

高齢者施設の最適空気環境と超省エネ温水給湯システムに向けた調査研究

第1章 調査研究の目的と概要

1.1 はじめに	1
1.2 調査研究の目的	2
1.3 調査概要	2
1.3.1 調査対象：北海道内の高齢者施設	
1.3.2 併設されているデイサービスセンターの概要	
1.3.3 建物概要	

第2章 給湯・温水システム熱源（ボイラー）のエネルギー消費の実態把握

2.1 はじめに	7
2.2 調査対象とする給湯・温水システム	7
2.3 測定調査項目	9
2.3.1 調査項目	
2.3.2 温度、流量測定	
2.3.3 エネルギー消費量調査	
2.3.4 各系統におけるエネルギー消費量の測定	
2.4 給湯系統・暖房系統・浴槽昇温系統の年間の供給熱量・使用熱量・損失熱量の算定	23
2.4.1 はじめに	
2.4.2 供給熱量・使用熱量・損失熱量の算定方法	
2.4.3 供給熱量・使用熱量・損失熱量の算定期間	
2.4.4 供給熱量・使用熱量・損失熱量の算定結果	
2.4.5 まとめ	

付録 配管からの熱損失の算定

2.5 熱源ボイラーの運転状況の調査と各燃焼段階における効率の算定	40
2.5.1 排ガス温度と空気比の測定	
2.5.2 各燃焼段階における熱源ボイラーの効率の算定	
2.5.3 熱源ボイラーの効率算定結果	
2.5.4 ボイラー運転台数変更の効果	
2.5.5 まとめ	
2.6 熱源ボイラー解析モデルの構築と運転制御改善方策	46
2.6.1 はじめに	
2.6.2 解析に用いる基礎理論	

- 2.6.3 ボイラー解析モデル概要
- 2.6.4 解析条件
- 2.6.5 実測結果と解析結果の比較
- 2.6.6 まとめ

第3章 高齢者にとって安全・快適な空気環境の形成

3.1 はじめに	64
3.2 換気扇運転状況の実態調査	64
3.3 停止中の換気扇のダクトを通じた室内への外気の流入に関する検討	73
3.3.1 厨房換気扇による影響	
3.3.2 外部風の影響	
3.4 厨房換気扇の間欠運転実験とその解析	79
3.4.1 実験方法	
3.4.2 実験結果（厨房換気扇の停止による室内二酸化炭素濃度の変化）	
3.4.3 計算条件	
3.4.4 計算結果	
3.5 まとめ	83

第4章 地下空間の熱水分環境の改善と室内調湿への利用

4.1 現状と調査目的	84
4.2 床下の温湿度測定箇所	84
4.3 床下の温湿度、床下敷砂の含水率・水分化学ポテンシャルの測定結果と考察	84
4.3.1 床下温湿度	
4.3.2 床下敷砂等の含水率・水分化学ポテンシャル	
4.4 まとめ	90

第5章 まとめ

5.1 今年度の実施事項	91
5.2 得られた成果	92

第1章 調査研究の目的と概要

1.1 はじめに

(1) 高齢化と老人福祉施設

日本は、平均寿命、高齢者数、高齢化のスピードという三点において、世界一の高齢化社会といえる。総務省が発表した2019年9月15日時点の推計人口によると、65歳以上の人口は3588万人となり、総人口に占める割合は28.4%と過去最高を更新、人口の4人に1人以上が高齢者となった¹⁾。それに伴い高齢者の介護を目的とした福祉施設がその重要性を増している²⁾。

老人福祉施設³⁾は、老人デイサービスセンター、老人短期入所施設、養護老人ホーム、特別養護老人ホーム、軽費老人ホーム、老人福祉センター、老人介護支援センターに分類されるが、本研究では、老人デイサービスセンターを兼ねた特別養護老人ホームについて検討する。

老人デイサービスセンターは、高齢者に対して入浴、食事の提供、機能訓練、介護方法の指導その他の便宜を提供する施設であり、特別養護老人ホーム（介護老人福祉施設）は、65歳以上の常時介護を必要としかつ居宅においてこれを受けることが困難な高齢者などを入所させ養護することを目的とする施設である。いずれにしても、入浴のための設備と湯を供給する給湯システムが不可欠である。

(2) 給湯システムのエネルギー消費

住宅において給湯エネルギーの使用は全エネルギー使用の1/3以上を占めている。ホテルにおいても全エネルギー消費に占める給湯の割合が31.0%⁴⁾に達するため、その省エネルギーは重要である。給湯エネルギーが多いことに加え、給湯システムからの熱損失が大きい可能性がある。ホテルでは客室に常に湯を供給しなければならず、湯の循環による熱損失が多いことがその理由の一つである。高齢者介護施設では入浴や食事に湯が使用され、さらに本研究で対象とする施設のような寒冷地の建物では温水による暖房も普及しており、給湯・温水システムに多くのエネルギーが使用される⁵⁾。

新築建築物の省エネ化が推進される一方で、既存建物のコミッショニングやエネルギーマネジメントの重要性も増している。しかし、既存の建物において実測によって給湯・温水システムのエネルギー使用量とシステムからの熱損失を詳細に測定した例として、ビジネスホテル⁶⁾やフィットネスクラブ⁸⁾を対象としたものがあるが数は少なく、本研究が対象とする老人福祉施設についても実測例は少ない。したがって、既存の高齢者介護施設の給湯・温水システムに関してエネルギー使用量と熱損失を定量的に評価することは、今後増加するであろう高齢者介護施設の省エネルギー対策に寄与するものと考えられる。

(3) 高齢者福祉施設における室内環境

高齢者は若齢者と快適感や温冷感が異なることが報告されており⁹⁾、特有の温熱環境制御が求められる。

高齢者施設は感染症予防の観点からも適切な環境衛生管理が必要であるが、現行の建築物衛生法では適用対象外であり、その管理は個々の施設管理・運営者にゆだねられている¹⁰⁾。高齢者施設の実測調査から、建築物衛生法の環境衛生基準値を超過する状況があることが明らかになっている。たとえば、室内空気環境については、夏季に室温が高く、冬季に低湿度であり、二酸化炭素濃度はダイルームなど入室者の密度が高いところで高く、浮遊微生物濃度が非常に高い施設が多い、などの問題が指摘されており¹¹⁾¹²⁾、とくに冬季の低湿度（過乾燥）は全国的な課題となっている¹³⁾¹⁴⁾。

今回対象とする地域は北海道・大樹町であり、冬季の寒さによる乾燥問題と局所的な低温に由来する結露が、室内の温湿度および結果としての利用者の快適性、健康に及ぼす影響は大きいと考えられる。同時に、比較的しっかりした断熱のゆえに夏季の高温が不快さを惹き起こしている可能性がある。適切な対応策の策定には基礎的な情報の蓄積が不可欠であるが、そのような実態の調査は少ない。

1.2 調査研究の目的

寒冷な冬季環境下にある大樹町の高齢者施設コスモス苑を対象として、大量のエネルギーを使用する温水給湯設備における熱損失を低減することにより省エネルギーを図るとともに、高齢者が安全で快適に過ごせる冬暖かく夏涼しい室内環境の実現を目的とする。

1.3 調査概要

1.3.1 調査対象：北海道の高齢者施設

(1) 概要

- ・名称：
- ・所在地：
- ・開設者：
- ・施設開設：昭和42年6月15日
- ・移転改築：平成7年10月1日
- ・入所定員：特別養護老人ホーム（50名） 短期入所生活介護（10名）
- ・職員数：
所長1名、総務係3名(総務、公務補、生活相談員)、介護係17名(介護係長、介護支援専門員含む)、看護係3名、給食係4名(栄養士、調理員)、臨時職員(介護13名、給食6名、清掃2名)

(2) 運営方針

介護保険法及び老人福祉法の基本理念に基づき、人としての尊厳を保ち、明るく豊かで安心して、活力に満ちた生活の場としてそれぞれが希望を持ち、有意義な生活が送れる老人介護福祉施設を目指す。常に利用者の立場に立ったサービスを提供するよう、各職種職員が一丸となって施設づくりに取り組む。

(3) 入所対象

要介護1から5と認定された方のうち、常時介護を必要とし、かつ、在宅において介護を受けることが困難な方。

1.3.2 併設されているデイサービスセンターの概要¹⁵⁾

(1) 概要

- ・事業所名：
- ・住所：
- ・事業開始：平成7年10月開設
- ・利用定員：30名

(2) 職員配置

管理者1名、総務係長1名、生活相談員1名、看護師1名、介護士2名(職員)、臨時8名(臨時)、運転手 必要数名

(3) 営業日・営業時間

土・日休日、祝日営業(年末年始は除く) 午前 8:30～午後 5:15

(4) 運営方針

介護保険法及び老人福祉法ならびに地方自治法に基づき地域の在宅で生活されている要支援者または、要介護状態となった高齢者の方を対象とする。通所していただき、入浴・排泄・食事などの介助、健康チェックと相談、生活上の相談や助言を行う。利用者のニーズを把握した上で、社会的孤立感の解消および心身機能の維持・向上に努め、家族の身体的・精神的負担の軽減を図るため、サービス関係者と連携を取り多様な側面からの支援を行う。

(5) 利用対象

介護保険で要支援（１・２）、要介護度（１・２・３・４・５）の認定を受けられた方。

(6) サービス内容

- ・送迎サービス：自宅まで送迎
- ・健康チェック：看護師が検温、血圧を測定。健康相談。
- ・入浴(一般浴、特殊浴)：身体状況に応じて入浴介助。皮膚乾燥等のスキンケアに配慮したシャンプー、ボディーソープを使用。
- ・食事：栄養、消化などバランスのとれた昼食を提供。食後の口腔ケアを実施。
- ・機能訓練：体操、レクリエーションを通して運動機能の維持を図るための機能訓練を実施。
- ・生活相談：利用者、家族が抱えている悩みや問題に対して、関係機関と連携を図り相談。
- ・理容サービス：併設されている特別養護老人ホームコスモス苑の理容室で出前理容。

1.3.3 建物概要

測定対象は冬季の平均外気温が 0℃を下回る寒冷地に建つ、デイサービスセンターを備えた特別養護老人ホームである。図 1.1 に この施設 の平面図を示す。RC 造平屋建てで、延べ床面積は 2,903[m²]である。機械室・厨房・事務室等のサービスエリアや入居者の食事スペースがある中央棟に、計 29 室の入居者用の居室がある東西のウィングが接続する形態となっている。中央棟の入居者がくつろぐダイニングは南向きである。中央棟は東西に 62.5m、南北に 42.5m で、西ウィングと東ウィングはそれぞれ 42.4m×15.0m と 36.7m×11.6m（延床面積 2,903m²）であり、地上 1 階建て、構造は RC 造である。

中央棟北東側の一部がデイサービスセンターとして利用されており、特別養護老人ホームの入居者の居室は主に中央棟南側と両ウィングの南側に配置されている。浴室は中央棟東側の一角にかたまっており、デイサービス用と入居者用（一般浴室・特殊浴室）とに分かれている。入居者用の両浴室の中間にある脱衣室から、浴槽用の熱交換機等が設置されている床下空間へ入ることができる。また、建物西ウィングにある洗濯室および中央棟北側（機械室隣）の男子ロッカー室地下にも、床下ピット空間への入口がある。

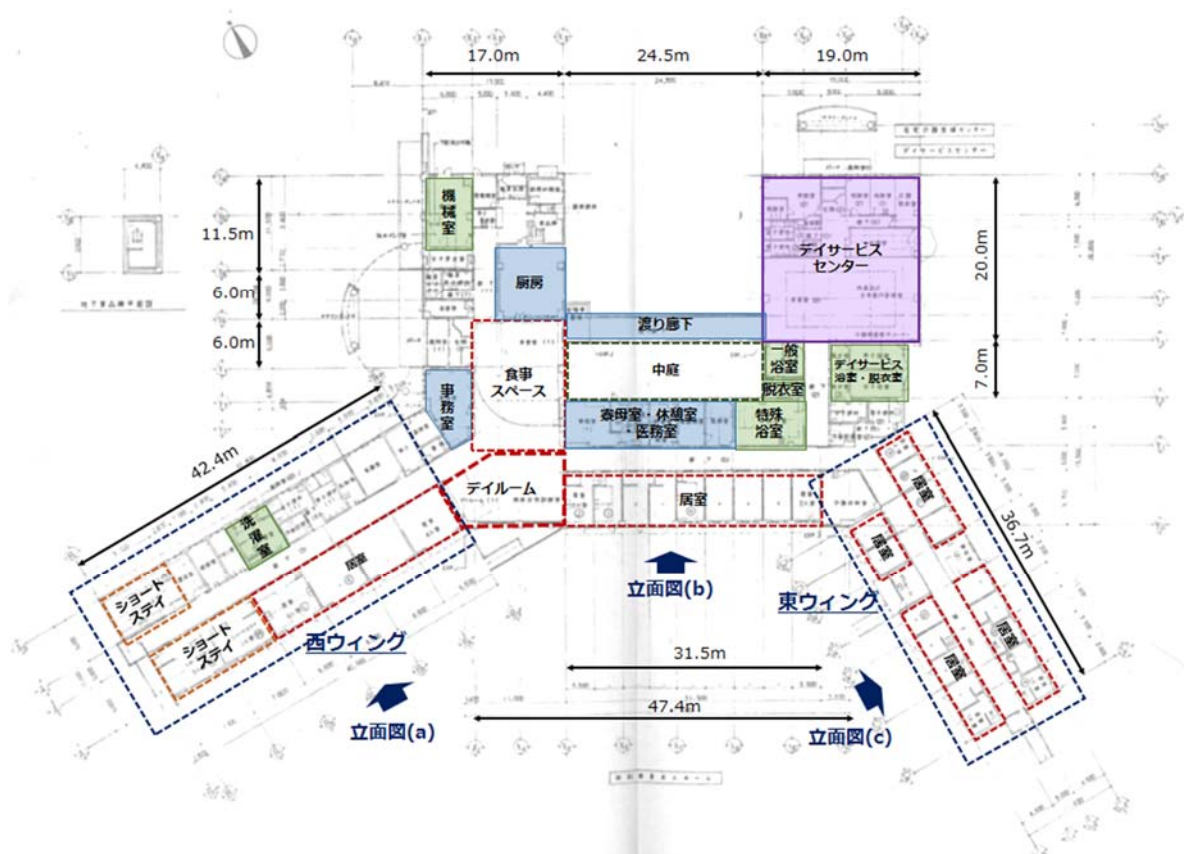


図 1.1 施設平面図

図 1.2 に、施設 の南側の立面図を示す。中央棟の中心付近、西ウイング、東ウイングの上部の窓は廊下に面した高窓である。中央棟左側の上部の窓は、吹抜けとなっている食事スペースに面している。

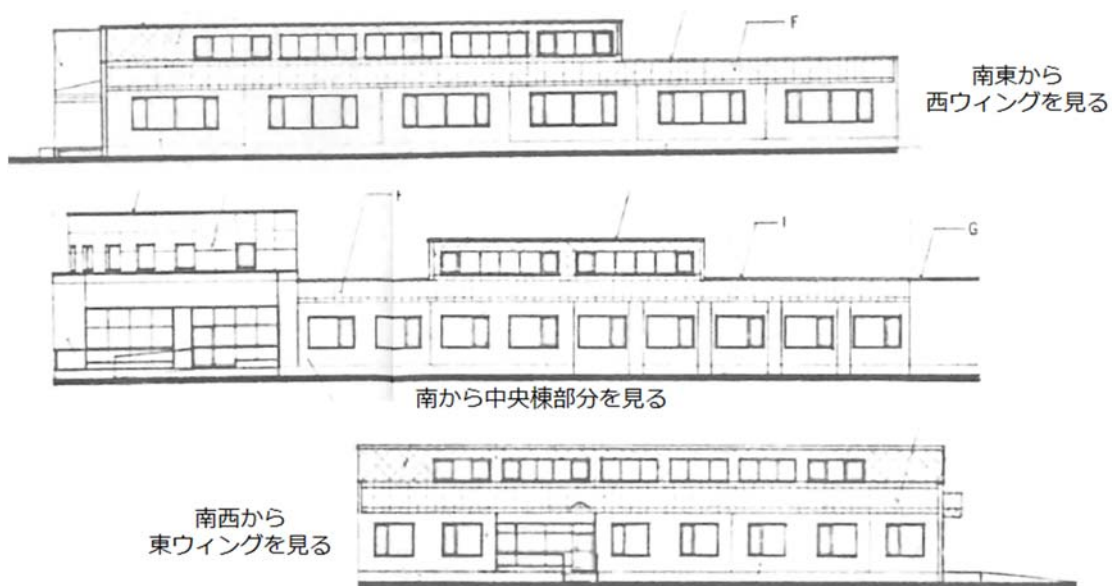


図 1.2 施設南側立面図

写真 1.1～1.4 に、施設内外の写真を示す。



写真 1.1 南側外観



写真 1.2 中庭



写真 1.3 東ウイング廊下

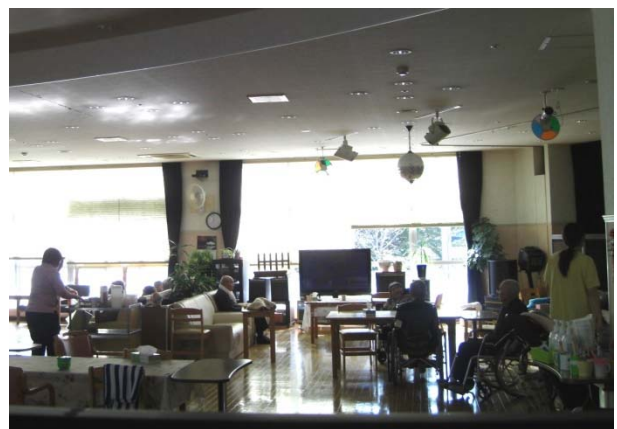


写真 1.4 デイルーム

参考・引用文献

- 1) 統計からみた我が国の高齢者－「敬老の日」にちなんで－ 1. 高齢者の人口, 統計トピックス No.121, 総務省統計局, <https://www.stat.go.jp/data/topics/topi1211.html> (2019 年 11 月 15 日閲覧)
- 2) 厚生労働省－平成 27 年社会福祉施設等調査の概況－ (2017/2/20 閲覧)
<http://www.mhlw.go.jp/toukei/saikin/hw/fukushi/15/dl/kekka-kihonyou01.pdf>
- 3) 「老人福祉施設」、『ウィキペディア (Wikipedia)』(最終更新 2016 年 7 月 2 日 16:42)
- 4) (財) 建築環境・省エネルギー機構, 「住宅・建築 省エネルギーハンドブック 2002」, p.183, 2001 年 11 月
- 5) 西名大作: 福祉施設のエネルギー消費特性～居住系高齢者福祉施設を対象として～, IBEC, No.205, Vol.35-4, pp.2-5, 2014
- 6) 増田喜憲、銚井修一、五井努、吉田修、近藤修平、宿泊施設における給湯配管熱損失の測定、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, 第 41 号, pp.167～170, 2012 年 3 月
- 7) 増田喜憲,他: ビジネスホテルの給湯システムにおける熱損失の評価と保温改修—給湯配管および貯湯槽の伝熱解析と熱損失低減方策—, 第 43 回空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, 2014
- 8) 池上純代,他: フィットネスクラブにおける給湯システムの断熱改修効果の検証, 日本建築学会学術講演梗概集 D-1, pp.1245-1246, 2016

- 9) 都築和代, 他: 冬季における高齢者の温冷感と体温調節反応, 日本建築学会学術講演梗概集 D-2, pp. 395-396, 2002
- 10) 阪東美智子, 金勲, 大澤元毅、特別養護老人ホームにおける環境衛生管理の現状と課題、保健医療科学、2014、Vol.63、No.4、pp.359－367
- 11) 西村直也, 鍵直樹, 柳宇, 池田耕一, 吉野博, 斉藤秀樹, 斉藤敬子, 鎌倉良太, 小畑美知夫. 老人福祉施設における室内環境の衛生管理に関する研究: 第1報—建築物衛生法に基づく実測調査とその結果—. 空気調和・衛生工学会論文集. 2012;179, PP.27-34.
- 12) 西村直也, 柳宇, 鍵直樹, 池田耕一, 吉野博, 齊藤秀樹, 齊藤敬子, 鎌倉良太, 小畑美知夫. 老人福祉施設における室内環境の衛生管理に関する研究: 第2報—連続測定の結果および VOC 類の測定結果—. 空気調和・衛生工学会論文集. 2012;185, PP.11-18
- 13) 青木哲, 宮野則彦, 水谷章夫, 須藤千春, 宮野明彦. 特別養護老人ホーム等を対象とした室内温湿度環境の実態調査: その1 東北・東海および山陽地域の冬季観測結果の比較. 日本生気象学会雑誌. 2010; 47(3), P.44.
- 14) 青木哲, 宮野則彦, 水谷章夫, 須藤千春, 宮野明彦. 特別養護老人ホーム等を対象とした室内温湿度環境の実態調査: 第2報—瀬戸内地域に建つ某施設について—. 日本生気象学会雑誌. 2010;47(3), P.45.

第2章 給湯・温水システム熱源（ボイラー）のエネルギー消費の実態把握

2.1. はじめに

対象とする高齢者施設においては、灯油や電気などのエネルギーに年間 1000 万円を越える支出を行っているが、これは暖房や入浴用の温水および給湯に多くのエネルギーを使用しているためである。

これまでの暖房・給湯・浴槽昇温の各系統における供給熱量と損失熱量の定量的な評価結果によると、夏季においては 25%程度、冬季においては 60%程度のエネルギーの使途が不明となっており、ボイラーからの排熱とボイラー本体からの放熱によるものと推定された。本年度は、暖房・給湯の年間のエネルギー消費量内訳を算定し直すとともに、ボイラー周りの温度測定やガス分析を行うことによりボイラー排熱量を明らかにし、熱損失の特徴および運転制御の改善方法について検討した。

2.2. 調査対象とする給湯・温水システム

本施設の給湯・温水システムの模式図を図 2.1 に示す。施設北西にある機械室内（図 1.1）にあるボイラー（A重油・出力 630,000kcal/h）2 台によってつくられた 80～90℃の温水は、①ヘッダーを介して温水を供給する暖房系統、②貯湯槽に一旦温水を貯めたのち給湯する給湯系統、③地下の熱交換器を介して浴槽水を加熱する浴槽昇温系統の 3 系統に送られる。

- ①暖房系統：ボイラーで作られた温水はヘッダーを介して 4 つの系統に分かれ、ホール床暖房、廊下・各室の温水パネルヒーター暖房に利用される。その際に還り流量との混合割合を三方弁により調整し、行き温度の制御を行う。各系統を、床暖房を循環する「床暖房系統」、主にデイサービスセンターの温水パネルを循環する「24 時間系統」、各居室の温水パネルを循環する「居室系統」、事務室等の管理室の温水パネルを循環する「管理系統」と呼ぶ（図 2.1）。
- ②給湯系統：機械室内に設置されている貯湯槽（ステンレスクラッド鋼板製・4,000 リットル）に一旦温水をためたのち、地下の給湯配管を通して浴室・洗面所・トイレおよび厨房・事務室等の各室へ供給する。使用されなかった湯は貯湯槽に還ってくる。

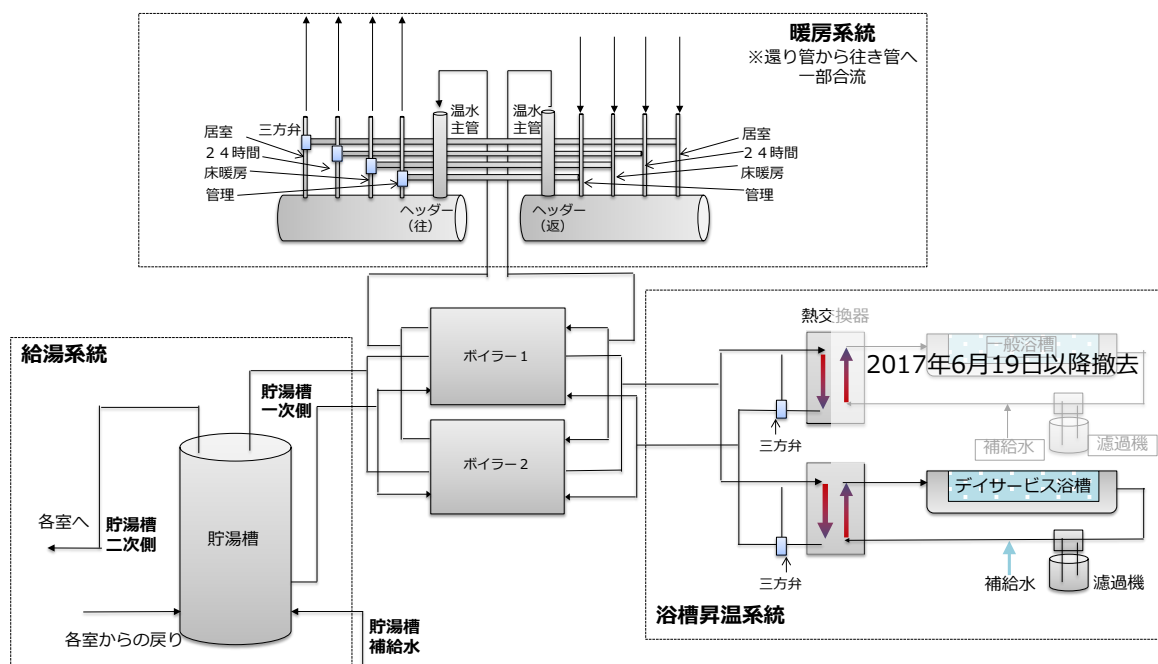


図 2.1 給湯・温水システムの模式図

- ③浴槽昇温系統：一般浴槽とデイサービス浴槽の2系統で使用されていたが、2017年6月19日以降は、デイサービス用の浴槽への熱供給のみに変更となった。一般浴槽として使用されていた大浴槽は撤去され、個別に入浴する浴槽が2台設置された。

給湯・温水システムの各機器の仕様を表2.1に示す。

表 2.1 給湯・温水システム機器仕様

用途	機器名	性能	数量
熱源	温水ボイラー	型式：真空式（3回路）、熱源：A重油（78.8L/h） 出力：630,000kcal/h（暖房：300,000kcal/h, 給湯：200,000kcal/h、浴槽昇温：130,000kcal/h） 最高使用圧力：50mAq、伝熱面積：9.9m ² 制御方式：Hi-Lo-Off、動力：AC 200V 三相 1.9kW	2 台
温水 系統	温水ヘッダー（往）・（還）	鋼管製 200φ×2,000L	各 1 台
	温水ポンプ （管理系統）	型式：ライン型、動力：AC 200V 三相 0.4kW 口径：32φ×水量 100L/min×揚程 10mAq	1 台
	温水ポンプ （床暖系統）	型式：ライン型、動力：AC 200V 三相 0.75kW 口径：40φ×水量 200L/min×揚程 12mAq	1 台
	温水ポンプ （24 時間系統）	型式：ライン型、動力：AC 200V 三相 0.75kW 口径：40φ×水量 200L/min×揚程 10mAq	1 台
	温水ポンプ （居室系統）	型式：ライン型、動力：AC 200V 三相 0.75kW 口径：40φ×水量 190L/min×揚程 10mAq	1 台
	温水ポンプ （厨房・コイル系統）	型式：ライン型、動力：AC 200V 三相 0.75k 口径：40φ×水量 155L/min×揚程 10mAq	1 台
給湯 系統	貯湯槽	型式：ステンレスクラッド鋼板製、容量：4,000L, 形状：1,300φ×3,679H	1 台
	給湯循環ポンプ	型式：ライン型（SUS）、動力：AC 200V 三相 0.75kW 口径 50φ×水量 310L/min.×揚程 6mAq	1 台
	給湯循環ポンプ	型式：ライン型（SUS）、動力：AC 200V 三相 0.75kW 口径 40φ×水量 140L/min.×揚程 10mAq	1 台
	昇温循環ポンプ	型式：ライン型（砲金製）、動力：AC 200V 三相 1.5kW 口径 50φ×水量 260L/min.×揚程 12mAq	1 台
	熱交換機	型式：プレート型（SUS）、最高使用圧力：3.0kg/cm ² 交換熱量：70,000kcal/h（水・水） 一次側温水：入口温度 75℃ 出口温度 60℃ 水量 80L/min. 二次側温水：入口温度 37℃ 出口温度 43℃ 水量 200L/min.	1 台
	熱交換機	型式：プレート型（SUS）、最高使用圧力：3.0kg/cm ² 交換熱量：160,000kcal/h（水・水） 一次側温水：入口温度 75℃ 出口温度 60℃ 水量 180L/min. 二次側温水：入口温度 37℃ 出口温度 43℃ 水量 334L/min.	1 台

図 2.2 に、機械室と浴室エリア間の給湯系統および浴槽昇温系統の配管図を示す。機械室から浴室エリアまでは、75m 以上の長さの温水および給湯配管が床下を通っている。給湯配管は同様に、西ウィング、東ウィングへも延びており、最も遠い東ウィングの南端のトイレまでは機械室から 110m 以上の長さとなる。本年度は、ボイラーを中心として、暖房系統、貯湯槽－給湯系統、浴槽昇温系統よりなる給湯システムにおけるエネルギー使用量と熱損失を検討する。

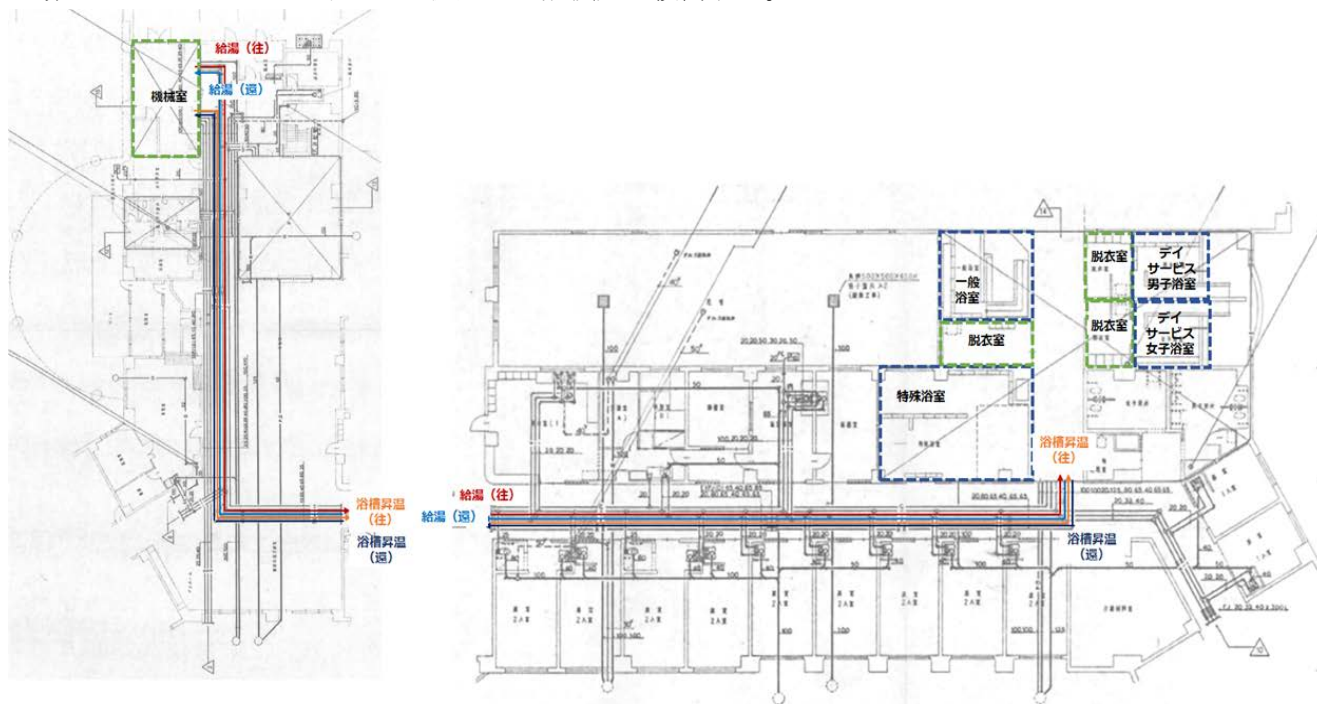


図 2.2 機械室から浴室エリアまでの給湯系統・浴槽昇温系統の配管図

2.3. 調査測定項目

2.3.1. 調査項目

長期的には、ボイラーに出入りする 3 系統（暖房・給湯・浴槽昇温）について、ボイラーとの間の流出入温度・流量測定による負荷算定、短期的にはガス分析計による排気の温度・酸素濃度・空気比の測定、重油流量メータへの定点カメラによる消費量調査、缶水温度の目視観察によるボイラー稼働状況の把握を行う。

2.3.2. 温度、流量測定

ボイラー、暖房系統、貯湯槽－給湯系統、浴槽昇温系統よりなる給湯システムにおけるエネルギー使用量と熱損失を把握するために、温水温度、配管内流量、ポンプの電流値を測定した。測定箇所を図 2.1 にあわせて示す。T が温度、F が流量を測定した点である。

温度は各系統の行きと還り配管の表面に T 型熱電対をアルミテープで貼りつけ、断熱材を上から巻き直して測定し、これを温水温度として代用した。表面温度により温水温度を代用することに伴う誤差については、検討が必要である（2.4 節 付録参照）。

配管内流量は流量が変動する給湯系統では継続的に測定し、流量が一定の系統では短期間ずつ測定した値を全期間に対して用いた。流量が一定の系統でもポンプが発停を繰り返すため、ポンプ電流値により発停を確認した。

機械室まわりの温度（図 2.1 No.1～30）は 1 分間隔、浴槽昇温系統の温度（図 2.1 No.31～53）は 10

分間隔で測定を行った。また、機械室と、熱交換機 2 台が設置されている脱衣室地下空間、一般浴室、特殊浴室、デイサービス男子浴室において、10 分間隔で温湿度の測定を行った。

(1) 浴槽昇温系統

浴槽昇温系統は、ボイラーから脱衣室床下にある熱交換器に温水を送り、ボイラー側（以下、1 次側。）と浴槽側（以下、2 次側）の熱交換を行うための循環系統である。まず重油ボイラーで作られた温水は床下配管を通して脱衣室床下まで送られ、一般浴槽とデイサービス浴槽の熱交換器に分岐する。その際、分岐は弁などで制御されておらず、配管の太さ、また曲がりの抵抗で流量が決まることになる。今回の調査によって、一般浴槽へ向かう流量が極端に小さいことが分かった。熱交換器を介し 2 次側へ熱を供給した温水は、再び合流しボイラーに還る。脱衣室床下には熱交換器の他にも濾過器があるが、どちらも断熱はなされておらず、また熱交換器からは少量ではあるが温水が漏れており、熱損失が大きい可能性がある。冬場の機械室の最高温度が 28℃、脱衣室床下が 33℃であり、脱衣室床下が他室に比べて温度が高い。機械室と比べて床下から周囲への貫流、漏気による熱損失は小さいことも一因だが、熱交換器や濾過器からの熱損失が影響していることを示していると言える。熱交換器の設計では、1 次側では 75℃で入り 60℃で還り、2 次側では 37℃で入り 43℃で浴槽に向かうとされている。

浴槽使用状況

浴槽昇温系統の各熱量計算をするにあたって、浴槽使用状況を把握するため職員の方に浴槽使用方法やスケジュールを聴取した（表 2.2、2.3）。

表 2.2：一般浴槽…最初に水道水を供給し、熱交換器により温める。

	使用時間帯	使用人数	浴槽への給水	浴槽設定温度	残り湯の処理
月	AM10:00~12:00 PM13:30~16:00	20 人	9:00~10:00	40℃	消毒水を残り湯に入れて循環させた後、排水（使用後～翌日正午まで）
火	使用しない				循環排水（正午まで）
水	浴槽はカラ				
木	浴槽はカラ				
金	AM10:00~12:00 PM13:30~16:00	20 人	9:00~10:00	40℃	循環消毒、排水（使用後～翌日正午まで）
土	使用しない				循環排水（正午まで）
日	浴槽はカラ				

表 2.3：デイサービス…最初に給湯系統のお湯を供給し、熱交換器により温度を保つ。

	使用時間帯	使用人数	浴槽への給水	浴槽設定温度	残り湯の処理
月～金	AM9:00~12:00	25 人	8:30~9:30	42℃	循環消毒（～15:00）させた後、排水（15:00～）
土日	浴槽はカラ				

(2) 給湯系統

重油ボイラーで作られた温水はまず貯湯槽に貯められる。給湯還り流量は一定に制御されていると考えられるため、使用量に応じて往き流量が調整される。貯湯槽の水位が低下すると補給水が補給される。また、貯湯槽内の温水温度が設定温度より下がると、ボイラーから貯湯槽に高温水が供給される。また、レジオネラ菌発生を抑制するために高温を保ったまま供給しなければならない。ひとたび給湯系に定着するとレジオネラ菌は長時間生存し増殖するため、病院や老人ホームなどでは温度の低い給湯は特に危険である。レジオネラ菌が繁殖しやすいとされている温度は $20^{\circ}\text{C}\sim 45^{\circ}\text{C}$ で、死滅温度は 60°C 以上とされている¹⁾。末端で 55°C を超えて温度が維持されている場合、レジオネラ菌は殆ど検出されないことが分かっている。

本施設の給湯系統は対象施設の各室の温水や一般浴槽への給湯を担っているが、本施設の給湯配管は長いもので 110m にも及ぶため、途中での配管損失熱量を考慮すると、かなり高温で温水を送る必要がある。また、貯湯槽は縦が 2600mm あり、貯湯槽からの熱損失も大きいと考えられる。貯湯槽は温度成層型になっており、貯湯槽の温度は上から 1400mm の位置で測定される温度で制御されている。以下、ボイラーと貯湯槽との循環側を 1 次側、貯湯槽と各給湯使用箇所との開回路を 2 次側とよぶ。



写真 2.5 貯湯槽

T24:給湯還り温度



写真 2.6 給湯 2 次側還り

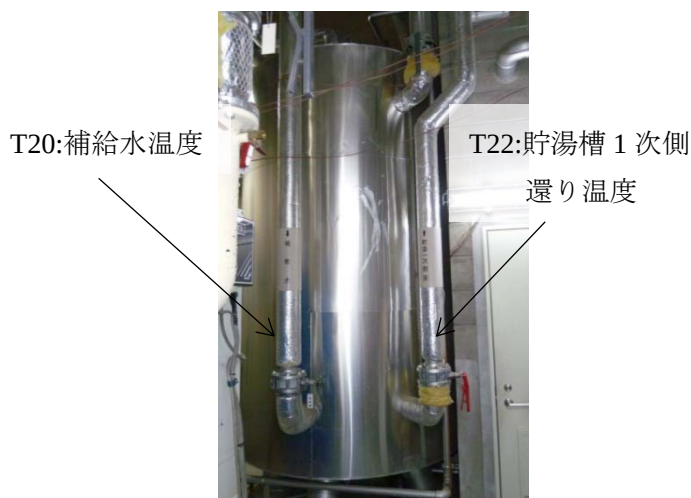
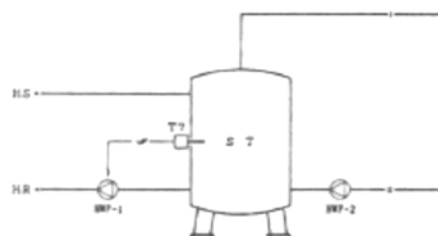


写真 2.7 貯湯槽周り



【制御】貯湯槽温度設定 (T7) と現在温度との偏差により給湯 1 次ポンプの発停を行う。

図 2.3 給湯系統の制御

給湯使用箇所

湯は機械室を出た後、床下数箇所での分岐を経て西側ウィングや東側ウィングの末端まで送られる。機械室から西側末端までは約 60m、東側末端までは約 110m ある。また、浴室への温水配管が一番太く、大量の温水が流されていると推定される。給湯往きの配管は 40A、還りが 20A、浴室への温水配管が 65A である。

