

博士論文

地域冷暖房システムにおける
地域導管の非定常熱流体モデルの開発と
需給連携管理による省エネルギー効果

堂山俊貴

博士論文

地域冷暖房システムにおける
地域導管の非定常熱流体モデルの開発と
需給連携管理による省エネルギー効果

堂山俊貴

東京大学 大学院工学系研究科 建築学専攻

2020年11月

要 旨

地域冷暖房は、地域熱供給とも呼ばれ、1か所または複数のプラントから特定区域内の建物群に対して冷温水・蒸気を供給することで各建物内の熱負荷を処理する熱供給システムのことである。この地域冷暖房に代表される熱供給事業においては、長年の懸案事項として冷温水往還温度差が熱供給約款通りにならない問題が指摘されてきた。これは、熱媒の送り温度が一定であるため戻り温度が原因となっている。熱供給約款とは、熱供給事業者と需要者との間で締結されるもので、温度や圧力に関する供給条件が明確に規定されている。2016年4月、電気事業法改正による電力自由化に伴い熱供給事業法(1972)が改正され、熱供給事業が大幅に緩和された。特に、従来は経済産業大臣の認可が必要であった供給条件や料金体系について、指定旧供給区域を除いてその認可が不要となり需要家への説明義務のみとなった。

本研究では、指定旧供給区域に該当しない地域冷暖房システムを対象として、省エネルギーおよび経済性を達成し得る方法の一つとして需給連携管理に注目する。需給連携管理とは、プラントを運用する熱供給事業者と熱を消費する熱需要者の双方が負荷情報や制御状況を共有することで、地域冷暖房システム全体の最適化を図る管理方法のことである。具体的には、地域導管を通して搬送された冷温水が需要家建物内の受入熱交換器で2次側冷温水と熱交換を行う際に、1次側出入口温度差が供給約款の利用温度差通りに確保されるように需要家側とプラント側が連携して1次側流量を最適化する管理方法を指す。これは、需要家建物内の2次側戻り温度を連携制御することで受入熱交換器1次側出口温度が供給約款に規定された温度となるように管理し、1次側流量が必要最小限となるように地域導管側の流量制御弁を制御するということである。つまり、1次側である地域導管側の流量を適切に制御することで利用温度差を確保し、地域冷暖房システム全体に流れる総流量を削減することで総エネルギー消費量を適切に管理することを指す。法改正により、需要家との合意があれば熱供給約款を変更可能となり、連携管理への障壁が軽減されたと言える。よって、将来の地域冷暖房システム運用管理方法としての需給連携を行った場合について、熱供給事業者であるプラント側と熱需要者である需要家側が双方に連携して冷温水の利用温度差および流量を最適化することによる省エネルギー効果について論じる。

地域冷暖房システムに関する既往研究において多くの場合モデル化の対象外とされてきた設備である地域導管に着目し、搬送系システムの大部分を占める地域導管モデルを開発した。地域導管を流れる冷温水を熱流体と見なして非定常計算を導入することで、導管内冷温水の熱損失や、需要家が返却する冷温水の急激な温度変化およびプラント側送り

温度の急激な温度変化について、搬送時間を考慮した伝達遅れを計算することができる。本研究の主眼は上述の需給連携にあるが、将来の需給連携管理においてはDRやBCPに対応可能な地域冷暖房システムが要求されるはずである。したがって、地域導管全域にわたり任意の解像度かつ任意の時間間隔で温度計算が可能な地域導管モデルは、今後のDRやBCPを検討する際に活用することができ、エネルギーシミュレーションの可能性が広がると言える。さらに地域導管モデルに加えて、需要家モデルおよびプラントモデルを開発した。需要家モデルは需給連携管理の有無を再現して利用温度差および要求流量を需要家特性に応じて計算することが可能である。それらの温度情報および流量情報を地域導管モデルに入力し、非定常計算後に出力された再度の温度情報をもとにプラントモデルにおいてエネルギー計算を行う。以上の3つのモデルを用いて各季節における需給連携管理による省エネルギー効果をシミュレーション計算した。本研究では18通りのケーススタディを用意し、需要家の利用温度差と要求流量の関係を示す熱需要特性による違いについて3通り、プラント側が供給温度条件を緩和するか否かについて2通り、供給圧力条件の設定値について3通りの総当たり検討とした。結果は、供給温度と供給圧力の両条件を緩和した上で需給連携により流量を適切に絞る場合が最も省エネルギー効果が高いことが分かった。プラント全体の省エネルギー効果としては、冷水供給は冷熱負荷の大きい夏期が1週間あたり原油換算43.7 kL削減(削減率20%)、温水供給は温熱負荷の大きい冬期が1週間あたり原油換算6.5 kL削減(削減率6%)となり削減できる絶対量が多い。夏期、中間期、冬期の代表1週間における削減量をもとに年間試算を行うと、プラント全体で原油換算1,292 kL削減(削減率16%)となった。この省エネルギー効果を達成するためには需給連携管理に加えて供給温度と供給圧力を変更する手続きが必要であるが、プラントの省エネルギー化のためにはやはり需給連携が必須であると言える。

キーワード：地域冷暖房，地域導管，需給連携，省エネルギー，経済性

目次

要旨	i
第1章 序論	1
1.1 本研究の背景	1
1.1.1 地域冷暖房システムとは	1
1.1.2 熱供給事業法の改正	1
1.1.3 需給連携管理とは	2
1.2 地域冷暖房および需給連携に関する先行研究	6
1.3 本研究の目的と意義	7
1.4 本論文の構成	7
第2章 本研究で対象とする地域冷暖房システム	8
2.1 対象システムの概要	8
2.2 熱源設備の概要	10
2.3 地域導管の概要	14
2.4 近年の運用実績	16
2.5 更新計画の方向性	17
第3章 地域導管モデルの開発	18
3.1 地域導管モデルの目的と意義	18
3.1.1 地域導管モデルとは	18
3.1.2 地域導管モデルの目的と意義	18
3.2 地域導管モデルの計算手順	19
3.2.1 入出力変数と境界条件	19
3.2.2 計算手順	19
3.3 地域導管の座標系	20
3.3.1 座標変換の厳密性	20
3.3.2 デカルト座標系と曲線座標系	20
3.3.3 円筒座標系	28
3.4 支配方程式系の導出	31

3.4.1	スカラー輸送方程式について	31
3.4.2	連続の式の導出	31
3.4.3	運動量の式の導出	32
3.4.4	エネルギーの式の導出	33
3.4.5	熱伝導方程式の導出	34
3.4.6	支配方程式系の完結性	35
3.4.7	十分発達した内部流の仮定	35
3.4.8	簡略化した連続の式	36
3.4.9	断面平均した運動量の式	36
3.4.10	断面平均したエネルギーの式	38
3.5	支配方程式系の無次元化	39
3.5.1	無次元化とは	39
3.5.2	運動量の式の無次元化	40
3.5.3	エネルギーの式の無次元化	40
3.6	支配方程式系の差分化	41
3.6.1	差分化とは	41
3.6.2	陽解法	41
3.6.3	陰解法	43
3.6.4	クランク・ニコルソン法	45
3.6.5	ノイマンの安定性解析	47
3.7	地域導管モデルの動作確認	50
3.8	小括	52
第4章	需要家モデルとプラントモデルの開発	53
4.1	需要家モデルの目的と意義	53
4.1.1	需要家モデルとは	53
4.1.2	需要家モデルの目的と意義	53
4.2	需要家モデルの計算手順	54
4.2.1	入出力変数と境界条件	54
4.2.2	計算手順	54
4.3	需要家建物の簡略化	55
4.3.1	受入熱交換器	55
4.3.2	建物内空調設備	56
4.3.3	需要家側の制御範囲	57
4.4	プラントモデルの目的と意義	58

4.4.1	プラントモデルとは	58
4.4.2	プラントモデルの目的と意義	58
4.5	プラントモデルの計算手順	58
4.5.1	入出力変数と境界条件	58
4.5.2	計算手順	59
4.6	流量計算	60
4.6.1	電気回路との類似性	60
4.6.2	流量保存則	60
4.6.3	圧力の一意性	61
4.6.4	圧力-流量バランスに基づく収束計算	63
4.7	圧力計算	69
4.7.1	電気回路との類似性	69
4.7.2	直管の摩擦抵抗	70
4.7.3	配管局部の抵抗	70
4.7.4	弁の抵抗	71
4.7.5	熱交換器の抵抗	74
4.7.6	ポンプの揚程	74
4.8	動力計算	75
4.8.1	電気回路との類似性	75
4.8.2	ポンプの動力	76
4.8.3	ポンプの消費電力	76
4.9	熱量計算	77
4.9.1	熱源機の処理熱量と消費電力	77
4.9.2	放熱用熱交換器の交換熱量	79
4.9.3	ポンプ停止時における配管保有水の熱損失	83
4.9.4	水蓄熱槽	83
4.9.5	STL	84
4.10	プラントの制御方法	85
4.10.1	全体の制御思想	85
4.10.2	台数制御	85
4.10.3	PI制御	85
4.11	需要家モデルとプラントモデルの動作確認	87
4.12	小括	89

第 5 章	需給連携管理による省エネルギー効果	90
5.1	需給連携管理の目的と意義	90
5.1.1	需給連携管理とは	90
5.1.2	需給連携管理の目的と意義	90
5.2	需給連携管理の分類	91
5.2.1	需要家特性 3 分類	91
5.2.2	供給条件 6 分類	92
5.2.3	需給連携 18 分類	93
5.3	計算条件と解析手法	98
5.3.1	時空間の設定	98
5.3.2	物性値の設定	98
5.3.3	地域導管の設定	99
5.3.4	プラント内配管の設定	99
5.3.5	熱源機の設定	100
5.3.6	ポンプと冷却塔の設定	101
5.3.7	制御変数の設定	103
5.3.8	熱負荷の入力方法	103
5.3.9	省エネルギー効果の評価方法	103
5.4	夏期代表 1 週間における省エネルギー効果	108
5.4.1	計算期間と解析対象期間	108
5.4.2	初期値と外界条件	108
5.4.3	熱源機の運転順位と台数制御	109
5.4.4	要求流量と運転台数の削減効果	110
5.4.5	ポンプの省エネルギー効果	110
5.4.6	熱源機の省エネルギー効果	111
5.4.7	プラント全体の省エネルギー効果	112
5.5	中間期代表 1 週間における省エネルギー効果	128
5.5.1	計算期間と解析対象期間	128
5.5.2	初期値と外界条件	128
5.5.3	熱源機の運転順位と台数制御	129
5.5.4	要求流量と運転台数の削減効果	129
5.5.5	ポンプの省エネルギー効果	130
5.5.6	熱源機の省エネルギー効果	131
5.5.7	プラント全体の省エネルギー効果	132
5.6	冬期代表 1 週間における省エネルギー効果	148

5.6.1	計算期間と解析対象期間	148
5.6.2	初期値と外界条件	148
5.6.3	熱源機の運転順位と台数制御	149
5.6.4	要求流量と運転台数の削減効果	149
5.6.5	ポンプの省エネルギー効果	150
5.6.6	熱源機の省エネルギー効果	151
5.6.7	プラント全体の省エネルギー効果	152
5.7	省エネルギー効果の年間試算	168
5.7.1	代表1週間から1年間への変換方法	168
5.7.2	省エネルギー効果の年間試算	168
5.8	省エネルギー効果の経済的便益	171
5.8.1	地域冷暖房システムの料金体系について	171
5.8.2	省エネルギー効果によるプラント側の経済性	171
5.8.3	流量割引制度の導入による需要家への還元性	171
5.8.4	需給連携管理の実現に向けた採算性	172
5.9	小括	176
第6章	総論	177
6.1	総括	177
6.2	今後の課題	178
	謝辞	179
	参考文献	180
	付録A 全需要家20件の熱需要特性	185
	付録B 全需要家20件の夏期冷温熱負荷	206
	付録C 全需要家20件の中間期冷温熱負荷	227
	付録D 全需要家20件の冬期冷温熱負荷	248
	付録E 地域導管モデル・需要家モデル(メインプログラム)のソースコード	269
	付録F 地域導管モデル(サブルーチン)のソースコード	281
	付録G 需要家モデル(サブルーチン)のソースコード	310

第1章 序論

1.1 本研究の背景

1.1.1 地域冷暖房システムとは

一般的に、地域熱供給事業とは、熱供給事業者であるプラント側が熱需要者である需要家側に対して冷温水という媒体を介して熱を供給し販売するというビジネスモデルである。具体的には、1か所または複数のプラントから特定区域内の建物群に対して冷温水および蒸気を供給することで各建物内の熱負荷を処理する熱供給システムである。プラント側の熱発生装置(熱源機)により冷温水および蒸気が製造され、地域導管と呼ばれる巨大な配管網を通して各建物へと搬送される。この点で、電力、ガス、上水供給と同じく公益事業として見なされるが、熱供給においては供給した冷温水が再度プラント側へ返却されるという点でこれら3つとは明らかに異なる。水道管やガス配管は行き配管のみであるが、地域冷暖房においては還り配管も存在することで需要家側の需要変化の影響を直接的に受けるという特徴がある。この地域冷暖房に代表される熱供給事業においては、長年の懸案事項として冷温水の往還温度差(利用温度差)が熱供給規定通りにならない問題が指摘されてきた。これは、熱媒である冷温水の送り温度がほぼ一定であることを考慮すると返り温度が原因であると言えることができる。熱供給規定(供給約款)とは、熱供給事業者と熱需要者との間で締結されるもので、温度や圧力に関する供給条件が数値で明確に規定されている。図1.1に、熱供給事業者と需要家の関係性を示す。熱供給は前述の通り公益事業であるため、熱の使用は完全に熱需要者の裁量に任されているのが現状である。そのため、熱供給事業者側のみでの熱供給効率の向上には限界があり、さらなる省エネルギー化のためには本研究で検討する需給連携管理が必要不可欠であると考えられる。

1.1.2 熱供給事業法の改正

2016年4月、電気事業法改正による電力自由化に伴い熱供給事業法(1972)が改正され、熱供給事業が大幅に緩和された。図1.2、図1.3に、熱供給事業法(1972)と熱供給事業法(2016)の原文を抜粋して掲載する。大きな改正点は、熱供給事業者が経済産業大臣による認可制から登録制(認可不要)へ移行したことである。特に、従来は経済産業大臣の認

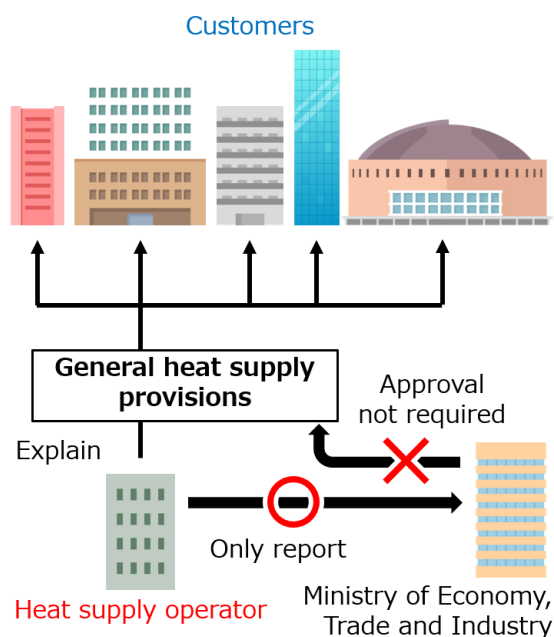


図 1.1: 熱供給事業者と需要家の関係性

可が必要であった供給条件 (冷温水温度や圧力規定) や料金体系について, 指定旧供給区域を除いてその認可が不要となり需要家への説明および双方の合意により変更可能となった. 本研究では, 指定旧供給区域に該当しない地域冷暖房システムを対象として, 省エネルギーと経済性の両方を達成し得る手段として需給連携管理に注目する. この法改正により, 需要家との合意があれば熱供給約款を変更可能となり, 需給連携管理への障壁が軽減されることになる.

1.1.3 需給連携管理とは

本研究で定義する需給連携管理とは, プラントを運用する熱供給事業者と熱を消費する需要家の双方が負荷情報や制御状況を共有することで, 地域冷暖房システム全体の最適化を図る管理方法のことである. 具体的には, 地域導管を通して搬送された冷温水 (1次側とする) が需要家建物内の受入熱交換器で2次側冷温水と熱交換を行う際に, 1次側の出入口温度差 (利用温度差) が供給約款通りに確保されるように1次側流量を最適化する管理方法を指す. これは, 本質的には需要家建物内の2次側還り温度を最適化することで受入熱交換器1次側出口温度が供給約款に規定された温度となるように管理し, それに伴って1次側流量も最適化されるように地域導管側の流量制御弁を制御するということである. つまり, 1次側である地域導管側の流量を適切に管理することで利用温度差を確保し, 地域導管を含む地域冷暖房システム全体を流れる冷温水の総流量を削減することでエネルギー消費量の削減を目指す. 需給連携は制御技術のみで実現するため, 高効率機器を導入する場合と比較して初期投資費が低く抑えられる点が特徴である (図 1.4).

(供給能力の確保)

第十三条

熱供給事業者は、正当な理由がある場合を除き、その熱供給の相手方の熱供給に対する需要に応ずるために必要な供給能力を確保しなければならない。

- 2 経済産業大臣は、熱供給事業者がその熱供給の相手方の熱供給に対する需要に応ずるために必要な供給能力を確保していないため、当該相手方の日常生活又は事業活動上の利便が害され、又は害されるおそれがあると認めるときは、熱供給事業者に対し、当該熱供給に対する需要に応ずるために必要な供給能力の確保その他の必要な措置をとるべきことを命ずることができる。

(供給条件の説明等)

第十四条

熱供給事業者及び熱供給事業者が行う熱供給に関する契約（以下「熱供給契約」という。）の締結の媒介、取次ぎ又は代理を業として行う者（以下「熱供給事業者等」という。）は、熱供給を受けようとする者（熱供給事業者である者を除く。以下この条において同じ。）と熱供給契約の締結又はその媒介、取次ぎ若しくは代理をしようとするときは、経済産業省令で定めるところにより、当該熱供給に係る料金その他の供給条件について、その者に説明しなければならない。

- 2 熱供給事業者等は、前項の規定による説明をするときは、経済産業省令で定める場合を除き、熱供給を受けようとする者に対し、当該熱供給に係る料金その他の供給条件であつて経済産業省令で定める事項を記載した書面を交付しなければならない。
- 3 熱供給事業者等は、前項の規定による書面の交付に代えて、政令で定めるところにより、熱供給を受けようとする者の承諾を得て、当該書面に記載すべき事項を電子情報処理組織を使用する方法その他の情報通信の技術を利用する方法であつて経済産業省令で定めるものにより提供することができる。この場合において、当該熱供給事業者等は、当該書面を交付したものとみなす。

(書面の交付)

第十五条

熱供給事業者等は、熱供給を受けようとする者と熱供給契約を締結したとき（熱供給契約の締結の媒介を業として行う者にあつては、当該媒介により熱供給契約が成立したとき）は、経済産業省令で定める場合を除き、遅滞なく、その者に対し、次に掲げる事項を記載した書面を交付しなければならない。

- 一 熱供給事業者等の氏名又は名称及び住所
- 二 契約年月日
- 三 当該熱供給に係る料金その他の供給条件であつて経済産業省令で定める事項

- 2 熱供給事業者等は、前項の規定による書面の交付に代えて、政令で定めるところにより、熱供給を受けようとする者の承諾を得て、当該書面に記載すべき事項を電子情報処理組織を使用する方法その他の情報通信の技術を利用する方法であつて経済産業省令で定めるものにより提供することができる。この場合において、当該熱供給事業者等は、当該書面を交付したものとみなす。

図 1.2: 熱供給事業法 (2016) の第 13 条～第 15 条 (原文)

第十三条 (供給義務)

- 1 熱供給事業者は、正当な理由がなければ、何人に対しても、その供給区域における熱供給を拒んではならない。
- 2 熱供給事業者は、その供給区域に係る熱供給施設を使用してその供給区域以外の地域において、一般の需要に応じ熱供給を行なつてはならない。

第十四条 (供給規程)

- 1 地方公共団体以外の熱供給事業者は、熱供給の料金その他の供給条件について供給規程を定め、経済産業大臣の認可を受けなければならない。これを変更しようとするときも、同様とする。
- 2 経済産業大臣は、前項の認可の申請が次の各号に適合していると認めるときは、同項の認可をしなければならない。
 - 一 料金が能率的な経営の下における適正な原価に照らし公正妥当なものであること。
 - 二 料金の額の算出方法が適正かつ明確に定められていること。
 - 三 熱供給事業者及び熱供給を受ける者の責任に関する事項並びに導管、熱量計その他の設備に関する費用の負担の方法が適正かつ明確に定められていること。
 - 四 特定の者に対し不当な差別的取扱いをするものでないこと。
- 3 地方公共団体たる熱供給事業者は、熱供給の料金その他の供給条件について供給規程を定め、あらかじめ、経済産業大臣に届け出なければならない。これを変更しようとするときも、同様とする。
- 4 前項の供給規程は、第二項各号に適合するものでなければならない。
- 5 熱供給事業者は、第一項の認可を受けた供給規程（第十六条第二項の規定による変更があつたときは、変更後の供給規程）又は第三項の規定による届出をした供給規程をその実施の日までに熱供給を受ける者に周知させる措置をとらなければならない。

第十五条 (供給条件についての義務)

- 1 地方公共団体以外の熱供給事業者は、前条第一項の認可を受けた供給規程（次条第二項の規定による変更があつたときは、変更後の供給規程）以外の供給条件により熱供給を行なつてはならない。ただし、供給規程により難い特別の事情がある場合において、経済産業大臣の認可を受けた料金その他の供給条件により熱供給を行なうときは、この限りでない。
- 2 前項の規定は、地方公共団体たる熱供給事業者に準用する。この場合において、同項ただし書中「経済産業大臣の認可を受けた」とあるのは、「あらかじめ、経済産業大臣に届け出た」と読み替えるものとする。

図 1.3: 熱供給事業法(1972)の第13条～第15条(原文)

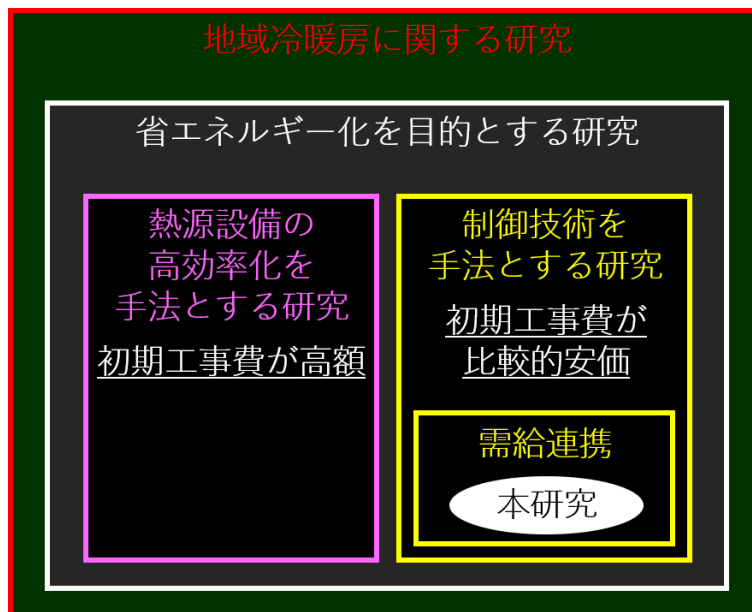


図 1.4: 本研究の対象範囲と立ち位置

1.2 地域冷暖房および需給連携に関する先行研究

日本国内において、地域冷暖房に関する研究事例は非常に多い。しかし、多くの先行研究がプラントの高効率化や省エネルギー化を趣旨としており、研究対象範囲がプラント内部またはプラント側で制御可能な領域内に留まっている。近年、需要家や地域導管を対象とした研究事例があるので紹介する。まず、需給連携に関する近年の研究事例としては、國友・佐藤・廣島・中村(2019)による需給連携制御を導入した地域冷暖房システムにおける搬送動力低減に関する研究が挙げられる。この研究では、配管長が供給温度や搬送動力へ与える影響について熱負荷を標準化して考察しており、需要家との連携による還り温度や要求流量の変化に関する効果については言及していない。また、需要家に関する近年の研究事例としては、田中・村上(2018)による需要家調査に基づく非住宅建築物の熱負荷原単位調査が挙げられる。この研究では、最新の熱負荷実態を明らかにすることで長期間更新されていない建物用途別の熱負荷原単位を更新しており、地域導管および受入熱交換器まわりの冷温水については言及していない。そして、地域導管に関する近年の研究事例としては、国土交通省(2019)による新設熱供給プラントの一次エネルギー換算係数に関する検討プロジェクトが挙げられる。このプロジェクトでは、地域導管の熱損失の実態調査及び熱バランスモデルの開発を行っている。ただ、架空式の地域導管(洞道)を想定しており、埋設配管を対象としていないため地中熱損失を計算することはできない。熱損失計算には熱バランスモデルと呼ばれる定常計算を行っており、流体力学に基づく非定常計算は行われておらず時間発展については考慮されていない。よって、需要家および地域導管に焦点を当てた研究事例は少ないと言える。また、海外の地域冷暖房に関する研究のうち地域導管に着目した近年の研究事例としては、まず、Perez-Mora et al. (2018)は、熱損失は最適な供給温度によって削減することができると結論付けており、プラント側の最適送水温度について検討している。本研究では、熱供給約款の制約上行き温度を一定値にする必要があり、還り温度を最適化するという観点からの考察となるためこの点で異なる。Castro Flores et al. (2017)は、熱損失やポンプ動力は還り温度を変えることで減少させることができると主張しており、還り温度に注目するという点で本研究と近いが、需要家との連携による要求流量削減については考察されていない。本研究では、プラントに加えて地域導管と需要家を解析対象に含めることで、総合的に地域冷暖房システムの省エネルギー化について議論する。

1.3 本研究の目的と意義

本研究は、熱供給事業者と需要家の相互協力により実現する需給連携管理により、省エネルギー効果がどの程度生み出されるのかを定量的に評価することを最大の目的としている。図 1.4 に示したように、需給連携の具体的な技術や手順ではなく、需給連携という手段により実現しうる省エネルギーポテンシャルについて議論することに焦点を置く。地域冷暖房システムは事業として運営されており、熱供給事業者と需要家は金銭授受を伴う契約を行っている。したがって、需給連携管理による省エネルギー効果、例えば搬送動力の削減効果は熱供給事業者であるプラント側の直接的なメリットとなるため、顧客である需要家側に何らかの形で還元することが事業継続性の観点から非常に重要であると考えられる。本研究では、省エネルギー効果に加えて経済性および採算性に注目することで、省エネルギー効果分を需要家へ還元する手法を模索する。また、本研究で開発した地域導管モデルは、熱媒である水を熱流体として見なすことで流体力学に基づいた非定常状態を再現している。地域導管は、地域冷暖房システムを構成する配管の大部分を占めるため、内部を流れる流体の挙動を詳細に把握することが重要である。本研究における地域導管モデルの精緻化により、従来手法では厳密に計算できなかった熱損失量を時々刻々と逐次計算できるだけでなく、大量の保有水を持つ地域導管の水蓄熱槽に類似した挙動である熱負荷の応答時間遅れを再現することが可能となる。地域冷暖房システムにおける熱供給事業者は、需要家建物に対しては供給者であるが、電力グリッド(電力会社)に対しては需要者であることを考慮すると、将来の需給連携管理においては DR や BCP に対応可能な地域冷暖房システムが要求されると考えられる。したがって、地域導管全域にわたり任意の解像度かつ任意の時間間隔で熱媒である水の温度計算が可能な地域導管モデルは、今後の DR や BCP を検討する際に大いに活用することができると言える。

1.4 本論文の構成

ここまでの第 1 章では、地域冷暖房システムの概要および熱供給事業法改正に伴う事業緩和、本研究の目的と意義について述べた。続く第 2 章では、本研究で対象とする地域冷暖房システムについて説明する。その後、第 3 章において地域導管の非定常熱流体モデルの詳細、第 4 章において需要家モデルおよびプラントモデルの詳細について説明する。第 5 章では、第 3 章と第 4 章で開発したモデルを用いて需要家特性や供給条件の違いに関して 18 通りに分類した場合についてエネルギーシミュレーションを行い、省エネルギー効果を定量的に評価する。そして、得られた省エネルギー効果をもとに需給連携管理の経済的便益および採算性について論じる。最後に、第 6 章において本論文を総括する。

第2章 本研究で対象とする地域冷暖房システム

2.1 対象システムの概要

本研究で対象とするシーサイドももち地区は、福岡県福岡市中央区および同市早良区にまたがって存在し、1987年に制定された福岡市都市景観条例に基づく都市景観形成モデル地区として1990年代より新しい街づくりが進められている。図2.1に、対象システムの熱供給区域を示す。シーサイドももち地区のうち熱供給区域としては、ソフトリサーチパークを中心とした情報業務施設地区ならびに情報文化施設地区、住宅サービス利便施設地区、医療施設地区の26.5万 m^2 、および福岡ドーム(現ペイペイドーム)を核としたスポーツ・レクリエーション施設地区17.0万 m^2 の計43.5万 m^2 を対象としている(表2.1)。熱源供給施設は電気主体の熱源とし、海水熱を利用した第1熱源センターと電気・ガスのミックス熱源および潜熱蓄熱を利用した第2熱源センターの計2つのプラントで構成されている。1993年4月に2か所の需要家への供給を開始し、最終的な規模として供給契約数20件、延べ床面積88.5万 m^2 、年間熱需要42万GJを見込んで建設された九州地方最大の熱供給地点である。本地区の特徴は、ウォーターフロントという立地特性を生かした海水熱源システムを採用していることで、旧通商産業省が1991年度より開始した未利用エネルギー活用地域熱供給システム事業費補助金の第1号プロジェクトとなっている。2016年4月の熱供給事業法改正時には指定旧供給区域には指定されなかったため、供給約款の変更には経済産業大臣の認可が不要となった。2020年11月時点の供給建物数は21棟(契約数17件)であるが、本研究では2017年度を対象とするため2017年4月から2018年3月までの1年間を通して契約していた20棟の建物を解析対象とする。建物の棟数と契約件数は同一顧客が複数建物を管理している場合があり必ずしも一致しないが、本研究では便宜上、対象とする20棟の建物を需要家No.1~No.20とナンバリングして「件」と数えることとする。



図 2.1: シーサイドももち地区の景観 (福岡エネルギーサービスホームページより引用)

表 2.1: シーサイドももち地区における熱供給事業の概要

事業者	株式会社福岡エネルギーサービス
設立	1990年11月5日(旧会社)
資本金	30億円(旧会社)
出資者	九州電力, 西部ガス, 福岡市(旧会社設立時に基づく)
事業許可	1991年5月30日(旧熱供給事業法に基づく)
供給開始	1993年4月1日
供給区域	シーサイドももち地区(百道地区+地行地区)
供給区域面積	43.5万m ²
供給延べ床面積	65.4万m ² (計画値88.5万m ²)
熱需要予測 (計画値)	冷熱7万Gcal/年(29.4万GJ/年) 温熱3万Gcal/年(12.6万GJ/年)

2.2 熱源設備の概要

表 2.2 にシーサイドももち地区における熱源設備の概要、図 2.2 に冷温水配管のみの系統図を示す。表 2.2 において、熱源設備は再生可能エネルギーを活用した海水熱源ヒートポンプをベース運用とし、熱回収型電動ターボ冷凍機によりビル排熱の回収を行う。さらに、ガス直焚吸収式冷温水機によるピーク負荷対応運転を行うことにより、電気およびガスのベストミックスを図っている。実際の運用においては、十分な排熱が得られないことから熱回収型電動ターボ冷凍機の熱回収運転は行われていない。なお、海水熱源ヒートポンプおよび電動ターボ冷凍機は代替フロン HCFC-123 兼用型であり、建設当時では最も地球環境にやさしい冷凍機を採用している。蓄熱槽は、STL (潜熱蓄熱槽) 185 m³ が 3 基、計 555 m³ (水蓄熱槽換算で 5,500 m³ に相当) に加えて、冷温完全季節切替型の水蓄熱槽 4,000 m³ (2,000 m³ が 2 槽) を第 1 熱源センター、冷水専用の水蓄熱槽 1,900 m³ を第 2 熱源センターに設置して電力負荷平準化と設備容量の低減を図るとともに、夜間電力の利用によるランニングコストの低減も図っている。実際の運用では、4,000 m³ の水蓄熱槽に対して 3 台ある海水熱源ヒートポンプ 3,000 USRt のうち 1 台を蓄熱専用運転とし、22 時から翌日 8 時までの夜間 10 時間以内で蓄熱運転を行っている。この際の蓄熱運転は 1,500 USRt の半量運転であり、蓄熱専用運転とする海水熱源ヒートポンプは年度毎のローテーションとして総運転時間の平滑化を図っている。これらの大規模蓄熱槽を採用することで、およそ 2,500 USRt 相当の熱源設備削減効果に加えて蓄熱調整契約によるランニングコストの削減効果が得られる。また、地域冷暖房システムの有利性として、建物ごとのピーク熱負荷相殺による熱源設備容量の低減効果も挙げられる。供給区域には、インテリジェントビル、一般事務所ビル、医療施設、ホテル、スポーツドーム、放送局などの多様な業種の建物が混在しており、それぞれの熱需要パターンが異なることから、地域全体のピーク負荷は個々の建物のピーク負荷の単純合計値より小さくなる。

シーサイドももち地区における熱源設備の特徴として、再生可能エネルギーである海水熱を活用しているように、日本国内で海水を利用した 4 か所 (本地区のほか中部国際空港島、大阪南港コスモスクエア、サンポート高松) の地域冷暖房システムのうちの 1 つであることが挙げられる。特に、海水を熱交換器を介さずに直接熱源機に投入している国内唯一のプラントである。海水熱の再生可能エネルギーを有効的に活用する観点からは、熱源設備全てを海水熱利用対応機器とするのが望ましいが、反面、熱源プラントの海水取放水口の位置によっては使用後の海水再循環の懸念や、海水温度と異なる温度の冷温排水を周辺海域へ放水することによる生態系への悪影響や漁業権侵害の制約を受けることになる。このような制約の中で種々検討の結果、博多湾の人工海浜内から取水して樋井川へ放水することにより、使用後海水の再循環による生態系への影響を回避している。また 1991 年計画当時、水理模型実験より周辺海域への温度影響をシミュレーションし、

表 2.2: シーサイドももち地区における熱源設備の概要

供給約款	冷水	温度 $6.0 \pm 1.0 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow 12.0 - 2.5 \text{ }^\circ\text{C}$ (定格 $6 \text{ }^\circ\text{C}$ 差) 送り圧力 $0.53 \sim 0.78 \text{ MPa}$ (行きヘッダー)
	温水	温度 $47.0 \pm 1.0 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow 40.0 + 2.5 \text{ }^\circ\text{C}$ (定格 $7 \text{ }^\circ\text{C}$ 差) 送り圧力 $0.53 \sim 0.78 \text{ MPa}$ (行きヘッダー)
熱源設備	第1 熱源センター (NECビル地階)	海水熱源ヒートポンプ $3,000 \text{ USRt} \times 3$ (R101A/B/C) 空気熱源ヒートポンプ $3,000 \text{ USRt} \times 2$ (将来対応用) 水蓄熱槽 (冷温完全季節切替型) $2,000 \text{ m}^3 \times 2$
	第2 熱源センター (日立敷地内地下)	電動ブライントーボ冷凍機 $1,500 \text{ USRt} \times 1$ (R103) 熱回収型電動ターボ冷凍機 $500 \text{ USRt} \times 1$ (R104) ガス直焚吸収式冷温水機 $1,500 \text{ USRt} \times 2$ (R105A/C) ガス直焚吸収式冷温水機 $600 \text{ USRt} \times 2$ (R105B1/B2) ガス直焚吸収式冷温水機 $500 \text{ USRt} \times 1$ (R106) STL (潜熱蓄熱装置) $185 \text{ m}^3 \times 3$ 水蓄熱槽 (冷水専用) $1,900 \text{ m}^3$ (実績値は R105A/C: $1,350 \text{ USRt}$, R106: 437 USRt)
地域導管	管径	125A~900A
	総延長	冷水管 $4,572 \text{ m}$ (往復) 温水管 $4,686 \text{ m}$ (往復)

海水熱源設備の容量を上限 $9,000 \text{ USRt}$ に設定してある。この $9,000 \text{ USRt}$ は、海水取水量としては $6,600 \text{ m}^3/\text{h}$ に相当する。第1 熱源センターの海水取放水計画にあたっては深層取水方式を採用している。図 2.3 に、海水系統断面図を示す。深層取水方式とは、外気温度に影響されない海底から取水することにより、夏期は外気温度より冷たい海水を熱源として冷房、冬期は外気温度より温かい海水を熱源として暖房に使用するように計画されている。

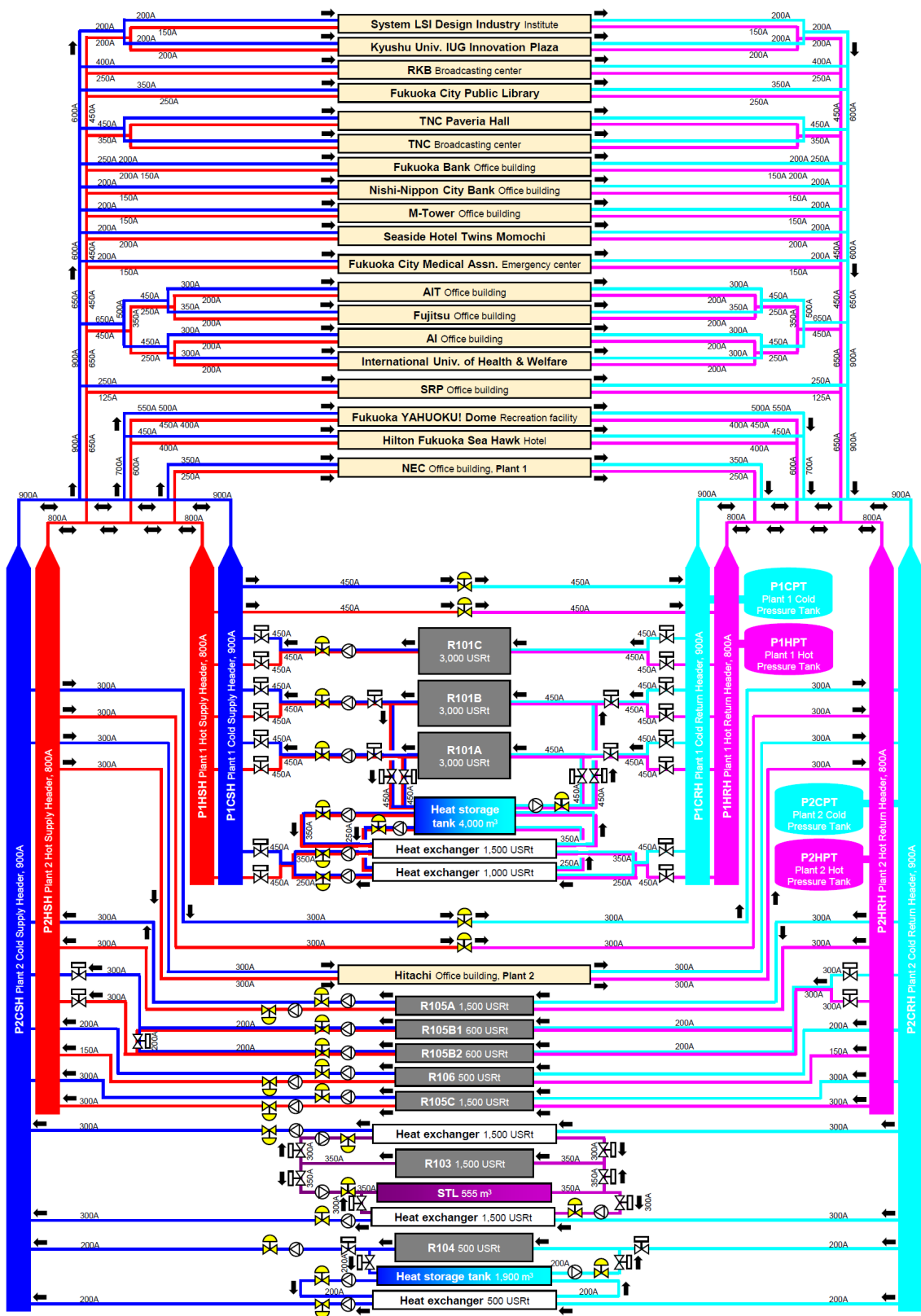


図 2.2: シーサイドももち地区の冷温水系統図

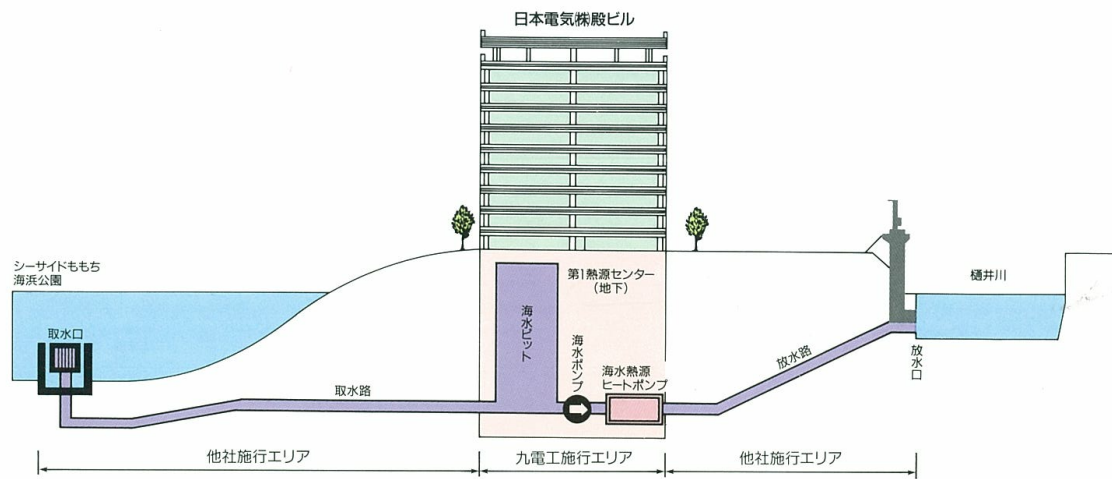
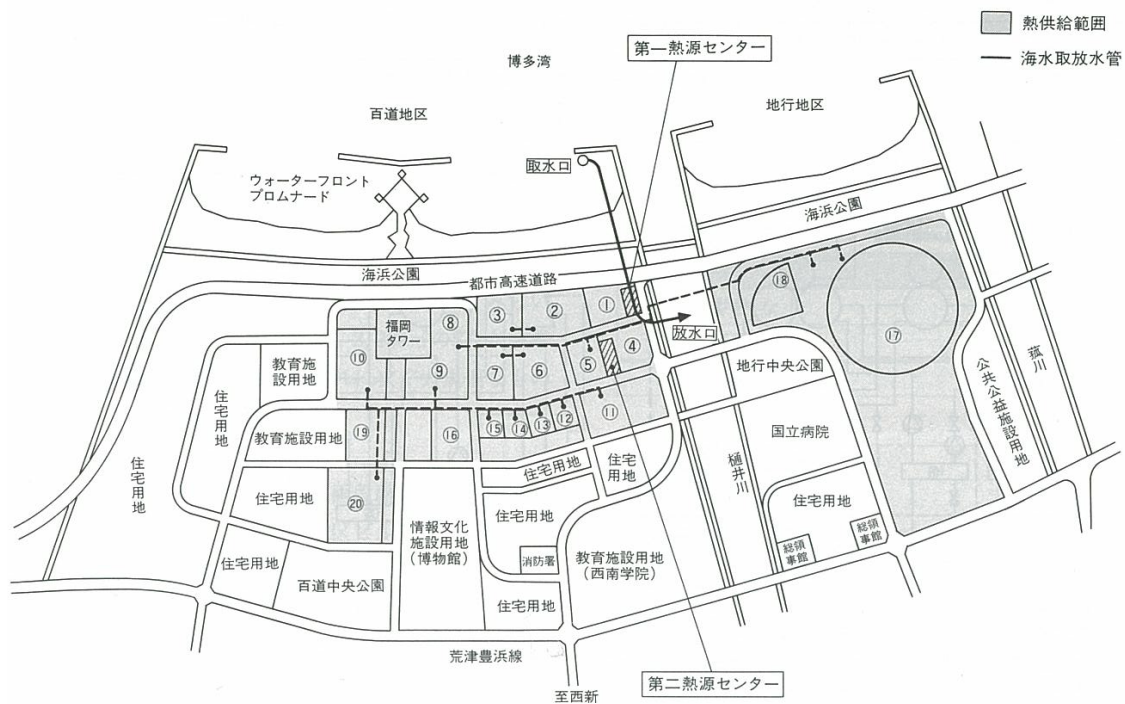


図 2.3: シーサイドももち地区の海水系統断面図 (九電工作成資料より引用)

2.3 地域導管の概要

図 2.4 に 1996 年当時の地域導管敷設図，図 2.5 に地域導管埋設断面図を示す．図 2.4 内の番号と本研究における需要家番号は全く異なるものである．地域導管は冷水管および温水管の行き還りを含む 4 管式であり，熱供給約款において供給温度は冷水 6.0℃送水→12.0℃返り，温水 47.0℃送水→40.0℃返りで設定されている．送り温度については誤差 ±1.0℃以内，返り温度については利用温度差が小さくなる側に 2.5℃以内と規定されている．冷水管はサービス管のみの一重管，温水管はサービス管である鋼管の外側を硬質ウレタンフォーム (保温厚 50 mm) で覆い，さらに鋼管 (ケーシング管という) で保護した二重管構造となっている．冷温ともに土壌と接する鋼管の外側をポリエチレンで被覆し，さらに電気防食を行い保護防食を図っている．冷水管の最大呼び径は往還ヘッダー延長部の 900A，温水管の最大呼び径は往還ヘッダー延長部の 800A であり，プラントから末端需要家へ向かって管径が小さくなる．また需要家建物毎に契約熱量に応じて地域導管の受入配管径は異なる．



