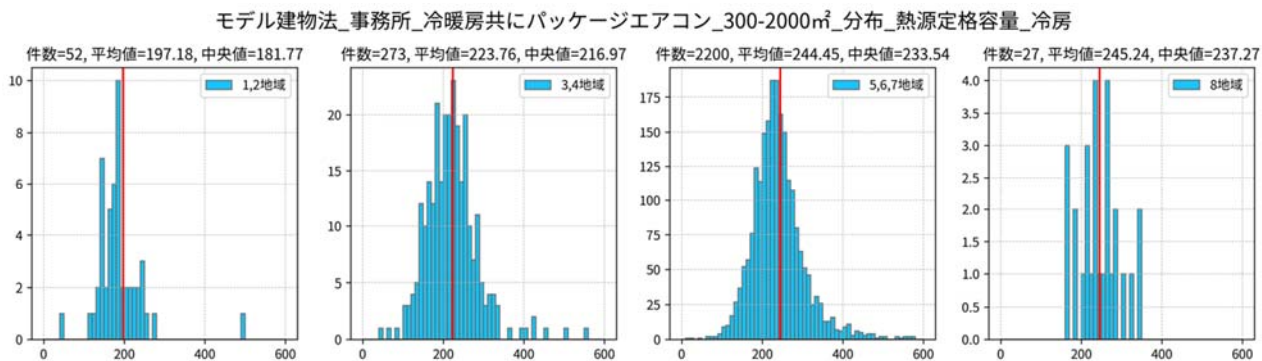


図 1.2.3.42 熱源定格能力（冷房）の分布（計算対象面積 300～2000 m²）

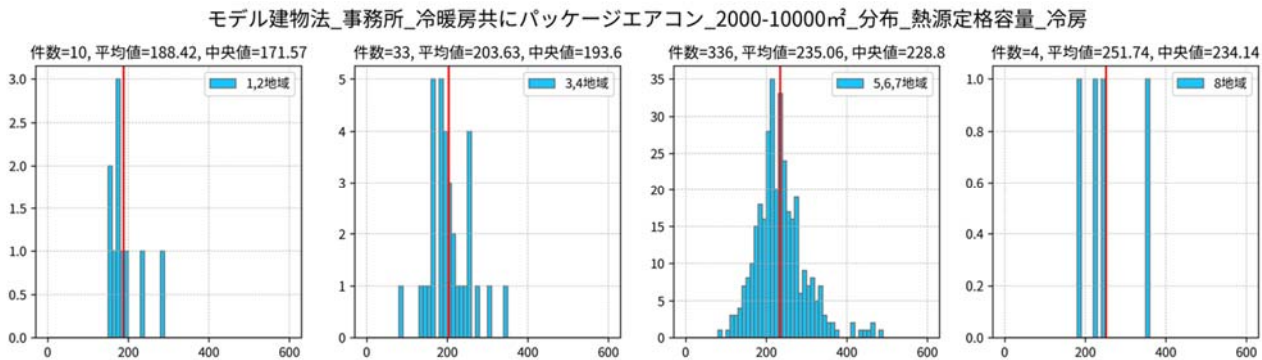


図 1.2.3.43 熱源定格能力（冷房）の分布（計算対象面積 2000～10000 m²）

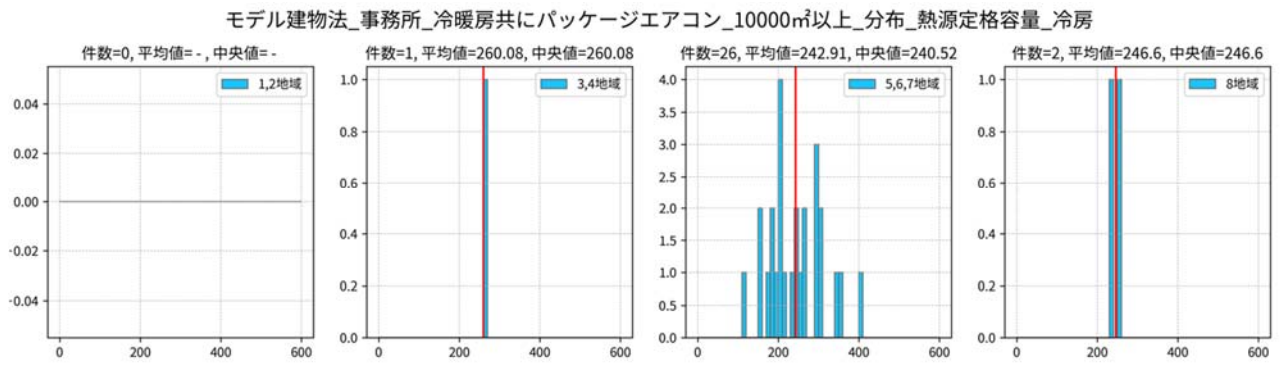


図 1.2.3.44 熱源定格能力（冷房）の分布（計算対象面積 10000 m² 以上）

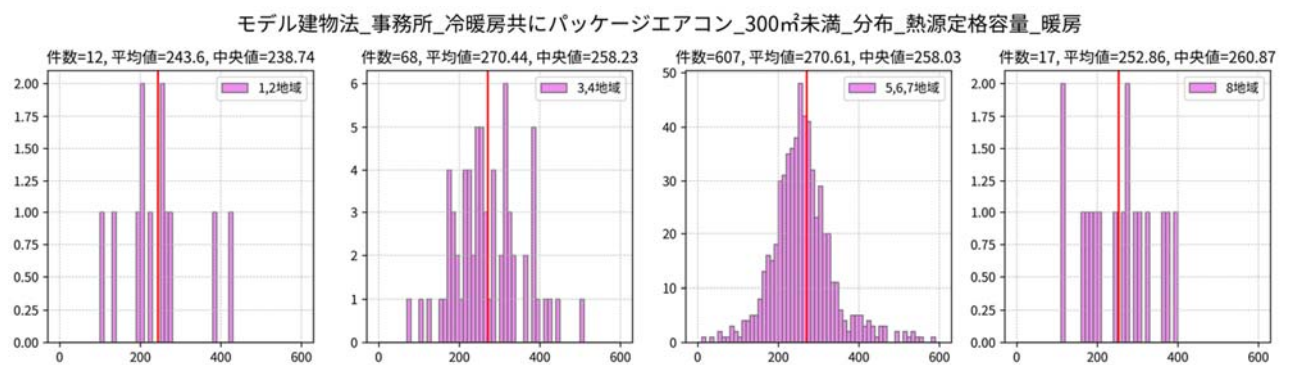


図 1.2.3.45 熱源定格能力（暖房）の分布（計算対象面積 300 m² 未満）

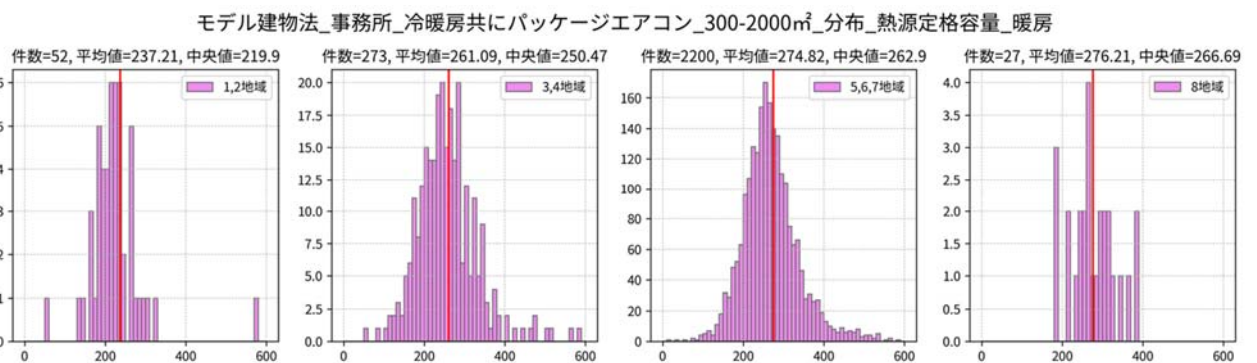


図 1.2.3.46 熱源定格能力（暖房）の分布（計算対象面積 300～2000 m²）

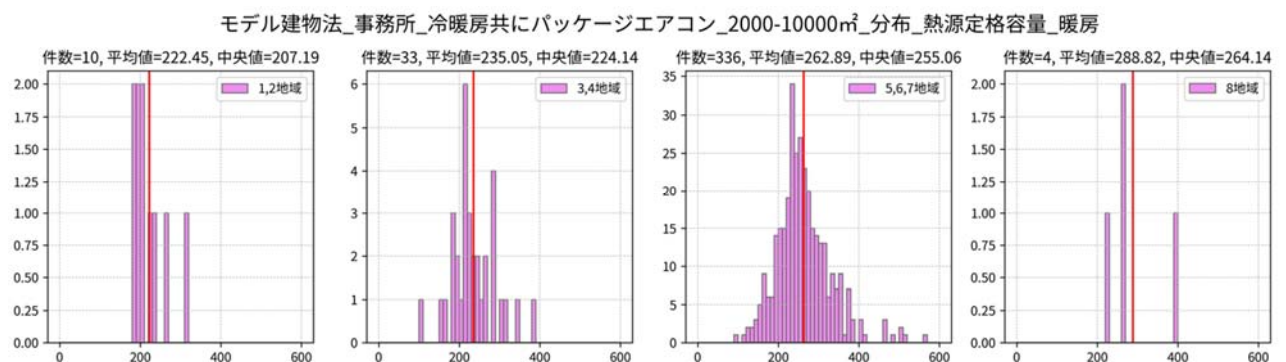


図 1.2.3.47 熱源定格能力（暖房）の分布（計算対象面積 2000～10000 m²）

モデル建物法_事務所_冷暖房共にパッケージエアコン_10000㎡以上_分布_熱源定格容量_暖房

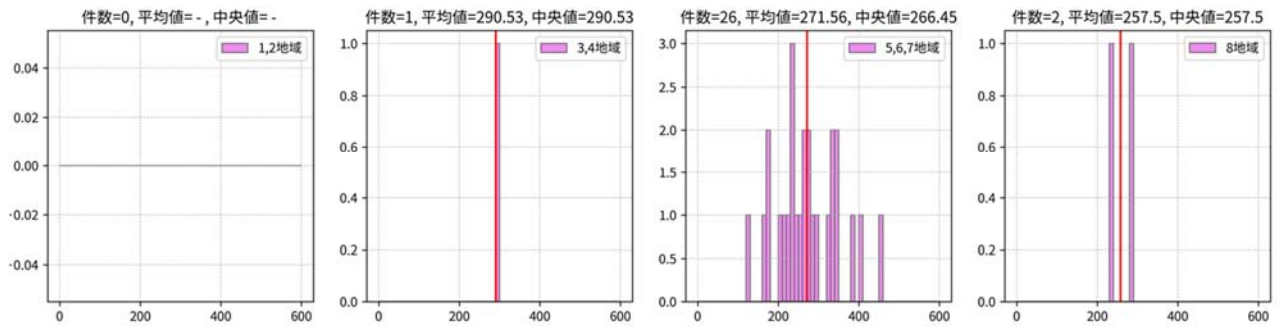


図 1.2.3.48 熱源定格能力（暖房）の分布（計算対象面積 10000 m² 以上）

d.6 外皮設計仕様と熱源定格能力に関する考察

外皮設計仕様（外壁の平均熱貫流率、開口部の平均熱貫流率、平均日射熱取得率、窓面積率）と熱源定格能力（冷房）との関係を詳細に分析する。

まず、外壁の平均熱貫流率について、 $0.1 \text{ W/m}^2\text{K}$ 刻みでデータをグルーピングして箱ひげ図を描いた結果を図 1.2.3.49 に示す。熱源定格能力の平均（図中の△印）を見ると、温暖地については、僅かではあるが平均熱貫流率が小さくなると熱源定格能力も小さくなる傾向があるものの、その差は僅かであり、外壁の平均熱貫流率と熱源定格能力（冷房）の間に関係を見出すことは難しい。

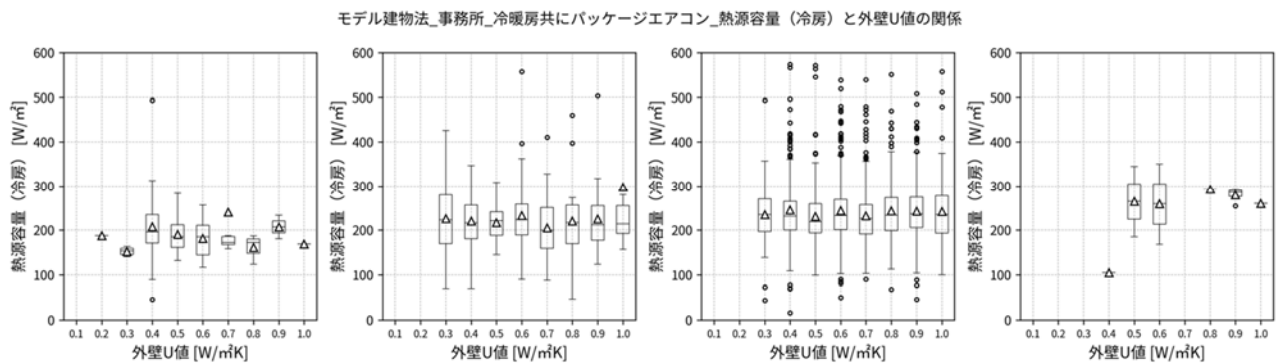


図 1.2.3.49 外壁の平均熱貫流率と熱源定格能力（冷房）の関係

次に開口部の平均熱貫流率について、 $0.5 \text{ W/m}^2\text{K}$ 刻みでデータをグルーピングして箱ひげ図を描いた結果を図 1.2.3.50 に示す。外壁の平均熱貫流率と同様、開口部についても平均熱貫流率と熱源定格能力（冷房）の間に関係を見出すことは難しい。

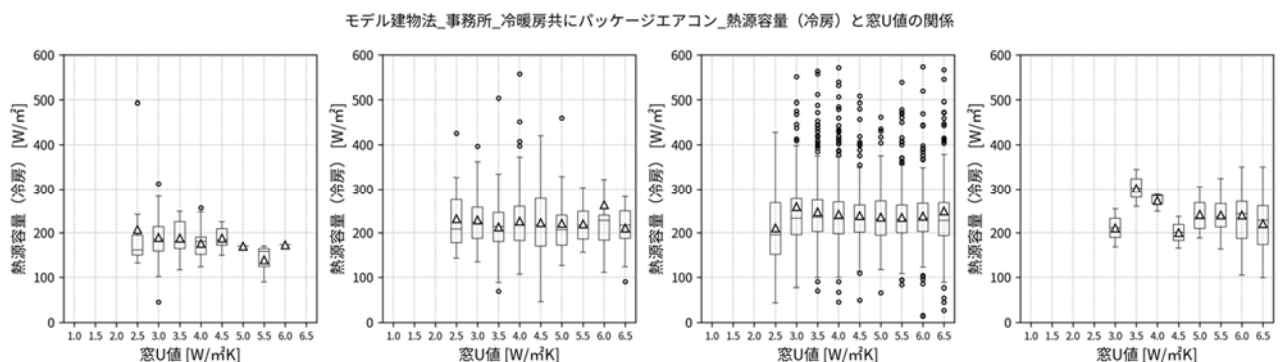


図 1.2.3.50 開口部の平均熱貫流率と熱源定格能力（冷房）の関係

開口部の日射熱取得率について、 0.05 刻みでデータをグルーピングして箱ひげ図を描いた結果を図 1.2.3.51 に示す。平均熱貫流率と同様、日射熱取得率についても熱源定格能力（冷房）の間に明瞭な関係は見られない。

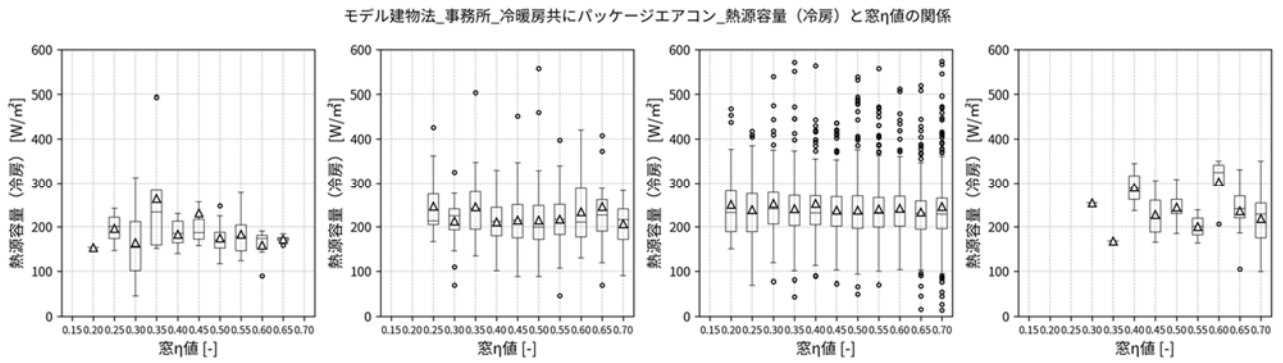


図 1.2.3.51 開口部の日射熱取得率と熱源定格能力（冷房）の関係

窓面積率（窓面積を外壁面積と窓面積の合計値で除した値）について、0.05 刻みでデータをグルーピングして箱ひげ図を描いた結果を図 1.2.3.52 に示す。僅かに窓面積率が小さい方が熱源定格能力（冷房）が小さくなる傾向が見えるものの明瞭な差はない。

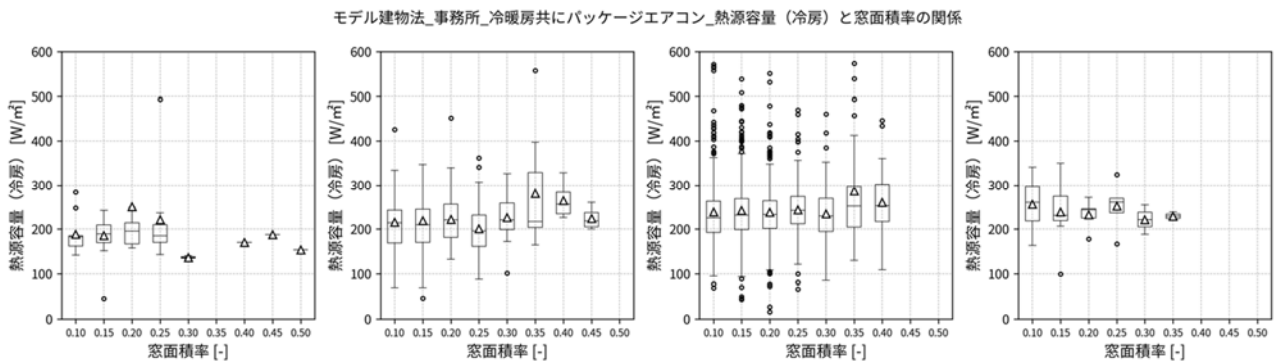


図 1.2.3.52 窓面積率と熱源定格能力（冷房）の関係

なお、参考として、照明消費電力について、1 W/m² 刻みでデータをグルーピングして箱ひげ図を描いた結果を図 1.2.3.53 に示す。こちらも僅かではあるが、照明消費電力が小さくなると熱源定格能力も小さくなる傾向がある。しかし、顕著な差は見られない。

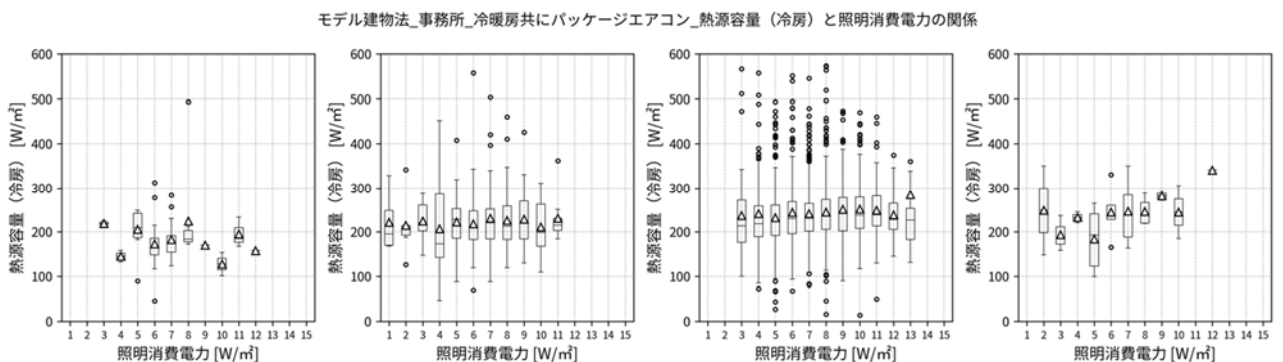


図 1.2.3.53 照明消費電力と熱源定格能力（冷房）の関係

d.7 異常値に関する考察

熱源定格能力（冷房）が 600 W/m^2 を超えるデータが計 3,668 件中 19 件存在する。この 19 件について、入力データを手作業で調査し、どのような入力をされているかを調査した。

結果を表 1.2.3.22 に示す。19 件はいずれも 2000 m^2 以下の建築物であり、当時は適合性判定の対象外（届け出の義務のみ）である。 1000 W/m^2 を超える物件については入力ミスである可能性が高いと判断できる。一方、 600 W/m^2 を超えていても入力データに明らかなミスは認められないため、実際にこのスペックで建物が設計された可能性がある。

表 1.2.3.22 異常値の原因

地域	計算対象面積	BEI _m /AC	熱源容量 (冷房)	熱源容量 (暖房)	原因
1	578.61	1.16	777.95	872.02	196.67m ² の室（事務所）に85kWと68kWのPACが設置されている。
4	1251.26	0.98	1038.27	1163.77	210.35m ² の室に 20kW×5台、14kW×4台、12.5kW×4台、2.2kW×4台、3.6kW×1台。入力ミス？
5	131.06	1.16	617.82	691.96	80.93m ² の室（事務所）に50kWのPACが1台設置されている。工場+事務所の複数用途建物。
5	477.5	0.9	762.18	856.34	78.59m ² の室（事務所）に3.6～14kWのPACが計9台設置されている。工場+事務所の複数用途建物。
5	456	1.21	833.33	933.33	30m ² の室（社長室、会長室？）に25kWのPACが1台設置されている。工場+事務所の複数用途建物。
5	158.89	1	858.3	961.29	116.51m ² の室（事務所）に50kWのPACが2台設置されている。工場+事務所の複数用途建物。
5	494	1.1	1623.01	1806.39	365.37m ² の室に45kWのPACが13台、4kWのRACが2台設置されている。入力ミス？
6	39.78	1.09	628.46	703.87	39.78m ² の室（事務所）に12.5kWのPACが2台。幼稚園+事務所+集会所の複数用途建物。
6	361.05	0.97	639.7	720.12	166.64m ² の室（試験場？用途区分は事務所）。4kWから14kWまで計12台のPACが設置されている。
6	398.89	1	649.23	656.89	326.54m ² の室（品質確認場？用途区分は事務所）に3.6kW～80kWまで計7台のPACが設置されている。
6	1941.64	1.21	660.14	744.31	966m ² の室（物性分析室？用途区分は事務所）に22.4kW～77.5kWまで計13台のPACが設置されている。
6	635.99	1.02	666.23	746.84	430.48m ² の室（研究室？用途区分は事務所）に14kW～50kWまで計8台のPACが設置されている。
6	368.39	0.76	731.39	819.16	184.58m ² の室（4階建て事務所）に25kWのPACが4台、10kWのPACが1台設置されている。
6	439.4	0.91	1011.47	1148.32	130.80m ² の室に2.2kW～12.5kWまで計14台のPACが設置されている。
6	623.21	1.25	1227.25	1357.05	338.97m ² の室（歌舞伎？）に136kWのPACが1台、140kWのPACが2台設置されている。
6	148.65	1.07	1265.02	1416.82	79.05m ² の室に25kWのPACが4台設置されている。工場+事務所の複数用途建物。
6	1272.32	0.48	1557.14	1743.34	室外機に加え、室内機の能力等まで入力してしまっている？
6	1036.92	1	2263.28	2545.75	計算対象面積を一桁間違っ入力している？（空調対象面積56.29m ² ？）
6	42.98	1.02	2754.3	3129.89	漁業施設。6.39m ² の室に14kWのPACと3.6kWのRACが設置されている。

v) 標準入力法による申請データの分析

a. 分析対象建築物の抽出

2018～2020 年度の省エネ基準申請データのうち、標準入力法によって申請された建築物のデータを分析する。本検討では、次の条件に合致する建築物を分析対象とする。

- ・ 地域が「6 地域」である。
- ・ 主たる建物用途（室毎に入力される「建物用途」のうち、その床面積の合計が最大となる建物用途）が「事務所等」である。
- ・ 空気調和設備の入力がなされている。
- ・ 熱源機種名称に「パッケージエアコンディショナ（空冷式）」と入力された熱源機器を有する熱源群が存在する。

2018～2020 年度に標準入力法で申請された建築物は 2,049 棟であり、上記の条件を満たす分析対象建築物は 301 棟である。分析対象建築物の計算対象面積、BEI、BEI/AC の分布を図 1.2.3.54 に示す。

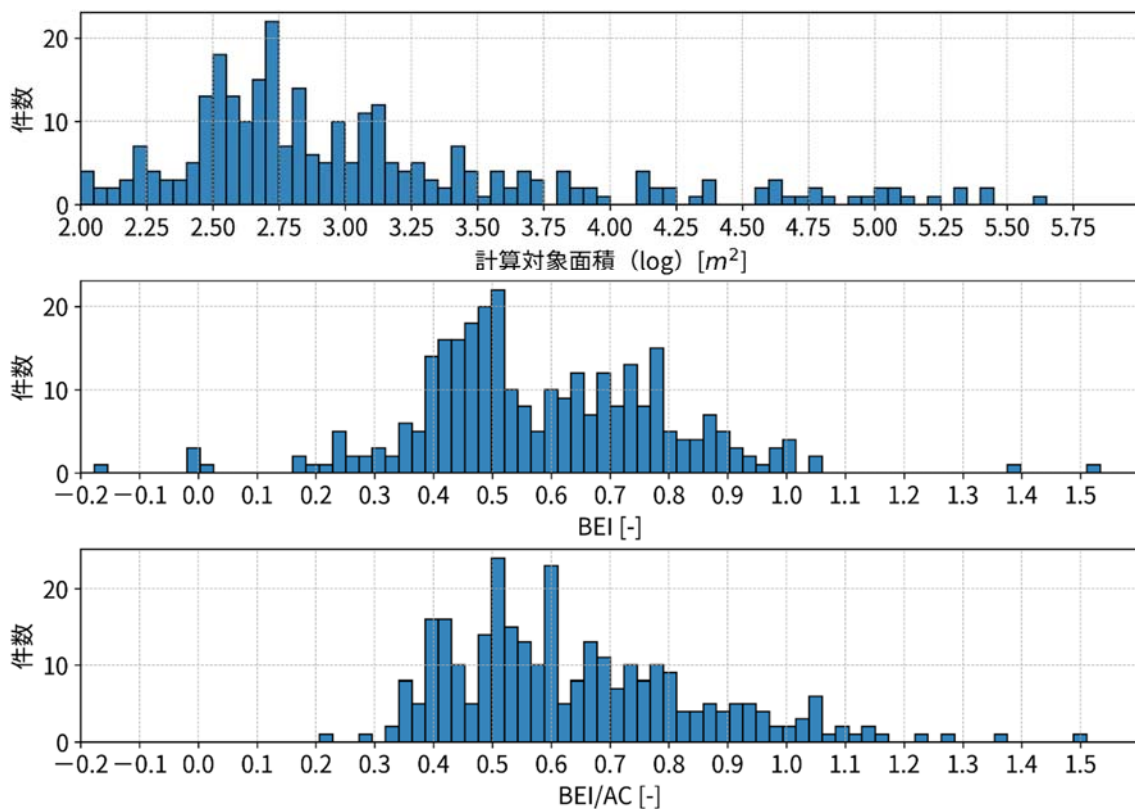


図 1.2.3.54 分析対象建築物の面積、BEI、BEI/AC

b. 分析対象建築物の熱源群に関する分析

分析対象建築物に存在する熱源群（系統）は、冷房 3199 系統、暖房 3189 系統である。各系統が処理する負荷の種類について、①室内負荷と外気負荷の両方を処理、②室負荷のみを処理、③外気負荷のみを処理の 3 パターンに分類して系統数を集計した結果を表 1.2.3.23 に示す。全体の 75%程度が①室内負荷と外気負荷の両方を処理であることが分か

る。

表 1.2.3.23 各系統が処理する負荷の種類

	冷房	暖房
室内負荷と外気負荷の両方を処理	2446 系統 (76%)	2438 系統 (76%)
室内負荷のみを処理	498 系統 (16%)	496 系統 (16%)
外気負荷のみを処理	255 系統 (8%)	255 系統 (8%)
合計	3199 系統	3189 系統

各系統における空調対象室の室用途の組み合わせについて分析した結果を表 1.2.3.24 に示す。事務室のみを対象として空調する場合が 40 %弱と多い。同一系統で複数の室用途を空調するケースについては、最も多い組み合わせは「事務室+会議室」で全体の 3 %弱である。

表 1.2.3.24 空調対象室の室用途の組み合わせ（全体に占める比率が 0.5%以上のもののみ）

件数	比率	室1	室2	室3
2506	39.2%	事務室		
598	9.4%	会議室		
415	6.5%	更衣室		
307	4.8%	ロビー		
240	3.8%	飲食店（客席）		
170	2.7%	事務室	会議室	
120	1.9%	中央監視室		
102	1.6%	喫茶室		
90	1.4%	廊下		
88	1.4%	ホテル（客室）		
86	1.3%	店舗（売場）		
82	1.3%	ホテル（客室）	ホテル（浴室）	
82	1.3%	ロビー	廊下	
78	1.2%	ホテル（客室）	ホテル（廊下）	
74	1.2%	ロビー	便所	
54	0.8%	事務室	ロビー	
54	0.8%	社員食堂		
54	0.8%	ロビー	廊下	トイレ
43	0.7%	電子計算機器事務室		
40	0.6%	事務室	更衣室	
40	0.6%	事務室	会議室	ロビー
40	0.6%	事務室	廊下	ロビー
32	0.5%	事務室	会議室	更衣室

c. 事務室のみを空調する熱源系統に関する分析

事務室のみを空調する 2506 系統（冷房 1253 系統、暖房 1253 系統）を対象として、熱源定格能力等を分析する。

c.1 室内負荷と外気負荷の両方の処理する系統

分析対象棟数は 215 棟、分析対象熱源系統は 1742 系統（冷房 871 系統、暖房 871 系統）である。分析対象建築物の計算対象面積、BEI、BEI/AC の分布を図 1.2.3.55 に示す。

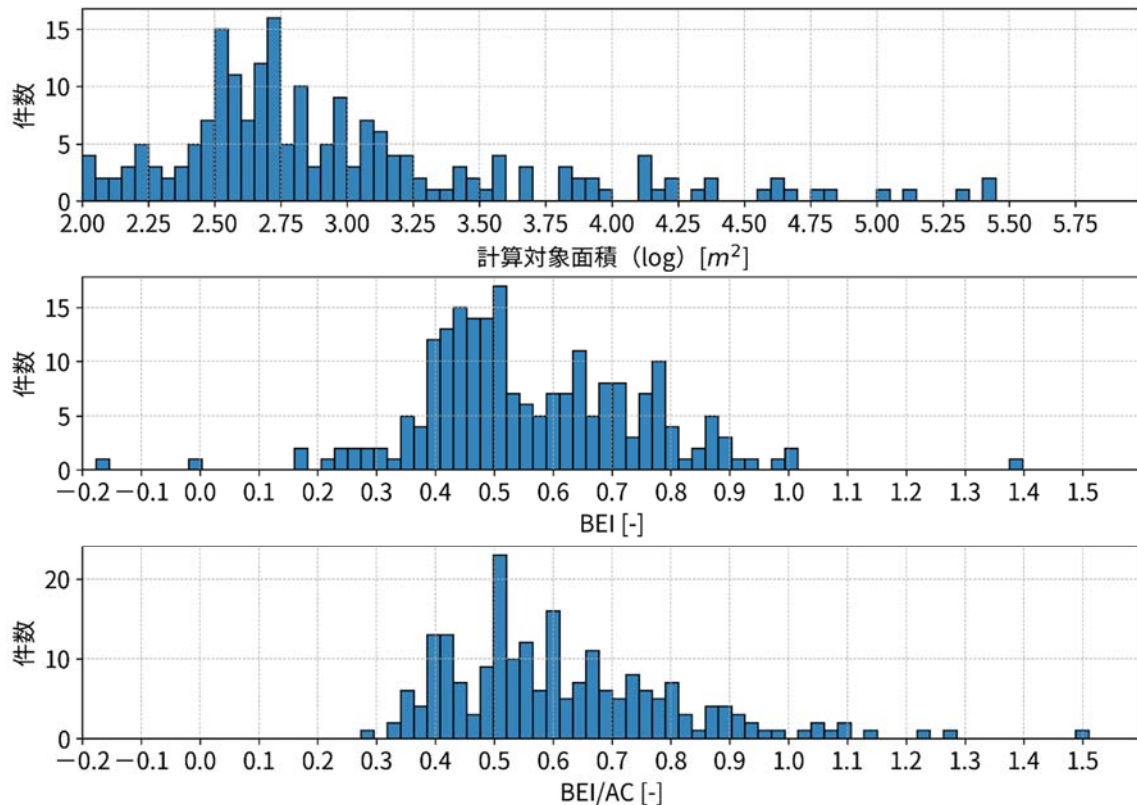


図 1.2.3.55 分析対象建築物の面積、BEI、BEI/AC（室内負荷と外気負荷を処理する系統）
（事務室／室内負荷と外気負荷の両方を処理）

c.1.1 室外機定格能力

室外機定格冷房・暖房能力の度数分布を図 1.2.3.56、床面積あたりの室外機の定格冷房・暖房能力の度数分布を図 1.2.3.57 に示す。床面積あたりの室外機の定格冷房能力の度数分布では、 $200 \pm 150 \text{ W/m}^2$ の群と $400 \pm 50 \text{ W/m}^2$ の群に分かれるが、 $200 \pm 150 \text{ W/m}^2$ の方が多い。全体の平均値は 225 W/m^2 である。

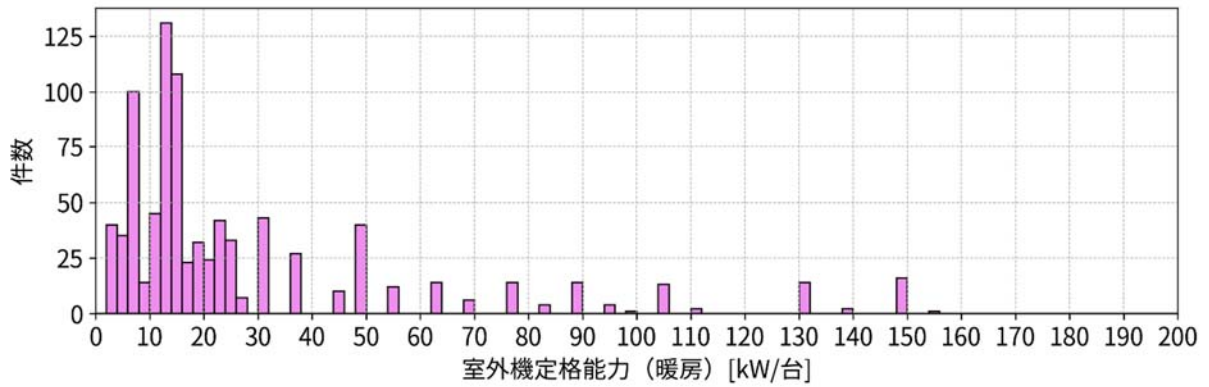
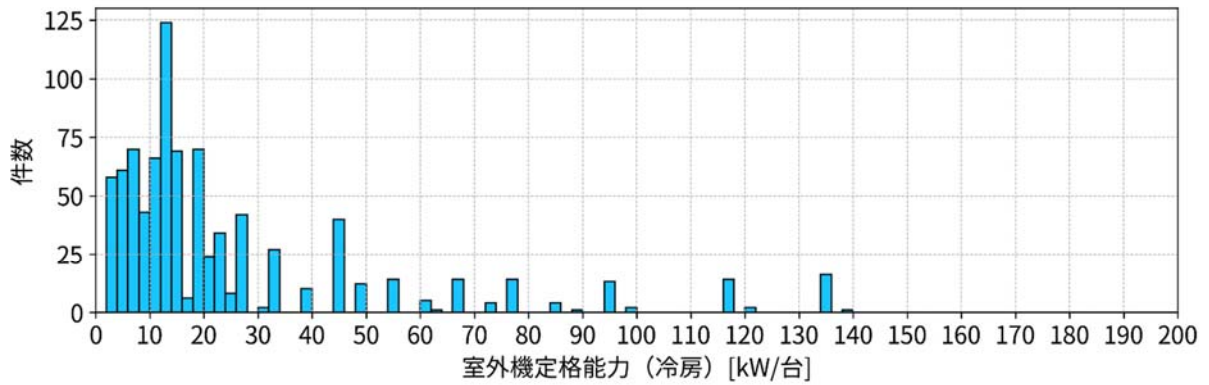


図 1.2.3.56 室外機の定格能力[kW] (事務室/室内負荷と外気負荷の両方を処理)

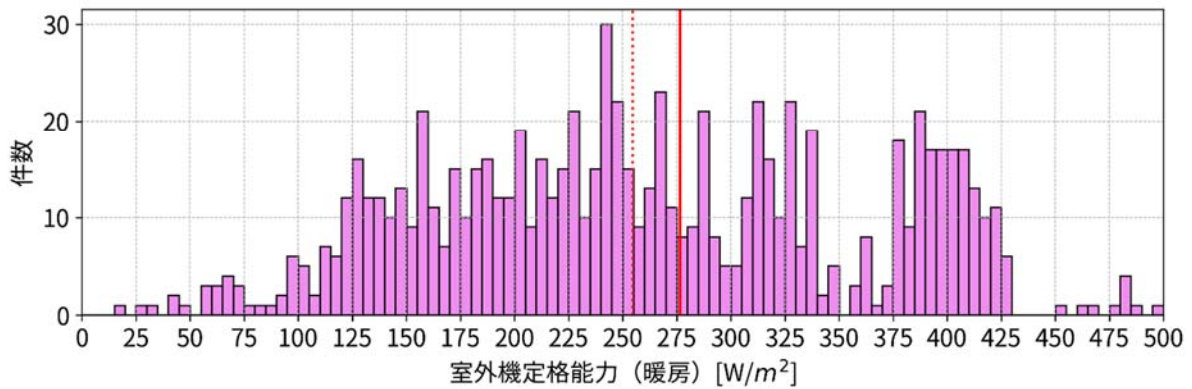
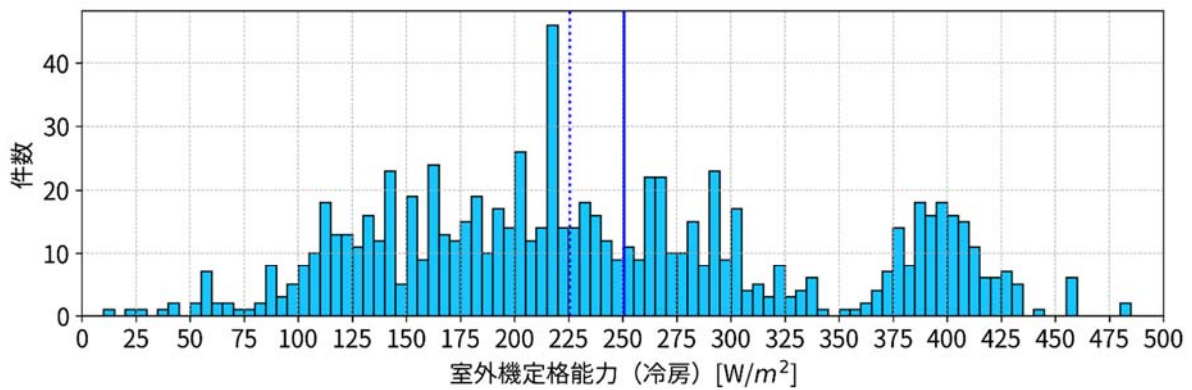


図 1.2.3.57 床面積あたりの室外機の定格能力[W/m^2]
(事務室/室内負荷と外気負荷の両方を処理)

c.1.2 室外機 1 台当たりの室内機の台数

室外機 1 台当たりの室内機の台数の度数分布を図 1.2.3.58 に示す。5 台未満と 7～15 台、16 台の 3 つの群に分かれる。全体から見ると 5 台未満の店舗・オフィス用エアコンの採用が多い。

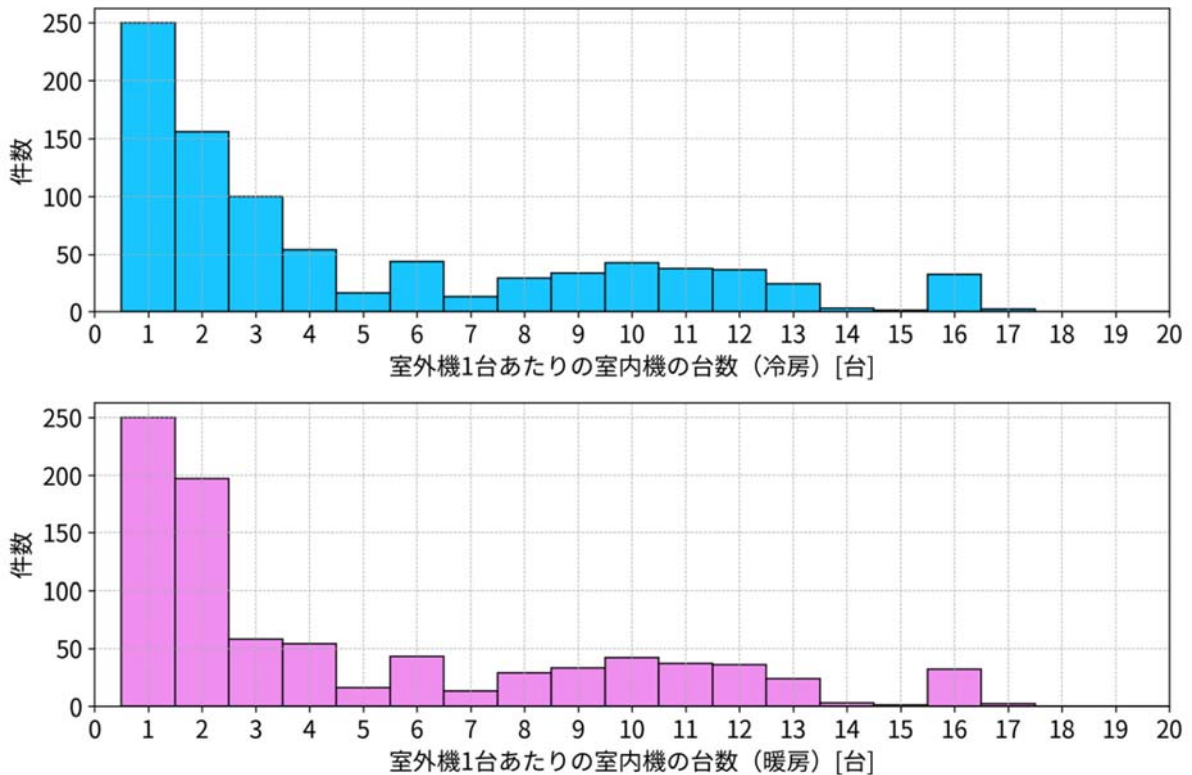


図 1.2.3.58 室外機 1 台あたりの室内機の台数 (事務室／室内負荷と外気負荷の両方を処理)

c.1.3 室内機合計定格能力と室外機定格能力の比 (容量比率)

室内機合計定格能力と室外機定格能力の比 (室内機合計定格冷暖房能力／室外機定格冷暖房能力。以下、容量比率) の度数分布を図 1.2.3.59 に示す。容量比率は 1.0 の頻度が最も高いが、1.0 未満、1.0 超も見受けられる。1.0 未満の採用の方が多く、室内機合計定格冷暖房能力を超える定格冷暖房能力の機器を選定しているものと推測される。一方で、容量比率 1.0 超の採用も見受けられ、室外機能力の容量低減を狙ったものと推測できる。

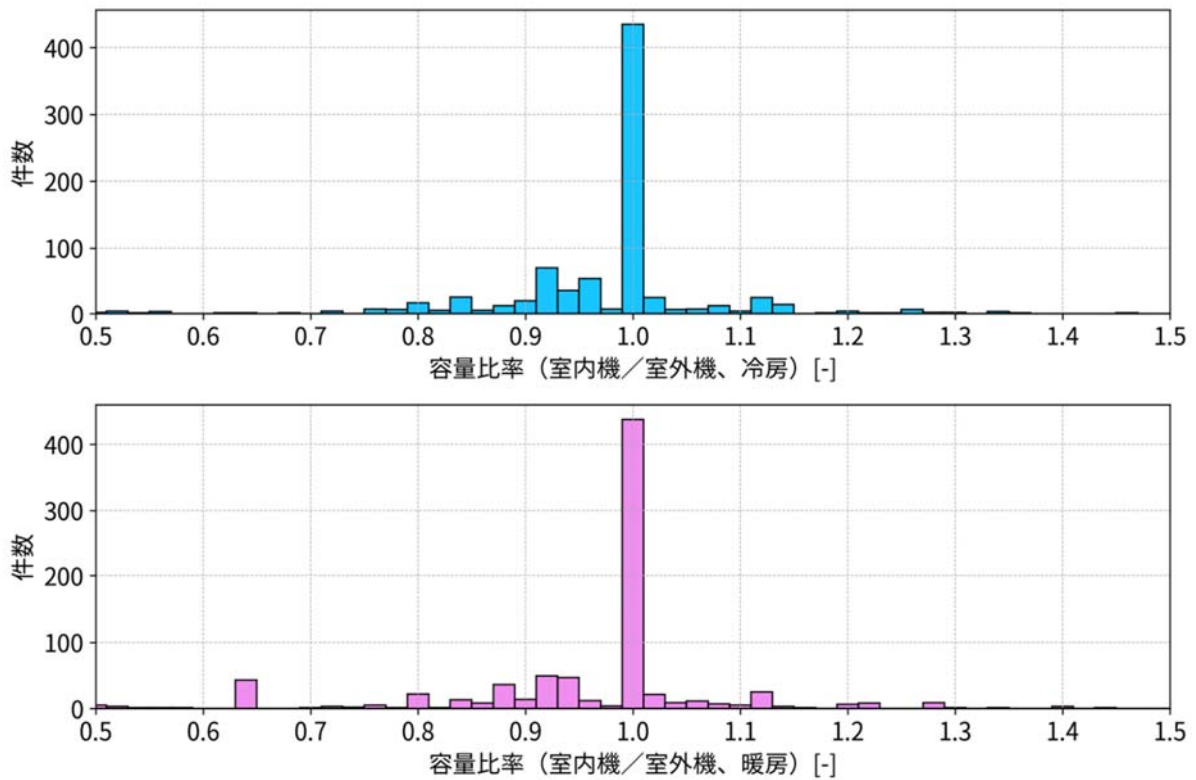


図 1.2.3.59 室内機容量と室外機容量の比率（事務室／室内負荷と外気負荷の両方を処理）

c.1.4 室内機定格能力

室内機の定格冷暖房能力の度数分布を図 1.2.3.60 に示す。定格冷房能力が 2~4 kW と いった低能力の室内機の採用件数が多いが、ボリュームゾーンは定格冷房能力 5~8 kW である。

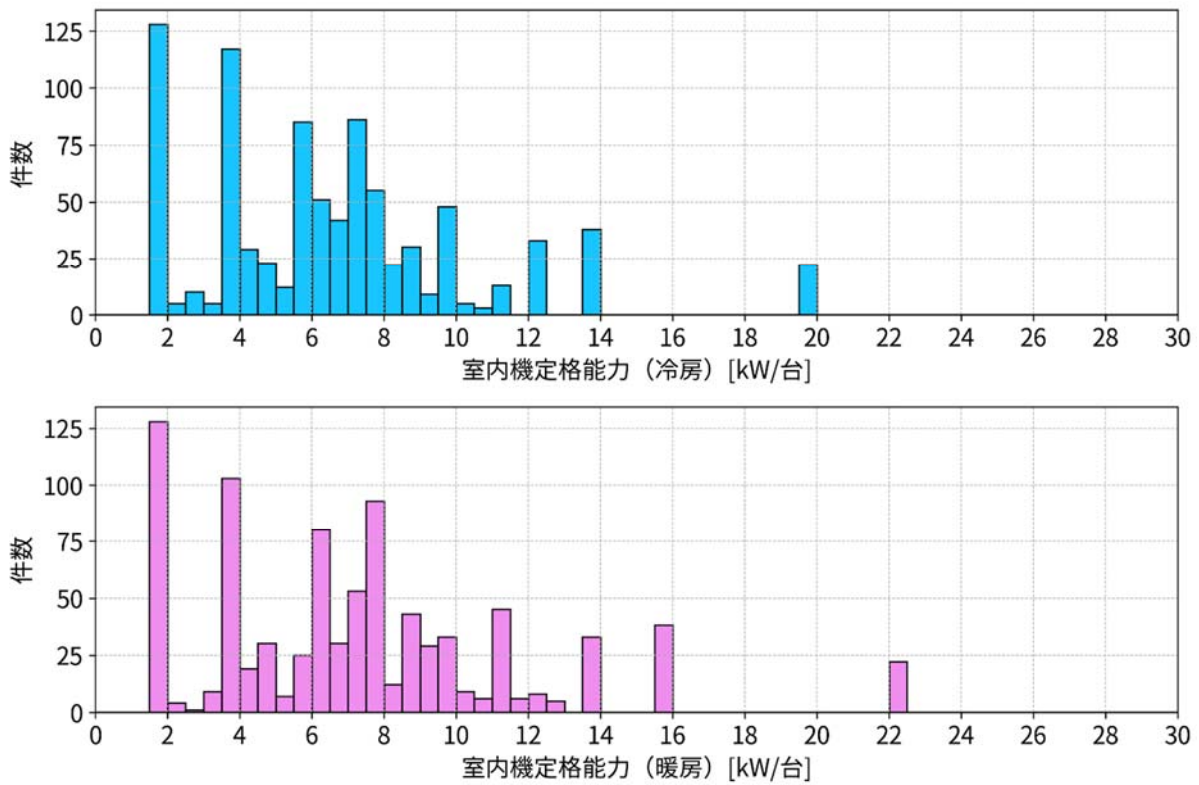


図 1.2.3.60 室内機 1 台あたりの定格能力（事務室／室内負荷と外気負荷の両方を処理）

c.1.5 室内機 1 台当たりの床面積

室内機 1 台当たりの床面積の度数分布を図 1.2.3.61 に示す。5 m² が最頻値であるが、全体的な傾向は 30 m² を最頻値とする単峰性である。図 1.2.3.60 と併せてみると 250 W/m² 程度の最大冷房能力の室内機を 30 m² に 1 台程度設置していることになる。一方で、100 m² を超えるような室に 1 台の室内機を設置する傾向も見受けられる。天井埋め込みダクト型の採用の可能性もある。

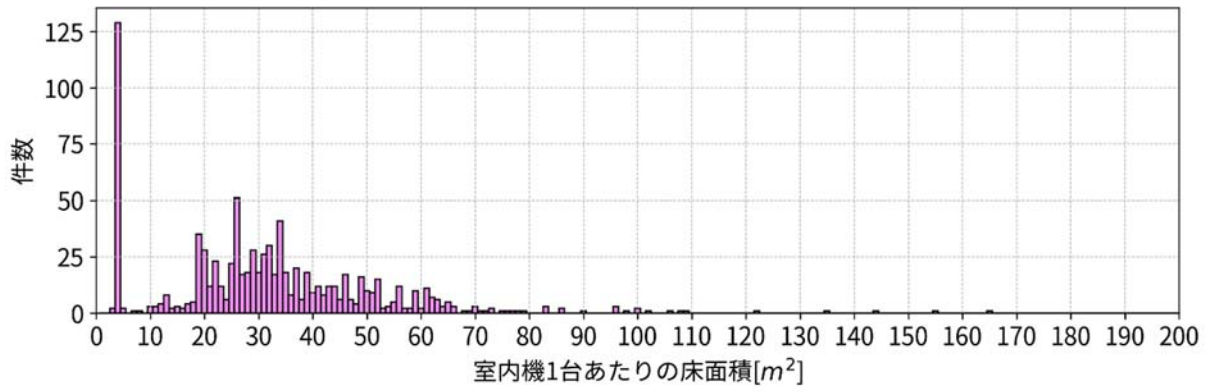
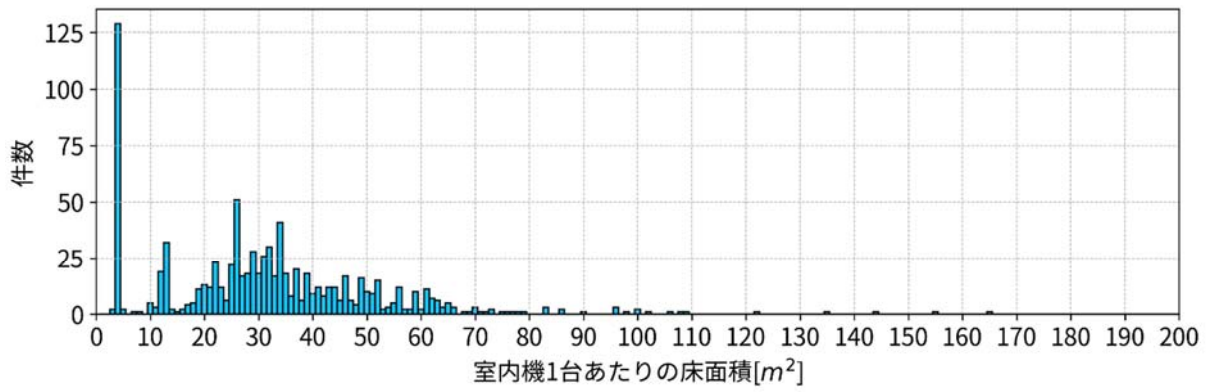


図 1.2.3.61 室内機 1 台あたりの床面積 (事務室/室内負荷と外気負荷の両方を処理)

c.2 室内負荷のみを処理する系統

分析対象棟数は 15 棟、分析対象熱源系統は 486 系統（冷房 243 系統、暖房 243 系統）である。分析対象建築物の計算対象面積、BEI、BEI/AC の分布を図 1.2.3.62 に示す。

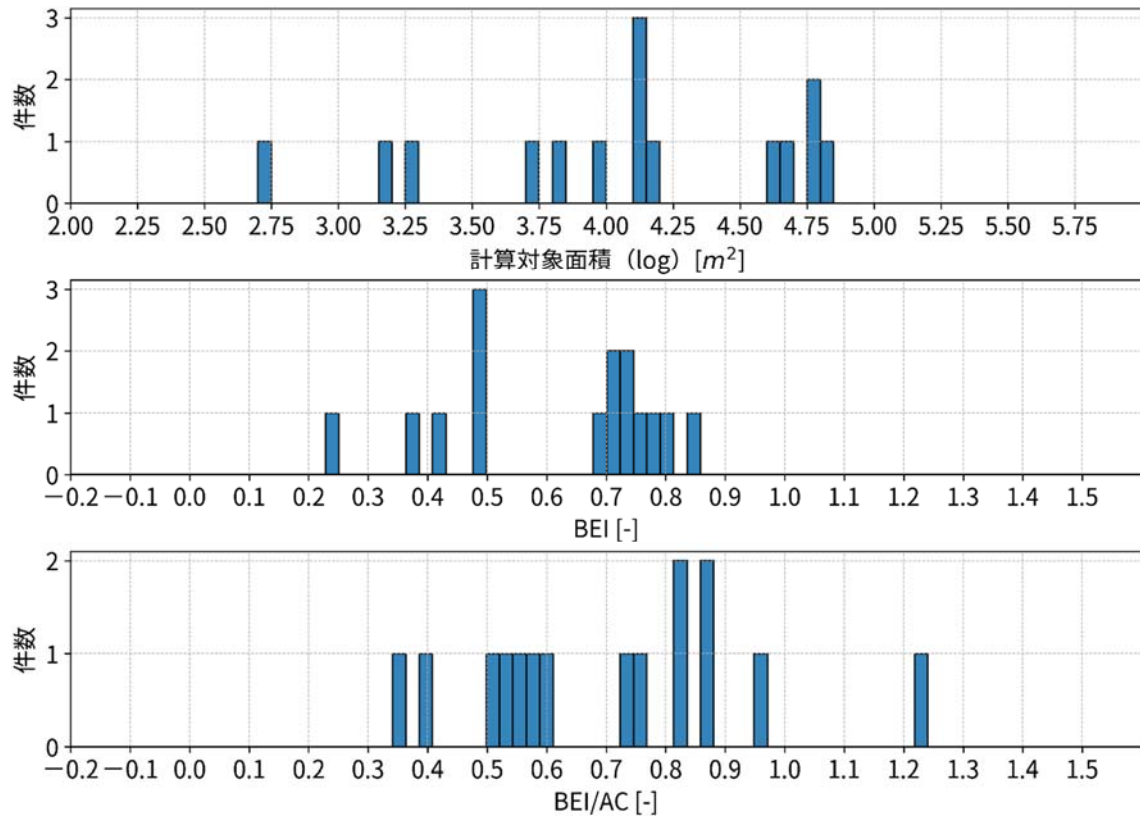


図 1.2.3.62 分析対象建築物の面積、BEI、BEI/AC（室内負荷のみを処理する系統）

c.2.1 室外機定格能力

室外機定格冷房・暖房能力の度数分布を図 1.2.3.63、床面積あたりの室外機の定格冷房・暖房能力の度数分布を図 1.2.3.64 に示す。床面積あたりの室外機の定格冷房能力の度数分布では、 $125 \pm 25 \text{ W/m}^2$ の群の頻度が高く、全体の平均値は 127 W/m^2 と、室内負荷と外気負荷を処理する系統の平均値 (225 W/m^2) よりも小さい。

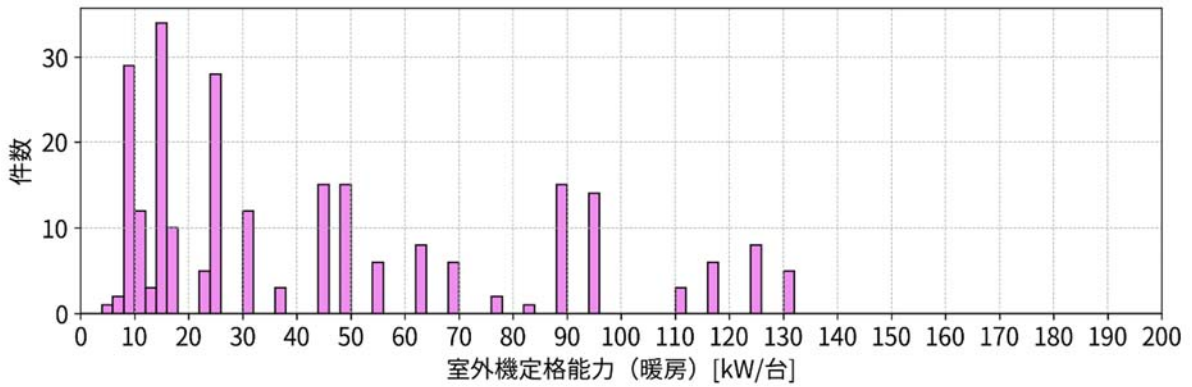
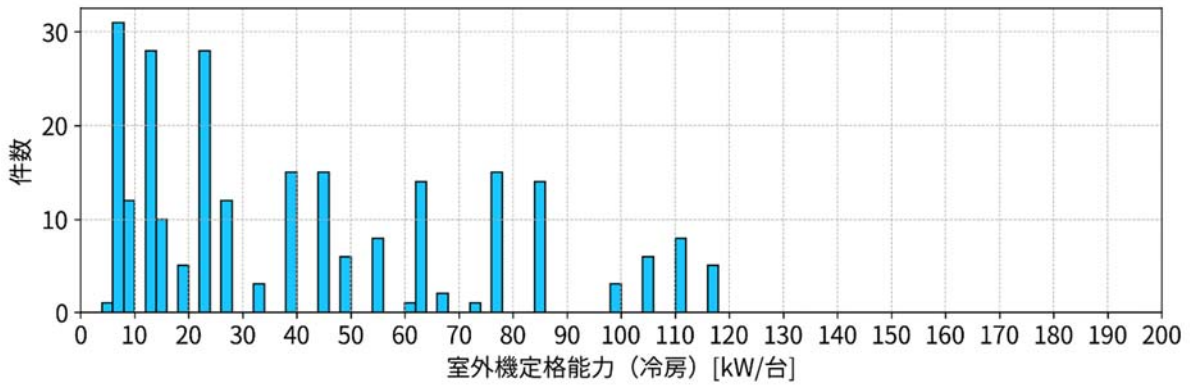


図 1.2.3.63 室外機の定格能力[kW] (事務室/室内負荷のみを処理)

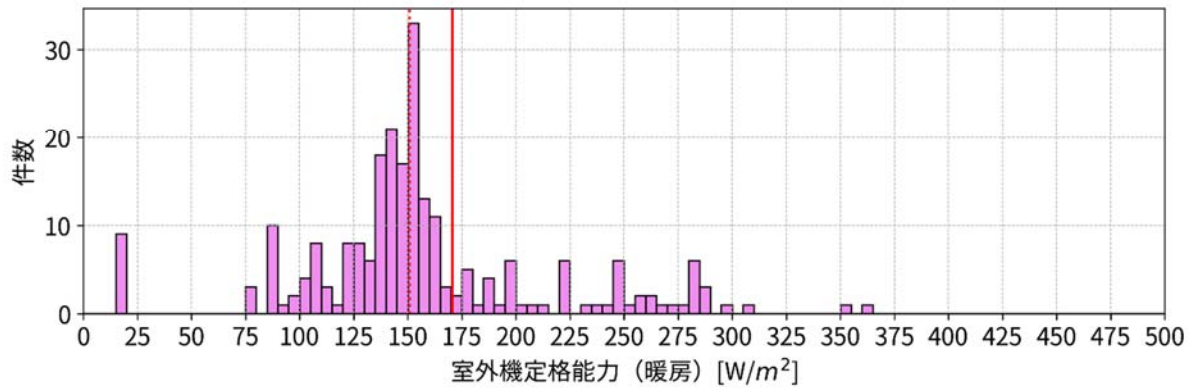
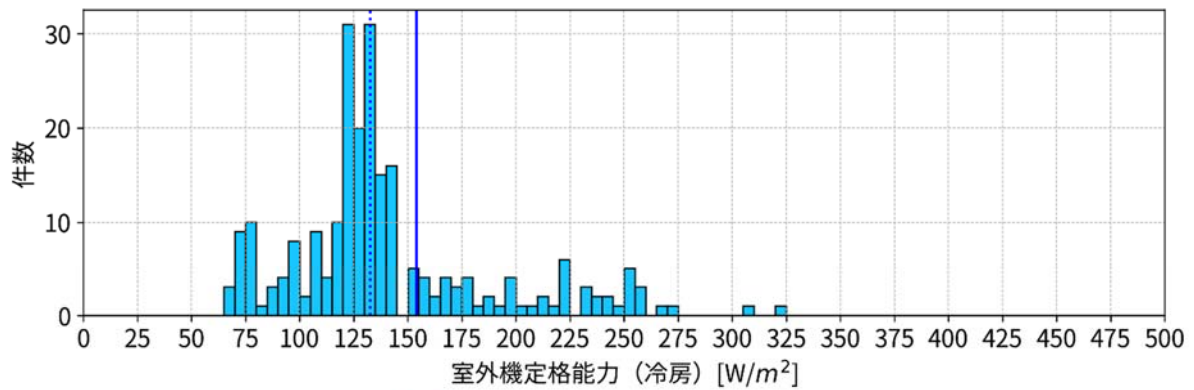


図 1.2.3.64 床面積あたりの室外機の定格能力[W/m²] (事務室/室内負荷のみを処理)

c.2.2 室外機 1 台当たりの室内機の台数

室外機 1 台当たりの室内機の台数の度数分布を図 1.2.3.65 に示す。2～3 台の頻度が最も多い。室内負荷と外気負荷を処理する系統と同様に、5 台未満の店舗・オフィス用エアコンの採用が多いと考えられる。

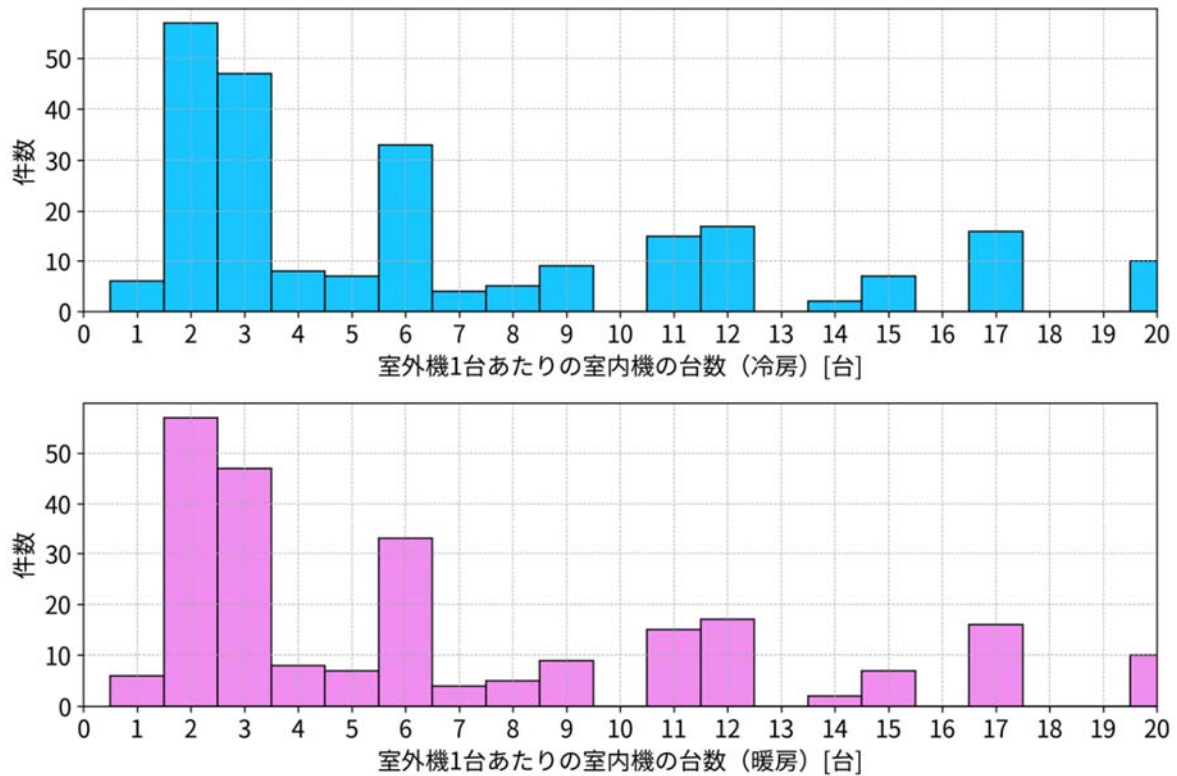


図 1.2.3.65 室外機 1 台あたりの室内機の台数（事務室／室内負荷のみを処理）

c.2.3 室内機合計定格能力と室外機定格能力の比（容量比率）

室内機合計定格能力と室外機定格能力の比（室内機合計定格冷暖房能力／室外機定格冷暖房能力。以下、容量比率）の度数分布を図 1.2.3.66 に示す。容量比率は 1.0～1.1 の頻度が最も高いが、1.0 未満の頻度の方が多く、室内機合計定格冷房能力を超える定格冷房能力の機器を選定しているものと推測される。

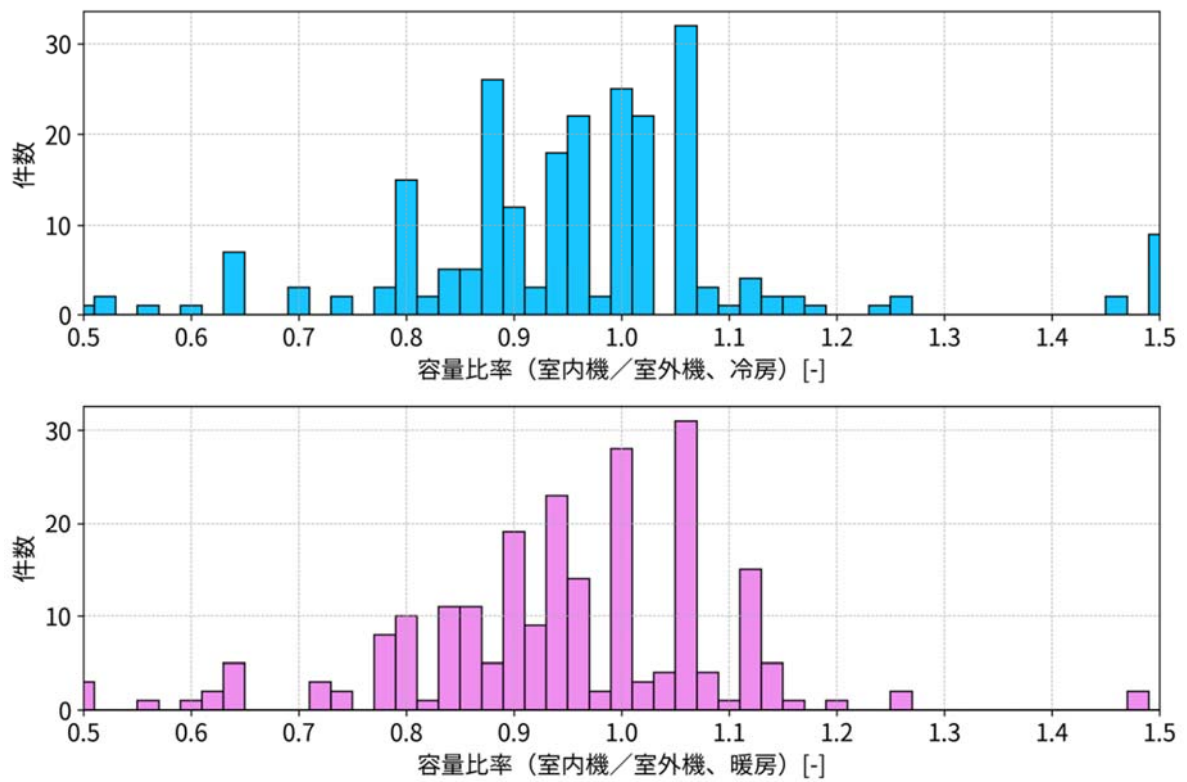


図 1.2.3.66 室内機容量と室外機容量の比率 (事務室/室内負荷のみを処理)

c.2.4 室内機定格能力

室内機の定格冷暖房能力の度数分布を図 1.2.3.67 に示す。定格冷房能力 5~8 kW が最も多いが、2~4 kW の低能力の室内機の採用件数も多い。

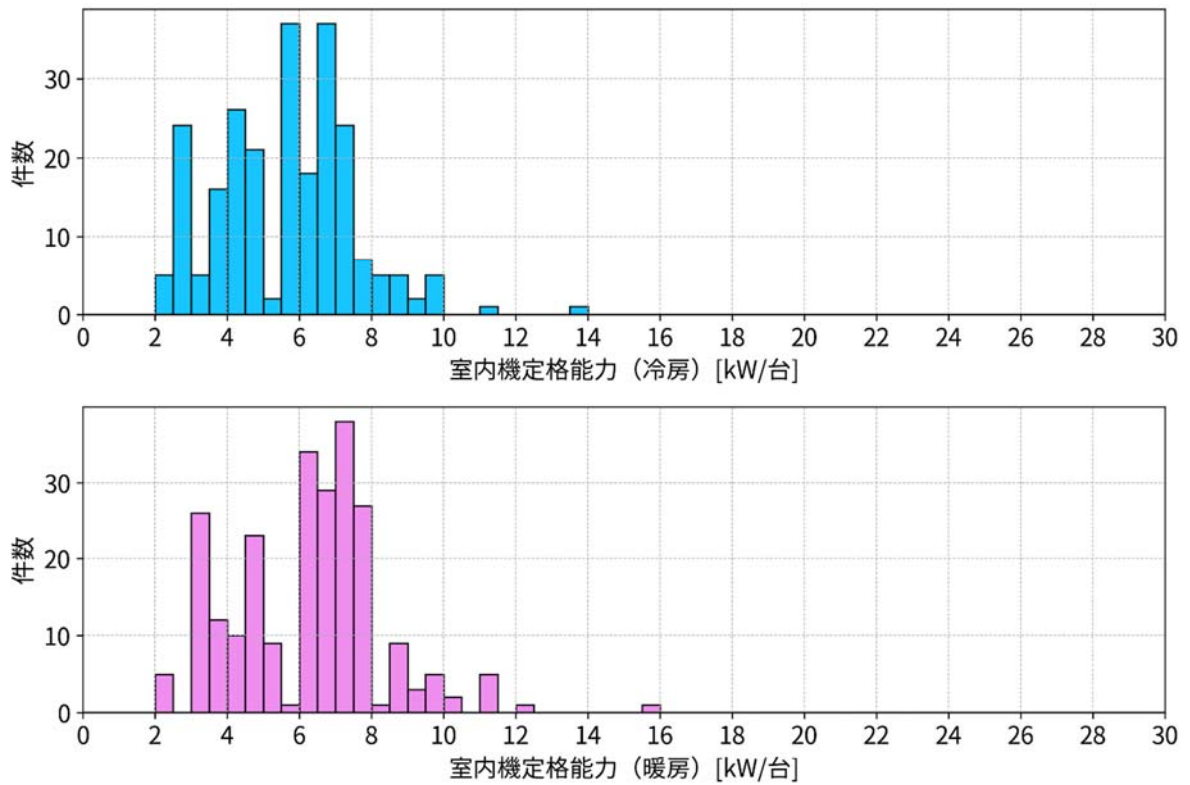


図 1.2.3.67 室内機 1 台あたりの定格能力（事務室／室内負荷のみを処理）

c.2.5 室内機 1 台当たりの床面積

室内機 1 台当たりの床面積の度数分布を図 1.2.3.68 に示す。室内機 1 台当たりの床面積は、室内負荷と外気負荷を処理する系統よりも広く、20~40 m²の群と、50~70 m²の群があるが、100m²を超える室への設置はない。

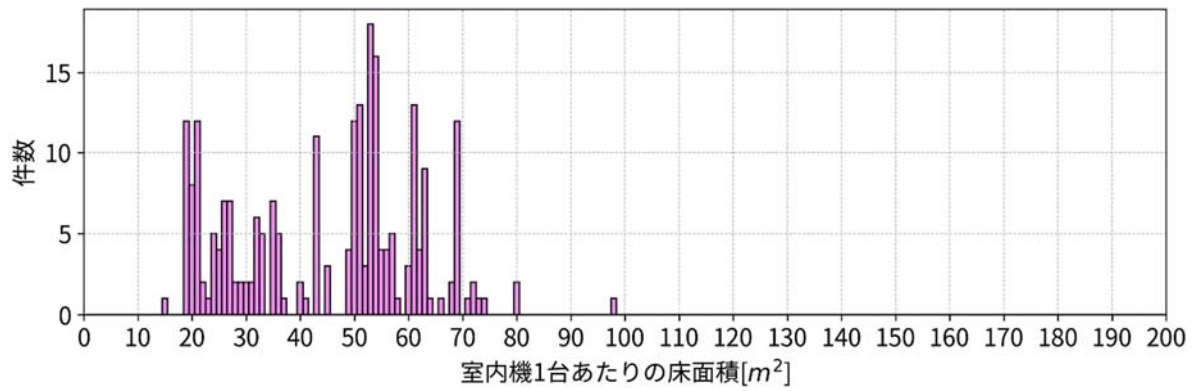
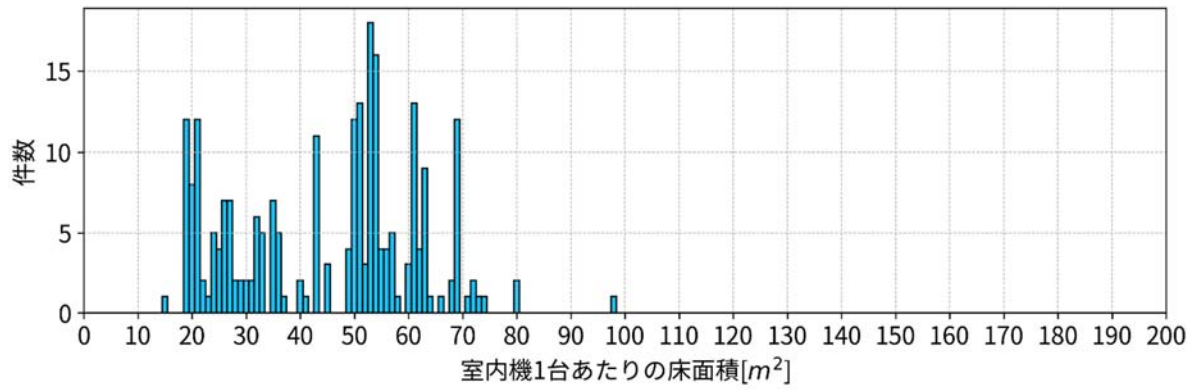


図 1.2.3.68 室内機 1 台あたりの床面積（事務室／室内負荷のみを処理）

c.3 外気負荷のみを処理する系統

分析対象棟数は 13 棟、分析対象熱源系統は 278 系統（冷房 139 系統、暖房 139 系統）である。分析対象建築物の計算対象面積、BEI、BEI/AC の分布を図 1.2.3.69 に示す。

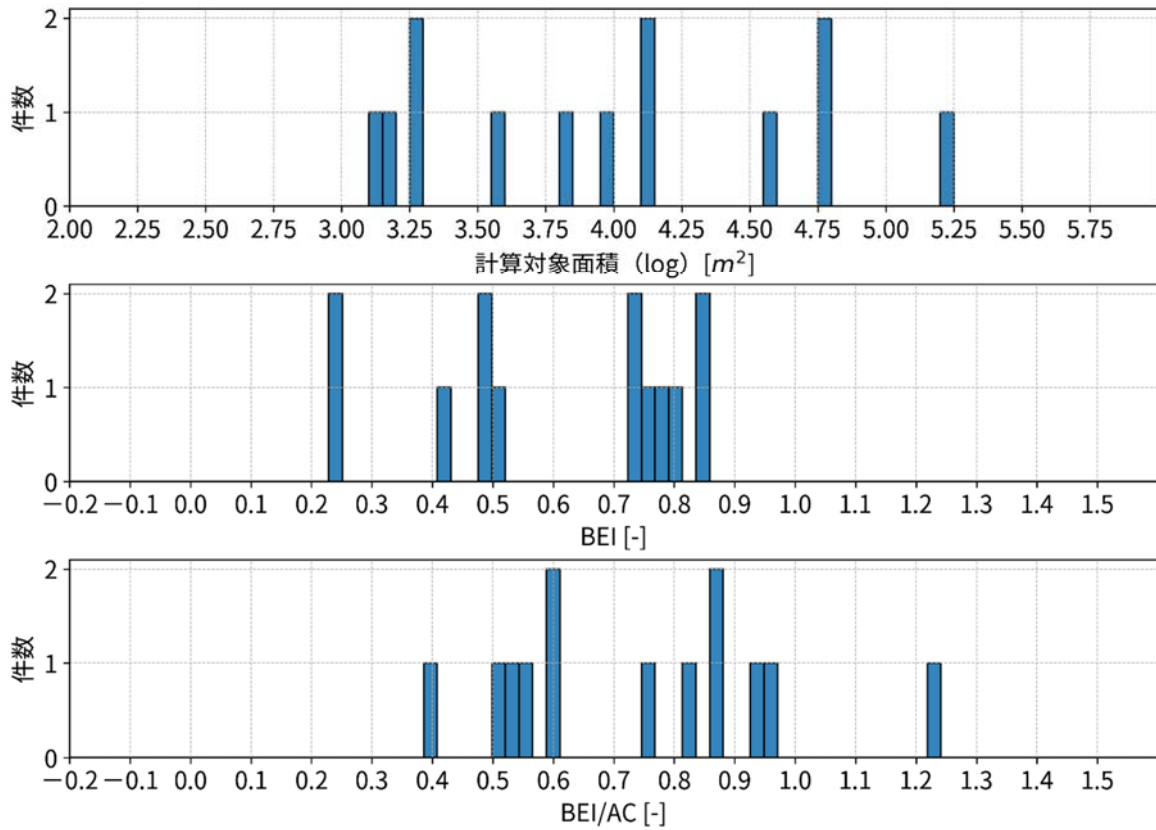


図 1.2.3.69 分析対象建築物の面積、BEI、BEI/AC（外気負荷のみを処理する系統）

c.3.1 室外機定格能力

室外機定格冷房・暖房能力の度数分布を図 1.2.3.70、床面積あたりの室外機の定格冷房・暖房能力の度数分布を図 1.2.3.71 に示す。床面積あたりの室外機の定格冷房能力の度数分布では、25～75 W/m² の群と 100～175 W/m² の群に分かれており、室内負荷と外気負荷を処理する系統および室内負荷のみを処理する系統よりも小さい。全体の平均値は 65 W/m² である。

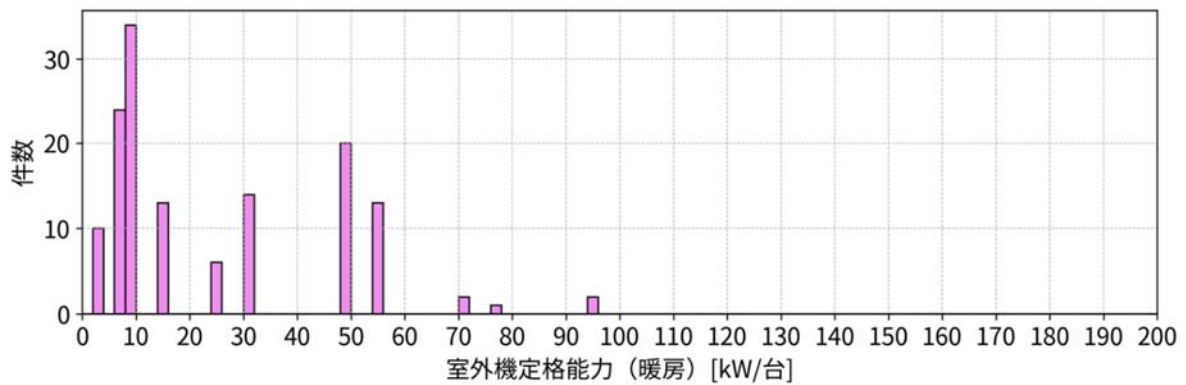
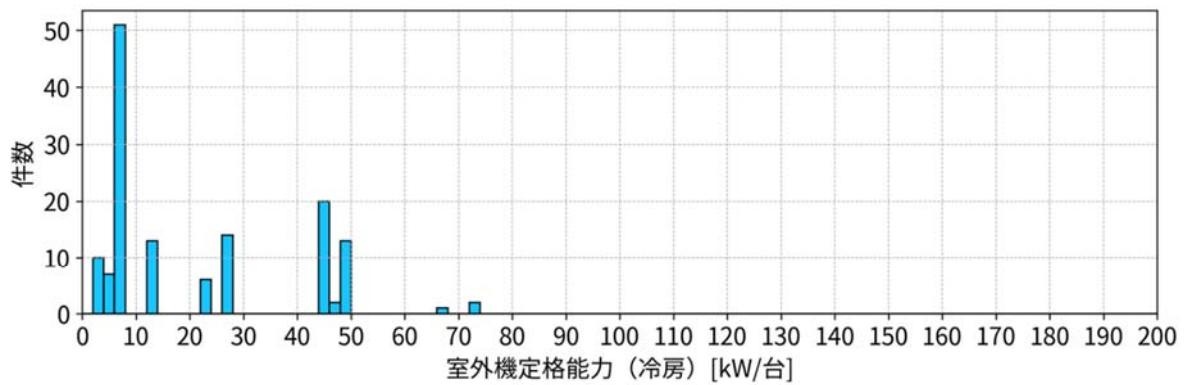


図 1.2.3.70 室外機の定格能力[kW] (事務室/外気負荷のみを処理)

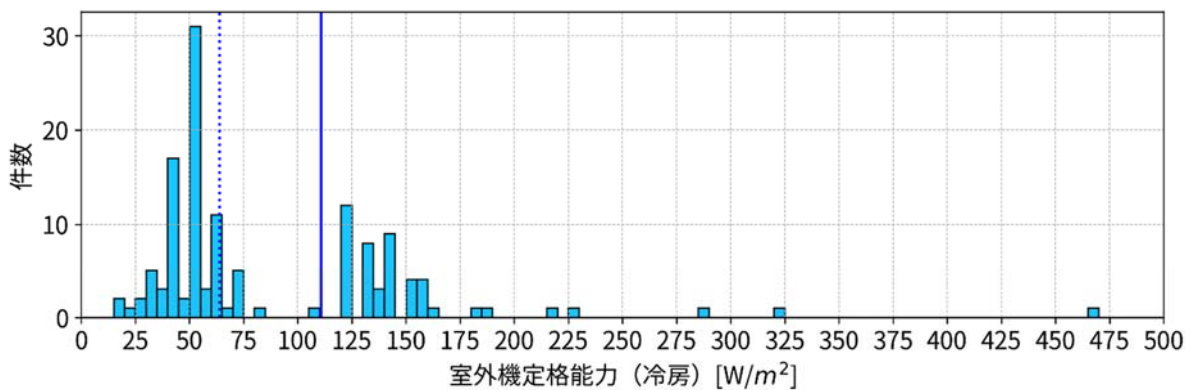


図 1.2.3.71 床面積あたりの室外機の定格能力[W/m²] (事務室/外気負荷のみを処理)

c.3.2 室外機 1 台当たりの室内機の台数

室外機 1 台当たりの室内機の台数の度数分布を図 1.2.3.72 に示す。1~4 台と 6 台の 2

つの群に分かれる。

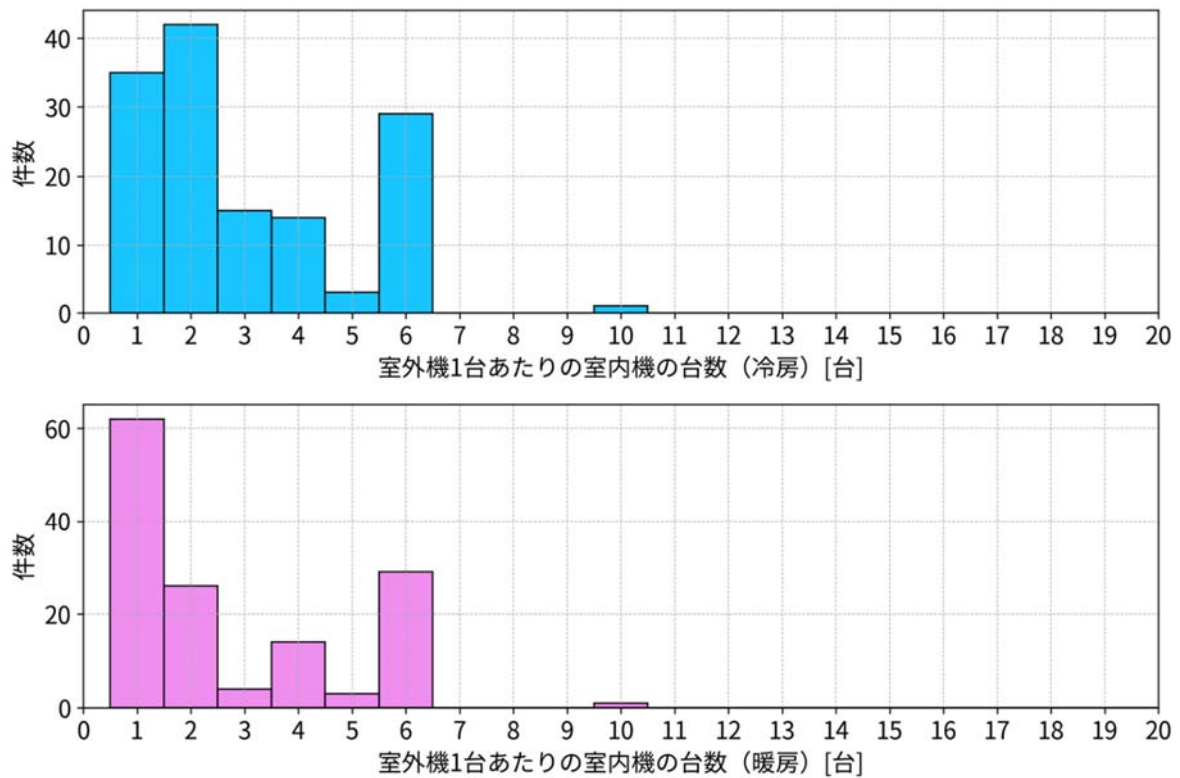


図 1.2.3.72 室外機 1 台あたりの室内機の台数 (事務室／外気負荷のみを処理)

c.3.3 室内機合計定格能力と室外機定格能力の比 (容量比率)

室内機合計定格能力と室外機定格能力の比 (室内機合計定格冷暖房能力／室外機定格冷暖房能力。以下、容量比率) の度数分布を図 1.2.3.73 に示す。容量比率は 1.0 の頻度が最も高く、1.0 未満も見受けられる。容量比率 1.0 超の採用は少ない。

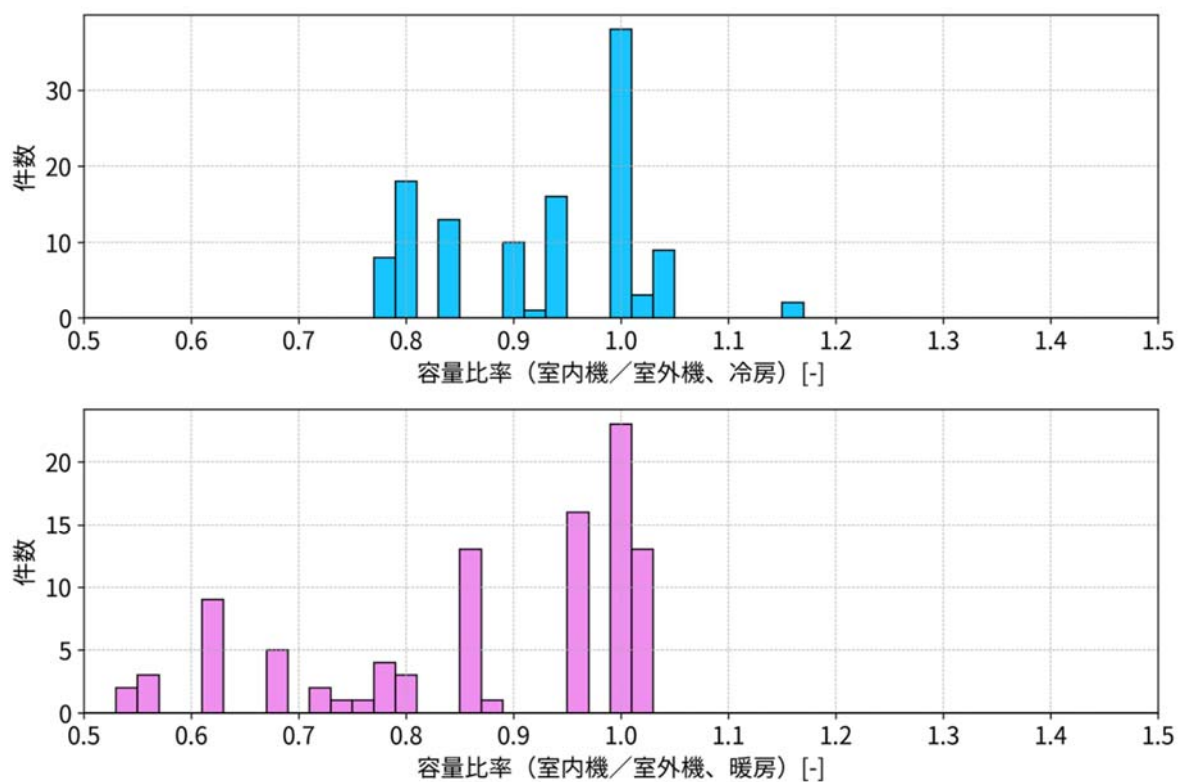


図 1.2.3.73 室内機容量と室外機容量の比率 (事務室/外気負荷のみを処理)

c.3.4 室内機定格能力

室内機の定格冷暖房能力の度数分布を図 1.2.3.74 に示す。5~8 kW の頻度が最も高いが、定格冷房能力が2~4 kW の範囲にも分布している。

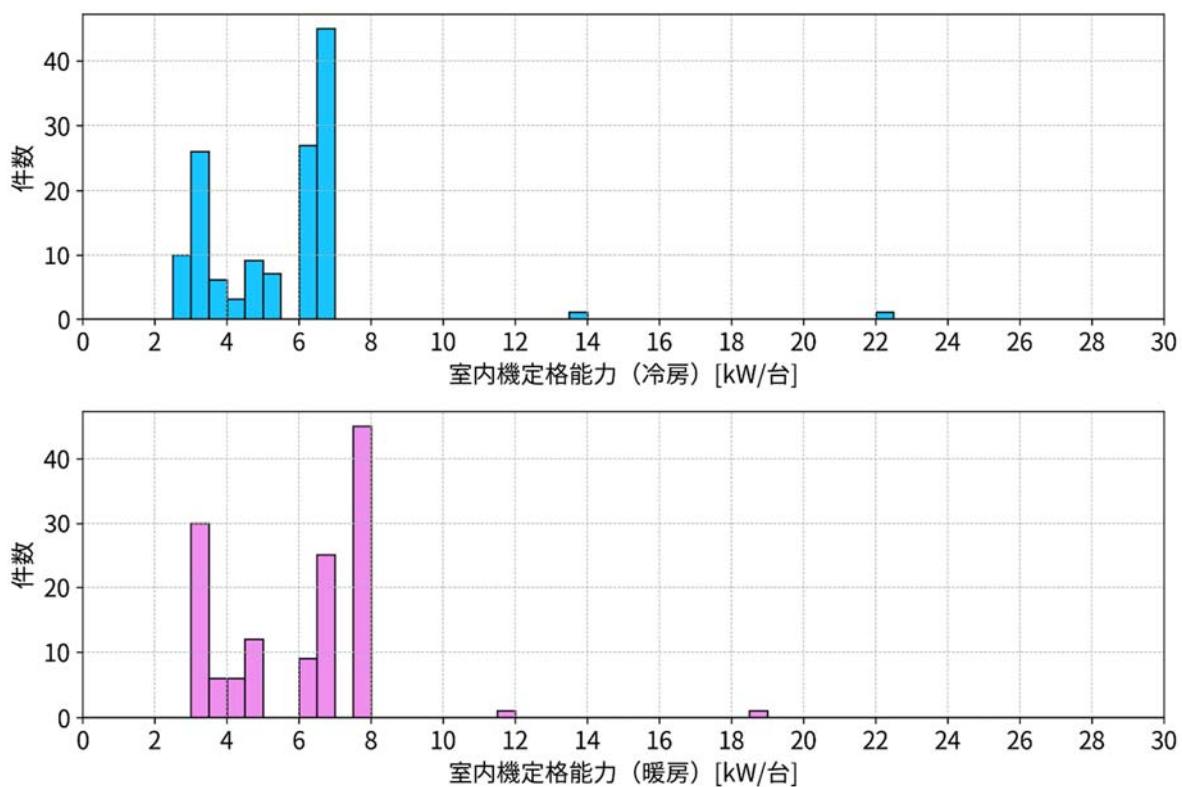


図 1.2.3.74 室内機 1 台あたりの定格能力（事務室／外気負荷のみを処理）

c.3.5 室内機 1 台当たりの床面積

室内機 1 台当たりの床面積の度数分布を図 1.2.3.75 に示す。外気負荷のみを処理する系統であるため、室内機 1 台あたりの床面積は広い範囲に分布しており、20～50 m² の群と 140～170 m² の群にわかれている。

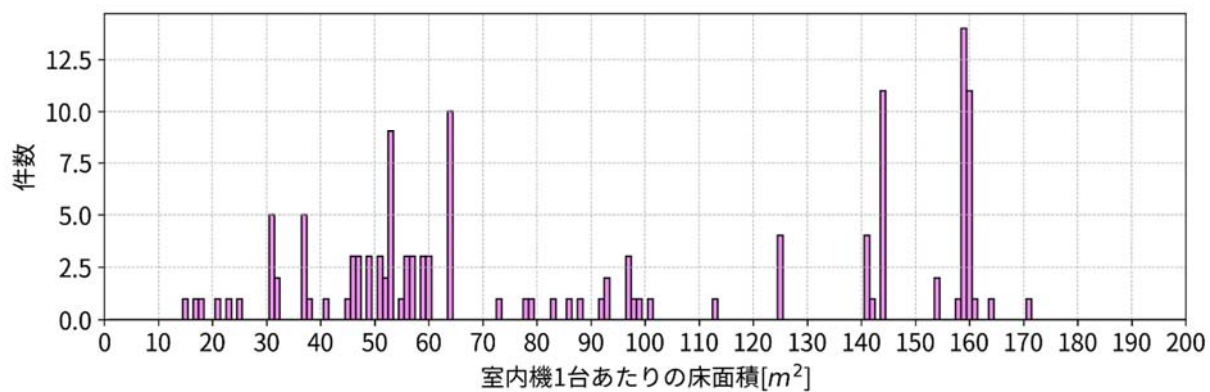
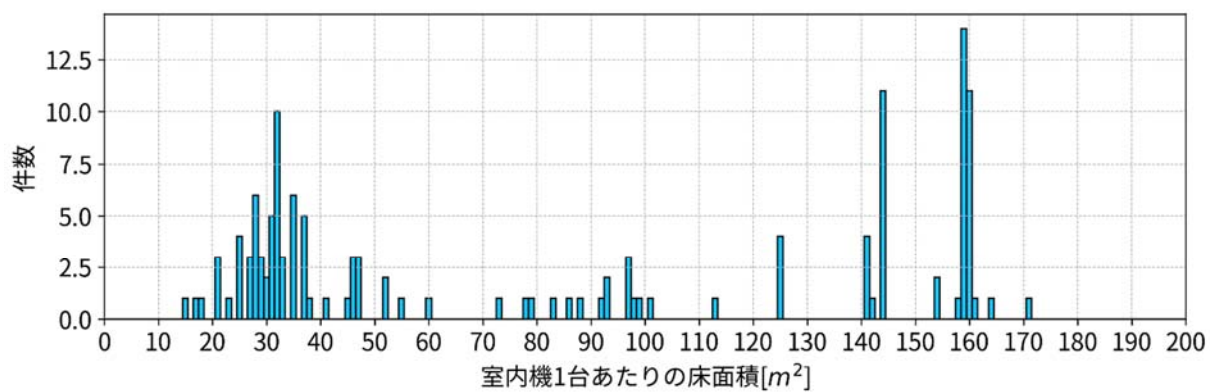


図 1.2.3.75 室内機 1 台あたりの床面積 (事務室／外気負荷のみを処理)

(2) 空調設備設計者のヒアリングによる個別分散空調の設計法調査

i) 設計法調査の目的

実設計における設備容量、ゾーニング方法等の把握のため、設計事務所、建設業者等の空調設備設計者に対するヒアリングを実施し、現状の個別分散空調の設計法を調査した。

ii) ヒアリング対象

ヒアリング対象企業の一覧を表 1.2.3.25 に示す。ヒアリング対象は、大規模企業が 9 社、中小規模企業が 7 社の計 16 社である。ヒアリングは原則として各社 1 名または 2 名の設計担当者に対して実施したが、次章の「ヒアリング調査結果概要」では 1 社 1 名とカウントして表記している。

表 1.2.3.25 ヒアリング対象企業一覧

No.	企業 ID	企業規模	本社所在地	ヒアリング実施日
1	A 社	大	東京都	2021/8/24
2	B 社	大	東京都	2021/8/25
3	C 社	大	東京都	2021/8/30
4	D 社	大	東京都	2021/9/15
5	E 社	大	東京都	2021/8/27
6	F 社	大	東京都	2021/9/3
7	G 社	大	東京都	2021/8/31
8	H 社	大	東京都	2021/9/1
9	I 社	大	東京都	2021/9/30
10	J 社	中小	沖縄県	2021/9/9
11	K 社	中小	北海道	2021/9/10
12	L 社	中小	福岡県	2021/9/13
13	M 社	中小	東京都	2021/9/22
14	N 社	中小	東京都	2021/9/24
15	O 社	中小	東京都	2021/10/5
16	P 社	中小	福岡県	2021/10/13

iii) ヒアリング項目

ヒアリング項目の一覧を表 1.2.3.26 に示す。ヒアリング項目を大きく「概論」と「設計方法」に分け、「設計方法」はさらに「最大負荷計算」、「室内機選定」、「ゾーニング」、「熱源機選定」に区分した。また、大規模の企業に対しては、通常的设计と ZEB 設計の両観点から設計方法の違いについても確認した。

表 1.2.3.26 ヒアリング項目一覧

大分類	中分類	項目	備考
概論	—	個別分散空調の設計時に参考にしている資料	建築設備設計基準、メーカー技術情報、自社情報など
		中央式メインと個別分散メインの建物比率	
		個別分散がメインとなる建物用途・規模	
		室内処理が個別分散メインの場合の建物の外気処理方法	
		個別分散がメインとなる建物の加湿方式	
		個別分散空調採用時の設計者の裁量	設計条件で決定可能な内容。ゾーニング、余裕率、各種係数など
		個別分散空調採用時の設備設計の体制	
		個別分散空調採用時の施工時仕様変更の有無	設計段階で決定する事項
		設計時や機器選定時に想定する気象条件	
		寒冷地への対応方法	
		冷暖フリーの採用状況	
		リモコンの設置位置の決定方法	
		室温センサの決定方法	リモコンサーモ、ボディーサーモなど
		ピークカットのための工夫	室外機への散水など
		中央式の熱源選定と個別分散方式の熱源選定の違い	
		その他	
設計方法	最大負荷計算	コンセント発熱の発熱量と負荷率の想定条件	
		照明発熱の発熱量と負荷率の想定条件	
		人体発熱の人員の想定条件	
	室内機選定	間欠運転係数の考え方	
		室負荷潜熱の考え方	
		室内機の設置台数の決定方法	全熱ベース、風量ベースなど
		室負荷の余裕率の考え方	限界設計を行う場合の対策
		室内機タイプの選定方法	天井カセット型、天吊り型、隠蔽型など
	ゾーニング	ゾーニングの方法	方位、負荷傾向、使用条件、空調条件など
	熱源選定	冷媒配管長補正、高低差補正の方法	
		熱源能力の選定方法	室内機能力で選定 or 最大負荷で選定
		エネルギー源の選定方法	電力、ガスなど
		各室内機の負荷率の考え方	各室内機の負荷率をどのくらいで見積るか（全機 100%、など）

iv) ヒアリング調査結果概要

a. 概論に関する項目

項目	回答									
個別分散空調の設計時に参考にしている資料	<p>① 最大負荷計算は、「建築設備設計基準」を参考にしている設計者が最も多い（12名）。加えて、「空気調和設備計画設計の実務の知識（2社）」、「空気調和・衛生工学会便覧（2名）」も参考にしている。「過去の自社設計案件」を参考にしているとの回答もあった（4名）。</p> <p>② 機器選定に際しては、「メーカー技術資料」をすべての設計者が参考にしている（16名）。</p> <p>③ 大規模企業において、独自の対応を行っているとの回答もあった。</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ 建築設備設計基準や空気調和・衛生工学会便覧をベースとした自社設計基準を参考にする（2名）。 ・ 年間負荷計算の実施（検討中を含め2名）。 ・ 社内の熱負荷計算プログラムの使用（1名）。 ・ ZEB 建物の場合、ファサードデザインの考え方、個別分散システムの特徴などの留意点をまとめた社内の ZEB 案件資料を参考にする（1名）。 									
中央式メインと個別分散メインの建物比率	<p>① 個別式メインが多いとの回答が多く（10名）、うち明確な比率が挙げられたものは、6～7割個別式が4名、8～10割個別式が3名。</p> <p>② 自社ビルの場合には各設計条件が明確なこともあり、各種省エネ対策が提案できるので中央式が多いとの回答があった（1名）。</p> <p>③ ZEB 設計の場合、個別式では省エネ対策が限定されるため、中央式が多いとの回答があった（3名）。ただし、個別式で ZEB 設計を行う場合もあるとのことであった。</p>									
個別式がメインとなる建物用途・規模	<p>① 個別式がメインとなる建物規模は、10,000 m²以下が最も多く（9名）、次いで20,000 m²以下（2名）、30,000 m²以下（1名）との回答があった。10,000 または 20,000 m²～30,000 m²の規模では中央式か個別式か検討するとの回答もあった（2名）。</p> <p>② 個別式がメインとなる建物用途として挙げられたのは、事務所、商業施設、宿泊施設、病院、学校であった。</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ 事務所用途では、テナントビルの場合には貸方や計量等の関係で個別式が多い。常駐の運転管理者がいないことも個別式が選択される理由の一つ。 ・ 宿泊施設では、宴会場や大浴場を有する規模（リゾートホテル等）の場合は中央式が多い。 ・ 病院では、外気処理を中央式とする場合もある。また、規模によっては中央式もある。 ・ 学校では、常駐の運転管理者がいないため、個別式が多い。 									
室内処理が個別分散メインの場合の建物の外気処理方法	<p>① どの外気処理方法を採用するかは建物規模による。下表のような回答があった。</p> <table border="1" data-bbox="453 1579 1385 1744"> <thead> <tr> <th></th> <th>ビル管法対象外</th> <th>ビル管法対象</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>外気量通常</td> <td>全熱交換器（8名）</td> <td>直膨コイル付全熱交換器（8名） 外気処理エアコン（6名）</td> </tr> <tr> <td>外気量大（病院等）</td> <td>—</td> <td>外調機（8名） 直膨コイル付全熱交換器（1名）</td> </tr> </tbody> </table> <p>② デシカントの採用例ありとの回答もあった（検討中を含め3名）。特に蒸暑地では外気湿度が高いため除湿が課題であり、デシカントを採用するとのことであった。</p> <p>③ 寒冷地では直膨コイルはメーカー保証外となるため、小規模では全熱交換器を採用するが、熱交換機出口の温度上昇は+2～3℃程度のため、吹き出し方法の工夫（天井面に這わす、室内機の近くに吹き出し口を配置する、室内機吹き出し側のチャンバーに外気を入れる、等。）が必要とのことであった（1名）。</p> <p>④ 外気処理と室内処理の系統の考え方については、以下のような回答があっ</p>		ビル管法対象外	ビル管法対象	外気量通常	全熱交換器（8名）	直膨コイル付全熱交換器（8名） 外気処理エアコン（6名）	外気量大（病院等）	—	外調機（8名） 直膨コイル付全熱交換器（1名）
	ビル管法対象外	ビル管法対象								
外気量通常	全熱交換器（8名）	直膨コイル付全熱交換器（8名） 外気処理エアコン（6名）								
外気量大（病院等）	—	外調機（8名） 直膨コイル付全熱交換器（1名）								

項目	回答
	<p>た。</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ 潜熱分離空調とする場合は、室内機と系統を分ける（外調機で潜熱処理、室内機で顕熱処理）（2名）。 ・ 直膨コイル付全熱交換器や外気処理エアコンの場合、室外機系統を室内機と分けるかどうかは設計者の判断による。同じ系統にする（1名）、冷暖フリーでは同じ系統にする（1名）、冷暖切替では効率が向上するので別の系統にする（1名）等。 ・ 冬期のロス（外気は暖房、室内は冷房）を避けるために外気処理と室内処理を分離せずに全熱交換器のみを設置する（1名）。 <p>⑤ ZEB 設計の場合の外気処理の工夫については、以下のような回答があった。</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ ZEB 達成のためには全熱交換器必須（1名）。 ・ クールヒートチューブ（冷房時の外気予冷）、空気式太陽熱集熱（暖房時の外気予熱）等による緩和を検討（1名）。 ・ VAV で風量制御ができるため、外調機+モジュールチラーでの外気処理が ZEB には効果的という運用実績がある（1名）。
個別分散がメインとなる建物の加湿方式	<p>① 水気化式加湿器との回答が最も多かった（11名）。他には透湿膜式加湿器（2名）、病院等においてまれに蒸気加湿（2名）との回答があった。</p> <p>② 加湿を行う位置は、外気処理側で加湿するとの回答が多く（10名）、その他は天埋型等の単独加湿（4名）や、室内機設置の加湿ユニット（3名）を使用するとの回答もあった。加湿能力が不足する場合はダクト挿入型を使用するとの回答もあった（1名）。</p> <p>③ ビル管法対応の場合は、室内湿度を維持するために外調機や直膨コイル付全熱交換器等での処理が必要との意見があった（5名）。</p> <p>④ その他の対応としては以下のような回答があった。</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ ポータブル加湿器を使用する（5名）。ビル管法対象外であればポータブル加湿器のみで対応とする場合もあるが、近年加湿の意識が高まっており、施主側で設置することも多い。 ・ 室内側で加湿する場合、水配管の施工やメンテナンス（夏期の水抜き等）が課題である（2名）。 ・ 蒸暑地では基本的に加湿対応は不要。加湿器を設置した場合でも、稼働時間が少ないので衛生上の問題から止めている（1名）。
個別分散空調採用時の設計者の裁量	<p>① 概ね設計者が決定し、施主との合意の上で進めるという回答が最も多かった（13名）。</p> <p>② 内部発熱などの設計条件、ゾーニング等は施主と相談しながら決定し、余裕率等の各種係数、配管長補正などの機器の補正係数等は設計者が決定するという回答もあった（2名）。</p> <p>③ ZEB 設計の場合、内部発熱条件等は実際の数値を確認しながら施主と協議し、従来よりも小さな値にするような検討を行わないと、ZEB の達成は難しいとの回答があった（2名）。</p>
個別分散空調採用時の設備設計の体制	<p>① 「自社及び協力会社で実施（16名）」との回答があった。</p> <p>② 「自社及び協力会社で実施」の場合、ゾーニング、機器選定までは自社、作図、ダクト・冷媒管の選定は協力会社またはメーカーに依頼するとの回答があった（3名）。</p> <p>③ 計画段階で概算のためメーカーに機器選定を依頼することはある（ただし詳細設計は自社で行う）との回答があった（3名）。</p> <p>④ 設計工期が短い場合はメーカーに依頼することもあるが、その場合は容量が過大になる傾向にあるとの回答もあった（1名）。</p>
個別分散空調採用時の施工時仕様変更の有無	<p>① 仕様変更があるとの回答が 11 名、基本的には仕様変更なしとの回答が 6 名であった。仕様変更がある場合、サイズダウンの検討も行うとの回答があった（4名）。</p> <p>② 仕様変更がある場合の事例として、以下のような回答があった。</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ 特に商業施設においてテナント決定後に仕様変更を行う（5名）。 ・ プラン変更に伴う仕様変更（3名）。 ・ 個別式の場合、メーカーによって配管長等の補正や機器仕様が異なるた

項目	回答
	<p>め、メーカーが変更になった場合は設計変更が必要（2名）。</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ 施工時の納まり（隠ぺい型を天井カセット方に変更）や工事費の関係での仕様変更（1名）。 <p>③ 基本的には仕様変更なしの理由として、下記のような回答があった。</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ 省エネ基準適合判定をやり直すなどの手間が発生するとの例が挙げられた（2名）。 ・ ZEB 設計の場合、APF が低い機器が選定されると ZEB が達成できなくなるため、変更は望ましくないとの回答があった（1名）。
設計時や機器選定時に想定する気象条件	<p>① 建築設備設計基準に記載の気象条件を参考にするとの回答が最も多かった（11名）。個別の対応策として、以下の例が挙げられた。</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ 施主指定の条件に従う（3名） ・ 山間部等の気象条件の異なる地点では、別途気象データを確認する（3名） ・ 24時間稼働する用途（ホテルや病院等の宿泊を伴う用途）では1日の最低気温を確認する（1名） ・ 猛暑日対応のため安全率を考慮する（1名） <p>② アメダス気象データを参考にするとの回答もあった（検討中を含め4名）。</p>
寒冷地への対応方法	<p>① 寒冷地における機器選定の対応として、以下のような回答があった。</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ 寒冷地仕様の機種（EHP）を選定する（8名） ・ GHP の採用を検討する（7名） ・ 室外機の防雪対策を行う（基礎架台を高めにする、防雪フードの設置等）（6名） ・ 外気温度補正を行って機器能力を選定する（2名） ・ 外気処理を中央式にする、暖房熱源を中央式にする、ハイブリッド（電力+ガス併用）タイプを検討する（各1名） <p>② デフロストへの対応として、以下のような回答があった。</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ デフロスト発生時も運転を継続できるように系統分けや室外機の連結などで対応する（2名） ・ メーカー協力のもとデフロストの発生時間をあらかじめ調整する（1名） ・ デフロストの発生しやすい気象条件かどうかを確認した上で設計する（1名）
冷暖フリーの採用状況	<p>① 企業規模によりやや異なる傾向がみられた。</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ 大規模企業の場合、用途にもよるが冷暖フリーの採用が多いとの回答が多かった（8名）。冷暖フリーを採用する建物用途としては、事務所（テナントビル）、ホテル、病院が挙げられた。 ・ 中小規模企業では、事務所（テナントビル）、ホテル、病院での採用例はあるが（6名）、コスト面で冷暖切替を採用することが多いとの回答があった（3名）。 <p>② 方位や用途の混在など、暖冷房負荷の発生状況により冷暖フリーの採用を検討するとの回答があった（3名）。</p> <p>③ ZEB 設計の場合、省エネ基準 WEB プログラムで熱回収の効果が考慮されないことや、効率が低いこと、ミキシングロス懸念などから、冷暖切替を採用することが多いとの回答があった（5名）。熱回収時の実稼働効率を確認したいとの意見もあった（2名）。</p>
リモコンの設置位置の決定方法	<p>① リモコンの設置位置は、「室の出入口付近（7名）」、「照明リモコン近傍（6名）」との回答があった。</p> <p>② 室温センサにリモコンサーモを採用する場合は、適切な室温を計測できるように日射や冷温風が当たらない場所に設置する、発熱体近傍は避ける等の設置位置の工夫をすることであった（3名）。</p> <p>③ 執務者による設定温度変更の防止や消し忘れ防止のため、集中リモコンによる一括管理を検討するとの回答もあった（2名）。</p>
室温センサの決定方法	<p>① 室内機タイプやゾーン特性（インテリア or ペリメータ）、建物グレード等により考え方が異なるが、室温センサの採用状況は以下の通りであった。</p>

項目	回答
	<ul style="list-style-type: none"> ・ 基本はボディサーモ、状況によりリモコンサーモ、メーカーオプションの別置センサを採用（13名） ・ メーカーオプションの別置センサを採用（2名） ・ リモコンサーモの採用が多い（1名） <p>② メーカーオプションの別置センサは、室内機タイプが隠ぺい型の場合や、天井が高い場合、ペリメータゾーンの場合等、吸込み温度が室温と乖離する場合に採用される。</p> <p>③ その他の対応方法としては、以下のような回答があった。</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ ボディサーモの場合に暖房時補正を行う（1名） ・ 室内機が適切に運転できるように運用状況を確認しながら室温センサを変更する（1名）
ピークカットのための工夫	<p>① ピークカットのための工夫としては、以下のような回答があった。</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ 室外機への散水（検討のみを含め6名）、ただし水質管理が課題 ・ 室外機へのルーバー等の日除けの設置（2名） ・ ガス熱源の併用（2名） ・ デマンド制御（1名） ・ 節電モード機能（負荷の小さい時間帯に消費電力を75%に抑えるモード）の適用（1名） <p>② 室外機への散水は、水質の管理、スケール付着による劣化、スラブ面の藻の発生等の問題から、積極的には採用しないとの回答もあった（3名）。また、散水時の効率向上を定量的に把握することが難しいため、設計に反映できないとの意見もあった（1名）。</p>
中央式の熱源選定と個別分散方式の熱源選定の違い	<p>① 源選定の違いについては、以下のような回答があった。</p> <p>(ア) 中央式の場合</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ 対応エリアが建物全体なので、同時使用率を考慮できる（6名）。 ・ 実績データをベースに熱源容量を原単位（延床面積あたり 50～100 W/m²程度）で決定する（4名） <p>(イ) 個別式の場合</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ 室外機1台あたりの対応エリアが狭く、同時使用率を考慮できない（6名）。 ・ 個別式の実績データが不足しており、容量不足かどうかを把握できないので、設備容量を絞りにくい（2名）。 ・ 配管長補正や外気温度補正、顕熱比の考慮などで設備容量が大きくなる傾向にある（2名）。 ・ 室外機と室内機の容量バランスのチェックが必要（1名）。 ・ 高顕熱処理とすると設備容量を小さくできる（1名）。 <p>② 設備容量の比較については、個別式の方が大きくなるが11名、中央式の方が大きくなる場合の理由として、熱源1台あたりの容量が大きいので過剰になる（1名）、搬送ロスなどの余裕係数を考慮するため（1名）等が挙げられた。</p> <p>③ 設備容量の値についての回答が得られたものは以下の通りであるが、概ね100～200 W/m²程度との回答であった。なお、延床面積当りの設備容量の値として回答があった場合は、空調面積比0.7と仮定して空調面積あたりに換算した。</p> <p>(ア) 中央式の場合</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ 空調面積あたり 150～200 W/m²程度（2名） ・ 空調面積あたり 100～150 W/m²程度（3名） ・ 空調面積あたり 100 W/m²程度（3名） <p>(イ) 個別式の場合</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ 空調面積あたり 200 W/m²超（1名） ・ 空調面積あたり 150～200 W/m²程度（3名） ・ 空調面積あたり 100～150 W/m²程度（3名） <p>④ 個別式のメリットとして、以下のような意見があった。</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ システム構成がシンプルでコスト、維持管理面では個別式の方がよい（2名）。

項目	回答
	<ul style="list-style-type: none"> ・ 個別式は熱源が小容量でバリエーションが多いため、小規模案件でも熱源の分散設置が容易である（1名）。 ⑤ ZEB 設計に関して、以下のような回答があった。 <ul style="list-style-type: none"> ・ 搬送系の省エネ対策（変風量、変流量、台数制御、外気冷房等）が中央式の方が容易なため、ZEB 設計の場合は中央式が選択される（2名）。 ・ 搬送系の省エネ対策の工夫がないと中央式では ZEB の達成が難しく、個別式では高効率機器を選定すれば比較的省エネが図れる（1名）。
その他	<ul style="list-style-type: none"> ① 施主の環境意識について、ランニングコストよりイニシャルコストを重視する傾向にあるとの回答もあったが（1名）、近年は施主側から ZEB や省エネルギーに関する希望・相談があるとの回答もあった（5名）。 ② ZEB 設計の場合、運用実態を詳細に把握する等の手間がかかるため、設計費用に反映されるなどの対応や、竣工後の運用改善提案などのサービスにも対価が得られるような仕組みが必要、との意見があった（1名）。 ③ COVID-19 対策に関する設計の変化として、以下のような回答があった。 <ul style="list-style-type: none"> ・ 給気と排気が混合する回転式全熱交換器が使いづらくなっている（1名）。 ・ 外気風量の確保、HEPA フィルターの設置、紫外線殺菌の導入等の対策がある（2名）。ただし、個別式でどこまで対策できるかは議論が必要（1名）。 ・ 自然換気を行えるように、手動で窓を開閉できることが求められるようになった（1名）。

b. 設計方法に関する項目

b.1 最大負荷計算に関する項目

事務所、事務室の室内条件についてヒアリングした。

項目	回答
コンセント	<p>【全体の傾向】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 設計者間でのばらつきが大きい。 ■ テナントビルの場合、18～36 W/m²程度、自社ビルの場合は5～30 W/m²、ZEBの場合はさらに小発熱を目指す、施主説明のためより多くの実績値の把握が望まれている。 ■ 実際の機器を想定し積み上げる。不明な場合は10～15 W/m² <p>例) 10～15 W/m²に対し6割程度 例) 15 W/m²をベースに発熱が多い機器がある場合は加算する。 例) 建築設備設計基準の通りになっている。 例) 施主から指示が無ければ建築設備設計基準に従う。(2名) 例) 特殊な機器がなければ建築設備設計基準に従う。 例) W/m²に設計はせず、PC(200 W/台)やプリンタ(300 W/台)などの台数を加算し3～5割を見込む。</p> <p>【テナントビル】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 60 W/m²に対し6割程度(2名) ■ 60 W/m²に対し3～5割程度(2名) ■ 50 VA/m²に対し6～7割程度 ■ 40～50 W/m²(2名) ■ 30 W/m² <p>例) 小さめに設定し、不足時に追加工事に対応することもある。 例) 顧客のテナント募集のスペックに応じて設定する。</p> <p>【自社ビル】</p> <p>例) 実績に応じて提案することもある。 例) 10～15 W/m² 例) 20～30 W/m² 例) 5 W/m²</p> <p>【ZEB建物】</p> <p>例) 極限まで想定を小さくしている 例) 60 W/m²に対し6割程度(実態はさらに小さいが施主に説明できない) 例) 30 W/m²以下(実際はより小さいが、実績データが少なく設計に反映できていない)</p>
照明発熱	<p>【全体の傾向】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 実際に設置する照明を想定していることが多いが、建物や室によって求められる照度に300～700 lxの差があること、明るさ制御・タスクアンビエント照明の有無、負荷率の違いにより、照明発熱量はばらつきが大きい。 ■ LEDの採用により、10～15 W/m²程度が多く、自社ビル以外は5～20 W/m²に分布している。自社ビルやZEBでは10 W/m²以下が多い。 ■ LEDの普及により、建築設備設計基準を用いずに実際に設置する照明を想定する場合が多い。 ■ 設計照度(300～700 lx)で、照明の発熱量を設定している。 <p>【通常建物】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 10 W/m²以下(4名)、15 W/m²以上(2名) <p>【ZEB建物】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 明るさ制御・タスクアンビエント照明を考慮している。 <p>例) 300 lxの場合で6～10 W/m²、 例) アンビエント照明で2 W/m²、タスク込みで3 W/m²としているが、昼光利用を採用すればもっと下がる。 例) 各種照明制御を行うことで発熱を抑え5～7 W/m²、8～10 W/m²</p>
人体発熱	<p>【全体の傾向】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 建築設備設計基準を参考に0.15～0.20 人/m²が多い。

項目	回答
	<p>【通常建物】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ ほとんどの設計者が 0.15~0.20 人/m²を採用している (13名) <p>例) 事務室 5~8 m²/人、会議室 2~5 m²/人、ホテル又は旅館 10 m²/人、飲食店 1~3 m²/人</p> <p>【ZEB 建物】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 実際の人員密度を把握する。 <p>例) 少ない場合は、0.1 人/m²まで減らしている。</p>
外気導入量	<p>【全体の傾向】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 外気量は 25~30 m³/h が多いが、新型コロナウイルス後は、30 m³/h 以上としている企業が多い。 ■ 建築基準法では 20 m³/(h・人)、ビル管法では 30 m³/(h・人)であるため、これらを満たすように設計している。しかし、外気の CO₂ 濃度が上昇しているので、換気量を増やし、30 m³/h は必要と考えている (2名)。 <p>【通常建物】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 外気の CO₂ 濃度が上昇しているため、それに伴い換気量を増やしている (2名)。 ■ 新型コロナウイルス後は、換気量を増加させる (30 m³/h 以上)、在室人数に応じた換気量にするなどの対応が必要と考えられる。 ■ CO₂ 制御導入 (6名)、人検知 (1名)、全熱交換器+CO₂ 制御 (1名)、CO₂ 制御はコストが上昇するため採用されにくい。 (2名) <p>例) コールセンターでは換気量を増やしている。 (25 m³/h)</p> <p>【ZEB 建物】</p> <p>例) CO₂ 制御導入、しかし、新型コロナウイルスによって制御を停止している。</p>

b.2 室内機選定に関する項目

項目	回答
間欠運転係数	<p>【全体の傾向】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 各社で考え方が異なる。 ■ 建設設備設計基準 (1.05~1.1 倍) が最も多く、考慮しない企業も多い。考慮しない場合は、主に運用の予冷時間で調整する。 <p>【通常建物】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 建築設備設計基準 (1.0~1.1 を乗じる) (9名) ■ 暖房で考慮 (1社)、冷房・暖房両方で考慮 (1名)、周期非定常動的空調負荷計算法を採用しているので間欠運転係数が考慮されている (1名)、考慮しない (4名) <p>例) 考慮しない場合：経年係数や能力補償係数で余裕を見ているので考慮しない (2名)、予冷時間により対応 (2名)</p> <p>例) その他：暖房時はデフロストのための能力補正を計上する。機器が過大になるため計上しない。寒冷地は 1.2 倍の間欠運転係数を見込む場合もある。</p> <p>【ZEB 建物】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 通常建物では間欠運転係数を考慮しても、ZEB 建物では考慮しないことが多い。
室負荷潜熱	<p>【全体の傾向】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 外気と人体、すきま風 (エントランス) の潜熱を計上している企業が多い。その他、外気のみ、人体のみで考えている。機器の SHF (0.7~0.8) を用い、顕熱が処理できるかはチェックしている。 <p>【通常建物】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 外気と人体の潜熱を計上 (8名)、外気のみ (1名)、人体のみ (1名)、考慮しない (1名) ■ 機器の SHF を用い、顕熱が処理できるかをチェックしている (6名) <p>意見) 顕熱が多い室に対して全熱で選定すると能力不足になることも懸念されるが、実体が不明である。</p>

項目	回答
	<p>意見) 潜顕分離処理が理想だが、顧客にそういう認識がないと説得しづらく、採用が難しい。調湿外気処理機の採用が増えればうまくいくことを希望している。</p> <p>【ZEB 建物】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 基本的には、通常建物と同様。 <p>例) コイルシミュレーションを行い、屋内機の空気線図を描いて、装置負荷を計算し、屋外機選定に反映できることが望ましい。潜顕分離空調を検討する。外調機+高顕熱型パッケージなど。</p>
室内機の設置台数	<p>【全体の傾向】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 全熱基準で配置している企業が多いが、顕熱基準で行っている企業もある。 ■ 騒音の観点から室内機容量は7~14 kW 以下を採用している傾向がある。 <p>【通常建物】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 設定方法：全熱基準で選定(6名)、顕熱基準で選定(2名) ■ 容量設定：騒音やドラフトを考慮して、7~8 kW/台(7名)、10~14 kW/台(3名) ■ 配置間隔：50~100 m²/台(2名)、30~50 m²/台(4名)、16~18 m²/台(2名)
室負荷の余裕率	<p>【全体の傾向】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 余裕率を考慮しないから30%まで各社ばらつきがある。 <p>【通常建物】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 余裕率0%(4名)：負荷計算時に余裕を見ているので、室内機選定の際には考慮しない。 ■ 余裕率5~10%(8名)：経験的な安全率を設定している。 ■ 余裕率10~20%(1名)：近年猛暑が増加しているため。 ■ 余裕率30%(1名)：必要と思わないが、建築設備設計基準の規定に従っている。 <p>【ZEB 建物】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ ZEB を満たすためには設備容量を適切にすることが重要で、慎重に検討している。(2名) ■ 通常建物と同様(2名)
室内機タイプ	<p>【全体の傾向】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 意匠的な配慮が必要な場合は、隠ぺい型ダクト式を採用し、それ以外では、天カセを採用するが多い。 <p>【通常建物】</p> <p>例) 近年、天井レスで天井高を高くするというニーズがあり、カセット型で対応する場合もある。</p> <p>例) テナントビルでは、隠ぺい型が多い。</p> <p>【ZEB 建物】</p> <p>例) ファン動力低減のため、天井カセット型を提案している。</p>

b.3 ゾーニングに関する項目

項目	回答
ゾーニング方法	<p>【全体の傾向】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 方位・室用途で分けるとの回答が多い。ただし、冷暖フリーは方位を混在し、室外機容量を低減する。 <p>【通常建物】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 冷暖切り替え：方位・室用途で分ける。 ■ 冷暖フリー：方位を混在する(4名)、テナント想定区画ごとにまとめる(1名)、中規模オフィスではペリメータとインテリアを混在する(1名) ■ テナントビル：貸方単位が優先される。(2名) ■ 事務室と会議室は別系統(3名)、事務室と会議室は同じ系統(2名)。 ■ 直膨コイルと室内機：別系統にした方が好ましいが実際は、同一系統(1名)、別系統(1名) ■ 大部屋の千鳥配置は設計時・施工時・更新時・運用時に分かりにくいので実施しない。(2名) <p>例) 学校等では、異なる方位を組合せて一つの室外機に接続し、ピークを分散させる。</p> <p>例) 潜熱顕熱分離を考えて、外気処理系と内部負荷処理系統の屋外機を分けて、内部処理系統は高顕熱比・省エネタイプの制御を行う例がある。</p> <p>【ZEB 建物】</p> <p>例) 冷暖フリーを採用する。</p> <p>例) 東西面の窓面積率を落とし、外壁と窓の断熱性能を向上し、冷暖切り替えとする。</p>

b.4 熱源選定に関する項目

項目	回答
冷媒配管長補正、高低差補正の方法	<p>【全体の傾向】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ メーカー技術資料による企業が多い。建築設備設計基準による企業もある。 <p>【通常建物】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ メーカー技術資料(11名)：資料で高低差や配管長の補正係数を確認している。 ■ メーカー技術資料もしくは建築設備設計基準(4名)：細かく確認したい場合、配管長が長い場合にメーカー技術資料を確認する。 ■ 建築設備設計基準(3名) <p>意見) 建築設備設計基準の値で補正するとかなり過大になる。</p> <p>【ZEB 建物】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 通常建物と同様である。
熱源能力の選定方法	<p>【全体の傾向】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 最大負荷計算結果、室内機能力の合計(補正する場合もある)に意見が分かれた。 <p>【通常建物】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 最大負荷計算結果(9名) ■ 室内機と熱源の関係：最大負荷計算結果と室内機能力の合計の大きい方(1名) ■ 室内機能力の合計(3名) <p>意見) テナントビルや商業施設だと貸方基準があるため能力を下げられない。</p> <p>意見) 設計の時間が取れないため、室内機容量から選定する。</p> <p>意見) メーカーによっては負荷の高い室内機に冷媒を集中して振り分けることがないように制御するシステムがあり、室内機能力で選ぶ必要がある場合がある。</p> <p>例) 事務所では、ピークがずれないため室内機合計能力は室外機能力とほぼ一致する。</p> <p>例) 中央式では各時刻の負荷の合計値の最大値を0.8倍した値とする。</p>

項目	回答
	<p>例) 室内機容量の合計が室外機容量の 120 %程度となるように調整をしている。</p> <p>【ZEB 建物】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 最大負荷計算から選定。 <p>例) 室内機の合計容量は、室外機の 130～150 %程度。</p>
エネルギー源の選定方法	<p>【全体の傾向】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 一次エネルギー、ランニングコスト、デマンド需要顧客要望を元に検討されている。用途や熱需要の有無(給湯・厨房等)により異なるが、電力が選択される方が多い。 <p>【通常建物】</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 電力の方が多い(9名)：脱炭素や管理のしやすさで選定される。 ■ ガスが選定される事例：ピークカットや受電設備容量の制限により GHP が導入される。学校・病院・ホテルは厨房や給湯があり、まとめて契約するとガス料金単価が下がるため、GHP の方が多い。GHP のメンテナンス費用が高いことが課題である。 <p>【ZEB 建物】</p> <p>例) 電力条件や LCC で判断。</p> <p>例) コストと BEI の面で EHP を選定。</p>