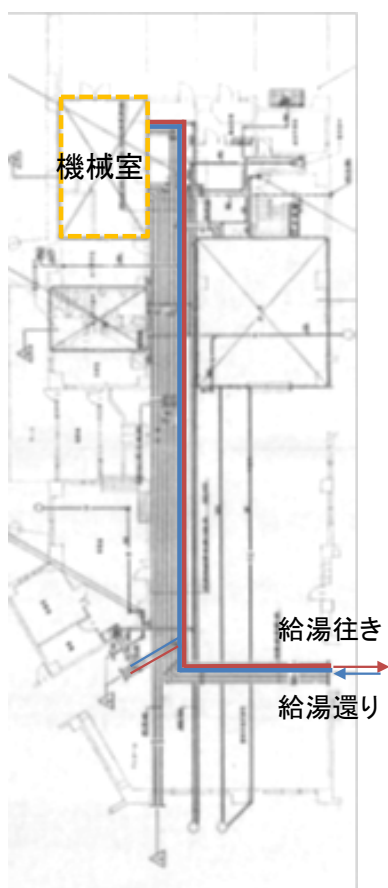


図 2.4 配管床下経路

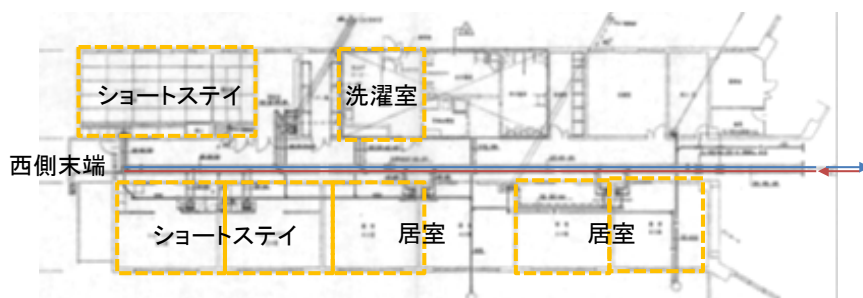


図 2.5 西側配管：機械室から端まで約 60m

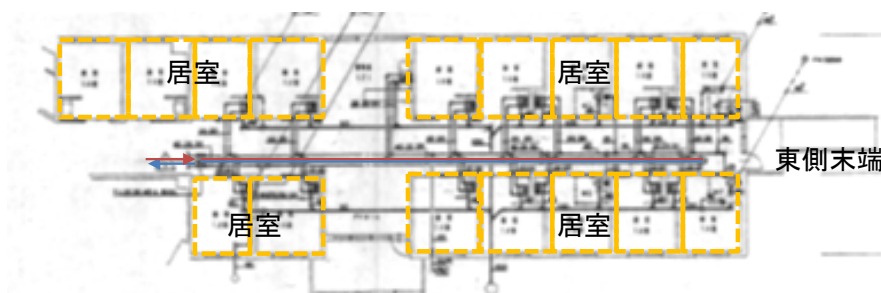


図 2.6 東側配管：機械室から端まで約 110m

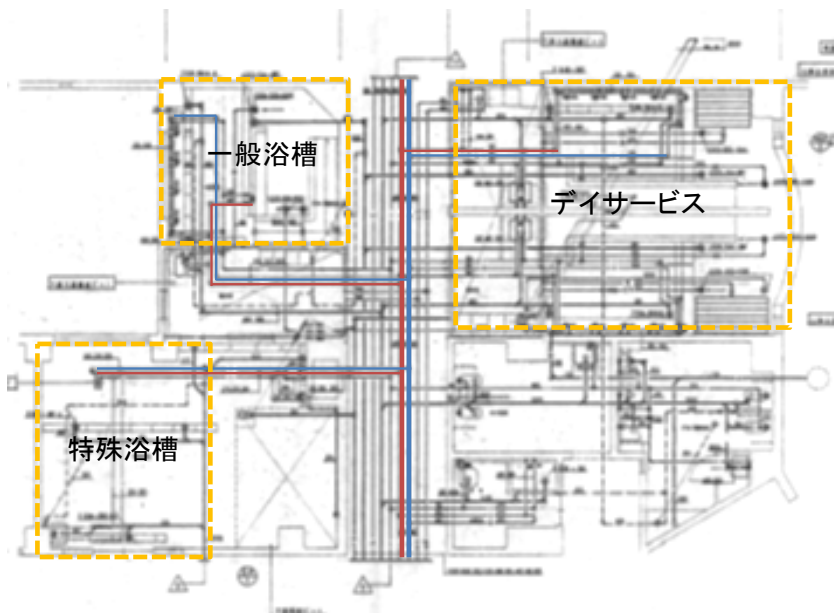


図 2.7 浴槽室

(3) 暖房系統

暖房系統では、居室、食事室、事務室、寮母室、廊下、更衣室、トイレなどの施設中に設置されている温水パネルへ温水を循環させている。4つの系統があり、管理系統は約15箇所、床暖房は6箇所、24時間系統は約25箇所、居室系統は約40箇所の温水パネルをそれぞれ担っている。

ガスボイラーでつくられた温水は、まず機械室にあるヘッダーに送られ、そこから4系統に分かれる。その後、床下配管を通り分岐を経て各温水パネルに送られる。機械室のヘッダー部分には三方弁がついており、ヘッダーからの流量と各系統の還り流量との混合割合を決定し、温度を調整している。温水パネルに送られる温水のON/OFFは機械室の制御盤で制御されており、またON時にも三方弁が閉じて、ヘッダーから温水が送られない時間もある。室内からはバルブによって温水パネルを通る流量を調節し温度調整できる。

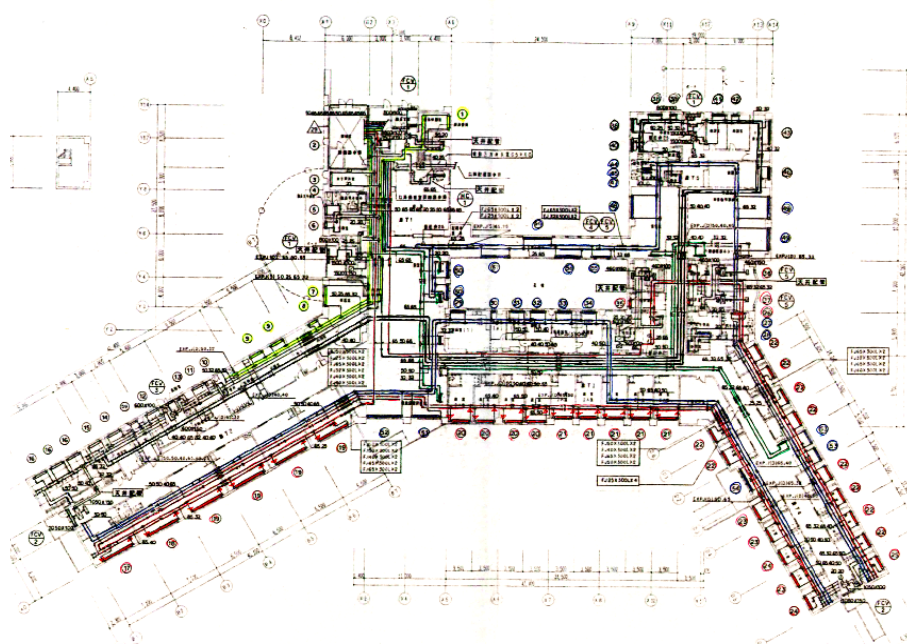


図 2.8 暖房設備床下配管図面

赤：居室系統 青：24時間系統 黄：管理系統 緑：床暖房（分岐点が多数あり、把握しきれていないものもある。）

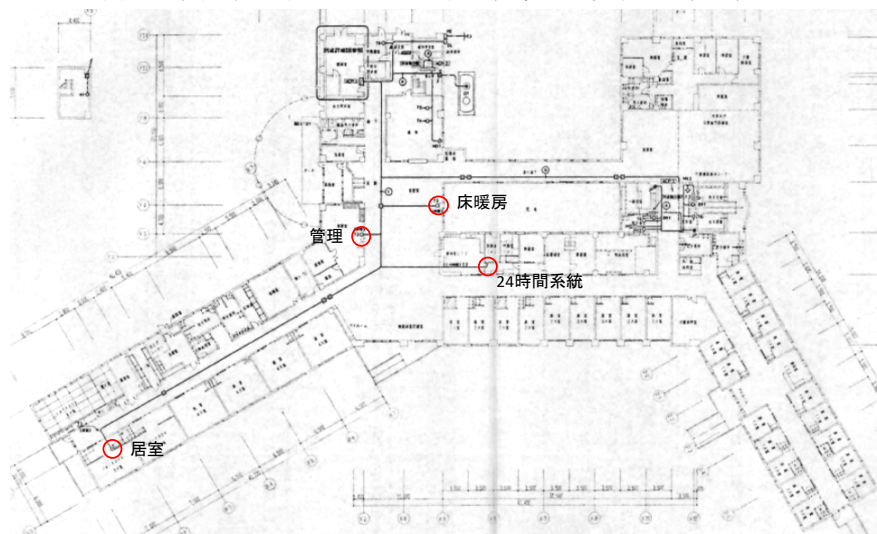


図 2.9 室内コントローラー設置位置（検出室内温度）

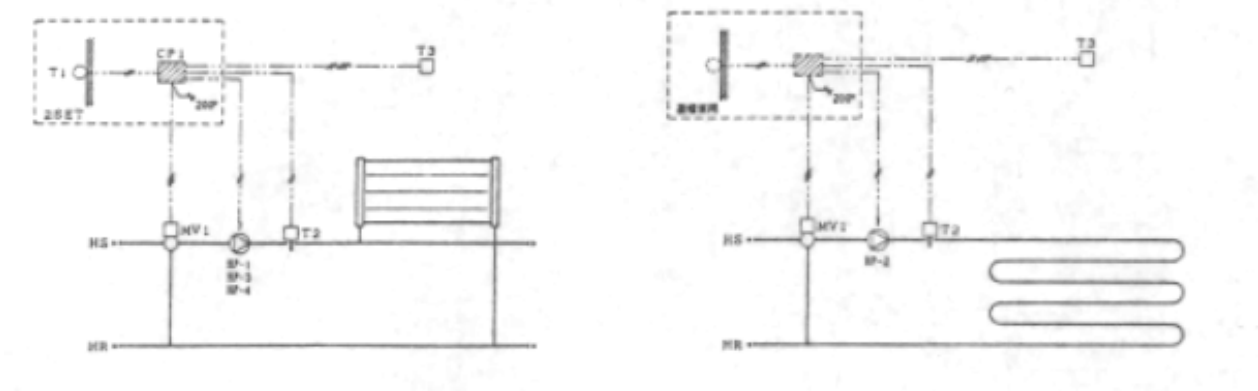


図 2.10 右：直暖送水温度制御（管理系統・24 時間系統・居室系統）/左：床暖送水温度制御

- ・調節器（CP1）で外気補償調節、検出送水温度（T2）との偏差にて三方弁（MV1）で送水温度制御
- ・調節器（CP1）室内温度設定値と検出室内温度（T3）との偏差にて外気補償暖房特性カーブを補正
- ・外気温度が省エネ温度以上になるとポンプを停止する。
- ・調節器（CP1）プログラムタイマー機能により 3 段階モード切り替えを行う。（昼/昼セットバック/夜セットバック）
- ・室内コントローラー（T3）による手動操作。
- ・現在モードの切り替え。（昼/自動/夜）
- ・室内温度設定値の変更（CP1 設定値 $\pm 3.5\%$ ），昼時間の延長（1 時間/2 時間/4 時間）

管理系統・24 時間系統・居室系統 床暖系統



写真 2.8 ヘッダーから各系統に温水が送られる暖房系統)



写真 2.9 三方弁（左：居室系統、右：床



写真 2.10 暖房の ON, OFF が設定されている



写真 2.11 温水パネル

（コールドドラフトを防ぐため壁際下側にある。）



写真 2.12 温水パネル絞り

（開度で各パネルの流量を調整できる。）

(4) ボイラー周り

ボイラーの構造と運転制御

本研究で対象とするボイラーは真空式で、**図 2.11** に示すようにバーナ、煙管、火炉（煙道）、熱媒水、（温水）熱交換器、差温式自動抽気装置等で構成されている。煙管、煙道、熱媒水、減圧蒸気室、温水熱交換器は、密閉された管内にあり、この中で、煙管、煙道は、熱媒水に包まれて、外気と完全に遮断されている。減圧蒸気室内は大気圧以下に減圧された状態に保たれており、バーナによって煙管、煙道に熱が供給されると、封入されている熱媒水が加熱される。

図 2.12 に、ボイラーの仕様書に記された温度によるボイラー制御方法を示す。これに加え、時間による制御があることも調査時の観察によって明らかになったため、**図 2.12** に時間制御を加えた制御スキームを**図 2.13** に示す。

ボイラー中の熱媒水が設定温度（ここでは 86℃）より 7℃低下（79℃）すると、ボイラーのスイッチが ON になり、40 秒間プレパージを行う。その後、点火し 10 秒間 LOW 運転され、HIGH 運転に切り替

わる。HIGH 運転が続き、熱媒水温度が設定温度より 2°C 低い温度 (84°C) になると再び LOW 運転に切り替わる。熱媒水の温度はその後も上がり続け、設定温度 (86°C) に到達すると、火が消え、ポストページが 10~20 秒行われる。その後、熱媒水の保有する熱が熱交換器を介して需要側に流れ、設定温度より 7°C 低い温度まで低下すると上記の運転を繰り返す。

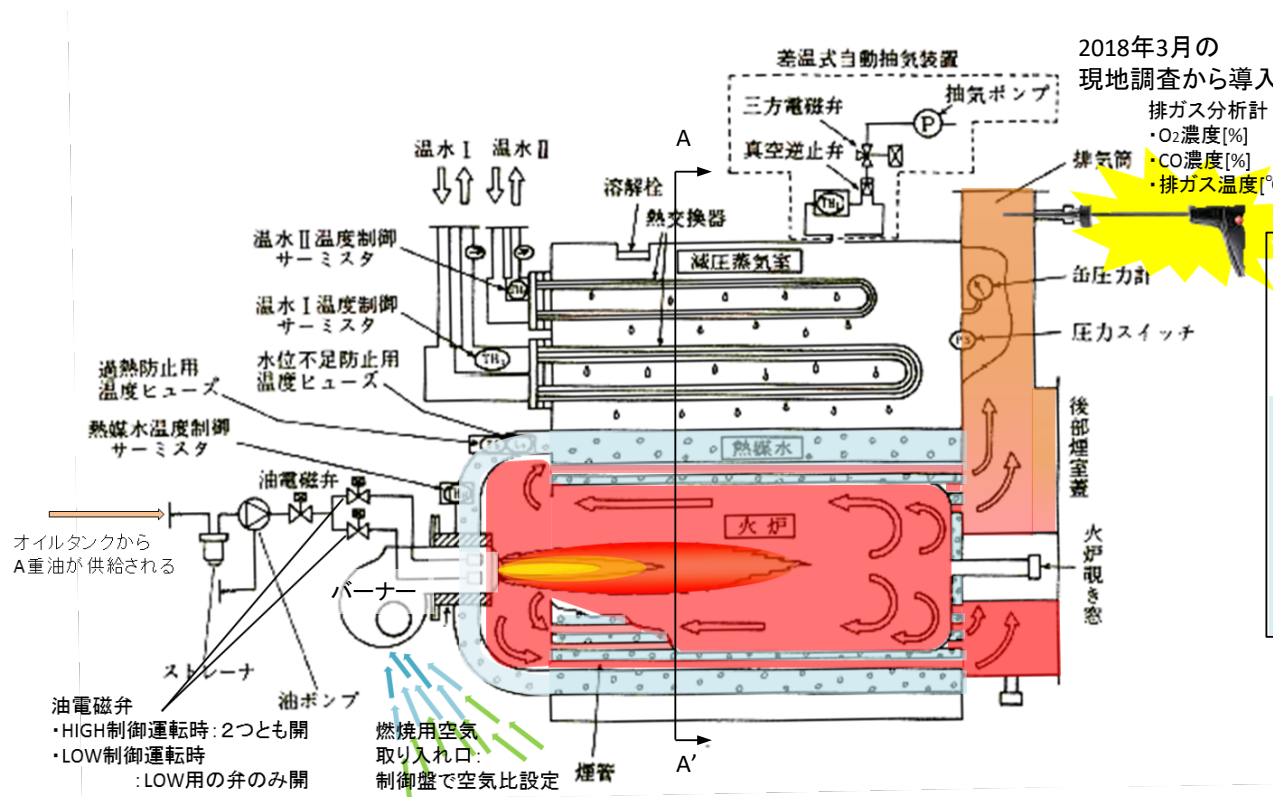


図 2.11 対象ボイラーの仕組み

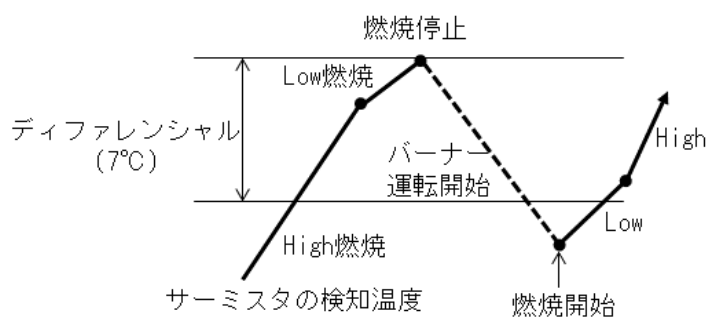


図 2.12 ボイラーの制御方法²⁾

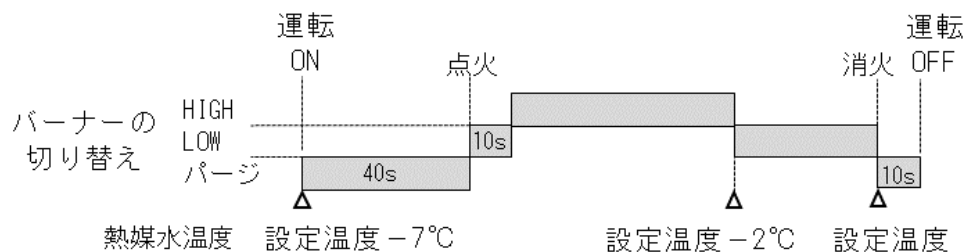


図 2.13 対象ボイラーの運転方法

ボイラー周りの計測

ボイラー周りの計測項目を図 2.14 に示す。

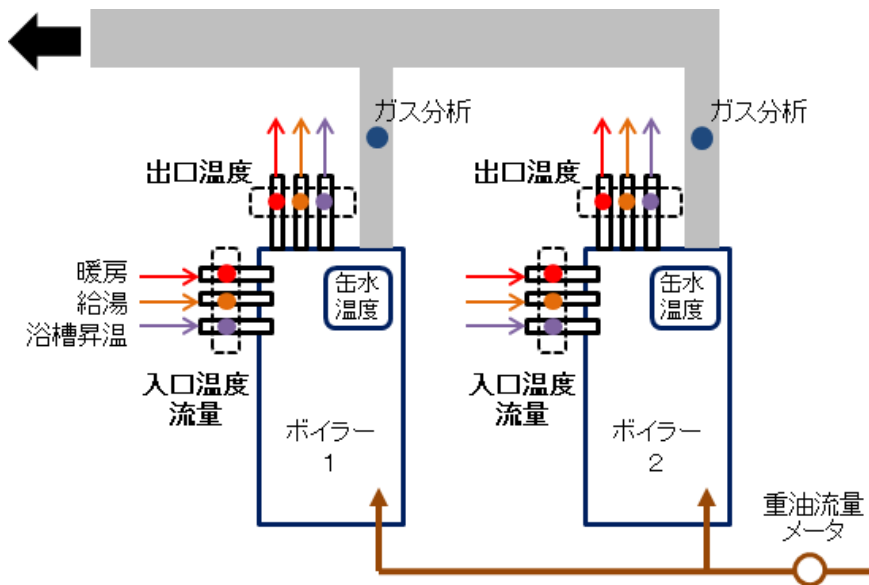


図 2.14 ボイラー周りの測定項目

排ガスの分析は、排ガス分析計（testo330）を、図 2.15 に示すようにボイラーの排ガス測定口に差し込み、排ガス中の酸素濃度、CO₂ 濃度、排ガス温度を測定した。排ガス分析計の測定範囲、分解能、精度、応答速度を表 2.4 に、測定の様子を図 2.15 に示す。

表 2.4 排ガス分析計の計測範囲と分解能³⁾

測定項目	測定範囲	分解能	精度	応答速度
酸素濃度	0～21[Vol.%]	0.1[Vol.%]	±0.2[Vol.%]	< 20 秒
一酸化炭素濃度	0～4000[ppm]	1[ppm]	±20[ppm]	< 60 秒
温度	-40～500℃	0.1℃	±0.5℃ (0.0～100.0℃) 測定値の±0.5%(その他の範囲)	—

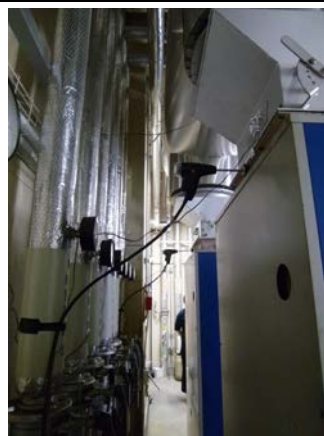


図 2.15 ボイラー排気筒への排ガス分析計の設置の様子

2.3.3. エネルギー消費量調査

(1) 施設の重油エネルギー消費内訳

本施設の重油エネルギーの消費内訳を図 2.16 に示す。

- ・給湯系統ではボイラーから貯湯槽へ供給した熱量は主に給湯使用熱量となるが、一部は各室に送られ、戻る過程で配管や貯湯槽から失われる。
- ・浴槽昇温系統ではポンプの発停により使用時のエネルギー消費と停止時の配管熱損失が生じる。使用時消費熱量は主に浴槽側への交換熱量（供給熱量）として消費され、一部が熱交換器や配管から失われる。
- ・暖房系統では 4 つの暖房系統があり、それぞれに暖房として使用される熱量と使用時と停止時の配管からの損失熱量が生じる。
- ・さらにボイラーからの排ガス損失も生じる。

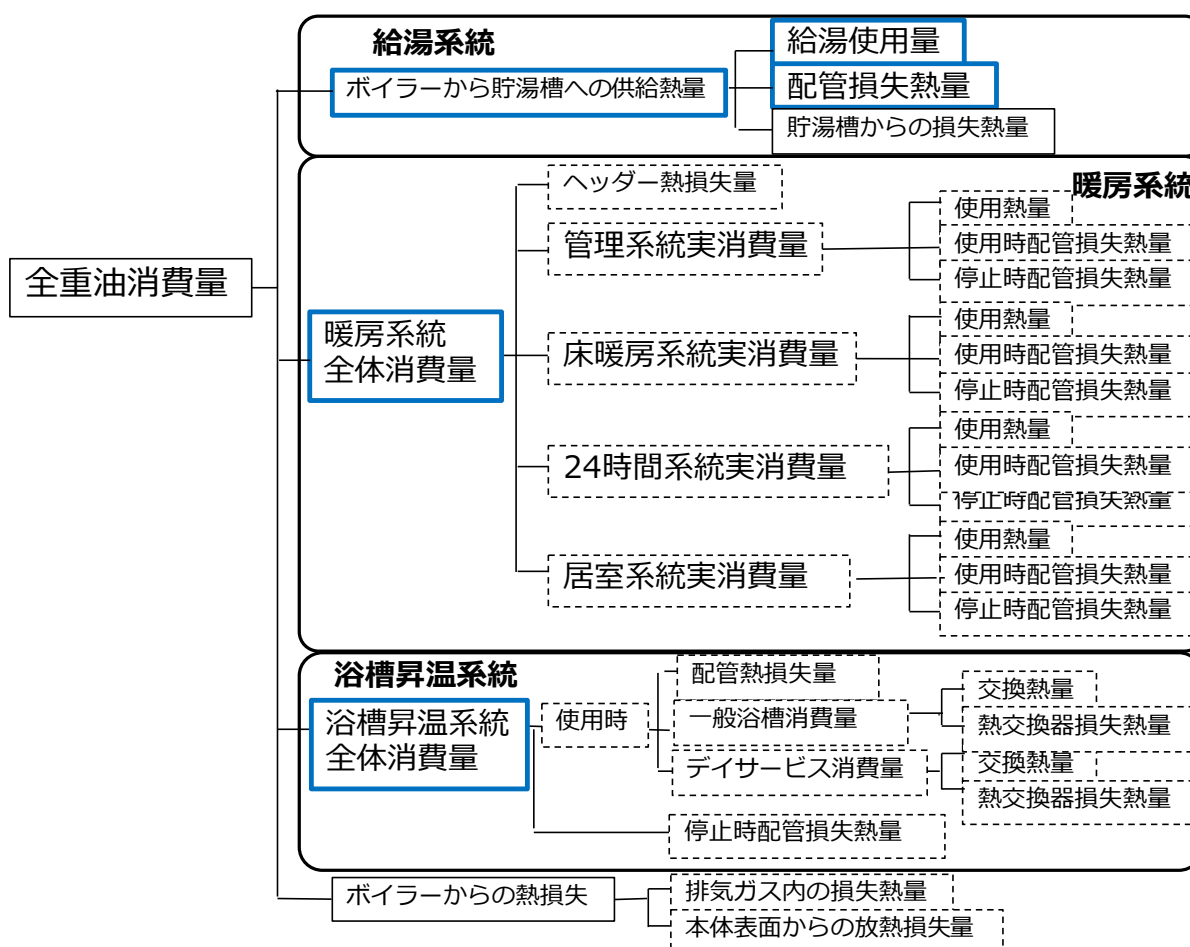


図 2.16 重油エネルギー消費内訳

(2) 調査方法と一次エネルギー換算

本施設で使用している熱源は、電気と A 重油である。施設の管理者から各月のエネルギー使用量と料金を聴取した。電気については 3.6[MJ/kWh]、A 重油については 3.91[GJ/kL]としてエネルギー消費量[GJ]に換算した。さらに電気については一次エネルギー換算も行った。昼間・夜間電力の区別ができないため、すべて昼間の電力として一次エネルギー換算した。なお、北海道電力の昼間買電の換算係数は 9.97[MJ/kWh]、夜間買電の換算係数は 9.28[MJ/kWh]である。

2.3.4. 各系統におけるエネルギー消費量の測定

(1) はじめに

以下に熱流量算定のための調査・測定方法を示す。配管表面温度、ポンプ電流値、配管内流量の測定、その他熱画像の撮影と、浴槽使用状況に関する職員からの聴取や日ごとの重油消費量の記録により、給湯・温水システムの実態を把握し、熱量算定を行った。

(2) 温度・流量測定箇所

図 2.17 に温度・流量測定箇所を示す。表 2.5 にはその名称を示す。

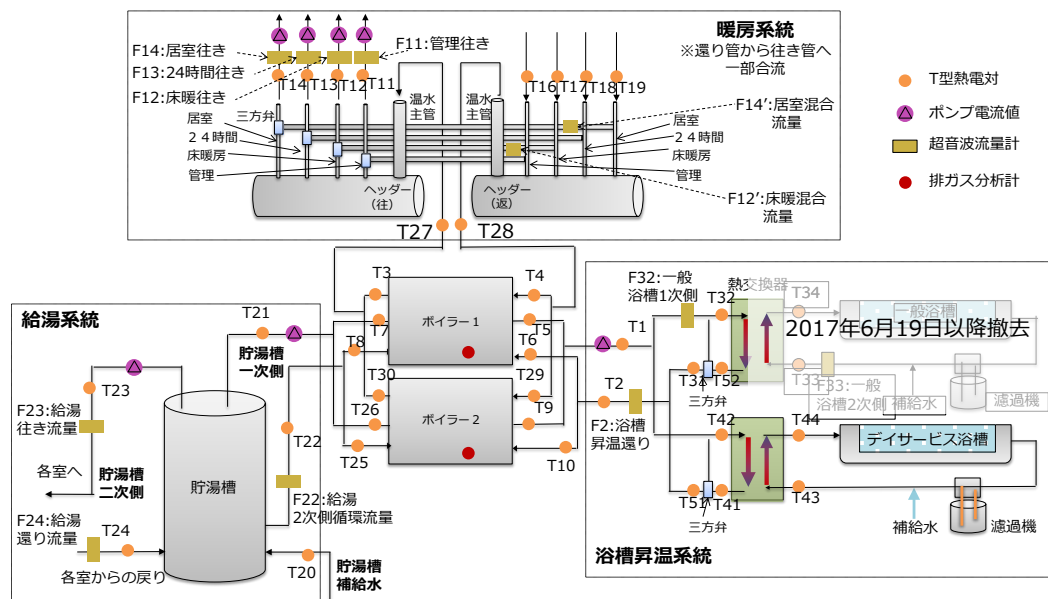


図 2.17 温度・流量測定箇所

(3) 温度測定方法

図 2.17 の番号を付した位置で表面温度を測定した。本来は配管内部に温度センサーを設置し温水温度を直接測定する必要があるが、それが困難なため、配管表面の温度で代用することとした。センサーから周辺空気への熱損失を極力小さくするため、熱電対をアルミテープで止め固定した上に配管保温用断熱材（グラスウール）を元に戻し針金で固定した。その様子を写真 2.13～2.17 に示す。温度は全て 1 分間隔で測定を行った。また、機械室と、熱交換器 2 台が設置されている脱衣室地下空間、一般浴室、特殊浴室、デイサービス男子浴室において、10 分間隔で温湿度の測定を行った。



写真 2.13 給湯配管（返）

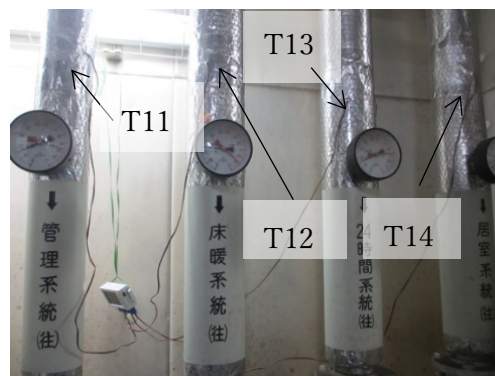


写真 2.14 暖房系統行き

表 2.5 測定箇所と測定項目

場所	測定項目	場所	測定項目
T1	浴槽昇温往き	T2	浴槽昇温還り
T3	ボイラー 1 → 温水供給系統	T4	温水供給系統 → ボイラー 1
T5	ボイラー 1 → 浴槽昇温往き	T6	浴槽昇温還り → ボイラー 1
T7	ボイラー 1 → 貯湯槽	T8	貯湯槽 → ボイラー 1
T9	ボイラー 2 → 浴槽昇温往き	T10	ボイラー 2 → 浴槽昇温往き
T11	管理系統往き	T12	床暖房往き
T13	24 時間系統往き	T14	居室往き
T15	厨房往き	T16	管理系統還り
T17	床暖房還り	T18	24 時間系統還り
T19	居室還り	T20	貯湯槽補給水
T21	ボイラー → 貯湯槽	T22	貯湯槽 → ボイラー
T23	給湯往き	T24	給湯還り
T25	貯湯槽 → ボイラー 2	T26	ボイラー 2 → 貯湯槽
T27	ボイラー → ヘッダー	T28	ヘッダー → ボイラー
T29	温水供給系統 → ボイラー 2	T30	ボイラー 2 → 温水供給系統
T31	一般浴槽熱交換器 1 次側出口	T32	一般浴槽熱交換器 1 次側入口
T33	一般浴槽熱交換器 2 次側入口	T34	一般浴槽熱交換器 2 次側出口
T41	デイサービス浴槽熱交換器 1 次側出口	T42	デイサービス浴槽熱交換器 1 次側入口
T43	デイサービス浴槽熱交換器 2 次側入口	T44	デイサービス浴槽熱交換器 2 次側出口
T51	一般浴槽熱交換器 1 次側出口 (三方弁より熱交換器側)	T52	デイサービス浴槽熱交換器 1 次側出口 (三方弁よりボイラー側)
F2	浴槽還り	F11	管理系統往き流量
F12	床暖房往き流量	F13	24 時間系統往き流量
F14	居室系統往き流量	F11'	床暖房混合流量
F12'	居室系統混合流量	F22	給湯 1 次側還り流量
F23	給湯往き流量	F24	給湯還り流量
F32	一般浴槽 1 次側流量	F33	一般浴槽 2 次側流量

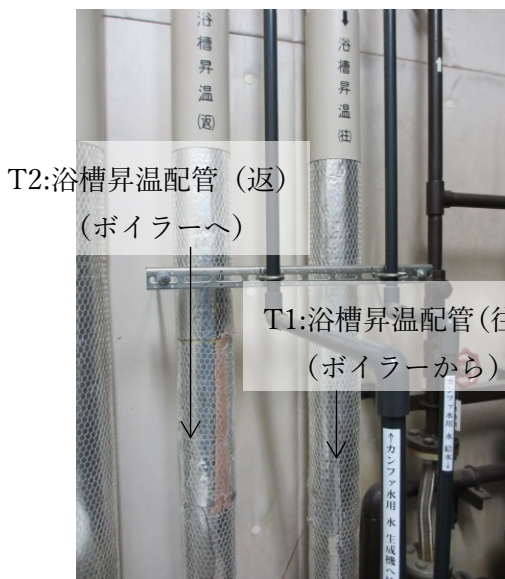


写真 2.15 浴槽昇温系統



写真 2.16 ボイラーまわり



写真 2.17 給湯配管 (往)

(4) 流量測定

流量測定には伝搬時間差方式の超音波流量計を用いた。流量計の両端についたセンサーから超音波を発し、温水の流れによる伝達時間差でセンサー間距離を割ることで流速を求め、そこから流量を求める。測定間隔は1分である。ポンプ電流値と照らし合わせ得られた結果を用いた（写真 2.18、図 2.18）。

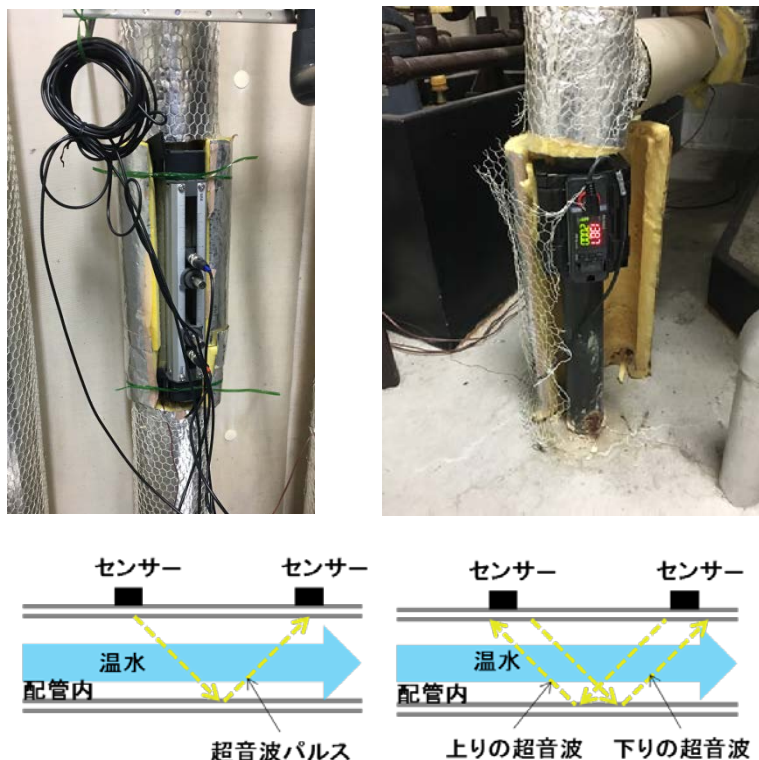
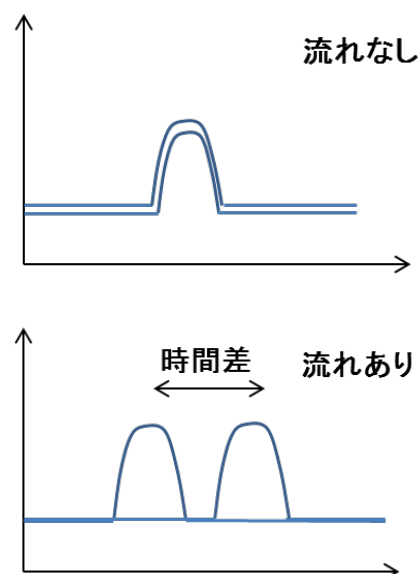


写真 2.18 流量計（左：富士電機 右：キーエンス）



温水が流れたことで生じる超音波の伝達のずれを時間差とし、センサー距離間をそれで割って流速を求める。その値と配管断面積との乗算で流速を出す。

図 2.18 流量計の仕組み

(5) ポンプ電流測定

ポンプの電流値は、機械室にある分電盤にクランプ式電流計を取り付けて測定した。ポンプの消費電力がわかれば、ポンプの性能曲線から流量を求めることができる。今回はポンプの性能曲線が得られなかったため、電流値はポンプの発停の確認にのみ用いた。



写真 2.19 分電盤：各ポンプの電流値が分かる。

(6) 温度測定結果の検討方法

温度測定結果を用いるにあたって、配管内流速により温度のずれが存在するので、行き温度と還り温度の相関関数を用いて、時間のずれを確認した。

$$S(m) = \frac{1}{1440} \sum_{n=1}^{1440} \{f(n-m) - \bar{f}\} \{g(n) - \bar{g}\}$$

$f(n)$: 行き温度測定点での温度

$g(n)$: 還り温度測定点での温度

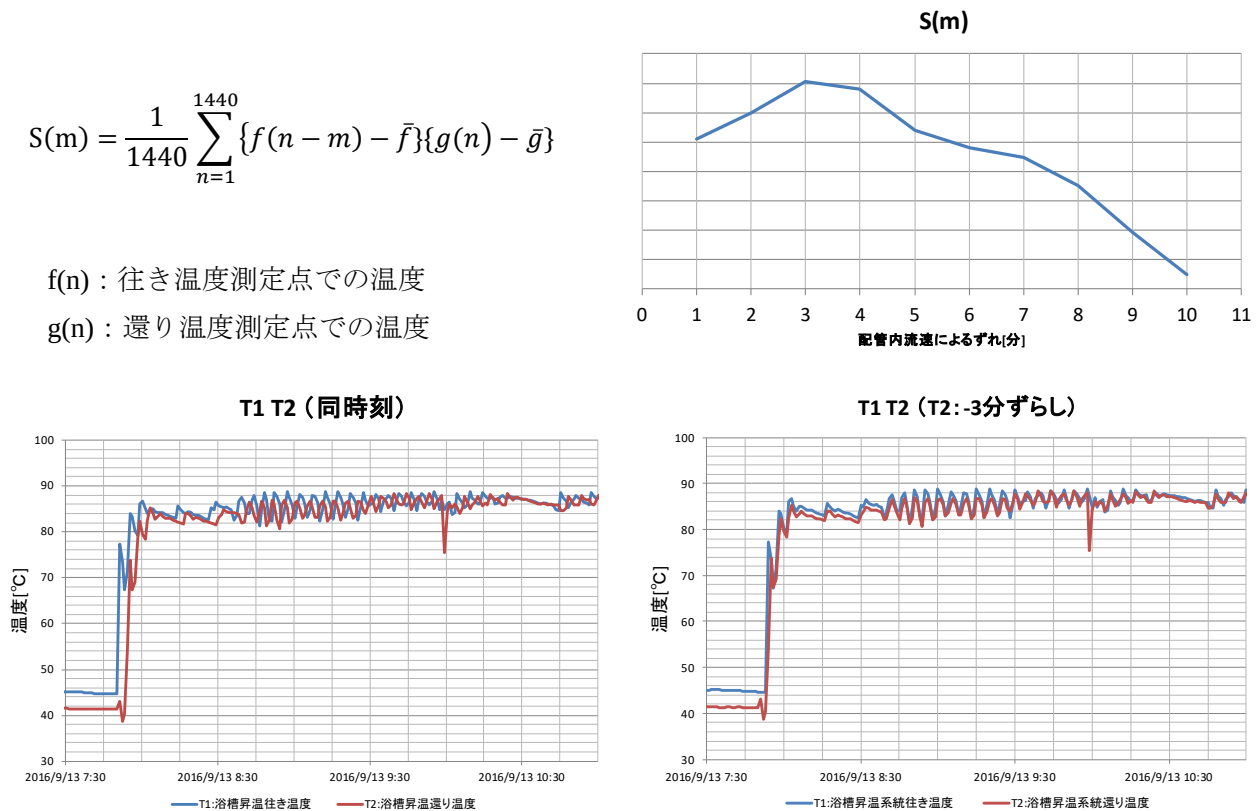


図 2.19 浴槽昇温系統における配管内流量によるずれ

参考文献

- 1) レジオネラ症防止指針 第4版, 公益財団法人日本建築衛生管理教育センター, 2017
- 2) 株式会社タクマ, 真空式給湯暖房温水機<ワンドア型バコティンヒーター>KCL・GCL シリーズ 技術資料, 1982 頃
- 3) 株式会社テストー, 燃焼排ガス分析計 testo 330-1LL カタログ, 2018

2.4 給湯系統・暖房系統・浴槽昇温系統の年間の供給熱量・使用熱量・損失熱量の算定

2.4.1 はじめに

ここでは、2.3 節で説明した測定に基づき、暖房・給湯・浴槽昇温の用途別に、ボイラーからの供給熱量、各用途別の使用熱量、配管等からの損失熱量を算定する。

2.4.2 供給熱量・使用熱量・損失熱量の算定方法

(1) 供給熱量・使用熱量・損失熱量の算定領域

図 2.20 に用途別熱量を詳細に分類したものを示す。また、図 2.21 に用途別熱量の算定に用いた測定点の領域を□で囲んで示した。給湯系統では、図 2.20 の青□で囲まれたボイラーから貯湯槽へ供給される熱量、各室で使用される給湯の熱量、また送水過程で配管から損失される熱量をそれぞれ算定した。

温水暖房系統では、暖房系統（管理・24 時間・床暖房・居室）別の使用熱量を算定しようと試みたが、各系統暖房送水温度（T14～T18）のデータロガーの不具合により、実際よりも低い温度が出力されていたことが明らかとなったため、温水暖房ヘッダーからボイラーへの流入温度（T28）とボイラーからヘッダーへの流出温度（T27）を用いて、温水暖房系統全体の消費熱量を求めた。なお、別途各暖房系統の使用時の流量を測定するとともに、継続的に測定している行き温度より各系統の使用時間を決定し、全期間中の F28 の値を推定した。浴槽昇温系統においても同様に、浴槽昇温系統配管のボイラー流入温度（T2）とボイラーからの流出温度（T1）を用いて浴槽昇温系統全体の消費熱量を算定した。