① 日本電気株	⑧ 日本生命・清水建設グループ	⑮ 福岡銀行株
② 松下電器産業株	⑨ テレビ西日本グループ	⑯ ミサワホーム株
③ IBM・麻生グループ	⑩ RKB毎日放送株	⑰ 福岡ドーム
④ 株日立製作所	⑪ 福岡市医師会新会館	⑱ シーホークホテル&リゾート
⑤ 株福岡ソフトリサーチパーク	⑫ 福岡市乗用自動車協会他	⑲ アジア太平洋センター
⑥ 富士通株	⑬ 明治屋産業株	⑳ 市立図書館
⑦ 大宇・福岡シティグループ	⑭ 西日本銀行株	

図 2.4: シーサイドももち地区の地域導管敷設図 (HACTEC より引用)

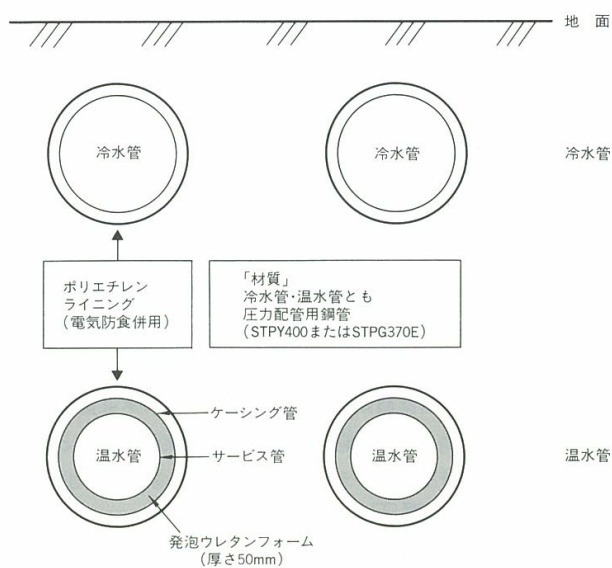


図 2.5: シーサイドももち地区の地域導管埋設断面図 (HACTEC より引用)

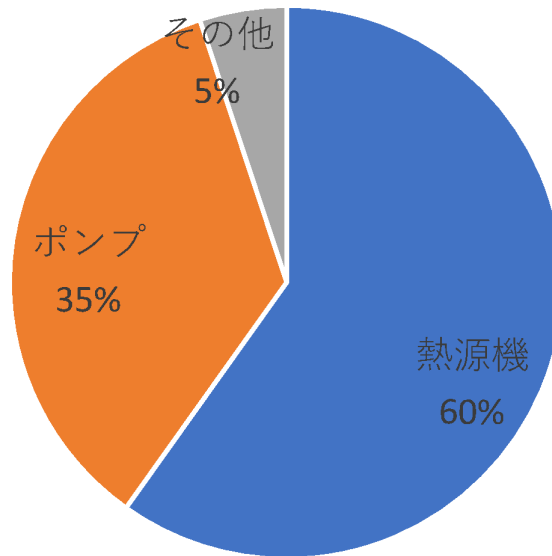


図 2.6: シーサイドももち地区の地域冷暖房システム全体の消費電力量内訳 (2017 年度)

2.4 近年の運用実績

1次エネルギー換算値による販売熱量ベースの年間システム COP は 2017 年度で 0.81 となっている。海水や河川水の温度差を再生可能エネルギーとして活用している地域冷暖房システムは日本全国で 8 か所あり、河川水利用が 4 か所、海水利用が前述した 4 か所である。これら計 8 か所の販売熱量ベースの年間システム COP は 0.47~1.19 であり、平均値は 0.91 である。シーサイドももち地区は他地区よりシステム COP が低いものの、個別熱源オフィスビルの平均 COP と言われる 0.67 よりもエネルギー効率は高い。2017 年度の年間消費電力量の実績値より、シーサイドももち地区熱供給施設における消費電力量比率を計算した (図 2.6)。熱源機 60 %、ポンプ 35 %、その他 5 %となっており、熱源機による消費電力量が半分以上を占めているため熱源機の省エネルギー対策が有効であると言えるが、搬送系ポンプをはじめとしたポンプ動力の削減によりポンプ消費電力量を削減できれば、全体への効果も大きく影響してくると思われる。

2.5 更新計画の方向性

シーサイドももち地区の地域冷暖房システムは、1993年の熱供給開始から28年目となり大規模な更新時期を迎えている。これから更に30年後の2050年でも日本で有数の高効率で信頼性の高い経済的な熱供給システムであることが望まれている。2016年の熱供給事業法改正も踏まえ、熱供給事業者と需要家との新たなパートナーシップである需給連携の構築により、環境性向上にも柔軟に対応できるシステムが必要となる。シーサイドももち地区の熱供給システムの特徴を捉えて、今後の更新計画の方向性について述べる。

まず、現状の海水熱源ヒートポンプが海水直接利用を行っている点である。シーサイドももち地区では、日本国内では唯一海水熱を直接利用できる熱源機を採用している。このため、熱源機内の海水が通るコイルにはチタンチューブが採用されている。海水利用を行っている他地区のプラントは全て間接利用であり、海水と熱源機との間にチタン製プレート熱交換器を設置している。更新計画では、この間接利用との比較検討が必要である。海水直接利用のメリットとしては、海水温度を直接利用できることから熱交換器アプローチ温度1℃程度分だけ熱源機の効率向上が見込まれるという点が挙げられる。一方でデメリットとしては、日本国内では唯一の熱源機であることから故障時の修理に時間を要する点と、海水システムメンテナンス時に冷却塔を使用したバックアップ運転ができず冗長性に欠けるという点が挙げられる。また、チタン製プレート熱交換器または熱源機内チタンチューブへの具類付着およびその成長を定期的に除去しなければならないメンテナンス性の悪さは両者ともに共通するデメリットである。具体的な更新時期および新しい機器の詳細は未定であるが、今後の地域冷暖房システムのあり方を熟慮した上で対応すべき課題である。

次に、地域導管内の冷温水搬送を熱源機の1次送水ポンプ(定流量ポンプ)が担っている点である。シーサイドももち地区では、冷温水搬送を1次送水ポンプ(冷温水ポンプ)のみで行っており、この冷温水ポンプは熱源機と1対1となっている(正確にはポンプが2台並列接続している)。したがって、需要家へ搬送する冷温水の流量制御は1次送水ポンプの台数発停および往還ヘッダー間バイパス弁の圧力調整で行われている。1991年の計画時は10数台の1次送水ポンプ台数発停を想定していたが、実際のピーク熱負荷が計画時の1/3程度にとどまっており、数台の1次送水ポンプによる定流量発停で流量制御を行っている状況である。更新計画では、搬送系ポンプ動力の削減がプラント全体の省エネルギー化に貢献できるように、変流量仕様の1次送水ポンプ採用を提言したい。但し、現状の1次送水ポンプ方式から現在主流の2次送水ポンプ方式への切替による省エネルギー策も考えられるが、対象システムにおける2つのプラントが往還ヘッダーの延長により結合されている点と、プラント機械室内の設置スペースなど物理的制約の点から不可能とする。

第3章 地域導管モデルの開発

3.1 地域導管モデルの目的と意義

3.1.1 地域導管モデルとは

地域導管モデルの対象範囲は、プラントと需要家を結ぶ地域導管および受入配管である。水の物性値の他、導管(サービス管)・保温材・ケーシング管・土壌の熱伝導率を考慮することでエネルギー損失を計算できるように設計されている。気象条件に準ずるものとしては、地表面温度が外界条件として与えられる。第4章の需要家モデルとは受入熱交換器、プラントモデルとは行き還りヘッダーを介して接続しており、受入熱交換器1次側/2次側の各変数(圧力・流量・温度)および行き還りヘッダーの各変数(圧力・流量・温度)を境界条件として動作する。

3.1.2 地域導管モデルの目的と意義

地域導管モデルには、大きく2点の役割が備わっている。まず1点目は、水を熱流体として扱う点である。地域導管はプラント配管と比較して管径が大きく、距離も長いいため保有水量が多い。対象プラントの導管保有水量は、冷水導管が1,082 m³、温水導管が699 m³であり、小規模の水蓄熱槽に匹敵する。地域導管においても、水は蓄熱槽に見られるような熱拡散の挙動を示すため、熱流体としての物理計算が必要となる。地域導管モデルでは、熱拡散効果に加えて地表面からの冷温熱入熱を考慮することで、熱損失についても計算する。もう1点は、非定常状態を扱う点である。地域導管を流れる熱流体としての水は熱媒としての役割を担っているため、圧力や温度は時々刻々と変化している。対象プラントの導管総延長は、冷水導管が3,774 m、温水導管が3,885 mであり、搬送時間を含めた温度伝播の時間遅れを考慮する必要がある。熱流体の時間発展計算を行うためには、非定常状態を表す時間微分項を含む微分方程式を解くことになる。よって、地域導管モデルは冷温水の非定常状態を考慮したエネルギー損失の逐次推定を目的にしていると言える。

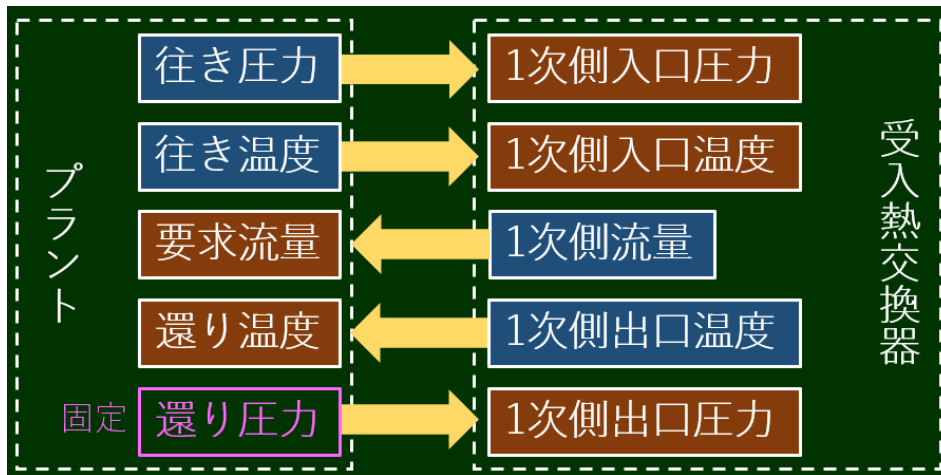


図 3.1: 地域導管モデルの入出力変数

3.2 地域導管モデルの計算手順

3.2.1 入出力変数と境界条件

図 3.1 に、地域導管モデルの入出力変数と境界条件の関係性を示す。以下、記号 \diamond は入力変数、記号 \blacklozenge は出力変数であることを表している。地域導管モデルで扱う入力変数は 5 つ (\diamond^1 行き圧力, \diamond^2 行き温度, \diamond^3 受入熱交換器 1 次側流量, \diamond^4 受入熱交換器 1 次側出口温度, \diamond^5 還り圧力), 出力変数も 5 つ (\blacklozenge^1 受入熱交換器 1 次側入口圧力, \blacklozenge^2 受入熱交換器 1 次側入口温度, \blacklozenge^3 要求流量, \blacklozenge^4 還り温度, \blacklozenge^5 受入熱交換器 1 次側出口圧力) である。このうち、第 4 章の需要家モデルとの境界条件となるのは、受入熱交換器に関する物理量 5 つ (\blacklozenge^1 受入熱交換器 1 次側入口圧力, \blacklozenge^2 受入熱交換器 1 次側入口温度, \diamond^3 受入熱交換器 1 次側流量, \diamond^4 受入熱交換器 1 次側出口温度, \blacklozenge^5 受入熱交換器 1 次側出口圧力) であり、プラントモデルとの境界条件となるのは残る 5 つ (\diamond^1 行き圧力, \diamond^2 行き温度, \blacklozenge^3 要求流量, \blacklozenge^4 還り温度, \diamond^5 還り圧力) である。

3.2.2 計算手順

地域導管モデル内の計算順序については、付録に収録されたサブルーチンの番号順となる。ここでは、処理の流れについての要点を説明する。まず、 \diamond^3 受入熱交換器 1 次側流量を用いて \blacklozenge^3 要求流量を求める。次に、 \diamond^1 行き圧力と \diamond^5 還り圧力を用いて \blacklozenge^1 受入熱交換器 1 次側入口圧力および \blacklozenge^5 受入熱交換器 1 次側出口圧力を求める。そして、 \diamond^2 行き温度と \diamond^4 受入熱交換器 1 次側出口温度を用いて \blacklozenge^2 受入熱交換器 1 次側入口温度および \blacklozenge^4 還り温度を求める。これらの処理により、需要家モデルおよびプラントモデルとの境界条件が全て得られる。

3.3 地域導管の座標系

3.3.1 座標変換の厳密性

物理現象を扱う数値モデルを開発する上で、座標系の設定は非常に重要である。地域導管モデルは、地域導管を流れる冷温水の温度分布を非定常状態で推定することを目的としており、流体力学及び伝熱工学に関する物理方程式を基礎としている。地域導管は円管であるため、デカルト座標系ではなく円筒座標系を採用することで物理現象を容易に取り扱うことができる。しかし、円筒座標系における物理方程式(特に流体力学のナビエ-ストークス方程式)の導出過程は煩雑になり易く、最終的な導出結果のみを記載した文献が多数見られる。座標変換は数学的に厳密であり、座標変換後の各項が変換前のどの項に由来しているのかを理解しないまま数値モデルを構築するのは大変危険である。したがって、本研究ではデカルト座標系から曲線座標系への座標変換を出発点として、円筒座標系までの導出過程を全て記述する。

3.3.2 デカルト座標系と曲線座標系

物理現象の数学的記述においてはデカルト座標系 (x_1, x_2, x_3) が最も理解し易く支配方程式系の成分表記も簡潔である。しかし冷温水の管内流れに関する問題においては対象とする配管形状が軸対象構造であることから円筒座標系 (r, θ, z) を用いることが適切である。したがって物理現象の解析にあたってはデカルト座標系 (x_1, x_2, x_3) から円筒座標系 (r, θ, z) への座標変換が必要となる。座標変換において重要なことはベクトル場(速度)とテンソル場(応力)の表現であり、これらはスカラー場(圧力や温度)と異なり成分を持っている。成分は基底ベクトルにより定義される。基底ベクトルとは座標系を定義する座標曲線の接ベクトルであり、一般的に基底ベクトルの向きは座標の関数である。例えば縦引き配管の外周上の右方向は慣性系から見れば場所によって異なり、今見ている配管の反対側から見れば反対向きとなる。成分が定数から成るベクトルは定ベクトルではないことに注意しなければならない。

慣性系に固定したデカルト座標系 (x_1, x_2, x_3) の反変基底ベクトルを \mathbf{d}^n 、曲線座標系 (ξ^1, ξ^2, ξ^3) の共変基底ベクトルを \mathbf{e}_i とする。基底ベクトル \mathbf{e}_i を \mathbf{e}_j 方向に微分したベクトル場 $\nabla_{\mathbf{e}_j} \mathbf{e}_i$ が以下のように $\mathbf{e}_1, \mathbf{e}_2, \mathbf{e}_3$ の1次結合で表現できるとする。

$$\begin{aligned}\nabla_{\mathbf{e}_j} \mathbf{e}_i &\equiv \frac{\partial \mathbf{e}_i}{\partial \xi^j} \\ &= \Gamma_{ji}^1 \mathbf{e}_1 + \Gamma_{ji}^2 \mathbf{e}_2 + \Gamma_{ji}^3 \mathbf{e}_3 \\ &= \Gamma_{ji}^p \mathbf{e}_p\end{aligned}\tag{3.1}$$

ここで Γ_{ji}^p は関数であり、以下で Γ_{ji}^p を求める。曲線座標系 (ξ^1, ξ^2, ξ^3) の共変基底ベクトル e_i はデカルト座標系 (x_1, x_2, x_3) に関する共変成分 x_n を用いて以下のように書くことができる。

$$\begin{aligned} e_i &\equiv \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \xi^i} \\ &= \frac{\partial x_1}{\partial \xi^i} \mathbf{d}^1 + \frac{\partial x_2}{\partial \xi^i} \mathbf{d}^2 + \frac{\partial x_3}{\partial \xi^i} \mathbf{d}^3 \\ &= \frac{\partial x_n}{\partial \xi^i} \mathbf{d}^n \end{aligned} \quad (3.2)$$

式 (3.2) を式 (3.1) に代入することで以下の式を得る。

$$\nabla_{e_j} e_i = \frac{\partial^2 x_n}{\partial \xi^j \partial \xi^i} \mathbf{d}^n \quad (3.3)$$

i と j を入れ替えることで以下の式も得る。

$$\nabla_{e_i} e_j = \frac{\partial^2 x_n}{\partial \xi^i \partial \xi^j} \mathbf{d}^n \quad (3.4)$$

式 (3.3)(3.4) の右辺が等しいことから左辺も等しくなり

$$\nabla_{e_j} e_i = \nabla_{e_i} e_j \quad (3.5)$$

が成り立つ。式 (3.5) は関数の定義 (3.1) より

$$\Gamma_{ji}^p e_p = \Gamma_{ij}^p e_p \quad (3.6)$$

と書くことができる。よって式 (3.6) の両辺を見比べて以下の関係式を得る。

$$\Gamma_{ji}^p = \Gamma_{ij}^p \quad (3.7)$$

また関数の組 g_{ij} を共変成分とする 2 階テンソルを以下のように定義し計量テンソルと呼ぶこととする。

$$g_{ij} \equiv e_i \cdot e_j \quad (3.8)$$

式 (3.8) より直ちに以下の関係式を得る。

$$g_{ij} = g_{ji} \quad (3.9)$$

計量テンソルを微分すると

$$\begin{aligned} \nabla_{e_k} g_{ij} &= \frac{\partial g_{ij}}{\partial \xi^k} \\ &= \frac{\partial}{\partial \xi^k} (e_i \cdot e_j) \\ &= \frac{\partial e_i}{\partial \xi^k} \cdot e_j + e_i \cdot \frac{\partial e_j}{\partial \xi^k} \\ &= (\Gamma_{ki}^p e_p) \cdot e_j + e_i \cdot (\Gamma_{kj}^p e_p) \\ &= \Gamma_{ki}^p (e_p \cdot e_j) + \Gamma_{kj}^p (e_i \cdot e_p) \\ &= \Gamma_{ki}^p g_{pj} + \Gamma_{kj}^p g_{ip} \end{aligned} \quad (3.10)$$

となる．式 (3.10) の 1 段目と最後の段を見比べることで以下の関係式を得る．

$$\frac{\partial g_{ij}}{\partial \xi^k} = \Gamma_{ki}^p g_{pj} + \Gamma_{kj}^p g_{ip} \quad (3.11)$$

式 (3.11) の添字 i, j, k を置換することでさらに 2 つの関係式が導出できる．

$$\frac{\partial g_{jk}}{\partial \xi^i} = \Gamma_{ij}^p g_{pk} + \Gamma_{ik}^p g_{jp} \quad (3.12)$$

$$\frac{\partial g_{ki}}{\partial \xi^j} = \Gamma_{jk}^p g_{pi} + \Gamma_{ji}^p g_{kp} \quad (3.13)$$

式 (3.12)(3.13) の和から式 (3.11) を差し引き上記の関係式 (3.7)(3.9) を用いることで

$$\begin{aligned} \frac{\partial g_{jk}}{\partial \xi^i} + \frac{\partial g_{ki}}{\partial \xi^j} - \frac{\partial g_{ij}}{\partial \xi^k} &= \Gamma_{ij}^p g_{pk} + \Gamma_{ik}^p g_{jp} + \Gamma_{jk}^p g_{pi} + \Gamma_{ji}^p g_{kp} - \Gamma_{ki}^p g_{pj} - \Gamma_{kj}^p g_{ip} \\ \iff \frac{\partial g_{jk}}{\partial \xi^i} + \frac{\partial g_{ki}}{\partial \xi^j} - \frac{\partial g_{ij}}{\partial \xi^k} &= \Gamma_{ji}^p g_{kp} + \Gamma_{ik}^p g_{jp} + \Gamma_{kj}^p g_{ip} + \Gamma_{ji}^p g_{kp} - \Gamma_{ik}^p g_{jp} - \Gamma_{kj}^p g_{ip} \\ \iff \frac{\partial g_{jk}}{\partial \xi^i} + \frac{\partial g_{ki}}{\partial \xi^j} - \frac{\partial g_{ij}}{\partial \xi^k} &= 2\Gamma_{ji}^p g_{kp} \\ \iff \Gamma_{ji}^p &= \frac{1}{2} \frac{1}{g_{kp}} \left(\frac{\partial g_{jk}}{\partial \xi^i} + \frac{\partial g_{ki}}{\partial \xi^j} - \frac{\partial g_{ij}}{\partial \xi^k} \right) \end{aligned} \quad (3.14)$$

と変形することができる．よって式 (3.14) を計量テンソルの反変成分 g^{qk} で縮約して Christoffel 記号を以下のように定義することとする．

$$\Gamma_{ji}^q \equiv \frac{1}{2} g^{qk} \left(\frac{\partial g_{jk}}{\partial \xi^i} + \frac{\partial g_{ki}}{\partial \xi^j} - \frac{\partial g_{ij}}{\partial \xi^k} \right) \quad (3.15)$$

ここで以下の計量テンソルの共変計量行列 $[g_{ji}]$ と反変計量行列 $[g^{ij}]$ の関係式を用いた．

$$g^{qk} g_{kp} = \delta_p^q \quad (3.16)$$

δ_p^q はクロネッカーのデルタである．式 (3.16) は以下の反変計量行列の定義 (3.17) により直ちに成り立つ．但し I は単位行列を示す．

$$[g^{ij}][g_{ji}] = I \quad (3.17)$$

次にスカラー場，ベクトル場，2 階テンソル場の共変微分を Christoffel 記号 Γ_{ji}^q を用いて表すことを考える．スカラー場 ϕ の共変微分 $\nabla \phi$ のデカルト座標系 (x_1, x_2, x_3) に関する共変成分 $\nabla_n \phi$ は

$$\nabla_n \phi = \frac{\partial \phi}{\partial x_n} \quad (3.18)$$

である．デカルト座標系 (x_1, x_2, x_3) から曲線座標系 (ξ^1, ξ^2, ξ^3) への座標変換行列 $A = [a_i^n]$ を以下のように書けば

$$a_i^n = \frac{\partial x_n}{\partial \xi^i} \quad (3.19)$$

共変ベクトル変換により式 (3.18)(3.19) から曲線座標系 (ξ^1, ξ^2, ξ^3) に関する共変成分 $\nabla_i \phi$ は以下のようになる.

$$\begin{aligned}\nabla_i \phi &= a_i^n (\nabla_n \phi) \\ &= \frac{\partial x_n}{\partial \xi^i} \frac{\partial \phi}{\partial x_n} \\ &= \frac{\partial \phi}{\partial \xi^i}\end{aligned}\tag{3.20}$$

ベクトル場 \mathbf{u} は反変成分 u^i を用いて共変基底ベクトル \mathbf{e}_i との 1 次結合で書くことができる.

$$\mathbf{u} = u^i \mathbf{e}_i\tag{3.21}$$

よって共変微分 $\nabla \mathbf{u}$ は反変成分 $\nabla_j u^i$ と共変基底ベクトル \mathbf{e}_i の 1 次結合で書くことができるはずである. 式 (3.20)(3.21) より

$$\begin{aligned}\nabla_{e_j}(u^i \mathbf{e}_i) &= (\nabla_{e_j} u^i) \mathbf{e}_i + u^i (\nabla_{e_j} \mathbf{e}_i) \\ &= \frac{\partial u^i}{\partial \xi^j} \mathbf{e}_i + u^i \Gamma_{ji}^p \mathbf{e}_p \\ &= \frac{\partial u^i}{\partial \xi^j} \mathbf{e}_i + u^p \Gamma_{jp}^i \mathbf{e}_i \\ &= \left[\frac{\partial u^i}{\partial \xi^j} + u^p \Gamma_{jp}^i \right] \mathbf{e}_i (= (\nabla_j u^i) \mathbf{e}_i)\end{aligned}\tag{3.22}$$

と変形することができる. よって式 (3.22) を見比べることで以下の関係式を得る.

$$\nabla_j u^i = \frac{\partial u^i}{\partial \xi^j} + u^p \Gamma_{jp}^i\tag{3.23}$$

2 階テンソル場 T は反変成分を T^{ij} を用いて共変基底ベクトルのテンソル積 $\mathbf{e}_i \otimes \mathbf{e}_j$ との 1 次結合で書くことができる.

$$T = T^{ij} \mathbf{e}_i \otimes \mathbf{e}_j\tag{3.24}$$

よって共変微分 ∇T は反変成分 $\nabla_k T^{ij}$ と共変基底ベクトルのテンソル積 $\mathbf{e}_i \otimes \mathbf{e}_j$ の 1 次結合で書くことができるはずである. 式 (3.20)(3.24) より

$$\begin{aligned}\nabla_{e_k}(T^{ij} \mathbf{e}_i \otimes \mathbf{e}_j) &= (\nabla_{e_k} T^{ij}) \mathbf{e}_i \otimes \mathbf{e}_j + T^{ij} (\nabla_{e_k} \mathbf{e}_i) \otimes \mathbf{e}_j + T^{ij} \mathbf{e}_i \otimes (\nabla_{e_k} \mathbf{e}_j) \\ &= \frac{\partial T^{ij}}{\partial \xi^k} \mathbf{e}_i \otimes \mathbf{e}_j + T^{ij} \Gamma_{ki}^p \mathbf{e}_p \otimes \mathbf{e}_j + T^{ij} \Gamma_{kj}^p \mathbf{e}_i \otimes \mathbf{e}_p \\ &= \frac{\partial T^{ij}}{\partial \xi^k} \mathbf{e}_i \otimes \mathbf{e}_j + T^{pj} \Gamma_{kp}^i \mathbf{e}_i \otimes \mathbf{e}_j + T^{ip} \Gamma_{kp}^j \mathbf{e}_i \otimes \mathbf{e}_j \\ &= \left[\frac{\partial T^{ij}}{\partial \xi^k} + T^{pj} \Gamma_{kp}^i + T^{ip} \Gamma_{kp}^j \right] \mathbf{e}_i \otimes \mathbf{e}_j (= (\nabla_k T^{ij}) \mathbf{e}_i \otimes \mathbf{e}_j)\end{aligned}\tag{3.25}$$

と変形することができる。よって式 (3.25) を見比べることで以下の関係式を得る。

$$\nabla_k T^{ij} = \frac{\partial T^{ij}}{\partial \xi^k} + T^{pj} \Gamma_{kp}^i + T^{ip} \Gamma_{kp}^j \quad (3.26)$$

以上の共変微分の結果 (3.20)(3.23)(3.26) を用いて勾配と発散を導出する。スカラー場 ϕ の勾配はスカラー場の共変微分の共変成分 $\nabla_i \phi$ (3.20) に対して反変基底ベクトル e^i との 1 次結合をとる。

$$\begin{aligned} \nabla \phi &= (\nabla_i \phi) e^i \\ &= \frac{\partial \phi}{\partial \xi^i} e^i \end{aligned} \quad (3.27)$$

ベクトル場 \mathbf{u} の勾配はベクトル場の共変微分の反変成分 $\nabla_j u^i$ と共変基底 e_i の 1 次結合 (3.22) に対して反変基底ベクトル e^j とのテンソル積をとる。

$$\begin{aligned} \nabla \mathbf{u} &= (\nabla_j u^i) e_i \otimes e^j \\ &= \left[\frac{\partial u^i}{\partial \xi^j} + u^p \Gamma_{jp}^i \right] e_i \otimes e^j \end{aligned} \quad (3.28)$$

ベクトル場 \mathbf{u} の発散はベクトル場の共変微分の反変成分 $\nabla_j u^i$ (3.23) に対して $j = i$ として i についての総和をとる。

$$\begin{aligned} \nabla \cdot \mathbf{u} &= \nabla_i u^i \\ &= \frac{\partial u^i}{\partial \xi^i} + u^p \Gamma_{ip}^i \end{aligned} \quad (3.29)$$

2 階テンソル場 T の右発散はテンソル場の共変微分の反変成分 $\nabla_k T^{ij}$ (3.26) に対して $k = j$ として j についての総和をとる。

$$\begin{aligned} \nabla \cdot T &= (\nabla_j T^{ij}) e_i \\ &= \left[\frac{\partial T^{ij}}{\partial \xi^j} + T^{pj} \Gamma_{jp}^i + T^{ip} \Gamma_{jp}^j \right] e_i \end{aligned} \quad (3.30)$$

一般的に 2 階テンソル場の発散には右発散 (演算順序に留意した表記は $T \cdot \nabla$ となるがここでは $\nabla \cdot T$ と表記する) と左発散 ($\nabla \cdot T$) の 2 種類存在するが、物理現象の解析においては通常は右発散を用いる。

そして共変基底ベクトル e_i を正規化した基底ベクトル \bar{a}_i を以下のように定義する。

$$\bar{a}_i \equiv \frac{1}{h_i} e_i \quad (3.31)$$

ここで

$$h_i \equiv \|e_i\| \quad (3.32)$$

である。定義 (3.31) より明らかに

$$\mathbf{e}_i = h_i \bar{\mathbf{a}}_i \quad (3.33)$$

となる。ベクトル場 \mathbf{u} を正規化された共変基底ベクトル $\bar{\mathbf{a}}_i$ の 1 次結合で

$$\mathbf{u} = \bar{u}^i \bar{\mathbf{a}}_i \quad (3.34)$$

のように書くことができるとすると、式 (3.31) を式 (3.34) に代入することで

$$\mathbf{u} = \frac{\bar{u}^i}{h_i} \mathbf{e}_i (= u^i \mathbf{e}_i) \quad (3.35)$$

となるので式 (3.35) を見比べて以下の関係式を得る。

$$u^i = \frac{\bar{u}^i}{h_i} \quad (3.36)$$

2 階テンソル場についても同様に正規化された共変基底ベクトル $\bar{\mathbf{a}}_i, \bar{\mathbf{a}}_j$ のテンソル積で

$$T = \bar{T}^{ij} \bar{\mathbf{a}}_i \otimes \bar{\mathbf{a}}_j \quad (3.37)$$

のように書くことができるとすると、式 (3.31) を式 (3.37) に代入することで

$$T = \frac{\bar{T}^{ij}}{h_i h_j} \mathbf{e}_i \otimes \mathbf{e}_j (= T^{ij} \mathbf{e}_i \otimes \mathbf{e}_j) \quad (3.38)$$

となるので式 (3.38) を見比べて以下の関係式を得る。

$$T^{ij} = \frac{\bar{T}^{ij}}{h_i h_j} \quad (3.39)$$

地域導管モデルにおいて採用する円筒座標系は直交曲線座標系の一種であり、以降では直交曲線座標系のみを取り上げることとする。直交曲線座標系は曲線座標系の特殊な場合であることからここまでの曲線座標系についての関係式を明らかに満たす。任意の 2 つの曲線座標軸が直交している場合、正規化された共変基底ベクトル $\bar{\mathbf{a}}_i, \bar{\mathbf{a}}_j$ の内積は以下のようにクロネッカーのデルタとなる。

$$\bar{\mathbf{a}}_i \cdot \bar{\mathbf{a}}_j = \delta_{ij} \quad (3.40)$$

式 (3.33)(3.40) を式 (3.8) へ代入すると計量テンソル g_{ij} は以下ようになる。

$$\begin{aligned} g_{ij} &= h_i h_j \bar{\mathbf{a}}_i \cdot \bar{\mathbf{a}}_j \\ &= h_i h_j \delta_{ij} \\ &= h_i^2 \delta_{ij} \end{aligned} \quad (3.41)$$

また共変基底ベクトル e_i が以下のように反変基底ベクトル e^q に対して関数 E_{iq} を作用させることで得られるとする.

$$e_i = E_{iq} e^q \quad (3.42)$$

式 (3.42) の両辺と e_j の内積をとることで

$$\begin{aligned} e_i \cdot e_j &= E_{iq} e^q \cdot e_j \\ &= E_{iq} \delta_j^q \\ &= E_{ij} (= g_{ij}) \end{aligned} \quad (3.43)$$

となりこれは計量テンソル g_{ij} の共変成分に等しい. ここで共変基底ベクトルと反変基底ベクトルの関係式 (3.44) を用いた.

$$e^q \cdot e_p = \delta_p^q \quad (3.44)$$

式 (3.43) を式 (3.42) に代入すると

$$e_i = g_{ip} e^p \quad (3.45)$$

となる. 式 (3.45) の両辺に計量テンソルの反変成分 g^{qi} を乗じることで計量行列の関係式 (3.16) より

$$\begin{aligned} g^{qi} e_i &= g^{qi} g_{ip} e^p \\ &= \delta_p^q e^p \\ &= e^q \end{aligned} \quad (3.46)$$

となる. いま式 (3.41) より共変計量行列 $[g_{ij}]$ は対角行列であり, その反変計量行列 $[g^{ji}]$ の対角成分は

$$\begin{aligned} g^{ii} &= \frac{1}{g_{ii}} \\ &= \frac{1}{h_i^2} \end{aligned} \quad (3.47)$$

となるので $q = i$ のときに式 (3.47) を式 (3.46) に代入することで

$$\begin{aligned} e^i &= g^{ii} e_i \\ &= \frac{1}{h_i^2} e_i \end{aligned} \quad (3.48)$$

が成り立つ. また Christoffel 記号 Γ_{ji}^q (3.15) は計量テンソル g_{ij} により表現することができる. 式 (3.9) より以下の各場合について計量行列 $[g_{ij}]$ が対角行列であることを利用して

簡略化することができる． $q = i = j$ の場合

$$\begin{aligned}
\Gamma_{ii}^i &= \frac{1}{2} g^{ki} \left(\frac{\partial g_{ik}}{\partial \xi^i} + \frac{\partial g_{ki}}{\partial \xi^i} - \frac{\partial g_{ii}}{\partial \xi^k} \right) \\
&= \frac{1}{2} g^{ii} \left(\frac{\partial g_{ii}}{\partial \xi^i} + \frac{\partial g_{ii}}{\partial \xi^i} - \frac{\partial g_{ii}}{\partial \xi^i} \right) \\
&= \frac{1}{2} \frac{1}{g_{ii}} \frac{\partial g_{ii}}{\partial \xi^i} \\
&= \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial \xi^i} \ln g_{ii}
\end{aligned} \tag{3.49}$$

$q = i \neq j$ 又は $q = j \neq i$ の場合

$$\begin{aligned}
\Gamma_{ji}^i &= \frac{1}{2} g^{ki} \left(\frac{\partial g_{jk}}{\partial \xi^i} + \frac{\partial g_{ki}}{\partial \xi^j} - \frac{\partial g_{ij}}{\partial \xi^k} \right) \\
&= \frac{1}{2} g^{ii} \left(\frac{\partial g_{ji}}{\partial \xi^i} + \frac{\partial g_{ii}}{\partial \xi^j} - \frac{\partial g_{ij}}{\partial \xi^i} \right) \\
&= \frac{1}{2} g^{ii} \left(0 + \frac{\partial g_{ii}}{\partial \xi^j} - 0 \right) \\
&= \frac{1}{2} \frac{1}{g_{ii}} \frac{\partial g_{ii}}{\partial \xi^j} \\
&= \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial \xi^j} \ln g_{ii} (= \Gamma_{ij}^i)
\end{aligned} \tag{3.50}$$

$q \neq i = j$ の場合

$$\begin{aligned}
\Gamma_{ii}^q &= \frac{1}{2} g^{kq} \left(\frac{\partial g_{ik}}{\partial \xi^i} + \frac{\partial g_{ki}}{\partial \xi^i} - \frac{\partial g_{ii}}{\partial \xi^k} \right) \\
&= \frac{1}{2} g^{qq} \left(\frac{\partial g_{iq}}{\partial \xi^i} + \frac{\partial g_{qi}}{\partial \xi^i} - \frac{\partial g_{ii}}{\partial \xi^q} \right) \\
&= \frac{1}{2} g^{qq} \left(0 + 0 - \frac{\partial g_{ii}}{\partial \xi^q} \right) \\
&= -\frac{1}{2} \frac{1}{g_{qq}} \frac{\partial g_{ii}}{\partial \xi^q}
\end{aligned} \tag{3.51}$$

$q \neq i \neq j$ の場合

$$\begin{aligned}
\Gamma_{ji}^q &= \frac{1}{2} g^{kq} \left(\frac{\partial g_{jk}}{\partial \xi^i} + \frac{\partial g_{ki}}{\partial \xi^j} - \frac{\partial g_{ij}}{\partial \xi^k} \right) \\
&= \frac{1}{2} g^{qq} \left(\frac{\partial g_{jq}}{\partial \xi^i} + \frac{\partial g_{qi}}{\partial \xi^j} - \frac{\partial g_{ij}}{\partial \xi^q} \right) \\
&= \frac{1}{2} g^{qq} (0 + 0 - 0) \\
&= 0
\end{aligned} \tag{3.52}$$

となる．したがって直交曲線座標系における勾配と発散は以下のように導出することができる．任意のスカラー場 ϕ の勾配は式 (3.33)(3.48) を式 (3.27) に代入することで以下のようなになる．

$$\nabla \phi = \frac{1}{h_i} \frac{\partial \phi}{\partial \xi^i} \bar{\mathbf{a}}_i \tag{3.53}$$

任意のベクトル場 \mathbf{u} の勾配は式 (3.33)(3.36)(3.48) を式 (3.28) に代入することで以下のようになる。

$$\nabla \mathbf{u} = \frac{h_i}{h_j} \left[\frac{\partial}{\partial \xi^j} \frac{\bar{u}^i}{h_i} + \frac{\bar{u}^p}{h_p} \Gamma_{jp}^i \right] \bar{\mathbf{a}}_i \otimes \bar{\mathbf{a}}_j \quad (3.54)$$

任意のベクトル場 \mathbf{u} の発散は式 (3.36) を式 (3.29) に代入することで以下のようになる。

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = \frac{\partial}{\partial \xi^i} \frac{\bar{u}^i}{h_i} + \frac{\bar{u}^p}{h_p} \Gamma_{ip}^i \quad (3.55)$$

任意の2階テンソル場 T の右発散は式 (3.33)(3.39) を式 (3.30) に代入することで以下のようになる。

$$\nabla \cdot T = h_i \left[\frac{\partial}{\partial \xi^j} \frac{\bar{T}^{ij}}{h_i h_j} + \frac{\bar{T}^{pj}}{h_p h_j} \Gamma_{jp}^i + \frac{\bar{T}^{ip}}{h_i h_p} \Gamma_{jp}^j \right] \bar{\mathbf{a}}_i \quad (3.56)$$

3.3.3 円筒座標系

曲線座標系 (ξ^1, ξ^2, ξ^3) として円筒座標系 (r, θ, z) を取り上げる。共変基底を \mathbf{e}_i とする。円筒座標系は直交曲線座標系の一つであり、前節において導出した関係式が成り立つ。デカルト座標系 (x_1, x_2, x_3) から円筒座標系 (r, θ, z) への変換は次のように書くことができる。

$$\begin{cases} \xi^1 = r = \sqrt{x_1^2 + x_2^2} \\ \xi^2 = \theta = \tan^{-1} \frac{x_2}{x_1} \\ \xi^3 = z = x_3 \end{cases} \quad (3.57)$$

式 (3.57) より円筒座標系 (r, θ, z) からデカルト座標系 (x_1, x_2, x_3) への逆変換は次のように書くことができる。

$$\begin{cases} x_1 = r \cos \theta \\ x_2 = r \sin \theta \\ x_3 = z \end{cases} \quad (3.58)$$

式 (3.58) は位置ベクトル \mathbf{x} のデカルト座標系 (x_1, x_2, x_3) における成分と見なすことができる。共変基底ベクトル \mathbf{e}_i は式 (3.2) により与えられるので

$$\begin{cases} \mathbf{e}_1 \equiv \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial r} = [\cos \theta \quad \sin \theta \quad 0]^T \\ \mathbf{e}_2 \equiv \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \theta} = [-r \sin \theta \quad r \cos \theta \quad 0]^T \\ \mathbf{e}_3 \equiv \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial z} = [0 \quad 0 \quad 1]^T \end{cases} \quad (3.59)$$

となる。式 (3.59) を式 (3.32) に代入することで h_i が得られる。

$$\begin{cases} h_1 \equiv \|\mathbf{e}_1\| = \sqrt{(\cos \theta)^2 + (\sin \theta)^2} = 1 \\ h_2 \equiv \|\mathbf{e}_2\| = \sqrt{(-r \sin \theta)^2 + (r \cos \theta)^2} = r \\ h_3 \equiv \|\mathbf{e}_3\| = 1 \end{cases} \quad (3.60)$$

式 (3.60) を式 (3.31) に代入することで正規基底ベクトル $\bar{\mathbf{a}}_i$ は以下のようになる。

$$\begin{cases} \bar{\mathbf{a}}_1 \equiv \frac{1}{h_1} \mathbf{e}_1 = [\cos \theta & \sin \theta & 0]^T \\ \bar{\mathbf{a}}_2 \equiv \frac{1}{h_2} \mathbf{e}_2 = [-\sin \theta & \cos \theta & 0]^T \\ \bar{\mathbf{a}}_3 \equiv \frac{1}{h_3} \mathbf{e}_3 = [0 & 0 & 1]^T \end{cases} \quad (3.61)$$

これは式 (3.40) を満たすことから円筒座標系 (r, θ, z) は直交曲線座標系であることが確認できる。よって計量テンソル g_{ij} (3.41) は対角成分のみ値を持つので

$$\begin{cases} g_{11} = h_1^2 = 1 \\ g_{22} = h_2^2 = r^2 \\ g_{33} = h_3^2 = 1 \end{cases} \quad (3.62)$$

となる。式 (3.62) より Christoffel 記号 Γ_{ji}^q (3.49)~(3.52) は以下のようになる。 $\Gamma_{21}^2, \Gamma_{12}^2, \Gamma_{22}^1$ を除いて Γ_{ji}^q は 0 である。

$$\begin{cases} \Gamma_{21}^2 = \Gamma_{12}^2 = \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial \xi^1} \ln g_{22} = \frac{1}{r} \\ \Gamma_{22}^1 = -\frac{1}{2} \frac{1}{g_{qq}} \frac{\partial g_{22}}{\partial \xi^q} = -r \end{cases} \quad (3.63)$$

したがって式 (3.63) を用いて円筒座標系における勾配と発散を求めることができる。任意のスカラー場 ϕ の勾配は式 (3.60) を式 (3.53) に代入することで以下のようになる。

$$\nabla \phi = \frac{\partial \phi}{\partial r} \bar{\mathbf{a}}_1 + \frac{1}{r} \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \bar{\mathbf{a}}_2 + \frac{\partial \phi}{\partial z} \bar{\mathbf{a}}_3 \quad (3.64)$$

任意のベクトル場 \mathbf{u} の勾配は式 (3.60)(3.63) を式 (3.54) に代入することで以下のようになる。

$$\begin{aligned} \nabla \mathbf{u} &= \left[\frac{\partial \bar{u}^1}{\partial r} \right] \bar{\mathbf{a}}_1 \otimes \bar{\mathbf{a}}_1 + \frac{1}{r} \left[\frac{\partial \bar{u}^1}{\partial \theta} - \bar{u}^2 \right] \bar{\mathbf{a}}_1 \otimes \bar{\mathbf{a}}_2 + \left[\frac{\partial \bar{u}^1}{\partial z} \right] \bar{\mathbf{a}}_1 \otimes \bar{\mathbf{a}}_3 \\ &+ r \left[\frac{\partial \bar{u}^2}{\partial r} \frac{1}{r} + \frac{\bar{u}^2}{r^2} \right] \bar{\mathbf{a}}_2 \otimes \bar{\mathbf{a}}_1 + \left[\frac{\partial \bar{u}^2}{\partial \theta} \frac{1}{r} + \frac{\bar{u}^1}{r} \right] \bar{\mathbf{a}}_2 \otimes \bar{\mathbf{a}}_2 + r \left[\frac{\partial \bar{u}^2}{\partial z} \frac{1}{r} \right] \bar{\mathbf{a}}_2 \otimes \bar{\mathbf{a}}_3 \\ &+ \left[\frac{\partial \bar{u}^3}{\partial r} \right] \bar{\mathbf{a}}_3 \otimes \bar{\mathbf{a}}_1 + \frac{1}{r} \left[\frac{\partial \bar{u}^3}{\partial \theta} \right] \bar{\mathbf{a}}_3 \otimes \bar{\mathbf{a}}_2 + \left[\frac{\partial \bar{u}^3}{\partial z} \right] \bar{\mathbf{a}}_3 \otimes \bar{\mathbf{a}}_3 \\ &= \left[\frac{\partial \bar{u}^1}{\partial r} \right] \bar{\mathbf{a}}_1 \otimes \bar{\mathbf{a}}_1 + \left[\frac{1}{r} \frac{\partial \bar{u}^1}{\partial \theta} - \frac{\bar{u}^2}{r} \right] \bar{\mathbf{a}}_1 \otimes \bar{\mathbf{a}}_2 + \left[\frac{\partial \bar{u}^1}{\partial z} \right] \bar{\mathbf{a}}_1 \otimes \bar{\mathbf{a}}_3 \\ &+ \left[\frac{\partial \bar{u}^2}{\partial r} \right] \bar{\mathbf{a}}_2 \otimes \bar{\mathbf{a}}_1 + \left[\frac{1}{r} \frac{\partial \bar{u}^2}{\partial \theta} + \frac{\bar{u}^1}{r} \right] \bar{\mathbf{a}}_2 \otimes \bar{\mathbf{a}}_2 + \left[\frac{\partial \bar{u}^2}{\partial z} \right] \bar{\mathbf{a}}_2 \otimes \bar{\mathbf{a}}_3 \\ &+ \left[\frac{\partial \bar{u}^3}{\partial r} \right] \bar{\mathbf{a}}_3 \otimes \bar{\mathbf{a}}_1 + \left[\frac{1}{r} \frac{\partial \bar{u}^3}{\partial \theta} \right] \bar{\mathbf{a}}_3 \otimes \bar{\mathbf{a}}_2 + \left[\frac{\partial \bar{u}^3}{\partial z} \right] \bar{\mathbf{a}}_3 \otimes \bar{\mathbf{a}}_3 \end{aligned} \quad (3.65)$$