(3) 稼働実態調査結果による課題の把握

i) 長期計測結果

a. 実物件におけるビル用マルチの運転状況の分析

b. 目的

実物件におけるビル用マルチエアコンの挙動を測定し、実稼働状態における課題を把握する。得られた課題は、計算モデルを用いた検討を経て、設計法等へ反映する。

c. 測定概要

c.1 測定項目

長期計測では、メンテナンスサービス用データの以下の項目を分析に用いる。測定間隔は1時間とする。

- ・ 室外機：消費電力、能力、I N V回転数、室外E V開度、外気温度等
- ・ 室内機：設定温度、吸込温度、室内液管温度、室内ガス管温度、リモコン設定温度、室内E V開度、運転/停止状況、サーモオン/オフ状況等

c.2 測定対象物件

長期計測の測定対象物件を表 1.2.3.27 に示す。同表中に各物件の測定期間を示す。

表 1.2.3.27 長期計測の測定対象物件

物件	所在地	用途	階	測定対象 系統数	測定期間	備考
Nビル	東京都 大田区	事務所	1～8F	15	2020/8/1～ 2021/9/30	外気処理は冷暖同時機と加湿ありタイプ外気処理エアコンで共用部等室内機と同一系統に接続。
Oビル	東京都 北区	事務所	1～6F	22	2021/4/1～ 2022/4/20	
Tビル	東京都 板橋区	事務所	2F	1	2020/9/1～ 2021/9/30	ビル自体は3F建て。
Fビル	東京都 千代田区	事務所	2～7F	18	2019/7/10～ 2022/4/19	短期計測物件。外気処理は専用のデシカントタイプの外気処理機。
Gビル	東京都 千代田区	事務所	3, 9～11F	4	2021/5/1～ 2022/4/19	短期計測物件。外気処理は冷暖同時機と直膨コイル付き全熱交換器で室負荷処理用室内機と同一系統に接続。
Wビル	東京都 新宿区	サーバー室		2	2020/11/1～ 2022/4/20	サーバー室
B病院	東京都 練馬区	病院	1～6F	15	2020/10/2～ 2021/9/30	
S施設	神奈川県 秦野市	福祉施設	1～2F	11	2020/9/24～ 2021/9/30	
H店	東京都 中央区	物販店舗	1～4F	4	2021/2/10～ 2022/4/19	冷暖同時機含む、ビル自体は10F建1～2階外気処理は外気処理専用の冷暖切替機と加湿ありタイプ外気処理エアコン。 3～4階外気処理は冷暖同時機と加湿ありタイプ外気処理エアコンで室負荷処理用室内機と同一系統に接続。
I店	東京都 中央区	飲食店舗	1～5F	6	2021/1/10～ 2022/4/20	外気処理エアコン1系統、店舗・オフィス用マルチエアコン5系統。

c.3 測定対象室外機の仕様

測定対象とした室外機の冷房・暖房の定格能力の分布を図 1.2.3.76、定格 COP の分布を図 1.2.3.77 に示す。また、測定対象室外機の仕様一覧を表 1.2.3.28 に示す。

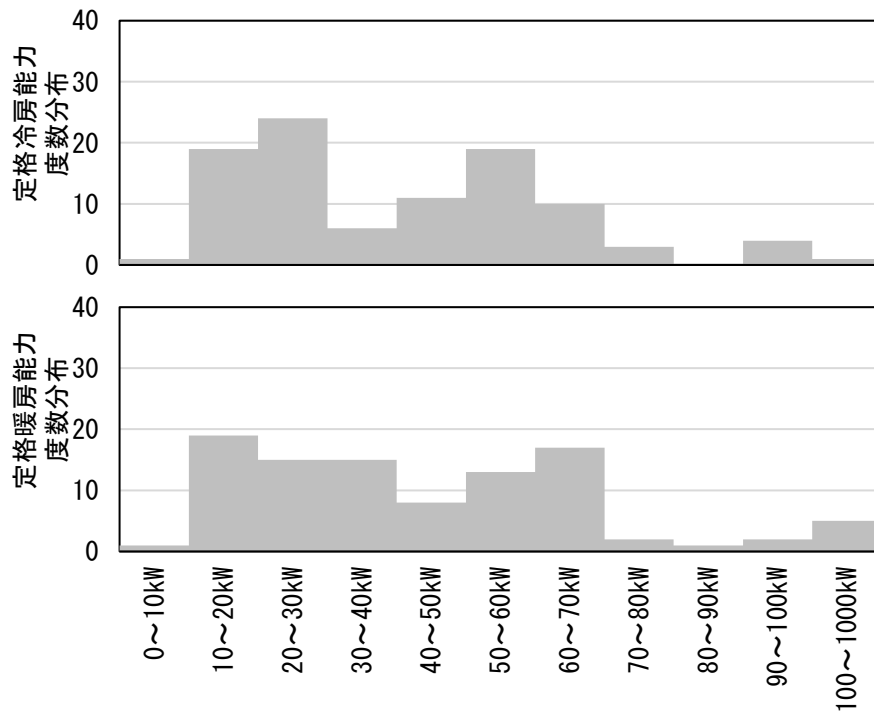


図 1.2.3.76 測定対象室外機の定格能力

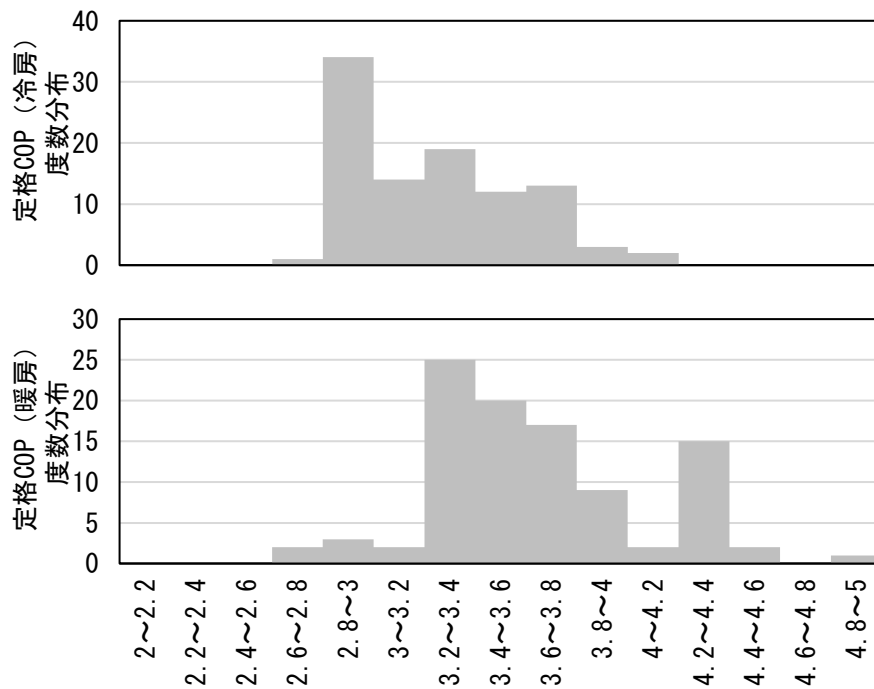


図 1.2.3.77 測定対象室外機の定格 COP

表 1.2.3.28 測定対象室外機の仕様一覧

物件	室外機	室用途	定格冷房能力 [kW]	定格暖房能力 [kW]	冷房定格消費電力 [kW]	暖房定格消費電力 [kW]	冷房 COP	暖房 COP	冷暖同時機	室内機数
Nビル	N_01-1	中央管理室	14	16	3.71	3.73	3.77	4.29		1
Nビル	N_02-1	共用部	56	63	17.5	21.5	3.20	2.93		5
Nビル	N_02-2	会議室 (応接室)	28	31.5	9.55	9.78	2.93	3.22		4
Nビル	N_03-1	事務室・共用部	56	60	18.4	17.1	3.04	3.51	○	6
Nビル	N_03-2	事務室	40	45	13.4	13.1	2.99	3.44	○	4
Nビル	N_04-1	事務室・共用部	56	60	18.4	17.1	3.04	3.51	○	6
Nビル	N_04-2	事務室	40	45	13.4	13.1	2.99	3.44	○	4
Nビル	N_05-1	事務室・共用部	56	60	18.4	17.1	3.04	3.51	○	6
Nビル	N_05-2	事務室	40	45	13.4	13.1	2.99	3.44	○	4
Nビル	N_06-1	事務室・共用部	56	60	18.4	17.1	3.04	3.51	○	6
Nビル	N_06-2	事務室	40	45	13.4	13.1	2.99	3.44	○	4
Nビル	N_07-1	事務室・共用部	56	60	18.4	17.1	3.04	3.51	○	6
Nビル	N_07-2	事務室	40	45	13.4	13.1	2.99	3.44	○	4
Nビル	N_08-1	事務室・共用部	50	56	15	15.4	3.33	3.64	○	10
Nビル	N_09-1	事務室・共用部	50	56	15	15.4	3.33	3.64	○	8
0ビル	0_01-1	廊下・風除室	14	16	3.71	3.73	3.77	4.29		2
0ビル	0_02-1	会議室・休憩室・ロッカー室・仮眠室等	77.5	90	23.1	29.5	3.35	3.05		10
0ビル	0_02-2	事務室・サーバー室	50	56	17.4	15.8	2.87	3.54		8
0ビル	0_02-3		5.6	6.3	1.89	1.74	2.96	3.62		1
0ビル	0_02-4		16	18	4.47	4.44	3.58	4.05		2
0ビル	0_02-5	廊下・エレベーターホール	14	16	3.71	3.73	3.77	4.29		2
0ビル	0_03-1	会議室・仮眠室等	61.5	69	22.1	25.9	2.78	2.66		9
0ビル	0_03-2	ロッカー室等	22.4	25	6.39	6.26	3.51	3.99		2
0ビル	0_03-3	事務室	67	77.5	19.9	27.1	3.37	2.86		11

物件	室外機	室用途	定格冷房能力 [kW]	定格暖房能力 [kW]	冷房定格消費電力 [kW]	暖房定格消費電力 [kW]	冷房 COP	暖房 COP	冷暖同時機	室内機数
0ビル	0_03-4	廊下・エレベーターホール	14	16	3.71	3.73	3.77	4.29		2
0ビル	0_04-1	応接室・仮眠室・更衣室等	56	63	17.5	21.5	3.20	2.93		7
0ビル	0_04-2	ロッカー室・仮眠室等	50	56	17.4	15.8	2.87	3.54		6
0ビル	0_04-3		45	50	13.7	15.2	3.28	3.29		7
0ビル	0_04-4	廊下・エレベーターホール	14	16	3.71	3.73	3.77	4.29		2
0ビル	0_05-1		73	82.5	22.9	25.5	3.19	3.24		10
0ビル	0_05-2		50	56	17.4	15.8	2.87	3.54		8
0ビル	0_05-3		40	45	11.9	13.8	3.36	3.26		7
0ビル	0_05-4	廊下・エレベーターホール	14	16	3.71	3.73	3.77	4.29		2
0ビル	0_06-1		50	56	17.4	15.8	2.87	3.54		7
0ビル	0_06-2		50	56	17.4	15.8	2.87	3.54		6
0ビル	0_06-3		50	56	17.4	15.8	2.87	3.54		7
0ビル	0_06-4	廊下・エレベーターホール	14	16	3.71	3.73	3.77	4.29		2
Tビル	T_02-1	事務室・役員室等	118	132	39.6	43	2.98	3.07		16
Fビル	F_02-1	事務室	61.5	69	21.9	20.4	2.81	3.38	○	8
Fビル	F_02-2	事務室	22.4	25	6.59	6.7	3.40	3.73	○	3
Fビル	F_02-3	事務室	33.5	37.5	11.9	11.1	2.82	3.38	○	5
Fビル	F_03-1	事務室	61.5	69	21.9	20.4	2.81	3.38	○	8
Fビル	F_03-2	事務室	22.4	25	6.59	6.7	3.40	3.73	○	3
Fビル	F_03-3	事務室	33.5	37.5	11.9	11.1	2.82	3.38	○	5
Fビル	F_04-1	事務室	61.5	69	21.9	20.4	2.81	3.38	○	8
Fビル	F_04-2	事務室	22.4	25	6.59	6.7	3.40	3.73	○	3
Fビル	F_04-3	事務室	33.5	37.5	11.9	11.1	2.82	3.38	○	5
Fビル	F_05-1	事務室	61.5	69	21.9	20.4	2.81	3.38	○	8
Fビル	F_05-2	事務室	22.4	25	6.59	6.7	3.40	3.73	○	3
Fビル	F_05-3	事務室	33.5	37.5	11.9	11.1	2.82	3.38	○	5
Fビル	F_06-1	事務室	61.5	69	21.9	20.4	2.81	3.38	○	8
Fビル	F_06-2	事務室	22.4	25	6.59	6.7	3.40	3.73	○	3
Fビル	F_06-3	事務室	33.5	37.5	11.9	11.1	2.82	3.38	○	5
Fビル	F_07-1	事務室	61.5	69	21.9	20.4	2.81	3.38	○	8
Fビル	F_07-2	事務室	22.4	25	6.59	6.7	3.40	3.73	○	3
Fビル	F_07-3	事務室	33.5	37.5	11.9	11.1	2.82	3.38	○	5
Gビル	G_03-1	事務室	90	100	29	31	3.10	3.23	○	14
Gビル	G_09-1	事務室	90	100	29	31	3.10	3.23	○	14
Gビル	G_10-1	事務室	90	100	29	31	3.10	3.23	○	14
Gビル	G_11-1	事務室	95	106	32.9	32.4	2.89	3.27	○	14
Wビル	W_30-1	サーバー室	14	16	3.64	3.67	3.85	4.36		1
Wビル	W_30-2	サーバー室	14	16	3.64	3.67	3.85	4.36		1
B病院	B_01_1	検査室	10	11.2	2.92	3.43	3.42	3.27		1
B病院	B_01_2	待合室等	56	63	19.2	17.7	2.92	3.56		9
B病院	B_01_3	診察室等	16	18	4.31	4.02	3.71	4.48		4
B病院	B_01_4	薬局・事務室等	28	31.5	8.07	8.33	3.47	3.78		6
B病院	B_01_5	処置室・X線室	14	16	3.48	3.31	4.02	4.83		2
B病院	B_02-1	診察室・廊下等	40	45	12.5	11.3	3.20	3.98		5
B病院	B_02-2	分娩室・新生児室等	45	50	14.4	12.9	3.13	3.88		8
B病院	B_02-3	手術室・廊下等	45	50	14.4	12.9	3.13	3.88		10
B病院	B_03-1	病室・廊下	28	31.5	8.07	8.33	3.47	3.78		6
B病院	B_03-2	病室・廊下等	22.4	25	5.63	6.05	3.98	4.13		6

物件	室外機	室用途	定格冷房能力 [kW]	定格暖房能力 [kW]	冷房定格消費電力 [kW]	暖房定格消費電力 [kW]	冷房 COP	暖房 COP	冷暖同時機	室内機数
B 病院	B_03-3	病室・廊下	28	31.5	8.07	8.33	3.47	3.78		7
B 病院	B_04-1	病室・院長室・廊下等	50	56	16.5	15.8	3.03	3.54		12
B 病院	B_04-2	病室・廊下	28	31.5	8.07	8.33	3.47	3.78		7
B 病院	B_05-1	食堂等	56	63	19.2	17.7	2.92	3.56		5
B 病院	B_06-1	住宅	40	45	12.5	11.3	3.20	3.98		6
S 施設	S_01-1	面談室・診察室等	28	31.5	9.55	9.78	2.93	3.22		8
S 施設	S_01-2	静養室・医務室リネン室等	28	31.5	9.55	9.78	2.93	3.22		6
S 施設	S_01-3	指導員室	14	16	3.71	3.73	3.77	4.29		2
S 施設	S_01-4	食堂	22.4	25	6.39	6.26	3.51	3.99		2
S 施設	S_01-5	玄関ホール・廊下	22.4	25	6.39	6.26	3.51	3.99		6
S 施設	S_02-1		28	31.5	9.55	9.78	2.93	3.22		4
S 施設	S_02-2		22.4	25	6.39	6.26	3.51	3.99		4
S 施設	S_02-3		28	31.5	9.55	9.78	2.93	3.22		5
S 施設	S_02-4		14	16	3.71	3.73	3.77	4.29		5
S 施設	S_02-5		14	16	3.71	3.73	3.77	4.29		2
S 施設	S_02-6	リビング・廊下	22.4	25	6.39	6.26	3.51	3.99		7
H 店	H_02-1	1階事務室・2階物販店舗・2階応接室・2階空調機械室等	77.5	90	22.8	24.6	3.40	3.66	○	6
H 店	H_0A-1	2階外気処理エアコン	22.4	25	5.41	5.82	4.14	4.30		1
H 店	H_03-1	3階物販店舗・厨房・ロッカー室・外気処理エアコン等	67	77.5	19.7	21.4	3.40	3.62	○	6
H 店	H_04-1	4階物販店舗・会議室・倉庫・外気処理エアコン等	50	56	14.9	15.6	3.36	3.59	○	6
I 店	I_01-1		14	16	4.22	3.67	3.32	4.36		3
I 店	I_02-1	客席・厨房	20	22.4	6.51	6.02	3.07	3.72		3
I 店	I_03-1		20	22.4	6.51	6.02	3.07	3.72		3
I 店	I_04-1		12.5	14	3.38	3.11	3.70	4.50		4
I 店	I_05-1	事務室・応接室	10	11.2	2.73	2.6	3.66	4.31		2
I 店	I_0A-1	1~4階外気処理	61.5	69	21.8	25.7	2.82	2.68		4

※室用途は、図面情報に基づき、一般的な表現としたもの。空欄の箇所は、図面に明記がなかったもの等。

d. 集計方法

d.1 負荷率

負荷率は、冷房時、暖房時について、それぞれ、能力を定格冷房能力、定格暖房能力で除して求める。能力は、測定間隔（1時間）の平均の冷房能力、積算暖房能力、または、瞬時の冷房能力、暖房能力を用いる。期間の平均の負荷率は、負荷率の期間平均について、冷房運転時、暖房運転時について、それぞれ、平均を取ったものとする。

d.2 集計期間

集計期間は、1年とする。各測定対象物件の集計期間を表 1.2.3.29 に示す。

表 1.2.3.29 測定対象物件の集計期間

物件	用途	測定期間	集計期間
Nビル	事務所	2020/8/1～2021/9/30	2020/10/1～2021/9/30
Oビル	事務所	2021/4/1～2022/4/20	2021/4/1～2022/3/31
Tビル	事務所	2020/9/1～2021/9/30	2020/10/1～2021/9/30
Fビル	事務所	2019/7/10～2022/4/19	2021/4/1～2022/3/31
Gビル	事務所	2021/5/1～2022/4/19	2021/5/1～2022/4/18
Wビル	サーバー室	2020/11/1～2022/4/20	2021/4/1～2022/3/31
B病院	病院	2020/10/2～2022/4/19	2021/4/1～2022/3/31
S施設	福祉施設	2020/9/24～2021/9/30	2020/10/1～2021/9/30
H店	物販店舗	2021/2/10～2022/4/19	2021/4/1～2022/3/31
I店	飲食店舗	2021/1/10～2022/4/20	2021/4/1～2022/3/31

e. 測定結果

e.1 期間集計結果

e.1.1 期間平均負荷率

測定対象の全室外機の冷房時、暖房時それぞれの負荷率の期間平均値を図 1.2.3.78、図 1.2.3.79 に示す。いずれの物件でも、冷房、暖房ともに期間平均負荷率 0.1～0.2(10～20 %)程度に多く分布し、全体的に低負荷での運転が多いことが確認される。中には負荷率が高い物件もあり、O ビル（事務所）、H 店（物販店舗）、I 店(飲食店舗) では、他の物件よりも負荷率が高い室外機がある。特に O ビルにおいて、冷房の期間平均負荷率が 0.7(70 %)を超える室外機も確認される。

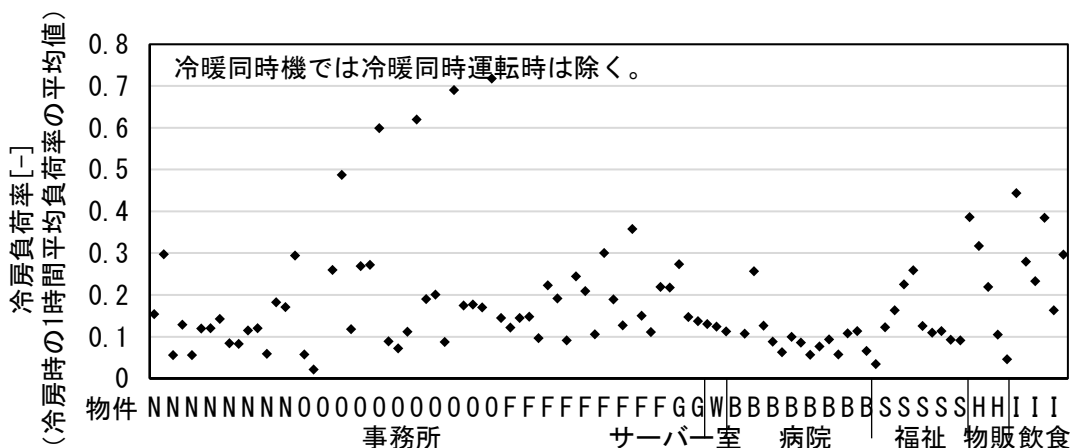


図 1.2.3.78 負荷率の期間平均値（冷房）

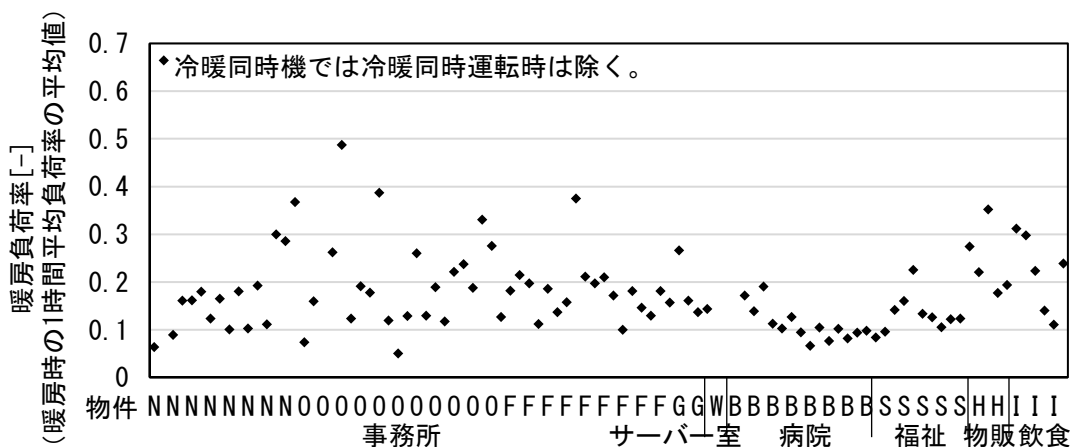


図 1.2.3.79 負荷率の期間平均値（暖房）

e.1.2 期間効率、期間 COP 比

測定対象の全室外機の期間の能力と消費電力量より求めた冷房、暖房の期間効率を図 1.2.3.80、図 1.2.3.81、期間効率を定格 COP で除した冷房、暖房の期間 COP 比を図 1.2.3.82、図 1.2.3.83 に示す。期間効率および期間 COP 比は、暖房より冷房で高めの室外機が多い。暖房では、期間 COP 比が 1 未満の物件が多くを占める。

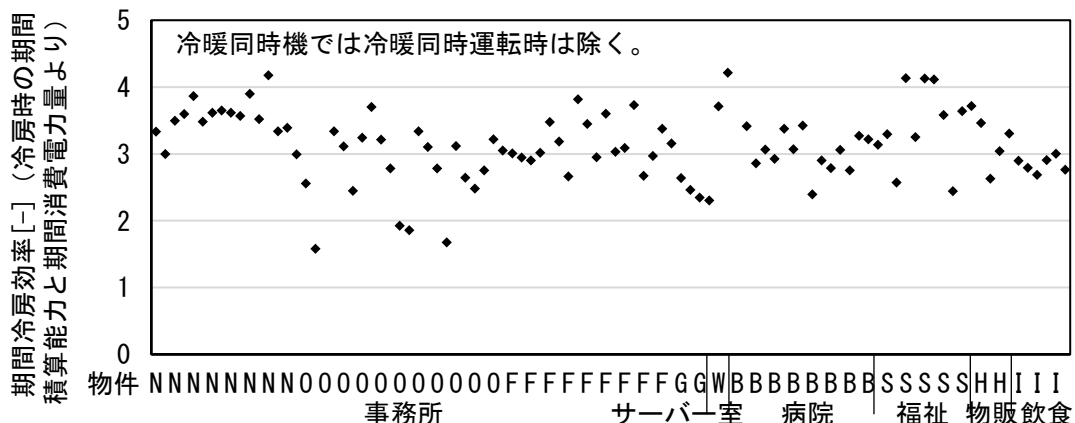


図 1.2.3.80 期間効率 (冷房)

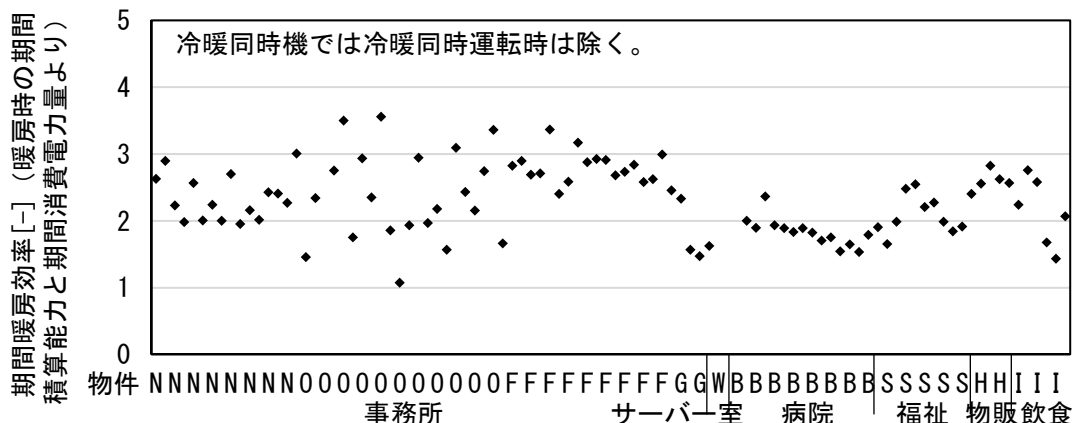


図 1.2.3.81 期間効率 (暖房)

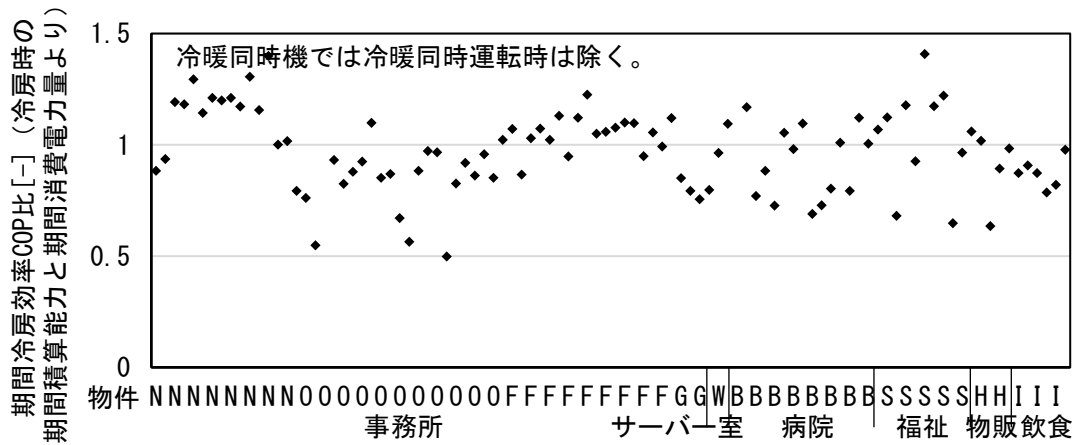


図 1.2.3.82 期間 COP 比 (冷房)

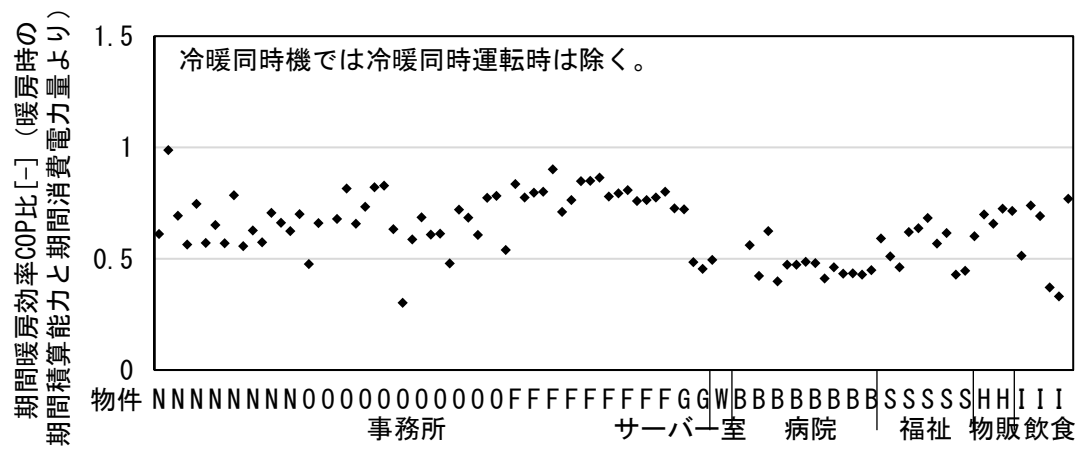


図 1.2.3.83 期間 COP 比 (暖房)

e.1.3 負荷率の発生状況

測定対象の全室外機の冷房期間、暖房期間の負荷率の発生状況を図 1.2.3.84、図 1.2.3.85 に示す。冷房期間、暖房期間とも、低い負荷率での運転が長時間発生している。特徴的な負荷率の室外機系統が見られ、冷房では、O ビルの廊下等の共用部の室外機系統、S 施設の廊下等の共用部の室外機系統等の負荷率が高い。W ビルのサーバー室では、低負荷の冷房需要が長時間発生している。暖房では、N ビルの共用部の空調を行う室外機系統や、外気処理を含む室外機系統等の負荷率が高い。宿泊用の個室の多い B 病院や S 施設では、負荷が生じる時間が長い。

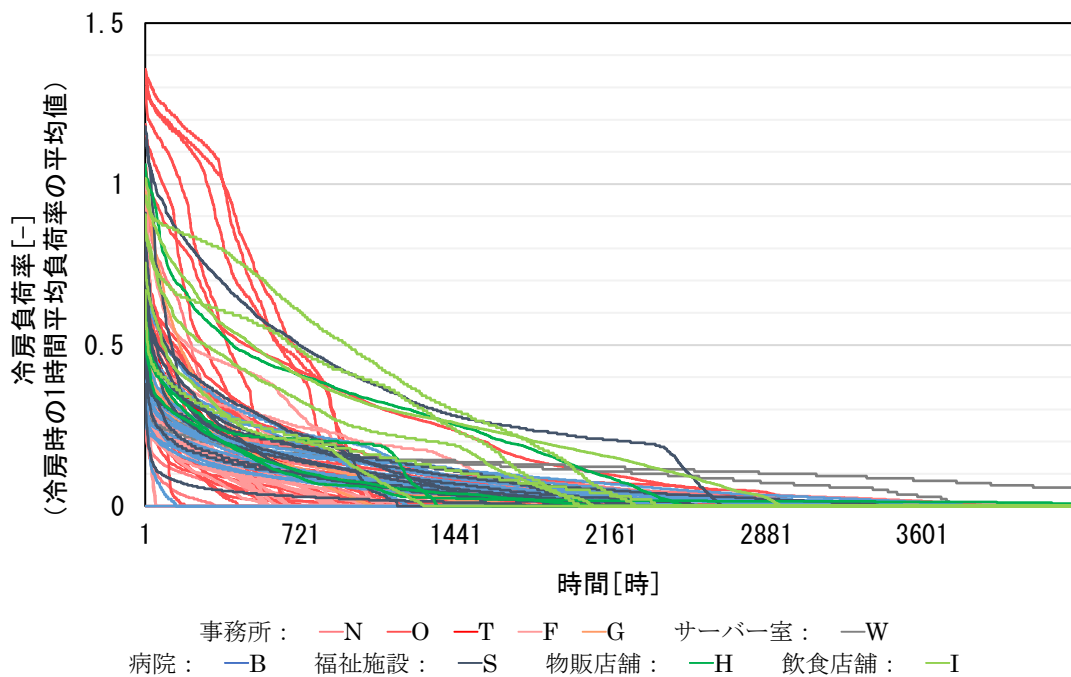


図 1.2.3.84 冷房期間の負荷率の発生状況

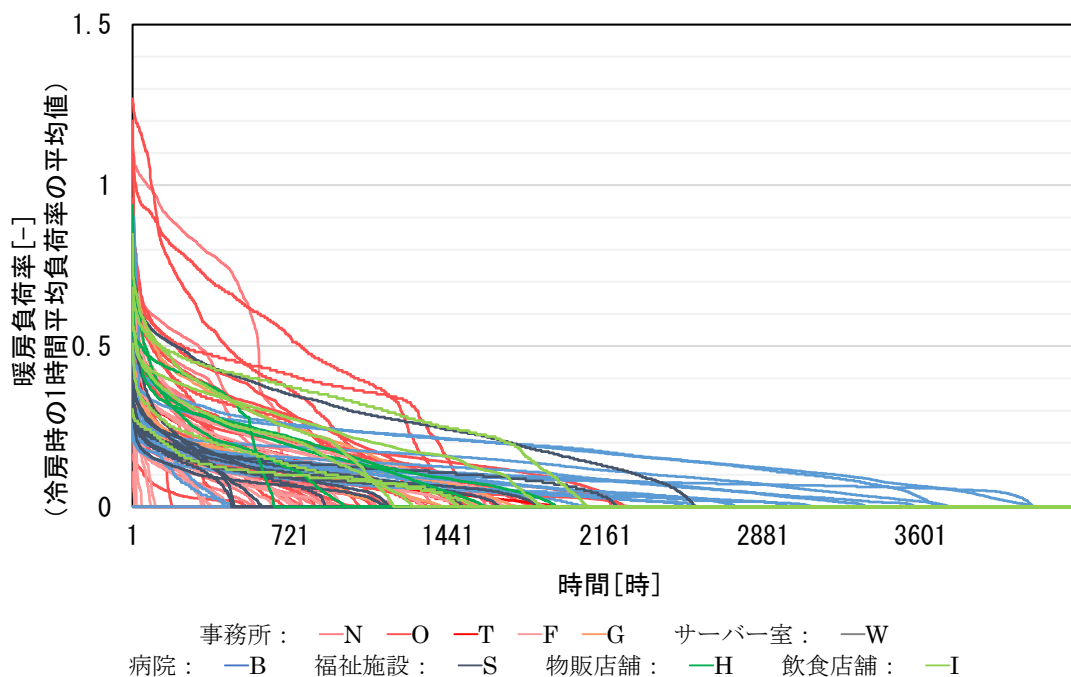


図 1.2.3.85 暖房期間の負荷率の発生状況

e.1.4 冷房、暖房の期間積算能力の比較

測定対象の全室外機の期間積算の冷房能力、暖房能力の比較結果を図 1.2.3.86 に示す。W ビルは、内部発熱が大きいと考えられるサーバー室の空調機を測定対象としており、冷房処理熱量のみ発生しており、暖房の需要は発生しない。一般に事務所用途の建物では内部発熱が大きく冷房負荷が支配的であると言われるが、測定対象の事務所用途の物件 (N、O、T、F、G ビル) では、暖房も冷房と同程度の処理熱量が発生しており、一部では期間積算暖房能力の方が高い室外機もある。測定対象の物件が中小規模の建物を中心であることが影響していると推察される。外気に面接した宿泊用の個室の多い B 病院や S 施設では、冷房と暖房の負荷の両方が発生している。B 病院で目立って暖房処理熱量が大きいのは、室外機 B-01_2 で、1 階待合室等の室外機系統である。同物件の中では定格能力の大きい室外機で、受け持つ床面積が大きめであることに加え、1 階待合室の開放的な空間で外皮負荷が大きいと推察されること、風除室を担う室外機系統ではないものの、その付近の受付の空調を行うために外気の影響が多少発生する可能性があることなどが影響していると考えられる。

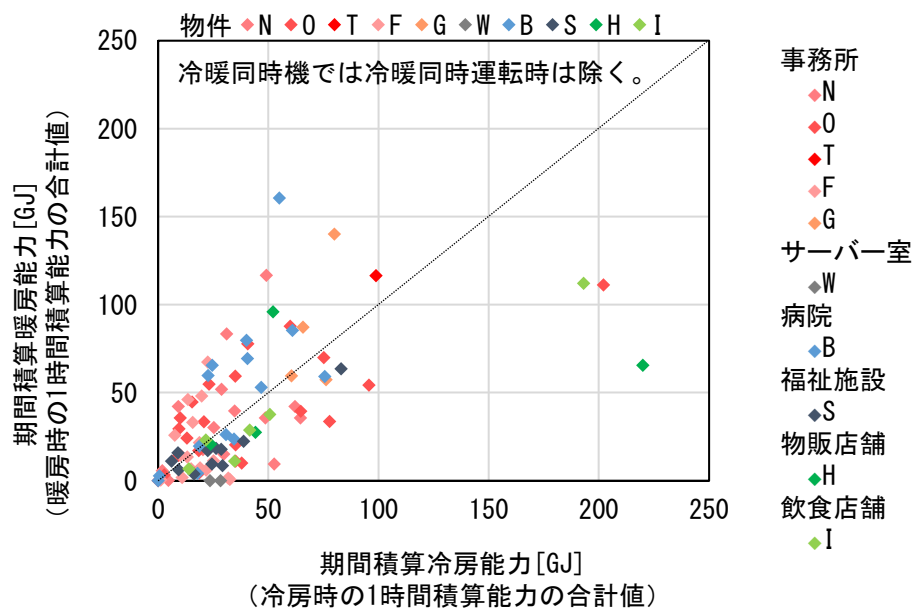


図 1.2.3.86 冷房、暖房の期間積算能力の比較

e.1.5 冷房、暖房の期間平均負荷率の比較

測定対象の全室外機の冷房、暖房の負荷率の期間平均値の比較結果を図 1.2.3.87 に示す。冷房、暖房のいずれも期間平均負荷率 0.3 %未満の室外機が多い。一方で、冷房のみ、あるいは、暖房のみの期間平均負荷率が高い室外機も存在する。

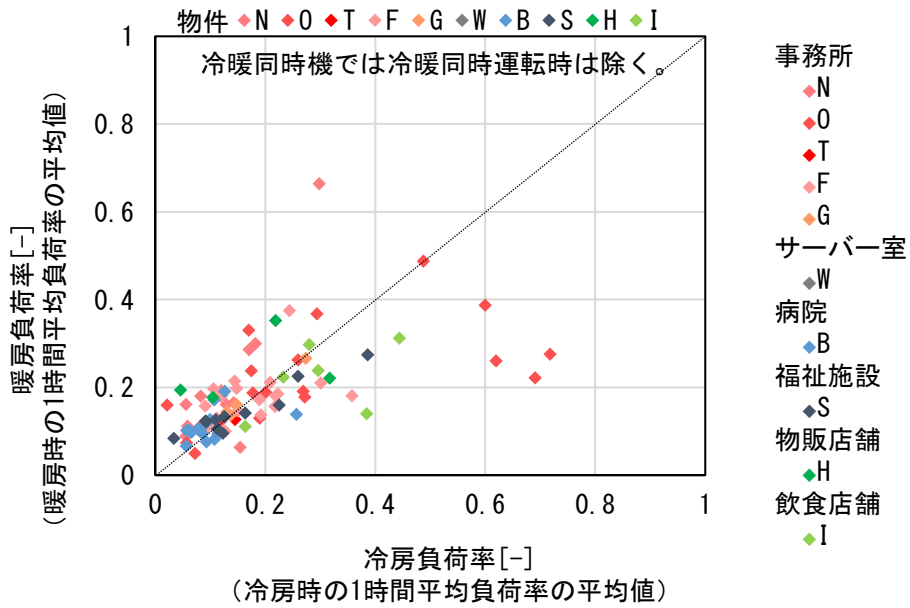


図 1.2.3.87 冷房、暖房の期間平均負荷率の比較

e.1.6 冷房、暖房の期間効率、期間 COP 比の比較

測定対象の全室外機の冷房、暖房の期間効率の比較結果を図 1.2.3.88、期間 COP 比の比較結果を図 1.2.3.89 に示す。期間効率、期間 COP 比ともに、暖房より冷房で高い傾向がある。宿泊用の個室の多い B 病院や S 施設で、冷房の効率が極めて高い。

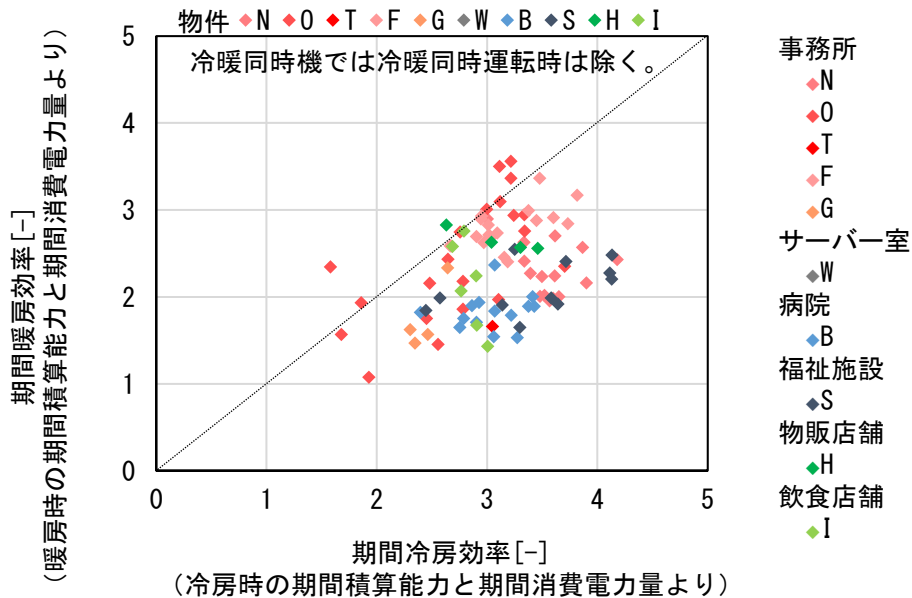


図 1.2.3.88 冷房、暖房の期間効率の比較

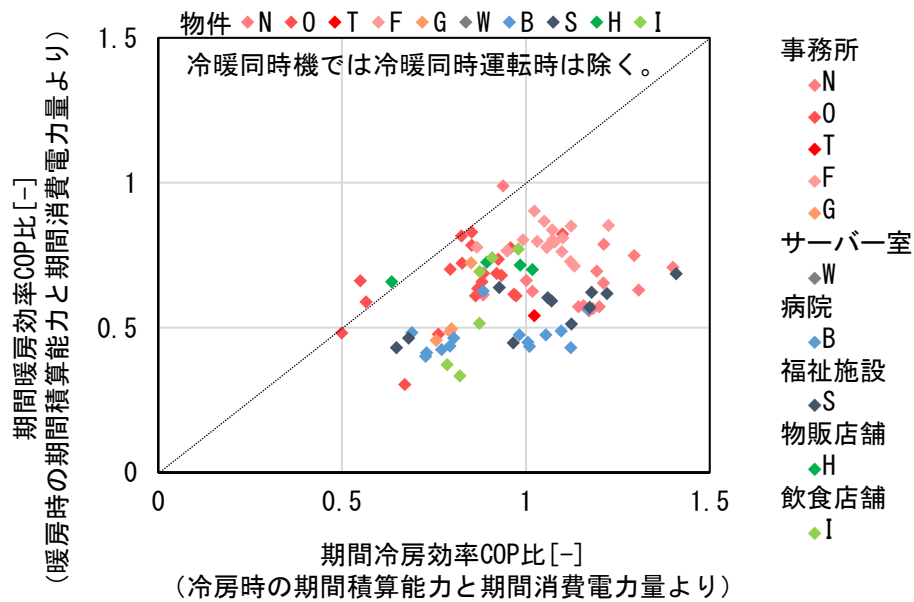


図 1.2.3.89 冷房、暖房の期間 COP 比の比較

e.1.7 冷房運転時、暖房運転時の平均外気温度比較

測定対象の全室外機の冷房運転時、暖房運転時の平均外気温度の比較結果を図 1.2.3.90 に示す。定格能力や定格消費電力の外気温度の測定条件（冷房：35 °CDB、暖房 7 °CDB）と比較すると、冷房では全ての室外機で実測の平均外気温度の方が低く、暖房では定格能力の測定条件と同程度か多少高い物件が多い。宿泊用の個室の多い B 病院や S 施設で、外気温度が低めであるが、夜間の外気温度の低い時間の冷房使用の影響と推察される。

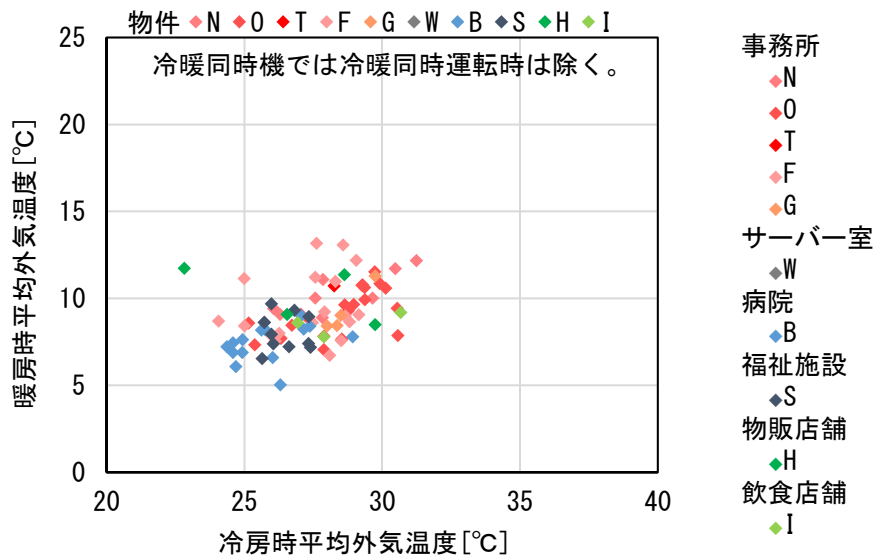


図 1.2.3.90 冷房運転時、暖房運転時の平均外気温度

e.1.8 冷房運転時の外気温度平均値と期間効率

測定対象の全室外機の冷房運転時の平均外気温度と期間効率の関係を図 1.2.3.91 に示す。物件 W のサーバー室では、1 年を通して冷房需要があり、平均外気温度は低く、冷房効率は比較的高めとなっている。物件 H にもサーバー室を含む室外機系統が 1 系統あり、平均外気温度が低くなっている。

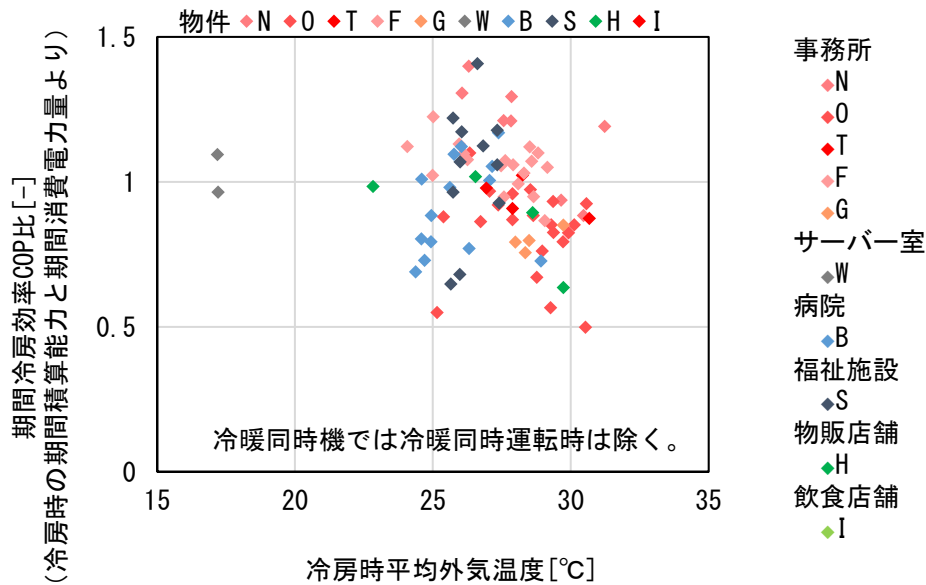


図 1.2.3.91 冷房運転時の外気温度平均値と期間効率

e.1.9 冷房の平均負荷率の期間平均値と期間効率

測定対象の全室外機の冷房の 1 時間の平均負荷率の期間平均値と期間効率の関係を図 1.2.3.92 に示す。負荷率が低い範囲で効率のばらつきが大きい。数は多くないが、負荷率が高い範囲では効率が安定する。負荷率が低い範囲で効率は、夜間の運転が多く発生するといった用途の影響を受けると推察される。事務所ビルでは、N ビルの傾向が他のビルと異なる。N ビルの室外機は更新用高効率モデル、更新用冷暖同時機、更新用でない冷暖同時機であり、N ビル中でも更新用でない冷暖同時機で低負荷時の効率が高い。なお、更新用高効率モデルは O ビル、T ビル、S 施設でも採用されている。

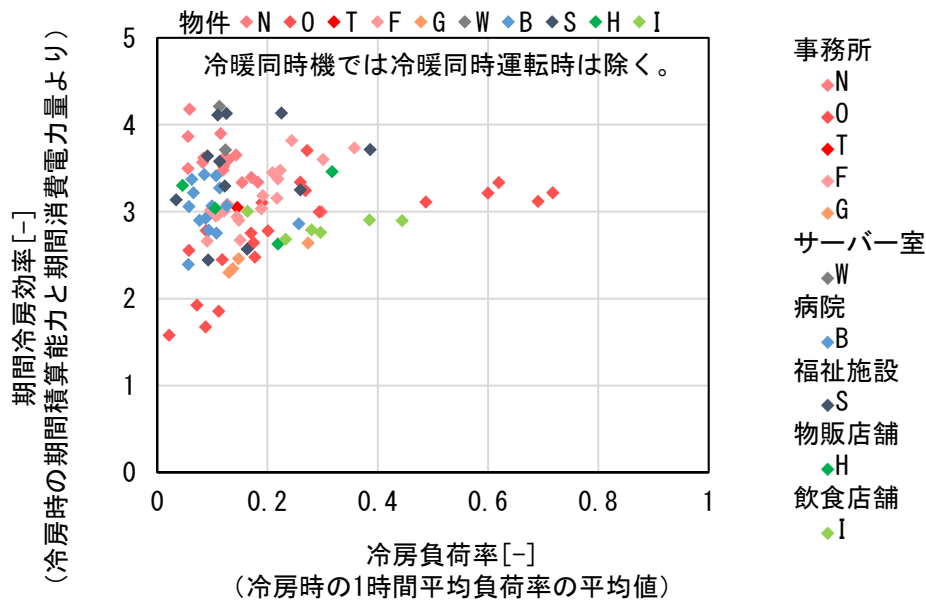


図 1.2.3.92 冷房の平均負荷率の期間平均値と期間効率

e.1.10 冷房の瞬時負荷率の期間平均値と期間効率

測定対象の全室外機の冷房の1時間のいずれかの時点での瞬時の負荷率の期間平均値と期間効率の関係を図 1.2.3.93 に示す。負荷率が低い範囲で効率が低く、中程度ではばらつきが大きく効率の良い室外機も見られ、負荷率が高い範囲では効率が安定する。横軸を1時間の平均負荷率の期間平均値とした図 1.2.3.92 では、負荷率0.2 (20%) 未満の低負荷に多く分布していたが、そのうち、高い効率の室外機は、瞬時の負荷率では0.2~0.4 (20~40%) 付近に分布している。平均負荷率が低い場合に、低い負荷率で運転を継続するか、中程度の負荷率で発停を行うかが、期間効率に影響する可能性がある。

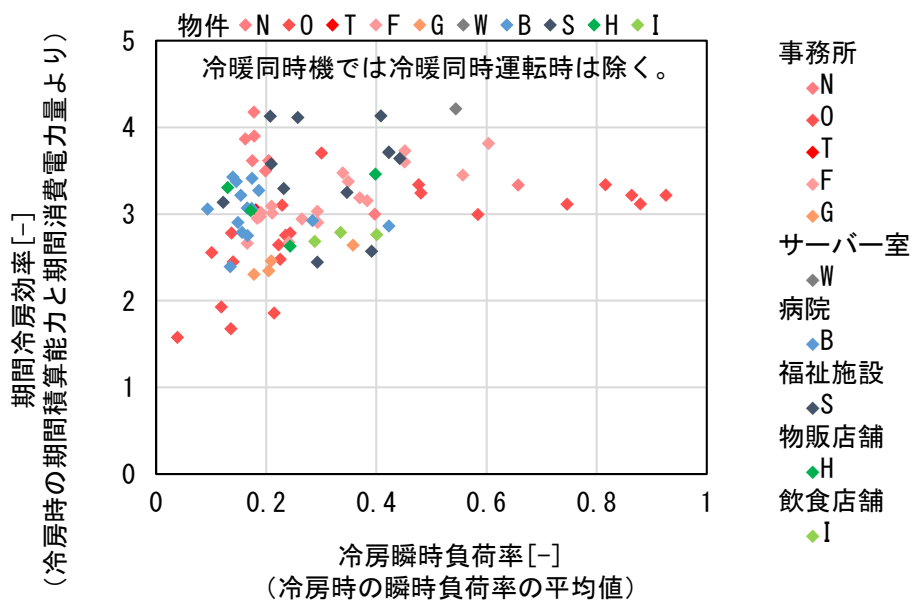


図 1.2.3.93 冷房の瞬時負荷率の期間平均値と期間効率

e.1.11 暖房運転時の外気温度平均値と期間効率

測定対象の全室外機の暖房運転時の平均外気温度と期間効率の関係を図 1.2.3.94 に示す。宿泊用の個室の多い B 病院や S 施設で、外気温度や効率が低めであるが、夜間の外気温度が低い時間にも暖房を行う影響と推察される。

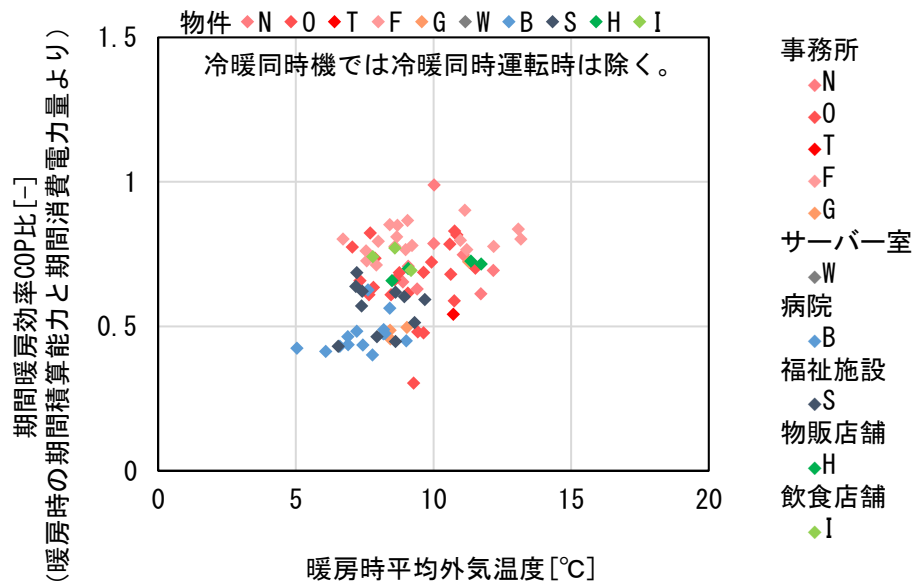


図 1.2.3.94 暖房運転時の外気温度平均値と期間効率

e.1.12 暖房の平均負荷率、瞬時負荷率の期間平均値と期間効率

測定対象の全室外機の暖房の 1 時間の平均負荷率の期間平均値と期間効率の関係を図 1.2.3.95、暖房の 1 時間のいずれかの時点での瞬時の負荷率の期間平均値と期間効率の関係を図 1.2.3.96 に示す。

暖房では、負荷率を 1 時間の平均値とした場合と瞬時値とした場合のいずれでも、負荷率が低い室外機において期間効率が低下する傾向が冷房よりも顕著である。

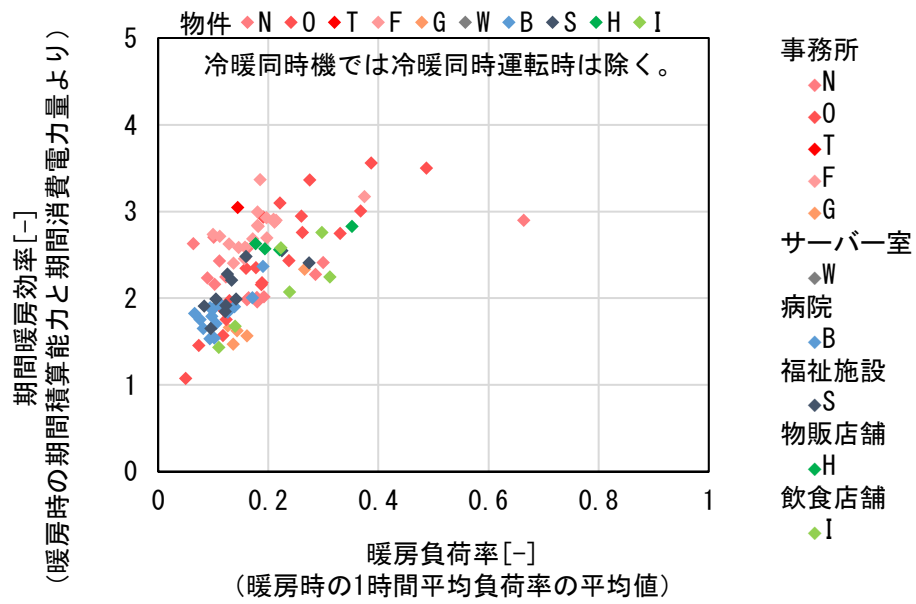


図 1.2.3.95 暖房の負荷率の期間平均値と期間効率

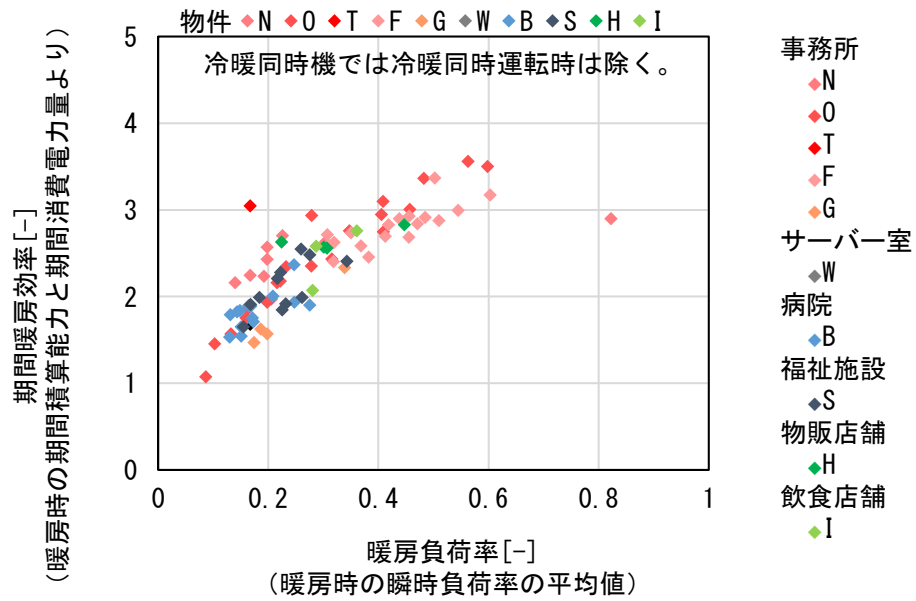


図 1.2.3.96 暖房の瞬時の負荷率の期間平均値と期間効率

e.2 室外機効率の分析結果

e.2.1 負荷率の異なる室外機系統の冷房効率

事務用途のテナントビルである G ビルについて、対象期間の冷房時の負荷率と効率の関係を室外機 G_03-1 は図 1.2.3.97、室外機 G_11-1 は図 1.2.3.98 に示す。1 時間平均の負荷率と効率は、1 時間の積算能力と消費電力量より求めた。瞬時の負荷率と効率は、1 時間の内のいずれかの時点での瞬時の能力と消費電力より求めた。

室外機 G_03-1 (図 1.2.3.97) は、同物件の他の室外機系統と比較し、負荷率が高い時間帯が長い。低負荷で低効率の領域での運転が比較的少なく、同物件の中では運転効率は高めである。一方、負荷が高く効率が低下する領域での運転が見られる。

室外機 G_11-1 (図 1.2.3.98) は、負荷率が低い状態での運転時間が長い。それに伴い、低効率の領域での運転も長時間発生している。

負荷率の向上による効率改善がエネルギー削減につながると期待される。ただし、特にテナントビルでは、様々なテナントに対応できるように設備容量を大きめとする傾向があり、実使用時の負荷の予測も難しい。このような課題の改善に向けた議論が必要である。

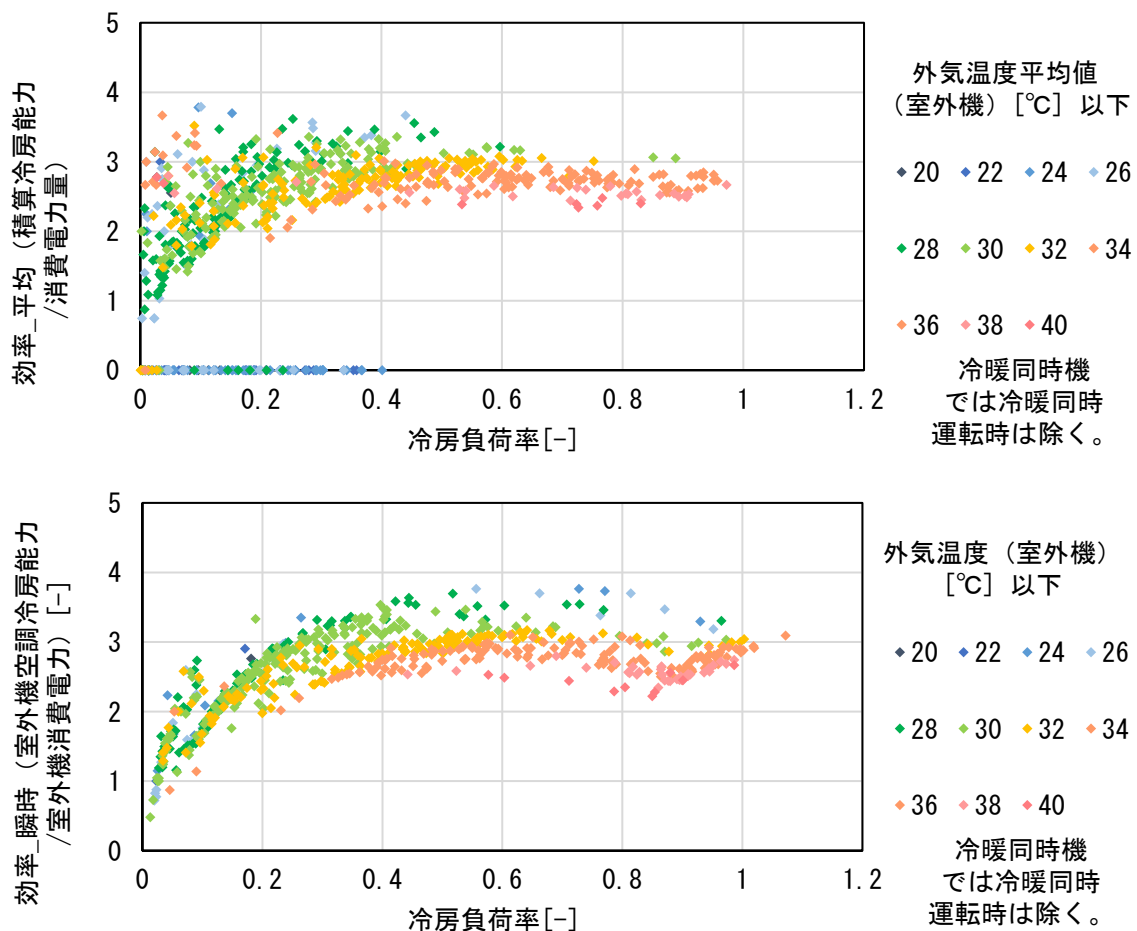


図 1.2.3.97 G ビル・室外機 G_03-1 : 全測定期間についての冷房の負荷率と効率
(上 : 1 時間平均、下 : 瞬時値)

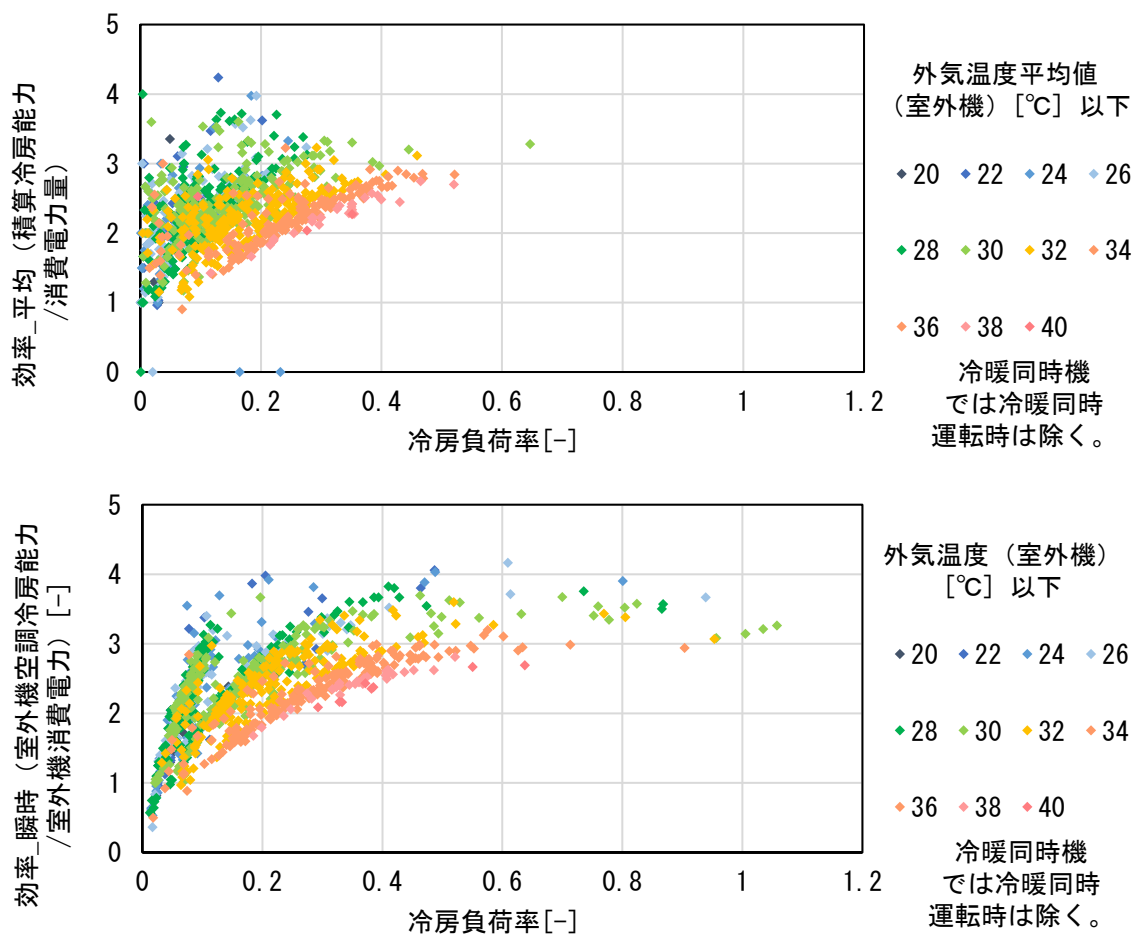


図 1.2.3.98 G ビル・室外機 G_11-1：全測定期間についての冷房の負荷率と効率
(上：1 時間平均、下：瞬時値)

e.2.2 低負荷時の圧縮機稼働台数と効率

比較的容量が大きく複数の圧縮機が含まる室外機で、低負荷時に複数台の圧縮機が稼働しているために、効率が低下していると考えられる室外機系統がある。

G ビルの室外機では、低負荷時に圧縮機が複数台稼働するケースが多い。G ビルの室外機 G_11-1 の対象期間の冷房時の負荷率と効率の関係を図 1.2.3.99 に示す。室外機 G_11-1 は 2 台の圧縮機からなる室外機であり、低負荷時には 1 台の圧縮機で対応可能である。しかしながら、低負荷時にも、2 台が同程度の回転数で運転するケースが多い。

図 1.2.3.99 で、低負荷時に比較的効率が高いプロット群（負荷率 0.05 で効率 2 程度、負荷率 0.1 で効率 3 程度付近の群）がある。これは、圧縮機 1 台運転の群である。それ以外の低負荷時に効率が低いプロットや高負荷のプロットは、圧縮機 2 台運転の群である。圧縮機 1 台で運転できる負荷でも 2 台運転が多いため、1 台での運転効率が低い負荷の範囲では 1 台運転とすることで、効率が改善される可能性がある。

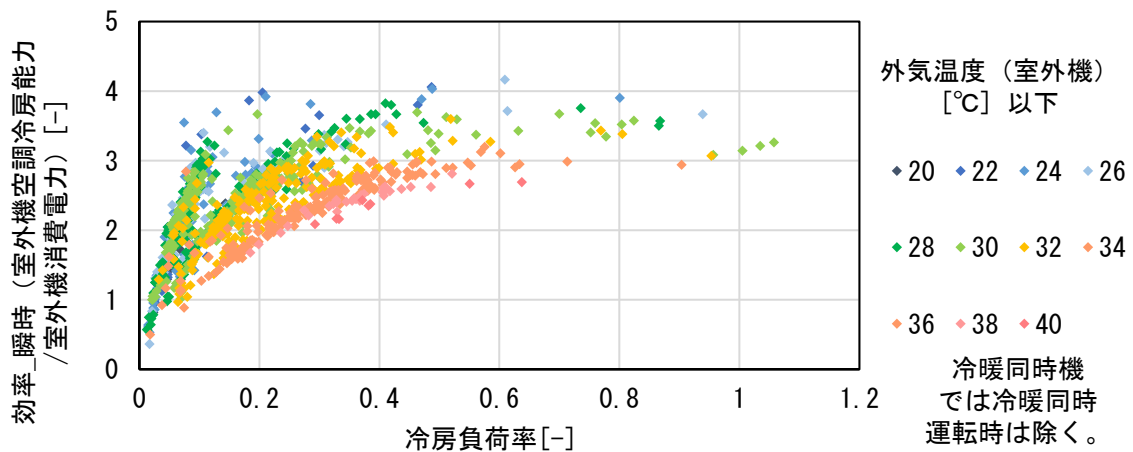


図 1.2.3.99 Gビル・室外機 G_11-1：全測定期間についての冷房の負荷率と効率（瞬時）

対して、N ビルの室外機 N_07-2 の対象期間の冷房時の負荷率と効率の関係を図 1.2.3.100 に示す。このように、N ビルの室外機では、低負荷時に圧縮機が 1 台で稼働する様子が確認される。

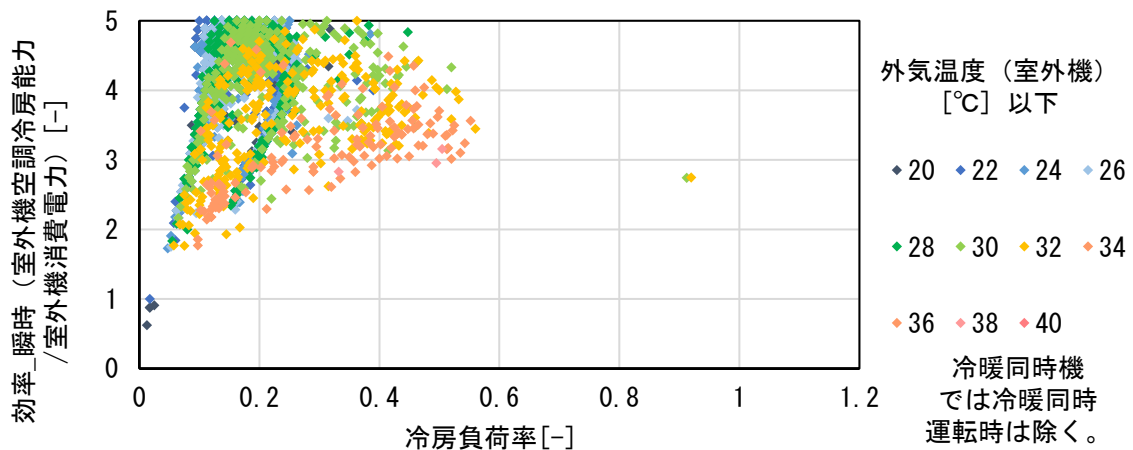


図 1.2.3.100 Nビル・室外機 N_07-2：全測定期間についての冷房の負荷率と効率（瞬時）

e.2.3 外気温度が低いときの冷房効率

外気温度が 25°C を下回るような室外機側の温度が低いときの冷房効率は、室外機により差が見られる。

全測定期間についての冷房の負荷率と効率の関係について、N ビルの室外機 N_07-2 の結果を図 1.2.3.101、G ビルの室外機 G_11-1 の結果を図 1.2.3.102、F ビルの室外機 F_03-2 の結果を図 1.2.3.103 に示す。室外機 N_07-2 では、外気温度が 25°C 以下のときに冷房効率が向上するが、室外機 G_11-1 は効率がほぼ変化しない、また、室外機 F_03-2 は効率がやや低下する。

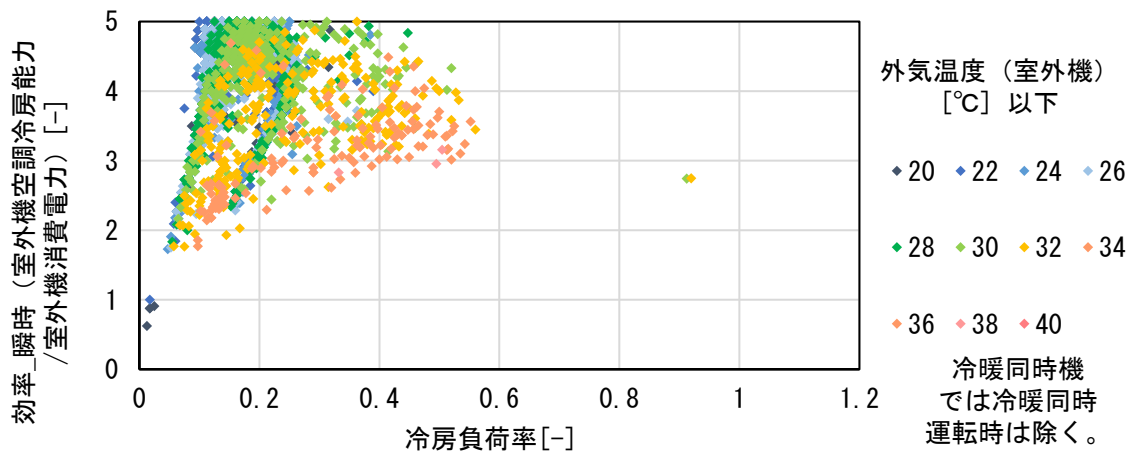


図 1.2.3.101 Nビル・室外機 N_07-2 全測定期間についての冷房の負荷率と効率（瞬時）

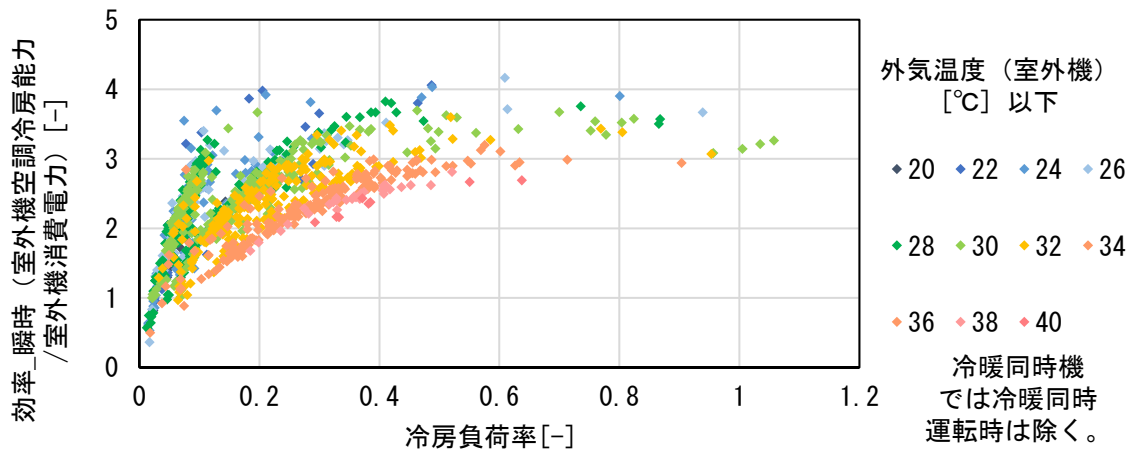


図 1.2.3.102 Gビル・室外機 G_11-1：全測定期間についての冷房の負荷率と効率（瞬時）

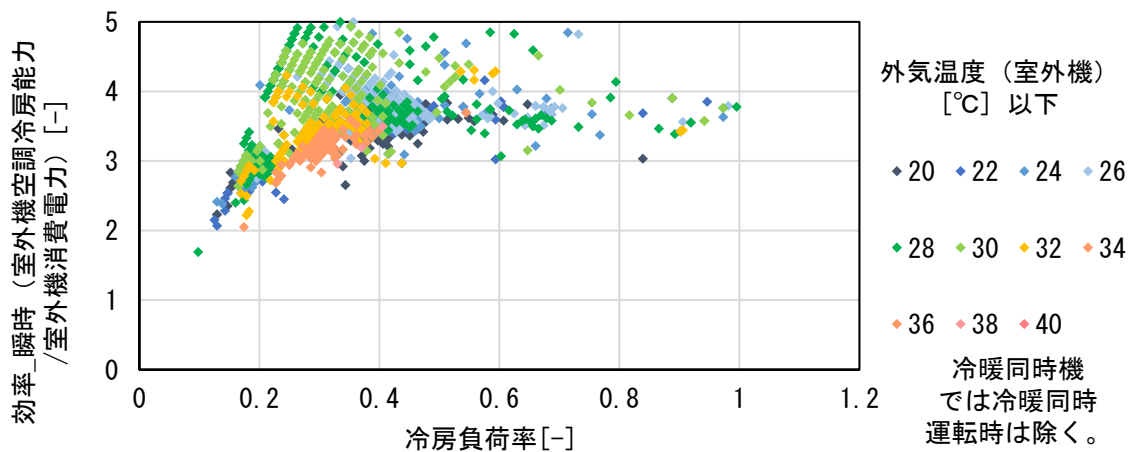


図 1.2.3.103 Fビル・室外機 F_03-2：全測定期間についての冷房の負荷率と効率（瞬時）

Nビル、Gビル、Fビルの各室外機の外気温度と圧力の関係を図 1.2.3.104～図 1.2.3.106 に示す。圧縮機の高圧圧力について、圧縮機が複数台ある場合はその内の最高圧力が、外気温度が低いときに低下するか否かと関連しており、制御の影響と推察される。

仮に外気温度が低いときの高圧圧力を下げられれば、効率の向上が期待される。ただし、室外機と室内機の間の高圧差や配管長に応じた圧力差を確保する必要があり、高圧圧力を

際限なく下げられるわけではない。室外機と室内機を同一階に設置する等の工夫により、高圧圧力の下限値を下げられるようになるため、外気温度が低いときの効率向上に寄与する可能性がある。ただし、Nビルでは、1～9階の各階に対応する室外機が概ね1～2台で、1～2階の一部の室外機系統を除いては、屋上に室外機が設置されており、他の物件と比較して高低差が目立って小さいとは考えにくい。

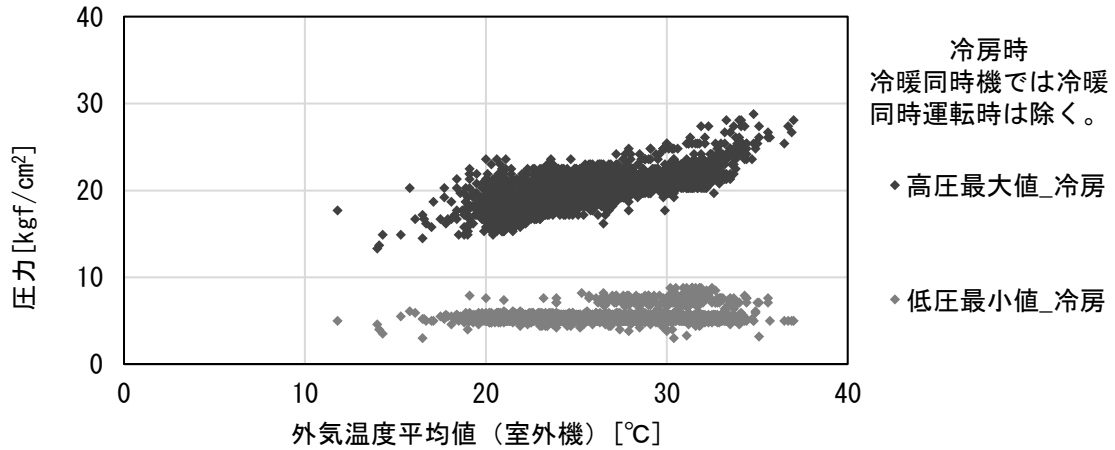


図 1.2.3.104 Nビル・室外機 N_07-2：外気温度平均値（室外機）と圧力 冷房

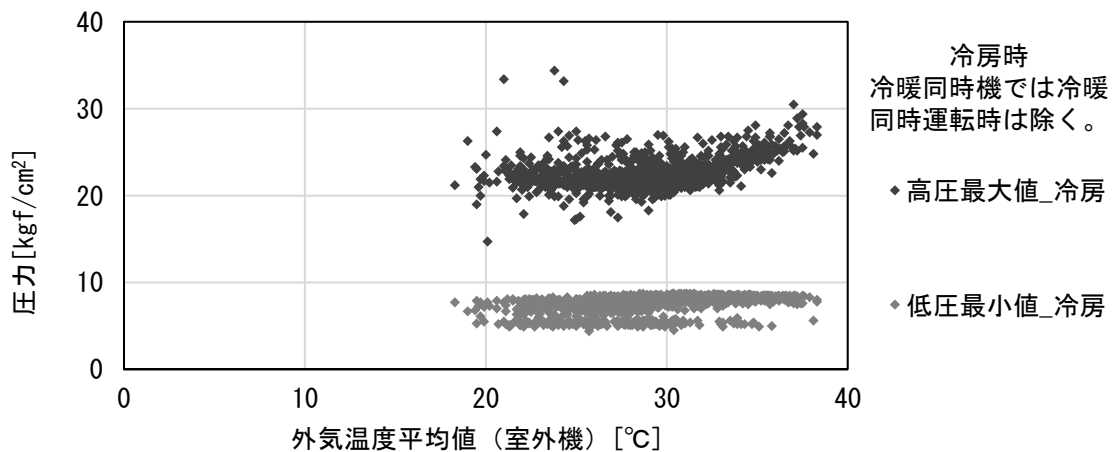


図 1.2.3.105 Gビル・室外機 G_11-1：外気温度平均値（室外機）と圧力 冷房

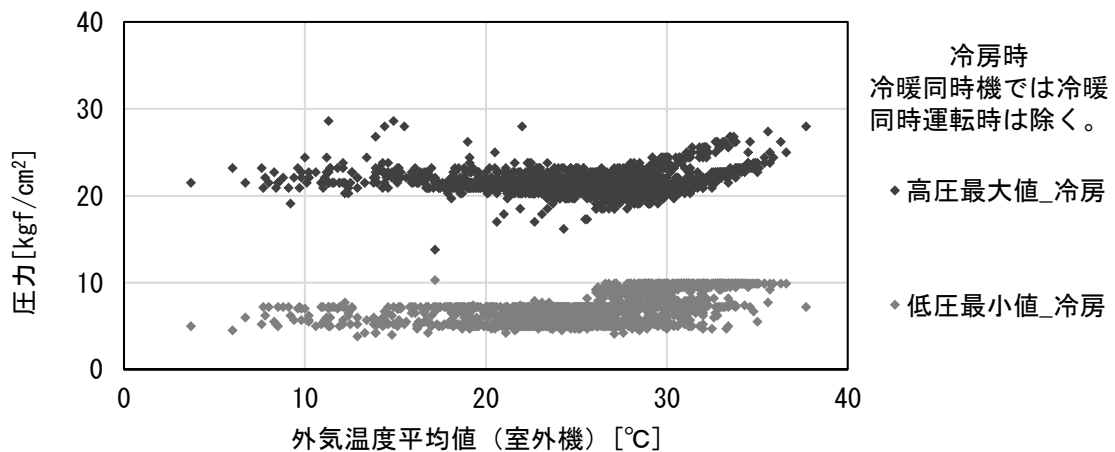


図 1.2.3.106 Fビル・室外機 F_03-2：外気温度平均値（室外機）と圧力 冷房

e.2.4 凝縮温度と効率

冷房時に凝縮温度や凝縮圧力が高い状態で運転されている室外機系統がある。S 施設の室外機について、室外機 S_01-3 の冷房の負荷率と効率の関係を図 1.2.3.107、外気温度と圧力の関係を図 1.2.3.108 に示す。また、室外機 S_02-4 の冷房の負荷率と効率の関係を図 1.2.3.109、外気温度と圧力の関係を図 1.2.3.110 に示す。

S 施設の室外機 S_01-3、S_02-4 では、冷房時に凝縮温度や凝縮圧力が高い状態での運転が見られ、同物件の他の室外機系統と比較して期間冷房効率が低い。いずれも凝縮温度の目標値は 34 °C 程度と低めであり、目標値よりも実現値の凝縮温度が高い。外気温度と凝縮圧力の関係は、室外機 S_01-3 では外気温度に対する凝縮圧力の変化が大きく外気温度が高いときに凝縮圧力も高くなるが、室外機 S_02-4 では外気温度に対する凝縮圧力の感度は小さく、外気温度が低いときにも凝縮圧力も高くなる。室外機 S_01-3 は、平均負荷率は同物件の中で目立って大きいわけではないが、1 時間の最大負荷率は高めであり、1 時間のいずれかの時点での瞬時の負荷率は 30 % 付近と 70~100 % 付近に分かれて分布している。

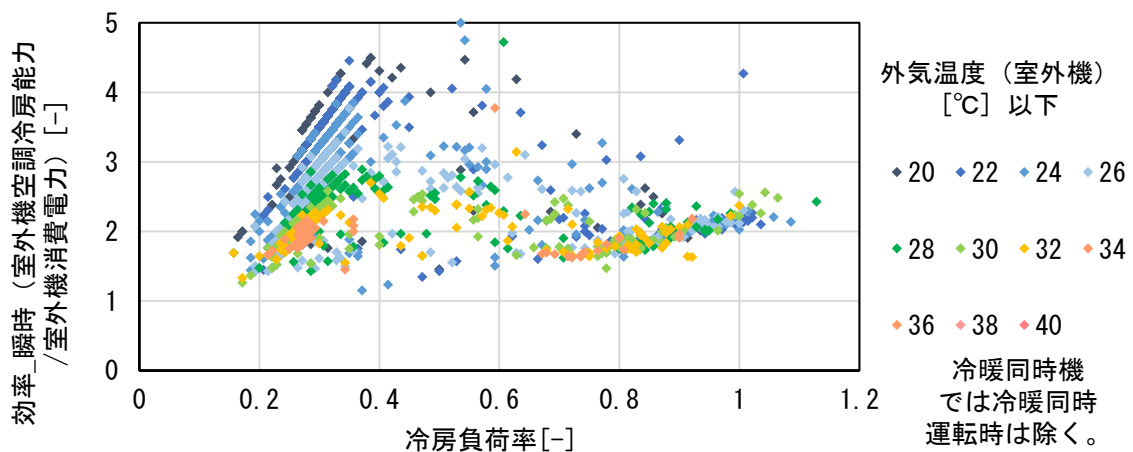


図 1.2.3.107 S 施設・室外機 S_01-3 : 全測定期間についての冷房の負荷率と効率 (瞬時)

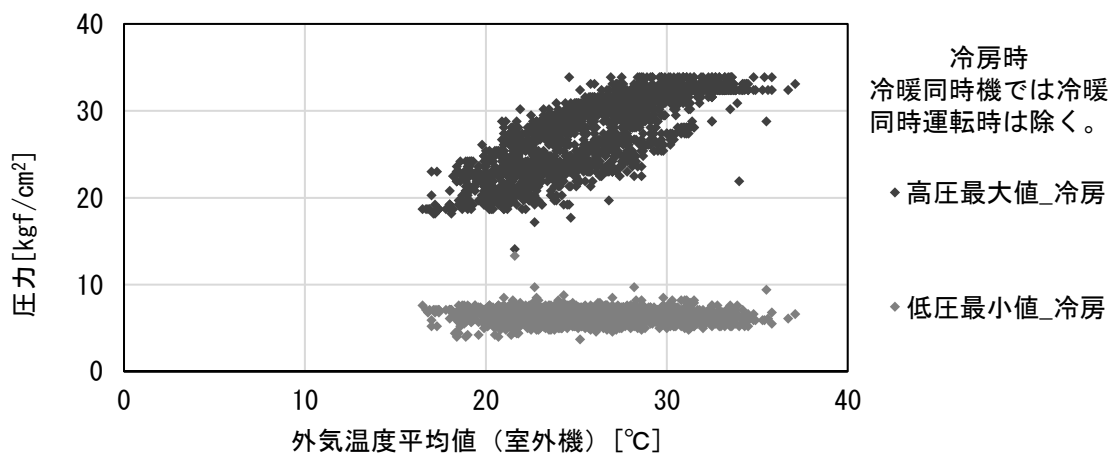


図 1.2.3.108 S 施設・室外機 S_01-3 : 全測定期間についての冷房時の外気温度 (室外機) と圧力

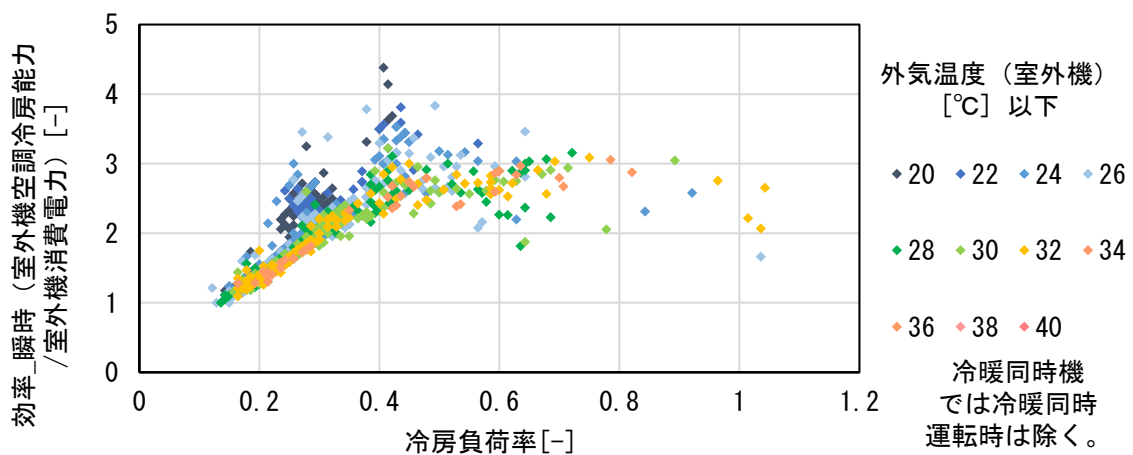


図 1.2.3.109 S 施設・室外機 S_02-4 : 全測定期間についての冷房の負荷率と効率 (瞬時)

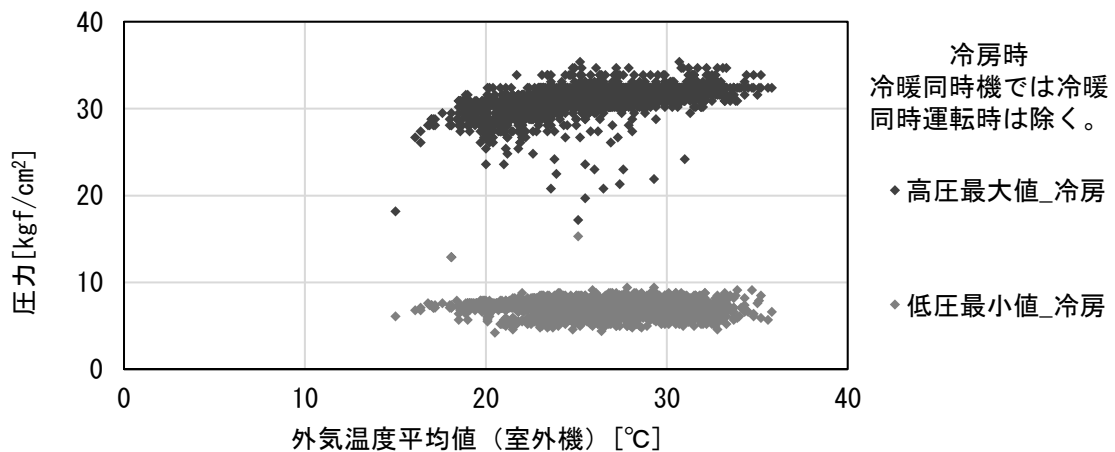


図 1.2.3.110 S 施設・室外機 S_02-4 : 全測定期間についての冷房時の外気温度 (室外機) と圧力

同じ S 施設の室外機 S_02-5 の冷房の負荷率と効率の関係を図 1.2.3.111、外気温度と圧力
 の関係を図 1.2.3.112 に示す。先に示した室外機 S_01-3、S_02-4 と同、室外機 S_02-5
 と同一の室外機機種であるが、室外機 S_02-5 では凝縮温度が目標値に応じて制御され、比
 較的高い効率で稼動している。

メーカーによると、室内機の種類や数が影響としている可能性がある。室外機 S_02-4 の
 室外機系統内の室内機は、効率が低めのダブルフロー型で、室内機数が 5 台であるため分
 岐後の配管長が比較的長めと考えられる。そのため、効率が高いラウンドフロー型の室内
 機 2 台が接続された同一階の室外機 S_02-5 より、効率が低い可能性があるとのことであ
 る。ただし、室外機 S_01-3 は、ラウンドフロー型の室内機 2 台が接続されており、室外機
 S_01-3 と室外機 S_02-5 の差は、室内機の影響とは別の要因に起因するはずである。

仮に凝縮温度を下げて不具合が生じる要因がなければ、凝縮温度を下げることでエネル
 ギーが削減されると考えられる。

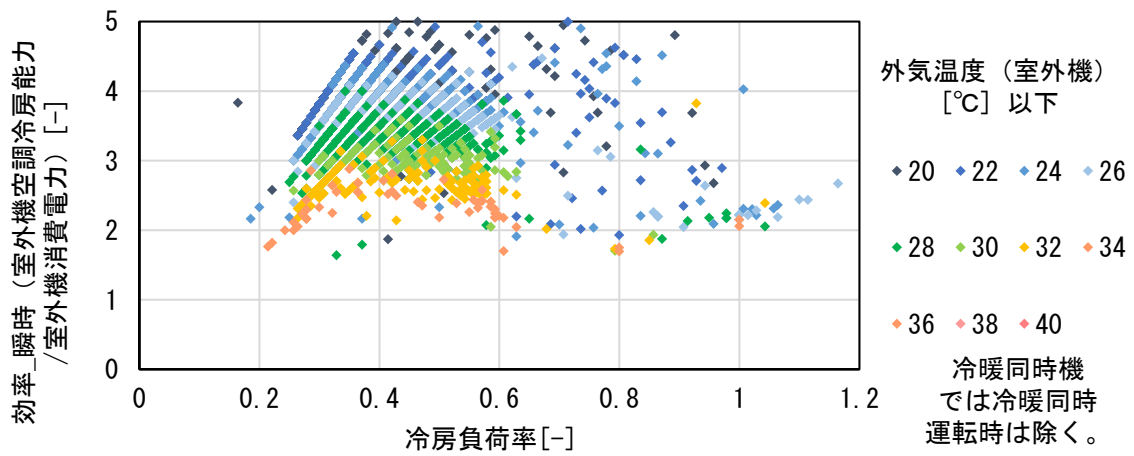


図 1.2.3.111 S 施設・室外機 S_02-5 : 全測定期間についての冷房の負荷率と効率(瞬時)

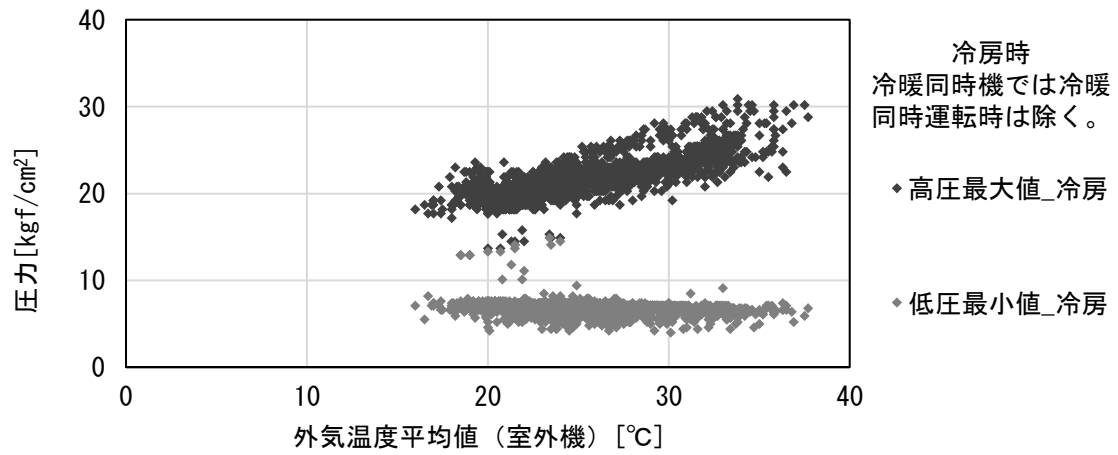


図 1.2.3.112 S 施設・室外機 S_02-5 : 全測定期間についての冷房時の外気温度(室外機)と圧力

e.3 時系列データの分析結果

e.3.1 冷暖同時機の運転状況

冷暖同時機は、Nビル、H店、Fビル、Gビルで採用されている。このうち、H店は物販店舗で、売り場部分は一室空間に複数の室内機が設置されているが、サービス部門は個室に室内機が1台設置されている室が多い。他は事務所であり、間仕切壁が追加されている可能性のあるものの、図面から判断する限りでは、一室空間に1台あるいは複数台の室外機に対応する室内機が設置されている。

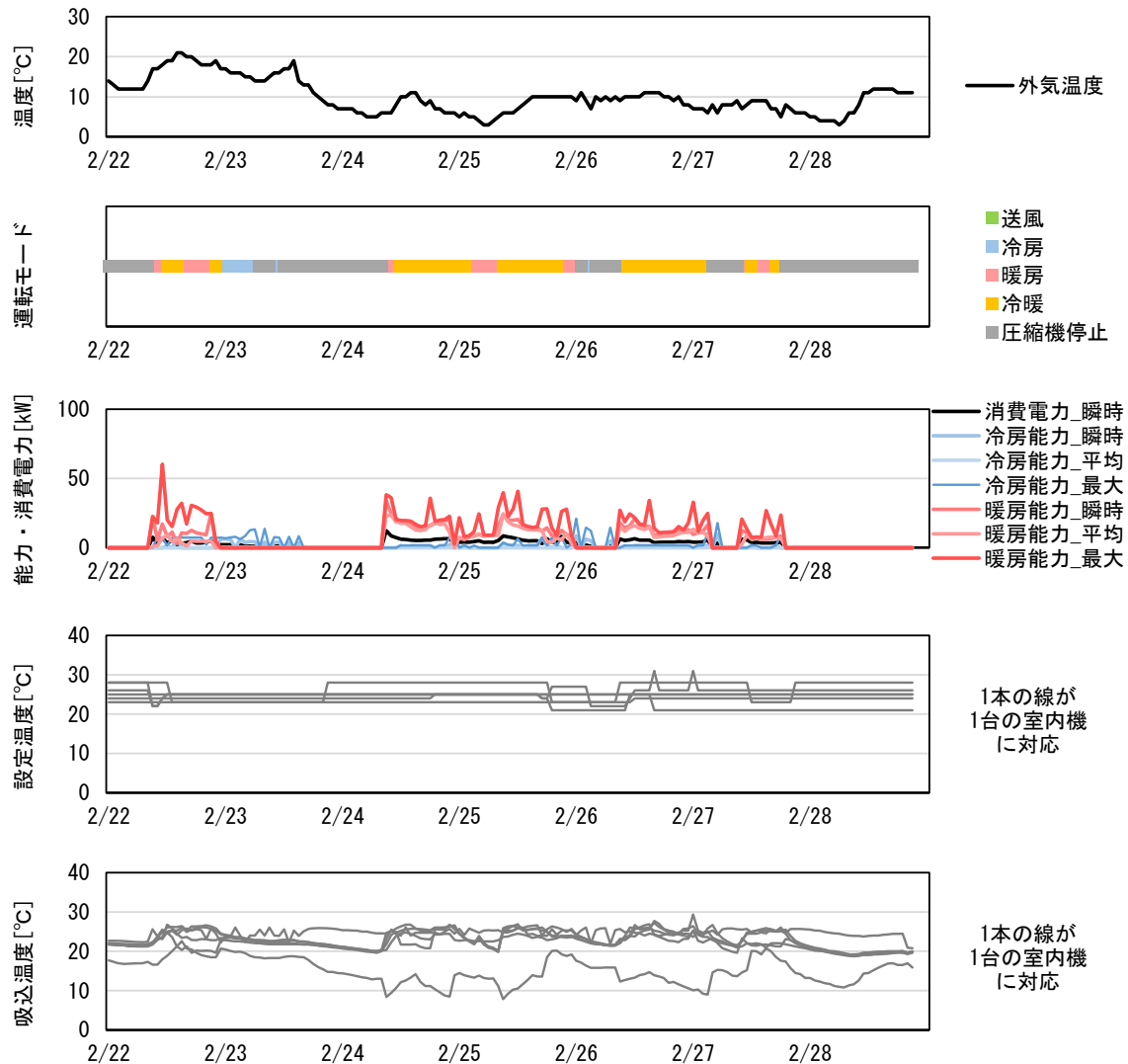
冷暖同時機の稼働状態の概要としては、個室が接続された室外機では暖房需要と冷房需要が相殺される状況、一室空間に接続された室外機では中間期にサーモオフとなる状況が確認され、概ね、適切に稼働している模様である。

しかしながら、割合は多くはないが、中間期に一室空間で不必要に暖房と冷房を行っていると考えられる運転や、冷房期に意図せず暖房を行う室内機が生じていると考えられる運転が見られた。また、Gビルでは、全熱交換器の運用上の不具合と見られる状況が発生していた。更に、個室が接続された室外機で暖房需要と冷房需要が相殺される状況については、冷暖同時機として運用上は適切に稼働していると考えられるが、一方で、低負荷での稼働による効率低下の可能性があり、設計面での改善の余地について検討が必要である。

また、冷暖同時機で、外気処理用の直膨コイル付き全熱交換器や外気処理エアコンが、室負荷処理用の室内機と同一の室外機系統に接続されている場合については、外気処理に関連する項目として別途記載する。

e.3.1.1 冷暖同時運転が適切に稼働している例（H店・室外機 H_04-1）

H店の室外機 H_04-1 の冬期代表期間（2021年2月22日～2月28日）の稼働状況を図1.2.3.113に示す。H店の室外機 H_04-1 では、個室が接続された室外機では、冬期に暖房需要と冷房需要が相殺され、適切に稼働していると考えられる。1台の室内機がサーバー室の負荷を処理している模様であり、冬期にも長時間、冷房需要が生じている。ただし、サーバー室の負荷の処理のために、低負荷で稼働している時間帯も見られ、設計面での改善の余地について検討が必要である。

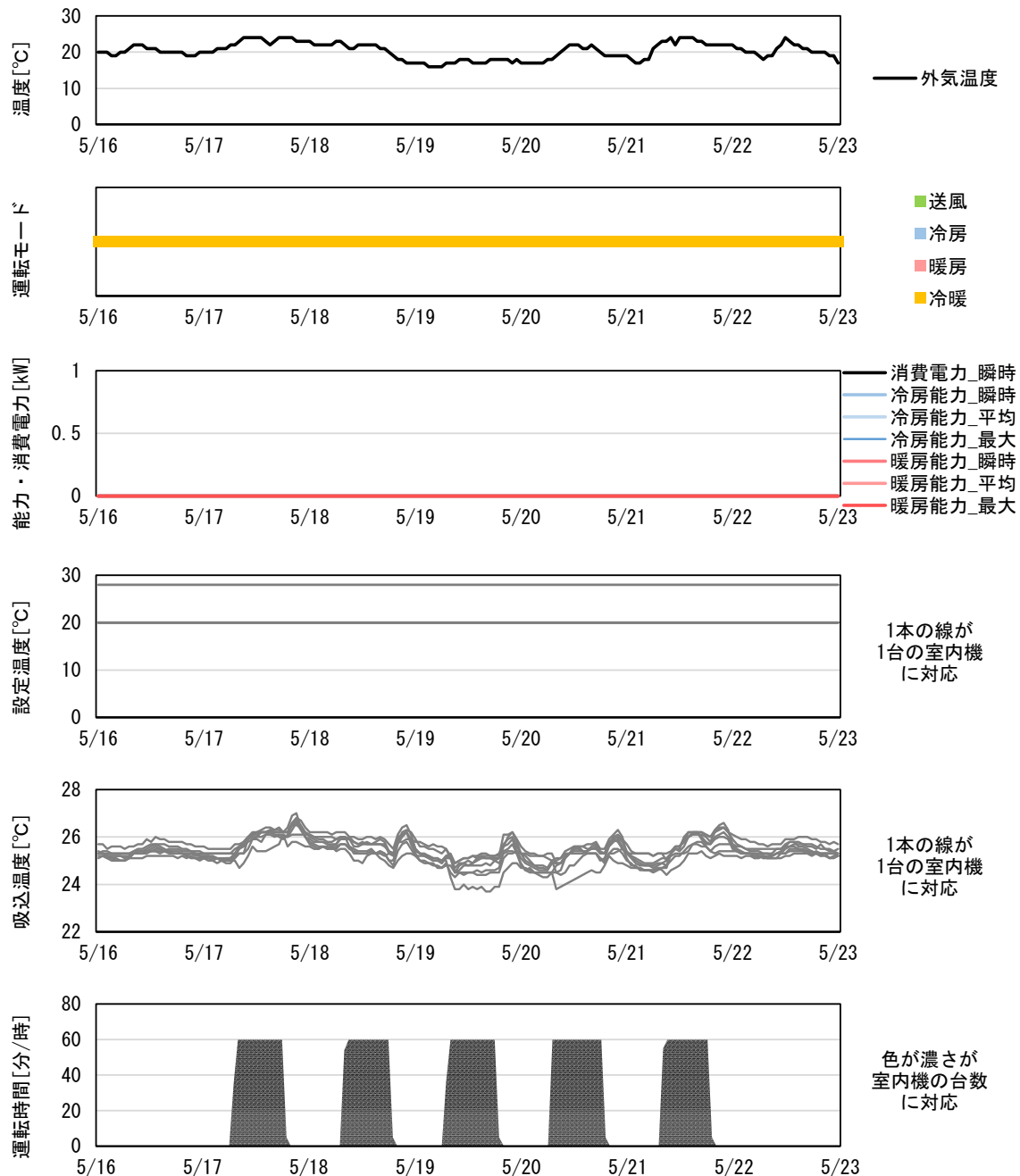


※上から外気温度、室外機運転モード、処理熱量と消費電力、系統内の室内機設定温度、室内機吸込み温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.113 H店・室外機 H_04-1 の稼働状況（2021/2/22～2/28）

e.3.1.2 中間期にサーモオフ状態となる例（Fビル・室外機 F_06-1）

Fビルの室外機 F_06-1 の中間期代表期間（2021年5月16日～5月22日）の稼働状況を図 1.2.3.114 に示す。室外機 F_06-1 では、一室空間に接続された室外機で中間期にサーモオフとなる状況が見られた。この室外機には室内機 8 台が接続されており、各室内機を運転している時間でも、サーモオフ状態で、室外機は稼働していない。

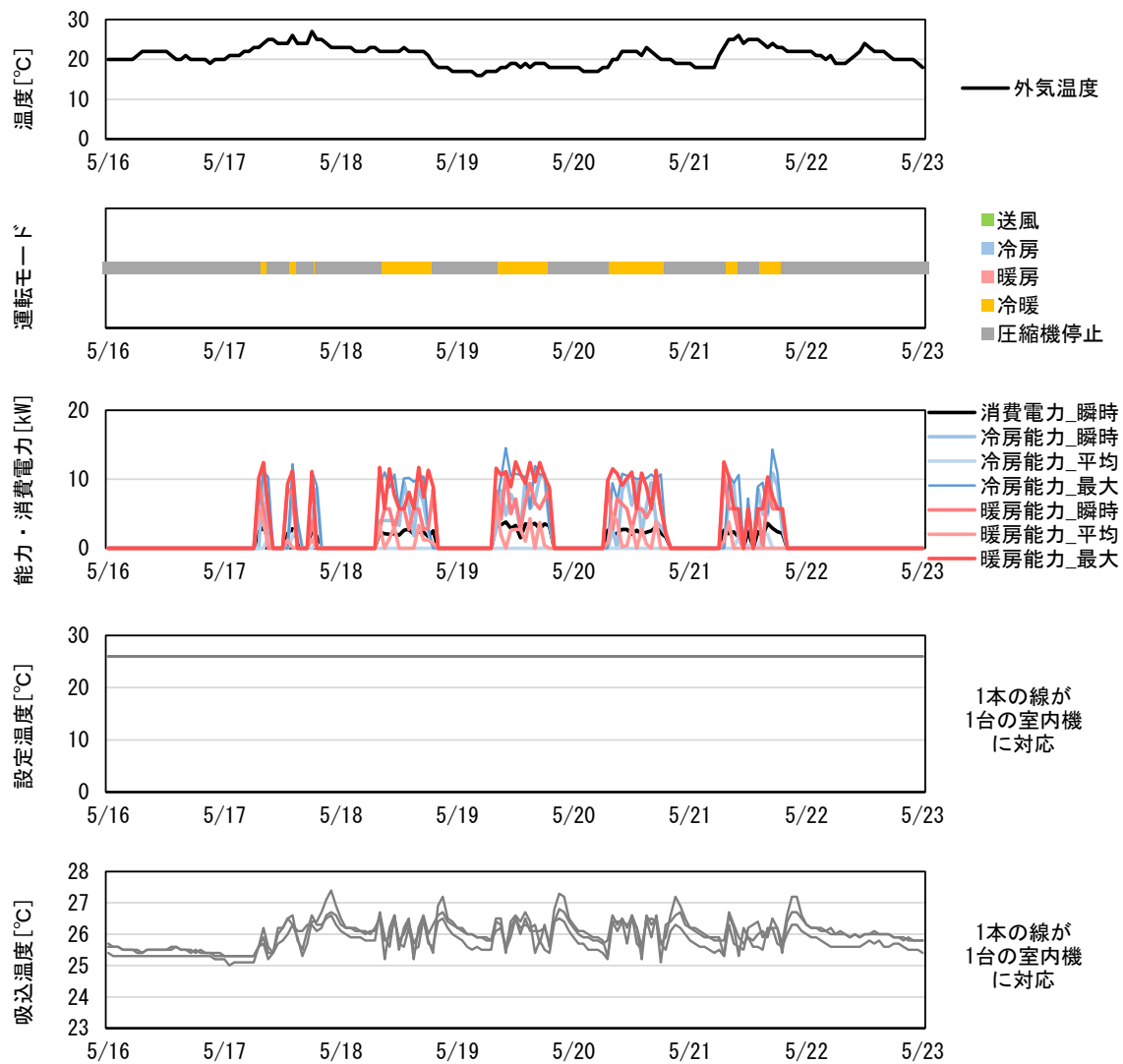


※上から外気温度、室外機運転モード、処理熱量と消費電力、系統内の室内機設定温度、室内機吸込み温度、室内機運転時間の時系列データを示す。

図 1.2.3.114 Fビル・室外機 F_06-1 の稼働状況（2021/5/16～5/22）

e.3.1.3 中間期に不必要に暖房・冷房を行っている例（Fビル・室外機 F_02-2）

Fビルの室外機 F_02-2 の中間期代表期間（2021年5月16日～5月22日）の稼働状況を図 1.2.3.115 に示す。室外機 F_02-2 では、中間期に一室空間で不必要に暖房と冷房を行っていると考えられる運転が見られた。この室外機には室内機 3 台が接続されており、図面情報では 160 m² 程度の一室空間に 3 台の室内機が設置されている。同物件の他の室外機系統では、同時期に室外機が稼働していないものもあり、室外機 F_02-2 では冷暖房需要以上に室内機で処理を行っている可能性がある。

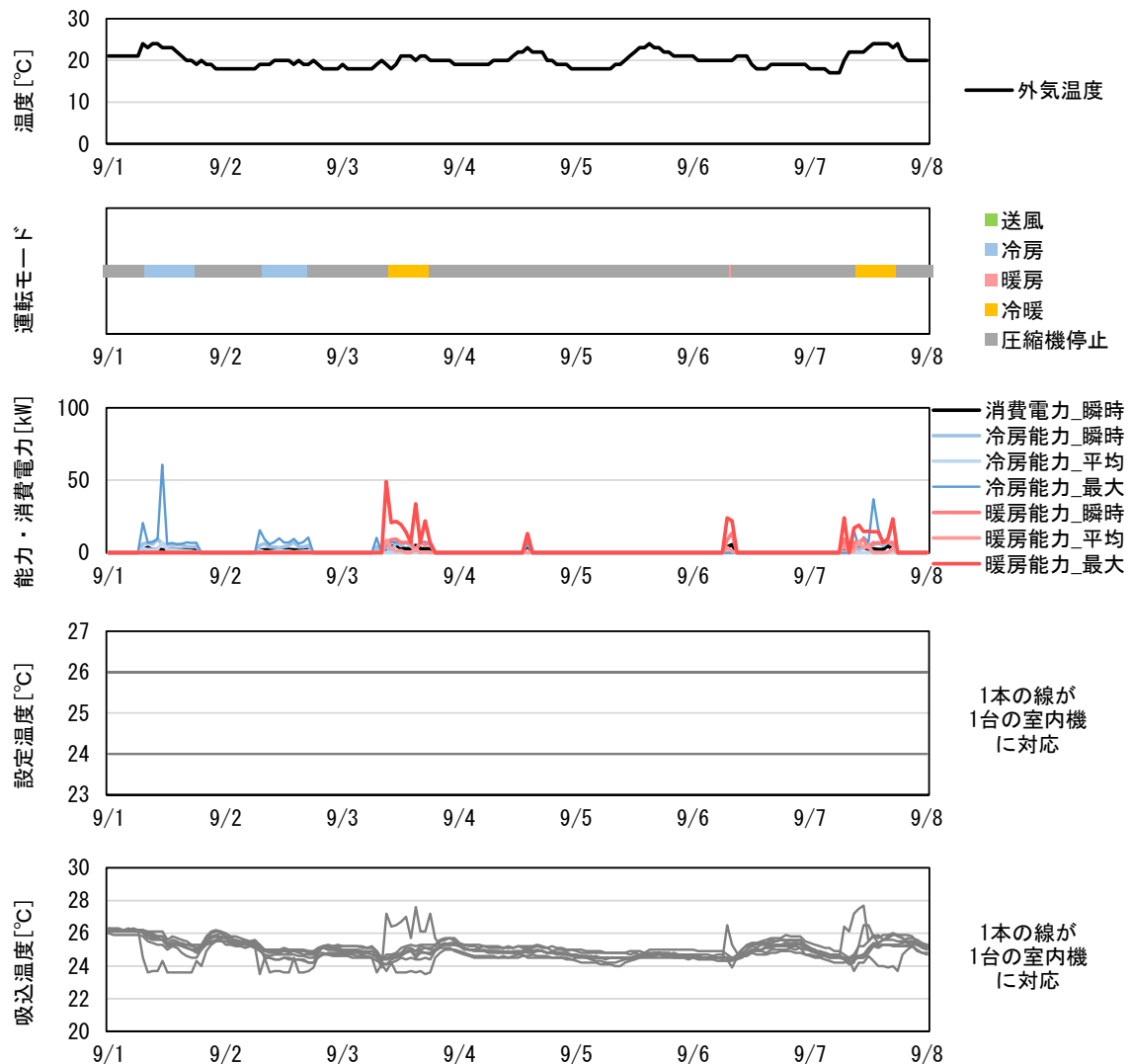


※上から外気温度、室外機運転モード、処理熱量と消費電力、系統内の室内機設定温度、室内機吸込み温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.115 Fビル・室外機 F_02-2 の稼働状況（2021/5/16～5/22）

e.3.1.4 中間期に意図せず暖房運転となっている例（Fビル・室外機 F_04-1）

Fビルの室外機 F_04-1 の中間期代表期間（2021年9月1日～9月7日）の稼働状況を図 1.2.3.116 に示す。室外機 F_04-1 では、9月上旬に冷暖同時運転が発生しているが、意図せず暖房が入っている可能性がある。外気温度が 20℃前後の日に、設定温度が 26℃である室内機のうち 1 台で、加熱が生じている。しかしながら、時期を考慮すると、冷房を 26℃設定で運転することを想定して意図せず暖房が入っている可能性があり、エネルギー消費の増大に繋がっている懸念がある。

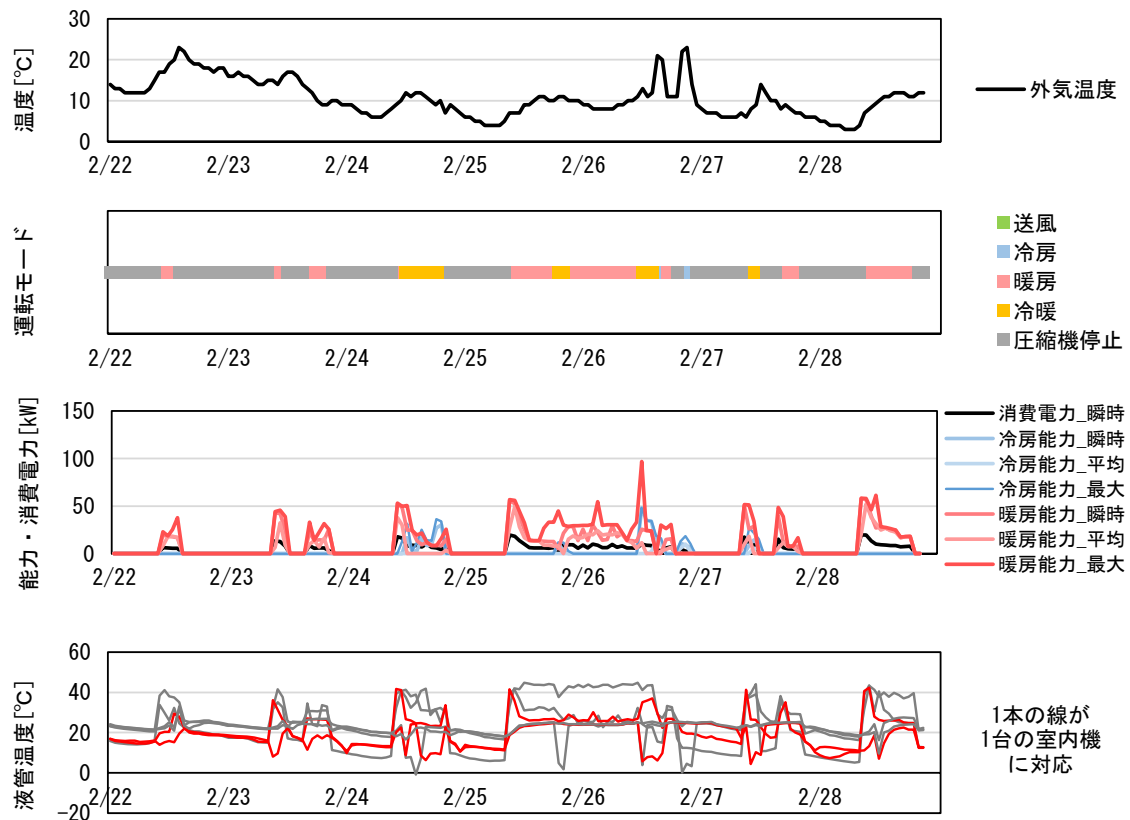


※上から外気温度、室外機運転モード、処理熱量と消費電力、系統内の室内機設定温度、室内機吸込み温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.116 Fビル・室外機 F_04-1 の稼働状況（2021/9/1～9/7）

e.3.1.5 不必要に暖房と冷房を行っている例（H店舗・室外機 H_02-1）

H店舗の室外機 H_02-1 の冬期代表期間（2021年2月22日～2月28日）の稼働状況を図 1.2.3.117 に示す。H店舗の室外機 H_02-1 でも、Fビルの室外機 F_02-2 のように、不必要に暖房と冷房を行っていると考えられる運転が見られた。この室外機の空調対象階にある機械室は、35 m² 程度の空調機械室 1 室のみであり、室外機 H_02-1 に接続されている室内機 6 台の内、2 台は機械室に設置されているため、この 2 台の室内機は空調機械室に設置されていると考えられる。この 2 台の一方の設定温調モードおよび運転が冷房、もう一方が暖房となっており、室の規模から判断すると混合ロスが生じていると推察される。暖房の方の設定温調モードは、4月に冷房へ切り替えられている。



※上から外気温度、室外機運転モード、処理熱量と消費電力、系統内の室内機液管温度の時系列データを示す。
赤い線が機械室に設置の室内機に対応。

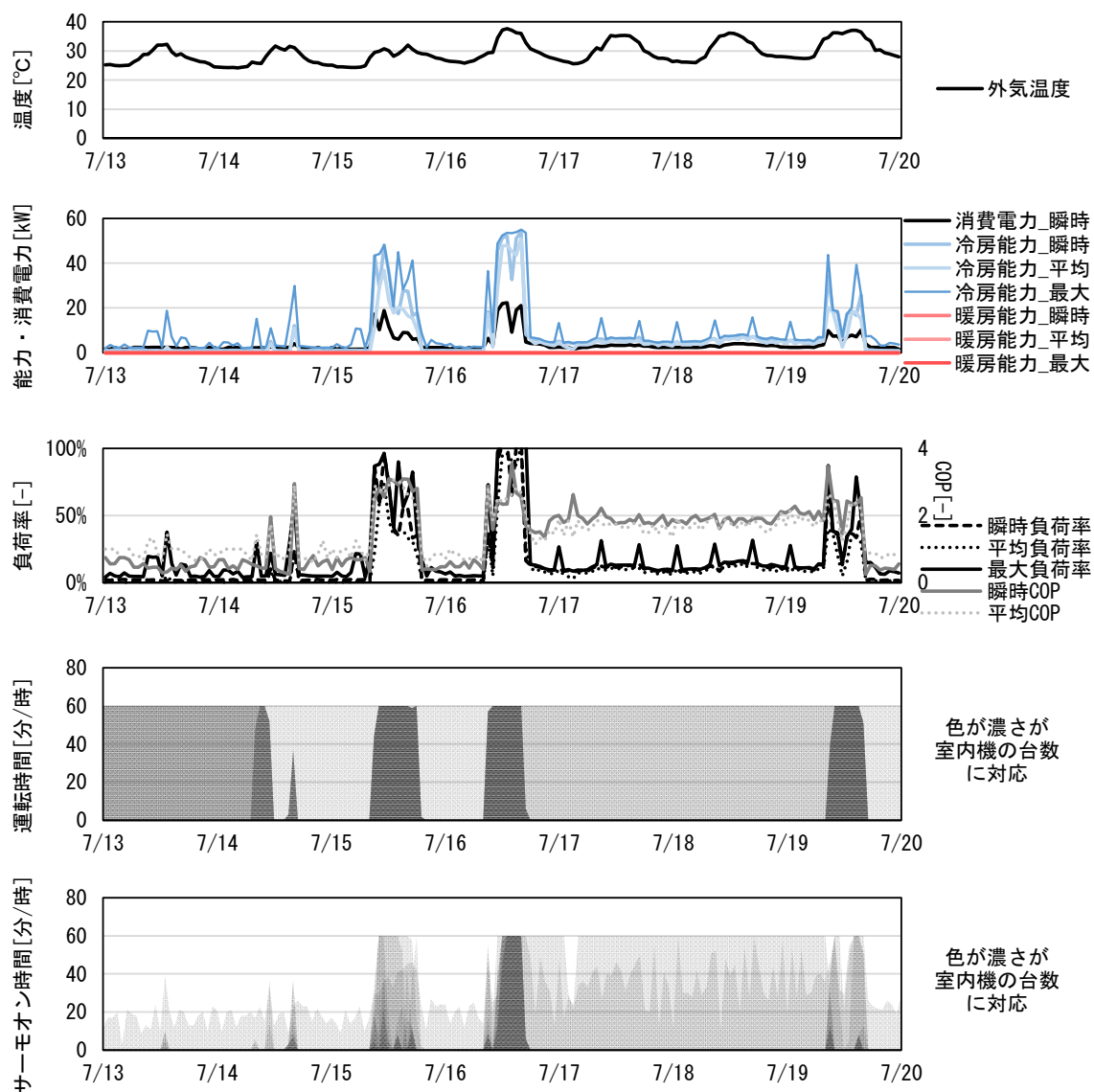
図 1.2.3.117 H店舗・室外機 H_02-1 の稼働状況（2021/2/22～2/28）

e.3.2 低負荷での運転の発生

低負荷での運転が発生している室外機は多く見られる。ただし、年間では負荷率 100 % を超える室外機も見られる。改善の余地がありそうな室外機は、一部の室内機のみ常時運転しているような系統、異なるスケジュールで運転される室外機系統などである。最大負荷率が 100 % を超える室外機系統についても、予熱や予冷による最大負荷率低減の可能性に検討の余地がある。

e.3.2.1 常時運転の室内機により低負荷運転が生じている例（O ビル・室外機 O_02-2）

O ビルの室外機 O_02-2 の夏期代表期間（2021 年 7 月 13 日～7 月 19 日）の稼働状況を図 1.2.3.118 に示す。O ビルの室外機 O_02-2 は、常時運転の室内機が含まれることで、低負荷での運転が生じている室外機系統であり、室外機系統の接続の変更による改善の可能性があると考えられる。7 月 15 日と 16 日に高い負荷率での運転が長時間発生しており、16 日に期間の最大負荷率を示すが、これらの日を除いては、高い負荷率が長時間連続して発生することは珍しい室外機である。夜間等に少ない室内機台数での運転が生じており、低負荷、低効率での運転となっている。サーバー室に設置された室内機の影響と考えられ、この室内機を別の室外機系統とすることで、低負荷、低効率での運転を回避できると考えられる。

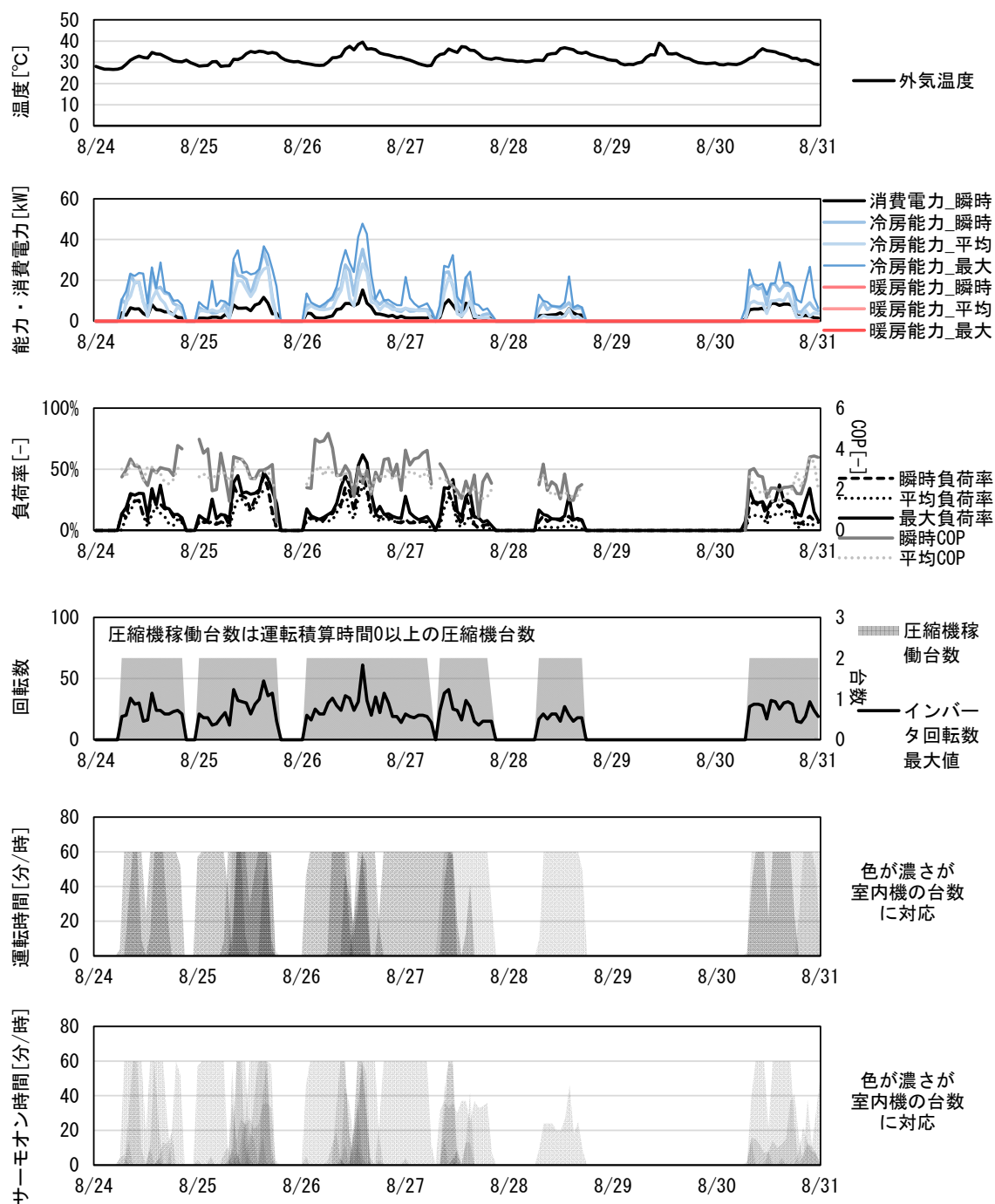


※上から外気温度、処理熱量と消費電力、負荷率と COP、システム内の室内機運転時間、室内機サーモオン時間の時系列データを示す。

図 1.2.3.118 Oビル・室外機 O_02-2 の稼働状況 (2021/7/13~7/19)

e.3.2.2 室の同時使用率が低くため低負荷運転が生じている例 (Oビル・室外機 O_02-1)

Oビルの室外機 O_02-1 の夏期代表期間 (2021年8月24日~8月30日) の稼働状況を図 1.2.3.119 に示す。室外機 O_02-1 は、高負荷率での運転が少ないが、同時使用率の低い室内機の組合せと、室外機容量の選定が影響していると推察される。8月26日に期間の最大負荷率 62%を示す。この室外機システムの室内機は、会議室、休憩室、ロッカー室、仮眠室等に設置されており、運転スケジュールにばらつきがあると考えられる室の組合せとなっている。室の同時使用率を考慮することで、低負荷、低効率での運転を回避できると考えられる。また、低負荷時にも複数台の圧縮機が稼働しているため、制御に改善の余地があると推察される。