(2) 供給熱量・使用熱量・損失熱量の算定式

ボイラーにおける重油の発熱量 [MJ/day]

本施設の重油消費量は、施設のスタッフにより毎日午前 8 時頃に記録されている。1 日あたりの重油による発熱量は、(2.1)式を用いて表される。ただし、ここではボイラーの効率を考慮していない。

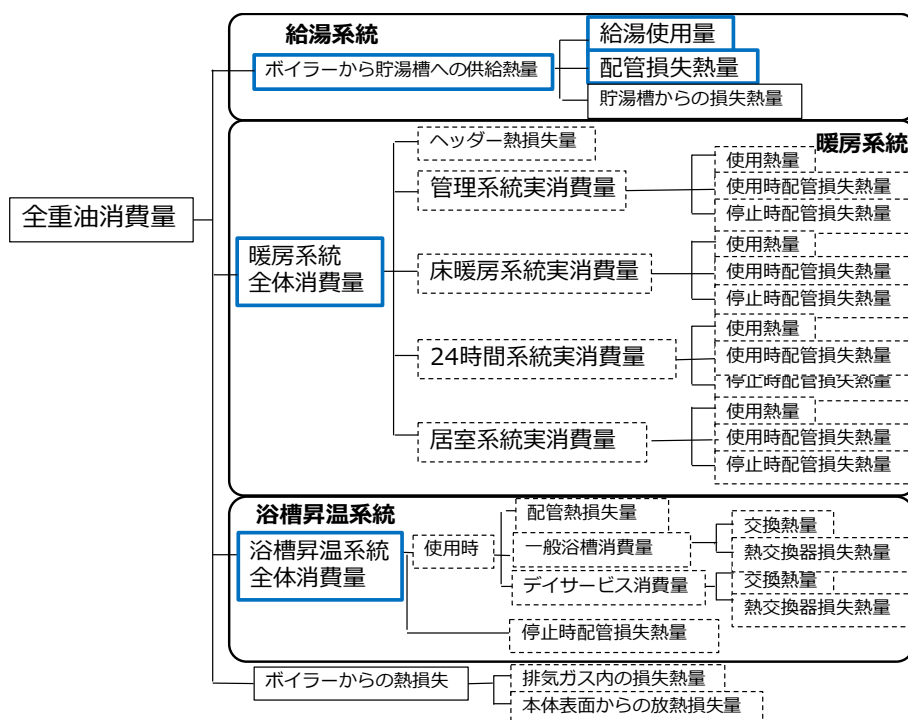


図 2.20 用途別熱量の分類

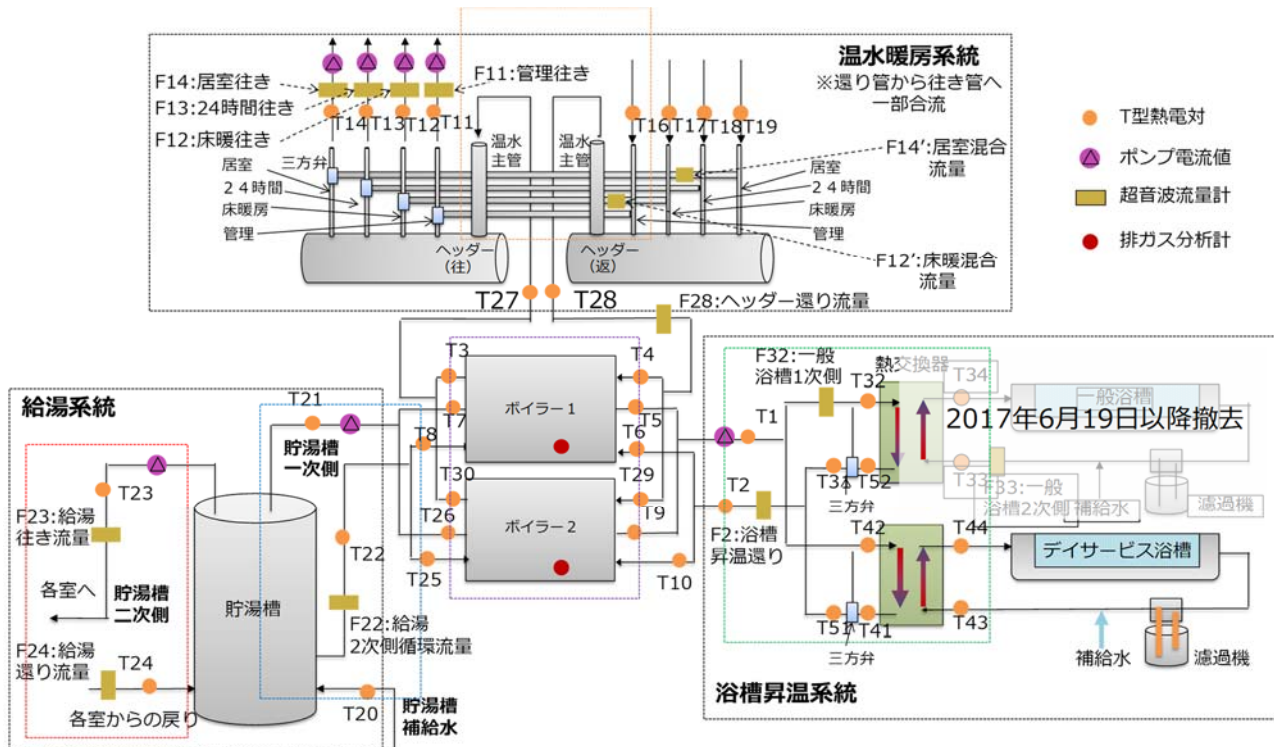


図 2.21 熱量算定領域

$$Q_{boiler} = A \times \text{LHV} \quad (2.1)$$

ここで、A：重油消費量[L/day]、 LHV：A 重油の低位発熱量[MJ/L](=36.6)

ボイラーから貯湯槽への供給熱量 $Q_{boiler-tank}$ [MJ/day]

ボイラーから貯湯槽へ供給される熱量は、給湯システム全体で使用・損失される熱量となる。1日あたりの供給熱量は(2.2)式で表される。なお、給湯一次側循環流量(F21)は常時測定を行っていないため、ポンプが稼働している時の流量を短期間測定し、算定期間にわたって代用した。ポンプの稼働状況は、ポンプの電流値により判断した。なお、温度は1分おきに測定していたため、1日あたりの熱量の算定にあたっては1440分を積算した。以下の算定においても同様である。

$$Q_{boiler-tank} = \sum_{i=1}^{1440} [T21(t) - T22(t)] F21(t) \rho c \quad (2.2)$$

ここで、T21：給湯一次側貯湯槽入口温度[°C]

T22：給湯一次側貯湯槽出口温度[°C]

F21：給湯一次側循環流量[m³/min]

ρ ：水の密度[kg/m³]、 c ：水の比熱[MJ/(kg・K)]

給湯システム使用熱量 Q_{hw_use} [MJ/day]

給湯システムで使用された湯量は、貯湯槽から施設内へ送られる流量 (F23) から施設内を循環して還ってくる流量 (F24) を差し引いたものとなる。湯として使用された分が貯湯槽へ補給され、その水温 (T20) を給湯の行き温度 (T23) まで上昇させるのに必要な熱量が給湯システムでの使用熱量となり、(2.3)式で表される。

$$Q_{hw_use} = \sum_{i=1}^{1440} [T23(t) - T20(t)][F23(t) - F24(t)]\rho c \quad (2.3)$$

ここで、T23：給湯二次側給湯行き温度[°C]、 T20：貯湯槽補給水温度[°C]

F23：給湯二次側行き流量[m³/min]、 F24：給湯二次側還り流量[m³/min]

給湯系統配管損失熱量 Q_{hw_loss} [MJ/day]

給湯系統では、湯が使用されない時間帯にも湯が施設内を一定流量 (F24) で循環しているため、使用されずに還ってきた湯量と行き還りの温度差から、給湯系統での配管損失熱量が(2.4)式のように求められる。

$$Q_{hw_loss} = \sum_{i=1}^{1440} [T23(t) - T24(t)]F24(t)\rho c \times 10^{-9} \quad (2.4)$$

ここで、 T24：給湯二次側給湯還り温度[°C]

温水暖房系統使用時消費熱量 Q_{heat} [MJ/day]

前述の通り、温水暖房系統は (2.5)式により全体としての消費熱量を算定する。

$$Q_{heat} = \sum_{i=1}^{1440} [T27(t) - T28(t)]F28(t)\rho c \quad (2.5)$$

ここで、T27：ボイラーから温水暖房系統ヘッダーへの行き温度[°C]

T28：温水暖房系統ヘッダーからボイラーへの還り温度[°C]

F28：温水暖房系統ヘッダー・ボイラー間循環流量[m³/min]

温水暖房系統では循環流量の一部がヘッダーを介してボイラーを通過し、残りはバイパス管によりボイラーを通過せずに行き流量に合流することで送水温度を制御している。合流する割合は、三方弁により自動的に制御される。ただし、各暖房系統の設定温度は対象室の代表室温であり、室温を検知して送水温度を制御するシステムとなっている。

(2.5)式では温水暖房系統のボイラー循環流量 (F28) にボイラー入口温度、出口温度の差を乗じて熱量を算定しているが、F28 は年間を通して流量計で測定することはできなかったため、短期間での F28 測定データと長期で測定している各系統の暖房行き温度 (T11-T14) から以下の算定方法を用いて、年間の 10 分ごとの F28 を定めた。

冬季、夏季それぞれにおける各系統暖房行き温度とヘッダー・ボイラー間循環流量の関係を **図 2.22**、**図 2.23** に示す。温水暖房各系統の行き温度が高温で保たれている時間が各系統へボイラーからの高温の温水が供給されている時間とみなすことができる

冬季においては、**図 2.22** より、24 時間系統のみ循環している時間 (①) では F28 は 177L/min、24 時間系統と居室系統のみが循環している時間 (②) は 357L/min である。つまり、この時居室系統の循環流量は 357-177=180L/min と推定できる。同様に、**図 2.22** の③から管理系統、④から床暖房系統のボイラー通過流量を求めた。

夏季の居室系統に関しては、**図 2.23** を見ると、24 時間系統と居室系統の行き温度が高温に保たれている時間 (⑤) でもボイラーを通過する流量の実測値は冬季の 357L/min ではない。一方で、24 時間系統は冬季と同じく 177L/min ボイラーを通過している。従って、夏季の居室系統に関しては、ボイラー通過後の温水に合流するボイラーを通過しない温水の流量 (F14') の割合が、電磁弁によって頻繁に制御されており、温度グラフからはボイラー通過流量が判断できない。そのため、T14 が約 75°C で高温に保たれているときは 180[L/min] がボイラーを通過しているとし、65°C～70°C で温度が変動しているときは 0～180[L/min] の範囲で変動しているとした。

以上の結果から、**表 2.6** に示すように、管理系統は 80[L/min]、床暖房系統は 40[L/min]、24 時間系統

は 177[L/min]、居室系統は 180[L/min]の循環流量があると推定した。

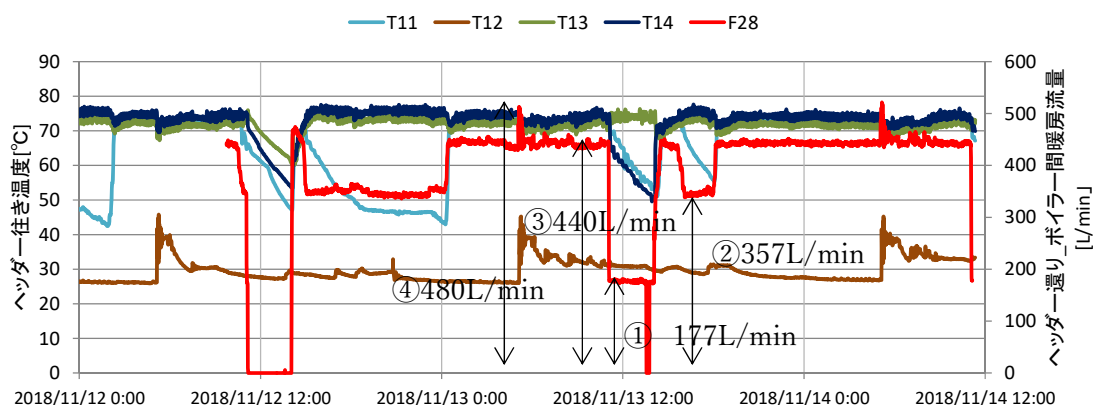


図 2.22 冬季の暖房行き温度とボイラー通過暖房流量の関係

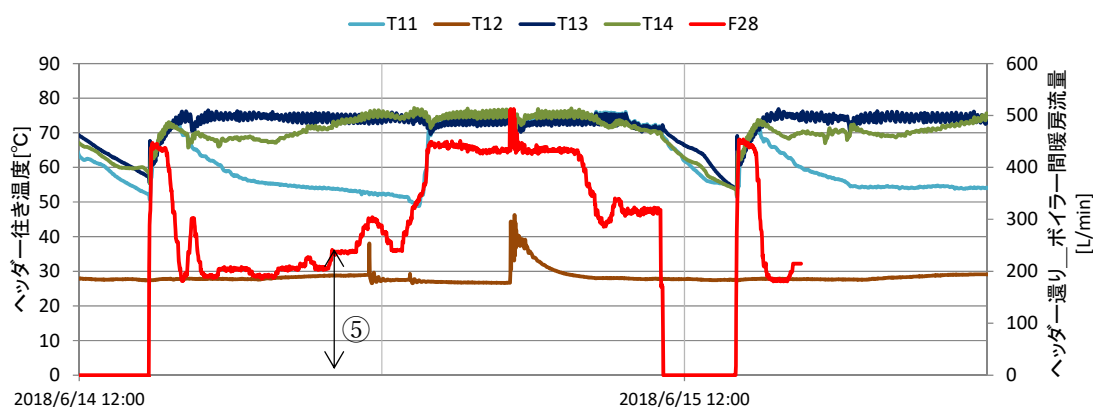


図 2.23 夏季の暖房行き温度とボイラー通過暖房流量の関係

表 2.6 各系統の循環流量

	循環流量 [L/min]
管理系統	80
床暖房系統	40
24 時間系統	177
居室系統	180* (夏季は 0~180 で変動)

浴槽昇温系統使用時消費熱量 $Q_{\text{heat_bath}}$ [MJ/day]

浴槽昇温系統についても同様に、2 つの浴槽を合わせた全体での消費熱量を(2.6)式により算定した。なお、循環流量 (F2) は短期間に測定した値を、算定期間全体にわたって使用した。

$$Q_{\text{heat_bath}} = \sum_{i=1}^{1440} [T1(t) - T2(t)] F2(t) \rho c \quad (2.6)$$

ここで、T1：浴槽昇温系統行き温度[°C]

T2：浴槽昇温系統還り温度[°C]

F2：浴槽昇温系統循環流量[m³/min]

2.4.3 供給熱量・使用熱量・損失熱量の算定期間

各熱量の算定期間は、2017年1月～2018年1月である。ただし、2017年6月19日～7月5日はデータが欠測していた。また、2017年11月10日に行われたボイラー点検の際、点検後に2台のボイラーのうち1台が運転されていなかった。2015年12月5日に暖房の設定温度を上げて室内が暖まらないことに気づき、施設スタッフがボイラー業者に問い合わせ12月10日に運転を再開した。2017年12月10日まではボイラーは1台運転となっていた。

2.4.4 供給熱量・使用熱量・損失熱量の算定結果

(1) 算定結果：エネルギー消費量の季節変動

図2.24に年間の日積算消費エネルギーを暖房、給湯使用、給湯配管損失、浴槽昇温の用途別に分類したものを日平均外気温と、日積算重油エネルギー消費量（一次エネルギー換算）と合わせて示す。

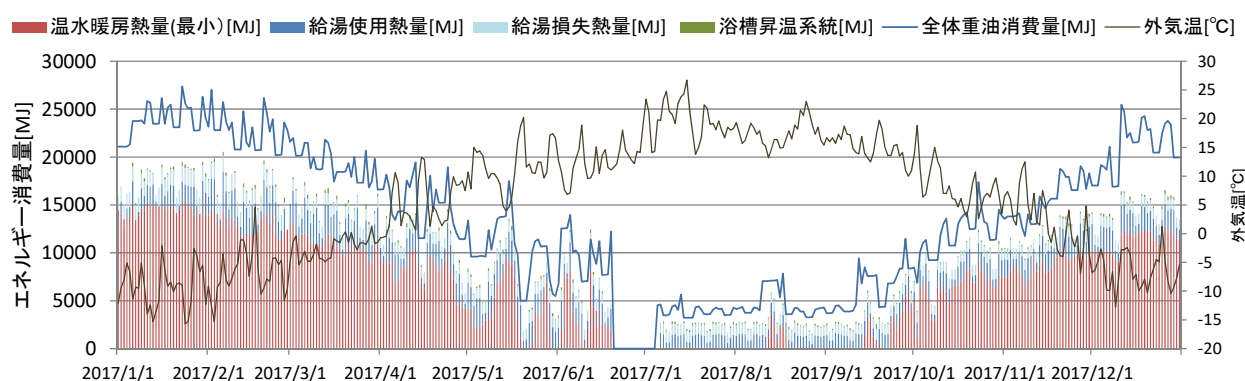


図 2.24 年間の用途別重油エネルギー消費量

給湯系統に関しては年間を通して比較的一定の消費量を示すが、冬季における給水温度の低下に伴い夏季よりも冬季においてより消費量が大きくなる傾向がある。

暖房系統に関しては6月末～9月中旬はほぼ使用されていないが、8月でも日平均外気温が15℃を下回った日には使用されていることが分かる。また、2017/12/1～12/5において暖房の消費量が見かけ上抑制されているのは、ボイラーが1台しか運転されていなかったためと考えられる。

図2.25に年間の用途別重油エネルギー消費割合を、表2.7に2017年の月積算の用途別重油エネルギー消費割合を示す。年間で見ると、暖房系統が49%、給湯使用が13%、給湯配管損失が8%、浴槽昇温系統が1%を占めていた。なお、冬季（12～3月）には、暖房系統が54～61%、給湯使用が6～10%、給湯配管損失が5～7%、浴槽昇温系統が1%、その他は約25%、夏季（7～8月）には暖房系統が0～9%、給湯使用が25～30%、給湯配管損失が23～27%、浴槽昇温系統が3～4%を占め、その他は約40%となっていた。給湯配管損失量はいずれの季節も給湯系統全体のエネルギー消費量の約40%を占めていた。

図2.25の「その他」29%は、全重油消費エネルギーと算定した用途別消費エネルギーの差である。給湯・温水システム内で算定できていない項目は、温水循環がない時の配管内に滞留した温水からの放熱のみであるが、小さいと推定できる。対象施設の重油ボイラーの定格効率は88%であるが、経年劣化や運転方法のために排ガス等により損失しているものと推定される。

なお、参考資料として、図2.26～2.28に各月の日積算重油消費エネルギーを用途別に分類したものを示す。

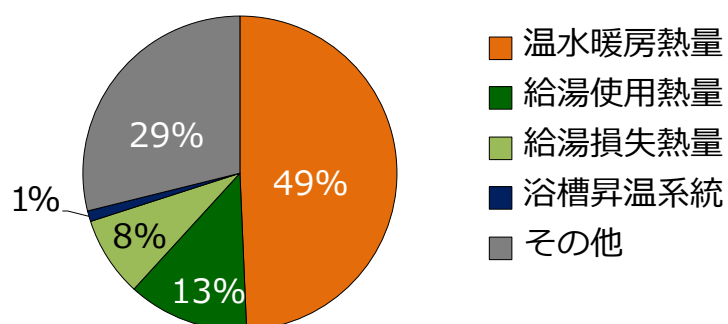


図 2.25 年間の用途別重油エネルギー消費量の割合

表 2.7 年間の月積算用途別重油エネルギー消費量

2017年	重油消費量 [GJ]	温水暖房熱量 [GJ]	給湯使用熱量 [GJ]	給湯損失熱量 [GJ]	浴槽昇温系統熱量 [GJ]	月平均外気温 [°C]
1月	737.5	448.6	44	49.8	4.9	-9.3
2月	633.8	360.3	63.3	42.9	5.5	-6.7
3月	597.5	340.4	77.4	35.6	6.1	-2.4
4月	447.9	243.2	58.8	34	5.5	5.1
5月	319.5	117.7	67.5	34.7	5.3	11.7
6月	186.4	64.2	35.6	20.5	2.6	12.6
7月	106.1	0	31.7	28.9	4	19.8
8月	145.7	13.7	36.9	33.1	4.3	17.5
9月	185.6	40.2	38.4	30.7	4.5	15.1
10月	368.7	198.2	47.3	32.5	2.6	8.1
11月	463.7	264.6	55.6	31.3	3.7	2.3
12月	647.5	349.4	60.5	33.7	5.1	-6.6

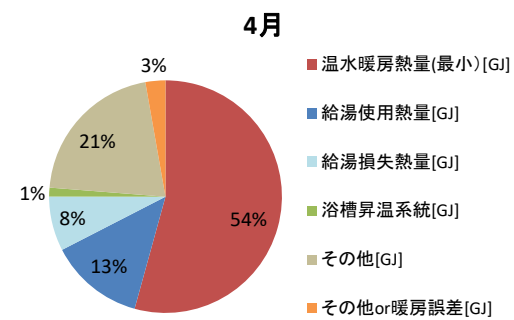
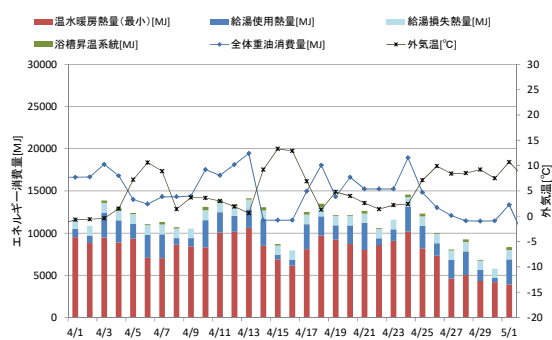
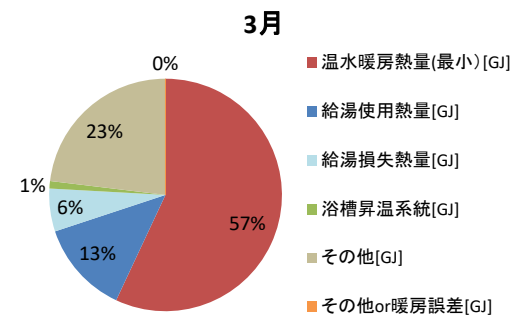
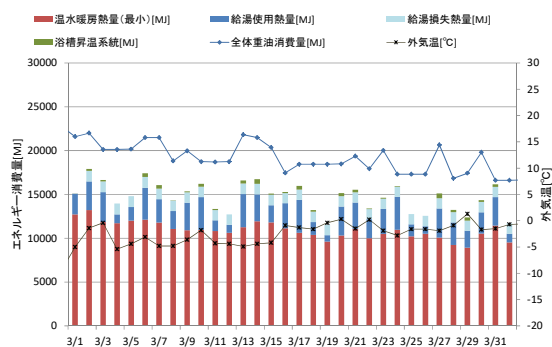
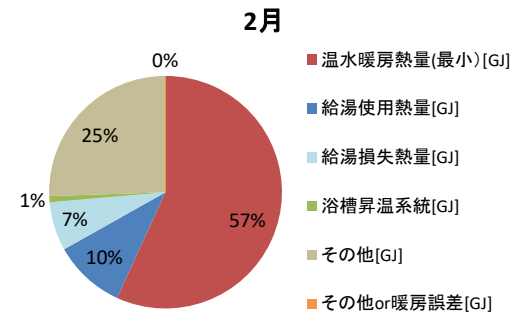
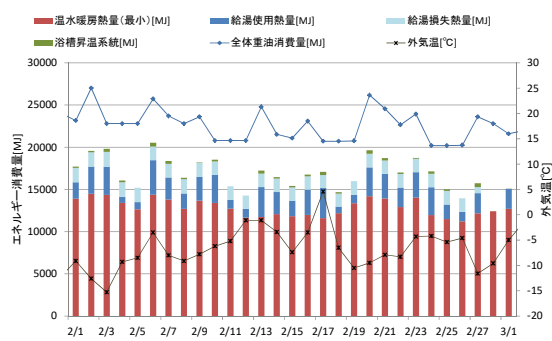
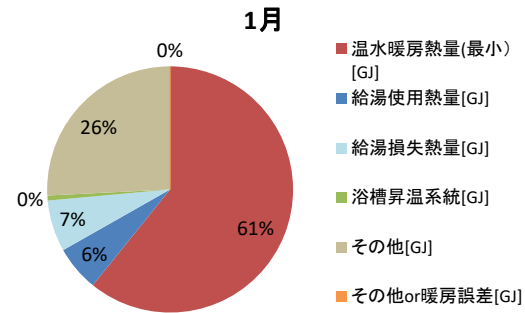
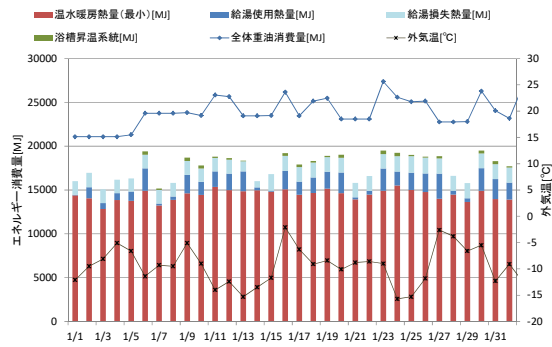


図 2.26 1~4 月の用途別日積算エネルギー消費の割合

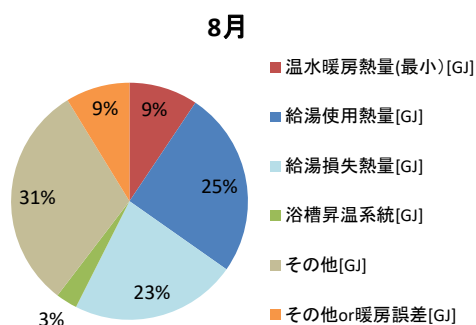
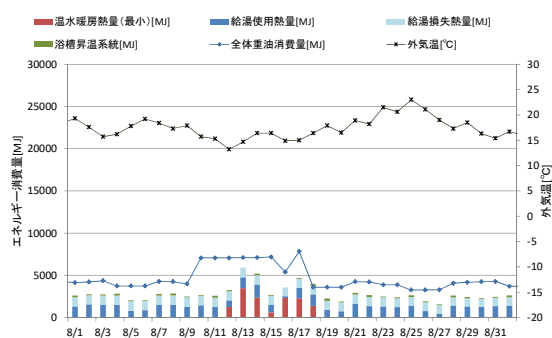
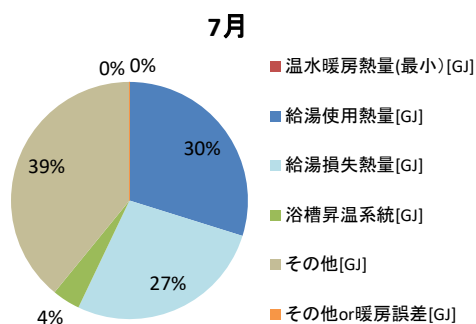
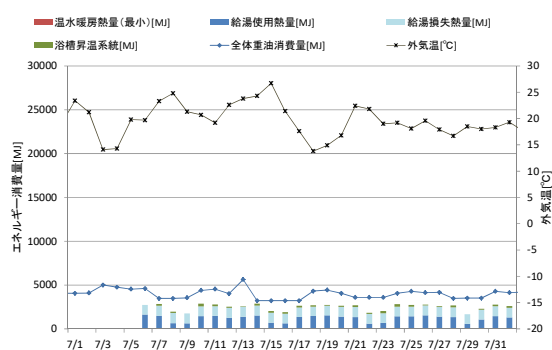
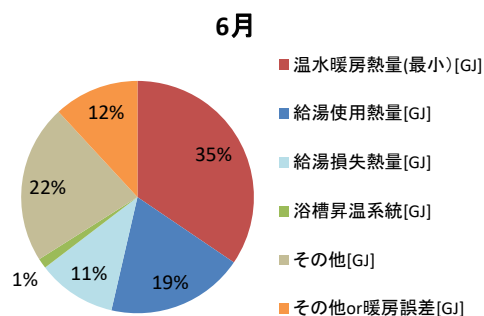
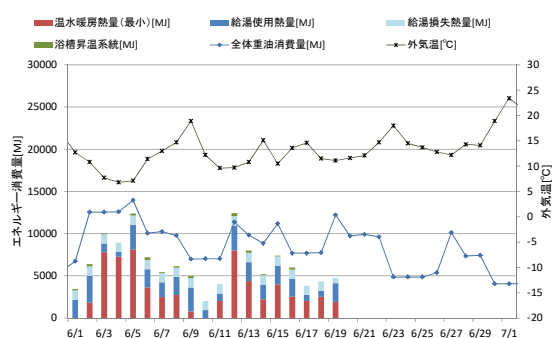
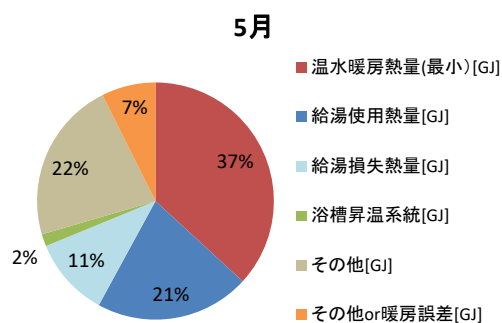
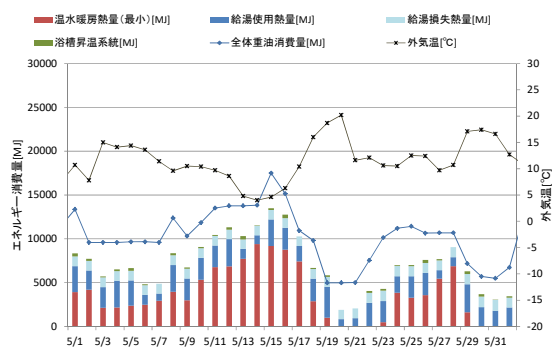


図 2.27 5～8 月の用途別日積算エネルギー消費の割合

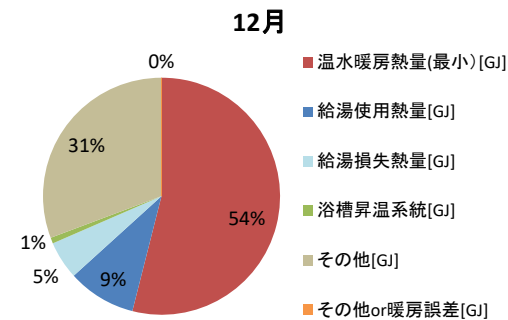
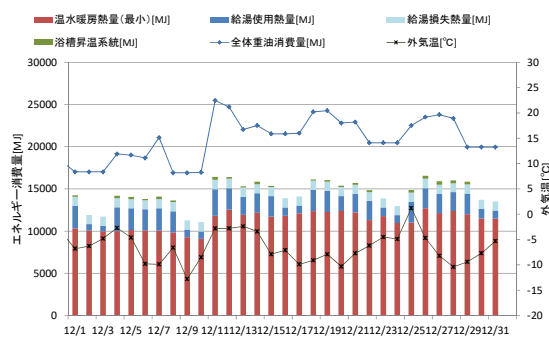
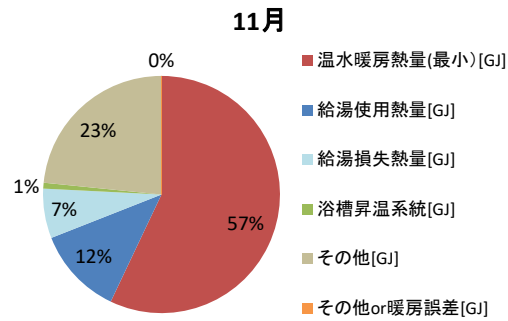
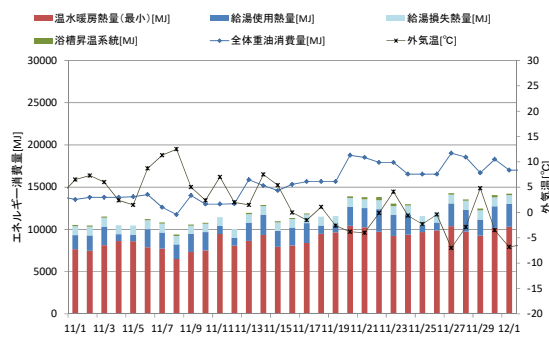
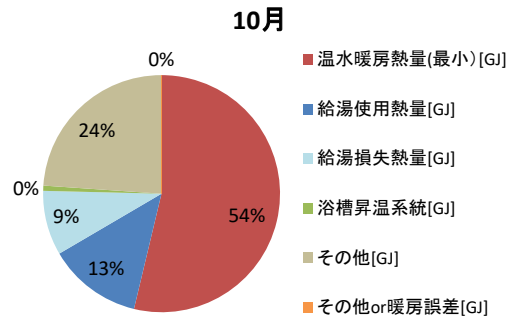
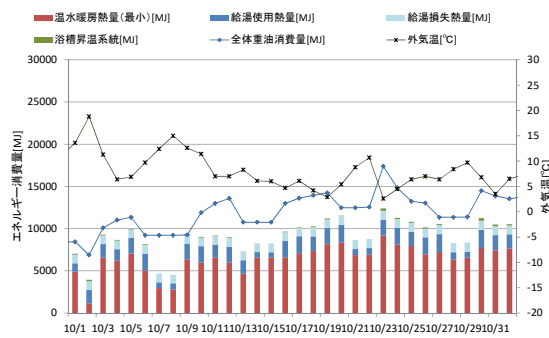
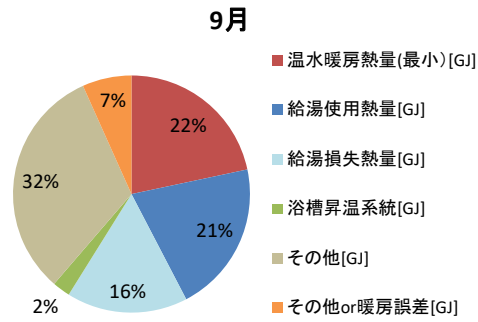
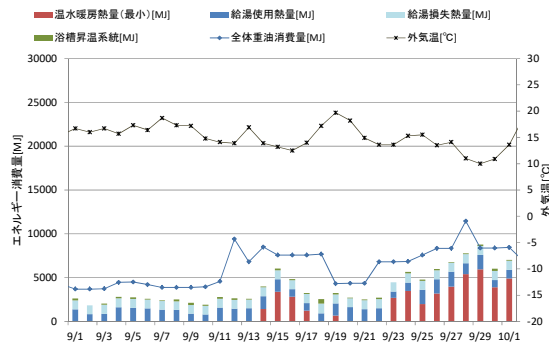


図 2.28 9~12 月の用途別日積算エネルギー消費の割合

(2) 算定結果：エネルギー消費量の日変動

図 2.29～2.31 に、全重油エネルギー消費量が年間の最大値をとる週（1 月 23 日～29 日）、中間の値をとる週（4 月 3 日～9 日）、最小値をとる週（7 月 10 日～16 日）の各曜日について、10 分ごとに積算したエネルギー消費量を示す。それらを冬季、中間期、夏季の代表週として扱う。以下に、各週のピーク時のエネルギー消費量とピークの継続時間、各系統のエネルギー消費量時刻変動について考察する。

ピーク時のエネルギー消費量とピークの継続時間

一日のエネルギー消費量の時刻変動には入浴スケジュール別の特徴がみられるため、以下では入浴スケジュール別に考察する。いずれの週においてもピークは入居者、デイサービス利用者の両方の入浴がある月曜日と金曜日であり、次にデイサービス利用者の入浴のみが行われる火曜日・水曜日・木曜日が多く、入浴が行われない土曜日・日曜日は比較的小さい。

【月曜日・金曜日】入居者とデイサービスの両者の入浴がある日

冬季においては、ピーク時のエネルギー消費量は 2400 [MJ/h] で継続時間が 1.5～2h ほどである。中間期には、ピーク時のエネルギー消費量は 1800 [MJ/h]、継続時間は同様に 1.5～2h ほどである。夏季は、900 [MJ/h] と 1.5～2h となっている。ピークの継続時間は季節によって変わらないが、消費エネルギー量にはかなりの差があることがわかる。

【火曜日・水曜日・木曜日】デイサービス利用者の方の入浴がある日

冬季においては、ピーク時のエネルギー消費量は 1500 [MJ/h] で継続時間が 1.5～2h ほどである。中間期には、ピーク時のエネルギー消費量が 1200～1500 [MJ/h]、継続時間が同様に 1.5～2h ほどである。外気温が高く暖房が使われていない時間と給湯使用の時間が重なると、ピークのエネルギー量が小さくなる。夏季は、暖房エネルギー消費量が小さく最小の週のピークは 900 [MJ/h] で 1.5～2h ほどである。月曜・金曜ほどではないものの、季節によってピーク時の消費エネルギー量には差が見られる。

【土曜日・日曜日】入浴スケジュールがない日

ごくまれに土曜日にも大量の給湯が使われている日があるが、基本的に土・日は入浴がなく給湯があまり使用されていないとして考察する。冬季においては、ピーク時のエネルギー消費量は 900～1200 [MJ/h] で継続時間が 1.5～2h ほどである。中間期には、ピーク時のエネルギー消費量が 600～900 [MJ/h] で継続時間が同様に 1.5～2h ほどである。この時期のピークのばらつきは、火～木曜日と同様の理由による。夏季のピークは 300～400 [MJ/h] で 1.5～2h ほどである。

各系統のエネルギー消費量の時刻変動

最大値をとる週（冬季）には、暖房エネルギーが約 600 [MJ/h] を必要とし、8 時～10 時には入浴のための給湯使用量が 1500～1800 [MJ/h] に及ぶ。給湯配管損失熱量は 60～90 [MJ/h] であるが、1 日中損失が生じているので日積算で見ると無視できない大きさとなる。入浴時間を 2 時間程度で済ませているため、浴槽の湯温を保つための浴槽昇温系統はあまり使われていない。

中間期の週においては外気温の変動によって暖房のエネルギー消費量が変化する。外気温が高くなる 11 時～14 時は暖房エネルギーがほぼ使われておらず、5 時～6 時にかけて比較的大きな暖房エネルギーが必要とされている。また、暖房が稼働し始める 14 時には暖房負荷が大きくなることが分かる。最小値をとる週（夏季）においては、施設内のエネルギー負荷はほぼ給湯のみであると考えられる。そ

のため、入浴時間である 8～11 時と、用途は不明だが、おそらく洗濯もしくは浴槽清掃の時間と考えられる 14 時頃しか給湯エネルギー消費が発生していない。ほかの時間には給湯配管からの損失のみ生じていることが確認できた。