任意のベクトル場 \mathbf{u} の発散は式 (3.60)(3.63) を式 (3.55) に代入することで以下のようになる.

$$\begin{aligned}\nabla \cdot \mathbf{u} &= \frac{\partial \bar{u}^1}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial \theta} \frac{\bar{u}^2}{r} + \frac{\bar{u}^1}{r} + \frac{\partial \bar{u}^3}{\partial z} \\ &= \frac{1}{r} \frac{\partial r \bar{u}^1}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{u}^2}{\partial \theta} + \frac{\partial \bar{u}^3}{\partial z}\end{aligned}\quad (3.66)$$

任意の2階テンソル場 T の右発散は式 (3.60)(3.63) を式 (3.56) に代入することで以下のようになる.

$$\begin{aligned}\nabla \cdot T &= \left[\frac{\partial \bar{T}^{11}}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial \theta} \frac{\bar{T}^{12}}{r} - \frac{\bar{T}^{22}}{r} + \frac{\bar{T}^{11}}{r} + \frac{\partial \bar{T}^{13}}{\partial z} \right] \bar{\mathbf{a}}_1 \\ &\quad + r \left[\frac{\partial}{\partial r} \frac{\bar{T}^{21}}{r} + \frac{\bar{T}^{21}}{r^2} + \frac{\partial}{\partial \theta} \frac{\bar{T}^{22}}{r^2} + \frac{\bar{T}^{12}}{r^2} + \frac{\bar{T}^{21}}{r^2} + \frac{\partial}{\partial z} \frac{\bar{T}^{23}}{r} \right] \bar{\mathbf{a}}_2 \\ &\quad + \left[\frac{\partial \bar{T}^{31}}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial \theta} \frac{\bar{T}^{32}}{r} + \frac{\bar{T}^{31}}{r} + \frac{\partial \bar{T}^{33}}{\partial z} \right] \bar{\mathbf{a}}_3 \\ &= \left[\frac{\partial \bar{T}^{11}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{T}^{12}}{\partial \theta} + \frac{\partial \bar{T}^{13}}{\partial z} + \frac{\bar{T}^{11}}{r} - \frac{\bar{T}^{22}}{r} \right] \bar{\mathbf{a}}_1 \\ &\quad + \left[\frac{\partial \bar{T}^{21}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{T}^{22}}{\partial \theta} + \frac{\partial \bar{T}^{23}}{\partial z} + \frac{\bar{T}^{12}}{r} + \frac{\bar{T}^{21}}{r} \right] \bar{\mathbf{a}}_2 \\ &\quad + \left[\frac{\partial \bar{T}^{31}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{T}^{32}}{\partial \theta} + \frac{\partial \bar{T}^{33}}{\partial z} + \frac{\bar{T}^{31}}{r} \right] \bar{\mathbf{a}}_3\end{aligned}\quad (3.67)$$

2階テンソル場 T の反変成分 \bar{T}^{ij} がベクトル場 \bar{u}^i の勾配の反変成分 $\nabla_j \bar{u}^i$ であることを考慮すると

$$\bar{T}^{ij} = \nabla_j \bar{u}^i \quad (3.68)$$

が成り立つ. 式 (3.65)(3.68) を式 (3.67) に代入することで

$$\begin{aligned}\nabla \cdot \nabla \mathbf{u} &= \left[\frac{\partial^2 \bar{u}^1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \bar{u}^1}{\partial \theta} \right) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \frac{\bar{u}^2}{r} + \frac{\partial^2 \bar{u}^1}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{u}^1}{\partial r} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial \bar{u}^2}{\partial \theta} - \frac{\bar{u}^1}{r^2} \right] \bar{\mathbf{a}}_1 \\ &\quad + \left[\frac{\partial^2 \bar{u}^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \bar{u}^2}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \frac{\bar{u}^1}{r} + \frac{\partial^2 \bar{u}^2}{\partial z^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial \bar{u}^1}{\partial \theta} - \frac{\bar{u}^2}{r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{u}^2}{\partial r} \right] \bar{\mathbf{a}}_2 \\ &\quad + \left[\frac{\partial^2 \bar{u}^3}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \bar{u}^3}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial^2 \bar{u}^3}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{u}^3}{\partial r} \right] \bar{\mathbf{a}}_3 \\ &= \left[\frac{\partial^2 \bar{u}^1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{u}^1}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \bar{u}^1}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}^1}{\partial z^2} - \frac{\bar{u}^1}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial \bar{u}^2}{\partial \theta} \right] \bar{\mathbf{a}}_1 \\ &\quad + \left[\frac{\partial^2 \bar{u}^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{u}^2}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \bar{u}^2}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}^2}{\partial z^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial \bar{u}^1}{\partial \theta} - \frac{\bar{u}^2}{r^2} \right] \bar{\mathbf{a}}_2 \\ &\quad + \left[\frac{\partial^2 \bar{u}^3}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{u}^3}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \bar{u}^3}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}^3}{\partial z^2} \right] \bar{\mathbf{a}}_3\end{aligned}\quad (3.69)$$

となる。ベクトルとテンソルの内積は式 (3.65) より

$$\begin{aligned}
\mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} &= \bar{u}^j (\nabla_j \bar{u}^i) \bar{\mathbf{a}}_i \\
&= \left[\bar{u}^1 \frac{\partial \bar{u}^1}{\partial r} + \bar{u}^2 \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \bar{u}^1}{\partial \theta} - \frac{\bar{u}^2}{r} \right) + \bar{u}^3 \frac{\partial \bar{u}^1}{\partial z} \right] \bar{\mathbf{a}}_1 \\
&\quad + \left[\bar{u}^1 \frac{\partial \bar{u}^2}{\partial r} + \bar{u}^2 \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \bar{u}^2}{\partial \theta} + \frac{\bar{u}^1}{r} \right) + \bar{u}^3 \frac{\partial \bar{u}^2}{\partial z} \right] \bar{\mathbf{a}}_2 \\
&\quad + \left[\bar{u}^1 \frac{\partial \bar{u}^3}{\partial r} + \bar{u}^2 \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{u}^3}{\partial \theta} + \bar{u}^3 \frac{\partial \bar{u}^3}{\partial z} \right] \bar{\mathbf{a}}_3
\end{aligned} \tag{3.70}$$

となる。ここまでが円筒座標系における物理方程式の導出のための下準備である。実際の物理現象においては圧力や温度がスカラー場、速度がベクトル場、応力がテンソル場となるため以上の関係式を用いることで容易に座標変換を行うことができる。

3.4 支配方程式系の導出

3.4.1 スカラー輸送方程式について

本研究において対象とする物理現象は円管内を流れる流体の速度と温度の時間変化であるため移動現象全般を記述するスカラー輸送方程式を適用することができる。一般的に保存形のスカラー輸送方程式は以下のように記述できる。

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \phi) = \nabla \cdot (\Gamma_\phi \nabla \phi) + \rho S_\phi \tag{3.71}$$

ここで ρ は密度 [kg m^{-3}], \mathbf{u} は速度ベクトル [m s^{-1}], ϕ は質量分率, Γ_ϕ は物質拡散係数, S_ϕ は生成率を示す。式 (3.71) の $\phi, \Gamma_\phi, S_\phi$ に対して適当な値を代入することで連続の式, 運動量の式, エネルギーの式の3つの物理方程式を得ることができる。

3.4.2 連続の式の導出

$\phi = 1, S_\phi = 0$ を式 (3.71) に代入すると以下の保存形の連続の式 (質量保存則) を得る。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \tag{3.72}$$

非圧縮性流体を仮定すると

$$\begin{cases} \nabla \rho = 0 \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \end{cases} \tag{3.73}$$

であるので式 (3.72) は以下のように変形することができる。

$$\rho(\nabla \cdot \mathbf{u}) = 0 \tag{3.74}$$

ここで以下のベクトル解析の公式を用いた.

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = (\nabla \rho) \cdot \mathbf{u} + \rho (\nabla \cdot \mathbf{u}) \quad (3.75)$$

円筒座標系 (r, θ, z) における速度ベクトル \mathbf{u} の各成分を (u, v, w) とすると式 (3.66) より式 (3.74) は以下のように書くことができる.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(ru)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.76)$$

ここで両辺を ρ で除した. 円管内の流れの軸対称性を仮定すると

$$\frac{\partial *}{\partial \theta} = 0 \quad (3.77)$$

であるので式 (3.76) は以下のように簡略化することができる.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(ru)}{\partial r} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.78)$$

3.4.3 運動量の式の導出

$\phi = \mathbf{u}$, $\Gamma_\phi = \rho\nu$, $S_\phi = -\frac{1}{\rho}\nabla p$ を式 (3.71) に代入すると以下の保存形の運動量の式 (運動方程式) を得る. ν は動粘性係数である.

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = \nabla \cdot (\rho \nu \nabla \mathbf{u}) - \nabla p \quad (3.79)$$

非圧縮性流体 (3.73) を仮定して動粘性係数 ν を一定値とすると式 (3.79) は以下のように変形することができる.

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \rho \nu (\nabla \cdot \nabla \mathbf{u}) - \nabla p \quad (3.80)$$

ここで以下のベクトル解析の公式を用いて連続の式 (3.72) を適用した.

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = \rho (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} + \mathbf{u} (\nabla \cdot \rho \mathbf{u}) \quad (3.81)$$

$$\nabla \cdot (\rho \nu \nabla \mathbf{u}) = (\nabla \rho \nu) \cdot \nabla \mathbf{u} + \rho \nu (\nabla \cdot \nabla \mathbf{u}) \quad (3.82)$$

式 (3.81) を成分表示すると

$$\nabla_j (\rho u^j u^i) = \rho u^j \nabla_j u^i + u^i \nabla_j \rho u^j \quad (3.83)$$

である。円筒座標系 (r, θ, z) における速度ベクトル \mathbf{u} の各成分を (u, v, w) とすると，式 (3.65)(3.69)(3.70) より式 (3.79) は以下のように座標軸 r, θ, z 方向毎に書くことができる。

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial r} + v \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} - \frac{v}{r} \right) + w \frac{\partial u}{\partial z} = \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} - \frac{u}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v}{\partial \theta} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (3.84)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial r} + v \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{u}{r} \right) + w \frac{\partial v}{\partial z} = \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u}{\partial \theta} - \frac{v}{r^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \quad (3.85)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial r} + v \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial \theta} + w \frac{\partial w}{\partial z} = \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (3.86)$$

ここで両辺を ρ で除した。円管内の流れの軸対称性 (3.77) を仮定すると式 (3.84)(3.85)(3.86) は以下のように簡略化することができる。

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial r} - \frac{v^2}{r} + w \frac{\partial u}{\partial z} = \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} - \frac{u}{r^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (3.87)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{uv}{r} + w \frac{\partial v}{\partial z} = \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} - \frac{v}{r^2} \right) \quad (3.88)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial r} + w \frac{\partial w}{\partial z} = \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (3.89)$$

$v = 0$ とすると式 (3.88) を解く必要がなくなり式 (3.87)(3.89) は以下のようになる。

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial r} + w \frac{\partial u}{\partial z} = \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} - \frac{u}{r^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (3.90)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial r} + w \frac{\partial w}{\partial z} = \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (3.91)$$

よって $v = 0$ のときこの2つの方程式 (3.90)(3.91) を解けばよいことになる。これはナビエ-ストークス方程式 (Navier-Stokes equations) と呼ばれ流体の運動を記述する連立非線形方程式である。

3.4.4 エネルギーの式の導出

$\phi = T$ (テンソル記号ではなくスカラー値関数の温度とする)， $\Gamma_\phi = \rho\alpha$ ， $S_\phi = \frac{S_h}{c_p}$ を式 (3.71) に代入すると以下の保存形のエネルギーの式を得る。 α は熱拡散率である。

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} T) = \nabla \cdot (\rho \alpha \nabla T) + \frac{\rho S_h}{c_p} \quad (3.92)$$

非圧縮性流体 (3.73) を仮定して熱拡散率 α を一定値とすると式 (3.92) は以下のように変形することができる。

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)T = \rho\alpha(\nabla \cdot \nabla T) + \frac{\rho S_h}{c_p} \quad (3.93)$$

ここで以下のベクトル解析の公式を用いて連続の式 (3.72) を適用した。

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u} T) = \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)T + T(\nabla \cdot \rho \mathbf{u}) \quad (3.94)$$

$$\nabla \cdot (\rho \alpha \nabla T) = (\nabla \rho \alpha) \cdot \nabla T + \rho \alpha (\nabla \cdot \nabla T) \quad (3.95)$$

式 (3.94) を成分表示すると

$$\nabla_j (\rho u^j T^i) = \rho u^j \nabla_j T^i + T^i \nabla_j \rho u^j \quad (3.96)$$

である。円筒座標系 (r, θ, z) における速度ベクトル \mathbf{u} の各成分を (u, v, w) とすると、式 (3.64)(3.66) より式 (3.93) は以下のように書くことができる。

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial r} + v \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \frac{S_h}{c_p} \quad (3.97)$$

ここで両辺を ρ で除した。円管内の流れの軸対称性 (3.77) を仮定すると式 (3.97) は以下のように簡略化することができる。

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial r} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \frac{S_h}{c_p} \quad (3.98)$$

特に内部発熱がない場合 ($S_h = 0$) には式 (3.98) は以下のようになる。

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial r} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (3.99)$$

なお本節で導出したエネルギーの式はエネルギー保存則ではなく、流体の移動を記述するスカラー輸送方程式に由来する温度の時間変化を記述する式である。

3.4.5 熱伝導方程式の導出

前節までの3つの方程式(連続の式 (3.78), 運動量の式 (3.90)(3.91), エネルギーの式 (3.99))に加えて導管内を流れる流体の熱損失を考慮するために熱伝導方程式を組み込む。導管では保温の有無, 屋内外露出又は地下埋設に関わらず内部を流れる流体と外部との温度差により熱の移動が生じる。この熱伝導の物理現象を記述した式がフーリエの法則 (Fourier's law) であり以下のように書かれる。

$$\mathbf{q} = -\lambda \nabla T \quad (3.100)$$

ここで q は熱流束 [Wm^{-2}], λ は熱伝導率 [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$], T は温度 [K] である. 円筒座標系 (r, θ, z) において外部との熱移動が r 方向のみに限られると考えると式 (3.64) より式 (3.100) は以下のように書くことができる.

$$q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial r} \quad (3.101)$$

熱伝導率 λ [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$] は以下のように密度 ρ [kg m^{-3}], 定圧比熱 c_p [$\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$], 熱拡散率 α [m^2s^{-1}] の積で表される.

$$\lambda = \rho c_p \alpha \quad (3.102)$$

式 (3.101) をエネルギーの式 (3.99) に代入することで外部への熱損失を考慮したシミュレーションが可能となる.

3.4.6 支配方程式系の完結性

時間発展する数値計算モデルにおいては未知数の個数と連立方程式の個数が一致していることが各時刻において数値解が一意に決まるための必要十分条件である. この確認作業を支配方程式系を閉じる (完結させる) と言う. 地域導管モデルは3つの未知数 u, w, T に対して各未知数に対応する3つの方程式 (3.90)(3.91)(3.99) から構成されており閉じていることが分かる. 非圧縮性流体 (順圧流体) を仮定していることから ρ, p についての陰関数 (状態方程式)

$$f(\rho, p) = 0 \quad (3.103)$$

が成り立つため ρ, p の2つをさらに未知数と見なした場合でも式 (3.78)(3.103) を加えた計5つの方程式が支配方程式系となり確かに閉じていることが分かる. 前節までの導出過程において ρ を一定値としているため p は式 (3.103) より求まり実際には未知数とはならない. 式 (3.101) は温度についての境界条件を与える式であり未知数が含まれる方程式ではない (q を境界条件と考える).

3.4.7 十分発達した内部流の仮定

本節からは前節までの z 軸を x 軸に書き換えて (x, r) 座標として進めることとする (θ 軸は消去されているため考えない). 旧 r 方向の速度 u を v , 旧 z 方向の速度 w を u に書き換える. 水が非圧縮性流体であることを仮定し密度 ρ を温度に関係なく一定とすると以下のように時空間に対して一定となる.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\partial \rho}{\partial x} = \frac{\partial \rho}{\partial r} = 0 \quad (3.104)$$

計算の簡略化のため動粘性係数 ν と熱拡散率 α を温度に関係なく一定とすると以下のよ
うに空間に対して一定となる.

$$\frac{\partial \nu}{\partial x} = \frac{\partial \nu}{\partial r} = 0 \quad (3.105)$$

$$\frac{\partial \alpha}{\partial x} = \frac{\partial \alpha}{\partial r} = 0 \quad (3.106)$$

本研究では地域導管を流れる水の速度場が十分に発達していることを想定し x 方向の速
度は空間に対して一定とする.

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (3.107)$$

3.4.8 簡略化した連続の式

密度一定 (3.104) より連続の式 (3.78) を (x, r) 座標で書き換えると以下のようになる.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rv)}{\partial r} = 0 \quad (3.108)$$

そして x 方向の速度一定 (3.107) より v についての微分方程式が得られる.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(rv)}{\partial r} = \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{v}{r} = 0 \quad (3.109)$$

この方程式の解を

$$v = \frac{C}{r} \quad (3.110)$$

で与えることとする. ここで C は積分定数を示す. 境界条件は壁面における滑りなし条
件より

$$v = 0 \quad \text{at} \quad r = R_0 \quad (3.111)$$

となる. ここで R_0 は内径を示す. よって積分定数は

$$C = 0 \quad (3.112)$$

となるので r 方向の速度 v は以下となる.

$$v = 0 \quad (3.113)$$

3.4.9 断面平均した運動量の式

密度一定 (3.104), 動粘性係数一定 (3.105), 熱拡散率一定 (3.106) より運動量の式 (3.90)(3.91)
を (x, r) 座標で書き換えると以下のようになる.

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rvu)}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\nu}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u}{\partial r} \right) \quad (3.114)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial(uv)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rvv)}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\nu}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v}{\partial r} \right) - \frac{\nu v}{r^2} \quad (3.115)$$

そして x 方向の速度一定 (3.107), r 方向の速度一定 (3.113) より簡略化できる.

$$\frac{\partial u}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\nu}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u}{\partial r} \right) \quad (3.116)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = 0 \quad (3.117)$$

つまり

$$\frac{\partial p}{\partial r} = 0 \quad (3.118)$$

である. 管断面で面積分を行うことにより u についての方程式は以下のようなになる.

$$\int_A \frac{\partial u}{\partial t} dA = - \int_A \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} dA + \int_A \frac{\nu}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u}{\partial r} \right) dA \quad (3.119)$$

ここで dA は管断面の微小面積を示す.

$$\int_A dA = \int_0^{R_0} 2\pi r dr \quad (3.120)$$

これを計算して断面平均の運動量の式が導出される.

$$A \frac{\partial u_B}{\partial t} = -\frac{A}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + L\nu \frac{\partial u}{\partial r} \Big|_{r=R_0} \quad (3.121)$$

ここで A と L はそれぞれ管断面積と管周長を示し

$$A = \pi R_0^2 \quad (3.122)$$

$$L = 2\pi R_0 \quad (3.123)$$

である. u_B は x 方向のバルク平均速度を示す.

$$u_B \equiv \frac{1}{A} \int_A u dA = \frac{1}{\pi R_0^2} \int_0^{R_0} u \cdot 2\pi r dr \quad (3.124)$$

したがって方程式は以下のようなになる.

$$\frac{\partial u_B}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{2\nu}{R_0} \frac{\partial u}{\partial r} \Big|_{r=R_0} \quad (3.125)$$

乱流現象の簡略化のため x 方向の速度 u が層流と同様に放物線分布に従うと仮定すると

$$u = 2u_B \left(1 - \frac{r^2}{R_0^2} \right) \quad (3.126)$$

と記述できこれはバルク平均速度 u_B の定義を満たす. 最終的に x 方向の断面平均の運動量の式は以下のように得られる.

$$\frac{\partial u_B}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{8\nu u_B}{R_0^2} \quad (3.127)$$

以上より r が消去されたことが分かる.

3.4.10 断面平均したエネルギーの式

密度一定 (3.104), 動粘性係数一定 (3.105), 熱拡散率一定 (3.106) よりエネルギーの式 (3.99) を (x, r) 座標で書き換えると以下ようになる.

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(uT)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rvT)}{\partial r} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\alpha}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{S_h}{c_p} \quad (3.128)$$

そして x 方向の速度一定 (3.107), r 方向の速度一定 (3.113) より簡略化できる.

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\alpha}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{S_h}{c_p} \quad (3.129)$$

内部発熱がないと仮定して

$$S_h = 0 \quad (3.130)$$

とおくとエネルギーの式は以下ようになる.

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\alpha}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (3.131)$$

管断面で面積分を行うことにより方程式は以下ようになる.

$$\int_A \frac{\partial T}{\partial t} dA + \int_A u \frac{\partial T}{\partial x} dA = \int_A \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} dA + \int_A \frac{\alpha}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) dA \quad (3.132)$$

これを計算して断面平均のエネルギーの式が導出される.

$$A \frac{\partial T_B}{\partial t} + Au_B \frac{\partial T_B}{\partial x} = A\alpha \frac{\partial^2 T_B}{\partial x^2} + L\alpha \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_0} \quad (3.133)$$

ここで T_B はバルク平均温度を示す.

$$T_B \equiv \frac{1}{Au_B} \int_A uT dA = \frac{1}{\pi R_0^2 u_B} \int_0^{R_0} uT \cdot 2\pi r dr \quad (3.134)$$

したがって方程式は以下ようになる.

$$\frac{\partial T_B}{\partial t} + u_B \frac{\partial T_B}{\partial x} = \alpha \frac{\partial^2 T_B}{\partial x^2} + \frac{2\alpha}{R_0} \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_0} \quad (3.135)$$

管内壁面において r 方向の熱流束は以下の式で表せるので

$$q = -\rho c_p \alpha \frac{\partial T}{\partial r} \quad \text{at } r = R_0 \quad (3.136)$$

断面平均のエネルギーの式は以下のように得られる.

$$\frac{\partial T_B}{\partial t} + u_B \frac{\partial T_B}{\partial x} = \alpha \frac{\partial^2 T_B}{\partial x^2} - \frac{2q}{R_0 \rho c_p} \quad (3.137)$$

以上より r が消去されたことが分かる.

3.5 支配方程式系の無次元化

3.5.1 無次元化とは

物理現象を扱う数値モデルは、単位の取り方に依らず成り立つはずである。これは、ある単位系における解が別の単位系における解に対して相似性を持っている (任意の正の実数倍となっている) ということである。解の相似性がモデルが有次元であることに基づいている (大野, 1997) とすると、有次元モデルをそれと等価な無次元モデルに変換することで解の決定に本質的に関わるパラメータをくくり出すことが可能である (小松, 2004)。これにより、解を相対的に拡大・縮小するだけのパラメータを捨象して解の決定メカニズムを知ることができる。この変換手続きのことを無次元化と言う。円筒座標系において、無次元数は以下のように定義できる。

$$u_B^* \equiv \frac{u}{\bar{U}} \quad (3.138)$$

$$p^* \equiv \frac{p - \bar{p}_1}{\bar{p}_2 - \bar{p}_1} \quad (3.139)$$

$$\theta_B^* \equiv \frac{T_B - \bar{T}_1}{\bar{T}_2 - \bar{T}_1} \quad (3.140)$$

$$R_0^* \equiv \frac{R_0}{\bar{R}} \quad (3.141)$$

$$x^* \equiv \frac{x}{2\bar{R}} \quad (3.142)$$

$$t^* \equiv \frac{t}{2\bar{R}/\bar{U}} \quad (3.143)$$

ここで、 \bar{U} は代表速度 (Ex. 設計速度) [m s^{-1}], \bar{p}_1 と \bar{T}_1 はそれぞれ第1の代表圧力・温度 (Ex. 行き圧力・行き温度) [Pa] [K], \bar{p}_2 と \bar{T}_2 はそれぞれ第2の代表圧力・温度 (Ex. 還り圧力・還り温度) [Pa] [K], \bar{R} は代表長さ (Ex. 最大管内半径) [m] を示す。また、密度・比熱・熱流束についての無次元数は以下のように定義できる。

$$\rho^* \equiv \frac{\rho}{\bar{P}} \quad (3.144)$$

$$c_p^* \equiv \frac{c_p}{\bar{C}_p} \quad (3.145)$$

$$q^* \equiv \frac{q}{\bar{P}\bar{C}_p\bar{U}(\bar{T}_2 - \bar{T}_1)} \quad (3.146)$$

ここで、 \bar{P} と \bar{C}_p はそれぞれ代表密度・比熱 (Ex. 水) [kg m^{-3}] [$\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$] である。無次元パラメータであるレイノルズ数 Re [-], プラントル数 Pr [-], ヌッセルト数 Nu [-] は

それぞれ以下のように定義される.

$$\text{Re} \equiv \frac{\bar{U} \cdot 2R_0}{\nu} = \frac{2R_0\bar{U}}{\nu} = \frac{2R_0^*\bar{R}\bar{U}}{\nu} \quad (3.147)$$

$$\text{Pr} \equiv \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.148)$$

$$\text{Nu} \equiv \frac{h_0 \cdot 2R_0}{k_0} = \frac{2R_0h_0}{\rho c_p \alpha} = \frac{2R_0^*\bar{R}h_0}{\rho c_p \alpha} \quad (3.149)$$

ここで, h_0 は流体の熱伝達率 [$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$], k_0 は流体の熱伝導率 [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$] である.

3.5.2 運動量の式の無次元化

これらの無次元変数を代入することにより, 式 (3.127) は

$$\frac{\bar{U}^2}{2\bar{R}} \frac{\partial u_B^*}{\partial t^*} = -\frac{\bar{p}_2 - \bar{p}_1}{2R\bar{P}\rho^*} \frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \frac{8\bar{U}\nu u_B^*}{R_0^{*2}\bar{R}^2} \quad (3.150)$$

と書くことができる. レイノルズ数 Re を用いて両辺を整理すると,

$$\frac{\partial u_B^*}{\partial t^*} = Z^* \frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \frac{32u_B^*}{R_0^* \text{Re}} \quad (3.151)$$

となる. ここで,

$$Z^* = -\frac{\bar{p}_2 - \bar{p}_1}{\bar{P}\rho^*\bar{U}^2} \quad (3.152)$$

である. 実際の地域導管においては, 管内摩擦抵抗により生じる圧力勾配 (式 (3.151) 右辺第1項に相当する) に応じてプラントの送水ポンプ全揚程が変化し, 流量 (速度) が決定される (摩擦損失による速度減少分のエネルギーを送水ポンプが補完すると考える). つまり, u_B^* が既知の値として与えられることになる (プラントモデルにおいて u_B^* を計算する). したがって, 地域導管モデルでは u_B^* に関する微分方程式 (3.151) を解かなくてよい.

3.5.3 エネルギーの式の無次元化

これらの無次元変数を代入することにより, 式 (3.137) は

$$\frac{\bar{U}(\bar{T}_2 - \bar{T}_1)}{2\bar{R}} \frac{\partial \theta_B^*}{\partial t^*} + \frac{\bar{U}(\bar{T}_2 - \bar{T}_1)u_B^*}{2\bar{R}} \frac{\partial \theta_B^*}{\partial x^*} = \frac{(\bar{T}_2 - \bar{T}_1)\alpha}{4\bar{R}^2} \frac{\partial^2 \theta_B^*}{\partial x^{*2}} - \frac{2\bar{U}(\bar{T}_2 - \bar{T}_1)q^*}{R_0^*\bar{R}\rho^*c_p^*} \quad (3.153)$$

と書くことができる. レイノルズ数 Re , プラントル数 Pr を用いて両辺を整理すると,

$$\frac{\partial \theta_B^*}{\partial t^*} + u_B^* \frac{\partial \theta_B^*}{\partial x^*} = \frac{R_0^*}{\text{Re Pr}} \frac{\partial^2 \theta_B^*}{\partial x^{*2}} - \frac{4q^*}{R_0^*\rho^*c_p^*} \quad (3.154)$$

となる. 多層円環における熱流束 q [Wm^{-2}] が次の式で与えられることを思い出せば,

$$q = -\frac{T_G - T_B}{\frac{1}{h_0} + \frac{k_0}{k_1} \ln \frac{R_1}{R_0} + \frac{k_0}{k_2} \ln \frac{R_2}{R_1} + \frac{k_0}{k_3} \ln \frac{R_3}{R_2} + \frac{k_0}{k_4} \cosh^{-1} \frac{R_G}{R_3}} \quad (3.155)$$

無次元熱流束 q^* [-] の定義 (3.146) より，以下の式を得る．式 (3.155) 分母にある \cosh^{-1} は，地表面が円環ではなく無限平面であることに由来する (早川，1992)．

$$q^* = -\frac{T_G - T_B}{\overline{PC}_p \overline{U} (\overline{T}_2 - \overline{T}_1) \left(\frac{1}{h_0} + \frac{k_0}{k_1} \ln \frac{R_1}{R_0} + \frac{k_0}{k_2} \ln \frac{R_2}{R_1} + \frac{k_0}{k_3} \ln \frac{R_3}{R_2} + \frac{k_0}{k_4} \cosh^{-1} \frac{R_G}{R_3} \right)} \quad (3.156)$$

ここで， T_G は地表面温度 [K]， R_0 は管内半径 [m]， R_1 は管外半径 (保温材の内半径) [m]， R_2 はスケール管内半径 (保温材の外半径) [m]， R_3 はスケール管外半径 [m]， R_G は埋設深さ [m]， k_1, k_2, k_G はそれぞれ配管・保温材・土壌の熱伝導率 [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$] である．よって，式 (3.154) はヌッセルト数 Nu を用いて以下のようなになる．

$$\frac{\partial \theta_B^*}{\partial t^*} + u_B^* \frac{\partial \theta_B^*}{\partial x^*} = \frac{R_0^*}{\text{Re Pr}} \frac{\partial^2 \theta_B^*}{\partial x^{*2}} + \frac{8 \text{Nu} (\theta_G^* - \theta_B^*)}{R_0^* \text{Re Pr} \left[2 + \text{Nu} \left(\sum_{i=1}^3 \frac{k_0}{k_i} \ln \frac{R_i}{R_{i-1}} + \frac{k_0}{k_4} \cosh^{-1} \frac{R_G}{R_3} \right) \right]} \quad (3.157)$$

地域導管モデルにおいては， θ_B^* に関する微分方程式 (3.157) のみを解くことになる．

3.6 支配方程式系の差分化

3.6.1 差分化とは

微分方程式を数値的に解く手法として差分法がある．差分法は，微分方程式内の微分項を差分近似により置換することで離散化し，差分方程式 (漸化式) を解く問題に帰着させる．差分法には陽解法と陰解法の2種類の離散化手法がある．

3.6.2 陽解法

本節で述べる陽解法では，時間について前進差分を用いる．現在の時間ステップを n ，次の時間ステップを $n+1$ とし，空間について移流項 (右辺第1項) を風上差分，拡散項 (右辺第2項) を中心差分により離散化すると，式 (3.157) は以下のような差分方程式となる．

$$\frac{\theta_{Bj}^{*n+1} - \theta_{Bj}^{*n}}{\Delta t^*} = -u_{Bj-\frac{1}{2}}^{*n} \frac{\theta_{Bj}^{*n} - \theta_{Bj-1}^{*n}}{\Delta x^*} + \frac{R_{0j}^*}{\text{Re}_j \text{Pr}} \frac{\theta_{Bj+1}^{*n} - 2\theta_{Bj}^{*n} + \theta_{Bj-1}^{*n}}{(\Delta x^*)^2} + \frac{8 \text{Nu}_j (\theta_{Gj}^{*n} - \theta_{Bj}^{*n})}{R_{0j}^* \text{Re}_j \text{Pr} \left[2 + \text{Nu}_j \left(\sum_{i=1}^3 \frac{k_0}{k_i} \ln \frac{R_i}{R_{i-1}} + \frac{k_0}{k_4} \cosh^{-1} \frac{R_G}{R_3} \right) \right]} \quad (3.158)$$

ここで， j は格子番号である．地域導管モデルでは，計算安定性の観点から流体力学の数値モデルで通常用いられるスタッガード格子を採用している (圧力解の物理性と連続の式を同時に満足することができるため)．図3.2は，スタッガード格子を示している．速度 $u_{Bj-\frac{1}{2}}^{*n}$ (ベクトル成分) の予報点が，温度 θ_{Bj}^{*n} (スカラー値) の予報点から格子間隔の半分

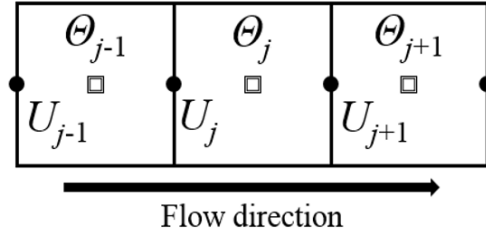


図 3.2: スタッガード格子

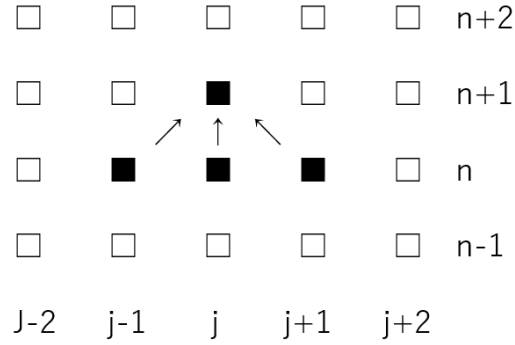


図 3.3: 陽解法における予報点の関係性

だけずれているのが分かる。図 3.3 は、時間ステップ $n+1$ の温度 θ_{Bj}^{*n+1} を求める際に用いる予報点の関係性を示している。以降の式変形においては、煩雑さを避けるために各予報点の係数を以下の新たな文字でおくこととする。

$$\left\{ \begin{array}{l} a = u_{Bj-\frac{1}{2}}^{*n} \frac{\Delta t^*}{\Delta x^*} \quad (\geq 0) \\ d = \frac{R_{0j}^* \Delta t^*}{\text{Re}_j \text{Pr} (\Delta x^*)^2} \quad (\geq 0) \\ f = \frac{8 \text{Nu}_j}{R_{0j}^* \text{Re}_j \text{Pr} \left[2 + \text{Nu}_j \left(\sum_{i=1}^3 \frac{k_0}{k_i} \ln \frac{R_i}{R_{i-1}} + \frac{k_0}{k_4} \cosh^{-1} \frac{R_G}{R_3} \right) \right]} \Delta t^* \quad (\geq 0) \end{array} \right. \quad (3.159)$$

式 (3.159) より、式 (3.158) は以下のように簡潔に書くことができる。

$$\theta_{Bj}^{*n+1} - \theta_{Bj}^{*n} = -a(\theta_{Bj}^{*n} - \theta_{Bj-1}^{*n}) + d(\theta_{Bj+1}^{*n} - 2\theta_{Bj}^{*n} + \theta_{Bj-1}^{*n}) + f(\theta_{Gj}^{*n} - \theta_{Bj}^{*n}) \quad (3.160)$$

式 (3.160) を予報点毎に整理すると、

$$\theta_{Bj}^{*n+1} = (a + d)\theta_{Bj-1}^{*n} + (1 - a - 2d - f)\theta_{Bj}^{*n} + d\theta_{Bj+1}^{*n} + f\theta_{Gj}^{*n} \quad (3.161)$$

となる．式 (3.161) を行列表記すると，以下のように書くことができる．

$$\begin{bmatrix} \theta_{B1}^{*n+1} \\ \theta_{B2}^{*n+1} \\ \vdots \\ \theta_{Bj}^{*n+1} \\ \vdots \\ \theta_{BJ-1}^{*n+1} \\ \theta_{BJ}^{*n+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y & Z & 0 & \cdots & \cdots & \cdots & 0 \\ X & Y & Z & 0 & & & \vdots \\ 0 & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & & \vdots \\ \vdots & 0 & X & Y & Z & 0 & \vdots \\ \vdots & & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & 0 \\ \vdots & & & 0 & X & Y & Z \\ 0 & \cdots & \cdots & \cdots & 0 & X & Y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_{B1}^{*n} \\ \theta_{B2}^{*n} \\ \vdots \\ \theta_{Bj}^{*n} \\ \vdots \\ \theta_{BJ-1}^{*n} \\ \theta_{BJ}^{*n} \end{bmatrix} + W \begin{bmatrix} \theta_{G1}^{*n} \\ \theta_{G2}^{*n} \\ \vdots \\ \theta_{Gj}^{*n} \\ \vdots \\ \theta_{Gj-1}^{*n} \\ \theta_{Gj}^{*n} \end{bmatrix} \quad (3.162)$$

ここで，式 (3.161) の各項係数を以下のように X, Y, Z, W でおいた．

$$\begin{cases} X = a + d \\ Y = 1 - a - 2d - f \\ Z = d \\ W = f \end{cases} \quad (3.163)$$

式 (3.162) の 1 行目と J 行目の式には，境界条件を与える必要があることに注意する．時間ステップ n の水の温度 θ_{Bj}^{*n} と地表面温度 θ_{Gj}^{*n} (境界条件) は既知であるため，式 (3.162) 右辺の項は全て既知となる．したがって，左辺の時間ステップ $n+1$ の温度 θ_{Bj}^{*n+1} は陽に計算することができる．以上のように，漸化式 (3.162) を用いて時間積分を行っていく解法のことを陽解法と呼ぶ．

3.6.3 陰解法

一方本節で述べる陰解法では，時間について後退差分を用いる．現在の時間ステップを n ，次の時間ステップを $n+1$ として，空間について移流項 (右辺第 1 項) を風上差分，拡散項 (右辺第 2 項) を中心差分により離散化すると，式 (3.157) は以下のような差分方程式となる．

$$\begin{aligned} \frac{\theta_{Bj}^{*n+1} - \theta_{Bj}^{*n}}{\Delta t^*} = & -u_{Bj-\frac{1}{2}}^{*n+1} \frac{\theta_{Bj}^{*n+1} - \theta_{Bj-1}^{*n+1}}{\Delta x^*} + \frac{R_{0j}^*}{\text{Re}_j \text{Pr}} \frac{\theta_{Bj+1}^{*n+1} - 2\theta_{Bj}^{*n+1} + \theta_{Bj-1}^{*n+1}}{(\Delta x^*)^2} \\ & + \frac{8 \text{Nu}_j (\theta_{Gj}^{*n+1} - \theta_{Bj}^{*n+1})}{R_{0j}^* \text{Re}_j \text{Pr} \left[2 + \text{Nu}_j \left(\sum_{i=1}^3 \frac{k_0}{k_i} \ln \frac{R_i}{R_{i-1}} + \frac{k_0}{k_4} \cosh^{-1} \frac{R_G}{R_3} \right) \right]} \end{aligned} \quad (3.164)$$

ここで， j は格子番号である．図 3.4 は，時間ステップ $n+1$ の温度 θ_{Bj}^{*n+1} を求める際に用いる予報点の関係性を示している．以降の式変形においては，煩雑さを避けるために各

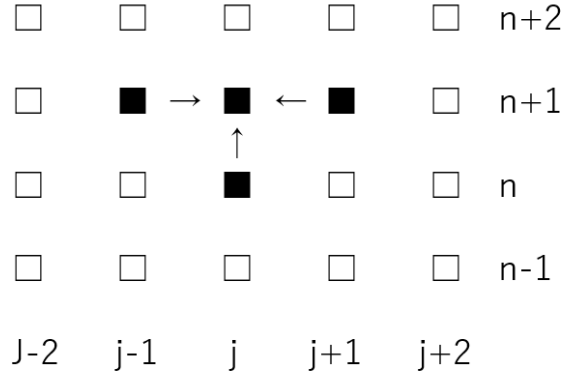


図 3.4: 陰解法における予報点の関係性

予報点の係数を以下の文字でおくこととする.

$$\begin{cases} a = u_{Bj-\frac{1}{2}}^{*n+1} \frac{\Delta t^*}{\Delta x^*} \quad (\geq 0) \\ d = \frac{R_{0j}^*}{\text{Re}_j \text{Pr}} \frac{\Delta t^*}{(\Delta x^*)^2} \quad (\geq 0) \\ f = \frac{8 \text{Nu}_j}{R_{0j}^* \text{Re}_j \text{Pr} \left[2 + \text{Nu}_j \left(\sum_{i=1}^3 \frac{k_0}{k_i} \ln \frac{R_i}{R_{i-1}} + \frac{k_0}{k_4} \cosh^{-1} \frac{R_G}{R_3} \right) \right]} \Delta t^* \quad (\geq 0) \end{cases} \quad (3.165)$$

式 (3.165) より, 式 (3.164) は以下のように簡潔に書くことができる.

$$\theta_{Bj}^{*n+1} - \theta_{Bj}^{*n} = -a(\theta_{Bj}^{*n+1} - \theta_{Bj-1}^{*n+1}) + d(\theta_{Bj+1}^{*n+1} - 2\theta_{Bj}^{*n+1} + \theta_{Bj-1}^{*n+1}) + f(\theta_{Gj}^{*n+1} - \theta_{Bj}^{*n+1}) \quad (3.166)$$

式 (3.166) を予報点毎に整理すると,

$$-(a+d)\theta_{Bj-1}^{*n+1} + (1+a+2d+f)\theta_{Bj}^{*n+1} - d\theta_{Bj+1}^{*n+1} - f\theta_{Gj}^{*n+1} = \theta_{Bj}^{*n} \quad (3.167)$$

となる. 式 (3.167) を行列表記すると, 以下のように書くことができる.

$$\begin{bmatrix} Y & Z & 0 & \cdots & \cdots & \cdots & 0 \\ X & Y & Z & 0 & & & \vdots \\ 0 & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & & \vdots \\ \vdots & 0 & X & Y & Z & 0 & \vdots \\ \vdots & & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & 0 \\ \vdots & & & 0 & X & Y & Z \\ 0 & \cdots & \cdots & \cdots & 0 & X & Y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_{B1}^{*n+1} \\ \theta_{B2}^{*n+1} \\ \vdots \\ \theta_{Bj}^{*n+1} \\ \vdots \\ \theta_{Bj-1}^{*n+1} \\ \theta_{BJ}^{*n+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \theta_{B1}^{*n} \\ \theta_{B2}^{*n} \\ \vdots \\ \theta_{Bj}^{*n} \\ \vdots \\ \theta_{Bj-1}^{*n} \\ \theta_{BJ}^{*n} \end{bmatrix} + W \begin{bmatrix} \theta_{G1}^{*n+1} \\ \theta_{G2}^{*n+1} \\ \vdots \\ \theta_{Gj}^{*n+1} \\ \vdots \\ \theta_{Gj-1}^{*n+1} \\ \theta_{GJ}^{*n+1} \end{bmatrix} \quad (3.168)$$

ここで, 式 (3.167) の各項係数を以下のように X, Y, Z, W でおいた.

$$\begin{cases} X = -a - d \\ Y = 1 + a + 2d + f \\ Z = -d \\ W = f \end{cases} \quad (3.169)$$

式 (3.168) の 1 行目と J 行目の式には，陽解法の場合と同様に境界条件を与える必要があることに注意する．時間ステップ n の水の温度 $\theta_{B_j}^{*n}$ と時間ステップ $n+1$ の地表面温度 $\theta_{G_j}^{*n+1}$ (境界条件) は既知であるため，式 (3.168) 右辺の項は全て既知となる．したがって，左辺の時間ステップ $n+1$ の温度 $\theta_{B_j}^{*n+1}$ についての J 個の連立方程式を解くことで $\theta_{B_j}^{*n+1}$ を計算することができる．以上のように，漸化式 (3.168) を用いて時間積分を行っていく解法のことを陰解法と呼ぶ (毎時間ステップ連立方程式を解く必要がある)．地域導管モデルでは後述する理由によりこの陰解法を採用した．

3.6.4 クランク・ニコルソン法

前節の陰解法の特種な場合として，クランク・ニコルソン法 (Crank-Nicolson method) という差分法がある (表記上は陽解法と陰解法の丁度中間にあたるが，分類上は陰解法である)．本節で述べるクランク・ニコルソン法では，時間について中心差分を用いる．一般的なスタガード格子には時間ステップ $n+\frac{1}{2}$ の予報点が存在しないため，時間ステップ $n, n+1$ の 2 つの予報点の平均値により中心差分近似することが多い．空間について移流項 (右辺第 1 項) を風上差分，拡散項 (右辺第 2 項) を中心差分により離散化すると，式 (3.157) は以下のような差分方程式となる．

$$\begin{aligned} \frac{\theta_{B_j}^{*n+1} - \theta_{B_j}^{*n}}{\Delta t^*} = & \frac{1}{2} \left[-\frac{u_{B_j-\frac{1}{2}}^{*n+1} + u_{B_j-\frac{1}{2}}^{*n}}{2} \frac{\theta_{B_j}^{*n} - \theta_{B_{j-1}}^{*n}}{\Delta x^*} + \frac{R_{0j}^*}{\text{Re}_j \text{Pr}} \frac{\theta_{B_{j+1}}^{*n} - 2\theta_{B_j}^{*n} + \theta_{B_{j-1}}^{*n}}{(\Delta x^*)^2} \right. \\ & \left. + \frac{8 \text{Nu}_j (\theta_{G_j}^{*n} - \theta_{B_j}^{*n})}{R_{0j}^* \text{Re}_j \text{Pr} \left[2 + \text{Nu}_j \left(\sum_{i=1}^3 \frac{k_0}{k_i} \ln \frac{R_i}{R_{i-1}} + \frac{k_0}{k_4} \cosh^{-1} \frac{R_G}{R_3} \right) \right]} \right] \\ & + \frac{1}{2} \left[-\frac{u_{B_j-\frac{1}{2}}^{*n+1} + u_{B_j-\frac{1}{2}}^{*n}}{2} \frac{\theta_{B_j}^{*n+1} - \theta_{B_{j-1}}^{*n+1}}{\Delta x^*} + \frac{R_{0j}^*}{\text{Re}_j \text{Pr}} \frac{\theta_{B_{j+1}}^{*n+1} - 2\theta_{B_j}^{*n+1} + \theta_{B_{j-1}}^{*n+1}}{(\Delta x^*)^2} \right. \\ & \left. + \frac{8 \text{Nu}_j (\theta_{G_j}^{*n+1} - \theta_{B_j}^{*n+1})}{R_{0j}^* \text{Re}_j \text{Pr} \left[2 + \text{Nu}_j \left(\sum_{i=1}^3 \frac{k_0}{k_i} \ln \frac{R_i}{R_{i-1}} + \frac{k_0}{k_4} \cosh^{-1} \frac{R_G}{R_3} \right) \right]} \right] \end{aligned} \quad (3.170)$$