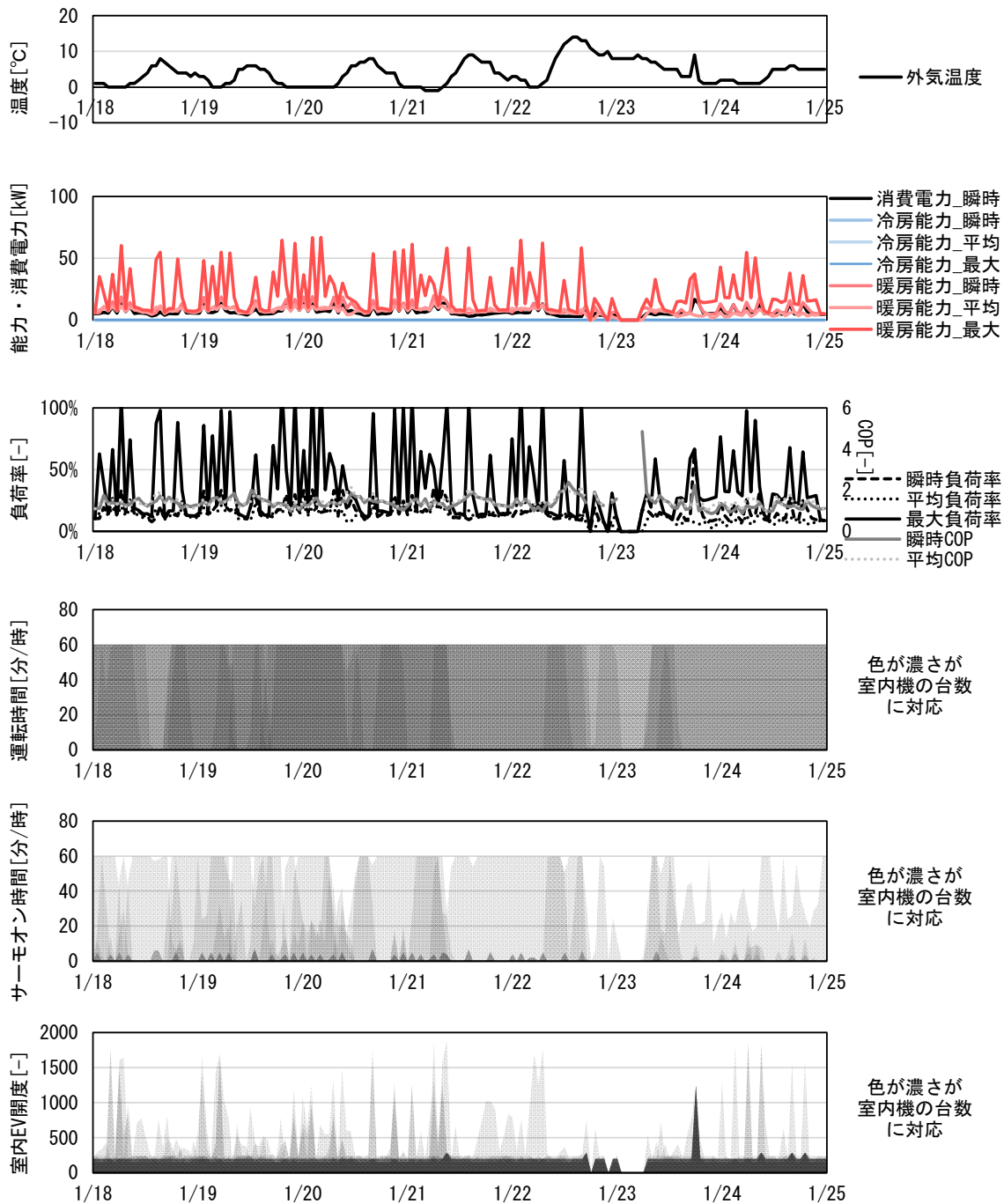
※上から外気温度、処理熱量と消費電力、負荷率と COP、圧縮機稼働台数とインバータ回転数、系統内の室内機運転時間、室内機サーモオン時間の時系列データを示す。

図 1.2.3.119 Oビル：室外機 O_02-1 の稼働状況（2021/8/24～8/30）

e.3.2.3 最大負荷率と平均負荷率の差が大きい例（B病院・室外機 B_04-1）

B病院の室外機 B_04-1 の冬期代表期間（2021年1月18日～1月24日）の稼働状況を図 1.2.3.120 に示す。室外機 B_04-1 は、最大負荷率が高いが、平均負荷率は低い室外機系統である。1月20日に期間の最大負荷率 119%を示す。一方、平均負荷率は 50%未満で推移する時間が長い。室内機は、常時運転している室内機と、運転停止の時間帯を含む室内機に分けられるが、短時間で運転と停止が発生するものではない。予熱、予冷や制御見直

し等により、最大負荷率を下げ、設備容量を下げる事が出来れば、運転効率改善の可能性はある。



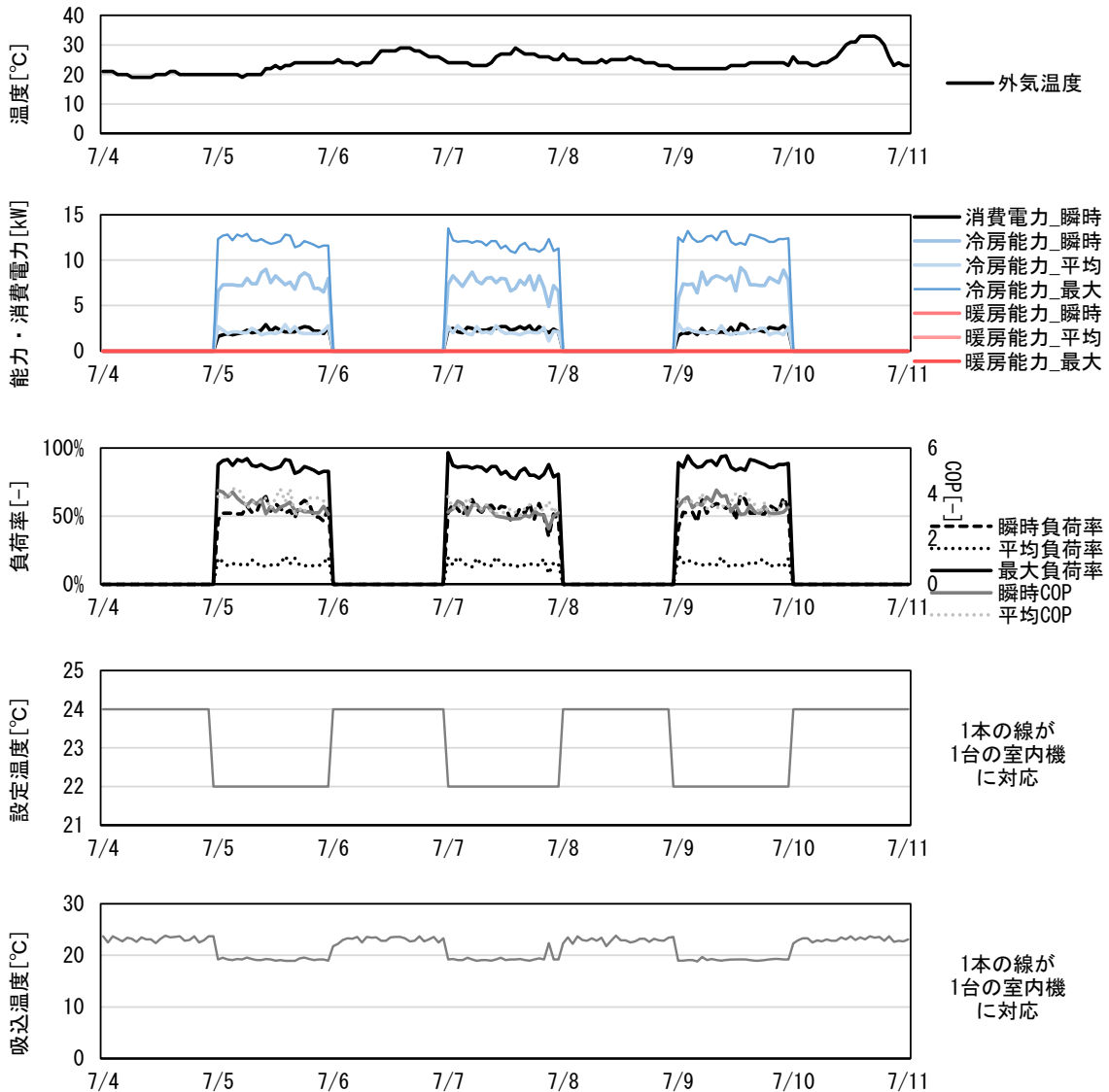
※上から外気温度、処理熱量と消費電力、負荷率と COP、系統内の室内機運転時間、室内機サーモオン時間、室内 EV 開度の時系列データを示す。

図 1.2.3.120 B 病院・室外機 B_04-1 の稼働状況 (2021/1/18~1/24)

e.3.2.4 平均負荷率が低い例 (W ビル・室外機 W_30-1)

W ビルの室外機 W_30-1 の夏期代表期間 (2021 年 7 月 4 日~7 月 10 日) の稼働状況を図 1.2.3.121 に示す。室外機 W_30-1 は、サーバー室の空調用であり、平均負荷率が低い室外機システムである。1 時間隔のデータの最大と平均の冷房処理熱量の差が大きい。最大冷

房処理熱量は、平均負荷率が低いところを1時間のうち一部の時間帯のみ室外機が稼働して処理する影響、もしくは油戻し運転の影響の可能性があり、設備容量低減の余地があると考えられる。

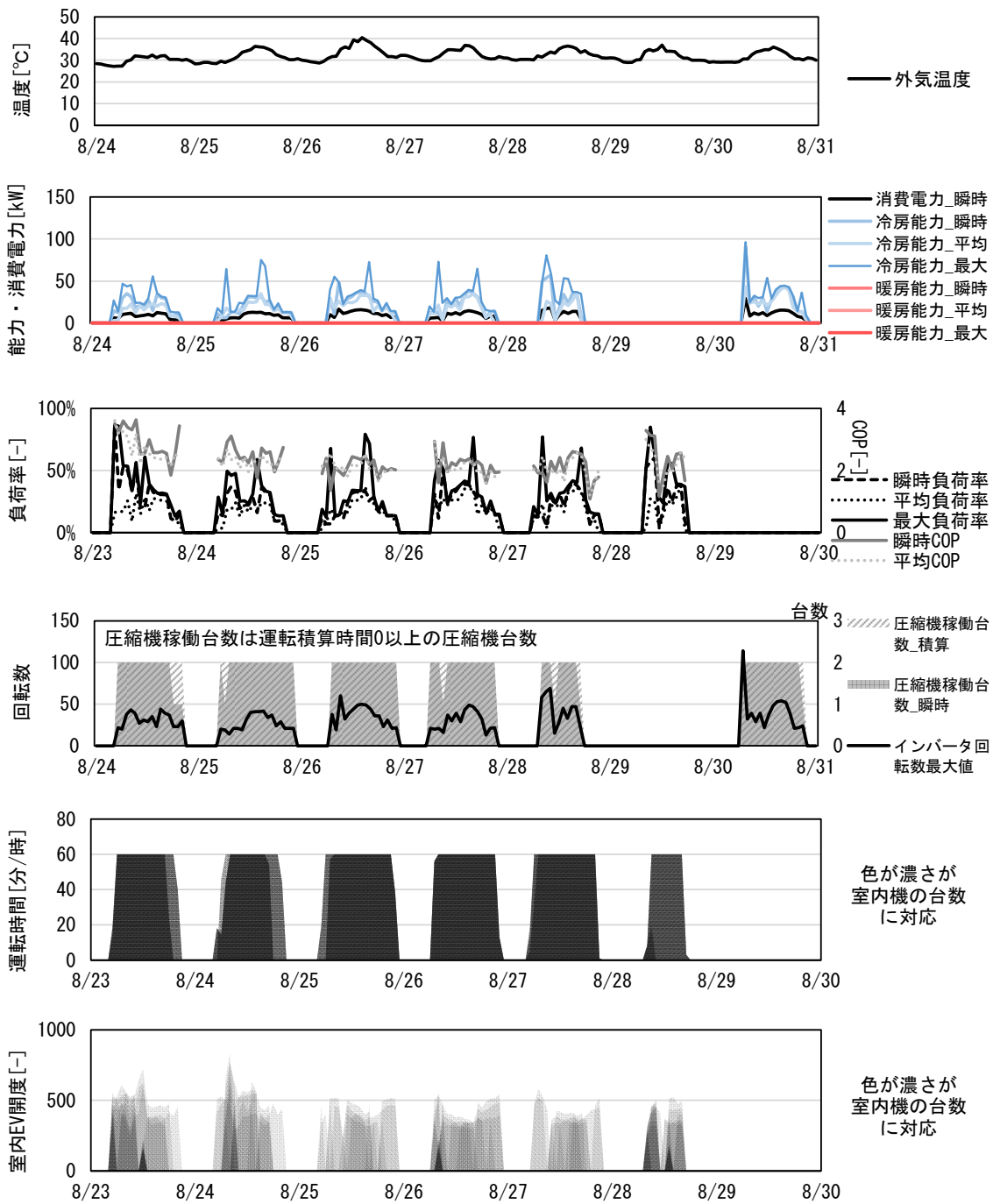


※上から外気温度、処理熱量と消費電力、負荷率とCOP、系統内の室内機設定温度、室内機吸込み温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.121 Wビル・室外機 W_30-1 の稼働状況 (2021/7/4~7/10)

e.3.2.5 就業時間外に一部のみ空調を行っている例 (Gビル・室外機 G_11-1)

Gビルの室外機 G_11-1 の夏期代表期間 (2021年8月24日~8月30日) の稼働状況を図 1.2.3.122 に示す。室外機 G_11-1 は、就業時間の前や後、休日にフロアの一部のみ空調を行っていると考えられる運転が見られる日が比較的多い室外機システムの例である。設備容量は室内機運転割合の高い時間帯より選定する必要があるため、設備容量とは異なる課題である。運用の見直しの参考となるよう、テナントに情報提供を行うことが望ましいと考えられる。また、休日の低負荷時に複数台の圧縮機が稼働しているなど、機器選定や制御での改善が見込まれる。



※上から外気温度、処理熱量と消費電力、負荷率と COP、圧縮機稼働台数とインバータ回転数、系統内の室内機運転時間、室内 EV 開度の時系列データを示す。

図 1.2.3.122 G ビル・室外機 G_11-1 の稼働状況 (2021/8/24~8/30)

e.3.3 低負荷での低効率の運転改善の可能性

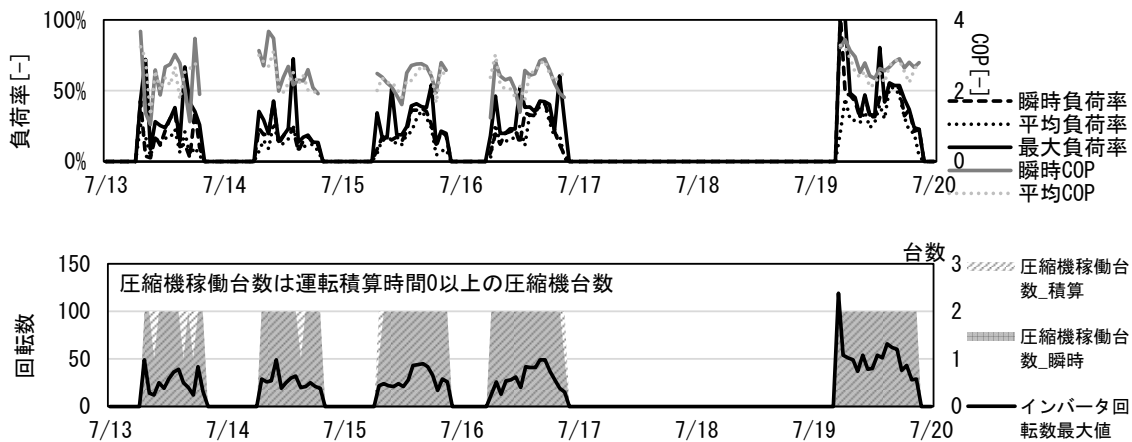
低負荷で低効率での運転の改善方法として、負荷率の変更はなく制御等に対応する方法と、設備容量を低減して負荷率を向上させて方法が考えられる。

e.3.3.1 低負荷時の圧縮機台数制御により効率が異なる例（Gビル・室外機 G_11-1）

負荷率の変更はなく制御等に対応する方法について、圧縮機台数の制御が関連する。

Gビルの室外機 G_11-1 は2台の圧縮機からなる室外機であり、低負荷時には1台の圧縮機で対応可能である。しかしながら、低負荷時にも、2台が同程度の回転数で運転する場が多い。室外機 G_11-1 の夏期代表期間（2021年7月13日～7月19日）の稼働状況を図 1.2.3.123、瞬時の処理熱量と効率の関係を図 1.2.3.124 に示す。

図 1.2.3.124 では、低負荷時に比較的効率が低いプロット群（負荷率 0.05 で効率 2 程度、負荷率 0.1 で効率 3 程度付近の群）がある。これは、圧縮機 1 台運転の群である。それ以外の、低負荷時に効率が低いプロットや高負荷のプロットは、圧縮機 2 台運転の群である。1 台で運転できる負荷でも 2 台運転が多いため、1 台での運転効率が低い負荷の範囲では 1 台運転とすることで、効率が改善される可能性がある。



※上から負荷率と COP、圧縮機稼働台数とインバータ回転数の時系列データを示す。

図 1.2.3.123 Gビル・室外機 G_11-1 の稼働状況（2021/7/13～7/19）

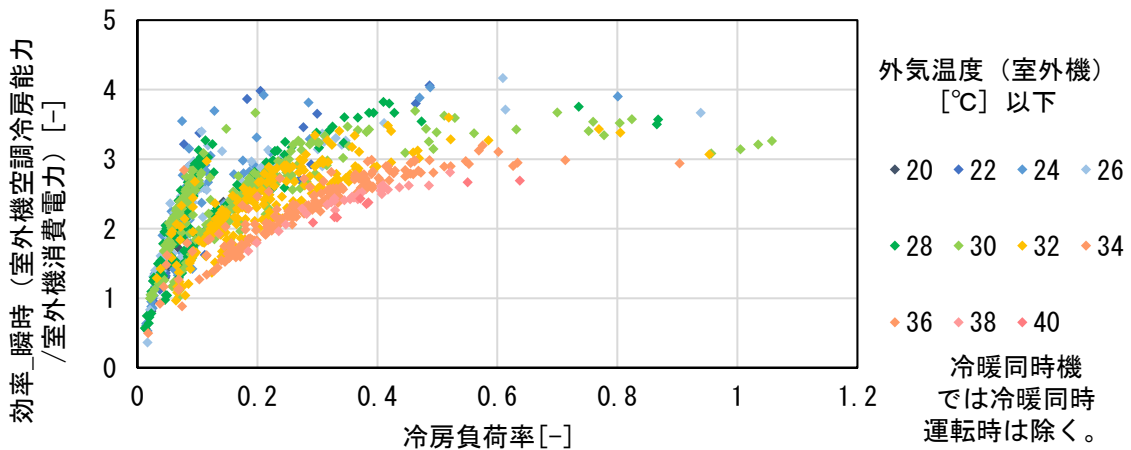


図 1.2.3.124 Gビル・室外機 G_11-1：全測定期間についての冷房の負荷率と効率（瞬時）

e.3.3.2 課題な設備容量により効率が低下している例

設備容量を低減して負荷率を向上させる方法について、設備容量が過大と思われる室外機系統が見られる。テナントビルでは、詳細な使用状況の想定が難しいこと、設備容量が大きい方がテナント誘致に有利であることより、一般に、自社ビルよりも設備容量が大きくなりがちである。しかしながら、低負荷、低効率での運転が行われる懸念がある。ここでは、設備容量低減の必要性や可能性を確認する。

G ビルの測定対象の室外機は 4 台あり、室外機 G_03-1 とそれ以外の室外機系統では、負荷の傾向に差が見られた。

G ビルの室外機 G_11-1 の夏期代表期間（2021 年 7 月 25 日～7 月 31 日）の稼働状況を図 1.2.3.125、瞬時の冷房負荷率と効率の関係を図 1.2.3.126 に示す。室外機 G_11-1 では、朝の冷房運転開始時に、大きな立ち上がり負荷が生じる傾向が見られた。特に休日明けにその傾向が強く、室外機 G_11-1 では、夏期休暇と推察される 5 日間の運転停止の後、7 月 26 日の朝の立ち上がり時に、期間最大の処理熱量が生じている。予冷時間を長くすることで、最大負荷を低減できると考えられる。

図 1.2.3.126 に示す処理熱量と効率の関係では、低負荷、低効率での運転が多いことが確認できる。設備容量低減により、効率改善の可能性はある。

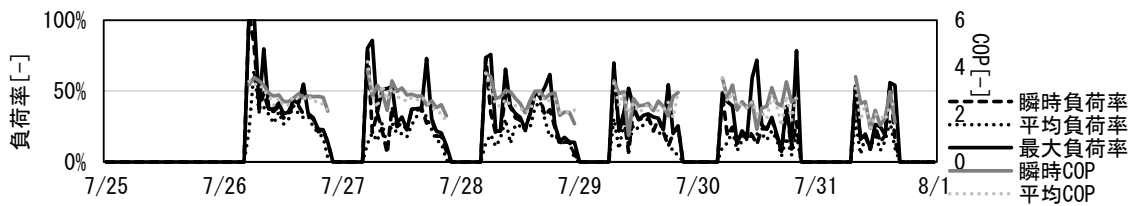


図 1.2.3.125 G ビル・室外機 G_11-1 の稼働状況（負荷率と COP、2021/7/25～7/31）

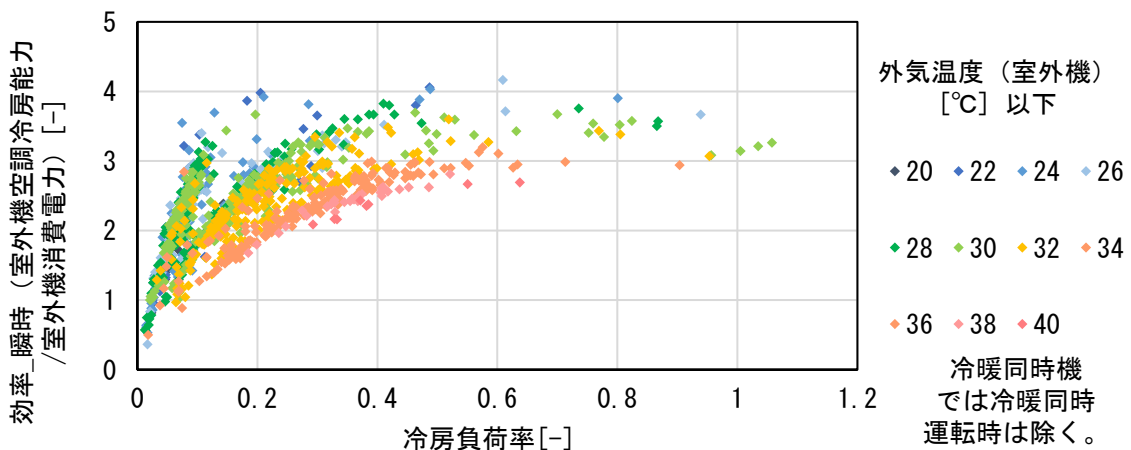


図 1.2.3.126 G ビル・室外機 G_11-1：全測定期間についての冷房の負荷率と効率（瞬時）

一方、室外機 G_03-1 では、負荷率が高い傾向がある。G ビルの室外機 G_03-1 の夏期代表期間について、2021 年 8 月 25 日～9 月 1 日の稼働状況を図 1.2.3.127、2021 年 7 月 30 日～8 月 5 日の稼働状況を図 1.2.3.128 に示す。また、瞬時の負荷率と効率の関係を図 1.2.3.129 に示す。

8 月 26 日の立ち上がりに 1 時間平均負荷率の最大値 97%が生じているものの、立ち上

がり時以外の8月5日午後等にも高い負荷率が生じており、設備容量は適切であると考えられる。計算モデルにより改善の余地等を詳細に確認すべきであるが、比較的、高い負荷率での運転が多く、効率が低い状態での運転となっていると推察される。

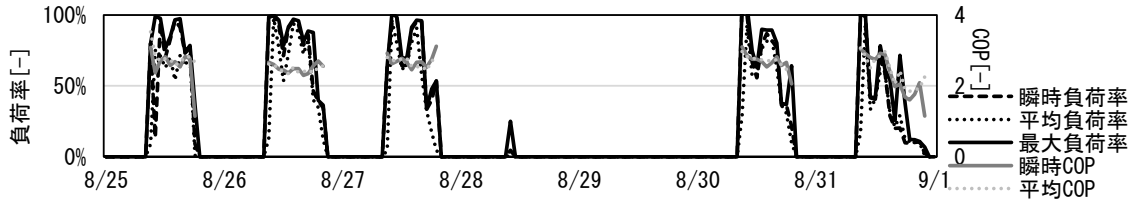


図 1.2.3.127 Gビル・室外機 G_03-1 の稼働状況（負荷率と COP、2021/8/25～9/1）

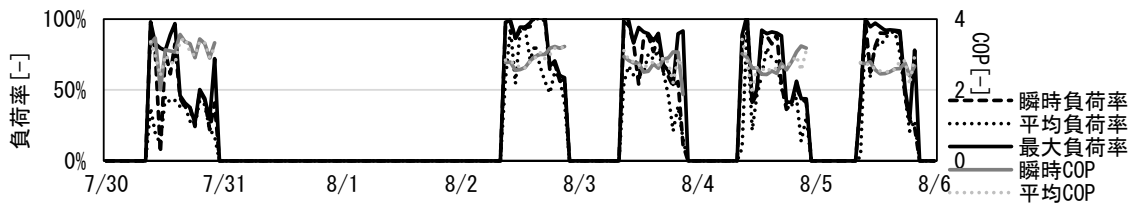


図 1.2.3.128 Gビル・室外機 G_03-1 の稼働状況（負荷率と COP、2021/7/30～8/5）

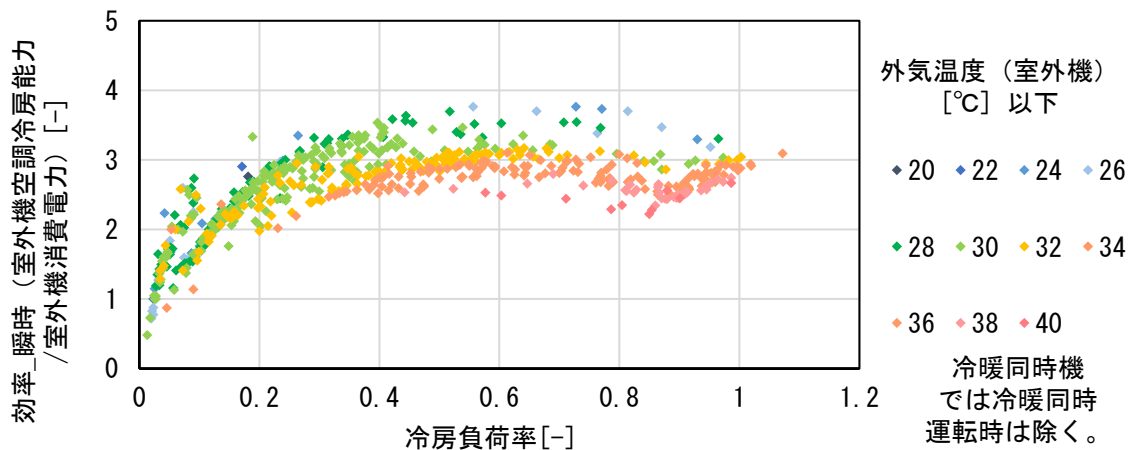


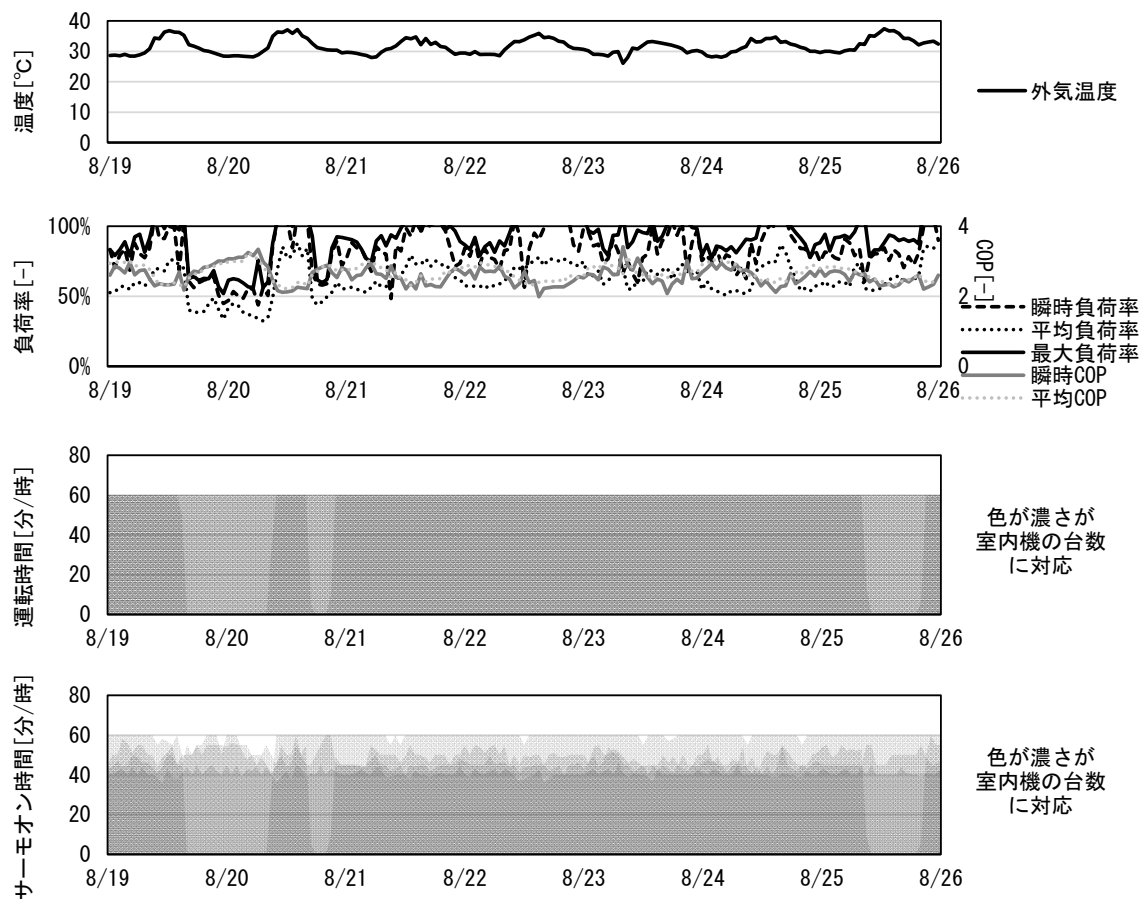
図 1.2.3.129 Gビル・室外機 G_03-1：全測定期間についての冷房の負荷率と効率（瞬時）

特にテナントビルでは、設備容量を大きめとする傾向があるものの、効率を考慮すると、設備容量を低減した方が良いと考えられる室外機系統が多い。基本となる建物全体での設備の容量は抑えて容量が不足する場合はテナント側の工事に対応する、低負荷時に高効率で運転できるよう低容量の圧縮機を室外機ユニットの構成に組み込み制御する、といった対応が考えられる。

e.3.4 高負荷での運転の発生

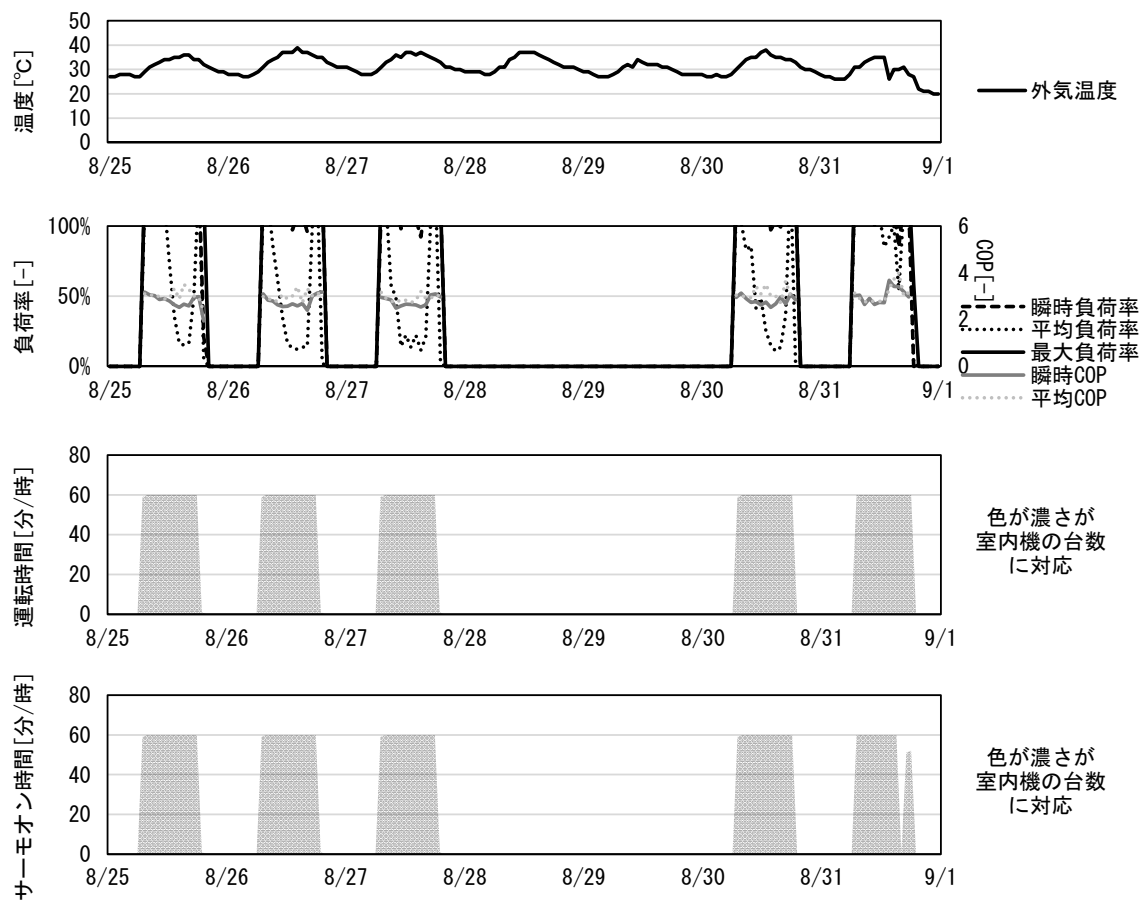
多くの室外機では負荷率が低い状態が多く高負荷率の運転が長時間継続することは珍しいが、一部の室外機では長時間の高負荷率での運転が発生している。廊下等の共用部が含まれる室外機系統や、外気処理用の室外機系統で、高負荷率での運転が見られた。このような室外機では、高負荷率で効率が低い領域での運転が多いため、設備容量を大きくすることで運転の高効率化が実現する可能性がある。

I店舗の室外機 I_OA-1 の夏期代表期間（2021年8月19日～8月25日）の稼働状況を図 1.2.3.130、Oビルの室外機 O_04-4 の同期間の稼働状況を図 1.2.3.131 に示す。I店舗の室外機 I_OA-1 は、外気調和用の室外機系統である。Oビルの室外機 O_04-4 は、廊下、エレベーターホールの空調用の室外機系統である。いずれも、夏期に負荷率 100%を超える運転が見られる。Oビルでは、負荷率 140%程度の発生も見られる。



※上から外気温度、負荷率と COP、系統内の室内機運転時間、室内機サーモオン時間の時系列データを示す。

図 1.2.3.130 I店舗・室外機 I_OA-1 の稼働状況（2021/8/19～8/25）



※上から外気温度、負荷率と COP、系統内の室内機運転時間、室内機サーモオン時間の時系列データを示す。

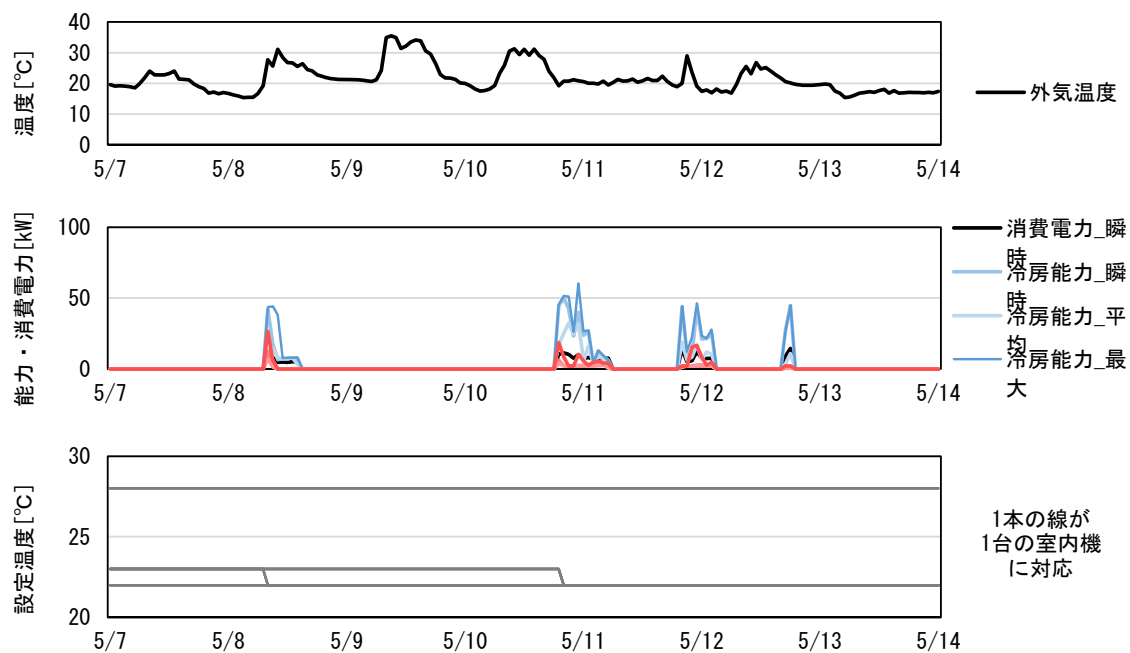
図 1.2.3.131 Oビル・室外機 O_04-4 の稼働状況 (2021/8/25~8/31)

e.3.5 設定温度

テナントビルのビル用マルチエアコンの運転は、テナントに委ねられていると考えられる。冷暖同時機では、冷房、暖房いずれの運転となっているか、在室者が注意を払う機会は少なく、季節の変化に伴う設定温度の変更も適切に行われない可能性がある。ここでは、設定温度に特徴的な点が見られた例を示す。

e.3.5.1 意図せず中間期に冷房運転となっている例

G ビルの室外機 G_03-1 の中間期代表期間（2021年5月7日～5月13日）の稼働状況を図 1.2.3.132 に示す。G ビルの室外機 G_03-1 は冷暖同時機であるが、設定温度の変更が適切に行われていない可能性がある。5月前半の室内機が冷房運転となっている時期に、室内機の設定温度が 22°C程度となっている。冬期の暖房設定温度から変更されておらず、意図せずに冷房運転が行われている可能性がある。なお、全熱交換器ユニットは 28°C設定となっているが、冷房を意識した設定温度となっているのか、暖房を意識して冬期に気流感が生じないように高めの設定温度としているのかは、引き続き確認を行う必要がある。

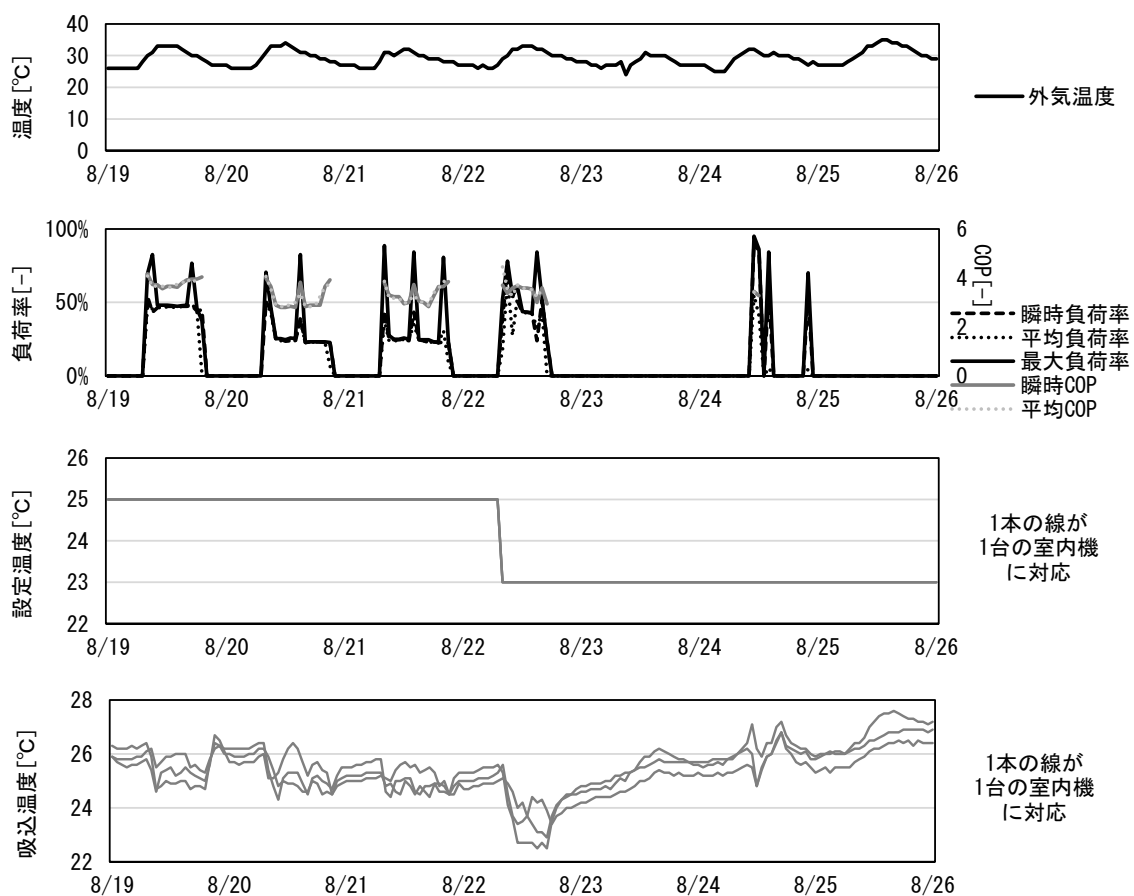


※上から外気温度、処理熱量と消費電力、系統内の室内機設定温度の時系列データを示す。設定温度は1本の線が1台の室内機に対応。全熱交換器ユニット3台は28°C設定、他は22～23°C設定。

図 1.2.3.132 G ビル・室外機 G_03-1 の稼働状況 (2021/5/7～5/13)

e.3.5.2 低い設定温度により効率のよい運転となっている例

F ビルの室外機 F_06-2 の夏期代表期間（2021年8月19日～8月25日）の稼働状況を図 1.2.3.133 に示す。室外機 F_06-2 では、冷房期の設定温度が低い期間が見られた。8月下旬に設定温度が 25℃から 23℃に変更されていた。室内機の吸込温度より、室温も設定温度に応じて制御されていると推察される。室外機 F_06-2 は、同一物件の他の室外機と比較して、冷房期の負荷率が中程度で安定しており、効率も比較的高い状態で安定して運転できている室外機系統である。しかしながら、一般的な冷房設定温度と比較して室外機 F_06-2 の設定温度は低く、効率の良い運転が必ずしも省エネルギーな運転とは言えないことに留意する必要がある。

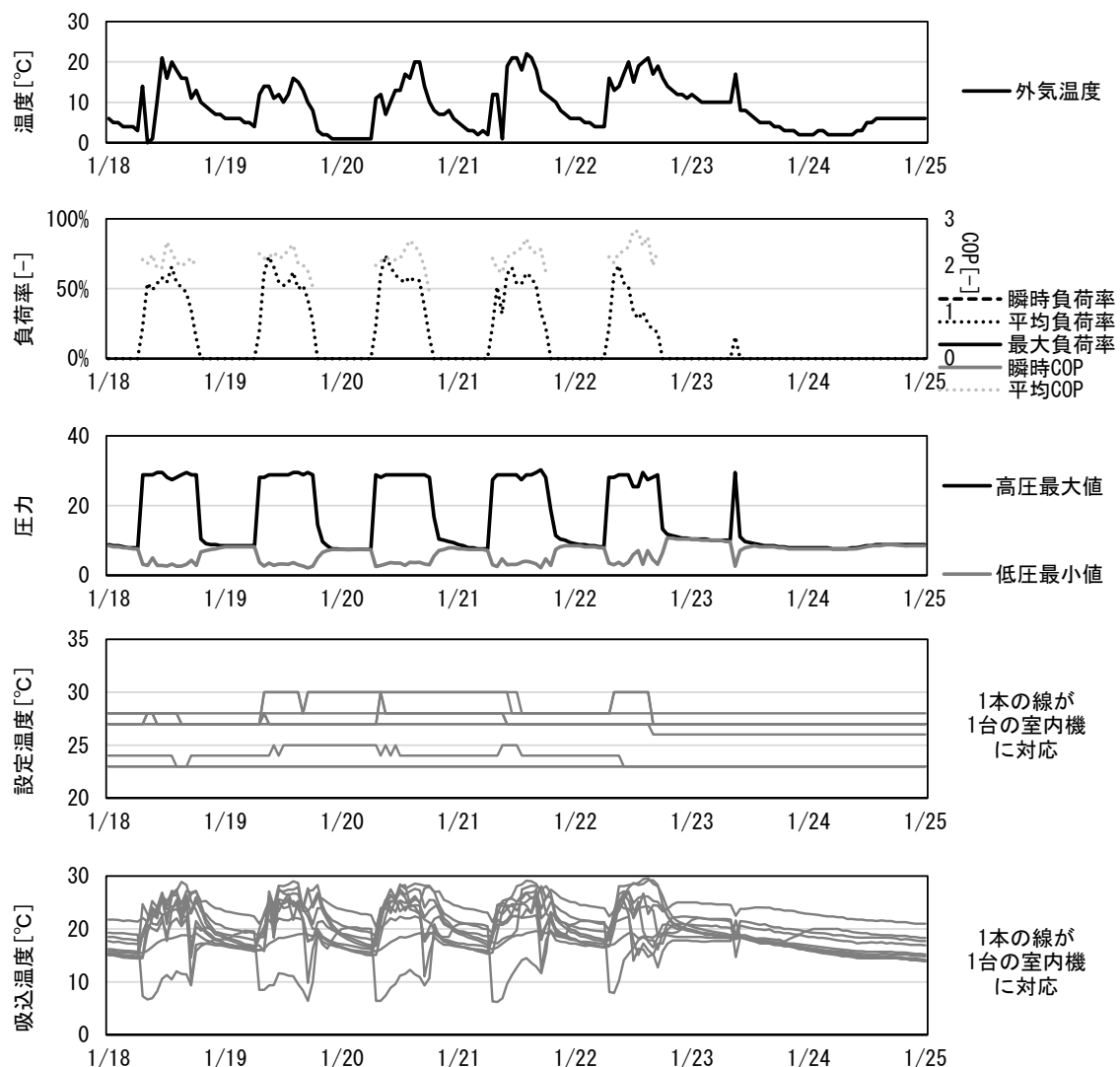


※上から外気温度、負荷率と COP、系統内の室内機設定温度、室内機吸込温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.133 F ビル・室外機 F_06-2 の稼働状況（2021/8/19～8/25）

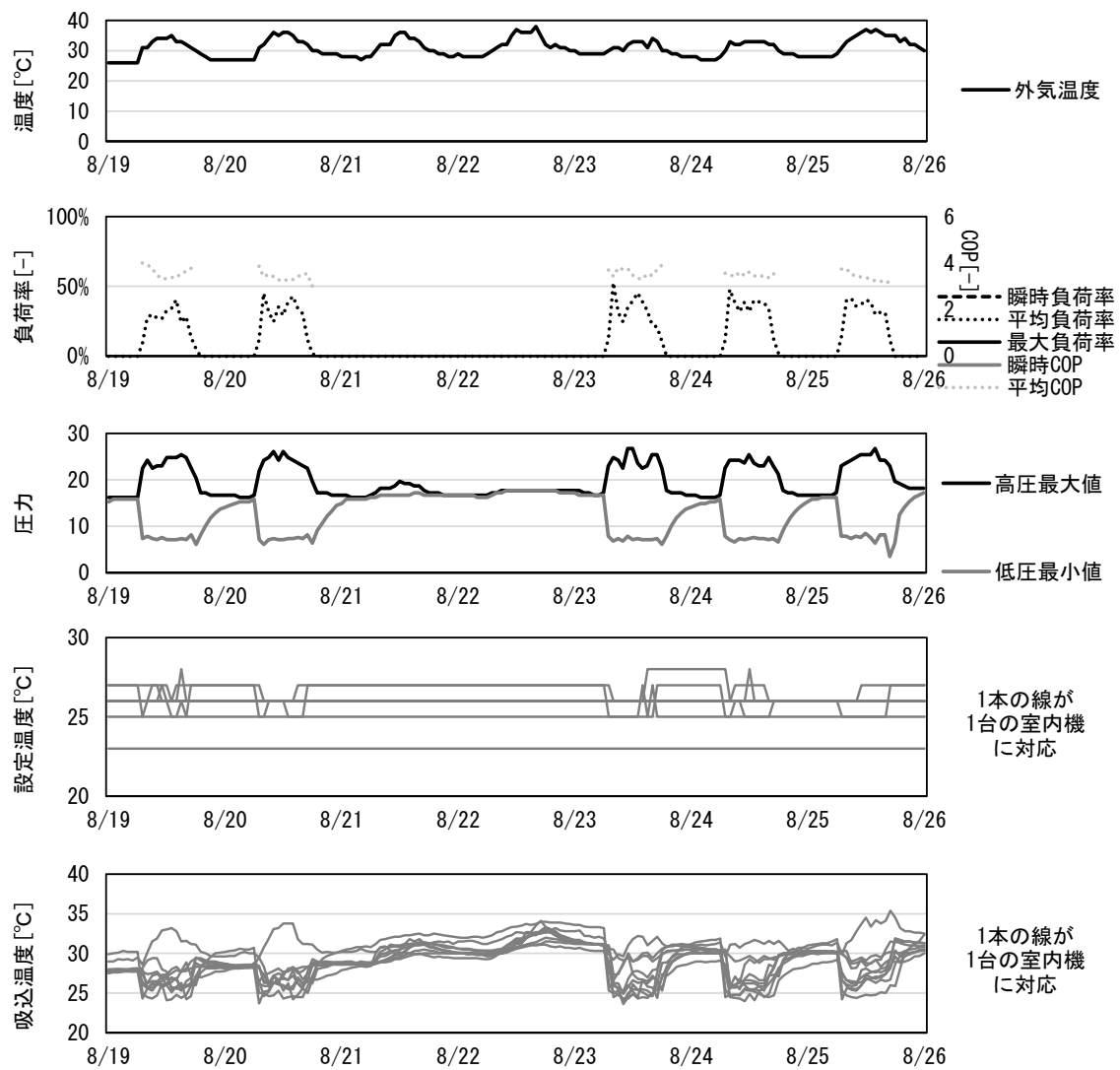
e.3.5.3 設定温度が暖房時は高め、冷房時は低めとなっている例

Nビルの室外機 N_08-1 の冬期代表期間（2021年1月18日～1月24日）の稼働状況を図 1.2.3.134、夏期代表期間（2021年8月19日～8月25日）の稼働状況を図 1.2.3.135 に示す。Nビルでは、全体的に冷房の設定温度が低く、暖房の設定温度が高めの傾向がある。外気処理エアコンにおいてその傾向が顕著であるが、他の室内機でも目立って設定温度が低いものや高いものがある。特に暖房で、設定温度の影響で凝縮圧力が高くなり、効率が低下する傾向がある。室内機の膨張弁開度が最大値を取ることは少ないため、能力不足ではないと推察される。室内側の気流や温度分布などの問題が関係している可能性がある。Nビルの室外機は更新用モデルが多く、建物竣工後に一定期間を経て設備改修が行われていると推察される。そのため、外皮性能が十分ではない可能性がある。



※上から外気温度、負荷率と COP、圧力、系統内の室内機設定温度、室内機吸込温度の時系列データを示す。
外気処理エアコンの設定温度は 28°C。

図 1.2.3.134 Nビル・室外機 N_08-1 の稼働状況（2021/1/18～1/24）



※上から外気温度、負荷率と COP、圧力、系統内の室内機設定温度、室内機吸込温度の時系列データを示す。
 外気処理エアコンの設定温度は 23℃。

図 1.2.3.135 Nビル・室外機 N_08-1 の稼働状況 (2021/8/19~8/25)

e.3.6 外気処理

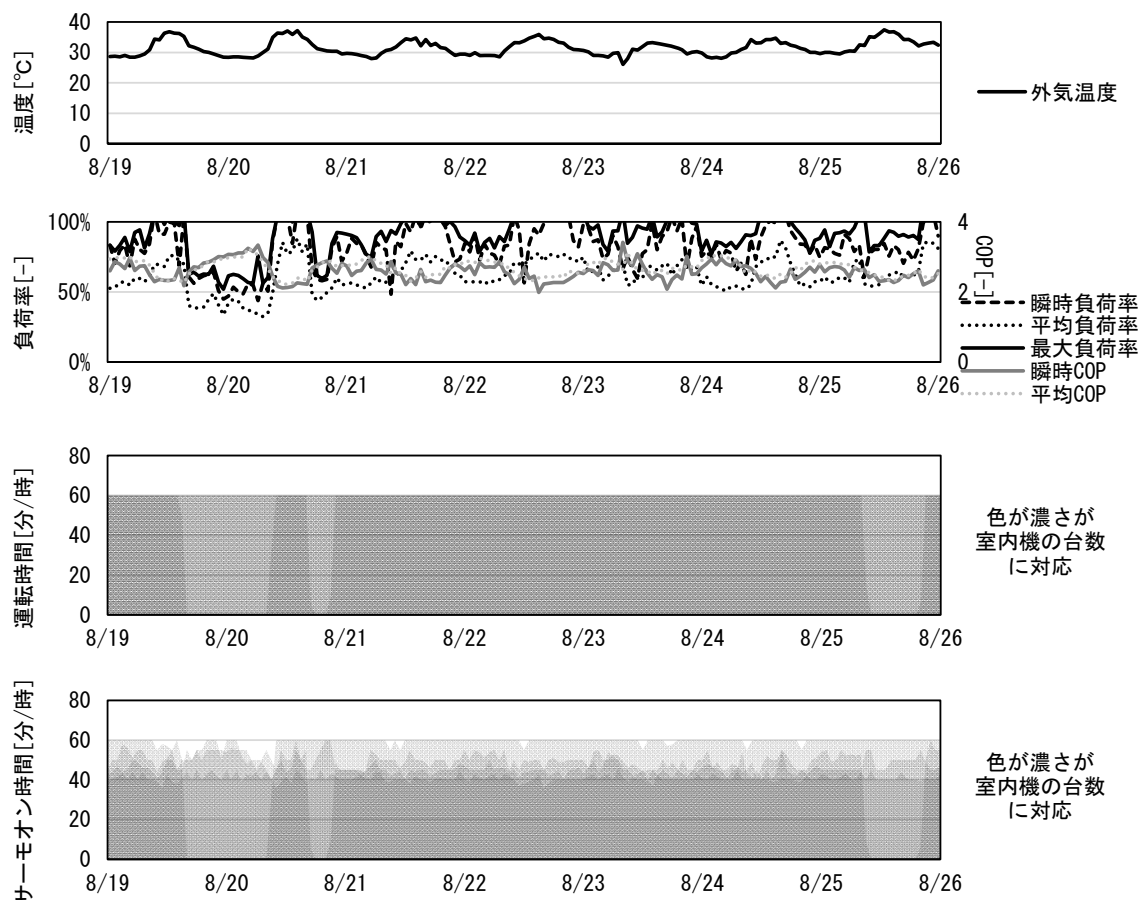
個別分散型空調では、室外機間、あるいは外調機や室外機の間での制御の連携に工夫の余地があると考えられる。測定対象に外気処理専用の室外機が含まれる物件は、H 店舗、I 店舗である。H 店舗には、室負荷処理と外気処理の両方を兼ねる室外機系統もある。

e.3.6.1 深夜時間帯にも外気処理用の室外機が稼働している例

I 店舗では、1～4 階の外気処理用に 1 台のビル用マルチエアコンが導入されており、各階に対応する室内機が 1 台設置されている。また、1～4 階の各階には、1 階あたり 1 台のビル用マルチエアコン室外機が導入されている。外気処理用の室内機は、在室者がいる階のみ運転すれば良いと考えられる。測定物件において在室者がいる階、時間帯の直接的な把握は困難であるが、暖房機や冷房期においては、空調運転状況が目安になり得る。

I 店舗の室外機 I_OA-1 の夏期代表期間（2021 年 8 月 19 日～8 月 25 日）の稼働状況を図 1.2.3.136 に示す。外気処理用の室外機 I_OA-1 は、2021 年 8 月後半より常時運転されているおり、対応する室内機も常時運転や長時間運転となっている。

一方、室内負荷処理用の室外機は、系統によるが、朝から晩まで稼働し、深夜は停止しているパターンが多いことより、深夜には在室者がいないものと推察される。深夜時間帯にも外気処理用の室外機は高い負荷率で稼働しており、不必要な運転である可能性が示唆される。なお、感染症対策として、積極的に外気導入が行われている可能性がある。

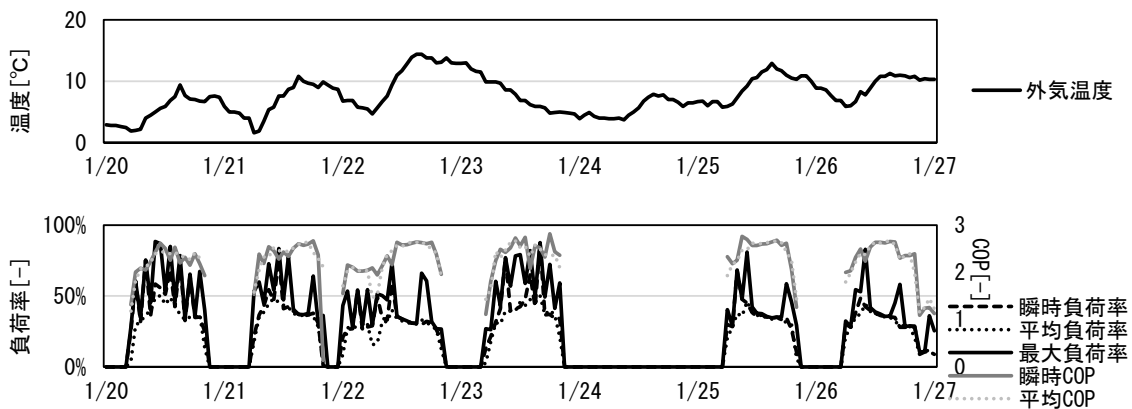


※上から外気温度、負荷率と COP、統内の室内機運転時間、室内機サーモオン時間の時系列データを示す。

図 1.2.3.136 I 店舗・室外機 I_OA-1 の稼働状況（2021/8/19～8/25）

e.3.6.2 在室時間帯に外気処理用の室外機が停止している例（その1）

I 店舗では、上記のように室内負荷処理用の室外機が停止している時間帯に外気処理用の室外機が稼働している時期がある一方、室内負荷処理用の室外機のみ運転している時間帯がある時期もある。冬期代表期間（2021年1月20日～1月26日）について、室外機 I_OA-1 の稼働状況を図 1.2.3.137、室外機 I_01-1 の稼働状況を図 1.2.3.138 に示す。1月24日に、室内負荷処理用の室外機 I_01-1 のみ稼働し、外気処理用の室外機 I_OA-1 が停止している。外気を直接導入している可能性があるものの、在室者に外気が導入されていない可能性もあり、連携制御等による運用改善の必要性が示唆される。



※上から外気温度、負荷率と COP の時系列データを示す。

図 1.2.3.137 I 店舗・室外機 I_OA-1 の稼働状況（2021/1/20～1/26）

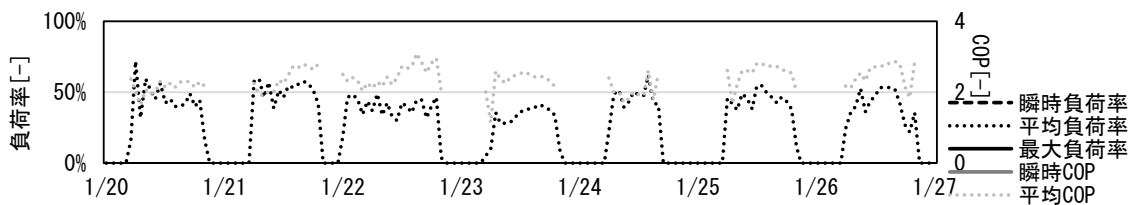


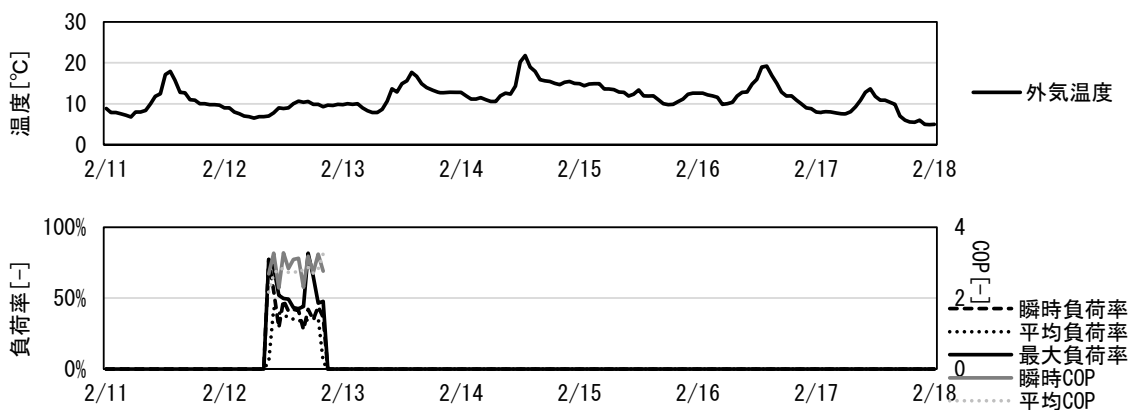
図 1.2.3.138 I 店舗・室外機 I_01-1 の稼働状況（負荷率と COP、2021/1/20～1/26）

e.3.6.3 在室時間帯に外気処理用の室外機が停止している例（その2）

H 店舗の 1～2 階の室内負荷処理用の室外機 H_02-1、外気処理用の室外機 H_OA-1 でも、I 店舗と同様の状況があった。H 店舗の 1～2 階は、室内負荷処理用の室外機 H_02-1（定格能力冷房 77.5 kW、暖房 90.0kW）と外気処理用の室外機 H_OA-1（定格能力冷房 22.4kW、暖房 25kW）により空調が行われている。

冬期代表期間（2021年2月11日～2月17日）の室外機 I_OA-1 の稼働状況を図 1.2.3.139、室外機 H_02-1 の稼働状況を図 1.2.3.140 に示す。また、夏期代表期間（2021年8月7日～8月13日）の室外機 I_OA-1 の稼働状況を図 1.2.3.141、室外機 H_02-1 の稼働状況を図 1.2.3.142 に示す。

冬期の暖房期間では、室内負荷処理用の室外機 H_02-1 の稼働日と比較して、外気処理用の室外機 H_OA-1 の稼働日が極端に少ないが、夏期の冷房期間では稼働日が増える。外気処理の有無とは別に適切に外気導入は行うという前提で、室内負荷処理用と外気処理用の室外機の運転台数制御を行うことで、冷房需要をもとに室外機を選定する場合にも、暖房運転時に効率の良い負荷率で運転が可能となると期待される。ただし、外気温湿度や室内負荷の発生状況に留意して台数制御を検査する必要がある。



※上から外気温度、負荷率と COP の時系列データを示す。

図 1.2.3.139 H 店舗・室外機 H_OA-1 の稼働状況（2021/2/11～2/17）

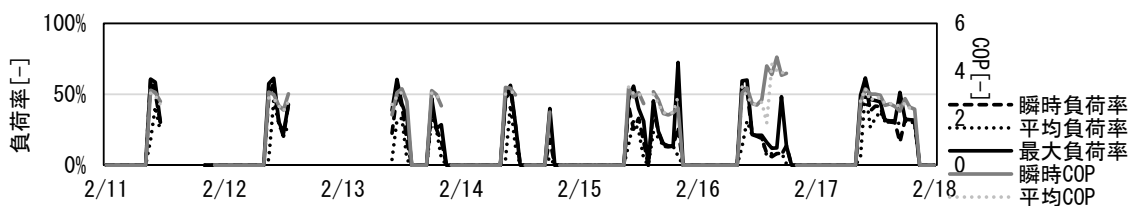
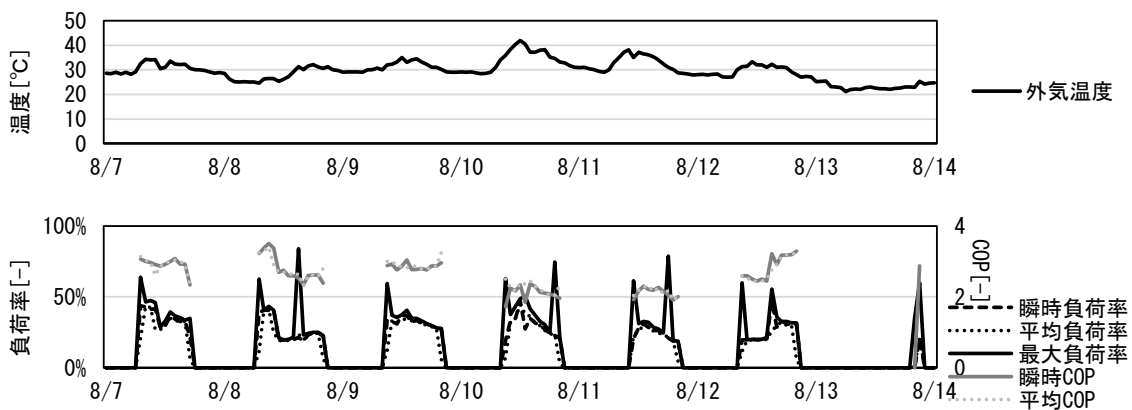


図 1.2.3.140 H 店舗・室外機 H_02-1 の稼働状況（2021/2/11～1/17） 負荷率と COP



※上から外気温度、負荷率と COP の時系列データを示す。

図 1.2.3.141 H 店舗・室外機 H_OA-1 の稼働状況 (2021/8/7~8/13)

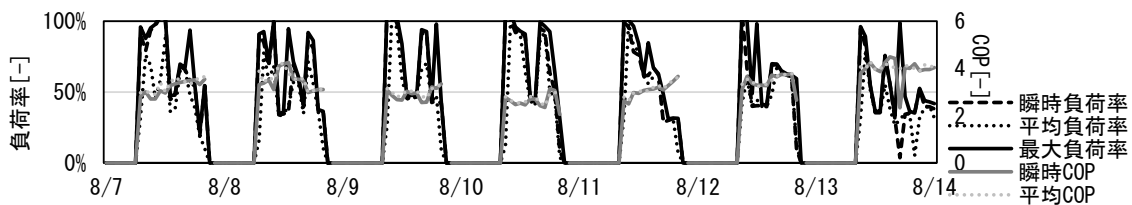


図 1.2.3.142 H 店舗・室外機 H_02-1 の稼働状況 (負荷率と COP、2021/8/7~8/13)

e.3.6.4 外気処理用の室内機が室負荷処理用の室内機と同一の室外機に接続されている例

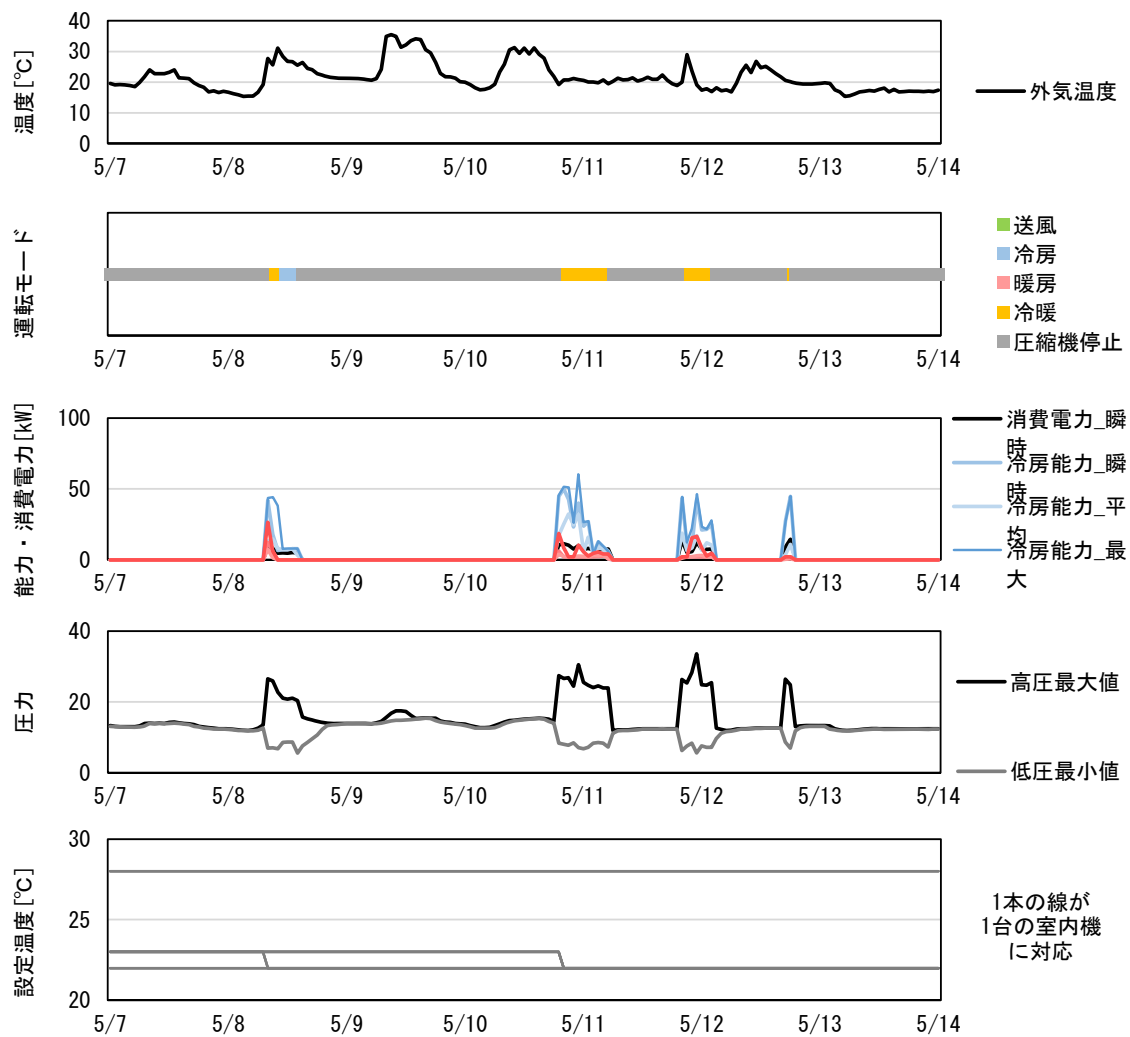
外気処理用の室内機が室負荷処理用の室内機と同一の系統に接続されている室外機系統は、N ビル、G ビル、H 店舗の測定対象に含まれる。いずれも室外機は冷暖同時機で、N ビルでは外気処理エアコン、G ビルでは直膨コイル付き全熱交換器、H 店では加湿ありタイプの外気処理エアコンが接続されている。

室内側で冷房需要が生じているときに、不必要に外気の加熱が生じている室外機系統が見られ、運転等で改善の余地があると考えられる。また、設定温度の切替に課題があると考えられる事例や極端な設定温度となっている事例が見られた。

G ビルの室外機 G_03-1 の中間期代表期間 (2021 年 5 月 7 日~5 月 13 日) の稼働状況を図 1.2.3.143 に示す。外気処理用と室負荷処理用の室内機の両方が接続されている冷暖同時機について、G ビルでは、取入れ外気の気流による不快感が問題とならない中間期や夏期に、直膨コイル付き全熱交換器で加熱が生じ、他の室内機で冷房需要が生じている。しかしながら、冷房室負荷が発生している際に、設定温度や室温より温度の低い外気を熱交換や直膨コイルによる加熱を行わずに直接導入することで、冷房室負荷の削減が期待される。

更に、冷暖同時運転時には、室外機での処理熱量が小さくても、圧縮機前後の圧力差が大きい傾向が見られる。これは、冷暖同時運転とすることによる冷房処理負荷の差以上に、室外機での消費電力が増加する可能性を示唆する。

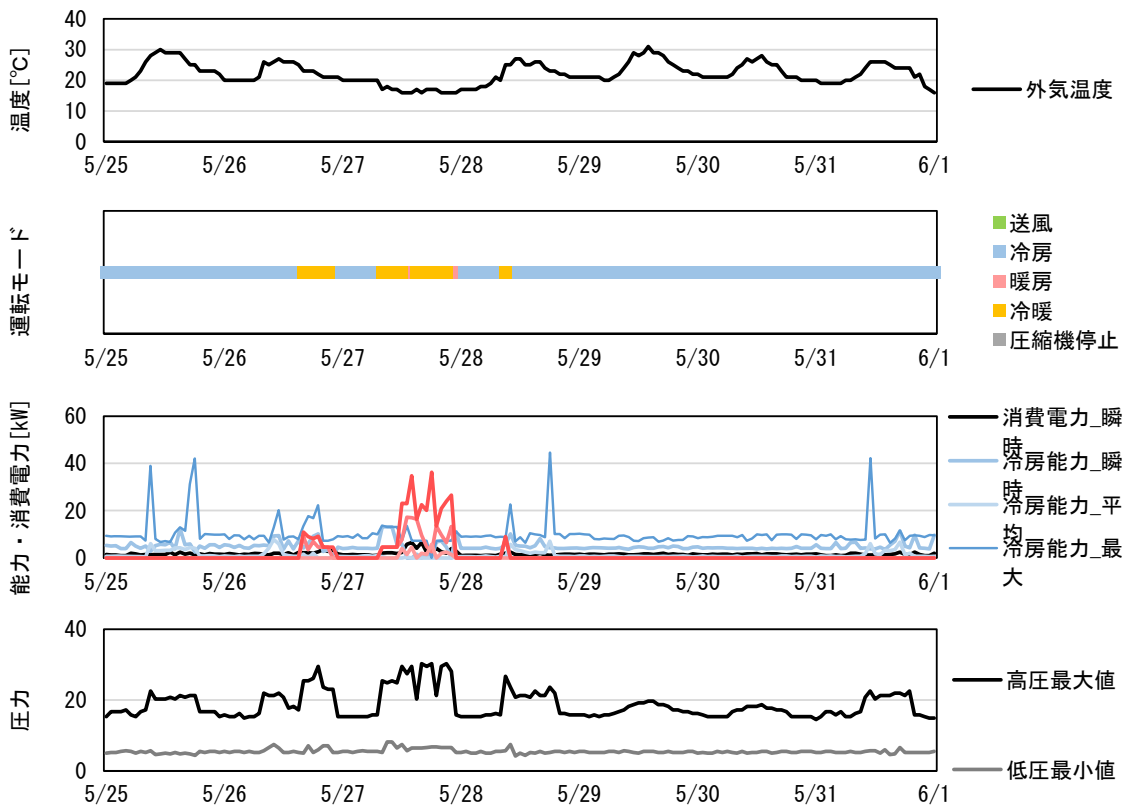
なお、G ビルでは、測定開始から 8 月 28 日に設定変更が行われるまで、全熱交換器ユニットが、室外機 G_03-1 では暖房、他の 3 台の室外機では送風モードとなっている。自動モードへ設定が変更され、変更直後の時期は冷房運転となる。



※上から外気温度、室外機運転モード、処理熱量と消費電力、圧力、系統内の室内機設定温度の時系列データを示す。設定温度は1本の線が1台の室内機に対応。全熱交換器ユニット3台は28℃設定、他は22～23℃設定。

図 1.2.3.143 Gビル・室外機 G_03-1 の稼働状況 (2021/5/7～5/13)

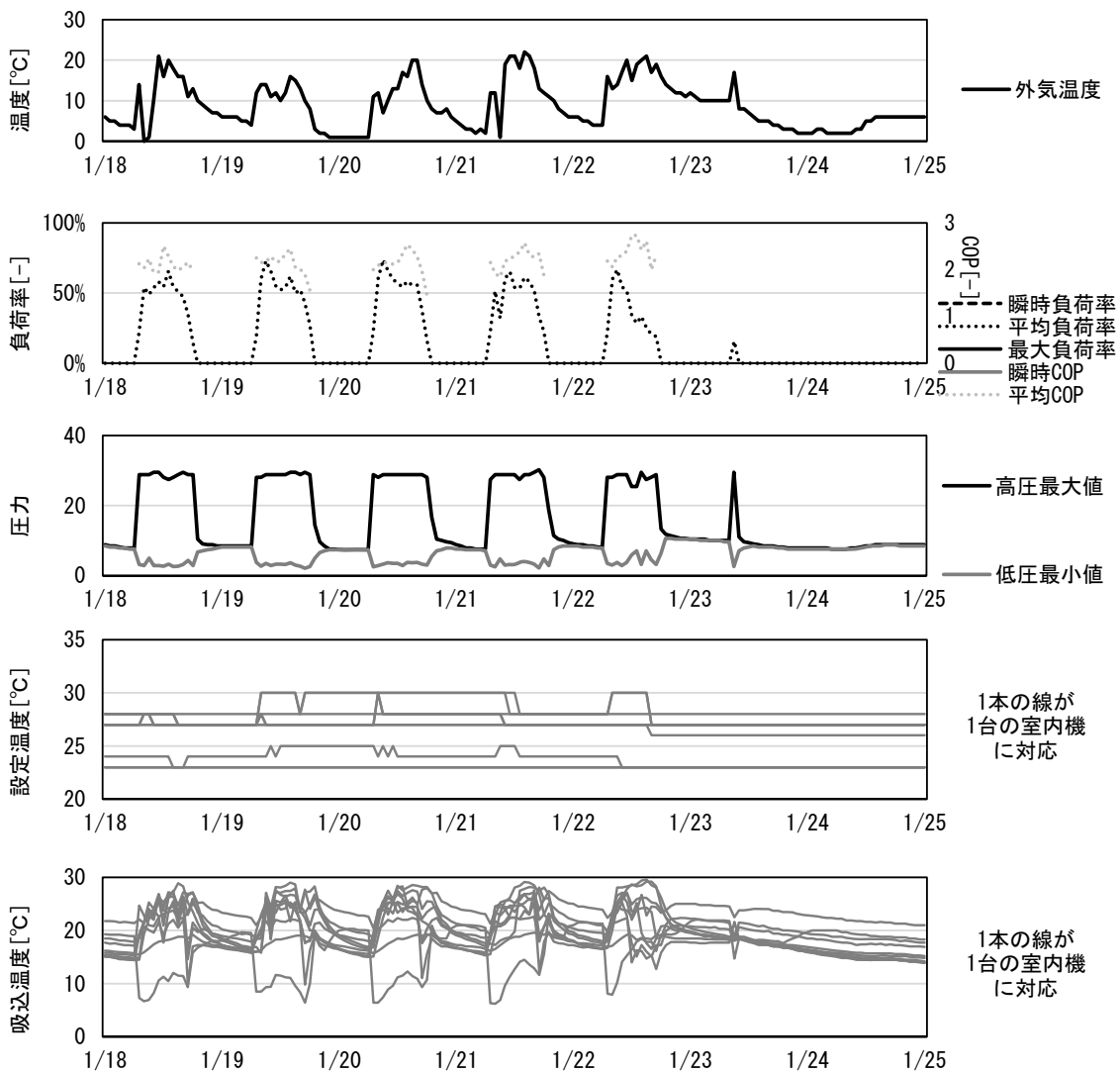
H店舗の室外機 H_04-1 の中間期代表期間（2021年5月25日～5月31日）の稼働状況を図 1.2.3.144 に示す。室外機 H_04-1 は冷暖同時機であるが、Gビルの例と同様に、外気温度が低下した5月27日に、加湿有タイプの外気処理エアコンで暖房、他の室内機で冷房の需要が生じ、冷暖同時運転が行われている。加熱が生じる時間帯に高圧圧力が上昇しており、エネルギー消費量も増加している。一方で、外気湿度は把握できていないものの、外気温度と冷房需要発生状況からすると、建物使用者の加熱の要望があるとは考えにくい。冷暖同時機の利便性が不必要な加熱に繋がったと推察され、運用等による改善の可能性がある。ただし、当該室外機システムでこのような運転が生じている日数は数日程度と限定的であり、改善によるエネルギー消費量削減余地も限定的であると考えられる。



※上から外気温度、室外機運転モード、処理熱量と消費電力、圧力、の時系列データを示す。

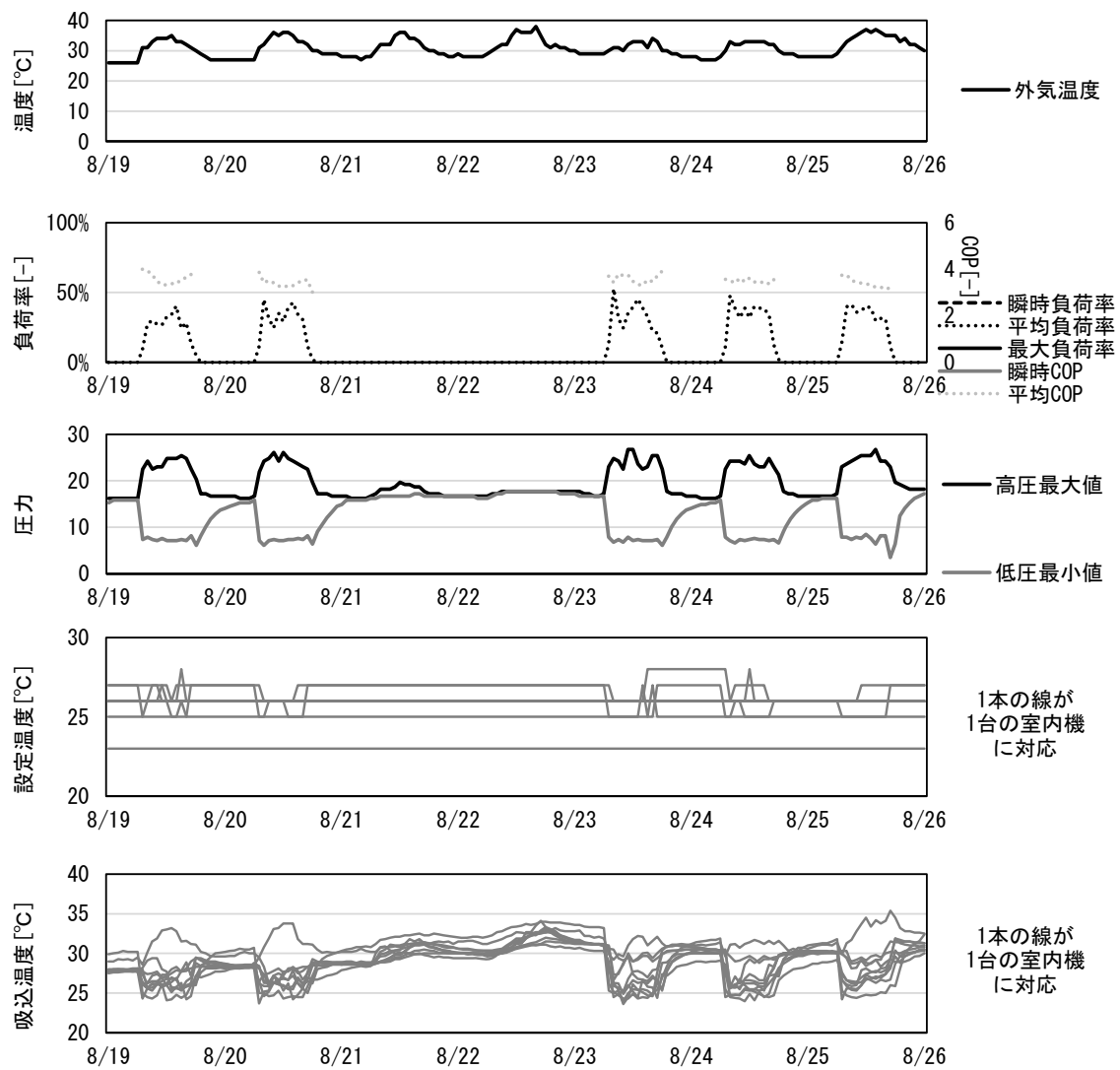
図 1.2.3.144 H店舗・室外機 H_04-1 の稼働状況（2021/5/25～5/31）

N ビルの室外機 N_08-1 の冬期代表期間（2021 年 1 月 18 日～1 月 24 日）の稼働状況を図 1.2.3.145、夏期代表期間（2021 年 8 月 19 日～8 月 25 日）の稼働状況を図 1.2.3.146 に示す。N ビルでは、冷暖同時機も採用されているものの、冷暖同時運転は殆ど発生しておらず、不必要な外気処理は生じていない。一方で、外気処理エアコンの冷房設定温度は 23℃と低く、暖房設定温度は 28℃と高めの傾向がある。設定温度の切替は当該物件の外気処理エアコンで同時期に行われており、各室外機系統のエリアの利用者が各々調整しているのではなく、建物管理者もしくは中央監視装置による設定変更が行われていると推察される。室内機の膨張弁開度が最大値を取ることは少ないため、外気処理エアコンや室外機的能力不足ではないと推察される。室内側の気流や温度分布などの問題が関係している可能性がある。N ビルの室外機は更新用モデルが多く、建物竣工後に一定期間を経て設備改修が行われていると推察され、外皮性能が十分でない可能性がある。



※上から外気温度、負荷率と COP、圧力、系統内の室内機設定温度、室内機吸込温度の時系列データを示す。
外気処理エアコンの設定温度は 28℃。

図 1.2.3.145 N ビル・室外機 N_08-1 の稼働状況（2021/1/18～1/24）



※上から外気温度、負荷率と COP、圧力、系統内の室内機設定温度、室内機吸込温度の時系列データを示す。
 外気処理エアコンの設定温度は 23℃。

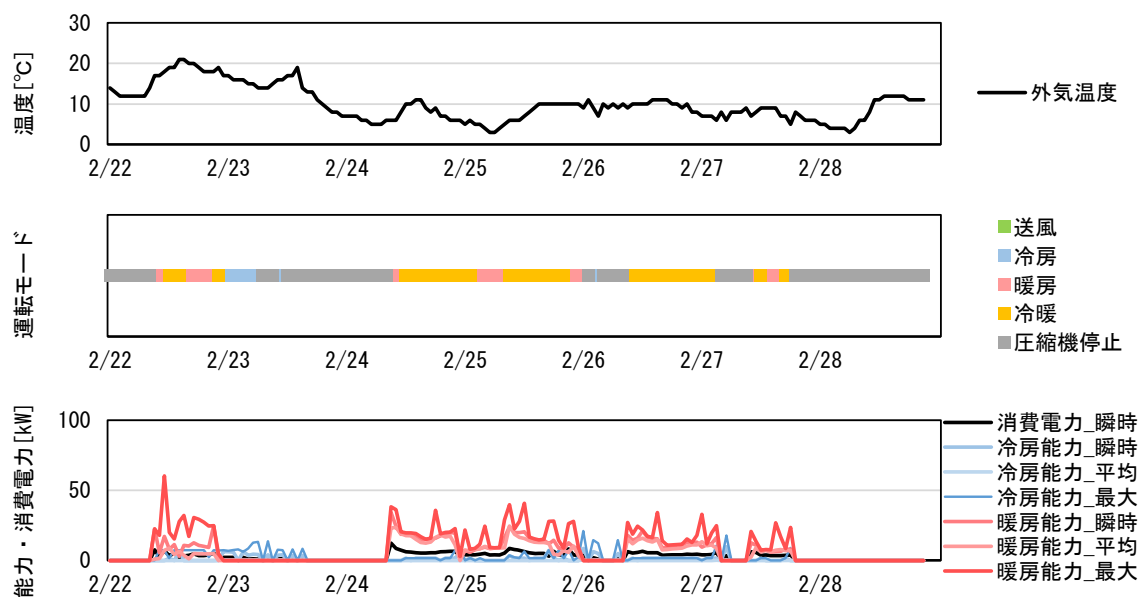
図 1.2.3.146 Nビル・室外機 N_08-1 の稼働状況 (2021/8/19~8/25)

e.3.7 サーバー室の運転状況

H 店舗、O ビル、W ビルでは、図面よりサーバー室の存在が確認される。

H 店舗の室外機 H_04-1 の冬期代表期間（2021 年 2 月 22 日～2 月 28 日）の稼働状況を図 1.2.3.147 に示す。また、O ビルの室外機 O_02-2 の夏期代表期間（2021 年 7 月 13 日～7 月 19 日）の稼働状況を図 1.2.3.148 に示す。

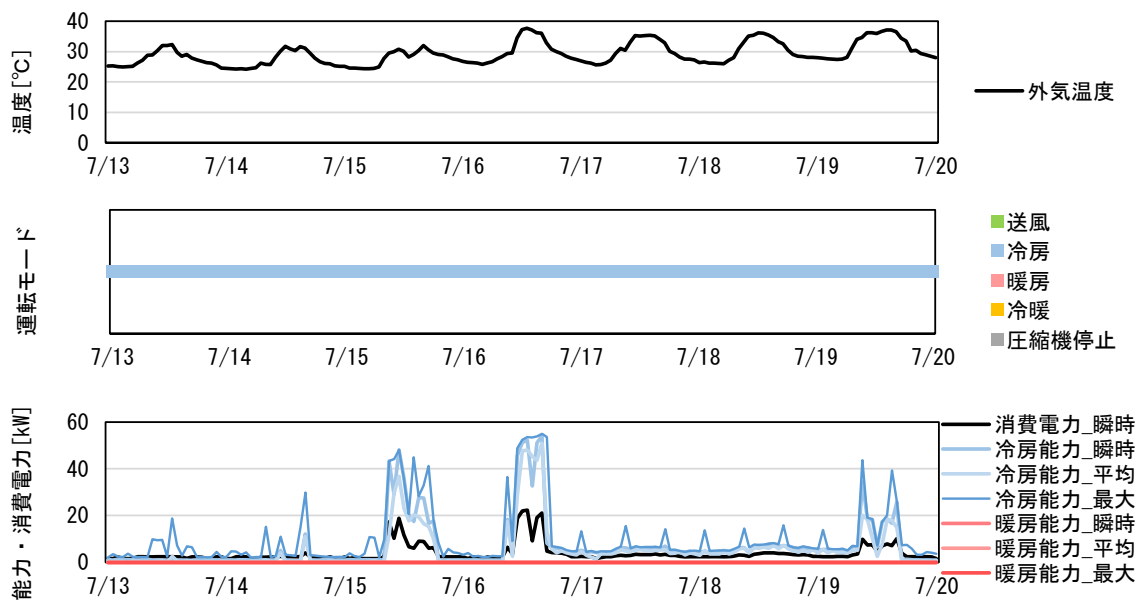
これらの室外機では、他の室の室内機とサーバー室の室内機が同一の室外機系統に接続されている。冷暖同時機である H 店舗の室外機 H_04-1 では、冬期に暖房需要と冷房需要が相殺されている。



※上から外気温度、室外機運転モード、処理熱量と消費電力の時系列データを示す。

図 1.2.3.147 H 店舗・室外機 H_04-1 の稼働状況（2021/2/22～2/28）

一方で、O ビルの室外機 O_02-2 は、常時運転の室内機が含まれることで、低負荷での運転が生じている。サーバー室の扱いを、冷暖同時機を導入し他の室と組み合わせる方法、単独の室外機系統で処理する方法のいずれとすべきかは、年間での冷暖房負荷発生状況を踏まえ、計算モデルで検討すべきである。

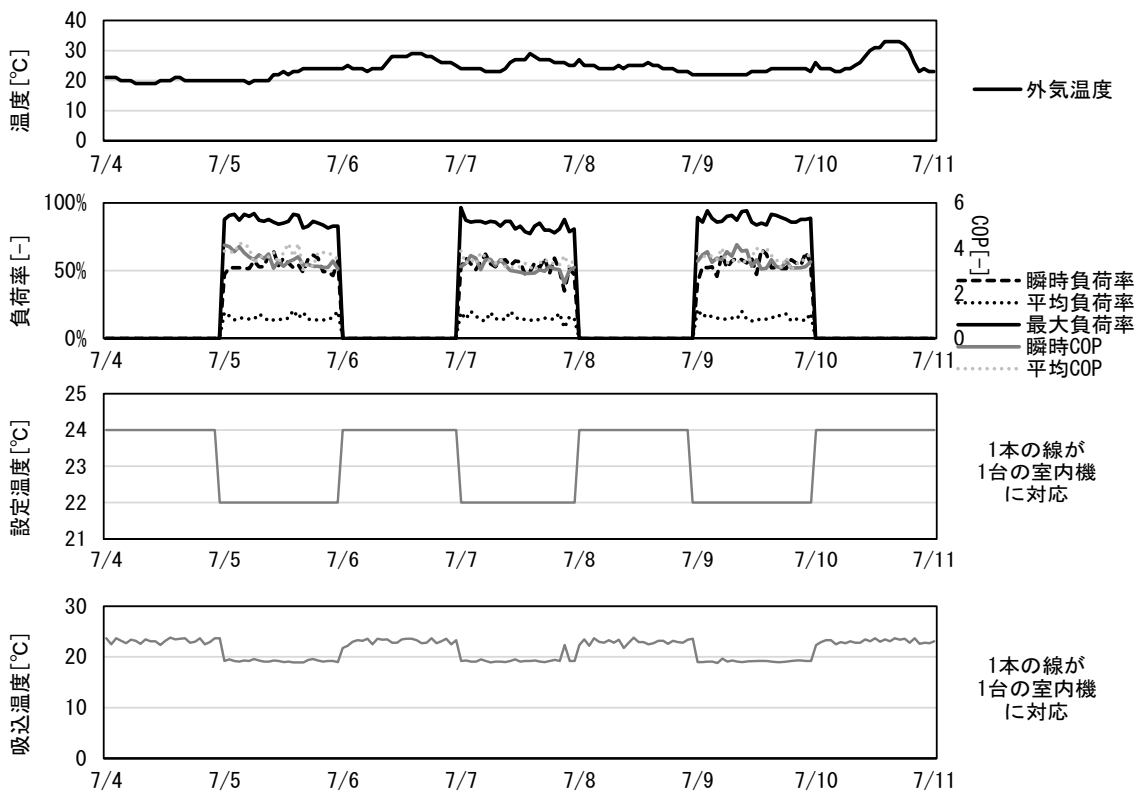


※上から外気温度、室外機運転モード、処理熱量と消費電力の時系列データを示す。

図 1.2.3.148 Oビル・室外機 O_02-2 の稼働状況 (2021/7/13~7/19)

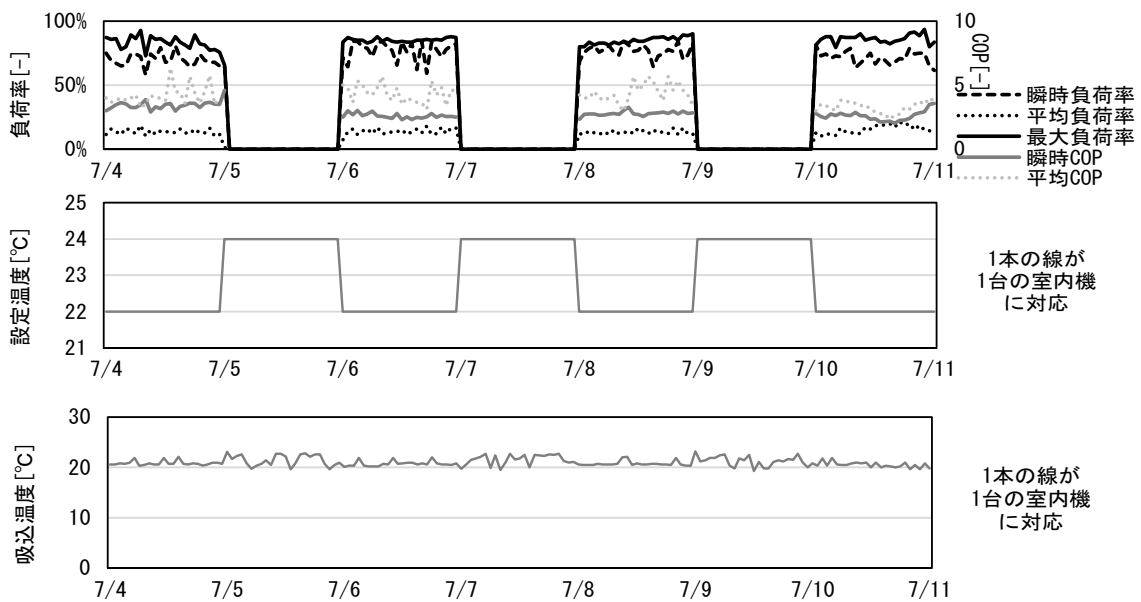
Wビルでは、サーバー室の空調は他の室と分離され、それぞれ1台の室内機が接続された2台の室外機システムにより空調が行われている。サーバー室の床面積は10 m²程度である。

夏期代表期間(2021年7月4日~7月10日)について、Wビルの室外機 W_30-1 の稼働状況を図 1.2.3.149、室外機 W_30-2 の稼働状況を図 1.2.3.150 に示す。室外機 W_30-1、W_30-2 の挙動より、設定温度を自動で上下させ、常時、いずれかの室外機が稼働するよう制御されていると推察される。限られた床面積の室を、同一機種種の室外機・室内機の組合せの2つの室外機システムで空調しているものの、室外機 W_30-2 運転時の室外機 W_30-1 の吸込温度より、室外機 W_30-1 運転時の室外機 W_30-2 の吸込温度の方が低くなっている。



※上から外気温度、負荷率と COP、系統内の室内機設定温度、室内機吸込温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.149 Wビル・室外機 W_30-1 の稼働状況 (2021/7/4~7/10)



※上から外気温度、負荷率と COP、系統内の室内機設定温度、室内機吸込温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.150 Wビル・室外機 W_30-2 の稼働状況 (2021/7/4~7/10)

ii) 短期計測結果

a. 目的

実物件におけるビル用マルチエアコンの挙動を測定し、実稼働状態における課題を把握する。機器の処理熱量や効率について、室の用途や実使用、室内環境等と紐づけた、使われ方に関する分析を行う。得られた課題は、計算モデルを用いた検討を経て、設計法等へ反映することを想定する。

b. 測定概要

b.1 測定項目

短期計測では、サービスチェッカーデータ、BEMS データを分析に用いる。測定間隔は、サービスチェッカーデータは1分間、BEMS データは1時間とする。BEMS データは、15分単位の瞬時値を、1時間当たり4点で平均値を取ったものである。なお、効率に影響を与える要因や制御の詳細を確認するため、代表系統の室外機の代表日の稼働状況については、運転状態やインバータ回転数等のサービスチェッカーデータを追加で取得した。

- ・ サービスチェッカーデータ
 - 室外機：消費電力、処理熱量、凝縮温度、蒸発温度、外気温度等
 - 室内機：設定温度、吸込温度または室温、運転/停止状況、サーモオン/オフ状況等
- ・ BEMS データ：室内温度、室内相対湿度

b.2 測定対象物件

短期計測では、事務所ビル2物件で測定を行う。短期計測の測定対象物件を表 1.2.3.30 に示す。同表中に各物件の測定期間を示す。

表 1.2.3.30 短期計測の測定対象物件

物件	所在地	用途	測定対象階	測定対象		測定期間	測定対象範囲の外気処理方法
				系統数	電力測定		
Fビル	東京都千代田区	事務所	2～7F	18	15 (冬期 F03-2、F07-1 欠測)	夏期：2021/8/18～9/3 冬期：2022/1/11～1/28	デシカントタイプの外気処理機。室負荷処理系統とは独立。
Gビル	東京都千代田区	事務所	3F、9～11F	4	4	夏期：2021/8/25～9/3 (温湿度 8/18～9/3) 冬期：2022/1/11～1/28	直膨コイル付き全熱交換器。室負荷処理用室内機と同一系統の冷暖同時機に接続。

b.3 測定対象の室外機仕様

測定対象とした室外機の仕様一覧を表 1.2.3.31 に示す。

表 1.2.3.31 測定対象の室外機仕様

物件	室外機	室用途	定格冷房能力[kW]	定格暖房能力[kW]	冷房定格消費電力[kW]	暖房定格消費電力[kW]	冷房COP	暖房COP	冷暖同時機	室内機数	電力測定対象
Fビル	F_02-1	事務室	61.5	69	21.9	20.4	2.81	3.38	○	8	○
Fビル	F_02-2	事務室	22.4	25	6.59	6.7	3.40	3.73	○	3	○
Fビル	F_02-3	事務室	33.5	37.5	11.9	11.1	2.82	3.38	○	5	○
Fビル	F_03-1	事務室	61.5	69	21.9	20.4	2.81	3.38	○	8	○
Fビル	F_03-2	事務室	22.4	25	6.59	6.7	3.40	3.73	○	3	○
Fビル	F_03-3	事務室	33.5	37.5	11.9	11.1	2.82	3.38	○	5	○
Fビル	F_04-1	事務室	61.5	69	21.9	20.4	2.81	3.38	○	8	○
Fビル	F_04-2	事務室	22.4	25	6.59	6.7	3.40	3.73	○	3	○
Fビル	F_04-3	事務室	33.5	37.5	11.9	11.1	2.82	3.38	○	5	○
Fビル	F_05-1	事務室	61.5	69	21.9	20.4	2.81	3.38	○	8	○
Fビル	F_05-2	事務室	22.4	25	6.59	6.7	3.40	3.73	○	3	○
Fビル	F_05-3	事務室	33.5	37.5	11.9	11.1	2.82	3.38	○	5	○
Fビル	F_06-1	事務室	61.5	69	21.9	20.4	2.81	3.38	○	8	
Fビル	F_06-2	事務室	22.4	25	6.59	6.7	3.40	3.73	○	3	
Fビル	F_06-3	事務室	33.5	37.5	11.9	11.1	2.82	3.38	○	5	
Fビル	F_07-1	事務室	61.5	69	21.9	20.4	2.81	3.38	○	8	○
Fビル	F_07-2	事務室	22.4	25	6.59	6.7	3.40	3.73	○	3	○
Fビル	F_07-3	事務室	33.5	37.5	11.9	11.1	2.82	3.38	○	5	○
Gビル	G_03-1	事務室	90	100	29	31	3.10	3.23	○	14	○
Gビル	G_09-1	事務室	90	100	29	31	3.10	3.23	○	14	○
Gビル	G_10-1	事務室	90	100	29	31	3.10	3.23	○	14	○
Gビル	G_11-1	事務室	95	106	32.9	32.4	2.89	3.27	○	14	○

c. 測定結果

c.1 長期計測結果との消費電力の比較

c.1.1 代表室外機系統・代表日

代表室外機系統の代表日の消費電力の推移を、長期計測結果と比較し、測定時間間隔等の影響を確認する。

Fビルの室外機 F_05-2 の代表日（2021年8月24日）の稼働状況について、短期計測結果を図 1.2.3.151、長期計測結果を図 1.2.3.152 に示す。Fビルの室外機 F_05-2 の代表日の8月24日は、負荷率が比較的高い状態で安定している。負荷率が比較的高い状態で安定しているときは、細かい時間間隔で測定を行っている短期計測の変動の傾向を、測定時間間隔が相対的に粗い長期計測で概ね再現している。ただし、空調の運転の開始時や停止時、油戻し時の短時間での変動きなどの詳細は捉えきれていない。

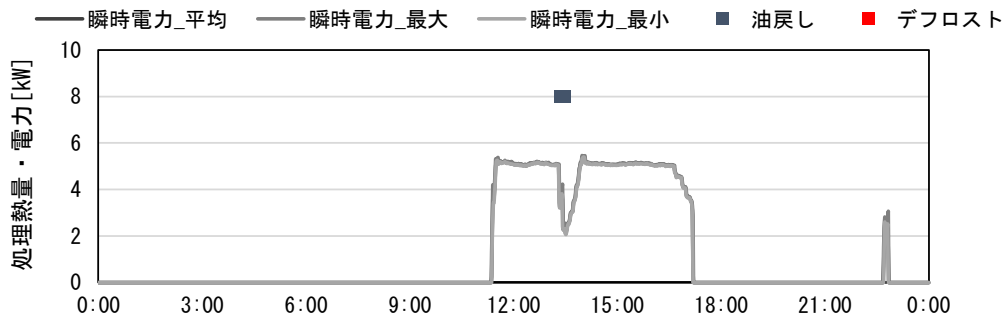
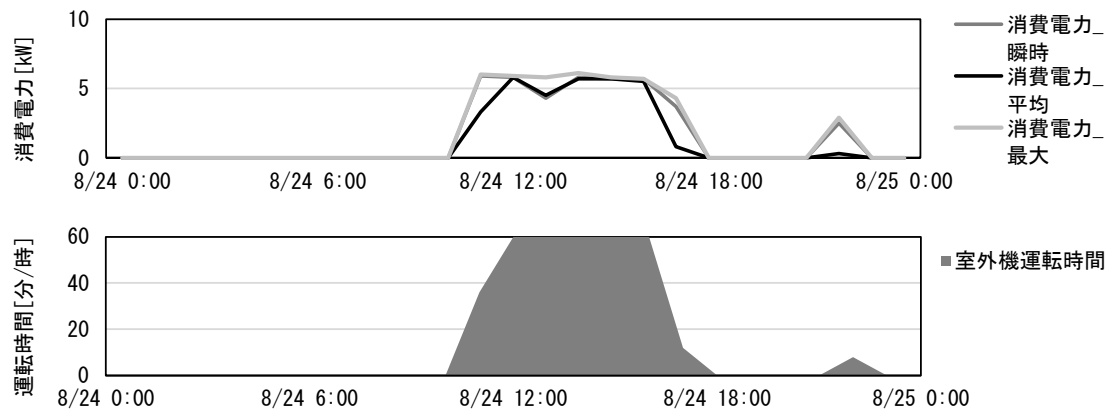


図 1.2.3.151 Fビル・室外機 F_05-2 の代表日の稼働状況 (2021/8/24、短期計測結果)



※上から消費電力、室外機運転時間の時系列データを示す。

図 1.2.3.152 Fビル・室外機 F_05-2 の代表日の稼働状況 (2021/8/24、長期計測結果)

F ビルの室外機 F_07-1 の代表日（2021 年 8 月 19 日）の稼働状況について、短期計測結果を図 1.2.3.153、長期計測結果を図 1.2.3.154 に示す。室外機 F_07-1 の代表日 8 月 19 日は、断続的な運転が繰り返されている。油戻し運転時に、長期計測での 1 時間での最大の電力が大ききな値を取り、1 時間での平均値と差が生じることが確認される。長期計測では、1 時間での室外機運転時間の情報が得られるものの、短期計測で得られるような詳細な挙動の把握は困難である。

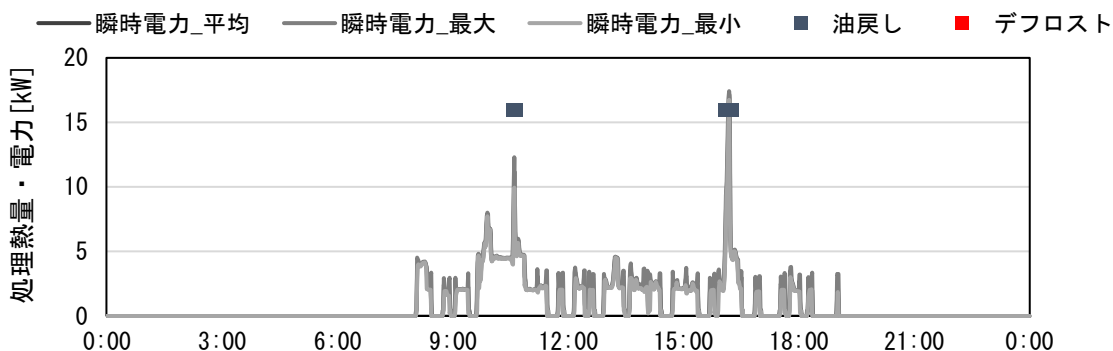
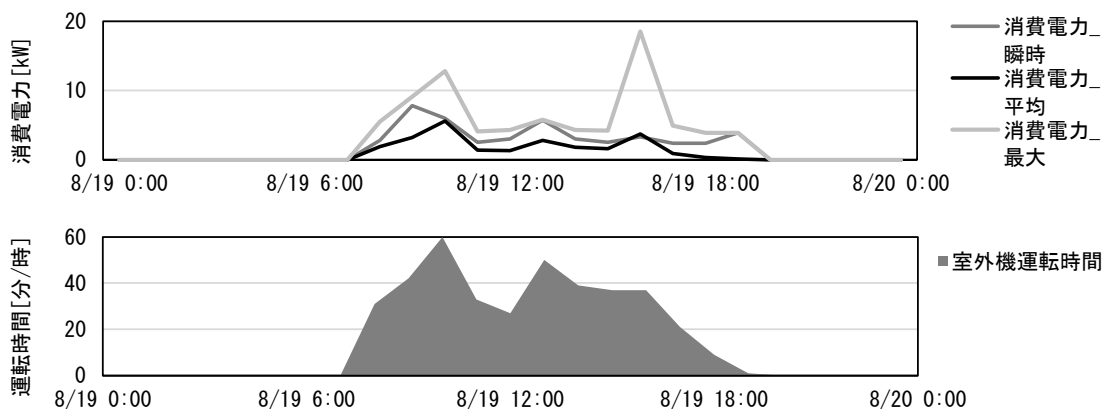


図 1.2.3.153 F ビル・室外機 F_07-1 の代表日の稼働状況（2021/8/19、短期計測結果）



※上から消費電力、室外機運転時間の時系列データを示す。

図 1.2.3.154 F ビル・室外機 F_07-1 の代表日の稼働状況（2021/8/19、長期計測結果）

c.1.2 代表室外機系統・期間積算

2021年8月19日から9月2日までの期間の消費電力量の計測結果について、短期計測の1時間積算値と、長期計測の結果(1時間間隔データ)を比較する。Fビルの室外機 F_05-2 の比較結果を図 1.2.3.155、Fビルの室外機 F_07-1 の比較結果を図 1.2.3.156 に示す。

室外機 F_05-2 では、短期計測と長期計測の結果を比較したところ、1時間での積算値では概ね比例関係が確認される。ただし、短期計測の消費電力量の値に対して、長期計測の値が2割弱程大きい。期間積算での消費電力量も16%程度の差が生じている。

室外機 F_07-1 でも同様の傾向が確認され、期間積算での消費電力に18%程度の差が生じている。

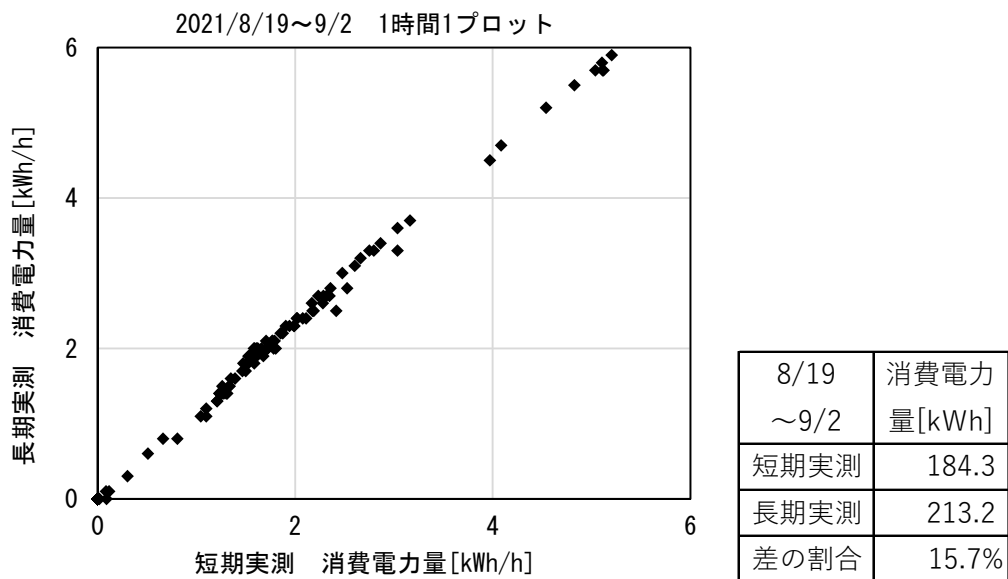


図 1.2.3.155 Fビル・室外機 F_05-2 : 短期計測と長期計測の消費電力量の比較

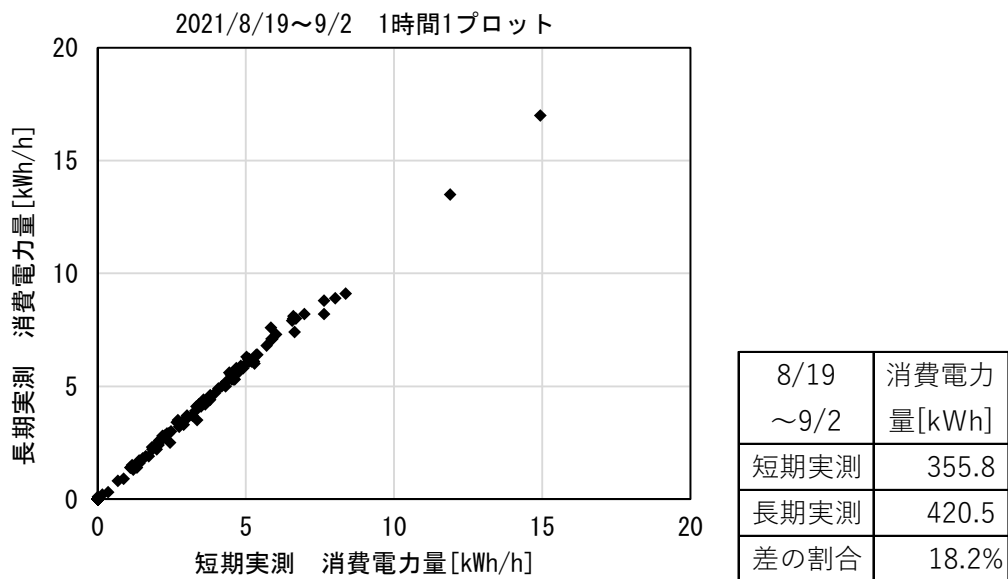


図 1.2.3.156 Fビル・室外機 F_07-1 : 短期計測と長期計測の消費電力量の比較

c.2 代表日・代表室外機系統の稼働状況

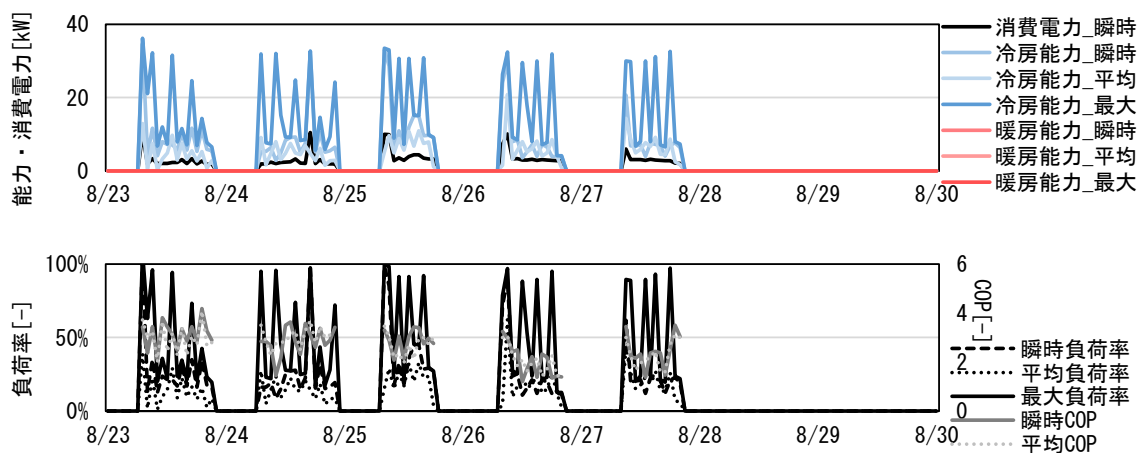
c.2.1 夏期

c.2.1.1 高負荷率の発生状況と油戻し運転

長期計測の1時間間隔データで、1時間での最大負荷率と平均負荷率の差が大きい室外機系統と、小さい室外機系統が見られた。短期計測データを用いて、その要因を確認する。

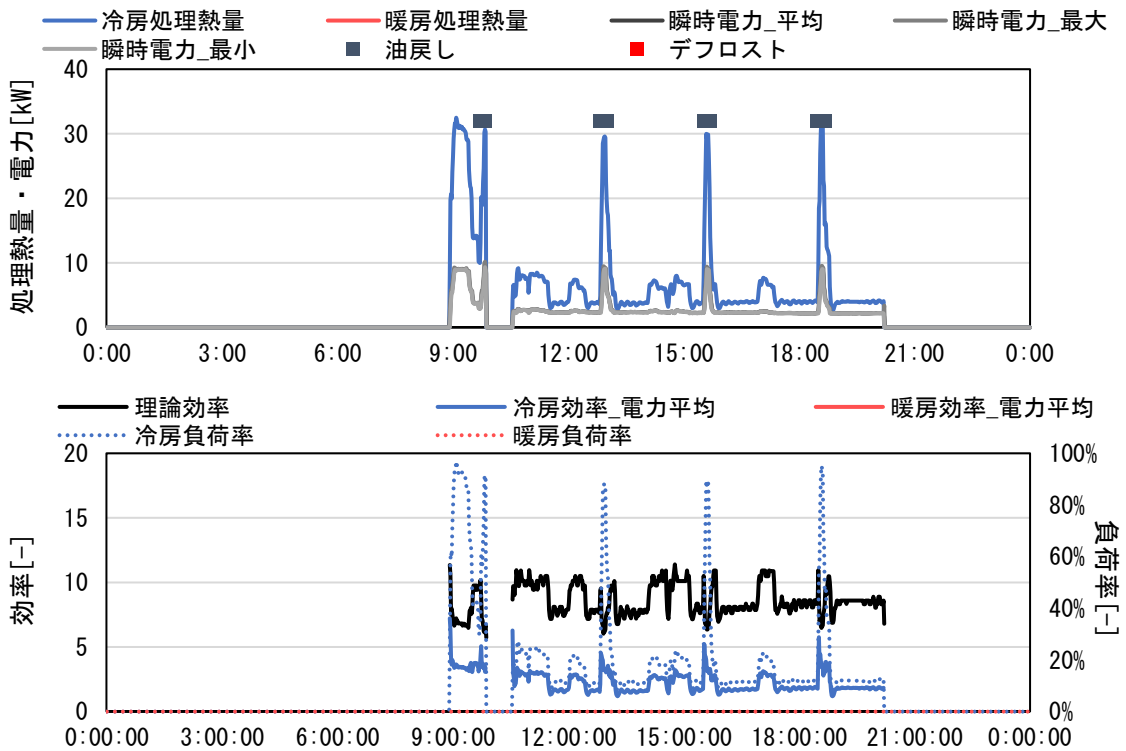
Fビルの室外機 F_02_3 について、夏期代表期間（2021年8月23日～8月29日）の長期計測結果を図 1.2.3.157、代表日（2021年8月26日）の短期計測結果を図 1.2.3.158 に示す。長期計測のデータによると、室外機 F_02_3 では最大負荷率が90%程度となるような最大負荷率が高い時間帯が、日に数回発生している。しかしながら、計測時間間隔1時間での平均の負荷率は20～30%程度と低い時間帯が多い。この理由として、油戻し運転の影響が考えられる。

一方、短期計測データでは、油戻し運転が生じる短時間に高い負荷率で運転されることが確認される。油戻し運転時には、本来の空調負荷よりも大きな処理熱量が生じていると考えられる。そのため、設備容量の見直し等の際には、短期計測のサービスチェッカーデータでは油戻し運転を除いた時間帯の処理熱量を、長期計測のエアネットデータでは主に平均の処理熱量を参照すべきであると考えられる。



※上から処理熱量と消費電力、負荷率と COP の時系列データを示す。

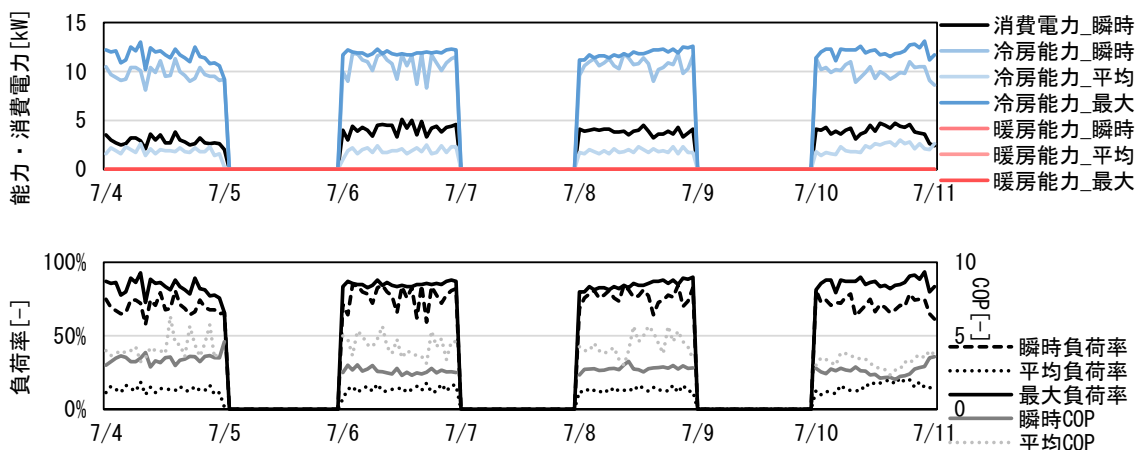
図 1.2.3.157 Fビル・室外機 F_02-3 の稼働状況（2021/8/23～8/29、長期計測結果）



※上から処理熱量と消費電力、負荷率と COP の時系列データを示す。

図 1.2.3.158 F ビル・室外機 F_02-3 の代表日の稼働状況 (2021/8/26、短期計測結果)

W ビルの室外機 W30-2 について、夏期代表期間 (2021 年 7 月 4 日～7 月 10 日) の長期計測結果を図 1.2.3.159 に示す。室外機 W30-2 の挙動のように、W ビルのサーバー室では、最大負荷率が高いものの平均負荷率は低い運転が行われている。設備更新時等に、最大負荷率を考慮して適切な設備容量を決定するのであれば、現在導入されている設備と同程度の容量の設備を選定すべきである。しかしながら、平均負荷率は低いため、平均負荷率をもとに設備容量を決定することとすれば、設備容量を大幅に低減できることとなる。なお、長期計測のデータでは、計測時間間隔離 1 時間の間に油戻し運転が生じたかの把握は困難であるため、油戻し運転のタイミングは推測の範囲にとどまる。



※上から処理熱量と消費電力、負荷率と COP の時系列データを示す。

図 1.2.3.159 W ビル・室外機 W_30-2 の稼働状況 (2021/7/4～7/10、長期計測結果)

F ビルの室外機 F_05-2 について、夏期代表期間（2021年8月23日～8月29日）の長期計測結果を図 1.2.3.160、代表日（2021年8月29日）の短期計測結果を図 1.2.3.161 に示す。室外機 F_05-2 では対照的に、長期計測データの1時間での平均と最大の差が小さい運転も見られる。他の室外機系統や期間と比較し、平均の負荷率が比較的高い室外機系統、期間である。

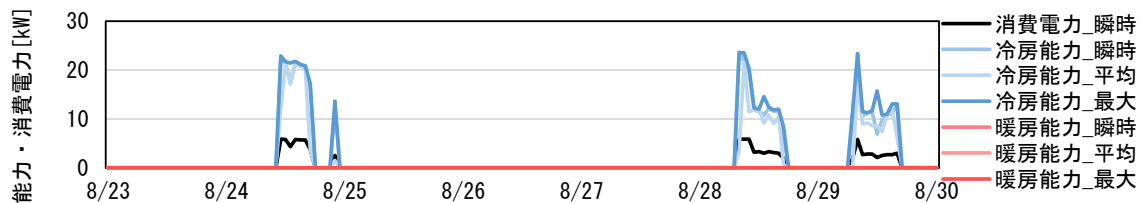


図 1.2.3.160 F ビル・室外機 F_05-2 の稼働状況（2021/8/23～8/29、長期計測結果）

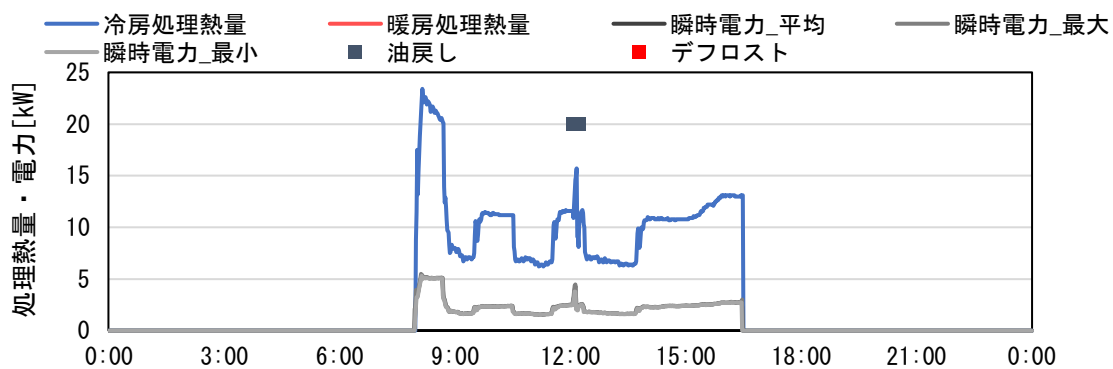
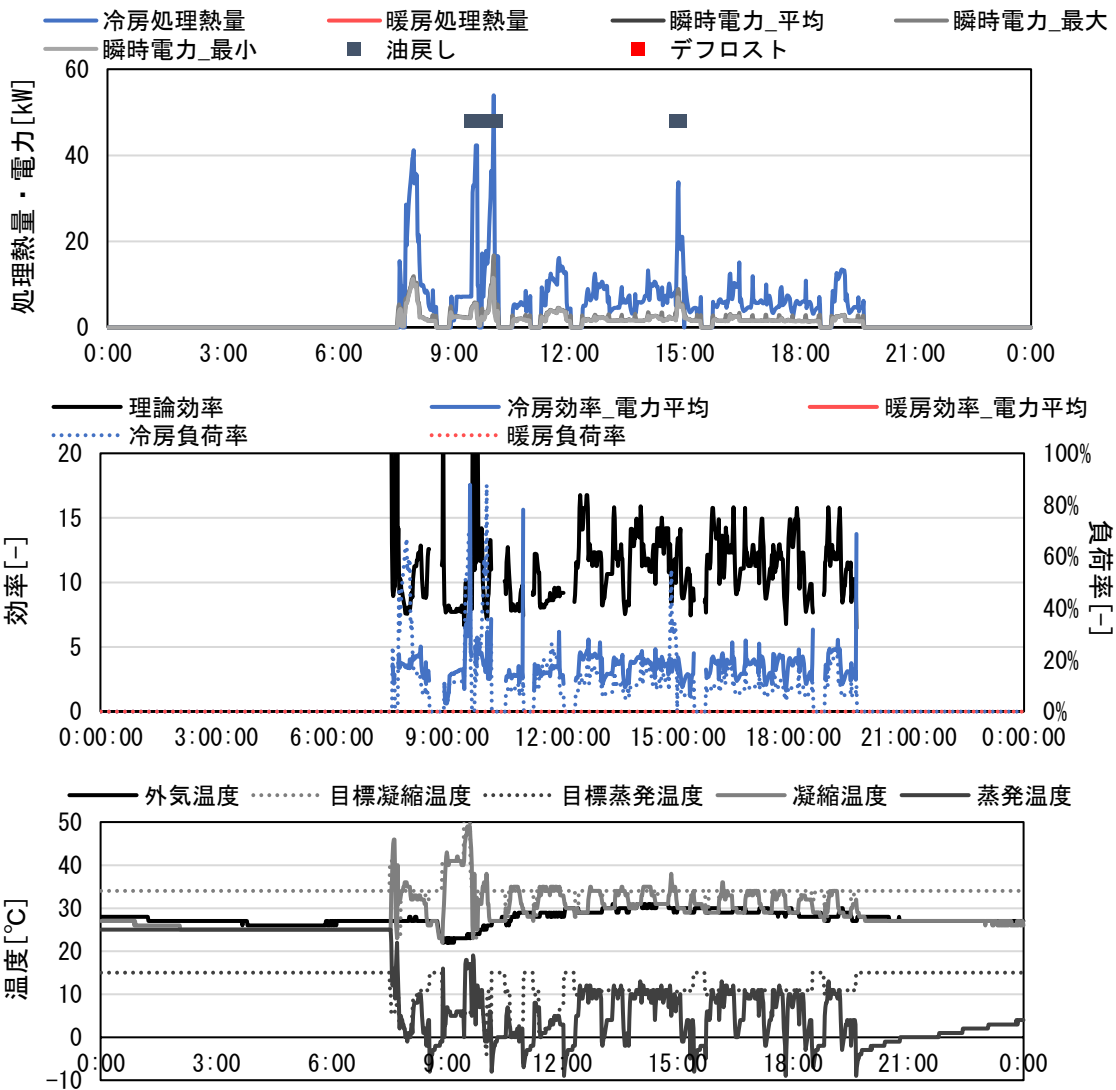


図 1.2.3.161 F ビル・室外機 F_05-2 の代表日の稼働状況（2021/8/29、短期計測結果）

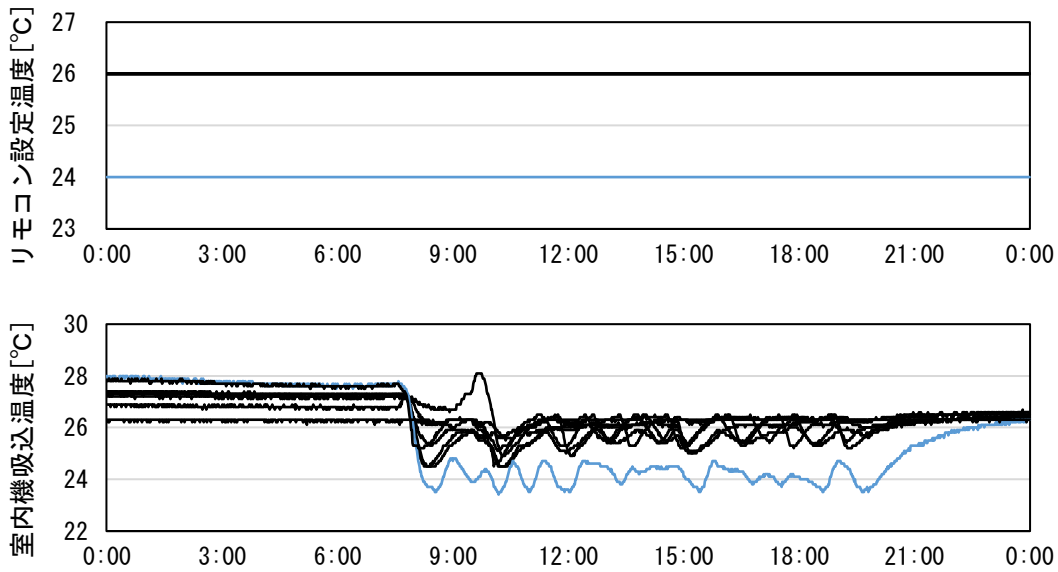
c.2.1.2 冷暖同時運転

F ビルの室外機 F_04_1 の代表日（2021年8月23日）の短期計測結果について、室外機稼働状況を図 1.2.3.162、室内機稼働状況を図 1.2.3.163 に示す。F ビルの室外機 F_04_1 では、8月23日9時台に、冷暖同時運転が生じている。8台の室内機の内、設定温度が1台で24℃、他の室内機で26℃であり、設定温度26℃の室内機の1台で加熱が行われている。冷暖同時運転時に、目標凝縮温度が上昇し、理論効率が低下しており、時期を考慮すると不必要な暖房運転のためにエネルギー消費量が増加していると考えられる。