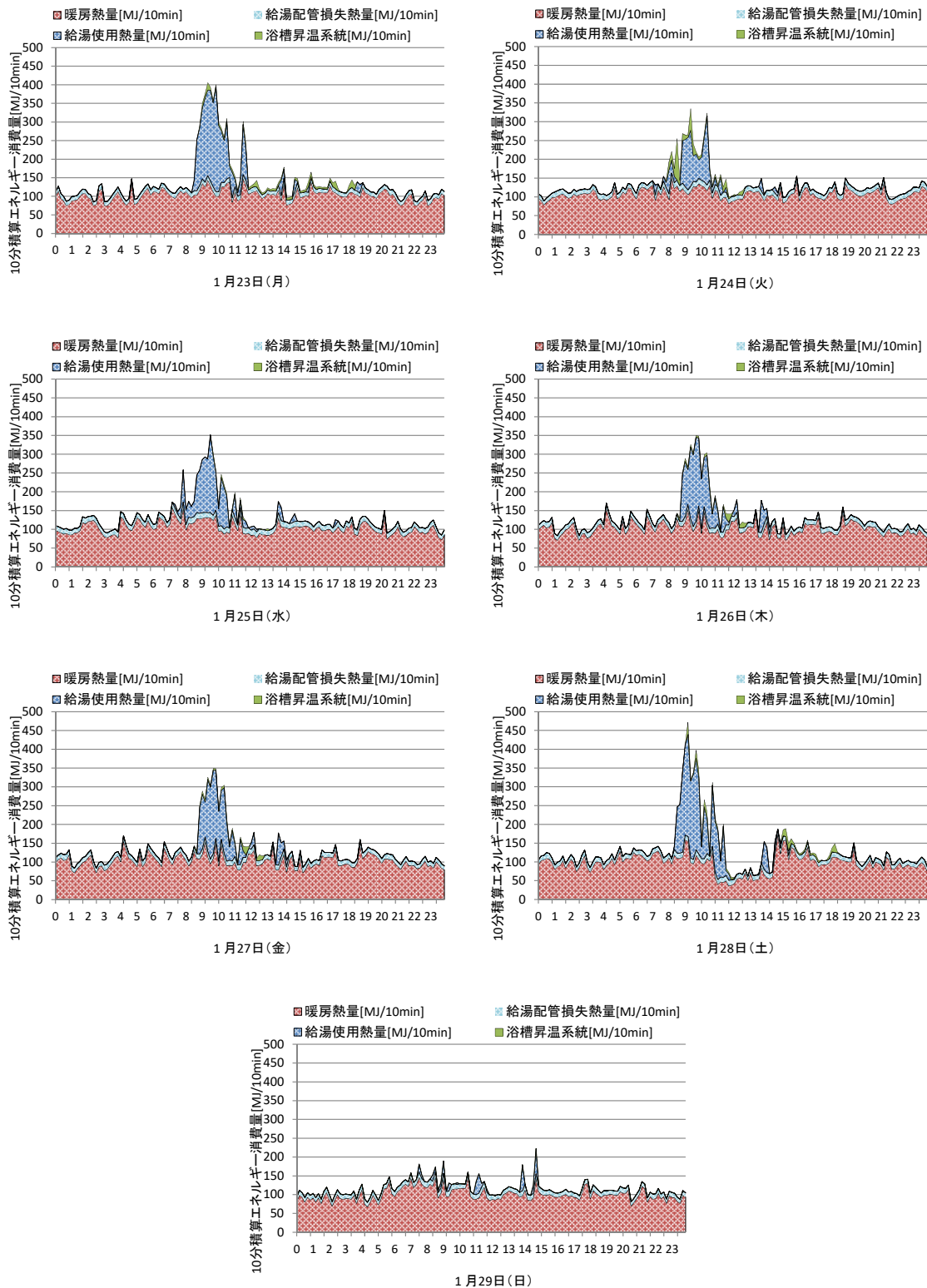


図 2.29 1 月 23～29 日の用途別 10 分積算エネルギー消費

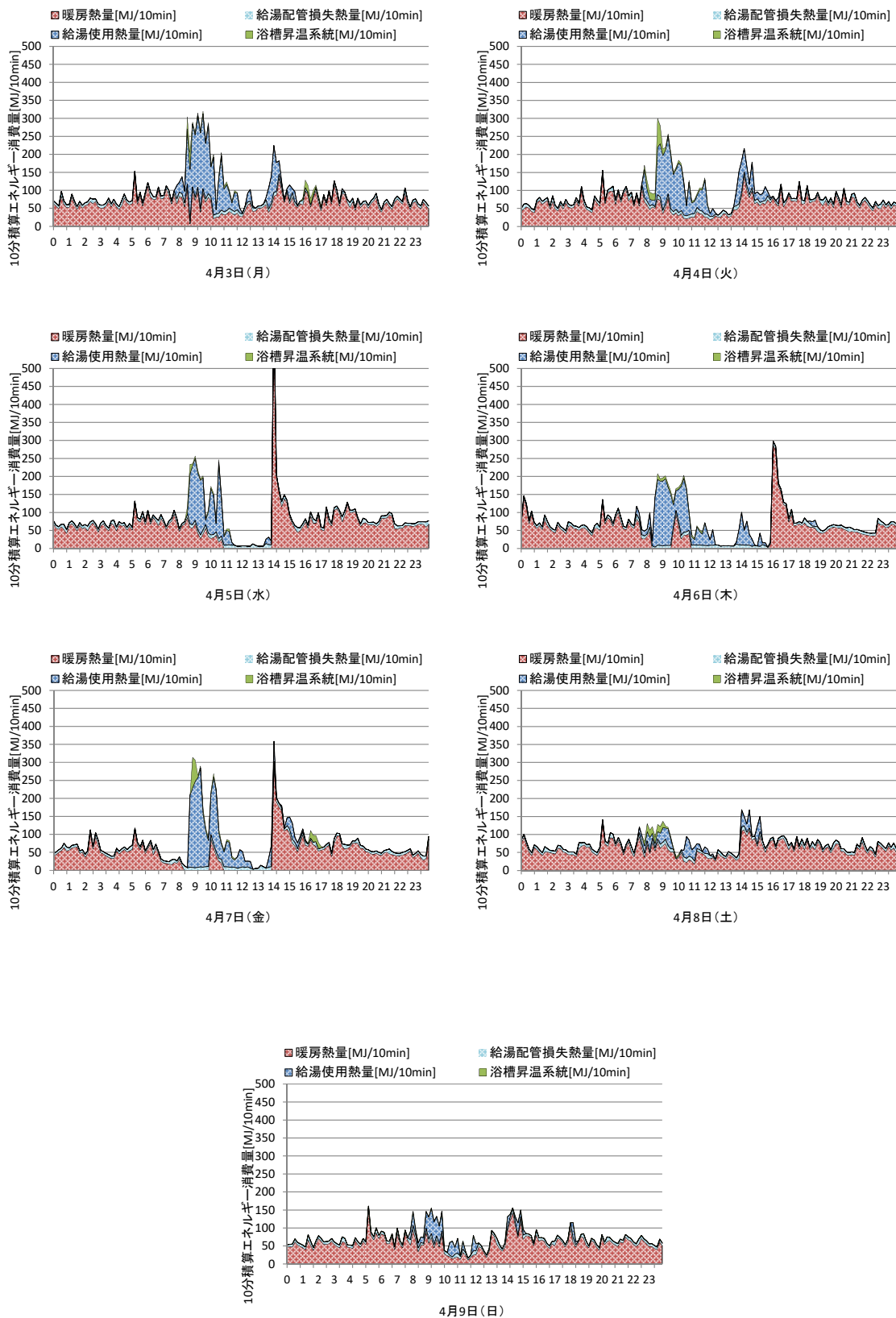


図 2.30 4 月 3～9 日の用途別 10 分積算エネルギー消費

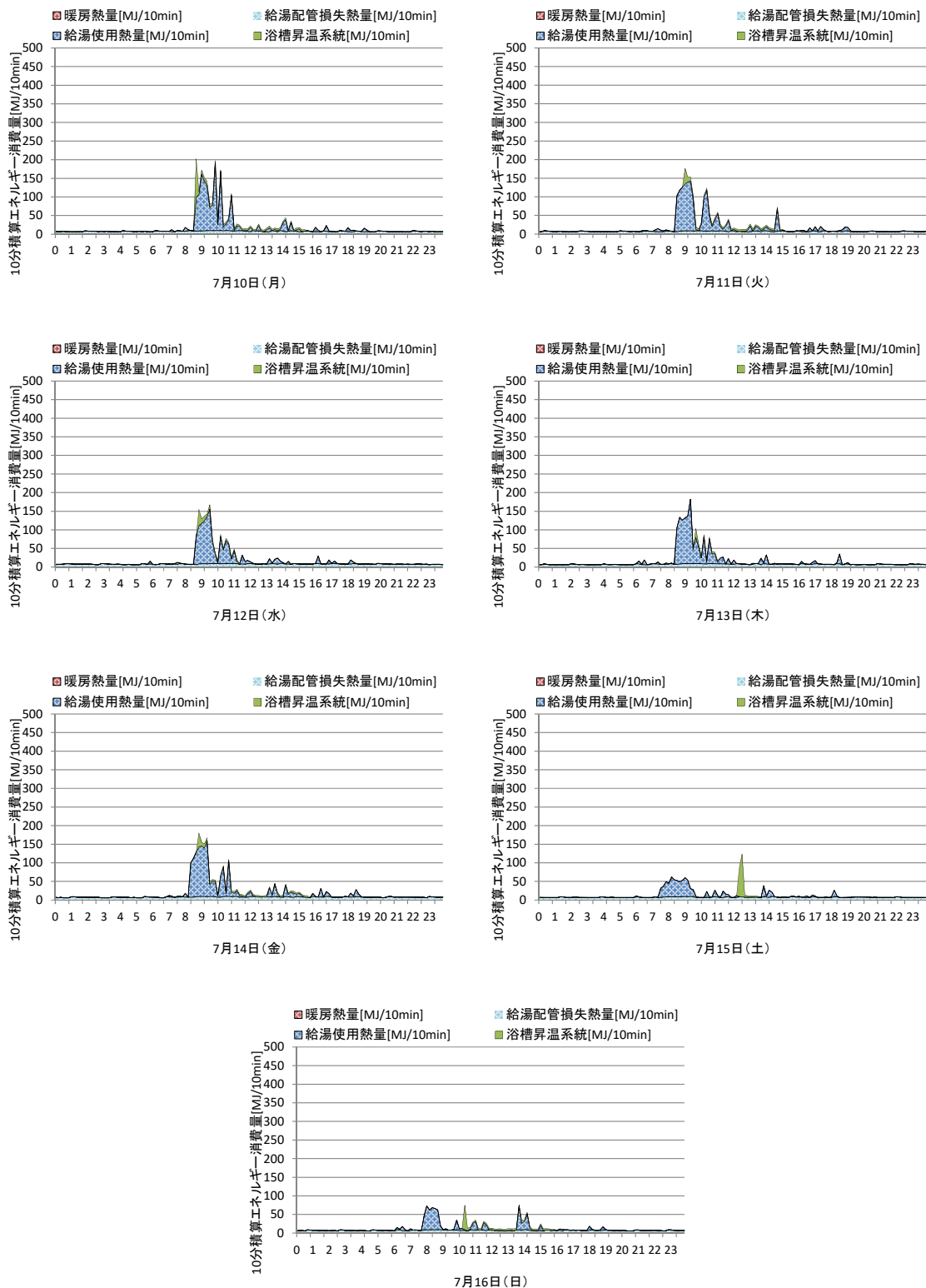


図 2.31 7 月 10～16 日の用途別 10 分積算エネルギー消費

2.4.5 まとめ

本節では 2017 年の年間の日積算重油消費エネルギーを、温水暖房、給湯使用、給湯配管損失、浴槽昇温エネルギーの 4 つの用途別に分類し、エネルギー使用の季節変動の特徴について考察した。その結果、以下のことが明らかとなった。

- ・対象施設では年積算で、暖房系統が 49%、給湯使用が 13%、給湯配管損失が 8%、浴槽昇温系統が 1% を占めていた。
- ・暖房系統のエネルギー使用量の季節変動は非常に大きく、給湯系統にも暖房ほど大きくはないものの季節変動が見られた。
- ・冬季（12～3 月）には、暖房系統が 54～61%、給湯使用が 6～10%、給湯配管損失が 5～7 %、浴槽昇温系統が 1%となる。
- ・夏季（7～8 月）は、暖房系統 0～9%、給湯使用 25～30%、給湯配管損失 23～27 %、浴槽昇温系統 3～4%となる。
- ・給湯配管損失量は、いずれの季節においても給湯系統全体のエネルギー消費量の約 40%を占めていた。
- ・重油のエネルギー消費量のうち、用途が明確になっていない部分はボイラーからの排ガス等による損失熱量と考えられるが、全体に占める割合としては夏季の方が冬季より大きい。

付録 配管からの熱損失の算定

1. 年間の消費エネルギー量と熱損失の算定

本施設では、年間では給湯系統が 21%を、暖房系統が 17%を占めている。また、給湯系統のうちの 38%が配管経路からの熱損失となっている。実際の全重油消費量と温度・流量の実測値から算定した熱量合計の差は年間で全体の 61%あり、その大半がボイラー本体に関するものと推定される。

2. 解析モデルによる給湯配管熱損失の検討

給湯配管熱損失が年間を通して大きいため、給湯経路での熱損失に関して、保温材の性能や施工状況、各機器からの損失について考察する。

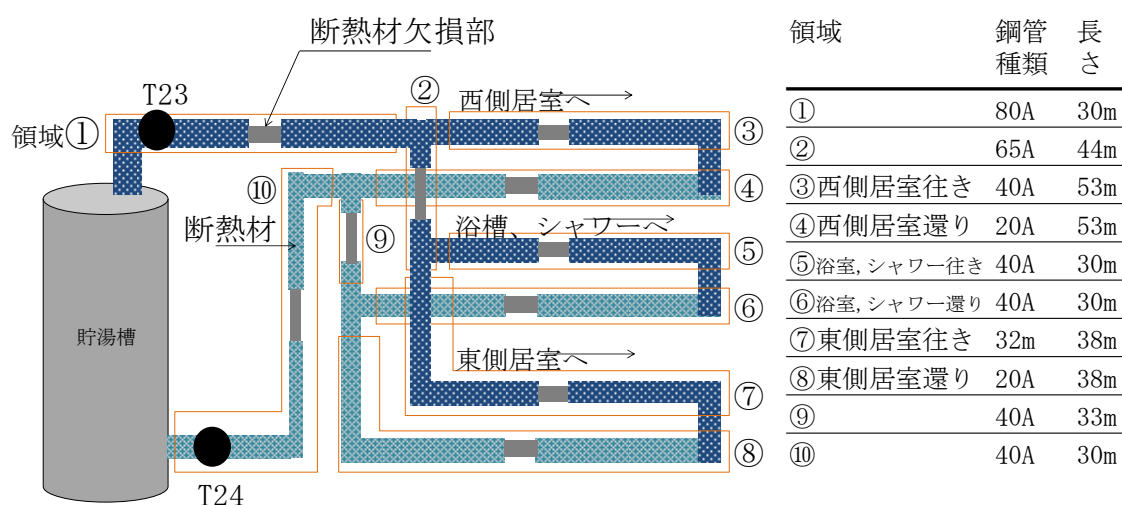
2.1 配管熱損失の実測

2017 年 7 月 6 日～8 月 13 日に配管熱損失の実測を行った^{付1)}。保温配管および貯湯槽表面に熱流センサーを貼り、表面からの放熱流 Q [W/m²] を 1 分ごとに測定し、配管内温水と周囲空気の温度差から見かけの熱抵抗を算出した。保温配管では性能の低下が見られなかったが、貯湯槽では仕様より熱抵抗が 3 割低下していた。

2.2 配管熱損失の解析モデル

施設の設備図面を参考に、給湯系統配管を付図 1 のようにモデル化した。配管用炭素鋼管と保温材（グラスウール）の仕様はそれぞれ JIS G3452 と JIS A9504 を参照して付表 1、付表 2 の通りとした。計算に用いた測定値を付表 3 に示す。貯湯槽から各室への給湯行き温度の実測値(T23)を入力し、還り温度の実測値(T24)と解析値を比較し、モデルの検証を行った。

熱損失の原因として、保温材の断熱性能の低下と、断熱欠損部からの熱損失に着目した。給湯系統では建物の基礎や床を配管が貫通する箇所では断熱材が欠損しており、配管 5～8m に一箇所 10cm ほどの長さの欠損部が現れる^{付2)}。給湯系統システムの全長約 350m のうち 5m ほどが欠損部であると推定できる。解析上ではこの欠損部も考慮し、各領域の中心に欠損部として断熱材なしの部分設けた。給湯が使用されず配管内流量が一定 (98L/min) で循環している 12 月 1 日の深夜から明け方を計算期間とした。給湯配管内温水の熱収支計算式と配管保温材と床下空気との境界条件は以下である。



付図 1 配管内温水の温度変化の解析モデル

$$c_w \rho_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_w \frac{\partial T_w}{\partial x} \right) - c_w J \frac{\partial T_w}{\partial x} \quad (1)$$

$$-\lambda_w \frac{\partial T_w}{\partial n} = K_w (T_a - T_w) \quad (2a)$$

$$K_w = \frac{2\pi}{\ln \frac{r_i}{r_p} + \frac{1}{r_i h_a}} \quad (2b)$$

記号	添字
x:配管流れ方向 [m], J:流量 [kg/m ² s] C:比熱 [J/kgK]	w:水
ρ:密度 [kg/m ³] T:温度 [K] V:容積 [m ³] λ:熱伝導率 [W/mK]	a:空気
h:熱伝達率 [W/m ² K] K _w :配管から室空気への熱貫流率[W/m ² K]	i:断熱材
$r = \frac{D}{2}$ (D: 外径 [m]) $\frac{\partial}{\partial n}$:保温材表面と床下外気の法線方向微分	p:配管

付表 1 解析に用いた配管の仕様

	80A	65A	40A	32A	20A
配管内径 [mm]	80.7	67.9	41.6	35.7	21.6
ライニング肉厚 [mm]	4	3.5	3	3	2.5
配管肉厚 [mm]	4.2	4.2	3.5	3.5	2.8
断熱材厚さ [mm]	20	20	20	20	20

付表 2 解析に用いた材料物性値

	湯	配管	断熱材	空気
比熱 [J/kgK]	4186	—	—	—
密度 [kg/m ³]	1000	—	—	—
熱伝導率 [W/m ² K]	0.59	(鋼管) 53 (ライニング) 0.17	0.043	—
熱伝達率 [W/m ² K]	—	—	—	9.3

付表 3 計算に用いた測定値

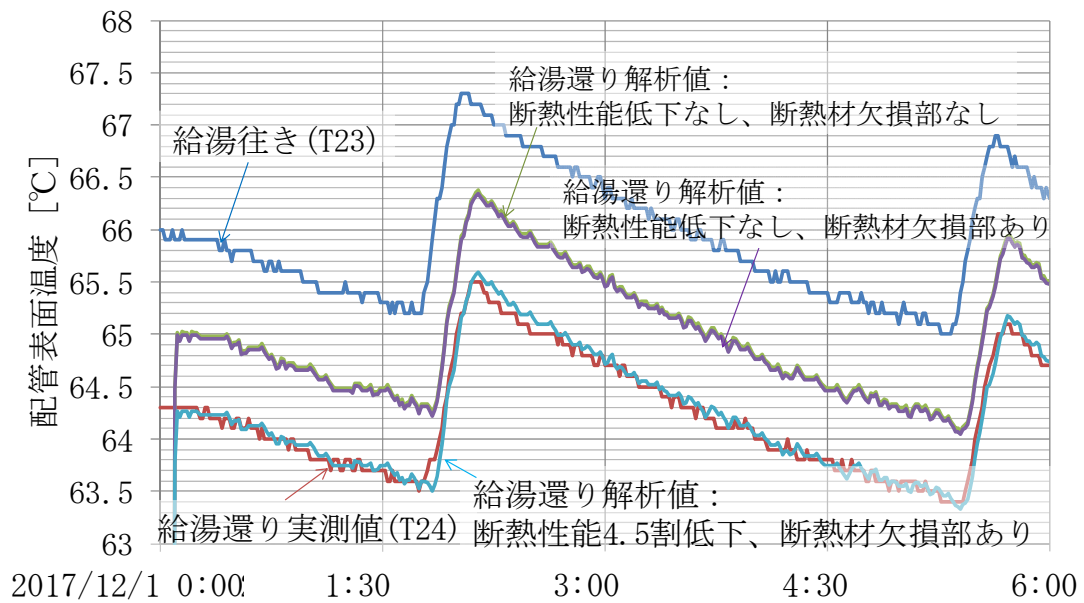
給湯行き温度	T23 (貯湯槽付近)
床下温度	20℃で一定
給湯流量	98L/min で一定

2.3 解析結果：付図 2

保温材の断熱低下がなく、断熱欠損部もないとして解析すると、給湯還り温度は行き温度より 1.0℃低下し、実測値では行き温度に対し約 1.5～2.0℃低下していた。全領域において配管の断熱材の熱抵抗が 45%低下しているとして解析を行うと実測値に大略一致した。

欠損部が無い場合と有る場合を比べると、欠損部では断熱部と比較し約 2.2 倍の熱流が表面から流出しているものの、還り温度の低下への影響は見られなかった。これは欠損部単位長さ当たりの損失熱量は大きい、全給湯配管長に比べて欠損の長さが短いためと考えられる。欠損部の長さに関しては床下の全領域を確認できていないため、今後詳細に調べる予定である。

断熱材の熱抵抗の低下の理由としては保温材の締め付け^{付3)}が考えられる。また、フランジ・吊り金具等の熱橋による放熱も大きいと考えられるため、それらの影響を個別に検討する。



付図2 給湯還り温度についての解析値と実測値の比較

参考文献

- 付 1) 稲本佳奈ら：高齢者介護施設における給湯・温水システムのエネルギー使用量と熱損失の定量的評価（その2），日本建築学会学術講演梗概集、環境工学I、pp617-618，2017
- 付 2) 稲本佳奈ら：高齢者介護施設における給湯・温水システムのエネルギー使用量と熱損失の定量的評価，日本建築学会近畿支部研究報告集、環境系、第58号、2018
- 付 3) 増田喜憲ら：ビジネスホテルの給湯システムにおける熱損失の評価と保温改修—給湯配管及び貯湯槽の伝熱解析と熱損失低減方策—日本建築学会学術講演梗概集、環境工学1、pp627-628，2014

2.5 熱源ボイラーの運転状況の調査と各燃焼段階における効率の算定

2.4 節でボイラーの排ガス熱損失が想定以上に大きかったため、ボイラー運転の効率化について検討した。最初に排ガス分析計で排ガス温度と空気比を測定し、ボイラーの運転状況を確認した。

2.5.1 排ガス温度と空気比の測定

排ガス分析計による測定を2018/3/21-22、2018/6/14-16、2018/11/14-16の3回行った。2018/3/21の測定結果を図2.32に示す。これを拡大し、ボイラーが1回発停する際の排ガス温度・空気比とボイラー制御の対応を図2.33に示す。対象とするボイラーではHIGH/LOW/OFFの3位置制御がなされており、また、発停に伴い燃焼前40秒間、燃焼後10秒間ボイラー内の不純物を取り除くためのエアーパージが行われていることが分かる(図2.33)。

ボイラー立ち上がり時には空気比が大きな値となるが、ボイラー燃焼時だけに注目し空気比の平均をとると表2.8となる。

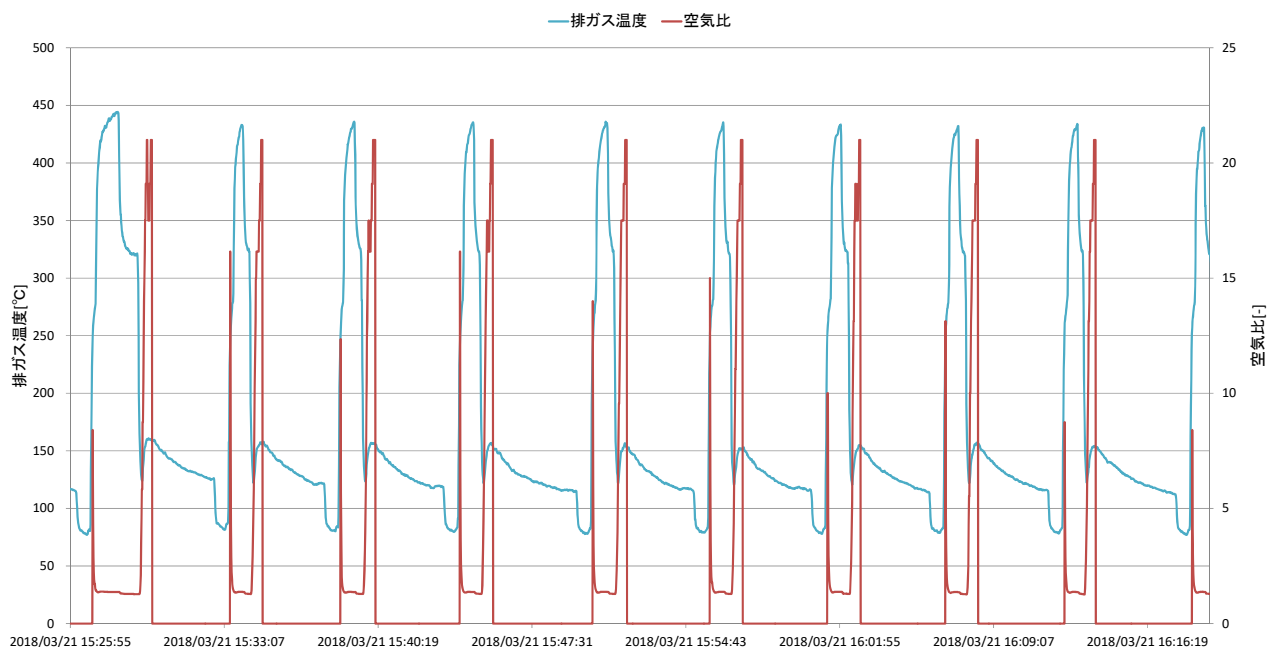


図 2.32 排ガス分析計測定結果

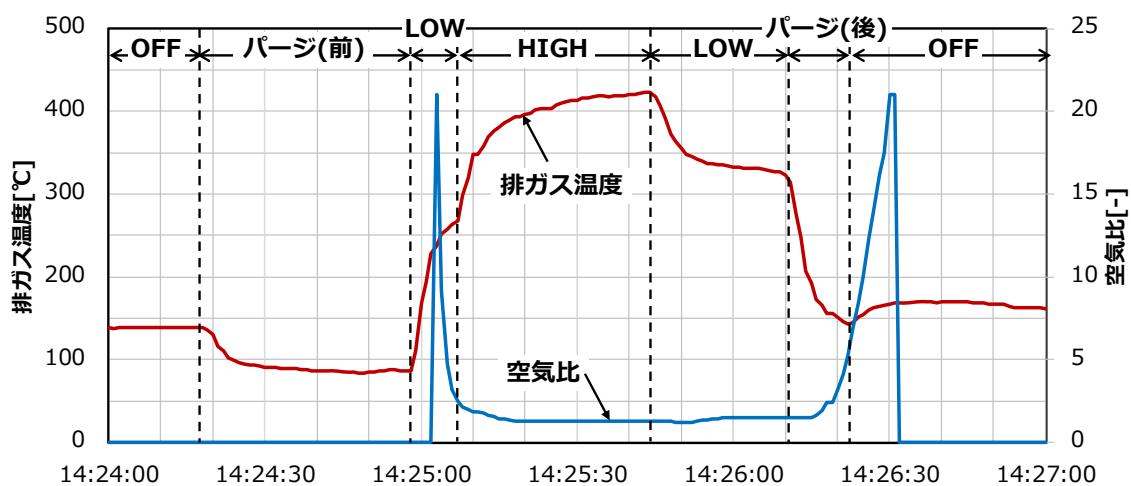


図 2.33 1 回発停分の排ガス温度と空気比の測定結果

表 2.8 燃焼中の空気比

測定時期	制御	空気比	制御	空気比
2018 年 6 月	HIGH 運転	1.33	LOW 運転	1.4
2018 年 3 月	HIGH 運転	1.38	LOW 運転	1.30

2.5.2 各燃焼段階における熱源ボイラーの効率の算定

排ガス分析計により測定された排ガス温度、空気比、O₂、CO 濃度を用いて、排ガスによる排熱量を算定する。

(1) 熱源ボイラーの効率算定式

ボイラー排ガス損失率 η

ある期間に消費された重油の発熱量と生じた排ガス損失熱量の比をボイラー排ガス損失率とする。

$$\text{ボイラー排ガス損失率 } \eta = \frac{\text{排ガス損失熱量}}{\text{重油消費量} \times 36.6[\text{MJ/L}] (\text{低位発熱量} *)} \times 100 \quad (2.7)$$

*高位発熱量と低位発熱量¹⁾

燃焼ガス中の生成水蒸気が凝縮したときに得られる凝縮潜熱を含めた発熱量を高位発熱量といい、水蒸気のままで凝縮潜熱を含まない発熱量を低位発熱量という。低位発熱量＝高位発熱量－水蒸気の凝縮潜熱×水蒸気量という関係がある。

(2) 排ガス損失熱量 Q_{gas} [MJ]

燃焼時の排ガス損失熱量は、ボイラー流入空気の燃焼による生成ガスが保有する顕熱量（生成物比熱×生成物質質量×温度差）であり、燃焼時以外の排ガス損失熱量はボイラー流入空気が換気及びパージ時にボイラー内の熱を奪って保有する顕熱量（供給空気組成比熱×供給空気組成質量×温度差）である。

HIGH/LOW 運転時

$$Q_{\text{gas}}[\text{MJ}] = \sum_t A \times (c_{N_2} m_{N_2} + c_{CO_2} m_{CO_2} + c_{O_2} m_{O_2} + c_{SO_2} m_{SO_2} + c_{H_2O} m_{H_2O}) \Delta T \times \Delta t \quad (2.8)$$

非燃焼時（OFF／プレパージ／ポストパージ）

$$Q_{\text{gas}}[\text{MJ}] = \sum_t n_{\text{supair}} \times (c_{N_2} m'_{N_2} + c_{CO_2} m'_{CO_2} + c_{O_2} m'_{O_2} + c_{H_2O} m'_{H_2O}) \times \Delta T \times \Delta t \quad (2.8)'$$

ただし、

$$\Delta T[\text{K}] = T_{\text{fuelgas}} - T_{\text{air}}, T_{\text{fuelgas}} : \text{排ガス温度} [^\circ\text{C}], A : \text{単位時間当たりの質量重油消費量} [\text{kg/s}] \\ (=A_{\text{oil}}[\text{L/s}] \times 0.9[\text{g/cm}^3]), n_{\text{supair}} : \text{非燃焼時のモル気体流量} [\text{mol/s}]$$

なお、ボイラー燃焼時の単位時間当たりの容積重油消費量 $A_{\text{oil}}[\text{L/s}]$ は、仕様書から HIGH 運転時は 0.022 [L/s]、LOW 運転時は 0.011 [L/s] とした。 Q_{gas} の算出にあたって、排ガス温度 T_{fuelgas} [°C] は測定値を用いた。 n_{supair} は HIGH 運転時の空気流量平均値 13 [mol/s]、LOW 運転時の空気流量平均値 7.3 [mol/s] から、非燃焼時は 10 [mol/s] と推定した。

(3) ボイラーの燃焼室内で起こる化学反応式と生成物のモル量

式(2.9)に A 重油の化学反応式を示す。

$$C_n H_m S_l + (n + \frac{m}{4} + l) O_2 = n C O_2 + \frac{m}{2} H_2 O + l S O_2 \quad (2.9)$$

生成物の質量

測定で得られた空気比 k を用いて排ガス損失熱量 Q_{gas} を算出するために、各気体成分の生成質量を(2.10)式～(2.18)式により求めた。

●二酸化炭素

HIGH/LOW $m_{C_2O}[\text{kg'}/\text{kg}] = \frac{R_C}{100} \times \frac{1}{M_C} \times M_{CO_2} \quad (2.10)$

OFF/プレパージ
/ポストパージ $m'_{CO_2}[\text{kg'}/\text{kg}] = n_{\text{supair}} \times \frac{\phi_{CO_2}}{100} \times M_{CO_2} \times \frac{1}{1000} \quad (2.11)$

●二酸化硫黄

HIGH/LOW $m_{SO_2}[\text{kg'}/\text{kg}] = \frac{R_S}{100} \times \frac{1}{M_S} \times M_{SO_2} \quad (2.12)$

OFF/プレパージ
/ポストパージ なし

●水蒸気

HIGH/LOW $m_{H_2O}[\text{kg'}/\text{kg}] = \frac{R_H}{100} \times \frac{1}{M_{H_2}} \times M_{H_2O} \times \frac{1}{2} + n_{H_2O} \quad (2.13)$

$$n_{H_2O}[\text{kg'}/\text{kg}] = k \times \left(\frac{R_C}{100} \times \frac{1}{M_C} + \frac{R_S}{100} \times \frac{1}{M_S} + \frac{R_H}{100} \times \frac{1}{M_{H_2}} \times \frac{1}{4} \right) \times \frac{100}{\phi_{O_2}} \\ \times M_{\text{空気}} \times e_{H_2O_{abs}}$$

OFF/プレパージ
/ポストパージ $m'_{H_2O}[\text{kg'}/\text{kg}] = (n_{\text{supair}} \times M_{\text{空気}}) \times e_{H_2O_{abs}} \quad (2.14)$

●酸素

HIGH/LOW $m_{O_2}[\text{kg'}/\text{kg}] = (k - 1) \quad (2.15)$

$$\times \left(\frac{R_C}{100} \times \frac{1}{M_C} + \frac{R_S}{100} \times \frac{1}{M_S} + \frac{R_H}{100} \times \frac{1}{M_{H_2}} \times \frac{1}{4} \right) \\ \times M_{O_2}$$

OFF/プレパージ
/ポストパージ $m'_{O_2}[\text{kg'}/\text{kg}] = n_{\text{supair}} \times \frac{\phi_{O_2}}{100} \times M_{O_2} \times \frac{1}{1000} \quad (2.16)$

●窒素

HIGH/LOW $m_{N_2}[\text{kg'}/\text{kg}] = k \times \left(\frac{R_C}{100} \times \frac{1}{M_C} + \frac{R_S}{100} \times \frac{1}{M_S} + \frac{R_H}{100} \times \frac{1}{M_{H_2}} \times \frac{1}{4} \right) \times \frac{100}{\phi_{O_2}} \quad (2.17)$

$$\times \phi_{N_2} \times M_{N_2}$$

OFF/プレパージ
/ポストパージ $m'_{N_2}[\text{kg'}/\text{kg}] = n_{\text{supair}} \times \frac{\phi_{N_2}}{100} \times M_{N_2} \times \frac{1}{1000} \quad (2.18)$

記号

R_X :	—	X の A 重油成分比 C:H:S=87:12:1	n_{H2O} :	kg'/kg	燃料 1kg あたりの供給空気に含まれる水蒸気量
M_X :	g/mol	X のモル質量	n_{supair} :	mol/s	単位時間当たりの供給空気流入量
c_x :	MJ/(kg・K)	気体 X の比熱	ϕ_X :	%	空気中に含まれる X の濃度
m_x :	kg'/kg	燃料 1kg あたりの排ガス中に含まれる気体 X の質量	T_{air} :	°C	ボイラー供給空気の温度
m'_x :	kg'/mol	供給空気 1mol あたりに含まれる気体 X の質量	T_{gas} :	°C	ボイラー排ガスの温度
k :	—	空気比	e_{H2Oabs} :	kg/kg'	絶対湿度 ここで実測値より 夏 : 20°C/23%RH 冬 : 20°C/10%

2.5.3 熱源ボイラーの効率算定結果

ボイラー燃焼時の排ガス熱量 Q_{gas} とボイラー排ガス損失率を 1 秒ごとに算定した。表 2.9 に (2.7) 式より求めた HIGH/LOW 時におけるボイラー排ガス損失率を示す。

表 2.9 HIGH/LOW 時におけるボイラー排ガス損失率

HIGH 運転時		LOW 運転時	
6 月	23%±0.8(SD)	6 月	20%±0.9(SD)
3 月	23%±2.7(SD)	3 月	18%±1.6(SD)

表 2.10 に夏季、冬季の（短期間の）排ガス分析測定時における排ガス損失熱量を示し、図 2.34 に全重油エネルギー消費量における排ガス損失熱量の制御別内訳を示す。

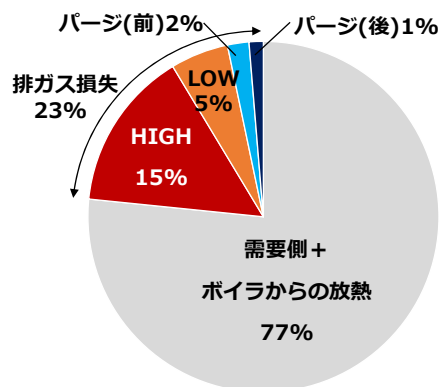
パージ時よりも運転中の排ガス熱損失が多いため、「パージ時の熱損失を抑えるために発停の回数を減らす」という対策は効果的ではない可能性があると言える。

表 2.10 熱源ボイラーの排ガス損失熱量

算定期間		2018/6/14 10:55:02-6/15 9:25:00 (約 1 日)	2018/3/21 15:21:31-16:30:46 (約 1 時間)
積算重油消費量		4693.2MJ (128.2L×36.6MJ/L)	444.7MJ (12.2L×36.6MJ/L)
積算 損失熱量	運転中	LOW (安定時) 210.9 MJ HIGH 800.4 MJ	17.2 MJ 79.6 MJ
	パージ中	プレパージ 109.5 MJ ポストパージ 72.2 MJ	8.9 MJ 5.1 MJ

*安定時...排ガス分析計はボイラー内酸素濃度から空気比を計算しているためボイラー立ち上がり時は空気比の値が過大になる。そのため空気比が 1.6 より小さい時のみ計算した。

6/14-15



3/21

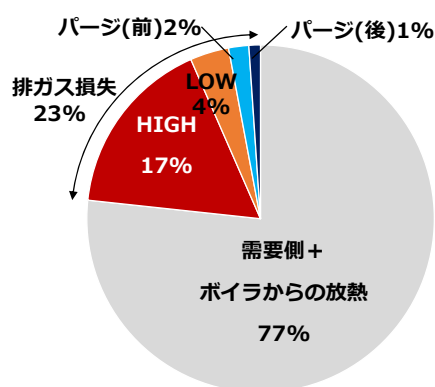


図 2.34 重油エネルギー消費量中の排ガス損失熱量の制御別内訳

2.5.4 ボイラー運転台数変更の効果

施設のエネルギー消費が少ない夏季の短時間に、ボイラーを通常の 2 台運転から 1 台運転に変更した。図 2.35 にその時間における排ガス温度と空気比の実測値を示す。1 台運転に変更すると 1 回あたりの LOW 運転の時間が長くなる。

次に、図 2.36 に 2018/6/14～6/16 の期間における積算重油消費量と積算排ガス損失熱量の相関を示す。積算重油消費量に対する積算排ガス損失熱量の比率は、1 台運転時の方が 2 台運転時より小さい。1 台のボイラーでまかなえる時間には 1 台運転を行う方がボイラー効率がよいと言える。

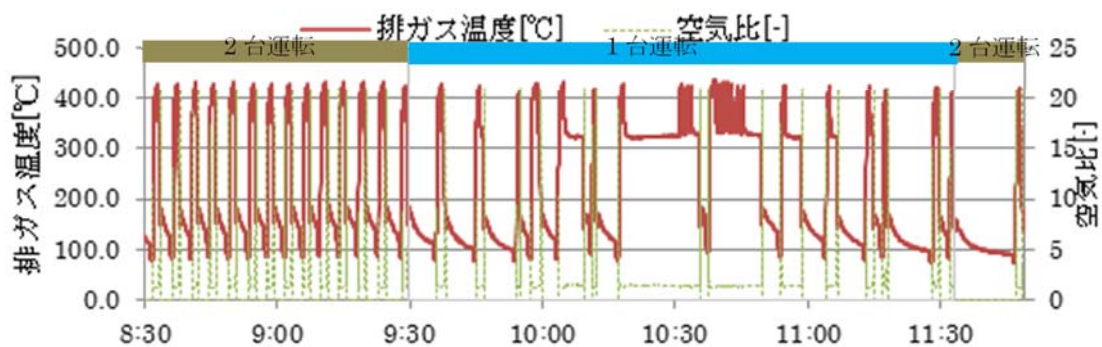


図 2.35 6 月調査日におけるボイラー1 台試運転の際の排ガス温度と空気比

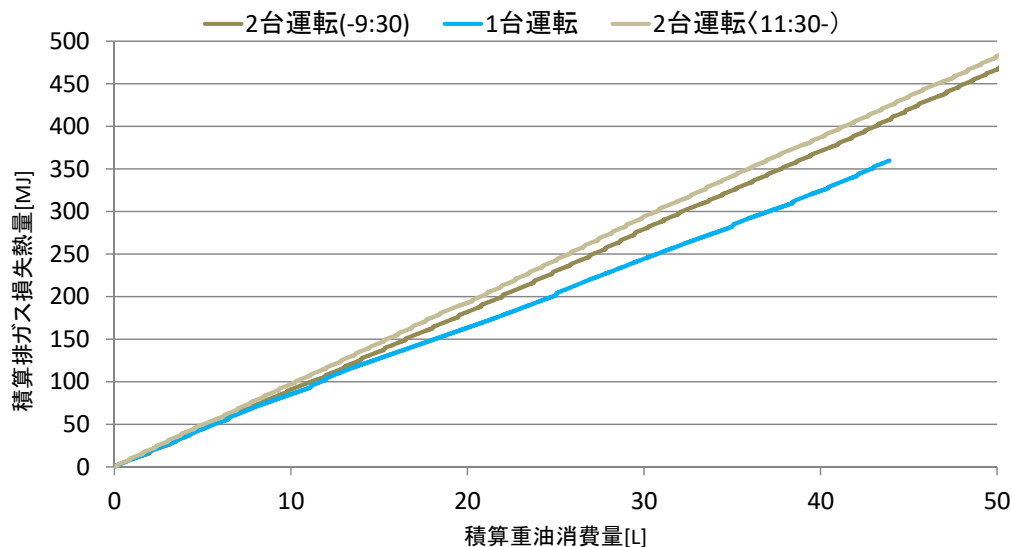


図 2.36 ボイラー2 台運転時と 1 台運転時の積算重油消費と積算排ガス損失熱量の比較

2.5.5 まとめ

対象施設における 2 台の A 重油熱源ボイラーに対して、排ガス分析計による測定を行った。排ガス温度は 340～430℃とかなり高温であること、空気比が理想の 1.2 よりも大きい 1.3～1.4 であることを示した。

測定データから得られたボイラー効率は定格 88%を下回る 77%であった。これより、ボイラーからの排ガス損失熱量が、2.4 節における未算定熱量の大きな割合を占めていることが明らかとなった。また、ボイラーを 1 台のみ運転すると、その前後の 2 台運転期間よりも積算重油消費量に対する積算排ガス損失熱量の割合が小さくなることが分かった。