ここで， j は格子番号である．図 3.5 は，時間ステップ $n+1$ の温度 $\theta_{B_j}^{*n+1}$ を求める際に用いる予報点の関係性を示している．以降の式変形においては，煩雑さを避けるために各予報点の係数を以下の文字でおくこととする．

$$\left\{ \begin{aligned} a &= \frac{u_{B_j-\frac{1}{2}}^{*n+1} + u_{B_j-\frac{1}{2}}^{*n}}{2} \frac{\Delta t^*}{\Delta x^*} \quad (\geq 0) \\ d &= \frac{R_{0j}^*}{\text{Re}_j \text{Pr}} \frac{\Delta t^*}{(\Delta x^*)^2} \quad (\geq 0) \\ f &= \frac{8 \text{Nu}_j}{R_{0j}^* \text{Re}_j \text{Pr} \left[2 + \text{Nu}_j \left(\sum_{i=1}^3 \frac{k_0}{k_i} \ln \frac{R_i}{R_{i-1}} + \frac{k_0}{k_4} \cosh^{-1} \frac{R_G}{R_3} \right) \right]} \Delta t^* \quad (\geq 0) \end{aligned} \right. \quad (3.171)$$

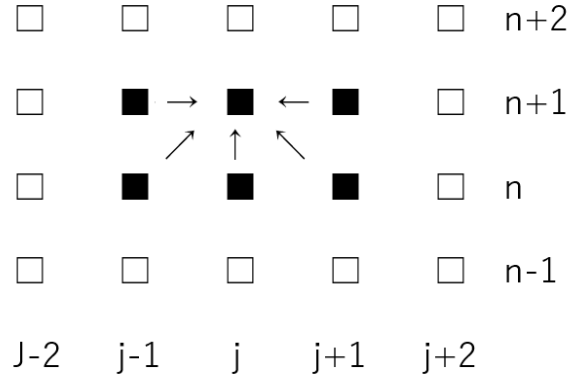


図 3.5: クランク・ニコルソン法における予報点の関係性

式 (3.171) より, 式 (3.170) は以下のように簡潔に書くことができる.

$$\begin{aligned} \theta_{Bj}^{*n+1} - \theta_{Bj}^{*n} &= -\frac{a}{2}(\theta_{Bj}^{*n} - \theta_{Bj-1}^{*n}) + \frac{d}{2}(\theta_{Bj+1}^{*n} - 2\theta_{Bj}^{*n} + \theta_{Bj-1}^{*n}) + \frac{f}{2}(\theta_{Gj}^{*n} - \theta_{Bj}^{*n}) \\ &\quad - \frac{a}{2}(\theta_{Bj}^{*n+1} - \theta_{Bj-1}^{*n+1}) + \frac{d}{2}(\theta_{Bj+1}^{*n+1} - 2\theta_{Bj}^{*n+1} + \theta_{Bj-1}^{*n+1}) + \frac{f}{2}(\theta_{Gj}^{*n+1} - \theta_{Bj}^{*n+1}) \end{aligned} \quad (3.172)$$

式 (3.172) を予報点毎に整理すると,

$$\begin{aligned} &-\frac{a+d}{2}\theta_{Bj-1}^{*n+1} + \left(1 + \frac{a+2d+f}{2}\right)\theta_{Bj}^{*n+1} - \frac{d}{2}\theta_{Bj+1}^{*n+1} - \frac{f}{2}\theta_{Gj}^{*n+1} \\ &= \frac{a+d}{2}\theta_{Bj-1}^{*n} + \left(1 - \frac{a+2d+f}{2}\right)\theta_{Bj}^{*n} + \frac{d}{2}\theta_{Bj+1}^{*n} + \frac{f}{2}\theta_{Gj}^{*n} \end{aligned} \quad (3.173)$$

となる. 式 (3.173) を行列表記すると, 以下のように書くことができる.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} Y' & Z' & 0 & \cdots & \cdots & \cdots & 0 \\ X' & Y' & Z' & 0 & & & \vdots \\ 0 & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & & \vdots \\ \vdots & 0 & X' & Y' & Z' & 0 & \vdots \\ \vdots & & \ddots & \ddots & \ddots & 0 & \vdots \\ \vdots & & & 0 & X' & Y' & Z' \\ 0 & \cdots & \cdots & \cdots & 0 & X' & Y' \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_{B1}^{*n+1} \\ \theta_{B2}^{*n+1} \\ \vdots \\ \theta_{Bj}^{*n+1} \\ \vdots \\ \theta_{Bj-1}^{*n+1} \\ \theta_{Bj}^{*n+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y & Z & 0 & \cdots & \cdots & \cdots & 0 \\ X & Y & Z & 0 & & & \vdots \\ 0 & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & & \vdots \\ \vdots & 0 & X & Y & Z & 0 & \vdots \\ \vdots & & \ddots & \ddots & \ddots & 0 & \vdots \\ \vdots & & & 0 & X & Y & Z \\ 0 & \cdots & \cdots & \cdots & 0 & X & Y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_{B1}^{*n} \\ \theta_{B2}^{*n} \\ \vdots \\ \theta_{Bj}^{*n} \\ \vdots \\ \theta_{Bj-1}^{*n} \\ \theta_{Bj}^{*n} \end{bmatrix} \\ &+ W \begin{bmatrix} \theta_{G1}^{*n} + \theta_{G1}^{*n+1} \\ \theta_{G2}^{*n} + \theta_{G2}^{*n+1} \\ \vdots \\ \theta_{Gj}^{*n} + \theta_{Gj}^{*n+1} \\ \vdots \\ \theta_{Gj-1}^{*n} + \theta_{Gj-1}^{*n+1} \\ \theta_{Gj}^{*n} + \theta_{Gj}^{*n+1} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.174)$$

ここで、式 (3.173) の各項係数を以下のように X, X', Y, Y', Z, Z', W でおいた。

$$\begin{cases} X = \frac{a+d}{2}, & X' = -\frac{a+d}{2} \\ Y = 1 - \frac{a+2d+f}{2}, & Y' = 1 + \frac{a+2d+f}{2} \\ Z = \frac{d}{2}, & Z' = -\frac{d}{2} \\ W = \frac{f}{2} \end{cases} \quad (3.175)$$

式 (3.174) の 1 行目と J 行目の式には、陽解法の場合と同様に境界条件を与える必要があることに注意する。時間ステップ n の水の温度 $\theta_{B_j}^{*n}$ と地表面温度 $\theta_{G_j}^{*n}$ (境界条件), 時間ステップ $n+1$ の地表面温度 $\theta_{G_j}^{*n+1}$ (境界条件) は既知であるため、式 (3.174) 右辺の項は全て既知となる。したがって、左辺の時間ステップ $n+1$ の温度 $\theta_{B_j}^{*n+1}$ についての J 個の連立方程式を解くことで $\theta_{B_j}^{*n+1}$ を計算することができる。以上のように、漸化式 (3.174) を用いて時間積分を行っていく解法のことをクランク・ニコルソン法と呼ぶ (通常の陰解法と同様に毎時間ステップ連立方程式を解く必要がある)。

3.6.5 ノイマンの安定性解析

微分方程式を離散化した差分方程式に基づいて計算を行う際、時間ステップを進めるに従って数値解が振動又は発散しないための数値的安定性を確認する手法の一つとしてノイマンの安定性解析 (Von Neumann stability analysis) が有名である。差分法の違いにより数値誤差の時間発展特性が異なるため、差分法毎に安定性を確認して安定条件を求める必要がある (数値モデルが常に安定条件を満たす必要がある)。地域導管モデルでは無条件安定 (後述) である陰解法を採用するが、ここでは陽解法と陰解法の双方の安定条件について比較する。ノイマンの安定性解析では、微分方程式 (3.157) の特解 $\theta_{B_j}^{*n}$ を以下のように仮定する。

$$\theta_{B_j}^{*n} = g^n e^{ikj\Delta x} \quad (3.176)$$

ここで、 g^n は無次元振幅 [-], i は虚数単位, k は波数 [-] である。位相角 $\omega = k\Delta x$ とおくと、式 (3.176) より以下の関係式が導出できる。

$$\theta_{B_j}^{*n+1} = g^{n+1} e^{ij\omega} = g\theta_{B_j}^{*n} \quad (3.177)$$

$$\theta_{B_{j-1}}^{*n} = g^n e^{i(j-1)\omega} = e^{-i\omega}\theta_{B_j}^{*n} \quad (3.178)$$

$$\theta_{B_{j+1}}^{*n} = g^n e^{i(j+1)\omega} = e^{i\omega}\theta_{B_j}^{*n} \quad (3.179)$$

$$\theta_{B_{j-1}}^{*n+1} = g^{n+1} e^{i(j-1)\omega} = ge^{-i\omega}\theta_{B_j}^{*n} \quad (3.180)$$

$$\theta_{B_{j+1}}^{*n+1} = g^{n+1} e^{i(j+1)\omega} = ge^{i\omega}\theta_{B_j}^{*n} \quad (3.181)$$

g は時間ステップを1つ進めた際の解の増幅率であると考えられるので、数値解が発散しないための必要十分条件は

$$|g| \leq 1 \quad (3.182)$$

である。 $|*|$ は複素数の絶対値記号を表す。ここでは、式 (3.161)(3.167)(3.173) を一般化した以下の式を用いて g を求める。 ξ を重み係数 ($0 \leq \xi \leq 1$) とする。

$$\begin{aligned} & - (1 - \xi)(a + d)\theta_{B_{j-1}}^{*n+1} + [1 + (1 - \xi)(a + 2d + f)]\theta_{B_j}^{*n+1} - (1 - \xi)d\theta_{B_{j+1}}^{*n+1} - (1 - \xi)f\theta_{G_j}^{*n+1} \\ & = \xi(a + d)\theta_{B_{j-1}}^{*n} + [1 - \xi(a + 2d + f)]\theta_{B_j}^{*n} + \xi d\theta_{B_{j+1}}^{*n} + \xi f\theta_{G_j}^{*n} \end{aligned} \quad (3.183)$$

式 (3.183) は、 $\xi = 1$ のとき陽解法、 $\xi = 0$ のとき陰解法、 $\xi = \frac{1}{2}$ のときクランク・ニコルソン法となる。式 (3.159) より、 f は格子情報 (Δx^*) を含んでいないため数値的安定性には影響を与えず、以降の式変形においては無視することができる。式 (3.177)~(3.181) を式 (3.183) に代入して f を含む項を消去すると、

$$\begin{aligned} & - (1 - \xi)(a + d)ge^{-i\omega}\theta_{B_j}^{*n} + [1 + (1 - \xi)(a + 2d)]g\theta_{B_j}^{*n} - (1 - \xi)dge^{i\omega}\theta_{B_j}^{*n} \\ & = \xi(a + d)e^{-i\omega}\theta_{B_j}^{*n} + [1 - \xi(a + 2d)]\theta_{B_j}^{*n} + \xi de^{i\omega}\theta_{B_j}^{*n} \end{aligned} \quad (3.184)$$

となる。式 (3.184) 両辺を $\theta_{B_j}^{*n}$ ($\neq 0$) で除して左辺を g で整理すると、

$$\begin{aligned} & [1 + (1 - \xi)(a + 2d) - (1 - \xi)(a + d)e^{-i\omega} - (1 - \xi)de^{i\omega}]g \\ & = 1 - \xi(a + 2d) + \xi(a + d)e^{-i\omega} + \xi de^{i\omega} \end{aligned} \quad (3.185)$$

となる。よって、 g は以下のようになる。

$$\begin{aligned} g & = \frac{1 - \xi(a + 2d) + \xi(a + d)e^{-i\omega} + \xi de^{i\omega}}{1 + (1 - \xi)(a + 2d) - (1 - \xi)(a + d)e^{-i\omega} - (1 - \xi)de^{i\omega}} \\ & = \frac{1 - \xi[(a + 2d) - (a + d)e^{-i\omega} - de^{i\omega}]}{1 + (1 - \xi)[(a + 2d) - (a + d)e^{-i\omega} - de^{i\omega}]} \\ & = \frac{1 - \xi[(a + 2d) - ae^{-i\omega} - d(e^{i\omega} + e^{-i\omega})]}{1 + (1 - \xi)[(a + 2d) - ae^{-i\omega} - d(e^{i\omega} + e^{-i\omega})]} \\ & = \frac{1 - \xi[(a + 2d) - a(\cos \omega - i \sin \omega) - 2d \cos \omega]}{1 + (1 - \xi)[(a + 2d) - a(\cos \omega - i \sin \omega) - 2d \cos \omega]} \\ & = \frac{1 - \xi[(a + 2d)(1 - \cos \omega) + ia \sin \omega]}{1 + (1 - \xi)[(a + 2d)(1 - \cos \omega) + ia \sin \omega]} \\ & = \frac{1 - \xi[2(a + 2d) \sin^2 \frac{\omega}{2} + ia \sin \omega]}{1 + (1 - \xi)[2(a + 2d) \sin^2 \frac{\omega}{2} + ia \sin \omega]} \end{aligned} \quad (3.186)$$

$|g|^2$ を計算すると、

$$\begin{aligned} |g|^2 & = \frac{[1 - 2\xi(a + 2d) \sin^2 \frac{\omega}{2}]^2 + (\xi a \sin \omega)^2}{[1 + 2(1 - \xi)(a + 2d) \sin^2 \frac{\omega}{2}]^2 + [(1 - \xi)a \sin \omega]^2} \\ & = \frac{1 - 4\xi(a + 2d) \sin^2 \frac{\omega}{2} + 4\xi^2(a + 2d)^2 \sin^4 \frac{\omega}{2} + \xi^2 a^2 \sin^2 \omega}{1 + 4(1 - \xi)(a + 2d) \sin^2 \frac{\omega}{2} + 4(1 - \xi)^2(a + 2d)^2 \sin^4 \frac{\omega}{2} + (1 - \xi)^2 a^2 \sin^2 \omega} \end{aligned} \quad (3.187)$$

となるので、式 (3.187) 両辺から 1 を減じると以下のようになる。

$$\begin{aligned}
|g|^2 - 1 &= \frac{-4(a+2d)\sin^2\frac{\omega}{2} - 4(1-2\xi)(a+2d)^2\sin^4\frac{\omega}{2} - (1-2\xi)a^2\sin^2\omega}{1 + 4(1-\xi)(a+2d)\sin^2\frac{\omega}{2} + 4(1-\xi)^2(a+2d)^2\sin^4\frac{\omega}{2} + (1-\xi)^2a^2\sin^2\omega} \\
&= \frac{-2\sin^2\frac{\omega}{2}[2(a+2d) + 2(1-2\xi)(a+2d)^2\sin^2\frac{\omega}{2} + (1-2\xi)a^2\cos^2\frac{\omega}{2}]}{1 + 2(1-\xi)\sin^2\frac{\omega}{2}[2(a+2d) + 2(1-\xi)(a+2d)^2\sin^2\frac{\omega}{2} + (1-\xi)a^2\cos^2\frac{\omega}{2}]}
\end{aligned} \tag{3.188}$$

式 (3.182) を同値変形すると、

$$|g|^2 - 1 \leq 0 \tag{3.189}$$

となるため、式 (3.189) を満たせば数値的安定となる。式 (3.188) 分母は、 $a, d \geq 0$ より明らかに 1 以上の正値であるため、分子符号にのみ注目すればよい。 $0 \leq \xi \leq \frac{1}{2}$ のとき、式 (3.188) 分子は無条件に 0 以下となるため式 (3.189) を常に満たす。 $\xi = 0$ (陰解法) と $\xi = \frac{1}{2}$ (クランク・ニコルソン法) は無条件安定であることが分かる。一方で、 $\frac{1}{2} < \xi \leq 1$ のとき、式 (3.188) 分子は以下の不等式を満たすことが要請される。

$$\begin{aligned}
-2\sin^2\frac{\omega}{2}[2(a+2d) + 2(1-2\xi)(a+2d)^2\sin^2\frac{\omega}{2} + (1-2\xi)a^2\cos^2\frac{\omega}{2}] &\leq 0 \\
2(a+2d) + 2(1-2\xi)(a+2d)^2\sin^2\frac{\omega}{2} + (1-2\xi)a^2\cos^2\frac{\omega}{2} &\geq 0 \\
2(1-2\xi)(a+2d)^2\left(1 - \cos^2\frac{\omega}{2}\right) + (1-2\xi)a^2\cos^2\frac{\omega}{2} &\geq -2(a+2d) \\
(1-2\xi)\left[2(a+2d)^2\left(1 - \cos^2\frac{\omega}{2}\right) + a^2\cos^2\frac{\omega}{2}\right] &\geq -2(a+2d) \\
\frac{1}{2(a+2d)}\left[2(a+2d)^2 - [2(a+2d)^2 - a^2]\cos^2\frac{\omega}{2}\right] &\leq \frac{-1}{1-2\xi} \\
a+2d - \frac{2(a+2d)^2 - a^2}{2(a+2d)}\cos^2\frac{\omega}{2} &\leq \frac{1}{2\xi - 1}
\end{aligned} \tag{3.190}$$

式 (3.190) より、 a, d の満たすべき条件は

$$(0 \leq) \quad a + 2d \leq \frac{1}{2\xi - 1} \tag{3.191}$$

となる。一般的に式 (3.191) は、CFL 条件 (Courant-Friedrichs-Lewy Condition) と呼ばれ、数値解析において情報伝播速度が実際の物理量伝播速度より速くなければならないという必要条件のことである。 $\xi = 1$ (陽解法) のとき、式 (3.191) は

$$a + 2d \leq 1 \tag{3.192}$$

となる。以上より、陰解法 (クランク・ニコルソン法含む) は無条件安定であるのに対して、陽解法は CFL 条件下において安定となることが分かる。地域導管モデルにおいては、地域導管及び受入配管の長さが様々であることから空間解像度を高く設定する必要があり、数値的に無条件安定である陰解法による差分化を実装する (予報点の数とメモリ節約の観点からクランク・ニコルソン法は採用しない)。

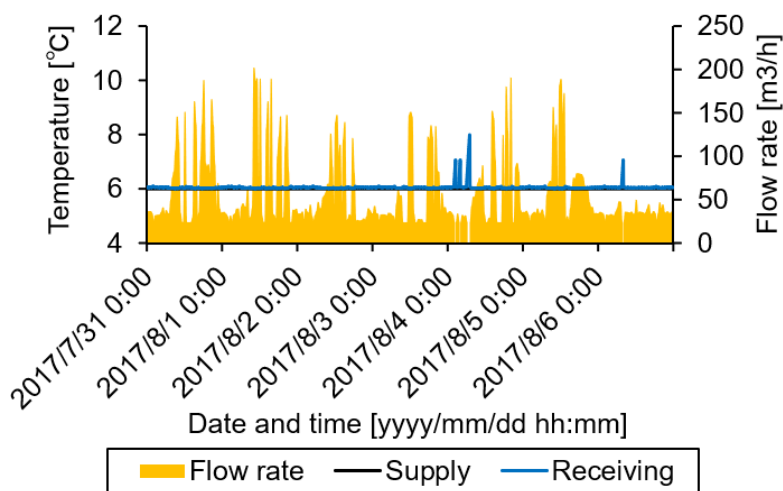


図 3.6: 需要家 No.1 の冷水受入温度・流量シミュレーション値 (夏期代表 1 週間)

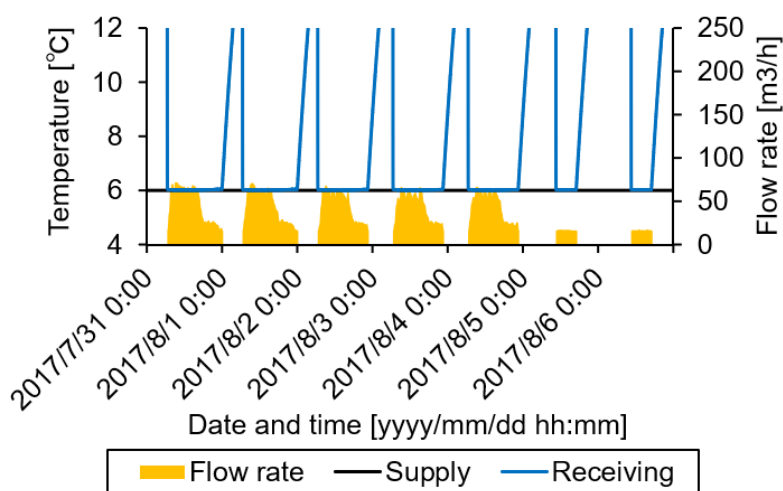


図 3.7: 需要家 No.4 の冷水受入温度・流量シミュレーション値 (夏期代表 1 週間)

3.7 地域導管モデルの動作確認

地域導管モデルの動作確認を実施した。図 3.6, 図 3.7, 図 3.8, 図 3.9, 図 3.10 に、5 つの需要家における夏期の冷水受入温度 (受入熱交換器 1 次側入口温度) の違いを示す。計算条件は第 5 章のシミュレーションと全て同じであり、冷水供給温度は 6.0°C に設定してある。地域導管モデルの支配方程式系には時間微分項が入っており、熱流体としての水の非定常状態を考慮しているため、時々刻々と速度 (流量) が変わることによる移流効果と拡散効果の両方を同時に計算して温度の時間変化量を計算することができる。特に図 3.7, 図 3.8 においては、流量が 0 となる時間帯に地表面からの熱流入による温度上昇が顕著に表れている。また、図 3.9 より、流量の多い時間帯よりも流量の少ない時間帯の方が受入温度が高くなっており、流量 (搬送時間) による熱損失量の違いが読み取れる。

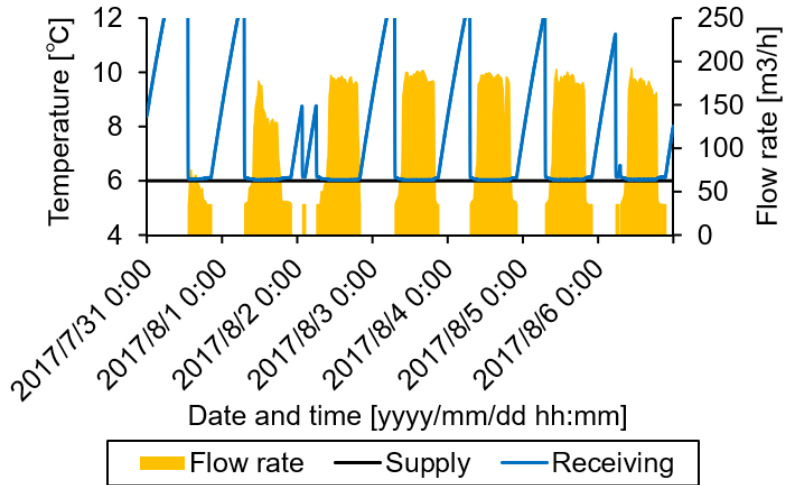


図 3.8: 需要家 No.6 の冷水受入温度・流量シミュレーション値 (夏期代表 1 週間)

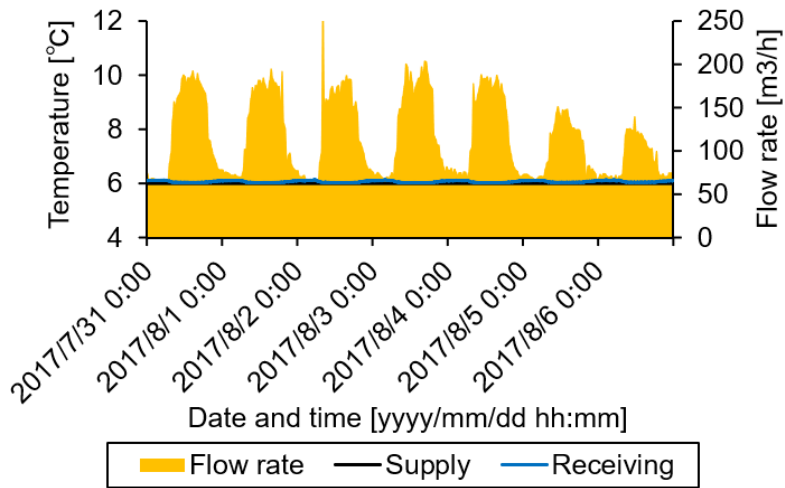


図 3.9: 需要家 No.8 の冷水受入温度・流量シミュレーション値 (夏期代表 1 週間)

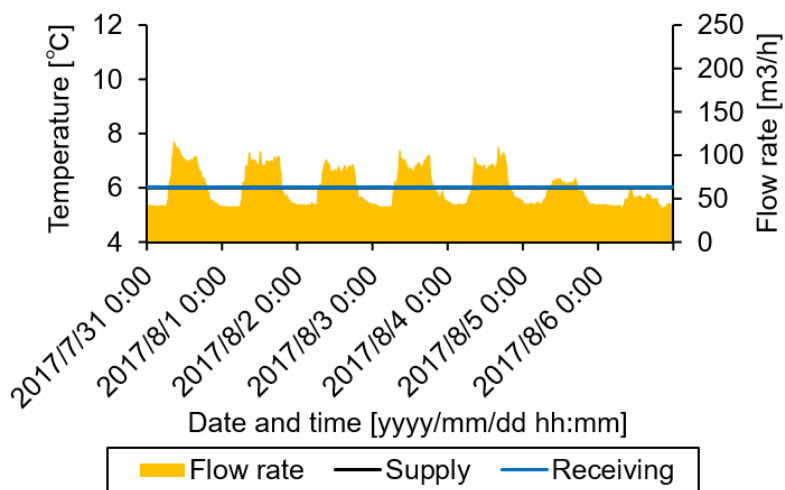


図 3.10: 需要家 No.18 の冷水受入温度・流量シミュレーション値 (夏期代表 1 週間)

3.8 小括

本章では、地域導管モデルを開発した。地域導管モデルは、内部を流れる冷温水を熱流体と見なして温度についての非定常計算を行うモデルで、熱損失および搬送時間を反映した温度伝達を再現することが可能である。地域導管の熱損失を考慮することで、厳密には熱負荷と異なる処理熱量を正確に計算することができる。処理熱量とは、プラント内において処理すべき熱量のことで、還り温度と行き温度の差と要求流量を用いて計算する。従来の数値モデルの場合、地域導管の熱損失および搬送時間を考慮していないため全需要家の熱負荷合計値とプラント側の処理熱量は一致するが、本研究で開発したモデルでは需要家からプラントへの熱負荷の伝達に時間遅れが発生し、同時刻における熱負荷と処理熱量に違いが出てくる。具体的には、需給連携管理の有無による要求流量の違いにより地域導管を流れる冷温水流量が変化することで搬送時間と導管内の温度分布がともに変化し、搬送時間に応じた地表面からの入熱量にも違いが生じることになる。本章で開発した地域導管モデルは第5章のエネルギーシミュレーションに用いる。

第4章 需要家モデルとプラントモデルの開発

4.1 需要家モデルの目的と意義

4.1.1 需要家モデルとは

需要家モデルの対象範囲は、需要家建物内の空調設備と受入熱交換器である。気象条件(外気温・相対湿度・日射量など)や外皮性能(躯体の材質・外壁の熱貫流率など)は含んでいないため、建物内熱負荷をモデルの入力条件として直接与えるように設計されている。第3章の地域導管モデルとは受入熱交換器を介して接続しており、受入熱交換器1次側/2次側の各変数(圧力・流量・温度)を境界条件として動作する。

4.1.2 需要家モデルの目的と意義

需要家モデルには、大きく2点の役割が備わっている。まず1点目は、地域冷暖房システム全体の唯一の入力条件である熱負荷を扱う点である。第3章で述べてきた地域導管モデルと後述するプラントモデルは、いずれも入出力変数がモデルの境界条件と一致する。しかし、需要家モデルの入出力変数は境界条件のみでは不十分であり、熱負荷を追加条件として与える必要がある。そのような意味で、需要家モデルはシミュレーションの出発点の役割を果たしていると言える。もう1点は、需要家毎に異なる管理状態を再現する点である。需要家モデルでは、各需要家の熱負荷に加えて需要家特性(熱需要特性とも呼ばれる)を用いる。本研究で定義する需要家特性とは、熱負荷と利用温度差の関係性を示したグラフのことを指す(後述)。例えば、熱負荷に対する利用温度差の相対的な大小は1次側流量の管理状態の良し悪しを表している。この需要家特性を応用することで、受入熱交換器まわりの管理状態を模擬することができる。よって、需要家モデルは需給連携管理の状態を反映した要求流量および還り温度の推定を目的にしていると言える。

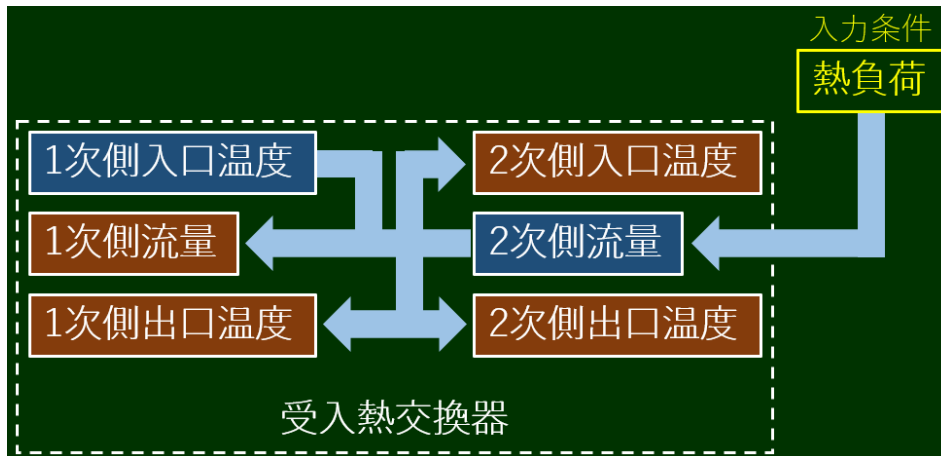


図 4.1: 需要家モデルの入出力変数

4.2 需要家モデルの計算手順

4.2.1 入出力変数と境界条件

図 4.1 に、需要家モデルの入出力変数と境界条件の関係性を示す。以下、記号 \diamond 、 \star は出力変数、記号 \blacklozenge 、 \star は入力変数であることを表している。需要家モデルで扱う入力変数は 3 つ (\odot 熱負荷、 \blacklozenge^2 受入熱交換器 1 次側入口温度、 \star^3 受入熱交換器 2 次側流量)、出力変数は 4 つ (\diamond^3 受入熱交換器 1 次側流量、 \diamond^4 受入熱交換器 1 次側出口温度、 \star^2 受入熱交換器 2 次側出口温度、 \star^4 受入熱交換器 2 次側入口温度) である。このうち、第 3 章の地域導管モデルとの境界条件となるのは、受入熱交換器に関する物理量 3 つ (\blacklozenge^2 受入熱交換器 1 次側入口温度、 \diamond^3 受入熱交換器 1 次側流量、 \diamond^4 受入熱交換器 1 次側出口温度) である。

4.2.2 計算手順

需要家モデル内の計算順序については、付録に収録されたサブルーチンの番号順となる。ここでは、処理の流れについて概略を説明する。まず、 \odot 熱負荷を用いて \star^2 受入熱交換器 2 次側流量を求める。次に、その \star^2 受入熱交換器 2 次側流量から \diamond^2 受入熱交換器 1 次側流量を求める。そして、 \blacklozenge^2 受入熱交換器 1 次側入口温度 (地域導管モデルで計算済み) を用いて \diamond^4 受入熱交換器 1 次側出口温度、 \star^4 受入熱交換器 2 次側入口温度、 \star^2 受入熱交換器 2 次側出口温度を同時に求める。これらの処理により、地域導管モデルとの境界条件が全て得られる。

4.3 需要家建物の簡略化

4.3.1 受入熱交換器

後述するプラントモデルにおいて放熱用熱交換器のモデル化について説明するが、需要家モデルでは、受入熱交換器をモデル化する。熱交換器という点では放熱用熱交換器と同じ物理法則に従うため、基本的には同じ物理方程式を用いる。導出過程はプラントモデルの箇所で示すこととして、ここではモデル化の流れを簡潔に示す。後述する式(4.146)より、熱交換器における交換熱量 q_x [W] は以下の式で表される。

$$q_x = \rho^H c_p^H Q^H \chi (T_{\text{in}}^H - T_{\text{in}}^L)$$

高温側/低温側出口温度 $T_{\text{out}}^H, T_{\text{out}}^L$ [K] は、式(4.147)(4.148)により求められる。

$$\begin{aligned} T_{\text{out}}^H &= T_{\text{in}}^H - \chi (T_{\text{in}}^H - T_{\text{in}}^L) \\ T_{\text{out}}^L &= T_{\text{in}}^L + \frac{\rho^H c_p^H Q^H}{\rho^L c_p^L Q^L} \chi (T_{\text{in}}^H - T_{\text{in}}^L) \end{aligned}$$

ここで、 χ は温度効率 [-] であり式(4.145)で以下のように定義される。

$$\chi \equiv \frac{T_{\text{in}}^H - T_{\text{out}}^H}{T_{\text{in}}^H - T_{\text{in}}^L}$$

χ は後述する式(4.150)(4.152)により求められる定数であり、以下のように計算される。 $\Delta T_A \neq \Delta T_B$ ($\rho^H c_p^H Q^H \neq \rho^L c_p^L Q^L$) の場合、

$$\chi = \frac{1 - \exp\left[-\frac{\psi K A}{\rho^H c_p^H Q^H} \left(1 - \frac{\rho^H c_p^H Q^H}{\rho^L c_p^L Q^L}\right)\right]}{1 - \frac{\rho^H c_p^H Q^H}{\rho^L c_p^L Q^L} \exp\left[-\frac{\psi K A}{\rho^H c_p^H Q^H} \left(1 - \frac{\rho^H c_p^H Q^H}{\rho^L c_p^L Q^L}\right)\right]}$$

$\Delta T_A = \Delta T_B$ ($\rho^H c_p^H Q^H = \rho^L c_p^L Q^L$) の場合、

$$\chi = \frac{1}{1 + \frac{\rho^H c_p^H Q^H}{\psi K A}} = \frac{\frac{\psi K A}{\rho^H c_p^H Q^H}}{1 + \frac{\psi K A}{\rho^H c_p^H Q^H}}$$

である ($\Delta T_A, \Delta T_B$ の詳細についてはプラントモデル参照)。需要家モデルにおいても、プラントモデルと同様に熱交換器1次側/2次側流体の密度 ρ [kg m⁻³] と定圧比熱 c_p [J kg⁻¹K⁻¹] が等しいと仮定しており ($\rho^H = \rho^L, c_p^H = c_p^L$)、温度効率 χ は流量 Q^H, Q^L [m³s⁻¹] に依存する。また、熱通過率 K [Wm⁻²K⁻¹] と伝熱面積 A [m²] の値は間接的に与えており、後述する式(4.131)

$$q_x = \psi K A \Delta T_{\text{LM}}$$

より、最大熱負荷(最大交換熱量) \bar{q}_x [W] と最大熱負荷時の定格対数平均温度差 $\Delta \bar{T}_{\text{LM}}$ [K] を用いて、以下のように求める手法をとる。

$$K A = \frac{\bar{q}_x}{\psi \Delta \bar{T}_{\text{LM}}} \quad (4.1)$$

式(4.1)分子を密度 ρ ，定圧比熱 c_p ，定格流量 \bar{Q} ，定格温度差 $\Delta\bar{T}$ を用いて書き換えると，

$$KA = \frac{\rho^H c_p^H \bar{Q}^H \Delta\bar{T}^H}{\psi \Delta\bar{T}_{LM}} \quad (4.2)$$

となるので，式(4.2)を式(4.150)(4.152)に代入すると，式(4.150)は

$$\chi = \frac{1 - \exp\left[-\frac{\bar{Q}^H \Delta\bar{T}^H}{Q^H \Delta\bar{T}_{LM}} \left(1 - \frac{\rho^H c_p^H Q^H}{\rho^L c_p^L Q^L}\right)\right]}{1 - \frac{\rho^H c_p^H Q^H}{\rho^L c_p^L Q^L} \exp\left[-\frac{\bar{Q}^H \Delta\bar{T}^H}{Q^H \Delta\bar{T}_{LM}} \left(1 - \frac{\rho^H c_p^H Q^H}{\rho^L c_p^L Q^L}\right)\right]} \quad (4.3)$$

式(4.152)は

$$\chi = \frac{1}{1 + \frac{Q^H \Delta\bar{T}_{LM}}{Q^H \Delta\bar{T}^H}} = \frac{\frac{\bar{Q}^H \Delta\bar{T}^H}{Q^H \Delta\bar{T}_{LM}}}{1 + \frac{\bar{Q}^H \Delta\bar{T}^H}{Q^H \Delta\bar{T}_{LM}}} \quad (4.4)$$

と変形することができる．式(4.3)(4.4)により求めた χ を式(4.147)(4.148)に代入することで， T_{out}^H, T_{out}^L が求まる．実際には，需要家特性により1次側温度差が求まることで2次側温度差(冷水の場合は高温側出入口温度差 $T_{out}^H - T_{in}^H$ [K]，温水の場合は低温側出入口温度差 $T_{out}^L - T_{in}^L$ [K])についても同時に与えられるため， $T_{out}^H, T_{in}^H, T_{out}^L$ (冷水の場合は T_{in}^L のみ既知) または $T_{out}^L, T_{in}^L, T_{out}^H$ (温水の場合は T_{in}^H のみ既知) を同時に求めることになる．

4.3.2 建物内空調設備

需要家モデル唯一の入力条件であり全体シミュレーションの出発点となるのは熱負荷である．これは前節で登場した受入熱交換器の交換熱量 q_x に他ならない．熱量は流量と温度差の積で表されるため，シミュレーションにおいて熱量から流量と温度差の両方を得るためには流量または温度差のいずれか一方を与える処理が必要となる．一般的な室内環境モデルでは空調機器の吹出し風量及び吹出し吸込み温度差より熱媒である冷温水の流量と温度差を求めることが多い．需要家モデルでは需要家特性に焦点を当てるため空調機器の詳細なモデル化は行わず，熱負荷(熱量)から1次側利用温度差(出入口温度差)を得ることで1次側流量を直接求める手法をとる(この際に需要家特性を用いる)．需要家特性とは熱負荷と1次側利用温度差の関係性を近似曲線で表現したものであり，1次側利用温度差を熱負荷の関数で表す．改めて熱負荷を q [W]，最大熱負荷を \bar{q} [W] とおくと，需要家特性は以下の関係式を満たすものと定義する． $\frac{q}{\bar{q}}$ は負荷率[-]のことである．

$$\frac{\Delta T}{\Delta\bar{T}} = f\left(\frac{q}{\bar{q}}\right) \quad (4.5)$$

ここで ΔT は1次側利用温度差 [K]， $\Delta\bar{T}$ は定格温度差 [K] である．本研究では需要家特性を以下の指数関数または対数関数で与えることとする(第5章のシミュレーションでは

指数関数を用いる).

$$f(x) = d(1 - ce^{ax+b}) \quad (4.6)$$

$$f(x) = c \ln(ax + b) \quad (4.7)$$

式(4.6)(4.7)の a, b, c, d は任意定数であり、負荷率 x の定義域は $0 \leq x \leq 1$ である。 $x = 0$ のとき無負荷、 $x = 1$ のとき最大負荷を表している。管理状態が良い需要家の場合は適正な制御により部分負荷時の利用温度差が定格温度差に近づく傾向があるが、管理状態が悪い需要家の場合は適正な制御が行われておらず部分負荷時の利用温度差が付かない傾向がある。中には高負荷時であっても利用温度差が定格温度差から大きく乖離している例もある。このような実情を踏まえて本研究のケーススタディでは式(4.6)(4.7)の任意定数 a, b, c, d を変化させることで需要家特性の違いを表現し、管理状態の善悪による影響を考察する。

4.3.3 需要家側の制御範囲

一般的に地域冷暖房システムでは受入熱交換器1次側の導管上に2種類の制御弁が取り付けられている(ここで指す導管は元弁以降であるため需要家の財産区分となる)。1つ目は圧力制御弁であり、地域導管から送られてくる冷温水の圧力をある程度落とすことで熱交換器本体にかかる水圧を一定値下げて常に耐圧以下となるよう維持する役割がある。この圧力制御弁は基本的には手動弁であり需要家によってその開度設定や圧損は様々である。中央熱源に近い需要家では弁開度を絞って圧損を大きく取っていることが考えられ得るが、その設定は各需要家の裁量に任されており熱供給事業者が把握することはできない。もう1つは流量制御弁であり、地域導管から送られてくる冷温水の圧力を制御することで流量調整を行い熱交換器に流れる流量を決定する役割がある。この流量制御弁は自動制御装置による連続制御が行われており、需要家によってその制御設定は異なる(熱供給事業者が制御している訳ではない)。圧力制御弁と同じくその制御は各需要家の裁量に任されているため熱供給事業者が把握することは不可能である。従って、圧力制御弁も流量制御弁も需要家の財産且つ制御範囲となる。但し、計量器(流量計/温度計)については課金のための重要情報となるため熱供給事業者から需要家への貸与品となる。

受入熱交換器1次側の流量制御弁を調整する制御は基本的には2次側出口温度一定制御である。一般的な熱交換器まわりの制御では2次側出口温度が一定となるように1次側流量が制御される。例えば冷水の場合、ある需要家において2次側出口温度が7℃に設定されていると仮定すると、1次側流量をうまく増減させることで温度効率を変化させて利用温度差を調整しこの7℃を維持しようと制御が行われる。本来、受入熱交換器モデルでは式(4.147)(4.148)による2次側出口温度計算後にフィードバック制御による利用温

度差の修正処理(1次側流量の収束計算)が必要であるが、需要家モデルでは需要家特性を用いて熱負荷に対する利用温度差を予め一意に決定しているため2次側出口温度変化による収束計算を行わないこととする。また、1次側/2次側流量が常に同量に制御されている(1次側/2次側温度差は等しい)という仮定がサブルーチンに組み込まれていることも要因の一つである。

4.4 プラントモデルの目的と意義

4.4.1 プラントモデルとは

プラントモデルは、対象システムのうちプラント機械室内にある熱源設備をモデル化したものである。第3章で述べた地域導管モデルで計算された還り温度、前節までの需要家モデルで計算された要求流量を用いて、プラント内の熱源機およびポンプを運転制御する。

4.4.2 プラントモデルの目的と意義

プラントモデルは、プラント内の熱源設備による消費エネルギー量を推定することを目的としている。本研究のシミュレーションで扱う熱源設備は、電気式熱源機である海水熱源ヒートポンプと電動ターボ冷凍機、ガス式熱源機であるガス直焚吸収式冷温水機、ポンプは1次送水ポンプである搬送系ポンプと、海水ポンプ、冷却水ポンプ、蓄熱ポンプ(熱源機と蓄熱槽の間に位置する)、放熱1次ポンプ(蓄熱槽と放熱用熱交換器の間に位置する)の非搬送系ポンプ、そして冷却塔である。プラント機械室内の照明および空調設備は本研究の解析対象外とする。プラントモデルにより計算された消費エネルギー量をもとに省エネルギー効果を論じる。

4.5 プラントモデルの計算手順

4.5.1 入出力変数と境界条件

本章で扱うプラントモデルは、プラント機械室内に存在する主機(熱源機)をはじめ補機(ポンプや屋上冷却塔)、蓄熱槽、熱交換器などを物理法則に基づいて原理的にモデル化を行うことでプラント運用における様々な挙動を再現しようとするものである。隣接する地域導管モデルと境界条件を介して動作し、入力境界条件は^{IN)}要求流量 Q_{req} と^{IN)}還り温度 T_R 、出力境界条件は^{OUT)}送り圧力 P_S と^{OUT)}送り温度 T_S である。但し送り圧力 P_R については、還ヘッダーに加圧タンク(圧力一定)が接続されていることから固定

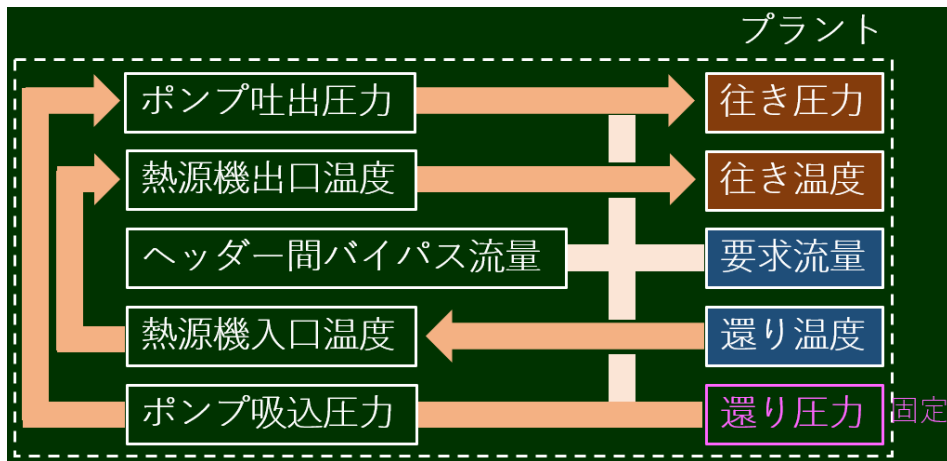


図 4.2: プラントモデルの入出力変数

解となり入力境界条件にはならない．図 4.2 に，プラントモデルの入出力変数と境界条件を示す．

4.5.2 計算手順

プラントモデル内での計算順序について説明する．

1. 圧力計算 … IN 連続制御弁開度 β (前時刻で計算済)
OUT 抵抗係数 Z
2. 流量計算 … IN 抵抗係数 Z ，ポンプ周波数比 α (前時刻で計算済)，^{IN)} 要求流量 Q_{req}
OUT ポンプ流量 Q ，^{OUT)} 送り圧力 P_S
3. 動力計算 … IN ポンプ流量 Q
OUT ポンプジュール熱 q ，ポンプ動力 W_{out} ，ポンプ消費電力 W_{in}
4. 温度計算 … IN ポンプジュール熱 q ，^{IN)} 返り温度 T_R
OUT 熱源機消費電力 W ，^{OUT)} 送り温度 T_S
5. 全体制御 … IN 熱負荷情報 (需要家モデルの入力条件)，^{OUT)} 送り圧力 P_S
OUT 送り圧力 P_S 設定値 (次時刻)
6. 台数制御 … IN ^{IN)} 要求流量 Q_{req}
OUT 機器 ON-OFF 設定 (次時刻)
7. PID 制御 … IN 機器 ON-OFF 設定 (次時刻)，送り圧力 P_S 設定値 (次時刻)
OUT ポンプ周波数比 α (次時刻)，連続制御弁開度 β (次時刻)