※上から処理熱量と消費電力、負荷率と効率、外気温度と凝縮・蒸発温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.162 Fビル・室外機 F_04-1 の代表日の室外機稼働状況 (2021/8/23、短期計測結果)



※上から系統内の室内機設定温度、室内機吸込温度の時系列データを示す。
 設定温度が 24℃の室内機を青色で示す。

図 1.2.3.163 F ビル・室外機 F_04-1 の代表日の室内機稼働状況 (2021/8/23、短期計測結果)

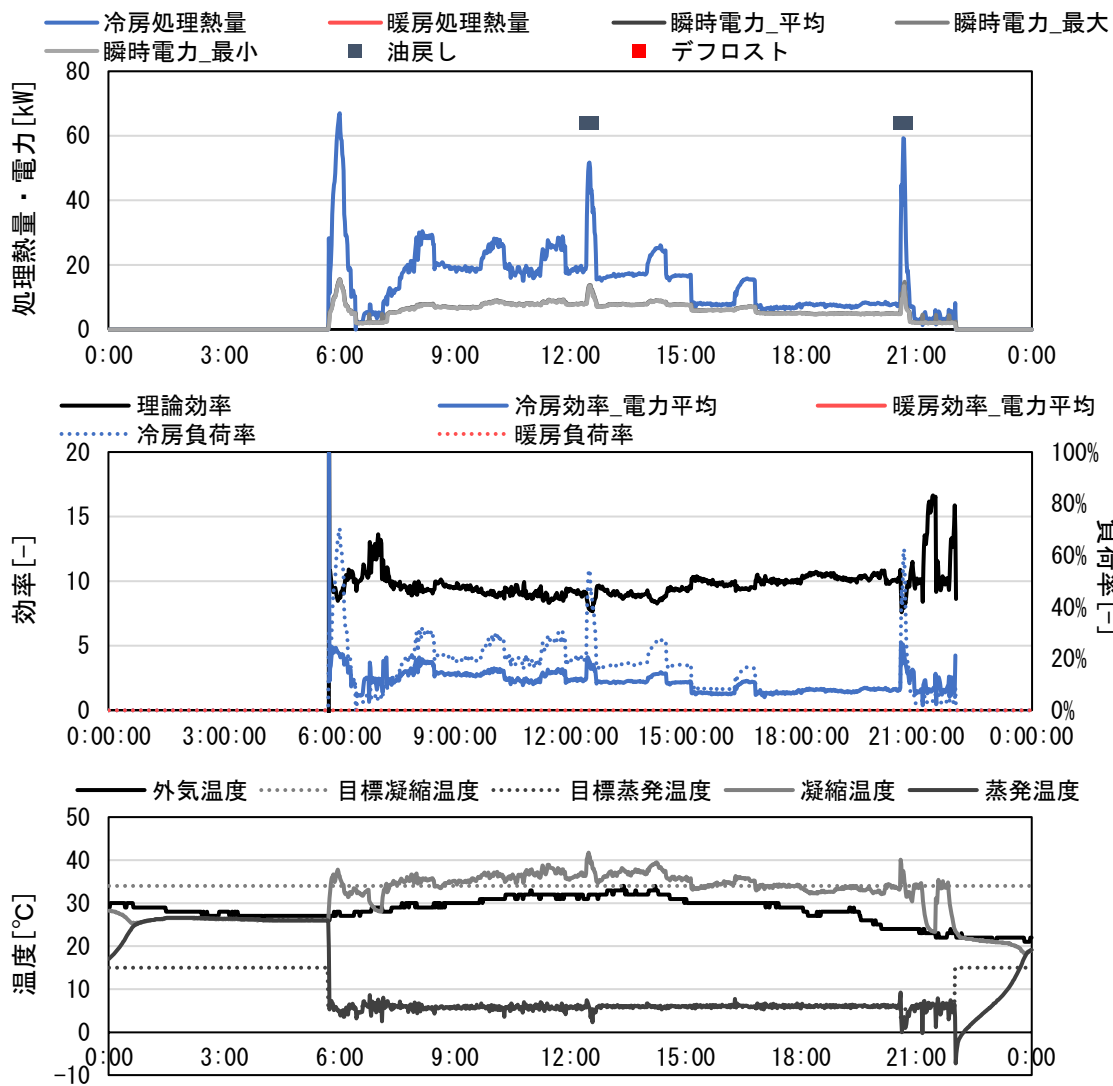
c.2.1.3 直膨コイル付き全熱交換器の影響

直膨コイル付き全熱交換器を、負荷発生パターンの異なる室負荷処理用の室内機と組み合わせることで、低負荷、低効率の運転が生じる。

G ビルの室外機 G_11-1 の代表日 (2021 年 8 月 31 日) の短期計測結果を図 1.2.3.164、処理熱量・理論効率・負荷率と実稼働効率との関係を図 1.2.3.165 に示す。また、室外機 G_11-1 系統内の室内機の室内機運転台数・サーモオン台数を図 1.2.3.166 に示す。

室外機 G_11-1 は、代表日 8 月 31 日の 17~20 時などに負荷率 10%弱で運転している。17~20 時は、直膨コイル付き全熱交換器 3 台で安定的に EV 開度の値が生じており、他の室内機ではサーモオフ状態で EV 開度の値は 0 であるため、外気処理負荷のみ生じている状態である。

外気処理用の直膨コイル付き全熱交換器と、室負荷処理用の室内機と組み合わせることで、低負荷、低効率の運転が生じていると考えられる。従って、負荷発生パターンを考慮して、外気処理系統を別の室外機で処理することにより、適当な負荷率での運転が実現される可能性があると考えられる。



※上から処理熱量と消費電力、負荷率と効率、外気温度と凝縮・蒸発温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.164 Gビル・室外機 G_11-1 の代表日の室外機稼働状況 (2021/8/31、短期計測結果)

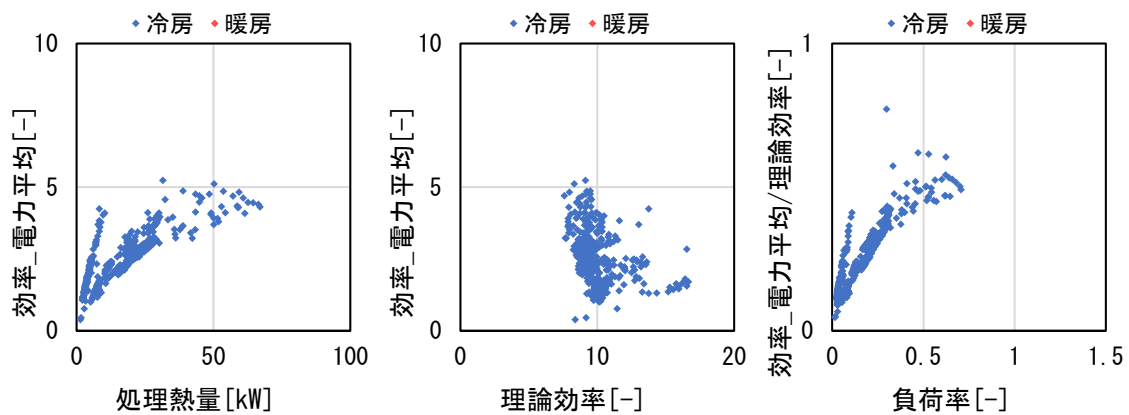


図 1.2.3.165 Gビル・室外機 G_11-1 : 代表日 (2021/8/31) の
処理熱量・理論効率・負荷率と実稼働効率

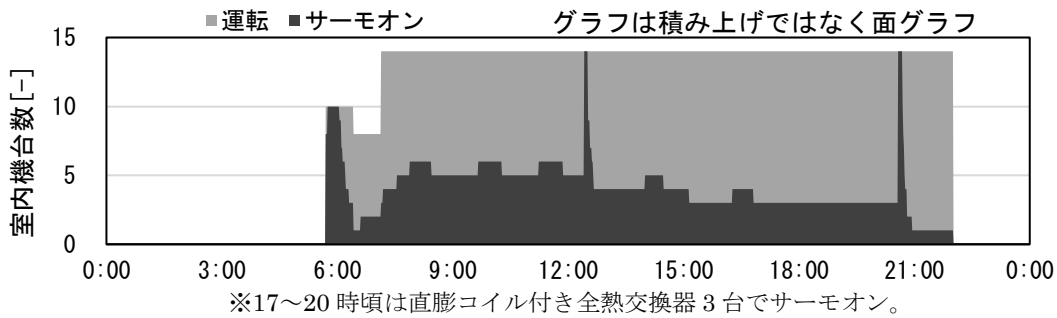


図 1.2.3.166 G ビル・室外機 G_11-1 の代表日の室内機運転台数・サーモオン台数
(2021/8/31、短期計測結果)

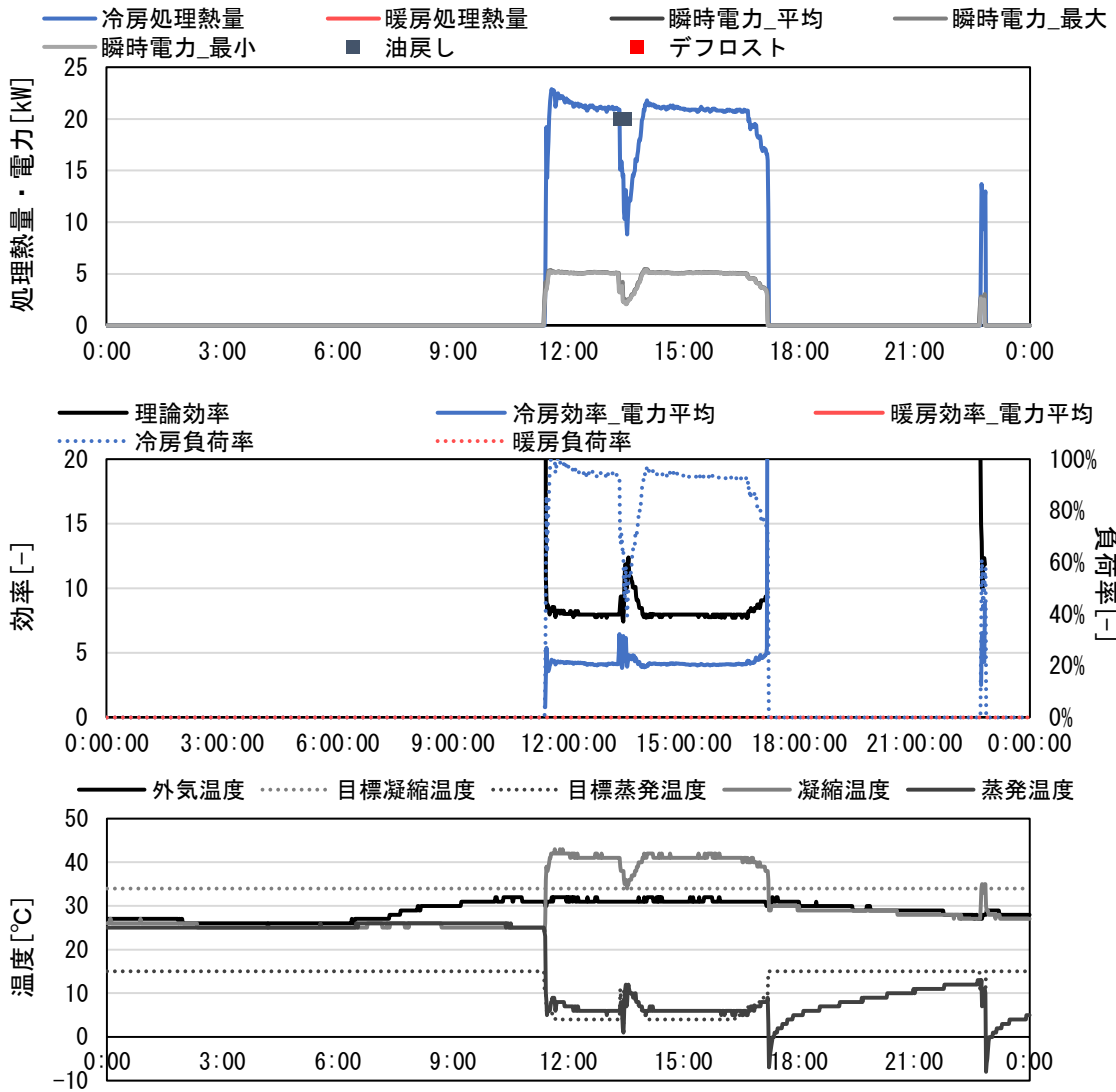
c.2.1.4 理論効率と実稼働効率

評価モデル検証用の実験室測定の結果（「1.2.4（2）ii 試験室におけるビル用マルチエアコンの挙動の測定結果比較」に後述）では、蒸発温度・凝縮温度より求められる理論効率と、処理熱量と圧縮機消費電力より求められる圧縮機効率に正の相関が見られた。短期計測データでは、同様の傾向が確認される場合と、確認されない場合があった。短期計測における理論効率は、蒸発温度・凝縮温度より求め、実稼働効率はコンプレッサーカーブ法と室外機消費電力より求める。実測では圧縮機消費電力や圧縮機効率は把握できない点に留意が必要である。

特徴的な運転として、以下のような稼働状態が確認された室外機系統・日の例を、以下に示す。

- ・ 負荷率が高く安定した運転
- ・ 低負荷時に圧縮機が複数台稼働
- ・ 負荷率が極めて低い時に 2 台の圧縮機が交互に稼働
- ・ 低負荷時に断続的な運転
- ・ 低負荷時に一定の消費電力で推移

まず、負荷率が高く安定した運転の例として、F ビルの室外機 F_05-2 の代表日（2021 年 8 月 24 日）の短期計測結果による室外機稼働状況を図 1.2.3.167、処理熱量・理論効率・負荷率と実稼働効率との関係を図 1.2.3.168 に示す。室外機 F_05-2 は、代表日 8 月 24 日に、他の室外機系統と比較し、理論効率に対して、実稼働効率が比較的高い状態での運転が見られる室外機系統である。負荷率が高い状態で安定している代表日である。



※上から処理熱量と消費電力、負荷率と効率、外気温度と凝縮・蒸発温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.167 Fビル・室外機 F_05-2 の代表日の室外機稼働状況 (2021/8/24、短期計測結果)

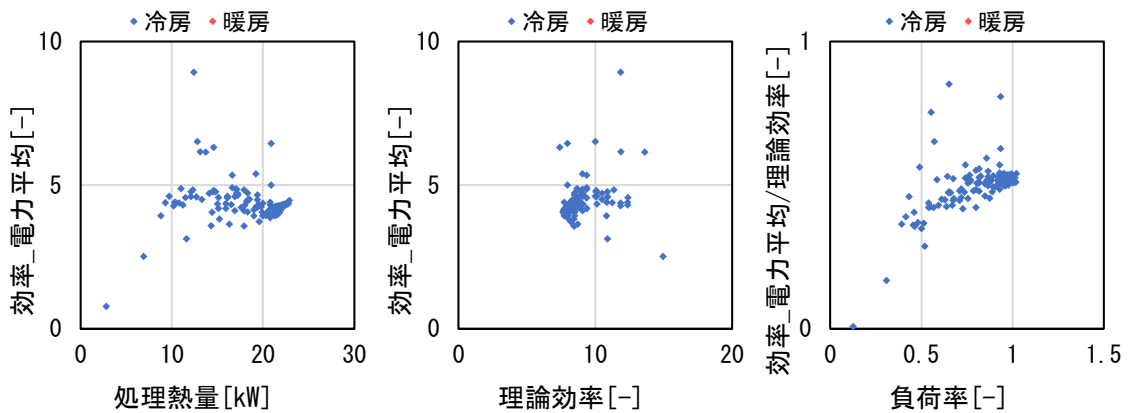
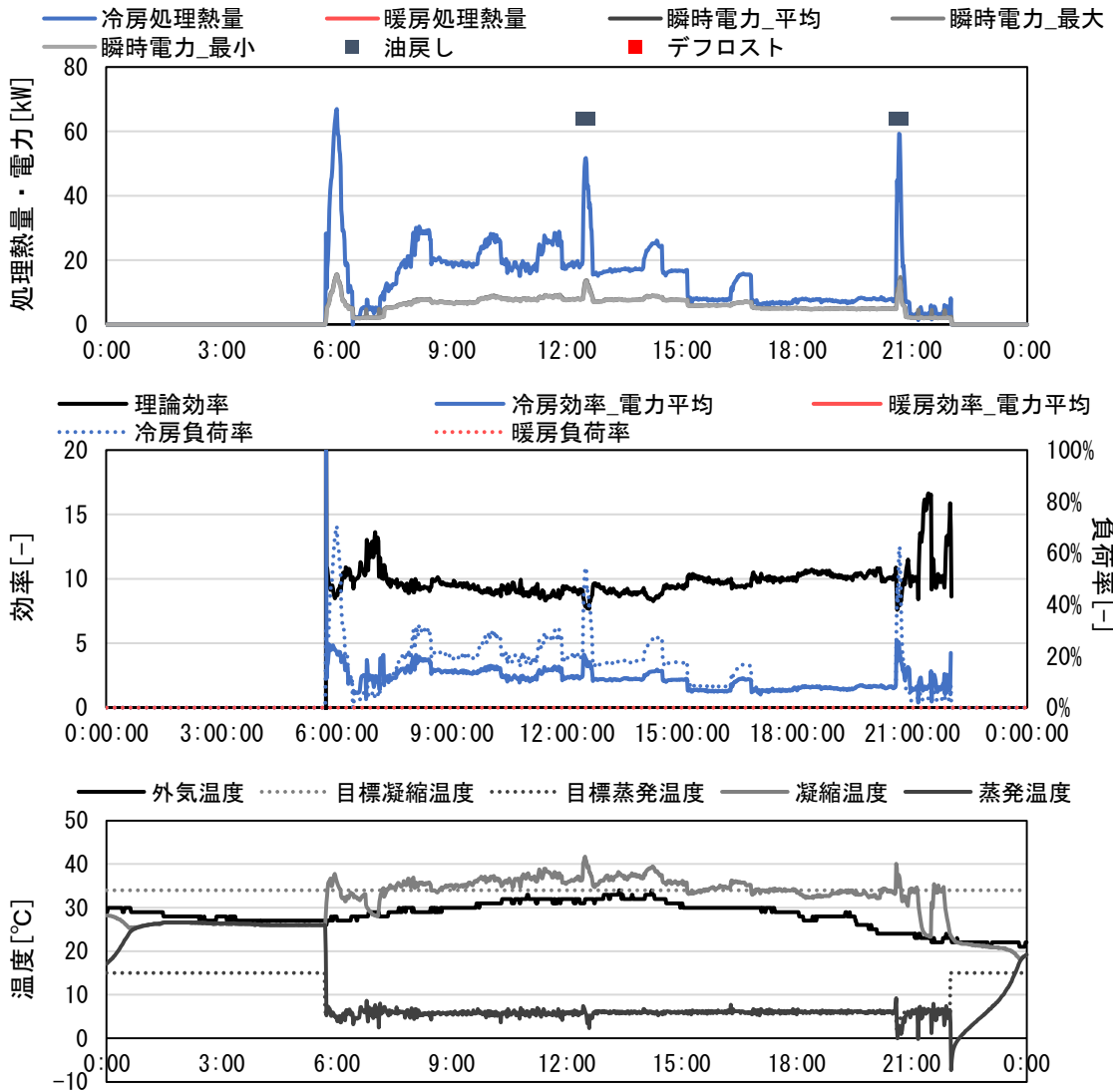


図 1.2.3.168 Fビル・室外機 F_05-2 : 代表日 (2021/8/24) の
処理熱量・理論効率・負荷率と実稼働効率

一方で、低負荷時に、理論効率に対する実稼働効率が低負荷に低下する傾向が確認された。その際の運転には、発停が入る場合や入らない場合、圧縮機稼働台数が単数の場合や複数の場合など、様々な運転状態が確認された。

低負荷時に圧縮機が複数台稼働する例として、G ビルの室外機 G_11-1 の代表日（2021年8月31日）の短期計測結果による室外機稼働状況を図 1.2.3.169、処理熱量・理論効率・負荷率と実稼働効率との関係を図 1.2.3.170 に示す。

室外機 G_11-1 は、理論効率に対して、実稼働効率が低い状態での運転が見られる室外機系統である。定格冷房能力が 95kW の室外機であるが、50kW と 45kW の組み合わせで構成される。代表日 8 月 31 日の 17～20 時などに負荷率 10%弱で安定している。17～20 時は、直膨コイル付き全熱交換器 3 台で安定的に EV 開度の値が生じており、他の室内機ではサーモオフ状態で EV 開度の値は 0 であるため、外気処理負荷のみ生じている状態である。圧縮機 1 台で効率が高くなると考えられる負荷率と考えられるが、運転効率は 2 弱で推移している。一方、処理熱量と効率の散布図で確認すると、当該代表日では圧縮機 2 台での運転が多いと考えられる。処理熱量が小さい領域で高い効率を示すプロット群があるが、このプロット群が圧縮機 1 台での運転と考えられる。処理熱量が小さい範囲から大きい範囲に跨るプロット群が圧縮機 2 台での運転と考えられる。当該代表日ではこのプロット群に属する時間帯が長く、処理熱量が小さい場合にも圧縮機が 2 台稼働していると考えられる。更に、前述の 17～20 時の負荷率 10%弱の時間帯は、圧縮機 2 台のプロット群に属すると考えられる。仮にそうであれば、圧縮機 1 台での運転を優先することで、効率改善の可能性はある。正確には、各圧縮機の稼働状況を確認すべきである。また、理論効率と実稼働効率の散布図で、理論効率に対して実稼働効率が低いプロット群が存在する。負荷率と理論効率に対する実稼働効率の散布図より、理論効率に対する実稼働効率が低負荷時に低下する傾向が確認される。



※上から処理熱量と消費電力、負荷率と効率、外気温度と凝縮・蒸発温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.169 Gビル・室外機 G_11-1 の代表日の室外機稼働状況 (2021/8/31、短期計測結果)

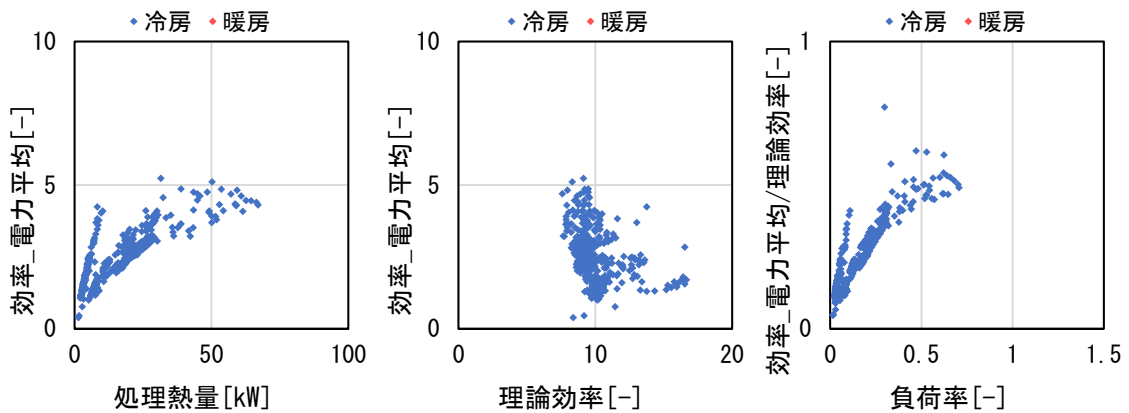
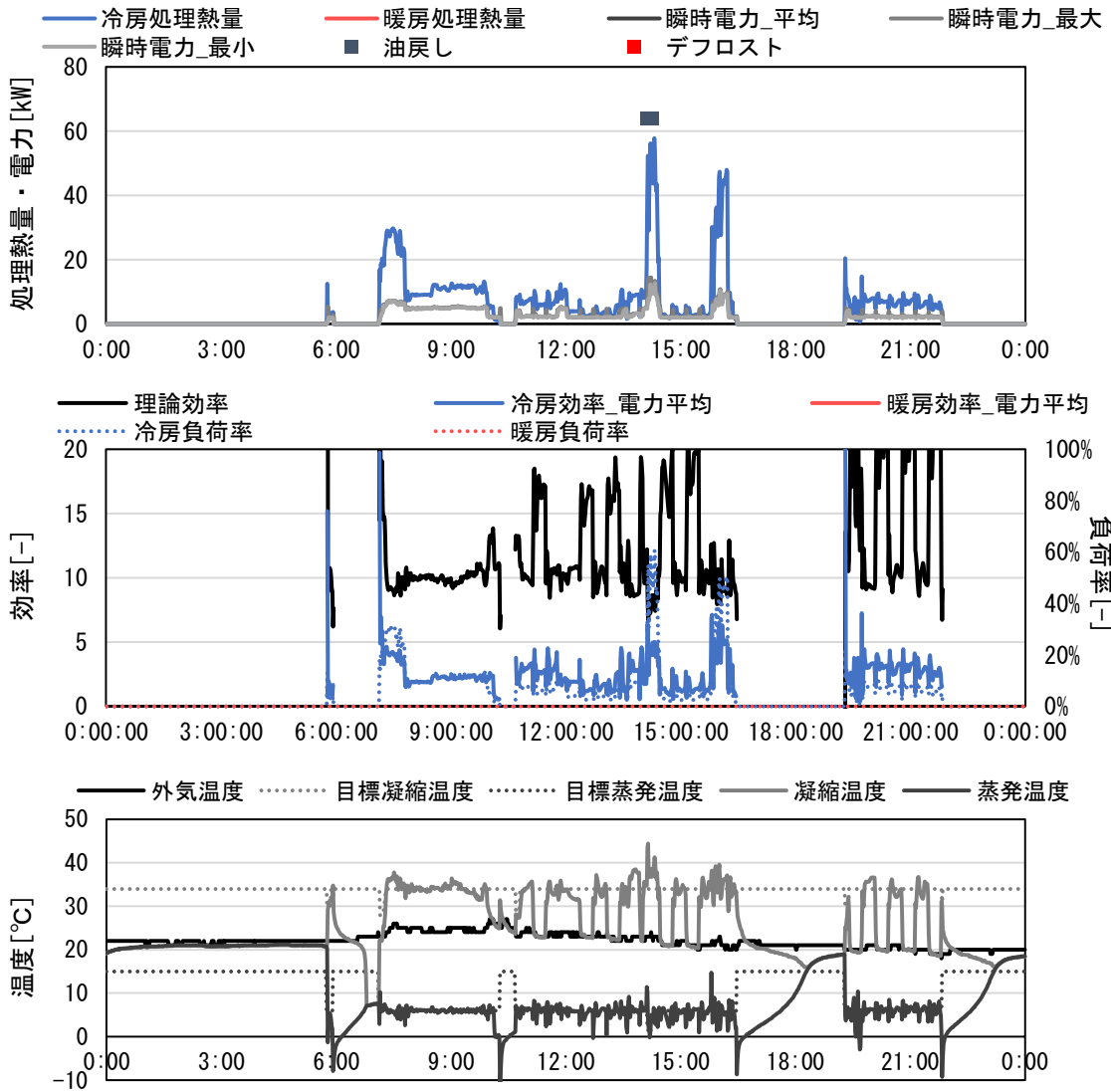


図 1.2.3.170 Gビル・室外機 G_11-1 : 代表日 (2021/8/31) の
処理熱量・理論効率・負荷率と実稼働効率

負荷率が極めて低い時に2台の圧縮機が交互に稼働する例として、Gビルの室外機G_11-1の代表日（2021年9月1日）の短期計測結果による室外機稼働状況を図 1.2.3.171、処理熱量・理論効率・負荷率と実稼働効率との関係を図 1.2.3.172 に示す。

前述の室外機 G_11-1 は、代表日 9 月 1 日の 15 時前後などに処理熱量が 3kW を切るような時間帯があり、消費電力も同程度の値を取っている。直膨コイル付き全熱交換器ではなく、室負荷処理用の室内機がサーモオフとなっている。定格冷房能力が 95kW の室外機であるため、負荷率は 3%程度であるが、処理熱量が 0kW となるような室外機の発停は生じていない。負荷率が低くても消費電力が 2kW 強以上を維持している。このような時間帯に、理論効率に対する実稼働効率が低くなっている。なお、凝縮温度の推移について、このような時間帯の中で、凝縮温度が外気温度と近くなる時間帯と、目標蒸発温度に近くなる時間帯が繰り返されている。インバータ回転数の推移より 2 台の圧縮機が交互に稼働していることが確認され、凝縮温度等はそのうち 1 台の値を示していることが影響していると推察される。8 月 31 日では低負荷時に圧縮機が 2 台稼働していたが、9 月 1 日では 1 台ずつの稼働となり、処理熱量と効率の散布図で、低負荷時の効率が向上していると推察される。



※上から処理熱量と消費電力、負荷率と効率、外気温度と凝縮・蒸発温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.171 Gビル・室外機 G_11-1 の代表日の室外機稼働状況 (2021/9/1、短期計測結果)

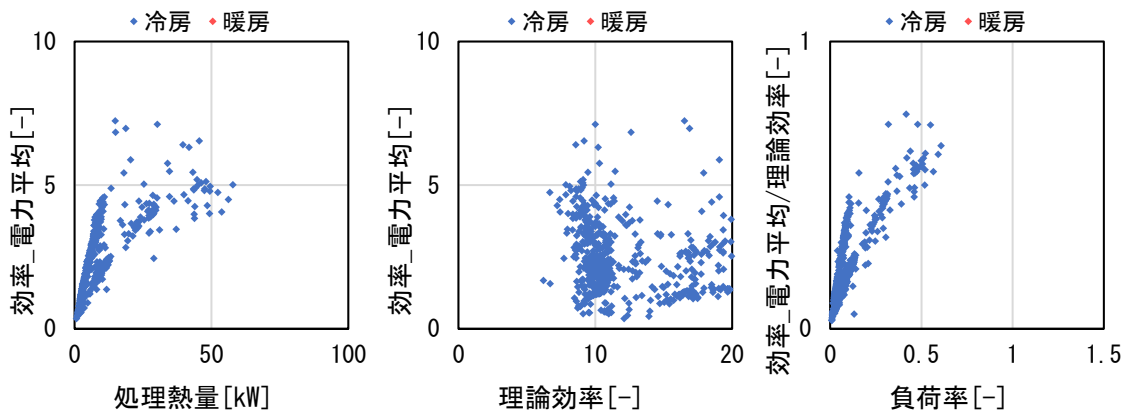
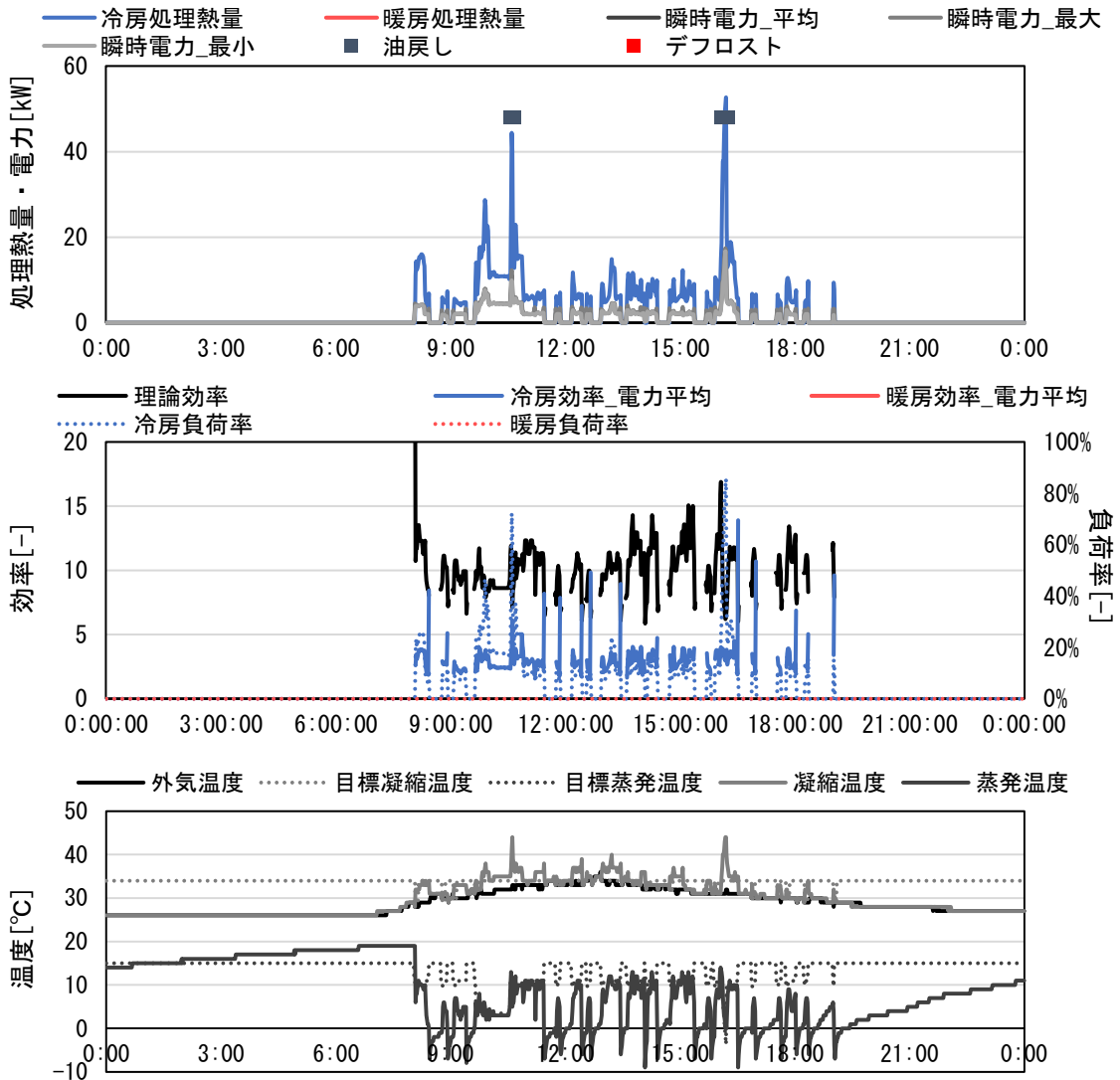


図 1.2.3.172 Gビル・室外機 G_11-1 : 代表日 (2021/9/1) の
処理熱量・理論効率・負荷率と実稼働効率

低負荷時に断続的な運転となる例として、Fビルの室外機 F_07-1 の代表日（2021年8月19日）の短期計測結果による室外機稼働状況を図 1.2.3.173、処理熱量・理論効率・負荷率と実稼働効率との関係を図 1.2.3.174 に示す。

室外機 F_07-1 では、代表日8月19日に、断続的な運転が繰り返されている。前述の室外機 G_11-1 の代表日9月1日の挙動と異なり、負荷率が一定値以下の運転が生じておらず、理論効率に対する実稼働効率は一定以上の値を取ることを確認される。



※上から処理熱量と消費電力、負荷率と効率、外気温度と凝縮・蒸発温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.173 Fビル・室外機 F_07-1 の代表日の室外機稼働状況（2021/8/19、短期計測結果）

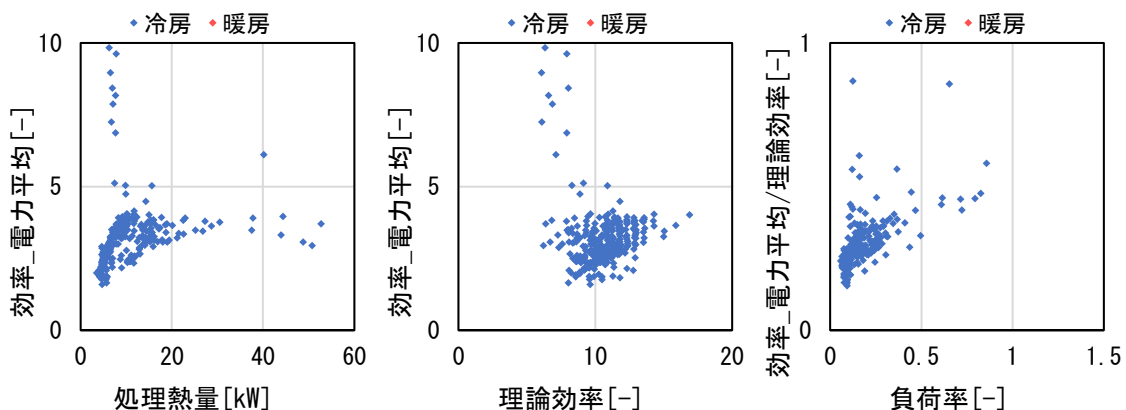
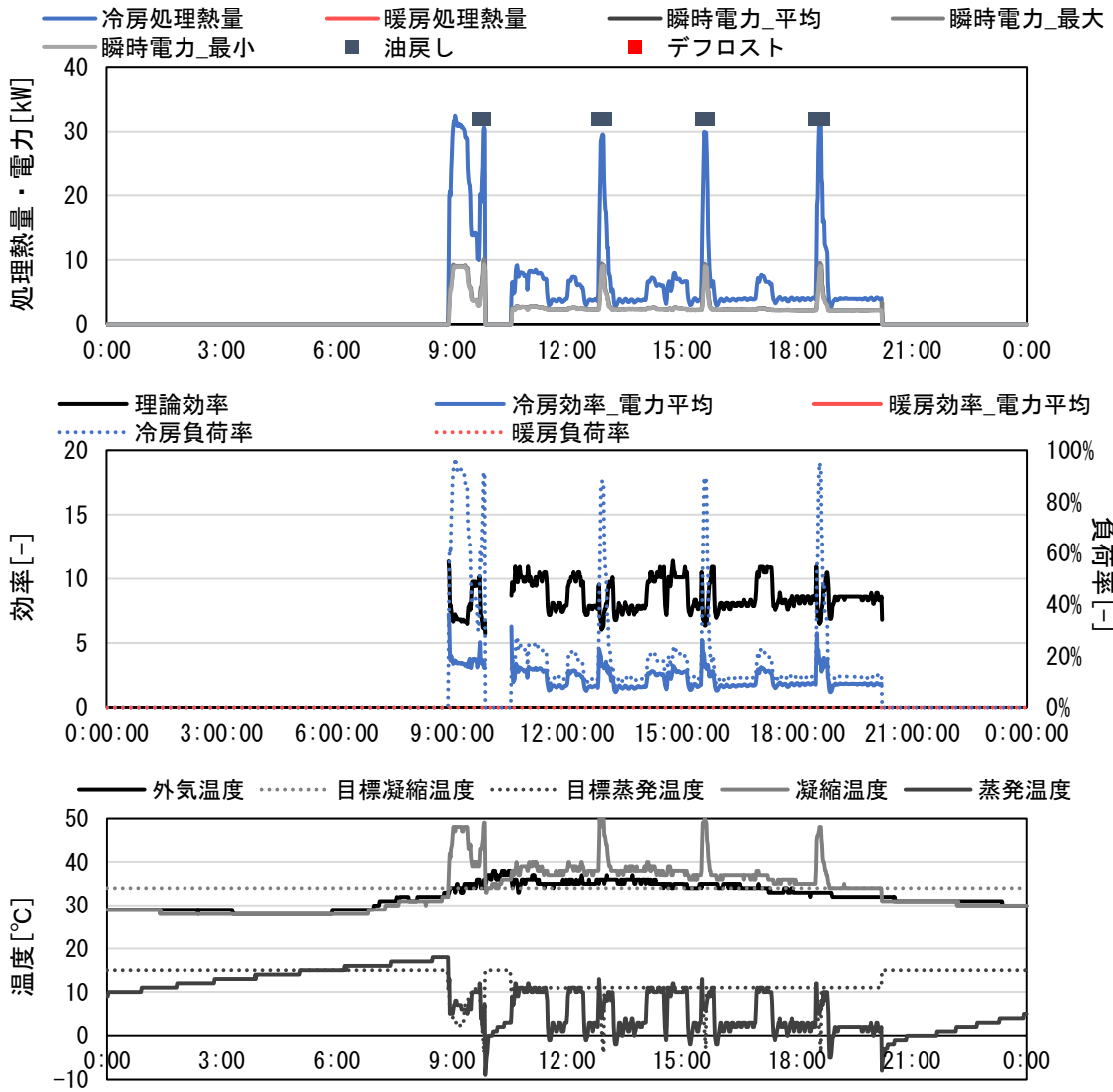


図 1.2.3.174 Fビル・室外機 F_07-1：代表日（2021/8/19）の
処理熱量・理論効率・負荷率と実稼働効率

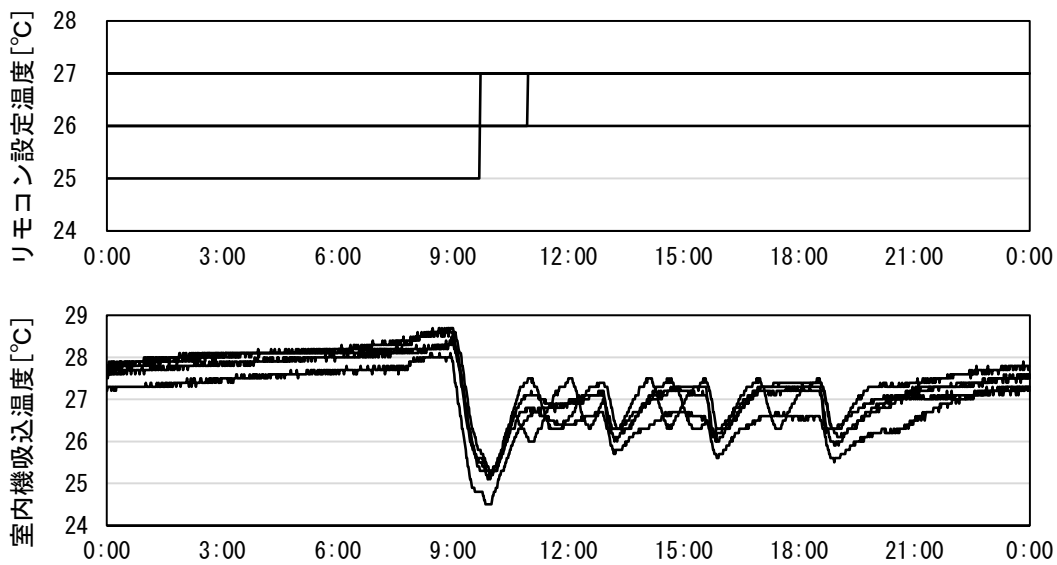
低負荷時に一定の消費電力で推移している例として、Fビルの室外機 F_02-3 の代表日（2021年8月26日）の短期計測結果による室外機稼働状況を図 1.2.3.175、室内機稼働状況を図 1.2.3.176、処理熱量・理論効率・負荷率と実稼働効率との関係を図 1.2.3.177 に示す。

室外機 F_02-3 は、代表日 8月 26 日に、低負荷でほぼ一定の消費電力で推移している。凝縮温度が外気温度より常時高く、圧縮機は常時稼働しているものと推察される。理論効率と実稼働効率の散布図で、理論効率に対して実稼働効率が低いプロット群が存在する。負荷率と理論効率に対する実稼働効率の散布図より、理論効率に対する実稼働効率が低負荷に低下する傾向が確認される。また、理論効率にも影響するが、蒸発温度について、目標値程度に制御されている時間帯もあれば、目標値より 10℃程度低い時間帯もある。一部の時間帯で設定温度が 25℃の室内機も存在するが、設定温度 26℃以上でも同様の傾向は維持される。負荷率が低い状態での運転が継続している代表日であるため、蒸発温度が高めに維持されれば、実稼働効率が高まると考えられる。



※上から処理熱量と消費電力、負荷率と効率、外気温度と凝縮・蒸発温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.175 Fビル・室外機 F_02-3 の代表日の室外機稼働状況 (2021/8/26、短期計測結果)



※上から系統内の室内機設定温度、室内機吸込温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.176 Fビル・室外機 F_02-3 の代表日の室内機稼働状況（2021/8/26、短期計測結果）

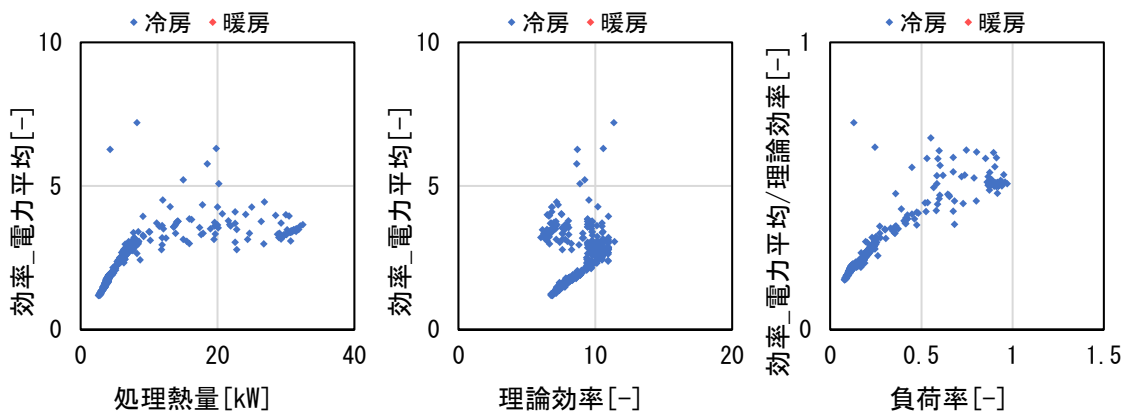


図 1.2.3.177 Fビル・室外機 F_02-3 : 代表日（2021/8/26）の
処理熱量・理論効率・負荷率と実稼働効率

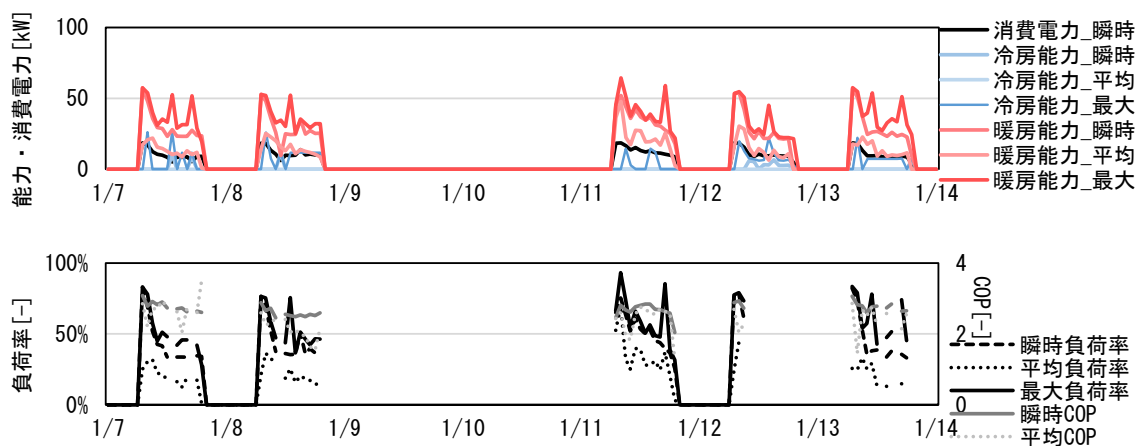
c.2.2 冬期

c.2.2.1 油戻し運転・デフロスト運転

長期計測の1時間間隔データで、1時間での最大負荷率と平均負荷率の差が大きい室外機系統と、小さい室外機系統が見られた。その要因を確認する。夏期については、油戻し運転の影響の可能性が確認されている。

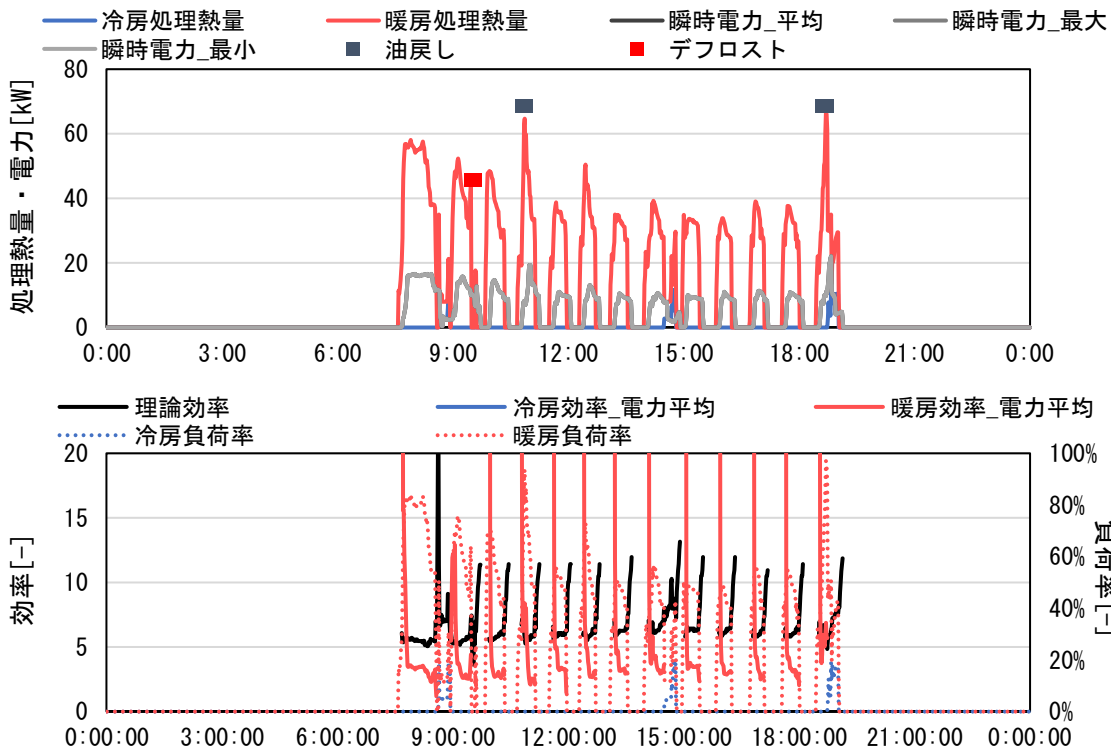
Fビルの室外機 F_02_1 について、冬期代表期間（2021年1月7日～1月13日）の長期計測結果を図 1.2.3.178、代表日（2022年1月13日）の短期計測結果を図 1.2.3.179 に示す。室外機 F_02_1 では、長期計測のデータによると、朝の空調開始時以外にも、最大負荷率が80～90%程度となるような高い最大負荷率を取ることがある。しかしながら、計測時間間隔1時間での平均の負荷率は10～40%程度と低い時間帯が多い。この理由として、油戻し運転の影響が考えられる。短期計測データでは、油戻し運転が生じる短時間に高い負荷率で運転されることが確認される。油戻し運転時には、本来の空調負荷よりも大きな処理熱量が生じていると考えられる。そのため、設備容量の見直し等の際には、短間実測のサービスチェッカーデータでは油戻し運転を除いた時間帯の処理熱量を、長期計測のエアネットデータでは主に平均の処理熱量を参照すべきであると考えられる。なお、長期計測のデータでは、計測時間間隔離1時間の間に油戻し運転が生じたかの把握は困難であるため、油戻し運転のタイミングは推測の範囲にとどまる。

一方、デフロスト運転時には一時的に暖房処理能力が0kWとなる。



※上から処理熱量と消費電力、負荷率とCOPの時系列データを示す。

図 1.2.3.178 Fビル・室外機 F_02-1 の稼働状況（2021/1/7～1/13、長期計測結果）



※上から処理熱量と消費電力、負荷率と COP の時系列データを示す。

図 1.2.3.179 Fビル・室外機 F_02-1 の代表日の室外機稼働状況 (2022/1/13、短期計測結果)

対照的に、室外機 F_04-1 のように、比較的安定して処理熱量が生じる運転も見られる。Fビルの室外機 F_04-1 について、代表日 (2022 年 1 月 21 日) の短期計測結果を図 1.2.3.180 に示す。他の室外機系統や期間と比較し、平均の負荷率が比較的高い室外機系統、期間である。

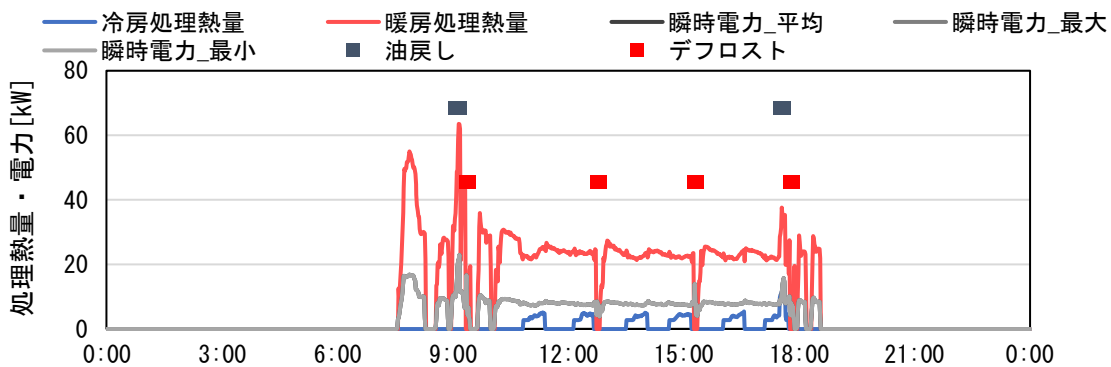
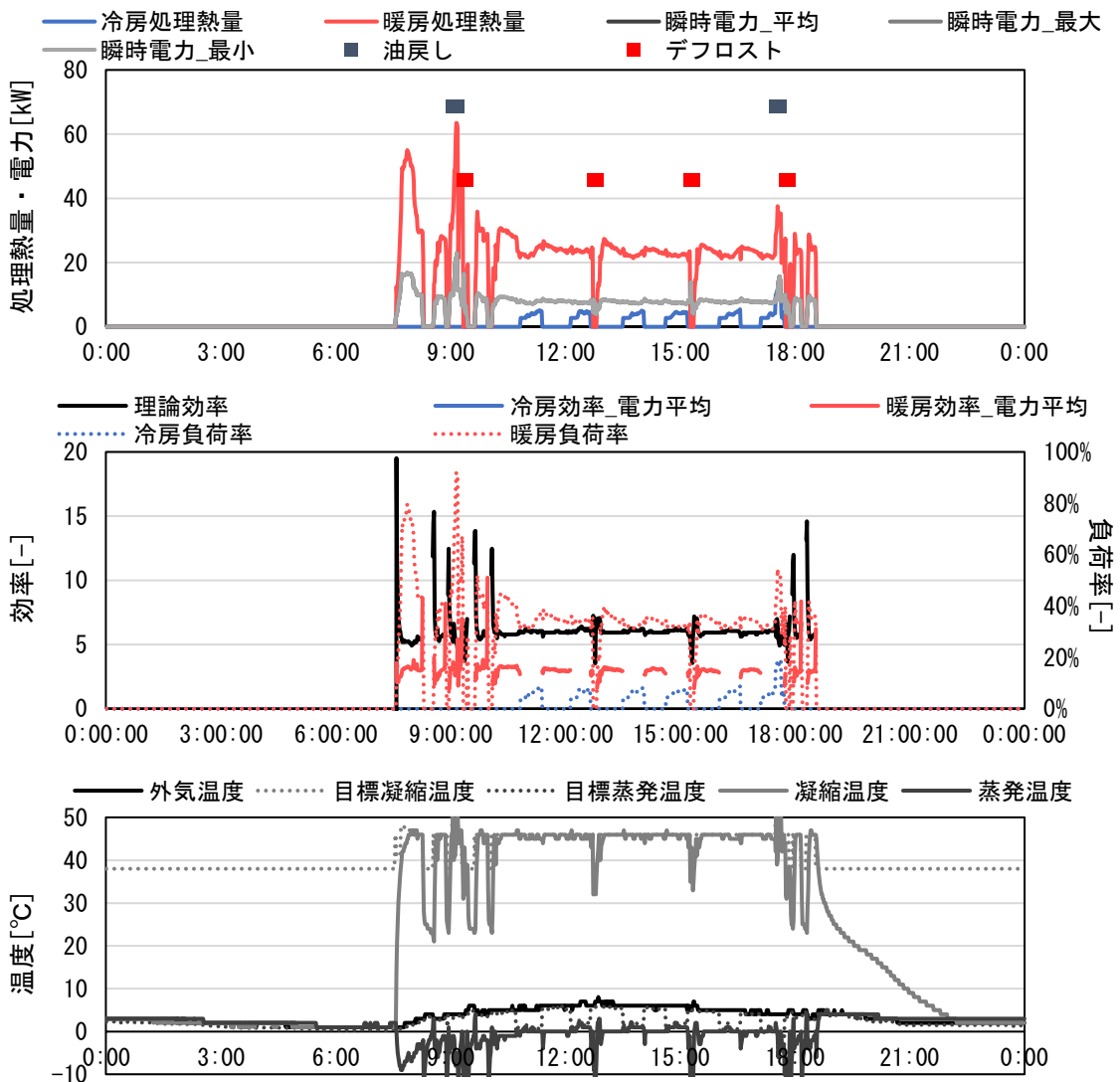


図 1.2.3.180 Fビル・室外機 F_04-1 の代表日の室外機稼働状況 (2022/1/21、処理熱量と消費電力の短期計測結果)

c.2.2.2 冷暖同時運転・冷房運転

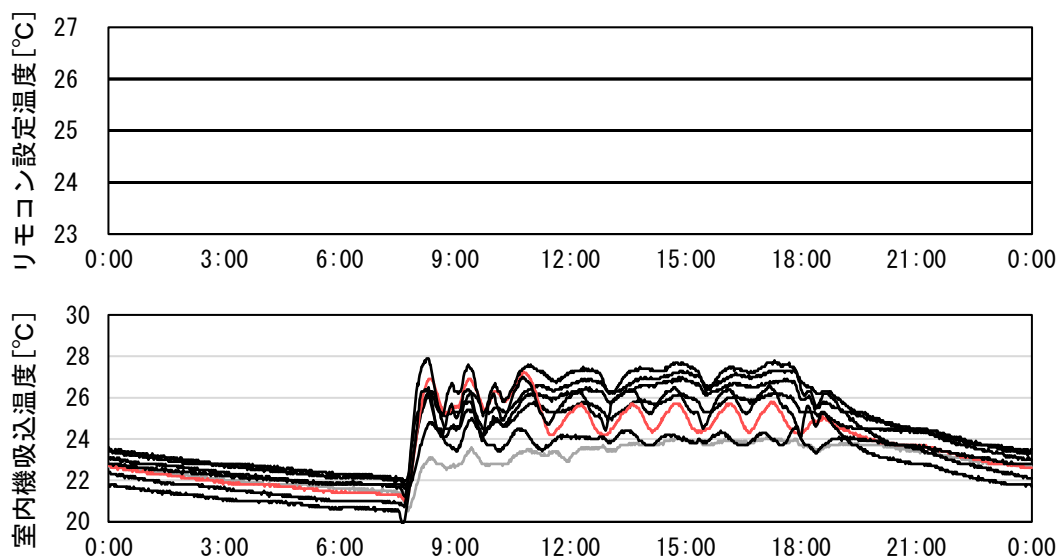
短期計測のデータでは、Fビルの室外機 F_02-1、F_02-2、F_04-1、F_05-3、F_06-1、F_07-3 で冷暖同時運転が生じている。

Fビルの室外機 F_04-1 について、代表日（2022年1月18日）の短期計測結果について、室外機稼働状況を図 1.2.3.181、室内機稼働状況を図 1.2.3.182 に示す。室外機 F_04-1 では、1月18日に、冷暖同時運転が生じている。8台の室内機の内、設定温度が4台で24℃、2台で25℃、2台で26℃であり、設定温度26℃のうち1台は送風モード、25℃のうち1台で11時前より冷房モードが発生し、他は暖房モードである。



※上から処理熱量と消費電力、負荷率と効率、外気温度と凝縮・蒸発温度の時系列データを示す。

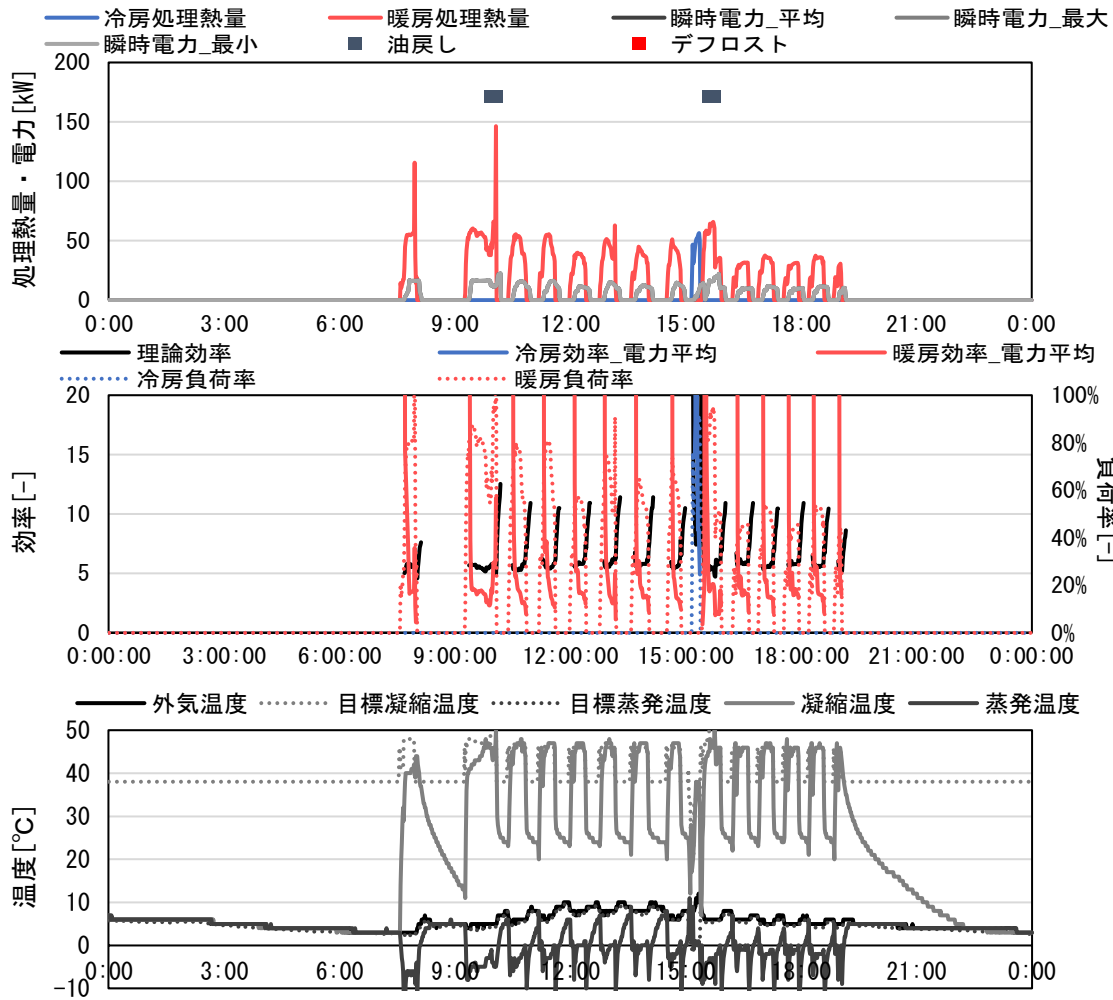
図 1.2.3.181 Fビル・室外機 F_04-1 の代表日の室外機稼働状況（2022/1/18、短期計測結果）



※上から系統内の室内機設定温度、室内機吸込温度の時系列データを示す。
 室内機吸込み温度では、送風モードの室内機を灰色線、冷房モードになる室内機を赤線で示す

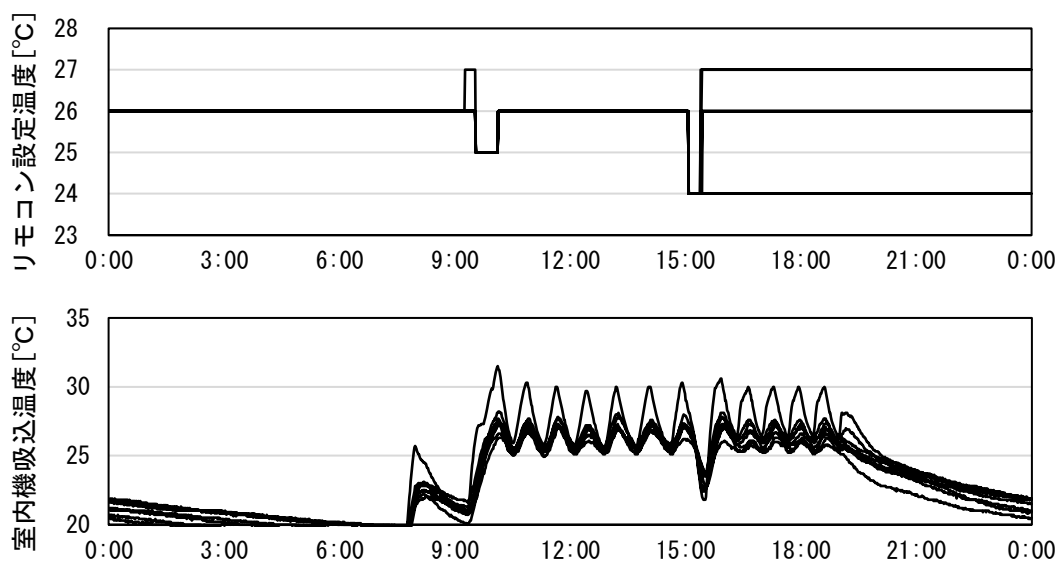
図 1.2.3.182 Fビル・室外機 F_04-1 の代表日の室内機稼働状況（2022/1/18、短期計測結果）

また、室外機 F-02_1 では、1月18日に、冷房運転が生じている。Fビルの室外機 F-02_1 の代表日（2022年1月18日）の短期計測結果について、室外機稼働状況を図 1.2.3.183、室内機稼働状況を図 1.2.3.184 に示す。15時過ぎに設定温度が 24°C に下げられたことがきっかけで、冷房運転が発生した模様である。その後、一部の室内機の設定温度が変更され、設定温度 26°C や 27°C の室内機が生じたことで、暖房運転へと転じた模様である。冷房運転の前後は暖房運転となっているため、不必要な加熱と冷却が生じたとみなせる。



※上から処理熱量と消費電力、負荷率と効率、外気温度と凝縮・蒸発温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.183 Fビル・室外機 F_02-1 の代表日の室外機稼働状況 (2022/1/18、短期計測結果)



※上から系統内の室内機設定温度、室内機吸込温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.184 Fビル・室外機 F_02-1 の代表日の室内機稼働状況 (2022/1/18、短期計測結果)

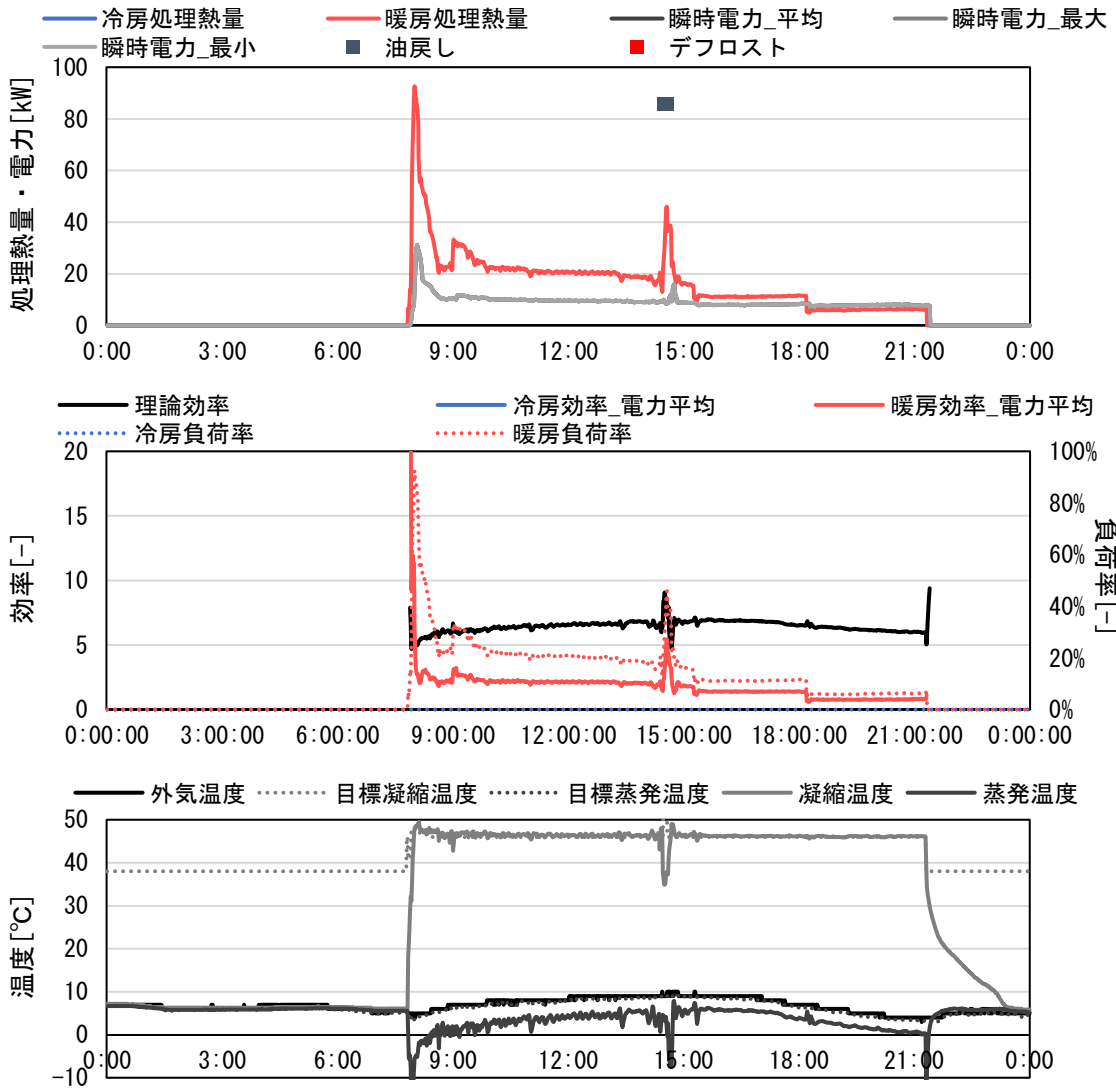
c.2.2.3 直膨コイル付き全熱交換器の影響

G ビルの室外機 G_10-1 について、代表日（2022 年 1 月 24 日）の短期計測結果について、室外機稼働状況を図 1.2.3.185、室内機稼働状況を図 1.2.3.187 に示す。また、処理熱量と実稼働効率との関係を図 1.2.3.186 に示す。

室外機 G_10-1 は、代表日 1 月 24 日に、空調開始時、油戻し運転時を除いては、低負荷、ほぼ一定の消費電力で推移している。16 時以降の低負荷時には直膨コイル付き全熱交換器による外気処理が主である。その際、直膨コイル付き全熱交換器の設定温度が 28℃であり、処理熱量は小さいが凝縮温度が求められるために、圧力差や消費電力を落としにくいものと推察される。更に、圧縮機 2 台で稼働している。

直膨コイル付き全熱交換器の設定温度を高めとするのであれば、外気処理系統の分離により、低負荷かつ低効率での運転を回避できると考えられる。G ビルの直膨コイル付き全熱交換器は、流下式自然蒸発式加湿器を含むユニットとなっているため、加湿のために設定温度を高めとしているのであれば、この条件に合致する。もしくは、直膨コイル付き全熱交換器の設定温度を他の室内機と同程度とできれば、現状の接続状況での室外機の運転効率改善が期待される。直膨コイル付き全熱交換器の設定温度が高めの理由を確認する必要があるが、もし、室負荷の加熱負荷分も直膨コイル付き全熱交換器で処理しているのであれば、直膨コイル付き全熱交換器の設定温度を下げられると考えられる。

G ビルの短期計測結果で、測定対象のフロアでは、直膨コイル付き全熱交換器の設定温度が 28℃であるが、他の室内機の設定温度は様々であり、変動もある。おおよその傾向としては、3 階では、室内機の設定温度が高めで、27～28℃程度と、直膨コイル付き全熱交換器と近い値を示す。その点が影響していると推察されるが、室外機 G_03-1 は低負荷での運転が他の室外機系統より少ない。一般には設定温度が高めだと暖房効率が低下するが、この場合は設定温度が高い直膨コイル付き全熱交換器が同一の系統であることと、負荷率の影響で、短期計測期間で室外機 G_03-1 の効率が他の室外機系統より低い傾向は確認されない。9～11 階では、直膨コイル付き全熱交換器よりも低く、22～26℃程度が多いが、中には 20℃以下の設定も見られる。従って、直膨コイル付き全熱交換器はサーモオン、他の室内機はサーモオフという運転状態も、特に負荷が小さめの日の午後などに、多く見られる。



※上から処理熱量と消費電力、負荷率と効率、外気温度と凝縮・蒸発温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.185 Gビル・室外機 G_10-1 の代表日の室外機稼働状況 (2022/1/24、短期計測結果)

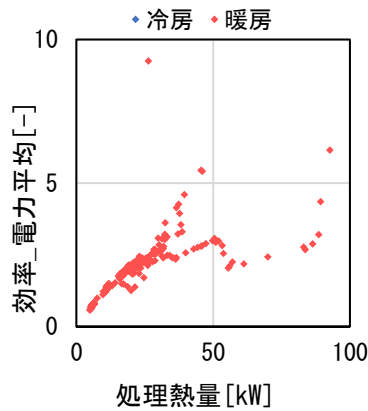
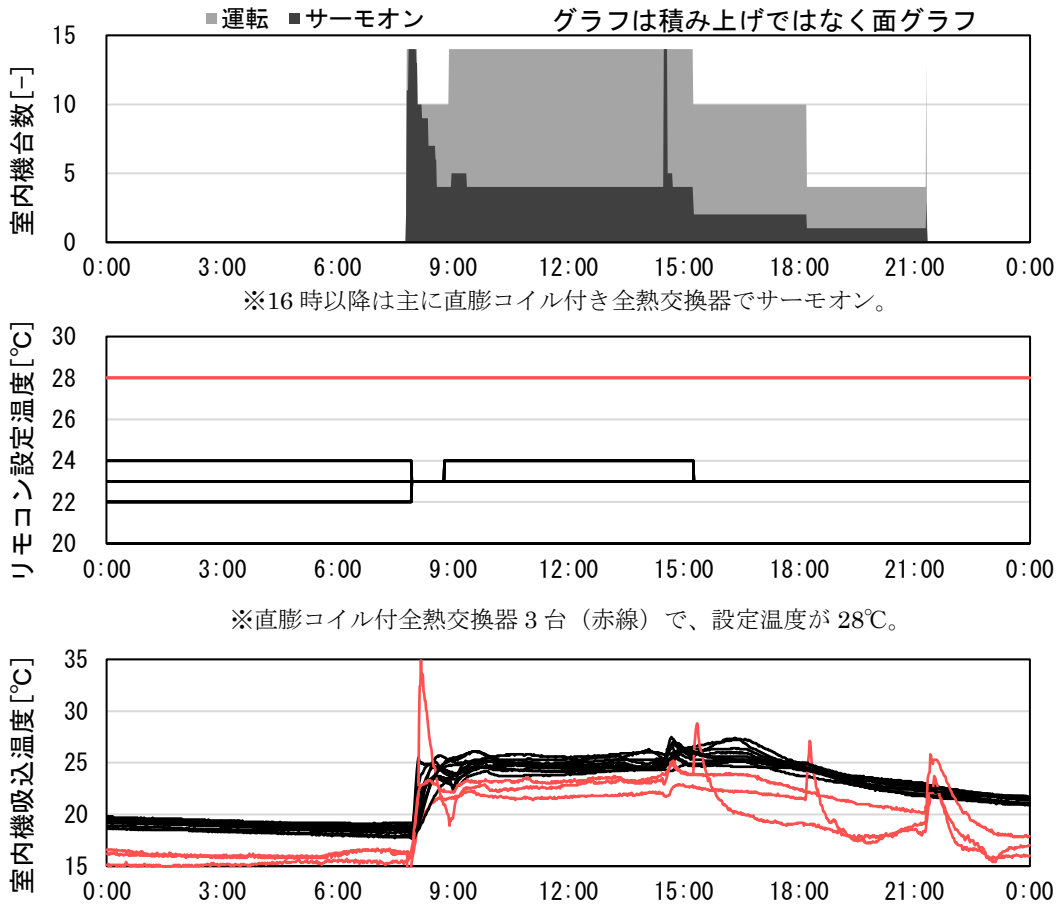


図 1.2.3.186 Gビル・室外機 G_10-1 : 代表日 (2022/1/24) の処理熱量と実稼働効率



※上から系統内の室内機運転台数・サーモオン台数、室内機設定温度、室内機吸込温度の時系列データを示す。
 室内機吸込温度は、直膨コイル付全熱交換器3台（赤線）で、吸込温度が外気より高く他の室内機より低い。

図 1.2.3.187 Gビル・室外機 G_10-1 の代表日の室内機稼働状況（2022/1/24、短期計測結果）

c.2.2.4 同一フロアの負荷を処理する室外機が複数台の場合の挙動

F ビルの基準階各階の室負荷処理用の室外機は 3 台である。2 階を例にとると、室外機 F-02_1、F-02_2、F-02_3 がそれぞれ 2 階の 1、2、3 のエリアを受け持つ。2 階 1、2、3 それぞれに 1 台ずつ、デシカントタイプの外気処理機が設置されている。各階で同様の配置となっている。F ビルはテナントビルであり、同一フロアに単数または複数のテナントが入ったフロアを実測対象としている。同一フロアの負荷を処理する複数の室外機の挙動を確認する。

F ビルの 5 階の室温は、図 1.2.3.188 に示す温度測定結果によると、5 階 3 のエリアは、5 階 1、2 のエリアより 1°C 程度低い温度で推移するものの、比較的近い挙動を示す。

一方、5 階 1、2、3 のエリアを受け持つ室外機 F_05-1、F_05-2、F_05-3 の代表日 (2022 年 1 月 13 日) の稼働状況を図 1.2.3.189～図 1.2.3.191 に示す。1 月 13 日には、主に室外機 F_05-1 が稼働し、F_05-2、F_05-3 は暖房処理熱量が生じていない時間帯が多い。短期計測期間の他の日においても、室外機 F_05-2、F_05-3 の稼働時間帯等に差があるものの、室外機 F_05-1 が主に稼働し、F_05-2、F_05-3 は処理熱量が発生しない時間帯が多い傾向は同様である。その要因として、室外機 F_05-1 で他の室外機のエリアの室負荷を処理した可能性もあるが、5 階 2、3 のエリアでは、デシカントタイプの外気処理機で室負荷分も処理した可能性なども考えられる。外気処理状況等の把握および、要因の特定は困難である。

同様に、F ビルの 6 階、7 階でも、室温は同一フロアのエリア間で比較的近い挙動を示すものの、一部の室外機が主に稼働するという挙動が見られた。

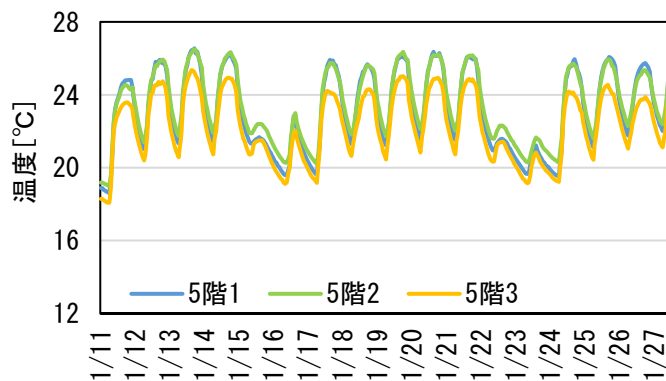


図 1.2.3.188 F ビル・5 階エリアの温度測定結果 (短期計測結果)

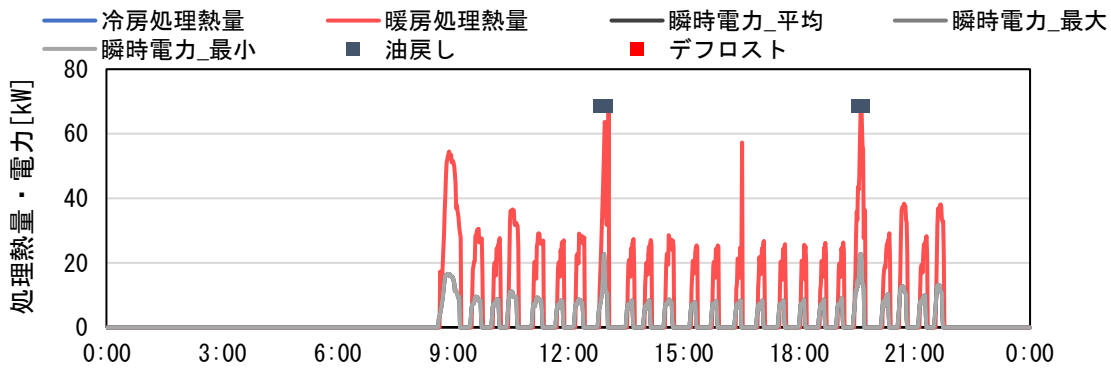


図 1.2.3.189 Fビル・室外機 F_05-1 の代表日の稼働状況 (2022/1/13、短期計測結果)

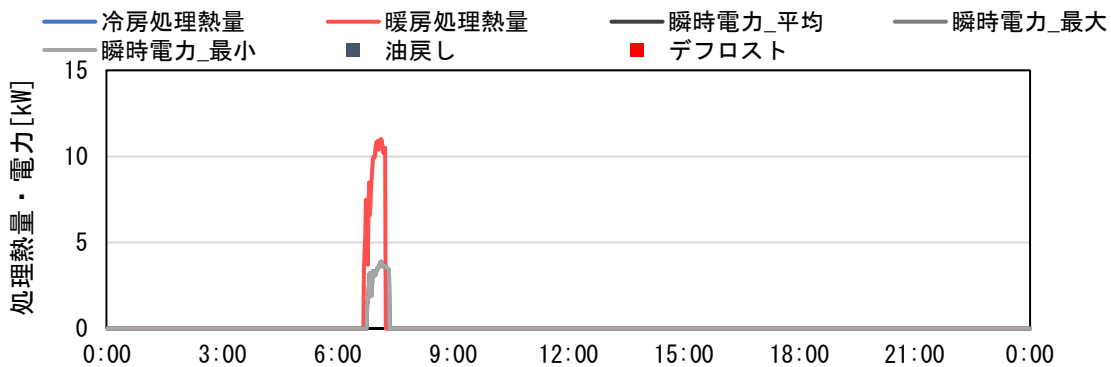


図 1.2.3.190 Fビル・室外機 F_05-2 の代表日の稼働状況 (2022/1/13、短期計測結果)

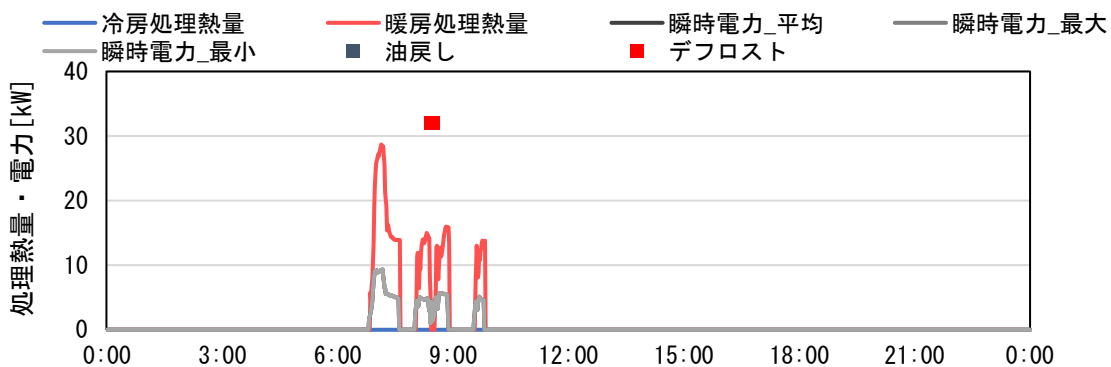


図 1.2.3.191 Fビル・室外機 F_05-3 の代表日の稼働状況 (2022/1/13、短期計測結果)

2階1、2、3の各エリアの温度測定結果を図 1.2.3.192、各エリアを受け持つ室外機室外機 F_02-1、F_02-2、F_02-3 の代表日 (2022年1月13日) の稼働状況を図 1.2.3.193～図 1.2.3.195 に示す。

Fビルの2階の室温は、5階等と同様にエリア間で比較的近い挙動を示すが、室外機は3台とも稼働している。短期計測期間の他の日においても同様である。後述の室内温湿度測定結果で、暖房停止時の2階の室温低下が他の階よりも大きく、2階の下が主に外気や駐車場であることが影響している可能性がある。考えられ得る要因のひとつに過ぎないが、2階の外皮負荷が大きいため、室外機の運転時間が他の階よりも長い可能性がある。他の要因としては、当該実測では外気導入状況や外気処理状況等の把握が出来ていないが、これらにフロア間の差があれば、室外機の稼働状況にも影響すると考えられる。

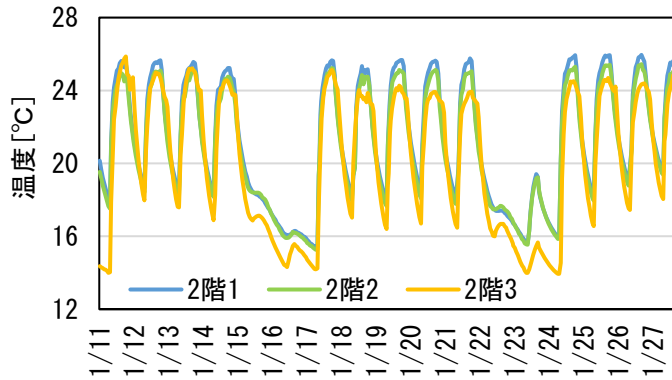


図 1.2.3.192 Fビル・2階エリアの温度測定結果（短期計測結果）

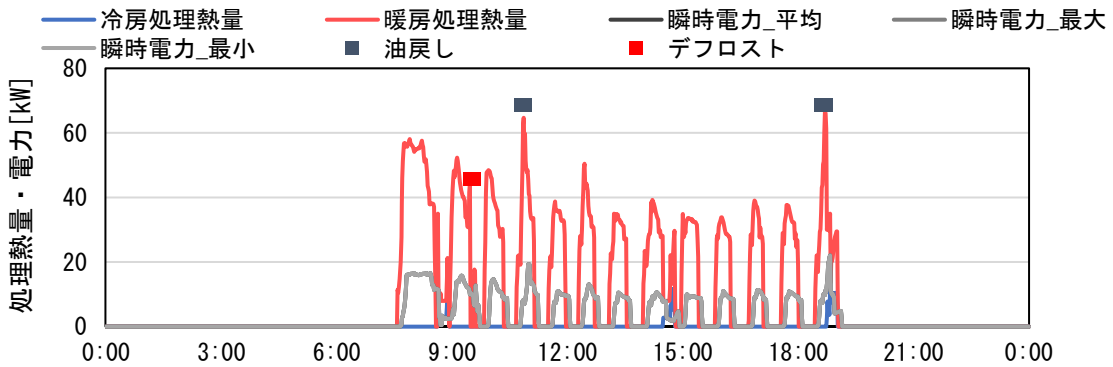


図 1.2.3.193 Fビル・室外機 F_02-1 の代表日の稼働状況（2022/1/13、短期計測結果）

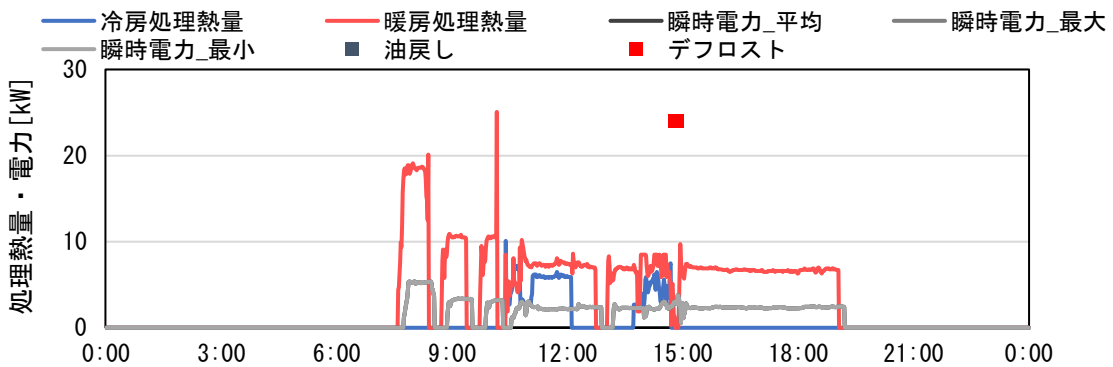


図 1.2.3.194 Fビル・室外機 F_02-2 の代表日の稼働状況（2022/1/13、短期計測結果）

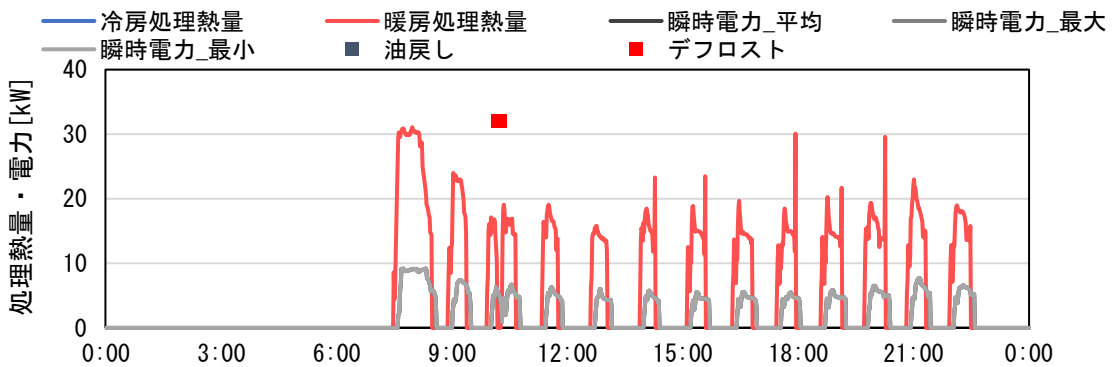


図 1.2.3.195 Fビル・室外機 F_02-3 の代表日の稼働状況（2022/1/13、短期計測結果）

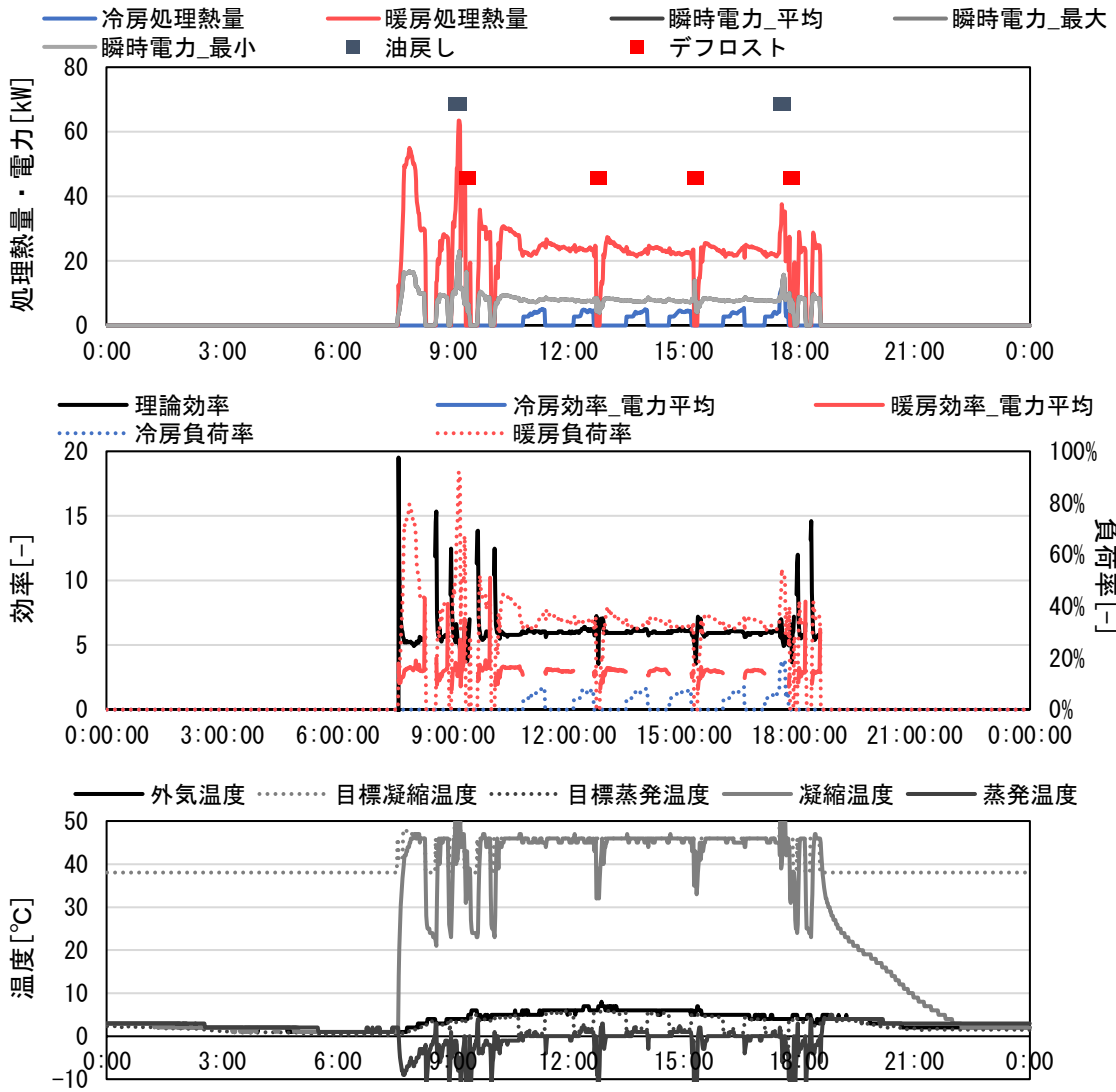
c.2.2.5 理論効率と実稼働効率

計算モデル検証用の実験室測定の結果では、蒸発温度・凝縮温度より求められる理論効率と、処理熱量と圧縮機消費電力より求められる圧縮機効率に正の相関が見られた。短期計測データでは、同様の傾向が確認される場合と、確認されない場合があった。短期計測における理論効率は、蒸発温度・凝縮温度より求め、実稼働効率はコンプレッサーカーブ法と室外機消費電力より求める。実測では圧縮機消費電力や圧縮機効率は把握できない点に留意が必要である。

特徴的な運転として、以下のような稼働状態が確認された室外機系統・日の例を、以下に示す。なお、夏期に見られた、負荷率が極めて低い時に 2 台の圧縮機が交互に稼働する状態は、冬期の短期計測では確認されなかった。

- ・ 負荷率が高く安定した運転
- ・ 低負荷時に圧縮機が複数台稼働
- ・ 低負荷時に断続的な運転
- ・ 低負荷時に一定の消費電力で推移

負荷率が高く安定した運転の例として、F ビルの室外機 F_04-1 の代表日（2022 年 1 月 21 日）の短期計測結果による室外機稼働状況を図 1.2.3.196、処理熱量・理論効率・負荷率と実稼働効率との関係を図 1.2.3.197 に示す。室外機 F_04-1 は、代表日 1 月 21 日に、他の室外機系統と比較し、理論効率に対して、実稼働効率が比較的高い状態での運転が見られる室外機系統である。負荷率が高い状態で安定している代表日である。



※上から処理熱量と消費電力、負荷率と効率、外気温度と凝縮・蒸発温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.196 Fビル・室外機 F_04-1 の代表日の室外機稼働状況 (2022/1/21、短期計測結果)

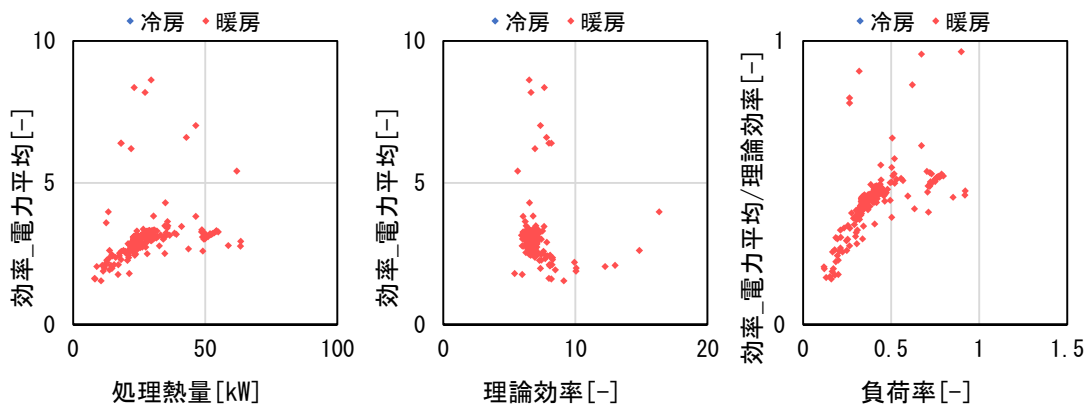
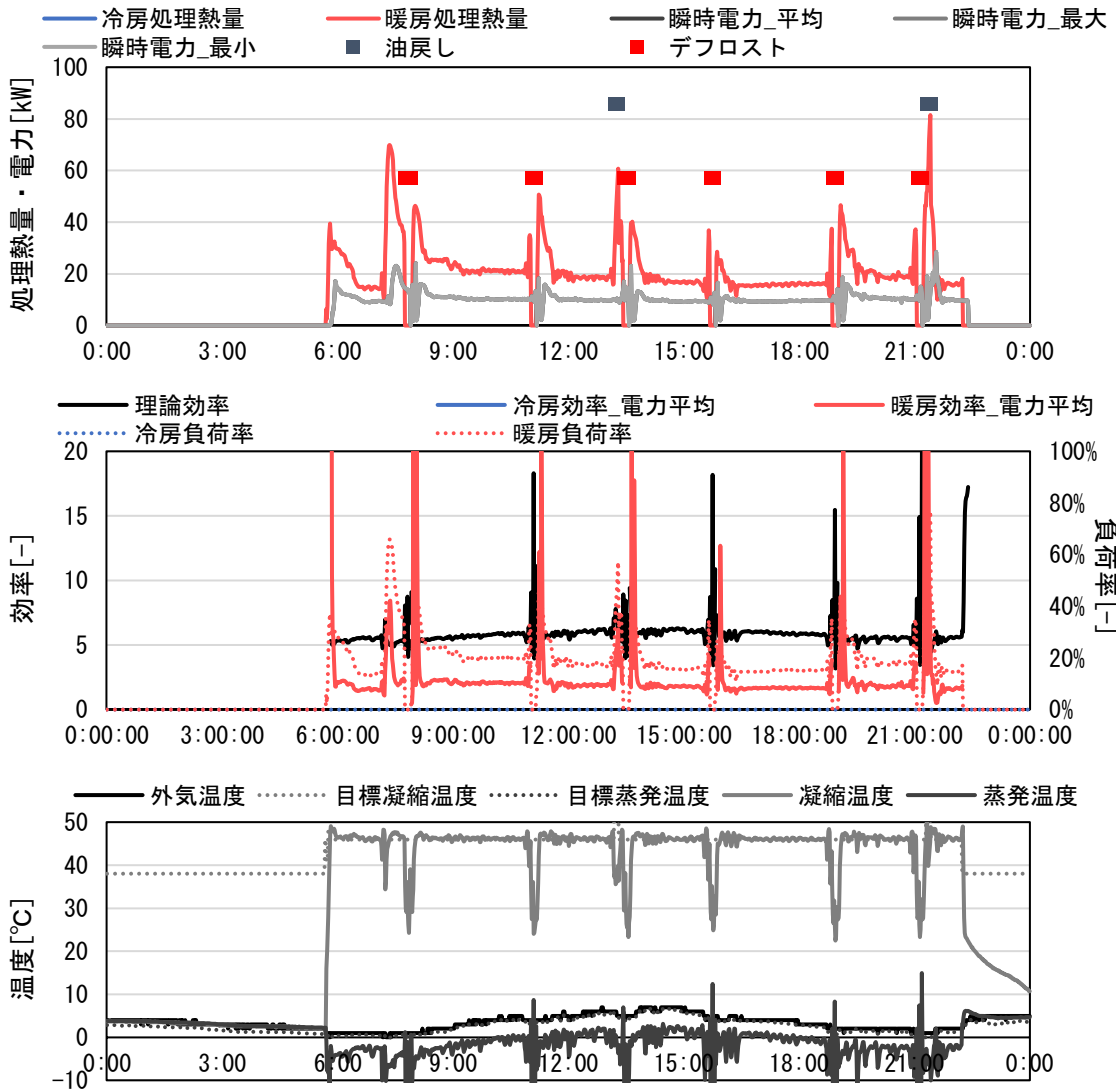


図 1.2.3.197 Fビル・室外機 F_04-1 : 代表日 (2022/1/21) の
処理熱量・理論効率・負荷率と実稼働効率

一方、低負荷時に、理論効率に対する実稼働効率が低負荷に低下する傾向が確認された。その際の運転には、発停が入る場合や入らない場合、圧縮機稼働台数が単数の場合や複数の場合など、様々な運転状態が確認された。

低負荷時に圧縮機が複数台稼働する例として、G ビルの室外機 G_11-1 の代表日（2022年1月21日）の短期計測結果による室外機稼働状況を図 1.2.3.198、処理熱量・理論効率・負荷率と実稼働効率との関係を図 1.2.3.199 に示す。室外機 G_11-1 は、理論効率に対して、実稼働効率が低い状態での運転が見られる室外機系統である。定格冷房能力が 95kW、定格暖房能力が 106kW の室外機であるが、定格冷房能力が 50kW と 45kW の組み合わせより構成される。代表日 1月21日の16時過ぎから19時前などに負荷率15%程度で安定している。圧縮機1台で効率が高くなると考えられる負荷率と考えられるが、運転効率は2弱で推移している。圧縮機1台での運転優を先的することで、効率改善の可能性がある。正確には、各圧縮機の稼働状況を確認すべきである。また、理論効率と実稼働効率の散布図で、理論効率に対して実稼働効率が低いプロット群が存在する。負荷率と理論効率に対する実稼働効率の散布図より、理論効率に対する実稼働効率が低負荷時に低下する傾向が確認される。



※上から処理熱量と消費電力、負荷率と効率、外気温度と凝縮・蒸発温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.198 Gビル・室外機 G_11-1 の代表日の室外機稼働状況 (2022/1/21、短期計測結果)

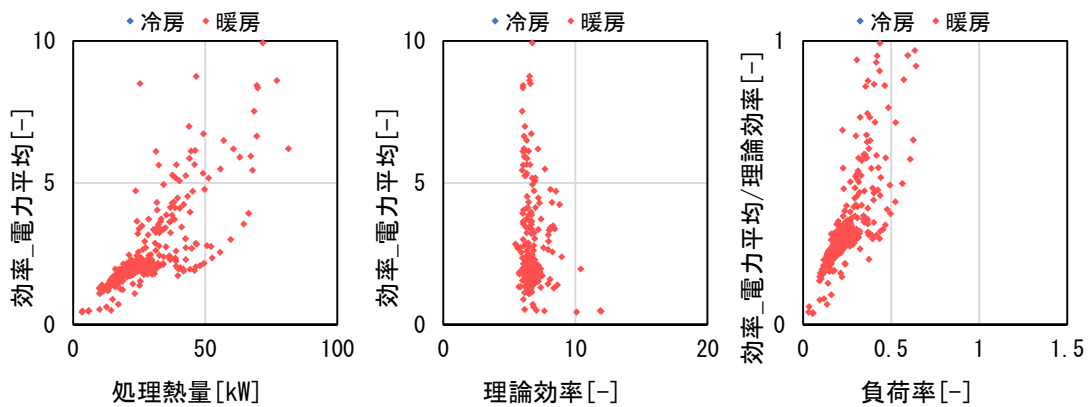
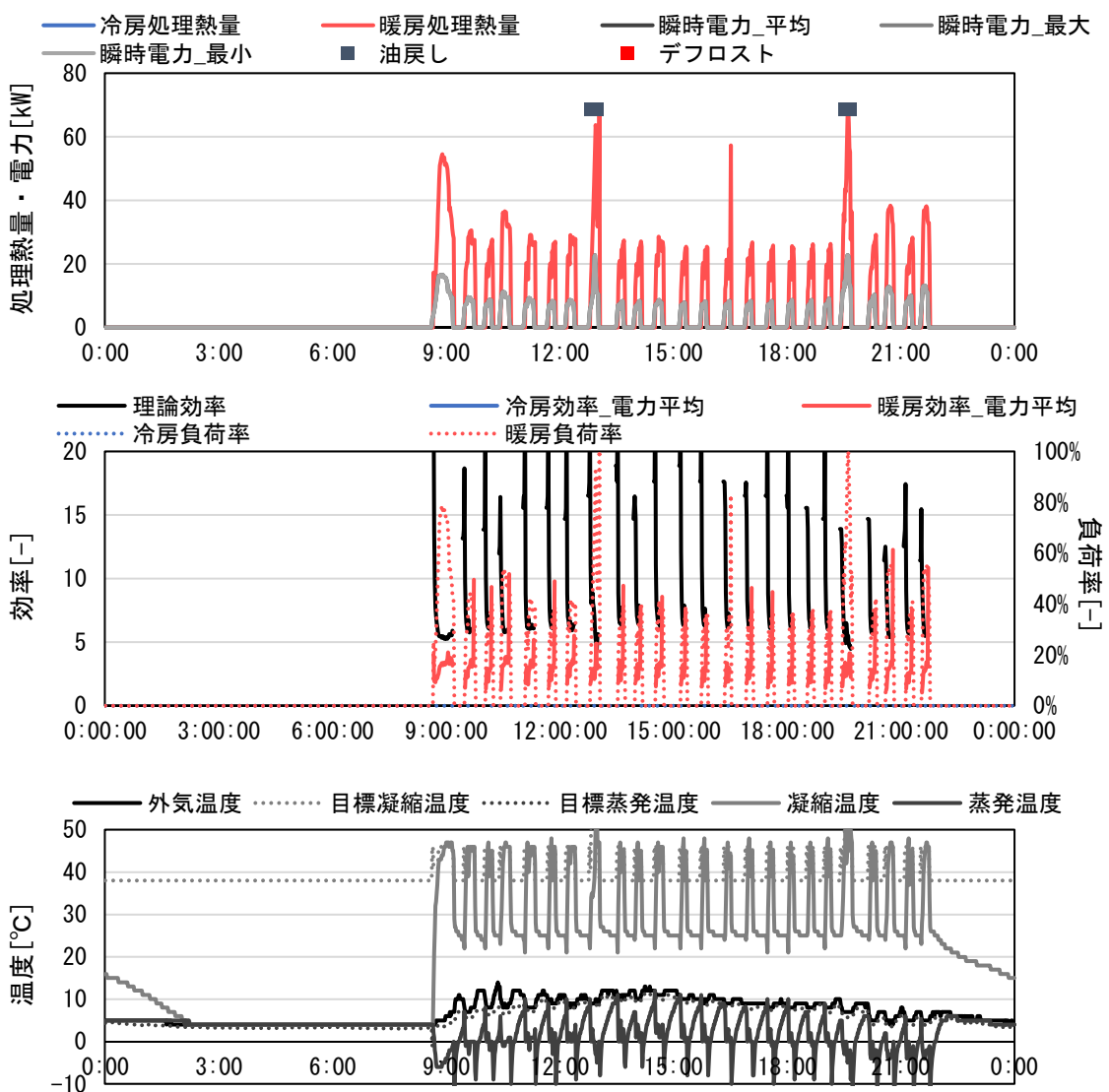


図 1.2.3.199 Gビル・室外機 G_11-1 : 代表日 (2022/1/21) の
処理熱量・理論効率・負荷率と実稼働効率

低負荷時に断続的な運転となっている例として、Fビルの室外機 F_05-1 の代表日（2022年1月13日）の短期計測結果による室外機稼働状況を図 1.2.3.200、室内機稼働状況を図 1.2.3.202、処理熱量・理論効率・負荷率と実稼働効率との関係を図 1.2.3.201 に示す。

室外機 F_05-1 は、代表日1月13日に、断続的な運転が繰り返されている。前述の室外機 G_11-1 の代表日1月21日の挙動と異なり、負荷率が一定値以下での運転が生じておらず、理論効率に対する実稼働効率は一定以上の値を取ることが確認される。他の室内機よりも設定温度が高めの、設定温度 27°C の室内機が1台ある。主に、この室内機がサーモオン状態となるのに伴い断続運転が生じているが、同時に他の室内機でも EV 開度の値が出るため、他の室内機ではサーモオフ状態で加熱が生じていると考えられる。



※上から処理熱量と消費電力、負荷率と効率、外気温度と凝縮・蒸発温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.200 Fビル・室外機 F_05-1 の代表日の室外機稼働状況（2022/1/13、短期計測結果）

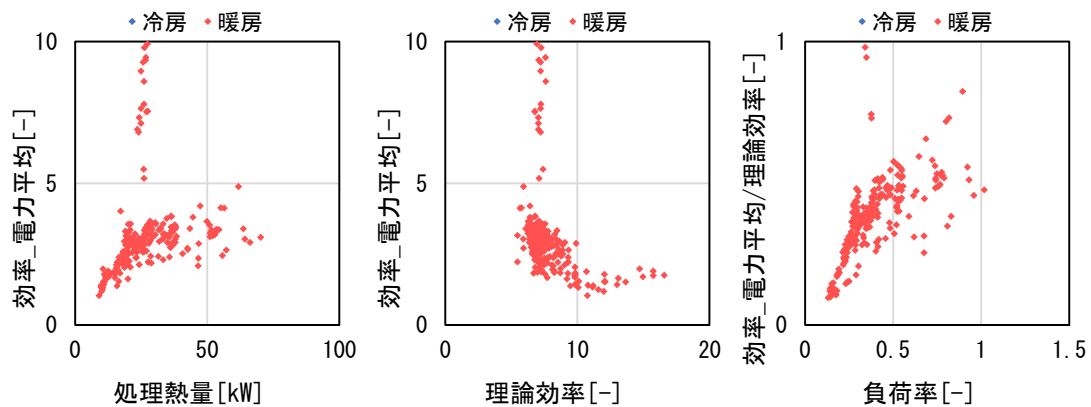
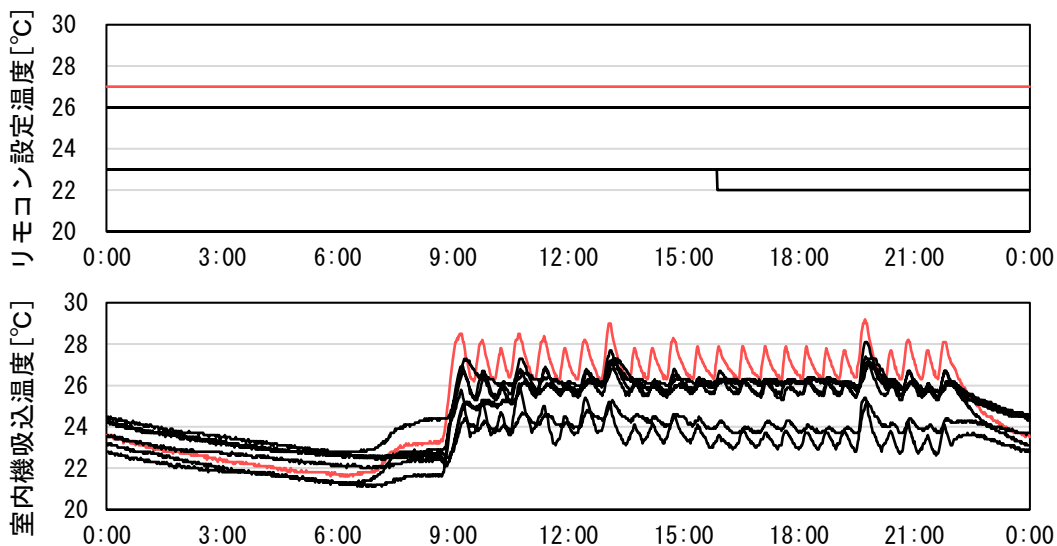


図 1.2.3.201 Fビル・室外機 F_05-1：代表日（2022/1/13）の
処理熱量・理論効率・負荷率と実稼働効率

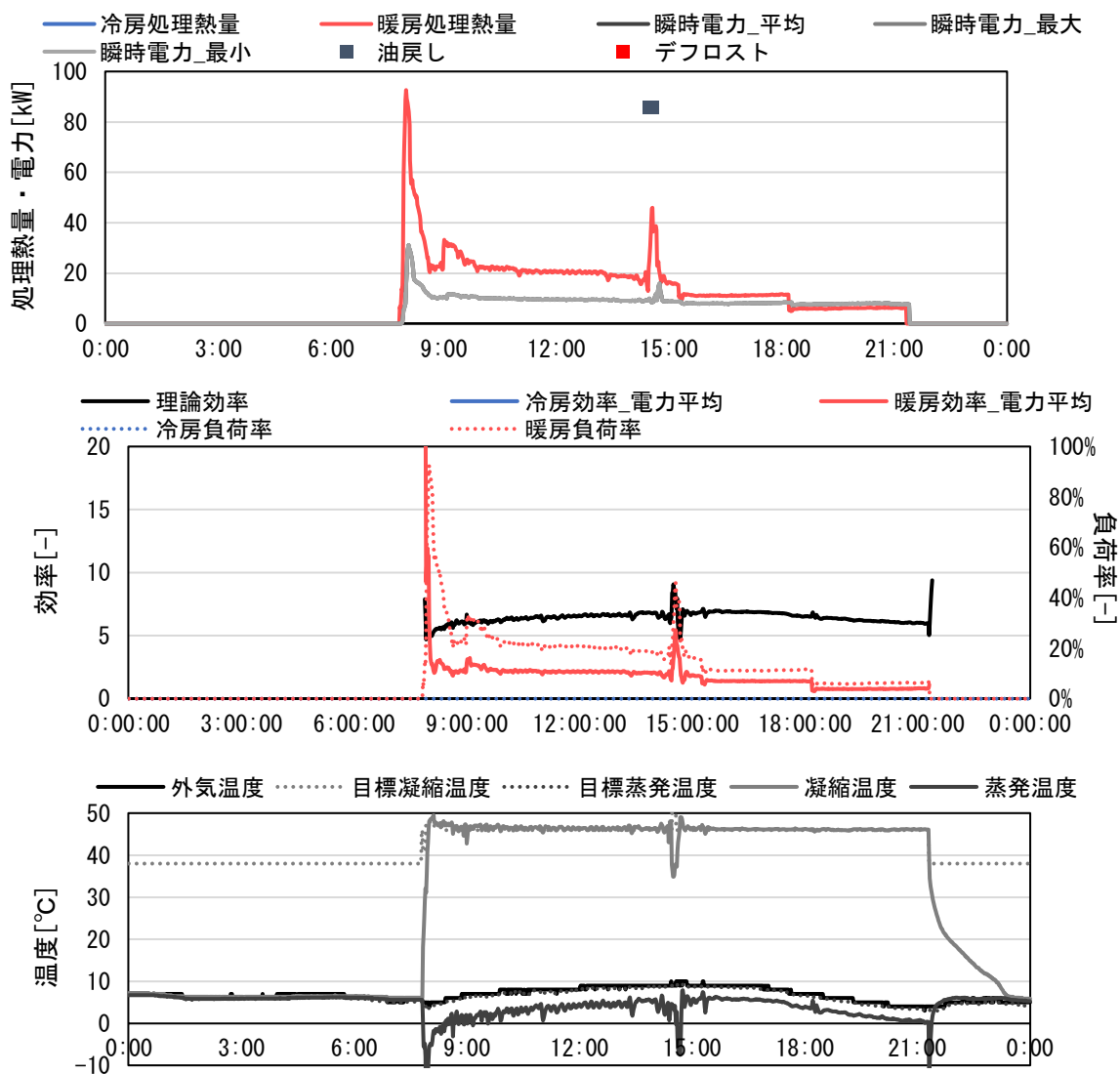


※上から系統内の室内機設定温度、室内機吸込温度の時系列データを示す。
設定温度が 27℃の室内機 1 台を赤線で示す。

図 1.2.3.202 Fビル・室外機 F_05-1 の代表日の室内機稼働状況（2022/1/13、短期計測結果）

低負荷時に一定の消費電力で推移している例として、G ビルの室外機 G_10-1 の代表日（2022 年 1 月 24 日）の短期計測結果による室外機稼働状況を図 1.2.3.203、室内機稼働状況を図 1.2.3.205、処理熱量・理論効率・負荷率と実稼働効率との関係を図 1.2.3.204 に示す。

室外機 G_10-1 は、代表日 1 月 24 日に、空調開始時、油戻し運転時を除いては、低負荷、ほぼ一定の消費電力で推移している。理論効率と実稼働効率の散布図で、理論効率に対して実稼働効率が低いプロット群が存在する。負荷率と理論効率に対する実稼働効率の散布図より、理論効率に対する実稼働効率が低負荷に低下する傾向が確認される。16 時以降の低負荷時には直膨コイル付き全熱交換器による外気処理が主であるため、外気処理系統の分離等の室外機運転効率改善策について検討すべきである。



※上から処理熱量と消費電力、負荷率と効率、外気温度と凝縮・蒸発温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.203 Gビル・室外機 G_10-1 の代表日の室外機稼働状況 (2022/1/24、短期計測結果)

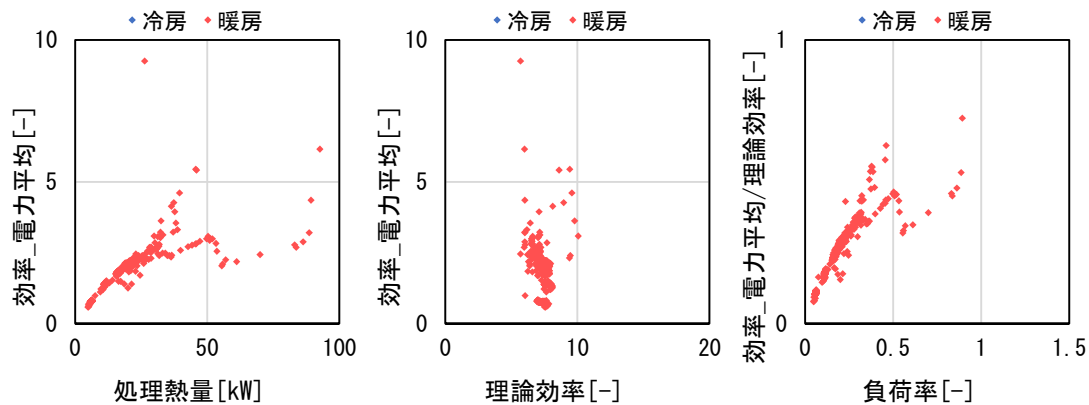
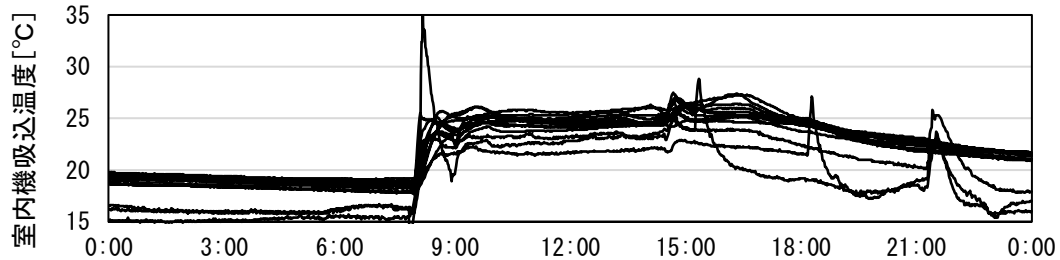
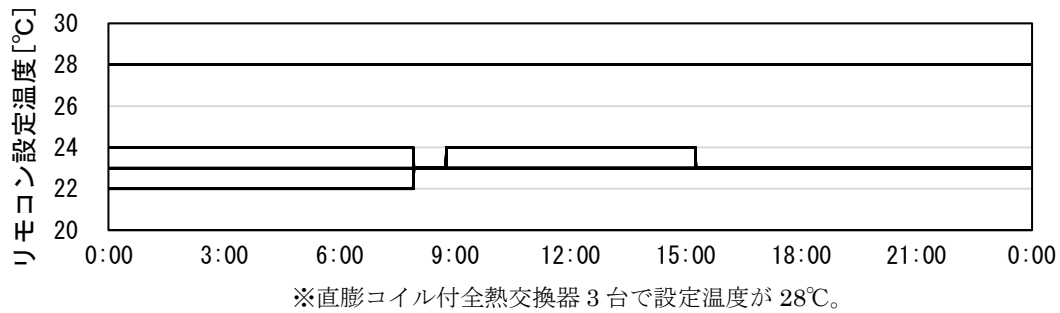
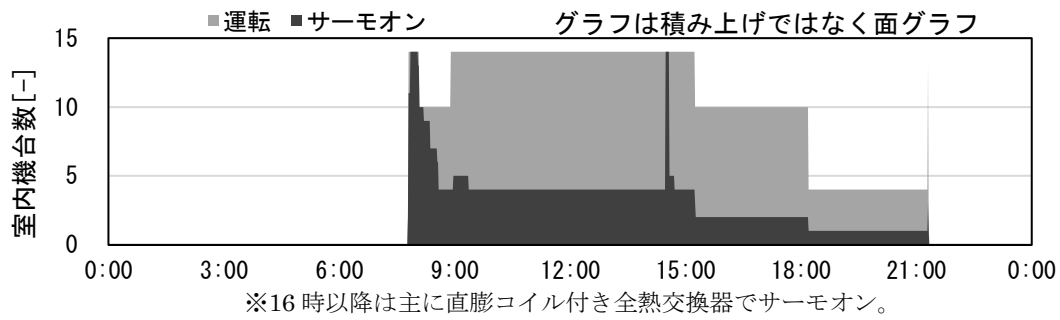


図 1.2.3.204 Gビル・室外機 G_10-1 : 代表日 (2022/1/24) の
処理熱量・理論効率・負荷率と実稼働効率



※上から系統内の室内機運転台数・サーモオン台数、室内機設定温度、室内機吸込温度の時系列データを示す。
 図 1.2.3.205 G ビル・室外機 G_10-1 の代表日の室内機稼働状況 (2022/1/24、短期計測結果)

c.3 温湿度の測定結果

c.3.1 夏期

c.3.1.1 結果の概要

空調時間帯には、概ね温度 28℃以下、相対湿度 40～70%の範囲に制御されている系統が多く見られた。中には相対湿度が他の系統よりも目立って高い系統や低い系統も見られたが、詳細な外気導入状況や外気処理状況、室内での潜熱発生状況等の把握は困難であり、要因の特定は困難である。物件間の外気処理方法の違いが室温度に与える影響の把握も、同様の理由で困難である。

F ビルでは、デシカントタイプの外気処理機により取入外気の除湿を行う設計となっており、潜熱発負荷の発生密度が高くないと考えられる事務室では、室負荷処理用の室内機の蒸発温度が高めの 10℃程度での運転が確認された。ただし、負荷率が低い時期や時間帯などには、蒸発温度目標値が 0℃程度と低めになる傾向が確認された。デシカントタイプの外気処理機の測定は行われておらず、当該実測調査においては F ビルの外気処理を含めたエネルギー評価は行えない点に留意が必要である。G ビルでは、直膨コイル付き全熱交換器が室負荷処理用の室内機と同一系統の冷暖同時機に接続されているため、潜熱処理能力を確保するために蒸発温度を低めに保つ必要があると考えられる。Gビルでは、目標蒸発温度が 5℃程度で安定している室外機が多く、比較的負荷率が高い状態での運転が多い室外機では目標蒸発温度が 0℃程度で安定する時間帯も見られた。

c.3.1.2 外気温湿度

外気の温湿度は、F ビルにて測定されている。F ビルにおける夏期測定期間の外気温湿度の測定結果を図 1.2.3.206 に示す。

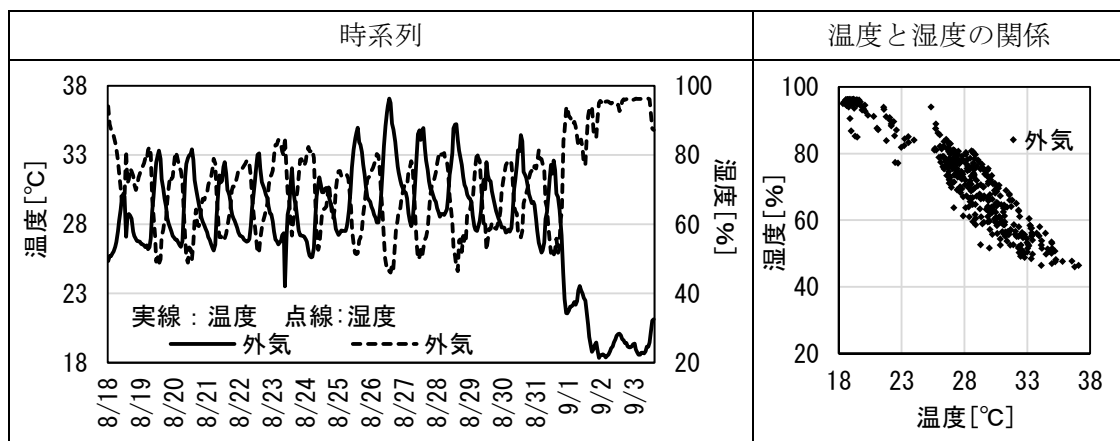
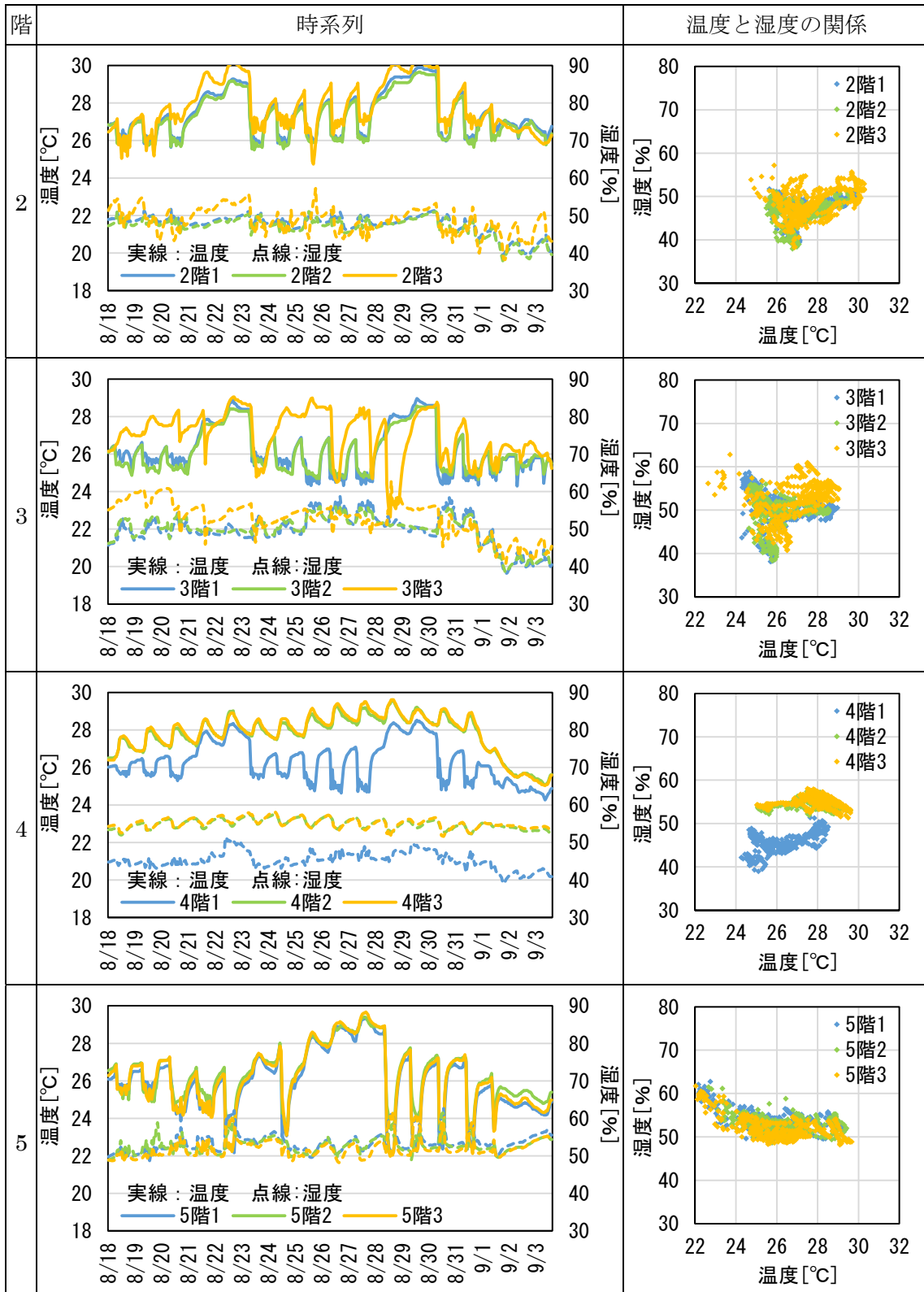


図 1.2.3.206 F ビルにおける夏期測定期間の外気温湿度測定結果

c.3.1.3 F ビルの室内温湿度

F ビルは、室負荷処理用の系統とは独立したデシカントタイプの外気処理機が設置されている。基準階各階の室負荷処理用の室外機は 3 台であり、BEMS の温湿度データは 3 台の室外機の空調エリアと対応する。F ビルの各フロアの室内温湿度の測定結果を図 1.2.3.207 に示す。

デシカントタイプの外気処理機の運転状態に係る情報は得られておらず、運転や設定がどのように室温湿度に影響を与えているかの把握は困難である。しかしながら、目立って他と異なる挙動を示す8階の1系統を除いては、空調時間帯には概ね相対湿度 40~70% の範囲に制御されており、適切に外気処理されているものと推察される。