参考文献

- 1) 株式会社タクマ，真空式給湯暖房温水機＜ワンドア型バコティンヒーター＞KCL・GCL シリーズ技術資料，1982 頃
- 2) 株式会社テストー，燃焼排ガス分析計 testo 330-1LL カタログ，2018

2.6 熱源ボイラー解析モデルの構築と運転制御改善方策

2.6.1 はじめに

2.5 節の調査結果によるとボイラー効率は標準仕様の 88%（定格負荷時）よりも低い 77%であり、ボイラーからの損失熱量を削減するための対策を施す必要がある。

ボイラーからの熱損失の原因としては、ボイラー表面からの放射熱損失、不燃物（排ガス）の熱容量などがあるが、特に排ガスによる熱損失量の多いことが知られている¹⁾。そこで、ボイラー負荷率による効率の変化や発停時のエアーパージを考慮し、ボイラーの最適制御による排ガス損失熱量の削減を試みる。ボイラーのモデル化を行い、そのモデルを用いて制御を変更した場合のボイラー効率を算定し、最適なボイラー運転法を明らかにすることを目的とする。

2.6.2 解析に用いる基礎理論

本研究で提案するモデルでは、燃焼室における伝熱と燃焼室出口温度を伝熱工学資料²⁾ボイラ（燃焼室の伝熱計算）を参考にして求める。煙道管群における熱流と排ガス温度を一質点・非定常・一次元熱移動方程式により求める。また、煙管本体（炭素鋼管）、熱媒水についても一質点・非定常・一次元熱移動方程式により算定した。煙管本体の壁温度は一樣とみなした。表 2.11 に、燃焼室における伝熱量と燃焼室出口温度を与える基礎式に用いられる記号を示す。

表 2.11 燃焼室における伝熱量と燃焼室出口温度を求める際に用いられる記号

記号	単位	内容	記号	単位	内容
Q_1	kcal/h	燃焼ガスより輻射伝熱面への伝熱量	$\bar{c}_{pa}$	kcal/Nm ³ °C	空気の 0°C より t_a の平均定圧比熱
G	kg/h	毎時燃料消費量	$\bar{c}_{pg}$	kcal/Nm ³ °C	空気の 0°C より t_g の平均定圧比熱
H_u	kcal/kg	燃料の低発熱量	c_f	kcal/kg°C	燃料の平均比熱
V_a	Nm ³ /kg	燃料 1kg あたりの空気量 (0°C、760mmHg に換算)	t	°C	温度
V_g	Nm ³ /kg	燃焼ガス量	t_{fuel}	°C	燃料供給温度
A_w	m ²	燃焼室周壁	t_F	°C	火炎ガスの輻射温度
A_1	m ²	輻射伝熱面を形成する壁面の投射面積	t_F'	°C	火炎ガスの対流伝熱の際の平均温度
A_c	m ²	有効輻射面積	t_{th}	°C	ガスの乖離を無視した理論燃焼温度
A_R	m ²	反射面のその構成する壁面への投射面積	t_g	°C	燃焼ガスの燃焼室出口温度
A_F	m ²	火炎表面積	t_c	°C	輻射伝熱面の壁温度
E	kcal/m ² h	基本輻射エネルギー $E = 4.88(T/100)^4$	t_a	°C	供給空気温度
E_F	kcal/m ² h	$E_F = 4.88(T_F/100)^4$	A_F/A_w		火炎ガスの燃焼室内の充満度に関する係

				数
E_G	kcal/m ² h	$E_G = 4.88(T_G/100)^4$	λ	空気比
E_C	kcal/m ² h	$E_C = 4.88(T/100)^4$	ξ	燃焼室の熱損失率
T	K	絶対温度	ε_F	火炎の輻射率
F_A		有効面積率	ε_C	伝熱面の輻射率
F_c		伝熱面構成物質の熱抵抗による表面温度と水温との差の補正係数	K	火炎の輻射吸収率
F_s		輻射伝熱面に付着したスラグの影響を示す係数で、面全体に対する平均の値	q_v	燃焼室発熱率
F_s'		局部スラグ係数	ϕ_{FC}	火炎ガスの輻射の有効伝熱面に伝熱される総括吸収率
K_c	kcal/m ² h°C	伝熱面の熱伝達率	ϕ_{CF}	燃焼室内有効伝熱面から火炎に伝熱される総括吸収率
L	m	火炎の有効輻射長さ	Φ	冷却面 $\phi = A_c/A_w$
V_w	m ³	燃焼室容積	I_s	第 1 図の燃焼室出口ガス温度計算表に用いる特性値

(1) 燃焼室における伝熱量 Q_1 と燃焼室出口ガス温度 t_g の算定

基礎式

燃焼室における伝熱量 Q_1 はガスの熱収支より

$$Q_1 = H_u(1 - \xi) + V_a c_{pa} t_a + c_f t_{fuel} - V_g c_{pg} t_g \quad (2.19)$$

ここでは、A 重油の燃料自体の保有熱量は小さく無視できるとする。

$$c_f t_{fuel} = 0$$

また、火炎輻射と表面接触伝熱より

$$Q_1 = A_c \phi_{CF} (E_F - E_C) + A'_1 K_c (t'_F - t_c) = A_F \phi_{FC} (E_F - E_C) + A'_1 K_c (t'_F - t_c) \quad (2.20)$$

一般にボイラー燃焼室内の伝熱では、対流伝熱量は輻射伝熱の 5～6%程度以下とされているので²⁾ここでは燃焼室における対流による伝熱を無視して、

$$Q_1 = A_c \phi_{CF} (E_F - E_C) = A_F \phi_{FC} (E_F - E_C) \quad (2.20)'$$

燃焼室出口ガス温度 t_g は図 2.35 から読み取る。その際、(2.20)' 式の各項は T_F を基準にしているので、火炎の輻射温度を T_F から T_G に転換した Q_1 式を求める必要がある。このために近似的に $\zeta^4 \cdot K$ を用いて (2.20)' 式のように表す (ζ^4 については後述)。

$$\begin{aligned}
Q_1 &= A_F \phi_{FC} (E_F - E_C) \\
&= A_F \phi_{FC} \zeta^4 \cdot K (E_G - E_C)
\end{aligned}
\tag{2.20}''$$

ただし、

$$K = \frac{\zeta^4 \left(\frac{T_{th}}{T_G} + 1 \right)^4 - \left(\frac{T_c}{T_G} \right)^4}{1 - \left(\frac{T_c}{T_G} \right)^4}
\tag{2.21}$$

燃焼室出口ガス温度 t_g を算出するには、まず燃焼室出口ガス温度を仮定して(2.21)式から K を求める。次に、図中で用いる変数 $1/I_s$ を(2.22)式により算出する。

$$\frac{1}{I_s} = \frac{10^4 \times A_F \times \phi_{FC} \times 4.88 \times \zeta^4 \cdot K}{G \times H_u}
\tag{2.22}$$

さらに、空気比 n 、空気温度 t_a を用いて図 2. 35 から燃焼室出口温度を求める。求められた燃焼室出口ガス温度を仮定した燃焼室出口ガス温度と比較し、一致するように上述の操作を繰り返す。

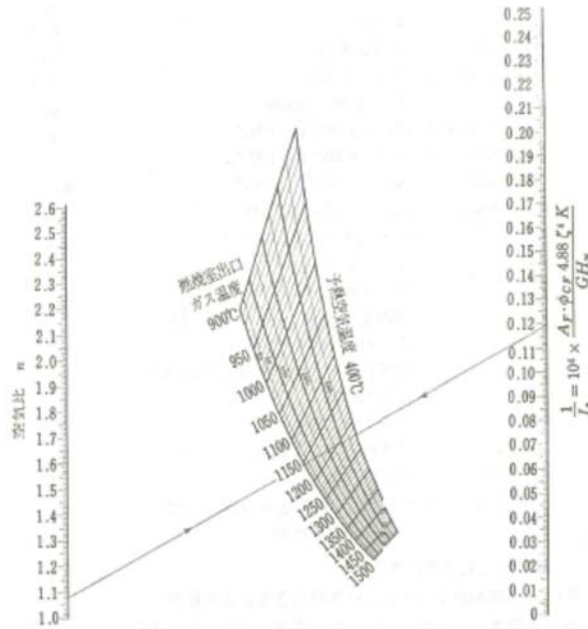


図 2. 35 燃焼室出口ガス温度の計算図表³⁾

(2.19)式と(2.20)'式を連立させて解を求めると、 ϕ_{FC} が(2.23)式で与えられる。これにより Q_1 を求めることができる。

$$\phi_{FC} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_F} + \frac{A_F}{A_w} \left(\frac{1}{\varphi} \cdot \frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)}
\tag{2.23}$$

ただし、 $A_w = A_c + A_R$ である。

燃焼室の熱損失率 ξ 、空気量 V_a 、燃焼ガス量 V_g 、燃焼ガスの定圧比熱 c_{pg}

ξ は燃焼室の熱損失率で、未燃焼損失および燃焼室輻射伝導損失からなる。未燃焼損失は空気比にもよるが、通常定格負荷時、重油炊きの場合は 0.2～0.5% であり、 ξ の値は 0.002～0.006 である。ここでは $\xi =$

0.005 とした。

燃料 1kg あたりの空気量、生成燃焼ガス量は、低発熱量から算出 Boie の近似式によれば液体燃料について(2.24)式、(2.25)式の通り表される。

$$V_a = 12.38\lambda \frac{H_u - 1100}{10000} \text{ Nm}^3/\text{kg of fuel} \quad (2.24)$$

$$V_g = (12.38\lambda + 3.37) \frac{H_u - 1100}{10000} - 2.17 \text{ Nm}^3/\text{kg of fuel} \quad (2.25)$$

燃焼ガスの平均定圧比熱 c_{pg} は図 2.36 から読み取って求める。

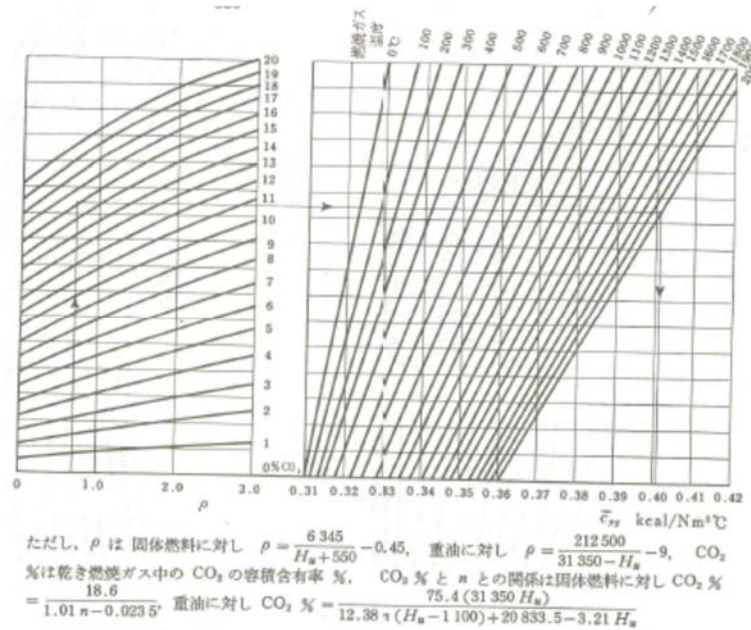


図 2.36 液体燃料の燃焼ガスの平均定圧比熱⁴⁾

有効輻射伝熱面 A_c

有効輻射伝熱面積 A_c は(2.26)式で求められる。

$$A_c = F_A F_C F_S A_1 \quad (2.26)$$

ここで、 A_1 は受熱面を形成する壁面 (燃焼室内側表面積)、 F_A は有効面積率で、ここでは $F_A = 1$ とする。 F_C は伝熱面内部の熱抵抗を考慮する係数で、ここでは未知なので $F_C = 1$ とする。 F_S は伝熱面全体に対する平均のスラグ係数で、伝熱面に付着するスラグ、灰分類の熱抵抗を考慮する係数、局部または一様に灰分の付着した伝熱面におけるスラグ係数 F'_s と、 $F_s = 1.40 F'_s - 0.40$ という関係にあるが、ここでは $F'_s = 0$ 、 $F_s = 1.0$ とする。

火炎充滿度の示標 A_F/A_w

A_F/A_w は使用燃料、燃焼方式に応じて図 2.37 より求める。ただし燃焼室発熱率 q_v は(2.27)式より求める。

$$q_v = \frac{(H_u + V_a \bar{c}_{pa} t_a) \cdot G}{V_w} \quad (2.27)$$

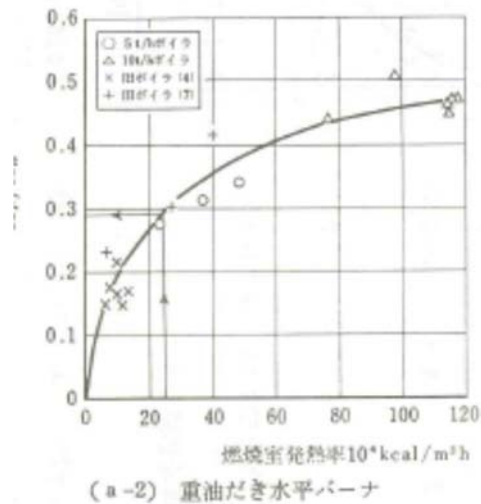


図 2.37 重油炊き水平バーナ AF/AW—燃焼室発熱率線図⁵⁾

火炎の輻射率 ε_F

火炎の輻射率 ε_F は(2.28)式で求められる。

$$\varepsilon_F = 1 - e^{-kL} \quad (2.28)$$

ただし、 k は火炎の吸収係数 $[m^{-1}]$ で重油炊きの場合は 0.8 とする。 L は火炎の有効輻射厚さ $[m]$ で、 V_w を燃焼室容積として、 $L=0.6 \times V_w^{1/3} \times (A_F/A_w)^{1/2}$ と表される。

火炎表面積 A_F

火炎表面積 A_F は、 $A_F = A_w \times \frac{A_F}{A_w}$ のように変形し求める。

火炎ガスの輻射温度 T_F

火炎ガスの輻射温度 T_F は、(2.29)式で求められる。

$$T_F = \zeta \frac{(T_{th} - T_G)}{2} \quad (2.29)$$

t_{th} はガスの乖離を無視した理論燃焼温度で、(2.30)式から求められる。

$$t_{th} = \frac{H_u + V_a \bar{c}_p a t_a}{V_g \bar{c}_{pg}} \quad (2.30)$$

ζ は係数で ζ^4 は使用燃料、燃焼方式に応じ図 2.38 から求める

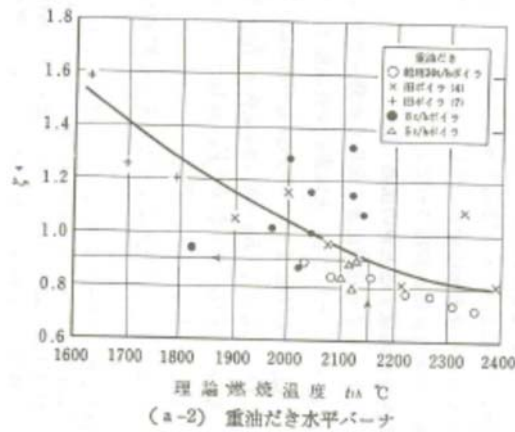


図 2.38 重油吹き水平バーナ と⁴—理論燃焼温度線図

(2) 煙道群内温度 t_b と排ガス損失熱量 Q_{chim} の算定

表 2.12 に、煙道群内温度と排ガス損失熱量を求める基礎式に用いられる記号を示す。

表 2.12 煙道群内温度と排ガス損失熱量を求める際に用いられる記号

ρ	kg/m ³	密度	n_a	mol	ボイラーへの供給空気のモル量
c	J/(kg・K)	比熱	v_a	m ³ /mol	モル空気量
V	m ³	体積	J_a	m ³ /s	ボイラーへの供給空気流量
T	℃	温度	Q_{gout}	W	燃焼室から煙道への流入空気の保有熱量
R_e	—	レイノルズ数	$Q_{tconvpass}$	W	煙道内対流伝熱量
P_r	—	プラントル数	$Q_{tradpass}$	W	煙道内輻射伝熱量
N_u	—	ヌセルト数	Q_{chim}	W	排ガス損失熱量
σ		ステファン・ボルツマン係数	Q_{int}	W	鋼管表面对流伝熱量または沸騰伝熱量
U_{int}	W/(m ² ・K)	水の熱伝達率（ここでは200 [W/(m ² ・K)]）			
添字					
b	煙道内空気		t	炭素鋼管	
			int	熱媒水	

基礎式

煙道群内温度の熱収支式は(2,31)式で表される。

$$\rho_b c_b V_b \frac{\partial T_b}{\partial t} = Q_{gout} - Q_{tconvpass} - Q_{tradpass} - Q_{chim} \quad (2.31)$$

移流熱量. 燃焼室から煙道への熱流入量 Q_{gout} と煙道から煙突への熱流出量 Q_{gchim}

ボイラー流入空気の組成と絶対湿度を考慮した顕熱 (空気比熱×空気流量×温度) を $Q_{gout}=c_{pg}p_gJ_g t_g$ として計算する。

供給空気流量 (J_a [m^3/s]) は通過空気モル量 (n_a [mol]) に機械室内温度の実測値におけるモル空気量 (v_a [m^3/mol]) を乗じて $J_a = n_a v_a$ として算出する。

通過空気の各運転時のモル流量を表 2.13 に示す。ボイラーの稼働が停止 (OFF) している時は、煙突と煙管内の温度差による自然換気による空気が 0.1 [mol/s] 流れていると仮定し、PREPURGE/POSTPURGE 時にはファンによる強制通風がそれぞれ 6 [mol/s] 生じていると仮定する。ボイラー LOW/HIGH 運転時には定格重油消費量 (LOW 運転時: 0.011 [mol/s] HIGH 運転時: 0.022 [mol/s]) と排ガス分析器から測定された空気比から算出する。

表 2.13 各運転時の通過空気モル流量 [mol/s]

OFF	PREPURGE	LOW	HIGH	POSTPURGE
0.1	6	重油消費量と空気比から算出		6

排ガスの顕熱損失量 Q_{chim} [W] は、燃焼反応物の混合した乾き空気の持ち出す顕熱と排ガス中の水蒸気の持ち出す顕熱の和となり、 $Q_{\text{chim}} = c_{\text{pb}} \rho_b J_b t_{\text{chim}}$ と求められる。

煙管から鋼管への対流伝熱量 $Q_{t_{\text{convpass}}}$ [W]

煙管内側の受熱面への伝熱量は、対流伝熱と放射伝熱の合計である。円管内の空気の流れはバーナからの噴射乱流拡散であるが、簡略化のためここでは均一な流速として扱う。管内強制対流熱伝達の式は Dittus-Boelter⁶⁾ の式を用いた。

$$Q_{t_{\text{convpass}}} = \sum_{n=1}^{250} 2\pi h R_{in_{\text{pass}}} L ((t_b - t_t)) \quad (2.32)$$

$$\text{Nu} = \frac{hL}{k_g} \quad (2.33)$$

$$\text{Nu} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \quad (2.34)$$

煙管から鋼管への放射伝熱量 $Q_{t_{\text{radpass}}}$ [W]

通常、燃焼加熱炉での火炎 (含むガス) の温度分布は流線に沿って変化するが、火炎が炉内に充満している場合にはその分布があまり認められず、均一温度と仮定しても大きな誤差にはならない⁷⁾。ここでは簡略化のため煙管内は均一温度とする。

$$Q_{t_{\text{rad}}} = \sum_{n=1}^{250} A_c \phi_{fc} \sigma ((T_b + 273)^4 - (T_t + 273)^4) \quad (2.35)$$

(3) 煙管本体温度 t_t の算定

煙管本体の熱収支では煙管内側の受熱面で対流と放射によって熱を吸収し、煙管外側表面で熱媒水に対流によって伝熱する。煙管外側表面付近の熱媒水の温度が飽和温度に達すると、沸騰伝熱 (蒸気泡や蒸気塊の生成をとまって伝熱面からこれに接する液体への熱移動をいう⁸⁾) により熱媒水が温められる。

基礎式

$$\rho_t c_t V_t \frac{\partial T_t}{\partial t} = Q_1 + Q_{t_{rad_{pass}}} + Q_{t_{conv_{pass}}} - Q_{int} \quad (2.36)$$

鋼管から熱媒水への伝熱量[W]

熱媒水の温度が非沸騰域の時には自然対流によって伝熱しており、沸騰開始点を経て核沸騰域の時には沸騰伝熱による熱移動となる。核沸騰域について、熱媒水温度をコントロールボリューム一質点系としてみなしているが、実際は熱媒水の上下温度成層化が大きいと推定できるため沸騰開始点の温度を煙管本体の温度を条件として場合分けする。対象とする真空ボイラー内は減圧状態(480hPa)となっており、実際の沸点は 80℃であるが、ここでは煙管本体の温度が 95℃に達せば沸騰が開始したとする。核沸騰の沸騰曲線は、ここでは松島らの「低圧下でのプール沸騰における熱伝達特性」⁹⁾を参考とする。

$$t_t \leq 95^\circ\text{C} \quad Q_{int} = U_{int}(T_t - T_{int})S_{int} \quad (2.37)$$

$$t_t \geq 95^\circ\text{C} \quad Q_{int} = 1605e^{0.4532(T_t - 95)} \times S_{int} \quad (2.38)$$

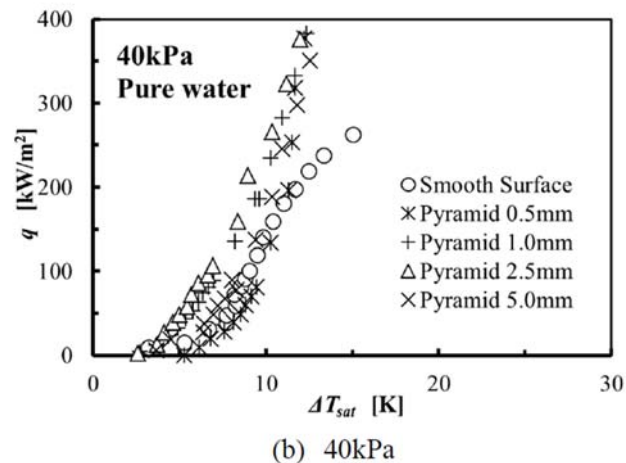


図 2.39 異なる表面の沸騰曲線（純水）⁹⁾

(4) 熱媒水の温度 T_{int} の算定

基礎式

熱媒水の熱収支式は(2.39)式のようになる。ここで、 Q_{int} は鋼管から熱媒水への伝熱量であり、 Q_w は給湯・温温水暖房・浴槽昇温等の需要が生じた際に、熱媒水から熱交換器へ伝熱する量である。

$$\rho_w c_w V_{int} \frac{\partial T_{int}}{\partial t} = Q_{int} - Q_w \quad (2.39)$$

熱媒水から配管内温水への交換熱量[W]

Q_w には実測から得られた需要熱量を入力する。

2.6.3 ボイラー解析モデル概要

2.3 節で述べたように、本研究で対象とするボイラーは真空式で、図 2.40 に示すようにバーナ、煙管、煙道、熱媒水、温水熱交換器、差温式自動抽気装置等で構成されている。

減圧蒸気内は大気圧以下に減圧された状態に保ってあるので、バーナによって、煙管、煙道に熱を供給すると、それを包むように封入している熱媒水が加熱される。熱媒水は加熱されると直ちに沸騰し、その温度に応じた蒸気を発生し、管内で発生した蒸気は、減圧室内に配置された熱交換機表面に到達し、熱交換機表面温度が蒸気温度より低ければここで凝縮し熱交換機内の水を加温して水滴となって重力により再び熱媒水に戻る。つまり熱媒水は、缶体内で沸騰→蒸発→凝縮→熱媒水とサイクルを繰り返すのみで安全でかつ完全な熱輸送媒体として働く¹⁰⁾。

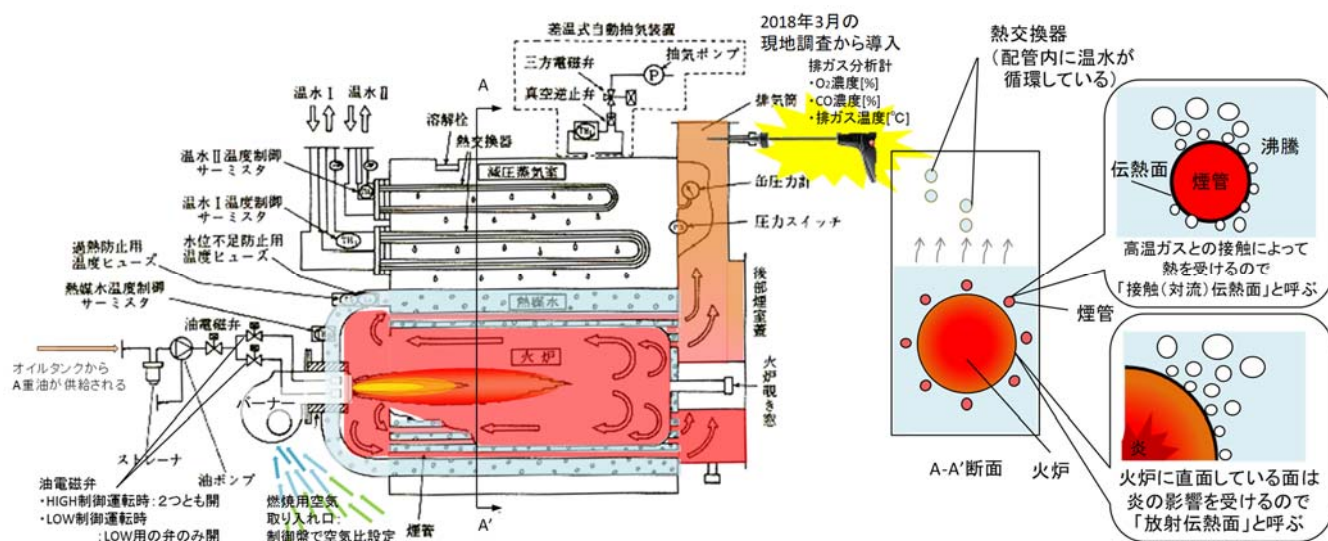


図 2.40 ボイラーの仕組み

以上に示したボイラーを図 2.41 のようにモデル化した。煙管、煙道、煙突、熱媒水、配管内温水（各暖房用、給湯用、浴槽昇温用）をそれぞれ一点系として扱う。また、2.6.2 で計算方法を示した伝熱量の模式図を図 2.42 に示す。

2.6.4 解析条件

(1) 物性値

解析に用いる物性値を表 2.14 に示す。

表 2.14 解析に用いる物性値

ρ_a : 空気の密度[kg/m ³] ¹¹⁾	$1.293 \times \frac{273.2}{(273.2 + T)}$	
c_a : 空気の定圧比熱[J/(kg・K)] ¹²⁾	0 ≤ T < 100 の時	1009.0
	100 ≤ T < 200 の時	1016.0
	200 ≤ T < 300 の時	1035.0
	300 ≤ T < 400 の時	1057.0
	400 ≤ T < 500 の時	1081.0
	500 ≤ T < 600 の時	1105.0
	600 ≤ T < 700 の時	1126.0
	700 ≤ T < 800 の時	1146.0
	800 ≤ T < 900 の時	1185.0
	900 ≤ T の時	1185
ν_a :1モル当たりの気体の体積[m ³ /mol]	$\frac{22.4}{273.2} \times (T + 273.2) \times 0.001$	
c_{N_2} : 窒素の定圧比熱[J/(kg・K)] ¹³⁾	0 ≤ T < 25 の時	1041.0
	25 ≤ T < 50 の時	1041.0
	50 ≤ T < 100 の時	1042.0
	100 ≤ T < 200 の時	1043.0
	200 ≤ T < 300 の時	1053.0
	300 ≤ T < 400 の時	1070.0
	400 ≤ T < 500 の時	1092.0
	500 ≤ T の時	1182.0
c_{H_2O} : 水蒸気の定圧比熱[J/(kg・K)] ¹⁴⁾	0 ≤ T < 25 の時	4219.0
	25 ≤ T < 50 の時	4182.0
	50 ≤ T < 100 の時	4180.0
	100 ≤ T < 200 の時	1986.0
	200 ≤ T < 300 の時	1976.0
	300 ≤ T < 400 の時	2012.0
	400 ≤ T < 500 の時	2070.0
	500 ≤ T の時	2343.0
c_{CO_2} : 二酸化炭素の定圧比熱[J/(kg・K)] ¹⁵⁾	0 ≤ T < 25 の時	845.2
	25 ≤ T < 50 の時	864.5
	50 ≤ T < 100 の時	901.7
	100 ≤ T < 200 の時	960.1
	200 ≤ T < 300 の時	1030.0
	300 ≤ T < 400 の時	1061.0

	400 ≤ T < 500 の時	1159.0
	500 ≤ T の時	1253.0
c_{O_2} : 酸素の定圧比熱[J/(kg · K)] ¹⁶⁾	0 ≤ T < 25 の時	917.7
	25 ≤ T < 50 の時	920.3
	50 ≤ T < 100 の時	927.6
	100 ≤ T < 500 の時	954.3
	500 ≤ T の時	970.0
水の熱伝達率[W/(m ² · K)]	200	
ρ_w : 水の密度[kg/m ³]	997	
c_w : 水の比熱[J/(kg · K)]	4180	
ρ_t : 炭素鋼の比重[kg/m ³]	7800	
c_t : 炭素鋼の比熱[J/(kg · K)]	461	

(2) 形状条件

解析に用いるボイラーの形状条件を表 2.15 に示す。

表 2.15 解析に用いるボイラーの形状条件

ボイラー本体	0.78m×1.7m×1.6m
熱媒水	510[L](仕様より)
燃焼室形状 (推定値)	$\phi = 0.5\text{m}$ $L=1.7\text{m}$
燃焼室鋼管厚さ	0.02[m]
燃焼室体積	0.33[m ³]
燃焼室表面積	2.67[m ²]
煙道形状 (推定値)	$\phi = 0.05\text{m}$ $L=1.7\text{m}$
煙道の数	250
煙道鋼管厚さ	0.01[m]
煙道総体積	$0.003[\text{m}^3/\text{本}] \times 250 [\text{本}] = 0.75[\text{m}^3]$
煙道総表面積	$0.27[\text{m}^2/\text{本}] \times 250 [\text{本}] = 67.5[\text{m}^2]$

(3) 境界条件

入力とした境界条件を表 2.16 に示す。

表 2.16 解析の入力値

Q_w : 配管内温水が得た熱量[W]	実測値の温度と流量とポンプ電流値から計算
A : 重油消費量[m ³ /s]	OFF/PREPURGE/POSTPURGE の時 0 HIGH の時 0.022×10^{-3} LOW の時 0.011×10^{-3}
n_a : 供給空気量[mol/s]	(HIGH/LOW) 排ガス分析計の空気比(1.4)から計算 (PREPURGE/POSTPURGE) 6 (OFF) 0.1

(4) 解析期間と計算条件

解析期間と計算刻みを表 2.17 に示す。

表 2.17 解析期間と計算条件

対象	ボイラー 1
期間	2018/6/14 16:25:42-6/15 16:38:59
dt:時間刻み[s]	0.01
T_a :供給空気[K]	20°C (一定)
T_{fuel} :燃料温度[K]	20°C (一定)

(2.19) 式と (2.20) 式を連立して燃焼室出口温度を求めると、HIGH 運転時には燃焼室出口温度 (T_g) が 1276[°C]、LOW 運転時には 1072[°C]となった。その値を燃焼室出口温度としたときの (2.19) 式によって求められる Q_1 及び (2.20) 式によって求められる Q_1 を下の表 2.18 に示す。

表 2.18 算定した燃焼室出口温度 (T_g) と燃焼室伝熱量 (Q_1)

	排ガス温度 (T_g) [°C]	(9.2.1) 式の Q_1 [kcal/h]	(9.2.2) 式の Q_1 [kcal/h]
HIGH 時	1276	159779.7	159522.8
LOW 時	1072	124970.6	125118.7

2.6.5 実測結果と解析結果の比較

(1) 解析の妥当性の検証

図 2.43 に上記のボイラー伝熱モデルを用いて算出した排ガス温度（燃焼室出口温度）の解析値と実測値を示す。熱媒水温度に応じたボイラー発停のタイミングがずれることもあるが、負荷側の需要熱量に対応したボイラー発停の頻度は概ね再現できている。図 2.44 には 17 時間（最長実測時間）積算重油消費量を実測値とともに示す。入力した需要負荷に対してボイラーの供給の挙動が概ね再現できていることが分かる。

また、排ガスの終局温度が HIGH、LOW、PREPURGE において大略一致している（図 2.45）。LOW に切り替わったタイミングで解析値の方が終局温度に達するのが遅いが、これは煙道から出た後の空気の比熱をこのモデルでは考慮できていないこと、もしくは A 重油が供給空気の酸素と反応する化学反応のスピードを考慮できていないことが原因といえる。

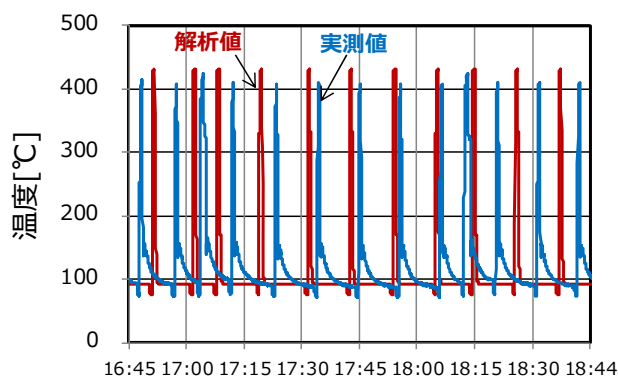


図 2.43 排ガス温度の実測値と解析値の比較

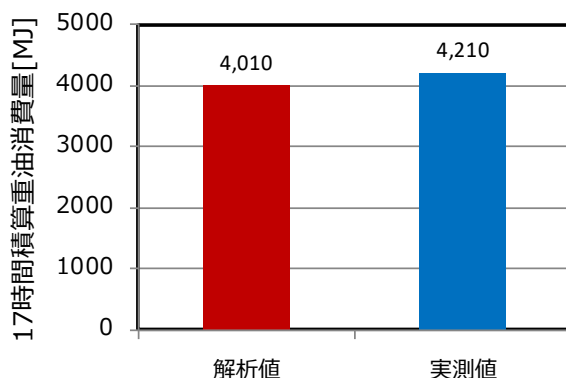


図 2.44 重油消費熱量の実測値と解析値の比較

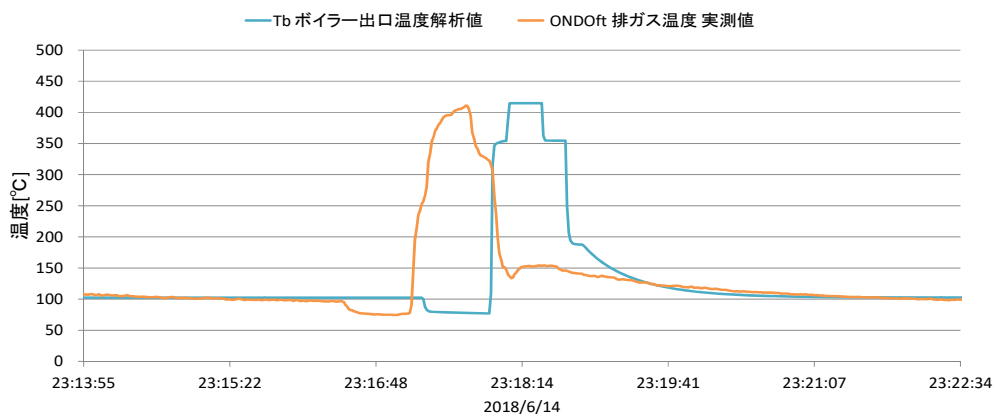


図 2.45 排ガス温度の実測値と解析値の比較

(2) 排ガス損失率と負荷、運転制御法との関係

異なる負荷に対するボイラーの排ガス損失率

年間のさまざまな時期の需要熱量に対してボイラーの排ガス損失率を算定した。冬季、中間期、夏季の代表日の各月曜日と日曜日の代表日を2月5・6日、7月30・31日、5月7・8日として、解析モデルを用いて排ガス損失熱量 Q_{chim} と燃料燃焼発熱量 Q_f を算出し、ボイラー排ガス損失率を算定した。

図 2.46 にエネルギー消費量[kJ/10min]の実測値を、図 2.47 に算出した各需要日のボイラー排ガス損失率と日積算需要エネルギー[MJ]の相関を示す。図 2.47 によると、日積算需要エネルギーが大きければ大きいほどボイラー排ガス損失率が小さくなっており、ボイラーの能力に対して需要エネルギーが少ないほどボイラー効率は低下していると言える。

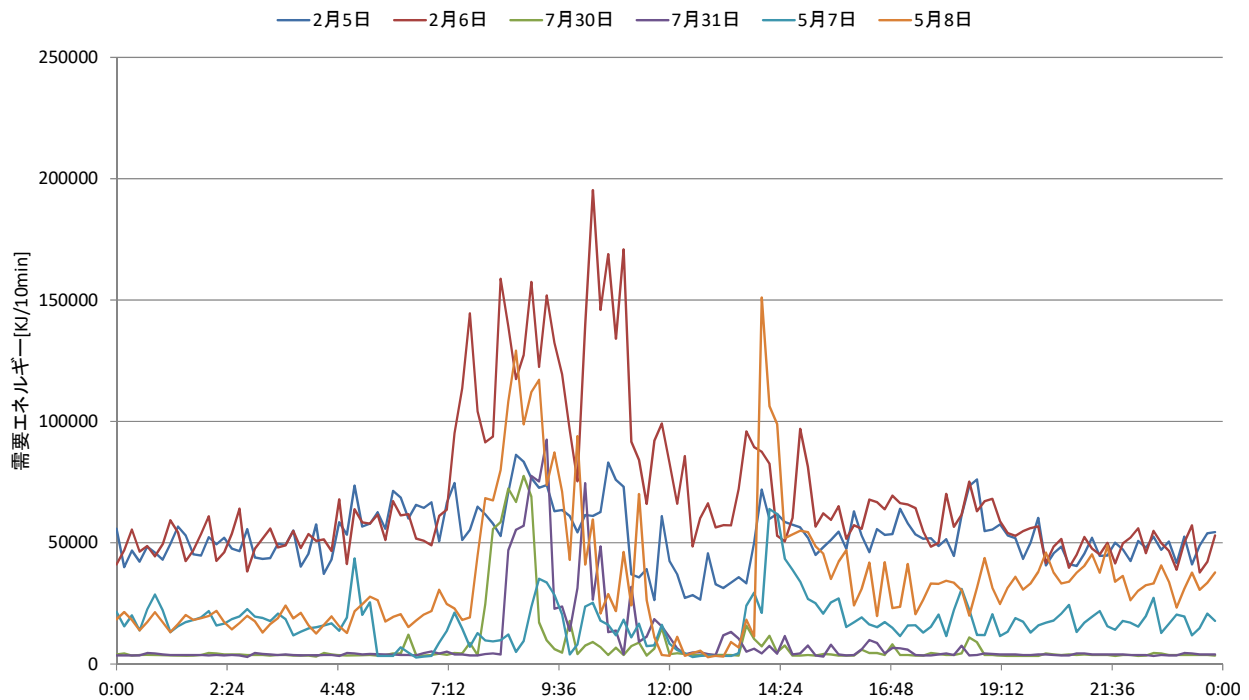


図 2.46 各日の需要エネルギー（実測値）

表 2.19 解析に用いる日付とその消費量の特徴

日付	エネルギー消費量の特徴	日積算需要エネルギー[MJ]
2月5日	ピークの時期の日曜日	7609
2月6日	ピークの時期の月曜日	10012
7月30日	最小の時期の日曜日	1085
7月31日	最小の時期の月曜日	1324
5月7日	中間期の日曜日	2465
5月8日	中間期の月曜日	4917

$$\text{ボイラー排ガス損失率} \quad \eta = \frac{\sum_{i=1}^{1440} Q_{chim}}{\sum_{i=1}^{1440} Q_f} \times 100 \quad (2.40)$$

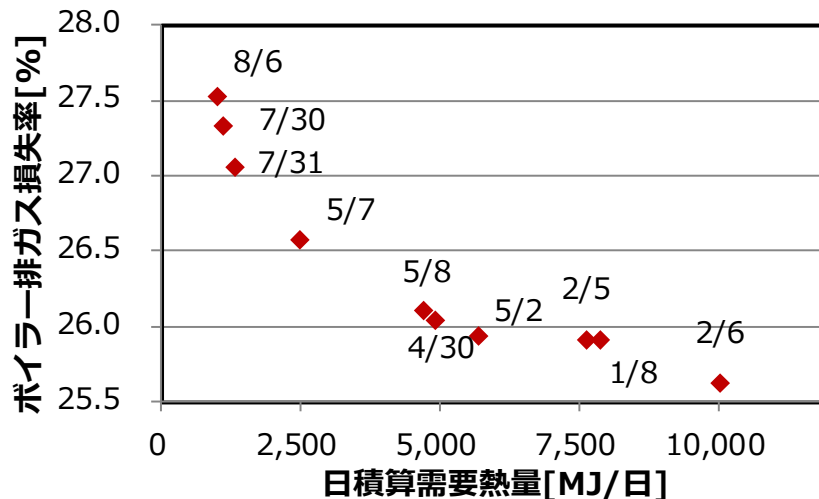


図 2.47 日積算需要熱量とボイラー排ガス損失率の相関

制御法による排ガス損失率の違い

前述の図 2.47 の結果より、小さい負荷に対しては現状の 2 台運転 HIGH/LOW 制御より能力の小さい運転制御で供給する方が、ボイラーの排ガス損失率の低下につながることを示唆された。そこでボイラーの運転制御を変更し、最大能力を小さくする方策を検討する。