まず，前時刻で決定した制御値 (ポンプ周波数比 α ，連続制御弁開度 β) をもとに圧力計算 (正確には配管系の抵抗係数 Z を求める) を行う．次に，圧力-流量バランスに基づく収束計算により圧力と流量を同時に解いて往ヘッダー圧力 (^{OUT)} 送り圧力 P_S) を求める．そして，動力計算においてポンプ動力と消費電力を求めた後に，温度情報を追加して熱源

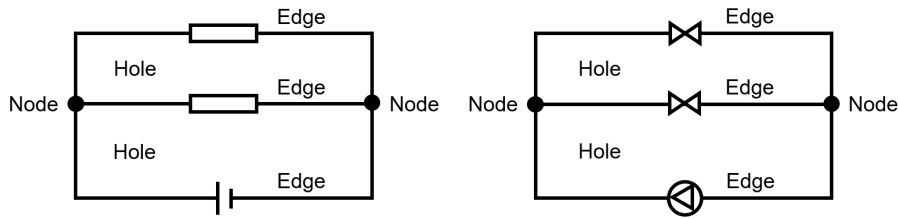


図 4.3: Similarity between electric circuit (left) and water pipeline (right)

機の処理熱量計算を行うことで往ヘッダー温度 (T^{OUT} 送り温度) を求める。最後に、制御ステップ (5.~7.) において次時刻の制御値 (ポンプ周波数比 α , 連続制御弁開度 β) を計算する。上記7つのステップによりプラントモデルが閉じるので、これを1ループとして各時刻毎に繰り返していくこととなる。

4.6 流量計算

4.6.1 電気回路との類似性

冷温水を搬送する送水管路は、電荷を搬送する電気回路と同じ閉回路である。熱交換器や弁などの圧力損失を発生させる設備機器は“電気抵抗”，圧力を増大させるポンプは“起電力”と同等であると見なすことができる。本節では、電磁気学におけるキルヒホッフの法則が流体力学においても類似的に成立することを示し、本モデルの核心となる圧力・流量バランスについて言及する。ここで、圧力・流量計算の準備として、枝 (Edge, 記号 i)，節 (Node, 記号 j)，穴 (Hole, 記号 k) を定義する (Figure 4.3)。枝は「2つの異なる節と両端で接する回路のうち、その内部に節を1つ以上含まないもの」、節は「3つの異なる枝と接する点 (4つ以上の異なる枝と接する点は、節を微小な枝で接続した集合体と見なす)」，穴は「枝及び節により囲まれた閉領域のうち、その内部に枝を1つ以上含まないもの」とし、閉回路内領域は最も外側の回路上も含めて枝，節，穴のいずれかに分類できるものとする (閉回路外領域については定義しない)。本研究においては、水を非圧縮性流体として扱うため温度・時間に関わらず密度一定とする。

4.6.2 流量保存則

送水管路についての流量の保存則は、キルヒホッフの第一法則 (Kirchhoff's Current Law, KCL) である電流の保存則に相当する (図 4.4)。KCL は以下のように導出することができる。電磁気学における連続の式 (電荷保存則)

$$\nabla \cdot \mathbf{j} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (4.8)$$

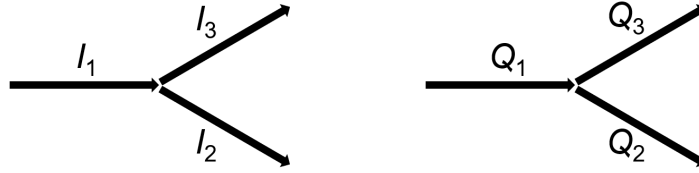


図 4.4: 電流保存則 (左) と流量保存則 (右) の類似性

に対して、電荷密度 $\rho[\text{C m}^{-3}] = \text{const.}$ として両辺を体積分し、ガウスの発散定理を適用することで

$$\iiint_V \nabla \cdot \mathbf{j} dV = 0 \quad (4.9)$$

$$\iff \iint_{\partial V} \mathbf{j} \cdot d\mathbf{S} = 0 \quad (4.10)$$

を得る。ここで、 \mathbf{j} は電流密度 $[\text{A m}^{-2}]$ 、 dV は微小体積 $[\text{m}^3]$ 、 $d\mathbf{S}$ は微小表面積ベクトル $[\text{m}^2]$ である。よって、 I_i を電気回路上の任意の節 j から流出する枝 i の電流 $[\text{A}]$ として、以下の電流の保存則 (KCL) が成立する。

$$\sum_i I_i = 0 \quad (4.11)$$

同様にして、送水管路についての流量の保存則を導出する。流体力学における連続の式 (質量保存則)

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (4.12)$$

に対して、流体密度 $\rho[\text{kg m}^{-3}] = \text{const.}$ として両辺を体積分し、ガウスの発散定理を適用することで

$$\iiint_V \nabla \cdot \mathbf{v} dV = 0 \quad (4.13)$$

$$\iff \iint_{\partial V} \mathbf{v} \cdot d\mathbf{S} = 0 \quad (4.14)$$

を得る。ここで、 \mathbf{v} は流速 $[\text{m s}^{-1}]$ 、 dV は微小体積 $[\text{m}^3]$ 、 $d\mathbf{S}$ は微小表面積ベクトル $[\text{m}^2]$ である。よって、 Q_i を送水管路上の任意の節 j から流出する枝 i の流量 $[\text{m}^3 \text{s}^{-1}]$ として、以下の流量の保存則が成立する。

$$\sum_i Q_i = 0 \quad (4.15)$$

4.6.3 圧力の一意性

送水管路についての圧力の一意性は、キルヒホッフの第二法則 (Kirchhoff's Voltage Law, KVL) である電位の一意性に相当する (図 4.5)。KVL は以下のように証明することができ

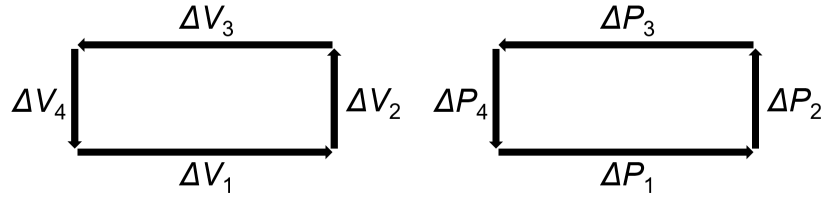


図 4.5: 電位の一意性 (左) と圧力の一意性 (右) の類似性

る。電荷 $q[\text{C}]$ のエネルギーを定義するためには、電荷に働く力の仕事が経路に依存してはならないので、電位 $V[\text{J C}^{-1} = \text{V}]$ が定義できる条件

$$\nabla \times \mathbf{E} = 0 \quad (4.16)$$

に対して、両辺を面積分し、ストークスの回転定理を適用することで

$$\iint_S (\nabla \times \mathbf{E}) \cdot d\mathbf{S} = 0 \quad (4.17)$$

$$\iff \oint_{\partial S} \mathbf{E} \cdot d\mathbf{l} = 0 \quad (4.18)$$

を得る。ここで、 \mathbf{E} は電場 $[\text{N C}^{-1} = \text{V m}^{-1}]$ 、 $d\mathbf{S}$ は微小面積ベクトル $[\text{m}^2]$ 、 $d\mathbf{l}$ は微小周長ベクトル $[\text{m}]$ である。よって、 ΔV_i を電気回路内の任意の枝 i 両端の電位差 $[\text{V}]$ として、任意の穴 k について以下の電位の一意性 (KVL) が成立する。

$$\sum_i \Delta V_i = 0 \quad (4.19)$$

同様にして、送水管路についての圧力の一意性を証明する。流体のエネルギーを定義するためには、流体に働く体積力の仕事が経路に依存してはならないので、圧力 $P[\text{J m}^{-3} = \text{Pa}]$ が定義できる条件

$$\nabla \times \mathbf{K} = 0 \quad (4.20)$$

に対して、両辺を面積分し、ストークスの回転定理を適用することで

$$\iint_S (\nabla \times \mathbf{K}) \cdot d\mathbf{S} = 0 \quad (4.21)$$

$$\iff \oint_{\partial S} \mathbf{K} \cdot d\mathbf{l} = 0 \quad (4.22)$$

を得る。ここで、 \mathbf{K} は単位体積力 $[\text{N m}^{-3} = \text{Pa m}^{-1}]$ 、 $d\mathbf{S}$ は微小面積ベクトル $[\text{m}^2]$ 、 $d\mathbf{l}$ は微小周長ベクトル $[\text{m}]$ である。よって、 ΔP_i を送水管路内の任意の枝 i 両端の流体圧力差 $[\text{Pa}]$ として、任意の穴 k について以下の圧力の一意性が成立する。

$$\sum_i \Delta P_i = 0 \quad (4.23)$$

4.6.4 圧力-流量バランスに基づく収束計算

本節では、流量保存則と圧力の一意性に基づいて、密閉系送水管路網の圧力-流量分布を求める計算過程について説明する。この計算の根拠となる式は、流量保存則 (4.15) に、ポンプ運転点が配管抵抗により決定することを記述した式 (4.105) とポンプ Q - H 曲線 (性能特性曲線) (4.106) の 2 つの式を加えた計 3 つの式である。任意の穴 k を構成する枝 i について、各枝の圧力損失合計値 $\sum Z_i Q_i^2$ が各枝に存在するポンプ揚程合計値 $\sum H_i$ と等しいことを記述する式であり、導出する際に圧力の一意性 (4.23) が用いられた。枝 i の圧力損失を流量 Q_i についての関数

$$f_i(Q_i) = Z_i Q_i^2 \quad (4.24)$$

で表すと、ポンプ揚程合計値 $\sum H_i$ は関数 f_i の和 $\sum f_i$ で表すことができる。式 (4.24) を任意の穴 k についての式 (k を含む式) に書き直すと

$$\delta_i^k H_i = \delta_i^k f_i \quad (4.25)$$

となる。式 (4.25) はアインシュタインの総和規約表記 (Einstein summation convention) であり、全ての i について展開すると以下の k 個の連立方程式を得る。

$$\begin{cases} \delta_1^1 H_1 + \delta_2^1 H_2 + \cdots + \delta_i^1 H_i = \delta_1^1 f_1 + \delta_2^1 f_2 + \cdots + \delta_i^1 f_i \\ \delta_1^2 H_1 + \delta_2^2 H_2 + \cdots + \delta_i^2 H_i = \delta_1^2 f_1 + \delta_2^2 f_2 + \cdots + \delta_i^2 f_i \\ \vdots \\ \delta_1^k H_1 + \delta_2^k H_2 + \cdots + \delta_i^k H_i = \delta_1^k f_1 + \delta_2^k f_2 + \cdots + \delta_i^k f_i \end{cases} \quad (4.26)$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} \delta_1^1 (f_1 - H_1) + \delta_2^1 (f_2 - H_2) + \cdots + \delta_i^1 (f_i - H_i) = 0 \\ \delta_1^2 (f_1 - H_1) + \delta_2^2 (f_2 - H_2) + \cdots + \delta_i^2 (f_i - H_i) = 0 \\ \vdots \\ \delta_1^k (f_1 - H_1) + \delta_2^k (f_2 - H_2) + \cdots + \delta_i^k (f_i - H_i) = 0 \end{cases} \quad (4.27)$$

ここで、 δ_i^k は次のように定義される関数とする。

$$\delta_i^k \equiv \begin{cases} 1 & \text{(穴 } k \text{ を構成する枝 } i \text{ の流れ方向が時計回りの場合)} \\ -1 & \text{(穴 } k \text{ を構成する枝 } i \text{ の流れ方向が反時計回りの場合)} \\ 0 & \text{(穴 } k \text{ を構成する枝 } i \text{ が流量 } 0 \text{ の場合 / 穴 } k \text{ が枝 } i \text{ により構成されない場合)} \end{cases} \quad (4.28)$$

任意の枝 i について、各枝に存在するポンプ揚程 H_i と各枝の流量 Q_i の関係を記述する式である。 Q - H 曲線を流量 Q_i についての関数

$$g_i(Q_i) = \alpha_i^2 \left[a_i \left(\frac{Q_i}{\alpha_i} \right)^2 + a_i' \frac{Q_i}{\alpha_i} + a_i'' \right] \quad (4.29)$$

で表すと、ポンプ揚程 H_i は関数 g_i で表すことができ、

$$H_i = \sigma_i g_i \quad (4.30)$$

となる。式 (4.30) を書き出すと以下の i 個の連立方程式を得る。

$$\begin{cases} H_1 = \sigma_1 g_1 \\ H_2 = \sigma_2 g_2 \\ \vdots \\ H_i = \sigma_i g_i \end{cases} \quad (4.31)$$

ここで、 σ_i は次のように定義される関数とする。

$$\sigma_i \equiv \begin{cases} 1 & (\text{枝 } i \text{ にポンプが存在する場合}) \\ 0 & (\text{枝 } i \text{ にポンプが存在しない場合}) \end{cases} \quad (4.32)$$

式 (4.31) を式 (4.27) に代入して H_i を消去すると以下の k 個の連立方程式となる。

$$\begin{cases} \delta_1^1(f_1 - \sigma_1 g_1) + \delta_2^1(f_2 - \sigma_2 g_2) + \cdots + \delta_i^1(f_i - \sigma_i g_i) = 0 \\ \delta_1^2(f_1 - \sigma_1 g_1) + \delta_2^2(f_2 - \sigma_2 g_2) + \cdots + \delta_i^2(f_i - \sigma_i g_i) = 0 \\ \vdots \\ \delta_1^k(f_1 - \sigma_1 g_1) + \delta_2^k(f_2 - \sigma_2 g_2) + \cdots + \delta_i^k(f_i - \sigma_i g_i) = 0 \end{cases} \quad (4.33)$$

式 (4.33) を行列表記すると次のように書くことができる。

$$\begin{bmatrix} \delta_1^1 & \delta_2^1 & \cdots & \cdots & \delta_i^1 \\ \delta_1^2 & \delta_2^2 & \cdots & \cdots & \delta_i^2 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ \delta_1^k & \delta_2^k & \cdots & \cdots & \delta_i^k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_1 - \sigma_1 g_1 \\ f_2 - \sigma_2 g_2 \\ \vdots \\ \vdots \\ f_i - \sigma_i g_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.34)$$

式 (4.33) が圧力の一意性から導出される連立方程式である。一方、流量保存則からは異なる連立方程式を導出することができる。式は、任意の節 j と接する枝 i について、各枝への流出量合計値と各枝からの流入量合計値が等しいことを記述する式である。式を全ての i について展開すると以下の j 個の連立方程式を得る。

$$\begin{cases} \varepsilon_1^1 Q_1 + \varepsilon_2^1 Q_2 + \cdots + \varepsilon_i^1 Q_i = 0 \\ \varepsilon_1^2 Q_1 + \varepsilon_2^2 Q_2 + \cdots + \varepsilon_i^2 Q_i = 0 \\ \vdots \\ \varepsilon_1^j Q_1 + \varepsilon_2^j Q_2 + \cdots + \varepsilon_i^j Q_i = 0 \end{cases} \quad (4.35)$$

ここで、 ε_i^j は次のように定義される関数とする。

$$\varepsilon_i^j \equiv \begin{cases} 1 & (\text{節 } j \text{ と接する枝 } i \text{ の流れ方向が流出の場合}) \\ -1 & (\text{節 } j \text{ と接する枝 } i \text{ の流れ方向が流入の場合}) \\ 0 & (\text{節 } j \text{ と接する枝 } i \text{ が流量 } 0 \text{ の場合} / \text{節 } j \text{ が枝 } i \text{ と接しない場合}) \end{cases} \quad (4.36)$$

式 (4.35) を行列表記すると次のように書くことができる。

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1^1 & \varepsilon_2^1 & \cdots & \cdots & \varepsilon_i^1 \\ \varepsilon_1^2 & \varepsilon_2^2 & \cdots & \cdots & \varepsilon_i^2 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ \varepsilon_1^j & \varepsilon_2^j & \cdots & \cdots & \varepsilon_i^j \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ \vdots \\ \vdots \\ Q_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.37)$$

式 (4.35) が流量保存則から導出される連立方程式である。したがって、圧力-流量バランスに基づいて導出された式 (4.33)(4.35) を満たす流量 Q_i を求めればよいことになる。式 (4.35) の次数は 1 であるのに対して式 (4.33) の次数は 2 であるため、1 次近似による線形化を行うことで近似計算を試みる。具体的には仮定値 Q'_i を定め、その接線ベクトルを用いて Q'_i を逐次更新していき真値 Q_i へ収束させることで数値的に解く。これはニュートン法 (Newton's method) と呼ばれる数値的解法である。ここで、新しい関数

$$\begin{cases} h_P^k = \delta_i^k (f_i - \sigma_i g_i) \\ h_F^j = \varepsilon_i^j Q_i \end{cases} \quad (4.38)$$

を定義すると、式 (4.33)(4.35) より、解くべき方程式は以下の 2 つとなる。

$$\begin{cases} h_P^k = 0 \\ h_F^j = 0 \end{cases} \quad (4.39)$$

h_P^k, h_F^j は多変数関数であり、ともに独立変数は Q_1, \dots, Q_i の i 個である。 h_P^k を仮定値 Q'_i のまわりで 1 次の項までテイラー展開すると

$$h_P^k(Q_1, \dots, Q_i) \simeq h_P^k(Q'_1, \dots, Q'_i) + \frac{\partial h_P^k}{\partial Q_1}(Q'_1, \dots, Q'_i) \cdot (Q_1 - Q'_1) + \cdots + \frac{\partial h_P^k}{\partial Q_i}(Q'_1, \dots, Q'_i) \cdot (Q_i - Q'_i) \quad (4.40)$$

となる。式 (4.40) を行列表記すると次のように書くことができる。

$$\begin{bmatrix} h_P^1(Q_1, \dots, Q_i) \\ h_P^2(Q_1, \dots, Q_i) \\ \vdots \\ h_P^k(Q_1, \dots, Q_i) \end{bmatrix} \simeq \begin{bmatrix} h_P^1(Q'_1, \dots, Q'_i) \\ h_P^2(Q'_1, \dots, Q'_i) \\ \vdots \\ h_P^k(Q'_1, \dots, Q'_i) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{\partial h_P^1}{\partial Q_1}(Q'_1, \dots, Q'_i) & \cdots & \frac{\partial h_P^1}{\partial Q_i}(Q'_1, \dots, Q'_i) \\ \frac{\partial h_P^2}{\partial Q_1}(Q'_1, \dots, Q'_i) & \cdots & \frac{\partial h_P^2}{\partial Q_i}(Q'_1, \dots, Q'_i) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial h_P^k}{\partial Q_1}(Q'_1, \dots, Q'_i) & \cdots & \frac{\partial h_P^k}{\partial Q_i}(Q'_1, \dots, Q'_i) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_1 - Q'_1 \\ Q_2 - Q'_2 \\ \vdots \\ \vdots \\ Q_i - Q'_i \end{bmatrix} \quad (4.41)$$

同様に、 h_F^k を仮定値 Q'_i のまわりで1次の項までテイラー展開して式(4.41)のように行列表記すると次のように書くことができる。

$$\begin{bmatrix} h_F^1(Q_1, \dots, Q_i) \\ h_F^2(Q_1, \dots, Q_i) \\ \vdots \\ h_F^j(Q_1, \dots, Q_i) \end{bmatrix} \simeq \begin{bmatrix} h_F^1(Q'_1, \dots, Q'_i) \\ h_F^2(Q'_1, \dots, Q'_i) \\ \vdots \\ h_F^j(Q'_1, \dots, Q'_i) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{\partial h_F^1}{\partial Q_1}(Q'_1, \dots, Q'_i) & \dots & \frac{\partial h_F^1}{\partial Q_i}(Q'_1, \dots, Q'_i) \\ \frac{\partial h_F^2}{\partial Q_1}(Q'_1, \dots, Q'_i) & \dots & \frac{\partial h_F^2}{\partial Q_i}(Q'_1, \dots, Q'_i) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial h_F^j}{\partial Q_1}(Q'_1, \dots, Q'_i) & \dots & \frac{\partial h_F^j}{\partial Q_i}(Q'_1, \dots, Q'_i) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_1 - Q'_1 \\ Q_2 - Q'_2 \\ \vdots \\ Q_i - Q'_i \end{bmatrix} \quad (4.42)$$

真値 Q_i と仮定値 Q'_i の差が補正量 ΔQ_i であると考えて

$$\Delta Q_i = Q_i - Q'_i \quad (4.43)$$

とおき、式(4.41)(4.42)を合体させて1つの式で表すと

$$\begin{bmatrix} h_P^1(Q_1, \dots, Q_i) \\ \vdots \\ h_P^k(Q_1, \dots, Q_i) \\ \frac{h_P^1(Q_1, \dots, Q_i)}{h_F^1(Q_1, \dots, Q_i)} \\ \vdots \\ h_F^j(Q_1, \dots, Q_i) \end{bmatrix} \simeq \begin{bmatrix} h_P^1(Q'_1, \dots, Q'_i) \\ \vdots \\ h_P^k(Q'_1, \dots, Q'_i) \\ \frac{h_P^1(Q'_1, \dots, Q'_i)}{h_F^1(Q'_1, \dots, Q'_i)} \\ \vdots \\ h_F^j(Q'_1, \dots, Q'_i) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{\partial h_P^1}{\partial Q_1}(Q'_1, \dots, Q'_i) & \dots & \frac{\partial h_P^1}{\partial Q_i}(Q'_1, \dots, Q'_i) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial h_P^k}{\partial Q_1}(Q'_1, \dots, Q'_i) & \dots & \frac{\partial h_P^k}{\partial Q_i}(Q'_1, \dots, Q'_i) \\ \frac{\partial h_F^1}{\partial Q_1}(Q'_1, \dots, Q'_i) & \dots & \frac{\partial h_F^1}{\partial Q_i}(Q'_1, \dots, Q'_i) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial h_F^j}{\partial Q_1}(Q'_1, \dots, Q'_i) & \dots & \frac{\partial h_F^j}{\partial Q_i}(Q'_1, \dots, Q'_i) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta Q_1 \\ \Delta Q_2 \\ \vdots \\ \Delta Q_i \end{bmatrix} \quad (4.44)$$

となる。いま、式(4.44)は i 個の未知数 ΔQ_i (求めたい補正量) に対して方程式が $(j+k)$ 個存在する表記となっており、 $i = j+k-1$ であることを考慮すると方程式の数が未知数の個数よりも1つ多いことが分かる。これは、流量保存則から導出された関数 h_F^j についての j 個の方程式のうち、任意の1つの方程式が他の $(j-1)$ 個の方程式の線形結合(1次結合)により表現できることに起因するものである(行列 ε_i^j の階数が $j-1$ である)。したがって、式(4.39)を解く際には式(4.44)の $(k+1)$ 行目以降の任意の1行を削除しても数学的に問題なく解くことができる。例えば、最下段の $(j+k)$ 行目を削除すると、式(4.44)は

$$\begin{bmatrix} h_P^1(Q_1, \dots, Q_i) \\ \vdots \\ h_P^k(Q_1, \dots, Q_i) \\ \frac{h_P^1(Q_1, \dots, Q_i)}{h_F^1(Q_1, \dots, Q_i)} \\ \vdots \\ h_F^{j-1}(Q_1, \dots, Q_i) \end{bmatrix} \simeq \begin{bmatrix} h_P^1(Q'_1, \dots, Q'_i) \\ \vdots \\ h_P^k(Q'_1, \dots, Q'_i) \\ \frac{h_P^1(Q'_1, \dots, Q'_i)}{h_F^1(Q'_1, \dots, Q'_i)} \\ \vdots \\ h_F^{j-1}(Q'_1, \dots, Q'_i) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{\partial h_P^k}{\partial Q_i}(Q_1^{(n)}, \dots, Q_i^{(n)}) \\ \vdots \\ \frac{\partial h_F^{j-1}}{\partial Q_i}(Q_1^{(n)}, \dots, Q_i^{(n)}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta Q_1 \\ \Delta Q_2 \\ \vdots \\ \Delta Q_i \end{bmatrix} \quad (4.45)$$

となる。ここで、式(4.45)の右辺第2項の $i \times i$ 正方行列はヤコビ行列と呼ばれる(正則性を仮定する)。ニュートン法は式(4.45)の右辺が0となるような補正量 ΔQ_i を求めて仮

定値 Q'_i を更新していくので、 ΔQ_i はヤコビ行列の逆行列を用いて以下のように表すことができる。

$$\begin{bmatrix} \Delta Q_1 \\ \Delta Q_2 \\ \vdots \\ \vdots \\ \Delta Q_i \end{bmatrix} = - \left[\begin{array}{c} \frac{\partial h_P^k}{\partial Q_i}(Q_1^{(n)}, \dots, Q_i^{(n)}) \\ k \times i \\ \frac{\partial h_F^j}{\partial Q_i}(Q_1^{(n)}, \dots, Q_i^{(n)}) \\ (j-1) \times i \end{array} \right]^{-1} \begin{bmatrix} h_P^1(Q_1', \dots, Q_i') \\ \vdots \\ h_P^k(Q_1', \dots, Q_i') \\ h_F^1(Q_1', \dots, Q_i') \\ \vdots \\ h_F^{j-1}(Q_1', \dots, Q_i') \end{bmatrix} \quad (4.46)$$

式 (4.46) は関数 h_P^k, h_F^j の接線ベクトルになっており、このベクトル方向に向かって解を探索することとなる。よって、 Q'_i を更新するための漸化式は次のようになる。(n) は n ステップ目を示す。

$$\begin{bmatrix} Q_1^{(n+1)} \\ Q_2^{(n+1)} \\ \vdots \\ \vdots \\ Q_i^{(n+1)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_1^{(n)} \\ Q_2^{(n)} \\ \vdots \\ \vdots \\ Q_i^{(n)} \end{bmatrix} - \left[\begin{array}{c} \frac{\partial h_P^k}{\partial Q_i}(Q_1^{(n)}, \dots, Q_i^{(n)}) \\ k \times i \\ \frac{\partial h_F^j}{\partial Q_i}(Q_1^{(n)}, \dots, Q_i^{(n)}) \\ (j-1) \times i \end{array} \right]^{-1} \begin{bmatrix} h_P^1(Q_1^{(n)}, \dots, Q_i^{(n)}) \\ \vdots \\ h_P^k(Q_1^{(n)}, \dots, Q_i^{(n)}) \\ h_F^1(Q_1^{(n)}, \dots, Q_i^{(n)}) \\ \vdots \\ h_F^{j-1}(Q_1^{(n)}, \dots, Q_i^{(n)}) \end{bmatrix} \quad (4.47)$$

式 (4.47) を用いて Q'_i を逐次更新することで流量 Q_i (真値) に収束させることができる。この反復計算において最も重要な問題が初期値の設定である。一般的にニュートン法は局所的収束性に優れている反面大域的収束性が悪く、初期値が解の近傍でない場合には収束せず値が振動、発散することがある。したがって本研究では、ポンプ、連続制御弁、熱交換器、熱源機のいずれも存在しない枝 (往還ヘッダーの各分岐点間を指す) の両端差圧がポンプ揚程と比較して無視できるほど非常に小さいことに注目し、その枝における圧力損失を 0 と仮定して初期値を設定した (つまり往還ヘッダー内の圧力損失は 0 と考える)。このような仮定をおくことで多変数関数の初期値問題を 1 元 2 次方程式の解を求める問題に帰着することができるため、不安定な大域的収束性をもつニュートン法による探索量を可能な限り小さくすることができる。

初期値の計算方法について説明する。ポンプまたは連続制御弁が存在する枝のみを計算対象とする (熱交換器や熱源機が存在する枝には必ずポンプが存在する) ため、解くべき式 (4.39) の第 1 式は往還ヘッダー差圧を記述する式と見なすことができる。つまり、穴 k を構成する枝 i のうちポンプまたは連続制御弁が存在する枝のみが計算対象として残る。まず、ポンプが存在する枝を考えると以下の式が成り立つ。

$$f_i - g_i = P_R - P_S \quad (4.48)$$

ここで、 P_R は還ヘッダー圧力 [Pa] (定数)、 P_S は往ヘッダー圧力 [Pa] (未知数) である (圧

力損失を正值としているため両辺ともに負値となる). 式 (4.24)(4.29) より, 式 (4.48) は

$$Z_i Q_i^2 - \alpha_i^2 \left[a_i \left(\frac{Q_i}{\alpha_i} \right)^2 + a_i' \frac{Q_i}{\alpha_i} + a_i'' \right] = P_R - P_S \quad (4.49)$$

である. 式 (4.49) の左辺を Q_i について整理すると以下のようになる.

$$(Z_i - a_i) Q_i^2 - \alpha_i a_i' Q_i - \alpha_i^2 a_i'' = P_R - P_S \quad (4.50)$$

任意の1つの枝 i を選択して他の枝を i' と便宜上表記すると, 流量 $Q_{i'}$ は選択した枝の流量 Q_i のみの関数で表せることが分かる. 具体的には, 式 (4.50) に対して2次方程式の解の公式を用いることで以下のように書くことができる ($Q_{i'}$ は非負値であるため分子の平方根符号は+とした).

$$Q_{i'}(Q_i) = \frac{\alpha_{i'} a_{i'}' + \sqrt{(\alpha_{i'} a_{i'}')^2 + 4(Z_{i'} - a_{i'}) \{ (Z_i - a_i) Q_i^2 - \alpha_i a_i' Q_i - \alpha_i^2 a_i'' + \alpha_{i'}^2 a_{i'}'' \}}}{2(Z_{i'} - a_{i'})} \quad (4.51)$$

次に, 連続制御弁が存在する枝 (往還ヘッダー間バイパス) を考えると以下の式が成り立つ.

$$-f_{i''} = P_R - P_S \quad (4.52)$$

ここで, 前述の i, i' と区別する目的で i'' と表記している. 式 (4.24) より, 式 (4.52) は

$$-Z_{i''} Q_{i''}^2 = P_R - P_S \quad (4.53)$$

である. 式 (4.50)(4.53) より, 明らかに以下の式が成り立つ.

$$Z_{i''} Q_{i''}^2 + (Z_i - a_i) Q_i^2 - \alpha_i a_i' Q_i - \alpha_i^2 a_i'' = 0 \quad (4.54)$$

$Q_{i''}$ を Q_i のみを用いて表すことができれば, 式 (4.54) は1変数2次方程式となり容易に数値解を求めることができる. 解くべき式 (4.39) の第2式が流量保存則を記述した式であることを思い出すと, ポンプの存在する枝の流量 $Q_i, Q_{i'}$, 往還ヘッダー間バイパス流量 $Q_{i''}$, 要求流量 Q_{req} (入力境界条件) の満たす関係式は次のようになる.

$$Q_i + \sum_{i'} Q_{i'} - Q_{i''} - Q_{\text{req}} = 0 \quad (4.55)$$

式 (4.55) は, 枝 i'' と地域導管からの流入が交わる節において成り立つ式である. よって, 式 (4.54)(4.55) より

$$Z_{i''} \left[Q_i + \sum_{i'} Q_{i'} - Q_{\text{req}} \right]^2 + (Z_i - a_i) Q_i^2 - \alpha_i a_i' Q_i - \alpha_i^2 a_i'' = 0 \quad (4.56)$$

を得る．式 (4.51) を式 (4.56) に代入することにより Q_i のみの 2 次方程式となるので， Q_i について解くことで $Q_{i'}$, $Q_{i''}$ も同時に求まる．但し， $Q_i, Q_{i'}, Q_{i''}$ ともに非負値であるためには以下の 4 つの式を満たす必要がある．

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_i \geq 0 \\ \alpha_i^2 \left[a_i \left(\frac{Q_i}{\alpha_i} \right)^2 + a'_i \frac{Q_i}{\alpha_i} + a''_i \right] \geq 0 \\ (\alpha_{i'} a'_{i'})^2 + 4(Z_{i'} - a_{i'}) \{ (Z_i - a_i) Q_i^2 - \alpha_i a'_i Q_i - \alpha_i^2 a''_i + \alpha_{i'}^2 a''_{i'} \} \geq 0 \\ Q_i + \sum_{i'} Q_{i'} - Q_{\text{req}} \geq 0 \end{array} \right. \quad (4.57)$$

式 (4.57) の第 2 式は式 (4.49) 左辺第 2 項のポンプ揚程が非負値であるための必要十分条件，第 3 式は式 (4.51) の平方根が実数となるための必要十分条件，第 4 式は式 (4.55) の $Q_{i''}$ が非負値であるための必要十分条件である ($Q_{i'}$ が非負値となる条件は式 (4.51) に組み込まれている)．式 (4.57) の解き方であるが，まず第 3 式の左辺 (下に凸の 2 次関数) に判別式を用いて Q_i のとり得る値の範囲を求め，次にその条件と第 1 式，第 2 式を満たす Q_i の範囲内において第 4 式を満たす Q_i の範囲を二分法により求める．このようにして求めた Q_i の範囲内で，式 (4.56) に対して二分法を用いて Q_i の初期値を決定する (実際にはニュートン法による計算過程を省略するためこの初期値を解と見なす)．二分法は確実性が高く 100 回程度の反復演算で 16 桁の精度 ($2^{-107} < 10^{-32}$) で解を求めることができる利点から本研究において採用した．

4.7 圧力計算

4.7.1 電気回路との類似性

本節では，圧力・流量バランスの基礎となる圧力と流量の関係式を導出する．前節で述べたように，基本的に送水管路は電気回路に類似しているが，流体圧力・流量の比例関係式と電位・電流の比例関係式には乗乗の相違が生じる．電磁気学における電位差 (電圧降下) ΔV [V] と電流 I [A] の関係式であるオームの法則 (Ohm's Law) は，以下のように書くことができる．

$$\Delta V = RI \quad (4.58)$$

ここで， R は電気抵抗 [Ω] であり，電位差 ΔV が電流 I の 1 乗に比例することが分かる．一方で，流体力学における圧力差 (圧力損失) ΔP [$\text{Pa} = \text{kg m}^{-1} \text{s}^{-2}$] と流量 Q [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$] の関係式は，次元解析により導出することができる．密度 ρ [kg m^{-3}] と流速 v [m s^{-1}] の 2 乗の積が圧力の次元となるため

$$\Delta P \propto \rho v^2 \quad (4.59)$$

と書くことができ、流速 v は流量 Q と比例関係にあることから

$$\Delta P = ZQ^2 \quad (4.60)$$

を得る。ここで、 Z は抵抗 [kg m^{-7}] であり、圧力差 ΔP が流量 Q の 2 乗に比例することが分かる。

4.7.2 直管の摩擦抵抗

直管摩擦抵抗 Z_p [kg m^{-7}] を求める。式 4.60 より、

$$\Delta P_p = Z_p Q^2 \quad (4.61)$$

とおく。十分発達した管内流れの管内壁摩擦による圧力損失を与える式であるダルシー・ワイスバッハの式 (Darcy-Weisbach Equation)

$$\Delta P_p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} v^2 \quad (4.62)$$

に対して、流速 v と流量 Q の関係式

$$Q = \pi \left(\frac{d}{2} \right)^2 v \quad (4.63)$$

$$\Leftrightarrow v = \frac{1}{\pi} \left(\frac{2}{d} \right)^2 Q \quad (4.64)$$

を代入することで

$$\Delta P_p = \frac{8\rho}{\pi^2} \lambda \frac{l}{d^5} Q^2 \quad (4.65)$$

を得る。ここで、 λ は摩擦抵抗係数 [-]、 l は管長 [m]、 d は管内直径 [m] である。よって、直管摩擦抵抗 Z_p は

$$Z_p = \frac{8\rho}{\pi^2} \lambda \frac{l}{d^5} \quad (4.66)$$

と書くことができる。 $\rho = \text{const.}$ より、 λ, l, d の 3 変数が決定すれば Z_p が決定する。 λ, l, d はいずれも直管固有の値である。

4.7.3 配管局所の抵抗

エルボ、チーズ、レジューサといった局部抵抗 Z_f [kg m^{-7}] を求める。式 4.60 より、

$$\Delta P_f = Z_f Q^2 \quad (4.67)$$

とおく。局部の圧力損失を与える式

$$\Delta P_f = \zeta \frac{\rho}{2} v^2 \quad (4.68)$$

に対して、流速 v と流量 Q の関係式 (式 4.64) を代入することで

$$\Delta P_f = \frac{8\rho}{\pi^2} \zeta \frac{1}{d^4} Q^2 \quad (4.69)$$

を得る。ここで、 ζ は局部抵抗係数 [-]、 d は管内直径 [m] である。局部抵抗は、これと同じ抵抗を持つ同径の直管長 l' [m] で置き換えると直管摩擦抵抗 Z_p とまとめて計算することができるので、相当長 l' を

$$l' \equiv \zeta \frac{d}{\lambda} \quad (4.70)$$

と定義することで、局部抵抗 Z_f は

$$Z_f = \frac{8\rho}{\pi^2} \lambda \frac{l'}{d^5} \quad (4.71)$$

と書くことができる。 $\rho = \text{const.}$ より、 λ, l', d の3変数が決定すれば Z_f が決定する。 λ, d はいずれも直管固有の値であり、 l' は局部固有の値である。直管摩擦抵抗 Z_p と局部抵抗 Z_f は以下のようにまとめて計算できる。

$$Z_p + Z_f = \frac{8\rho}{\pi^2} \lambda \frac{1}{d^5} (l + l') \quad (4.72)$$

4.7.4 弁の抵抗

弁抵抗 Z_v [kg m⁻⁷] を求める。式 4.60 より、

$$\Delta P_v = Z_v Q^2 \quad (4.73)$$

とおく。弁はその開度 β により抵抗を制御して流量を調整する機器であり、代表的な容量係数である CV 値は「圧力差が 1 psi (= lbf in⁻²) のとき、弁を流れる 60°F の清水の流量を USgal min⁻¹ で表した数値 (通常単位をつけない)」と定義される。CV 値 C_v の定義式 (ヤード・ポンド法)

$$C_v \equiv Q' \sqrt{\frac{G}{\Delta P'_v}} \quad (4.74)$$

に対して、両辺を 2 乗し、SI 単位系へ変換すると

$$C_v^2 = Q'^2 \frac{G}{\Delta P'_v} \quad (4.75)$$

$$\iff C_v^2 = 1.58503^2 \times 10^8 Q^2 \frac{G}{1.45038 \times 10^{-4} \Delta P_v} \quad (4.76)$$

となる。ここで、 $Q', \Delta P'_v$ はヤード・ポンド法における流量 [USgal min⁻¹] と圧力差 [lbf in⁻²]、 $Q, \Delta P_v$ は SI 単位系における流量 [m³ s⁻¹] と圧力差 [Pa] であり

$$1 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 1.58503 \times 10^4 \text{ USgal min}^{-1} \quad (4.77)$$

$$1 \text{ Pa} = 1.45038 \times 10^{-4} \text{ lbf in}^{-2} \quad (4.78)$$

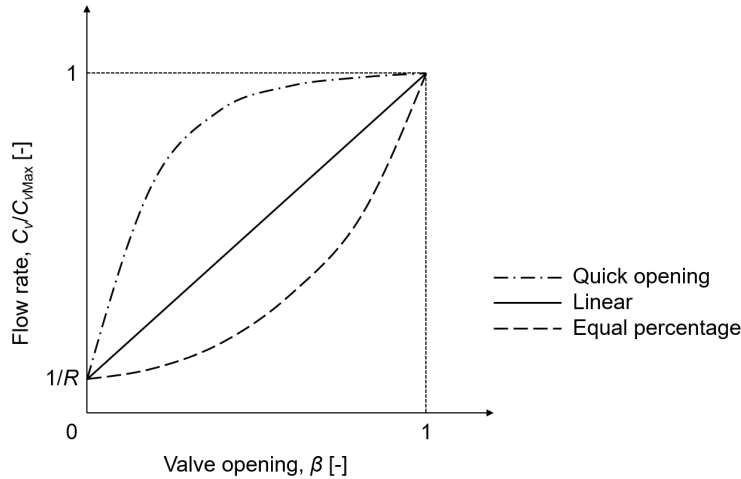


図 4.6: 弁の固有流量特性

を用いた。60°F の清水に対する流体密度比 $G[-]$ は清水の場合温度に関わらず 1 としてよいので、圧力差 ΔP_v と流量 Q の関係式は以下のようなになる。

$$C_v^2 = 1.73218 \times 10^{12} \frac{1}{\Delta P_v} Q^2 \quad (4.79)$$

$$\iff \Delta P_v = 1.73218 \times 10^{12} \frac{1}{C_v^2} Q^2 \quad (4.80)$$

よって、弁抵抗 Z_v は

$$Z_v = 1.73218 \times 10^{12} \frac{1}{C_v^2} \quad (4.81)$$

と書くことができる。 C_v が決定すれば Z_v が決定するが、 C_v は弁固有の値である最大・最小 CV 値 C_{vMax}, C_{vmin} と弁開度 $\beta[-]$ により決定されるため、 C_v を $C_{vMax}, C_{vmin}, \beta$ の 3 変数を用いて表すことを考える。 弁の固有流量特性としてクイックオープン特性 (Quick opening)、リニア特性 (Linear)、イコールパーセント特性 (Equal percentage) の 3 種類が挙げられるが (図 4.6)、一般的に連続制御弁としてはリニア特性またはイコールパーセント特性のものが採用される。したがって、本モデルにおいてもリニア特性、イコールパーセント特性、およびその中間特性を持つ弁を想定することとする (対象システムで採用されている弁はリニア特性である)。まず、リニア特性の弁は「弁開度 β の変化に対する CV 値 C_v (流量) の変化率が一定」という特性を持つため、 m を定数として

$$\frac{\partial C_v}{\partial \beta} = m \quad (4.82)$$

$$\iff \partial C_v = m \partial \beta \quad (4.83)$$

と書くことができる。一般解は、 n を積分定数として

$$C_v = m\beta + n \quad (4.84)$$

となる。 $\beta = 0$ のとき $C_v = C_{vmin}$, $\beta = 1$ のとき $C_v = C_{vMax}$ より

$$\begin{cases} m = C_{vMax} - C_{vmin} \\ n = C_{vmin} \end{cases} \quad (4.85)$$

となるので, C_v は以下のように書くことができる.

$$C_v = (C_{vMax} - C_{vmin})\beta + C_{vmin} \quad (4.86)$$

$$\iff C_v = C_{vMax} \left\{ \left(1 - \frac{1}{R}\right)\beta + \frac{1}{R} \right\} \quad (4.87)$$

ここで, R はレンジアビリティ[-]であり, 以下のように定義される.

$$R \equiv \frac{C_{vMax}}{C_{vmin}} \quad (4.88)$$

次に, イコールパーセント特性の弁は「弁開度 β の変化に対する CV 値 C_v (流量) の変化率が CV 値 C_v (流量) に比例する」という特性を持つため, m を定数として

$$\frac{\partial C_v}{\partial \beta} = m C_v \quad (4.89)$$

$$\iff \frac{\partial C_v}{C_v} = m \partial \beta \quad (4.90)$$

と書くことができる. 一般解は, n を積分定数として

$$C_v = n \exp[m\beta] \quad (4.91)$$

となる. $\beta = 0$ のとき $C_v = C_{vmin}$, $\beta = 1$ のとき $C_v = C_{vMax}$ より

$$\begin{cases} m = \ln \frac{C_{vMax}}{C_{vmin}} \\ n = C_{vmin} \end{cases} \quad (4.92)$$

となるので, C_v は以下のように書くことができる.

$$C_v = C_{vmin} \exp \left[\beta \ln \frac{C_{vMax}}{C_{vmin}} \right] \quad (4.93)$$

$$\iff C_v = C_{vmin} \left(\frac{C_{vMax}}{C_{vmin}} \right)^\beta \quad (4.94)$$

$$\iff C_v = C_{vMax} \left(\frac{1}{R} \right)^{1-\beta} \quad (4.95)$$

そして, リニア特性とイコールパーセント特性の中間特性を持つ弁は, ω をリニア特性の重み[-]として

$$C_v = C_{vMax} \left[\omega \left\{ \left(1 - \frac{1}{R}\right)\beta + \frac{1}{R} \right\} + (1 - \omega) \left(\frac{1}{R} \right)^{1-\beta} \right] \quad (4.96)$$

と書くことができる。よって、Equation 4.81 に代入して、弁抵抗 Z_v は

$$Z_v = 1.73218 \times 10^{12} \frac{1}{C_{v\text{Max}}^2} \frac{1}{\left[\omega \left\{ \left(1 - \frac{1}{R}\right) \beta + \frac{1}{R} \right\} + (1 - \omega) \left(\frac{1}{R}\right)^{1-\beta} \right]^2} \quad (4.97)$$

と書くことができる。 $C_{v\text{Max}}, R, \omega$ はいずれも弁固有の値であり、 β は制御対象である。以降、送水管路内の任意の枝 i に存在する連続制御弁の開度は β_i と記述することとする (2つ以上の連続制御弁が存在する枝については β_{i1}, β_{i2} と記述する)。

4.7.5 熱交換器の抵抗

熱交換器抵抗 Z_x [kg m⁻⁷] を求める。式 4.60 より、

$$\Delta P_x = Z_x Q^2 \quad (4.98)$$

とおく。熱交換器に最大流量 Q_{Max} [m³ s⁻¹] を流した際の圧力損失を $\Delta P_{x\text{Max}}$ [Pa] とすると、熱交換器抵抗 Z_x は

$$Z_x = \frac{\Delta P_{x\text{Max}}}{Q_{\text{Max}}^2} \quad (4.99)$$

と書くことができる。 $Q_{\text{Max}}, \Delta P_{x\text{Max}}$ はいずれも熱交換器固有の値である。熱源機についても、圧力損失箇所は凝縮器・蒸発器内の熱交換器部分であるのでこの式が適用できる。

4.7.6 ポンプの揚程

送水管路内の任意の枝 i に存在するポンプの全揚程 H_i [Pa] を求める (ポンプが存在しない枝については $H_i = 0$ である)。枝 i に流れる流量を Q_i [m³ s⁻¹] とし、枝 i 全体の圧力損失 ΔP_i [Pa] と合成抵抗 (直列接続) Z_i [kg m⁻⁷] をそれぞれ

$$\Delta P_i = (\Delta P_p + \Delta P_f + \Delta P_v + \Delta P_x)_i \quad (4.100)$$

$$Z_i = (Z_p + Z_f + Z_v + Z_x)_i \quad (4.101)$$

とおく。ポンプは、定格周波数 (60Hz) に対する周波数比 α_i [-] により回転数を変化させて圧力を制御し、流量を調整する機器である。圧力の一意性 (式 4.23) より、任意の穴 k に接する枝 i について、合計ポンプ全揚程 $\sum_i H_i$ と合計圧力損失 $\sum_i \Delta P_i$ が釣り合わなければならない。式 4.60, 4.101 より、任意の穴 k に接する枝 i について

$$\sum_i H_i = \sum_i \Delta P_i \quad (4.102)$$

$$\iff \sum_i H_i = \sum_i (\Delta P_p + \Delta P_f + \Delta P_v + \Delta P_x)_i \quad (4.103)$$

$$\iff \sum_i H_i = \sum_i (Z_p + Z_f + Z_v + Z_x)_i Q_i^2 \quad (4.104)$$

$$\iff \sum_i H_i = \sum_i (Z_i Q_i^2) \quad (4.105)$$

が成立する (ポンプ 2 台直列接続となる枝については $H_i = H_{i1} + H_{i2}$ とする). 式 4.72, 4.97, 4.99 より, 任意の枝 i について Z_i が得られるので, Q_i が決定すれば H_i が決定する. しかし, ポンプ原理を考えると, 任意の枝 i の流量 Q_i は以下のようにポンプ全揚程 H_i と周波数比 α_i の 2 変数により初めて決定されるものであるため, 前節の収束計算により H_i, Q_i を求めることとなる.

$$H_i = \alpha_i^2 \left\{ a_1 \left(\frac{Q_i}{\alpha_i} \right)^2 + a_2 \frac{Q_i}{\alpha_i} + a_3 \right\} \quad (4.106)$$

この式はポンプ性能曲線 (Q - H 曲線) と呼ばれ, 数値計算を安定させるために Q_i の 2 次関数で近似されることが多い (1 つの H_i, α_i に対して Q_i は一意的に決まる). ここで, a_1, a_2, a_3 は定格周波数 ($\alpha_i = 1$) 時の特性係数 (通常単位をつけない) であり, ポンプ固有の値である. 通常, 液体は温度により密度が変化し, 同じ回転数であっても押し出すことのできる流体重量に差が生じるため Q - H 曲線が変化するが (高温になるほど全揚程が下がる傾向にある), 本モデルでは, 流体密度一定とすることで温度によるポンプ全揚程変化は考慮しないこととする. 変流量ポンプの場合は α_i が制御対象である (ポンプ 2 台直列接続となる枝については式 4.106 の H_i, α_i の添え字 i をそれぞれ $i1, i2$ に読み替える). 式 4.106 は以下のように導出することができる. 定格周波数時 (制御前) と周波数制御時 (制御後) の Q - H 曲線をそれぞれ

$$\begin{cases} H_i = g_{\text{Max}}(Q_i) \\ H_i = g(Q_i) \end{cases} \quad (4.107)$$

とおくと, Q_i が α_i の 1 乗に比例, H_i が α_i の 2 乗に比例することから

$$g(\alpha_i Q_i) = \alpha_i^2 g_{\text{Max}}(Q_i) \quad (4.108)$$

$$\iff g(Q_i) = \alpha_i^2 g_{\text{Max}} \left(\frac{Q_i}{\alpha_i} \right) \quad (4.109)$$

が成立する. $g_{\text{Max}}(Q_i)$ を以下のようにおくことで式 4.106 を得る.

$$g_{\text{Max}}(Q_i) = a_1 Q_i^2 + a_2 Q_i + a_3 \quad (4.110)$$

4.8 動力計算

4.8.1 電気回路との類似性

送水管路において圧力損失を発生させる配管・機器抵抗は, 電気回路において電圧降下を発生させる電気抵抗に相当する. 圧力・電位の一意性 (式 4.19, 4.23) より, 任意の穴に接する枝について合計圧力損失・電圧降下が 0 でない場合 (流れ方向を正とする), 圧力差・電位差を生み出す機器が必要となる. 送水管路の場合は“ポンプ”, 電気回路の場合は“起電力”である. ポンプ水動力は, 電気回路における電力と同じく圧力差 (電位差) と流量 (電流) の積により計算することができる.