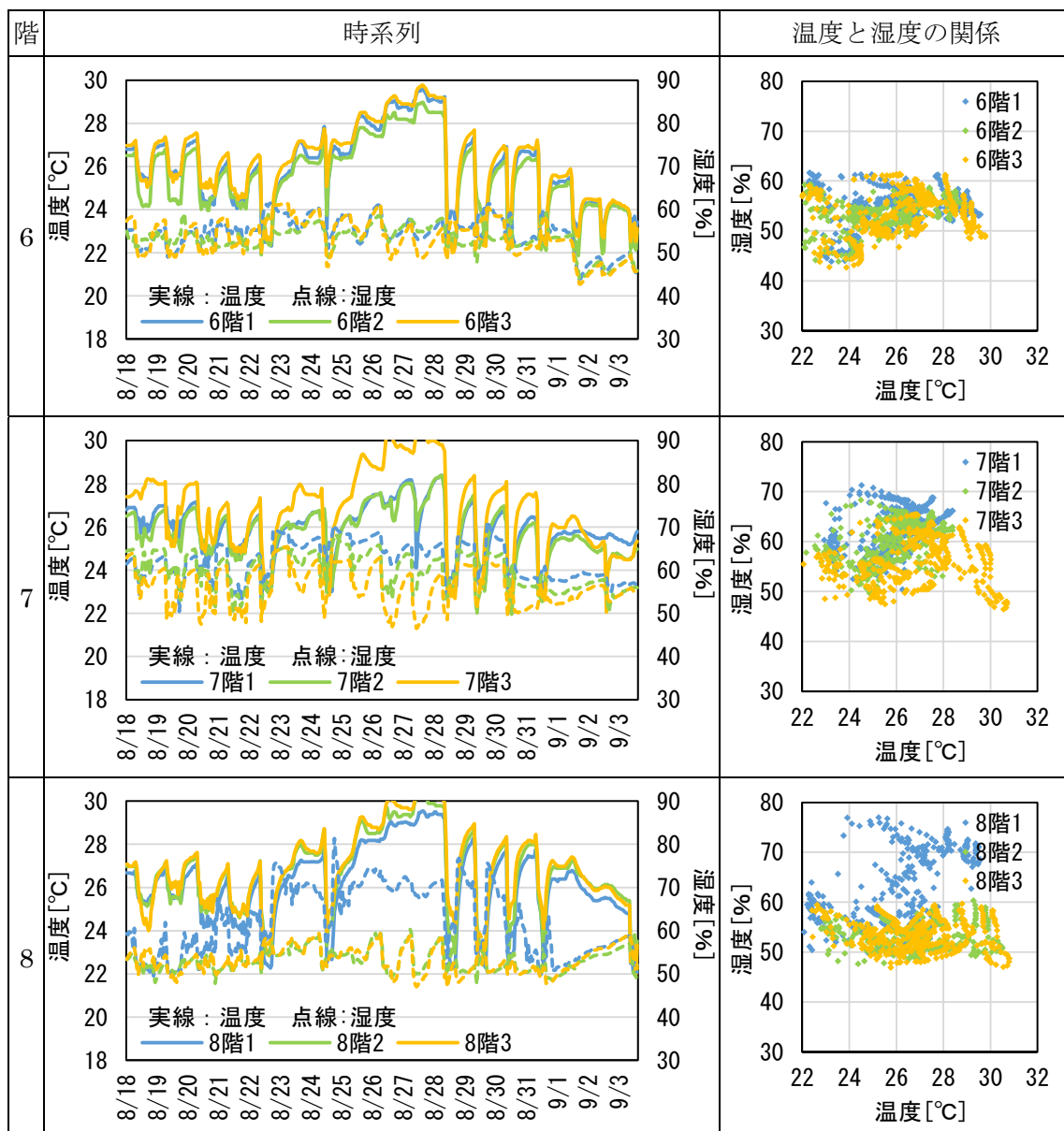


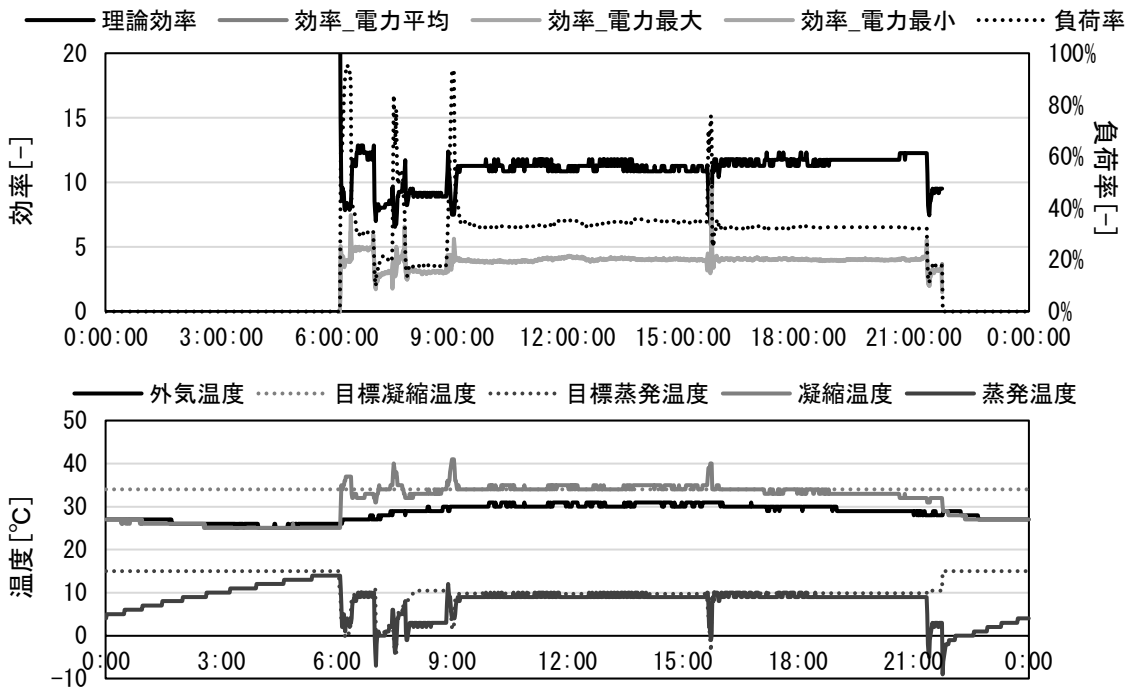
図 1.2.3.207 F ビルにおける夏期測定期間の室内温湿度測定結果

デシカントタイプの外気処理機により取入外気の除湿を行う場合には、潜熱発負荷の発生密度が高くない事務室では、室負荷処理用の室内機の蒸発温度を高めにより制御できると考えられる。

F ビルの室外機 F_03-2 について、夏期代表日（2021 年 8 月 24 日）の短期計測結果を図 1.2.3.208 に示す。F ビルでは、一定程度以上の負荷率が継続して発生するようになった日や系統では、蒸発温度 10°C 程度での運転が確認された。なお、油戻し運転時に一時的に蒸発温度が低下している。

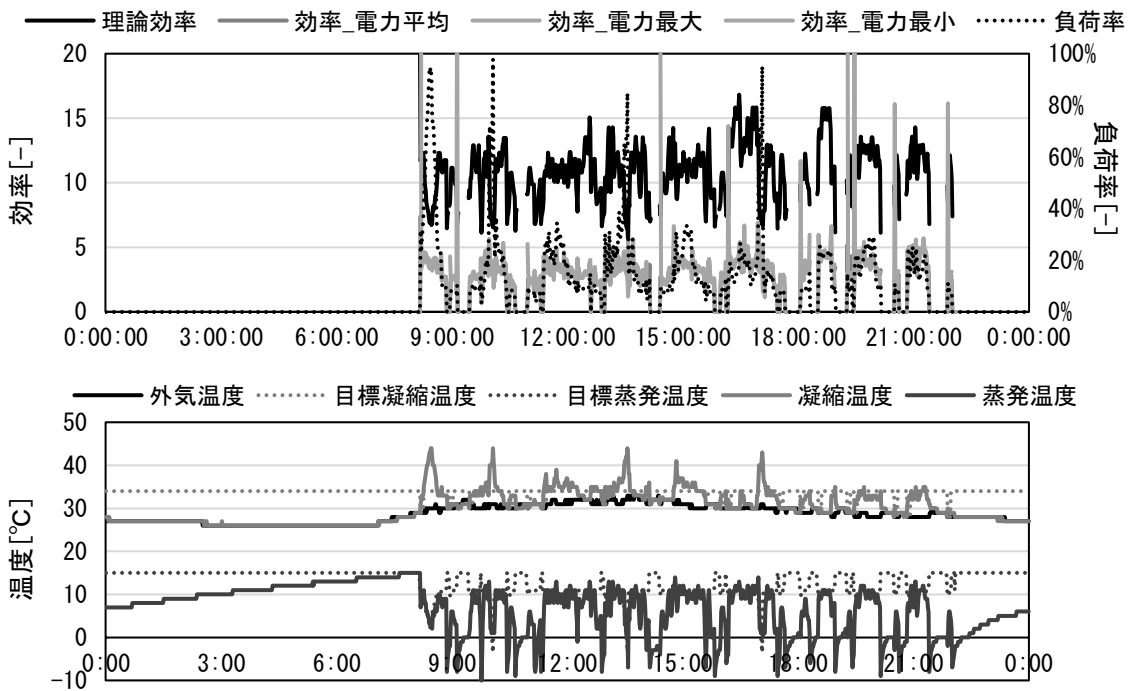
一方、比較的負荷が小さい日や系統では、室外機の発停が入り、蒸発温度が低い状態での運転も確認された。F ビルの室外機 F_07-1 について、夏期代表日（2021 年 8 月 21 日）の短期計測結果を図 1.2.3.209 に示す。負荷率の小さいとき、発停が入り効率が低下すると言われるが、その際の蒸発温度の低下と凝縮温度の上昇やそれに伴う効率低下の様子が

確認される。



※上から負荷率と効率、外気温度と凝縮・蒸発温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.208 Fビル・室外機 F_03-2 の代表日の室外機稼働状況 (2021/8/24、短期計測結果)



※上から負荷率と効率、外気温度と凝縮・蒸発温度の時系列データを示す。

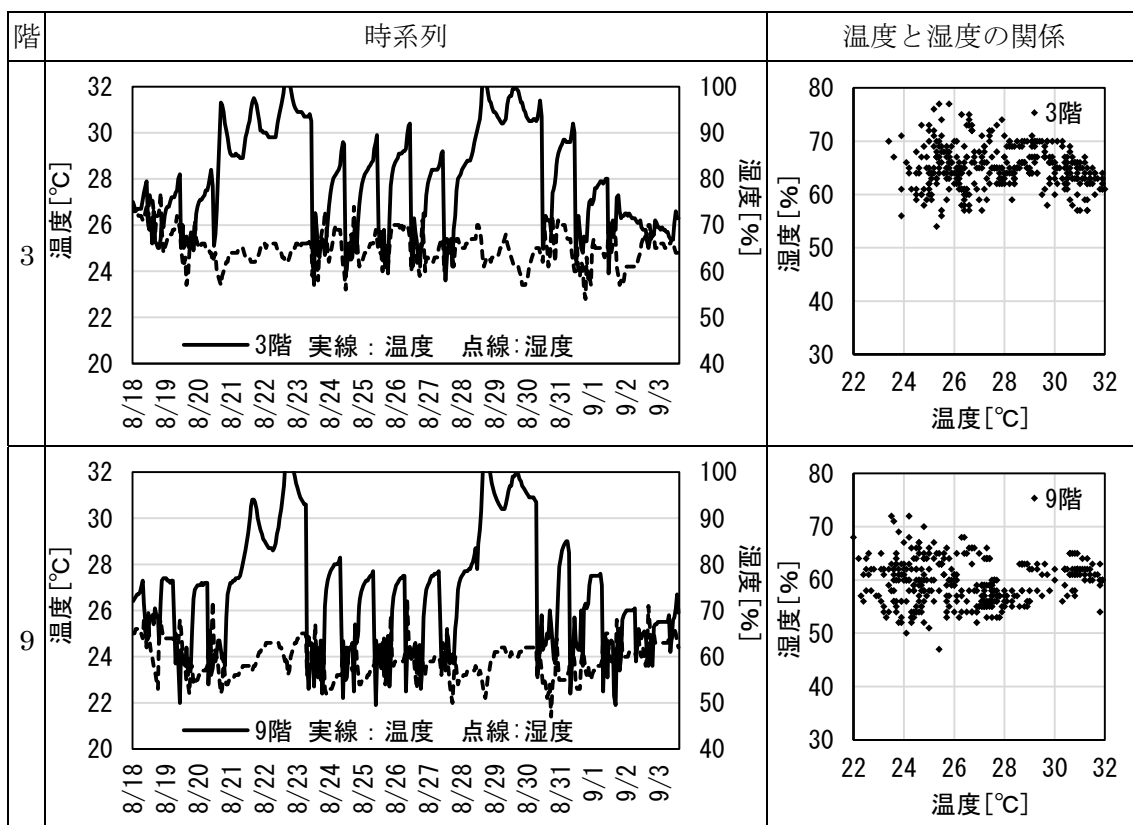
図 1.2.3.209 Fビル・室外機 F_07-1 の代表日の室外機稼働状況 (2021/8/21、短期計測結果)

c.3.1.4 G ビルの室内温湿度

G ビルは、直膨コイル付き全熱交換器が設置されており、室負荷処理用の室内機と同一システムの冷暖同時機に接続されている。基準階 1 階あたり 1 台の室外機が設置されている。BEMS の温湿度データは 1 台の室外機の空調エリアと対応する。

G ビルの各フロアの室内温湿度の測定結果を図 1.2.3.210 に示す。直膨コイル付き全熱交換器の運転状態に係る情報は得られているものの、詳細な外気導入状況や外気処理状況、室内での潜熱発生状況等の把握は困難であり、湿度環境の形成要因の詳細な把握は困難である。しかしながら、3 階の系統の一時期を除いては、空調時間帯には概ね相対湿度 40～70% の範囲に制御されており、適切に潜熱の処理が行われているものと推察される。

なお、温湿度データ取得期間の全熱交換器ユニットの設定温度は、3 階では 8 月 26 日に設定変更が行われており、変更前は 28℃、変更後は 26℃である。9、10、11 階では、いずれも、期間を通して 26℃設定である。3 階の相対湿度が他の階より多少高い点が、設定温度と関連するようと思われるものの、26℃に変更後も 3 階の湿度は他の階より若干高いため、設定温度以外の要因も影響しているものと推察される。



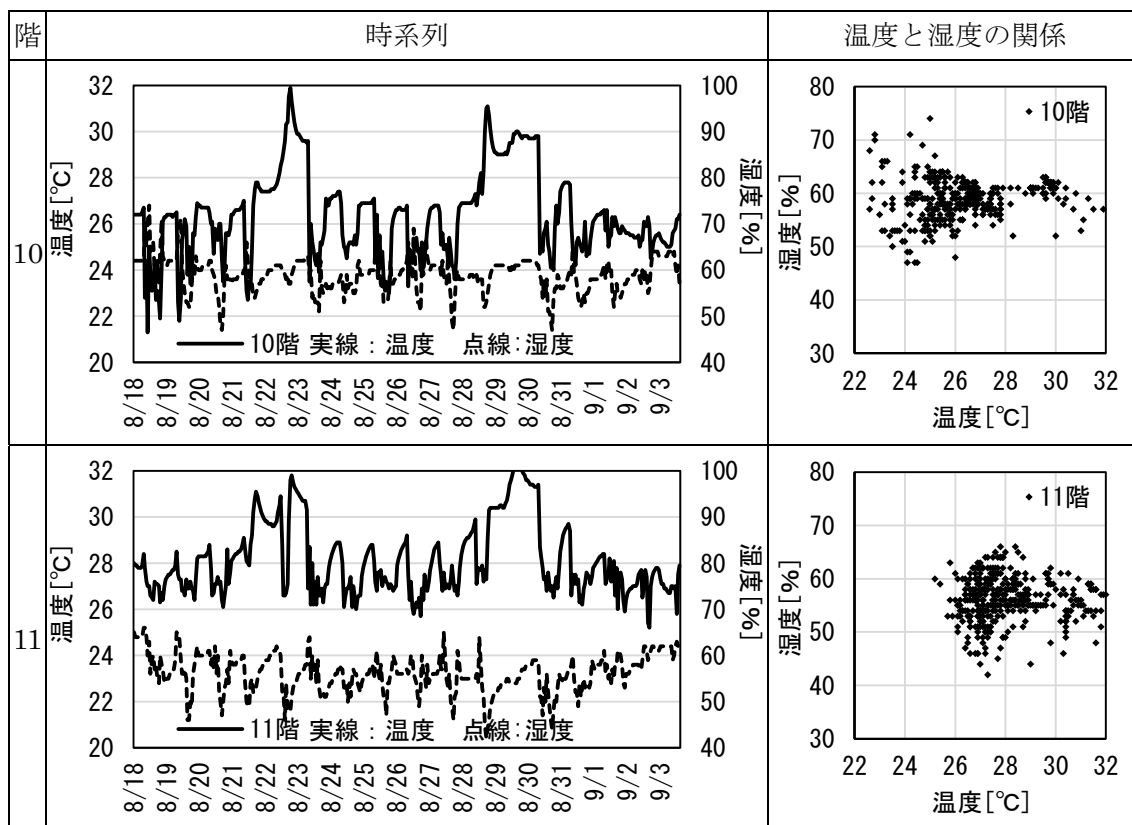
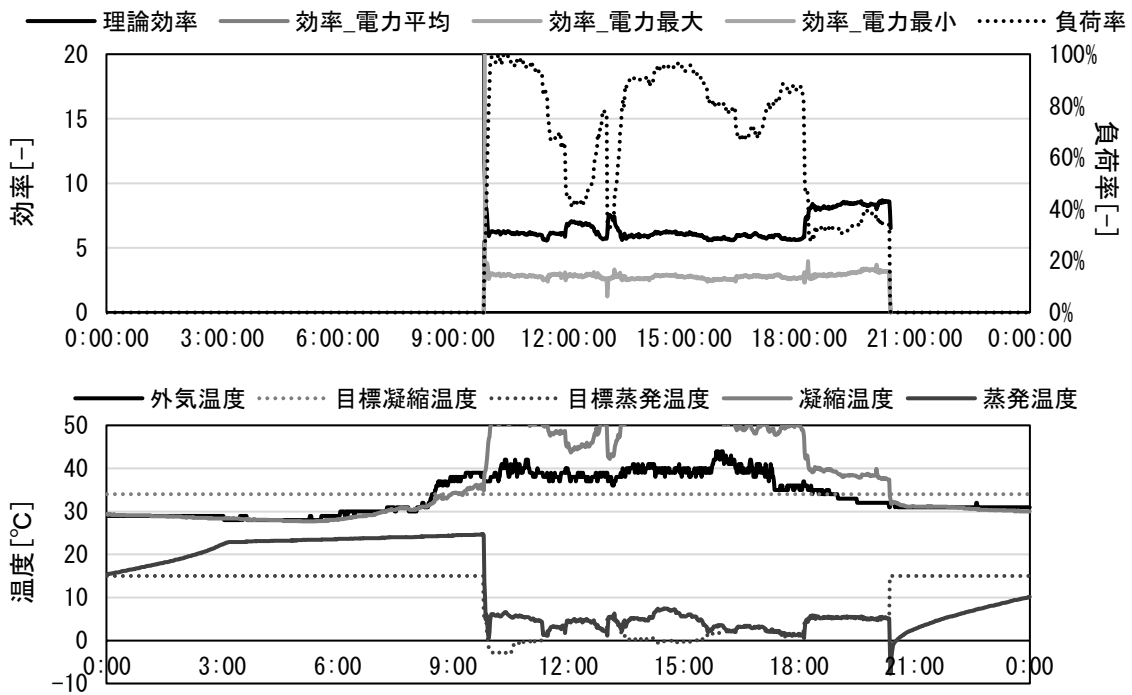


図 1.2.3.210 Gビルにおける夏期測定期間の室内温湿度測定結果

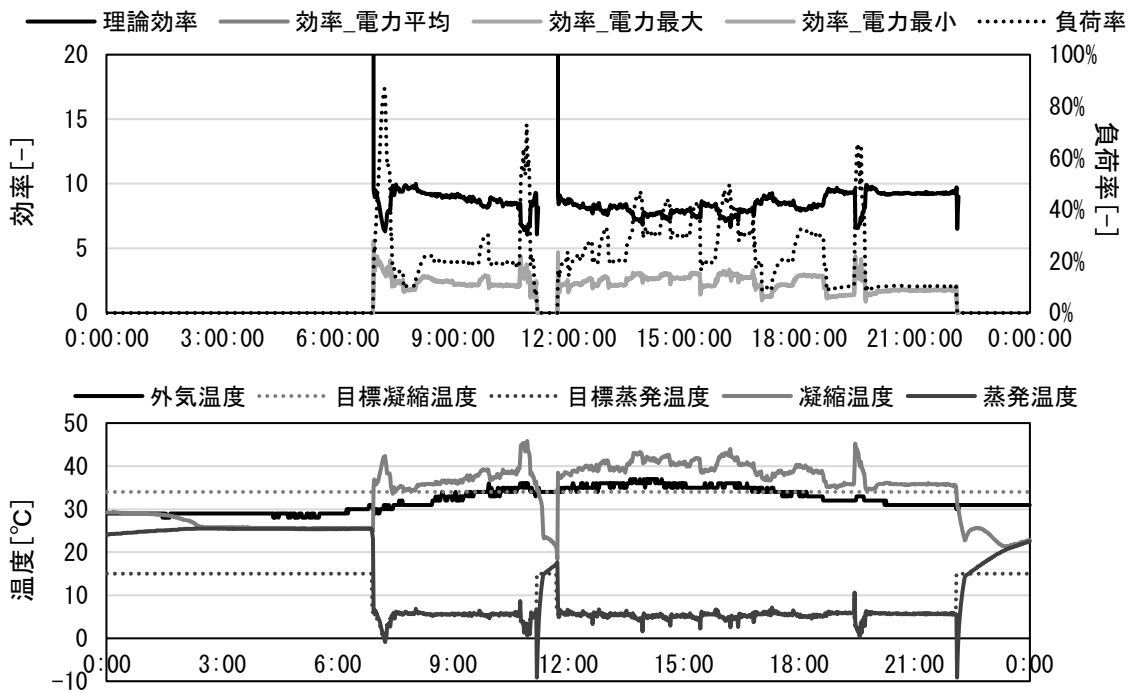
Fビルでは、デシカントタイプの外気処理機により取入外気の除湿を行う設計となっており、室負荷が一定程度生じている時間帯には、蒸発温度 10°C程度での運転が確認された。一方、Gビルでは、直膨コイル付き全熱交換器が室負荷処理用の室内機と同一系統の室外機（冷暖同時機）に接続されているため、潜熱処理能力を確保するために蒸発温度を低めに保つ必要があると考えられる。

Gビルの室外機G_03-1の夏期代表日(2021年8月26日)の短期計測結果を図 1.2.3.211、室外機G_10-1の夏期代表日(2021年8月26日)の短期計測結果を図 1.2.3.212に示す。Gビルでは、比較的負荷率が高い状態での運転が多い室外機G_03-1を除いては、目標蒸発温度は5°C程度で安定していることが多い。室外機G_03-1では、目標蒸発温度が0°C程度で安定することもある。



※上から負荷率と効率、外気温度と凝縮・蒸発温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.211 Gビル・室外機 G_03-1 の代表日の室外機稼働状況 (2021/8/26、短期計測結果)



※上から負荷率と効率、外気温度と凝縮・蒸発温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.212 Gビル・室外機 G_10-1 の代表日の室外機稼働状況 (2021/8/26、短期計測結果)

c.3.2 冬期

c.3.2.1 結果の概要

相対湿度は、F ビルでは 30～60%程度、G ビルでは 10～50%程度の範囲にあり、系統や日、時間帯によるが、室利用者にとって乾燥している状態が発生していると言える。ただし、詳細な外気導入状況や外気処理状況、室内での潜熱発生状況等の把握は困難であり、物件間の外気処理方法の違いが室温度に与える影響の把握も困難である。

c.3.2.2 外気温湿度

外気の温湿度は、F ビルにて測定されている。F ビルにおける冬期測定期間の外気温湿度の測定結果を図 1.2.3.213 に示す。

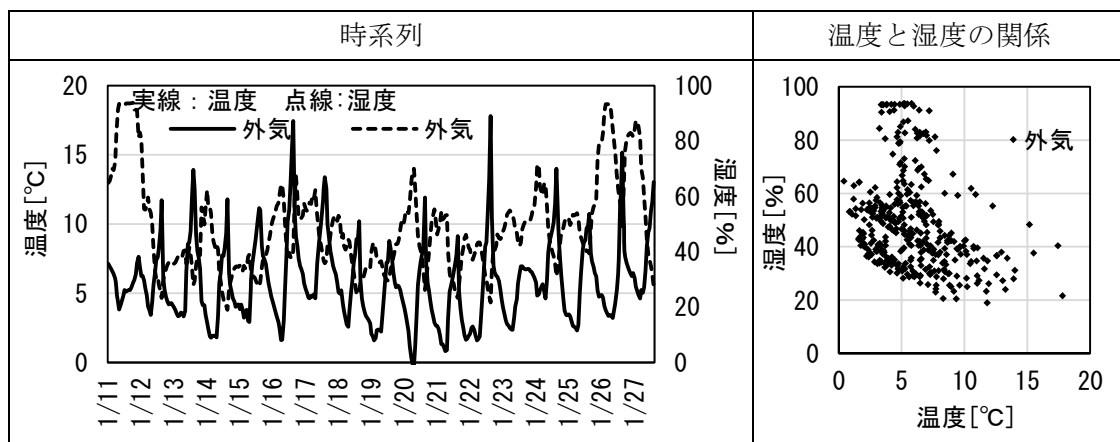
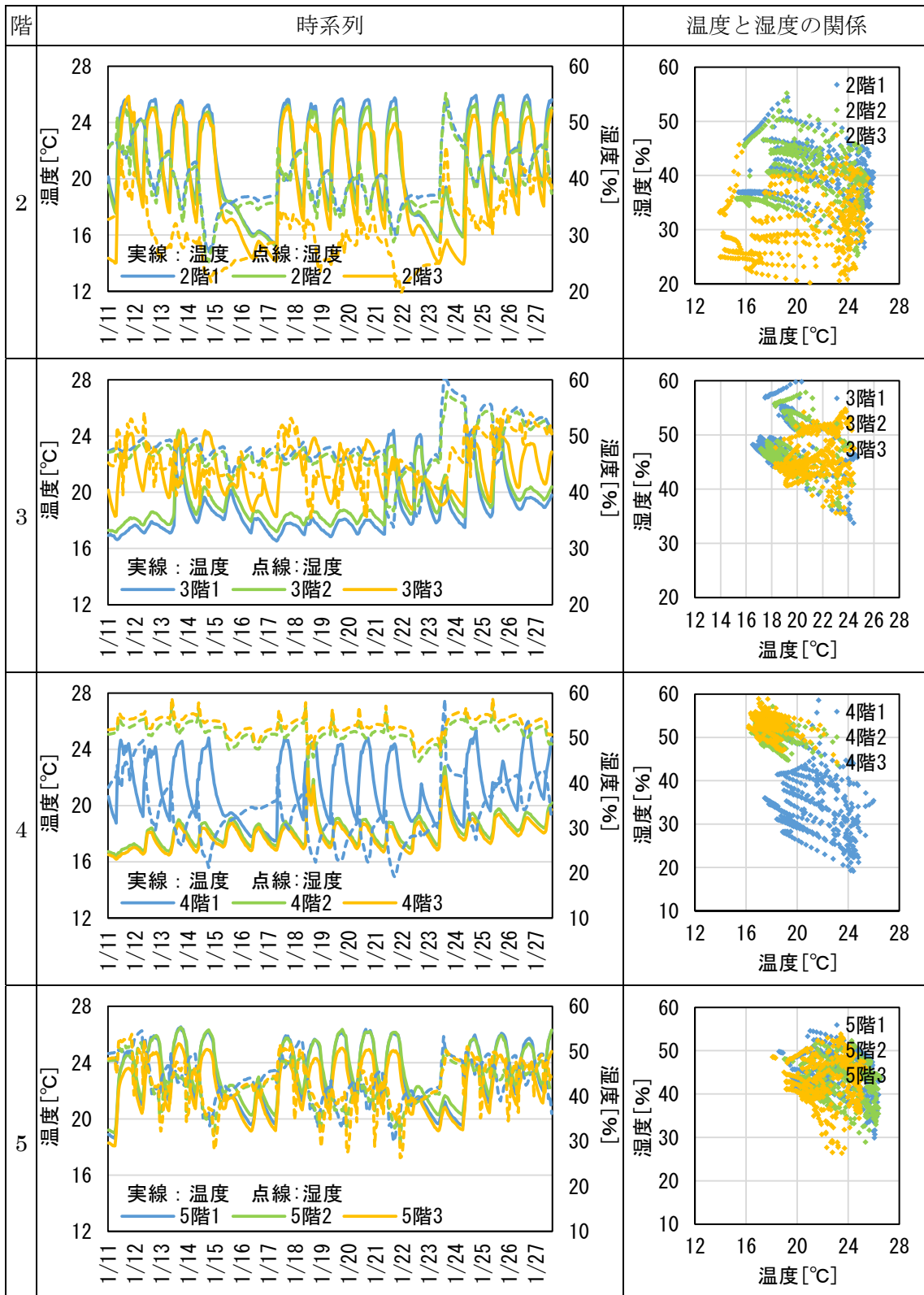


図 1.2.3.213 F ビルにおける冬期測定期間の外気温湿度測定結果

c.3.2.3 F ビルの室内温湿度

F ビルは、室負荷処理用の系統とは独立したデシカントタイプの外気処理機が設置されている。基準階各階の室負荷処理用の室外機は 3 台であり、BEMS の温湿度データは 3 台の室外機の空調エリアと対応する。F ビルの各フロアの室内温湿度の測定結果を図 1.2.3.214 に示す。

デシカントタイプの外気処理機の運転状態に係る情報は得られておらず、運転や設定がどのように室温湿度に影響を与えているかの把握は困難である。系統にもよるが、相対湿度は概ね 30～60%の範囲にあり、適正な範囲とそれよりも低めの範囲にある。暖房の運転時に、温度が上昇し、相対湿度が低下する系統が見られる。暖房停止時の室温降下について、2 階で他の階よりも温度低下が速く、最低室温が低い傾向がある。2 階空調空間の下の 1 階レベルが、主に外気や駐車場であることが影響している可能性がある。



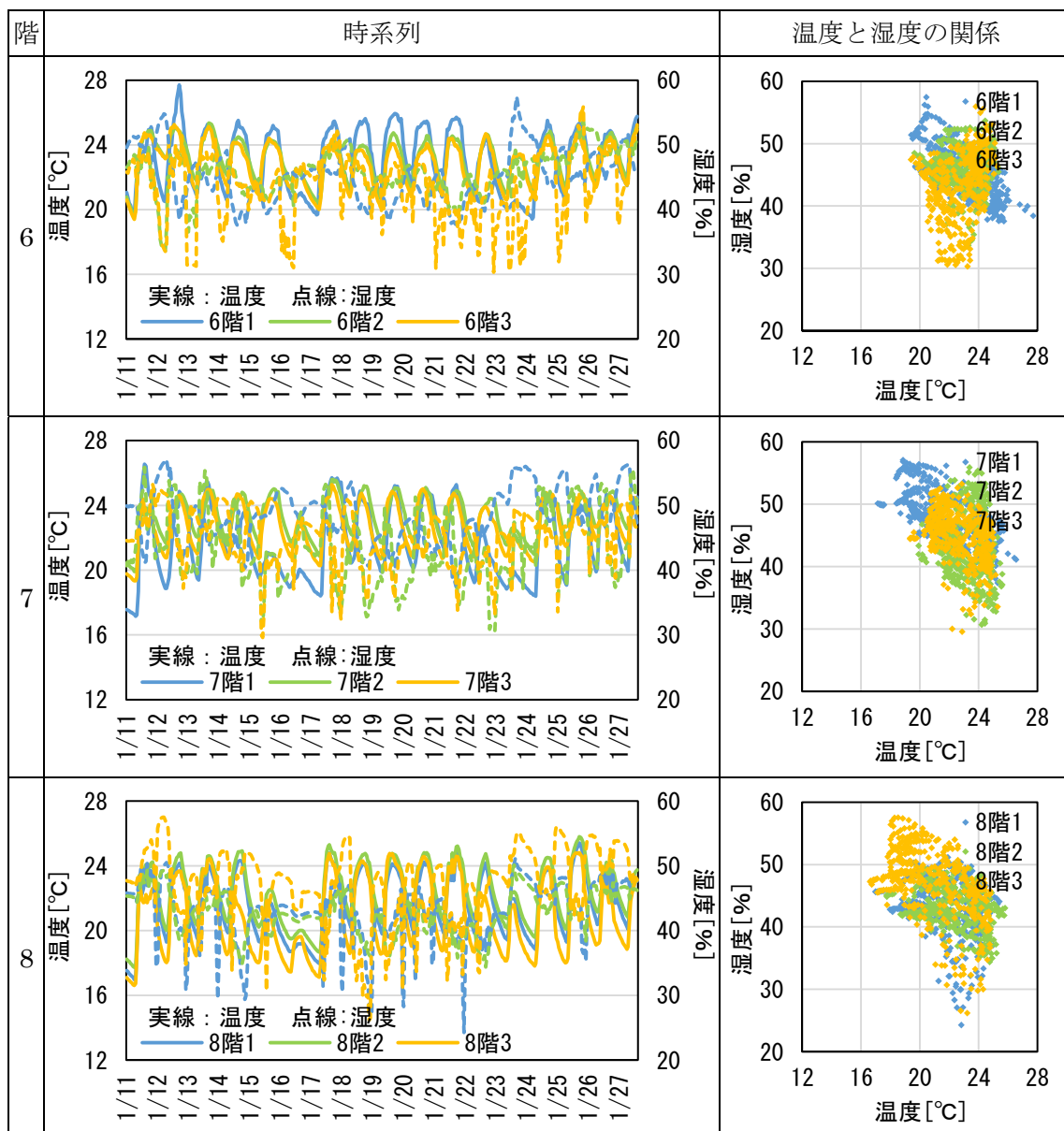
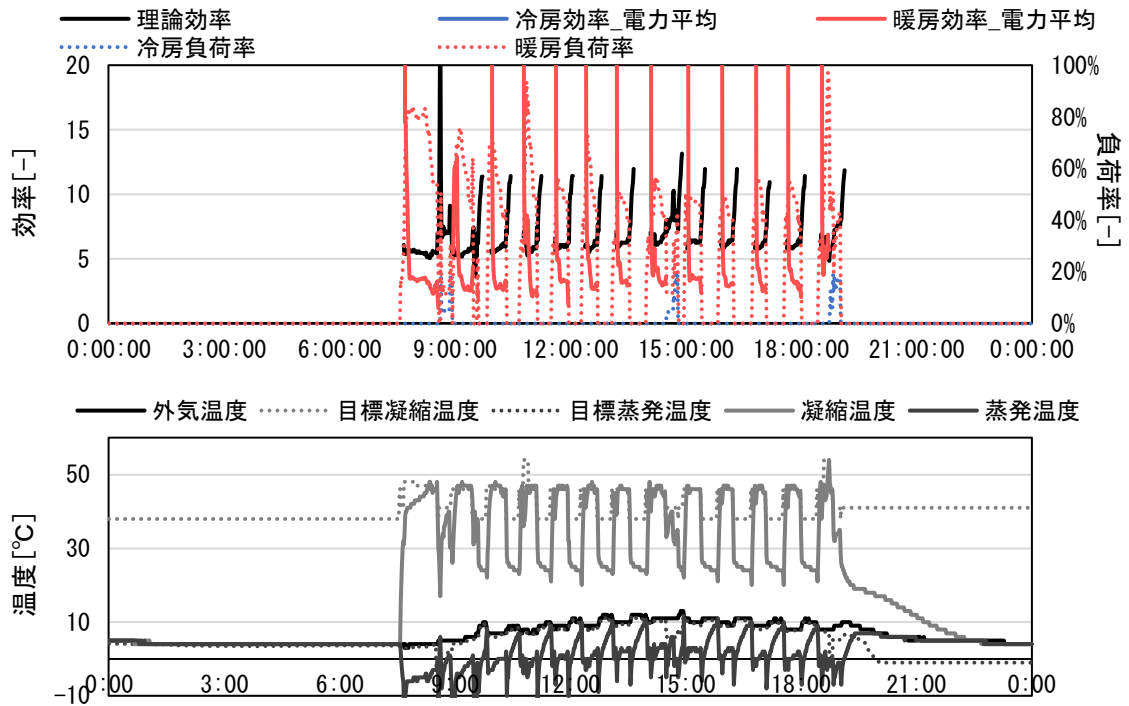


図 1.2.3.214 Fビルにおける冬期測定期間の室内温湿度測定結果

Fビルの室外機 F_02-1 について、冬期代表日（2022年1月13日）の短期計測結果を図 1.2.3.215 に示す。Fビルでは、凝縮温度 46℃程度での運転が多く確認された系統によっては、朝の暖房開始時に一時的に目標蒸発温度 48℃程度となり、油戻し運転時に一時的に目標蒸発温度 54℃程度となる。



※上から負荷率と効率、外気温度と凝縮・蒸発温度の時系列データを示す。

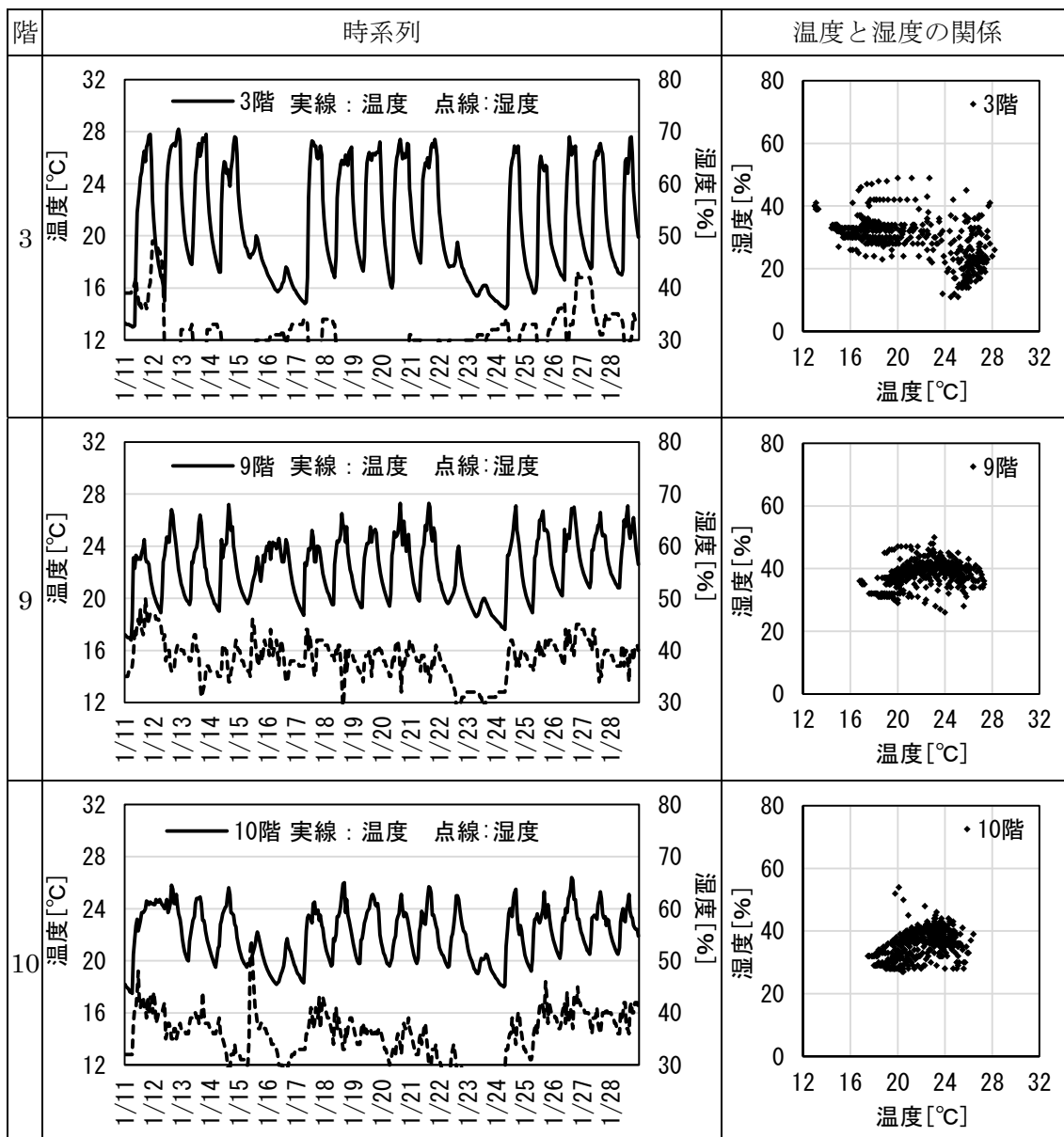
図 1.2.3.215 Fビル・室外機 F_02-1 の代表日の稼働状況 (2022/1/13、短期計測結果)

c.3.2.4 G ビルの室内温湿度

G ビルは、直膨コイル付き全熱交換器が設置されており、室負荷処理用の室内機と同一系統の冷暖同時機に接続されている。基準階 1 階あたり 1 台の室外機が設置されている。BEMS の温湿度データは 1 台の室外機の空調エリアと対応する。G ビルの各フロアの室内温湿度の測定結果を図 1.2.3.216 に示す。

直膨コイル付き全熱交換器の運転状態に係る情報は得られているものの、詳細な外気導入状況や外気処理状況、室内での潜熱発生状況等の把握は困難であり、湿度環境の形成要因の詳細な把握は困難である。系統や日にもよるが、相対湿度が 40%未満となる場合が多く、乾燥している状態であると言える。

3 階で、他のフロアよりも、暖房停止時間帯の温度低下の速度が速く、朝の最低室温が低い傾向が見られる。冬期実測時に、7~11 階はテナントが入居していたのに対し、3 階の上下階は空きフロアとなっていた点が影響している可能性がある。



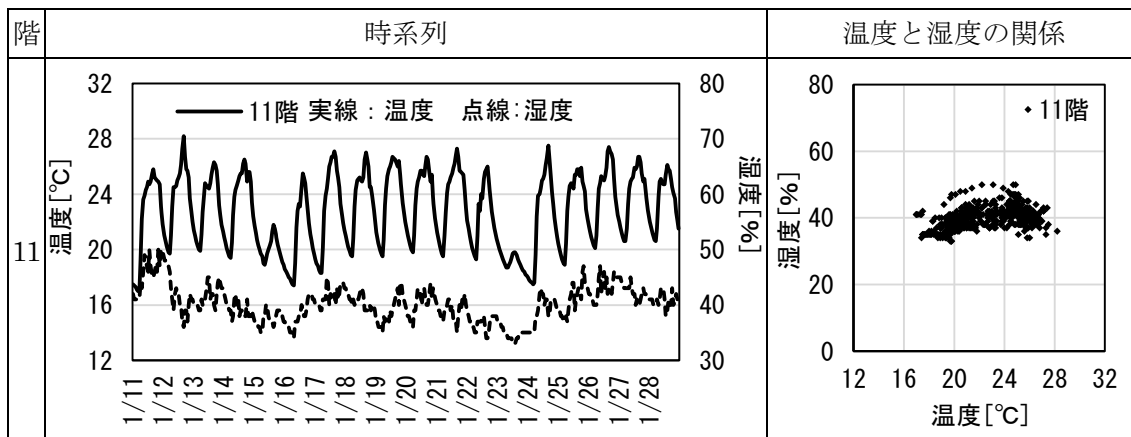
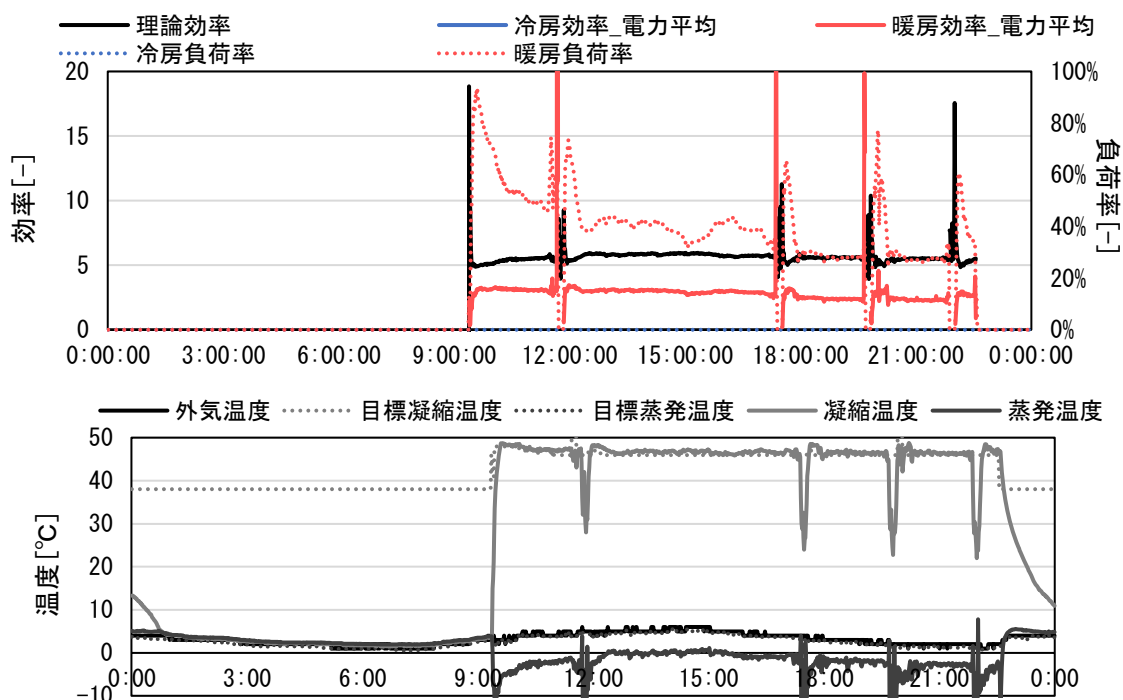


図 1.2.3.216 Gビルにおける冬期測定期間の室内温湿度測定結果

Gビルの室外機G_03-1の冬期代表日(2022年1月21日)の短期計測結果を図1.2.3.217に示す。Fビルでは、デシカントタイプの外気処理機により取入外気の処理を行う設計となっており、凝縮温度46°C程度での運転が確認された。一方、Gビルでは、直膨コイル付き全熱交換器が室負荷処理用の室内機と同一系統の冷暖同時機に接続されているが、目標蒸発温度は46°C程度で安定していることが多く、Fビルとの顕著な差は確認されなかった。なお、系統によっては、朝の暖房開始時に一時的に目標蒸発温度48°C程度となる。



※上から負荷率と効率、外気温度と凝縮・蒸発温度の時系列データを示す。

図 1.2.3.217 Gビル・室外機G_03-1の代表日の稼働状況(2022/1/21、短期計測結果)

1.2.4 個別分散空調システムの評価モデルの開発

本調査では、快適かつ省エネルギーな個別分散型空調システムの設計を可能にするガイドラインの策定を目標としている。

一般に設備機器の容量は、一定の危険率を考慮した上で負荷が最大となる条件のもとに選定される。しかし、このような最大負荷条件が発生することは極めて稀で、現実の負荷は時間的、空間的に大きな分布を持つ。このため、期間的なエネルギー効率を高めるためには、非最大負荷条件において機器がどのような効率で運転できるのかを評価し、これを設計内容に反映しなければならない。

しかし、負荷の組み合わせは無数にあり、そのすべての条件に対する性能を、実験や実測によって確かめることは難しい。このような場面では、シミュレーションモデルによる理論的な検討が有効になる。

ところで、個別分散型空調システムのエネルギー性能は、単純に負荷率のみで決まらず、室内機の負荷の組み合わせや、それぞれの室内機がさらされる室内の温湿度条件にも影響を受ける。このため、検討に使うシミュレーションモデルは、これらの条件の変化を適切にエネルギー性能に反映できなければならない。

そこで本調査では、物理モデルと特性モデルを組み合わせることで、上記の条件変化を評価できるシミュレーションモデルを開発した。

(1) 評価モデルの概要

本調査で対象とする評価モデルの詳細は、参考文献 4)を参照されたい。以下、本調査の検討に関連の深い特徴を概説する。

i) 個別分散型空調システムのエネルギー特性

室内で温熱環境に分布があり、室内機ごとに負荷率や吸込温湿度条件が異なると、個別分散型空調システムのエネルギー性能は大きく変わる。この主たる原因は、これらの条件が、システムとしての蒸発温度や凝縮温度に影響を与えるためである。

一般に、個別分散型空調システムは、1 系統の室外機に複数の室内機が接続されるが、蒸発温度や凝縮温度は室内機ごとに異ならず、システムとして共通の値に制御される。このため、システムの蒸発・凝縮温度は、最も負荷条件の厳しい室内機によって決まる。この蒸発・凝縮温度は圧縮比に直結するため、圧縮仕事に影響を与える。従って、特定の室内機の負荷条件は、システム全体のエネルギー性能を左右することになる。

以上により、現実の建物で発生する室内の温熱環境の分布を反映して、個別分散型空調システムのエネルギー性能を評価するためには、個別の室内機が様々な負荷条件のもとでどのような蒸発・凝縮温度を必要とするのかを適切に推定できなければならない。

ii) 蒸発・凝縮温度の推定法

本調査で開発した個別分散型空調システムの評価モデルは、室内機と室外機でそれぞれ行われる空気と冷媒との熱交換を、式(1.2.4.1)を使って解き、蒸発・凝縮温度を推定する(実際には伝熱面を濡れ領域、乾き領域、着霜領域にわけた上で、熱流を解いている。詳細は

参考文献 4)を参照されたい)。

$$Q = \begin{cases} m_a c_a (t_{a,i} - t_{a,o}) \\ \varepsilon m_a c_a (t_{a,i} - t_r) \\ m_r (h_{r,o} - h_{r,i}) \end{cases} \quad \text{式(1.2.4.1)}$$

ここで、 Q [W]、 m [kg/s]、 c [J/(kg·K)]、 t [°C]、 h [kJ/kg]、 ε [-]はそれぞれ、熱流、質量流量、比熱、温度、比エンタルピー、熱通過有効度で、添字の a 、 r 、 o 、 i はそれぞれ、湿り空気、冷媒、出口、入口、を意味する。

式(1.2.4.1)を使えば、室内機の負荷の大きさ、吸込空気の温湿度、風量、がそれぞれ冷媒温度（圧力）にどのような影響を与えるのかを推定できる。

iii) 消費エネルギーの推定

蒸発・凝縮温度から圧縮機の出入口の圧力 ($P_{cmp,o}$ [Pa]と $P_{cmp,i}$ [Pa]) を求められれば、必要な圧縮仕事 H_{ad} [W]との関係から、式(1.2.4.2)で冷凍サイクルの運転点を特定することができる。

$$H_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} P_{cmp,i} v_r \left\{ \left(\frac{P_{cmp,o}}{P_{cmp,i}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right\} \quad \text{式(1.2.4.2)}$$

ここで κ [-]は比熱比、 v_r [m³/s]は冷媒の体積流量である。

圧縮仕事 H_{ad} は個別分散型空調システム全体のエネルギー収支から計算する。図 1.2.4.1 に評価モデルのエネルギー収支を示す。

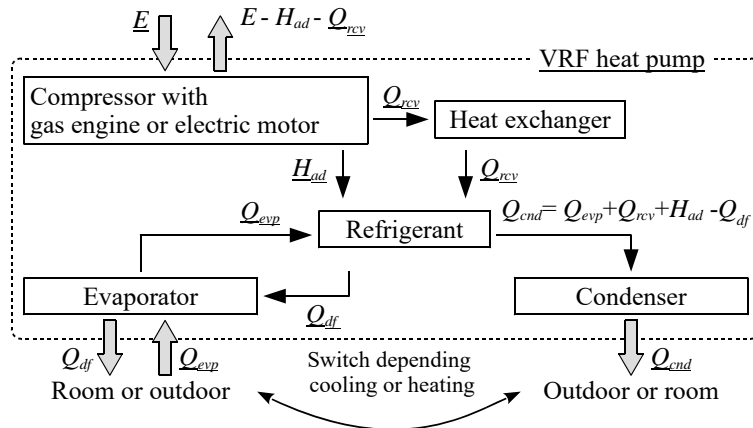


図 1.2.4.1 評価モデルのエネルギー収支

図 1.2.4.1の点線の内側は、個別分散型空調システム内部でのエネルギーの流れを表す。冷却運転か加熱運転かに応じて室外機は凝縮器または蒸発器に切り替わり、外気へ放熱 (Q_{cnd} [W]) したり、外気から吸熱 (Q_{evp} [W]) したりする。加熱時に除霜運転が発生すると、氷を溶かすために Q_{df} [W]のエネルギーがシステムの外に放出される。圧縮機には外部から E [W]のエネルギーが供給され、この内の一部が圧縮仕事 H_{ad} に変わる。ガスエンジンヒートポンプの場合に限り、 Q_{rev} [W]の熱が回収され、残余の ($E - H_{ad} - Q_{rev}$) は損失として外部に放出される。

図 1.2.4.1 のエネルギー収支と式(1.2.4.2)を連成させれば、システムのエネルギー消費が推定できる。

iv) 機器情報の入力項目

評価モデルを用いた計算に必要な、機器情報の入力項目を表 1.2.4.1 に示す。

表 1.2.4.1 機器情報の入力項目

項目		単位	備考	
室外機	冷房	風量	m ³ /min	
		ファン動力	kW	
		定格能力	kW	
		定格消費電力	kW	
		中間能力	kW	
		中間消費電力	kW	
		中間中温能力	kW	
		中間中温消費電力	kW	
	100m 時の配管長補正 (冷房)		-	
	暖房	室外機風量	m ³ /min	
		ファン動力	kW	
		定格能力	kW	
		定格消費電力	kW	
		中間能力	kW	
中間消費電力		kW		
100m 時の配管長補正 (暖房)		-		
下限負荷率		-	0.03 とした。	
ユニット分割数		-	圧縮機台数とした。	
室内機	冷房	風量	m ³ /min	
		ファン消費電力	kW	
	暖房	冷房能力	kW	
		ファン消費電力	kW	
	暖房能力		kW	
外調機		-	外気処理エアコンの場合に True	

(2) 実験データを用いた評価モデルの検証

評価モデルの精度検証用データを取得することを目的として、試験室においてビル用マルチエアコンのエネルギー消費特性の測定を試みた。本調査ではシミュレーションを活用して設計法に関わる検討を実施するため、この評価モデルは実働条件下におけるエネルギー消費特性を正確に表現出来る必要がある。

そこで、本報では、エアコン内部の制御をオフにして圧縮機回転数や冷媒圧力等の運転点を強制的に固定した状態で行う JIS に基づく試験方法ではなく、この固定を実施せずに、エアコン内部の制御を活かした状態で一定の負荷を与える試験方法(参考文献 5)、以下「負荷固定試験」という。)により、エネルギー消費特性を明らかにする。

i) 試験室におけるビル用マルチエアコンの実働特性の検証

a. 試験設備

本調査では、東京電力ホールディングス株式会社が所有する試験設備を使用して負荷固定試験を実施した(参考文献 6)。この試験設備は JIS B 8615:2013 (以下、単に「JIS」という。)の附属書 E で規定されている「室内側空気エンタルピー試験法」の要件を満たした設備であり、空気エンタルピー測定装置としては「トンネル形空気エンタルピー測定装置」を採用している。ただし、JIS 附属書 E では規定されていない機能として、各室内側試験室に対して、室内側試験室の天井・床面を含めた全 6 面からの授受熱量を考慮したうえで任意の熱量(冷熱負荷、温熱負荷)を供給する機能が付与されている。

計測対象エアコンの処理熱量は、JIS で規定された方法に従い、受風チャンパー内外の空気のエンタルピー差と風量から演算した。計測に使用するセンサー類は、JIS で規定された測定の不確かさの条件を満たすものを使用した。計測時間間隔は 10 秒とした。

b. 計測対象エアコン

日本国内メーカー製エアコン(8馬力)を対象として試験を行った。室内機には、天井埋込カセット形室内機(2馬力)を4台使用した。計測対象の室外機の仕様を表 1.2.4.2、室内機の仕様を表 1.2.4.3 に示す。

表 1.2.4.2 計測対象の室外機の仕様

	定格冷房標準			定格暖房標準		
	出力	入力	効率	出力	入力	効率
室外機	22.4 kW	5.84 kW	3.84	25.0 kW	6.23 kW	4.01

表 1.2.4.3 計測対象の室内機の仕様

	冷房			暖房	台数	備考
	能力	バイパスファクター	SHF	能力		
室内機	5.6 kW	0.17	0.73	6.3 kW	4	室 A~D に各 1 台

室外側試験室に室外機を設置し、4室ある室内側試験室(A~D室)に室内機を1台ずつ設置した。JIS で規定された冷媒配管の標準長さは 7.5 m であるが、試験室の構造上の都合により今回は 9.0 m (熱源機から分岐ヘッダーまで 0.5 m、分岐ヘッダーから各室内機まで 8.5 m。室外機と各室内機への冷媒配管長は同一である。)とした。冷媒封入量はメーカ

一規定に従った。各室内機は受風チャンバーに取り付けた後、吸込口と吹出口を断熱ボードで区画した。各室内機のリモコンは、各室内機の吸込口付近に設置されている吸込空気測定用のエアサンプラーにぶら下げて設置した。

c. JIS 試験の実施

試験対象エアコンが適切に設置され動作することを確認するため、JIS で規定された性能試験（以下、「JIS 試験」という。）を実施した。JIS 試験の実施には試験対象エアコンの制御パラメータ等を操作して動作を固定する必要があるため、JIS 試験についてはメーカーに協力いただき、特殊な設定を行ったうえで試験を実施した。

メーカーが公開している JIS 試験の結果（カタログ値）と本報で実施した JIS 試験の結果（測定値）を表 1.2.4.4 に示す。定格暖房標準条件の消費電力はカタログ値と比べて 9% 増、定格冷房標準条件の消費電力はカタログ値と比べて 17% 増となった。これは、室内機の接続台数が、カタログ値は「4 馬力×2 台」、本報では「2 馬力×4 台」と異なること、冷媒配管長が異なることによると考えられる。メーカーより、「2 馬力×4 台」を接続した場合はカタログ値に比べて暖房時も冷房時も 10~15% 程度消費電力が増えるとの報告を受けており、これは今回の結果とおおよそ整合する。よって、試験対象エアコンは問題なく設置されていると判断した。

表 1.2.4.4 試験対象エアコンの性能（カタログ値と測定値）

		能力[kW]	消費電力[kW]	効率[-]
定格暖房標準	カタログ値	25.0	6.23	4.01
	測定値	25.2	6.82	3.70
中間暖房標準	カタログ値	11.3	1.77	6.38
	測定値	11.4	2.06	5.53
定格冷房標準	カタログ値	22.4	5.84	3.84
	測定値	22.5	6.83	3.29
中間冷房標準	カタログ値	10.1	1.80	5.61
	測定値	8.8	1.82	4.85

d. 負荷固定試験の運転条件

負荷固定試験の運転条件を表 1.2.4.5 に示す。

ケース No.8 は、全ての室内側試験室に対して室内機定格暖房能力（6.25 kW）の 100% の熱量（負荷）を強制的に与えた状態で暖房運転し運転データを取得するケースである。室外側試験室の条件は 7 °CDB/6 °CWB、室内機設定温度は 20 °C とする。

ケース No.9~No.12 は No.8 と同様の条件で、室内側試験室に与える熱量を室内機定格暖房能力の 75%、50%、25%、15% とするケースである。なお、負荷固定試験では、エアコンの制御パラメータ等の操作はせず、建築物に据え付けられる状態（VRF エアコン内部の機構で動作は制御される）で運転するため、目標負荷率が小さいケースでは発停運転が起こり得る。また、処理熱量や室温は常に変動し、表 1.2.4.5 に示す目標負荷率や室内設定温度と同じにはならない。

ケース No.13～15 は外気温度を 2 °CDB/1 °CWB に変更したケース、No.16～18 は室内温度設定値を 25 °C に変更したケースである。No.19、20 は各室内機の処理熱量に偏在があるケース、No.21 は室温設定値に偏在があるケースである。No.22～35 は冷房運転時の試験条件であり、暖房運転時と構成は同じである。

室内機の風量設定について、負荷率 100%の試験時は「急（最大）」、負荷率 100%以外については「自動」と設定して試験を行った。

表 1.2.4.5 負荷固定試験の運転条件

No.	冷暖	外気	室内機									
			負荷%				室内温度（設定温度） °C				風量	風向き
			A室	B室	C室	D室	A室	B室	C室	D室		
8_1, 2	暖房	7 °CDB/ 6 °CWB	100	100	100	100	20	20	20	20	急/自動	真下(4)
9			75	75	75	75	20	20	20	20	自動	真下(4)
10			50	50	50	50	20	20	20	20	自動	真下(4)
11			25	25	25	25	20	20	20	20	自動	真下(4)
12			15	15	15	15	20	20	20	20	自動	真下(4)
13			100	100	100	100	20	20	20	20	急	真下(4)
13.5		2 °CDB/ 1 °CWB	75	75	75	75	20	20	20	20	自動	真下(4)
14			50	50	50	50	20	20	20	20	自動	真下(4)
15			25	25	25	25	20	20	20	20	自動	真下(4)
16			100	100	100	100	25	25	25	25	急	真下(4)
17		7 °CDB/ 6 °CWB	50	50	50	50	25	25	25	25	自動	真下(4)
18			25	25	25	25	25	25	25	25	自動	真下(4)
19			42	42	75	42	20	20	20	20	自動	真下(4)
20			33	33	100	33	20	20	20	20	急/自動	真下(4)
21	50		50	50	50	20	20	25	25	自動	真下(4)	
22_1, 2	冷房	35 °CDB/ 24 °CWB	100	100	100	100	27	27	27	27	急/自動	真下(4)
23			75	75	75	75	27	27	27	27	自動	真下(4)
24			50	50	50	50	27	27	27	27	自動	真下(4)
25			25	25	25	25	27	27	27	27	自動	真下(4)
25-2			25	25	25	25	28	28	28	28	自動	真下(4)
26			15	15	15	15	27	27	27	27	自動	真下(4)
26-2			15	15	15	15	28	28	28	28	自動	真下(4)
27			29 °CDB/ 19 °CWB	100	100	100	100	27	27	27	27	急
28		50		50	50	50	27	27	27	27	自動	真下(4)
29		25		25	25	25	27	27	27	27	自動	真下(4)
30		100		100	100	100	22	22	22	22	急	真下(4)
31		35 °CDB/ 24 °CWB	50	50	50	50	22	22	22	22	自動	真下(4)
32			25	25	25	25	22	22	22	22	自動	真下(4)
33			42	42	75	42	27	27	27	27	自動	真下(4)
34	100		33	33	33	27	27	27	27	急/自動	真下(4)	
35	50		50	50	50	22	27	27	22	自動	真下(4)	

e. 負荷固定試験の手順

負荷固定試験の各条件について、連続で試験は行わず、1日1条件ずつ設定を変えて実施した。試験手順を次に示す。

- 1)室内側試験室内の温熱環境、特に室内機と連結させたチャンバーボックス内の熱の滞留をリセットするために、チャンバーボックスの開口を解放した状態で、試験設備側空調

機により送風運転を行う。この際、試験対象エアコンは停止した状態とする（室内機の吹き出し口のフラップは閉まったまま）。全ての室内機の吸込空気温度と吹出空気温度の差が ± 0.5 °Cの範囲内に収まるまで運転を続ける。

- 2) 室外側試験室、室内側試験室それぞれについて、設定温湿度の値を指示調節計に入力し、試験設備側空調機の運転を行う。室外機及び室内機の吸込空気乾球温度及び湿球温度と設定温度との差が ± 0.3 °Cの範囲内に収まるまで運転を続ける。
- 3) 室外機及び室内機の温度条件が安定したら試験を開始する。試験対象エアコンを起動し、室内側試験室への熱量の供給を開始する。熱量の供給については 10 分後に設定値に達するように徐々に変化させる。
- 4) 供給熱量を安定された状態で 3 時間以上連続してエアコンを運転する。

ここで、4)において、供給熱量が安定しないケースが幾つか発生した。この際、試験設備側空調機の制御パラメータを調整することで対応した。本試験設備では、負荷率が高い場合は PID 制御の P 制御を遅く設定し、逆に負荷率が小さい場合は早く設定すると、供給熱量が安定した。

f. 負荷固定試験の結果

負荷固定の試験結果一覧を表 1.2.4.6 に示す。各ケースについて 3 時間以上のデータ測定を行っているが、処理熱量や温湿度が目標値付近で安定している時間帯もしくは目標値付近で周期的に変動している時間帯を目視で抜き出し、この時間帯の処理熱量と消費電力を平均化した。このデータの平均化方法は恣意的であるため、より合理的にデータ抽出時間を決定する方法を今後検討する必要がある。

表 1.2.4.6 負荷固定試験の試験結果一覧

ケース No.	冷暖	処理熱量 [kW]	消費電力 [kW]	効率 [-]	室内機							
					平均負荷率 [%]				平均吸込温度 [° C]			
					A室	B室	C室	D室	A室	B室	C室	D室
8	暖房	23.32	7.49	3.11	93%	92%	94%	94%	19.6	19.5	19.1	19.3
9		18.21	6.00	3.04	73%	73%	73%	72%	18.9	19.1	19.3	19.7
10		12.41	3.88	3.20	50%	50%	50%	49%	19.2	19.1	19.1	19.5
11		6.05	2.06	2.94	24%	24%	24%	25%	20.4	20.3	20.3	20.1
12		3.36	1.36	2.47	14%	13%	13%	13%	19.3	19.3	19.2	19.8
13		15.84	6.68	2.37	63%	63%	63%	64%	19.5	19.5	19.4	19.7
14		12.61	4.96	2.54	50%	50%	52%	50%	19.2	19.3	19.0	19.6
15		5.93	2.63	2.26	24%	24%	23%	23%	18.9	19.1	18.9	19.3
16		22.78	7.32	3.11	92%	90%	91%	91%	23.8	23.8	23.5	23.7
17		13.14	4.33	3.04	55%	51%	53%	52%	23.7	23.8	23.7	24.2
18		6.98	2.44	2.87	27%	29%	27%	29%	24.1	24.0	24.0	24.3
19		12.08	3.88	3.11	40%	40%	73%	41%	19.7	19.6	19.2	19.8
20		12.01	3.82	3.15	32%	32%	95%	32%	21.8	21.3	19.8	21.5
21		12.41	4.07	3.05	50%	50%	49%	50%	18.5	24.1	23.9	19.3
22	冷房	21.04	6.89	3.06	93%	94%	94%	95%	27.6	27.6	28.1	27.9
23		15.82	4.62	3.42	71%	70%	71%	71%	26.5	26.5	26.7	26.7
24		9.54	2.63	3.62	43%	44%	44%	39%	26.3	26.1	26.4	26.7
25		4.40	1.03	4.27	19%	19%	21%	20%	26.8	26.9	26.3	26.9
26		1.94	0.72	2.69	8%	8%	10%	9%	26.7	26.7	26.3	26.8
27		20.76	5.86	3.54	92%	94%	91%	93%	26.6	26.5	26.7	26.8
28		10.58	1.66	6.36	56%	45%	44%	44%	25.9	26.4	26.5	26.4
29		4.31	1.06	4.06	19%	19%	19%	19%	25.8	25.9	25.5	25.9
30		21.78	6.89	3.16	96%	98%	97%	98%	25.5	25.4	25.7	25.7
31		11.17	2.97	3.76	50%	49%	50%	51%	21.7	21.6	21.4	21.6
32		5.66	1.54	3.68	25%	25%	26%	26%	20.7	20.9	20.5	20.8
33		10.12	3.13	3.23	37%	37%	68%	38%	26.1	26.0	26.7	26.1
34		9.65	3.16	3.06	93%	29%	23%	27%	27.8	26.0	25.4	26.1
35		10.83	3.05	3.55	49%	48%	47%	49%	22.2	26.1	25.7	22.1

暖房時（No.8～12）及び冷房時（No.22～26）の試験結果を用いて、処理熱量と消費電力の関係をグラフ化した結果を図 1.2.4.2、図 1.2.4.3 に示す。暖房時、冷房時とも、処理熱量と消費電力はほぼ比例関係にあることが分かる。

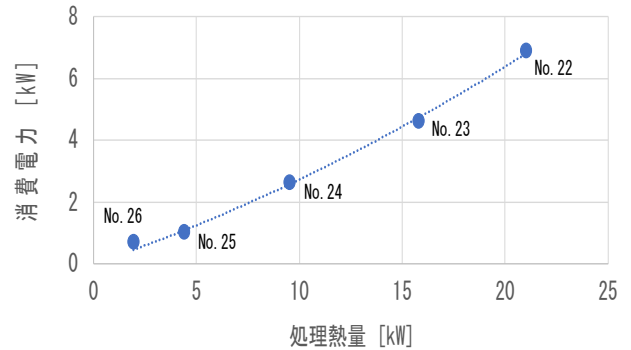
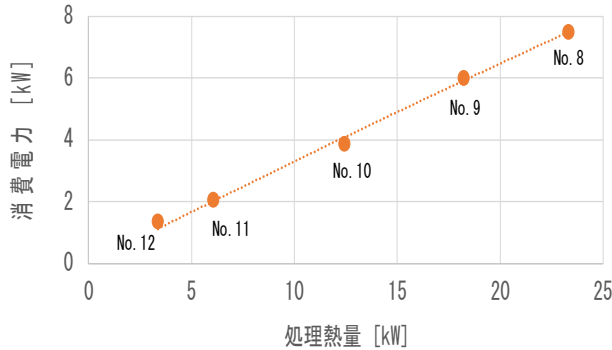


図 1.2.4.2 処理熱量と消費電力の関係（暖房）

図 1.2.4.3 処理熱量と消費電力の関係（冷房）

暖房時（No.13～15）及び冷房時（No.27～29）の試験結果を用いて、外気温が変化した場合の関係をグラフ化した結果を図 1.2.4.4、図 1.2.4.5 に示す。図 3、4 における灰色のプロットは、図 1、2 で示した試験結果である。暖房時については室外側試験室の温湿度を 7 °CDB/6 °CWB から 2 °CDB/1 °CWB に変更することで、同じ処理熱量に対して消費電力が増加することが分かる。冷房時については、室外側試験室の温湿度を 35 °CDB/24 °CWB から 29 °CDB/19 °CWB に変更することで、消費電力は減少することが分かる。

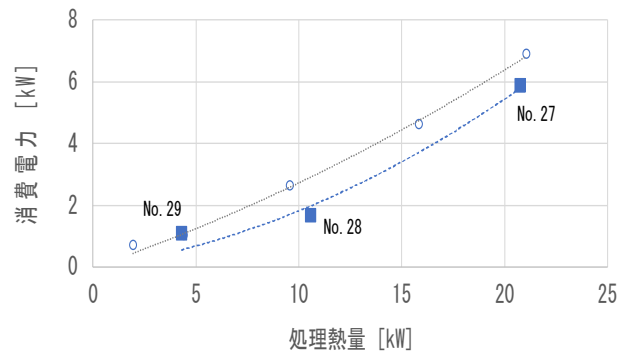
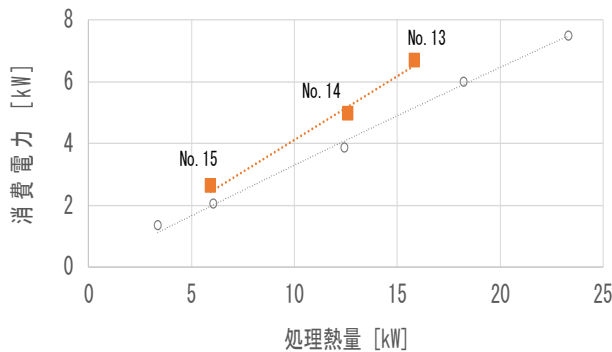


図 1.2.4.4 外気温による特性の変化（暖房）

図 1.2.4.5 外気温による特性の変化（冷房）

暖房時（No.16～18）及び冷房時（No.30～32）の試験結果を用いて、室温が変化した場合の関係をグラフ化した結果を図 1.2.4.6、図 1.2.4.7 に示す。本報で試験対象としたエアコンにおいては、冷房、暖房ともに室温による特性の変化は見られない。

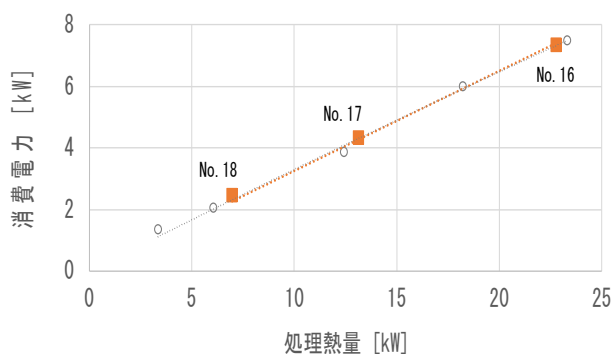


図 1.2.4.6 室温による特性の変化（暖房）

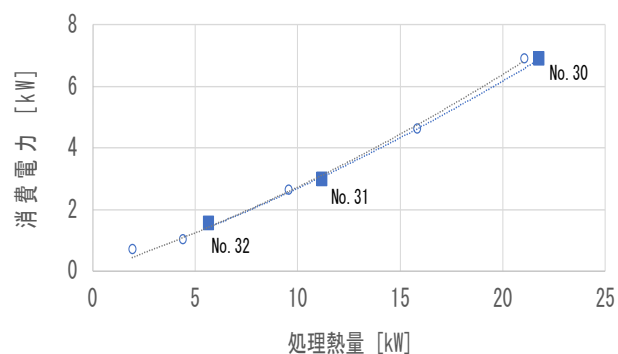


図 1.2.4.7 室温による特性の変化（冷房）

暖房時（No.19、20）及び冷房時（No.33、34）の試験結果を用いて、負荷率の偏在の影響を分析する。暖房について、負荷の偏在がない No.10（平均負荷率 49.6%）と負荷の偏在がある No.19（平均負荷率 48.3%）、No.20（平均負荷率 48.0%）を比較すると、No.10 の効率は 3.20 であるが No.19、20 の効率は 3.11、3.15 であり、負荷偏在により僅かながら効率が低下している。冷房についても同様に、負荷の偏在がない No.24（平均負荷率 42.6%）と負荷の偏在がある No.33（平均負荷率 45.2%）、No.34（平均負荷率 43.1%）を比較すると、No.24 の効率は 3.62 であるが、No.33、34 の効率は 3.23、3.06 であり、負荷偏在により効率が低下している。これは参考文献 6)の結果と同じである。

暖房時（No.21）及び冷房時（No.35）の試験結果を用いて、室温設定値の偏在の影響を分析する。暖房について、No.10（室温設定値 20℃）の効率は 3.20、No.17（室温設定値 25℃）の効率は 3.04、No.21（室温設定値 20℃と 25℃）の効率は 3.05 であり、No.21 の効率は全て 25℃設定値とした No.17 の効率とほぼ同じであることが分かる。冷房については、No.24（室温設定値 27℃）の効率は 3.62、No.31（室温設定値 22℃）の効率は 3.76、No.35（室温設定値 22℃と 27℃）の効率は 3.55 であり、室温設定値に偏りがあると僅かではあるが効率が低下している。

ii) 試験室におけるビル用マルチエアコンの挙動の測定結果比較

ここでは、実物件の実測結果の分析の際の参考にするため、試験室におけるビル用マルチエアコンの測定結果より、理論効率と圧縮機の運転効率の関係を確認する。また、室内機の処理熱量の推定方法について検討する。

なお、集計対象時間帯は、測定開始後、時間が経過して安定した状態に達した後の時間について、時間平均値を取る。ただし、周期的な挙動を示すケースでは複数の周期について平均を取り、負荷が小さいケースでは運転の発停が発生するような場合には、適宜、運転時のみの平均値を用いる。

a. 理論効率と運転効率の比較

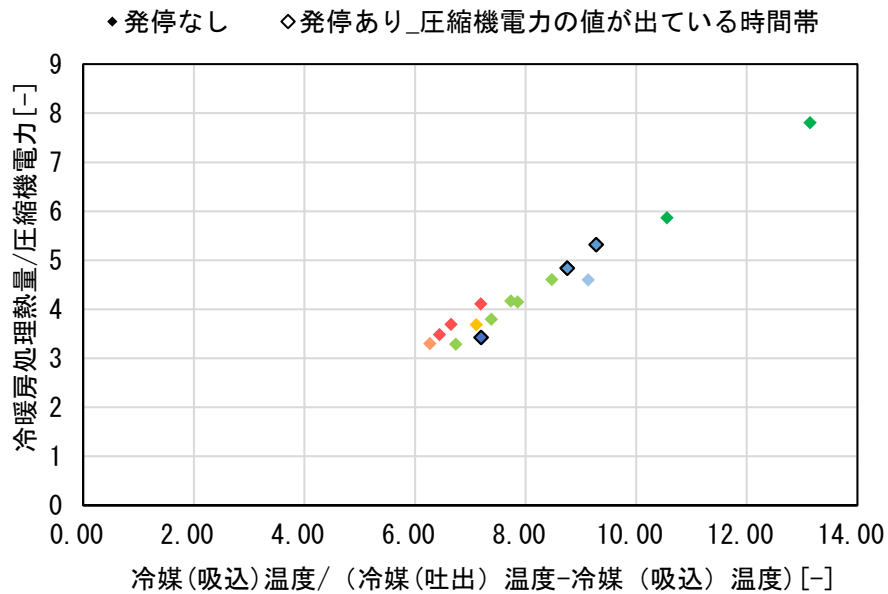
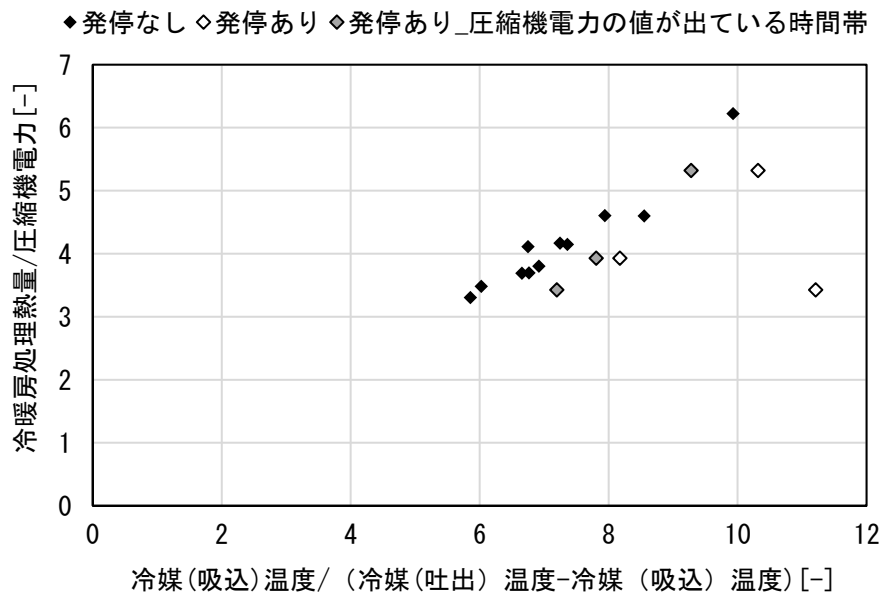
a.1 実験データによる比較結果

a.1.1 冷房運転時

冷房運転時について、実験データを用いて、理論効率と圧縮機の運転効率の比較を行う。理論効率の計算には、圧縮機の吸込と吐出の冷媒温度を用いる。吸込温度（絶対温度）を、吐出と吸込の温度差で除して、理論効率を求める。測定された圧縮機の運転効率は、冷房処理熱量を、圧縮機電力で除して求める。

各試験ケースにおける理論効率と圧縮機の運転効率の関係を図 1.2.4.8 に示す。では、1 ケース 1 プロットとして作成している。周期的に発停が生じるケースでは、停止時間帯も含めたプロットと、圧縮機が停止している（圧縮機電力が 0W の時間帯）を除いて処理熱量や圧力の集計を行った結果のプロットの両方を示す。

理論効率と圧縮機の運転効率の関係について、理論効率が高いほど、圧縮機の効率が高くなる正の相関が見られる。発停が入るケースでは、圧縮機停止を除いた時間帯の圧力を用いた場合に、相関が見られる。



※上：停止時間帯も含めた結果、下：停止時間を除いた結果。なお、横軸が理論効率、縦軸が運転効率である。
停止時間を除いた結果では、処理熱量に応じてプロットを色分け。暖色が処理熱量大。

図 1.2.4.8 各試験ケースにおける理論効率（横軸）と圧縮機の運転効率（縦軸）の関係
（冷房運転時）

また、理論効率は、蒸発温度と凝縮温度と関連するため、圧力とも関連する。

処理熱量と圧縮機の運転効率の関係を図 1.2.4.9 に示す。同程度の処理熱量でも効率にばらつきが見られ、室外機や室内機の吸い込み空気温度や負荷偏在の影響と考えられる。

一方、室外機の吸込と吐出の圧力の差や比について、圧縮機効率と高い相関が見られる。圧力差と圧縮機の運転効率の関係を図 1.2.4.10、室外側乾球温度と冷媒吐出温度の関係を図 1.2.4.11、室内機入口乾球温度の最低値と冷媒吸込温度を図 1.2.4.12 に示す。

室外側乾球温度と冷媒吐出温度の関係より、外気温度が低いケースで効率が冷媒吐出温度が低くなる傾向が見られ、その影響として効率が高くなると推察される。室内機入口乾球温度の最低値と冷媒吸込温度の関係では、ケース設定の範囲での結果ではあるが、室内機の吸込温度が低いケースで冷媒吸込温度が低くなる傾向は見られない。

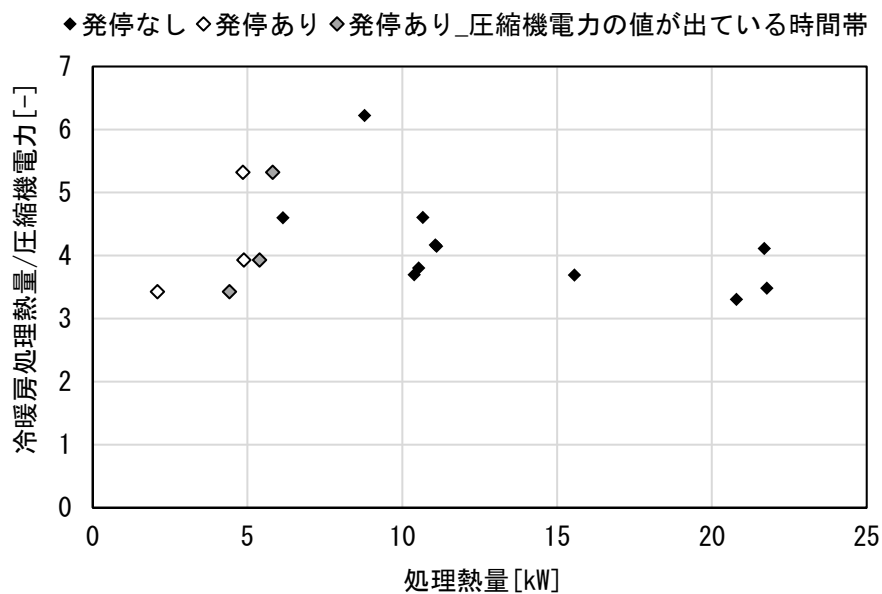


図 1.2.4.9 処理熱量と圧縮機の運転効率（縦軸）の比較（冷房運転時）

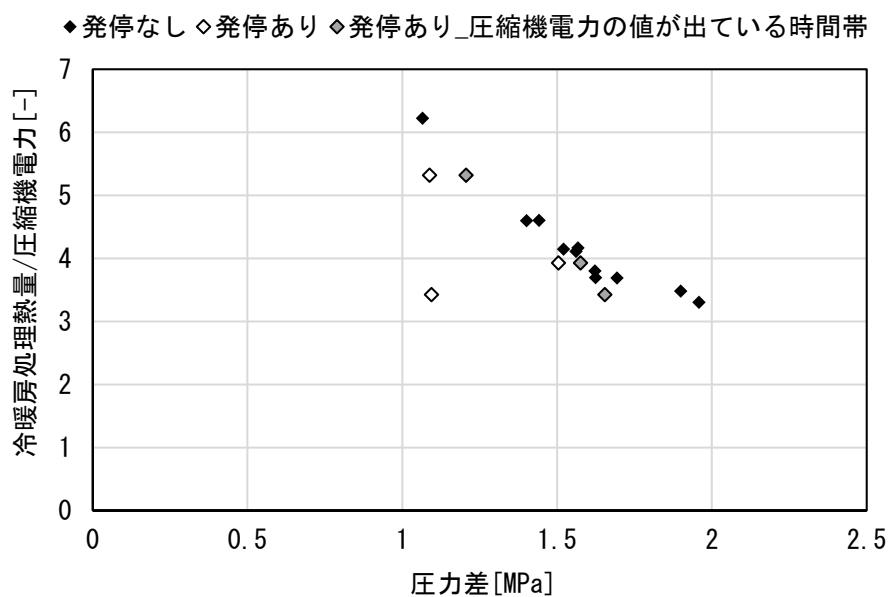


図 1.2.4.10 圧力差と圧縮機の運転効率（縦軸）の比較（冷房運転時）

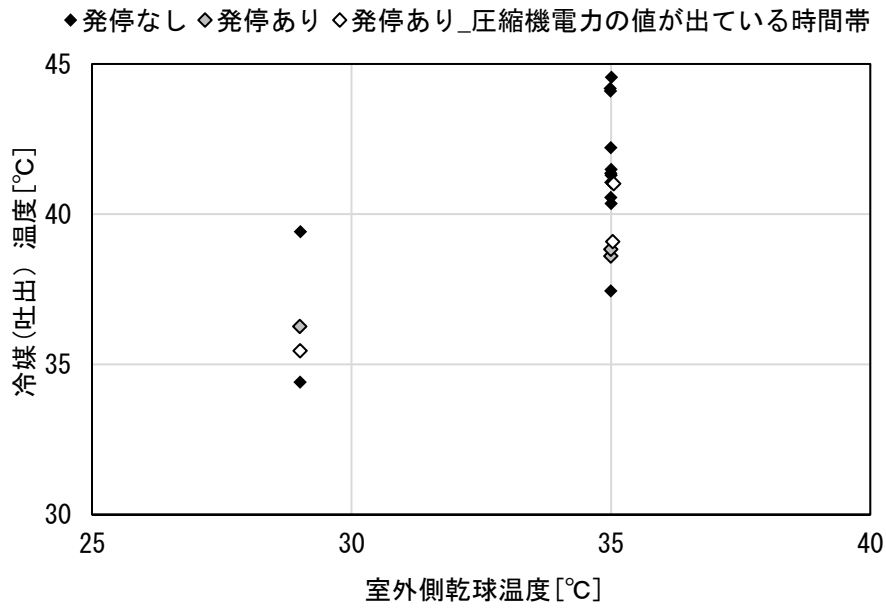


図 1.2.4.11 室外側乾球温度と冷媒吐出温度 (冷房運転時)

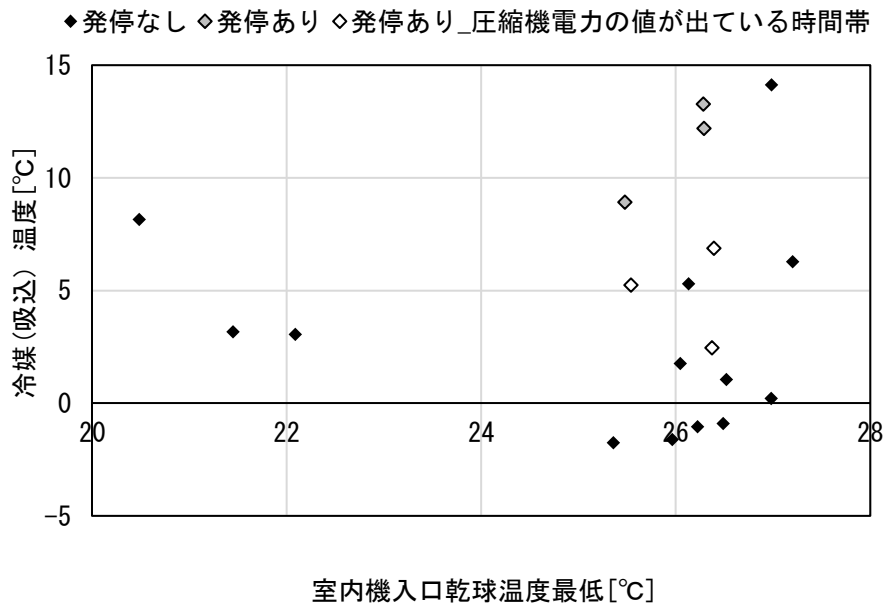


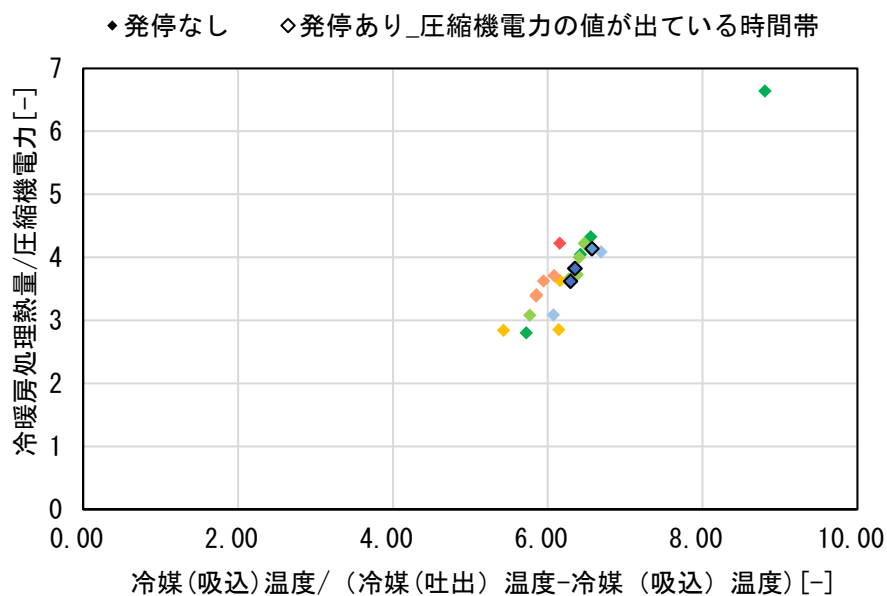
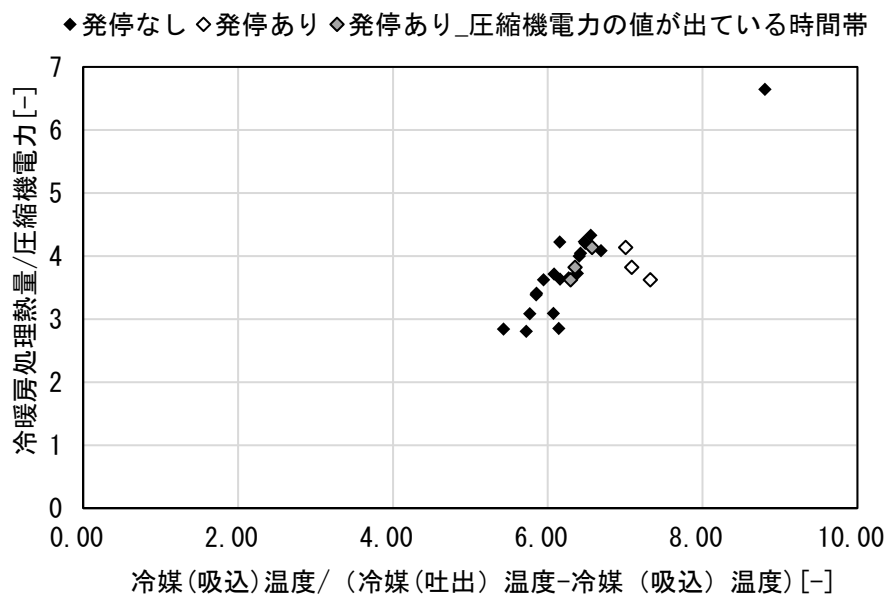
図 1.2.4.12 室内機入口乾球温度の最低値と冷媒吸込温度 (冷房運転時)

a.1.2 暖房運転時

暖房運転時について、実験データを用いて、理論効率と、測定された圧縮機の運転効率の比較を行う。理論効率の計算には、圧縮機の吸込と吐出の冷媒温度を用いる。吸込温度（絶対温度）を、吐出と吸込の温度差で除して、理論効率を求める。測定された圧縮機の運転効率は、段房処理熱量を、圧縮機電力で除して求める。

各試験ケースにおける理論効率と圧縮機の運転効率の関係を図 1.2.4.14 に示す。では、1 ケース 1 プロットとして作成している。周期的に発停が生じるケースでは、停止時間帯も含めたプロットと、圧縮機が停止している（圧縮機電力が 0W の時間帯）を除いて処理熱量や圧力の集計を行った結果のプロットの両方を示す。

理論効率と圧縮機の運転効率の関係について、理論効率が高いほど、測定された圧縮機の運転効率が高くなる正の相関が見られるが、冷房時と比較すると、理論効率に対する圧縮機の運転効率のばらつきが大きい。発停が入るケースでは、圧縮機停止を除いた時間帯の圧力を用いた場合に、相関が見られる。



※上：停止時間帯も含めた結果、下：停止時間を除いた結果。なお、横軸が理論効率、縦軸が運転効率である。
停止時間を除いた結果では、処理熱量に応じてプロットを色分け。暖色が処理熱量大。

図 1.2.4.13 各試験ケースにおける理論効率（横軸）と圧縮機の運転効率（縦軸）の関係
（暖房運転時）

a.2 長期実測データによる比較結果

長期実測データによる、冷房運転時の理論効率と圧縮機の運転効率の関係を図 1.2.4.14 に示す。処理熱量に応じてプロットを色分けしており、暖色になるほど処理熱量が大きくなる。

処理熱量が大きい場合には、理論効率が高いほど、測定された圧縮機の運転効率も高い傾向が見られた。しかしながら、処理熱量が小さい場合には、処理熱量が大きい場合よりも、理論効率に対する圧縮機の運転効率が低い傾向が見られた。なお、実験データによる比較結果では、処理熱量の大小により、理論効率に対する圧縮機の運転効率は、多少のばらつきが見られるものの、その程度は小さい。

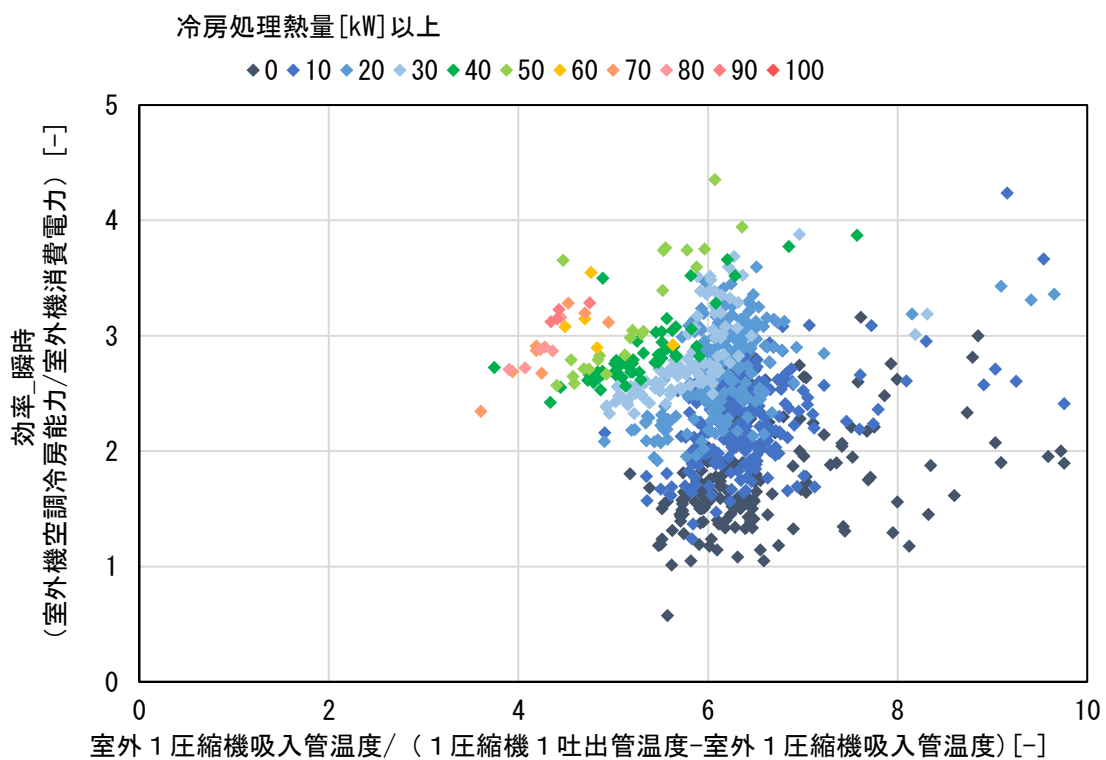


図 1.2.4.14 長期実測結果による理論効率（横軸）と圧縮機の運転効率（縦軸）の関係
（Gビル・室外機 G_11-1、冷房運転時）

iii) 実験データを用いた評価モデルの検証

負荷固定試験の各試験条件について、計測された吸込温湿度と負荷を評価モデルに入力し、エネルギー消費量を推定した。このエネルギー消費量の予測値と、負荷固定試験による実測値を比較し、評価モデルの精度を検証する。

本評価モデル（VRFモデル）のパラメータは、JIS試験点情報（冷房：定格標準・中間標準・中間中温、暖房：定格標準・中間標準）をもとに推定する。これらの性能値は機器製造者の技術資料に記載されているため、技術資料情報のみでモデルを初期化することができる。ただし、今回は試験条件の中にJIS試験と同じ条件（No. 8, 10, 22, 24, 28）が含まれているため、これらの実測値をもとに初期化した。

a. 実測値と予測値の比較結果概要

消費電力の値について、負荷固定試験による実測値と、評価モデルによるシミュレーションの予測値の比較結果を、冷房運転時は表 1.2.4.7、暖房運転時は表 1.2.4.8 に示す。ただし、誤差率は定格消費電力に対する比率とした。

表 1.2.4.7 冷房運転時の消費電力（実測値と予測値）

Case	8_1	8_2	10	20	21	9	11	12
実測値	7.49	7.25	3.88	3.82	4.07	6.00	2.06	1.36
予測値	7.23	7.29	3.70	4.85	4.21	5.70	2.22	1.81
誤差率	4.2%	0.7%	2.8%	16.6%	2.3%	4.7%	2.6%	7.2%
Case	13	13_5	14	15	16	17	18	19
実測値	6.64	6.68	4.96	2.63	7.32	4.33	2.44	3.88
予測値	5.88	5.71	4.42	2.31	7.39	4.49	2.33	4.23
誤差率	12.2%	15.6%	8.6%	5.1%	1.2%	2.6%	1.7%	5.5%

表 1.2.4.8 暖房運転時の消費電力（実測値と予測値）

Case	22_1	22_2	24	28	34	35	23	25	25_2
実測値	6.89	7.01	2.63	1.66	3.16	3.05	4.62	1.42	1.03
予測値	6.79	6.89	2.38	2.21	3.11	3.40	4.84	1.42	1.42
誤差率	1.7%	2.0%	4.4%	9.3%	0.8%	6.0%	3.7%	0.0%	1.7%
Case	26	26_2	27	29	30	31	32	33	-
実測値	0.84	0.72	5.86	1.06	6.89	2.97	1.54	3.13	-
予測値	1.03	0.95	5.61	1.35	6.89	3.63	1.68	3.05	-
誤差率	3.2%	3.9%	4.3%	4.9%	0.0%	11.3%	2.5%	1.4%	-

b. 冷房運転時の比較結果

b.1 冷房負荷と消費電力の関係

代表的な負荷固定試験の条件について、冷房負荷と消費電力の関係を図 1.2.4.15 に示す。技術資料に表示されている性能値も参考として記載した。

モデルはこれらの内、No. 22_1（JIS 定格標準条件）、No. 24（JIS 中間標準条件）、No. 28（JIS 中間中温条件）の3つの試験データを使って初期化した。

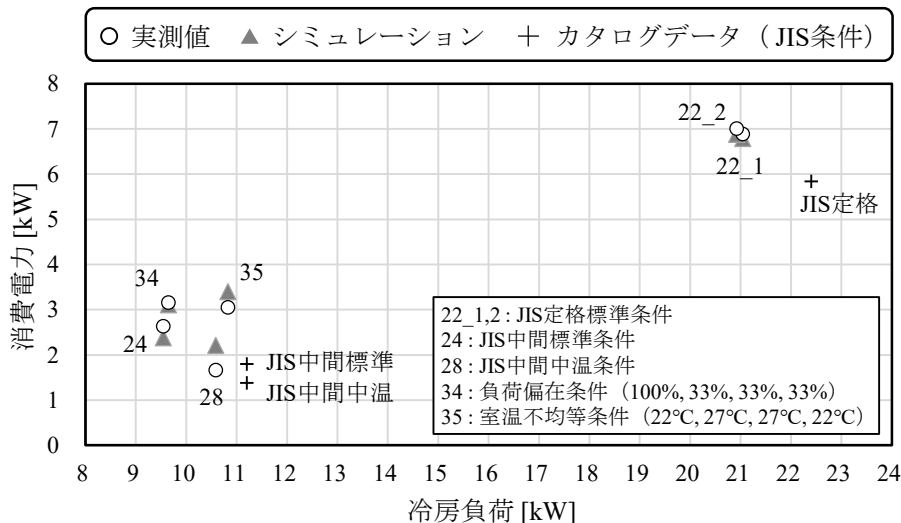


図 1.2.4.15 冷房負荷と消費電力の関係

No. 34 は室内機ごとに負荷が異なる偏在条件である。システム全体の負荷率は 50 %だが、室内機の 1 台の負荷率が 100 %で、この室内機にとっては定格条件と同等に低い蒸発温度が必要になる。このため、すべての室内機の負荷率が均等に 50 %まで低下する JIS 中間標準条件よりも消費電力が大きくなる。

No. 35 は室内機の負荷率はすべて 50 %だが、2 台の吸込温度が定格である 27 °C よりも低く 22 °C に制御されている。このため、同じ 50 %の負荷率でもより低い蒸発温度でなければ冷却できず、JIS 中間標準条件よりも消費電力が大きくなる。

評価モデルによるシミュレーションの結果では、上記の物理的な傾向を表現できている。

b.2 消費電力の実測値と予測値の比較結果

全 16 条件の消費電力の実測値とシミュレーションによる予測値の比較結果を図 1.2.4.16 に示す。以下の観点から、評価モデルは物理的に妥当なことを検証できる。

b.2.1 負荷率の均等減少

No. 22, 23, 24, 25, 26 は室内機の負荷率を均等に 100%から 75%、50%、25%、15%へ減少させている。この場合には消費電力も負荷率の減少に伴って低下する。実測値とシミュレーション結果はほぼ整合している。

b.2.2 外気条件（室外機吸込温度）の変化

No. 22 と 27、No. 24 と 28、No. 25 と 29、はそれぞれ、室内機条件を同一に保ったまま、外気温度を変化させている。No. 27、28、29 は相対的に外気温度が低いため、凝縮温度を低くすることができ、圧縮比が小さくなり、消費電力が低下する。その効果は負荷率が高いほどに大きい。シミュレーションは傾向を捉えることができている。

b.2.3 室内機吸込温度の変化

No. 22 と 30、No. 24 と 31、No. 25 と 32、はそれぞれ、外気条件を同一に保ったまま、

室内機吸込温度を変化させている。No. 30、31、32 は相対的に吸込温度が低いため、蒸発温度を下げる必要があり、圧縮比が大きくなり、消費電力が増加する。ただし、No. 30 は負荷率が 100% のため、VRF の最大能力を超えてしまう。このため、シミュレーションでは消費電力は No. 22 とほぼかわらず、代わりに 1.5 kW 程度（定格能力比 7%）の未処理負荷が発生する。

b.2.4 不均等な室内機負荷率

No. 33 と 34 は No. 24 と同様にシステム全体の負荷率は 50 % だが、室内機ごとの負荷率が異なる。室内機の負荷率が 1 台でも高いと、当該室内機が低い蒸発温度を要求するため、消費電力が大きくなる。シミュレーション結果はこの傾向を表現できている。

b.2.5 室内機吸込温度の変化

No. 35 は No. 24 と同様にシステム全体の負荷率は 50 % だが、半分の室内機の吸込温度が低い。このため当該室内機は低い蒸発温度を要求するため、消費電力が大きくなる。シミュレーション結果はこの傾向を表現できている。

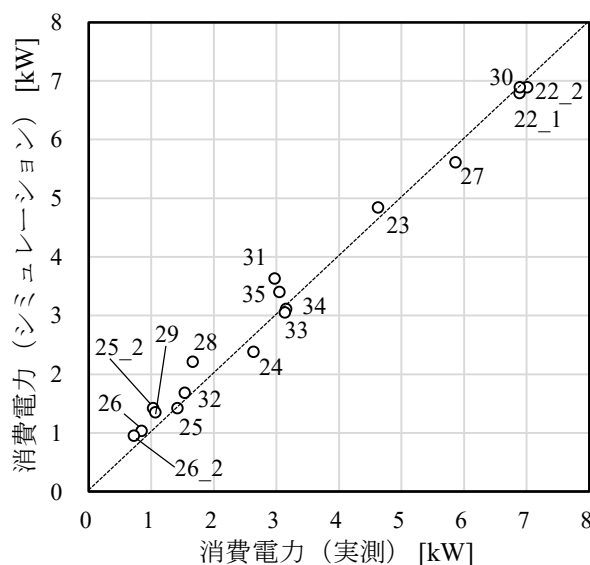


図 1.2.4.16 消費電力の実測値とシミュレーション予測値との関係（冷房運転時）

b.3 顕熱比の実測値と予測値の比較結果

全 16 条件の顕熱比の実測値とシミュレーションによる予測値の比較結果を図 1.2.4.17 に示す。

全体的にシミュレーションの顕熱比の方が大きい。モデルの風量は定格値（急：15.5 m³/min）で固定されているが、実機は 9 m³/min 前後の値で運転されており、この差が顕熱比に表れていると考えられる。この差を解消するためには、室内機がどのように風量を制御しているのかを明らかにする必要がある。

相対的に顕熱比が小さいのは No. 22, 23, 27, 30 のように負荷率が高く蒸発温度が低い試験、ないしは No. 33, 34, 35 のように全体の負荷率は低くても特定の室内機の条件に

よって低い蒸発温度が求められる条件であり、定性的には物理的に妥当な傾向が表現できている。一部の条件では実測値の顕熱比が 1.0 を超えてしまっていて、これに関しては確認が必要である。

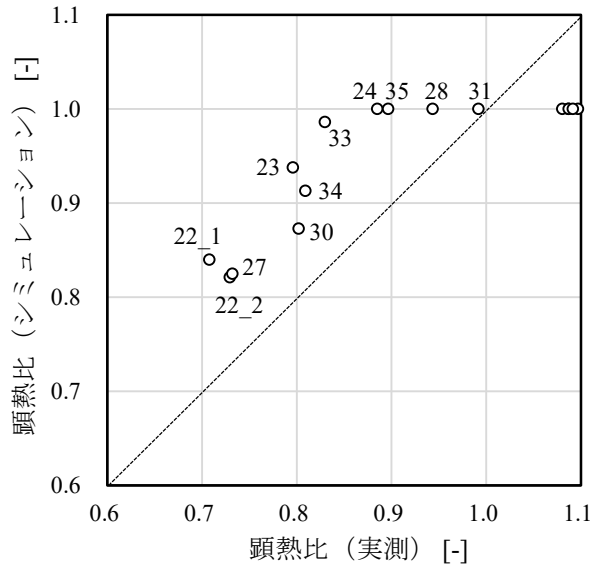


図 1.2.4.17 顕熱比の実測値とシミュレーション予測値との関係（冷房運転時）

b.4 蒸発圧力・凝縮圧力・圧縮比の実測値と予測値の比較結果

蒸発圧力・凝縮圧力・圧縮比の実測値とシミュレーション予測値との関係を図 1.2.4.18 に示す。試験ごとの条件の差異を反映して圧力が制御されており、全体の大小関係としては実測値の傾向を表現できている。ただし、蒸発温度は実測値よりもやや高く、凝縮温度はやや低い。この結果、全体的に実測値よりも圧縮比が小さくなっている。

シミュレーションモデルは「定格の理論圧縮動力に対する特定の条件下における理論圧縮動力」という無次元の値を使って特性式を作っているため、このような圧縮比の絶対値の誤差はエネルギー消費予測値に大きな影響を与えないと予想される。しかし顕熱比を精度良く予想するためには蒸発温度の絶対値の精度を上げることが望ましい。

現在のモデルは定格の蒸発温度を 10 °C、凝縮温度を 46 °C と仮定してパラメータを初期化しているが、この値を変更する必要がある可能性がある。

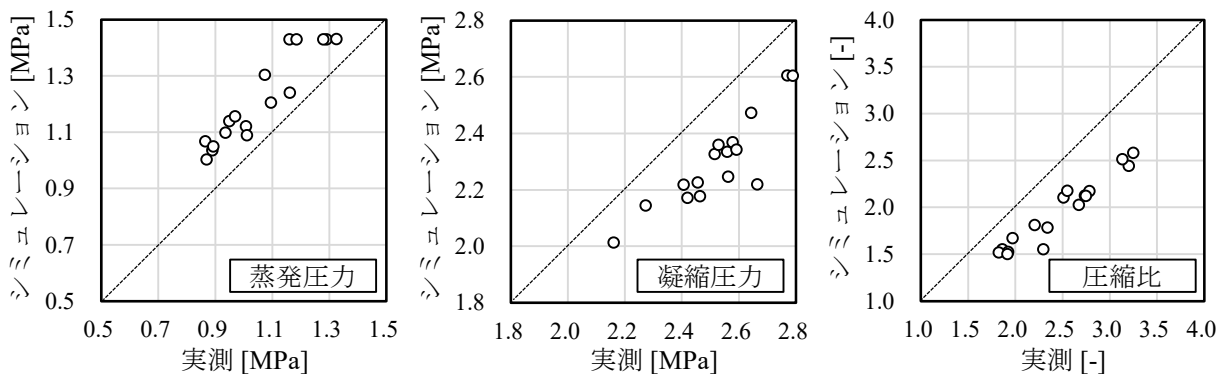


図 1.2.4.18 蒸発圧力・凝縮圧力・圧縮比の実測値とシミュレーション予測値との関係

c. 暖房運転時の比較結果

c.1 暖房負荷と消費電力の関係

代表的な負荷固定試験の条件について、暖房負荷と消費電力の関係を図 1.2.4.19 に示す。技術資料に表示されている性能値も参考として記載した。

評価モデルはこれらの内、No. 8_1 (JIS 定格標準条件) と No. 10 (JIS 中間標準条件) の 2 つの試験データを使って初期化した。

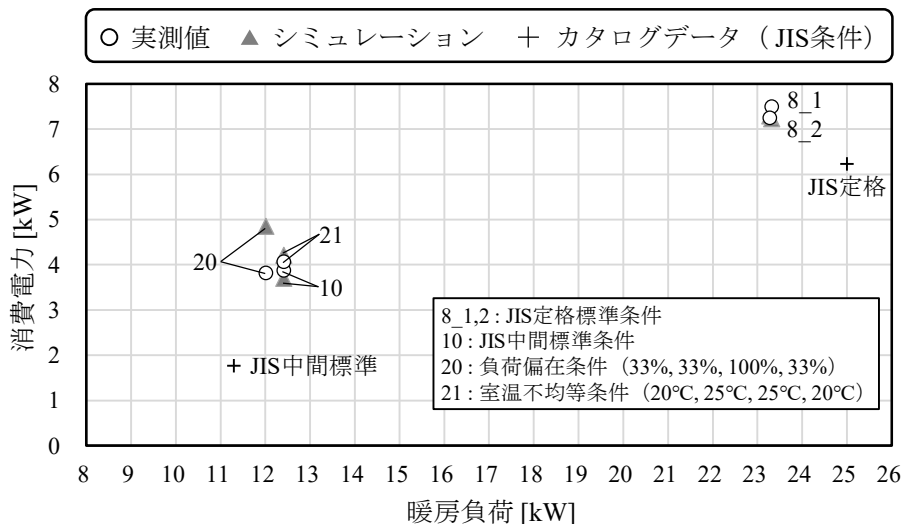


図 1.2.4.19 暖房負荷と消費電力の関係

No. 20 は室内機ごとに負荷が異なる偏在条件である。システム全体の負荷率は 50 %だが、室内機の 1 台の負荷率が 100 %で、この室内機にとっては定格条件と同等に高い凝縮温度が必要になる。また、No. 21 は室内機の負荷率はすべて 50 %だが、2 台の吸込温度が定格である 20 °C よりも高く 25 °C に制御されているため、JIS 中間標準条件よりも高い凝縮温度が必要になる。従って、理論上は、No. 20 と No. 21 は JIS 中間標準条件より消費電力が大きくなる。

しかし、実測では No. 20、No. 21 と No. 10 との間で消費電力に差がほとんど無い。この理由は暖房時の負荷率と凝縮圧力の関係性を見るとわかる。

c.2 冷暖房負荷と蒸発・凝縮圧力、蒸発・凝縮温度の関係

冷暖房負荷と蒸発・凝縮圧力、蒸発・凝縮温度の関係を図 1.2.4.20、冷暖房負荷と蒸発・凝縮温度の関係を図 1.2.4.21 に示す。暖房の場合には負荷率が 50 %程度までは凝縮圧力はほとんど変わらず、50 %を下回ってから急速に低下する。何故このような傾向を示すのかは不明だが、とにかく、50 %程度の負荷条件では室内機間の負荷の偏在や吸込温度の違いは凝縮温度に影響を与えないため、消費電力への影響も少ない。

なお図 1.2.4.20 と図 1.2.4.21 の右側に示すように、冷房運転時は負荷率に対してほぼ線形に蒸発圧力と蒸発温度が変化する。物理的には負荷率の低下により、熱交換器の温度差を小さくすることができるようになるため、合理的な特性である。シミュレーションもこのような傾向を示すため、暖房運転時よりも冷房運転時の再現性が高い。

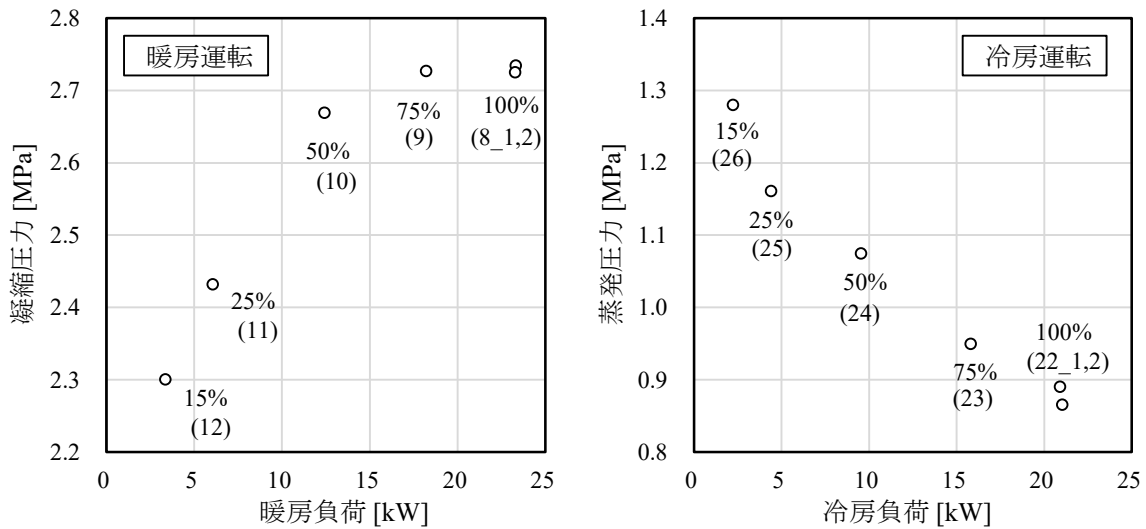


図 1.2.4.20 冷暖房負荷と蒸発・凝縮圧力の関係（均等負荷の場合）

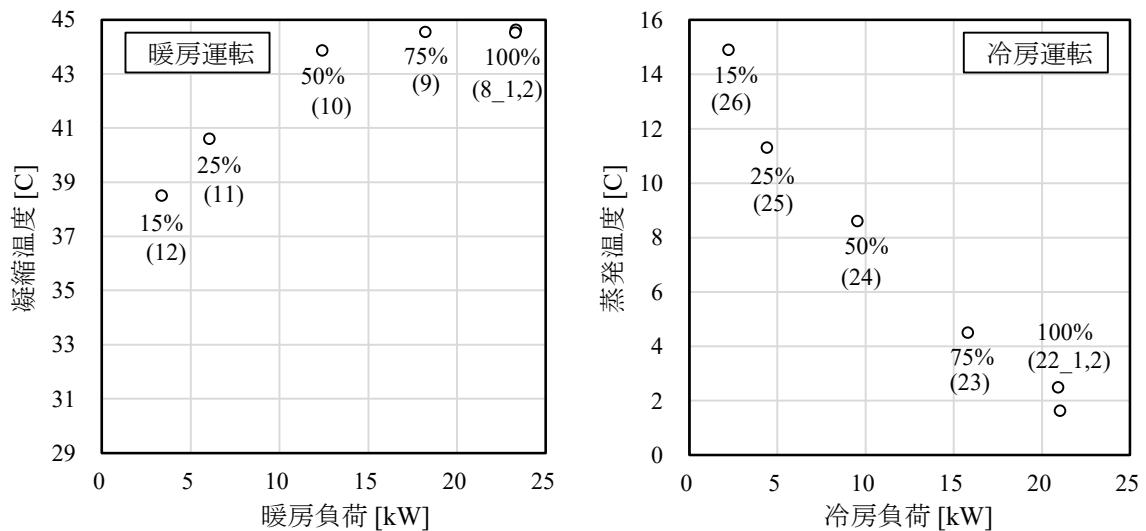


図 1.2.4.21 冷暖房負荷と蒸発・凝縮温度の関係（均等負荷の場合）

c.3 消費電力の実測値と予測値の比較結果

全 16 条件の消費電力の実測値とシミュレーションによる予測値の比較結果を図 1.2.4.22 に示す。以下の観点から物理的に妥当なことを検証できる。

c.3.1 負荷率の均等減少

No. 8, 9, 10, 11, 12 は室内機の負荷率を均等に 100 % から 75 %、50 %、25 %、15 % へ減少させている。この場合には消費電力も負荷率の減少に伴って低下する。実測値とシミュレーション結果はほぼ整合している。

c.3.2 外気条件（室外機吸込温度）の変化

No. 8 と 13、No. 10 と 14、No. 11 と 15、はそれぞれ、室内機条件を同一に保ったまま、外気温度を変化させている。No. 13、14、15 は相対的に外気温度が低いため、蒸発温度を高めなければならない、圧縮比が大きくなり、消費電力が増加する。ただし、No. 13 は過負

荷となるため、単純には比較ができない。No. 10 と 14、No. 11 と 15 に関しては、シミュレーションが傾向を捉えられている。なお、No. 13, 13.5, 14 では、それぞれ 1.80, 1.11, 0.37 kW の除霜負荷が発生している。

c.3.3 室内機吸込温度の変化

No. 8 と 16、No. 10 と 17、No. 11 と 18、はそれぞれ、外気条件を同一に保ったまま、室内機吸込温度を変化させている。No. 16、17、18 は相対的に吸込温度が高いため、凝縮温度を上げる必要があり、圧縮比が大きくなり、消費電力が増加する。ただし、No. 16 は過負荷となるため、単純には比較ができない。シミュレーションでも未処理負荷が出力されている。

c.3.4 不均等な室内機負荷率

No. 19 と 20 は No. 10 と同様にシステム全体の負荷率は 50 % だが、室内機ごとの負荷率が異なる。室内機の負荷率が 1 台でも高いと、当該室内機が高い凝縮温度を要求するため、消費電力が大きくなる。シミュレーション結果はこの傾向を表現しているが、実測値は先に説明したように 50 % までは凝縮温度が変わらないため、ほぼ同等の消費電力となっている。

c.3.5 室内機吸込温度の変化

No. 21 は No. 10 と同様にシステム全体の負荷率は 50 % だが、半分の室内機の吸込温度が高い。このため当該室内機は高い凝縮温度を要求するため、消費電力が大きくなる。シミュレーション結果はこの傾向を表現しているが、実測値は先述の理由により、ほぼ同等の消費電力となっている。

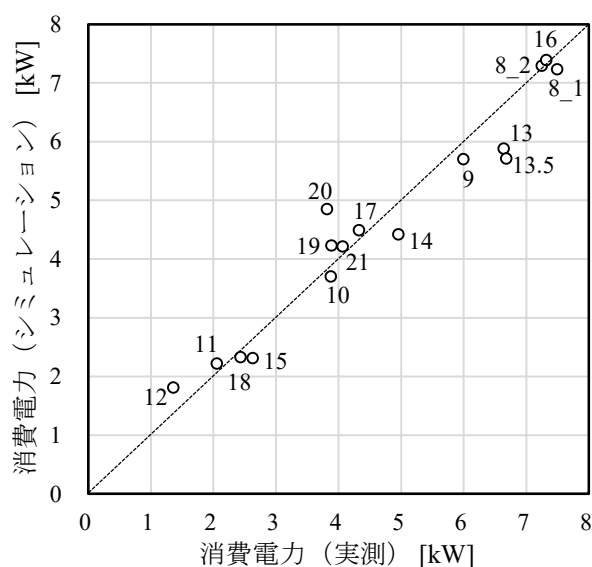


図 1.2.4.22 消費電力の実測値とシミュレーション予測値との関係（暖房運転時）

c.4 蒸発圧力・凝縮圧力・圧縮比の実測値と予測値の比較結果

蒸発圧力・凝縮圧力・圧縮比の実測値とシミュレーション予測値との関係を図 1.2.4.23 に示す。先に説明した理由により、凝縮圧力は傾向がつかめていない。一方で蒸発圧力は傾向が捉えられているため、圧縮比は概ね右上がりの関係性になっている。蒸発圧力が低い場合にやや 45 度線から外れる理由は以下による。

実測で低い蒸発圧力となった試験点は、外気条件を 2 °CDB / 1 °CWB とした No. 13, 13.5, 14, 15 である。図 1.2.4.24 に負荷率と室外機の温度差の関係を示す。負荷率が低下すると外気と蒸発温度との差は小さくできる。この傾向は外気温度が 7 °CDB / 6 °CWB でも 2 °CDB / 1 °CWB でも同様である。

ただし、2 °CDB / 1 °CWB の場合には、全体的により大きな温度差が取られている。これは、除霜運転となった、ないしは除霜運転になる恐れがあるために温度差を大きく取ったためだと予想できる。シミュレーションでは除霜運転時は逆算によって最低限必要な蒸発温度が求められる。一方で、実機でこのようなギリギリの温度で運転することは過負荷となって室温が低下する危険があるため、理想よりも大きく温度差を取っている可能性がある。

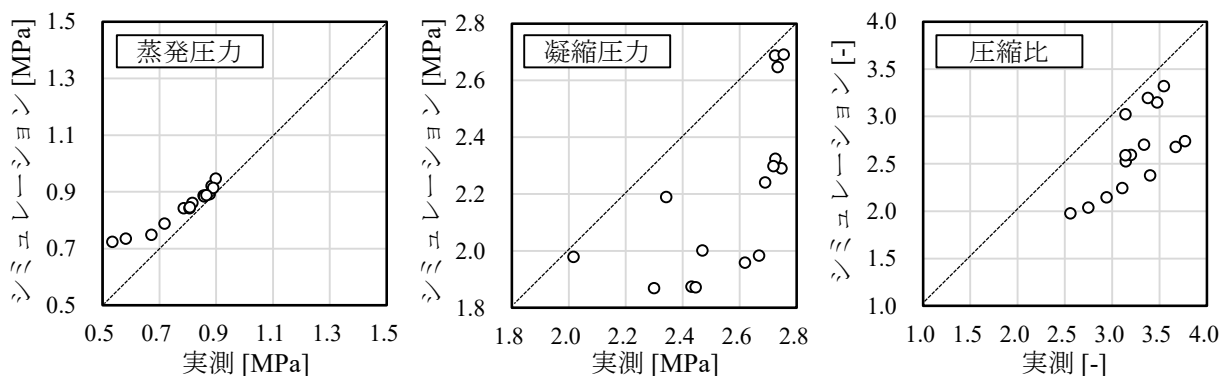


図 1.2.4.23 蒸発圧力・凝縮圧力・圧縮比の実測値とシミュレーション予測値との関係

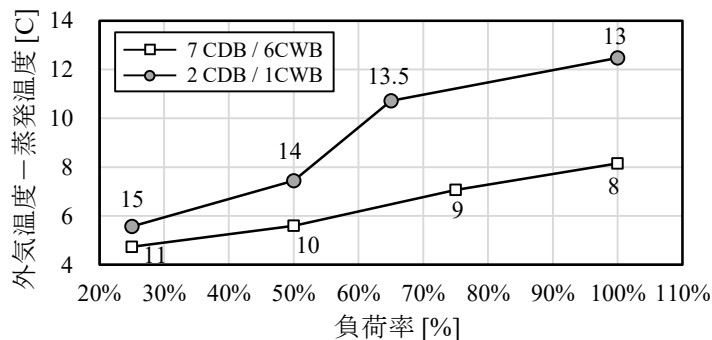


図 1.2.4.24 負荷率と室外機の温度差の関係（外気条件別）

d. 評価モデルの調整法

d.1 カタログ情報による初期化に伴う誤差

本検討では JIS 条件で運転した場合の性能値を測定したため、これらを使って評価モデルのパラメータを初期化したが、現実にはこれらの情報はカタログに記載の値を使う。しかし、図 1.2.4.15 や図 1.2.4.19 に示されるように、カタログ性能値は実機の性能からややずれる可能性もある。この場合には、モデルのパラメータを単純にカタログ性能のみから初期化すると適切にエネルギー消費を予測できない。従って、何かしらの補正が必要になる。

本モデルは各種の外乱に対する非線形な挙動は物理的に表現されているため、単純な線形補正であっても予測精度は十分に改善されると予想できる。定格条件における実測消費電力とカタログ上の消費電力との比率を使って、シミュレーションの結果を線形補正した結果を図 1.2.4.25 に示す。

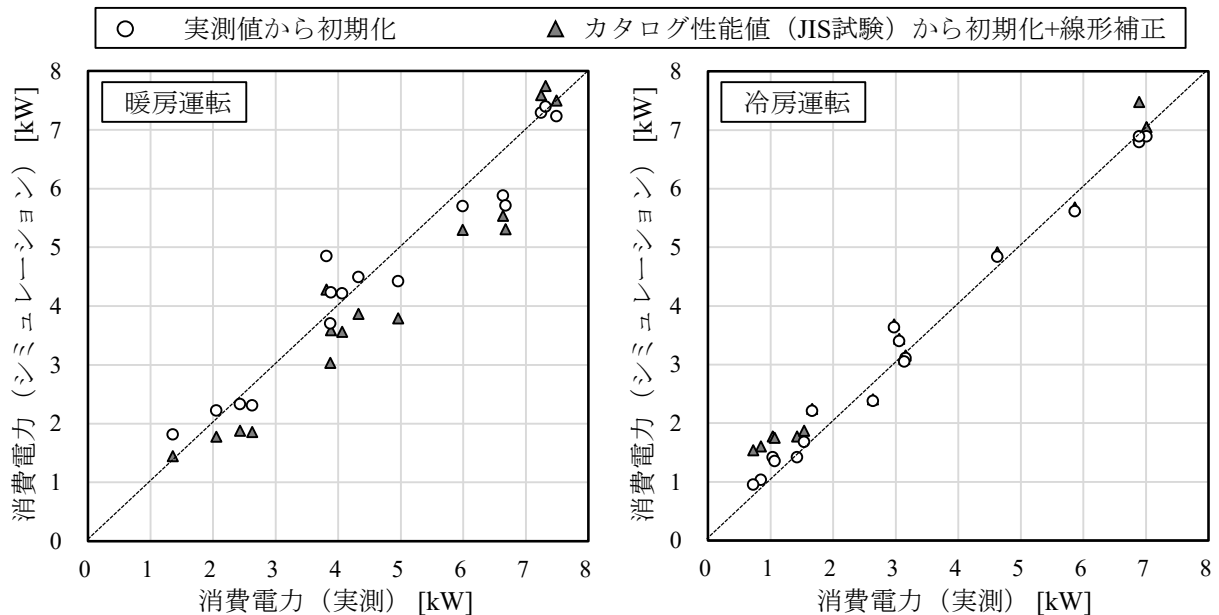


図 1.2.4.25 カタログ性能値による初期化モデルの消費電力を線形補正した結果

d.2 除霜運転時の誤差

図 1.2.4.24 に示したように、外気温度が極めて低く、除霜運転が発生する可能性がある場合には、実機はかなり低い蒸発温度で運転し、冷媒と空気との温度差が非線形に拡大する。これは着霜による伝熱性能の低下または過負荷回避のための制御にもとづく現象と予想される。

本評価モデルでは、蒸発器の熱通過有効度 ε [-] を式(1.2.4.3)で計算しており、 K_w [kW/(m²·K)]、 S_f [m²]、 mc_a [kW/K] はそれぞれコイルの伝熱係数、熱交換器面積、空気の熱容量流量である。

$$\varepsilon_f = 1 - \exp\left(-\frac{C_f K_w S_f}{mc_a}\right) \quad \text{式(1.2.4.3)}$$

C_f [-] は着霜した場合にコイルの伝熱係数が低下することを表現するための係数で、既往

研究を参考に 0.6 としている。従って、同係数を調整すれば着霜時の冷媒温度の大きな低下を表現できる可能性がある。

C_f を 0.1 に変更した場合の計算結果を図 1.2.4.26 に示す。計算結果は改善されるが、これは着霜時に伝熱係数が 1/10 に低下することを表現しているから、物理的に妥当とは言い難い。

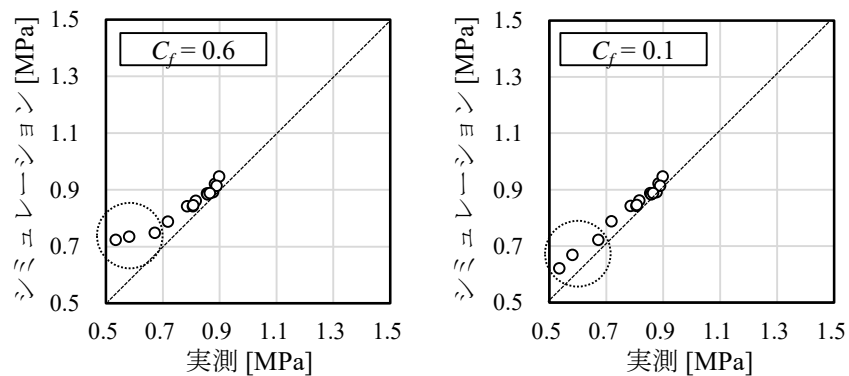


図 1.2.4.26 着霜時の性能調整係数がシミュレーション結果に与える影響

(3) 実測データによる評価モデルの検証

i) 評価モデルによる計算結果と長期計測調査結果の比較

評価モデルによるシミュレーションの予測結果と、長期計測による測定結果を比較し、予測値と実測値の結果の傾向を把握する。

a. 機器情報の入力

メーカーの仕様表や技術資料をもとに、評価モデルで対象とする系統の室外機、室内機の情報を入力した。メーカー公開情報の例を図 1.2.4.27 に示す。評価モデルでの機器情報の入力における留意点を、以下に示す。

- ・ 室外機のユニット分割数として圧縮機台数を入力している。実際には、圧縮機台数とファン台数が一致しない機種や、複数台の圧縮機やファンの間で容量の差がある機種がある。
- ・ 取得可能な情報の関係で、室外機消費電力を圧縮機のみでなく、室外機ファンや室内機の消費電力を与えている場合がある。
- ・ 取得可能な情報の関係で、冷暖同時機の冷房中間中温の中間性能は、冷暖切替機の近い機種の値を入力しているが、定格や中間条件の性能より負荷特性が異なると考えられる。
- ・ 取得可能な情報の関係で、ファン消費電力は、ファン電動機出力の値を入力している。

機種名 (システム名)		REYP400DA, REYP400DAE, REYP400DAH
電源		三相 200V 50/60Hz
定格冷房能力 ★1	kW	40.0/40.0
定格冷房消費電力 ★1	kW	13.4/13.4
定格暖房能力 ★2	kW	45.0/45.0
定格暖房消費電力 ★2	kW	13.1/13.1
最大暖房伝熱能力 ★3	kW	32.1/32.1
標準仕様		アイボリーホワイト (5/7.5/1)
耐塩害仕様機:E		ライトキャメル (2.5/6.5/1.5)
耐塩害仕様機:H		ライトキャメル (2.5/6.5/1.5)
外形寸法		高さ×幅×奥行 mm 1525×1240×785
熱交換器		クロスフィンコイル式
圧縮機		形式 全密閉スクロール式
電動機出力×台数		kW 4.1~4.5
始動方式		直入始動 (インバーター方式)
形式		プロペラファン
電動機出力×台数		kW 0.29×2
風量		m ³ /min 233
駆動方式		直結駆動

冷房能力特性表

100% 容量特性性能特性 (室内機標準容量 20.0 kW)

室外温度	室内温度					
	18	20	22	24	26	28
27	18.4	4.10	18.5	4.10	18.5	4.10
26	18.4	4.10	18.5	4.10	18.5	4.10
25	18.4	4.10	18.5	4.10	18.5	4.10
24	18.4	4.10	18.5	4.10	18.5	4.10
23	18.4	4.10	18.5	4.10	18.5	4.10
22	18.4	4.10	18.5	4.10	18.5	4.10
21	18.4	4.10	18.5	4.10	18.5	4.10
20	18.4	4.10	18.5	4.10	18.5	4.10
19	18.4	4.10	18.5	4.10	18.5	4.10
18	18.4	4.10	18.5	4.10	18.5	4.10

50% 容量特性性能特性 (室内機標準容量 20.0 kW)