変更可能な要因は、①ボイラーの台数：「1 台」か「2 台」か、 ②ボイラーの制御：「HIGH/LOW の 2 段階制御」か「LOW のみの制御」 の 2 点である。ただし、②の制御については現時点では「HIGH/LOW の 2 段階制御」しか実行可能できないが、将来的に制御プログラムの導入によって実現可能とみなす。

以上の 4 パターンの制御で同じ負荷に対する排ガス損失率を算定した結果を図 2.48 に示す。「1 台運転かつ LOW 制御のみ」→「2 台運転かつ LOW 制御のみ」→「1 台運転かつ HIGH/LOW 制御」→「2 台運転かつ HIGH/LOW 制御」の順に排ガス損失率が小さくなった。

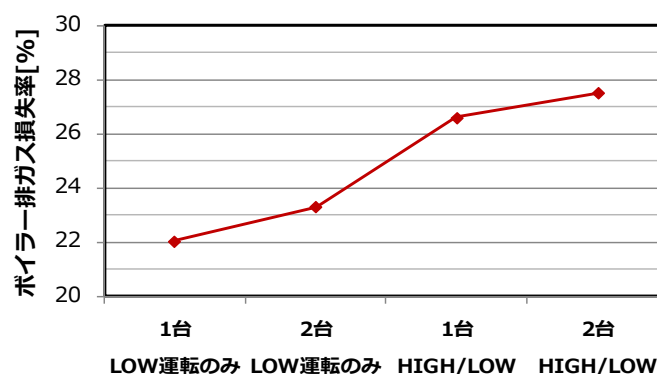


図 2.48 制御法が排ガス損失率に与える影響

排ガス損失率に関わる要因

図 2.47 と図 2.48 より、以下のことが明らかとなった。

- ・ 2 台運転かつ HIGH/LOW 制御では、日積算需要エネルギーが大きければ大きいほどボイラー排ガス損失率が小さくなる。
- ・ 同負荷に対しては、「1 台運転かつ LOW 制御のみ」→「2 台運転かつ LOW 制御のみ」→「1 台運転かつ HIGH/LOW 制御」→「2 台運転かつ HIGH/LOW 制御」の順に排ガス損失率が小さくなる。

そこでその原因を明らかにするために、6月14日16時25分42秒～6月15日9時30分の期間における負荷に対して、4パターンの運転制御で解析を行ったときの制御別排ガス損失熱量とその運転制御時間を図2.49に示す。同制御時の排ガス損失熱量を比較すると、台数の違いによってボイラー1台にかかる負荷が2倍異なり、ボイラーの発停頻度が高くなることで必然的にパージ回数が増え、パージに伴う損失熱量分、排ガス損失熱量が大きくなることが分かる。

また、同運転台数時の排ガス損失熱量を比較すると、HIGH/LOW制御の違いによって排ガス温度が異なり、(LOW時は約330℃、HIGH時は約430℃)制御別の単位時間当たりの排ガス損失熱量が大きく異なる。

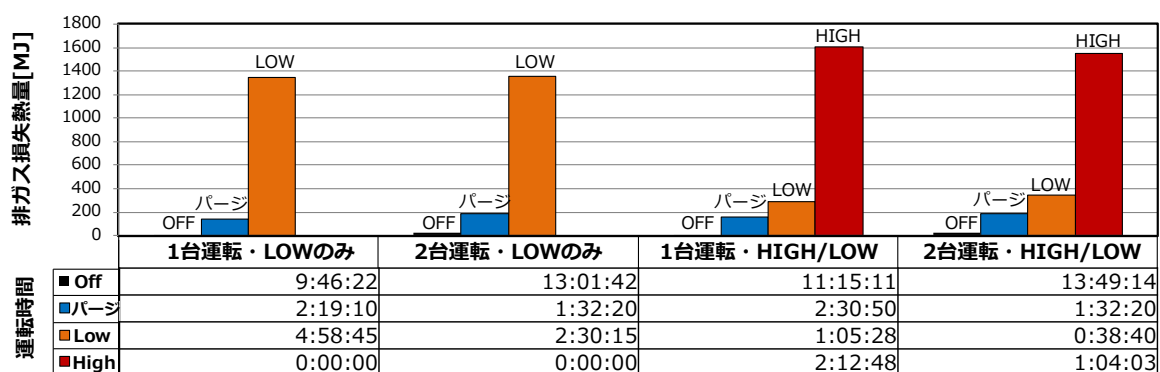


図 2.49 各パターンにおける制御別運転時間と排ガス損失熱量

ボイラー排ガス損失率削減の方策

以上をふまえ、排ガス損失率を低減させるために、日平均需要負荷の異なる季節別、またはピーク時の需要負荷の異なる曜日別に最適な運転制御をモデル上で決定する。ここでいう最適とは、排ガス損失率が最も小さくなり、かつ負荷を賄えている制御を意味する。解析上での負荷をまかなえているかいないかの判断は、「熱媒水は75℃を切らない」ことを基準とした¹⁷⁾。得られた最適運転制御を図2.50に示す。

年間の半数以上の日が現状の運転制御を変更させ、最適運転制御に改善できる。給湯負荷の小さい休日においては年間を通して1台もしくは2台のLOW制御のみで負荷をまかなうことができる。火・水・木曜日の給湯負荷ピークが月・金よりも抑えられている曜日では4月～10月まで2台運転のLOW制御のみでまかなえる。月・金曜日においても6月～10月までは2台運転のLOW制御のみで十分である。そこで、最適運転制御を年間に適応させた結果の排ガス損失室を算定すると、重油消費量が年間で現状の5.2%削減できることが明らかとなった。

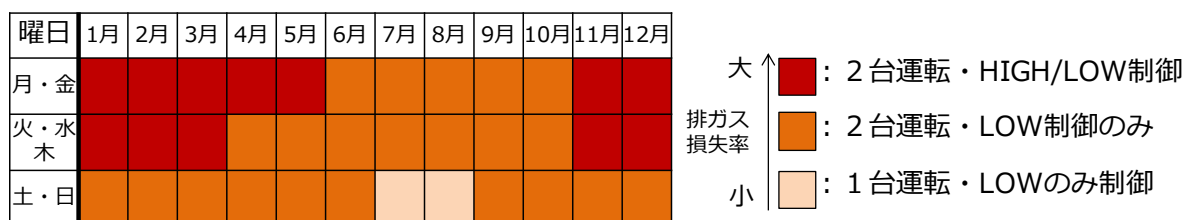


図 2.50 ボイラーの最適運転制御スケジュール

2.6.6 まとめ

本章では対象熱源ボイラーのモデルの作成及びその妥当性を検討した。モデルによる解析では、現在の熱源2台運転かつHIGH/LOW制御では、負荷が小さいほど排ガス損失率が大きくなることを示した。加えて、同負荷に対しては熱源1台のLOW制御のみ、2台運転のLOW制御のみ、1台運転のHIGH/LOW制御、2台運転のHIGH/LOW制御の順に排ガス損失率が大きくなることを明らかにした。そこで、年間を通してボイラーを最適運転させると、現状の運転よりも効率が改善され、全体の重油消費量が5.2%削減できることが分かった。

参考文献

- 1) M.C. Barmaa , R. Saidurb,c,* , S.M.A. Rahmand A. Allouhie , B.A. Akashf , Sadiq M. Saitg , A review on boilers energy use, energy savings, and emissions reductions, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 79, pp.970-983, 2017
- 2) 日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂第3版, 1975
- 3) 日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂第3版, p.232, 1975
- 4) 日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂第3版, p.233, 1975
- 5) 日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂第3版, p.236, 1975
- 6) HEAT TRANSFER IN AUTOMOBILE RADIATORS OF THE TUBULAR TYPE F.W.DITTUS and L.M.K BOELTER INT.COMM.HEAT MASS TRANSFER Vol.12, pp. 3-22, 1985
- 7) 日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂第5版, p.199, 2009
- 8) 日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂第5版, p.97, 2009
- 9) 松島均、齋藤拓也、: 低圧下でのプール沸騰における熱伝達特性, Thermal Science& Engineering, Vol.26, No.1, 2018
- 10) 株式会社タクマ 真空式給湯暖房温水機 <ワンドア型 バコティンヒーター>KCLシリーズ GCL シリーズ 技術資料
- 11) 日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂第5版, p.303, 2009
- 12) 日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂第5版, p.295, 2009
- 13) 日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂第5版, p.295, 2009
- 14) 日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂第5版, p.292, 2009
- 15) 日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂第5版, p.298, 2009
- 16) 日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂第5版, p.304, 2009
- 17) レジオネラ症 防止指針 第4版, JAHMEC 公益財団法人 日本建築衛生管理教育センター, 2017.6

第3章 高齢者にとって安全・快適な空気環境の形成

3.1 はじめに

対象とする高齢者施設では、冬には過度な低湿度、過剰な暖房による暑さ、隙間風、結露などの問題がある。これらに対して管理者が風呂場の湿気の利用、窓の開け閉め、隙間の気密化などの室内環境調整をしているが、高齢者の健康・快適性およびスタッフの快適性を満足するような環境が得られていない。

施設内に存在する換気扇は、厨房、トイレ、各居室に分布しており、いずれも排気を行うタイプである。対象の施設は、比較的気密性の高い建物であることから、自然換気による外気と室内の間の空気移動は冬期において少なく、換気扇による機械換気が、施設全体の空気の移動経路を支配している。したがって、低湿度や隙間風といった施設の室内環境の問題を改善するためには、空気移動の実態を把握することが不可欠である。

対象施設内の換気扇は自動制御ではなく、管理者がスイッチを ON/OFF するタイプのものである。そこで、換気扇の運転状況を実測により把握することを目的とする。また、OFF 状態の換気扇から外気が逆流しコールドドラフトを引き起こしている事例を測定により明らかにすること、厨房の換気扇を間欠運転した際の実測値および解析値より施設全体の空気移動の実態を明らかにすることを目的とする。

3.2 換気扇運転状況の実態調査

対象施設の数点において、換気扇の室外側排気口に温度計を取り付けて、30 分間隔で計測を行った。対象期間は、2018 年 11 月 16 日～2019 年 3 月 15 日である（図 3.1～3.8）。

「室外の排気口周辺の空気温度が 15℃以上の場合、換気扇が運転中であると判断する」と決めて、各換気扇について、各時刻の運転率（運転している日/全測定日）を計算した（平日のみ、全期間）（図 3.9～3.16）。