4.8.2 ポンプの動力

電気回路内の任意の枝*i*に流れる電流を I_i [$A = C s^{-1}$] とし、枝*i*の起電力を V_i [$V = J C^{-1}$] とする (起電力が存在しない枝については $V_i = 0$ である). 枝*i*の電力 W_i [$W = J s^{-1}$] は、以下のように計算することができる.

$$W_i = V_i I_i \quad (4.111)$$

同様に、送水管路内の任意の枝*i*に流れる流量を Q_i [$m^3 s^{-1}$] とし、枝*i*のポンプ全揚程を H_i [$Pa = J m^{-3}$] とする (ポンプが存在しない枝については $H_i = 0$ である). 枝*i*のポンプ水動力 W_{outi} [$W = J s^{-1}$] は、以下のように計算することができる.

$$W_{outi} = H_i Q_i \quad (4.112)$$

但し、電気回路における電力 W_i は消費電力を指すが、送水管路におけるポンプ水動力 W_{outi} はポンプ消費電力 W_{ini} (後述) とは異なる.

4.8.3 ポンプの消費電力

枝*i*に存在するポンプを運転させる場合、熱力学第一法則 (エネルギー保存則) より、単位時間あたりの流体の内部エネルギー変化 ΔU_i [W] は、以下のようにポンプが流体に対してなす仕事 (水動力) W_{outi} [W] とポンプからの摩擦熱 (ジュール熱) q_i [W] の和となる (ポンプが存在しない枝は計算対象外).

$$\Delta U_i = W_{outi} + q_i \quad (4.113)$$

ここで、ポンプ外部からの熱流入がなく、入力エネルギー (消費電力) W_{ini} [W] が内部エネルギー変化 ΔU_i と等しいと仮定すると (騒音・振動を無視)

$$\Delta U_i = W_{ini} = W_{outi} + q_i \quad (4.114)$$

と書くことができる. ポンプ電動機効率 η'_i [-] は入力エネルギー W_{ini} に対する軸動力 W'_i [W] の割合, ポンプ効率 η_i [-] は軸動力 W'_i に対する水動力 W_{outi} の割合で定義されるため

$$\eta_i \eta'_i = \frac{W_{outi}}{W'_i} \frac{W'_i}{W_{ini}} = \frac{W_{outi}}{W_{ini}} \quad (4.115)$$

となる. 式 4.114, 4.115 より、ポンプのジュール熱 q_i は水動力 W_{outi} を用いて以下のように書くことができる.

$$q_i = W_{ini} - W_{outi} \quad (4.116)$$

$$\iff q_i = W_{outi} \left(\frac{1}{\eta_i \eta'_i} - 1 \right) \quad (4.117)$$

ジュール熱が全て管内流体の温度上昇に使われるとして、式 4.112, 4.117 より、ポンプ前後の流体温度差 ΔT_i [K] は

$$\Delta T_i = \frac{q_i}{\rho c_p Q_i} \quad (4.118)$$

$$\iff \Delta T_i = \frac{W_{outi}}{\rho c_p Q_i} \left(\frac{1}{\eta_i \eta'_i} - 1 \right) \quad (4.119)$$

$$\iff \Delta T_i = \frac{H_i}{\rho c_p} \left(\frac{1}{\eta_i \eta'_i} - 1 \right) \quad (4.120)$$

となる。ここで、 ρ は流体密度 [kg m^{-3}], c_p は流体の定圧比熱 [$\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$], Q_i はポンプ流量 [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$] である。 η_i, η'_i はポンプ固有の値であるので、 H_i が決定すれば ΔT_i が決定する。また、ポンプ消費電力 W_{ini} は

$$W_{ini} = \frac{W_{outi}}{\eta_i \eta'_i} \quad (4.121)$$

により求めることができる (ポンプ2台直列接続となる枝については Q_i 以外の変数 $W_{ini}, W_{outi}, q_i, \eta_i, \eta'_i, W'_i, \Delta T_i, H_i$ の添え字 i をそれぞれ $i1, i2$ に読み替える)。

4.9 熱量計算

4.9.1 熱源機の処理熱量と消費電力

前節までで圧力・流量計算が完結した。本節では、前節で求めた冷温水流量に加えて温度を扱うことにより熱量計算を行う (冷却水 (熱源水) 流量については現時点では未知である)。本モデルにおいては、熱源機の固有特性情報として熱源機メーカー提供の入力 (消費電力) 特性及び部分負荷特性 (COP 曲線) を用いることとする。枝 i に存在する熱源機の冷温水入口・出口温度をそれぞれ T_{wini}, T_{wouti} [K], 熱源水入口・出口温度をそれぞれ T_{sini}, T_{souti} [K] とする。熱源機の処理 (製造) 熱量 L_i [W] は

$$L_i = \rho c_p Q_{wi} (T_{wouti} - T_{wini}) \quad (4.122)$$

となる。ここで、 ρ は密度 [kg m^{-3}], c_p は定圧比熱 [$\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$], Q_{wi} は前節で求めた冷温水流量 [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$] である (後述する熱源水流量は Q_{si} [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$] とする)。 L_i は冷水製造の場合に負値、温水製造の場合に正値となる。通常、熱源機は冷温水出口温度一定制御であるため $T_{wouti} = \bar{T}_{wouti}$ (設定値) とすると

$$L_i = \rho c_p Q_{wi} (\bar{T}_{wouti} - T_{wini}) \quad (4.123)$$

となり、 T_{wini} が決定すれば L_i が決定する。 T_{wini} は需要家モデルおよび地域導管モデルから求められる値である。但し、製造熱量 L_i が熱源機定格能力 \bar{L}_i [W] を超えている場合

は熱処理不良となり、制御値である冷温水出口温度 \bar{T}_{wouti} が保証できなくなる。このときの冷温水出口温度 T_{wouti} は、 $L_i = \bar{L}_i$ (定格値)として

$$T_{wouti} = T_{wini} + \frac{\bar{L}_i}{\rho c_p Q_{wi}} \quad (4.124)$$

となる。熱源水流量 Q_{si} については、排熱不良防止のため冷温水流量比例制御を用いることが多いため、比例定数 $\gamma_i[-]$ として

$$Q_{si} = \gamma_i Q_{wi} \quad (4.125)$$

のように求めることとする。また、熱源機の負荷率 $\phi_i[-]$ を以下のように定義する。

$$\phi_i \equiv \frac{L_i}{\bar{L}_i} \quad (4.126)$$

入力特性曲線を以下のように ϕ_i の2次関数で近似することで、負荷率 ϕ_i と熱源水入口温度 T_{sini} から消費電力 $W_i[W]$ を求めることができる。

$$W_i = f\left(\frac{T_{sini}}{\bar{T}_{sini}}\right) \cdot (b_1 \phi_i^2 + b_2 \phi_i + b_3) \quad (4.127)$$

ここで、 b_1, b_2, b_3 は熱源水入口温度が仕様値 ($T_{sini} = \bar{T}_{sini}$) の時の特性係数(通常単位をつけない)、 $f(T_{sini}/\bar{T}_{sini})$ は熱源水入口温度による効率差を考慮する関数であり、いずれも熱源機固有の値である。冷温水・熱源水流量が一定(仕様値)の時の特性曲線であるため、本来なら流量により特性曲線が変わる効果を考慮する必要がある。しかし、1) 本モデルでは近似曲線を用いること、2) 流量による特性曲線変化は僅かであること、3) 特性曲線自体が予想曲線であり実運用時の性能と必ずしも一致しないことから、仕様値(流量一定)の時の特性曲線を採用することとする。熱源水出口温度 T_{souti} については、熱源機の消費電力(入力) W_i から製造熱量 L_i を差し引いた熱量が全て熱源水へ排熱されると仮定して(騒音・振動を無視)、排熱量 $L'_i[W]$ が

$$L'_i = W_i - L_i \quad (4.128)$$

と表せるので

$$T_{souti} = T_{sini} + \frac{L'_i}{\rho c_p Q_{si}} \quad (4.129)$$

$$\iff T_{souti} = T_{sini} + \frac{L'_i}{\rho c_p \gamma_i Q_{wi}} \quad (4.130)$$

と書くことができる。 T_{sini} が決定すれば T_{souti} が決定する。 L'_i は冷水製造の場合に正值(温排熱)、温水製造の場合に負値(冷排熱)となる。

4.9.2 放熱用熱交換器の交換熱量

放熱用熱交換器は熱交換器の一種であり、蓄熱槽に溜めた冷温水等の熱媒により還りヘッダーからの冷温水を再び冷却/加熱して行きヘッダーへ送るものである。熱交換器は温度の異なる2つの流体の熱交換を行う場であるため、高温側や低温側と呼んで区別するが、特に放熱用熱交換器の場合には蓄熱槽側を1次側、供給側(ヘッダー側)を2次側と呼ぶことが多い。冷水運用時の1次側は低温側、温水運用時の1次側は高温側となる。蓄熱槽に接続する冷温水配管は開放系であることが多いため、1次側を開放系、2次側を密閉系と呼ぶこともできる。一般に熱交換器における2つの流体間の交換熱量 q_x [W] は以下の式で表される。

$$q_x = \psi K A \Delta T_{LM} \quad (4.131)$$

ここで K は熱通過率 [$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$], A は伝熱面積 [m^2], ΔT_{LM} は対数平均温度差 [K](後述)である。 ψ は熱交換器修正係数 [-] であり、プレート型熱交換器の場合は $\psi = 1$ としてよい。プレート型熱交換器には並流型と向流型の2種類があるが、本研究のプラントモデルでは対象プラントにて採用されている向流型を用いることとする。並流型は高温側流体と低温側流体の流れ方向が一致しているため、熱交換器入口付近での温度差が大きく迅速な熱交換を行うことができる反面、高温側流体を低温側流体出口温度以下に冷却することは原理的に不可能である。一方で向流型は高温側流体と低温側流体の流れ方向が逆であるため、出入口付近での温度差が小さく交換熱量を大きくしたい場合に伝熱面積を要する反面、高温側流体を低温側流体出口温度以下に冷却することが可能である。式(4.131)で表現した交換熱量 q_x は以下の式でも表すことができる。

$$q_x = \rho^H c_p^H Q^H (T_{in}^H - T_{out}^H) = \rho^L c_p^L Q^L (T_{out}^L - T_{in}^L) \quad (4.132)$$

ここで T_{in}^H, T_{out}^H は高温側流体入口/出口温度 [K], T_{in}^L, T_{out}^L は低温側流体入口/出口温度 [K] である。 ρ^H, ρ^L は密度 [kg m^{-3}], c_p^H, c_p^L は定圧比熱 [$\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$], $Q^H, Q^L (\neq 0)$ は流量 [m^3s^{-1}] であり、それぞれ記号 H を付したものが高温側流体、記号 L を付したものが低温側流体にあたる。式(4.132)右側の等号より

$$T_{out}^L - T_{in}^L = \frac{\rho^H c_p^H Q^H}{\rho^L c_p^L Q^L} (T_{in}^H - T_{out}^H) \quad (4.133)$$

が成り立つ。特に $\rho^H c_p^H Q^H = \rho^L c_p^L Q^L$ の場合 ($\rho^H = \rho^L$ かつ $c_p^H = c_p^L$ とすれば $Q^H = Q^L$ の場合) には式(4.133)は

$$T_{out}^L - T_{in}^L = T_{in}^H - T_{out}^H \quad (4.134)$$

となる。前述の対数平均温度差 ΔT_{LM} とは交換熱量 q_x を計算する際の便宜上の代表温度差であり、導出過程(後述)において密度 ρ と定圧比熱 c_p が温度によらず一定値であるこ

とを仮定している。 ΔT_{LM} は以下のように定義される。

$$\Delta T_{LM} \equiv \begin{cases} \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln \frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}} & (\Delta T_A \neq \Delta T_B \text{ の場合}) \\ \Delta T_A \text{ or } \Delta T_B & (\Delta T_A = \Delta T_B \text{ の場合}) \end{cases} \quad (4.135)$$

ここで $\Delta T_A, \Delta T_B$ はそれぞれ $(T_{in}^H - T_{out}^L), (T_{out}^H - T_{in}^L)$ である。 $\Delta T_A = \Delta T_B$ の場合、式 (4.134) と同値となり $\rho^H c_p^H Q^H = \rho^L c_p^L Q^L$ が成立する。以降で定義 (4.135) を用いて $\psi K A$ を含む新たな関係式を導出することを考える。まず $\Delta T_A \neq \Delta T_B$ の場合、定義 (4.135) より

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{in}^H - T_{out}^L) - (T_{out}^H - T_{in}^L)}{\ln \frac{T_{in}^H - T_{out}^L}{T_{out}^H - T_{in}^L}} \quad (4.136)$$

であるので、式 (4.136) の分子を展開して整理すると

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{in}^H - T_{out}^H) - (T_{out}^L - T_{in}^L)}{\ln \frac{T_{in}^H - T_{out}^L}{T_{out}^H - T_{in}^L}} \quad (4.137)$$

となる。式 (4.133) を式 (4.137) に代入することで

$$\Delta T_{LM} = \frac{T_{in}^H - T_{out}^H}{\ln \frac{T_{in}^H - T_{out}^L}{T_{out}^H - T_{in}^L}} \left(1 - \frac{\rho^H c_p^H Q^H}{\rho^L c_p^L Q^L} \right) \quad (4.138)$$

を得る。式 (4.131) と式 (4.132) 左側の等号より

$$\Delta T_{LM} = \frac{q_x}{\psi K A} = \frac{\rho^H c_p^H Q^H (T_{in}^H - T_{out}^H)}{\psi K A} \quad (4.139)$$

であるので、式 (4.139) を式 (4.138) に代入すると

$$\frac{\rho^H c_p^H Q^H}{\psi K A} = \frac{1}{\ln \frac{T_{in}^H - T_{out}^L}{T_{out}^H - T_{in}^L}} \left(1 - \frac{\rho^H c_p^H Q^H}{\rho^L c_p^L Q^L} \right) \quad (4.140)$$

となる。よって以下の関係式を得る。

$$\ln \frac{T_{out}^H - T_{in}^L}{T_{in}^H - T_{out}^L} = -\frac{\psi K A}{\rho^H c_p^H Q^H} \left(1 - \frac{\rho^H c_p^H Q^H}{\rho^L c_p^L Q^L} \right) \quad (4.141)$$

ここで自然対数 \ln の真数を逆数に入れ替えたため右辺に負符号が出現している。式 (4.141) を指数関数表記すると以下のように書くことができる。

$$\frac{T_{out}^H - T_{in}^L}{T_{in}^H - T_{out}^L} = \exp \left[-\frac{\psi K A}{\rho^H c_p^H Q^H} \left(1 - \frac{\rho^H c_p^H Q^H}{\rho^L c_p^L Q^L} \right) \right] \quad (4.142)$$

次に $\Delta T_A = \Delta T_B$ の場合を考えると、定義 (4.135) より

$$\Delta T_{LM} = T_{in}^H - T_{out}^L = T_{out}^H - T_{in}^L \quad (4.143)$$

であるので、式 (4.139) を式 (4.143) に代入すると以下の関係式を得る。

$$\frac{\rho^H c_p^H Q^H}{\psi K A} = \frac{T_{\text{in}}^H - T_{\text{out}}^L}{T_{\text{in}}^H - T_{\text{out}}^H} = \frac{T_{\text{out}}^H - T_{\text{in}}^L}{T_{\text{in}}^H - T_{\text{out}}^H} \quad (4.144)$$

実際の数値計算では交換熱量 q_x を求めるにあたり 1 次側/2 次側ともに出口温度は未知数であるため、式 (4.132) のように出口温度 $T_{\text{out}}^H, T_{\text{out}}^L$ が含まれている式の場合は収束計算が必要となる。よってこの収束計算を回避するために温度効率 $\chi[-]$ を新たに導入し、 q_x を入口温度 $T_{\text{in}}^H, T_{\text{in}}^L$ のみの関数で表すことを目指す。本研究では温度効率 χ を以下のように高温側流体で定義することとする。

$$\chi \equiv \frac{T_{\text{in}}^H - T_{\text{out}}^H}{T_{\text{in}}^H - T_{\text{in}}^L} \quad (4.145)$$

定義 (4.145) を式 (4.132) に代入すると

$$q_x = \rho^H c_p^H Q^H \chi (T_{\text{in}}^H - T_{\text{in}}^L) \quad (4.146)$$

となり q_x を $T_{\text{in}}^H, T_{\text{in}}^L$ の関数の形で表すことができるので、 χ を $T_{\text{out}}^H, T_{\text{out}}^L$ を一切用いずに表現できればよいことが分かる。定義 (4.145) より高温側流体出口温度 T_{out}^H 、定義 (4.145) と式 (4.133) より低温側流体出口温度 T_{out}^L が以下のようにそれぞれ計算できる。

$$T_{\text{out}}^H = T_{\text{in}}^H - \chi (T_{\text{in}}^H - T_{\text{in}}^L) \quad (4.147)$$

$$T_{\text{out}}^L = T_{\text{in}}^L + \frac{\rho^H c_p^H Q^H}{\rho^L c_p^L Q^L} \chi (T_{\text{in}}^H - T_{\text{in}}^L) \quad (4.148)$$

まず $\Delta T_A \neq \Delta T_B$ ($\rho^H c_p^H Q^H \neq \rho^L c_p^L Q^L$) の場合の χ を求める。定義 (4.145) の分子分母に $(T_{\text{in}}^H - T_{\text{out}}^L - T_{\text{out}}^H + T_{\text{in}}^L)$ を乗じて展開して整理すると

$$\begin{aligned} \chi &= \frac{(T_{\text{in}}^H - T_{\text{out}}^H)(T_{\text{in}}^H - T_{\text{out}}^L - T_{\text{out}}^H + T_{\text{in}}^L)}{(T_{\text{in}}^H - T_{\text{in}}^L)(T_{\text{in}}^H - T_{\text{out}}^L - T_{\text{out}}^H + T_{\text{in}}^L)} \\ &= \frac{(T_{\text{in}}^H - T_{\text{out}}^H)(T_{\text{in}}^H - T_{\text{out}}^L - T_{\text{out}}^H + T_{\text{in}}^L)}{(T_{\text{in}}^H - T_{\text{out}}^H)(T_{\text{in}}^H - T_{\text{out}}^L) - (T_{\text{out}}^L - T_{\text{in}}^L)(T_{\text{out}}^H - T_{\text{in}}^L)} \\ &= \frac{(T_{\text{in}}^H - T_{\text{out}}^L) - (T_{\text{out}}^H - T_{\text{in}}^L)}{(T_{\text{in}}^H - T_{\text{out}}^L) - \frac{T_{\text{out}}^L - T_{\text{in}}^L}{T_{\text{in}}^H - T_{\text{out}}^H} (T_{\text{out}}^H - T_{\text{in}}^L)} \\ &= \frac{1 - \frac{T_{\text{out}}^H - T_{\text{in}}^L}{T_{\text{in}}^H - T_{\text{out}}^L}}{1 - \frac{T_{\text{out}}^L - T_{\text{in}}^L}{T_{\text{in}}^H - T_{\text{out}}^H} \frac{T_{\text{out}}^H - T_{\text{in}}^L}{T_{\text{in}}^H - T_{\text{out}}^L}} \end{aligned} \quad (4.149)$$

のように式変形することができる。よって式 (4.133)(4.142) を式 (4.149) に代入することで

$$\chi = \frac{1 - \exp \left[-\frac{\psi K A}{\rho^H c_p^H Q^H} \left(1 - \frac{\rho^H c_p^H Q^H}{\rho^L c_p^L Q^L} \right) \right]}{1 - \frac{\rho^H c_p^H Q^H}{\rho^L c_p^L Q^L} \exp \left[-\frac{\psi K A}{\rho^H c_p^H Q^H} \left(1 - \frac{\rho^H c_p^H Q^H}{\rho^L c_p^L Q^L} \right) \right]} \quad (4.150)$$

を得る．次に $\Delta T_A = \Delta T_B (\rho^H c_p^H Q^H = \rho^L c_p^L Q^L)$ の場合の χ を求める．定義 (4.145) の分母分子を整理すると

$$\begin{aligned}\chi &= \frac{T_{\text{in}}^H - T_{\text{out}}^H}{(T_{\text{in}}^H - T_{\text{out}}^H) + (T_{\text{out}}^H - T_{\text{in}}^L)} \\ &= \frac{1}{1 + \frac{T_{\text{out}}^H - T_{\text{in}}^L}{T_{\text{in}}^H - T_{\text{out}}^H}}\end{aligned}\quad (4.151)$$

のように式変形することができる．よって式 (4.144) を式 (4.151) に代入することで

$$\chi = \frac{1}{1 + \frac{\rho^H c_p^H Q^H}{\psi K A}} = \frac{\frac{\psi K A}{\rho^H c_p^H Q^H}}{1 + \frac{\psi K A}{\rho^H c_p^H Q^H}}\quad (4.152)$$

を得る．式 (4.150)(4.152) 右辺は未知数を含まず既知であるため，式 (4.146) に代入することで交換熱量 q_x ，式 (4.147)(4.148) に代入することで出口温度 $T_{\text{out}}^H, T_{\text{out}}^L$ を入口温度 $T_{\text{in}}^H, T_{\text{in}}^L$ から解析的に求めることができる．本研究のプラントモデルでは冷水運用時，温水運用時ともに 1 次側/2 次側流体の密度 ρ と定圧比熱 c_p は等しいと仮定しているため ($\rho^H = \rho^L, c_p^H = c_p^L$)，温度効率 χ は流量 Q^H, Q^L に依存することが分かる．

最後に対数平均温度差 ΔT_{LM} の定義式 (4.135) を導出する．以下では $\psi = 1$ とする．伝熱プレートの微小区間 (微小面積) $da [\text{m}^2]$ における局所交換熱量 $dq_x [\text{W}]$ は以下のように書くことができる．

$$dq_x = K(T^H - T^L)da\quad (4.153)$$

また局所交換熱量 dq_x は流体温度の微小変化 dT と密度 ρ ，定圧比熱 c_p ，流量 Q の積でも表されるので

$$dq_x = -\rho^H c_p^H Q^H dT^H = -\rho^L c_p^L Q^L dT^L\quad (4.154)$$

と書くことができる (ここで $\rho^H, \rho^L, c_p^H, c_p^L$ が一定値であることを仮定した)．式 (4.154) より

$$d(T^H - T^L) = -\left(\frac{1}{\rho^H c_p^H Q^H} - \frac{1}{\rho^L c_p^L Q^L}\right) dq_x\quad (4.155)$$

となるので，式 (4.153) を式 (4.155) に代入して次の微分方程式を得る．

$$\frac{d(T^H - T^L)}{T^H - T^L} = -\left(\frac{1}{\rho^H c_p^H Q^H} - \frac{1}{\rho^L c_p^L Q^L}\right) K da\quad (4.156)$$

式 (4.156) 両辺を伝熱プレートの右端 $a = 0$ から左端 $a = A$ まで積分すると

$$\ln \frac{\Delta T_B}{\Delta T_A} = -\left(\frac{1}{\rho^H c_p^H Q^H} - \frac{1}{\rho^L c_p^L Q^L}\right) K A\quad (4.157)$$

となる．ここで以下の境界条件を用いた．

$$\begin{cases} T^H - T^L = \Delta T_A & \text{at } a = 0 \\ T^H - T^L = \Delta T_B & \text{at } a = A \end{cases}\quad (4.158)$$

実際の交換熱量 q_x は局所交換熱量 dq_x を積分したものと等しいので、式 (4.155) より

$$q_x = \int_{a=0}^{a=A} dq_x = - \int_{\Delta T_A}^{\Delta T_B} \frac{d(T^H - T^L)}{\frac{1}{\rho^H c_p^H Q^H} - \frac{1}{\rho^L c_p^L Q^L}} = - \frac{\Delta T_B - \Delta T_A}{\frac{1}{\rho^H c_p^H Q^H} - \frac{1}{\rho^L c_p^L Q^L}} \quad (4.159)$$

となり、式 (4.157)(4.159) より以下の関係式を得る。

$$q_x = KA \frac{\Delta T_B - \Delta T_A}{\ln \frac{\Delta T_B}{\Delta T_A}} = KA \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln \frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}} \quad (4.160)$$

一般的に式 (4.160) 右辺の分数部分 $\frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln(\Delta T_A / \Delta T_B)}$ を対数平均温度差 ΔT_{LM} と呼ぶ ($\Delta T_A, \Delta T_B$ は順不同). 但し $\Delta T_A = \Delta T_B$ の場合は分母が 0 となり定義できないが、右極限と左極限が一致することから $\Delta T_{LM} = \Delta T_A = \Delta T_B$ と定義する。

4.9.3 ポンプ停止時における配管保有水の熱損失

一般に、プラント内の冷温水往ヘッダー温度は熱源機およびポンプ起動直後に大きく振動する傾向がある。というのは、ポンプ非運転時に流量が 0 となるため管内 (熱源機内部も含む) で水が滞留し、機械室内空気からの入熱による熱損失の影響を受けることで、流量が 0 でない場合よりも顕著な温度上昇又は降下が生じるからである (勿論、流量が 0 でない場合も入熱により温度変化が生じている)。これにより、起動時に温度の異なる水が往ヘッダーへ押し出されて温度が振動する。この現象を再現するためには管内温度の時間変化を予測する必要がある。この計算の根拠となる式はエネルギーの式 (第 3 章参照) である。機械室内温度や各物性値を与えることで、管内温度の時間変化および非運転時の熱損失量を求めることができる。プラント内配管は地域導管と異なり分岐・合流間隔が小さく、短い区間内で管径が変化する。したがって、本モデルでは、プラント内の冷温水配管が保温されていることを鑑みて、配管熱損失は流量が 0 である場合を除いて考慮しないこととする (地域導管モデルでは全領域で熱損失を考慮する)。これにより、計算が簡略化できる。温度の異なる水が合流する際の温度変化は熱損失現象ではないため考慮する。

4.9.4 水蓄熱槽

水蓄熱槽は、水という液体の熱容量の大きさ (18°C の水の定圧比熱は $4.2 \text{ kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$) を利用した蓄熱装置である。水という物質の安全性に加えて建物地下二重スラブ空間の活用により大量の熱を蓄えることが可能である。大容量水槽であることから災害時の BCP 対応という役割も果たしている。対象プラントの蓄熱槽容量は、第 1 熱源センターのものが $4,000 \text{ m}^3$ (冷温季節切替)、第 2 熱源センターのものが $1,900 \text{ m}^3$ (冷水専用) である。水蓄熱槽には温度成層型と連結混合型の大きく 2 つの形式があり、プラントモデルでは対

象プラントにおいて採用されている後者の連結混合型水蓄熱槽のモデル化を行う。蓄熱槽全体を始端槽(蓄熱開始点)から終端槽(蓄熱完了点)まで水平方向に n 分割し、各槽の平均温度を T_n [K] とおく(平均温度を代表温度と見なす)。槽内が完全混合していると仮定すると、時刻 t の槽 n の平均温度 $T_n(t)$ と微小時間 Δt 秒後の平均温度 $T_n(t + \Delta t)$ の関係式は以下のように書くことができる。

$$T_n(t + \Delta t) = \frac{Q(t)\Delta t}{V_n}T_{n-1}(t) + \frac{V_n - Q(t)\Delta t}{V_n}T_n(t) \quad (4.161)$$

ここで、 V_n は槽 n の容積 [m^3]、 Q は流量 [m^3s^{-1}] であり、 n の値が小さい槽から大きい槽へ流れる場合を想定した。式(4.161)を整理すると

$$\frac{T_n(t + \Delta t) - T_n(t)}{\Delta t} = -\frac{Q(t)}{V_n}(T_n(t) - T_{n-1}(t)) \quad (4.162)$$

となる。式(4.162)に対して $\Delta t \rightarrow 0$ の極限をとり微分方程式の形で書くと次のようになる。

$$\frac{dT_n}{dt} = -\frac{Q}{V_n}(T_n - T_{n-1}) \quad (4.163)$$

式(4.163)の T_{n-1} を定数 \bar{T}_{n-1} と見なして T_n について変数分離すると

$$\frac{dT_n}{T_n - \bar{T}_{n-1}} = -\frac{Q}{V_n}dt \quad (4.164)$$

となるので、両辺を積分して

$$\ln(T_n - \bar{T}_{n-1}) = -\frac{Q}{V_n}t + C_0 \quad (4.165)$$

を得る。 C_0 は積分定数である。よって、 T_n について解くと

$$T_n = \bar{T}_{n-1} + C'_0 \exp\left[-\frac{Q}{V_n}t\right] \quad (4.166)$$

となる。新しい積分定数を C'_0 とおいた。初期条件として $t = 0$ のとき $T_n = \bar{T}_n$ とすると $C'_0 = \bar{T}_n - \bar{T}_{n-1}$ となるので、式(4.166)は以下ようになる。

$$T_n = \bar{T}_{n-1} + (\bar{T}_n - \bar{T}_{n-1}) \exp\left[-\frac{Q}{V_n}t\right] \quad (4.167)$$

実際の数値計算では、式(4.167)の \bar{T}_n, \bar{T}_{n-1} に現時刻の温度を代入し、 t を時間積分間隔として次時刻(t 秒後)の温度 T_n を求めることになる。

4.9.5 STL

STL(Storage of latent heat) は氷蓄熱槽のことで、氷という固体の融解熱の大きさ (333.6 kJ kg^{-1}) を利用した蓄熱装置である。水蓄熱槽が顕熱を蓄えるのに対して STL は水の相

変化を利用して潜熱を蓄える。同じ蓄熱量の場合、水蓄熱槽と比較して容積を非常に小さくすることができる利点がある。一般的に、内部を水(一部空気を含む)で満たしたモジュールと呼ばれる直径10 cm程度の球体を立型タンク内に無数に格納し、その周囲を不凍液(ナイブラインなど)で充填することでモジュール内の水の凝固及び氷の融解を繰り返して蓄放熱を行っている。対象プラントのSTL容量は555 m³である。STL内の不凍液の温度分布は温度成層型水蓄熱槽と同様に考えることができるが、STLでは水の相変化による潜熱過程のモデル化が複雑であることと、対象プラントにおけるSTLの運転順位が最下位であることを考慮して、シミュレーション上は対象設備から除外してモデル化を行わないこととした。

4.10 プラントの制御方法

4.10.1 全体の制御思想

本モデルの制御は、設定値を決定する全体制御、運転順位を決定する台数制御、設定値および運転台数に基づいて制御を行うPI制御の3つから成る。対象プラントでは、現状で熱源機起動をオペレーターによる完全手動で行っている。本研究のシミュレーションにおいては、実際に対象プラントで行われている供給圧力一定制御に基づいて、行きヘッダーにおける圧力(行き圧力)を一定値に制御する手法をとる(行き温度は各熱源機により理想的に制御されるものとする)。還りヘッダーについては、膨張タンクが接続されていることから圧力が一定値(固定解)となるため、シミュレーションにおいても還り圧力は0.20 MPaに設定した。

4.10.2 台数制御

熱源機・ポンプの台数制御について述べる。対象プラントの送水形式が1次ポンプ方式であることから、熱源機は負荷熱量見合いではなく負荷流量(要求流量)見合いで運転することとする。これは、熱量見合いで台数を決定して運転すると、部分負荷期など利用温度差が小さい場合に熱源機が過流量状態に陥る可能性があるためである。台数制御動作については、図4.7のように増段・減段を行う(対象プラントでは増段が手動)。

4.10.3 PI制御

一般的にPID制御(Proportional-Integral-Differential Controller)は、目標値に対する制御量を比例動作(Proportional action, P動作)、積分動作(Integral action, I動作)、微分動作(Differential action, D動作)により決定するフィードバック制御である。本章の

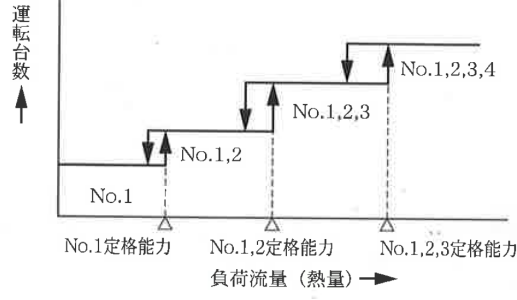


図 4.7: 台数制御の例 (Tazaki *et al.* (2017) [37] より引用)

概要においてポンプ周波数比 α_i と連続制御弁開度 β_i が制御対象であることを述べた。これは、圧力計算における抵抗係数 Z_i 、流量収束計算における流量 Q_i を求める際に α_i, β_i の値が必要となるからである。現時刻の α_i, β_i をもとに次時刻の α_i, β_i を決定するための PID 制御には以下の式を用いる。

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (4.168)$$

ここで、 $u(t)$ は操作量、 $e(t)$ は制御偏差、 K_p は比例ゲイン [-](定数)、 K_i は積分ゲイン [s^{-1}](定数)、 K_d は微分ゲイン [s](定数) である。式 (4.168) の右辺を K_p でまとめると

$$u(t) = K_p \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_d \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (4.169)$$

となり、 T_i は積分時間 [s]、 T_d は微分時間 [s] を示す。一般的に建築設備シミュレーションでは流量ノイズが発生することから、流量 (圧力) 変化よりもノイズ変化に D 動作が敏感に反応する危険性を考慮して D 動作を用いないことが多い。よって、本研究においても D 動作を除いた PI 制御を採用する。 $T_d = 0$ を式 (4.169) に代入すると以下の PI 制御方程式を得る。

$$u(t) = K_p \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau \right] \quad (4.170)$$

式 (4.170) を差分表記すると次のように書くことができる。

$$u^{(n)} = K_p \left[e^{(n)} + \frac{\Delta t}{T_i} \sum_{k=1}^n e^{(k)} \right] \quad (4.171)$$

ここで、 (n) は n ステップ目を表し、 Δt は時間積分間隔 [s] を示す。プラントモデルでは次時刻の $\alpha_i^{(n+1)}, \beta_i^{(n+1)}$ を現時刻の $\alpha_i^{(n)}, \beta_i^{(n)}$ による漸化式で与えるため以下の式を実装した。

$$\alpha_i^{(n+1)} = \alpha_i^{(n)} + K_p \left[(\bar{P}_S^{(n)} - P_S^{(n)}) + \frac{\Delta t}{T_i} \sum_{k=1}^n (\bar{P}_S^{(k)} - P_S^{(k)}) \right] \quad (4.172)$$

$$\beta_i^{(n+1)} = \beta_i^{(n)} + K_p \left[(\bar{P}_S^{(n)} - P_S^{(n)}) + \frac{\Delta t}{T_i} \sum_{k=1}^n (\bar{P}_S^{(k)} - P_S^{(k)}) \right] \quad (4.173)$$

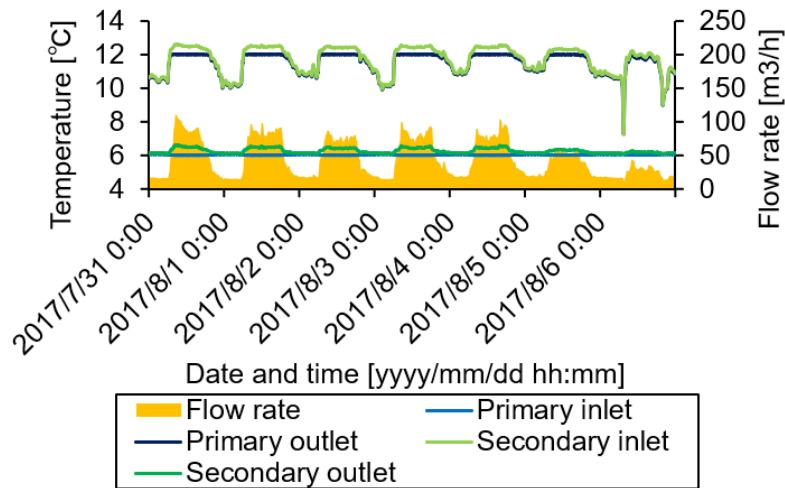


図 4.8: 需要家 No.18 の冷水温度・流量シミュレーション値 (夏期代表 1 週間, 要求流量小)

ここで, $\bar{P}_S^{(n)}$ は往ヘッダー圧力設定値 [Pa], $P_S^{(n)}$ は往ヘッダー圧力 [Pa] であり, 式 (4.172)(4.173) の K_p は互いに異なる値である. 本研究で対象とする地域冷暖房システムの熱供給約款においては, 送り圧力は 0.53 MPa 以上 0.78 MPa 以下 (TP + 4.0 m 基準) と規定されており, この範囲内で $\bar{P}_S^{(n)}$ を設定する. また搬送系は 1 次ポンプ方式であり, 送り圧力 (往ヘッダー圧力) 一定制御を採用しているため, 送り圧力を制御目標値としてその偏差を用いて PI 制御を行う. 但し, I 制御により偏差が除去できない場合には積分値 $\sum_{k=1}^n (\bar{P}_S^{(k)} - P_S^{(k)})$ が増加し続け制御不能となるため, 積分値の上下限値を予め設定しておくか一度 0 にリセットする必要性が出てくる.

4.11 需要家モデルとプラントモデルの動作確認

まず, 需要家モデルの動作確認を実施した. 図 4.8, 図 4.9 に, ある需要家における要求流量の違いによる夏期の受入熱交換器まわり冷水温度を示す. 計算条件は第 5 章のシミュレーションと全て同じであり, 冷水供給温度は 6.0°C に設定してある. 図 4.8, 図 4.9 より, 流量の違いにより 1 次側出口温度 (還り温度) が変化する様子が分かる. これは, 本研究で検討する需要家の流量管理状態を表現したものであり, 流量を少なく制御できれば利用温度差を確保できることを意味している. 次に, プラントモデルの動作確認を行った. 図 4.10 に消費電力量, 図 4.11 に消費ガス量の実測値とシミュレーション値の違いを示す. 図 4.10 より, 消費電力量についてシミュレーション値が実測値と概ね一致しており, プラントモデルの精度が高いことが確認できる. 消費ガス量については, 熱源機の運転順位設定によりシミュレーションと実運用における増段タイミングに違いがあること (実際の運用では増段は手動で行われている), 熱源機と行きヘッダー間における熱損失を一定値で与える仮定が含まれていることから, 図 4.11 において実測値との乖離が見られる.