室外温度	室内温度					
	18	20	22	24	26	28
27	18.4	4.10	18.5	4.10	18.5	4.10
26	18.4	4.10	18.5	4.10	18.5	4.10
25	18.4	4.10	18.5	4.10	18.5	4.10
24	18.4	4.10	18.5	4.10	18.5	4.10
23	18.4	4.10	18.5	4.10	18.5	4.10
22	18.4	4.10	18.5	4.10	18.5	4.10
21	18.4	4.10	18.5	4.10	18.5	4.10
20	18.4	4.10	18.5	4.10	18.5	4.10
19	18.4	4.10	18.5	4.10	18.5	4.10
18	18.4	4.10	18.5	4.10	18.5	4.10

注) 1. 本性能特性表は室内機の合計冷房能力を定格冷房能力とした室内機標準容量の室内機の冷房能力、消費電力を示します。
(室内機を全て室内機とした場合を示します。)
2. 室内機消費電力は電圧変動等によって異なります。
3. □内は注目点 (JIS標準値) を示します。
4. 上記の値は、圧縮機の制動上発生する状態のうち平均的なものをあわせています。

図 1.2.4.27 上・中: 冷暖同時機 下: 冷暖房切替機の性能特性図

図 1.2.4.27 メーカー公開情報の例 上・中: 冷暖同時機 下: 冷暖房切替機の性能特性図

b. 年間の負荷・温湿度の入力

長期実測結果に基づき、負荷や温湿度の情報を入力した。時間間隔は、長期計測の測定時間間隔と揃えて1時間間隔で与えた。

b.1 負荷の入力

長期実測結果に基づき、冷房時、暖房時それぞれについて負荷を与えた。なお、実測での処理熱量の測定精度の理由より、冷暖同時機の冷暖同時運転時は計算対象外とする。

評価モデルでは室内機単位での負荷を入力する必要があるのに対し、実測では室外機での処理熱量が得られているのみであるため、「c. 室内機の処理熱量の推定」に後述するように、室内機の1時間平均の膨張弁開度と室内域の定格能力の積に比例するよう、室外機の処理熱量を室内機に割り振った。

b.2 温湿度の入力

温湿度について、乾球温度は、長期実測結果のうち室外機での外気温度測定結果や、室内機での吸込温度測定結果を用いる。評価モデルでは湿球温度の情報も必要であるが、実測では湿度に係る情報は得られていない。そのため、以下により推定を行った。

- ・ 室外機の吸込空気の湿球温度は、実測での外気温度の測定結果を用いて、参考文献7)による6地域の湿球温度変換係数を用いて、外気温度より外気の湿球温度を算出する。
- ・ 室内機の吸込空気の湿球温度は、実測での吸込温度の測定結果と、仮定した相対湿度より求める。相対湿度は、参考文献8)を参考に、冷房期(5月30日～9月23日)は60%、中間期と暖房期(11月4日～4月21日)は40%とする。

c. 室内機の処理熱量の推定

実測において各室内機の処理熱量を把握するために、実験室測定の結果をもとに、各室内機の処理熱量の推定を行う方法を検討する。

長期実測結果では、室外機の冷暖房能力、各室内機の膨張弁開度が得られている。そのため、推定方法として、各室内機の膨張弁開度に比例するよう、各室内機に対して室外機の冷暖房能力を割り振ることとする。室内機の容量や膨張弁開度の最大値が異なる場合については、実験室測定での検証は難しいが、各室内機の容量と、膨張弁開度の最大値に対する膨張弁開度に応じて、冷暖房能力を割り振ることとする。冷暖房同時運転時については、室内機の処理熱量の推定の対象外とする。

c.1 冷房運転時

冷房運転時で室内機の負荷偏在や室内温度にばらつきのある試験ケース 33～35 について、室内機の処理熱量の推定を行い、空気エンタルピー法による室内機処理熱量の測定結果と比較を行ったところ、ケース間で似た傾向が見られたため、ここでは試験ケース 33 の結果を主に示す。

試験ケース 33 の膨張弁開度の測定値を図 1.2.4.28、室内機処理熱量の測定値を図 1.2.4.29、室内機処理熱量の推定値を図 1.2.4.30 に示す。膨張弁開度は、各室内機の処理熱量の測定値と近い傾向を示す。従って、膨張弁開度をもとに推定した室内機処理熱量も測定値と近い傾向を示す。

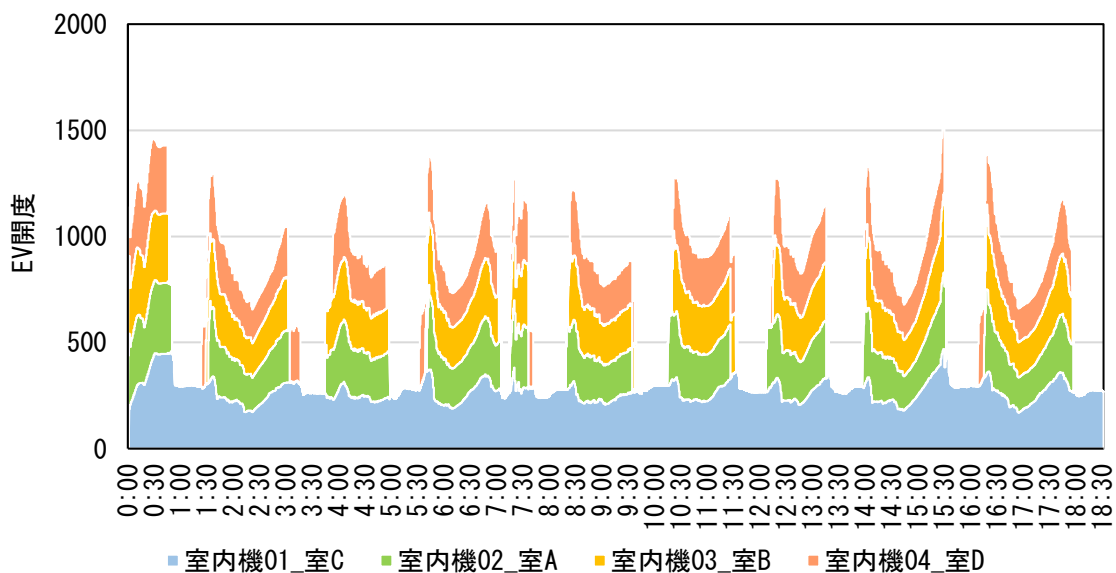


図 1.2.4.28 試験ケース 33 : 膨張弁開度の測定値 (横軸は経過時間)

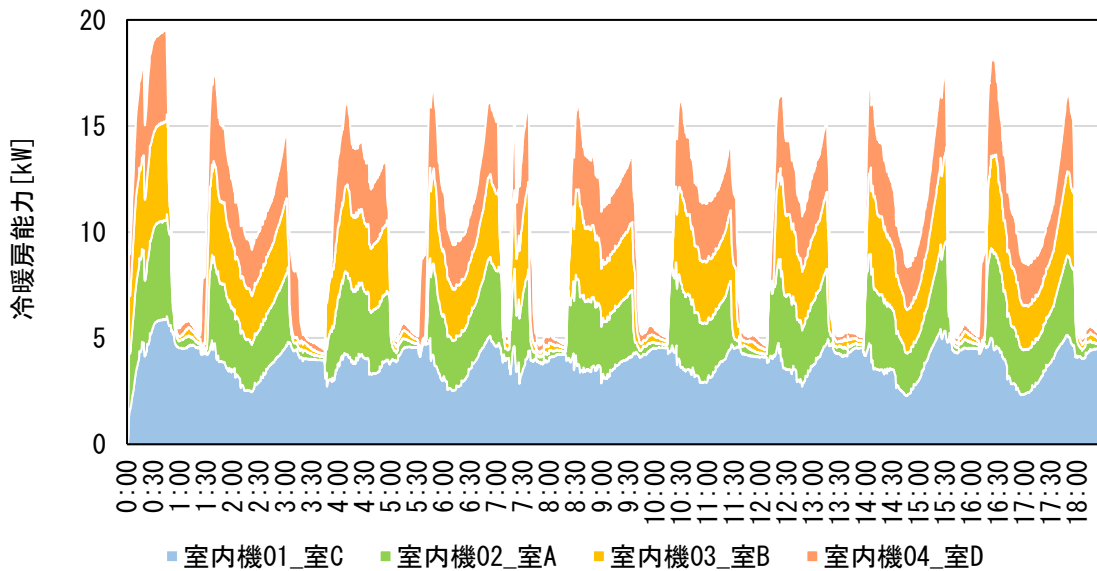


図 1.2.4.29 試験ケース 33 : 室内機処理熱量の測定値 (横軸は経過時間)

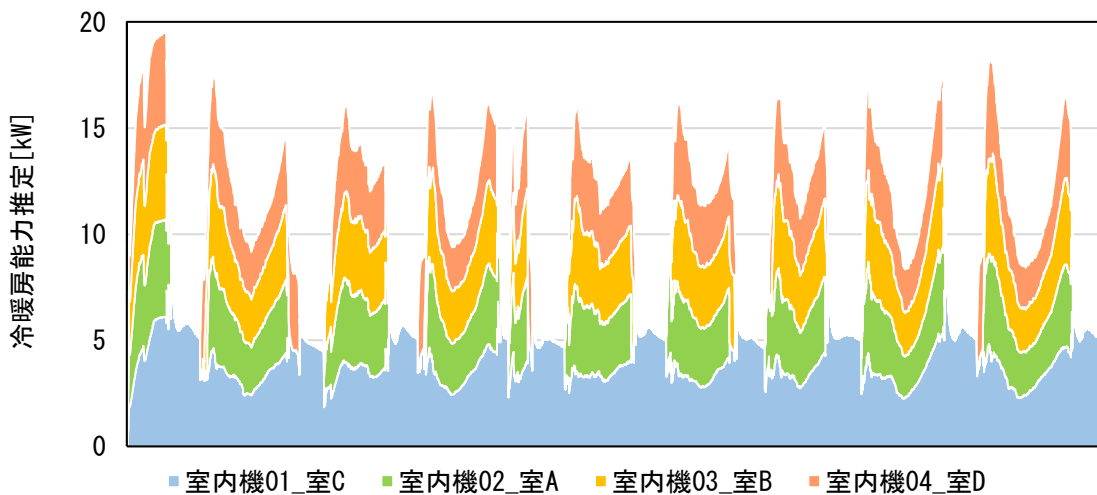


図 1.2.4.30 試験ケース 33 : 室内機処理熱量の推定値 (横軸は経過時間)

各時刻の室内機の処理熱量の測定値と推定値の関係を図 1.2.4.31、EV 開度と室内機処理熱量の測定値の関係を図 1.2.4.32 に示す。時刻により、室内機の処理熱量を大きめに見積もる場合と小さめに見積もる場合の両方があることが確認される。測定値が正の値で、推定値が 0 を取る時刻があるが、膨張弁開度が 0 である時間帯に、測定値では室内機の吸込みと吐出しの空気に温度差が付いていたと考えられ、室内機の熱容量等が影響している可能性がある。実験室測定では室内機能力の合計値を室外機能力とみなしているが、このような時間帯には、このような室内機以外の室内機に対して処理熱量を割り振る推定方法となっている。そのため、ケース 33 では、負荷率が高く、膨張弁開度が常時 0 より大きい室内機 1 (室 C) で、測定値よりも推定値の処理熱量が大きくなる時間帯があると考えられる。

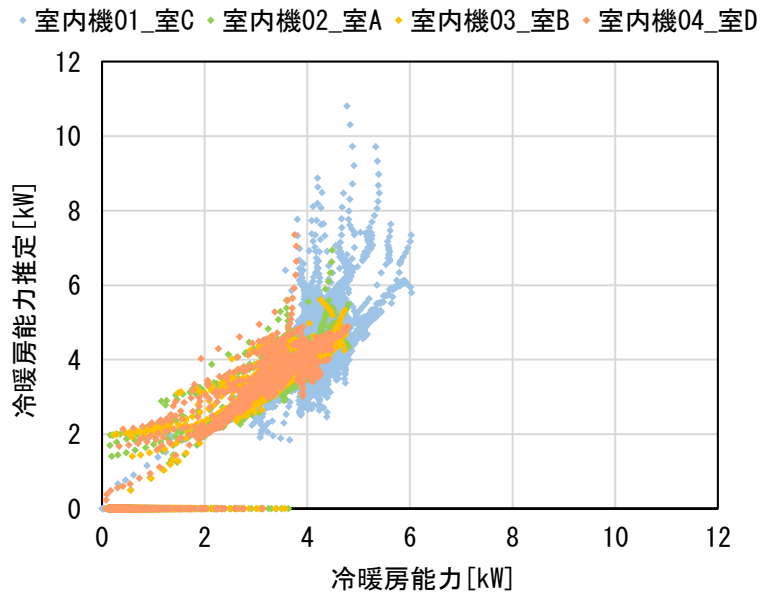


図 1.2.4.31 試験ケース 33 : 室内機処理熱量の測定値と推定値の関係

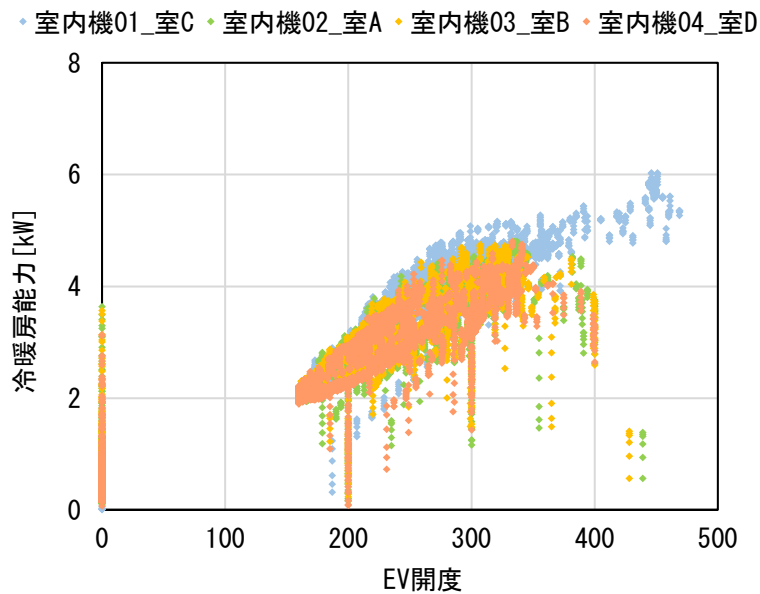


図 1.2.4.32 試験ケース 33 : EV 開度と室内機処理熱量の測定値の関係

各時刻の室内機の処理熱量の測定値と推定値の間では差が見られるものの、試験ケース 33 の積算値では、測定値が、室内機 1 (室 C)、室内機 2 (室 A)、室内機 3 (室 B)、室内機 4 (室 D) の順に、72.9 kWh、40.4 kWh、40.8 kWh、40.3 kWh であったのに対し、推定値が、76.0 kWh、39.1 kWh、39.1 kWh、40.2 kWh であり、総量に対する誤差が小さいことが確認された。

試験ケース 34 の積算値では、測定値が、順に、106.6 kWh、37.0 kWh、34.2 kWh、33.4 kWh であったのに対し、推定値が、110.0 kWh、36.3 kWh、31.8 kWh、32.6 kWh であった。試験ケース 35 の積算値では、測定値が、順に、55.2 kWh、49.9 kWh、53.7 kWh、51.5 kWh であったのに対し、推定値が、54.4 kWh、50.6 kWh、51.9 kWh、53.5 kWh で

あった。

総じて、総量に対する誤差が1割未満と小さく、膨張弁開度をもとに室内機の冷房処理熱量を推定することの妥当性が確認された。

c.2 暖房運転時

暖房で室内機の負荷偏在や室内温度にばらつきのある試験ケース 19～21 について、推定を行い、空気エンタルピー法による室内機処理熱量の測定結果と比較を行ったところ、ケース間で似た傾向が見られたため、ここではケース 20 の結果を主に示す。

試験ケース 20 の膨張弁開度の測定値を図 1.2.4.33、室内機処理熱量の測定値を図 1.2.4.34、室内機処理熱量の推定値を図 1.2.4.35 に示す。冷房と異なり、膨張弁開度は、各室内機の処理熱量の測定値と異なる傾向を示す。従って、膨張弁開度をもとに推定した室内機処理熱量も測定値と近い傾向を示す。

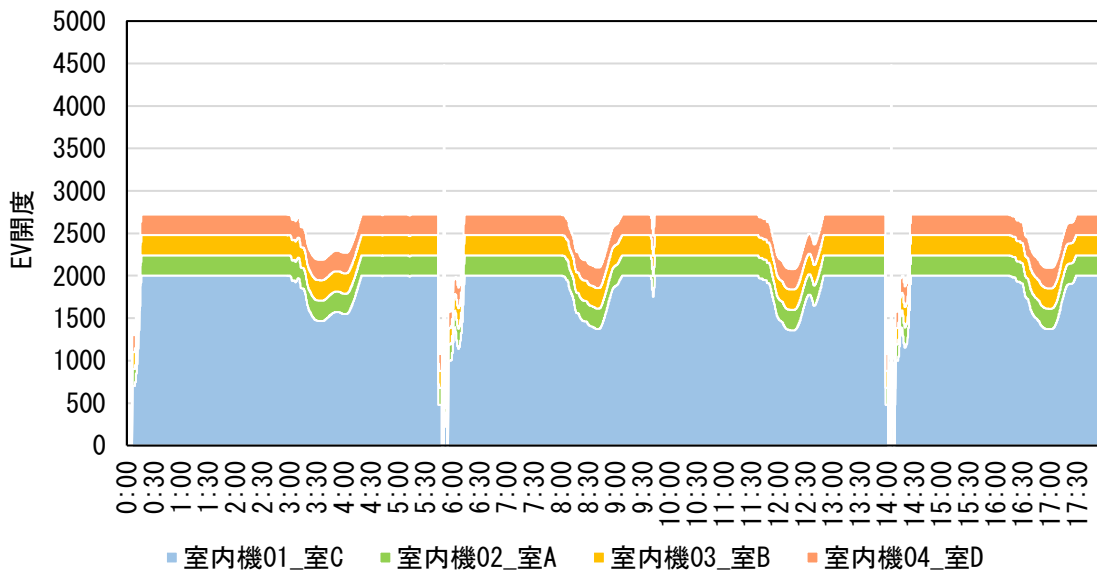


図 1.2.4.33 試験ケース 20：膨張弁開度の測定値（横軸は経過時間）

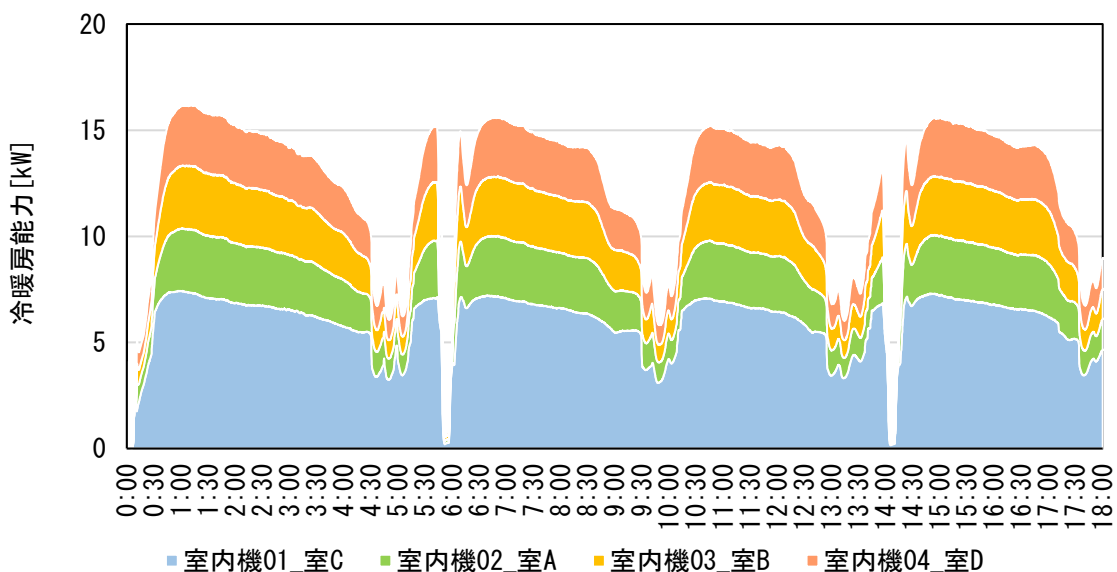


図 1.2.4.34 試験ケース 20：室内機処理熱量の測定値（横軸は経過時間）

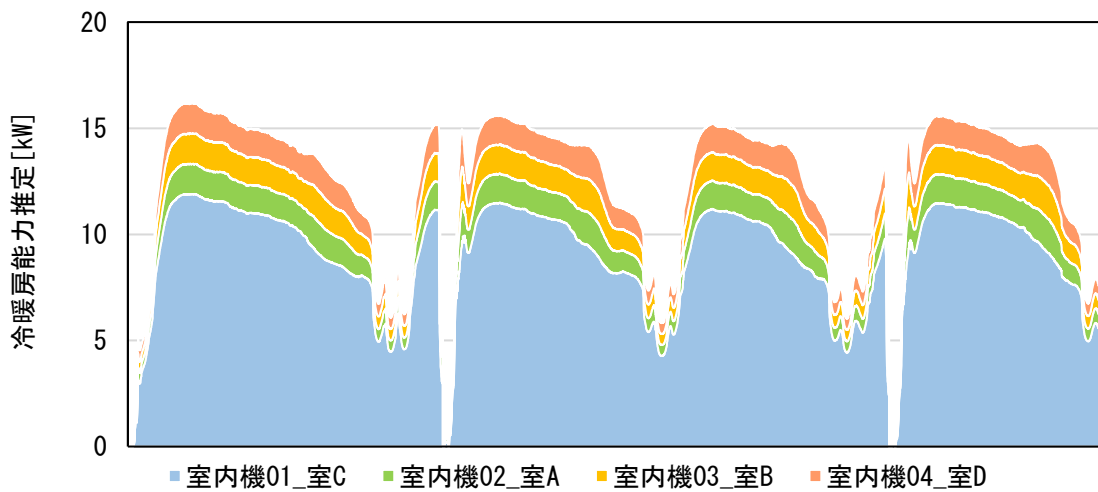


図 1.2.4.35 試験ケース 20 : 室内機処理熱量の推定値 (横軸は経過時間)

各時刻の室内機の処理熱量の測定値と推定値の関係を図 1.2.4.36、EV 開度と室内機処理熱量の測定値の関係を図 1.2.4.37 に示す。負荷率が高く、膨張弁開度が大きい室内機 1 (室 C) では能力を大きめに、それ以外の室内機では能力を小さめに見積もっている。

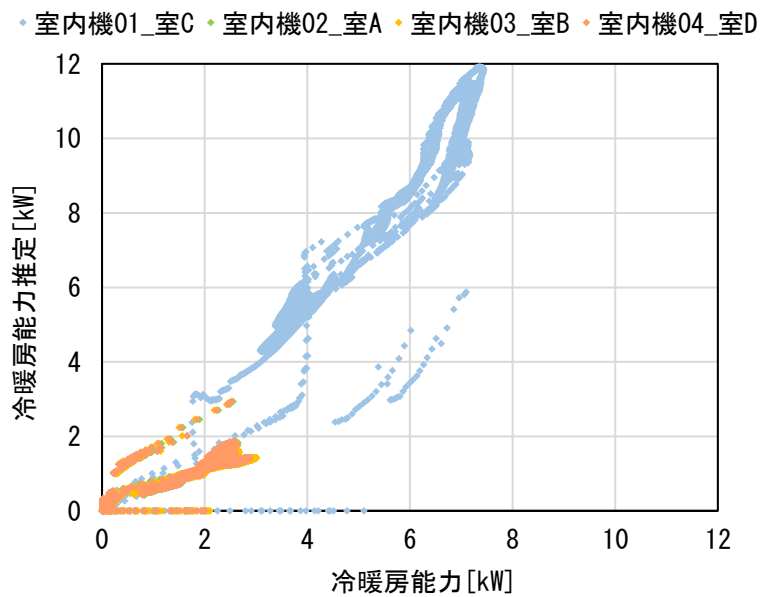


図 1.2.4.36 試験ケース 20 : 室内機処理熱量の測定値と推定値の関係

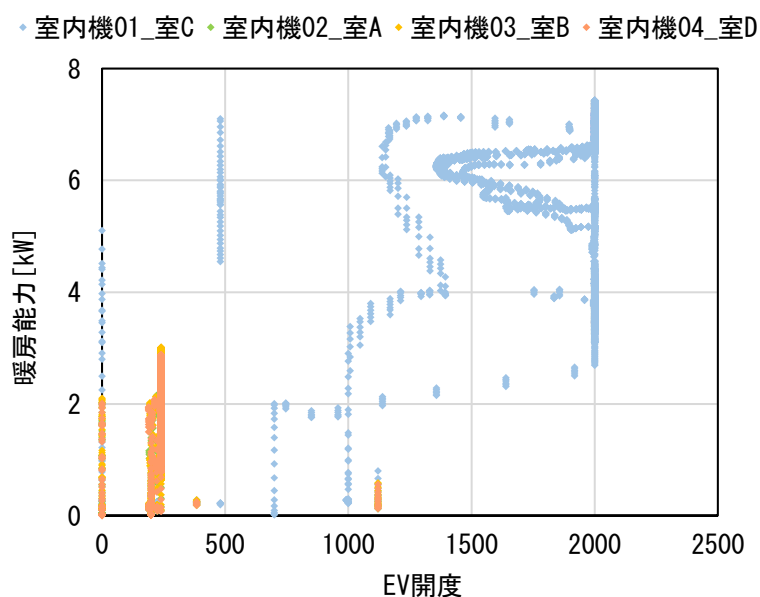


図 1.2.4.37 試験ケース 20 : EV 開度と室内機処理熱量の測定値の関係

各時刻の室内機の処理熱量は、試験ケース 20 の積算値では、測定値が、室内機 1 (室 C)、室内機 2 (室 A)、室内機 3 (室 B)、室内機 4 (室 D) の順に、106.5 kWh、39.1 kWh、38.7 kWh、38.4 kWh であったのに対し、推定値が、159.6 kWh、20.7 kWh、20.7 kWh、20.7 kWh であり、差が大きいことが確認された。

試験ケース 19 の積算値では、測定値が、順に、85.5 kWh、47.8 kWh、48.2 kWh、48.9 kWh であったのに対し、推定値が、117.0 kWh、35.4 kWh、38.1 kWh、38.5 kWh であった。試験ケース 21 の積算値では、測定値が、順に、60.8 kWh、61.7 kWh、61.8 kWh、61.2 kWh であったのに対し、推定値が、65.3 kWh、54.7 kWh、67.1 kWh、56.4 kWh であった。

冷房と比較し、暖房では、膨張弁開度をもとに室内機の処理熱量を推定した場合に、測定値との乖離が大きいことが確認された。今後、実測に推定法を適用する際には、膨張弁開度の制御に留意する必要がある。

d. 比較結果

d.1 概要

長期実測と評価モデルによるシミュレーション（計算）の比較結果として、期間積算の冷房、暖房の室外機消費電力量の実測と計算の比較結果を、圧縮機 1 台の S 施設・室外機 S_02-5 は図 1.2.4.38、S_02-4 は図 1.2.4.39、圧縮機 2 台の N ビル・室外機 N_07-2 は図 1.2.4.40、圧縮機 3 台の T ビル・室外機 T_02-1 は図 1.2.4.41、圧縮機 3 台で外気処理エアコン 1 を含む H 店・室外機 H_04-1 は図 1.2.4.42 に示す。室外機系統や、冷暖房の運転モードにより、実測と計算の大小関係は異なる。それぞれの詳細は後述する。

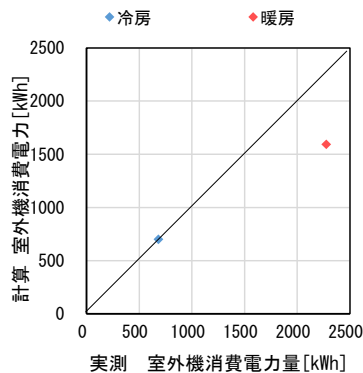


図 1.2.4.38 S 施設・室外機 S_02-5 :

実測と計算の消費電力比較

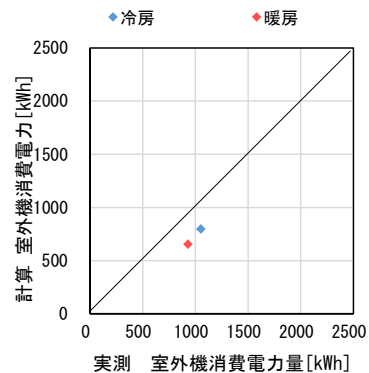


図 1.2.4.39 S 施設・室外機 S_02-4 :

実測と計算の消費電力比較

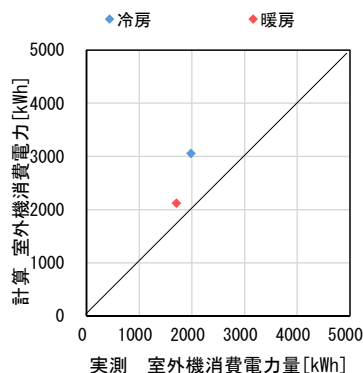


図 1.2.4.40 N ビル・室外機 N_07-2 :

実測と計算の消費電力比較

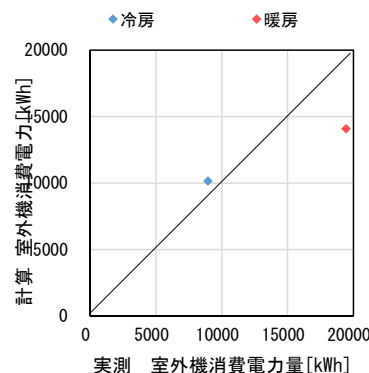


図 1.2.4.41 T ビル・室外機 T_02-1 :

実測と計算の消費電力比較

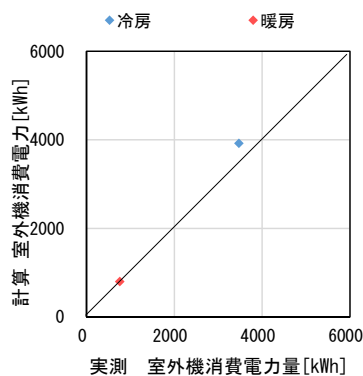


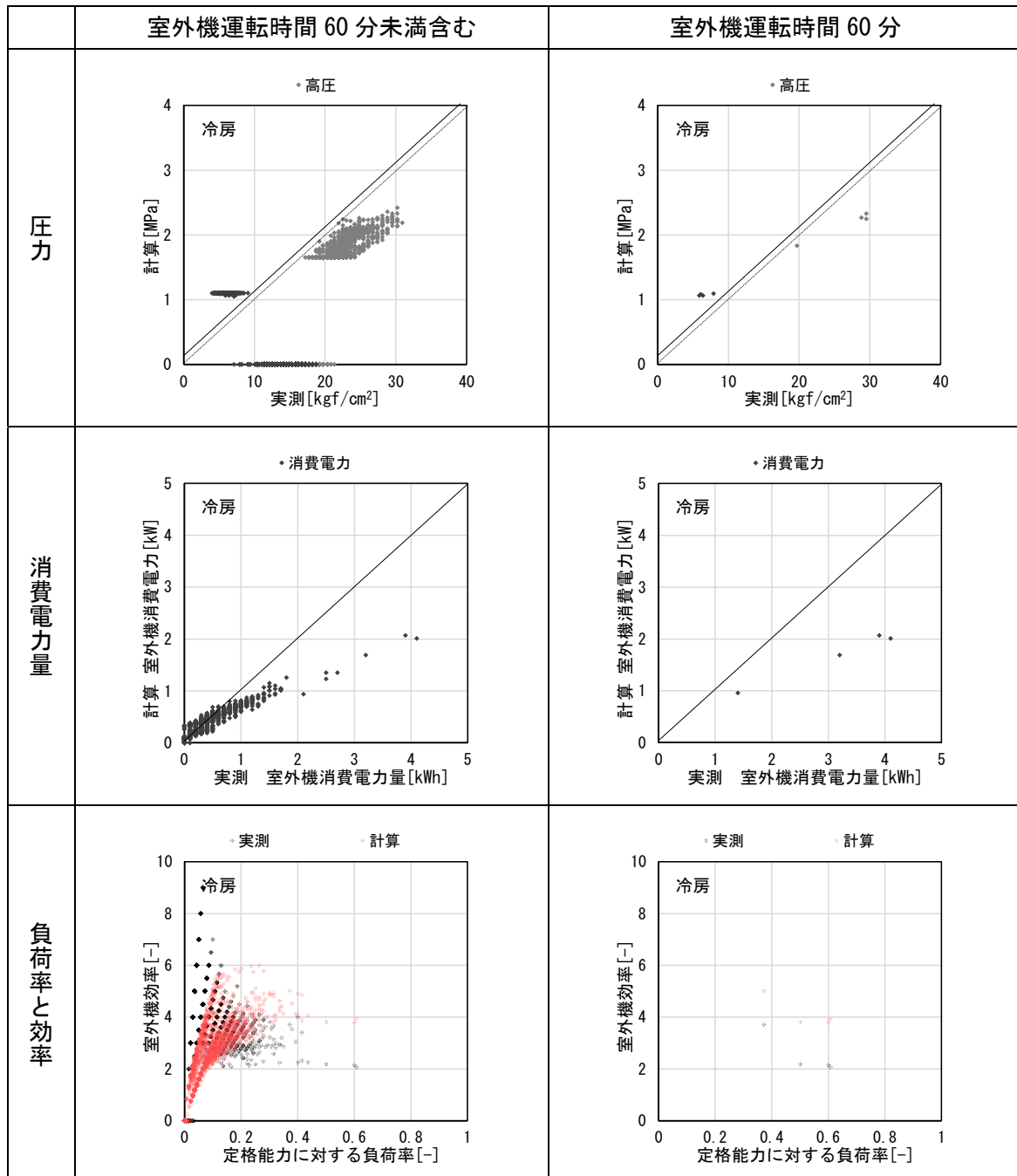
図 1.2.4.42 H 店・室外機 H_04-1 :

実測と計算の消費電力比較

d.2 室外機 S_02-5 : 圧縮機 1 台冷暖切替機、暖房時の実測の効率が低い室外機系統

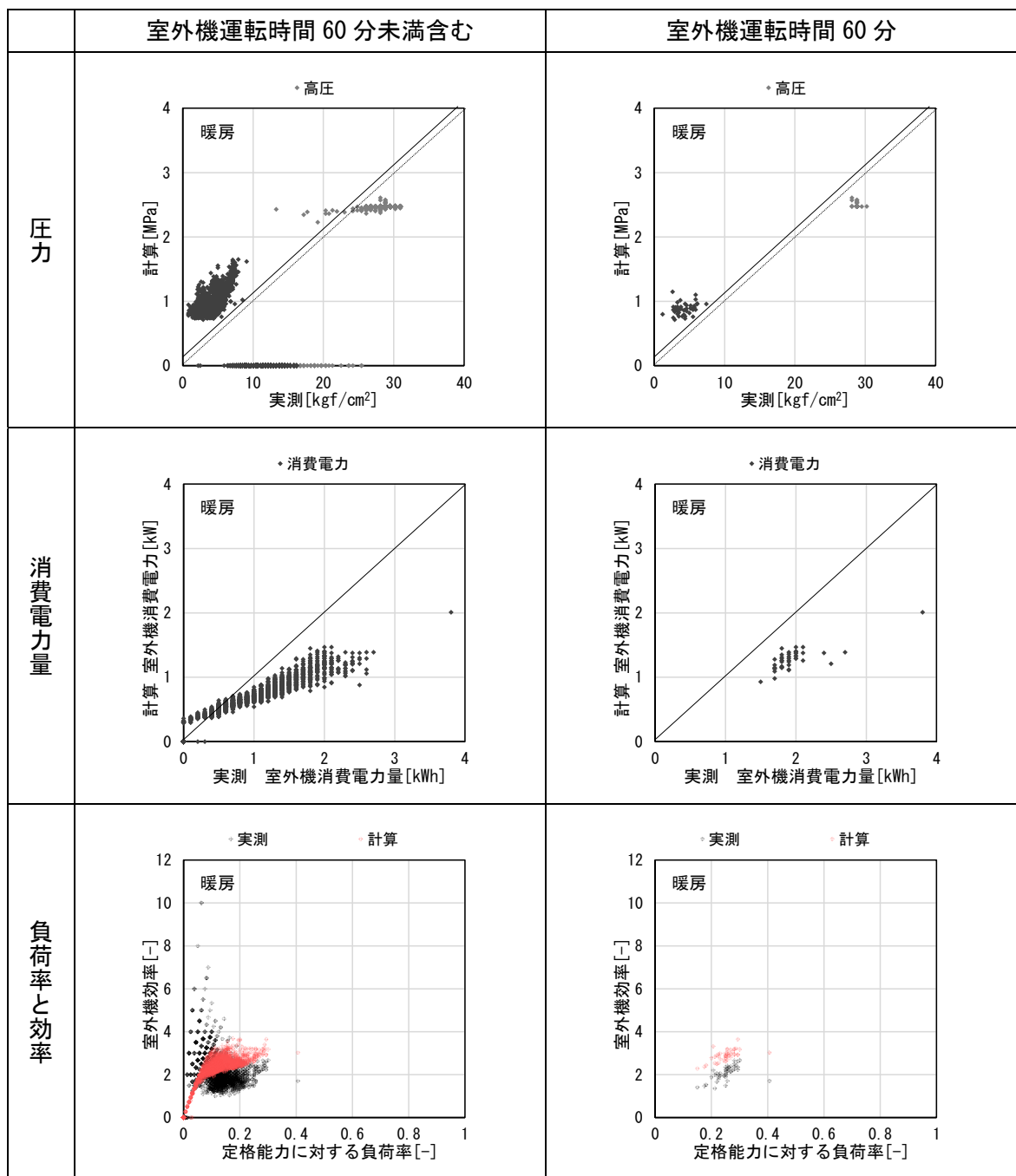
S 施設の室外機 S_02-5 について、実測と計算の比較結果を冷房時は図 1.2.4.43、暖房時は図 1.2.4.44 に示す。

室外機 S_02-5 は、圧縮機 1 台の冷暖切替機の室外機系統である。実測結果で、暖房時に圧力差が大きく効率が低い傾向が見られる。室外機ファン発停の判定が関連すると考えられるが、特に暖房で、低負荷時に実測よりも計算の効率が低い。



※実測結果合計 682kWh、計算結果合計 702kWh

図 1.2.4.43 S 施設・室外機 S_02-5 : 実測と計算の比較 (冷房時)

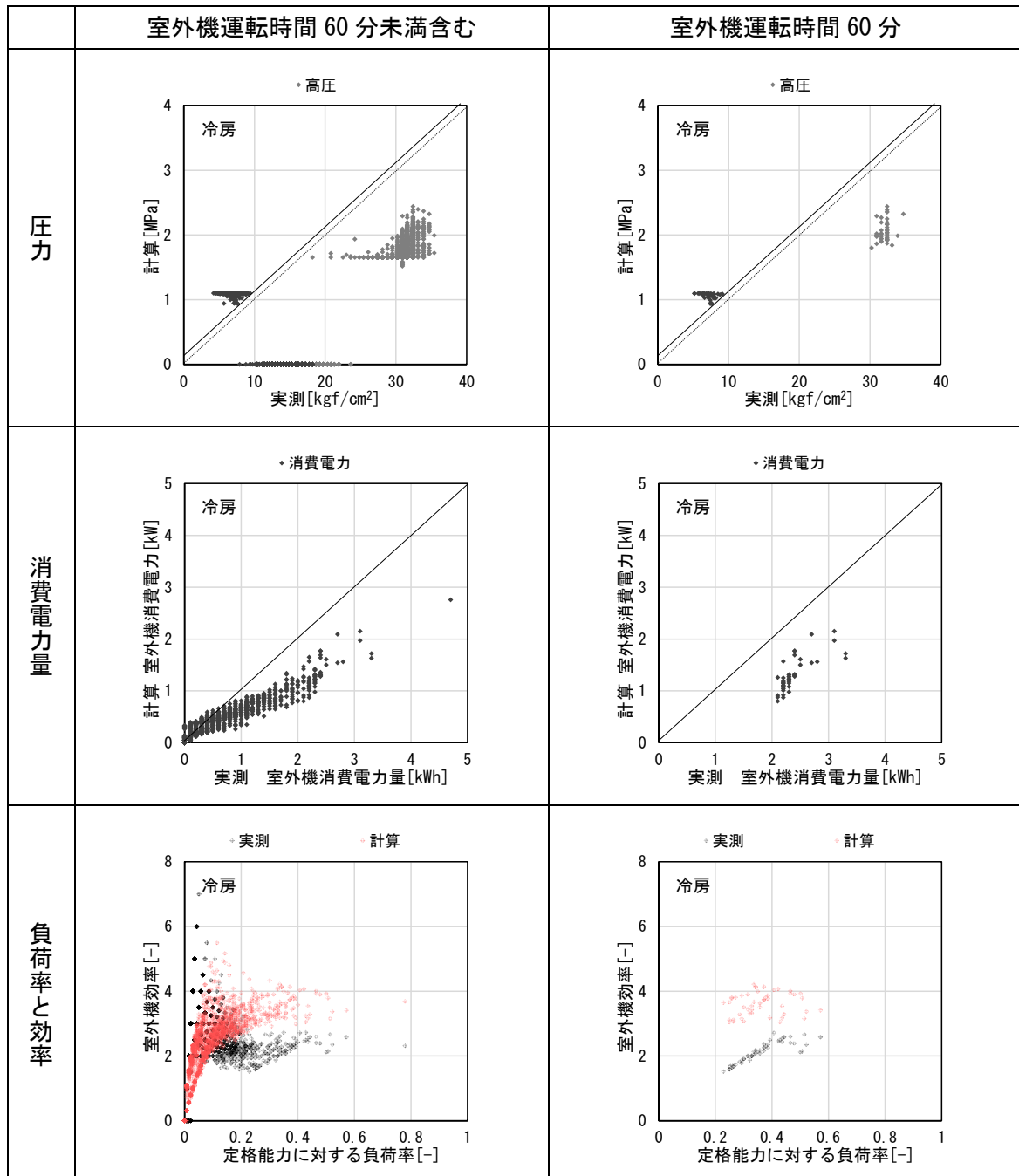


※実測結果合計 2,274kWh、計算結果合計 1,593kWh

図 1.2.4.44 S 施設・室外機 S_02-5 : 実測と計算の比較 (暖房時)

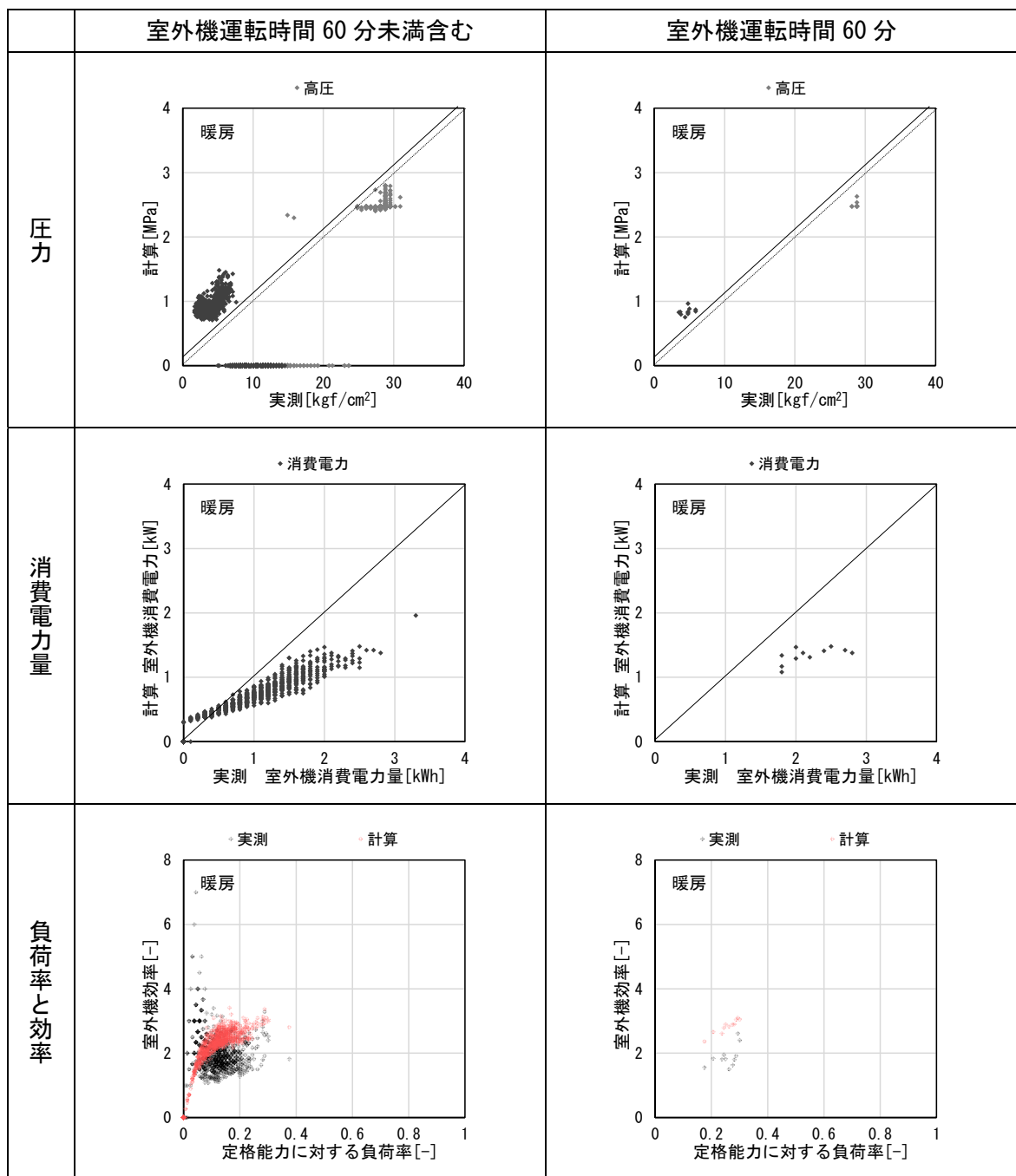
d.3 室外機 S_02-4 : 圧縮機 1 台冷暖切替機、冷房時・暖房時の実測の効率が低い室外機系統 S 施設の室外機 S_02-4 について、実測と計算の比較結果を冷房時は図 1.2.4.45、暖房時は図 1.2.4.46 に示す。

室外機 S_02-4 は、圧縮機 1 台の冷暖切替機の室外機系統である。実測結果で、冷房時、暖房時ともに圧力差が大きく効率が低い傾向が見られる。室外機ファン発停の判定の影響が大きいと考えられるが、低負荷時に実測よりも計算の効率が低い。



※実測結果合計 1,052kWh、計算結果合計 799kWh

図 1.2.4.45 S 施設・室外機 S_02-4 : 実測と計算の比較 (冷房時)



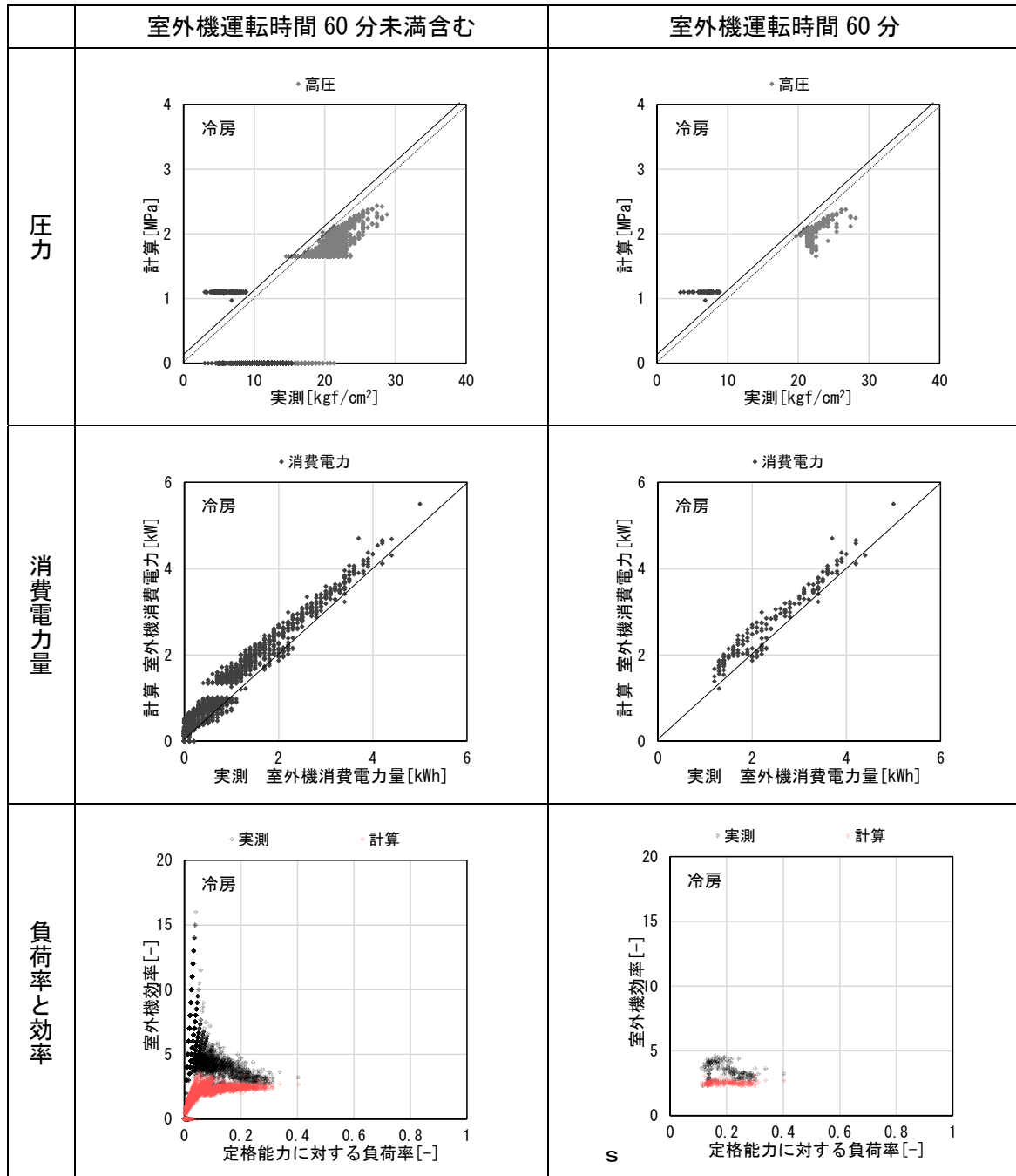
※実測結果合計 930kWh、計算結果合計 655kWh

図 1.2.4.46 S 施設・室外機 S_02-4 : 実測と計算の比較 (暖房時)

d.4 室外機 N_07-2 : 圧縮機 2 台冷暖同時機、低負荷時の実測の効率が低い室外機系統

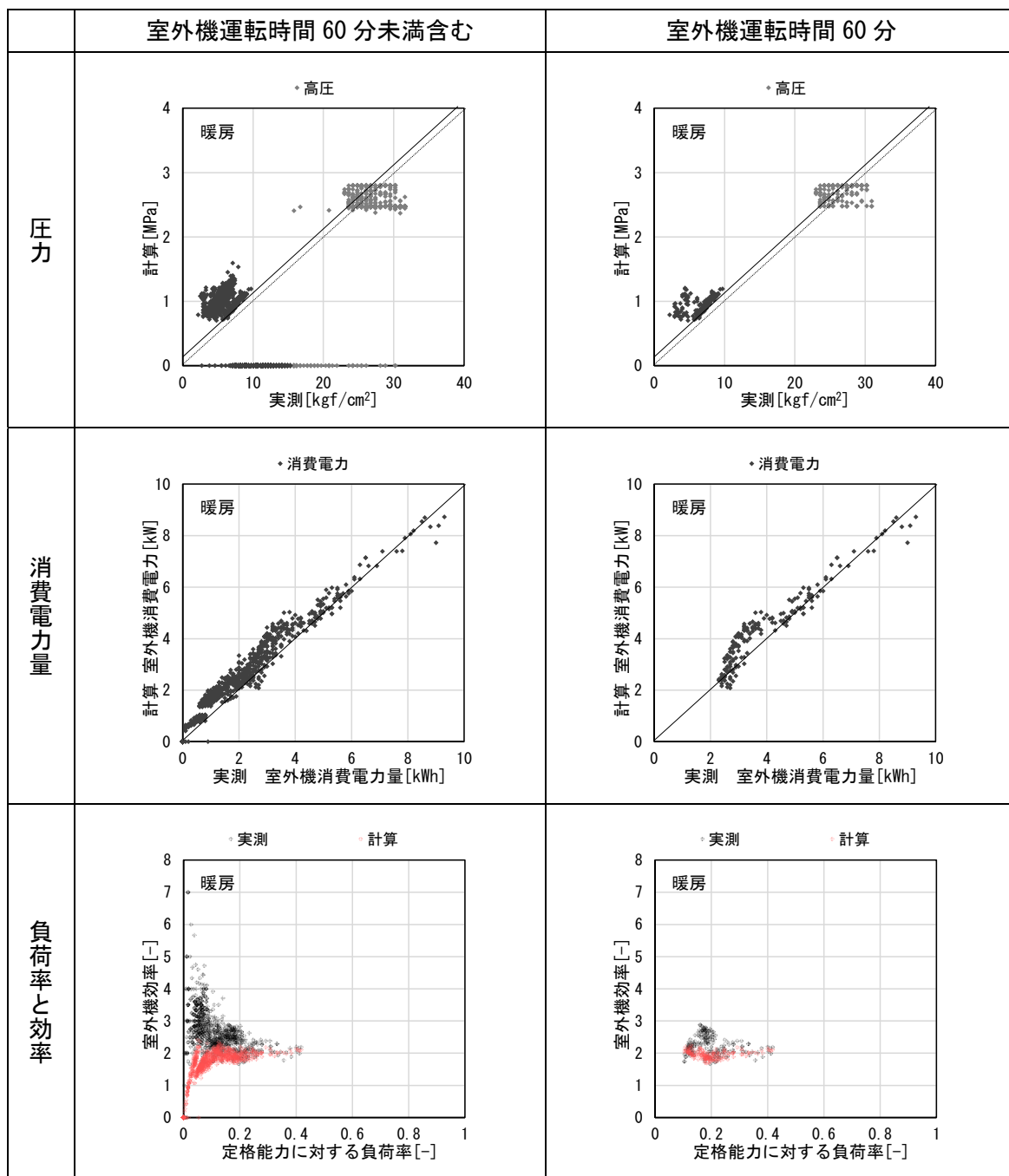
N ビルの室外機 N_07-2 について、実測と計算の比較結果を冷房時は図 1.2.4.47、暖房時は図 1.2.4.48 に示す。

室外機 N_07-2 は、圧縮機 2 台の冷暖同時機であり、低負荷時に圧縮機が 1 台で稼動する様子が確認されている室外機系統である。消費電力のグラフで、計算が 1kW 程度で不連続となるが、圧縮機台数制御の影響と考えられる。低負荷時に実測よりも計算の効率が低めである。



※実測結果合計 1,983kWh、計算結果合計 3,058Wh

図 1.2.4.47 N ビル・室外機 N_07-2 : 実測と計算の比較 (冷房時)



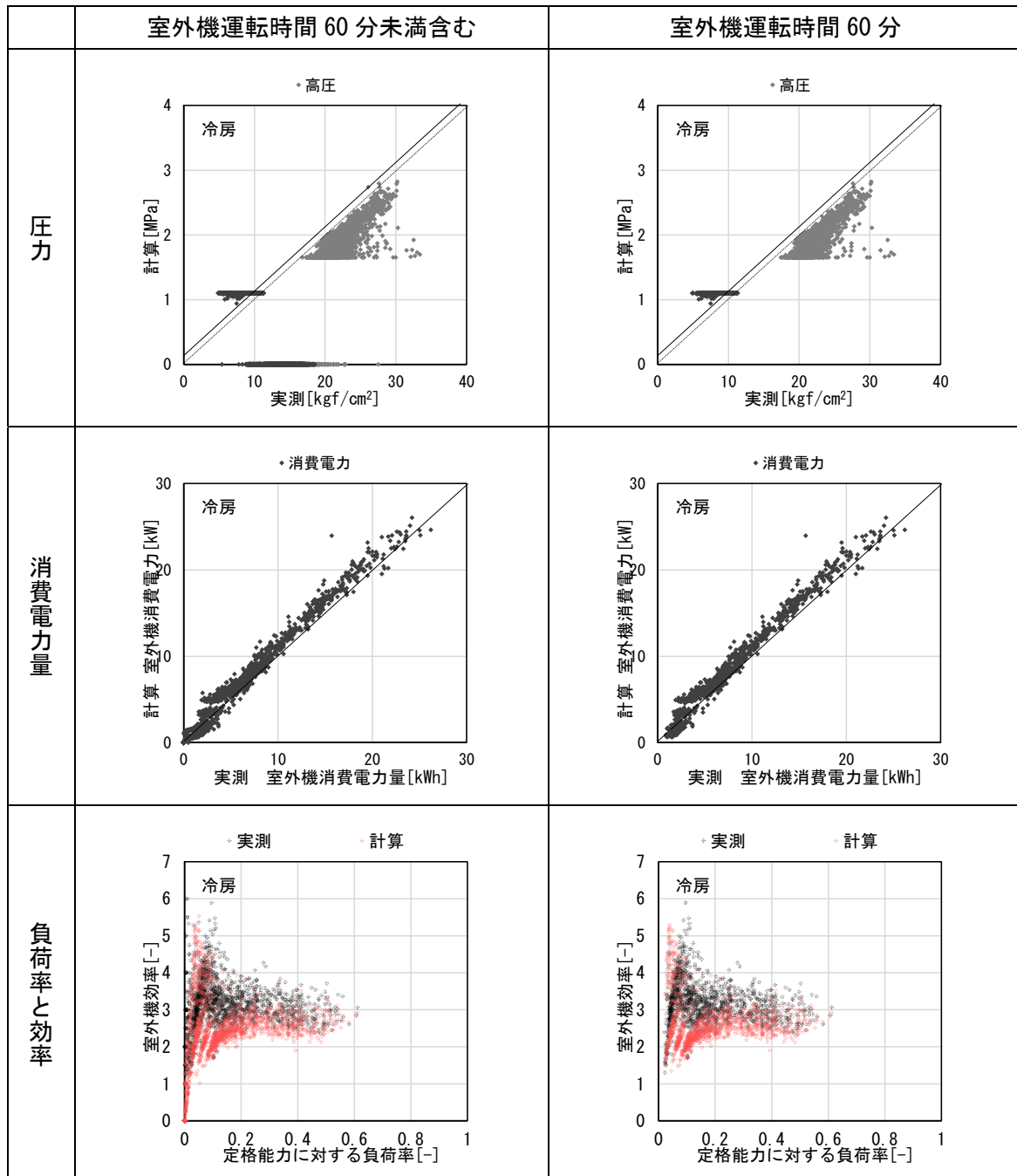
※実測結果合計 1,706kWh、計算結果合計 2,119Wh

図 1.2.4.48 N ビル・室外機 N_07-2 : 実測と計算の比較 (暖房時)

d.5 室外機 T_02-1 : 圧縮機 3 台冷暖切替機、暖房時の実測の効率が低い室外機系統

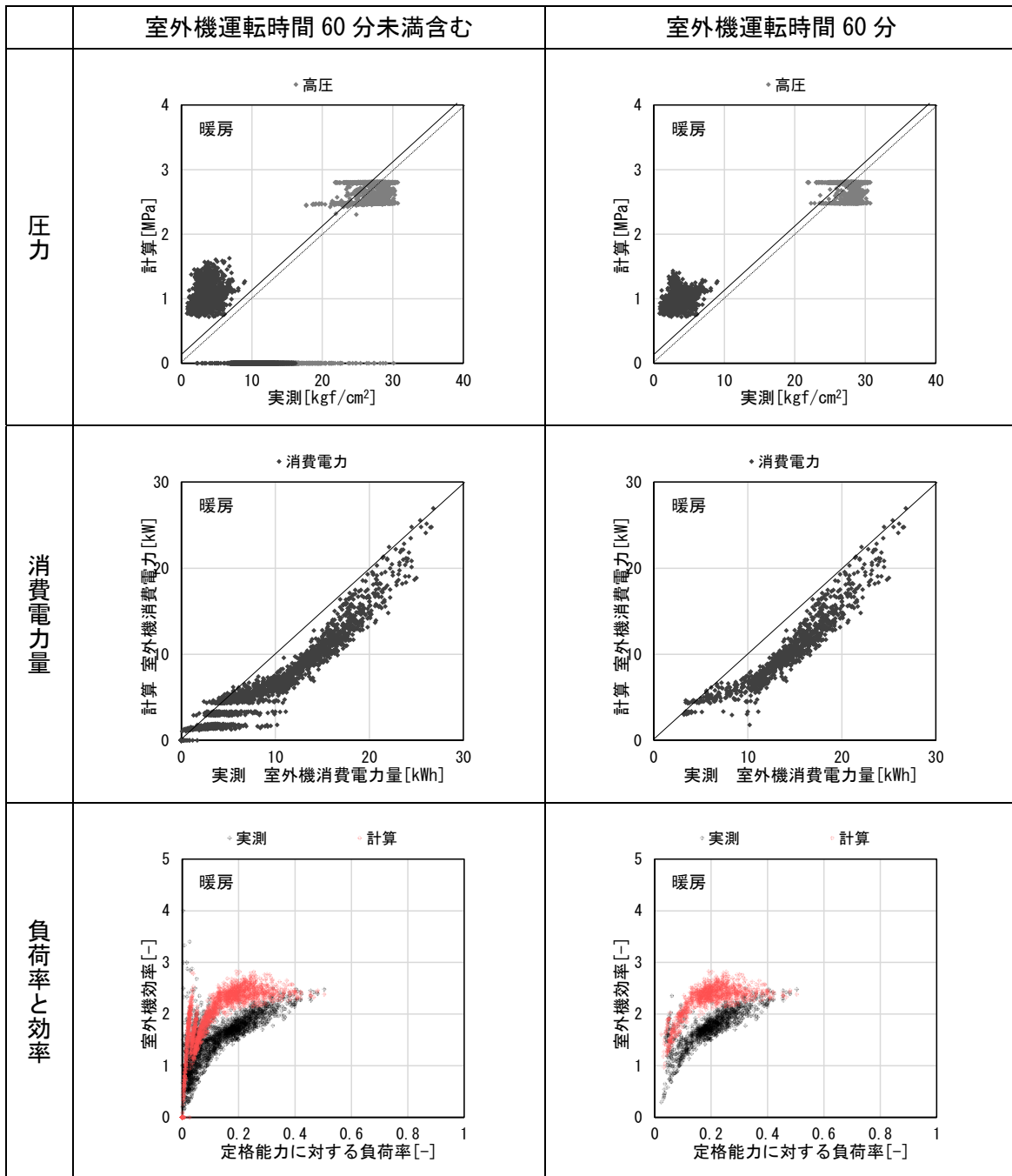
T ビルの室外機 T_02-1 について、実測と計算の比較結果を冷房時は図 1.2.4.49、暖房時は図 1.2.4.50 に示す。

室外機 T_02-1 は、3 台の圧縮機からなる冷暖切替機である。実測結果で、暖房時に圧力差が大きく効率が低い傾向が見られる。



※実測結果合計 9,006kWh、計算結果合計 10,140kWh

図 1.2.4.49 T ビル・室外機 T_02-1 : 実測と計算の比較 (冷房時)



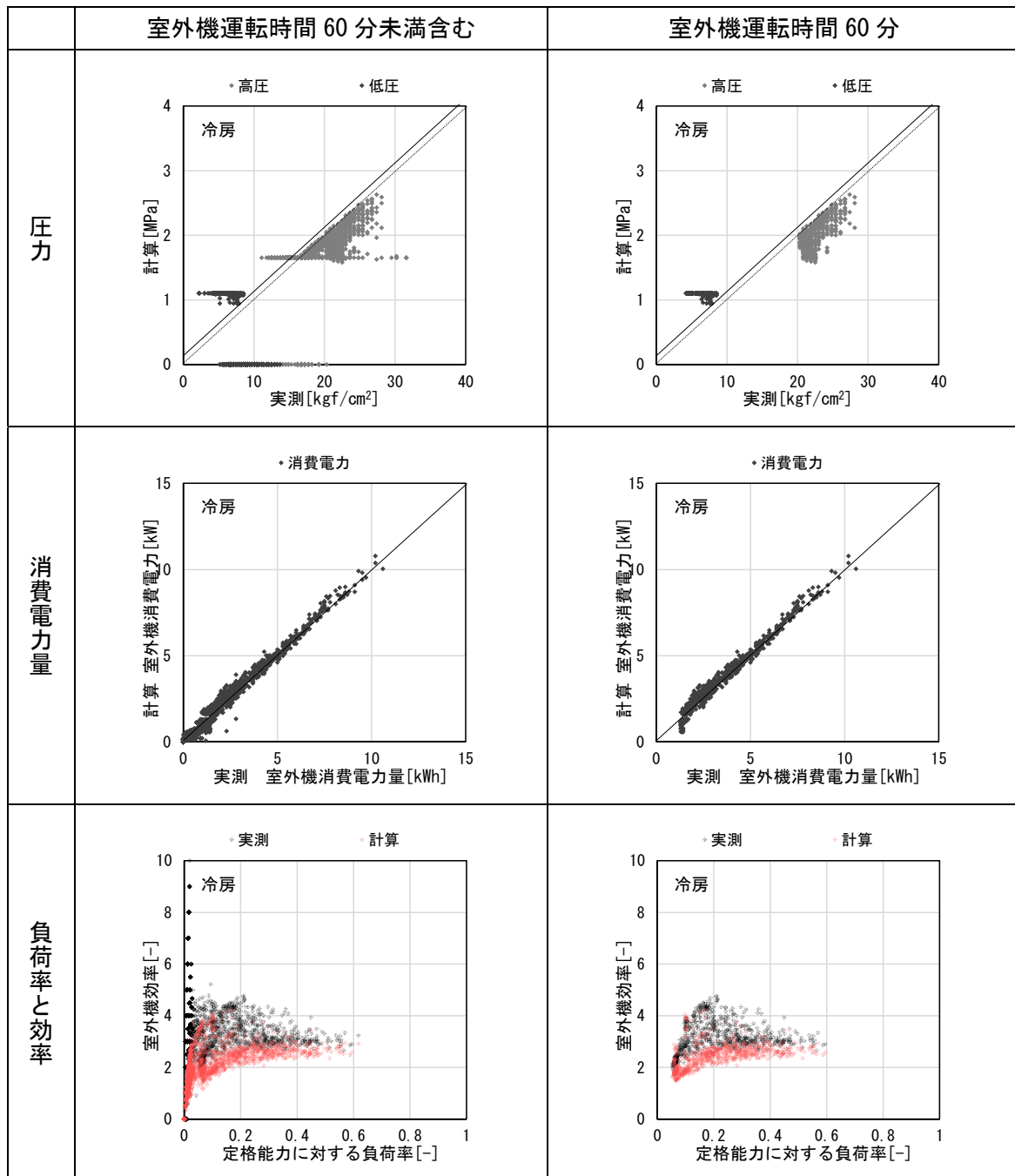
※実測結果合計 19,449kWh、計算結果合計 14,090kWh

図 1.2.4.50 Tビル・室外機 T_02-1 : 実測と計算の比較 (暖房時)

d.6 室外機 H_04-1 : 圧縮機 3 台冷暖同時機、外気処理エアコンを含む室外機系統

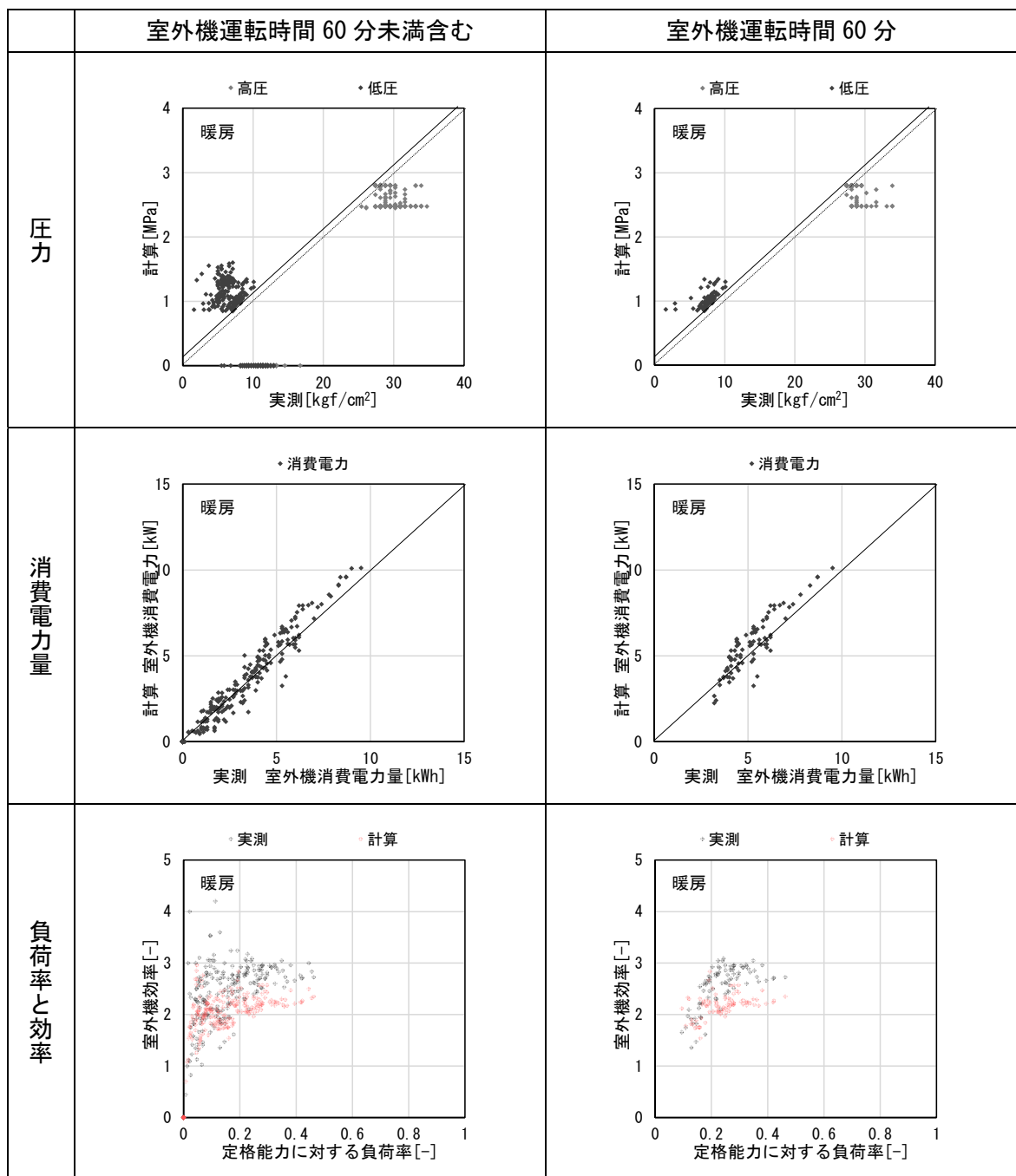
H 店の室外機 H_04-1 について、実測と計算の比較結果を冷房時は図 1.2.4.51、暖房時は図 1.2.4.52 に示す。

室外機 H_04-1 には、外気処理エアコン 1 台含め、6 台の室内機ユニットが接続されている。消費電力の計算結果は、概ね、測定結果を再現している。外気処理エアコンが含まれるが、他の室外機系統と比較して、目立って異なる傾向は見られない。



※実測結果合計 3,472kWh、計算結果合計 3,926Wh

図 1.2.4.51 H 店・室外機 H_04-1 : 実測と計算の比較 (冷房時)



※実測結果合計 754kWh、計算結果合計 803Wh

図 1.2.4.52 H 店・室外機 H_04-1 : 実測と計算の比較 (暖房時)

e. 実測と計算の比較結果の傾向

実測と計算の期間積算の消費電力量は、室外機や、冷房、暖房の別により、大小関係が様々であった。以下の傾向が見られた。

- ・ 全体的に、低負荷時に、発停の判定の影響で、計算で、ファン動力が大きく、効率が低くなりがちである。
- ・ 実測で、冷房時に、圧力差が大きい状態で運転がされている室外機系統では、効率が低めである（S 施設・室外機 S_02-4）。
- ・ 実測で、暖房時に、圧力差が大きい状態で運転がされている室外機系統では、効率が低めである（T ビル・室外機 T_02-1、S 施設・S_02-4、S_02-5）。
- ・ 外気処理エアコンを含む室外機系統でも、他の室外機系統と比較して、目立って異なる傾向は見られない（H 店・室外機 H_04-1）。

(4) 評価モデルの改良

大型の室外機は、22.4～28.0 kW 程度の能力を持つ小型のユニットを複数組み合わせることで1式のシステムとなっている。このような機種では、ある程度まで負荷率が下がると、ユニットが次第に停止していく台数制御が行われる。このとき、負荷率と COP の関係を図 1.2.4.53 のようにモデル化する。

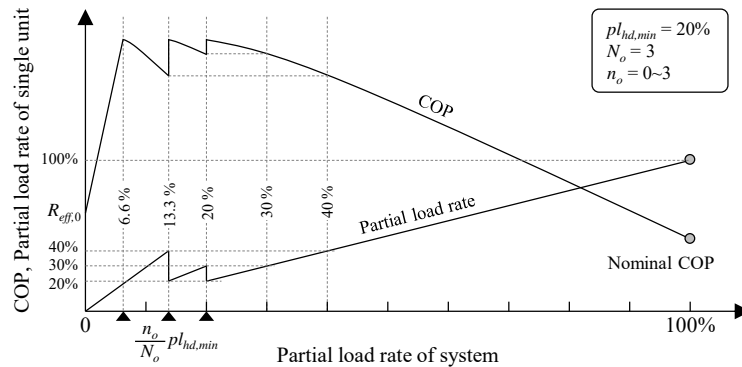


図 1.2.4.53 室外機のユニットの台数制御のモデル化

ユニットの台数を N_o 、稼働しているユニット数を n_o 、容量制御の下限値を $pl_{hd,min}$ とする。なお、製造者の技術資料では容量制御範囲が「5～100 %」というように表現されているが、これは台数制御をした結果の下限値であって、ユニット単体の下限値ではない。仮に3台のユニットで構成されていれば、それぞれのユニットの容量制御範囲は「15～100 %」である。上記の $pl_{hd,min}$ は、この、ユニットとしての容量制御範囲とする。

図 1.2.4.53 は $N_o=3$ 、 $pl_{hd,min}=20\%$ の場合の結果である。

負荷率を 100 % から下げていくと、伝熱面積に余裕が生まれるため、COP は向上する。負荷率が 20 % まで下がると、連続運転ができなくなるため、3 台の内の 1 台を停止させて、2 台稼働となる。2 台になると 1 台あたりの負荷は大きくなるため、負荷率は 30 % まで上がり、COP は 30 % 負荷の値まで低下する。

さらに負荷率を下げていくと再び COP が高まるが、負荷率 13.3 % の点で、2 台でも連続運転ができなくなる。1 台を停止させると、最後の 1 台の負荷率は 40 % まで上がり、COP は 40 % 負荷の点まで低下する。さらに負荷率を下げていくと再び COP が高まるが、負荷率 6.6 % の点で、連続運転ができなくなり、発停運転に入る。COP は急速に低下する。運転台数に変化する負荷率は式(1.2.4.4)で計算できる。

$$\frac{n_o}{N_o} pl_{hd,min} \quad \text{式(1.2.4.4)}$$

なお、現実の室外機は、例えば 35.0 kW×2 台+28.0 kW×1 台、というように、異なる容量のユニットが組み合わせられていて、厳密には式(1.2.4.4)は成立しない。しかし、概ね同容量とみなせるので、本モデルでは式(1.2.4.4)で計算することとする。

台数制御によってユニットが停止した場合、ユニットのファンも停止する。

(5) 課題の解決策の提案と効果の試算

i) 稼働実態調査結果より把握される課題と改善策

a. 目的

実物件におけるビル用マルチエアコンの挙動を測定し、実稼働状態における課題を把握した。得られた課題を、可能なものについては計算モデルを用いた検討を経て、設計法等へ反映する。

b. 課題と改善策

設計、運用、機器開発・制御の各段階に関して、実測により把握された課題とその改善策を整理する。以下の各項目について、次頁以降で詳細を記述する。

1) 設計に係る課題

- ・ 冷暖同時運転
- ・ 低負荷での運転（室の接続の影響）
- ・ 低負荷での運転（室外機の容量の影響）
- ・ 高負荷での運転
- ・ 外気処理

2) 運用に係る課題

- ・ 冷暖同時運転
- ・ 設定温度
- ・ 外調機の運転状況
- ・ 勤務時間外の運転

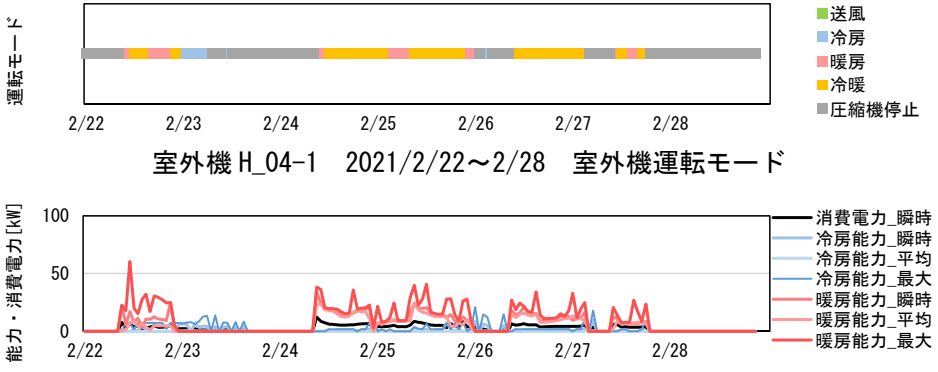
3) 機器開発・制御に係る課題

- ・ 圧縮機台数
- ・ 凝縮温度
- ・ 外気温度が低いときの効率

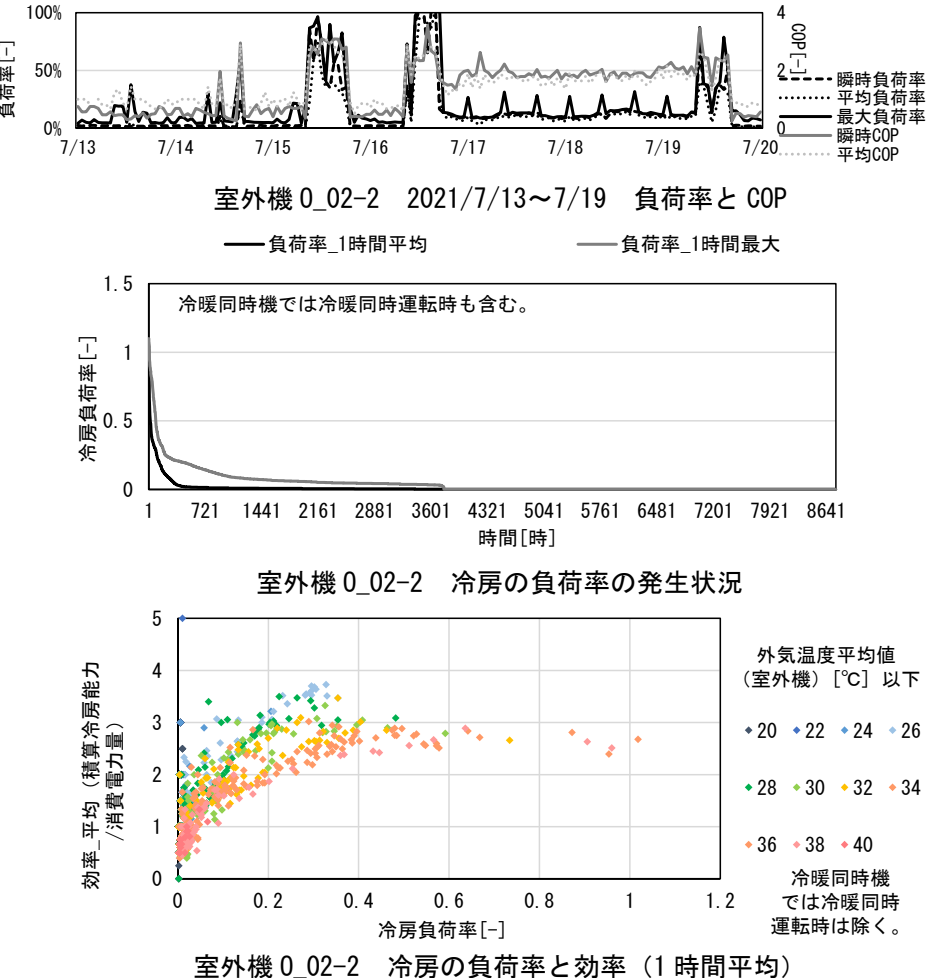
b.1 設計に係る課題

b.1.1 冷暖同時運転

直膨コイル付き全熱交換器を含む室外機系統の課題は外気処理の方に記述。

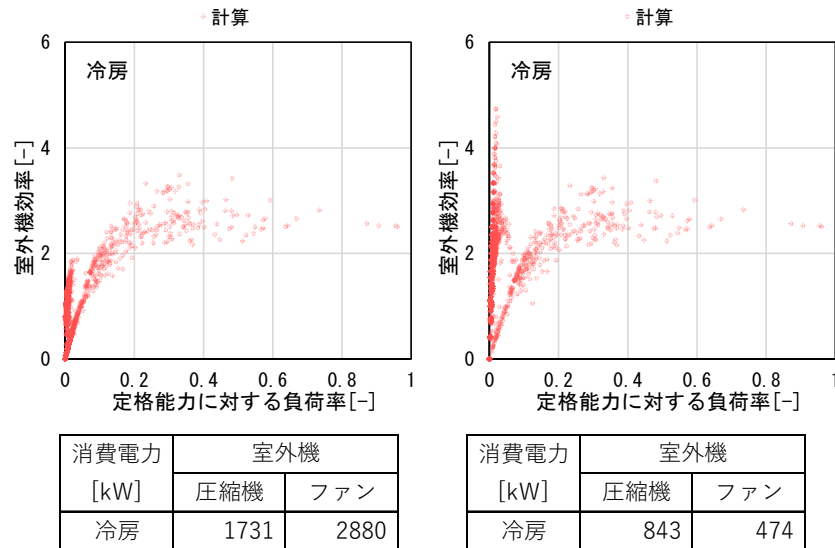
課題	冷房と暖房の負荷が相殺されているものの、負荷率やスケジュールの点から系統分けを変更した方が良い可能性がある室外機系統がある。
実測での例	<p>室外機 H_04-1 サーバー室</p> <p>冬期に、個室が接続された室外機では暖房需要と冷房需要が相殺され、適切に稼働していると考えられる。1 台の室内機がサーバー室の負荷を処理している模様であり、冬期にも長時間、冷房需要が生じている。ただし、サーバー室の負荷の処理のために、低負荷で稼働している時間帯も見らる。</p>  <p>室外機 H_04-1 2021/2/22~2/28 室外機運転モード</p> <p>室外機 H_04-1 2021/2/22~2/28 処理熱量と消費電力</p>
実測での発生状況	実測対象物件の室外機系統で、明確に冷房と暖房の負荷が同時に発生するのは、上述の室外機 H_04-1 の通り、冬期に、サーバー室の冷房需要と他の用途の室の暖房需要が同時発生する場合である。実測対象物件の他のサーバー室の室外機系統について、W ビルの室外機系統は、サーバー室専用である。0 ビルの室外機 0_02-2 は、冷暖切替機である。
考えられる要因	運転スケジュールの異なるサーバー室と他の室を、同一の室外機系統として設計している。
改善策	サーバー室に設置された室内機を別の室外機系統とすることで、低負荷、低効率での運転を回避できると考えられる。
効果の計算結果	冷暖同時運転時について、長期計測では、1 時間の平均の積算冷房能力と積算暖房能力がそれぞれ得られていないため、計算による改善効果の確認は難しい。

b.1.2 低負荷での運転（室の接続の影響）

課題	負荷率やスケジュールの点から系統分けを変更した方が良い室外機系統がある。
実測での例	<p>室外機 0_02-2 事務室・サーバー室</p> <p>常時運転の室内機が含まれることで、低負荷での運転が生じている。7月15日と16日に高い負荷率での運転が長時間発生しており、16日に期間の最大負荷率を示すが、これらの日を除いては、高い負荷率が長時間連続して発生することは少ない。夜間等に少ない室内機台数での運転が生じており、低負荷、低効率での運転となっている。</p>  <p>室外機 0_02-2 2021/7/13~7/19 負荷率と COP</p> <p>— 負荷率_1時間平均 — 負荷率_1時間最大</p> <p>冷暖同時機では冷暖同時運転時も含む。</p> <p>室外機 0_02-2 冷房の負荷率の発生状況</p> <p>効率_平均(積算冷房能力/消費電力量)</p> <p>室外機 0_02-2 冷房の負荷率と効率 (1時間平均)</p> <p>外気温度平均値(室外機) [°C] 以下</p> <ul style="list-style-type: none"> ● 20 ● 22 ● 24 ● 26 ● 28 ● 30 ● 32 ● 34 ● 36 ● 38 ● 40 <p>冷暖同時機では冷暖同時運転時は除く。</p>
実測での発生状況	<p>図面よりサーバー室の存在が確認されるのは、H店、Oビル、Wビルである。</p> <p>Wビルの室外機系統は、サーバー室専用である。</p> <p>Oビルの室外機 0_02-2 については、上述の通り。</p> <p>H店の室外機 H_04-1 では、室内機とサーバー室の室内機が同一の室外機系統に接続されている。冬期に暖房需要と冷房需要が相殺される一方で、サーバー室の室内機の影響で、低負荷での運転が生じている。</p>
考えられる要因	<p>運転スケジュールの異なる事務室とサーバー室を、同一の室外機系統として設計している。</p>
改善策	<p>サーバー室に設置された室内機を別の室外機系統とすることで、低負荷、低効率での運転を回避できると考えられる。</p>

効果の計算結果

室外機 0_02-2 について、サーバー室の室内機（冷房能力 2.8kW）を分離して、試算した。分離後は、サーバー室以外の室内機は室外機 0_02-2（定格冷房能力 50.0kW、ファン電動機出力 1.34kW）に接続し、サーバー室の室内機は定格冷房能力 10.0kW（ファン電動機出力 0.14kW）に接続する想定とした。サーバー室の室外機系統は、長期計測調査対象の室外機のうち、容量が小さく、計算が可能なもので、店舗・オフィス用マルチエアコンである。なお、室外機 0_02-2 と同一シリーズの機種は定格冷房能力 22.4kW 以上であり、0 ビルのサーバー室の室外機系統で定格冷房能力 10.0kW の機種もあるが中間性能が公表されていない。室外機系統の分離により、冷房の期間積算の室外機電力消費量は 4612kWh から 1317kWh に減少した。ファン消費電力が大きく影響している。また、室内機消費電力についても、計算では室外機運転時には全ての室内機で消費電力が発生するため、室外機系統の分離により消費電力が抑えられる。



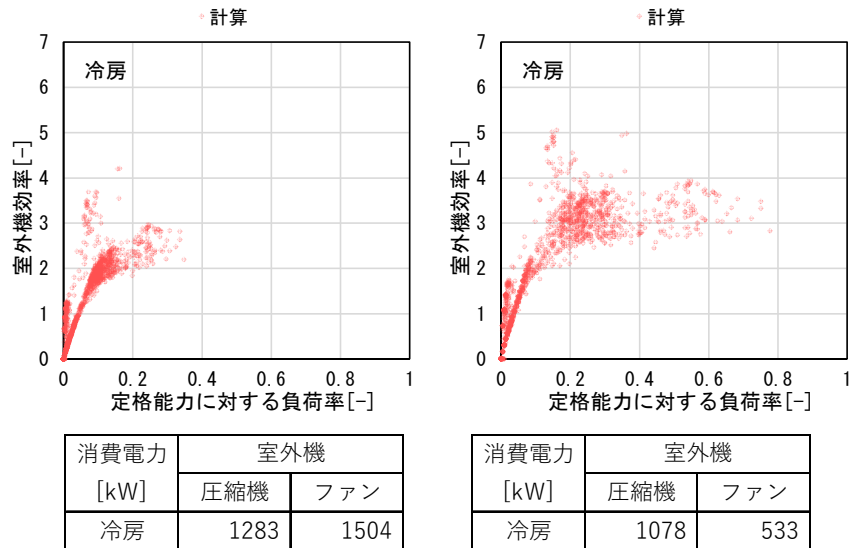
※負荷率は 50.0kW に対して

室外機 0_02-2 （左）室外機系統分離なし （右）室外機系統分離

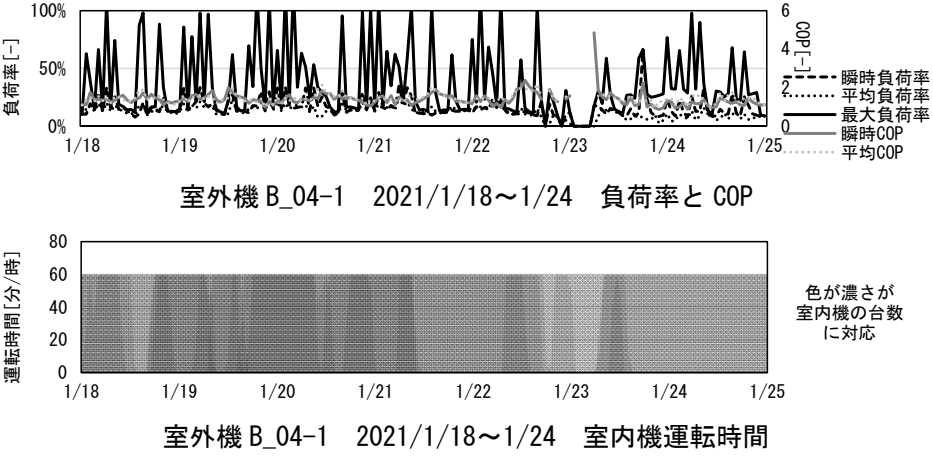
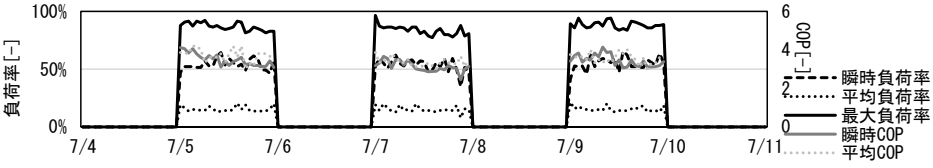
b.1.3 低負荷での運転（室外機の容量の影響）

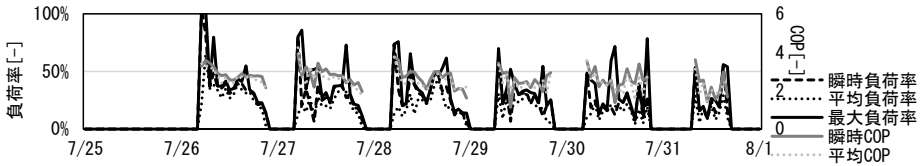
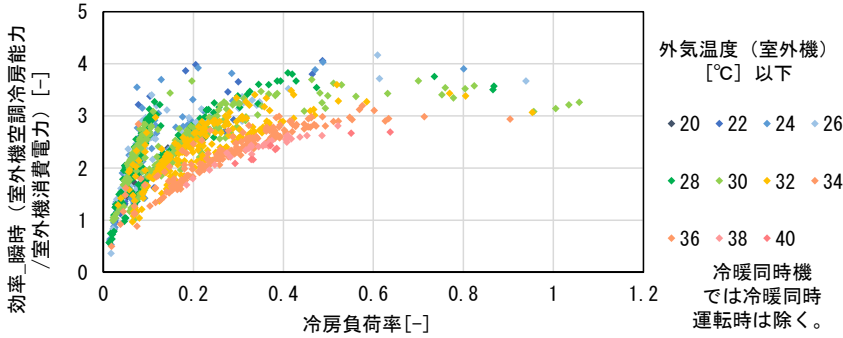
課題	室の同時使用率が低い室外機系統がある。
実測での例	<p>室外機 0_02-1 会議室・休憩室・ロッカー室・仮眠室等</p> <p>高負荷率での運転が少なく、低負荷での運転が多い。8月26日に期間の最大負荷率62%を示す。</p> <p>室外機 0_02-1 2021/8/24~8/30 負荷率と COP</p> <p>室外機 0_02-1 2021/8/24~8/30 室内機運転時間</p> <p>室外機 0_02-1 冷房の負荷率の発生状況</p>
実測での発生状況	<p>以下の室外機系統等。ただし、低負荷時に圧縮機台数を絞った運転がされている室外機系統では、必ずしも効率の低下は見られない。</p> <p>室外機 0_02-2 事務室・サーバー室</p> <p>室外機 0_03-1 会議室・仮眠室等</p> <p>室外機 0_04-1 応接室・仮眠室・更衣室等</p> <p>室外機 0_04-2 ロッカー室・仮眠室等</p> <p>室外機 0_04-3、室外機 0_05-3</p> <p>室外機 S_01-1 面談室・診察室等</p>
考えられる要因	<p>同時使用率の低い室内機の組合せと、室外機容量の選定が影響していると推察される。この室外機系統の室内機は、会議室、休憩室、ロッカー室、仮眠室等に設置されており、運転スケジュールにばらつきがあると考えられる室の組合せとなっている。</p>
改善策	<p>室の同時使用率を考慮することで、低負荷、低効率での運転を回避できると考えられる。</p>
効果の計算結果	<p>室外機 0_04-2 の定格冷房能力 50.0kW（ファン電動機出力 1.34kW）より能力の小さ</p>

い、同一シリーズの 22.4kW（ファン 0.46kW）の機種で試算したところ、冷房の期間積算の室外機電力消費量は 2787kWh から 1610Wh に減少した。ファン消費電力が大きく影響している。定格効率を揃えた上で、定格能力のみを変更した計算を行う方法も考えられるが、中間性能の与え方や、圧縮機とファンの消費電力の扱いが難しい。



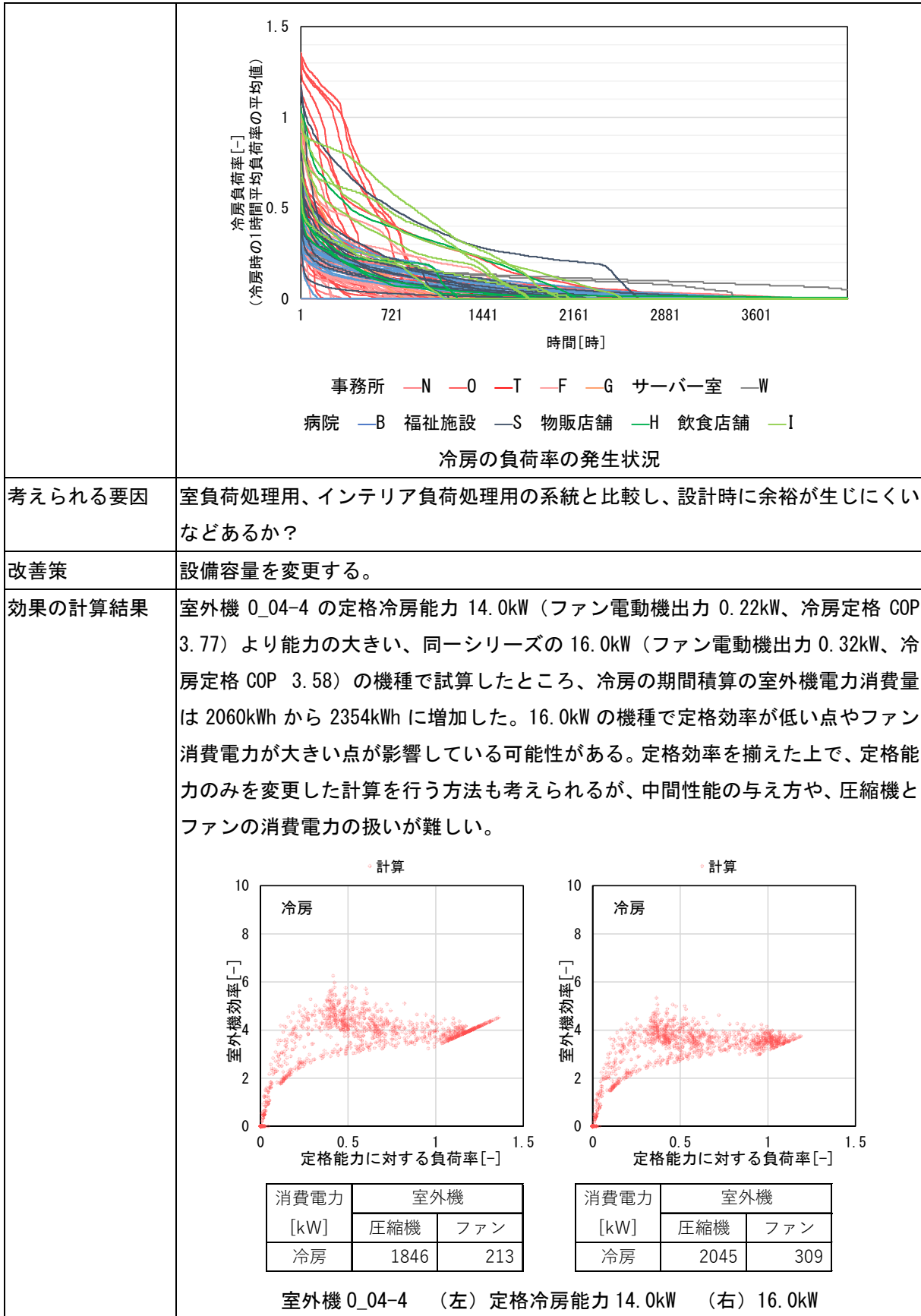
室外機 0_04-2 （左）定格冷房能力 50.0kW （右） 24.4kW

課題	最大負荷率が高く平均負荷率は低い室外機系統がある。
実測での例	<p>室外機 B_04-1 病室・院長室・廊下等</p> <p>最大負荷率が高いが、平均負荷率は低い室外機系統。1月20日に期間の最大負荷率119%を示す。一方、平均負荷率は50%未満で推移する時間が長い。室内機は、常時運転している室内機と、運転停止の時間帯を含む室内機に分けられるが、短時間で運転と停止が発生するものではない。</p>  <p>室外機 B_04-1 2021/1/18~1/24 負荷率と COP</p> <p>室外機 B_04-1 2021/1/18~1/24 室内機運転時間</p> <p>室外機 W_30-1 サーバー室</p> <p>平均負荷率が低く、1時間隔のデータの最大と平均の冷房処理熱量の差が大きい。最大冷房処理熱量は、平均負荷率が低いところを1時間のうち一部の時間帯のみ室外機が稼動して処理する影響、もしくは油戻し運転の影響の可能性があるため、設備容量低減の余地があると考えられる。</p>  <p>室外機 W_30-1 2021/7/4~7/10 負荷率と COP</p>
実測での発生状況	物件 N の最大処理能力を把握可能な室外機（特に N_01-1 等）、物件 F の室外機、物件 W の室外機、物件 B の多数の室外機（特に B_04-1、B_04-2 等）、物件 S の多数の室外機（特に S_01-3、S_02-4 等）等。
考えられる要因	運転スケジュールの異なる事務室とサーバー室を、同一の室外機系統として設計している。
改善策	平均負荷率で設備容量を決定するようにする。冷房時には、油戻し運転が影響する最大負荷率は無視する。
効果の計算結果	平均負荷率で評価を行うため、扱いは、室の同時使用率が低い室外機系統と同様。

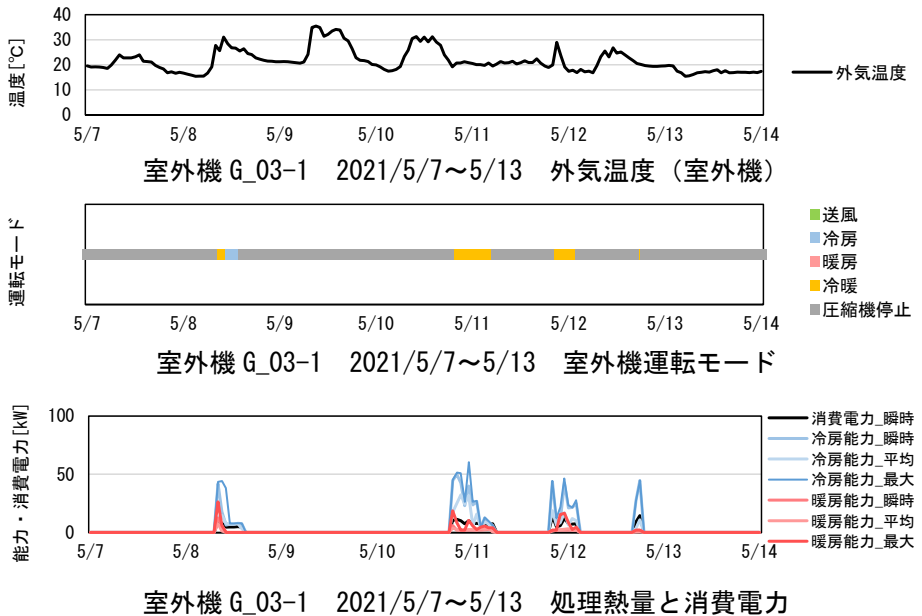
課題	負荷率が立ち上がりのみ高い室外機系統がある。
実測での例	<p>室外機 G_11-1 事務室</p> <p>朝の冷房運転開始時に、大きな立ち上がり負荷が生じる傾向が見られる。特に、休日明けにその傾向が強く、夏期休暇と推察される5日間の運転停止の後、7月26日朝の立ち上がり時に期間最大の処理熱量が生じている。</p>  <p style="text-align: center;">室外機 G_11-1 2021/7/25~7/31 負荷率と COP</p>  <p style="text-align: center;">室外機 G_11-1 全測定期間についての冷房の負荷率と効率（瞬時）</p>
実測での発生状況	多くの室外機（例：室外機 F_05-2、G_09-1、G_10-1、G_11-1 等）。
考えられる要因	短時間で立ち上がり負荷を処理する運用の影響と推察される。
改善策	予冷時間を長くすることで、最大負荷を低減できると考えられる。
効果の計算結果	—

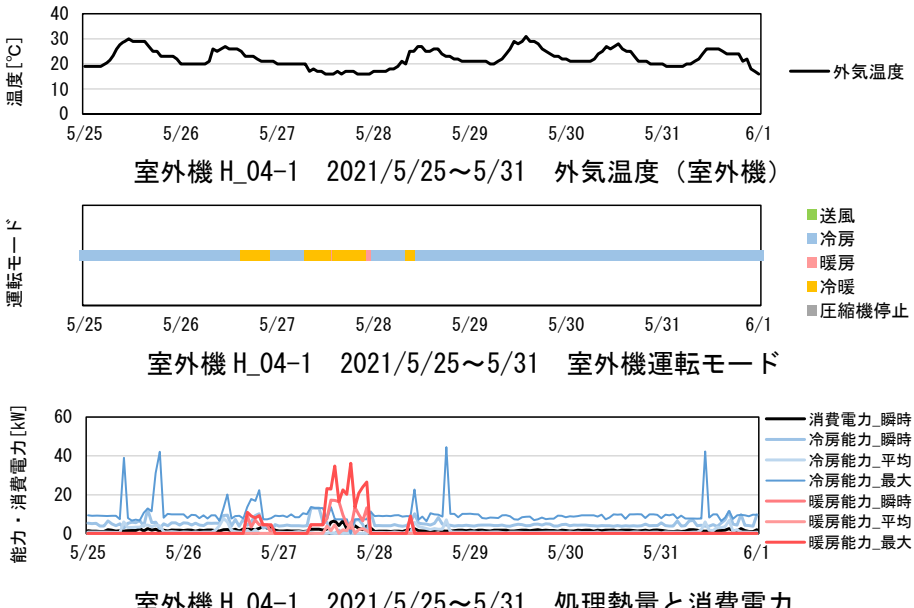
b.1.4 高負荷での運転

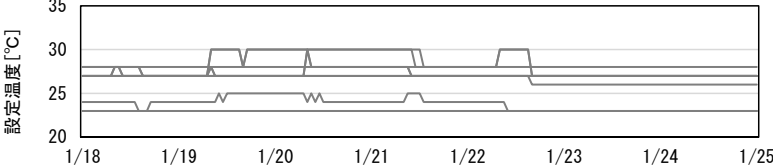
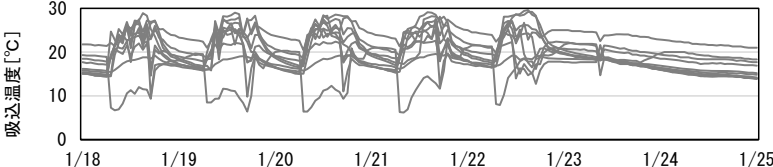
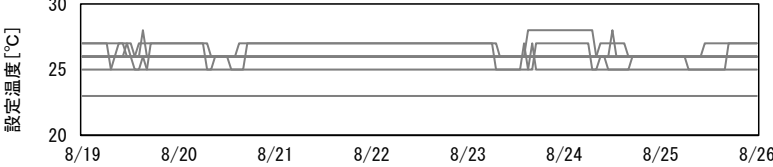
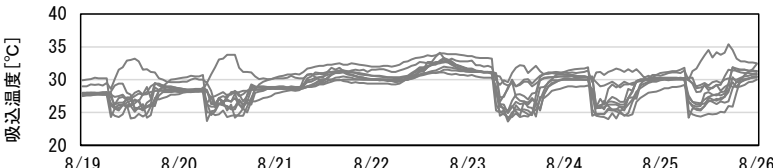
課題	高負荷の効率が落ちる領域での運転が多い室外機系統がある。
実測での例	<p>室外機 0_04-4 廊下・エレベーターホール</p> <p>室外機 0_04-4 2021/8/25~8/31 負荷率と COP</p> <p>— 負荷率_1時間平均 — 負荷率_1時間最大</p> <p>冷暖同時機では冷暖同時運転時も含む。</p> <p>室外機 0_04-4 冷房の負荷率の発生状況</p> <p>効率_平均 (積算冷房能力 / 消費電力量)</p> <p>外気温度平均値 (室外機) [°C] 以下</p> <ul style="list-style-type: none"> ◆ 20 ◆ 22 ◆ 24 ◆ 26 ◆ 28 ◆ 30 ◆ 32 ◆ 34 ◆ 36 ◆ 38 ◆ 40 <p>冷暖同時機では冷暖同時運転時は除く。</p> <p>室外機 0_04-4 冷房の負荷率と効率 (1 時間平均)</p>
実測での発生状況	<p>高負荷率の運転が長時間継続する室外機系統の割合は低い。</p> <p>目立って高負荷率の運転が多い室外機系統は以下。</p> <p>外気調和用の室外機 I_0A-1</p> <p>廊下・エレベーターホールの空調用の室外機 0_04-4、0_02-5、0_03-4、0_04-4、0_05-4、0_06-4</p> <p>廊下・共用部の空調用の室外機 S_02-6</p> <p>室負荷処理用の室外機 0_03-3、S_02-6、H_02-1、I_01-1、I_04-1</p>



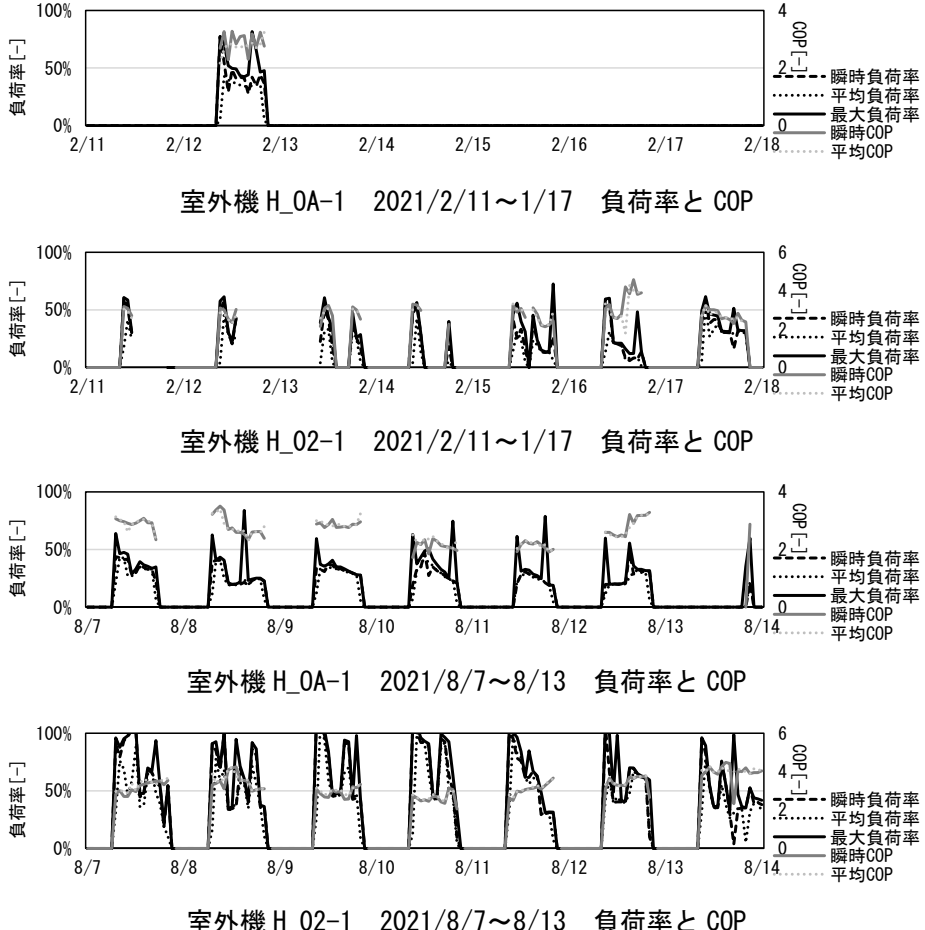
b.1.5 外気処理

課題	夏期・中間期に直膨コイル付き全熱交換器の直膨コイルで不必要と考えられる給気加熱が生じている室外機系統がある。
実測での例	<p>室外機 G_03-1 事務室（直膨コイル付き全熱交換器含む）</p> <p>外気処理用と室負荷処理用の室内機の両方が接続されている冷暖同時機で、中間期や夏期に、直膨コイル付き全熱交換器で加熱が生じ、他の室内機で冷房需要が生じている。冷暖同時運転時には、室外機での処理熱量が小さくても、圧縮機前後の圧力差が大きい傾向が見られるため、冷暖同時運転とすることによる冷房処理負荷の差以上に、室外機での消費電力が増加している可能性がある。</p> <p>なお、Gビルでは、測定開始から8月28日に設定変更が行われるまで、全熱交換器ユニットが、室外機 G_03-1 では暖房、他の3台の室外機では送風モードとなっている。自動モードへ設定が変更され、変更直後の時期は冷房運転となる。</p>  <p>The figure contains three charts for outdoor unit G_03-1 from 2021/5/7 to 5/13:</p> <ul style="list-style-type: none"> Top Chart: Outdoor temperature (°C) fluctuates between approximately 15°C and 35°C. Middle Chart: Outdoor unit operation mode. Legend includes: 送風 (Blow), 冷房 (Cooling), 暖房 (Heating), 冷暖 (Cooling/Heating), and 圧縮機停止 (Compressor stop). The unit is mostly in '冷暖' mode, with some '送風' and '暖房' periods. Bottom Chart: Heat load and consumption power (kW). Legend includes: 消費電力_瞬時 (Instantaneous power), 冷房能力_瞬時 (Instantaneous cooling capacity), 冷房能力_平均 (Average cooling capacity), 冷房能力_最大 (Maximum cooling capacity), 暖房能力_瞬時 (Instantaneous heating capacity), 暖房能力_平均 (Average heating capacity), and 暖房能力_最大 (Maximum heating capacity). It shows peaks in both cooling and heating capacity during the period.
実測での発生状況	<p>室内機 G_03-1。</p> <p>実測対象物件で、直膨コイル付き全熱交換器を含む系室外機系統は、Gビルの室外機系統である。直膨コイル付き全熱交換器は、8/28の途中まで、室外機 G_03-1 は暖房モード、他の3系統は送風モードである。8/28の途中から自動モードで冷房となる。</p>
考えられる要因	室内機と直膨コイルの運転の制御が独立していることが影響していると考えられる。
改善策	室内機と直膨コイルの制御を連携し、外気温度が低くて取入れ外気の気流による不快感が問題となる時期ではない中間期や夏期に、冷房室負荷が発生している際に設定温度や室温より温度の低い外気を熱交換や直膨コイルによる加熱を行わずに導入することで、冷房室負荷の削減が期待される。
効果の計算結果	夏期・中間期の不必要な給気加熱を目視で判断して処理熱量を無視する（冷房負荷もあわせて低減するか）。別の室外機系統とした場合の計算を行う。

課題	中間期に外気処理エアコンで不必要と考えられる給気加熱が生じている室外機系統がある。
実測での例	<p>室外機 H_04-1 物販店舗・会議室・倉庫等（外気処理エアコン含む）</p> <p>外気処理用と室負荷処理用の室内機の両方が接続されている冷暖同時機で、外気温度が低下した5月27日に、加湿有タイプの外気処理エアコンで暖房、他の室内機で冷房の需要が生じ、冷暖同時運転が行われている。加熱が生じる時間帯に高圧圧力が上昇し、エネルギー消費量も増加する。一方で、外気湿度は把握できていないものの、外気温度と冷房需要発生状況からすると、建物使用者の加熱の要望があるとは考えにくい。</p>  <p>The figure consists of three vertically stacked line and bar charts for outdoor unit H_04-1 from May 25 to June 1, 2021.</p> <ul style="list-style-type: none"> Top Chart: 室外機 H_04-1 2021/5/25~5/31 外気温度 (室外機) <ul style="list-style-type: none"> Y-axis: 温度 [°C] (Temperature [°C]) from 0 to 40. X-axis: 5/25 to 6/1. Legend: 外気温度 (Outdoor Air Temperature). Shows a fluctuating line between approximately 15°C and 30°C. Middle Chart: 室外機 H_04-1 2021/5/25~5/31 室外機運転モード <ul style="list-style-type: none"> Y-axis: 運転モード (Operation Mode). X-axis: 5/25 to 6/1. Legend: 送風 (Fan), 冷房 (Cooling), 暖房 (Heating), 冷暖 (Cool/Heat), 圧縮機停止 (Compressor Stop). Shows a bar chart where the unit is mostly in '送風' mode, with some '冷暖' and '暖房' periods between May 27 and 29. Bottom Chart: 室外機 H_04-1 2021/5/25~5/31 処理熱量と消費電力 <ul style="list-style-type: none"> Y-axis: 能力・消費電力 [kW] (Capacity/Consumption Power [kW]) from 0 to 60. X-axis: 5/25 to 6/1. Legend: 消費電力_瞬時 (Instantaneous Consumption Power), 冷房能力_瞬時 (Instantaneous Cooling Capacity), 冷房能力_平均 (Average Cooling Capacity), 冷房能力_最大 (Maximum Cooling Capacity), 暖房能力_瞬時 (Instantaneous Heating Capacity), 暖房能力_平均 (Average Heating Capacity), 暖房能力_最大 (Maximum Heating Capacity). Shows multiple lines representing different power and capacity metrics. Heating capacity peaks are visible around May 27-29.
実測での発生状況	室外機 H_04-1。ただし、このような運転が生じている日数は数日程度と限定的であり、改善によるエネルギー消費量削減余地も限定的であると考えられる。実測対象物件は、中小規模の建物が多い点が影響していると考えられる。
考えられる要因	室内機と外気処理エアコンの運転の制御が独立していることが影響していると考えられる。
改善策	室内機と外気処理エアコンの制御を連携し、外気温度が低くて取入れ外気の気流による不快感が問題となる時期ではない中間期や夏期に、冷房室負荷が発生している際に設定温度や室温より温度の低い外気を外気処理エアコンによる加熱を行わずに導入することで、冷房室負荷の削減が期待される。
効果の計算結果	中間期の不必要な給気加熱を目視で判断して処理熱量を無視する。

課題	設定温度が極端な外気処理エアコンが室内機と同一の室外機系統に含まれる場合がある。
実測での例	<p>室外機 N_08-1 事務室等（外気処理エアコン含む）</p> <p>Nビルでは、室内機と外気処理エアコンが同一の室外機系統に接続されており、外気処理エアコンの冷房設定温度は 23℃と低く、暖房設定温度は 28℃と高めの傾向がある。</p>  <p>1本の線が1台の室内機に対応</p> <p>外気処理エアコンは 28℃設定。</p> <p>室外機 N_08-1 2021/1/18~1/24 室内機設定温度</p>  <p>1本の線が1台の室内機に対応</p> <p>室外機 N_08-1 2021/1/18~1/24 室内機吸込温度</p>  <p>1本の線が1台の室内機に対応</p> <p>外気処理エアコンは 23℃設定。</p> <p>室外機 N_08-1 2021/8/19~8/25 室内機設定温度</p>  <p>1本の線が1台の室内機に対応</p> <p>室外機 N_08-1 2021/8/19~8/25 室内機吸込温度</p>
実測での発生状況	室外機 N_03-1、N_04-1、N_05-1、N_06-1、N_07-1、N_08-1、N_09-1 等。
考えられる要因	設定温度の切替は当該物件の外気処理エアコンで同時期に行われており、各室外機系統のエリアの利用者が各々調整しているのではなく、建物管理者もしくは中央監視装置による設定変更が行われていると推察される。室内機の膨張弁開度が最大値を取ることは少ないため、外気処理エアコンや室外機の能力不足ではないと推察される。室内側の気流や温度分布などの問題が関係している可能性がある。Nビルの室外機は更新用モデルが多く、建物竣工後に一定期間を経て設備改修が行われている可能性があり、外皮性能は現行の基準と差がある可能性があるか。
改善策	設計において、室内機と外気処理エアコンを別の室外機系統とする。 運用時に、必要以上に加熱・冷却が行われていないか確認し、適宜、設定温度を変

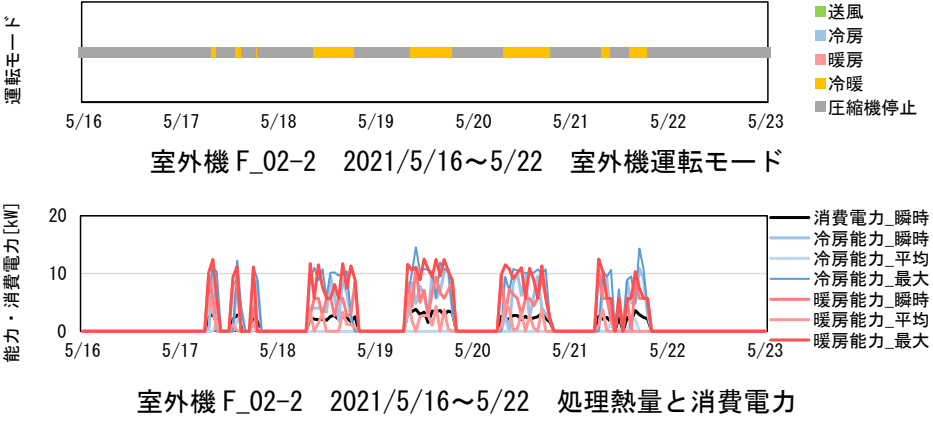
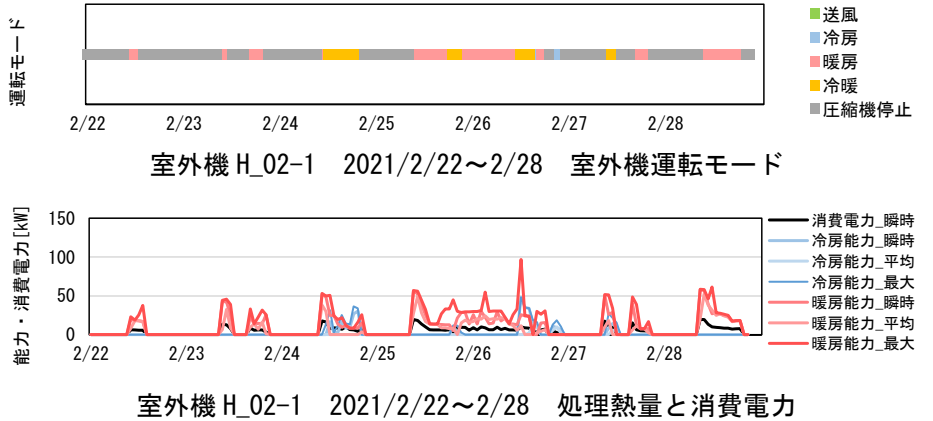
	更する。
効果の計算結果	室内機と外気処理エアコンを別の室外機系統とした場合の計算を行う。測定項目が限られるため難しいか。また、室負荷処理用の室内機の設定も極端なものが含まれ、効果が見えにくい。

課題	室負荷処理系統と外気処理系統の運転台数制御によるエネルギー効率向上の可能性がある。
実測での例	<p>室外機 H_OA-1 外気処理エアコンと H_O2-1 事務室・物販店舗・応接室・2階空調機械室等</p> <p>H店の1～2階は、室負荷処理用の室外機 H_O2-1（定格能力冷房 77.5 kW、暖房 90.0kW）と外気処理用の室外機 H_OA-1（定格能力冷房 22.4kW、暖房 25kW）により空調が行われている。暖房期間では室外機 H_O2-1 の稼働日と比較して室外機 H_OA-1 の稼働日は極端に少ないが、冷房期間では稼働日が増える。</p> <p>これらの室外機系統では、負荷と室外機運転台数のバランスが取れた状態で運転されていると考えられるが、室外機間での連携制御が行われているわけではないため、連携制御を想定した台数制御の検討の余地がある。</p>  <p>室外機 H_OA-1 2021/2/11～1/17 負荷率と COP</p> <p>室外機 H_O2-1 2021/2/11～1/17 負荷率と COP</p> <p>室外機 H_OA-1 2021/8/7～8/13 負荷率と COP</p> <p>室外機 H_O2-1 2021/8/7～8/13 負荷率と COP</p>
実測での発生状況	室外機 H_OA-1 と H_O2-1
考えられる要因	外気処理用の室外機 H_OA-1 と室負荷処理用の室外機 H_O2-1 との間で連携制御が行われていない。
改善策	外気処理の有無とは別に適切に外気導入は行うという前提で、室負荷処理用と外気処理用の室外機の運転台数制御を行うことで、冷房需要をもとに室外機を選定する場合にも、暖房運転時に効率の良い負荷率で運転が可能となると期待される。ただし、外気温湿度や室負荷の発生状況に留意して台数制御を検査する必要がある。

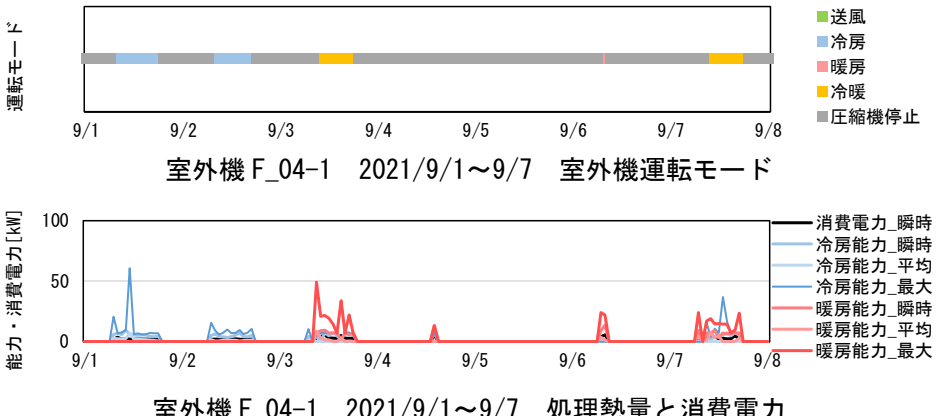
効果の計算結果	連携制御を想定し、室負荷処理系統と外気処理系統の運転台数制御の影響を確認する。冷房需要を基に暖房設備容量が決定されることに対し、暖房期の負荷率向上に寄与するか。
---------	--

b.2 運用に係る課題

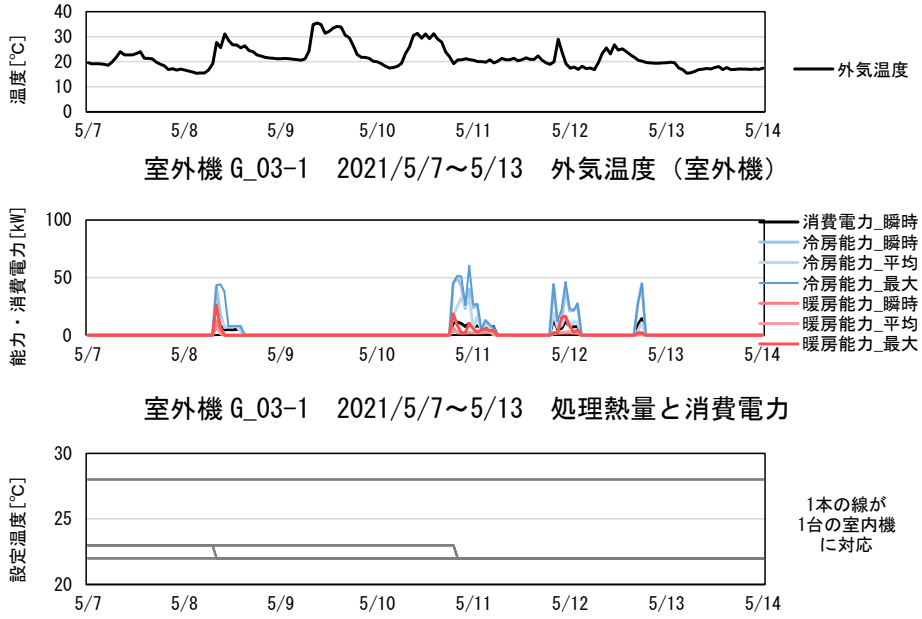
b.2.1 冷暖同時運転

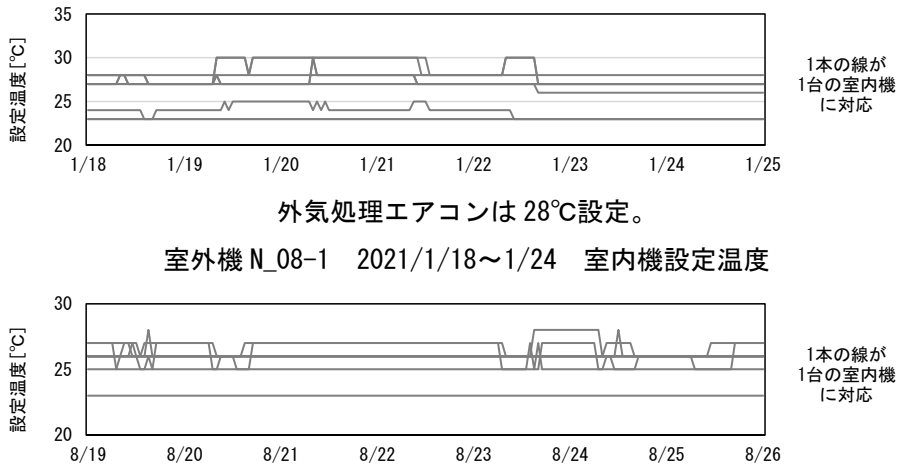
課題	不必要に冷暖同時運転が入っていると思われる室外機系統がある。
実測での例	<p>室外機 F_02-2 事務室</p> <p>中間期に一室空間で不必要に暖房と冷房を行っていると考えられる運転が見られる。この室外機には室内機 3 台が接続されており、図面情報では 160 m² 程度の一室空間に 3 台の室内機が設置されている。同物件の他の室外機系統では同時期に室外機が稼働していない室外機系統もあり、当該室外機では冷暖房需要以上に室内機で処理を行っている可能性がある。</p>  <p>室外機 F_02-2 2021/5/16~5/22 室外機運転モード</p> <p>室外機 F_02-2 2021/5/16~5/22 処理熱量と消費電力</p> <p>室外機 H_02-1 1階事務室・2階物販店舗・2階応接室・2階空調機械室等</p> <p>物販店舗 H 店で、不必要な冷暖同時運転と考えられる運転が見られる。室内機 6 台の内、35 m² 程度の空調機械室 1 室に 2 台の室内機が設置されていると考えられる。2 台の一方の設定温度モードおよび運転が冷房、もう一方が暖房となっており、室の規模から判断すると混合ロスが生じていると推察される。なお、暖房の方の設定温度モードは、4 月に冷房へ切り替えられている。</p>  <p>室外機 H_02-1 2021/2/22~2/28 室外機運転モード</p> <p>室外機 H_02-1 2021/2/22~2/28 処理熱量と消費電力</p>
実測での発生状況	冷暖同時機は、Nビル、H店、Fビル、Gビルで採用されている。不必要な冷暖同時運転と考えられる運転が見られる室外機系統数の割合は高くない。室外機 F_02-2、F_04-1、F_06-2、H_02-1 等で、不必要な冷暖同時運転と考えられる運転が見られる。直膨コイル付き全熱交換器を含む室外機系統の課題は、外気処理に係る課題と

	して記述。
考えられる要因	一室に複数台の室内機を設置し、同一の冷暖同時機の室外機系統として設置している。
改善策	冷暖房の発生傾向が一樣と考えられる空間に設置された複数の室内機を接続する室外機系統では、冷暖切替機を採用する。室外機系統の一部の室内機がそのような状況に該当する場合には、一部の室内機の間で連携制御が可能となれば、改善の可能性はある。
効果の計算結果	冷暖同時運転時について、長期計測では、1時間の平均の積算冷房能力と積算暖房能力がそれぞれ得られていないため、計算による改善効果の確認は難しい。