浴室や厨房、便所の換気扇は 1 日の運転・停止の周期性が読み取れる。（例：厨房 午前 6 時～午後 6 時まで運転）。居室に関しては、特定の傾向が読み取れない。

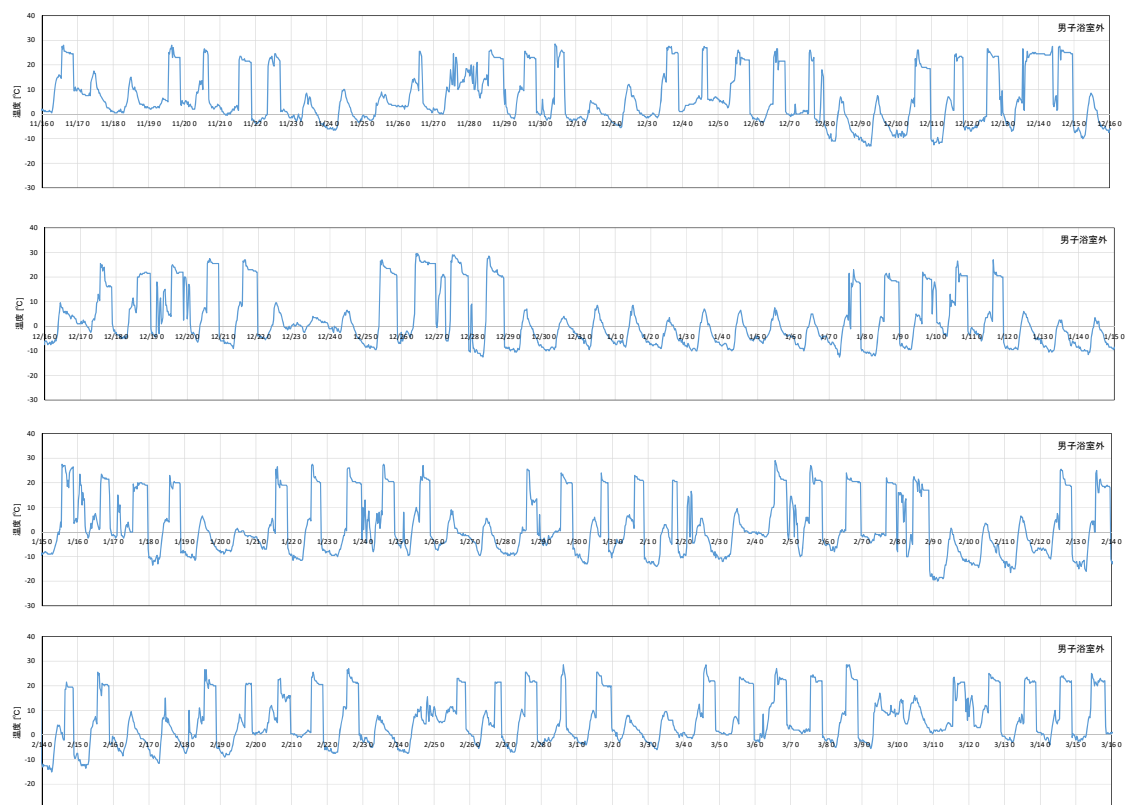


图 3.1 男子浴室 室外側排気口周辺空気温度

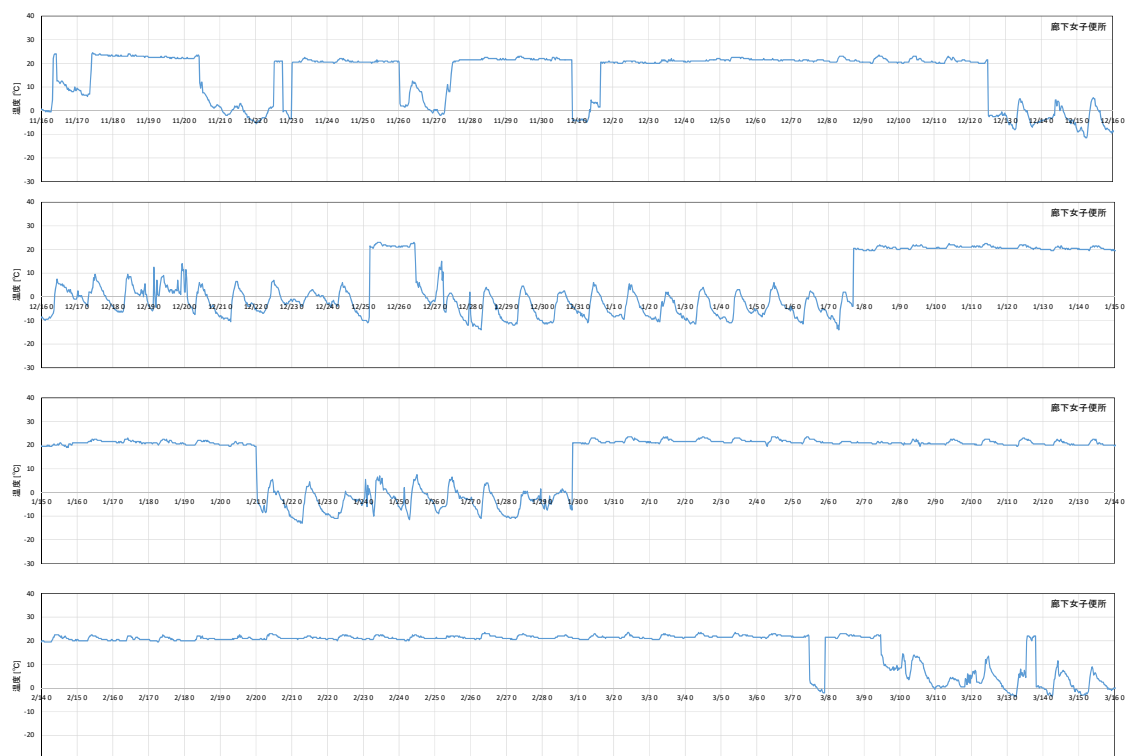


图 3.2 廊下女子便所 室外側排気口周辺空気温度

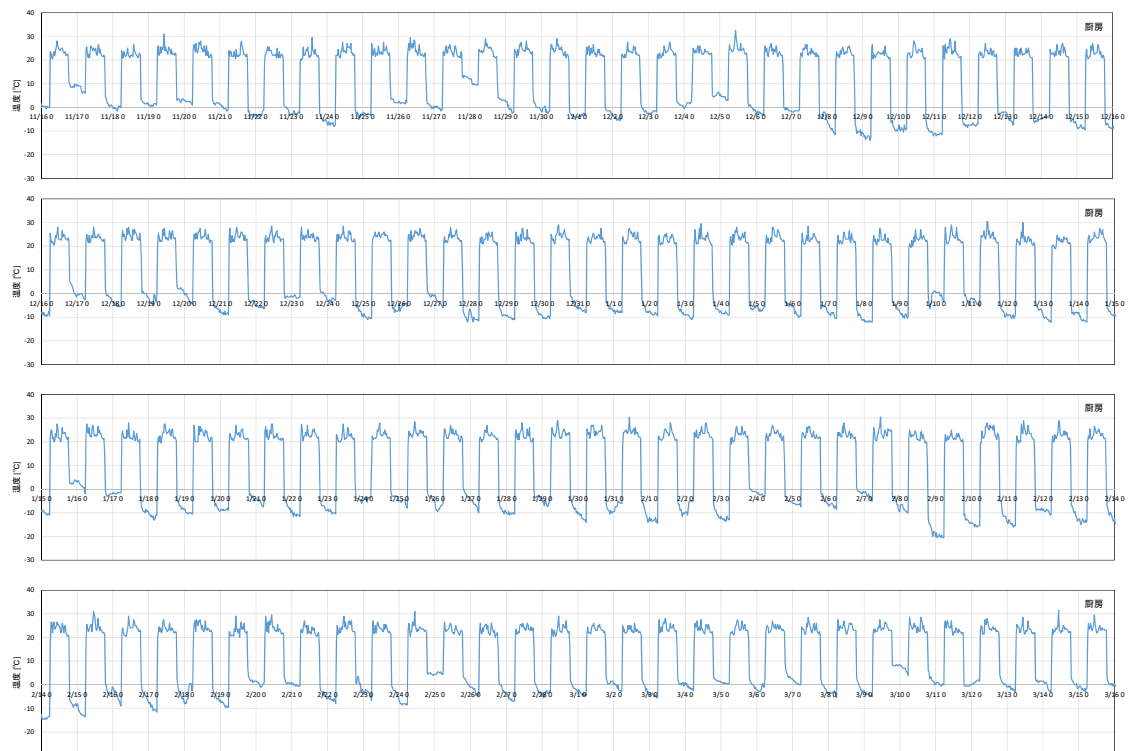


图 3.3 厨房 室外側排気口周辺空気温度

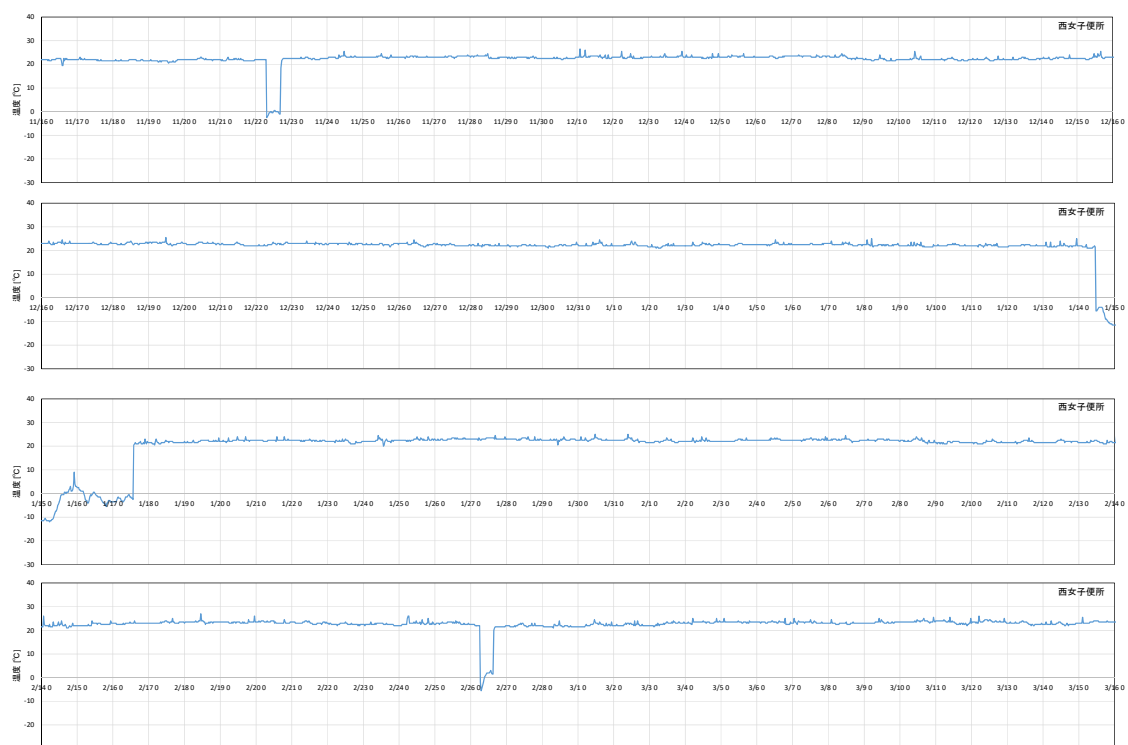


图 3.4 西女子便所 室外側排気口周辺空気温度

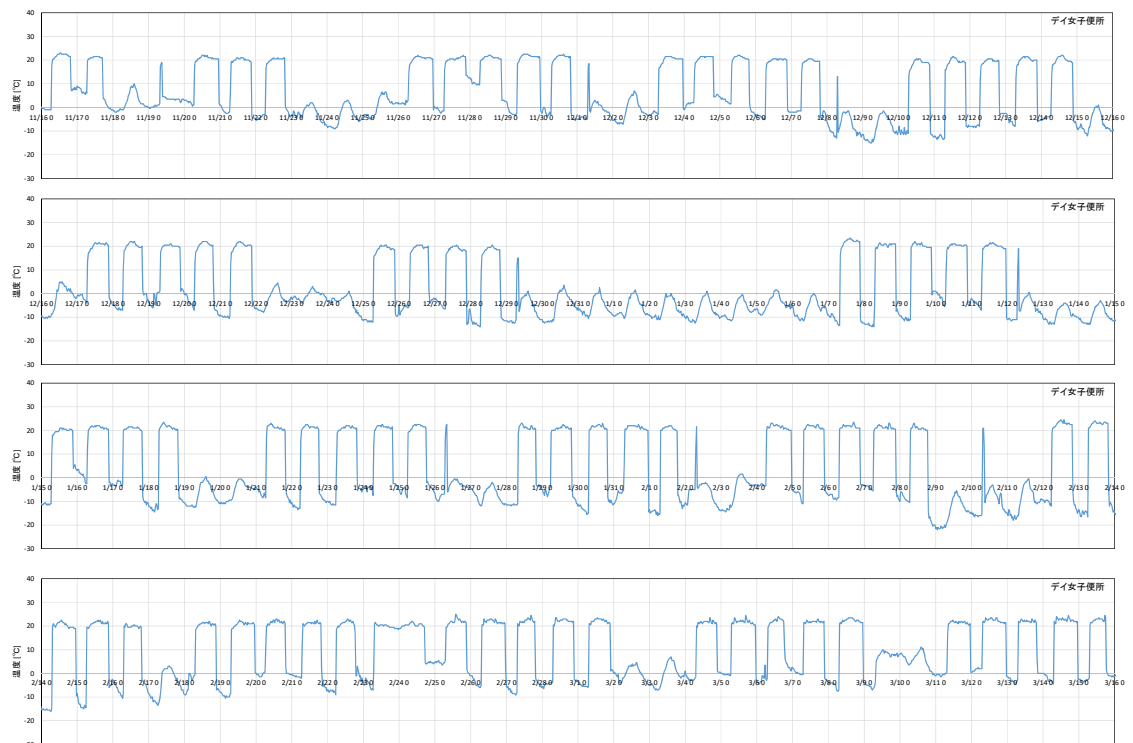


図 3.5 デイ女子便所 室外側排気口周辺空気温度

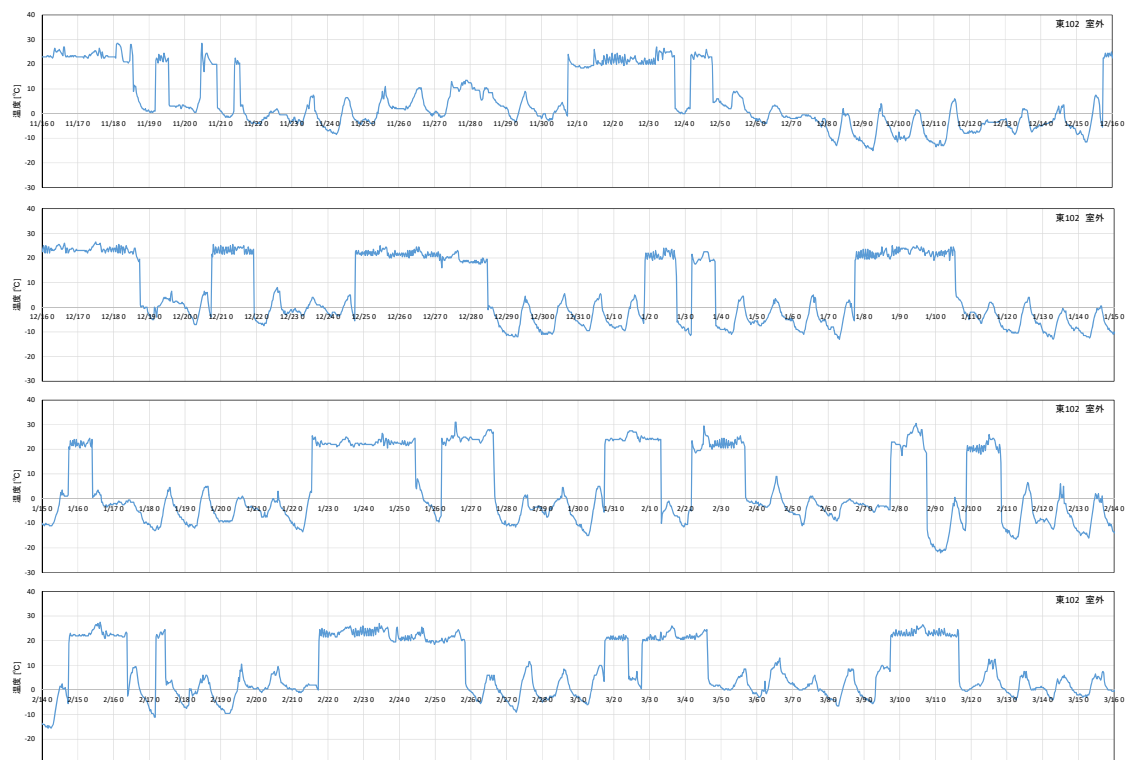


図 3.6 東 102 室外側排気口周辺空気温度

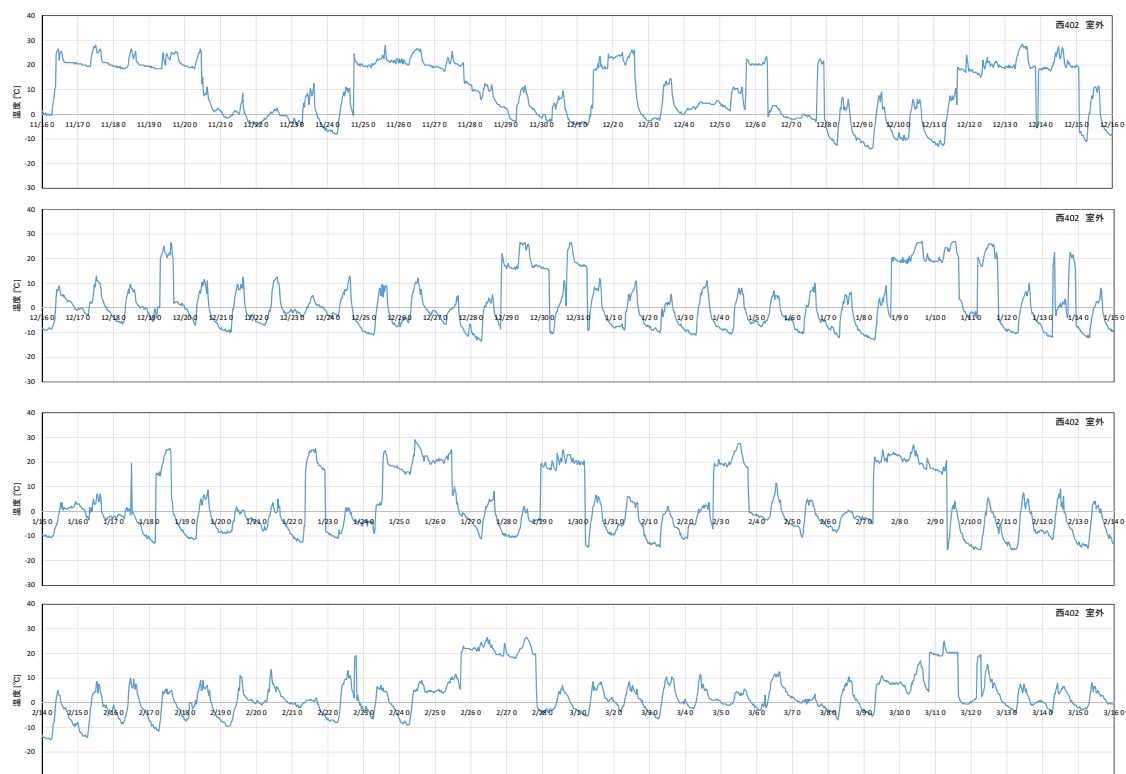


图 3.7 西 402 室外側排気口周辺空気温度

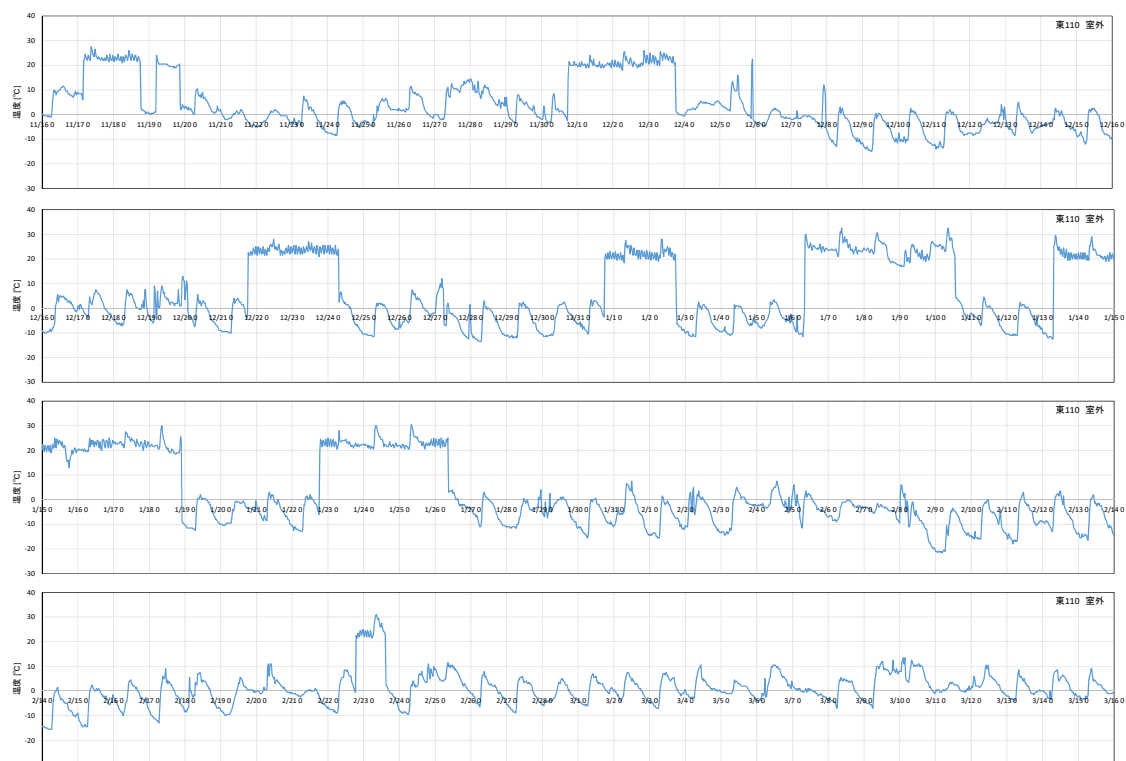


图 3.8 東 110 室外側排気口周辺空気温度

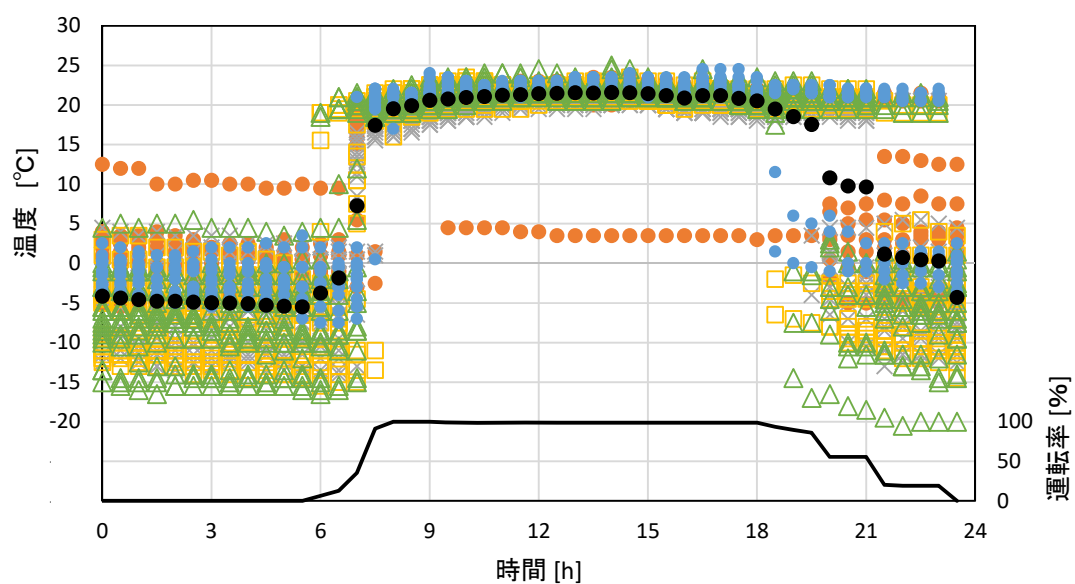


図 3.9 デイ女子便所 室外側排気口周辺空気温度（平均）と運転率
（黒丸が全期間の平均値。その他は各月の全データを示す。）

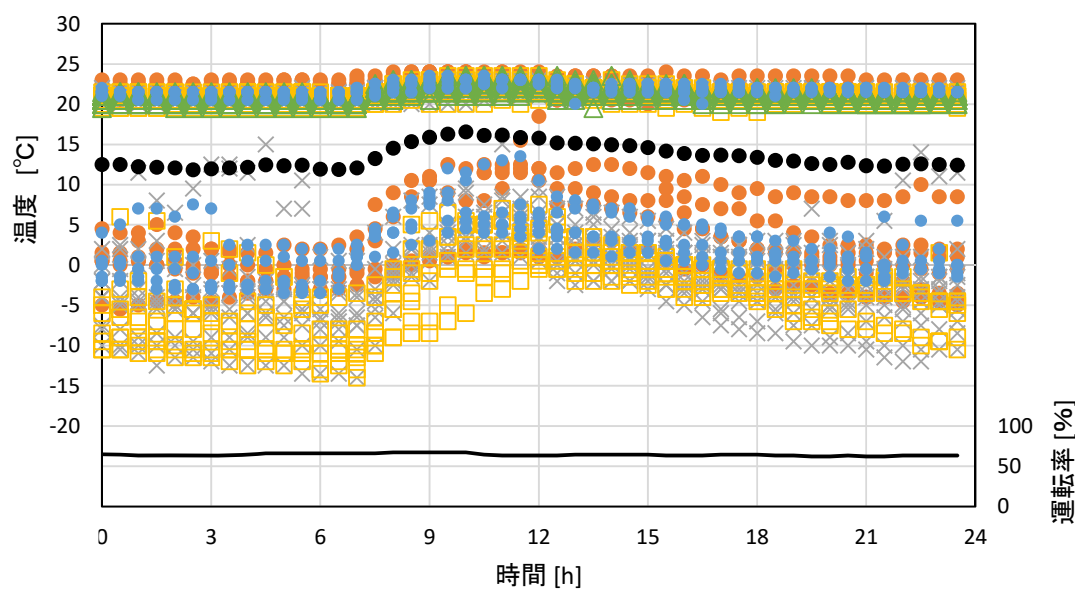


図 3.10 廊下女子便所 室外側排気口周辺空気温度（平均）と運転率
（黒丸が全期間の平均値。その他は各月の全データを示す。）

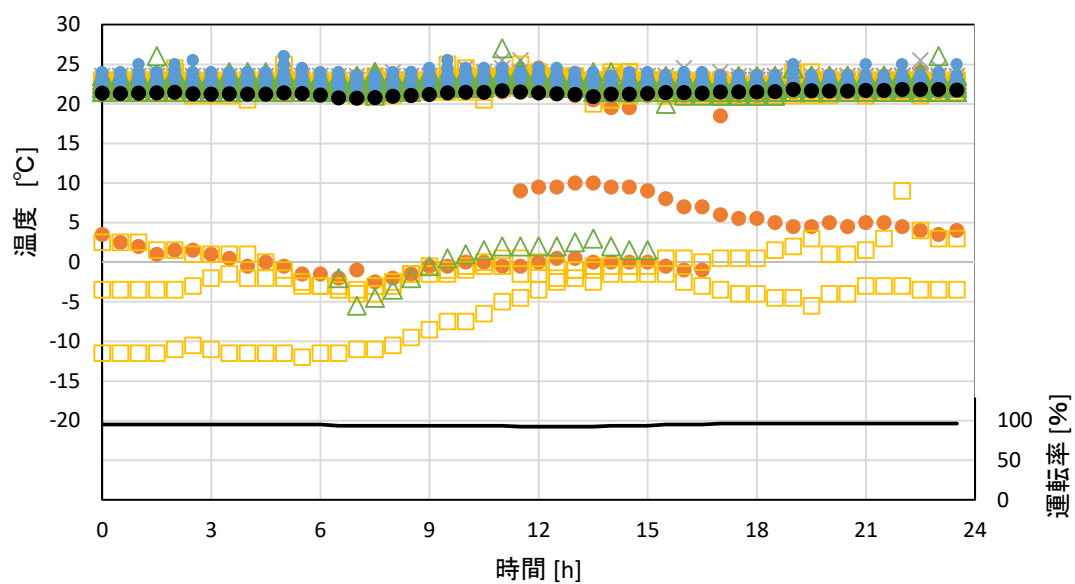


図 3.11 西女子便所 室外側排気口周辺空気温度（平均）と運転率
（黒丸が全期間の平均値。その他は各月の全データを示す。）

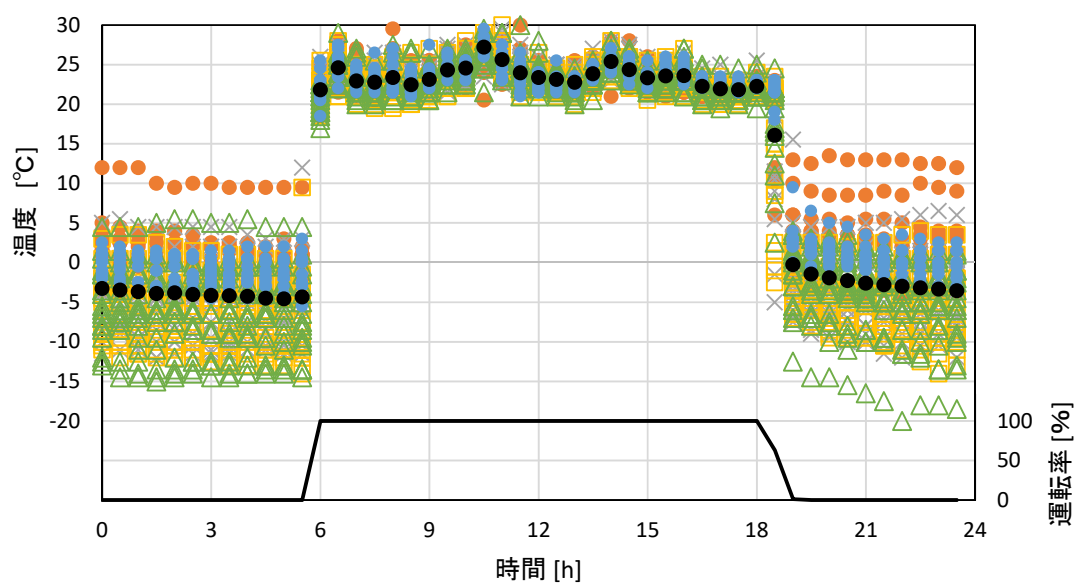


図 3.12 厨房 室外側排気口周辺空気温度（平均）と運転率
（黒丸が全期間の平均値。その他は各月の全データを示す。）

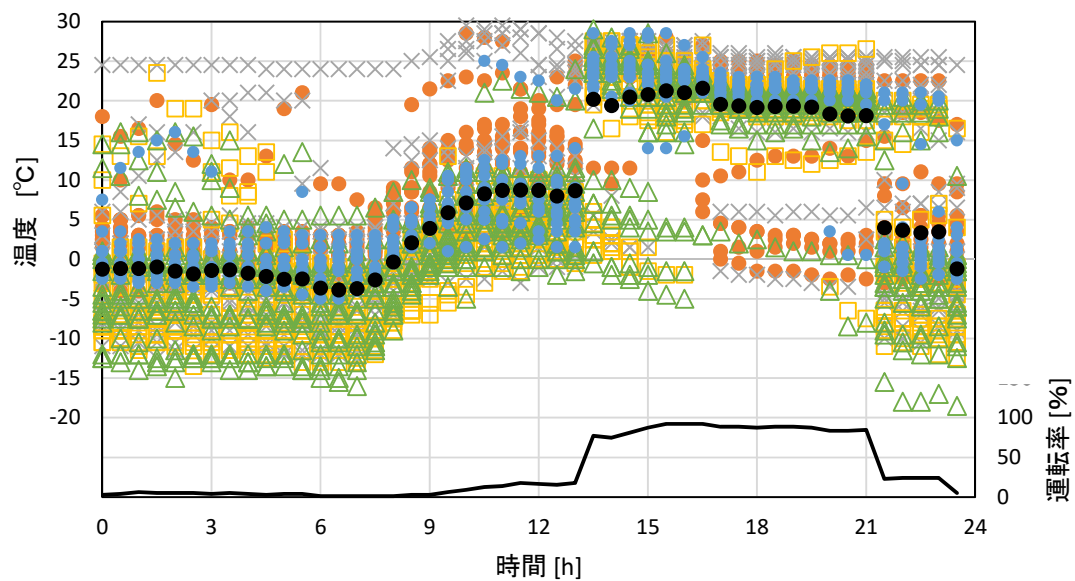


図 3.13 男子浴室 室外側排気口周辺空気温度（平均）と運転率
（黒丸が全期間の平均値。その他は各月の全データを示す。）

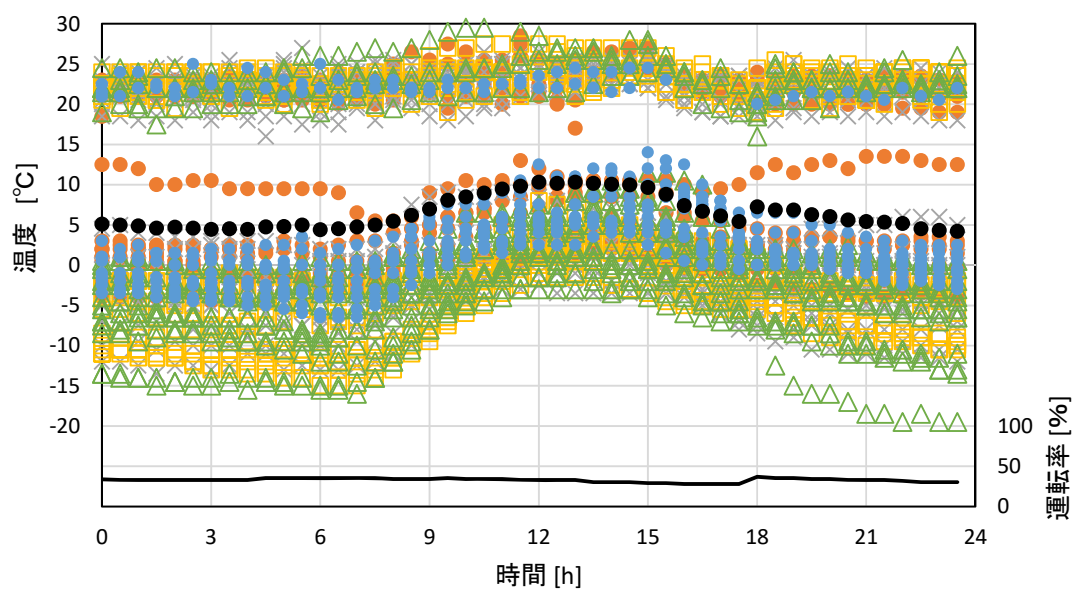


図 3.14 東 102 室外側排気口周辺空気温度（平均）と運転率
（黒丸が全期間の平均値。その他は各月の全データを示す。）

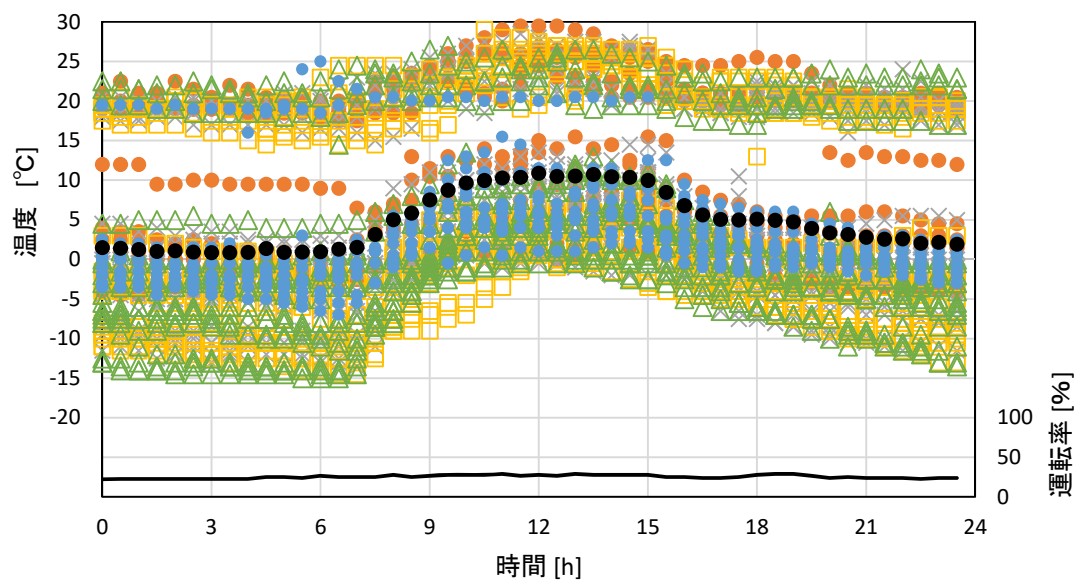


図 3.15 西 402 室外側排気口周辺空気温度（平均）と運転率
（黒丸が全期間の平均値。その他は各月の全データを示す。）

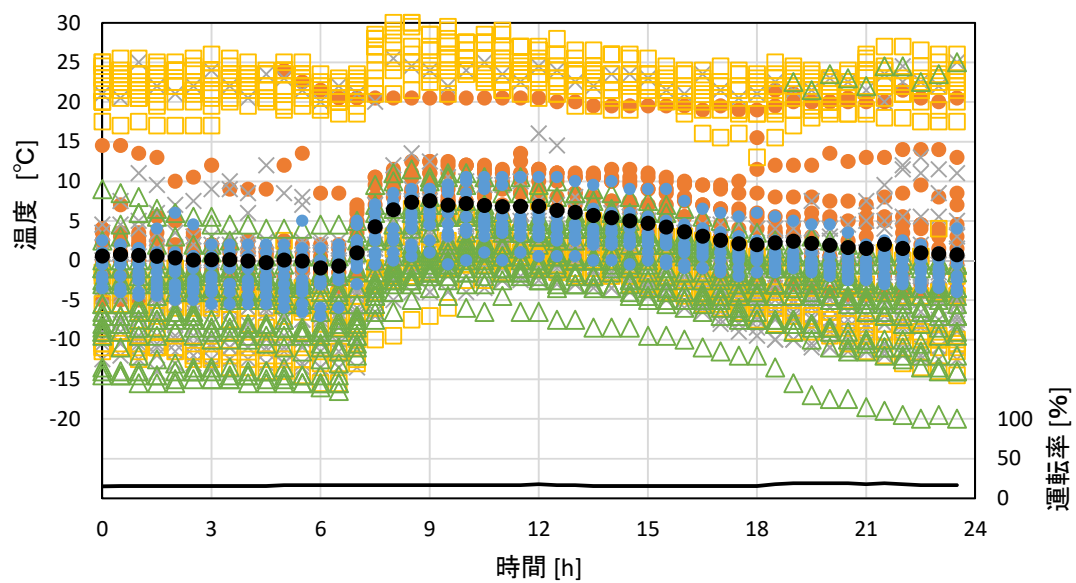


図 3.16 東 102 室外側排気口周辺空気温度（平均）と運転率
（黒丸が全期間の平均値。その他は各月の全データを示す。）

3.3 停止中の換気扇のダクトを通じた室内への外気の流入に関する検討

3.3.1 厨房換気扇による影響

居室の数点において、換気扇の室内側（グリル近傍）に取り付けた温度計によって、停止中の換気扇のダクトを通じた建物内への外気流入が生じているかを確認する（図 3.17～3.22）。

西ウィング・東ウィングの居室の室内側排気口周辺温度が、厨房換気扇の運転開始（午前 6 時）と運転終了（午後 7 時）に合わせて急低下・急上昇していることから、建物全域において停止中の換気扇のダクトを通じた外気流入が生じていることが示された。



図 3.17 西 402 室内側排気口周辺空気温度

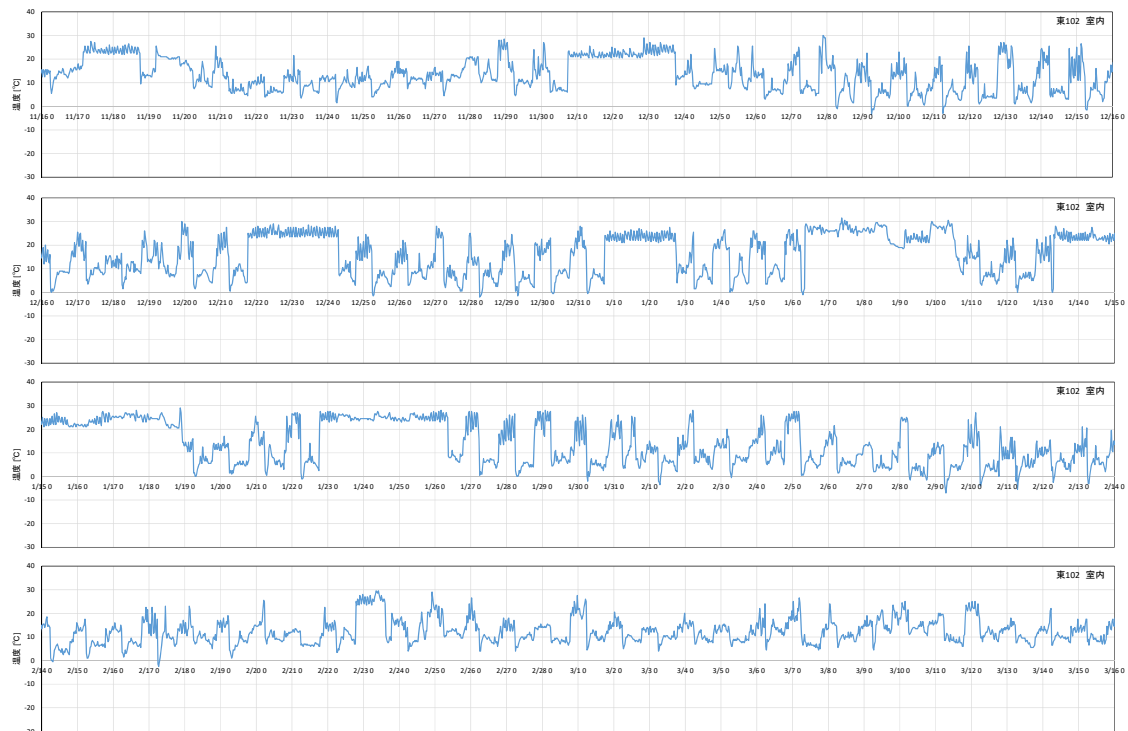


図 3.18 東 102 室内側排気口周辺空気温度

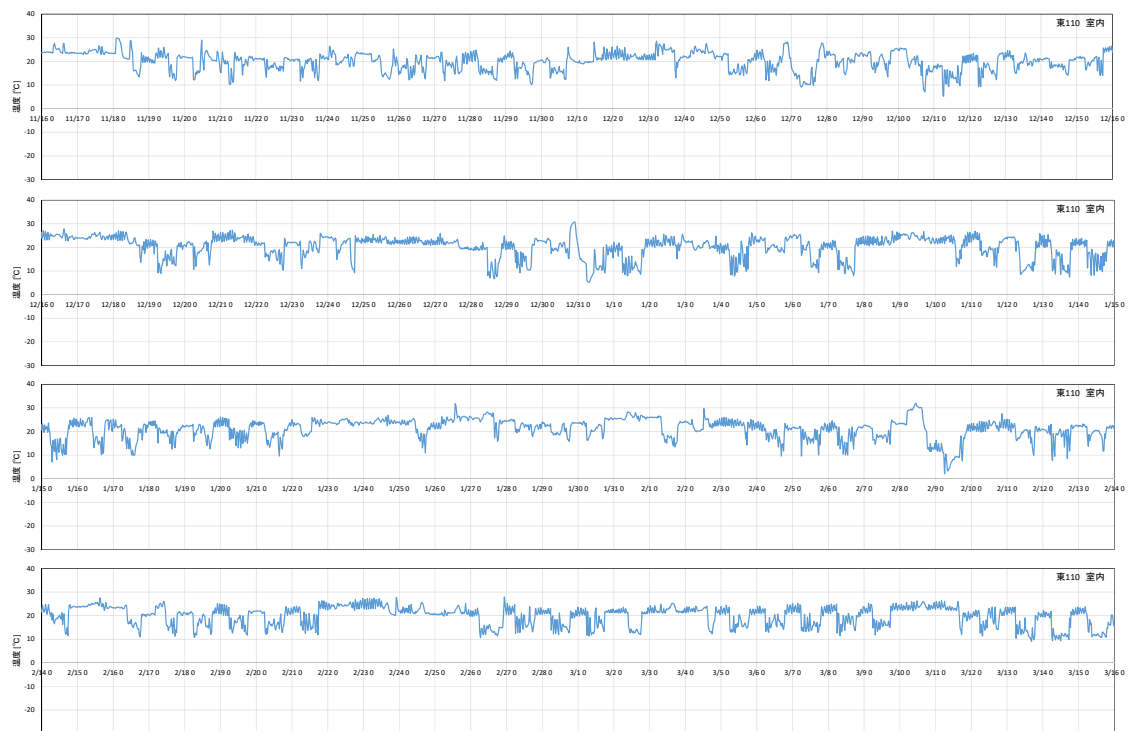


図 3.19 東 110 室内側排気口周辺空気温度

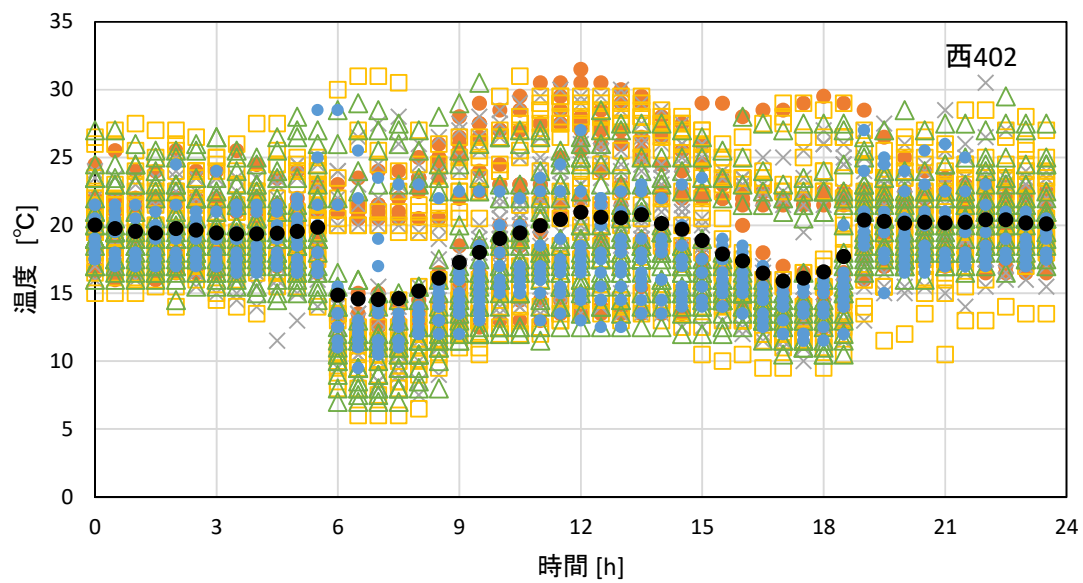


図 3.20 西 402 室内側排気口周辺空気温度（平均）

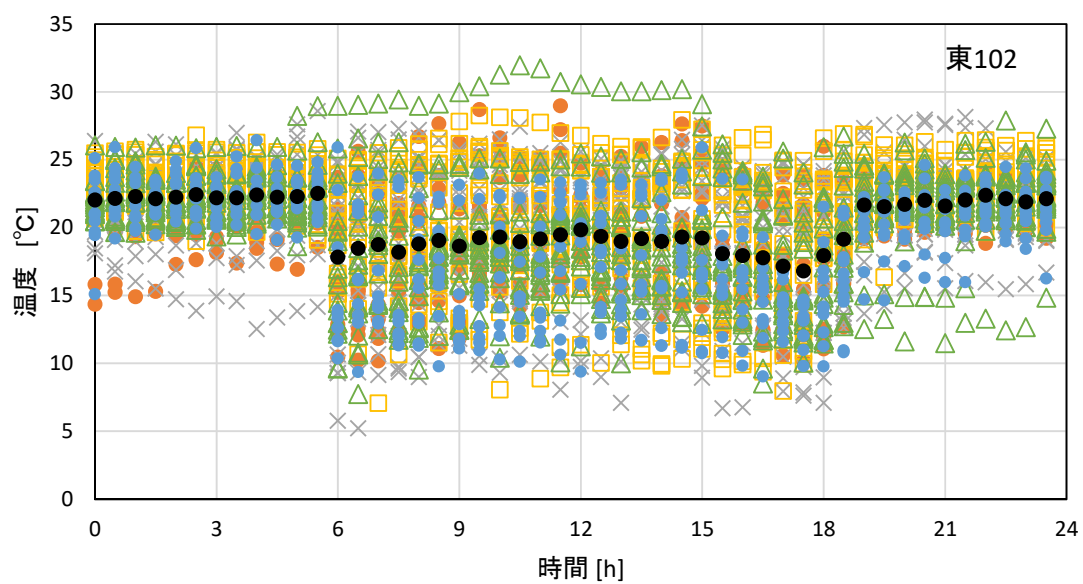


図 3.21 東 102 室内側排気口周辺空気温度（平均）

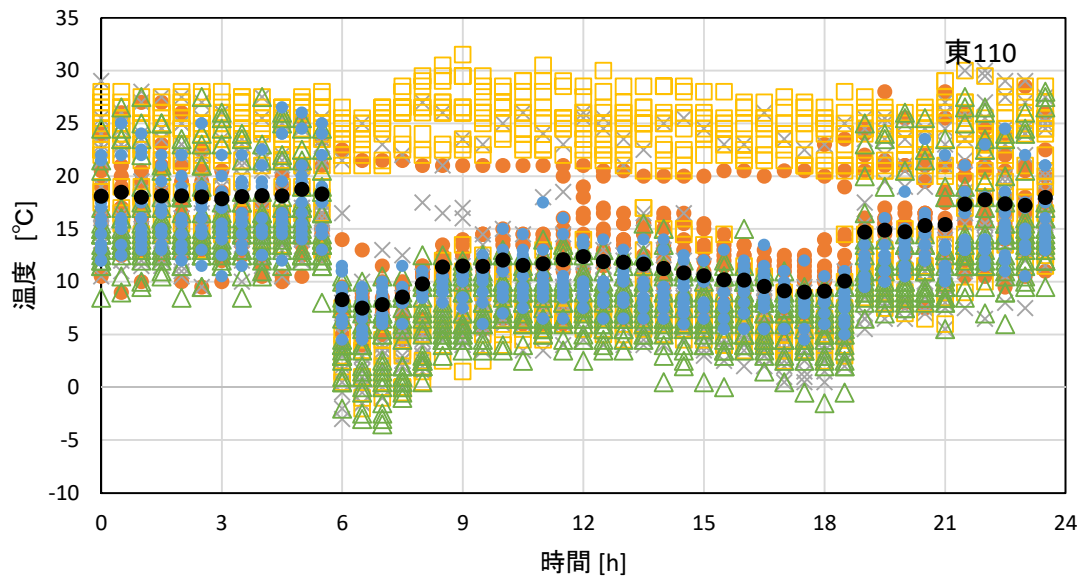


図 3.22 東 110 室内側排気口周辺空気温度（平均）

3.3.2 外部風の影響

外部風の風向データを用いて、外部風が換気扇の排気口に対して正圧か負圧かを判断し*、それぞれについて、風速と「換気扇の室内側排気口周辺温度と室外側排気口周辺温度の差」の関係を図 3.23～3.25 に示す。

- *西 402 室：外壁が南向きであり、外部風が真南なら正圧、真北なら負圧、他は除外した
- 東 102 室：外壁が西向きであり、外部風が真西なら正圧、真東なら負圧、他は除外した
- 東 110 室：外壁が東向きであり、外部風が真東なら正圧、真西なら負圧、他は除外した

外部風の影響があるとすれば、外部風速が大きくなるにつれ、排気口の両端の温度差が、正圧の場合小さくなり、負圧の場合大きくなるはずである。しかしながら、その傾向は見らない。停止中の換気扇のダクトを通じての空気移動に外部風が及ぼす影響は小さいといえる。

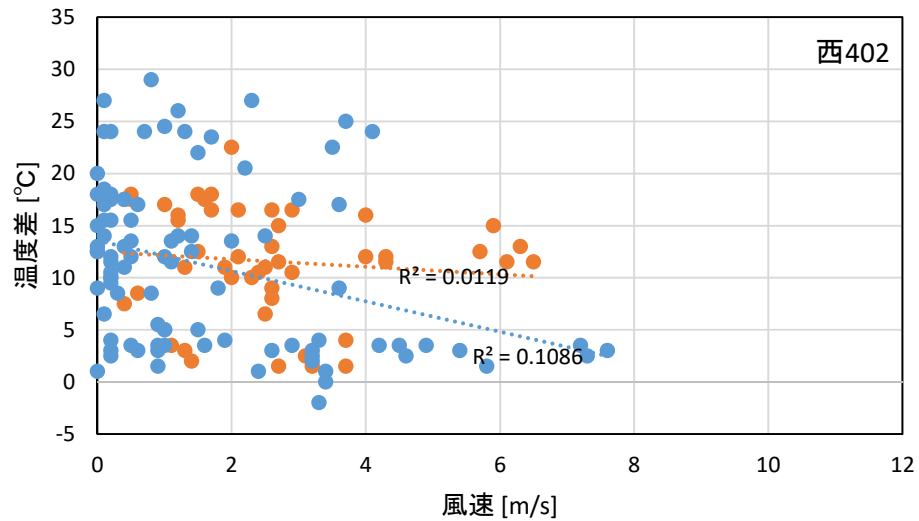


図 3.23 西 402 外部風の風速に応じた排気口における両端の空気温度の差

(外部風が排気口に及ぼす圧力

正圧 (外気流入側) 青丸 or 負圧 (外気流出側) オレンジ丸)

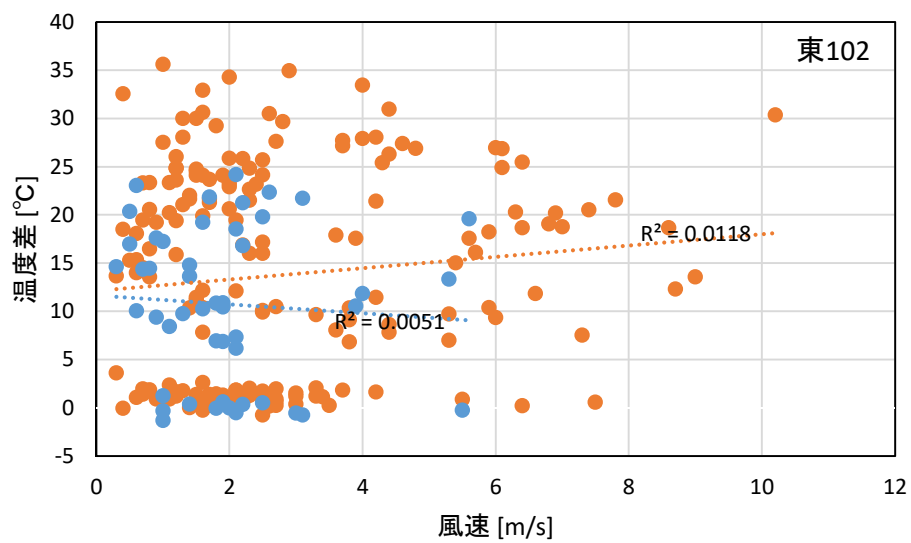


図 3.24 東 102 外部風の風速に応じた排気口における両端の空気温度の差

(外部風が排気口に及ぼす圧力

正圧 (外気流入側) 青丸 or 負圧 (外気流出側) オレンジ丸)

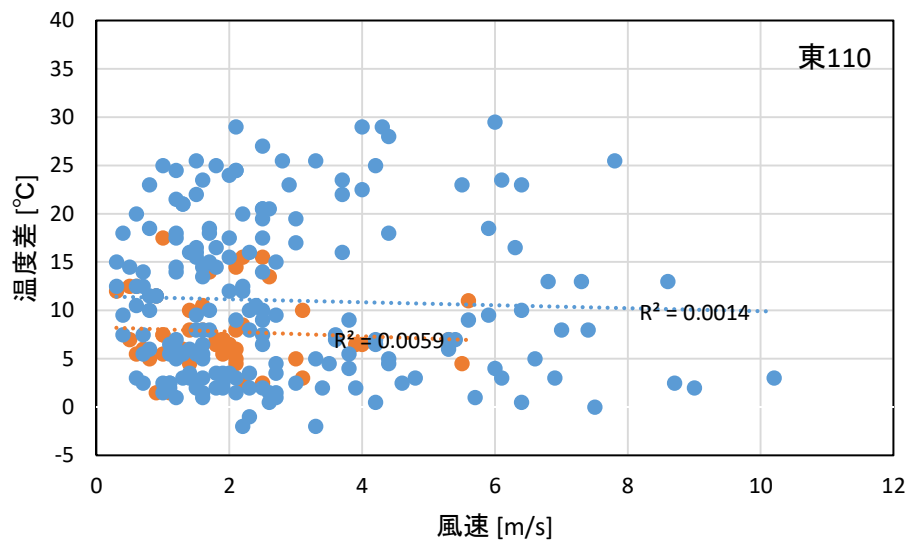


図 3.25 東 110 外部風の風速に応じた排気口における両端の空気温度の差
 (外部風が排気口に及ぼす圧力 (外部風が排気口に及ぼす圧力
 正圧 (外気流入側) 青丸 or 負圧 (外気流出側) オレンジ丸)

3.4 厨房換気扇の間欠運転実験とその解析

3.4.1 実験方法

通常は午前5時～午後7時まで連続運転させている厨房の換気扇を、2017年4月17日～2017年4月30日の午前8時15分～午前8時45分、午後0時30分～午後1時15分の間のみ停止することを試みた（施設の厨房担当者にON/OFFスイッチ操作を依頼した）。

3.4.2 実験結果（厨房換気扇の停止による室内二酸化炭素濃度の変化）

通常運転時と間欠運転時に測定された二酸化炭素濃度の一例を図3.26に示す。4月11日の実測値には、午前6時ごろと、午後6時30分ごろに変化が生じている。一方、間欠運転を行った4月18日は、午前6時・午後7時の変化に加え、午前8時ごろと正午ごろにも変化を生じている。

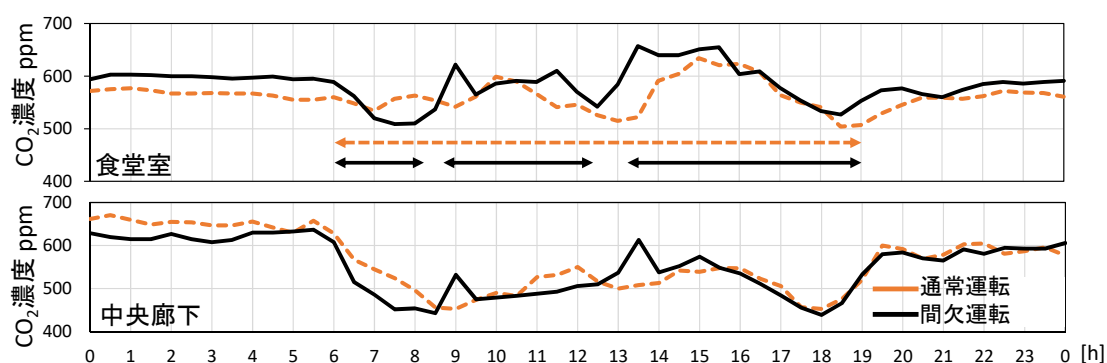


図 3.26 室内の二酸化炭素濃度の実測値

(4月11日通常運転・4月18日間欠運転) (食堂室・中央廊下)

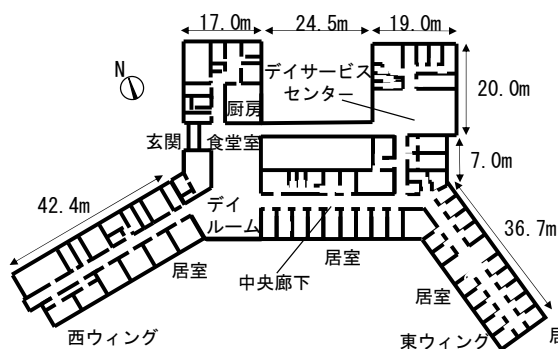


図 3.27 建物の平面図

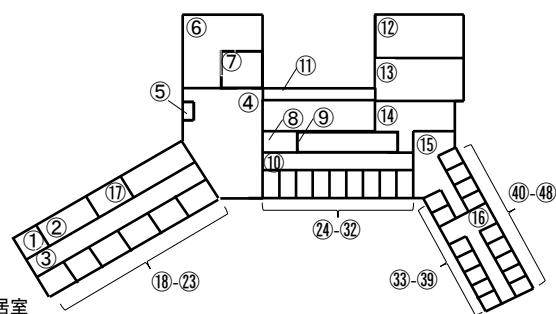


図 3.28 多数室換気計算に用いる室モデル

3.4.3 計算条件

(1) 多数室換気計算

2017年4月11日(火)午前0時～4月12日(水)午前0時(厨房換気扇：通常運転)と、2017年4月18日(火)午前0時～4月19日(水)午前0時(厨房換気扇：間欠運転)を対象日時とする。対象建物を図3.28のように48室に分割し、圧力仮定法を用いて、1時間ごとに計算する(表3.1の(1)、(2)式)。外壁の隙間を通る空気の流量と、その他の開口における流量はそれぞれ、表3.1の(2)式を用いる。各室の温度は、建物内39点で測定されたものを利用し、外気については、観測所で測定されたものを利用する。温度の測定点が存在しない室(室②、⑦、⑨、⑪～⑮、⑲～⑳、㉓～㉗、㉙～㉛)に関しては、性状の近いと想定される別の室の温度を利用する。外気流入による温度低下の影響は考慮しない。換気扇は、建物内に計95個備え付けられており、その稼働時間は、実地調査に基づいて決定した。また、排気量についても、実地調査時に機種を特定し、それぞれの室内外の差圧、ダクトの圧力損失を加味し、ファンの特性曲線より決定した。厨房の換気扇は、前述のスケジュールで稼働を想定し、設備図面に記された排気量(6000m³/h)を与える。図29に運転を想定した換気扇と、その基準排気量(機外静圧6mmAq時)、運転時間を記す(図中の●は、換気扇を表している)。外部風の影響については、気象庁のデータを用い、外部風向と壁面の角度により、風圧係数を決定した。室間の微小開口として、扉の隙間と、通路の床から天井までの断面を考慮する。また、外気との微小開口として、停止中の換気扇のダクトと、相当隙間面積(C値：2.0cm²/m²)に応じる隙間を考慮する。表3.2に開口条件の一例を示す。

(2) 室内二酸化炭素濃度

換気計算より得た流量を用い、各室の二酸化炭素収支式を解く(表3.1の(3)式)。発生量³⁾は、年齢・性別・代謝量により変化させた値に実地調査から推定した在室人数(表3.3)を掛けた値を与える。表3.4に高齢者・スタッフそれぞれの二酸化炭素発生量を示す。外気の二酸化炭素濃度は、400ppm一定とする。初期条件として、4月18日の0時の室内二酸化炭素濃度を使用する。空気密度は、各室の温度により変化させる。(表3.1の(4)式)

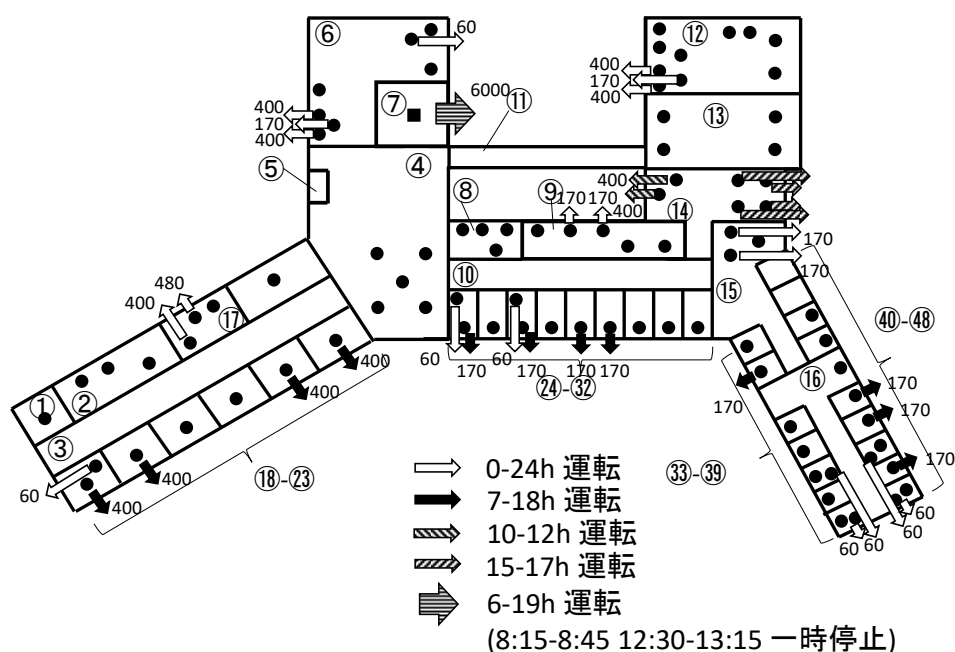


図 3.29 換気扇の設置位置と排気量、運転時間

表 3.1 計算式一覧

$0 = -\sum_{j=0}^{jmax} (Q_{n,ij}\rho_i - Q_{n,ji}\rho_j) - \rho_i Q_{mi}$	(1)
$Q_{n,ij} = \sum_{n=1}^{nmaxi} sign(\Delta P_{n,ij}) \alpha_n A_n (2 \Delta P_{n,ij} /\rho_i)^{1/2}$	(2)
$V\rho_i \frac{\partial C_i}{\partial t} = -\sum_{j=0}^{jmax} (Q_{n,ij}\rho_i C_i - Q_{n,ji}\rho_j C_j) + M_i$	(3)
$\rho_i = \{353/(273 + \theta_i)\}(F/101.3)(1 - 0.378f/F)$	(4)
$sign(\Delta P_{n,ij})$: i 室と j 室の間の開口 n の前後で i 室の圧力が大きい時+1, それ以外の時 0, $Q_{n,ij}$: 開口 n における i 室から j 室への空気流量 [m^3_{air}/s], α: 流量係数 [-], A: 開口面積 [m^2], ρ: 空気密度 [kg_{air}/m^3_{air}], ΔP: 開口前後の圧力差 [Pa], Q_m: 機械換気による排気量 [m^3_{air}/s], V: 空気体積 [m^3_{air}], C: 二酸化炭素濃度 [m^3_{CO2}/m^3_{air}], M: 二酸化炭素発生量 [m^3_{CO2}/s], θ: 温度 [$^{\circ}C$], F: 大気圧 [kPa], f: 水蒸気圧 [kPa] (添え字) i, j: 室番号 (j=0 は外気), n: 開口番号, jmax: 室数, nmaxi: 室 i の開口数	

表 3.2 開口条件例 (室 22)

	面積 (A) [m^2]	α [-]	高さ [m]
外壁 隙間	0.003/0.003	0.6/0.6	0.75/0.75
	0.003/0.003	0.6/0.6	2.25/2.25
換気扇	0.0/0.017	0.0/0.08*	3.00/3.00
扉隙間	0.164/0.073	0.6/0.6	0.938/2.375
	0.164/0.073	0.6/0.6	0.313/1.125
*ダクト内の換気扇本体の抵抗を考慮した推定値 (0.08) 運転中に、開口として扱わないための便宜的な値 (0.0)			

表 3.3 在室人数例

	0-7[h]	7-18[h]	18-24[h]
食堂室 (室④)	0/0	29/6	0/0
中央廊下 (室⑩)	0/0	0/2	0/0
203 室 (室⑳)	2/0	1/0	2/0
表内の数字は利用者とスタッフを表す。(利用者/スタッフ)			

表 3.4 人からの二酸化炭素発生量

	男性	女性
高齢者 (静座)	0.014	0.009
スタッフ (歩行)	0.019	0.012

3.4.4 計算結果（図 3.30）

食堂室（室④）については、厨房換気扇の停止による二酸化炭素濃度の上昇が再現されているが、中央廊下（室⑩）や東廊下（室⑬）では、差が明確でない。

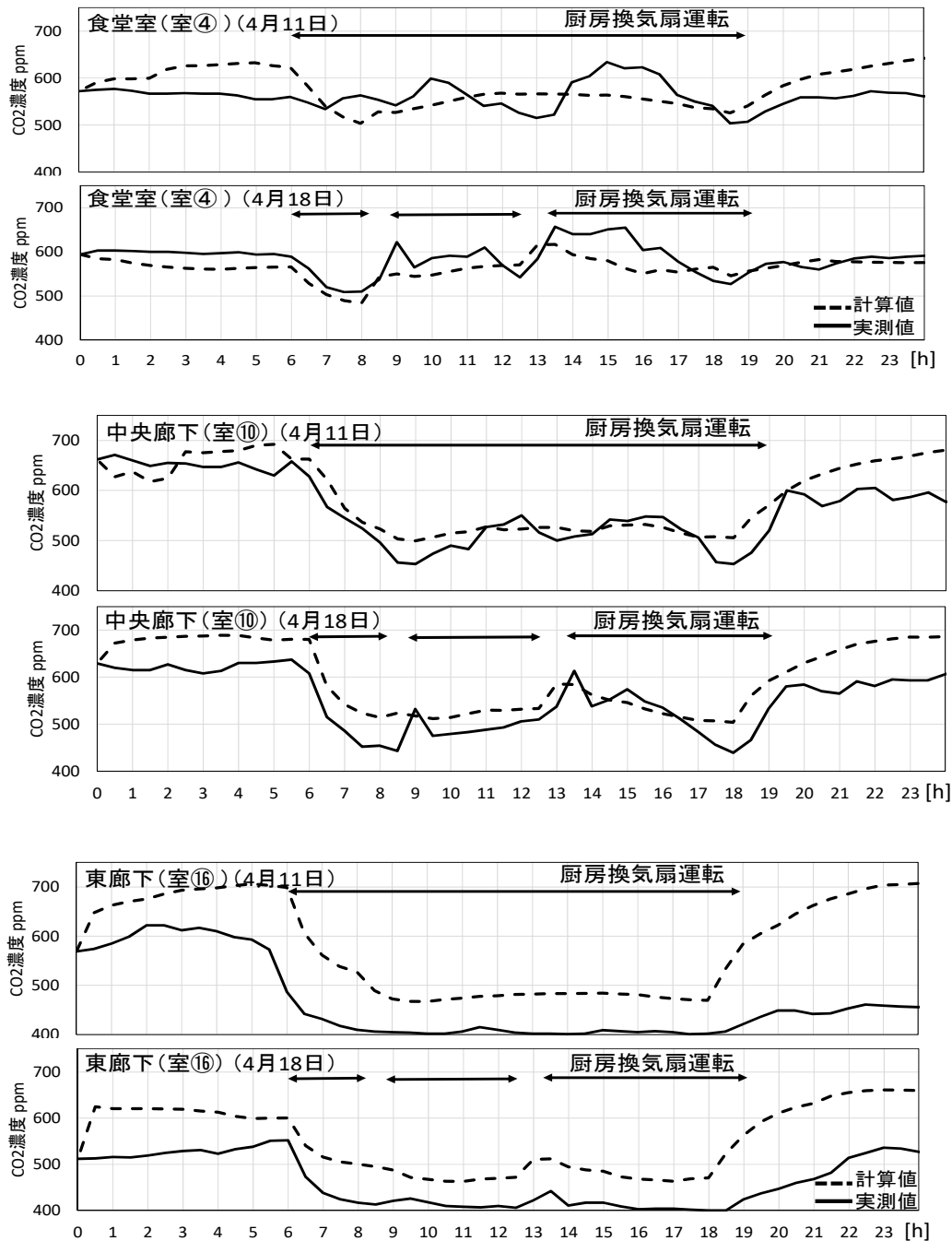


図 3.30 中央廊下と食堂室、東廊下の二酸化炭素濃度の計算値と実測値
(4月11日：通常運転 4月18日：間欠運転)