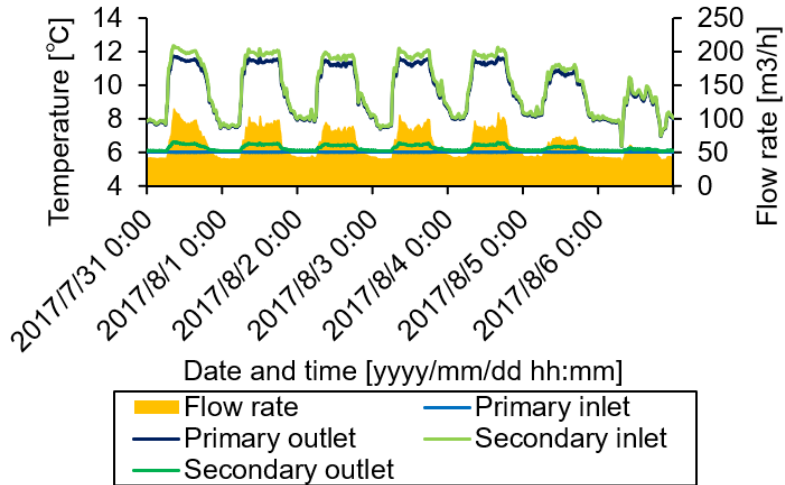


図 4.9: 需要家 No.18 の冷水温度・流量シミュレーション値 (夏期代表 1 週間, 要求流量大)

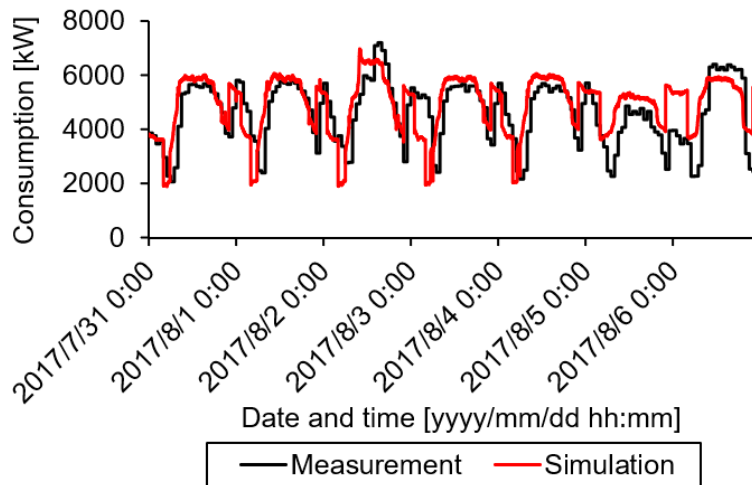


図 4.10: 夏期代表 1 週間における消費電力量 (実測値とシミュレーション値)

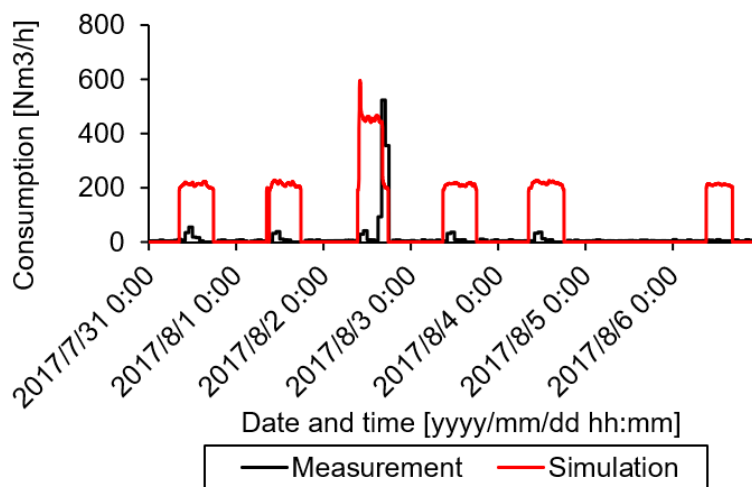


図 4.11: 夏期代表 1 週間における消費ガス量 (実測値とシミュレーション値)

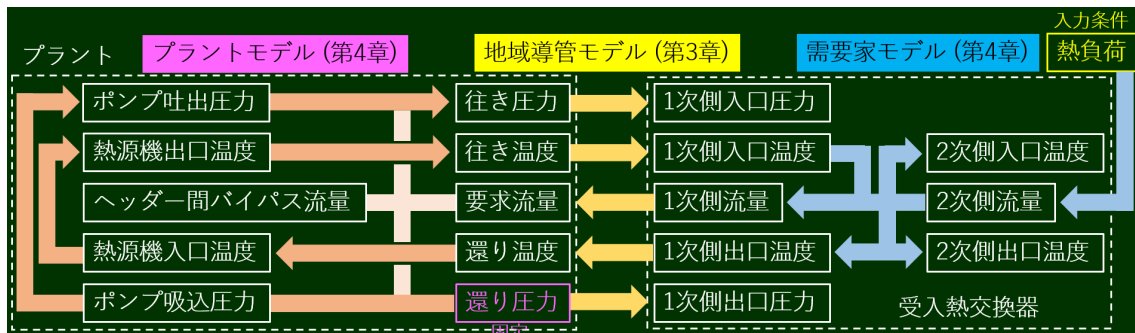


図 4.12: 本研究で用いる入出力変数と境界条件

4.12 小括

本章で説明した需要家モデルおよびプラントモデルは、第3章で開発した地域導管モデルとともに第5章のエネルギーシミュレーションに用いる。以上3つの地域導管モデル、需要家モデル、プラントモデルを結合し、地域冷暖房システム全体のシミュレーションモデルを構築する。図4.12に、本研究のシミュレーションにおいて用いる入出力変数と境界条件をまとめる。熱負荷のみが入力条件となり、他の変数は全て境界条件であることに注意する。

第5章 需給連携管理による省エネルギー効果

5.1 需給連携管理の目的と意義

5.1.1 需給連携管理とは

一般的に、地域熱供給事業とは、熱供給事業者であるプラント側が熱需要者である需要家側に対して冷温水という媒体を介して熱を供給し販売するというビジネスモデルである。電力、ガス、上水供給と同じく公益事業として見なされるが、熱供給においては供給した冷温水が再度プラント側へ返却されるという点でこれら3つとは明らかに異なる。つまり、水道やガスのように行き配管のみで構成されるのではなく、熱供給では還り配管が存在することで需要家側の需要変化の影響を直接的に受けるということである。よって、熱供給システム全体を最適化する必要性が生まれ、それを実現するための概念として需給連携管理という手法を検討する。第1章でも触れたように、本研究で定義する需給連携管理とは、需要家建物内の受入熱交換器1次側および2次側流量を最適化して利用温度差を確保し、プラント側と需要家側が連携して地域冷暖房システムを管理することを指す。特に冷水においては、中間期や冬期の外気温度が供給約款の冷水還り温度よりも低くなることがあり、利用温度差が原理的に確保されない現象が発生するため、本研究においてもその点を考慮して部分負荷期の理想的な利用温度差を定格利用温度差よりも小さく設定してある。

5.1.2 需給連携管理の目的と意義

需給連携管理の主たる目的は、供給約款に明記された還り温度条件および利用温度差の確保である。前小節で述べたように、冷水においては、利用温度差を年間を通して確保することが原理的に不可能であるため、外気温度が供給約款の冷水還り温度以上である場合に利用温度差を確保できるように運用することが連携管理における目標となる。本研究のケーススタディでは、需給連携管理の有無により、同じ熱負荷であっても需要家建物内の受入熱交換器1次側および2次側流量に変化が生じることを前提とする。需要家側とプラント側は行き還りともに密閉配管で繋がっており、全ての需要家の受入熱交換器1次側流量を合計した流量(要求流量)がプラント側へ返却されるため、需給連携管理

の有無により流量が変化することでプラント側の運転状況が変化すると考えられる。具体的には、要求流量が減少することで熱源機やポンプの運転台数を削減できるという状況が考えられる。したがって、需給連携管理による流量最適化により、プラント側の省エネルギー効果を期待することができる。

5.2 需給連携管理の分類

5.2.1 需要家特性3分類

本研究のケーススタディでは、需給連携管理の有無を模擬するために需要家特性という指標を導入する。需要家特性とは、建物熱負荷と受入熱交換器1次側利用温度差の関係性を示すグラフである。2次側温度については現状では需要家側の責任で計測するため、非計測の建物や非公開とする需要家が存在することを考慮して、プラント側の責任で計測している1次側温度差で定義することとする。図 A.27, 図 A.15, 図 A.13 に、対象システムにおける特徴的な3件の需要家の冷熱需要特性, 図 A.28, 図 A.16, 図 A.14 に、同じ需要家の温熱需要特性を示す。いずれも2017年度実績値であり、季節ごとに色分けして描画してある。青色丸印は夏期代表1週間, 黄色丸印は中間期代表1週間, 赤色丸印は冬期代表1週間を表す。代表的な1週間とは、次節以降のシミュレーションにおける解析対象期間と一致する。3件の需要家建物ともに事務用途であるが、運転管理体制に違いが見られる。まず、図 A.27 および図 A.28 に示す需要家 No.14 は、BEMS 導入による運転管理体制が整備されている。運転管理人員が常駐しており、毎日現地地点検が行われている。図 A.27 より、夏期の冷水需要においては定格利用温度差 6°C が確保されており、中間期や冬期であっても利用温度差は 4°C 前後と著しく乖離しておらず、1次側流量の最適化が行われていると言える。次に、図 A.15 および図 A.16 に示す需要家 No.8 は、BEMS は導入していないものの運転管理人員が常駐しており、毎日現地地点検が行われている。図 A.15 より、需要家 No.14 の場合と比較して冷水の利用温度差が小さく、定格温度差 6°C 付近に分布する時間帯が少ない。最後に、図 A.13 および図 A.14 に示す需要家 No.7 は、BEMS を導入しておらず運転管理人員も常駐していない。管理責任者は在室しているものの現地地点検は不定期であり、前述の2件の需要家と異なり運転データを記録保存していない。図 A.13 より、熱負荷に応じて利用温度差が線形的に変化しており、熱負荷の大小にかかわらず一定流量が流れていることが分かる。以上の現状を踏まえ、本研究では需要家特性を以下の3つの曲線に分類することとする。

$$\alpha(x) = 1 - e^{-20x} \quad (5.1)$$

$$\beta(x) = 1 - e^{-5x} \quad (5.2)$$

$$\gamma(x) = 0.8(1 - e^{-5x}) \quad (5.3)$$

$\alpha(x)$, $\beta(x)$, $\gamma(x)$ は、いずれも供給約款で規定されている定格利用温度差 (冷水は 6℃ 差, 温水は 7℃ 差) に対する受入熱交換器 1 次側温度差の比率 [-] である。 x は最大熱負荷に対する熱負荷率 [-] であり、定義域は $0 \leq x \leq 1$ である。式 5.1, 式 5.2, 式 5.3 を描画したものがそれぞれ図 5.7, 図 5.8, 図 5.9 である。最大熱負荷 ($x = 1$) は表 5.1 のように設定した。これは、対象システム全体の冷熱負荷合計値が観測史上最大となった 2013 年 8 月 20 日、および温熱負荷合計値が観測史上最大となった 2016 年 1 月 25 日の実績値を参考にしており、実際の契約熱量とは異なる。図 5.7 は需要家 No.14 の冷熱需要特性 (図 A.27), 図 5.8 は需要家 No.8 の冷熱需要特性 (図 A.15), 図 5.9 は需要家 No.7 の冷熱需要特性 (図 A.13) を模擬したものである。本研究では、対象システムのプラントが竣工 28 年目であることから全 20 件の需要家建物に BEMS が導入されていないと仮定して、需要家 No.8 のような運転管理人員常駐による管理体制を標準と見なす。したがって、需要家特性 β の場合を本研究における考察の基準に設定し、 α , β , γ の 3 分類の違いによる省エネルギー効果について論じる。

5.2.2 供給条件 6 分類

前小節で述べた需要家特性とは異なる視点として、供給条件の違いによる省エネルギー効果についても検討する。具体的には、供給約款に明記されている供給温度条件および圧力条件を変更することによる省エネルギー効果についてシミュレーションを行う。温度条件については、現状の供給温度である冷水 6℃ → 12℃ および温水 47℃ → 40℃ の場合に加えて、2℃ 緩和した冷水 8℃ → 14℃ および温水 45℃ → 38℃ の場合を考える。供給約款においては ± 1 ℃ 分の誤差まで許容されるため、2℃ 緩和するためには供給約款を変更する手続きが必要となる。圧力条件については、現状の供給圧力である 0.72 MPa に加えて、0.20 MPa 緩和した 0.52 MPa の場合と、0.10 MPa 緩和した 0.62 MPa の場合を考える。現状の供給約款に明記された圧力範囲は 0.53 ~ 0.78 MPa であるため、0.20 MPa 緩和するためには供給約款を変更する手続きが必要となる。対象システムでは供給圧力一定制御が採用されていることにより、供給圧力をある一定値に設定する必要がある。また、現状の搬送系ポンプが定流量仕様であることから、0.20 MPa 揚程を削減するためには揚程の低い定流量ポンプに変更するか現状と同じ揚程の変流量ポンプに変更しなければならないため、供給圧力 0.52 MPa の場合のみ搬送系ポンプの変流量化を想定することとする。以上より、供給温度条件について 2 パターン、供給圧力条件について 3 パターン挙げることで、計 6 パターンの異なる供給条件を用意することができる。前小節のように文字で分類して識別すると、温度条件を 2℃ 緩和する操作を x 、圧力条件を 0.20 MPa 緩和してポンプ変流量化を行う操作を y 、圧力条件を 0.10 MPa 緩和する操作を y' とおく。現状の供給条件を (base) とおいて、 x , xy , xy' , (base), y , y' の 6 つに分類することができる。

5.2.3 需給連携 18 分類

本研究では、前小節まで述べてきた需要家特性 3 分類と供給条件 6 分類を用いて計 18 通りのケーススタディを行う。表 5.2 に、その 18 通りの内訳を示す。 α , β , γ 要素は需要家特性、 x 要素は供給温度条件緩和、 y および y' 要素は供給圧力条件緩和である。例えば、 xy は温度と圧力両方の緩和を行う記号であるため、 $-xy$ 記号が付されているケースでは冷水供給温度 8°C 、温水供給温度 45°C 、供給圧力 0.52 MPa となることを表す。 y と y' の違いはポンプ変流量化を伴うか否かであることは前小節で述べた。本研究で用いる需要家特性曲線は、季節に依らず建物熱負荷のみで 1 次側利用温度差を決定するため、例えば夏期夜間の冷熱負荷と中間期ピークの冷熱負荷が同じであったとすれば利用温度差としては全く同じ値を返すことに注意する必要がある。実際は季節によって需要家側が目標流量を変えている場合があり、利用温度差が同じになるとは限らない。本研究では簡略化のため、全ての季節において一律に同じ需要家特性曲線を与える。また、全 20 件の需要家それぞれにおいて、実際の運用における利用温度差確保状況は α , β , γ のような近似曲線から乖離する事例が多い点、同じ需要家であっても冷熱と温熱で需要特性が必ずしも同じ傾向にはならない点に留意し、本研究におけるケーススタディは、地域冷暖房システムにおける利用温度差を理想化したシミュレーションであることにも注意する必要がある。

2019 年 10 月から 2020 年 1 月まで 3 回にわたり、対象システムの全 20 件の需要家のうち同意の得られた 11 件の需要家 (No.1, 4, 7, 8, 9, 13, 14, 15, 16, 17, 18) に対して、運転管理および制御の実態についての現地訪問調査を実施した。まず、運転管理状況については、需要家 No.7 および No.17 を除く 9 件の需要家が毎日 1 回以上機械室に入り、温度、圧力、流量などの計測項目について現地目視点検を行っていた。データ管理方法は、2 件 (需要家 No.7, 17) が全く記録保管しておらず、日報や月報などの紙媒体のみで保管していたのが 2 件 (需要家 No.1, 9)、紙媒体および電子データの両方で保管していたのが 3 件 (需要家 No.4, 8, 13)、電子データのみで保管していたのが 4 件 (需要家 No.14, 15, 16, 18) であった。次に、制御状況については、どの需要家も基本的に室内温度を一定にすることを目的に制御しており、入居テナントからの要望があれば適宜対応するとの回答が多かった。中には特徴的な制御を行っている需要家も存在し、例えば、需要家 No.1 は節電のため数時間おきに空調機の断続運転をスケジューリング、需要家 No.4 は夏期冷房時のドラフト防止のため受入熱交換器 2 次側の冷水送り温度を 14°C と高く設定していた。需要家 No.7 および No.17 は室内温度を一定に保つため休日の人員不在時でも流量確保、需要家 No.18 は建物内電動弁故障により手動弁開閉のみによる流量確保を行っていた。一方で、建物に BEMS が導入されていたのは需要家 No.14 および No.15 の 2 件のみであった。以上の訪問調査結果より、前述したように需要家 No.14 を α 、需要家 No.8 を β 、需要家 No.7 を γ のモデルとしている。

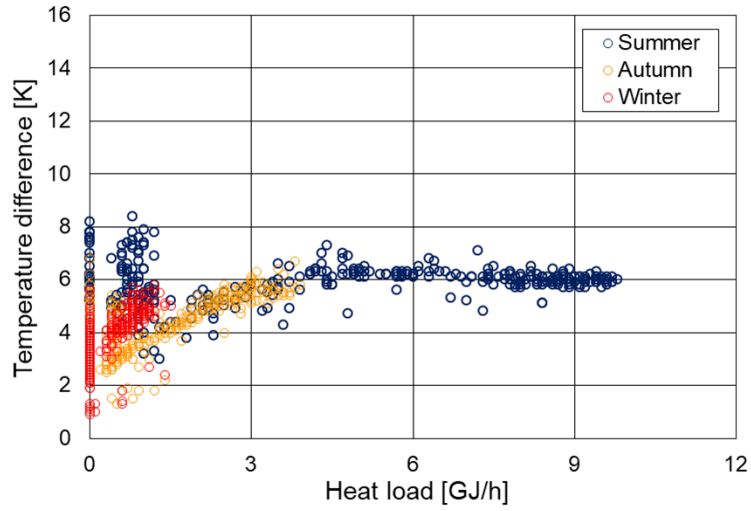


図 5.1: 需要家 No.14 の冷熱需要特性 (2017 年度実績値)

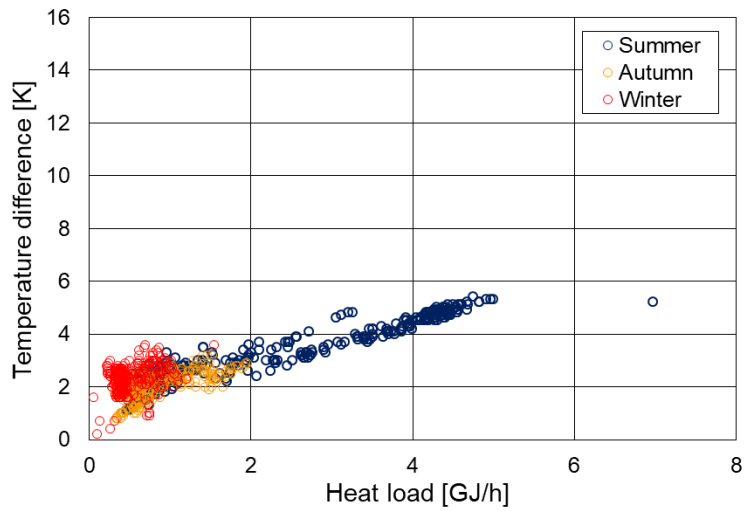


図 5.2: 需要家 No.8 の冷熱需要特性 (2017 年度実績値)

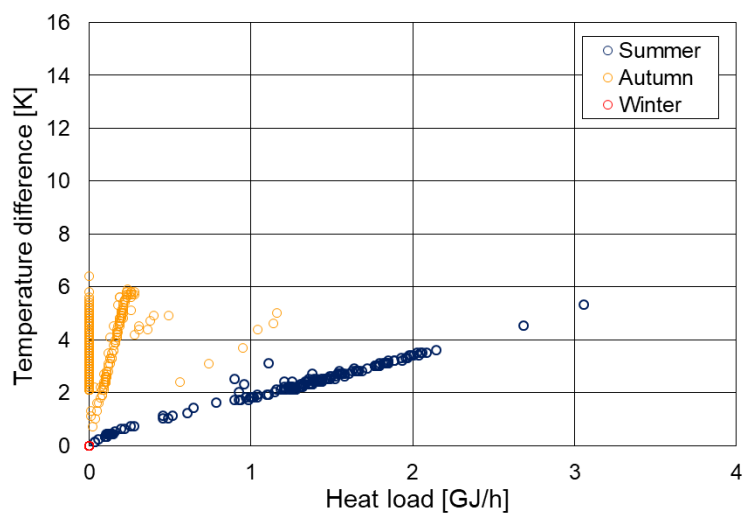


図 5.3: 需要家 No.7 の冷熱需要特性 (2017 年度実績値)

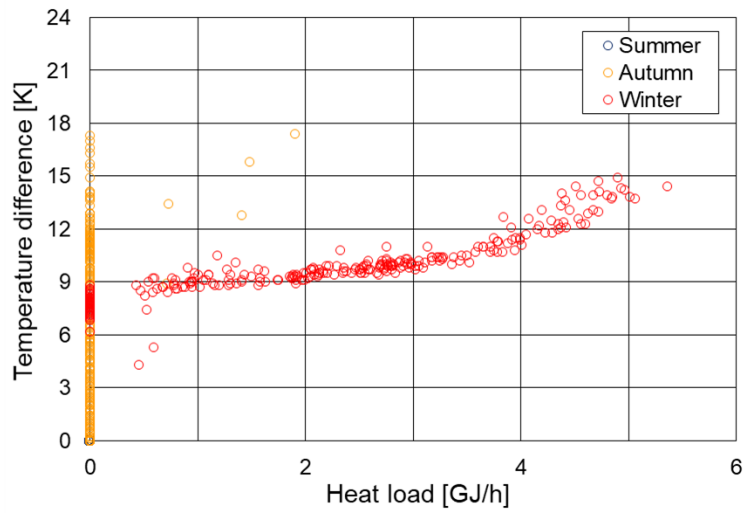


図 5.4: 需要家 No.14 の温熱需要特性 (2017 年度実績値)

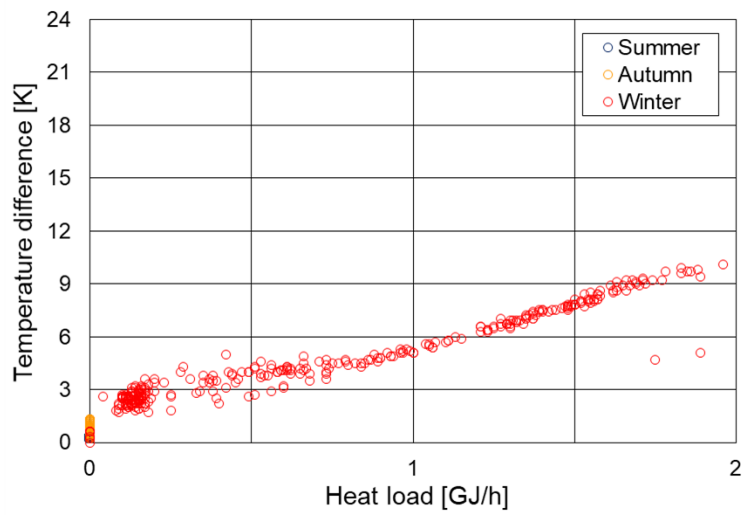


図 5.5: 需要家 No.8 の温熱需要特性 (2017 年度実績値)

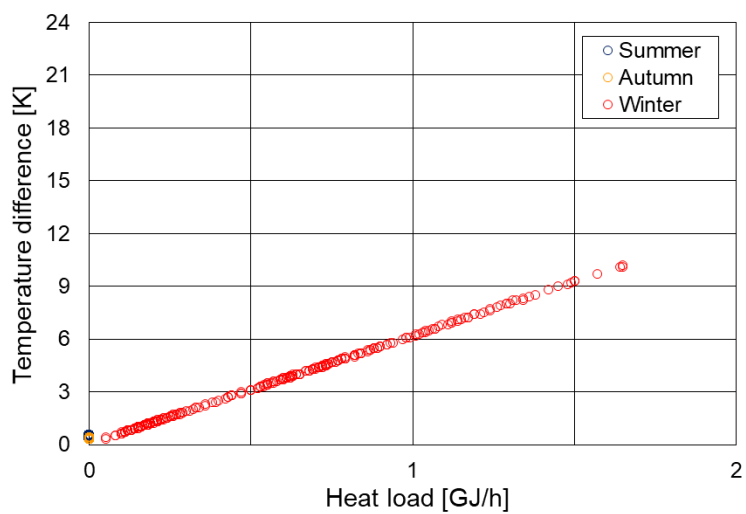


図 5.6: 需要家 No.7 の温熱需要特性 (2017 年度実績値)

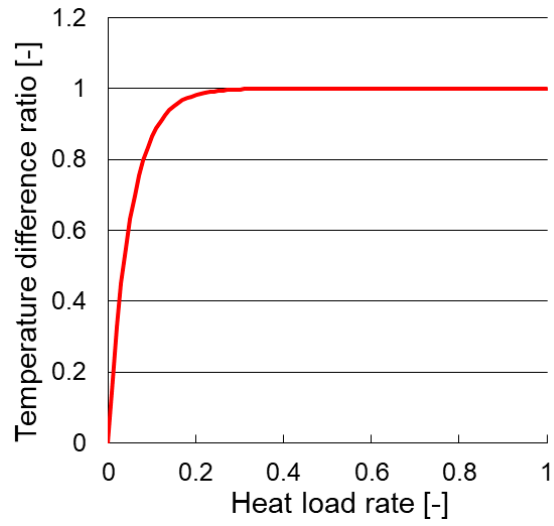


図 5.7: 需要家特性 α の場合の特性曲線

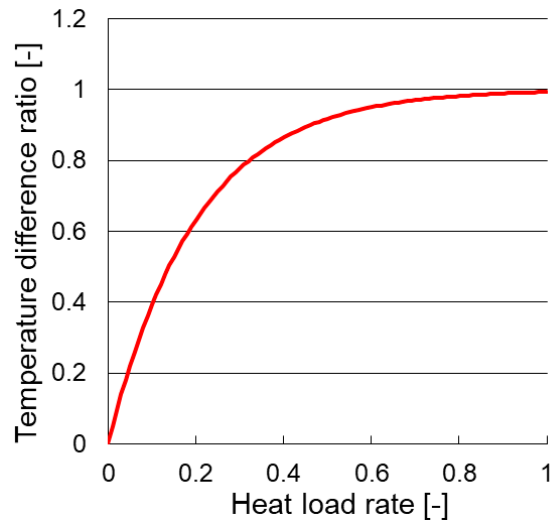


図 5.8: 需要家特性 β の場合の特性曲線

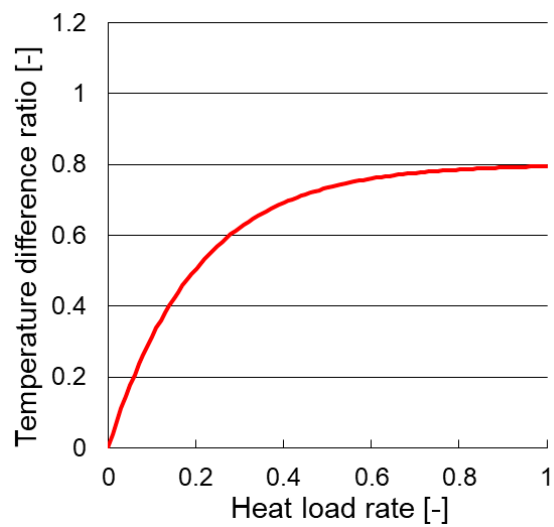


図 5.9: 需要家特性 γ の場合の特性曲線

表 5.1: 全 20 需要家の最大熱負荷設定値

需要家 No.	最大冷熱負荷 [GJ/h]	最大温熱負荷 [GJ/h]
1	3	2
2	25	10
3	50	15
4	2	1
5	2.5	1.5
6	4.5	1
7	2	2.5
8	7	2.5
9	6	3.5
10	3	2
11	7	3
12	7	3.5
13	6	4.5
14	11	5
15	1.5	1
16	3.5	2.5
17	1.5	1
18	4.5	3
19	1	1.5
20	1.5	1

表 5.2: 需給連携 18 分類の内訳

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	$\alpha-x$	$\alpha-xy$	$\alpha-xy'$	α -(base)	$\alpha-y$	$\alpha-y'$
供給温度	8 °C / 45 °C	8 °C / 45 °C	8 °C / 45 °C	6 °C / 47 °C	6 °C / 47 °C	6 °C / 47 °C
供給圧力	0.72 MPa	0.52 MPa	0.62 MPa	0.72 MPa	0.52 MPa	0.62 MPa
需要家特性 β	$\beta-x$	$\beta-xy$	$\beta-xy'$	β -(base)	$\beta-y$	$\beta-y'$
供給温度	8 °C / 45 °C	8 °C / 45 °C	8 °C / 45 °C	6 °C / 47 °C	6 °C / 47 °C	6 °C / 47 °C
供給圧力	0.72 MPa	0.52 MPa	0.62 MPa	0.72 MPa	0.52 MPa	0.62 MPa
需要家特性 γ	$\gamma-x$	$\gamma-xy$	$\gamma-xy'$	γ -(base)	$\gamma-y$	$\gamma-y'$
供給温度	8 °C / 45 °C	8 °C / 45 °C	8 °C / 45 °C	6 °C / 47 °C	6 °C / 47 °C	6 °C / 47 °C
供給圧力	0.72 MPa	0.52 MPa	0.62 MPa	0.72 MPa	0.52 MPa	0.62 MPa

5.3 計算条件と解析手法

5.3.1 時空間の設定

物理現象を扱う数値モデルにおいて、時間および空間の設定は非常に重要でクリティカルな問題である。ここで言う時間とは時間積分間隔、空間とは空間解像度のことを指す。差分法が陽解法である場合には CFL 条件を満たす必要があるため時空間の設定に注意しなければならないが、本研究では陰解法を採用しているため、CFL 条件を無視して時間と空間をそれぞれ任意に設定することが可能である。まず、地域導管の空間解像度は 1 m に設定した。これは現実の導管長とモデル内の導管長の誤差を極力小さくするためである。例えば、導管長が 32.8 m の区間があるとする、空間解像度 5 m の場合は 30 m または 35 m のいずれかで代表させることになるが、空間解像度 1 m の場合は 32 m または 33 m のいずれかで代表させることができるため、現実の導管長との誤差を極力小さくすることができる。本研究において開発した地域導管モデルでは切り上げ方式を採用しているため、この場合は 33 m で代表させることになる。しかし、空間解像度をあまりにも細かく設定すると、第 3 章で述べたように陰解法で解くべき連立方程式の正方行列が巨大となり、1 ステップあたりの計算量が膨大となることに注意する必要がある。次に、時間積分間隔は 60 秒に設定した。一般的に、数値モデルにおいて時間ステップ数と計算所要時間は比例するので、時間積分間隔を細かくして時間ステップ数を増やすと 1 回あたりのシミュレーションにかなりの時間を要することになる。本研究で開発した地域導管モデルの場合、1 週間分のシミュレーションを実行するのに 3.5 時間程度を要する。

5.3.2 物性値の設定

表 5.3 に、本研究のシミュレーションで用いる各種物性値を示す。第 3 章で述べたように、水の非圧縮性を仮定するため水の密度を温度に依らず一定値とする。但し、対象システムでは冷水配管と温水配管が完全に分離独立していることから、冷水と温水でそれぞれ別の物性値を用いることができる。冷水は 10 °C 前後、温水は 45 °C 前後の物性値で代表することとし、密度、定圧比熱、動粘性係数、熱拡散率、熱伝導率がこの温度の時の値である。粗度とは導管内壁面の表面粗さを示すパラメータであり、サービス管とは熱媒体である冷温水が通過する配管、ケーシング管とはサービス管を覆う保温材を充填するための空間を確保する通常 2 サイズ大きい配管のことである。また、土壌の熱伝導率については、土壌水分量によって大きく変化することが知られているが、本研究では土壌水分量の時空間変化を無視して熱伝導率が一定であると仮定する。

5.3.3 地域導管の設定

地域導管はプラント側で製造した冷温水を需要家側へ搬送するため、プラント内配管と比較して管径が非常に大きい。一般的に、地域冷暖房システムで使用する管材は、プラント内配管、地域導管ともに JIS 認定品であることが義務付けられており、対象システムの地域導管は、呼び径 500A 以下が圧力配管用炭素鋼鋼管 (STPG)、550A 以上が配管用アーク溶接炭素鋼鋼管 (STPY) で施工されている。表 5.4 に、JIS 認定品管材の内外管径および肉厚を示す。対象システムにおける管材選定基準に準拠して、表 5.4 に記載した値は、40A 以下が STPG370 Sch40、50A 以上 300A 以下が STPG370 Sch20、350A 以上 500A 以下が STPG370 Sch10、550A 以上が STPY400 t6.4 である。冷水導管も温水導管も同じ管材であるが、対象システムでは冷水導管を保温しておらずサービス管を直埋設しているため、冷水のケーシング管は存在しない。一方で、温水導管はサービス管とケーシング管の二重構造であり、保温材として硬質ウレタンフォーム (50 mm) が充填されている。地域導管の長さについては、実際の埋設経路図に基づいて距離を測定してモデル内の空間解像度である 1 m 単位に変換している。直管部以外の局部については、2つの分岐箇所 (90 度チーズ) の間に 3 個の 90 度ロングエルボがあると仮定している。これは、実際の埋設導管が溶接施工されている点と、地上道のカーブに追従して鋭角エルボが多用されている点から、正確な圧力損失係数を求めることが難しいためである。

5.3.4 プラント内配管の設定

プラント内配管は地域導管と同じ管材であるため、物性値および管径は地域導管と同様に表 5.4 の値を用いる。本研究のシミュレーションでは、プラント内配管系統図および往還ヘッダー構造を一部改変して簡略化しているため、配管長については実際の長さを用いることができない。したがって、熱源機および放熱用熱交換器から冷温水行きヘッダーまでの行き管長、冷温水還りヘッダーから熱源機および放熱用熱交換器までの還り管長、往還ヘッダー間バイパス管長について全て一律 50 m に設定しており、それぞれ 10 個の 90 度ロングエルボがあると仮定している。また、同じ理由からプラント内配管および往還ヘッダーにおける熱損失を正確に推定することができないため、地域導管における熱損失を明瞭にするという意図を含めて、熱源機および放熱用熱交換器から行きヘッダーに冷温水が到達する過程で一律 0.5℃ 損失すると仮定する。これをプラント内配管の熱損失分として見なす。熱源機運転停止時の配管内冷温水の温度変化については、一般的に供給温度に与える影響が大きいと言われるが、地域冷暖房システムにおいては地域導管の保有水量が膨大でありオーダーが 2~3 桁異なる点、および上記の理由から考慮しないこととする。

5.3.5 熱源機の設定

表 5.5 に、本研究のシミュレーションで用いる熱源機仕様を示す。電気式冷温水機は、R-101A, R-101B, R-101C, R-107, R-104 の 5 台、ガス吸収式冷温水機は、R-105A, R-105B1, R-105B2, R-105C, R-106 の 5 台である。この 10 台の熱源機のうち、R-101A および R-107 の 2 台は蓄熱専用機として運用することとし、残り 8 台の熱源機に加えて放熱用熱交換器 HEX-112 および HEX-102 の 2 台の計 10 台で 5.5 °C の冷水と 47.5 °C の温水を製造する。R-101A の実際の容量は 3,000 USRt であるが、対象プラントにおける実際の運用においては蓄熱運転モードで年間を通して半量運転を行っているためこれを踏襲して 1,500 USRt とする。R-107 については、シミュレーションの便宜上独自に新設した熱源機であり、実際の対象プラントには存在しない。また、R-101C および R-106 は実際には冷温対応しているが、実運用において R-101C は年間を通して冷水専用運転、R-106 は夏期温水対応時のみの運転となっていることを踏まえて、シミュレーションにおいても R-101C を冷水専用機、R-106 を温水専用機として扱う。

熱源機の COP は、実際の機器仕様書に基づいて求めた 3 つの近似式 $f(x)$, $g(T)$, $h(T)$ によって推定する。 $f(x)$ が COP 曲線、 $g(T)$ が冷温水出口温度補正曲線、 $h(T)$ が冷却水または熱源水入口温度補正曲線であり、COP は $f(x)$, $g(T)$, $h(T)$ で得られる 3 つの無次元値の積となる。電気式冷温水機 5 台のうち、海水熱源で駆動する R-101A, R-101B, R-101C の 3 台については、以下の式により COP を計算する。

$$f_c(x) = -3.750x^2 + 7.750x + 1.200 \quad (5.4)$$

$$f_h(x) = -2.500x^2 + 6.000x + 1.000 \quad (5.5)$$

$$g_c(T) = 0.001333T^2 - 0.7144T + 96.54 \quad (5.6)$$

$$g_h(T) = 0.001333T^2 - 0.8637T + 140.9 \quad (5.7)$$

$$h_c(T) = 0.002000T^2 - 1.229T + 189.6 \quad (5.8)$$

$$h_h(T) = 0.002000T + 0.4387 \quad (5.9)$$

式 5.4, 式 5.6, 式 5.8 が冷水製造時、式 5.5, 式 5.7, 式 5.9 が温水製造時の 3 式である。 x は負荷率 [-] ($0 \leq x \leq 1$), T は絶対温度 [K] ($T \geq 0$) であり、 $g_c(T)$, $g_h(T)$ の T には冷温水出口温度設定値、 $h_c(T)$, $h_h(T)$ の T には冷却水または熱源水入口温度を代入する。空気熱源で駆動する R-107 および R-104 の 2 台については、以下の式により COP を計算する。

$$f_c(x) = -4.583x^2 + 8.750x + 0.2333 \quad (5.10)$$

$$g_c(T) = 0.002667T^2 - 1.461T + 201.0 \quad (5.11)$$

$$h_c(T) = 0.001000T^2 - 0.6333T + 101.1 \quad (5.12)$$

これら2台は冷水専用機であり、式5.10、式5.11、式5.12の3式のみとなる。また、ガス吸収式冷温水機であるR-105A、R-105B1、R-105B2、R-105C、R-106の5台については、COPを冷水運転時 $f_c(x) = 1.18$ 、温水運転時 $f_h(x) = 0.86$ の一定値とし、冷水運転時の補正曲線として以下の2式を用いる。

$$g_c(T) = 0.02000T - 4.573 \quad (5.13)$$

$$h_c(T) = 0.0003333T^2 - 0.2178T + 36.41 \quad (5.14)$$

温水運転時は補正曲線 $g_h(T)$ 、 $h_h(T)$ を用いないこととする。以上の機器仕様およびCOP曲線の他に、熱源機および放熱用熱交換器の定格流量における圧力損失値として一律9.8 mAq (96.04 kPa)を設定する。

5.3.6 ポンプと冷却塔の設定

表5.6に、本研究のシミュレーションで用いるポンプ仕様、表5.7に、同じく冷却塔仕様を示す。対象システムにおける実際のポンプは、1台の熱源機に対して2台のポンプを並列設置しているため、シミュレーションの便宜上2台のポンプを1台に統合して仕様値を再決定している。それに伴い Q - H 曲線も実際のものとは異なり、2台並列運転時の特性曲線へと変更している。また、ポンプ番号が前小節の熱源機および放熱用熱交換器の機器番号と対応するように実システムにおける機器番号を一部変更している。まず、搬送系ポンプは機器番号P-から始まる全10台であり、熱源機および放熱用熱交換器1台につき1台である。放熱用熱交換器の搬送系ポンプは放熱2次ポンプに相当する。次に、非搬送系ポンプは海水取水ポンプ、冷却水ポンプ、蓄熱ポンプ、放熱1次ポンプの4種類がある。海水熱源で駆動するR-101A、R-101B、R-101Cの3台には、それぞれ海水ポンプSWP-101A、SWP-101B、SWP-101Cが対応する。空気熱源で駆動する電気式冷温水機R-107およびR-1042台には、それぞれ冷却水ポンプCDP-107およびCDP-104が対応する。また、ガス吸収式冷温水機5台のうちR-105A、R-105B1、R-105B2、R-105Cの4台には、それぞれ冷却水ポンプCDP-105A、CDP-105B1、CDP-105B2、CDP-105Cが対応する。R-106については、温水専用運転となるため冷却水ポンプは不要である。残る蓄熱ポンプと放熱ポンプは機器番号SP-から始まり、R-101Aの蓄熱ポンプであるSP-101A、HEX-112の放熱1次ポンプであるSP-112、R-107の蓄熱ポンプであるSP-107、HEX-102の放熱1次ポンプであるSP-102の計4台である。本研究では、搬送系ポンプについて圧力-流量バランスに基づく収束計算を実施するため表5.6に示す定格値は用いないが、非搬送系ポンプについては表5.6に示す定格値を用いることとする。

搬送系ポンプの消費電力は、実際の機器仕様書に基づいて求めた3つの近似式 $f(x)$ 、 $g(T)$ 、 $h(T)$ によって推定する。 $f(x)$ が Q - H 曲線、 $g(T)$ が本体効率曲線、 $h(T)$ が電動機

効率曲線であり，消費電力は $f(x)$ で得られる動力 [W] を $g(T)$ と $h(T)$ の両方の無次元値で除して得られる値となる．簡略化のため，電動機効率については一律 $h(Q) = 0.85$ に設定する．まず，熱源機に接続する搬送系ポンプ8台については，以下の式により消費電力を計算する．P-101B および P-101C (3,000 USRt 相当) の2台は

$$f(Q) = -1027820Q^2 + 84708.4Q + 846907 \quad (5.15)$$

$$g(Q) = -5.04335Q^2 + 3.76130Q + 0.0998270 \quad (5.16)$$

P-105A および P-105C (1,500 USRt 相当) の2台は

$$f(Q) = -4111290Q^2 + 169417Q + 846907 \quad (5.17)$$

$$g(Q) = -20.1734Q^2 + 7.52260Q + 0.0998270 \quad (5.18)$$

P-105B1 および P-105B2 (750 USRt 相当) の2台は

$$f(Q) = -16445100Q^2 + 338834Q + 846907 \quad (5.19)$$

$$g(Q) = -80.6936Q^2 + 15.0452Q + 0.0998270 \quad (5.20)$$

P-104 および P-106 (500 USRt 相当) の2台は

$$f(Q) = -37001600Q^2 + 508250Q + 846907 \quad (5.21)$$

$$g(Q) = -181.561Q^2 + 22.5678Q + 0.0998270 \quad (5.22)$$

とする． Q は流量 [m^3s^{-1}] であり，全ての搬送系ポンプの $f(Q)$ を用いた収束計算により求められる．収束計算時の安定性の観点から，式 5.15，式 5.17，式 5.19，式 5.21 の4式において，締切運転時の揚程にあたる y 切片の値を全て同じ値 (846,907 Pa) としてある．この y 切片を全ての搬送系ポンプで同じとすることで，収束計算で登場する全ての平方根内の値が常に0以上となり計算が安定する．次に，放熱用熱交換器に接続する搬送系ポンプ2台についても同様に， y 切片の値が等しくなるように留意し，P-112 (1,000 USRt 相当) は

$$f(Q) = -9250390Q^2 + 254125Q + 846907 \quad (5.23)$$

$$g(Q) = -45.3901Q^2 + 11.2839Q + 0.0998270 \quad (5.24)$$

P-102 (500 USRt 相当) は

$$f(Q) = -37001600Q^2 + 508250Q + 846907 \quad (5.25)$$

$$g(Q) = -181.561Q^2 + 22.5678Q + 0.0998270 \quad (5.26)$$

とする．また，上記6つの式 5.15，式 5.17，式 5.19，式 5.21，式 5.23，式 5.25 における $f(Q)$ の頂点の y 座標は全て一致するように設定してある． $g(Q)$ についても同様である．最後に，冷却塔の消費電力については，表 5.7 に示した定格値を用いることとする．

5.3.7 制御変数の設定

本研究で開発したプラントモデルでは、冷温水行きヘッダーにおける行き圧力を一定値に制御する手法を採用している。還りヘッダーには一定圧力に制御された膨張タンクが接続されており、シミュレーションにおいて固定解(基準値)となるため制御対象としない。この供給圧力一定制御では、往還ヘッダー間バイパス弁開度が制御対象となる。対象システムには冷水バイパス配管と温水バイパス配管が2本ずつ存在するためヘッダー間バイパス弁は冷温各2個であるが、実際の運用において片方1個の弁はオートモードとなっており、実質的な圧力制御は冷温各1個の弁により行われている。よって、本研究においてもヘッダー間バイパス弁は冷温各1個とする。また、対象プラントにおいて実際に採用されている制御弁はリニア特性であることを考慮し、本研究のシミュレーションではリニア特性弁として開度計算を行う。そして、プラントモデルのPI制御が適切に動作するように冷温ともにCV値を2000、レンジアビリティを100に設定することとする。

一方で、制御変数であるPI制御パラメータは、比例ゲインを -1.00×10^{-8} 、積分時間を3秒、積分上限値を0.10 MPa、積分下限値を -0.10 Paに設定する。比例ゲインが負値であるのは、制御目標値を超えた行き圧力を下げるためには弁開度を大きくする方向に動作する必要があるためである。本研究では、PI制御安定化のために搬送系ポンプの運転台数に応じて比例ゲインを可変とし、運転台数1台以上2台以下のとき比例ゲインが $\frac{1}{4}$ 倍、3台以上5台以下のとき1倍、6台以上のとき2倍となるように調整してある。

5.3.8 熱負荷の入力方法

本研究で開発したモデルの入力条件は、全20件それぞれの需要家建物熱負荷である。対象システムにおける熱負荷の実測データは30分積算値であるため、シミュレーションの時間積分間隔60秒へ変換する必要がある。本研究では、任意の時刻において微分可能な滑らかな熱負荷曲線を再現するために、三角関数のcos曲線により、30分値を記録時刻における瞬間値と見なしてその間の30分間を60秒値で補間する。但し、この方法により作成した60秒間隔の熱負荷データのは、厳密には実測値とその積算値が異なることに注意する必要がある。

5.3.9 省エネルギー効果の評価方法

対象プラントで消費するエネルギーには電気と都市ガスの2つがある。ポンプと冷却塔は全て電気を入力エネルギーとして稼働するが、熱源機のうち電気式のものについては電気、ガス吸収式のものについては都市ガスを入力エネルギーとして稼働する。よって、電気およびガスという異なる2つのエネルギー媒体を取り扱うことになるため、そ

それぞれの使用量を原油換算値に変換することで定量的に評価することができる。原油換算値は、以下の式により計算することができる。消費電力量を E [MWh]、消費ガスを G [千 Nm³] とおくと、消費電力量の原油換算値 C_E [kL] は

$$C_E = 0.252E \quad (5.27)$$

消費ガスの原油換算値 C_G [kL] は

$$C_G = 1.16G \quad (5.28)$$

となる。ここで、0.252 [kL MWh⁻¹] という係数は、原油換算係数 0.0258 [kL GJ⁻¹] に一般電気事業者からの買電時発熱量 9.76 [GJ MWh⁻¹] を乗じた値である。1.16 [kL 千 Nm⁻³] という係数は、原油換算係数 0.0258 [kL GJ⁻¹] に西部ガス公表の標準熱量 45.0 [GJ 千 Nm⁻³] を乗じた値である。式 5.27 および式 5.28 により求まる原油換算値を比較することで、前述の需給連携 18 分類についての省エネルギー効果を論じる。

表 5.3: 各種物性値

	冷水	温水
水の密度 [kg m^{-3}]	999	990
水の定圧比熱 [$\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$]	4200	4180
導管粗度 [m]	0.0002	0.0002
水の動粘性係数 [m^2s^{-1}]	1.3×10^{-6}	6.0×10^{-7}
水の熱拡散率 [m^2s^{-1}]	1.3×10^{-7}	1.5×10^{-7}
水の熱伝導率 [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$]	0.57	0.64
サービス管の熱伝導率 [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$]	50	50
導管保温材の熱伝導率 [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$]	0.02	0.02
ケーシング管の熱伝導率 [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$]	50	50
土壌の熱伝導率 [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$]	2	2

表 5.4: 対象システムにおける管材の内外半径と肉厚

配管呼び径 [A]	内半径 [m]	外半径 [m]	肉厚 [mm]
100	0.05225	0.05715	4.9
125	0.0648	0.0699	5.1
150	0.0771	0.0826	5.5
200	0.10175	0.10815	6.4
250	0.1273	0.1337	6.4
300	0.15285	0.15925	6.4
350	0.1714	0.1778	6.4
400	0.1968	0.2032	6.4
450	0.2222	0.2286	6.4
500	0.2476	0.254	6.4
550	0.273	0.2794	6.4
600	0.2984	0.3048	6.4
650	0.3238	0.3302	6.4
700	0.3492	0.3556	6.4
750	0.3746	0.381	6.4
800	0.4	0.4064	6.4
850	0.4254	0.4318	6.4
900	0.4508	0.4572	6.4
1000	0.5016	0.508	6.4

(『プラント配管ポケットブック』(第6版)を参考に作成)