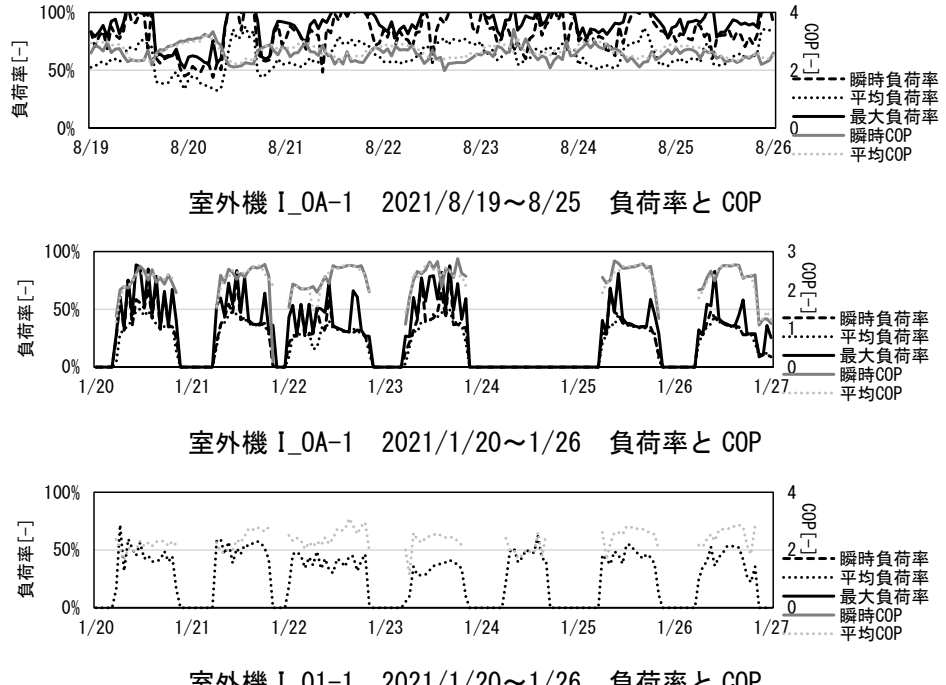
課題	意図せず暖房が入っていると思われる室外機系統がある。
実測での例	<p>室外機 F_04-1 事務室</p> <p>9月上旬に冷暖同時運転が発生している。外気温度が20℃前後の日に、設定温度が26℃である室内機のうち1台で、加熱が生じている。しかしながら、時期を考慮すると、冷房を26℃設定で運転することを想定して意図せず暖房が入っている可能性があり、エネルギー消費の増大に繋がっている懸念がある。</p>  <p>室外機 F_04-1 2021/9/1~9/7 室外機運転モード</p> <p>室外機 F_04-1 2021/9/1~9/7 処理熱量と消費電力</p>
実測での発生状況	冷暖同時機は、Nビル、H店、Fビル、Gビルで採用されている。不必要な冷暖同時運転と考えられる運転が見られる室外機系統数の割合は高くない。室外機 F_02-2、F_04-1、F_06-2、H_02-1 等で、不必要な冷暖同時運転と考えられる運転が見られる。直膨コイル付き全熱交換器を含む室外機系統の課題は、外気処理に係る課題として記述。
考えられる要因	設定温度と冷暖房モードの与え方や制御の影響と考えられる。
改善策	暖房需要が生じにくいと考えられる外気温が高い時期に、暖房運転が生じない制御モードを選択可能とするといった方法が考えられる。
効果の計算結果	冷暖同時運転時について、長期計測では、1時間の平均の積算冷房能力と積算暖房能力がそれぞれ得られていないため、計算による改善効果の確認は難しい。

b.2.2 設定温度

課題	冷暖同時機の設定温度の変更が適切に行われていないと考えられる室外機系統がある。
実測での例	<p>室外機 G_03-1 事務室（直膨コイル付き全熱交換器含む）</p> <p>5月前半、室内機は冷房運転となっている時期に、室内機の設定温度が22℃程度となっている。冬期の暖房設定温度から変更を行わず、意図せず、過度の冷房運転が行われている可能性がある。なお、全熱交換器ユニットは28℃設定となっているが、冷房設定温度を意識した設定温度となっているのか、冬期に気流感が生じないように暖房設定温度としては高めの設定温度としたのかは、引き続き確認を行う必要がある。</p>  <p>室外機 G_03-1 2021/5/7~5/13 外気温度（室外機）</p> <p>室外機 G_03-1 2021/5/7~5/13 処理熱量と消費電力</p> <p>全熱交換器ユニット3台は28℃設定、他は22~23設定。</p> <p>室外機 G_03-1 2021/5/7~5/13 室内機設定温度</p>
実測での発生状況	室外機 F_06-2、G_03-1 など。
考えられる要因	テナントが、冷房と暖房の時期や設定温度を意識していない可能性がある。
改善策	運用の見直しの参考となるよう、テナントに情報提供を行うことが望ましいと考えられる。また、時期に応じて、設定温度をリセットする等の機器側での工夫を行うことが望ましいと考えられる。

課題	外気処理エアコンの設定温度が、冷房期に低く、暖房期に高い室外機系統がある。
実測での例	<p>室外機 N_08-1 事務室・共用部（外気処理エアコン含む）</p> <p>冷房設定温度が低く、暖房設定温度が高めの傾向があり、特に暖房で、設定温度の影響で凝縮圧力が高くなり、効率が低下する傾向がある。</p>  <p>1本の線が1台の室内機に対応</p> <p>外気処理エアコンは 28°C 設定。</p> <p>室外機 N_08-1 2021/1/18~1/24 室内機設定温度</p> <p>1本の線が1台の室内機に対応</p> <p>外気処理エアコンは 23°C 設定。</p> <p>室外機 N_08-1 2021/8/19~8/25 室内機設定温度</p>
実測での発生状況	室外機 N_03-1、N_04-1、N_05-1、N_06-1、N_07-1、N_08-1、N_09-1 など。
考えられる要因	膨張弁開度が最大値を取ることは殆どないため外気処理エアコンの処理能力不足ではない模様。気流や室内側温度分布など別の問題か。N ビルの室外機は更新用モデルが多く、建物竣工後に一定期間を経て設備改修が行われている可能性があり、外皮性能は現行の基準と差がある可能性がある。
改善策	要因の確認を行い、温度分布が問題であればファン等で空気を拡散させる、建物性能が関係していれば断熱改修を実施する等、要因に応じた対応を取る。

b.2.3 外調機の運転状況

課題	室負荷処理系統が停止している時間帯にも外調機が稼働していることや、反対に、室負荷処理系統が運転している時間帯に外調機が停止していることがある。
実測での例	<p>室外機 I_OA-1 外気処理専用</p> <p>I店では、1～4階の外気処理用に1台のビル用マルチエアコンが導入されており、また、1～4階の各階には、室負荷処理用の室外機が導入されている。</p> <p>空調用の室外機の稼働状況より、深夜には在室者がいないと推察される。一方、外気処理用の室外機 I_OA-1 は、2021年8月後半より、常時運転されており、不必要な運転と考えられる。</p> <p>反対に、1月24日のように、室負荷処理用の室外機のみ運転している時間帯がある時期もある。生外気導入の可能性があるものの、在室者がいる際に外気が導入されていない可能性もある。</p>  <p>室外機 I_OA-1 2021/8/19～8/25 負荷率と COP</p> <p>室外機 I_OA-1 2021/1/20～1/26 負荷率と COP</p> <p>室外機 I_O1-1 2021/1/20～1/26 負荷率と COP</p>
実測での発生状況	室外機 H_OA-1、I_OA-1 など。
考えられる要因	建物使用者に換気の必要性や仕組みが理解されていない可能性がある。時期によっては、感染症対策として、積極的に外気導入が行われている可能性がある。
改善策	外気処理用の系統を、冷暖房期には室負荷処理用の空調系統との連携制御を行う、CO ₂ 制御を行う、在室者の管理や検知を行うシステムと連携する等による運用改善の必要性が示唆される。

b.2.4 勤務時間外の運転

課題	事務所ビルにおける早朝、深夜、休日など、勤務時間外と考えられる時間帯に、低負荷での運転が生じている室外機系統がある。
実測での例	<p>室外機 G_11-1 事務室</p> <p>就業時間の前や後、休日にフロアの一部のみ空調を行っていると考えられる運転が見られる。設備容量は室内機運転割合の高い時間帯より選定する必要があるため、設備容量とは異なる課題である。</p> <p>室外機 G_11-1 2021/8/24~8/30 負荷率と COP</p> <p>室外機 G_11-1 2021/8/24~8/30 圧縮機稼働台数とインバータ回転数</p> <p>室外機 G_11-1 2021/8/24~8/30 室内機運転時間</p>
実測での発生状況	室外機 N03-1、N_05-1、N_06-1、N_06-2、N_07-1、N_07-2、N_08-1、N_06-2、G_10-1、G_11-1 など。
考えられる要因	テナントが、勤務時間外と考えられる時間帯の運転状況や効率低下を把握していない可能性がある。また、休日の低負荷時に複数台の圧縮機が稼働しているなど、圧縮機台数の制御に課題があると考えられる。
改善策	運用の見直しの参考となるよう、テナントに情報提供を行うことが望ましいと考えられる。また、機器の制御や選定で、低負荷時に圧縮機が1台で稼働できるようにする。

b.3 機器開発・制御に係る課題

b.3.1 圧縮機台数

課題	低負荷時に圧縮機台数が絞られない室外機系統がある。
実測での例	<p>室外機 G_11-1 事務室</p> <p>2 台の圧縮機からなる室外機であり、低負荷時には 1 台の圧縮機で対応可能である。しかしながら、低負荷時にも、2 台が同程度の回転数で運転する場合が多い。瞬時の処理熱量と効率の関係を示す散布図で、低負荷時に比較的効率が低いプロット群（負荷率 5% で効率 2 程度、負荷率 10% で効率 3 程度付近の群）がある。これは、圧縮機 1 台運転の群である。それ以外の、低負荷時に効率が低いプロットや高負荷のプロットは、圧縮機 2 台運転の群である。</p> <p style="text-align: center;">室外機 G_11-1 冷房の負荷率と効率（瞬時）</p>
実測での発生状況	室外機 G_03-1、G_09-1、G_10-1、G_11-1 など。
考えられる要因	メーカーによると、冷媒の移動等のために高低差や配管長に応じた圧力差が必要であり、機器制御が関連すると推察される。一方、N ビルの室外機では、2 台の圧縮機からなる室外機で、低負荷時に圧縮機が 1 台で稼働している。
改善策	機器制御において 1 台での運転効率が低い負荷の範囲では圧縮機 1 台での運転とすることで、また設計において 1 台での運転を行う機器を採用することで、効率が改善される可能性がある。

b.3.2 凝縮温度

課題	冷房時に凝縮温度が目標値より高く効率が低い室外機系統がある。
実測での例	<p>室外機 S_01-3、S_02-4 福祉施設</p> <p>室外機 S_01-3、S_02-4 では、冷房時に凝縮温度や凝縮圧力が高い状態での運転が見られ、期間冷房効率が低い。いずれも凝縮温度の目標値は 34℃程度と低めであり、目標値よりも実現値の凝縮温度が高い。外気温度と凝縮圧力の関係は、S_01-3 では外気温度に対する凝縮圧力の変化が大きく外気温度が高いときに凝縮圧力も高くなるが、S_02-4 では外気温度に対する凝縮圧力の感度は小さく外気温度が低いときにも凝縮圧力も高くなる。</p> <p>室外機 S_01-3、S_02-4 とも、S_02-5 と同一の室外機機種であるが、S_02-5 では凝縮温度が目標値に応じて制御され、比較的高い効率で稼働している。</p> <p>冷房時 冷暖同時機では冷暖同時運転時は除く。</p> <ul style="list-style-type: none"> ◆ 高圧最大値_冷房 ◆ 低圧最小値_冷房 <p>室外機 S_01-3 冷房時の外気温度 (室外機) と圧力</p> <p>冷房時 冷暖同時機では冷暖同時運転時は除く。</p> <ul style="list-style-type: none"> ◆ 高圧最大値_冷房 ◆ 低圧最小値_冷房 <p>室外機 S_02-4 冷房時の外気温度 (室外機) と圧力</p> <p>冷房時 冷暖同時機では冷暖同時運転時は除く。</p> <ul style="list-style-type: none"> ◆ 高圧最大値_冷房 ◆ 低圧最小値_冷房 <p>(参考) 室外機 S_02-5 冷房時の外気温度 (室外機) と圧力</p>

実測での発生状況	室外機 S_01-3、S_02-4 など。
考えられる要因	メーカーによると、室内機の種類や数が影響としている可能性がある。S_02-4 の室内機は、ダブルフロー型で、室内機数が 5 台であるため分岐後の配管長が比較的長めと考えられる。そのため、ラウンドフロー型の室内機 2 台が接続された同一階の S_02-5 より、効率が低い可能性があるとのこと。ただし、S_01-3 は、ラウンドフロー型の室内機 2 台が接続されており、S_01-3 と S_02-5 の差は室内機の影響とは別の要因に起因すると考えられる。
改善策	機器制御において、仮に凝縮温度を下げて不具合が生じる要因がなければ、凝縮温度を下げることでエネルギーが削減されると考えられる。

b.3.3 外気温度が低いときの効率

課題	外気温度が低いときに効率が向上しない室外機系統がある。
実測での例	<p>室外機 G_11-1、F_03-2 事務室</p> <p>外気温度が 25℃を下回るような室外機側の温度が低いときの冷房効率は、室外機により差が見られ、室外機 G_11-1 等の効率がほぼ変化しない系統、室外機 F_03-2 等のやや低下する系統がある。</p> <p>一方、室外機 N_07-2 等のように冷房効率が向上する系統もある。</p> <p>室外機 G_11-1 外気温度平均値 (室外機) と圧力 冷房</p> <p>室外機 F_03-2 外気温度平均値 (室外機) と圧力 冷房</p> <p>(参考) 室外機 N_07-2 外気温度平均値 (室外機) と圧力 冷房</p>
実測での発生状況	室外機 F_03-2、F_04-2、F_04-3、F_05-2、F_06-2、F_07-2 G_03-1、G_09-1、G_10-1、G_11-1 など。
考えられる要因	メーカーによると、冷媒の移動等のために高低差や配管長に応じた圧力差が必要であり、機器制御に関連している可能性がある。

改善策	<p>仮に外気温度が低いときの高圧圧力を下げられれば、効率の向上が期待される。ただし、室外機と室内機間の高低差や配管長に応じた圧力差を確保する必要があり、室外機と室内機を同一階に設置する等の工夫により、高圧圧力の下限值を下げられれば、効率向上に寄与する可能性がある。</p> <p>また、外気温度が低いときに効率が向上する室外機系統もあるため、そのような室外機を設計時に採用することで、効率が改善される可能性がある。</p>
-----	--

c. 圧縮機 3 台冷暖切替機の室外機容量の影響

T ビルの室外機 T_02-1 は、定格冷房能力 118kW の機種である。同一の室外機シリーズで容量の小さい定格冷房能力 73 kW、100 kW の機種に変更した場合の影響を、評価モデルを用いた試算により確認する。冷房時の試算結果を、暖房時の試算結果をに示す。なお、長期計測期間における 1 時間平均の処理熱量の最大値が 72.1 kW で、このときの 1 時間平均の外気温度は 32.2 °C である。

室外機容量が小さい方が概ね高効率の計算結果となっているが、室外機ファン消費電力の影響が小さくない模様であり、ファン消費電力の計算での扱いが実機の挙動を反映しているかに留意が必要である。

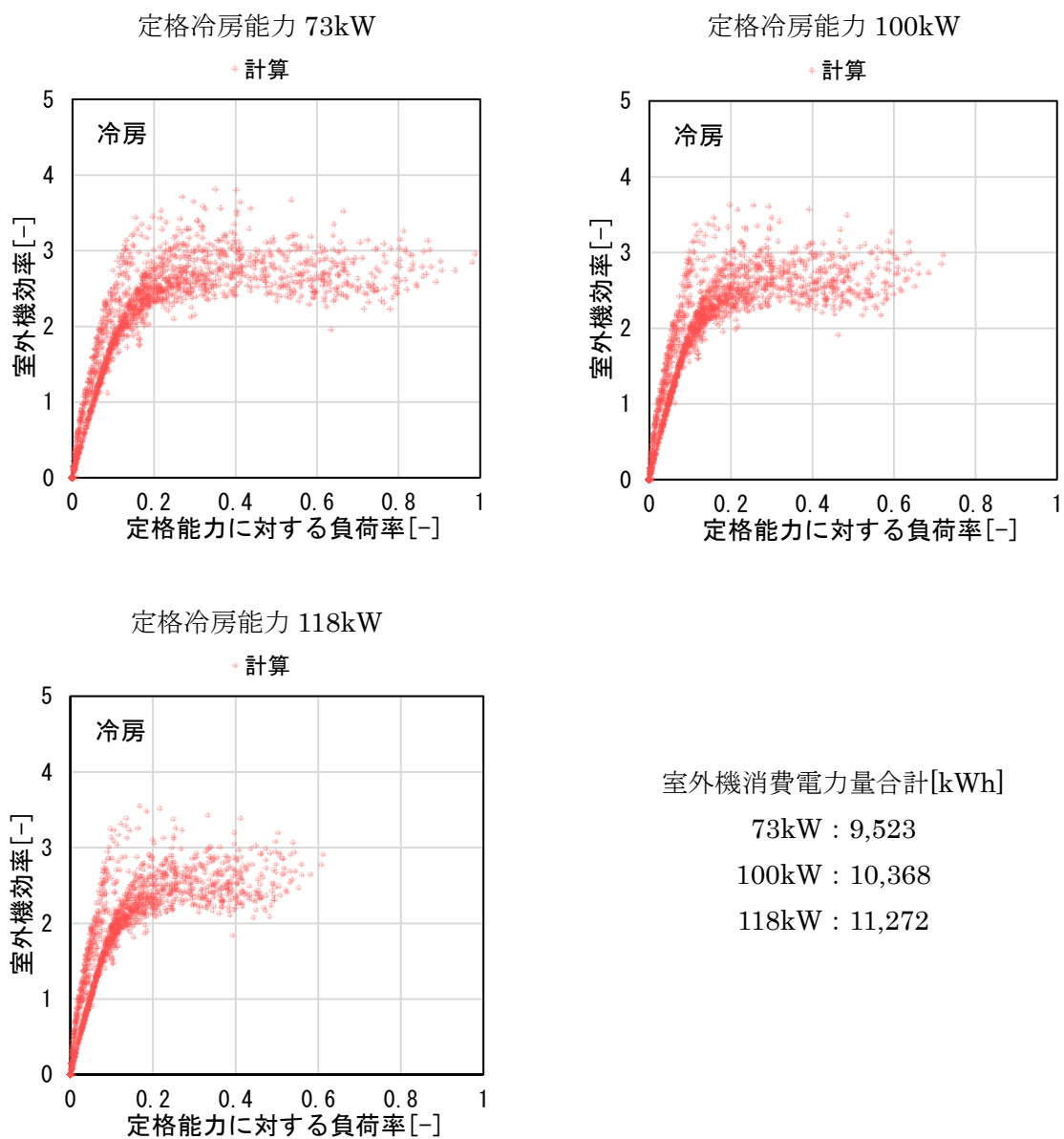
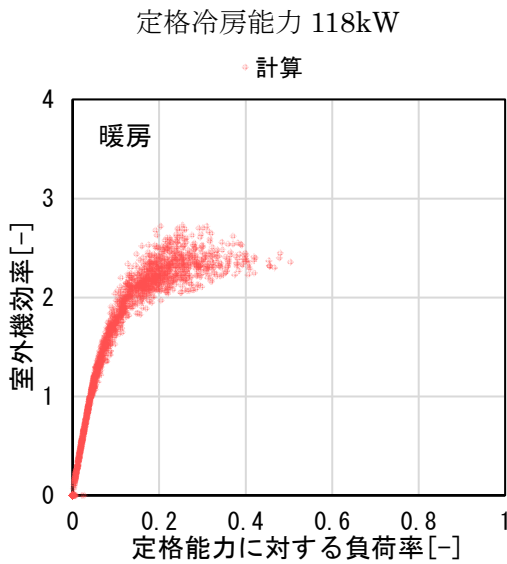
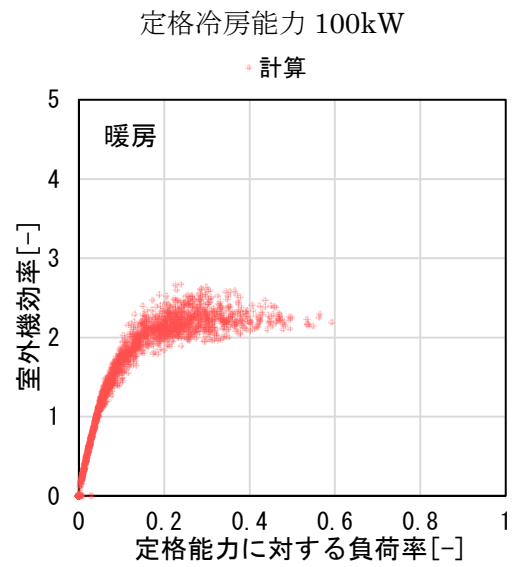
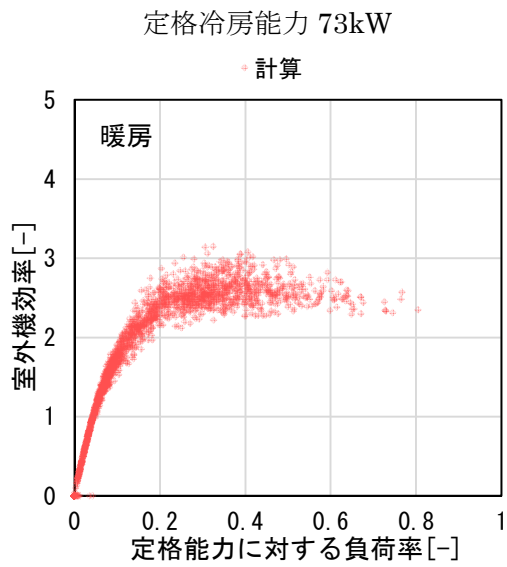


図 1.2.4.54 T ビル・室外機 T_02-1 : 室外機容量の低減効果の比較 (冷房時)



室外機消費電力量合計[kWh]

73kW : 12,346

100kW : 15,004

118kW : 15,091

図 1.2.4.55 Tビル・室外機 T_02-1 : 室外機容量の低減効果の比較 (暖房時)

ii) 外調機の室外機系統分離がエネルギー性能に与える影響の評価

室内機の種類として外気処理専用機（以下、外調機）がある。外調機の負荷の傾向は一般の室内機（以下、「非外調室内機」と呼ぶ）とは違うため、これをシステムにどのように接続するのは、システムとしてのエネルギー性能に影響を与える可能性がある。

そこで、外調機を非外調室内機と同一の室外機系統に接続した場合と、外調機専用の単独の室外機に接続した場合とで、エネルギー性能がどのように変化するかをシミュレーションで評価した。

a. 計算対象の建物

計算対象の建物の事務室平面を図 1.2.4.56 に示す。

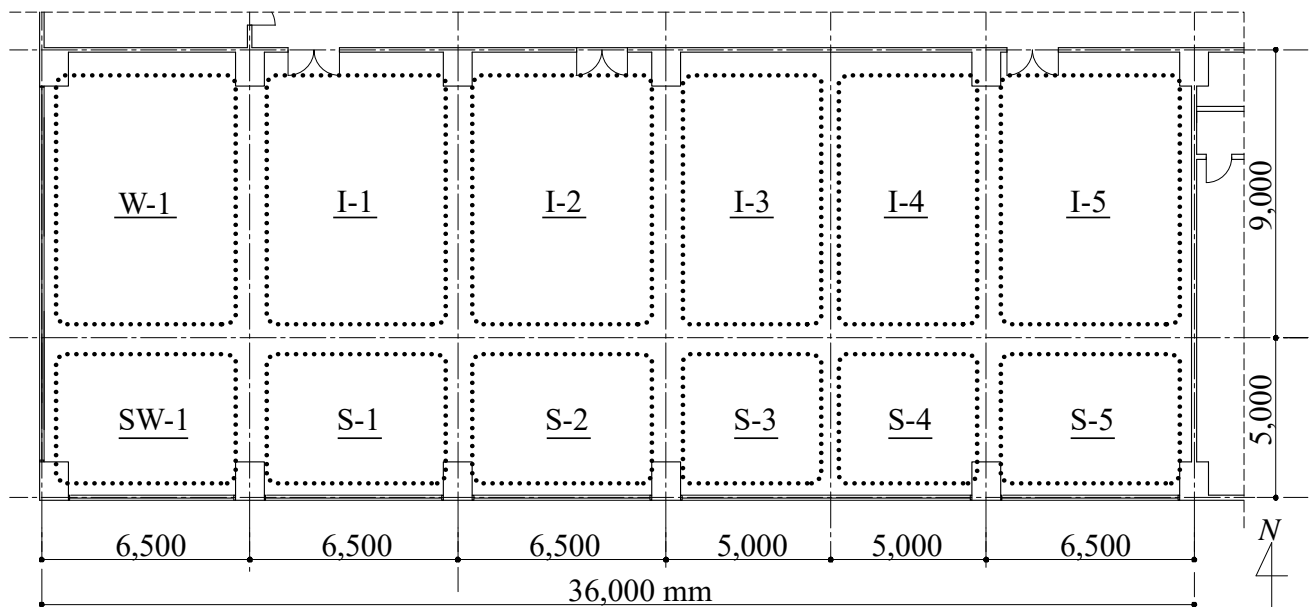


図 1.2.4.56 計算対象の建物の事務室平面

これは省エネルギー法のモデル建物にいくつかの調整を加えた建物で、各部の寸法、外壁仕様、窓仕様、室内発熱スケジュールなどの詳細については、参考文献 9)を参照されたい。

室内は 30~60 m²程度ごとに室内機の空調ゾーンを分けているが、内壁では区画せず、隣接長さあたりで 150 CMH/m のゾーン間換気を想定する。南と西は外壁、北と東は内壁であり、I-1~I-5 はインテリアゾーンである。

b. VRF システムの仕様の決定

b.1 室内機の仕様の決定

b.1.1 非外調室内機

年間熱負荷計算を実行して、ゾーン別に最大冷房顕熱負荷を計算した結果を表 1.2.4.9 に示す。

表 1.2.4.9 最大熱負荷計算の主な入力条件と計算結果

Zone	Floor area [m ²]	Exterior wall area [m ²]	Window area [m ²]	Peak sensible cooling load	
				[W/m ²]	$H_{c,pk}$ [kW]
W-1	58.5	36.0	7.98	100.5	5.88
I-1	58.5	0.0	0.0	93.4	5.46
I-2	58.5	0.0	0.0	93.6	5.47
I-3	45.0	0.0	0.0	93.8	4.22
I-4	45.0	0.0	0.0	93.5	4.21
I-5	58.5	0.0	0.0	99.7	5.83
SW-1	32.5	46.0	7.98	105.5	3.43
S-1	32.5	26.0	5.32	98.3	3.19
S-2	32.5	26.0	5.32	98.3	3.19
S-3	30.0	20.0	5.32	81.2	2.44
S-4	30.0	20.0	5.32	81.1	2.43
S-5	32.5	26.0	5.32	104.8	3.41
Total	514.0	200.0	42.56	95.7	49.17

室内機は冷房能力と暖房能力を別々に選択することはできないため、表 1.2.4.9 の冷房顕熱負荷 $H_{c,pk}$ [kW]をもとに仕様を決める。

製造者が販売する室内機の種類は有限のため、現実の設計では、いくつかの離散的な冷房能力しか選択できない。これらの室内機の SHF や ATF はそれぞれに違う。従って、この現実を忠実にモデル化すると、室内機容量の違いによる偶然の性能差が、システムのエネルギー性能に影響を与えてしまう。

そこで、本研究では、表 1.2.4.10 に示すように、基準となる室内機の仕様を線形に変換することで、同一の性能を持つ、異なる容量の室内機モデルを作成した。基準とした室内機は D 社の 4.5 kW のラウンドフロー型である。

表 1.2.4.10 基準の室内機仕様と線形変換方法

Specification	Base model	Linearly transformed model
Sensible cooling capacity [kW]	$H_{cs,B} = 3.83^{**}$	$H_{cs} = R_{iunt} H_{cs,B}$
Dehumidifying capacity [kW]	$H_{cl,B} = 0.67^{**}$	$H_{cl} = R_{iunt} H_{cl,B}$
Fan electricity (cooling mode) [kW]	$E_{c,B} = 0.037$	$E_c = R_{iunt} E_{c,B}$
Total heating capacity [kW]	$H_{hs,B} = 5.6$	$H_{hs} = R_{iunt} H_{hs,B}$
Fan electricity (heating mode) [kW]	$E_{h,B} = 0.033$	$E_h = R_{iunt} E_{h,B}$
Air flow V [m ³ /h]	$V_B = 870$	$V = R_{iunt} V_B$

※ 店舗用 PAC のラウンドフローの仕様である SHF=0.85 をもとに計算。ビルマルに関しては資料が開示されていない

ただし、変換のための係数 R_{iunt} [-]は式(1.2.4.5)に示すように定格の顕熱冷房能力の比であり、冷房能力 H_{cs} [kW]は表 1.2.4.9 の最大冷房顕熱負荷 $H_{c,pk}$ に 5%の余裕を加えた値と

した。

$$R_{iunt} = \frac{H_{cs}}{H_{cs,B}} = \frac{1.05H_{c,pk}}{H_{cs,B}} \quad \text{式(1.2.4.5)}$$

式(1.2.4.5)と表 1.2.4.10に従って、各ゾーンの室内機仕様を求めると表 1.2.4.11となる。

表 1.2.4.11 ゾーンごとの室内機の仕様

Zone	H_{cs}	H_{cl}	E_c	H_{hs}	E_h	V	R_{iunt}
W-1	6.18	1.08	0.060	9.03	0.053	1403	1.613
I-1	5.74	1.00	0.055	8.39	0.049	1303	1.498
I-2	5.75	1.01	0.056	8.41	0.050	1306	1.501
I-3	4.43	0.78	0.043	6.48	0.038	1007	1.158
I-4	4.42	0.77	0.043	6.46	0.038	1003	1.153
I-5	6.12	1.07	0.059	8.95	0.053	1391	1.599
SW-1	3.60	0.63	0.035	5.26	0.031	818	0.940
S-1	3.35	0.59	0.032	4.90	0.029	762	0.875
S-2	3.35	0.59	0.032	4.90	0.029	762	0.876
S-3	2.56	0.45	0.025	3.74	0.022	581	0.668
S-4	2.55	0.45	0.025	3.73	0.022	580	0.667
S-5	3.58	0.63	0.035	5.23	0.031	813	0.934

b.1.2 外調機

非外調室内機モデルと同様に、外調機モデルも基準仕様を線形に変換して作成した。基準の外調機仕様と線形変換した仕様を表 1.2.4.12 に示す。本モデルの床面積は 514 m²のため、換気量を 5 (m³/h)/m²として 2,570 m³/h とした。1 台のパッケージ型の外調機としては、やや風量が大いだが、台数分割しても計算上は結果に違いは無い。本シミュレーションでは、外調機は室内負荷を負担せず、台数分割してもすべてが同じ条件で稼働することになるためである。

表 1.2.4.12 基準の外調機仕様と線形変換した仕様

Specification	Base model	Linearly transformed model
Sensible cooling capacity [kW]	5.6*	13.3
Dehumidifying capacity [kW]	8.4	20.0
Electricity (cooling mode) [kW]	0.406	0.966
Sensible heating capacity [kW]	8.0	19.0
Humidifying capacity [kW]	4.0	9.5
Electricity (heating mode) [kW]	0.406	0.966
Air flow V [m ³ /h]	1080	2570
Evaporating temperature [°C]	6.0	6.0
Condensing temperature [°C]	46.0	46.0

※ 技術資料に記載の出入口乾球温度から計算。

b.2 VRF システムの構成の決定

計算対象の2つのVRFシステムの構成を図1.2.4.57に示す。Model Aは非外調室内機と外調機(OA)を同一の室外機(O-1)に接続する構成、Model Bは非外調室内機用の室外機(O-2)とは別に、外調機専用の室外機(O-3)を設ける構成である。

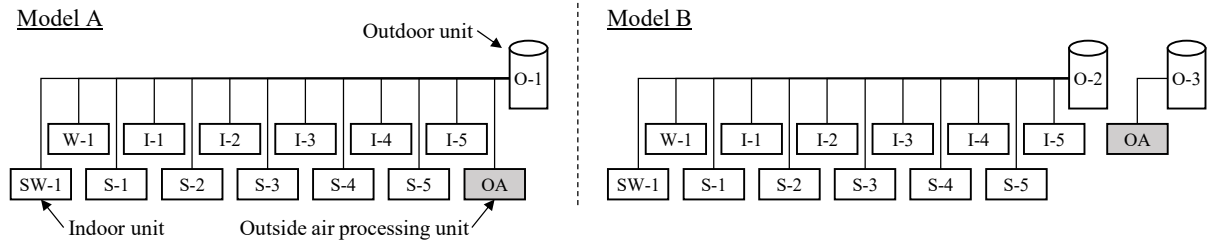


図 1.2.4.57 計算対象のVRFシステムの構成

室内機と同様に、室外機の性能も容量ごとに異なる。従って、統合した場合と分割した場合とで室外機単体での性能差が生まれないように、基準となる室外機の仕様を線形変換して、仕様を決めた。基準の室外機の仕様と線形変換した仕様を表1.2.4.13に示す。基準仕様はD社の112kW、冷暖切替タイプである。

表 1.2.4.13 基準の室外機仕様と線形変換した仕様

-		Conditions	Base model	O-1	O-2	O-3
Cooling	Capacity [kW]	JIS nominal	112.0	94.0	60.7	33.3
		JIS mid-load	50.4	42.3	27.3	15.0
		JIS mid-load and mid-temperature	51.8	43.5	28.1	15.4
	Electricity [kW]	JIS nominal	35.2	29.5	19.1	10.5
		JIS mid-load	13.6	11.4	7.4	4.0
		JIS mid-load and mid-temperature	9.06	7.6	4.9	2.7
Heating	Capacity [kW]	JIS nominal	125.0	104.9	67.7	37.2
		JIS mid-load	56.3	47.2	30.5	16.7
	Electricity [kW]	JIS nominal	41.9	35.2	22.7	12.5
		JIS mid-load	11.9	10.0	6.4	3.5
Fan	Air flow rate [m ³ /min]		761	639	412	226
	Electricity [kW]		3.38	2.84	1.83	1.01

c. ケーススタディ

c.1 ケースの設定

外調機と非外調室内機を同一の室外機に接続すると、主に以下に示す 2 つの理由でエネルギー性能に違いが現れる。

c.1.1 負荷特性の違い

1 つは、外調機と非外調室内機とでは負荷特性が異なるため、蒸発温度や凝縮温度を調整しづらくなるという点である。図 1.2.4.58 に室内機の各時刻の熱負荷の比較を示す。左はゾーン I-5 と SW-1 との比較で、似たような負荷特性である。ただし、シミュレーションでは内部発熱スケジュールが完全に同一のため、現実の建物はこれよりもばらつきがある。一方、図の右は外調機の負荷と非外調室内機の負荷の比較で、図の左に比べて遥かにばらつきが大きい。非外調室内機の負荷率が小さくても、外調機の負荷率は大きいという運転状況もあり得ることになり、この場合には外調機が必要とする蒸発温度や凝縮温度に合わせて全体の冷媒温度が決まるため、効率が低下する可能性がある。

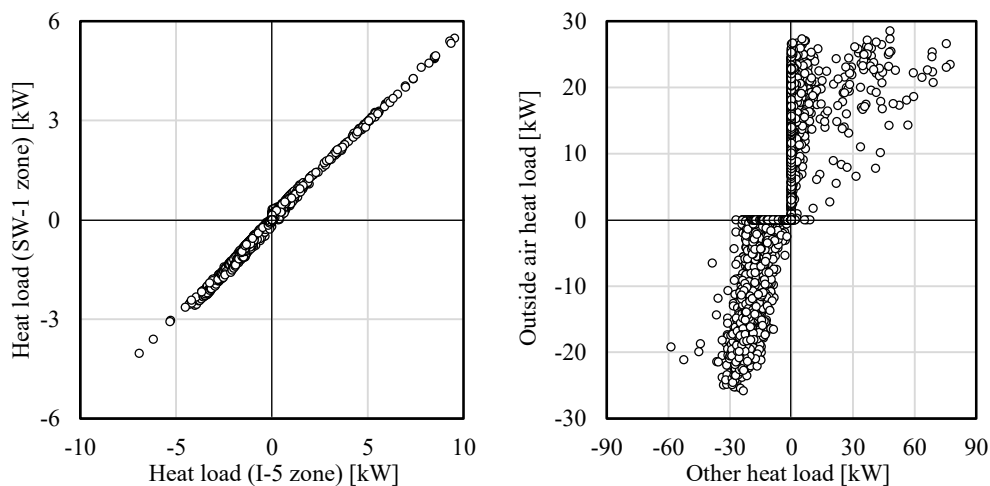


図 1.2.4.58 室内機の各時刻の熱負荷の比較
(左：ゾーン I-5 と SW-1、右：外調機と非外調室内機)

c.1.2 蒸発温度の固定

もう 1 つは、外調機を接続すると、当該室外機系統の蒸発温度は固定されるという点である。おそらくこれは外調機の潜熱処理能力を担保することを目的とした制御と想像できるが、明らかに冷房運転時の効率を低下させる。

c.1.3 計算ケースの設定

以上の 2 つの影響を独立に評価できるように、システム構成と蒸発温度の設定を組み合わせ、表 1.2.4.14 に示す 5 つの計算ケースを設けた。

表 1.2.4.14 計算ケース

Case	Model	Condensing temperature	Evaporating temperature		
		O-1, 2, 3	O-1	O-2	O-3
1	A	41-46 °C	6 °C	-	-
2	B	41-46 °C	-	6-11 °C	6 °C
3	A	41-46 °C	6-11 °C	-	-
4	B	41-46 °C	-	6-11 °C	6-11 °C
5	B	41-46 °C	-	6 °C	6 °C

ケース 1 と 2 を比較すれば、現実にかかる性能の差を予想することができる。ただし、これは上記の負荷特性の違いによる影響と蒸発温度固定の影響とが混ざっている。

ケース 1 と 5 ならびにケース 3 と 4 を比較すれば、外調機の負荷特性が他と違うことによる影響を独立して評価できる。

ケース 2 と 5 を比較すれば、蒸発温度が固定されることの影響を独立して評価できる。

c.2 冷暖房スケジュールの決定

冷暖房のスケジュールを決めるため、年間熱負荷（外気負荷を含む）を計算して週毎に平均の日積算負荷の推移を確認した。計算結果を図 1.2.4.59 に示す。冷暖切替器を計算することとし、冷暖房負荷の大小関係が入れ替わる 5 月第 2 週と 11 月第 3 週に冷暖を切り替えることとした。

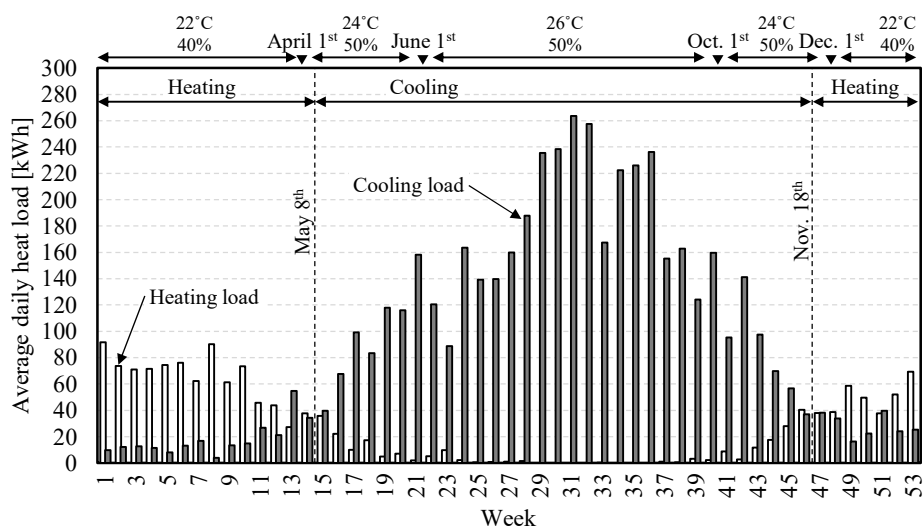


図 1.2.4.59 平均の日積算冷暖房負荷の推移

なお、図 1.2.4.58 からわかるように、外調機と非外調室内機とで室外機の系統を分けた場合には、中間期に外調機側のみが暖房となる時期がある。このような時期は、現実には、窓開け換気で冷却するという運用をすると予想できる。従って、本計算では別々の運転モードで運転させて混合損失が発生するような状況は想定せず、同じ時期に一斉に冷暖を切

り替えることとした。

室内の温湿度設定値は時期に応じて3つの組み合わせとし、夏季(6~9月)は26°C/50%、冬季(12~3月)は22°C/40%、中間期は24°C/50%とした。ただし、VRFの計算上は冷房時の湿度は成り行きとなるため、相対湿度設定値は熱負荷計算の上でのみ、意味を持つ。

c.3 計算結果と考察

各ケースの計算結果を表 1.2.4.15 と図 1.2.4.60 に示す。表 1.2.4.15 は室外機ごとの内訳、図 1.2.4.60 は合計値である。

表 1.2.4.15 計算結果

Case	負荷 [MWh]						消費電力 [MWh]						COP [-]					
	冷房			暖房			冷房			暖房			冷房			暖房		
	O-1	O-2	O-3	O-1	O-2	O-3	O-1	O-2	O-3	O-1	O-2	O-3	O-1	O-2	O-3	O-1	O-2	O-3
1	41.1	-	-	35.0	-	-	16.9	-	-	17.8	-	-	2.44	-	-	1.97	-	-
2	-	29.2	3.7	-	6.2	28.8	-	10.8	2.5	-	3.9	11.5	-	2.71	1.46	-	1.58	2.50
3	32.5	-	-	Same as case 1	-	-	14.4	-	-	Same as case 1	-	-	2.26	-	-	Same as case 1	-	-
4	-	29.2	3.3	Same as case 2	-	-	-	10.8	2.4	Same as case 2	-	-	-	2.71	1.39	Same as case 2	-	-
5	-	37.4	3.7	Same as case 2	-	-	-	12.5	2.5	Same as case 2	-	-	-	2.99	1.46	Same as case 2	-	-

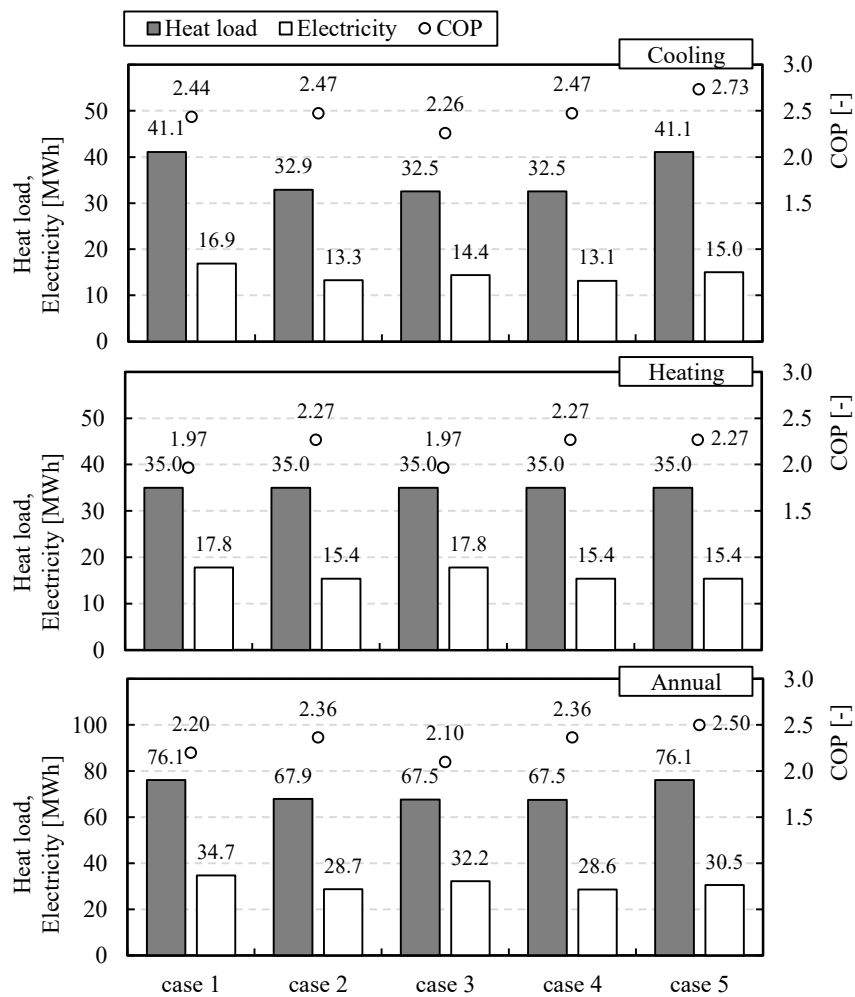


図 1.2.4.60 計算結果 (上: 冷房、中: 暖房、下: 年間)

c.3.1 ケース 1 と 2 の比較

これらのケースの差は「負荷特性の違い」と「蒸発温度の固定」の両方の効果が複合的に影響した結果である。接続する室外機を分けることで、冷房運転、暖房運転ともに消費電力量が低下し、年間では 34.7 MWh から 28.7 MWh に下がり、COP は 2.20 から 2.26 へ、1 割程度改善する。ただし、冷房時には負荷自体が減っており、この理由は後述する。

c.3.2 ケース 1 と 5 ならびにケース 3 と 4 の比較

これらのケースの差は「負荷特性の違い」の効果を表している。

冷房運転に関しては、ケース 1 と 5、ケース 3 と 4 のそれぞれで負荷が等しいが、消費電力は 1 よりも 5 が、3 よりも 4 が、それぞれ小さく、エネルギー効率が高い。

図 1.2.4.61 に冷房運転時の負荷率と圧縮比の関係を示す。

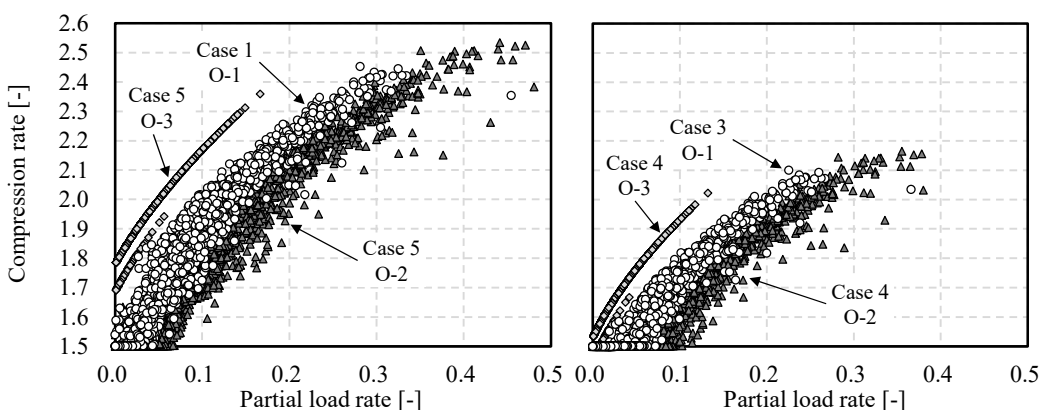


図 1.2.4.61 冷房運転時の負荷率と圧縮比の関係（左：Case 1 vs 5、右：Case 3 vs 4）

ケース 1 やケース 3 は、全ての室内機が必要とする最小の蒸発温度に合わせて全体の蒸発温度が決まる。一方、ケース 5 やケース 4 は、非外調室内機と外調機のそれぞれの室外機システムの負荷に応じて独立に蒸発温度が決まる。本例では、非外調室内機システムはケース 1 やケース 3 よりも圧縮比が小さくなり、COP はそれぞれ 2.44 から 2.71、2.26 から 2.99 へと向上する。一方、外調機システムは圧縮比が大きくなり、COP は 1.39 まで低下する。

全体を合計すると COP は 2.42 から 2.73、2.26 から 2.47 に向上しており、室外機の分割によっておおよそ 1 割程度、COP が改善する。

なお、外調機システム (O-3) の特性がほぼ 1 つの線上に乗るのは、外調機と室外機ともに主に外気乾球温度という 1 つの状態値のみに影響を受けるためである。

図 1.2.4.62 に冷房運転時の負荷率と圧縮比の関係を示す。ただし、暖房運転に関しては、ケース 3 と 4 の条件はそれぞれケース 1 と 5 と等しいため、省略した。

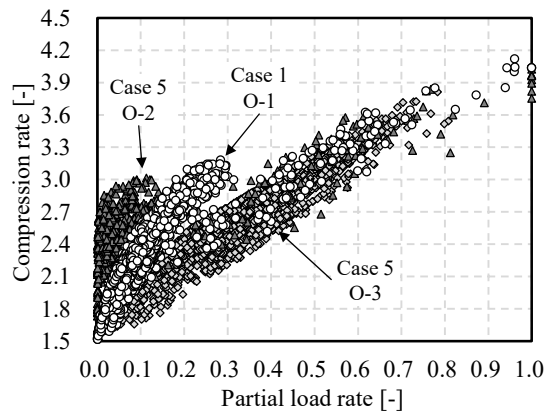


図 1.2.4.62 暖房運転時の負荷率と圧縮比の関係 (Case 1 vs 5)

冷房運転時と同じ論理により、室外機を分けた場合の圧縮比は統合した場合とは違う値になる。COPは、非外調室内機系統が下がり、外調機系統が向上する。全体のCOPは1.97から2.27へと1割ほど向上する。

なお、冷房運転時とは違って、外調機系統の散布図がばらつくのは、暖房時には加湿で湿度が制御されるため、外気乾球温度だけではなく外気相対湿度によっても負荷が変わり、顕熱と潜熱との組み合わせによって運転点が変化するためである。

c.3.3 ケース 2 と 5 の比較

図 1.2.4.63 に冷房運転時の負荷率と圧縮比の関係を示す。ケース 2 では 6°C から 11°C の範囲で蒸発温度が揺れるため、圧縮比が小さくなる。一方で、負荷率は全体的に小さくなり、低負荷による効率低下も生じる。これらの複合的な効果が作用した結果、室外機 O-2 系統の COP は 2.99 から 2.71 まで低下する。

なお、ケース 5 では、O-2 の冷房負荷自体が増加している点には注意が必要である。蒸発温度が低いため、SHF が低下し、除湿量が大きくなっている。従って、COP だけではなく室内の熱環境にも影響を与えており、エネルギーと快適性の両面から評価しなければならない。

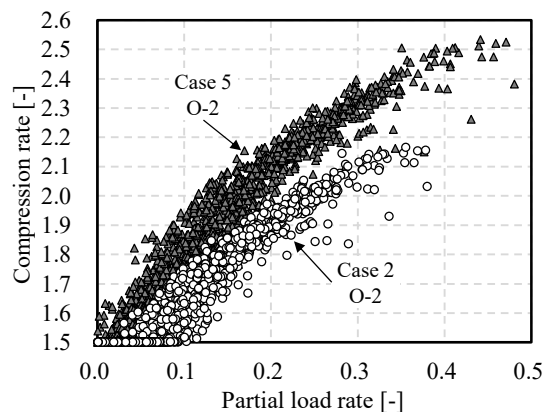


図 1.2.4.63 冷房運転時の負荷率と圧縮比の関係

iii) 静止型全熱交換・換気ユニットの省エネ効果試算

全熱交換・換気ユニット採用時のエネルギー消費量は、下記の正味となる。

- ① 外気負荷削減による空調熱源の省エネ量
- ② 換気動力増加による増エネ量

ここでは、様々な気象条件、外気導入量に応じた全熱交換・換気ユニット採用時の省エネ効果を試算する。

a. 試算方法

a.1 外気負荷削減による空調熱源の省エネ量

外気負荷削減量 Q_{rec} は、式(1.2.4.6)により求める。なお、当該時刻の全熱交換・換気ユニットのエンタルピー交換効率 ε_h は式(1.2.4.7)、外気、室内のエンタルピーは式(1.2.4.8)により設定する。なお、暖房期間は、バイパスしないものとする。

$$Q_{rec} = \varepsilon_h \cdot \rho_a \cdot \frac{V_{vent}}{3600} \cdot (h_o - h_i) \quad \text{式(1.2.4.6)}$$

ここで、 Q_{rec} : 外気負荷削減量[W]
 ε_h : 当該時刻の全熱交換・換気ユニットのエンタルピー交換効率[-]
 ρ_a : 空気の密度[kg/m³] (=1.2)
 V_{vent} : 外気量[m³/h]
 h_o : 外気のエンタルピー[J/kg]
 h_i : 室内のエンタルピー[J/kg]

$$\varepsilon_h = \begin{cases} \varepsilon_{h,rtd} & h_o > h_i \\ 0 & h_o \leq h_i \end{cases} \quad \text{式(1.2.4.7)}$$

ここで、 ε_h : 当該時刻の全熱交換・換気ユニットのエンタルピー交換効率[-]
 $\varepsilon_{h,rtd}$: 全熱交換・換気ユニットのエンタルピー交換効率[-]
 h_o : 外気のエンタルピー[J/kg]
 h_i : 室内のエンタルピー[J/kg]

$$h = c_a \cdot \theta + (c_v \cdot \theta + r_0) \cdot x \quad \text{式(1.2.4.8)}$$

ここで、 h : エンタルピー[J/kg]
 c_a : 空気の比熱[J/(kg·K)] (=1005)
 θ : 温度[°C]
 c_v : 水蒸気の比熱[J/(kg·K)] (=1846)
 r_0 : 0°Cの水の蒸発潜熱[J/kg] (=2501 · 10³)
 x : 絶対湿度[kg/kg(DA)]

全熱交換・換気ユニット採用時の空調熱源の省エネ効果 $E_{hs,red}$ は、式(1.2.4.9)により求める。

$$E_{hs,red} = \frac{Q_{rec}}{\eta_{hs}} \quad \text{式(1.2.4.9)}$$

ここで、 $E_{hs,red}$: 全熱交換・換気ユニット採用時の空調熱源の省エネ効果[W]
 Q_{rec} : 外気負荷削減量[W]
 η_{hs} : 空調熱源効率[-]

a.2 換気用消費電力の増加量

換気用消費電力の増加量 $E_{vent,inc}$ は、式(1.2.4.10)により求める。

$$E_{vent,inc} = E_{vent,ref} - E_{vent,hex} \quad \text{式(1.2.4.10)}$$

ここで、 $E_{vent,inc}$: 換気用消費電力の増加量[W]
 $E_{vent,ref}$: 比較対象の換気用消費電力[W]
 $E_{vent,hex}$: 全熱交換・換気ユニット採用時の換気用消費電力[W]

b. 計算条件

b.1 設定条件

試算の設定条件を表 1.2.4.16 に示す。

表 1.2.4.16 試算の設定条件

気象データ	札幌・東京・那覇標準年
室内条件 (省エネ基準)	26℃、50% 冷房 24℃、50% 中間期(冷房) 22℃、40% 暖房
空調時間 (省エネ基準の事務所)	8～21時 (7時にON、21時にOFF)
暖冷房期間 (省エネ基準)	札幌 冷房：7～9月、中間期：5, 6, 10月、暖房：11～4月 東京 冷房：6～9月、中間期：4, 5, 10, 11月、暖房：12～3月 那覇 冷房：5～10月、中間期：4, 11, 12月、暖房：1～3月

b.2 換気設備

換気設備の仕様を表 1.2.4.17 に示す。熱交換型換気と第三種換気の強運転での室外静圧が同程度のものを選定した。

表 1.2.4.17 換気設備の仕様

熱交換型換気				第三種換気(風量調整)			
強: 消費電力 [W]	強:風量 [m3/h]	エンタルピー 交換効率 暖房	エンタルピー 交換効率 冷房	室外静圧 [Pa]	消費電力 [W]	風量 [m3/h]	室外静圧 [Pa]
100	250	73	63	145	5	460	150

※三菱電機換気送風機カタログ 2021年4月版より 最も効率のよいDCモーターの換気ファンを選定

c. 試算結果

寒冷地（札幌）、温暖地（東京）、蒸暑地（那覇）の各地域における静止型全熱交換・換気ユニットの省エネ効果試算結果を図 1.2.4.64～図 1.2.4.66 に示す。試算結果の図では、換気電力の増加量を黒の実線、熱交換による空調電力の削減量を空調機の APF 別に桃色、水色、黄色の実線で示している。熱交換による空調電力の削減量（色付きの実線）が換気電力の増加量（黒の実線）よりも上にあると、熱交換の効果があるといえる。

特に温暖地では、バイパスなしの場合は熱交換の効果は寒冷地（札幌）、蒸暑地（那覇）と比べて小さくなる。空調機の APF が向上するほど、熱交換による空調電力の削減量と換気電力の増加量が同程度となり、その効果が相殺されることが確認できる。

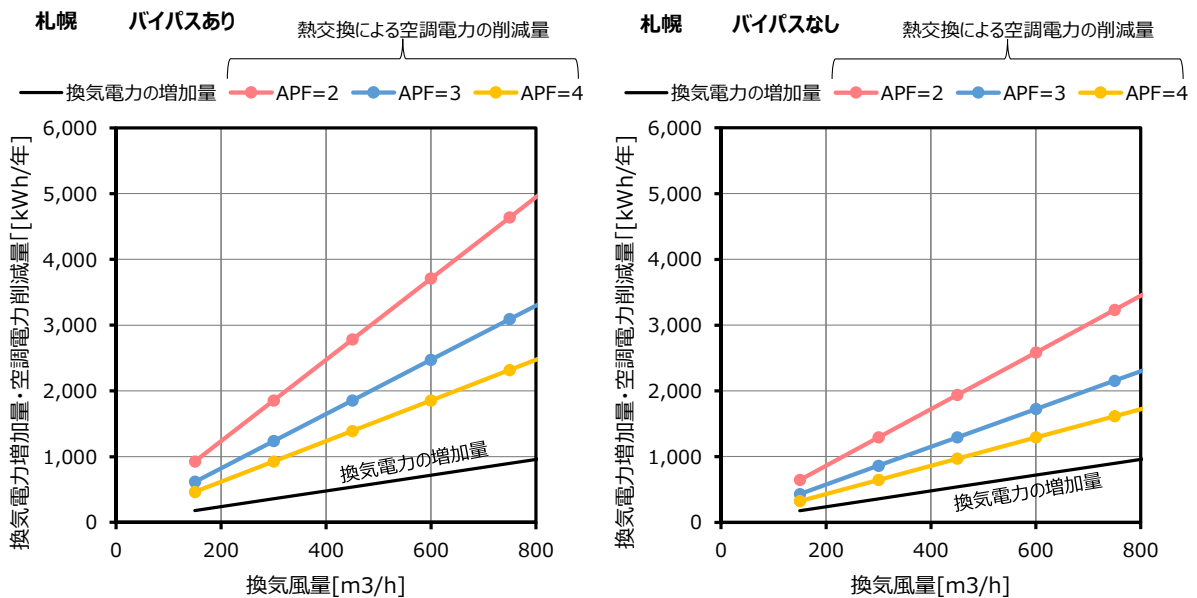


図 1.2.4.64 静止型全熱交換・換気ユニットの省エネ効果試算結果（寒冷地：札幌）

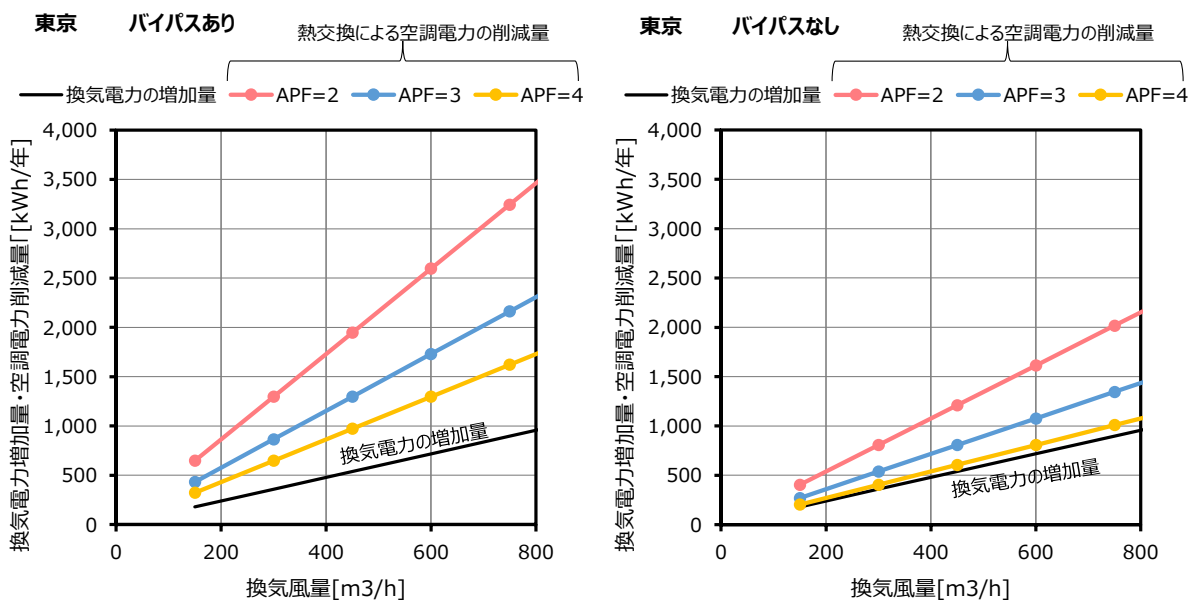


図 1.2.4.65 静止型全熱交換・換気ユニットの省エネ効果試算結果（温暖地：東京）

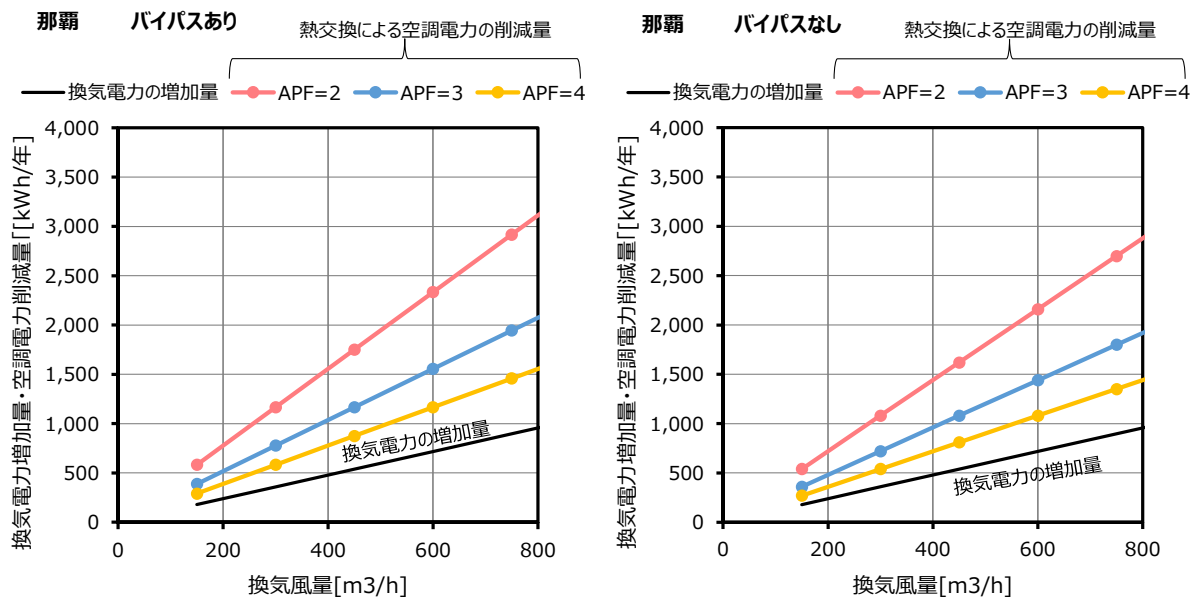


図 1.2.4.66 静止型全熱交換・換気ユニットの省エネ効果試算結果（蒸暑地：那覇）

iv) モデル建物を用いたエネルギー消費性能に関するケーススタディ

個別分散空調システムの設計法ガイドラインに掲載するモデル建物を用いたケーススタディの方法について整理する。

a. ケーススタディ条件

ケーススタディは、ガイドラインに掲載する計画・設計手法の導入効果を空調設備の一次エネルギーで評価する。ケースを表 1.2.4.18 に示す。①～④は ZEB Ready 相当から設計の工夫を採用しないときの一次エネルギーを算出する。

表 1.2.4.18 ケーススタディの条件

分類	内容
① 基準(ZEB)	ZEB Ready 相当を達成する条件
① 低外皮性能	基準(ZEB)に対して、外皮性能を低下させる
② 全熱交換器なし	基準(ZEB)に対して、全熱交換器を採用しない
③ 過大設計	基準(ZEB)に対して、最大負荷計算時のコンセント発熱を安全側にする
④ 室外機系統混在	基準(ZEB)は東方位、西方位で室外機系統を同一系統とするが、④では東西の室外機系統を混合する

b. ZEB Ready 相当建物の条件

品川らが提案する中規模オフィスのモデル建物(参考文献 10)をベースに、会議室を配置して作成した。モデル建物の基準階平面図を図 1.2.4.67 に示す。基準階の事務室面積 437.4 m²、会議室面積 145.8 m²の事務所を想定し、基準階のみを解析対象とする。なお、ZA はコア(隣室温度差係数 0.1)である。

また、ZEB Ready 相当建物の条件を表 1.2.4.19 に示す。



図 1.2.4.67 モデル建物の基準階平面図(全ケース共通)

表 1.2.4.19 ZEB Ready 相当建物の条件

気象	拡張アメダス標準年気象データ 2010 年 東京
建物用途	事務所
建築	片寄全面型コア 階高：4.0m、天高：2.6m 窓面積率：60% 窓：Low-E+透明 (A12mm) 明色ブラインド 45° 固定 外部遮へい物：箱庇 (出幅 1.0m) 外壁断熱：硬質ウレタンフォーム 50mm 室使用条件：建築物省エネ法の事務所等事務室、会議室用途の室使用条件 コア：温度差係数 0.1 上下階：温度差係数 0.0
空調	設定温湿度 (ゼロエネルギーバンドを想定) 夏期：24～26℃・50%、中間期：23～25℃・45～50%、冬期：22～24℃・40～50% 換気：バイパス機能付き全熱交換器
照明	事務室：LED750lx 9W/m ² 制御無し 会議室：LED500lx 6W/m ² 制御無し

なお、本 ZEB Ready 相当建物の条件における Web プログラム (Ver.3.2.1 (2022.04)) は、下記の通りである。

BEI : 0.42 (BEI/AC : 0.40、BEI/L : 0.49) であり、基準階の空調と照明のみであるが ZEB Ready の要件を満たしている。

c. 各比較ケースの条件

c.1 年間計算条件と最大熱負荷計算時の内部発熱条件

各比較ケースの年間計算条件を、最大熱負荷計算時の内部発熱条件に示す。

表 1.2.4.20 各ケースの年間計算条件

		①基準(ZEB)	①低外皮性能	②全熱交換器なし	③過大設計	④室外機系統混在
外皮性能	窓	日射遮へい型 Low-E + 透明 (A12mm)、アルミサッシ、(U=2.67W/(m ² ・K)、η=0.35)、明色ブラインド 45° 固定	窓:透明フロートガラス、アルミサッシ、(U=6.00W/(m ² ・K)、η=0.69)、明色ブラインド 45° 固定	①と同じ	①と同じ	①と同じ
	外部遮へい物	箱庇 1.0m	なし	①と同じ	①と同じ	①と同じ
	外壁	硬質ウレタンフォーム 50mm (U=0.58W/(m ² ・K))	硬質ウレタンフォーム 15mm (U=1.45W/(m ² ・K))	①と同じ	①と同じ	①と同じ
内部発熱	コンセント	12W/m ² (2W/m ²)	①と同じ	①と同じ	①と同じ	①と同じ
	照明	9W/m ² (6W/m ²)	①と同じ	①と同じ	①と同じ	①と同じ
	在室人員	0.1 人/m ² (0.25 人/m ²)	①と同じ	①と同じ	①と同じ	①と同じ
外気導入	外気導入量	3.0CMH/m ² (7.5CMH/m ²)	①と同じ	①と同じ	①と同じ	①と同じ
	全熱交換器	あり 【交換効率 60%】	①と同じ	なし	①と同じ	①と同じ
系統	同一方位・同一用途を同一系統 (図 1.2.4.68)	①と同じ	①と同じ	①と同じ	①と同じ	AA-1 と AC-3 を同一系統 AA-4 と AC-6 を同一系統 (図 1.2.4.69)

※ () なしは事務室の設定条件、() 内は会議室の設定条件

表 1.2.4.21 最大熱負荷計算時の内部発熱条件

	①基準(ZEB)	①低外皮性能	②全熱交換器なし	③過大設計	④室外機系統混在
コンセント	12W/m ² (2W/m ²)	①と同じ	①と同じ	36W/m ² (15W/m ²)	①と同じ
照明	9W/m ² (6W/m ²)	①と同じ	①と同じ	①と同じ	①と同じ
在室人員	0.1 人/m ² (0.25 人/m ²)	①と同じ	①と同じ	①と同じ	①と同じ

※ () なしは事務室の設定条件、() 内は会議室の設定条件

c.2 室外機の系統

各比較ケースの室外機の系統を図 1.2.4.68 に示す。「④室外機系統混在」のケースでは、
 図 1.2.4.69 に示す室外機系統とした。

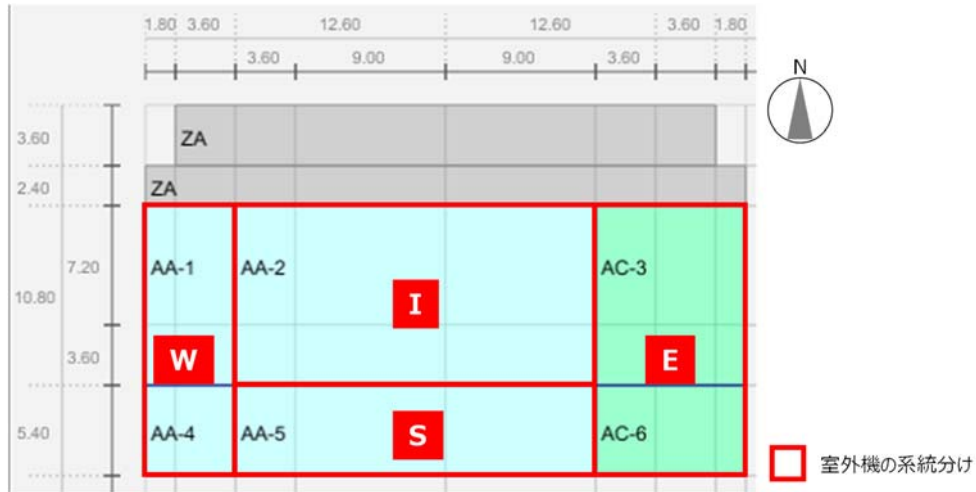


図 1.2.4.68 空調機の系統(①基準(ZEB)・①低外皮性能・②熱交換器なし・③過大設計)



図 1.2.4.69 空調機の系統(④室外機系統混在)

c.3 換気ファンの仕様

「②全熱交換器なし」のケースの検討の際には、換気ファンの電力を考慮した。メーカーカタログを元に、強運転で熱交換機と第3種換気の静圧が同程度となるものを選定し、必要風量に見合った換気ファン電力を求め、表 1.2.4.22 に示す仕様とした。

参考までに、熱交換器と第三種換気の仕様を表 1.2.4.23 に示す。

表 1.2.4.22 換気ファンの仕様と年間消費電力

室名	面積 [m ²]	系 統	風量 [m ³ /h]	電力[W]		換気時間 [h/年]	年間消費電力[kWh/年]	
				熱交換器	第3種換気		熱交換器	第3種換気
会議室	145.80	E	1,094	437	50	2410	1,054	120
事務室	233.28	I	700	280	32	3374	945	108
事務室	116.64	S	350	140	16	3374	472	54
事務室	87.48	W	262	105	12	3374	354	40
合計	583.20						2,825	322

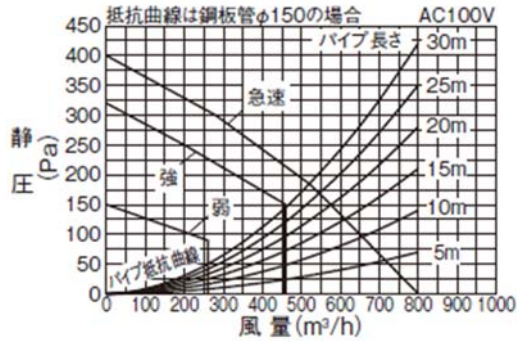
表 1.2.4.23 熱交換器と第三種換気の仕様

熱 交 換 器	形名	LGH-N25RXW・RN25RXV(D)								
	電源	100V/単相200V 50-60Hz								
	換気方式	ロスナイ換気				普通換気				
	ノッチ	(特強)	強	弱	(微弱)	(特強)	強	弱	(微弱)	
	電流 (A)	100V 単相200V	1.64 0.97	1.53 0.89	0.72 0.43	0.32 0.20	1.51 0.86	1.37 0.79	0.64 0.40	0.29 0.18
	消費電力 (W)		110	100	43	17	100	90	38	15
	風量 (m ³ /h)		250	250	180	110	250	250	180	110
	機外静圧 (Pa)		170	145	75	28	170	145	75	28
	温度交換効率 (%)		70	70	78	79.5	—	—	—	—
	エンタルピー 交換効率 (%)	暖房時	73	73	78.5	81	—	—	—	—
		冷房時	63	63	68.5	71	—	—	—	—
	騒音 (dB)		30	29	22	19	30	29	22.5	19
	本体吹出口騒音 (dB)		38.5	38	29	20	38.5	38	29	20
	有効換気量率 (%)		92							
	フィルター材質		不織布フィルター (質量法捕集効率 82%)							
質量 (kg)		23 (LGH-N25RXW) / 24 (LGH-RN25RXV(D))								
外装		溶融亜鉛めっき鋼板								

■特性曲線図

電源電圧 100V

形名	設定	消費電力 (W)	開放風量 (m ³ /h)	有効換気量 (m ³ /h)		騒音 (dB)	定風量域最大静圧 (Pa)	質量 (kg)	接続パイプ (mm)	
				パイプ長さ 20m時	パイプ長さ 30m時					
VD-23ZVX _s -X	急速	97	800	575	520	53	—	7.8	φ 150	
	24時間換気	強	21	460	460	460	38			150
		弱	6.5	260	260	260	26.5			90
VD-25ZVX _s -X	急速	99	900	790	750	56	—	7.9	φ 200	
	24時間換気	強	41	650	650	650	46			70
		弱	11	360	360	360	33			70



c.4 最大熱負荷計算の結果

基準 (ZEB) の最大熱負荷計算の結果を図 1.2.4.70、最大熱負荷計算の条件を表 1.2.4.24 に示す。装置負荷全熱は、冷房を正值、暖房を負値で示している。BEST 専門版では、暖房 2 種類、冷房 3 種類の気象データが用意されており、それぞれの気象データで周期定常計算を行っている。暖房 2 種類、冷房 3 種類の気象データで計算したそれぞれの熱負荷の最大値を最大熱負荷としている。

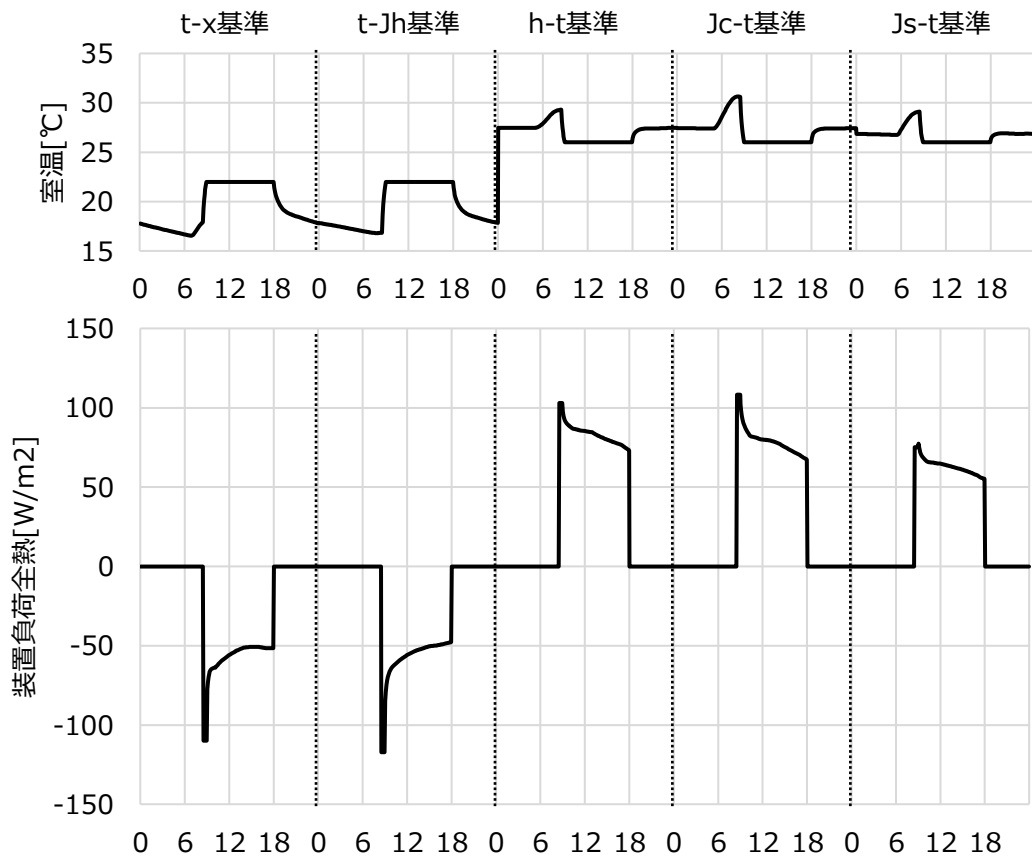


図 1.2.4.70 最大負荷計算結果の例（基準（ZEB）のAC-3ゾーン）

表 1.2.4.24 最大熱負荷計算の条件

計算プログラム	BEST 専門版 2201
計算方法	周期定常
気象データ	(暖房設計用) t-x 基準：気温と絶対湿度が低い t-Jh 基準：気温が低く日射が弱い (冷房設計用) h-t 基準：エンタルピと気温が高い Jc-t 基準：水平面、西、東面日射が強く気温が高い Js-t 基準：南面日射が強く、気温が高い(秋に近い)
計算時間間隔	5分
予冷・予熱時間	30分
季節による内部発熱割引・ 割り増し係数	冷房：1.0、暖房：0.3

各ケースの最大負荷の計算結果を表 1.2.4.25 に示す。最大負荷は、BEST 専門版を用いて求めた。

表 1.2.4.25 最大負荷の計算結果

	系統	ゾーン 名称	床面積 [m2]	熱源			室内機					
				冷房			冷房			暖房		
				室負荷	外気負荷	装置負荷	室負荷	外気負荷	装置負荷	室負荷	外気負荷	装置負荷
				[W/m2]	[W/m2]	[W/m2]	[W/m2]	[W/m2]	[W/m2]	[W/m2]	[W/m2]	[W/m2]
① 基準 (ZEB)	W	AA-1	58.32	97.02	11.55	105.45	92.58	11.55	101.01	77.62	11.40	86.82
		AA-4	29.16				106.10	11.55	114.55	103.66	11.40	112.58
	S	AA-5	116.64	65.61	11.55	71.58	65.61	11.55	71.58	74.88	11.40	84.07
	I	AA-2	233.28	48.87	11.55	55.64	48.87	11.55	55.64	45.73	11.40	55.23
	E	AC-3	97.20	102.92	28.88	113.29	97.81	28.88	108.31	95.50	28.49	117.15
		AC-6	48.60				113.13	28.88	123.25	120.08	28.50	141.06
① 全熱交 換器な し	W	AA-1	58.32	154.98	11.55	163.43	144.64	11.55	153.09	120.47	11.40	129.08
		AA-4	29.16				182.30	11.55	188.08	167.63	11.40	175.81
	S	AA-5	116.64	116.95	11.55	122.93	116.95	11.55	122.93	117.47	11.40	126.05
	I	AA-2	233.28	53.42	11.55	60.06	53.42	11.55	60.06	63.31	11.40	72.38
	E	AC-3	97.20	169.36	28.87	177.61	158.40	28.87	166.79	138.64	28.50	158.57
		AC-6	48.60				191.29	28.88	199.26	181.76	28.50	200.80
② 低外皮 性能	W	AA-1	58.32	97.01	28.88	118.10	92.58	28.88	113.64	79.67	28.50	102.79
		AA-4	29.16				106.09	28.87	127.22	106.06	28.50	128.45
	S	AA-5	116.64	65.60	28.88	87.79	65.60	28.88	87.79	76.93	28.50	100.01
	I	AA-2	233.28	51.81	28.88	69.44	51.81	28.88	69.44	47.43	28.50	71.27
	E	AC-3	97.20	111.92	72.18	143.06	106.67	72.18	137.77	101.88	71.24	156.71
		AC-6	48.60				122.42	72.19	153.63	127.23	71.24	180.40
③ 過大設 計	W	AA-1	58.32	181.21	11.56	189.66	171.10	11.56	179.55	115.05	11.40	123.76
		AA-4	29.16				208.32	11.55	214.09	162.86	11.40	171.13
	S	AA-5	116.64	143.79	11.55	149.77	143.79	11.55	149.77	112.18	11.40	120.86
	I	AA-2	233.28	80.26	11.55	90.53	80.26	11.55	90.53	57.28	11.40	66.46
	E	AC-3	97.20	171.27	28.88	179.44	160.44	28.88	168.74	138.02	28.50	157.98
		AC-6	48.60				192.94	28.88	200.83	181.27	28.49	200.32
④ 室外機 系統混 在	WEN	AA-1	58.32	81.19	22.38	91.12	92.58	11.55	101.01	77.62	11.40	86.82
		AC-3	97.20				97.81	28.88	108.31	95.50	28.49	117.15
	S	AA-5	116.64	65.61	11.55	71.58	65.61	11.55	71.58	74.88	11.40	84.07
	I	AA-2	233.28	48.87	11.55	55.64	48.87	11.55	55.64	45.73	11.40	55.23
	WES	AA-4	29.16	95.34	22.38	105.60	106.10	11.55	114.55	103.66	11.40	112.58
		AC-6	48.60				113.13	28.88	123.25	120.08	28.50	141.06
【参 考】ユ ニット 2台	W	AA-1	58.32	97.02	11.55	105.45	92.58	11.55	101.01	77.62	11.40	86.82
		AA-4	29.16				106.10	11.55	114.55	103.66	11.40	112.58
	S	AA-5	116.64	65.61	11.55	71.58	65.61	11.55	71.58	74.88	11.40	84.07
	I	AA-2	233.28	48.87	11.55	55.64	48.87	11.55	55.64	45.73	11.40	55.23
	E	AC-3	97.20	102.92	28.88	113.29	97.81	28.88	108.31	95.50	28.49	117.15
		AC-6	48.60				113.13	28.88	123.25	120.08	28.50	141.06

各ケースの空調機の仕様を表 1.2.4.26 に示す。実際に存在する機器を選定するわけではなく、基準となる機器仕様をもとに、冷房の最大装置負荷に見合うように線形補間して設定した。安全率は見えていない。

表 1.2.4.26 空調機の仕様

パターン	系統	ゾーン名称	室外機							室内機				
			冷房・暖房 風量 [m3/min]	冷房			暖房			風量 [m3/min]	冷房		暖房	
				ファン 動力 [kW]	定格 能力 [kW]	定格 消費 電力 [kW]	ファン 動力 [kW]	定格 能力 [kW]	定格 消費 電力 [kW]		ファン 消費電 力 [kW]	能力 [kW]	ファン 消費電 力 [kW]	能力 [kW]
① 基準 (ZEB)	W	AA-1	63.28	0.13	9.23	2.85	0.13	10.33	2.96	13.27	0.05	5.89	0.05	6.64
		AA-4								7.53	0.03	3.34	0.03	3.76
	S	AA-5	57.25	0.12	8.35	2.58	0.12	9.34	2.67	18.82	0.07	8.35	0.07	9.41
	E	AA-2	88.99	0.18	12.98	4.00	0.18	14.52	4.16	29.25	0.11	12.98	0.11	14.63
		AC-3 AC-6	113.26	0.23	16.52	5.10	0.23	18.48	5.29	23.73 13.50	0.09 0.05	10.53 5.99	0.09 0.05	11.86 6.75
① 全熱 交換 器 なし	W	AA-1	70.82	0.14	10.33	3.19	0.14	11.56	3.31	14.94	0.06	6.63	0.06	7.47
		AA-4								8.36	0.03	3.71	0.03	4.18
	S	AA-5	70.20	0.14	10.24	3.16	0.14	11.45	3.28	23.08	0.09	10.24	0.09	11.54
	E	AA-2	111.07	0.23	16.20	5.00	0.23	18.12	5.19	36.51	0.14	16.20	0.14	18.25
		AC-3 AC-6	143.01	0.29	20.86	6.43	0.29	23.33	6.68	30.17 16.83	0.11 0.06	13.39 7.47	0.11 0.06	15.09 8.42
② 低外 皮性 能	W	AA-1	98.04	0.20	14.30	4.41	0.20	16.00	4.58	20.12	0.08	8.93	0.08	10.06
		AA-4								12.35	0.05	5.48	0.05	6.17
	S	AA-5	98.31	0.20	14.34	4.42	0.20	16.04	4.59	32.32	0.12	14.34	0.12	16.16
	E	AA-2	96.05	0.20	14.01	4.32	0.20	15.67	4.49	31.57	0.12	14.01	0.12	15.79
		AC-3 AC-6	177.57	0.36	25.90	7.99	0.36	28.97	8.30	36.53 21.81	0.14 0.08	16.21 9.68	0.14 0.08	18.26 10.91
③ 過大 設計	W	AA-1	113.74	0.23	16.59	5.12	0.23	18.56	5.31	23.59	0.09	10.47	0.09	11.80
		AA-4								14.06	0.05	6.24	0.05	7.03
	S	AA-5	119.77	0.24	17.47	5.39	0.24	19.54	5.60	39.37	0.15	17.47	0.15	19.68
	E	AA-2	144.80	0.30	21.12	6.51	0.30	23.63	6.77	47.59	0.18	21.12	0.18	23.80
		AC-3 AC-6	179.35	0.37	26.16	8.07	0.37	29.26	8.38	36.96 21.99	0.14 0.08	16.40 9.76	0.14 0.08	18.48 11.00
④ 室外 機系 統 混在	WEN	AA-1	97.15	0.20	14.17	4.37	0.20	15.85	4.54	13.27	0.05	5.89	0.05	6.64
		AA-4								23.73	0.09	10.53	0.09	11.86
	S	AA-5	57.25	0.12	8.35	2.58	0.12	9.34	2.67	18.82	0.07	8.35	0.07	9.41
		AA-2	88.99	0.18	12.98	4.00	0.18	14.52	4.16	29.25	0.11	12.98	0.11	14.63
	WES	AC-3	56.29	0.11	8.21	2.53	0.11	9.18	2.63	7.53	0.03	3.34	0.03	3.76
AC-6		13.50								0.05	5.99	0.05	6.75	
【参 考】 ユニ ット2	E	AA-1	113.26	0.23	16.52	5.10	0.23	18.48	5.29	23.73	0.09	10.53	0.09	11.86
		AC-3								13.50	0.05	5.99	0.05	6.75
	S	AA-5	57.25	0.12	8.35	2.58	0.12	9.34	2.67	18.82	0.07	8.35	0.07	9.41
		AA-2	88.99	0.18	12.98	4.0	0.18	14.52	4.158	29.25	0.11	12.98	0.11	14.63
	W	AC-3	63.28	0.13	9.23	2.85	0.13	10.33	2.96	13.27	0.05	5.89	0.05	6.64
AC-6		7.53								0.03	3.34	0.03	3.76	

d. シミュレーション方法

BEST 設計ツール 3.0.6 で入力した物件データをエクスポートし、BEST 専門版 2201 にインポートして最大負荷計算、年間負荷計算を実施した。年間負荷計算の室負荷、装置負荷を計算し、室負荷全熱、装置負荷全熱を VRF モデルにインポートして年間エネルギーシミュレーションを行った。

e. 結果

e.1 基準(ZEB)との比較

e.1.1 ①低外皮性能

- ・ 室外機定格能力の比較結果を図 1.2.4.71 に示す。基準(ZEB)に対して、室外機定格冷房能力はインテリアゾーンである室外機 I 系統で 1.1 倍と差が小さいが、その他の室外機系統は 1.5~1.7 倍となる。
- ・ 低外皮性能の E は午前、S は正午、W は午後に日射の影響により負荷が増大しているが(図 1.2.4.76)、基準(ZEB)(図 1.2.4.75)は日射の影響が小さく、箱底および Low-E ガラスの効果が大いことが確認できる。そのことにより、室外機定格冷房能力が小さくなっている。

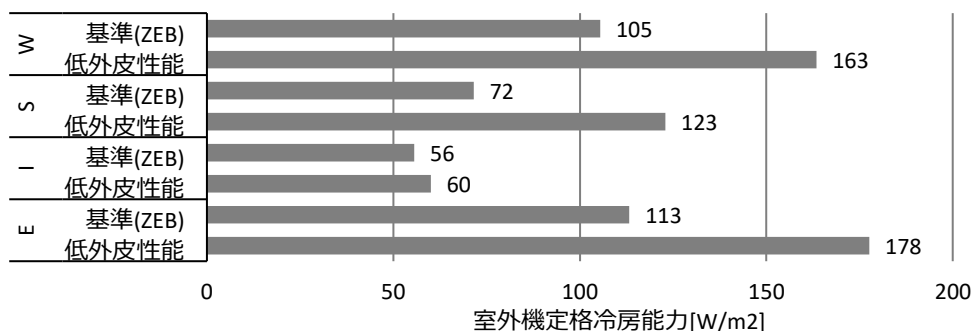


図 1.2.4.71 低外皮性能：室外機定格冷房能力の比較

- ・ 年間の処理熱量、室外機消費電力、COP、圧縮機・室外機・室内機・換気ファン消費電力の比較結果を図 1.2.4.72 に示す。基準(ZEB)に対して、年間処理熱量・年間室外機消費電力は 1.3 倍になる。
- ・ COP は、基準(ZEB)と低外皮性能で大きな差はない。
- ・ 外皮性能を低減させた影響は、熱源容量増大による年間 COP の低下ではなく、年間処理熱量の増大の影響が大いといえる。

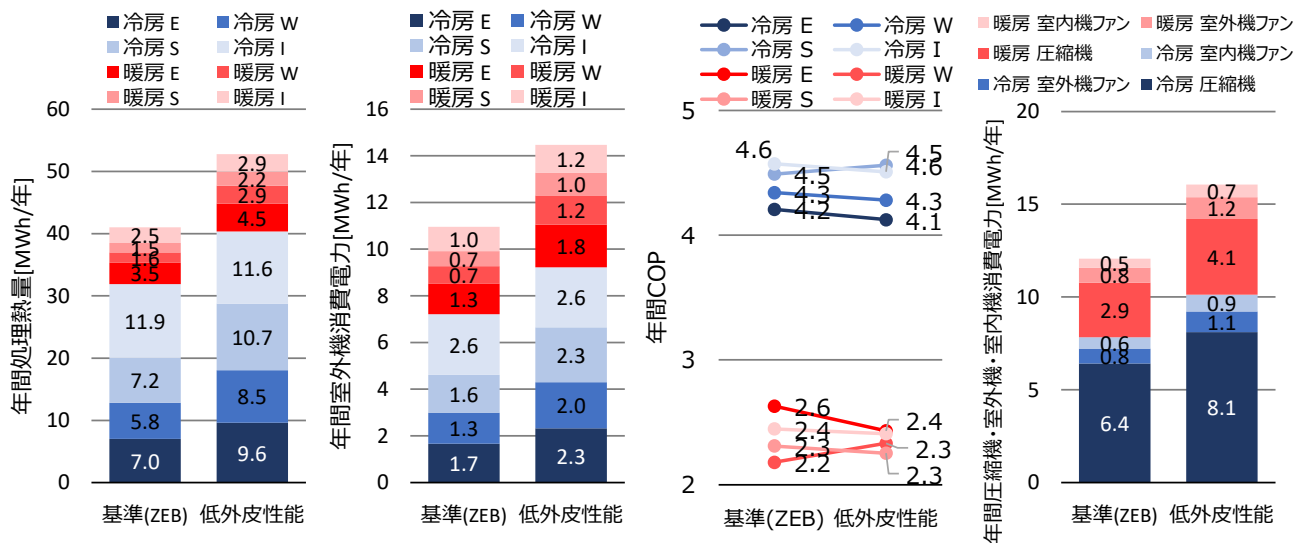


図 1.2.4.72 低外皮性能：年間の処理熱量、室外機消費電力、COP、圧縮機・室外機・室内機・換気ファン消費電力の比較

・ 基準ケース、低外皮性能のケースの月別室外機消費電力・COP を図 1.2.4.73、図 1.2.4.74 に示す。低外皮性能の冷房室外機消費電力は、基準(ZEB)と比べて夏期・中間期だけでなく、11 月、12 月にも基増加している。日射熱取得の影響と考えらえる。

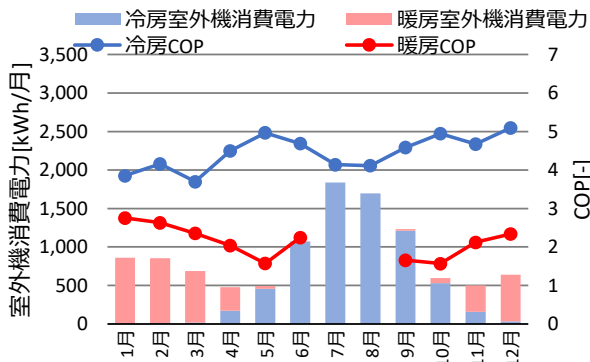


図 1.2.4.73 月別室外機消費電力・COP (基準(ZEB))

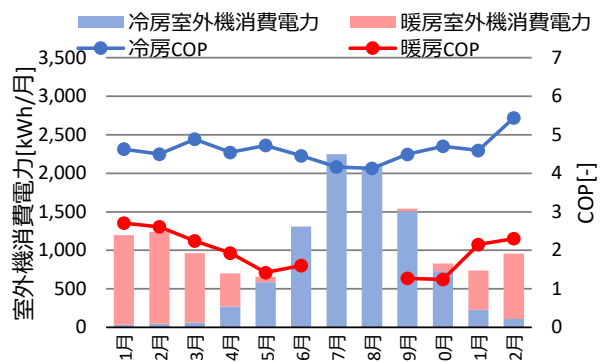


図 1.2.4.74 月別室外機消費電力・COP (低外皮性能)

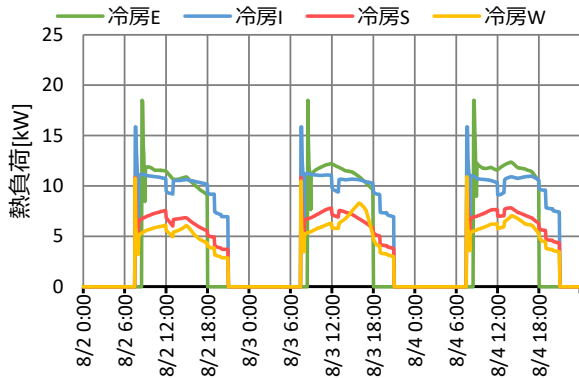


図 1.2.4.75 冷房の熱負荷(基準(ZEB))

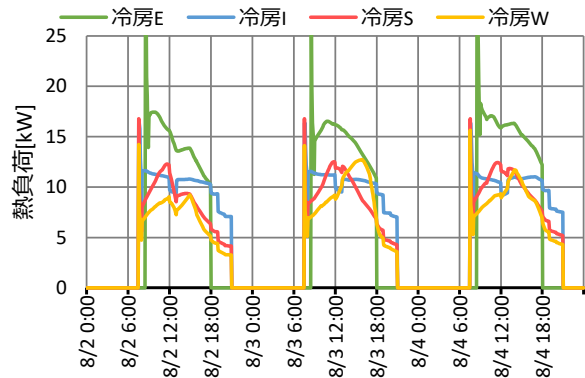


図 1.2.4.76 冷房の熱負荷(低外皮性能)

e.1.2 ②全熱交換器なし

- ・ 室外機定格能力の比較結果を図 1.2.4.77 に示す。外気負荷が増加するため基準(ZEB)に対して、室外機定格冷房能力は 1.1～1.3 倍となる。室外機 E 系統は、会議室であり、事務室に比べ外気導入量が多いため、事務室に比べ基準(ZEB)との差が大きい。

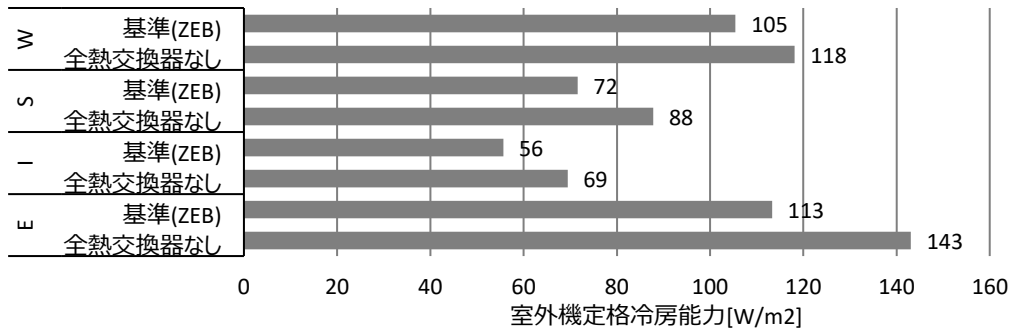
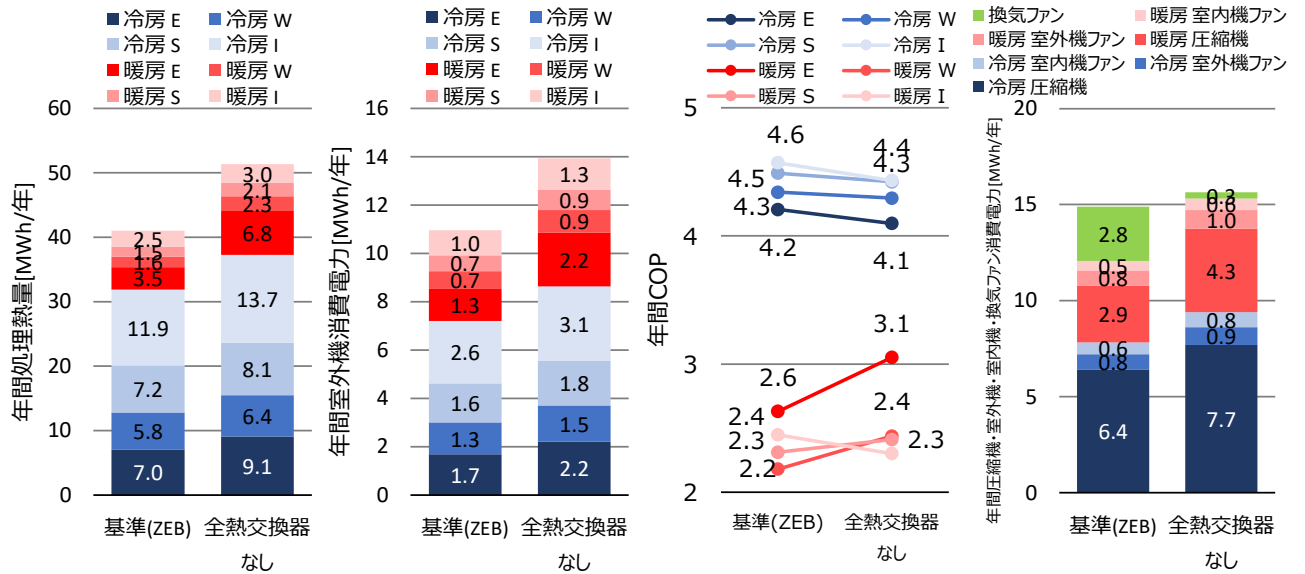


図 1.2.4.77 全熱交換器なし：室外機定格冷房能力の比較

- ・ 年間の処理熱量、室外機消費電力、COP、圧縮機・室外機・室内機・換気ファン消費電力の比較結果を図 1.2.4.78 に示す。また、基準ケース、全熱交換器なしのケースの月別室外機消費電力・COP を図 1.2.4.79、図 1.2.4.80、暖房の負荷率の発生頻度を図 1.2.4.81、図 1.2.4.82 に示す。
- ・ 外気負荷が増加するため基準(ZEB)に対して、年間処理熱量、年間室外機消費電力は 1.3 倍になる。特に暖房の差は顕著で、1.5 倍である。
- ・ 年間圧縮機・室外機・室内機・換気ファン消費電力の合計値は、全熱交換器の消費電力が大きいため、基準(ZEB)に対して、1.05 倍と差が小さくなる。ただし、冬期加湿に伴う消費電力は含まない。全熱交換器は、潜熱も回収する機能があり、加湿に伴う消費電力は全熱交換器を使用した方が小さくなる。
- ・ 暖房 E(会議室)の年間 COP は、全熱交換器なしの方が高いが、それは図 1.2.4.83、図 1.2.4.84 に示すように暖房 E の負荷率が高いためである。



※冬期加湿に伴う消費電力は含まない。

図 1.2.4.78 全熱交換器なし：年間の処理熱量、室外機消費電力、COP、圧縮機・室外機・室内機・換気ファン消費電力の比較

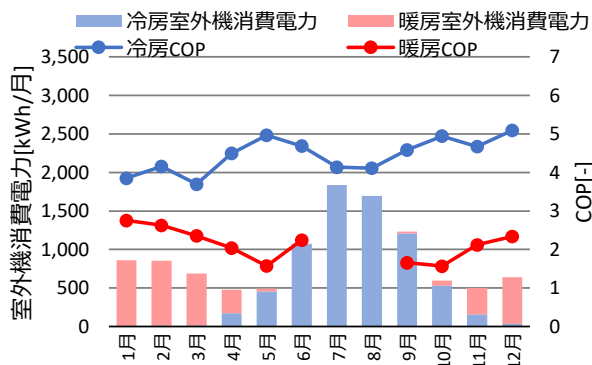


図 1.2.4.79 月別室外機消費電力・COP (基準(ZEB))

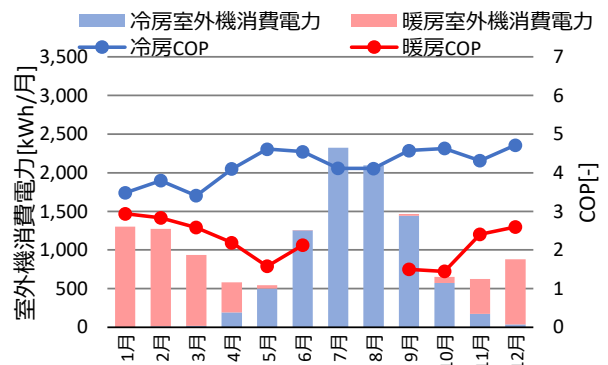


図 1.2.4.80 月別室外機消費電力・COP (全熱交換器なし)

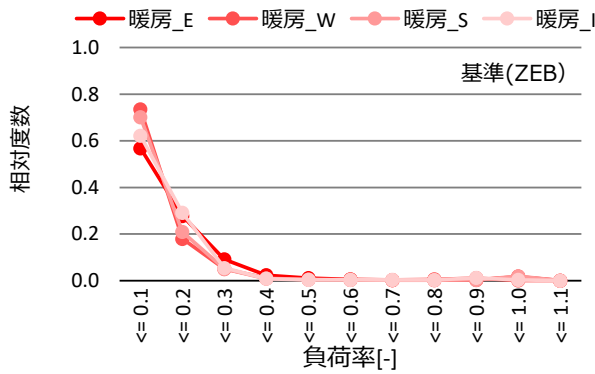


図 1.2.4.81 暖房の負荷率の発生頻度 (基準(ZEB))

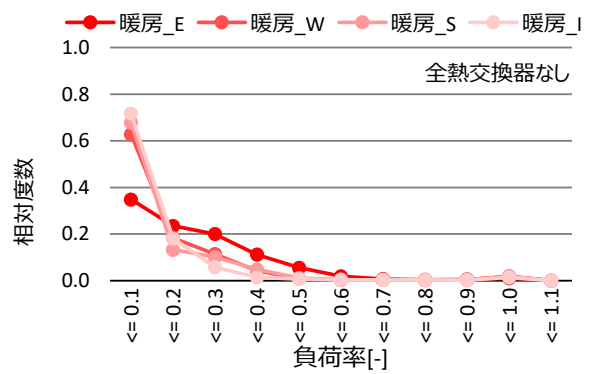


図 1.2.4.82 暖房の負荷率の発生頻度 (全熱交換器なし)

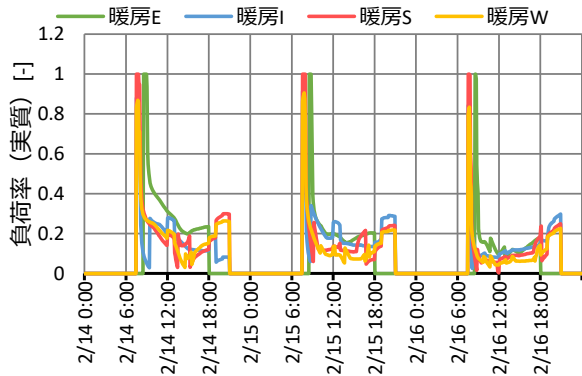


図 1.2.4.83 暖房の負荷率(基準(ZEB))

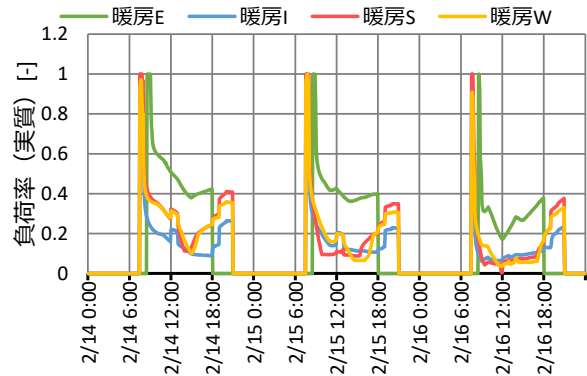


図 1.2.4.84 暖房の負荷率(全熱交換器なし)

e.1.3 ③ 過大設計

- ・ 室外機定格能力の比較結果を図 1.2.4.85 に示す。外基準(ZEB)に対して、室外機定格冷房能力は 1.6~2.1 倍である。

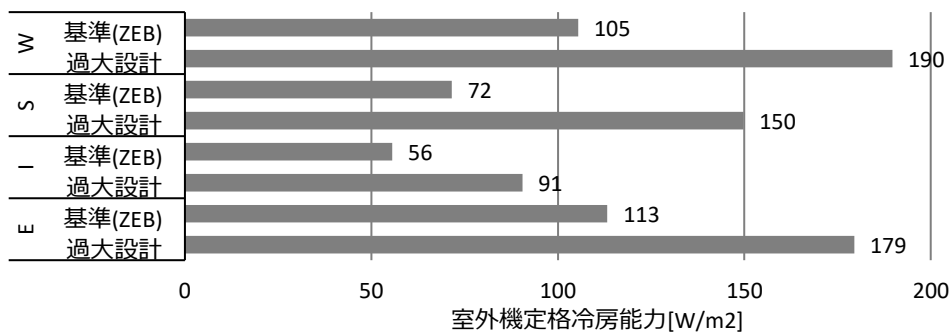


図 1.2.4.85 過大設計：室外機定格冷房能力の比較

- ・ 年間の処理熱量、室外機消費電力、COP、圧縮機・室外機・室内機・換気ファン消費電力の比較結果を図 1.2.4.86 に示す。また、基準ケース、過大設計のケースの月別室外機消費電力・COP を図 1.2.4.87、図 1.2.4.88 に示す。
- ・ 年間処理熱量は基準(ZEB)と同じであるが、年間室外機消費電力は 1.3 倍となる。これは、図 1.2.4.89、図 1.2.4.90 に示すように、過大設計の場合、負荷率が 10 %以下となる割合が冷房で 50~70 %、暖房で 80~90 %と低負荷で稼働しているため、年間 COP が低下したためである。
- ・ 年間圧縮機・室外機・室内機消費電力に示すように、過大設計をすることにより、室外機・室内機ファンの容量も大きくなることでファン電力も増加する。

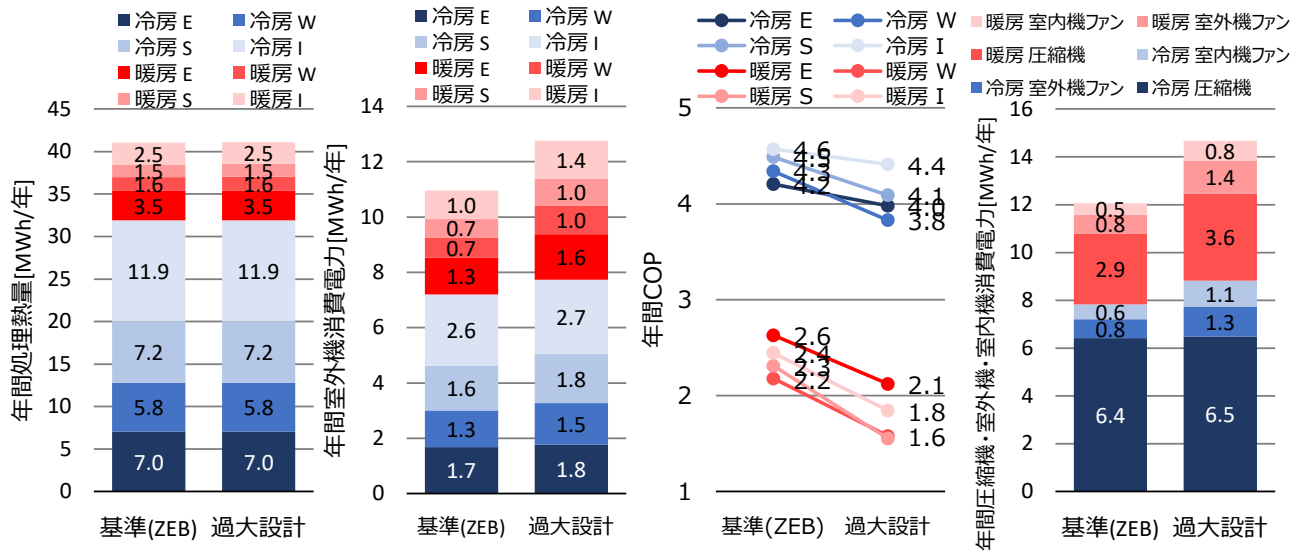


図 1.2.4.86 過大設計：年間の処理熱量、室外機消費電力、COP、圧縮機・室外機・室内機・換気ファン消費電力の比較

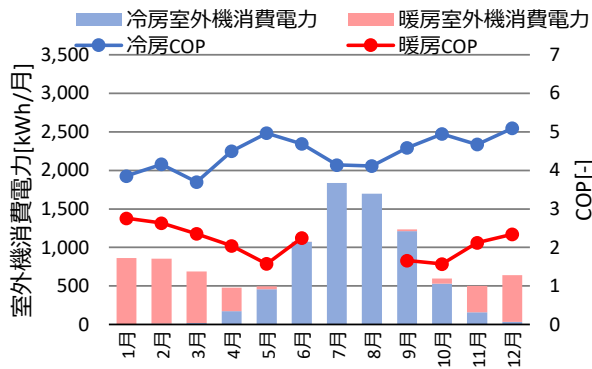


図 1.2.4.87 月別室外機消費電力・COP (基準(ZEB))

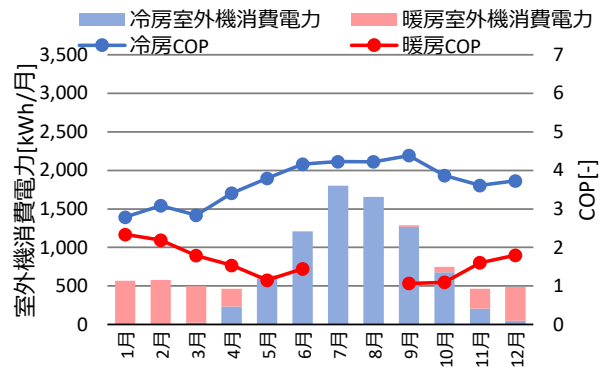


図 1.2.4.88 月別室外機消費電力・COP (低外皮性能)

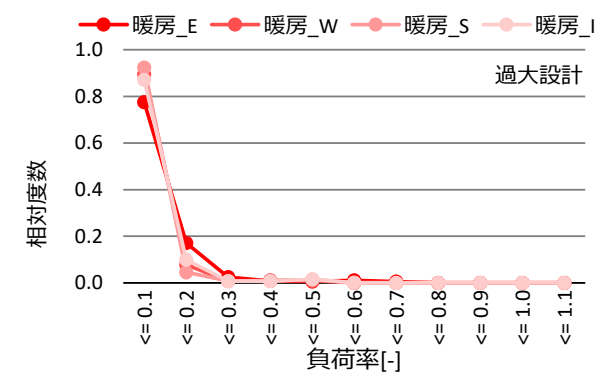
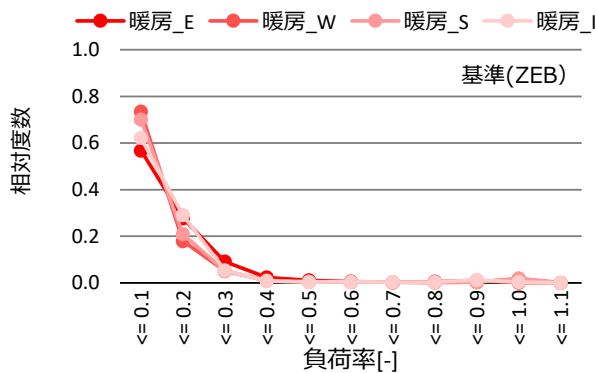
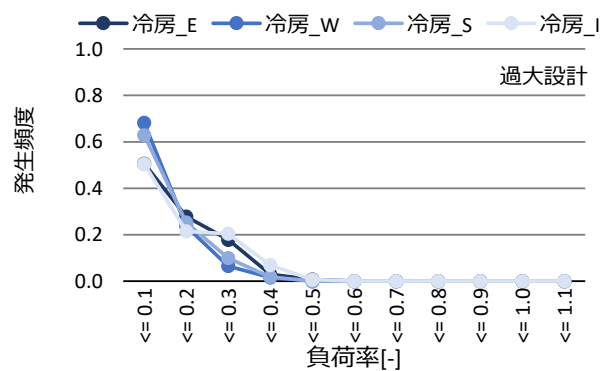
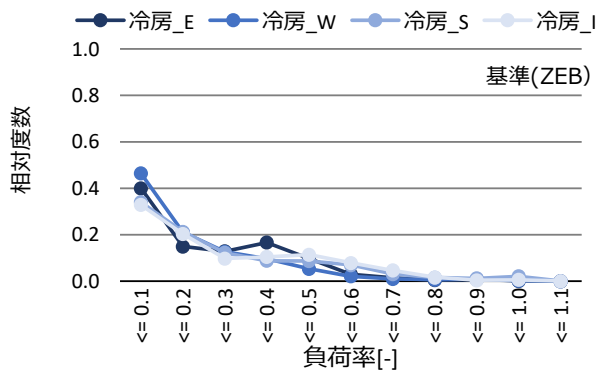


図 1.2.4.89 冷房[上]・暖房[下]の負荷率
(基準(ZEB))

図 1.2.4.90 冷房[上]・暖房[下]の負荷率
(過大設計)

e.1.4 ④室外機系統混在

- ・ 室外機定格能力の比較結果を図 1.2.4.91 に示す。WEN、WES のように方位の異なるゾーンを組み合わせるにより、最大負荷の発生時刻がずれるため、基準(ZEB) に比べ、室外機定格冷房能力は小さくなる。

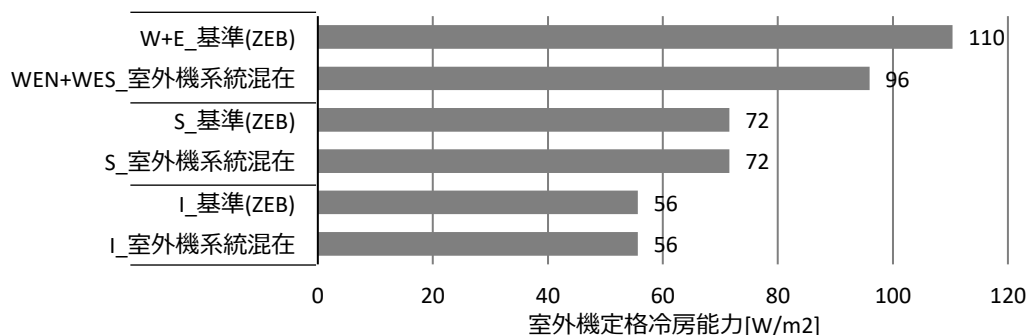


図 1.2.4.91 室外機系統混在：室外機定格冷房能力の比較

- ・ 年間の処理熱量、室外機消費電力、COP、圧縮機・室外機・室内機・換気ファン消費電力の比較結果を図 1.2.4.92 に示す。また、基準ケース、室外機系統混在のケースの月別室外機消費電力・COP を図 1.2.4.93、図 1.2.4.94 に示す。
- ・ 年間室外機消費電力は基準(ZEB)に比べ、若干増加するが、大きな差はない。
- ・ 本試算では、室外機系統混在は異なる方位を組み合わせたとともに、事務室と会議

室を組み合わせている(事務室空調時間 7~21 時、会議室 8~18 時)。そのため、図 1.2.4.96 に示すように、18 時以降は、事務室のみの空調が稼動し、負荷率が低下するため WEN、WES の COP が低下している。本試算では、基準(ZEB)との差はほとんどないが、空調スケジュールが大きく異なるものを組み合わせると本試算よりも COP が低下する可能性があるため注意が必要である。

- ・ 東西方位を混在させて室外機系統を設計した場合は、室外機能力を小さくすることができるため、東西方位単独で室外機系統を設計したときとの差額により、より高効率な熱源を選定することが望ましい。

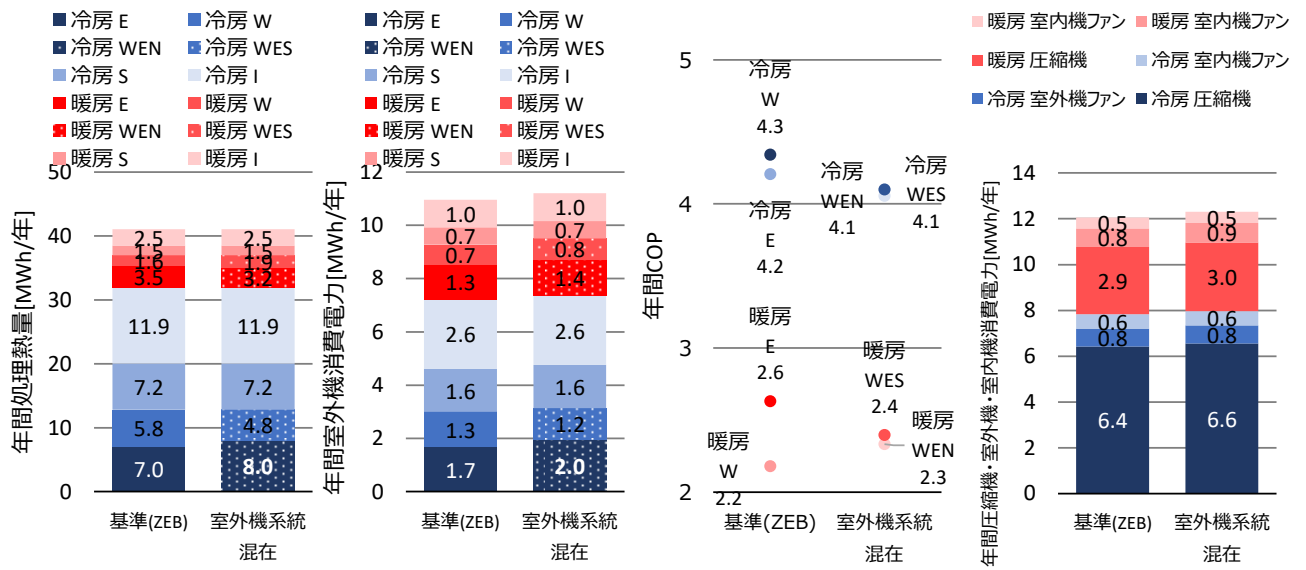


図 1.2.4.92 室外機系統混在：年間の処理熱量、室外機消費電力、COP、圧縮機・室外機・室内機・換気ファン消費電力の比較

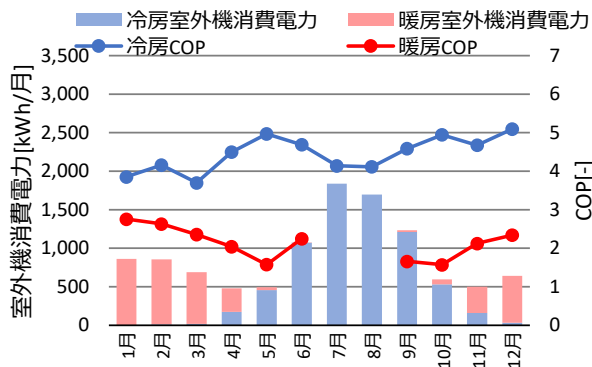


図 1.2.4.93 月別室外機消費電力・COP (基準(ZEB))

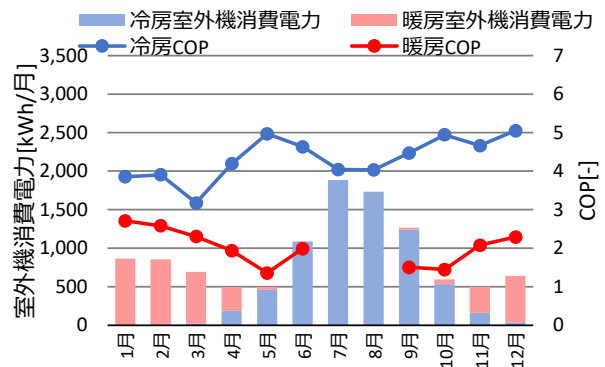


図 1.2.4.94 月別室外機消費電力・COP (室外機系統混在)

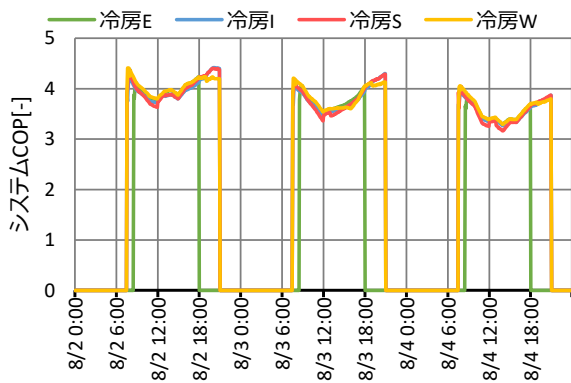


図 1.2.4.95 冷房の COP(基準(ZEB))

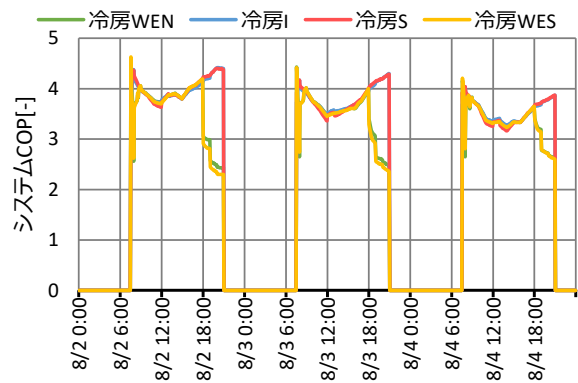


図 1.2.4.96 冷房の COP (室外機系統混在)

e.2 室外機系統分割による効率改善効果

図 1.2.4.97 に示すように、年間を通して暖房の COP は冷房よりも低い。これは、図 1.2.4.99 に示すように、暖房は、朝の立ち上がりの負荷率が高いがそれ以外の時間は負荷率が低く、図 1.2.4.101 に示すように、負荷率 10 %以下が 57~74 %を占めているためである。COP を向上させるには、負荷率を上げる必要があるが、ここでは、室外機系統を 2 台に分割した場合を検討した。

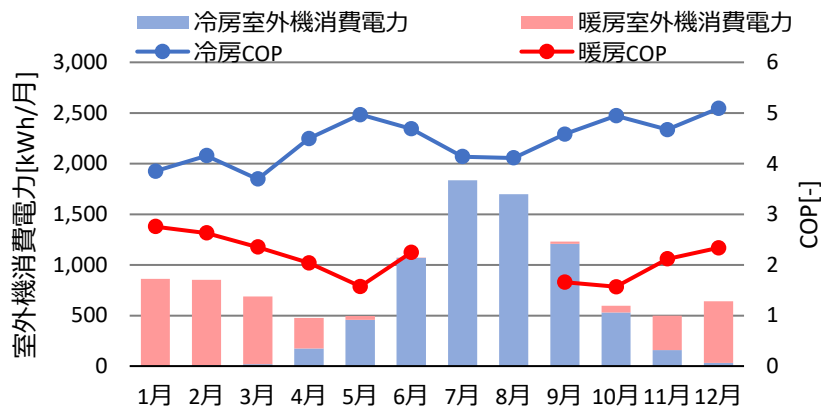


図 1.2.4.97 基準(ZEB)の室外機消費電力と COP

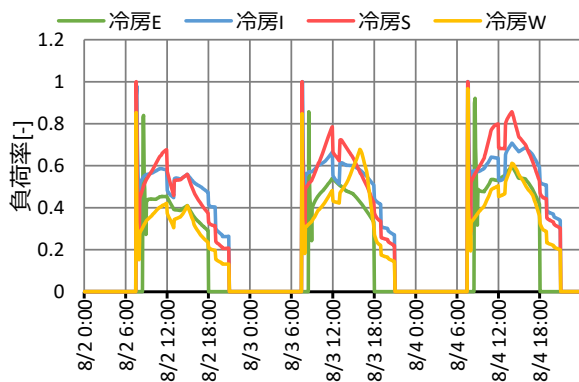


図 1.2.4.98 冷房の負荷率(基準(ZEB))

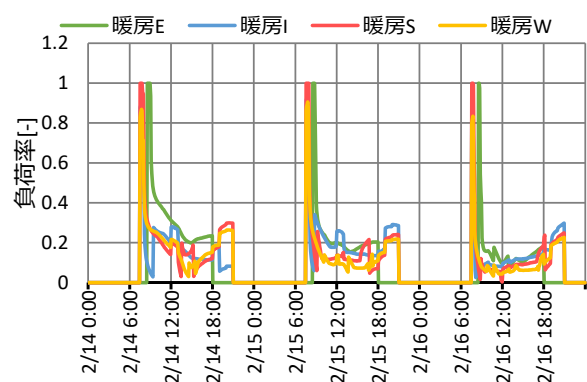


図 1.2.4.99 暖房の負荷率(基準(ZEB))

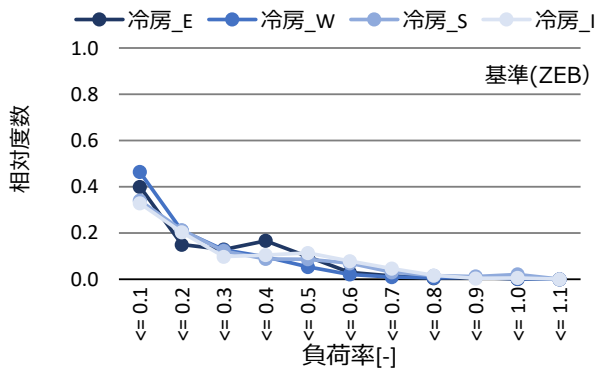


図 1.2.4.100 冷房の負荷率の相対度数
(基準(ZEB))

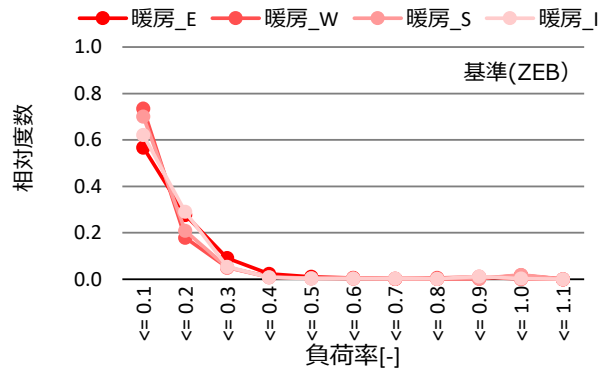


図 1.2.4.101 暖房の負荷率の相対度数
(基準(ZEB))

年間の処理熱量、室外機消費電力、COP、圧縮機・室外機・室内機・換気ファン消費電力の比較結果を図 1.2.4.102 に示す。室外機系統を分割にすることによって、年間室外機消費電力は、冷房 5%、暖房 19%、年間 10%削減できる。

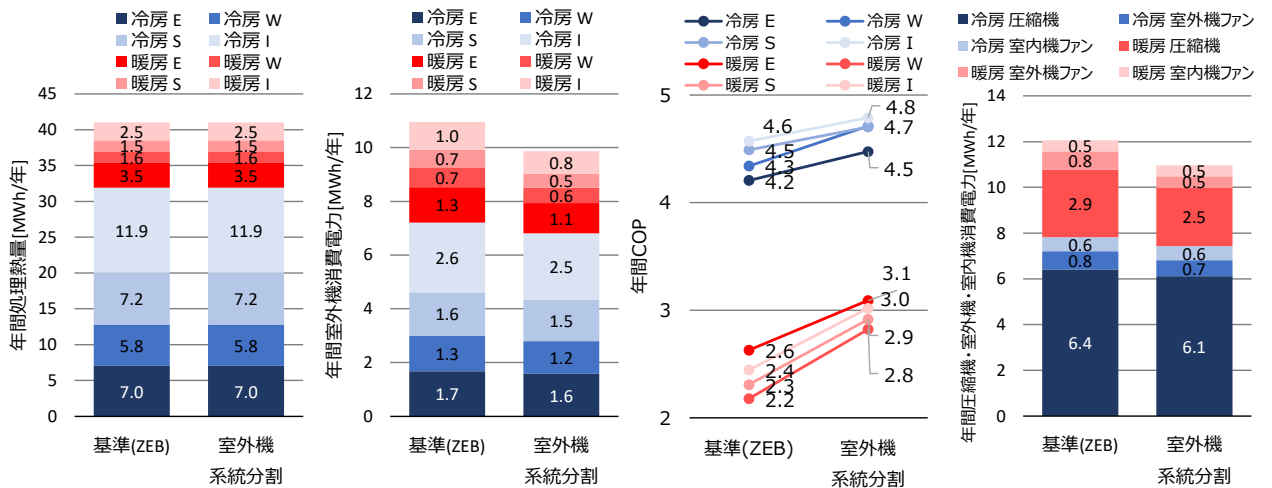


図 1.2.4.102 室外機系統分割：年間の処理熱量、室外機消費電力、COP、
圧縮機・室外機・室内機・換気ファン消費電力

冷房は負荷率 5% の場合、COP は基準(ZEB)で 3.5~4.5 であるが、室外機系統分割したケースでは 5~7 に向上する(図 1.2.4.103、図 1.2.4.104)

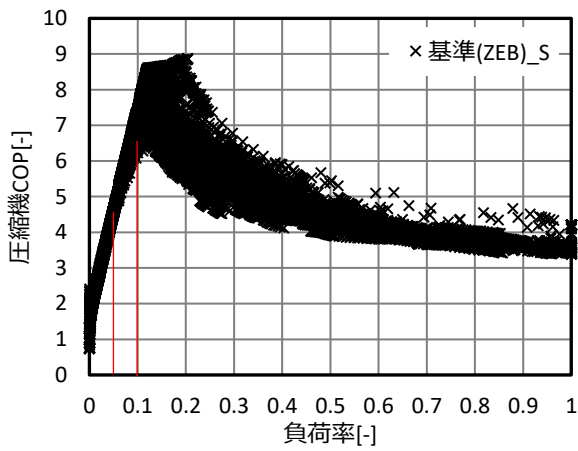


図 1.2.4.103 冷房の負荷率と COP の関係
(基準(ZEB))

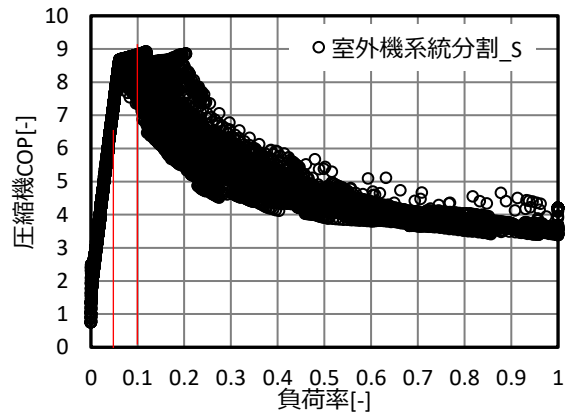


図 1.2.4.104 暖房の負荷率と COP の関係
(室外機系統分割)

暖房は負荷率 5% の場合、COP は基準(ZEB)で 1.5~3.2 であるが、室外機系統分割では 2.2~5 に向上する(図 1.2.4.105、図 1.2.4.106)。

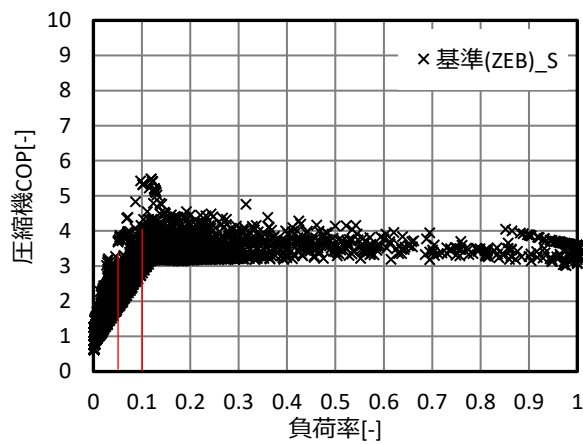


図 1.2.4.105 暖房の負荷率と COP の関係(基準(ZEB))