3.5 まとめ

低湿度や隙間風といった対象施設の室内環境の問題点を改善するために、換気扇による機械換気の実態について調査を行い、特に換気量の大きい厨房の換気扇の運転方法を変更した場合について調査と換気計算の両面から検討を行った。

- (1) 換気扇に接続されたダクトの外気側末端における気温を冬期全体にわたり連続測定し、換気扇の ON・OFF の時間的变化を推定した。浴室や厨房、便所の換気扇は 1 日の運転・停止の周期性があるが、入所者の居室に関しては、特定の傾向が読み取れないことが示された。施設全体の換気解析を行う際の基礎データが得られた。
- (2) 換気扇に接続されたダクトの室内側末端（天井のグリル部分）で同様に気温を連続測定し、外気側末端のデータと合わせて見ることで、換気扇を停止している際に、換気扇のダクトを通じて外気が室内へと逆流し、コールドドラフトを引き起こしていることを示した。また、この現象に対する外部風の影響は大きくないことを合わせて示した。
- (3) 通常は日中に連続運転を行っている厨房換気扇を、施設の管理者に依頼して間欠的に運転した場合の室内二酸化炭素濃度の変化を実測した。厨房換気扇を OFF にしている時間帯では、その居室の外気導入量が減少し、二酸化炭素濃度が上昇するという現象が建物内の全域にわたって見られた。よって、厨房換気扇が建物全域に影響を及ぼしていることが確認できた。さらに、厨房換気扇を間欠的に運転する場合の解析モデルを作成し、再現を試みた。一部の室について二酸化炭素濃度の変化を再現できていないが、厨房換気扇の連続・間欠運転時の差は概ね再現可能であることを確認した。

第4章 地下空間の熱水分環境の改善と室内調湿への利用

4.1 現状と調査目的

施設Ⅱの配管用の地下ピットは、年間を通して高温・高湿の状態に保たれている。これまでの測定により、湿潤状態は周辺地盤からの水の浸入によるもの、30℃前後の高温は温水・給湯配管からの熱ロスによるものであると推定されている。

本年度は、このような推定の妥当性を検討するため、地盤と地下空間を合わせたシステムに対する熱と水分の移動モデルを作成することを目指し、その「準備段階」として地下空間の温湿度、配管系温度、地盤の水分ポテンシャルのデータ取得・蓄積を主たる目的とし、主に床下の敷砂の含水率や水分化学ポテンシャルの挙動の測定結果と考察を行う。

4.2 床下の温湿度測定箇所

地下ピットの洗濯室床下を中心に温湿度、代表的な空間における地盤の水分ポテンシャルを測定・記録する。

床下の床面は、地盤の上にビニルシートが敷かれ、その上に砂が敷き詰められている。このシートは、床の基礎立ち上がり近くで切れている。ビニルシートそのものは透水性が非常に小さいと考えられるが、端部は地盤からの水分の浸入経路となり得ると考えられる。

洗濯室床下の北側のビニルシートが切れている基礎立ち上がり近くの砂と、床下中央に近い場所の砂の5cm程度の深さに、それぞれ、含水率計、水分化学ポテンシャル計を設置した。

4.3 床下の温湿度、床下敷砂の含水率・水分化学ポテンシャルの測定結果と考察

4.3.1 床下温湿度

図4.1～4.3に床下温度、相対湿度、絶対湿度の変動を示す。

図4.1より、床下温度は、年間を通じて温度が高く、図4.2より、床下相対湿度は夏期に最大90%程度、冬期に最低で70%程度となっている。

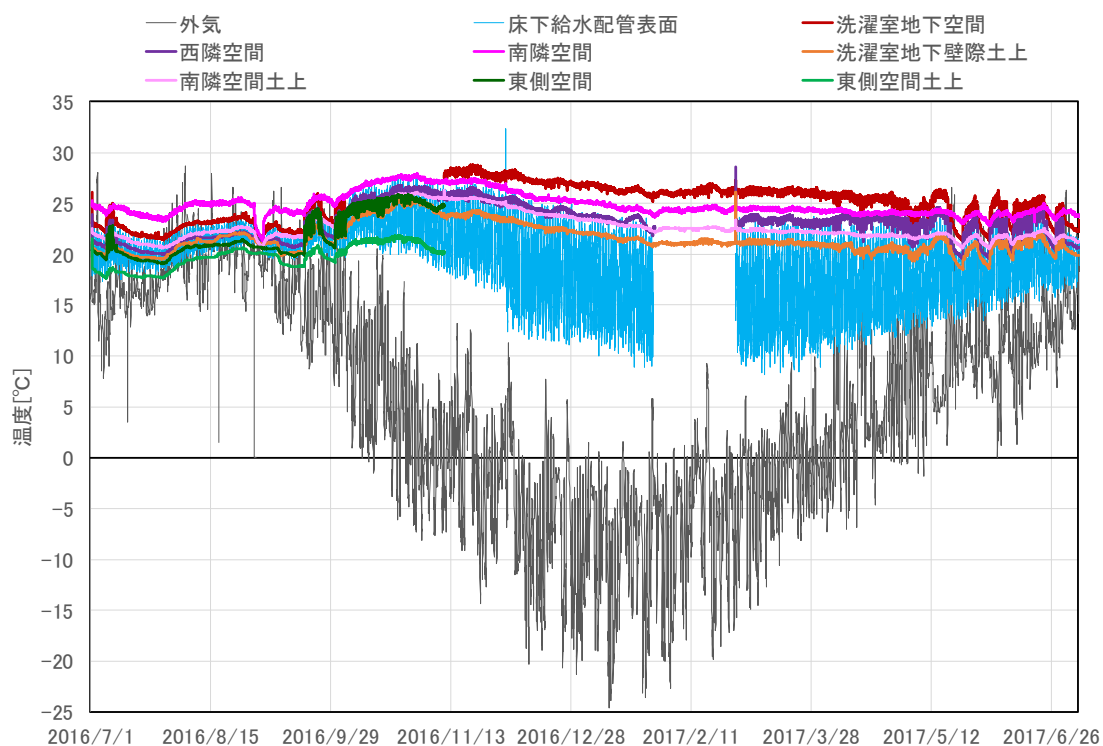


図 4.1 床下の温度変動（2016 年 7 月 1 日から 2017 年 7 月 6 日）

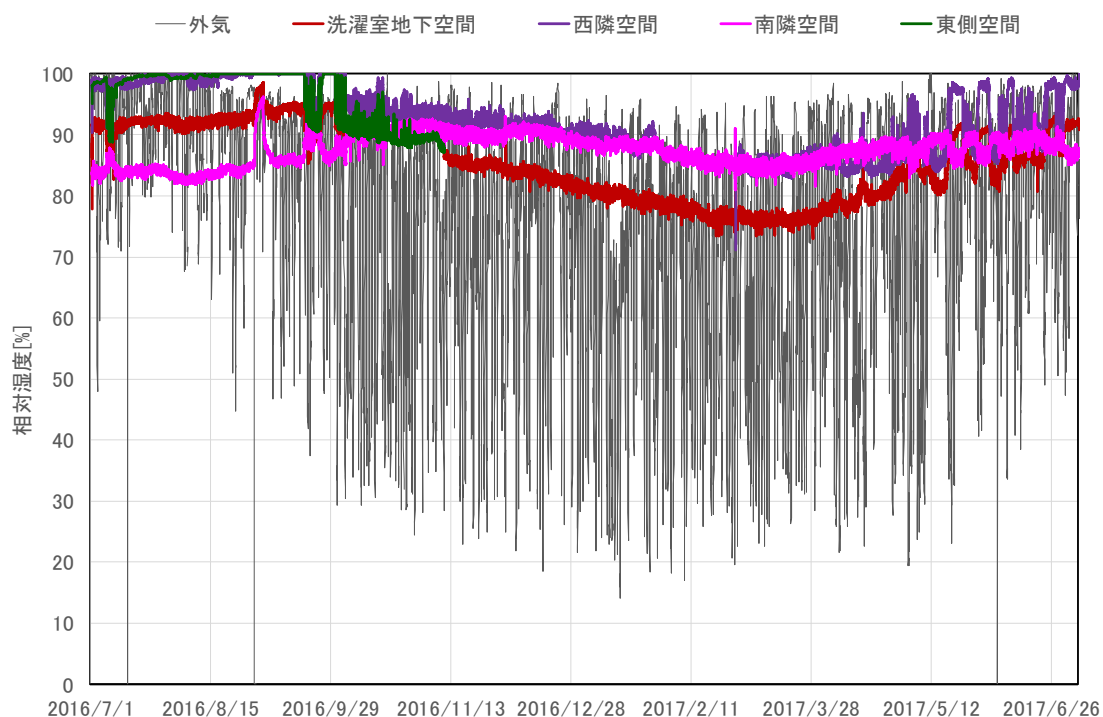


図 4.2 床下の相対湿度変動（2016 年 7 月 1 日から 2017 年 7 月 6 日）

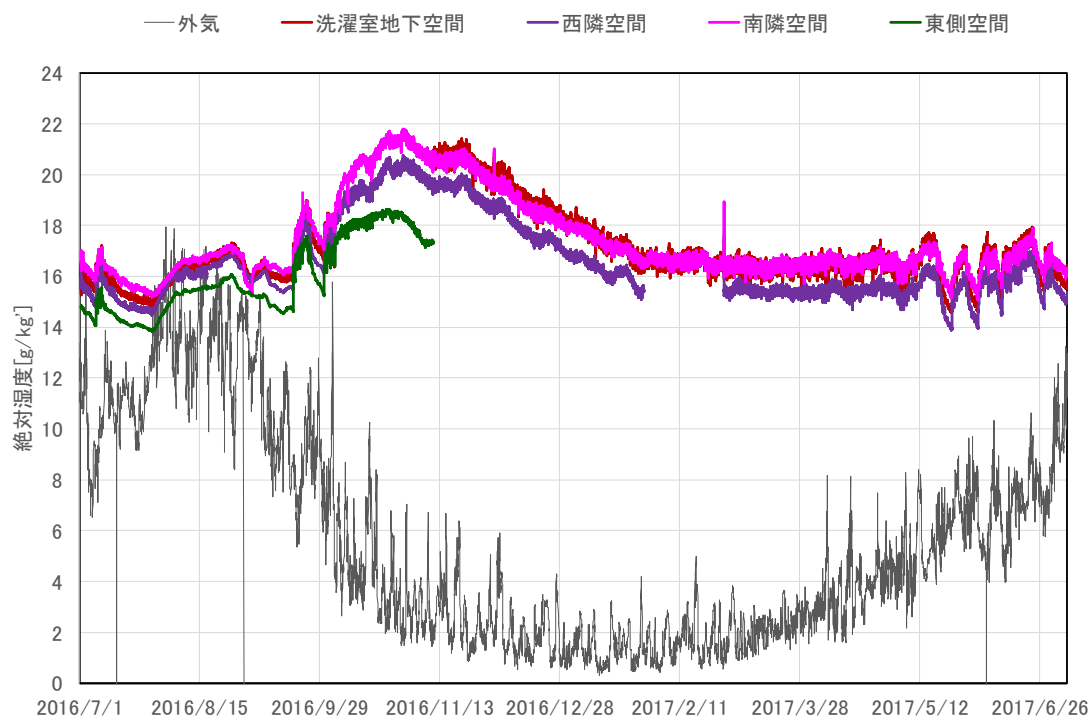


図 4.3 床下の絶対湿度変動（2016 年 7 月 1 日から 2017 年 7 月 6 日）

4.3.2 床下敷砂等の含水率・水分化学ポテンシャル

図 4.4 に洗濯室床下の含水率と水分化学ポテンシャルの変動を示す。測定は 2016 年 7 月 1 日～2017 年 7 月 6 日のものであり、2016 年 9 月 23 日から 2017 年 2 月 26 日は欠測した。

図より、水分化学ポテンシャルは、床下基礎立ち上がり近く（以下基礎近く）は飽和に近い高い値を示しているが、床下中央（以下中央）は、2017 年 2 月から 4 月前半はやや低く乾燥気味ではあるが、それ以外は湿潤である。特徴的なのは、4 月中旬に一気に値が大きくなり湿潤に向かう所である。含水率は、基礎近くは 15%程度の値に対して、2017 年 2 月から 4 月が安定しているのに対して、他の時期は一時的な上昇と下降が頻繁におきている。床下中央は、2017 年 2 月から 4 月は、5%と低い値となるが、それ以外は基礎近くと同様の 15%程度で安定している。

図 4.5 に、2017 年 6 月 1 日～2017 年 7 月 6 日の含水率と降雨量の比較を示す。図より、降雨後に基礎近くの含水率の増加しており、降雨量の多い 6 月 1 日や 22 日は、基礎近くの含水率が大きく上昇し、併せて中央の含水率も増えている。降雨後に建物周囲の地盤の含水率が上昇し、それが基礎近くから床下に侵入し、床中央部位の含水率を上昇させていると考えられる。図 4.6 に、2016 年 2 月 27 日～2017 年 5 月 1 日の期間の含水率と降雨量の比較を示す。図より、端部の緩やかな含水率上昇が 3 月 4 日、18 日に認められるが、降雨後ではなく降雨前である。一方、4 月 12 日、18 日は降雨後に含水率が上昇しており、図 4.5 と同じ原因と考えられる。

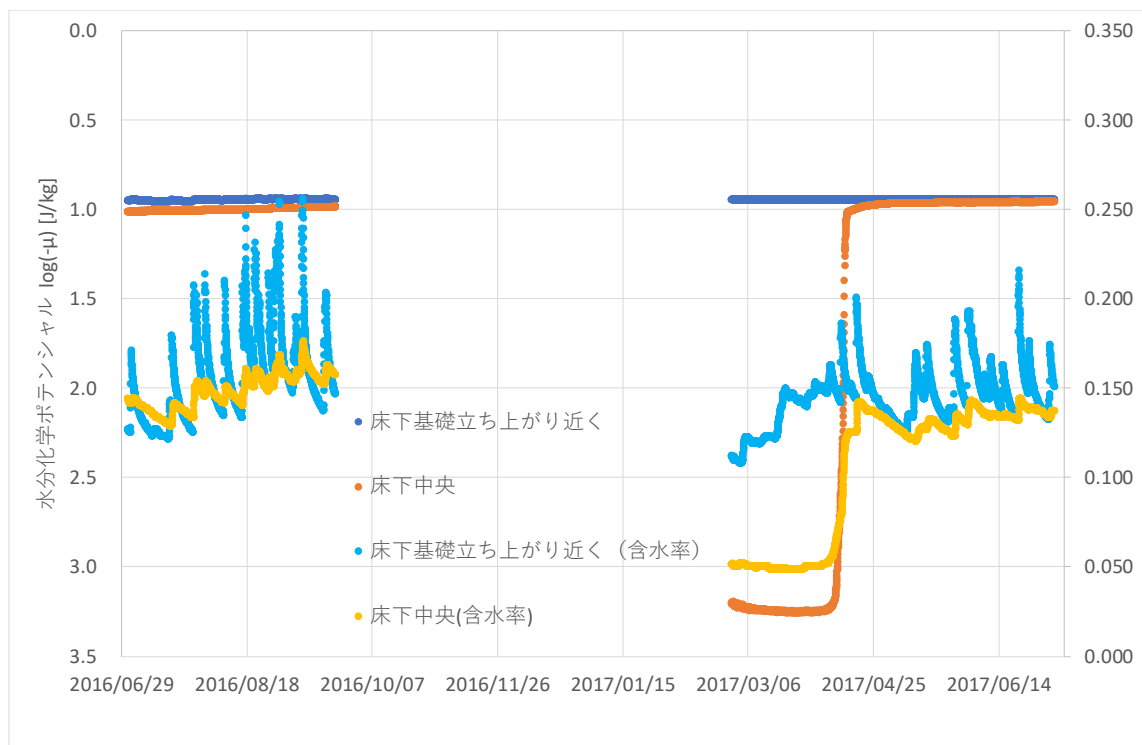


図 4.4 床下の敷砂の含水率と水分化学ポテンシャルの変動
(2016 年 7 月 1 日～2017 年 7 月 6 日※2016 年 9 月 23 日から 2017 年 2 月 26 日は欠測)

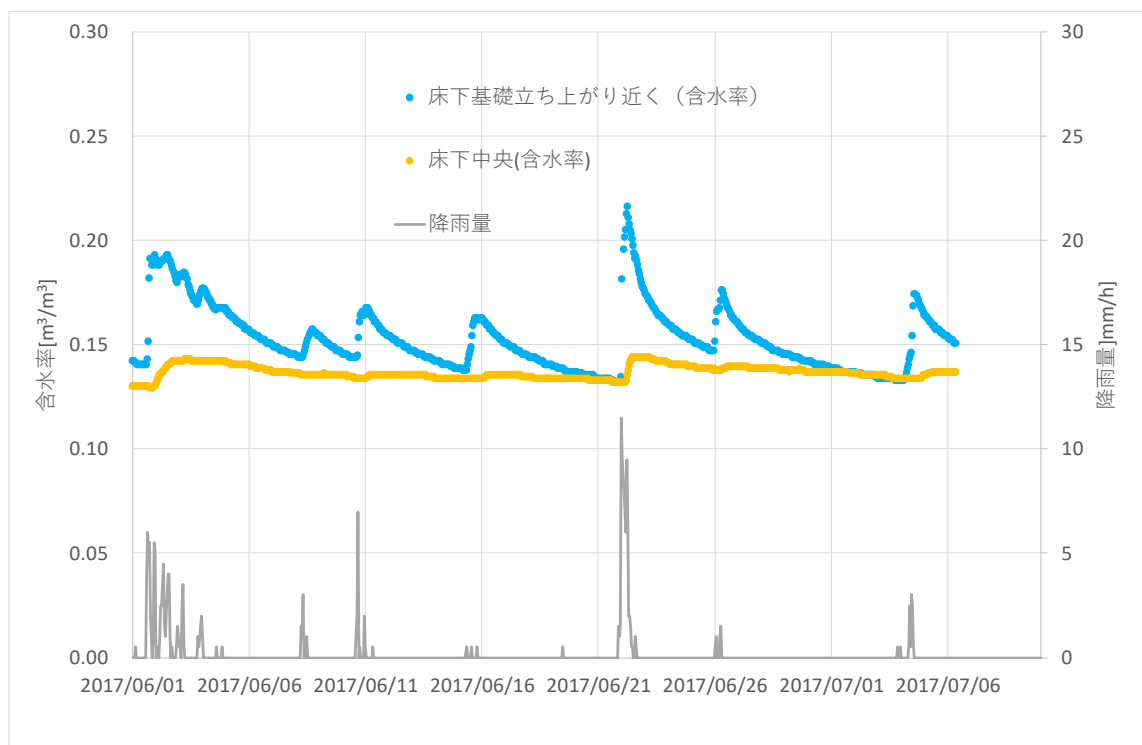


図 4.5 床下の敷砂の含水率と降雨量の比較 (2017 年 6 月 1 日～2017 年 7 月 6 日)

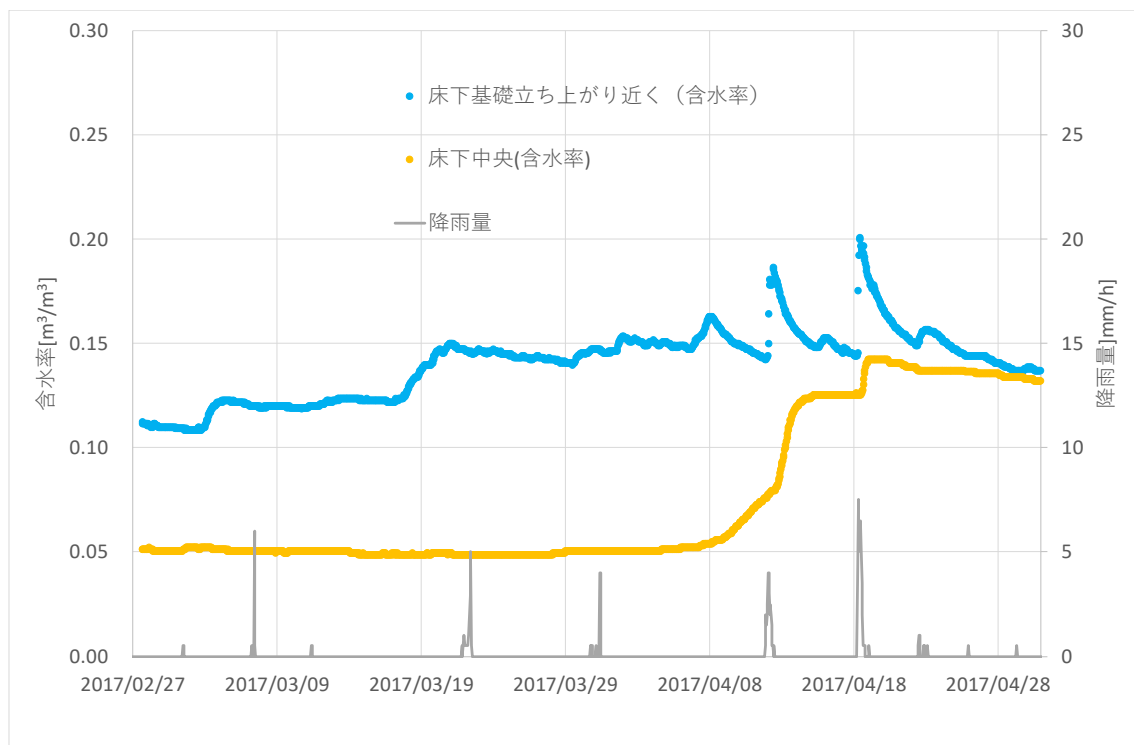


図 4.6 床下の敷砂の含水率と降雨量の比較 (2017 年 2 月 27 日～2017 年 5 月 1 日)

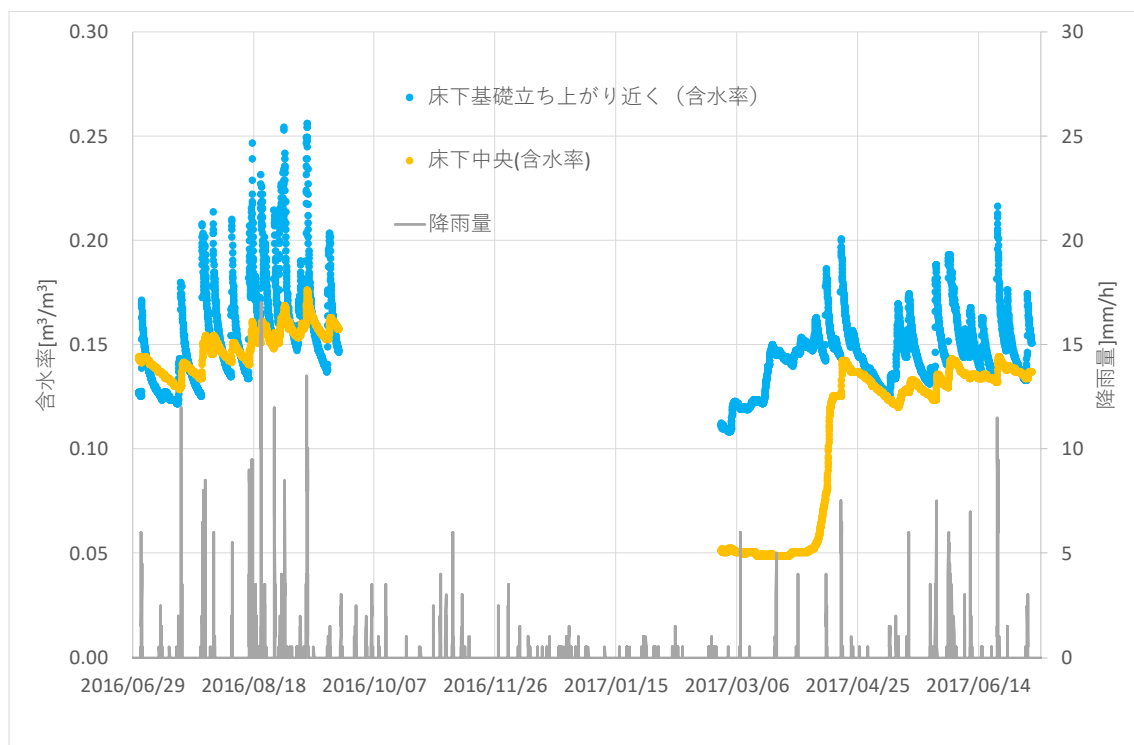


図 4.7 床下の敷砂の含水率と降雨量との関係
(2016 年 7 月 1 日～2017 年 7 月 6 日※2016 年 9 月 23 日から 2017 年 2 月 26 日は欠測)

図 4.7 に、2016 年 7 月 1 日～2017 年 7 月 6 日の床下の敷砂の含水率と降雨量の比較を行う。2016 年の 7 月から 9 月までは図 4. 5 の特徴と同様の結果が得られている。

次に、図 4.8 に 2017 年 2 月から 7 月までの床下の敷砂の含水率と外気温の比較を示す。

図より日平均気温が 0 度を上回る 3 月 3 日、18 日、29 日、4 月 5 日直後に床下端部近くの含水率が上昇している。これは融雪が地盤内部に浸透し含水率を上昇させたものと考えられる。特に、4 月 5 日以降は日平均気温が常に 0℃を上回り、端部の含水率が上昇し、それに併せて床下中央の含水率が上昇しており、4 月中旬の含水率上昇は、融雪による影響が大きいと考えられる。図 4.9 に床下の敷砂の水分化学ポテンシャルと気温の関係を示す。こちらも含水率と同様の結果となっている。

一方、2 月から 4 月の冬期は、床下中央の含水率は下がっている理由としては、冬期の降雨は積雪であり、地盤への浸透が抑制され、床下への供給が抑えられていることが考えられる。これは、この間の床下の相対湿度が下がる傾向と一致している。、床下の水蒸気が下がる理由としては、図 4.8 に示すように、床下端部の温度が低いことからその部位の飽和絶対湿度が、床下空気の絶対湿度より低く、そこに吸湿されることと、床の隙間を通じて、若干室内に一部漏れ出てきている可能性も考えられる。

以上から、床下空間の湿度が上昇する要因は、床下端部から進入する水分の影響と考えられ、主に降雨と融雪の浸透水と考えられる。冬期の降雪時には、地盤からの床下への水分浸透がほとんどなくなるため、床下の湿度がやや下がると考えられる。

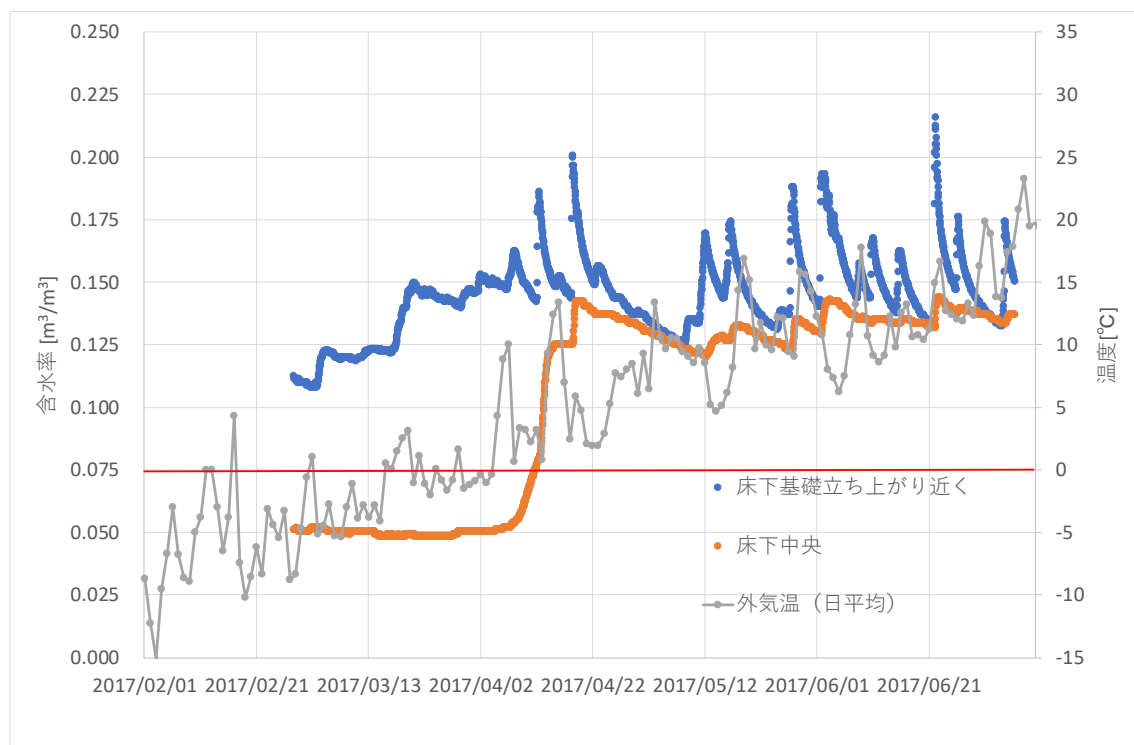


図 4.8 床下の敷砂の含水率と気温の関係

(2016 年 7 月 1 日～2017 年 7 月 6 日※2016 年 9 月 23 日から 2017 年 2 月 26 日は欠測)

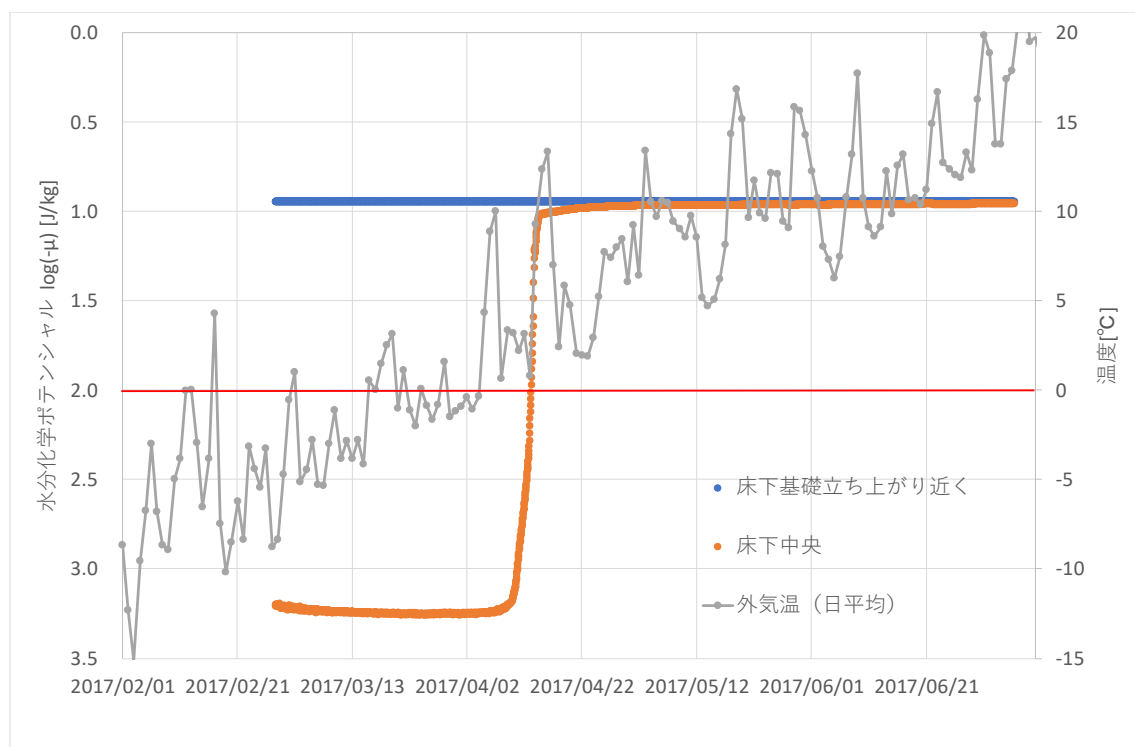


図 4.9 床下の敷砂の水分化学ポテンシャルと気温の関係
(2016 年 7 月 1 日～2017 年 7 月 6 日※2016 年 9 月 23 日から 2017 年 2 月 26 日は欠測)

4.4 まとめ

施設 の地下ピットは、年間を通して高湿の状態に保たれている。床下の湿度、敷砂の含水率と水分化学ポテンシャルの測定結果と、降雨量、外気温との関係について比較検討を行い、湿潤状態は降水や融雪水が周辺地盤を通じて、床下の端部から床下の敷砂に浸入することによるものであることが分かった。また、敷砂から床下空間に蒸発した水蒸気の一部が地盤に戻ることが生じていることも確認された。

床下空間相対湿度を下げるために、地盤からの水分の浸入を抑えることと、流入した水分の排出が考えられる。前者については、床下端部近くの防水処理を行うことと、建物の屋根排水などの雨水処理システムにおいて課題がないかどうか確認することが考えられる。また後者の流入した水分を除去するためには、床下と外気の間での換気で排出することが考えられるが、床下の水分を室内の加湿源として利用することも効果的と考えられる。室内の低湿化はこの建物の課題といえ、室内と床下の課題の両方が解決できる可能性がある。その場合、地盤と地下空間を合わせたシステムに対する熱と水分の移動モデルによる定量的な検討が有効である。また、今回は検討できていないが、床下空気質の分析による微生物等の汚染物の把握を元に、フィルター等による適切な汚染源の除去も必要となってくる。

第5章 まとめ

5.1 今年度の実施事項

寒冷な冬季環境下にある大樹町の高齢者施設コスモス苑を対象として、大量のエネルギーを使用する温水給湯設備における熱損失を低減することにより省エネルギーを図るとともに、高齢者が安全で快適に過ごせる冬暖かく夏涼しい室内環境の実現を目的とした。具体的には、第2章において給湯・温水システム熱源（ボイラー）のエネルギー消費の実態把握、第3章において高齢者にとって安全・快適な空気環境の形成、第4章において地下空間の熱水分環境の改善と室内調湿への利用について調査、解析を行った。

(1) 給湯・温水システム熱源（ボイラー）のエネルギー消費の実態把握

対象とする高齢者施設においては、暖房や入浴用の温水および給湯に多くのエネルギーを使用している。これまでの暖房・給湯・浴槽昇温の各系統における供給熱量と損失熱量の定量的な評価結果によると、夏季においては25%程度、冬季においては60%程度のエネルギーの使途が不明となっており、ボイラーからの排熱とボイラー本体からの放熱によるものと推定された。本年度は、暖房・給湯の年間のエネルギー消費量内訳を算定し直すとともに、ボイラー周りの温度測定やガス分析を行うことによりボイラー排熱量を明らかにし、熱損失の特徴および運転制御の改善方法について検討した。

(2) 高齢者にとって安全・快適な空気環境の形成

対象とする高齢者施設では、冬には過度な低湿度、過剰な暖房による暑さ、隙間風、結露などの問題があり、高齢者の健康・快適性およびスタッフの快適性を満足するような環境が得られていない。本施設では、換気扇による機械換気が、施設全体の空気の移動経路を支配しており、低湿度や隙間風といった施設の室内環境の問題を改善するためには、空気移動の実態を把握することが不可欠である。そこで、換気扇の運転状況を実測により把握すること、OFF状態の換気扇から外気が逆流しコールドドラフトを引き起こしている状況、厨房の換気扇を間欠運転した際の実測値および解析値より施設全体の空気移動の実態を明らかにすることを目的とする。

(3) 地下空間の熱水分環境の改善と室内調湿への利用

施設の配管用の地下ピットは、年間を通して高温・高湿の状態に保たれている。これまでの測定により、湿潤状態は周辺地盤からの水の浸入によるもの、30℃前後の高温は温水・給湯配管からの熱ロスによるものであると推定されている。

本年度は、このような推定の妥当性を検討するために、地盤と地下空間を合わせたシステムに対する熱と水分の移動モデルを作成するための基礎的な情報、地下空間の温湿度、配管系温度、地盤の水分ポテンシャルのデータ取得・蓄積を主たる目的とした。主に床下の敷砂の含水率や水分化学ポテンシャルの挙動の測定とその結果に基づいた考察を行う。

5.2 得られた成果

(1) 給湯・温水システム熱源（ボイラー）のエネルギー消費の実態把握

暖房・給湯の年間のエネルギー消費量内訳を算定し直すとともに、ボイラー周りの温度測定やガス分析を行い、ボイラー排熱量および熱損失の特徴を明らかにした。特に、対象熱源ボイラーのモデルを作成しその妥当性を示した。このモデルを用いた解析により、現在の熱源 2 台運転かつ HIGH/LOW 制御では、負荷が小さいほど排ガス損失率が大きくなることを示した。加えて、同負荷に対しては熱源 1 台の LOW 制御のみ、2 台運転の LOW 制御のみ、1 台運転の HIGH/LOW 制御、2 台運転の HIGH/LOW 制御の順に排ガス損失率が大きくなることを明らかにした。そこで、運転制御の改善方法について検討し、年間を通してボイラーを最適運転させると、現状の運転よりも効率が改善され、全体の重油消費量が 5.2%削減できることが分かった。

(2) 高齢者にとって安全・快適な空気環境の形成

低湿度や隙間風といった対象施設の室内環境の問題点を改善するために、換気扇による機械換気の実態について調査を行い、特に換気量の大きい厨房の換気扇の運転方法を変更した場合について調査と換気計算の両面から検討を行った。

(1) 換気扇に接続されたダクトの外気側末端における気温を冬期全体にわたり連続測定し、換気扇の ON・OFF の時間的変化を推定した。浴室や厨房、便所の換気扇は 1 日の運転・停止の周期性があるが、入所者の居室に関しては、特定の傾向が読み取れないことが示された。施設全体の換気解析を行う際の基礎データが得られた。

(2) 換気扇に接続されたダクトの室内側末端（天井のグリル部分）で同様に気温を連続測定し、外気側末端のデータと合わせて見ることで、換気扇を停止している際に、換気扇のダクトを通じて外気が室内へと逆流し、コールドドラフトを引き起こしていることを示した。また、この現象に対する外部風の影響は大きくないことを合わせて示した。

(3) 通常は日中に連続運転を行っている厨房換気扇を、施設の管理者に依頼して間欠的に運転した場合の室内二酸化炭素濃度の変化を実測した。厨房換気扇を OFF にしている時間帯では、その居室の外気導入量が減少し、二酸化炭素濃度が上昇するという現象が建物内の全域にわたって見られた。よって、厨房換気扇が建物全域に影響を及ぼしていることが確認できた。さらに、厨房換気扇を間欠的に運転する場合の解析モデルを作成し、再現を試みた。一部の室について二酸化炭素濃度の変化を再現できていないが、厨房換気扇の連続・間欠運転時の差は概ね再現可能であることを確認した。

(3) 地下空間の熱水分環境の改善と室内調湿への利用

施設 の配管用の地下ピットは、年間を通して高湿の状態に保たれている。床下の温湿度、敷砂の含水率と水分化学ポテンシャルの測定結果と、降雨量、外気温との関係について比較検討を行い、湿潤状態は降水や融雪水が周辺地盤を通じて、床下の端部から床下の敷砂に浸入することによるものであることを明らかにした。また、敷砂から床下空間に蒸発した水蒸気の一部が地盤に戻ることも確認された。

床下空間相対湿度を下げるために、地盤からの水分の浸入を抑えることと、流入した水分の排出が考えられる。前者については、床下端部近くの防水処理を行うことと、建物の屋根排水などの雨水処理を確実にすることが重要である。また後者の流入した水分を除去するためには、床下と外気の間での換気

で排出することが考えられるが、床下の水分を室内の加湿源として利用することも効果的と考えられる。室内の低湿化はこの建物の課題といえ、室内と床下の課題の両方が解決できる可能性がある。その場合、地盤と地下空間を合わせたシステムに対する熱と水分の移動モデルによる定量的な検討が有効である。また、今回は検討できていないが、床下空気質の分析による微生物等の汚染物の把握を元に、フィルター等による適切な汚染源の除去も必要となってくる。