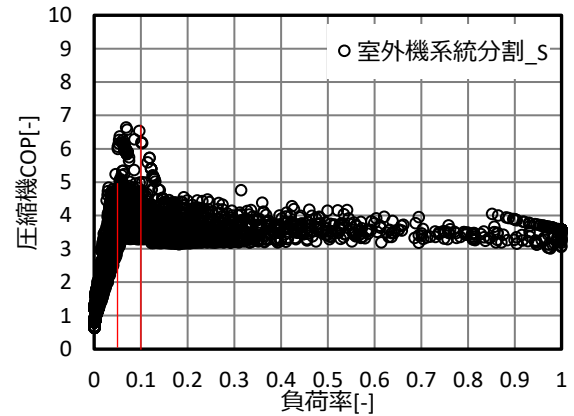


図 1.2.4.106 暖房の負荷率と COP の関係
(ユニット 2 台)

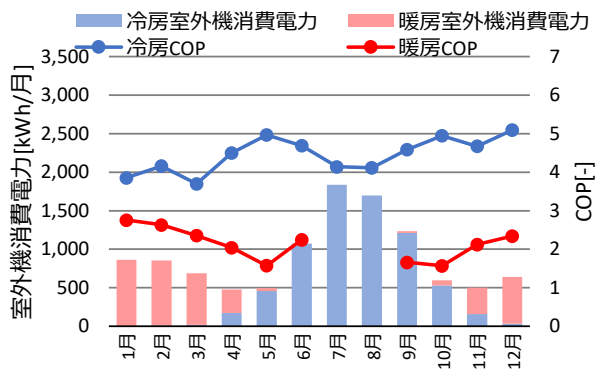


図 1.2.4.107 月別室外機消費電力・COP (基準(ZEB))

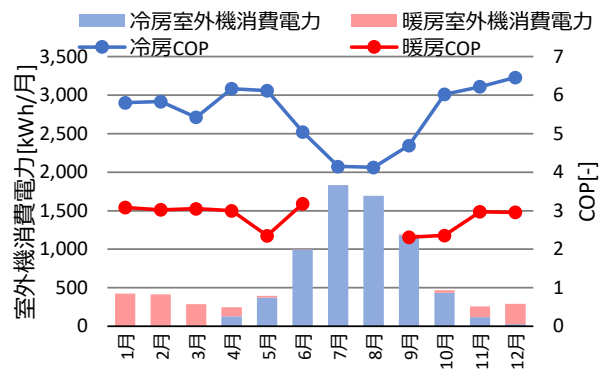


図 1.2.4.108 月別室外機消費電力・COP (室外機系統分割)

1.2.5 個別分散空調システムの設計法ガイドラインの作成

(1) 個別分散空調システムの設計法の整理

実務者へのヒアリングと稼働実態調査に基づき、個別分散空調システムの現状の設計の課題を把握した。さらに、評価モデルの構築及びケーススタディにより、設計課題の改善策の効果を試算した。これらの結果に基づいて、個別分散空調システムの設計法をまとめたガイドラインを作成した。

i) 現状の設計課題に関する議論

実態調査等により、表 1.2.5.1 に示す現状の設計課題への対策が必要であることを確認した。これらの課題はケーススタディ等により定量的に評価することが難しい。設計法ガイドラインの作成にあたり、実務者で構成されるガイドライン策定 WG において、表 1.2.5.1 に示す対策について議論を行った。ここでは、WG で挙げられた設計課題に対する対策についての意見をまとめて示す。

表 1.2.5.1 現状の設計課題への対策

通常設計において ZEB 相当の設計を行うための障壁、改善案
テナントビル等において ZEB を達成するためのアイデア
暖房運転時の効率改善策
COVID-19 に対応した外気量増大時の省エネ対策
実運用時の稼働実態把握を普及させるためのアイデア

a. 通常設計において ZEB 相当の設計を行うための障壁、改善案について

- ・ 施主の理解がないと ZEB 達成は難しい。施主の ZEB 実施のモチベーション、費用対効果（ZEB 設計に費用が掛かるが、設備容量低減で賄える可能性あり）が重要。ローコストな個別分散空調で ZEB が達成できるとよい。
- ・ 設置スペースの問題。高効率機器は室外機のサイズが大きくなるため、建築計画に影響する。
- ・ 内部発熱量を低減する場合、施主への説明が必要。
- ・ 外皮性能、内部発熱等について、ZEB Ready の目安となるしきい値があるとよい。
- ・ WEB プログラムでは冷暖フリーの評価が高くないため、冷暖同時発生時の熱回収効果が評価されるとよい。外気導入量制御についても評価できるとよい。また、部分負荷特性や APF 性能も加味した計算ができるとよい。
- ・ 室内機の風量制御において、最小風量をもっと小さくできないか。
- ・ 直膨コイル付全熱交換器のラインナップが少なく、COVID-19 対策として $30 \text{ m}^3/\text{h} \cdot \text{人}$ が求められているが、基準スパンに対応する適切な容量がないため、設備容量が過大になる。
- ・ 中小規模物件では、トイレとのエアバランスの問題で全熱交換器が設置できないことがある。パッケージ空調機と組み合わせられる顕熱交換機などにより改善できるのでは。

- ・ 年間負荷計算に基づく設計が ZEB 達成には重要と思われるので、年間計算を行えるツールがあるとよい。またその評価のため、部分負荷特性が開示されるとよい。
- ・ 室外機への散水効果やルーバーの効果が明記されていると、設計に活用することができる。

b. テナントビル等において ZEB を達成するためのアイデアについて

- ・ 内部発熱の想定値について、運用実績に基づいた設計条件（施主規定のビル基準）の見直しが必要。また、オーナーメリットを示すことも重要。
- ・ 室外機は貸区画単位で設置されるが、室外機を統合して 100 kW 程度の大きな室外機とし、圧縮機の台数制御に期待してもよいのでは。ただし課金の方法については検討が必要。
- ・ 室外機をモジュールチラーのように増段できないか。
- ・ デザイン重視の場合でも天井カセット型で対応可能にする。
- ・ 冷媒配管の距離を可能な限り短くする。
- ・ 位置情報などと連携し、風量等の設定値を外部から入力できるようなパッケージ空調機の開発。
- ・ 潜熱処理がやりやすい外気処理ユニットがあるとよい。
- ・ 運用実態を設計者、設備管理者が容易に確認できるとよい。
- ・ ベース計画とオプション計画に分け、設備容量を低減したものをベース計画とし、テナントに応じて個別に容量増加の対応できるように備える。

c. 暖房運転時の効率改善策について

- ・ 機器容量の細分化、コンプレッサーの適切な台数制御。
- ・ 建物性能を向上し、他系統と連携制御してすべての機器を暖房運転しなくてもよいようにする。
- ・ 外皮・外気負荷系統と室内負荷系統に分ける、冷房能力増加分を別系統にするなど、負荷ベースで系統を分割する。
- ・ インテリア側に暖房負荷が発生しない場合は停止できるようにする。
- ・ 同一室内に室外機系統を 2 系統以上で構成する（温熱むらが生じないように、室内機配置には工夫が必要）。
- ・ 予熱時間で調整する。

d. COVID-19 に対応した外気量増大時の省エネ対策について

- ・ 外部信号で外気導入量を制御できる仕組みがあるとよい。画像センサを用いた在室人員密度による制御、CO₂ 濃度センサ、人検知センサなどによる制御など。
- ・ 全熱交換器の設置。その際、給排気のバランスを維持して熱交換効率を確保する工夫が必要（脱臭機により便所の排気量を低減するなど）。
- ・ フィルターによる空気浄化。
- ・ 外気冷房の設定値を緩和し、外気冷房を拡大する。

- ・ 換気量が多くなると安心できないという心理的要因もある。COVID-19 によるパンデミックが収束したときに省エネ制御に切り替えられるようにしておく。

e. 実運用時の稼働実態把握を普及させるためのアイデアについて

- ・ 普及促進のため、稼働実態評価に関する補助事業を実施し、先行事例として一般に周知する。BEMS 設置の義務化、エネルギー消費実態の報告義務化等により、簡易的な計測システムの開発、設計図書への盛り込みなどにつなげられるとよい。
- ・ 日常的に目に見えて意識させることが大事なので、室内環境、エネルギーをリモコンに表示するなど、容易に確認できるようにする。
- ・ 月ごとに ZEB 達成の可否や目標値を見える化する。
- ・ 機器の内部データを BEMS のインターフェースで取り出せるとよい。
- ・ 遠隔監視サービスを利用するのがよいが、運用改善につなげるにはスキルが必要。
- ・ コンセント発熱の実態を計測等により確認し、設計条件の見直しにつなげられるとよい。

ii) 個別分散空調システムの設計法ガイドラインの作成方針

これまでの検討結果を元に、個別分散空調システムの設計法ガイドライン（以下、本ガイドラインと呼称）を作成した。本ガイドラインの目的や対象、目指すべき BEI の目標値、さらにガイドラインの構成について、ガイドライン策定 WG にて議論を重ね、個別分散空調システムを採用する建物において、実運用時に ZEB Ready を達成するために、計画・設計・運用の各段階において留意すべきポイントをまとめた。ここでは、本ガイドラインの作成方針の概要を示す。ガイドラインの全文は資料に示す。

a. ガイドラインの目的

本ガイドラインは、個別分散空調システムを採用する建物において、実運用時に ZEB Ready 相当を達成することを目的とした。そのため、空調システムの計画・設計段階における留意点だけでなく、竣工後の運用段階のポイントについても取り上げるこことした。

b. ガイドラインの対象

本ガイドラインでは、ひとまず、建物用途は温暖地における事務所用途、システムは冷暖房切替型の空冷式ビル用マルチパッケージ型空調システム（以降、ビル用マルチ）を対象としてまとめることとした。基本的な部分については、他の気候区分や用途、冷暖房同時運転型システムについても活用できるものを目指した。

c. 設計時の BEI の目標値の設定

実運用時の ZEB Ready 相当を達成するためには、建物全体での対策が不可欠であるが、現在は実運用時の ZEB の評価法がないため、ひとまず設計時における目標値を「建物全体の BEI が 0.5 以下（太陽光発電なし）」とした。

BELS（建築物省エネルギー性能表示制度）の事例データ（参考文献 11）の分析結果を

図 1.2.5.1 に示す。ZEB Ready 認証の建物においては、効率化設備を除く建物全体の BEI 値は 0.4~0.5 が最も多い。また、空調 (BEI/AC) は 0.4~0.6 の範囲が約 9 割、照明 (BEI/L) は、0.2~0.4 の範囲が 8 割を超える。一方、参考文献 12) での報告によれば、太陽光発電なしで BEI 値を 0.55 未満とするには、照明 (BEI/L) は 0.39、空調 (BEI/AC) は 0.62 (6 地域の場合) が必要との試算結果が報告されている。

これらの分析結果に基づき、本ガイドラインにおいては、空調 (BEI/AC) 0.5 を目標に、最低でも 0.6 以下とするための空調におけるエネルギー削減を達成するためのポイントを整理することとした。ただし、ZEB Ready 達成のためには、このガイドラインでは対象としていない照明 (BEI/L) や換気 (BEI/V) での省エネルギー性能の向上が必要である点を合わせて記載することとした。

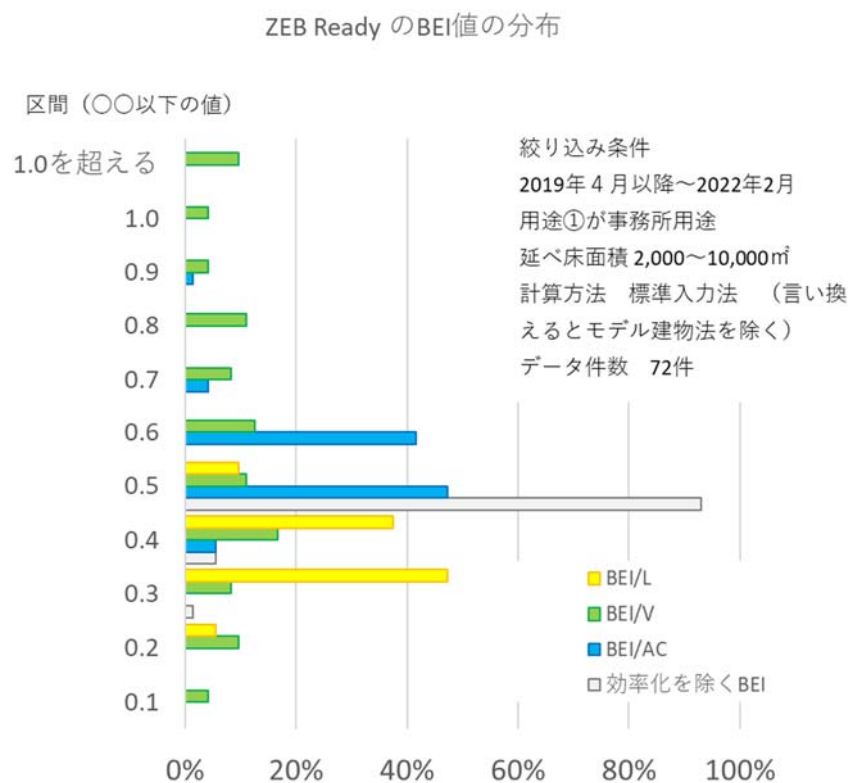


図 1.2.5.1 BELS 事例データの分析結果 (ZEB Ready 認証データ)

d. ガイドラインの構成

本ガイドラインの目次を表 1.2.5.2 に示す。本ガイドラインは、計画編・設計編・運用編で構成し、各段階での留意すべきポイントをまとめている。さらに、これまでに検討した稼働実態調査やケーススタディの結果をもとに、各対策の定量的な効果を合わせて示している。

建築及び空調設備システムが選定される段階だけでなく、竣工後の運用段階までカバーすることで、実運用時に ZEB Ready を達成することを目指している。また、ガイドラインの本文中の情報が一目でわかるように、冒頭に「個別分散空調システムの ZEB Ready 達成のポイント」を一覧としてまとめている。ガイドラインの全文は資料に示す。

表 1.2.5.2 個別分散空調システムの設計法ガイドラインの目次

個別分散空調システムの ZEB Ready 達成のポイント一覧

1. このガイドラインについて
 - 1.1. このガイドラインの背景・目的
 - 1.2. このガイドラインの対象
 - 1.3. 設計時における BEI の目標値
 - 1.4. ビル用マルチの ZEB 達成のポイント
 - 1.5. 省エネ技術開発の変遷
2. 計画編
 - 2.1. 外皮性能の向上
 - 2.2. 外気処理方法の選択
3. 設計編
 - 3.1. 熱負荷計算時の留意点
 - 3.2. 室内機選定時の留意点
 - 3.3. 室外機系統設計時の留意点
 - 3.4. 室外機能力選定時の留意点
 - 3.5. 室外機設置場所の留意点
 - 3.6. その他
4. 運用編
 - 4.1. 運用時の留意点
 - 4.2. 稼働実態把握の重要性

(2) 設計法以外の課題への対策（機器開発、助成制度への要望）

個別分散空調システムの実態調査や、評価モデルの開発とケーススタディ、設計法ガイドラインについての議論を通して、機器開発や助成制度への要望など、設計法以外の課題への対策が挙げられた。ここでは、機器開発、助成制度等への要望を示す。

i) 機器開発への要望

a. 外気処理関連

- ・ 直膨コイル付全熱交換器のラインナップが少ない。COVID-19 対策として $30 \text{ m}^3/\text{h} \cdot \text{人}$ が求められているが、基準スパンに対応する適切な容量がないため、設備容量が過大になる。
- ・ 中小規模物件では、トイレとのエアバランスの問題で全熱交換器が設置できないことがある。パッケージ空調機と組み合わせられる顕熱交換機などにより改善できると思われる。
- ・ 潜熱処理がやりやすい外気処理ユニットがあるとよい。
- ・ 適材適所の外気量制御ができるとよい。画像センサ等を用いた在室密度による外気量制御が理想。現状では、CO₂ 濃度による外気量制御が必要。
- ・ 個別分散空調の特徴である、機器（センサ）が基本的には執務室エリアに比較的均等に分散配置されている点を活かして、天井カセット型や隠ぺい型のリモートサーモなどのセンサ（大量生産で安価に製造）と外気処理機の制御を連動させることが可能では。

b. 負荷計算関連

- ・ 年間負荷計算に基づく設計が ZEB 達成には重要と思われるので、年間計算を行えるツールがあるとよい。またその評価のため、部分負荷特性が開示されるとよい。

c. 室内機関連

- ・ 室内機の風量制御において、最小風量をもっと小さくできるとよい。
- ・ デザイン重視の場合でも天井カセット型で対応できるように、デザイン性の高いものがあるとよい。
- ・ リモコンサーモやリモートサーモの検知性能自体をもう少しあげることができないか。
- ・ ルームエアコンに搭載されている高精細赤外線センサで制御できることが理想。

d. 室外機関連

- ・ 室外機をモジュールチラーのように増段できないか。
- ・ 室外機への散水効果やルーバーの効果が明記されていると、設計に活用することができる。
- ・ 位置情報などと連携し、風量等の設定値を外部から入力できるようなパッケージ空調機の開発。

- ・ コンプレッサの適正な台数制御：選定する機器の能力にもよるが、10 HP を超えるものについては、複数のコンプレッサを台数制御するなどして対応することも可能。インバータで 25 %程度までリニアに制御できれば 10 HP (31.5 kW) を 7.1kW まで制御できる。
- ・ 他系統との連携制御：建物性能（高断熱化・高気密化）の向上により、外気処理系統を除けば、全ての機器を部分負荷で暖房運転する必要がない場合が想定される。シミュレーションや実証実験などで検証し、仮に部分的に停止したり、一定時間停止したりすることで室内環境への影響が大きい場合は、上記に応じた連携制御などを組み込んでいくことも可能では。
- ・ 圧縮機が 2 台以上搭載されている室外機について、圧縮機 1 台での運転効率が高い負荷の範囲において圧縮機 1 台運転とすることができれば、効率が改善される可能性がある。
- ・ 仮に凝縮温度を下げて不具合が生じる要因がなければ、凝縮温度を下げることでエネルギーが削減される可能性がある。
- ・ 外気温度が低いときの高圧圧力を下げられれば、効率の向上が期待される。ただし、室外機と室内機間の高低差や配管長に応じた圧力差を確保する必要がある。室外機と室内機を同一階に設置する等の工夫により、高圧圧力の下限値を下げられれば、効率向上に寄与する可能性がある。
- ・ 運転効率が高くなるような負荷率での運転とできないか。設定温度をレンジで与え、低負荷時に、複数台の室内機の運転時間帯を調整しながら、同時にあるいは時間帯をずらして運転。短時間負荷率が高めの状態で運転してしばらく停止することで、頻繁な発停より効率を改善できないか。

e. 運用関連

- ・ 運用実態を設計者、設備管理者が容易に確認できるとよい。
- ・ 運用時の実稼働データ収集について、室内機ごとの処理熱量がわかると、実際の室内の発熱実態が分かって非常によい。たとえば処理熱量が算出できるような風量、吹き出し温度などが加えられるとよい。
- ・ エネルギー消費量の多い運転や無駄な運転（中間期の冷暖同時モード選定や、異常な設定温度、etc.）をしているときに、リモコン等にアラートが出せるような機能が付けられるとよい。このとき、暗号のようなエラーコードを表示するのではなく、画面がフリッカーするなど分かりやすくすることが重要。
- ・ リモコンに表示されるキャラクターで運転状況（寒すぎる、熱すぎるなど）が把握できると、居住者への訴求効果があるかもしれない。
- ・ 簡易（廉価版）計測システムが開発されるとよい。
- ・ リモコンレベルで、エネルギー見える化ができるとよい。電源オフ時に本日の消費電力、昨日の消費電力といった情報を空調運転管理者等に知らせる機能があるとよい。
- ・ 建物全体の消費エネルギーについて、ZEB 達成のための月別目標値を示した上での

見える化。

- ・ ユーザーへの室内環境の見える化。空調利用位置検知システム等の取組み。
- ・ 機器の内部データの情報を、汎用的な BEMS インターフェースへ出力可能とする。
- ・ 外気処理と室負荷処理の連携制御（負荷相殺、低負荷時の台数制御）。
- ・ 冷暖同時機で意図しない加熱冷却を回避する方法（月に応じて冷房や暖房が入らないようにする等）
- ・ メンテナンスサービス用データ等をもとに、運転効率改善提案や遠隔制御ができないか。

ii) 助成制度等への要望

- ・ ZEB の先行事例の稼働実態評価事業を実施し、本調査で作成するガイドラインとあわせて先行事例集をパンフレット化し、事業者・設計者・施工者の啓発に繋げる。
- ・ セントラル空調システムのコミッショニングのように、個別分散空調システムでも稼働実態を見える化し、運用改善することがオーナーメリット（省エネ・省カーボン）に繋がることを示す。
- ・ 個別分散の ZEB システム計画および検証に関する補助金制度の策定（運用実態の報告義務あり）。
- ・ 上記補助金取得につながるような簡易（廉価版）計測システムが開発されるとよい。
- ・ 過大設備容量回避のための室外機交換や保証の制度。

1.2.6 まとめと今後の課題

(1) まとめ

i) 実態調査

a. 設備容量調査

2018～2020年度に建築物省エネ法における「標準入力法」での届出状況を分析した。調査対象は、6地域の事務所を対象に、空冷式パッケージエアコンディショナが採用された物件である。室内負荷と外気負荷の両方を処理する熱源系統は全体の76%であり、同78%は単独室用途で系統分けされていた。室内負荷と外気負荷の両方を処理する熱源系統に着目すると、熱源の定格冷房能力は $200 \pm 150 \text{ W/m}^2$ が多く、室内機の定格冷房能力は5～8kWの比較的低容量のものを 30m^2 に1台程度設置されていた。定格冷房能力のばらつきが非常に大きく、過剰な設計が行われる物件もあることが確認できた。

b. 実務者ヒアリング

個別分散空調がメインとなる建物規模は $10,000 \text{ m}^2$ 以下との回答が最も多く、 $10,000 \sim 30,000 \text{ m}^2$ の規模で個別式、中央式の両方で検討するとの回答があった。中央式はVAV、VWV、各種台数制御、外気冷房などの省エネ手法が豊富なため、ZEBを目指す場合は中央式が選択されるとの回答があった。事務所ビルの最大負荷計算の内部発熱条件についての回答によると、テナントビル、自社ビル、ZEB建物の順に大きく、ZEB建物では照明発熱についても各種制御も考慮した発熱としているとの回答もあった。ZEBを目指さない通常設計では、安全側を見て過剰な内部発熱を想定する傾向がみられ、その理由が施主の理解が得られないとの回答であった。施主への説明のためにも最新の内部発熱の実績値の蓄積が望まれている。

c. 実稼働データの分析

建築物省エネ法における6地域に建設された10棟（事務所、病院、福祉施設、物販店舗、飲食店舗、室外機98台、室内機551台）の長期実稼働データ（1時間間隔、年間）、6地域に建設された2棟（事務所、室外機22台、室内機152台）の短期実稼働データ（1分間隔、夏期・冬期各2週間）を収集し、分析した。使用時間帯が異なるような室の室内機を同じ室外機系統に接続される場合、室外機が低負荷運転となり効率が低下する傾向がみられた。一方で、負荷に対して過少な能力の室外機が選定された場合も効率が低下する傾向にある。また、冷暖同時型が設置されている建物において、同一空間内に設置される複数の室内機（外気処理を含む）において、冷房と暖房が混在するといった運用がなされ結果的にエネルギー消費の増大につながるような室外機系統も見られた。ビル用マルチは、使用者のニーズに合った細やかな運転が行えるメリットがある一方、使用者の快適性追求の行動が使用者の意図しないエネルギー消費を増大させる運用が行われる可能性があることがわかった。

ii) 評価モデルの構築と設計課題の解決策検討

a. 評価モデルの検証

既存のビル用マルチの評価モデルを用いてケーススタディを実施するにあたり、評価モデルの検証を行った。検証は室内機、室外機の境界条件を種々に変更した環境試験室で取得した実験データと、実稼働データで行った。実験データによる検証では、室内機、室外機の吸込状態、処理熱量を変更した条件、室内機の吸込状態が不均等な条件、室内機の処理熱量が偏在した条件で行い、いずれの条件においても、十分な精度であることを確認した。長期実稼働データでの検証では、冷房は十分な精度であることが確認できた。暖房については、低負荷時の室外機ファンの発停が十分に再現できていない部分があり、低負荷運転が継続する室外機系統において、評価モデルと乖離が発生する場合があった。評価モデルは、計算対象機器の制御情報を詳細に再現するようなモデルではないことから、実用上は問題のないレベルであると判断した。

b. 課題の解決策の提案と効果の試算

実態調査からあげられた各種課題に対する改善策と効果について、評価モデルを用いた検証を行った。室使用時間の異なる室を別の室外機系統とする場合や、低負荷運転の頻度が高い室外機系統の室外機能力を低減させた場合の試算を行った。また、モデル建物を想定し、室内機と外気処理エアコンの室外機系統分けの検討、外皮性能や全熱交換器、設計時の過剰な内部発熱想定による年間1次エネルギー消費への影響も検討した。全熱交換器の採用については、設備容量の低減、室内温熱環境の改善、年間処理熱量の低減といったメリットがある一方で、熱交換を有さない第3種換気に比べて換気用消費電力が大きくなるため、年間の合計消費電力の差は小さくなる傾向にあることを確認した。

iii) ガイドラインの策定

実態調査で得られた設計時の課題や、評価モデルを用いて行われた課題の解決策とその効果をもとに、実務者で構成されるガイドライン策定WGにて議論し、温暖地を対象に事務所で冷暖切替型の電気式空冷ビル用マルチを対象とした個別分散空調システムの設計法ガイドラインを策定した。ガイドラインは計画編、設計編、運用編で構成される。計画編では、外皮性能や外気処理方法についてとりまとめた。外気処理方法については、昨今のCOVID-19対策についても省エネルギーと両立する方法について触れた。設計編では、最大熱負荷計算時の留意点、室内機・室外機選定時の留意点、室外機系統設計時の留意点、室外機設置場所について言及した。運用編については、運用時の留意点と稼働実態把握の重要性について述べた。

以上のように、適用範囲を限定してはいるが、当初予定していた個別分散空調システムの設計ガイドラインの策定までに行い、当初の目標はおおむね達成した。

(2) 今後の課題

1年間という限られた期間の中で、最大限の成果を上げるために、個別分散空調システムの設計法ガイドラインの適用範囲を下記に限定した。

地域：温暖地

建物用途：事務所

対象機種：冷暖切替型の電気式の空冷ビル用マルチ

ガイドライン策定 WG では、設備設計実務者より昨今、適用物件が増加している冷暖同時型や地中熱や太陽熱などの再生可能エネルギーの利用が可能な水熱源ビル用マルチへの要望が高く、設計ガイドラインの拡張が必要であろう。冷暖同時型については、実稼働状態の性能測定法が確立しておらず、まずはこの課題の解決が先決である。

また、蒸暑地への適用については、今後冷房化が促進すると考えられるアジア諸国の蒸暑地域への展開も可能と考えられ、蒸暑地版のガイドラインの策定意義もあると考えられる。特に、アジア諸国の蒸暑地域の学校の冷房化が今後進むと考えられ、建物用途の拡張も必要であろう。

1.2.7 参考文献

- 1) 宮田 征門、三木 保弘：非住宅建築物の外皮・設備設計仕様とエネルギー消費性能の実態調査 - 省エネ基準適合性判定プログラムの入出力データの分析 -, 国総研資料第 1107 号、2020.3
- 2) 宮田征門, 省エネ基準適合性判定プログラムの入力データを活用した空調熱源・搬送システム設計仕様の実態分析, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 291, 2021. 6
- 3) 宮田 征門、三木 保弘：非住宅建築物の外皮・設備設計仕様とエネルギー消費性能の実態調査 - 省エネ基準適合性判定プログラムの入出力データ(2019 年度)の分析 -, 国総研資料第 1143 号、2021.1
- 4) Eisuke Togashi and Makoto Satoh: Development of variable refrigerant flow heat-pump model for annual-energy simulation, Journal of Building Performance Simulation, IBPSA, Vol. 14, No. 5, pp. 554-585, 2021
- 5) 宮田征門：処理熱量の偏在がマルチ型パッケージエアコンの運転効率に与える影響の解明, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 第 3 巻, I-11, pp.41-44, 2018
- 6) 河野匡志, 赤羽元他：人口環境試験装置を用いた空調・給湯機器の性能評価に関する研究, 環境試験装置の構築と機器性能の評価事例, 空気調和・衛生工学会 論文集, 空気調和・衛生工学会, Vol. 36, No. 169, pp.31-38, 2011
- 7) 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：平成 28 年 省エネルギー基準 一次エネルギー消費量算定方法の解説（非住宅建築物） 第 2 章 空気調和設備の評価方法 2.7.4.2 湿球温度、
https://webpro-nr.github.io/BESJP_EngineeringReference/EngineeringReference_chapter02.html
(2022 年 6 月参照)
- 8) 空気調和・衛生工学会、SHASE-S112-2019 冷暖房熱負荷簡易計算法、2019
- 9) 空気調和・衛生工学会、SHASE-G 1008-2016 建物エネルギーシミュレーションツールの評価手法に関するガイドライン、2016
- 10) 品川浩一、金森美紀、川津行弘、村上周三、石野久彌、郡公子、長井達夫、森太郎：建築エネルギー・環境シミュレーションツール BEST の開発 第 96 報 標準オフィスビルの提案、日本建築学会大会学術講演梗概集、pp. 1717-1718、2021.9
- 11) 一般社団法人住宅性能評価・表示協会：BELS 事例データ一覧、
<https://bels.hyoukakyokai.or.jp/cases/list>、2022 年 3 月閲覧
- 12) 宮田 征門, 平川 侑：省エネ基準適合性判定プログラムの入出力データを活用した非住宅建築物の外皮・設備設計の実態分析（その 1）：新築事務所ビルを対象とした省エネ基準評価結果別の標準的な設計仕様の解明、日本建築学会環境系論文集、85 巻、777 号、pp. 859-869, 2020 年 11 月

資料 1 個別分散空調システムの設計法ガイドライン

ZEB Ready 達成を目指すための
個別分散空調システムの設計法ガイドライン
(温暖地・事務所編)

2022年6月

個別分散型空調システム設計法検討委員会

個別分散型空調システム設計法検討委員会

委員長	柳原隆司(株式会社 RY 環境・エネルギー設計)	
委員	吉田治典(京都大学)	野部達夫(工学院大学)
	赤司泰義(東京大学大学院)	住吉大輔(九州大学大学院)
	富樫英介(工学院大学)	宮田征門(国土交通省国土技術政策総合研究所)
	佐藤孝輔(株式会社日建設)	柳井崇(株式会社日本設計)
	安田健一(株式会社三菱地所設計)	八木崇(鹿島建設株式会社)
	高橋満博(清水建設株式会社)	豊原範之(大成建設株式会社)
	木村剛(株式会社大林組)	白石晃平(株式会社竹中工務店)
	オブザーバー	枝廣 克幸、庄司 貴朋、石田 彩乃(ダイキン工業株式会社)
	四十宮 正人、田中 千歳(三菱電機株式会社)	
	芹川 真緒(神奈川大学、2022年4月から)	
事務局	佐藤 誠、芹川 真緒(2022年3月まで)、辻丸 のりえ(佐藤エネルギーリサーチ株式会社)	

個別分散型空調システム設計法検討委員会 実態調査 WG (WG1)

主査	住吉大輔(九州大学大学院)	
委員	富樫英介(工学院大学)	宮田征門(国土交通省国土技術政策総合研究所)

個別分散型空調システム設計法検討委員会 評価モデル構築 WG (WG2)

主査	富樫英介(工学院大学)	
委員	住吉大輔(九州大学大学院)	宮田征門(国土交通省国土技術政策総合研究所)

個別分散型空調システム設計法検討委員会 ガイドライン策定 WG (WG3)

主査	佐藤孝輔(株式会社日建設)	
委員	富樫英介(工学院大学)	宮田征門(国土交通省国土技術政策総合研究所)
	星野秀明(株式会社日本設計)	羽鳥大輔(株式会社三菱地所設計)
	佐藤正章(鹿島建設株式会社)	高橋満博(清水建設株式会社)
	豊原範之(大成建設株式会社)	木村 剛(株式会社大林組)
	白石晃平(株式会社竹中工務店)	

- このガイドラインは、国立研究開発法人・新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)が実施した2021・2022年度「脱炭素社会実現に向けた省エネルギー技術の研究開発・社会実装促進プログラム/ZEBを旨とした個別分散型空調システムの設計課題に関する調査」(受託者:佐藤エネルギーリサーチ株式会社)に関する委託研究の成果の一部です。
- このガイドラインの内容は、自由に引用・転載いただくことができます。ただし、転載の際は出典として本ガイドラインの名称(個別分散型空調システム設計法検討委員会:個別分散空調システムの設計法ガイドライン、2022年6月)を明記してください。

目次

個別分散空調システムの ZEB Ready 達成のポイント一覧.....	4
1. このガイドラインについて	6
1.1. このガイドラインの背景・目的.....	6
1.2. このガイドラインの対象	6
1.3. 設計時における BEI の目標値.....	7
1.4. ビル用マルチの ZEB 達成のポイント.....	9
1.5. 省エネ技術開発の変遷	13
2. 計画編.....	15
2.1. 外皮性能の向上.....	15
2.2. 外気処理方法の選択	18
3. 設計編.....	24
3.1. 熱負荷計算時の留意点.....	24
3.2. 室内機選定時の留意点.....	28
3.3. 室外機系統設計時の留意点	31
3.4. 室外機能力選定時の留意点	33
3.5. 室外機設置場所の留意点	36
3.6. その他.....	37
4. 運用編.....	38
4.1. 運用時の留意点.....	38
4.2. 稼働実態把握の重要性.....	40
5. 参考文献	42

個別分散空調システムの ZEB Ready 達成のポイント一覧

- ・ 本ガイドラインは、個別分散空調システムの実運用時において、ZEB Ready 相当(無対策に対して50%省エネ、コンセントを除く)を達成することを目的として作成したものです。個別分散空調システムの計画・設計・運用の各段階で注意すべきポイントをまとめています。
- ・ 本ガイドラインでは、温暖地における事務用途に設置される、電気式の冷暖切替型の空冷式ビル用パッケージ型空調システム(ビル用マルチ)を対象としています。

	ZEB Ready 達成のポイント			「ビル用マルチの ZEB 達成のポイント(p. 9)」との関係 ◎：該当、○：一部該当		
	大分類	中分類	ポイント	①年間 処理熱量 低減	②低負荷 運転を 避ける	③冷媒 制御の 適正化
計画編	外皮性能の向上(p.15)		建物の外皮(窓、外壁、屋根等)からの熱取得、熱損失をできるだけ減らす	○	○	—
	外気処理方法 の選択	全熱交換器の採用(p.19)	全熱交換器とともにバイパス制御を採用する(ファン動力の増加に注意)	◎	◎	—
		外気処理システムの系統分け(p.21)	外気負荷と室内負荷を別々に処理する場合は、外気処理用と内部負荷処理用の室内機は別の室外機系統とする	—	—	◎
		外気負荷低減対策の採用(p.22)	外気冷房制御などの外気負荷低減対策、CO2 濃度制御、人体検知制御などの外気量制御の採用を検討する	◎	○	—
設計編	最大熱負荷計算時の留意点	コンセント発熱の想定値(p.24)	実際の機器または運用実績に基づいた発熱量とする(5~12 W/m ² 程度)	—	◎	—
		照明発熱の想定値(p.26)	適切な設計照度とし、照明制御も考慮した上で、実際の照明機器を想定した発熱量とする(5~10 W/m ² 程度)	—	◎	—
		人員密度、外気導入量の想定値(p.27)	実際の在室人員に応じた人員密度とし、適切な外気導入量を設定する	—	◎	—
		想定する余裕係数(p.27)	余裕係数の意味を勘案し、要・不要を判断する(設計の工夫で対応することが理想)	—	◎	—
	室内機選定時の留意点	室内機能力の選定(p.28)	室内機能力を絞りすぎないようにし、小さい容量(7~14 kW 程度)を複数配置する	—	—	◎

ZEB Ready 達成のポイント			「ビル用マルチの ZEB 達成のポイント(p. 9)」との関係 ◎：該当、○：一部該当			
大分類	中分類	ポイント	①年間 処理熱量 低減	②低負荷 運転を 避ける	③冷媒 制御の 適正化	
	室内機タイプの選定(p.28)	ファン動力が大きくなりすぎないものを選定する(天井カセット型はファン動力が小さい)	—	—	—	
	室温センサの選定(p.29)	室内機が適切に運転できるように、室内温度が正しく検知できるように注意する	—	—	—	
	室外機系統設計時の留意点(p.31)	室外機系統内の室内機の運転条件(方位、室用途等)をできるだけ統一する	—	—	◎	
	室外機能力選定時の留意点	室外機能力の選定(p.33)	—	◎	—	
		配管長・高低差による能力の補正(p.35)	—	◎	—	
		テナントビルへの対応(p.35)	—	◎	—	
	室外機の設置場所(p.36)	冷媒の配管長や高低差が長くなりすぎないようにし、室外機の設置間隔に注意する	—	—	◎	
運用編	運用時の留意点	室内機の設定温度(p.38)	室内機の設定温度を極端に低くしたり、高くしたりしないようにする	—	—	◎
		室内機の運転時間(p.39)	消し忘れがないように注意し、同一系統内で室内機1台だけ運転するなどの低負荷での運転を避ける	—	○	—
		外気処理ユニットの運転状況(p.39)	在室人員不在時に外気処理ユニットを運転していないか、設定温度が適切か確認する	—	—	—
		室内機のルーバーの設定(p.40)	暖房時に室内機のルーバーが水平吹き出しの設定になっていないか注意する(天井カセット型の場合)	—	—	—
	稼働実態把握の重要性	実稼働データの入手方法(p.40)	室外機、室内機の実態把握に必要なデータを計測サービス等により入手する	—	—	—
		稼働データ確認のポイント(p.41)	想定した通りに運転できているか、無駄な運転をしていないか、効率の悪い運転をしていないか把握する	—	—	—

1. このガイドラインについて

1.1. このガイドラインの背景・目的

2020年10月に、日本政府から「2050年のカーボンニュートラルの実現を目指す」ことが宣言された。2021年10月に閣議決定された地球温暖化対策計画では、業務部門のCO₂排出量を2013年度比で51%削減という目標が設定された。このような背景の中で、カーボンニュートラルの実現に向けて、大幅にエネルギー消費量を削減できるZEB(ネット・ゼロ・エネルギー・ビル)の普及が急速に求められている。

このような背景を受けて、本ガイドラインは、**個別分散空調システムの実運用時において、ZEB Ready¹⁾相当(無対策に対して50%省エネ、コンセントを除く)を達成すること**を目的として作成した。

本ガイドラインでは、設計段階において実運用時のZEB Ready相当を達成するため、個別分散空調システムの計画・設計において留意するポイントをまとめている。さらに、実運用段階でもZEB Ready相当を達成するために注意すべきポイントを記載する。

1.2. このガイドラインの対象

本ガイドラインでは、温暖地における事務用途に設置される、電気式の**冷暖切替型の空冷式ビル用パッケージ型空調システム(ビル用マルチ)**を対象として記述する。

本ガイドラインの内容は、ビル用マルチを採用する物件でのZEB達成を目指す**設備設計者を対象として記述しているが、計画・設計・施工・運用に関わる多くの関係者(意匠設計者、施工者、運転管理者)にもご一読いただくと、実運用時のZEB達成がより容易になる。**ぜひ関係者各位にもお勧めいただきたい。

コラム：冷暖同時型について

冷暖同時(冷暖フリー)型は、同一室外機に接続される複数の室内機において冷房運転と暖房運転を同時に行える画期的な方式で、冷房運転している室内機が除去した熱を暖房運転している室内機に供給する熱回収運転を行っている。負荷の発生状況が予測できないテナントビル等で採用されることが多い。

しかしながら、実建物において冷暖同時運転時の熱回収効果の測定が現時点では困難であり、定量的な評価を行うことが難しいため、本ガイドラインの対象とすることは避け、運用編において実態調査等から得られた課題を示すのみに留める。

ただし、本ガイドラインの記載項目のうち、計画編および設計編の「室内機選定時の留意

点]までは、冷暖切替機と共通する部分もあるため、適宜参照されたい。特に室外機系統の設計時は、冷暖切替機と特性が異なるため、別途検討が必要である。

今後、冷暖同時機の運転実態の解明が進み、適正な評価が行われ、省エネルギーにつながる設計法が確立されることが望まれる。

1.3. 設計時における BEI の目標値

実運用時の ZEB Ready 相当を達成するためには、建物全体での対策が不可欠である。しかし、現在は実運用時の ZEB の評価法がないため、ひとまず設計時における目標値を「**建物全体の BEI が 0.5 以下（太陽光発電なし）**」とする。

BELS 事例データ¹⁾の分析結果を図 1.1 に示す。ZEB Ready 認証の実績データでは、太陽光発電設備を除く BEI 値は 0.4～0.5 が最も多い。このうち、空調 (BEI/AC) は 0.4～0.6 の範囲が約9割、照明 (BEI/L) は、0.2～0.4 の範囲が 8 割を超える。また、既往研究³⁾によれば、太陽光発電なしで BEI を 0.55 未満とするには、照明 (BEI/L) は 0.39、空調 (BEI/AC) は 0.62 (6 地域の場合) が必要との試算結果が報告されている。

以上のことから、本ガイドラインにおいては、**空調 (BEI/AC) 0.5 を目標に、最低でも 0.6 以下**とするための空調におけるエネルギー削減を達成するためのポイントを整理する。ただし、ZEB Ready 達成のためには、このガイドラインでは対象としていない**照明 (BEI/L) や換気 (BEI/V) での省エネルギー性能の向上が必要**である点に十分注意する。

本ガイドラインの作成時点では、実運用時の ZEB の評価基準についての明確な定義が存在しないが、実運用時の評価のためには、エネルギー消費実態の把握が必要になると予想される。そこで本ガイドラインでは、運用時の稼働実態把握のポイントについても記載する。

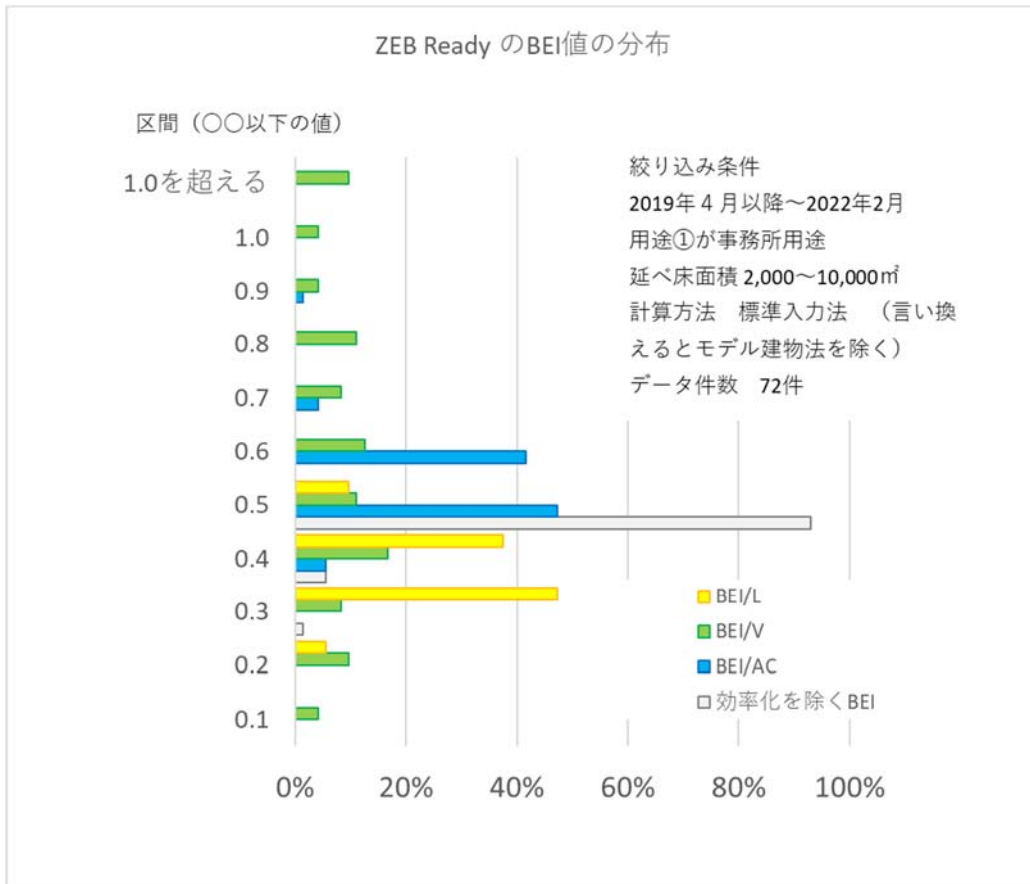


図 1.1 BELS 事例データの分析結果 (ZEB Ready 認証データ)

1.4. ビル用マルチの ZEB 達成のポイント

ビル用マルチは、熱源となる室外機に対して複数台の室内機を接続でき、かつ各室内機を個別に運転できることが利点である。しかしながら、誤った設備設計をすると機器の持つ能力を最大限に発揮できないことがある。以下に ZEB 達成のために注意すべき 3 つのポイントを挙げた。本ガイドラインでは、この「ビル用マルチの ZEB 達成のポイント」に沿った設計法を整理する。

ここで挙げた ZEB 達成のポイントは、ヒートポンプ熱源に共通する省エネルギーの留意点だが、ビル用マルチにおいては中央熱源システムと比較して過大容量となることが指摘されているため、特にポイント②の影響が大きい。

ビル用マルチの ZEB 達成のポイント	
ポイント①	年間の処理熱量を下げる
ポイント②	室外機容量の低減により、低負荷運転領域での断続運転を避ける
ポイント③	冷媒制御の適正化:冷媒の蒸発温度が低い状態(冷房時)・ 凝縮温度が高い状態(暖房時)となるのを避ける

解説

(1) ポイント①「年間の処理熱量を下げる」について

通常省エネルギー対策と同様に、外皮性能の向上、外気負荷の低減などにより、年間に処理する熱量が少なくなれば、必要なエネルギー消費量も少なくて済む。ビル用マルチでも基本的な省エネルギー対策は変わらないので、ZEB 達成のポイント①として挙げている。

(2) ポイント②「設備容量の低減により、低負荷運転領域での断続運転を避ける」について

「個別分散空調システム」であるビル用マルチは、ピーク負荷の同時発生率を考慮できる範囲が中央熱源システムよりも狭いという特性がある。そのため、中央熱源システムと比較して設備容量が大きくなることが指摘されている。

図 1.2 に示すように、ビル用マルチは負荷率(室外機の処理熱量÷定格能力)が 40～50% 程度の範囲にあるとき、機器効率(COP)が最も高くなるという特性がある。近年では低負荷時の効率を向上させた機種もあるが、**実際の熱負荷に対して設備容量が過大であると、効率のよい負荷率の範囲でビル用マルチを運転することが難しくなる。**

ポイント①で低減した熱負荷に対して、適切な設備容量のビル用マルチを選択することで、

過大な設備容量となることを回避することができ、設備にかかる初期投資の費用も抑えられる。その差額により、高効率機器の選択や、各種省エネ制御の採用など、実運用時の ZEB Ready 相当の達成につながる対策の導入を行うことも可能となる。

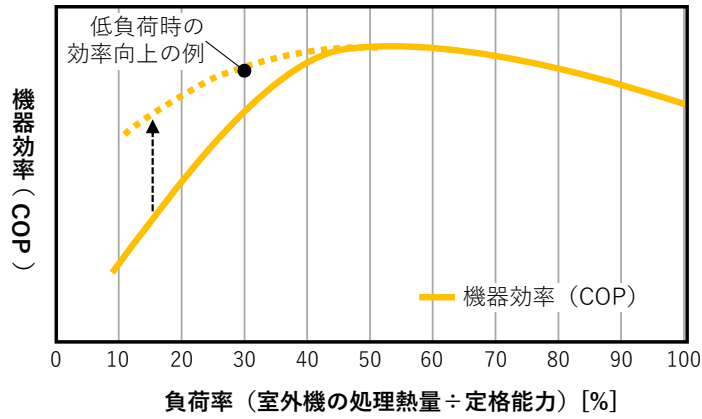


図 1.2 ビル用マルチの機器効率特性の例

ビル用マルチの冷房時の運転事例として、冷房時の負荷率を横軸、機器効率(COP)を縦軸にとった散布図を図 1.3 に示す。また、負荷率の頻度分布と平均 COP の例を図 1.4 に示す。この例では、負荷率 0.2 以下の運転頻度が最も高く、その時の平均 COP が急激に低下していることが分かる。特に負荷率が極端に低い領域(0.05 以下)では、室外機が断続運転(ON-OFF 運転)となり、蒸発温度が低くなるため(ZEB 達成のポイント③とも関連)、ビル用マルチを効率よく運転することが難しい。

このようなビル用マルチの特性を踏まえ、設備容量を低減できるような対策により、低負荷領域での断続運転を避けることを、ZEB 達成のポイント②として挙げている。

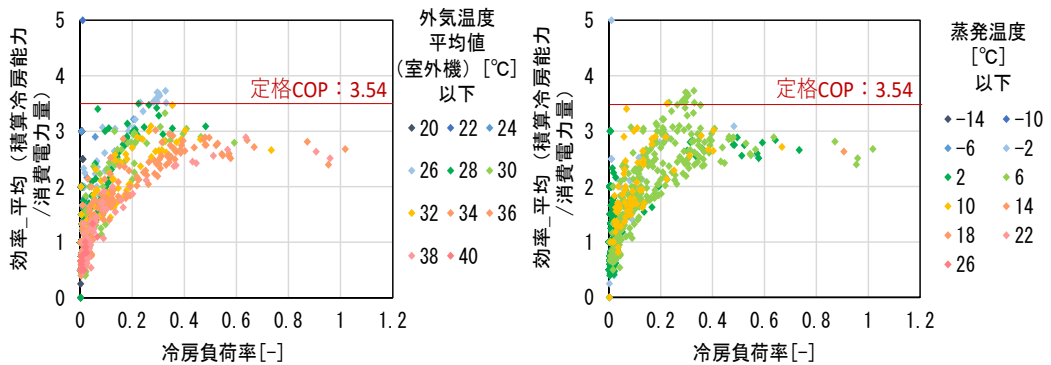


図 1.3 ビル用マルチの冷房時の運転事例

(左：外気温度別、右：蒸発温度別、低負荷運転が多い例)

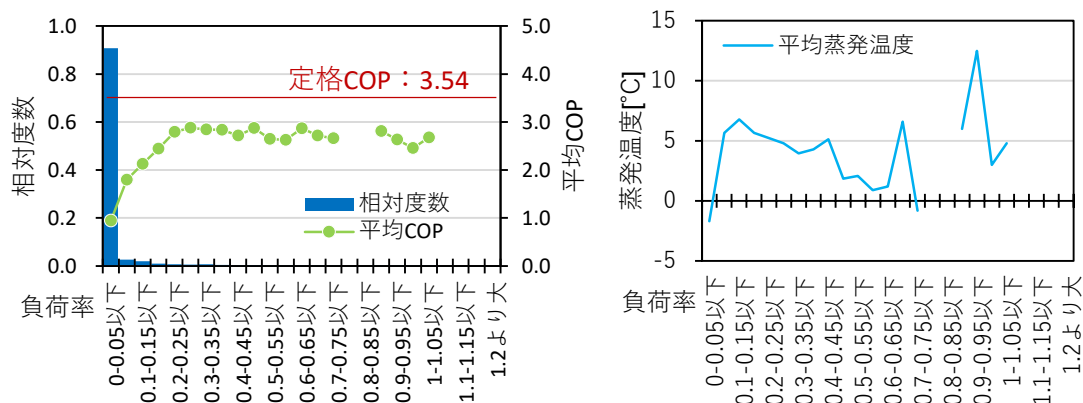


図 1.4 負荷率の頻度分布と平均 COP、平均蒸発温度の例
(冷房時、低負荷運転が多い例)

また、事務用途でも、自社ビルとテナントビルでは設計条件が異なる。テナントビルでは設計時に運用時の使用条件が不明であることが多く、能力不足を抑制するために内部発熱条件を過剰に想定することが多いため、自社ビルとは別の対策が必要となる。テナントビルでの対策については後述する。

(3) ポイント③「冷媒制御の適正化」について

ビル用マルチは、他のヒートポンプ熱源と同様に、冷房時は冷媒の蒸発熱、暖房時は冷媒の凝縮熱を利用して冷房、暖房を行っている。冷房時は冷媒の蒸発温度をできるだけ高く、暖房時は凝縮温度をできるだけ低くすることができれば、エネルギーを削減することができ、冷房・暖房の効率も向上する。

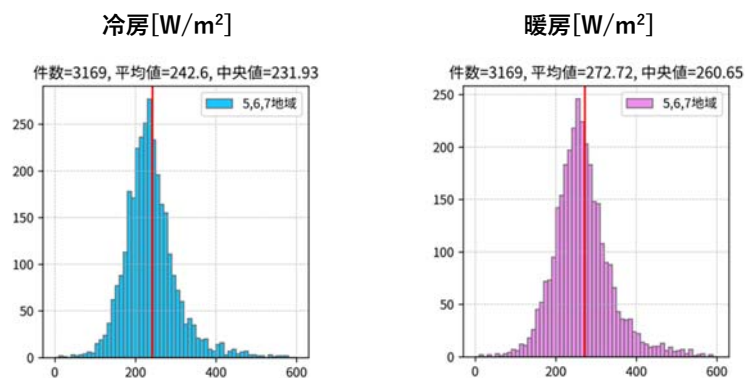
ビル用マルチは、1 台の室外機に複数の室内機を接続できるという利点があるが、**室外機系統内で運転状況にばらつきがある場合や、冷媒配管での圧力損失が大きい場合は、冷媒を適切な温度に制御することが難しい。**

そのため、冷媒の蒸発温度が低い状態(冷房時)・凝縮温度が高い状態(暖房時)となるのを避けることを、ZEB 達成のポイント③として挙げている。

コラム：設備容量の分布状況

省エネ適合性判定・届出物件のデータのうち、国総研資料 No.1143⁴⁾に掲載されている「2019年度省エネ基準申請データ」を用いて、単位面積あたりの設備容量の分布状況を分析した結果を図 1.5 に示す。調査対象はモデル建物法による申請データで、主要な熱源機種が「パッケージエアコンディショナ(空冷式)」の物件である。図 1.5 では 5、6、7 地域の分析結果を示している。冷房の設備容量は、230 W/m²の頻度が最も高く、平均値は約 242.6 W/m²である。一方で、既往研究³⁾によれば、太陽光発電なしで BEI 0.55 未滿を達成している物件グループの単位面積あたりの定格冷房能力は、平均 166.6 W/m²(ただし、空調熱源機種が「パッケージエアコンディショナ(空冷式)」のみでは平均 152.94 W/m²)、BEI 0.65 以上 0.85 未滿の物件グループでは平均 232.6 W/m²であった。

前述の設計時における BEI の目標値(太陽光発電なしで BEI 0.5 以下)を達成するためには、この設備容量の値を目安にするといよい。



※2019年度省エネ基準申請データのうち、モデル建物法による申請データを分析。

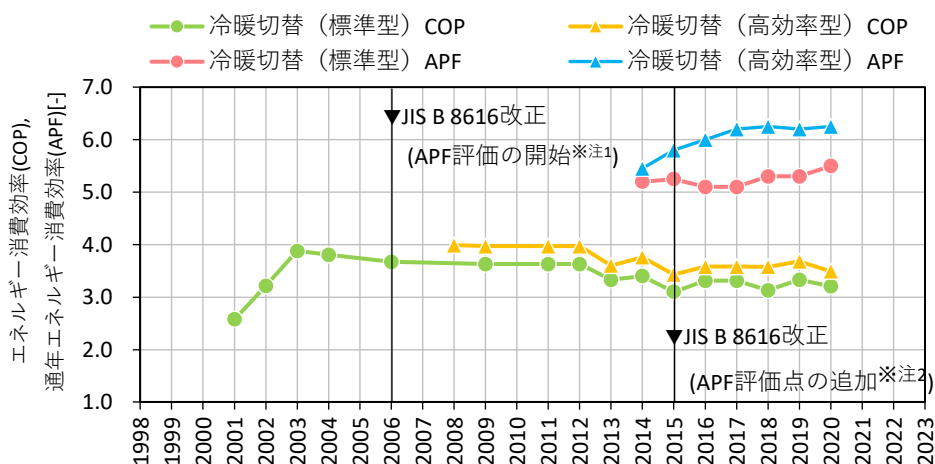
5,6,7地域で主要な熱源機種が「パッケージエアコンディショナ(空冷式)」の物件を対象に集計。

図 1.5 設備容量の分布状況 (左：冷房、右：暖房)

1.5. 省エネ技術開発の変遷

ビル用マルチは1982年頃の商品化以降、社会背景やニーズに対応しながら、技術開発が進められている。省エネルギーに関する課題の改善も進められており、機器効率も上昇傾向にある。機器効率の評価も、定格温度条件下でのエネルギー消費効率(COP)から、より使用実態に近い通年エネルギー消費効率(APF)による評価へと移り変わっている⁵⁾。近年はAPF評価が基準となっているため、前述の図1.2に示したように部分負荷時の効率向上が重要であるため、定格条件でのCOPは低下または横ばいの傾向にある。機器効率(COP、APF)の変遷を図1.6に示す。

また、ビル用マルチの技術開発の変遷を表1.1、に示す。モントリオール議定書のキガリ改正⁶⁾により、今後代替フロンの使用量が制限される予定である。2029年に75%削減を目標としており、大幅な削減が求められている。機械効率の上昇に依存するだけではなく、**建築側でもビル用マルチを効率よく運転できるような対策が必要**である。



※定格冷房能力28kWの機種について、各年における2社のエネルギー消費効率(COP)、通年エネルギー消費効率(APF)の平均値を記載。

- ・ 注1:当初はビル用マルチのAPF評価対象は10馬力以下のみ、のちに18馬力以下に引き上げ
- ・ 注2:定格冷暖房能力、中間冷暖房能力、低温暖房能力に加え、中間冷房能力、最小冷房能力の評価点が追加され、より使用実態に近い基準に変更

図 1.6 ビル用マルチ（冷暖切替型）の機器効率の変遷

表 1.1 ビル用マルチの技術開発の変遷と社会背景

技術開発の変遷	年	社会背景
	1973	石油危機(オイルショック)
	1979	エネルギーの使用の合理化等に関する法律(省エネ法)制定
ビル用マルチの販売開始	1982	ビル管理法(現建築物衛生法)改訂
インバータ制御の導入	1986	
室外機の大容量化、制御技術・配管技術の開発により設計自由度が向上	1987	
室外機の各階設置への対応、制御のデジタル化による運転効率向上	1988	オゾン層保護法によるフロン規制
冷暖同時(冷暖フリー)型の開発	1990	
	1991	バブル崩壊による景気後退
配線技術の開発により個別制御性が向上、遠隔監視システムサービス開始	1993	
室外機の大容量化、室内機接続台数を拡張	1996	ISO14000 認証制度開始
	1997	京都議定書で CO ₂ 排出規制を規定
冷媒に HFC (R407C) を採用	1998	省エネ法改正(トップランナー制度導入)
	2000	グリーン購入法制定
新冷媒(R407C)に対応した技術開発による機器効率の向上	2001	
冷媒に R410A を採用、既設配管を利用した更新専用機の開発	2003	建築物衛生法改正、ビル用マルチも規制対象に
大容量機の開発、最大配管長の延長、WEB 接続による遠隔からの省エネ制御技術の開発	2006	地球温暖化対策促進法、フロン回収破壊法の制定、省エネ法改正
潜熱分離システムの開発	2007	
	2006	JIS B 8616 ³⁾ 改正 (APF 評価の開始)
インバータ技術と新冷媒制御技術による高 COP 型の開発	2008	省エネ法改正(特定建築物の規制強化)
センサ技術開発により室内機の効率・制御性が向上	2010	
	2011	東日本大震災発生、電力供給量が不足
圧縮機全台のインバータ化による部分負荷効率の向上、節電機能の充実	2013	
	2014	ZEB 化構想が本格化
冷媒温度可変制御と圧縮機の効率改善による低負荷領域の運転効率の改善	2015	建築物省エネ法制定(省エネ基準適合義務化の開始)、パリ協定を採択(CO ₂ 排出規制の新たな枠組み)、JIS B 8616 ³⁾ 改正 (APF 評価点の追加)
極細管を用いた新型熱交換器の開発による熱交換効率の向上	2018	
	2019	モントリオール議定書キガリ改正に基づく代替フロン(HFC)の規制開始
	2020	新型コロナウイルス感染症の世界的流行、日本政府の「2050 年カーボンニュートラル実現」の宣言

2. 計画編

本章では、ビル用マルチを採用する物件の計画時に留意すべきポイントをまとめる。計画時には、一般的な省エネルギー対策と同様に、外皮性能の向上や、外気処理方法の工夫などにより、建物全体の暖冷房負荷を減らすことが重要である。

2.1. 外皮性能の向上

計画編のポイント（1）：		
建物の外皮（窓、外壁、屋根等）からの熱取得、熱損失をできるだけ減らす。		
● 窓の工夫：		
・ 日射の多い方位の窓面積が必要以上に大きくなりすぎないように留意する（特に日射の多い東西面）。		
・ 断熱性能、日射遮へい性能の悪い窓の使用を避ける。（例：単板シングルガラス＋アルミサッシ等）		
・ 方位に応じた外部遮蔽物により、侵入する日射量を減らす。		
● 外壁、屋根の工夫：		
・ 屋根、外壁の断熱性能を総合的に向上させるため、断熱材を必ず入れる。		
「ビル用マルチの ZEB 達成のポイント」との関係 ◎：該当、○：一部該当		
①年間処理熱量低減：	◎	②低負荷運転を避ける： ○
		③冷媒制御の適正化： -

解説

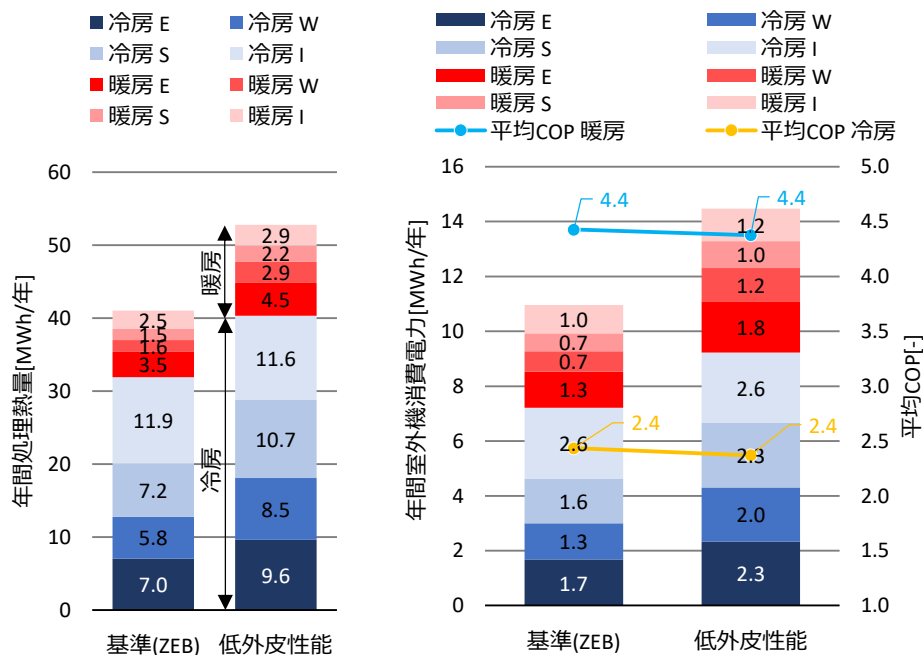
- ・ **建物の外皮性能は、外装計画にも関係するため、計画段階の省エネルギー対策において極めて重要**となる。外皮性能の向上により、窓、外壁、屋根等からの熱取得、熱損失を減らすことで、空調設備の年間の処理熱量を小さくすることができるため、エネルギー消費量の削減に直結する(p.9 ビル用マルチの ZEB 達成のポイント①に該当)。
- ・ 特に**開口部からの熱取得、熱損失が大きな値となるため、開口部の対策が必要**である。窓の断熱性能の向上に加えて、日射を室内に侵入させないように、方位に応じた外部遮蔽物の設置を検討する。
- ・ 朝方、夕方に日射が多い**東西面は、窓としての必要な機能（眺望、採光など）を維持できる程度の窓面積とすると、ピーク負荷を削減できるため、設備容量を低減**することができる(ビル用マルチの ZEB 達成のポイント②に該当)。
- ・ 外皮性能を表 2.1 に示すように変化させた場合の試算結果を図 2.1 に示す。試算対象としたモデル建物の平面図および室外機系統は図 2.2 に示す。低外皮性能のケースでは、基準ケース(ZEB 相当)に対して年間処理熱量・年間室外機消費電力が約

1.3 倍になる。特にペリメータゾーンでの影響が大きい。

- ただし平均 COP は、基準(ZEB)と低外皮性能で大きな差がない。外皮性能向上による効果は、熱源容量適正化による年間 COP の向上ではなく、年間処理熱量の低減の影響が大きい。ただし、これは建物規模、室外機の系統分けにもよるため、1つのケーススタディ結果としてとらえていただきたい。

表 2.1 試算条件 (外皮性能の比較)

		基準(ZEB)	低外皮性能
外皮性能	窓	日射遮へい型 Low-E+透明 (A12mm)、アルミサッシ (U=2.67W/(m ² ・K)、η=0.35) 明色ブラインド 45° 固定	透明フロートガラス、アルミサッシ (U=6.00W/(m ² ・K)、η=0.69) 明色ブラインド 45° 固定
	外部遮へい物	箱庇 1.0m	なし
	外壁	硬質ウレタンフォーム 50mm (U=0.58W/(m ² ・K))	硬質ウレタンフォーム 15mm (U=1.45W/(m ² ・K))
室外機定格冷房能力 (定格 COP:3.1)		Wゾーン:105 W/m ² Sゾーン:72 W/m ² Iゾーン:56 W/m ² Eゾーン:113 W/m ²	Wゾーン:163 W/m ² Sゾーン:123 W/m ² Iゾーン:60 W/m ² Eゾーン:178 W/m ²
気象データ		東京 (拡張アメダス標準年気象データ 2010 年)	



※室外機消費電力=圧縮機消費電力+室外機ファン消費電力

図 2.1 年間の処理熱量、室外機消費電力、平均 COP (外皮性能の比較)

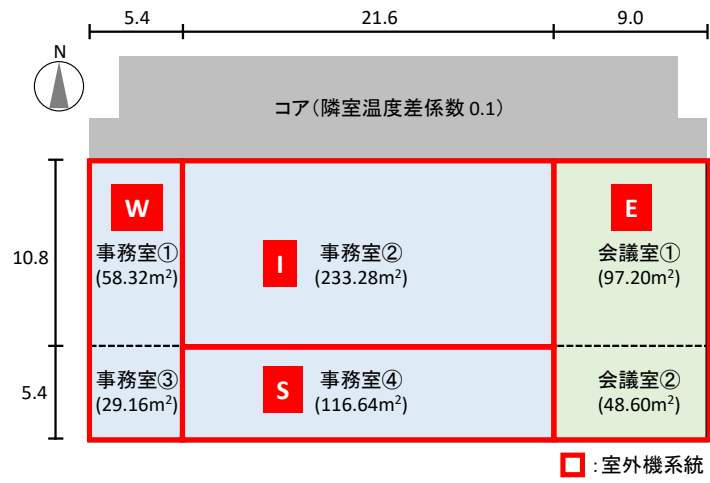


図 2.2 モデル建物の平面図と室外機系統

2.2. 外気処理方法の選択

計画編のポイント（2）：

適切な外気処理方法を選択し、外気負荷を下げる対策の導入を検討する。

- ビル用マルチが採用される場合の外気処理方法の例⁷⁾：
 - ・ **外気直接導入**
外気処理を行わず、換気ファン等により直接室内に外気を導入する方法。
 - ・ **全熱交換器**
室内排気と外気の熱交換を行い、室内に導入する外気負荷を低減させる方法。ファン動力の増加に注意する。
 - ・ **外気処理パッケージ**
外気を室内の空気に合わせて処理する方法。
 - ・ **直膨コイル付全熱交換器**
全熱交換器に直膨コイルを取り付け、熱交換した外気を室内の空気に合わせて処理する方法。
- 外気負荷を下げる対策の例：
 - ・ **CO2 濃度制御・人体検知制御**
室内の CO2 濃度や在室人員数に応じて外気量を調整する制御。
- その他の外気関連制御：
 - ・ **外気冷房制御**
外気温度が低いときに冷房負荷がある場合に、外気を直接室内に供給し、室内の冷房負荷を削減する制御。
 - ・ **バイパス制御**
熱交換が不要な中間期などに、外気が全熱交換器を通過しないようにする制御。
- 新型コロナウイルス(COVID-19)対策：
外気量を増やすだけでなく、低圧損高性能フィルターを採用し、循環浄化や UV 殺菌も検討する。

「ビル用マルチの ZEB 達成のポイント」との関係

◎：該当、○：一部該当

①年間処理熱量低減： ； ◎	②低負荷運転を避ける： ； ○	③冷媒制御の適正化： ； ○
----------------	-----------------	----------------

解説

(1) 外気処理方法について

- ・ ビル用マルチが採用される物件での外気処理方法の例を表 2.2 に示す。それぞれのメリット・デメリットを考慮し、適切な外気処理方法を選択する。

表 2.2 ビル用マルチを採用する場合の外気処理方法

外気処理方法	メリット	デメリット
外気直接導入	安価、設置スペースが不要。混合利得(室負荷が冷房、外気負荷が暖房のときに両者を相殺する)による省エネが望める。	未処理の外気が直接吹き出すため、快適性に課題。冬期の加湿に限界がある。
全熱交換器	室内排気との熱交換により外気負荷を低減することが可能。混合利得による省エネが望める。バイパス制御を採用するとその効果がさらに大きくなる。外気直接導入よりも快適性が向上する。	吹き出し温度が室温に満たないことが多く、快適性に課題。トイレ等の排気量が多い場合は適さない。冬期の加湿に限界がある。
外気処理パッケージ	トイレ等の排気量が多い場合でも採用でき、快適性も維持できる。冬期の加湿が期待できる。	室内排気との熱交換を行わないため、外気負荷は低減できない。
直膨コイル付全熱交換器	全熱交換器のメリットに加え、直膨コイルにより快適性が向上。冬期の加湿が期待できる。	トイレ等の排気量が多い場合は適さない。

- ・ 実務者に対するヒアリング調査で確認された、ビル用マルチを採用する場合の外気処理方法の選択例を表 2.3 に示す。主に建物規模によって外気処理方法が使い分けられている。

表 2.3 ビル用マルチを採用する場合の外気処理方法の選択例

	ビル管法対象外	ビル管法対象
外気量通常	全熱交換器	直膨コイル付全熱交換器 外気処理パッケージ
外気量大 (病院等)	—	外調機 直膨コイル付全熱交換器

(2) 全熱交換器の採用について

- ・ 外気温度を快適な温度にするために大きなエネルギーが必要となるので、**外気負荷削減のために全熱交換器を採用することが望ましい**。外気負荷の削減により、設備容量も低減することができる(p.9 ビル用マルチの ZEB 達成のポイント①、②に該当)。全熱交換器の効果向上のため、バイパス制御の採用も必要である。
- ・ モデル建物における試算結果(全熱交換器あり、全熱交換器なしの比較)を図 2.3 に示す。全熱交換器なしの場合、年間処理熱量、年間室外機消費電力は全熱交換器ありの場合の 1.3 倍、特に暖房時は 1.5 倍になる。
- ・ **全熱交換器を採用すると、第 3 種換気に対してファン消費電力の方が大きくなる**ため、全熱交換器による省エネルギー効果が相殺される可能性があるので注意する。図 2.3 を見ると、換気ファン消費電力を合わせた消費電力の合計値は、全熱交換器ありの場合とほぼ同じになる。

表 2.4 試算条件 (全熱交換器の比較)

	基準(ZEB)	全熱交換器なし
外気導入量	3.0CMH/m ² (Eゾーンのみ 7.5CMH/m ²)	
全熱交換器	あり(交換効率 50%)	なし
室外機定格 冷房能力 (定格 COP:3.1)	Wゾーン:105 W/m ² Sゾーン:72 W/m ² Iゾーン:56 W/m ² Eゾーン:113 W/m ²	Wゾーン:118 W/m ² Sゾーン:88 W/m ² Iゾーン:69 W/m ² Eゾーン:143 W/m ²
気象データ	東京(拡張アメダス標準年気象データ 2010年)	

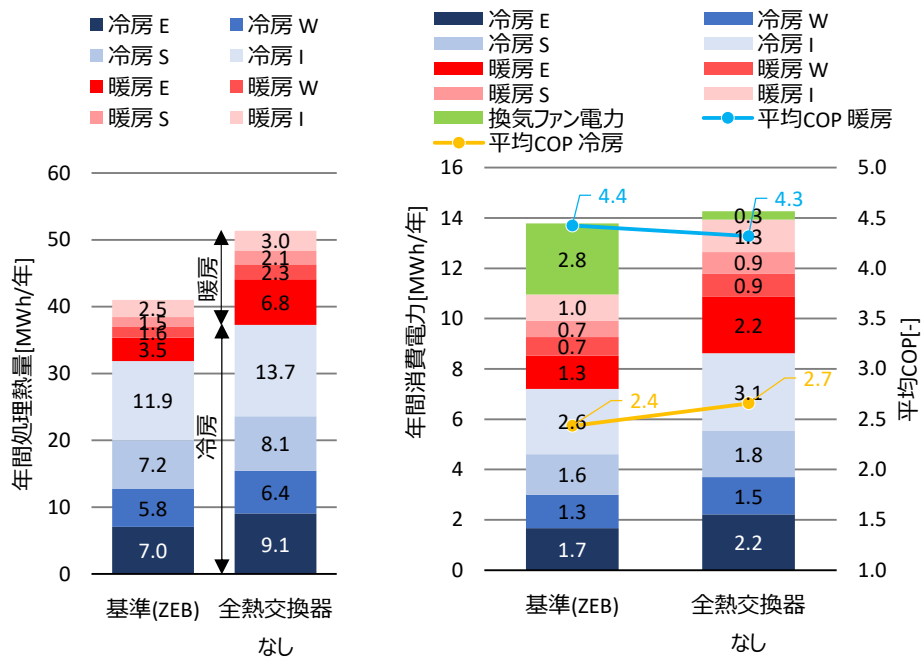
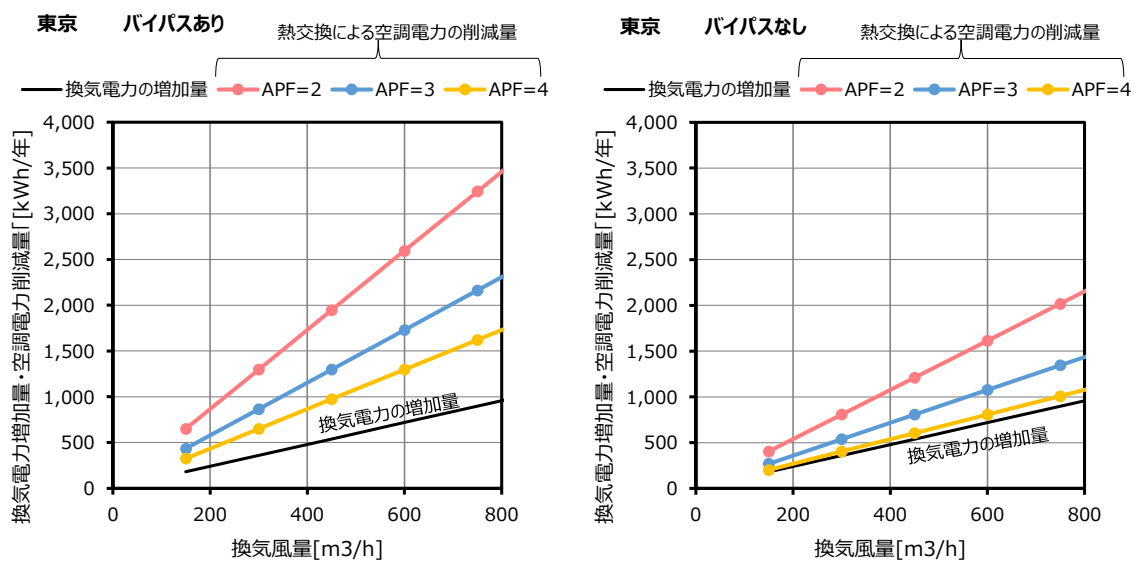


図 2.3 年間の処理熱量、室外機消費電力、平均 COP、換気ファン消費電力 (全熱交換器の比較)

- ・ 換気風量が変化した場合の換気電力増加量、空調電力削減量の比較結果をビル用マルチの APF の違いごとに図 2.4 に示す。全熱交換器のバイパスなしの場合、空調熱源の APF=4 のときに、換気電力増加量(黒実線)が、空調効率向上による空調電力削減量と同程度となる。

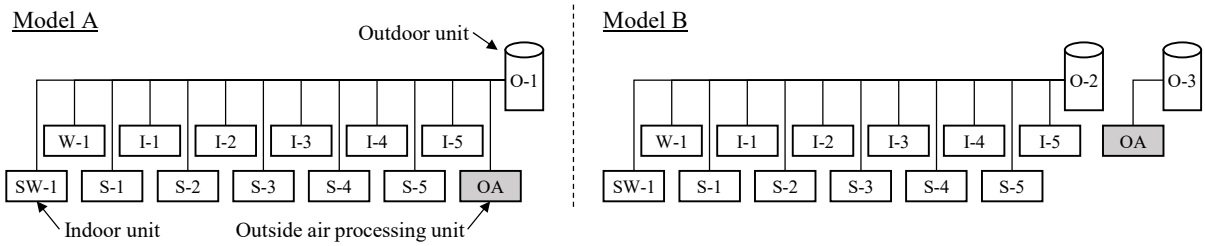


※全熱交換器のエンタルピー交換効率: 冷房 63%、暖房 73%

図 2.4 換気風量と換気電力増加量、空調電力削減量の比較例

(3) 外気処理システムの系統分けについて

- 直膨コイル付全熱交換器や外気処理パッケージなどの外気負荷処理用の室内機を採用する場合、冷房時は除湿のために蒸発温度を低く保つ必要がある。このため、外気負荷と内部負荷を別々に処理するとき、内部負荷処理用の室内機と同一の室外機系統に接続すると、系統全体の蒸発温度が低温側に制御され、室内負荷が小さい時に蒸発温度を高くすることによる省エネルギー制御を行うことができなくなる(p.9 ビル用マルチの ZEB 達成のポイント③に該当)。
- 外気処理システム及び内部負荷処理システムの室内機と室外機との組み合わせを計画する際には、冷媒温度が適切に制御できるように、それぞれの室内機を別の室外機系統とするなどの検討をすることが推奨される。
- 図 2.5 のように同一の室外機系統内に外気処理ユニットと内部負荷処理システムの室内機を混在させた場合と、別系統に分割した場合の試算結果を図 2.6 に示す。外気処理ユニットを同一系統内に混在させた場合、分割した場合と比較して年間処理熱量は 1.1 倍、年間室外機消費電力は 1.2 倍になる。



※対象床面積:514 m²、蒸発温度の設定は Model A では O-1:固定(6℃)、Model B では O-2:可変(6-11℃)、O-3:固定(6℃)

図 2.5 計算対象とした室外機系統の構成
(ModelA : 外気処理系統混在、ModelB : 外気処理系統分割)

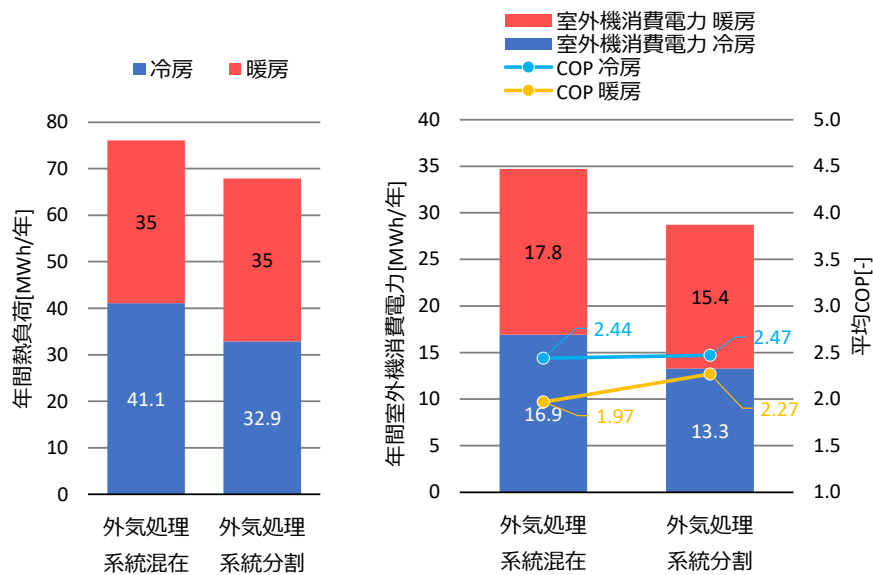


図 2.6 年間熱負荷、室外機消費電力、COP (外気処理系統混在・分割の比較)

(4) 外気負荷低減対策の採用

- ・ 外気処理には非常に大きなエネルギーが必要となるので、外気冷房制御などの採用を検討する。
- ・ 昨今の新型コロナウイルス(COVID-19)の流行を受けて、換気的重要性が指摘されている。しかし、実際の人員密度は設計時の想定よりも低いことが多く、また新型コロナウイルス流行に伴うテレワークなどの新しい働き方への移行により、事務室空間では定常的な人員密度は今後さらに低下することが予想される。**実際の在室人数に応じた外気量とするため、CO₂濃度制御、人体検知制御などの外気量制御の採用を合わせて検討する。**
- ・ 新型コロナウイルス(COVID-19)対策としては、外気量を増やすだけでなく、低圧損

高性能フィルターを採用し、循環浄化や UV 殺菌も検討する。

- ・ CO₂ 濃度制御などの外気量を絞る制御を入れる場合は、下記の点に注意する。
 - 全熱交換器を採用するときは、フロア全体の外気取入量と排気量とのバランスに注意する。
 - 外気処理系統だけで室外機系統を組み合わせる場合、外気量を絞りすぎること
で室外機への要求能力が極端に小さくなり、低負荷による低効率な運転が生じる
可能性があるため、室外機と、室内機の容量配分に注意する。

3. 設計編

3.1. 熱負荷計算時の留意点

設計編のポイント（1）：

運用時に過大容量による低負荷運転となることを避けるため、室内機・室外機的能力決定のための負荷計算を行う際は、内部発熱の設定条件が過大になりすぎないように留意する。

- コンセント発熱、照明発熱、人体発熱などの内部発熱の想定値は、施主と十分な協議を行い、運用実績に基づいた設計条件とする。
- 想定値が適切か判断するために、実績値が把握できるとよい。
- 外気導入量の想定値が過大にならないように、実際の在室人員に応じた人員密度、外気導入量を設計条件とする。

「ビル用マルチの ZEB 達成のポイント」との関係

◎：該当、○：一部該当

①年間処理熱量低減： ； -

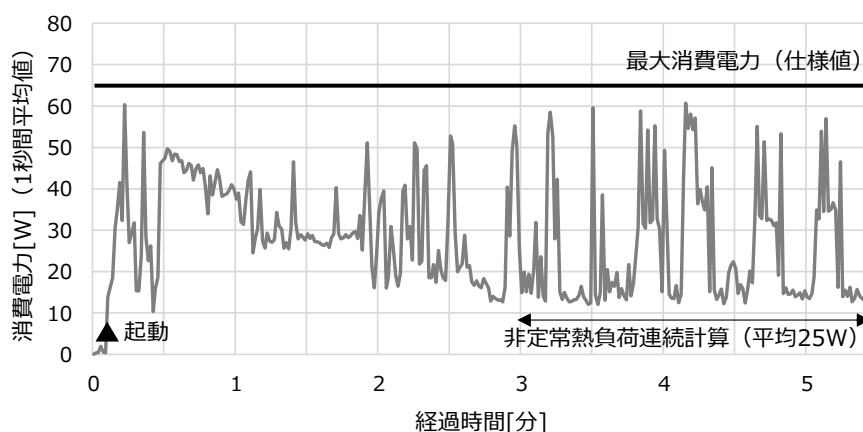
②低負荷運転を避ける： ； ◎

③冷媒制御の適正化： ； -

解説

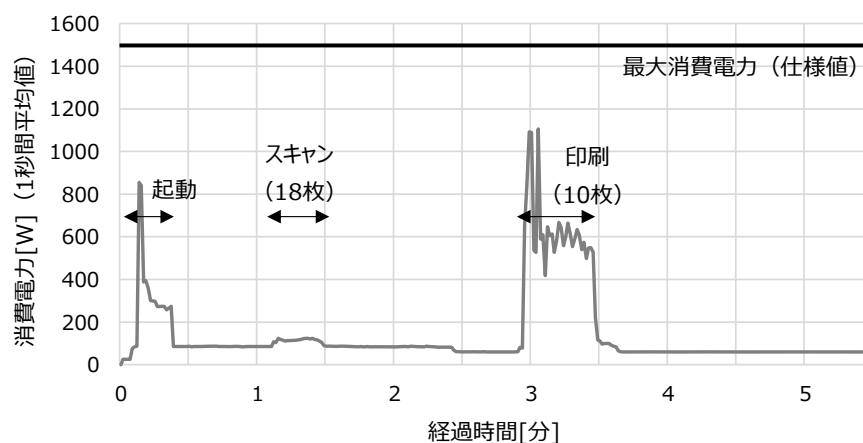
(1) コンセント発熱の想定値

- ・ 事務室におけるコンセント発熱は、パソコンやプリンターなどの OA 機器が主な要素だが、その消費電力は年々小さくなっている。また、ノートパソコン及びプリント複合機の消費電力の実測例(図 3.1、図 3.2)のように、仕様値として示されている消費電力を定常的に消費しているわけではない。
- ・ 瞬間的に発生する発熱を空調で処理する必要はない。実際の機器類の消費電力変動を時間単位で平均化し、コンセント発熱量を想定することが理想。実際の機器の消費電力を積み上げ、稼働状況を想定した負荷率(例:定格消費電力の 0.6 倍など)から算出する方法もある。



※V社製、インテル® Core™ i5-1155G7 プロセッサ搭載、タッチパネル対応液晶モニタ、SSD ストレージ、Wi-Fi 利用、最大消費電力 65 W

図 3.1 2021 年製 14 インチノートパソコンの消費電力実測例



※C 社製、デスクトップフルカラー複合機、最大消費電力 1500 W

図 3.2 複合機の消費電力実測例

- ・ 実務者に対するヒアリング調査では、テナントビルの場合は $18\sim 36\text{ W/m}^2$ 程度、自社ビルの場合は $5\sim 30\text{ W/m}^2$ 程度との回答が多く、ZEB 設計の場合はさらに低発熱を目指す傾向があった。
- ・ 他の ZEB に関する調査研究事例で報告されているコンセント負荷の実態を設計に盛り込むことも重要。Nearly ZEB を達成した物件において**コンセント発熱を実測したところ、最大でも 5.1 W/m^2 程度だった**との報告事例⁸⁾もある。
- ・ モデル建物においてコンセント発熱量を表 3.1 に示すように変化させた場合の試算結果を図 3.3 に示す。コンセント発熱過大のケースでは、室外機定格冷房能力は基準 (ZEB) に対して 1.6~2.1 倍となる。低い負荷率での運転が増えるため、年間室外機消費電力は 1.2 倍となる。

表 3.1 試算条件 (コンセント発熱量の比較)

		基準(ZEB)	コンセント発熱過大
内部発熱条件 ※	コンセント	12 W/m ² (2 W/m ²)	36 W/m ² (15 W/m ²)
	照明	9 W/m ² (6 W/m ²)	同左
	在室人員	0.1 人/m ² (0.25 人/m ²)	同左
室外機定格冷房能力 (定格 COP:3.1)		Wゾーン:105 W/m ² Sゾーン:72 W/m ² Iゾーン:56 W/m ² Eゾーン:113 W/m ²	Wゾーン:190 W/m ² Sゾーン:150 W/m ² Iゾーン:91 W/m ² Eゾーン:179 W/m ²

※ ()内は Eゾーン(会議室)の条件

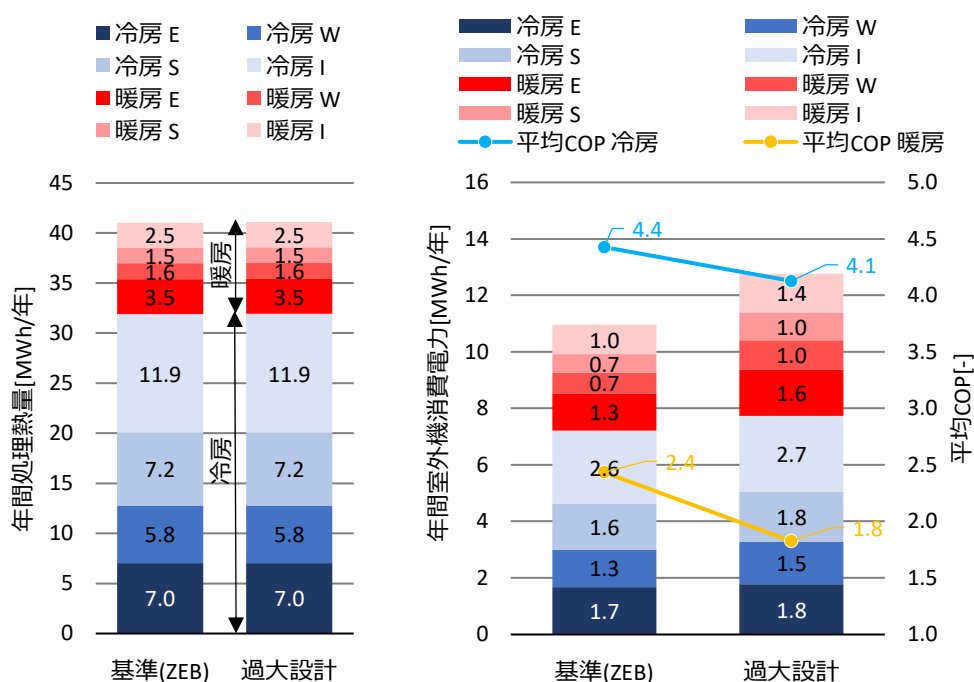


図 3.3 年間の処理熱量、室外機消費電力、平均 COP (コンセント発熱量の比較)

(2) 照明発熱の想定値

- ・ LED 照明器具や各種照度制御の普及により、以前と比較して照明発熱は小さくなっている。ZEB 実現のためには、**照明設計とも連携して適切な設計照度とした上で、実際に設置する照明機器を想定した発熱量とする**(設置容量ではなく、設計照度での運用時の消費電力)ことが理想である。
- ・ 照明発熱の低減のため、明るさ制御、在室検知制御、タスクアンビエント照明、昼光制御等の省エネ手法の採用も検討する。
- ・ 実務者に対するヒアリング調査では、**LED の場合は 10~15 W/m² 程度との回答が多かった**。テナントビルでは 5~20 W/m² 程度、自社ビルや ZEB 設計の場合は 10 W/m² 以下とする傾向があった。

- ・ 机上照度 500 lx として明るさ制御および在室検知制御を採用し、Nearly ZEB を達成した物件において、実測による照明発熱は最大 5.9 W/m² であったとの報告事例⁸⁾もある。

(3) 人員密度、外気導入量の想定値

- ・ 適正な人体発熱量および外気導入量の設定のためには、**室の使用最大人数に基づく人員密度の想定が基本であり、実際の在室人員に応じた人員密度を把握することが理想**である(例:人員数が少ないことが明らかな場合は 0.1 人/m²程度にする)。
- ・ 実務者に対するヒアリング調査では、人員密度は 0.15~0.20 人/m²、外気導入量は 1 人あたり 25~30 m³/h との回答が多かった。
- ・ 前述したように、実際の人員密度は設計時の想定よりも低いことが多く、また新しい働き方への移行により、事務室空間での人員密度は今後さらに低下することが予想されるので、外気量制御の採用を合わせた検討が必要である。
- ・ 想定する外気量が過大とならないように、設計条件を工夫することも考えられる。外気処理の対応エリアは複数の室(ゾーン)をまとめて処理するため、例えば事務室と会議室の在室人数の合計で外気量を考えるなど、各部屋の外気量を統合(共用)することで、設計想定外気量を抑えられる。人体発熱量算出用の人員密度と、外気量算出用の人員密度は分けて考えてもよい。

(4) 熱負荷計算時に想定する余裕係数

- ・ 熱負荷計算の際に、熱負荷計算結果に各種の余裕係数を乗じて設備容量に余裕を持たせることがあるが、係数の与え方によっては過大容量となってしまうことがある。**各余裕係数の意味をよく考慮した上で、要・不要を判断することが望ましい。**
- ・ 例えば間欠運転係数は、予冷・予熱運転(室の使用開始時間よりも空調の運転開始時間を 1~2 時間早める)を行うのであれば不要である。このように、**ZEB を目指す設計では、余裕係数ではなく設計の工夫で対応することが望ましい。**また、予冷・予熱時間を設定できる熱負荷計算方法(New HASP/ACLD⁹⁾ や The BEST Program¹⁰⁾などを検討するとよい。
- ・ ダクトからの熱損失・空気漏洩を考慮する係数や、送風機の負荷係数は、ビル用マルチでは不要である。

3.2. 室内機選定時の留意点

設計編のポイント（2）： 室内機選定時は、能力は必要以上に絞りすぎないようにし、ファン動力が大きすぎないか確認する。室温センサのタイプ、設置位置にも注意する。		
<ul style="list-style-type: none"> ● 室内機能力は、小容量のものを複数台配置するとよい。 ● 室内機タイプは、ファン動力が大きくなりすぎないものを選定する。 ● 室温センサは、室内の温度が正しく検知できるように注意する。 		
「ビル用マルチの ZEB 達成のポイント」との関係		
◎：該当、○：一部該当		
①年間処理熱量低減： ！ -	②低負荷運転を避ける： ！ -	③冷媒制御の適正化： ！ ◎

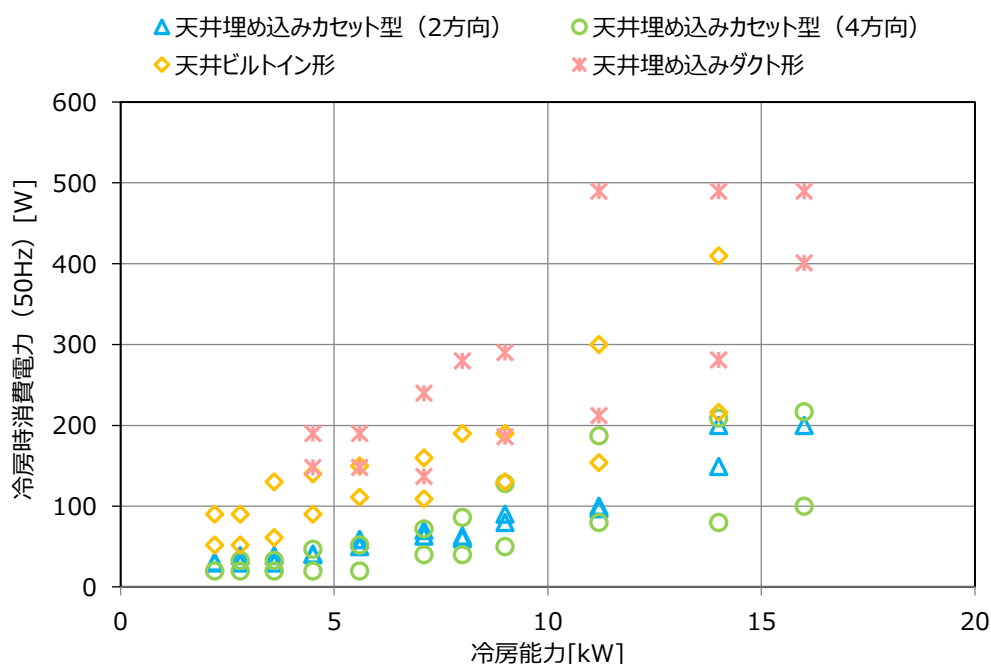
解説

(1) 室内機能力の選定について

- ・ ビル用マルチの室内機については、同じ室外機系統内で一部でも室内機の能力が不足すると、室外機に対して低い蒸発温度を要求するため、冷媒温度を適切に制御することが難しくなり、室外機の効率が低下する(p.9 ビル用マルチの ZEB 達成のポイント③に該当)。そのため、**室内機能力は必要以上に絞りすぎないようにする。**
- ・ 良好な室内環境の実現、室内機からの吹き出し気流による騒音防止を目的として、小さい容量(ダクト型なら 14 kW 以下、天井カセット型なら～7.1 kW 以下程度)の室内機を複数配置するとよい。
- ・ 室内機の SHF(0.7～0.8)が室内の潜熱・顕熱負荷の比率と合っているか確認し、顕熱が処理できるかチェックする。潜熱量が大きい場合は、可能であれば潜顕分離空調を検討する。

(2) 室内機タイプの選定について

- ・ 室内機のファン動力に留意する。図 3.4 に示すように、一般的に同一エリア・同一負荷の空調を行う場合には、**ダクト型の室内機よりも、天井カセット型の室内機の方がファン動力が小さくなる傾向がある。**対象となる室の運用方法など、建築計画を含めて機器選定を行うことが求められる。
- ・ 隠ぺい型ダクト式を選定する場合は、必要静圧に合わせてファン動力が適正なものを選定することが望ましい。



※2 社のカタログより作成

図 3.4 室内機の冷房能力と消費電力の関係

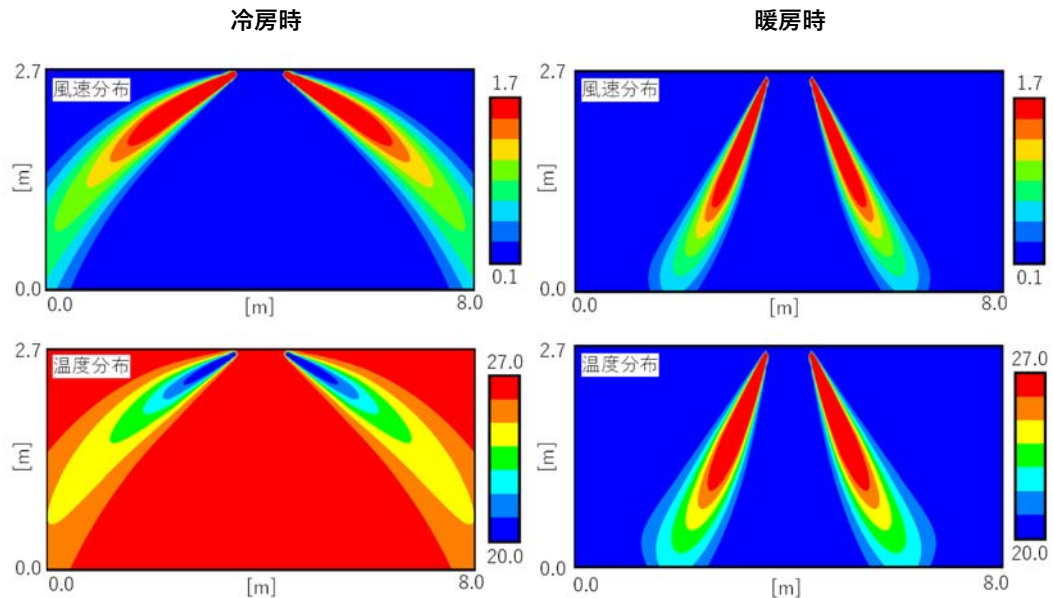
(3) 室温センサの選定について

- ・ 室温センサには、下記の3種類がある。室内機が適切に運転できるように、室内温度が正しく検知できる室温センサを選択する。
 - **ボディサーモ**： 室内機本体に内蔵されている温度センサ
 - **リモコンサーモ**： 室内機の操作リモコンに内蔵されている温度センサ
 - **別置センサ**： 別途設置できる個別の温度センサ
- ・ 室内機タイプが天井カセット型の場合は、ボディサーモが選択されることが多い。ただし、温度検知のため室内機ファンが継続して運転するので電力を消費し、不必要な気流により室内環境に悪影響が出ることもあるので注意する。また、暖房時は暖気が天井付近に留まるので、居住域の室温を適切に感知できないことがある。
- ・ 室内機タイプが隠ぺい型の場合など、**吸込み温度と室温が乖離するときは、リモコンサーモや別置センサの採用を検討**する。室温を正しく計測できるように、日射や冷温風が当たる場所や発熱体の近くは避ける、外気や廊下の空気と混合するので出入口付近は避けるなど、設置位置を工夫する。

コラム：室内機の配置について

室内機の配置方法は、50 m²ごとに1台、3×6モジュールごとに1台など、いろいろな方法がある。良好な室内環境を保つためには、室内機的能力、室内機のタイプによって空気分布に問題が生じないか確認し、配置台数を決定することが望ましい。

室内機(天井カセット型)の風速分布、温度分布の検討例を図 3.5 に示す。冷房時は、中心部に設置された室内機から左右に4 m程度の範囲、すなわちこの例では室内機1台で8 m×8 m = 64 m²の範囲に気流が届いていることが確認できる。一方、暖房時は室内機から左右に2 m程度と約半分の範囲となるので、冷暖房負荷のバランスから配置台数を決定するとよい。



【計算条件】室内機定格冷房能力:8.0 kW、室内機定格暖房能力:9.0 kW、
部屋の大きさ:幅8m、奥行8m、天井高2.7m、周囲温度:夏27℃、冬20℃、
吹出温度:夏14℃、冬44℃、吹出角度:夏-160度、冬-120度、風量:急タップ

図 3.5 天井カセット型室内機の気流分布、温度分布の検討例 (2方向のみ表示)

3.3. 室外機系統設計時の留意点

設計編のポイント（3）：		
室外機系統の設計時には、室外機系統内の室内機の運転条件をできるだけ統一する。		
<ul style="list-style-type: none"> ● できるだけ方位や室用途等が同じ室を同じ室外機系統にする。 ● 外気処理用ユニットと室内ユニットのように、目的の異なる室内機を同じ室外機系統にしない。 		
「ビル用マルチの ZEB 達成のポイント」との関係		◎：該当、○：一部該当
①年間処理熱量低減：	： -	②低負荷運転を避ける：
		： -
		③冷媒制御の適正化：
		： ◎

解説

- ・ ビル用マルチは1台の室外機に複数の室内機を接続できるが、同一系統内の室内機が室外機に対して同じ要求を出すことが、冷凍サイクルにおける冷媒制御の適正化につながる(p.9 ビル用マルチの ZEB 達成のポイント③に該当)。
- ・ 以上のことを踏まえて、室外機系統の設計時には、以下の点に留意する。
 - **負荷の発生状況と運転時間が同様の室を同じ室外機系統にする**(例：方位の異なるゾーンや、事務室とサーバー室のように室用途の異なる室を同じ室外機系統にしない等)。
 - **空調目的の異なる室内機を同じ室外機系統にしない**(例：外気処理用ユニットと室内ユニット等)。
- ・ 異なる方位のゾーンを混在させて室外機系統を設計した場合は、最大負荷の発生時刻がずれるため、室外機能力を小さくし、初期投資を抑えることができる可能性がある。ただしその場合は、その差額によりより高効率な熱源を選定することが望ましい。
- ・ モデル建物において、東西別の室外機系統とした場合(基準ケース)と、図 3.6 のように東西ゾーンを混在させた場合(方位・室用途混在ケース)の試算結果を図 3.7 に示す。ただし、この結果は建物規模や建物の方位にもよるため、1つのケーススタディ結果としてとらえていただきたい。
 - 方位・室用途の異なるゾーンを組み合わせることにより、最大負荷の発生時刻がずれ、表 3.2 に示すように室外機定格冷房能力は基準(ZEB)に比べて小さくなる。ただし、実際には方位混在により中間期や冬期に冷房・暖房の負荷が逆転することもあるので、冷暖同時型の採用などを検討する必要がある。
 - 年間室外機消費電力は基準(ZEB)に比べて若干増加する。
 - E ゾーンは会議室、それ以外は事務室であるが、使用時間が異なるため、方位・室用途を混在させたゾーン(WEN、WES)の COP が低下する。

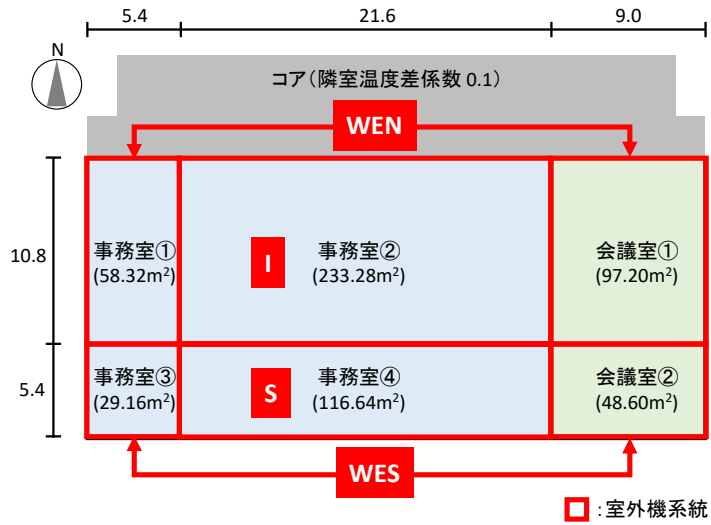


図 3.6 方位・室用途混在の場合の室外機系統

表 3.2 試算条件（方位・室用途混在の比較）

	基準(ZEB)	方位混在
室外機定格 冷房能力 (定格 COP:3.1)	W+E ゾーン:110 W/m ² S ゾーン:72 W/m ² I ゾーン:56 W/m ²	WEN+WES ゾーン:96 W/m ² S ゾーン:72 W/m ² I ゾーン:56 W/m ²

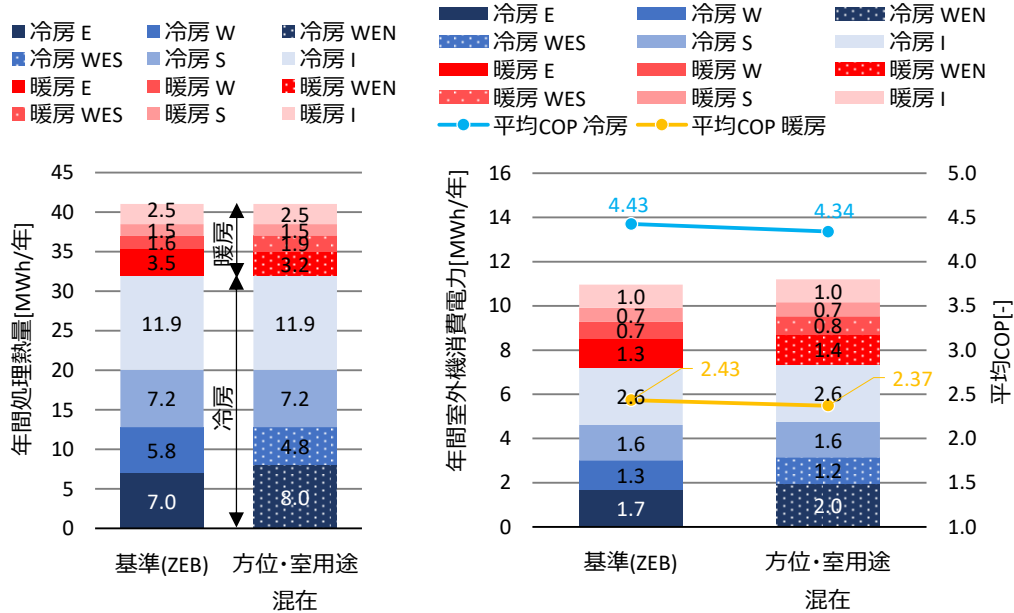


図 3.7 年間の処理熱量、室外機消費電力、平均 COP（方位・室用途混在の比較）

3.4. 室外機能力選定時の留意点

設計編のポイント（４）： 室外機の能力選定時には、運用時に過大容量による低負荷運転となることを避けるため、以下の点に留意する。		
<ul style="list-style-type: none"> ● 室外機系統全体のピーク時の負荷から、室外機能力を選定する。 ● 室外機に接続できる室内機の能力合計は、室外機能力の 130～150 %程度であることも考慮する。 ● 予熱・予冷時間を考慮して室外機能力を選定することも検討する。 ● 極力、高効率の機種を選定することが望ましい。 		
「ビル用マルチの ZEB 達成のポイント」との関係		
◎：該当、○：一部該当		
①年間処理熱量低減： -	②低負荷運転を避ける： ◎	③冷媒制御の適正化： -

解説

(1) 室外機能力の選定について

- ・ 室外機の能力選定では、**運用時に低負荷領域での低効率な運転を抑制するため、室外機が過大容量にならないように注意することが重要**である（p.9 ビル用マルチの ZEB 達成のポイント②に該当）。
- ・ 系統内の室内機能力を単純に合計すると、室外機能力が過大になるおそれがある。それぞれの室内機の負荷のピークには時間的にずれることもあるため、**室外機能力は室外機系統全体のピーク時の負荷から選定**する。
- ・ 室外機に接続できる室内機の能力合計は、室外機能力の 130～150 %程度（機種によって異なるので要確認）であることを考慮し、室内機能力合計より少し小さい能力の室外機を選定してもよい。
- ・ 運転開始時にピーク負荷が発生する場合（暖房や東向き開口を有する室の冷房）、室の使用開始時間よりも空調の運転開始時間を 1～2 時間早めるなど、**予熱・予冷時間で調整することも検討**する。設計時には予冷・予熱時間を考慮した上で室外機能力を選定し、運用時には設計意図が運転管理者や居住者に正しく伝えられるように工夫する。
- ・ **極力、高効率の機種を選定することが望ましい**。ただし、高効率機種は室外機のサイズが標準機種よりも大きくなることもあるため、設置場所の確保について計画時から調整が必要である点に注意する。

コラム：室外機系統の分割について

暖房時は、運転開始時に大きな負荷が発生するが、それ以外の時間帯は負荷が小さく、1 台の室外機では非効率な低負荷運転の時間が多くなる。室外機系統を分割し、系統を適切に制御することにより、低負荷時でもある程度効率のよい運転が可能になると考えられる。

前述の基準(ZEB)ケースにおいて、各ゾーンに 1 台の室外機系統とした場合と、各ゾーンに 2 台の同一容量の室外機系統とした場合の年間エネルギー消費量を試算した。試算結果を図 3.8 に示す。2 台の室外機系統に分割した場合、年間エネルギー消費量は 10 % 削減され、平均 COP も向上する。特に暖房時の効果が大きい。

近年、COVID-19 対策として一時的に外気量が増えたが、設備容量に余力があったため、対応ができたという事例もある。ただし、ただ大きな設備容量の機器を設置するだけでは、通常時は効率悪い運転となってしまう。この例のように室外機を台数分割することで、設備の冗長性を保つとともに、通常時の高効率運転も可能にすることが期待できる。

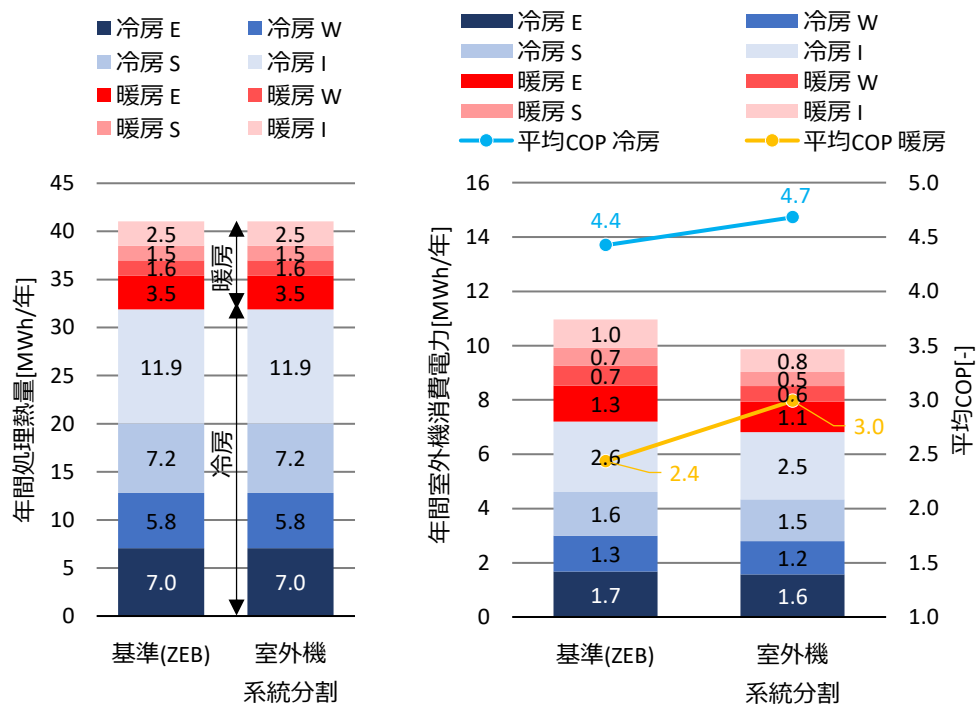


図 3.8 年間の処理熱量、室外機消費電力、平均 COP (室外機系統分割の比較)

(2) 配管長・高低差による能力の補正について

- ・ 冷媒配管長による能力補正、高低差による能力補正が過大とならないよう、必ず対象機種メーカー技術資料を用いて補正係数を確認する。可能であれば施工段階でも確認する。

(3) テナントビルの場合の対応について

- ・ ビル用マルチの採用事例が多いテナントビルにおいては、設計段階では竣工後の建物利用状況を確定することが困難であり、またビルグレードに応じて竣工当初から設備容量をできるだけ大きく計画する傾向がある。
- ・ テナントビルで ZEB を目指す場合は、**ベース計画とオプション計画の2段階で設備容量を設定できるように工夫することが望ましい**。設備容量を低減したものをベース計画とし、建物の運用実態に応じて追加設置や容量増設ができるようにすることで、建物のグレードを下げることなく対応することができる。その際、増設ができるように冷媒配管径に余裕を持たせるとよい。

3.5. 室外機設置場所の留意点

設計編のポイント（４）：

室外機が効率よく運転できるように、室外機の設置場所は以下の点に留意する。

- 冷媒配管の距離や、室内機と室外機の高低差が長くなりすぎないようにする。可能であれば各階に室外機を設置することを検討する。
- ショートサーキットによる非効率な運転を避けるため、室外機の設置間隔に注意する。

「ビル用マルチの ZEB 達成のポイント」との関係

◎：該当、○：一部該当

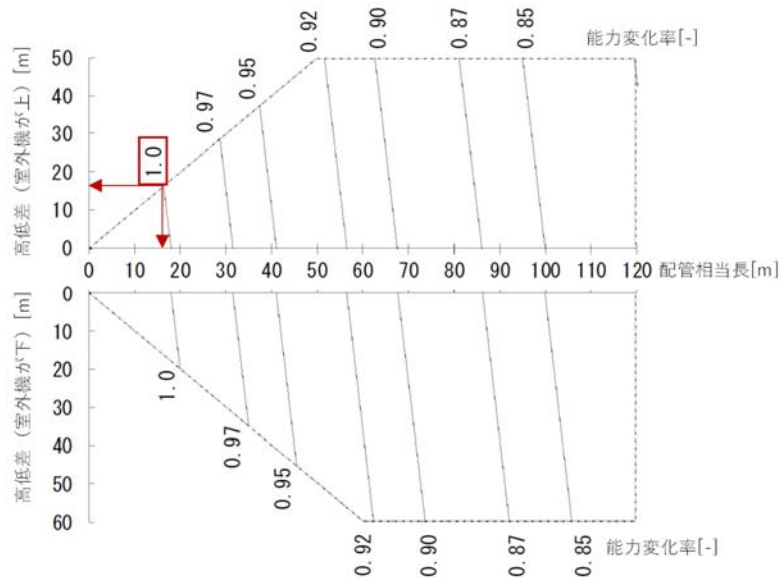
①年間処理熱量低減： ☐ -

②低負荷運転を避ける： ☐ -

③冷媒制御の適正化： ☑ ◎

解説

- ・ 冷媒配管が長い場合や、室内機と室外機の高低差が大きい場合は、冷媒の圧力損失が大きくなり、室外機を効率よく運転することができない(p.9 ビル用マルチの ZEB 達成のポイント③に該当)。
- ・ たとえば室外機をすべて屋上に設置すると、高低差が大きくなり、冷媒の配管長も長くなる。**室外機と室内機の高低差や、冷媒配管の距離ができるだけ短くなるように、室外機を設置することが望ましい。**可能であれば、各階に室外機を設置することを検討するとよい。
- ・ 室外機が密集すると、**ショートサーキットにより室外機の吸込温度が高温になり、室外機の性能が落ちる可能性がある。**室外機の設置間隔にも注意する。
- ・ 特に夏期において、室外機周りの温度が上昇し、効率の悪い運転や運転停止となることを避けるための対策として、室外機への散水、室外機へのルーバー等の日除けの設置などがある。ただし、室外機への散水は、水質管理、スケール付着による劣化などへの対策も検討する必要がある。
- ・ 室外機の配管長、高低差による冷房時の能力変化率の例を図 3.9 に示す。この例では、配管相当長 15 m、高低差 15 m(室外機が上の場合)のとき能力変化率 1.0 となり、定格能力を発揮することができる。



※定格冷房能力 56 kW の室外機の例

図 3.9 室外機の配管長、高低差による能力変化率の例 (冷房時)

コラム：室外機と室内機の位置関係について

室外機と室内機の間を流れる冷媒の状態は、運転状態によって下記のようになる。

【冷房時】 行き(室外機→室内機): 高圧液体、還り(室内機→室外機): 低圧ガス

【暖房時】 行き(室外機→室内機): 高圧ガス、還り(室内機→室外機): 低圧液体

室外機が室内機より下に設置されている場合は、液体状態の冷媒を室内機まで押し上げるための圧力が必要になるので、室外機の効率が低下する。

室外機の設置位置を検討するときは、冷媒の状態による圧力損失を考慮し、冷房運転主体の場合は室外機を室内機より上に、暖房運転主体の場合は室外機を室内機より下に設置するとよい。

3.6. その他

- ・ 設定温度変更の防止や消し忘れ防止、予冷予熱運転のためのスケジュール運転等のため、**集中リモコンによる一括管理を検討する。**

4. 運用編

4.1. 運用時の留意点

運用編のポイント（1）：

運用時には、室外機を無駄なく効率よく運転できるように、以下の点に注意する。

- 同一の室外機系統で、室内機の設定温度がばらつかないようにする。
- 消し忘れがないように注意し、必要に応じて人感センサ等の追加設置を検討する。
- 同一系統内に複数台の室内機がある場合は、1 台の室内機だけ運転するような効率の悪い運転を避ける。
- 不在時に外気処理ユニットが運転していないか、設定温度が適切か（特に冷暖房の切り替え時期）注意する。

「ビル用マルチの ZEB 達成のポイント」との関係

◎：該当、○：一部該当

①年間処理熱量低減： -

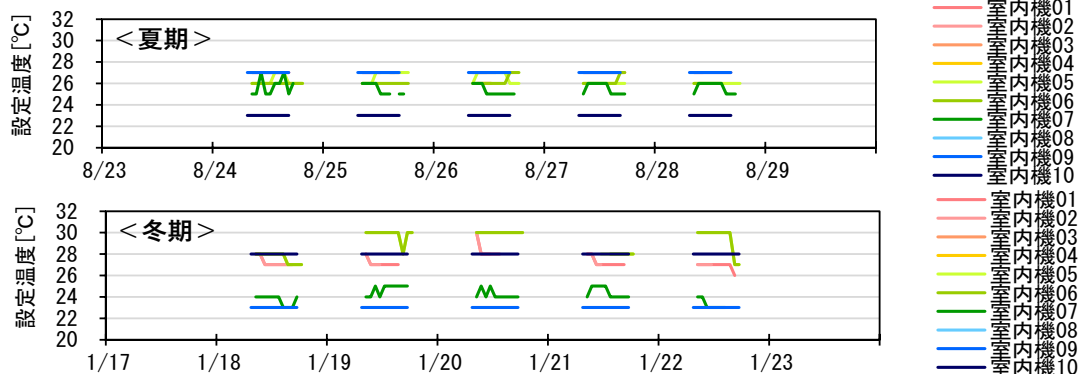
②低負荷運転を避ける： ○

③冷媒制御の適正化： ◎

解説

(1) 室内機の設定温度

- ・ 室外機系統内における室内機毎の設定温度のばらつきが大きいと、冷媒温度を適切に制御することが難しくなるため、エネルギーロスにつながる可能性がある(p.9 ビル用マルチの ZEB 達成のポイント③に該当)。**室内機の設定温度を極端に低くしたり、高くしたりしないようにする。**
- ・ 内部発熱が大きい事務室などの大空間では、冬期にインテリアゾーンが冷房運転、ペリメータゾーンが暖房運転となる場合がある。このような混合ロスが生じないように、インテリアゾーンの設定温度をペリメータゾーンより高くするなどの工夫が必要。



※冷暖フリー機の場合。運転時のみ表示。室内機 10 は外気処理エアコンで、夏期は 23℃、冬期は 28℃に設定。

図 4.1 設定温度が冷房期に低く、暖房期に高い室内機がある例
(上段：夏期、下段：冬期)

(2) 室内機の運転時間

- ・ **消し忘れなどの無駄な運転がないように注意する。**不在室、不在エリアに対する運転はエネルギーロスに直結するため、人感センサ等の追加設置を含めた対策が有効。
- ・ **同一系統内に複数台の室内機がある場合に、1つの室内機だけ運転すると、効率の悪い低負荷での断続運転となる**ため、室外機を効率よく運転できない(p.9 ビル用マルチのZEB 達成のポイント②に該当)。このような状況为避免するため、運転管理者や居住者への情報提供ができるとよい。
- ・ 中間期の低負荷時に不必要な運転が発生しないように、空調停止や送風のみ運転への切り替えができるとよい。そのためには状況判断のための適切な運転監視と、居住者との合意が必要。

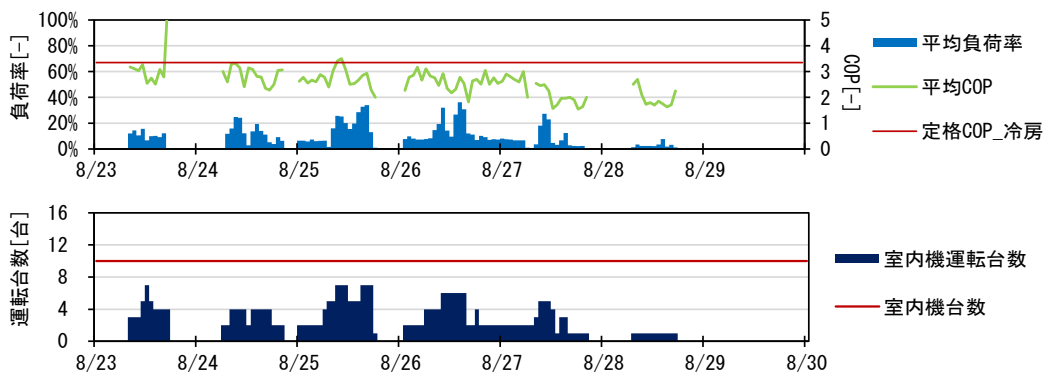
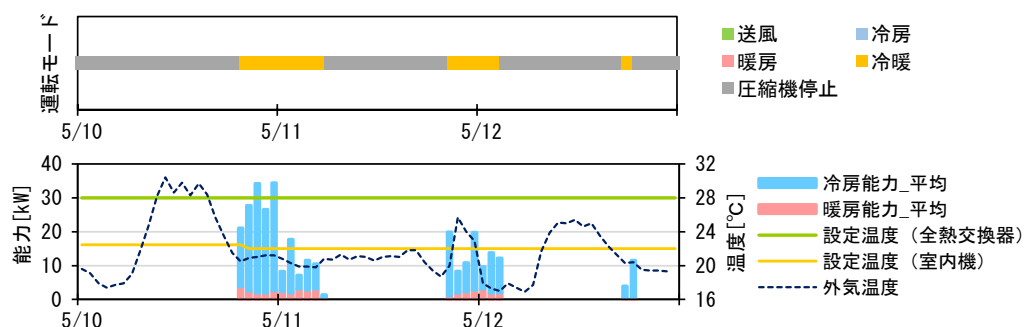


図 4.2 室の同時使用率が低く、低負荷での運転が多い例（冷房時）

(3) 外気処理ユニットの運転状況

- ・ 無駄な運転になっていないか、外気処理ユニットの運転状況を確認する。
 - 在室人員がないのに外気処理ユニットが運転していないか。
 - 冷房運転と暖房運転の切り替え時期に、外気処理ユニットの設定温度が適切に設定されているか(外気処理ユニットが暖房、室内ユニットが冷房のような運転になっていないか)。



※設定温度が全熱交換器ユニットは 28℃、室内機は 22～23℃になっており、冷暖同時運転が発生。

図 4.3 中間期に不必要な冷暖同時運転が発生している例（冷暖同時型）

(4) 室内機のルーバーの設定

- ・ 特に天井カセット型の場合、室内機のルーバーが水平吹き出しの設定になっていると、ショートサーキットにより居住域が暖房できていないことがあるので、注意する。

4.2. 稼働実態把握の重要性

運用編のポイント（2）：

運用時の ZEB 実現のためには、空調システムの稼働状況の把握が重要。

- 想定した通りに運転できているか、消し忘れ等の無駄な運転をしていないか、能力不足は生じていないか、効率の悪い運転をしていないか、等を把握する。
- メーカーが提供する計測サービス等を利用して、大まかな運転状況を確認するとよい。

解説

- ・ 一般的に、ビル用マルチを採用する建物では、中央熱源システムを採用する建物と比較して、BEMS などによる空調システムの稼働状況に関する実態把握への取組みが遅れている。**運用時における ZEB を実現させるためには、実際の建物における空調システムの稼働状況の把握がとて重要**である。
- ・ 設計時に想定した通りに運転できているか、消し忘れ等の無駄な運転をしていないか、能力不足は生じていないか、効率の悪い運転をしていないか等を把握することが重要。
- ・ 改善点を確認し、運用の最適化につなげることで、実運用時の ZEB Ready 相当の達成が可能になる。また、次の設計への反映も容易になる。

(1) 実稼働データの入手方法

- ・ ビル用マルチでは、運転制御のために膨大な量の情報が機器内で通信されているが、このうち ZEB Ready 達成につながる実態把握に必要なデータを以下に示す。
 - **室外機： 処理能力、消費電力、運転モード（冷房/暖房）、運転時間**
 - **室内機： 設定温度、吸込温度、運転時間**
- ・ これらのデータは、上記の情報を入手するには、各メーカーが提供する計測サービス等を用いて入手することが可能である。
- ・ 詳細な運転状況の分析には 1 分間隔データを必要とするが、大まかな運転状況の確認には、夏期、冬期、中間期で各 2 週間程度の期間で、1 時間間隔のデータがあるとよい。

(2) 稼働データ確認のポイント

- ・ 消し忘れ等の無駄な運転をしていないか確認する:
 - 1日の運転状況のグラフ化(運転時間、設定温度・吸込み温度の推移)

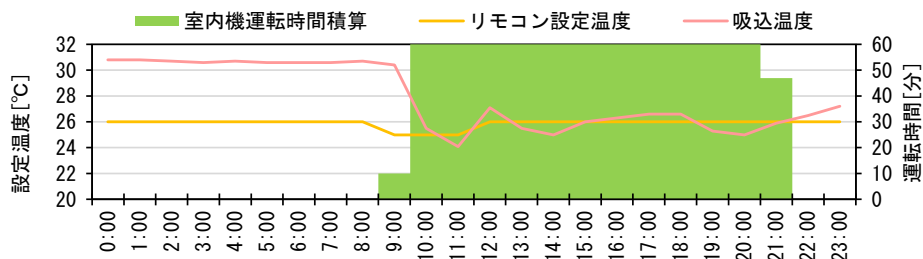


図 4.4 1日の運転状況グラフの例 (室内機)

- ・ 能力不足は生じていないか、効率の悪い運転をしていないか確認する:
 - 処理能力のヒストグラム(頻度分布)、横軸を負荷率、縦軸を COP とした散布図を描画(※負荷率=処理能力÷定格能力、COP=処理能力÷消費電力)

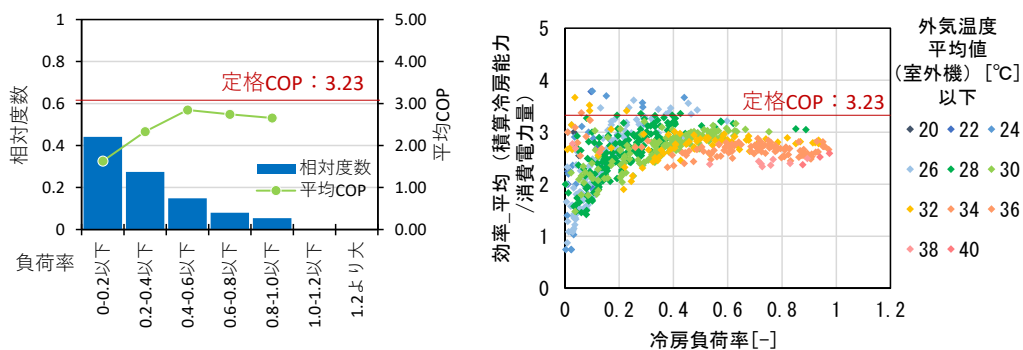


図 4.5 負荷率のヒストグラム、負荷率と COP の散布図の例

5. 参考文献

- 1) 環境省：ネット・ゼロ・エネルギー・ビル（ZEB）ポータル ZEB の定義、
<https://www.env.go.jp/earth/zeb/detail/01.html>、2022 年 5 月閲覧
- 2) 一般社団法人住宅性能評価・表示協会：BELS 事例データ一覧、
<https://bels.hyokakyokai.or.jp/cases/list>、2022 年 3 月閲覧
- 3) 宮田 征門，平川 侑：省エネ基準適合性判定プログラムの入出力データを活用した非住宅建築物の外皮・設備設計の実態分析(その1)：新築事務所ビルを対象とした省エネ基準評価結果別の標準的な設計仕様の解明、日本建築学会環境系論文集、85 巻、777 号、pp. 859-869, 2020 年 11 月
- 4) 宮田 征門，三木 保弘：非住宅建築物の外皮・設備設計仕様とエネルギー消費性能の実態調査 - 省エネ基準適合性判定プログラムの入出力データ(2019 年度)の分析 -、国総研資料第 1143 号、2021.1
- 5) JIS B 8616: パッケージエアコンディショナ(2006、2015)
- 6) 環境省：モントリオール議定書キガリ改正を踏まえた今後の HFC 規制のあり方について、
<https://www.env.go.jp/council/06earth/r0615-01/r0615-01a.pdf>、2022 年 5 月閲覧
- 7) 空気調和・衛生工学会：G1006-2013 ビル用マルチパッケージ型空調システムー計画・設計から性能評価までー、2014 年 9 月 30 日
- 8) 白石 晃平，中山 裕介：新築実用オフィスビルにおける「普及型 ZEB」に関する研究(第 2 報)エネルギー収支実績と ZEB 化技術の効果分析、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp. 301-304、2019 年 9 月
- 9) 一般社団法人建築設備技術者協会：HASP について、<https://www.jabmee.or.jp/hasp/>、2022 年 5 月閲覧
- 10) 一般財団法人住宅・建築 SDGs 推進センター：The BEST Program【ザ・ベスト・プログラム】建築物総合エネルギーシミュレーションツール、<https://www.ibec.or.jp/best/>、2022 年 5 月閲覧

2. 研究発表・講演、文献、特許等の状況

(1) 研究発表・講演

なし

(2) 論文

なし

(3) 特許等（知財）

なし

(4) 受賞実績

なし

(5) 成果普及の努力（プレス発表等）

なし

契約管理番号：	21500898-0
---------	------------