表 5.5: 本研究のシミュレーションにおける熱源機仕様

機器番号	系統	容量 [USRt]	温度 [°C]	流量 [m ³ /h]	消費エネルギー	
					電力 [kW]	ガス [Nm ³ /h]
R-101A	蓄熱	1,500	冷水 11.0 → 4.0	648	962	
			温水 41.0 → 49.0	563	1,107	
R-101B	直送	3,000	冷水 12.0 → 5.5	1,396	1,884	
			温水 40.0 → 47.5	1,200	2,169	
R-101C	直送	3,000	冷水 12.0 → 5.5	1,396	1,884	
HEX-112	放熱	1,000	冷水 12.0 → 5.5	480		
			温水 40.0 → 47.5	480		
R-107	蓄熱	500	冷水 11.0 → 4.0	216	376	
R-104	直送	500	冷水 12.0 → 5.5	233	368	
HEX-102	放熱	500	冷水 12.0 → 5.5	235		
R-105A	直送	1,350	冷水 12.0 → 5.5	628		372
			温水 40.0 → 47.5	583		500
R-105B1	直送	600	冷水 12.0 → 5.5	279		132
			温水 40.0 → 47.5	210		162
R-105B2	直送	600	冷水 12.0 → 5.5	279		132
			温水 40.0 → 47.5	210		162
R-105C	直送	1,350	冷水 12.0 → 5.5	628		372
			温水 40.0 → 47.5	583		500
R-106	直送	437	温水 40.0 → 47.5	194		157

表 5.6: 本研究のシミュレーションにおけるポンプ仕様

機器番号	系統	冷水流量 [m ³ /h]	温水流量 [m ³ /h]	海水流量 [m ³ /h]	冷却水流量 [m ³ /h]	消費電力 [kW]
SP-101A	非搬送	648	563			90
SWP-101A	非搬送			1,085		160
P-101B	搬送	1,396	1,200			400
SWP-101B	非搬送			2,170		315
P-101C	搬送	1,396	1,200			400
SWP-101C	非搬送			2,170		315
P-112	搬送	480	480			160
SP-112	非搬送	480	480			75
SP-107	非搬送	216				30
CDP-107	非搬送				372	75
P-104	搬送	233				75
CDP-104	非搬送				372	75
P-102	搬送	235				75
SP-102	非搬送	235				37
P-105A	搬送	628	583			220
CDP-105A	非搬送				1,378	220
P-105B1	搬送	279	210			110
CDP-105B1	非搬送				583	110
P-105B2	搬送	279	210			110
CDP-105B2	非搬送				583	110
P-105C	搬送	628	583			220
CDP-105C	非搬送				1,378	220
P-106	搬送		194			75

表 5.7: 本研究のシミュレーションにおける冷却塔仕様

機器番号	冷却水流量 [m ³ /h]	消費電力 [kW]
CT-107	372	19
CT-104	372	19
CT-105A	1,378	55
CT-105B	1,166	55
CT-105C	1,378	55

5.4 夏期代表1週間における省エネルギー効果

5.4.1 計算期間と解析対象期間

夏期の代表的な1週間として、2017年7月30日(日曜日)0時0分～8月6日(日曜日)23時59分までの8日間(11520分間)を計算期間に設定する。このうち最初の1日間(1440分間)については初期値の影響を受けるため、助走期間として解析対象から除外する。よって解析対象期間は、2017年7月31日(月曜日)0時0分～8月6日(日曜日)23時59分までの7日間(10080分間)とする。

5.4.2 初期値と外界条件

本研究で開発したプラントモデルと地域導管モデルにおいて、初期値として設定すべき項目は、往還ヘッダー間バイパス弁開度(PI制御変数)と地域導管内冷温水温度分布の2つである。前者の往還ヘッダー間バイパス弁開度の初期値は、全開1と全閉0の中間値である0.5に設定する。後者の地域導管内温度分布の初期値は、冷温熱が全く消費されていない状態を仮定して、冷水は供給約款における行き温度である6℃、温水も同じく供給約款における行き温度である47℃に設定する。この6℃の冷水または47℃の温水で満たされた初期状態の地域導管は、助走期間1日間を経て周囲の地中温度と熱平衡状態に達する。但し、供給温度2℃緩和を想定している場合は、冷水8℃、温水45℃に設定する。

また、外界条件として設定すべき項目は、地表面温度、外気湿球温度、海水取水温度の3つである。1つ目の地表面温度は、日平均地表面温度が日平均気温に等しいと仮定して、解析対象期間7日間の日平均気温(気象庁観測データ)の単純平均値である31℃に設定する。2つ目の外気湿球温度は25℃、3つ目の海水取水温度は対象システム近海の8月平均海面水温(気象庁観測データ)である28℃に設定する。夏期の冷却塔アプローチ温度を3℃と仮定すると、全ての熱源機の冷却水入口温度は一律28℃となり計算を簡略化できる。対象システムにおいても外気温度、相対湿度、海水取水温度を実測しているが、60分毎の瞬間値で計測誤差が大きい可能性があるため、前述の3つの外界条件は時間帯に関係なく計算期間8日間において常に一定値として処理する。

5.4.3 熱源機の運転順位と台数制御

本研究のシミュレーションでは、熱源機および放熱用熱交換器の優先運転順位に基づく台数制御を行う。まず、夏期の冷水供給における運転順位は以下の通りとする。

1位	電気式冷温水機	R-101C	3,000 USRt	1,396 m ³ h ⁻¹
2位	電気式冷温水機	R-101B	3,000 USRt	1,396 m ³ h ⁻¹
3位	電気式冷温水機	R-104	500 USRt	233 m ³ h ⁻¹
4位	放熱用熱交換器	HEX-112	1,000 USRt	480 m ³ h ⁻¹
5位	放熱用熱交換器	HEX-102	500 USRt	235 m ³ h ⁻¹
6位	ガス吸収式冷温水機	R-105A	1,350 USRt	628 m ³ h ⁻¹
7位	ガス吸収式冷温水機	R-105C	1,350 USRt	628 m ³ h ⁻¹
8位	ガス吸収式冷温水機	R-105B1	600 USRt	279 m ³ h ⁻¹
9位	ガス吸収式冷温水機	R-105B2	600 USRt	279 m ³ h ⁻¹

夏期の冷熱負荷は年間を通して最も大きいことから、効率よく熱供給を行うために COP の高い電気式熱源機をベース機器として優先的に運転する。続いて夜間蓄熱を行った水蓄熱槽の放熱運転、最後にガス式熱源機により昼間ピーク負荷に対応する。次に、夏期の温水供給における運転順位は以下の通りとする。

1位	ガス吸収式冷温水機	R-106	437 USRt	194 m ³ h ⁻¹
----	-----------	-------	----------	------------------------------------

夏期の温熱負荷は非常に小さく、全 20 件の需要家のうち数件しか夏期期間中に温水を利用していないため、最も容量の小さい熱源機 R-106 のみで対応可能である。これは対象システムにおける実際の運用に基づいて設定してある。これらの台数制御においては、要求流量が現在運転中である機器の定格流量合計値の 8 割以上となった場合に、次の順位の機器を運転開始する。例えば、冷水の要求流量が 1,100 m³h⁻¹ から 1,200 m³h⁻¹ に増加した場合、運転台数が 1 台から 2 台に増段するということである。減段判定についても同様に、要求流量が現在運転中である機器の定格流量合計値の 8 割未満となった場合に、最も順位の低い機器を運転停止する。但し、夏期の温水供給については台数制御を行わず、R-106 のみの常時 1 台運転とする。

5.4.4 要求流量と運転台数の削減効果

まず、要求流量の削減効果について述べる。需要家特性3分類について、図5.10に冷水要求流量、図5.11に温水要求流量の計算結果を示す。表5.8は、図5.10および図5.11の解析対象期間における流量合計値である。図5.10より、需要家特性 α (濃紺色線)の場合が最も流量を削減することができていることが分かる。一方で実測値(灰色線)は、概ね α と β の曲線間に収まっており見かけ上流量が適切に絞られているが、これは夏期において規定温度差以上である $8^{\circ}\text{C}\sim 10^{\circ}\text{C}$ 差を付けて冷水を返す需要家が多数存在することによる影響である。前述の需要家訪問調査でもあったように、2次側冷水温度を高く設定している需要家も存在することを考慮する必要がある。図5.11については、温熱負荷が0である時間帯が多いため流量削減効果を論じるのは難しい。表5.8より、需要家特性 α の場合は β と比較して冷水流量を20%削減、温水流量を73%削減することができる。

次に、運転台数の削減効果について述べる。需要家特性3分類について、図5.12に冷水搬送系ポンプ台数、図5.13に温水搬送系ポンプ台数の計算結果を示す。表5.9は、図5.12および図5.13の解析対象期間における搬送系ポンプ運転時間である。図5.12より、要求流量による台数制御を行っていることから需要家特性 α (濃紺色線)の場合が最も運転台数を削減することができていることが分かる。図5.13については、夏期温熱対応機が1台のみであるため運転台数に差は出ない。表5.9より、冷水供給について需要家特性 α の場合は β と比較してベース運転である電気式熱源機、高負荷時対応の放熱用熱交換器、ガス式熱源機の全てにおいて運転時間を削減できている。

5.4.5 ポンプの省エネルギー効果

まず、需給連携18分類についてPI制御状態を確認する。図5.14、図5.15、図5.16に冷水行きヘッダー圧力の制御結果、図5.17、図5.18、図5.19に温水行きヘッダー圧力の制御結果を示す。冷水の場合は機器増減段時に値が振幅するが、その都度目標値に制御できていることが分かる。供給条件6分類のうち、 x 要素が供給温度を緩和する場合、 y 要素(赤色線)が搬送系ポンプを変流量化して行き圧力設定値を 0.53 MPa とする場合、 y' 要素(緑色線)が現状の定流量搬送系ポンプのまま行き圧力設定値を 0.62 MPa とする場合であった。本研究のシミュレーションでは、冷温水温度によりポンプ Q - H 曲線が変化しないことを仮定しているため、 x 要素はポンプ動力計算に影響を与えない。よって、図5.14~図5.19は、 y 要素も y' 要素もない青色線、 y 要素のある赤色線、 y' 要素のある緑色線の3パターンに結果が分かれることになる。

次に、搬送系ポンプの動力および消費電力量削減効果について述べる。図5.20、図5.21、図5.22に冷水搬送系ポンプ動力、図5.23、図5.24、図5.25に温水搬送系ポンプ動力の計算結果を示す。冷水の場合は、前小節で述べた運転台数の影響を受けて、運転台数を少

なく抑えられている α の場合が β や γ の場合と比較して搬送動力を小さくできている傾向が読み取れる。また、 y 要素を含む場合 (赤色線) はさらに動力を削減できており、運転台数の多い γ - y の場合であっても α -(base) と同程度まで削減できている。表 5.10 および表 5.13 より、18 分類の中で最も搬送動力が小さいのは、冷水の場合は α - xy と α - y であり基準 β -(base) に対して 41 %削減、温水の場合は $-xy$ と $-y$ が付されている分類であり基準 β -(base) に対して 27 %削減できることが分かる。続いて、図 5.26, 図 5.27, 図 5.28 に冷水搬送系ポンプ消費電力量, 図 5.29, 図 5.30, 図 5.31 に温水搬送系ポンプ消費電力量の計算結果を示す。上記の搬送動力と同様に、 y 要素を含む場合 (赤色線) が最も消費電力量を削減できている。表 5.11 および表 5.14 より、18 分類の中で最も消費電力量が小さいのは、冷水の場合は α - xy と α - y であり基準 β -(base) に対して 41 %削減、温水の場合は $-xy$ と $-y$ が付されている分類であり基準 β -(base) に対して 27 %削減できることが分かる。

5.4.6 熱源機の省エネルギー効果

まず、需給連携 18 分類について、図 5.32, 図 5.33, 図 5.34 に冷水製造時の電気式熱源機の消費電力量の計算結果を示す。夏期の温水供給においては電気式熱源機を使用しない。冷水については、 α の場合が昼間ピーク負荷時における消費電力量が最も多いのに対し、夜間低負荷時には γ の場合が最も多いことが分かる。昼間ピーク負荷時における運転台数の差はガス式冷温水機の差であり、昼間の電気式冷温水機の運転台数は同じであることを考慮すると、流量を削減して還り温度を規定温度近くまで確保している α の場合は、負荷集約による熱源機負荷率上昇によって消費電力量が大きくなっているためである。また、 x 要素の温度緩和を行う場合 (青色線, 赤色線, 緑色線) が α , β , γ のいずれの場合においても最も消費電力量を抑えられていることが分かる。これは冷水出口温度が 2°C 上昇することにより、本体効率が向上したことによる。表 5.16 および表 5.19 より、18 分類の中で最も消費電力量が小さいのは、 γ - x , γ - xy , α - x , α - xy であり、基準 β -(base) に対して 7 %削減できることが分かる。

次に、図 5.35, 図 5.36, 図 5.37 に冷水製造時のガス式熱源機の消費ガス量, 図 5.38, 図 5.39, 図 5.40 に温水製造時のガス式熱源機の消費ガス量の計算結果を示す。ガス式冷温水機は、運転順位としては最も下位であるため、運転台数を少なく抑えるほど運転時間を削減することができる。よって冷水において α の場合が最も消費ガス量が小さく、温水については常時 1 台運転のため差が付いていない。表 5.17 および表 5.20 より、18 分類の中で最も消費ガス量が小さいのは、冷水の場合は α のうち x 要素のある分類であり基準 β -(base) に対して 69 %削減、温水の場合は y' 要素以外が付されている分類であり基準 β -(base) とほぼ同じである。

5.4.7 プラント全体の省エネルギー効果

表 5.18 および表 5.21 に，冷水製造と温水製造それぞれにおけるプラント全体の消費エネルギー量の原油換算値を示す．より厳密には，プラント全体の原油換算消費エネルギー量を冷水製造による消費分と温水製造による消費分の 2 つに分配しているということである．これらの値に含まれる消費エネルギーは，電気式熱源機の消費電力量，搬送系ポンプの消費電力量，非搬送系ポンプの消費電力量，冷却塔の消費電力量，そしてガス式熱源機の消費ガス量の計 5 つである．表 5.18 より，夏期の冷水供給においては α - xy の場合が最も省エネルギー効果が大きい結果となり，基準 β -(base) に対して 20 %削減となる．また，表 5.21 より，夏期の温水供給においては需要家特性 α ， β ， γ にかかわらず，圧力条件を緩和した $-xy$ および $-y$ の分類が最も省エネルギー効果が大きい結果となり，基準 β -(base) に対して 14 %削減となることが分かる．

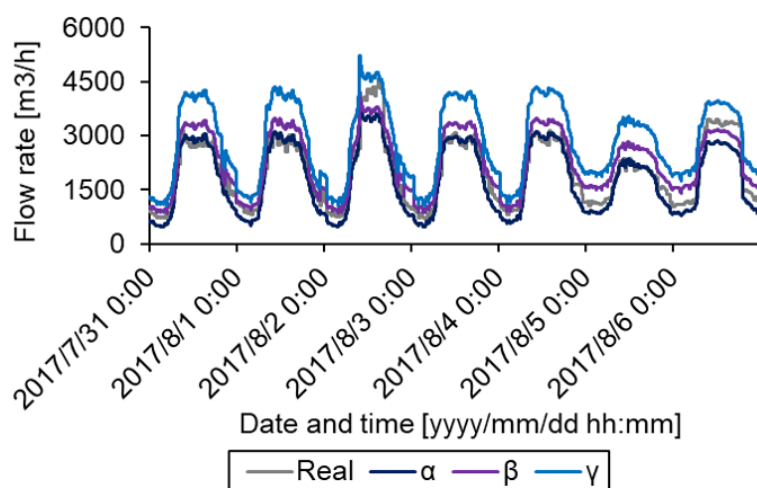


図 5.10: 需要家特性 3 分類の冷水要求流量

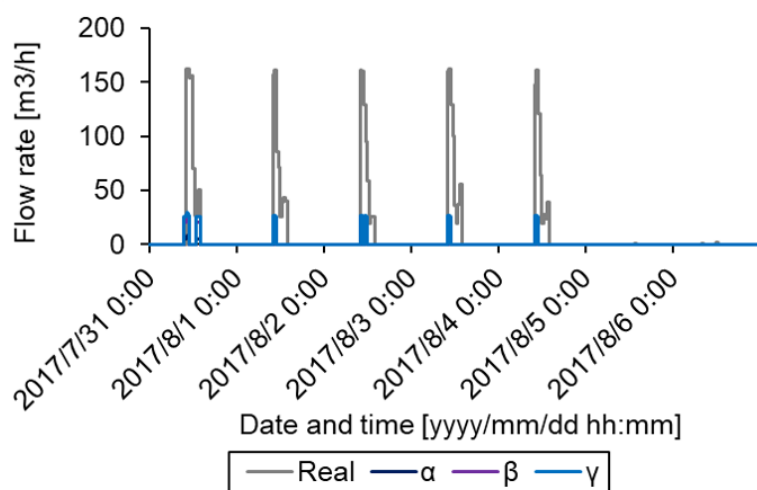


図 5.11: 需要家特性 3 分類の温水要求流量

表 5.8: 需要家特性 3 分類の要求流量 (夏期代表 1 週間)

需要家特性	α	β	γ	(実測値)
冷水	304,548 (80)	382,789 (100)	478,486 (125)	338,647 (88)
温水	43 (27)	157 (100)	196 (125)	1,710 (1089)

(上段 : 流量 [m³], 下段 : β を 100 とした相対値)

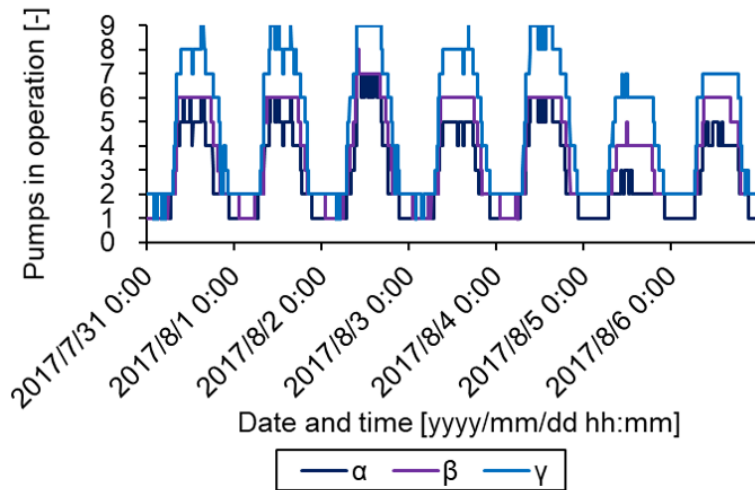


図 5.12: 需要家特性 3 分類の冷水搬送系ポンプ運転台数

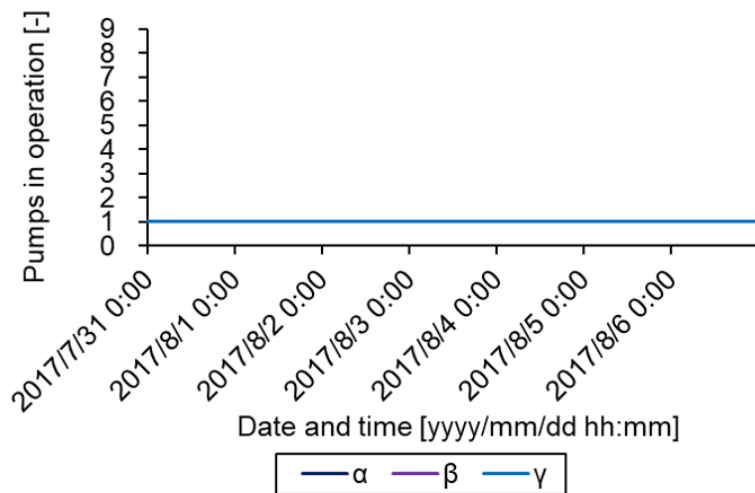


図 5.13: 需要家特性 3 分類の温水搬送系ポンプ運転台数

表 5.9: 需要家特性 3 分類の搬送系ポンプ合計運転時間 (夏期代表 1 週間)

需要家特性	α	β	γ
冷水ポンプ (電気式冷温水機用)	20,432	23,793	26,202
冷水ポンプ (放熱用熱交換器用)	5,947	8,494	10,675
冷水ポンプ (ガス吸収式冷温水機用)	1,064	3,611	11,620
温水ポンプ (電気式冷温水機用)	0	0	0
温水ポンプ (放熱用熱交換器用)	0	0	0
温水ポンプ (ガス吸収式冷温水機用)	10,080	10,080	10,080

(運転時間 [min])

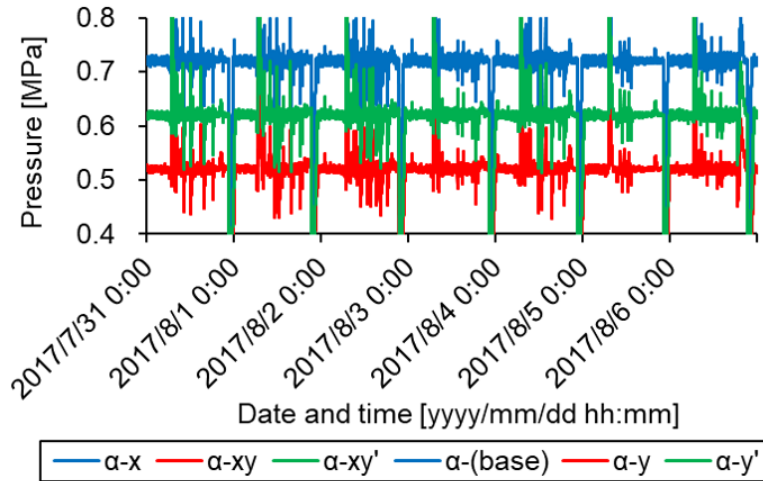


図 5.14: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の冷水行き圧力

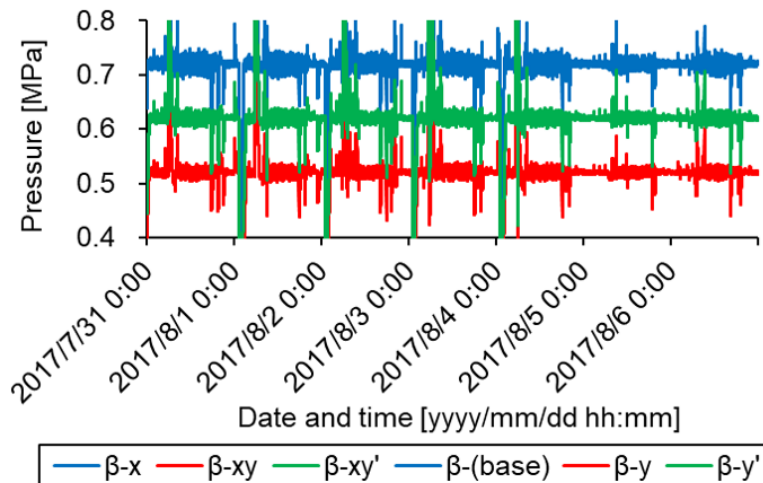


図 5.15: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の冷水行き圧力

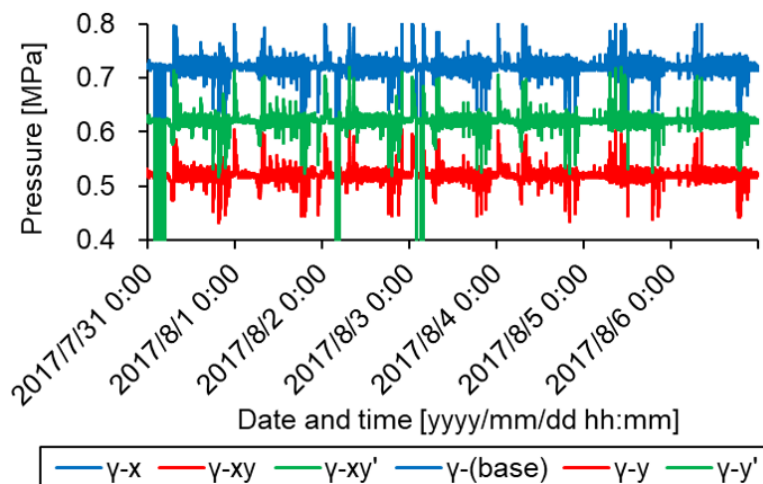


図 5.16: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の冷水行き圧力

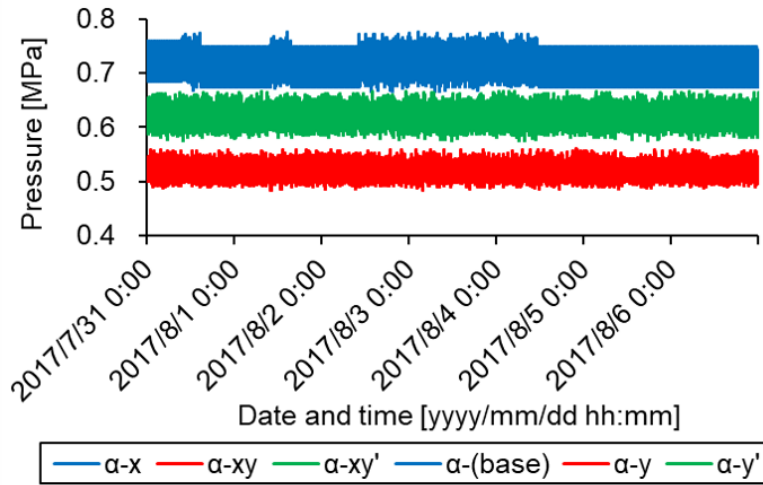


図 5.17: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の温水行き圧力

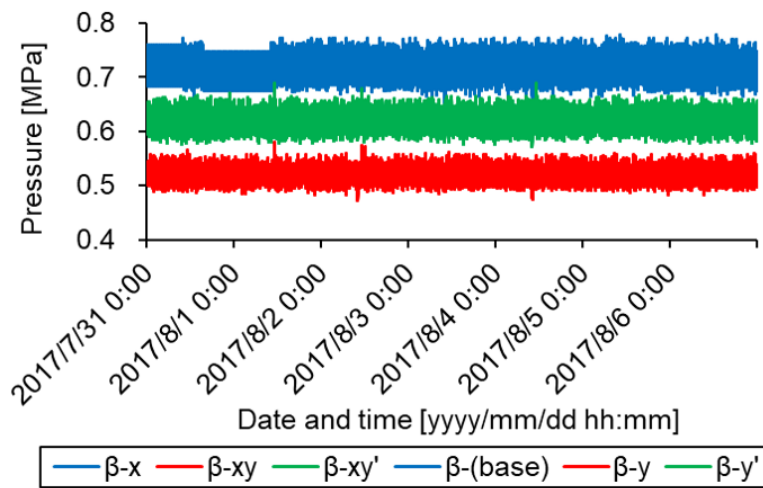


図 5.18: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の温水行き圧力

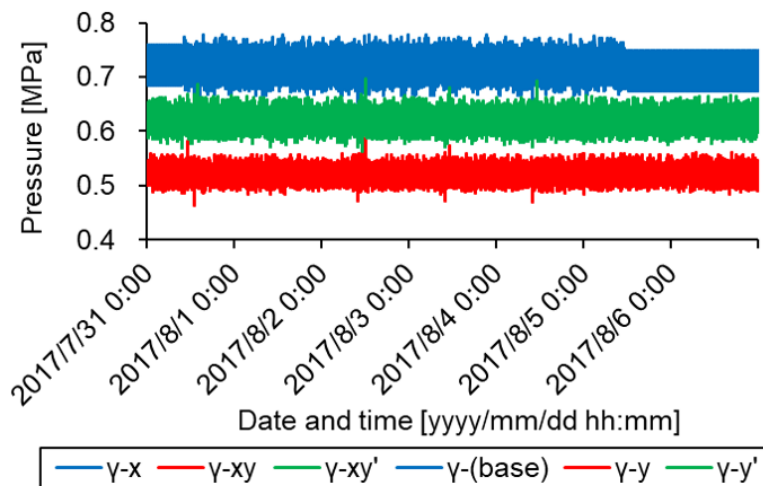


図 5.19: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の温水行き圧力

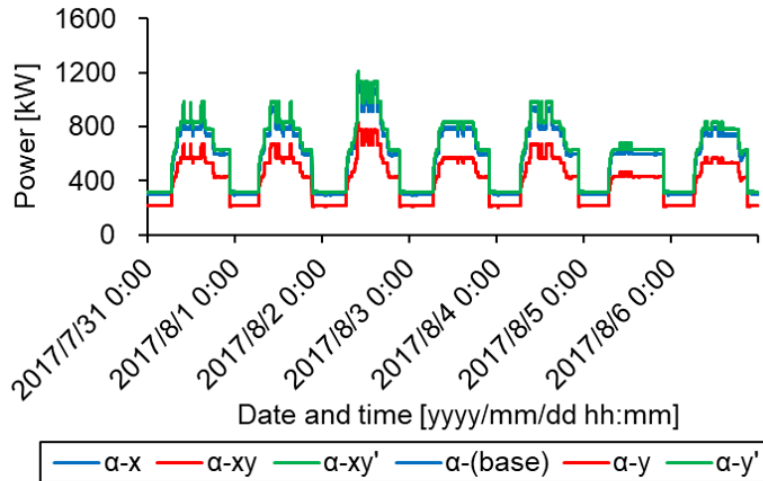


図 5.20: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の冷水搬送系ポンプ動力

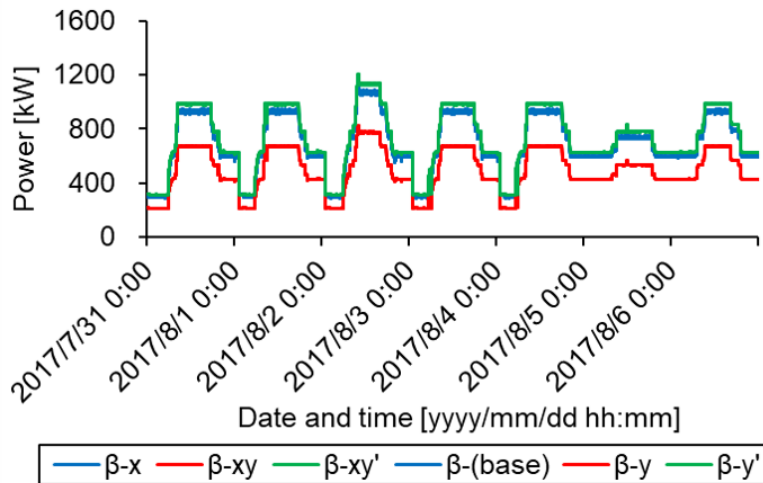


図 5.21: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の冷水搬送系ポンプ動力

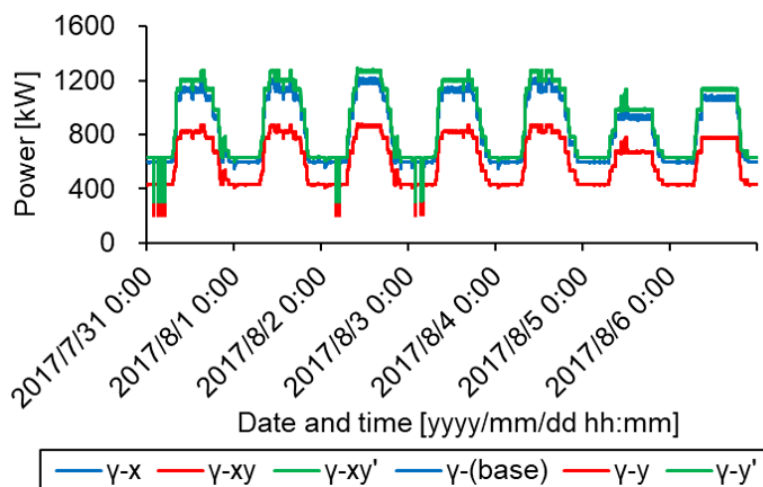


図 5.22: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の冷水搬送系ポンプ動力

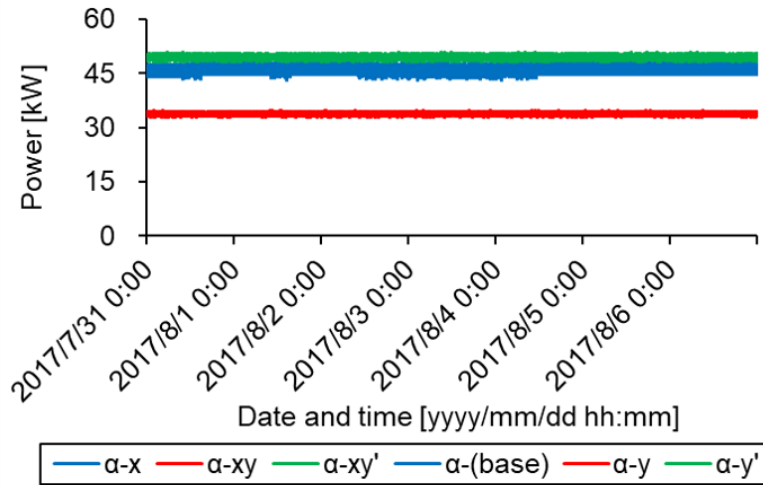


図 5.23: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の温水搬送系ポンプ動力

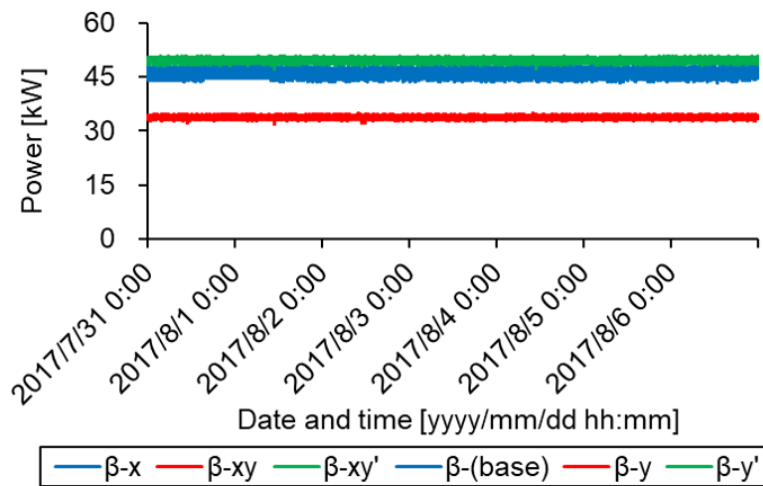


図 5.24: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の温水搬送系ポンプ動力

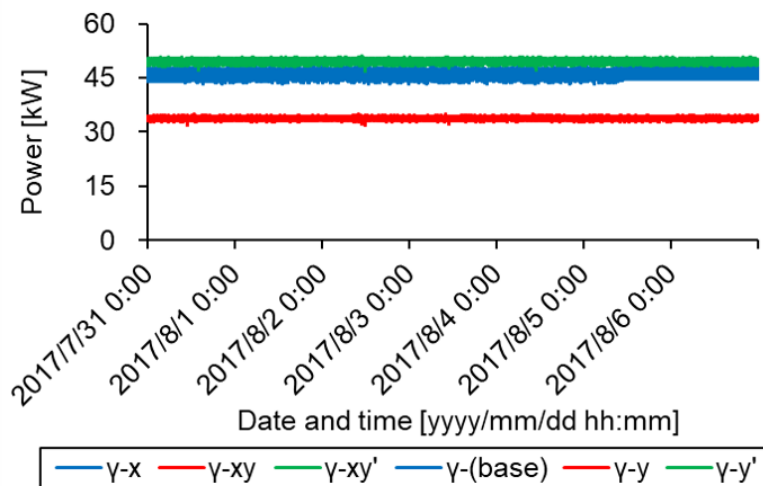


図 5.25: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の温水搬送系ポンプ動力

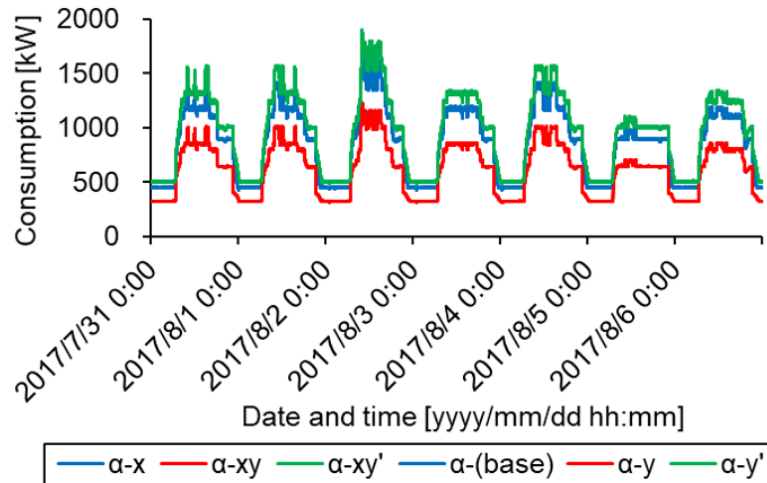


図 5.26: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の冷水搬送系ポンプ消費電力

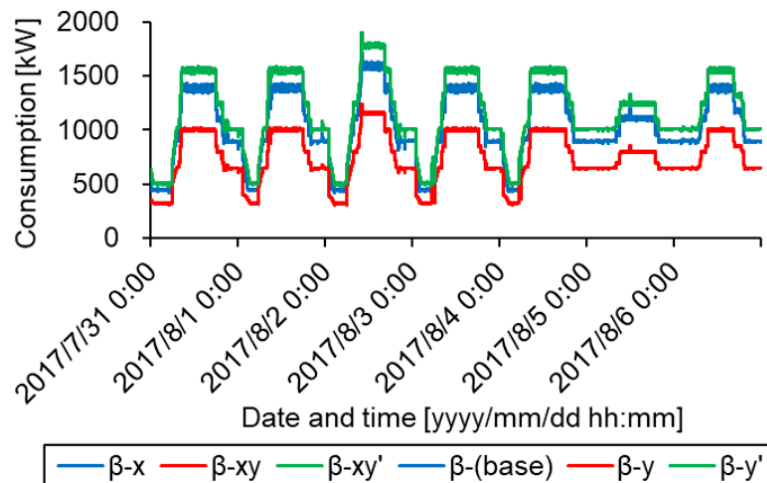


図 5.27: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の冷水搬送系ポンプ消費電力

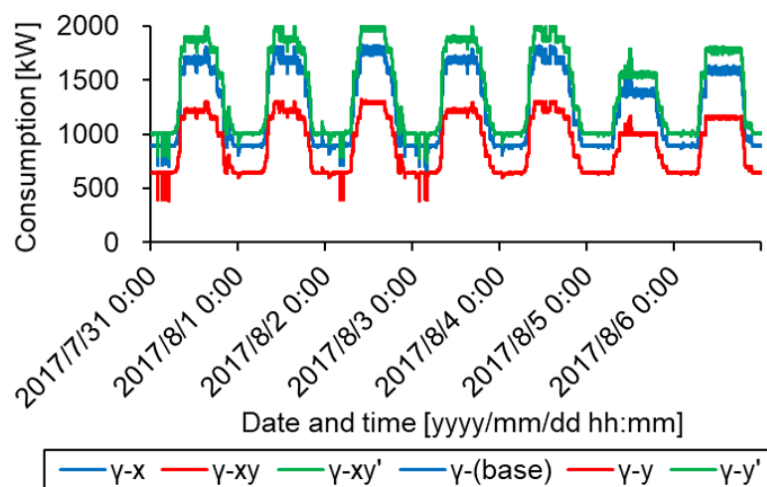


図 5.28: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の冷水搬送系ポンプ消費電力

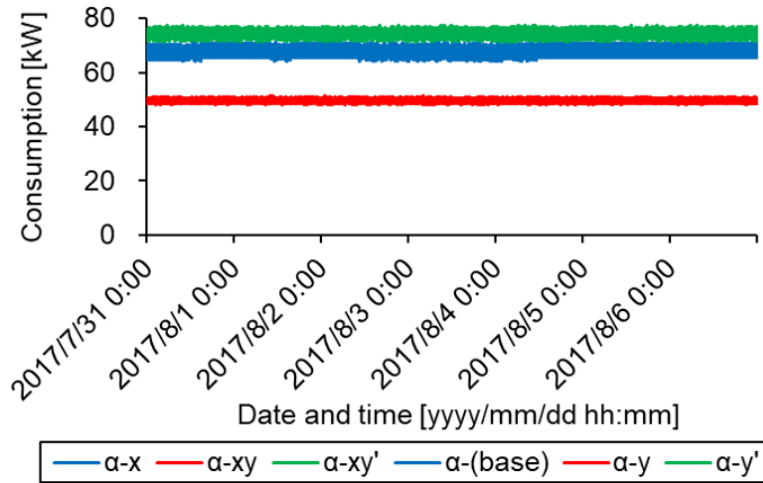


図 5.29: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の温水搬送系ポンプ消費電力

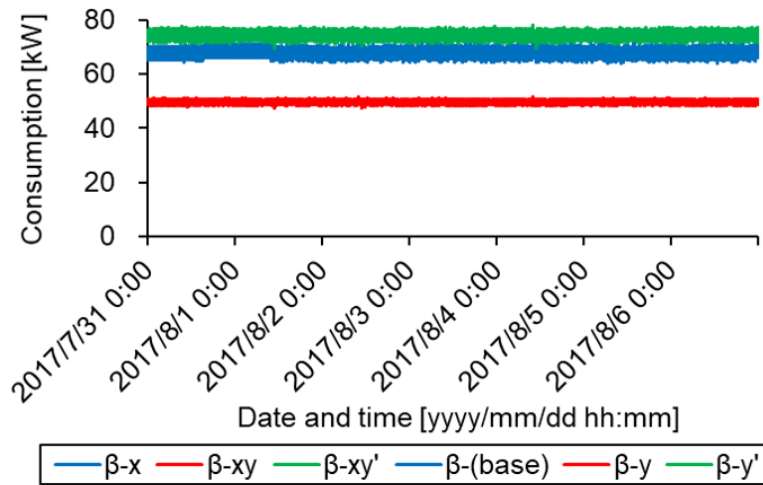


図 5.30: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の温水搬送系ポンプ消費電力

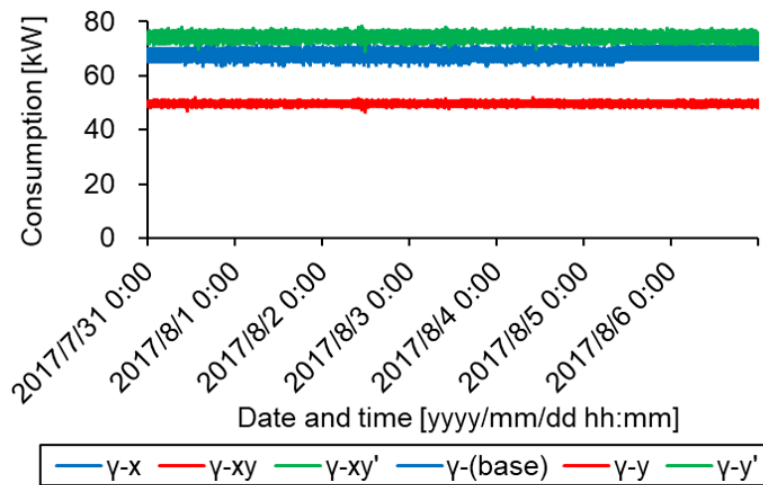


図 5.31: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の温水搬送系ポンプ消費電力

表 5.10: 需給連携 18 分類の冷水搬送系ポンプ動力 (夏期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	94,720 (82)	68,115 (59)	99,867 (86)	94,720 (82)	68,115 (59)	99,867 (86)
需要家特性 β	115,656 (100)	83,299 (72)	122,152 (106)	115,656 (100)	83,299 (72)	122,152 (106)
需要家特性 γ	141,174 (122)	101,907 (88)	149,427 (129)	141,174 (122)	101,907 (88)	149,427 (129)

(上段 : 動力 [kWh], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.11: 需給連携 18 分類の冷水搬送系ポンプ消費電力 (夏期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	142,846 (82)	102,703 (59)	160,907 (93)	142,846 (82)	102,703 (59)	160,907 (93)
需要家特性 β	173,503 (100)	125,084 (72)	194,934 (112)	173,503 (100)	125,084 (72)	194,934 (112)
需要家特性 γ	210,970 (122)	152,466 (88)	236,441 (136)	210,970 (122)	152,466 (88)	236,441 (136)

(上段 : 消費電力 [kWh], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.12: 需給連携 18 分類の冷水非搬送系ポンプ消費電力 (夏期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	116,115 (82)	116,115 (82)	116,115 (82)	116,115 (82)	116,115 (82)	116,115 (82)
需要家特性 β	140,956 (100)	140,956 (100)	140,956 (100)	140,956 (100)	140,956 (100)	140,956 (100)
需要家特性 γ	175,315 (124)	175,315 (124)	175,315 (124)	175,315 (124)	175,315 (124)	175,315 (124)

(上段 : 消費電力 [kWh], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.13: 需給連携 18 分類の温水搬送系ポンプ動力 (夏期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	7,757 (100)	5,690 (73)	8,342 (108)	7,757 (100)	5,690 (73)	8,342 (108)
需要家特性 β	7,747 (100)	5,689 (73)	8,342 (108)	7,747 (100)	5,689 (73)	8,342 (108)
需要家特性 γ	7,749 (100)	5,688 (73)	8,342 (108)	7,749 (100)	5,688 (73)	8,342 (108)

(上段 : 動力 [kWh], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.14: 需給連携 18 分類の温水搬送系ポンプ消費電力 (夏期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	11,404 (100)	8,361 (73)	12,511 (110)	11,404 (100)	8,361 (73)	12,511 (110)
需要家特性 β	11,388 (100)	8,361 (73)	12,512 (110)	11,388 (100)	8,361 (73)	12,512 (110)
需要家特性 γ	11,392 (100)	8,359 (73)	12,510 (110)	11,392 (100)	8,359 (73)	12,510 (110)

(上段 : 消費電力 [kWh], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.15: 需給連携 18 分類の温水非搬送系ポンプ消費電力 (夏期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)
需要家特性 β	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)
需要家特性 γ	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)

(上段 : 消費電力 [kWh], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

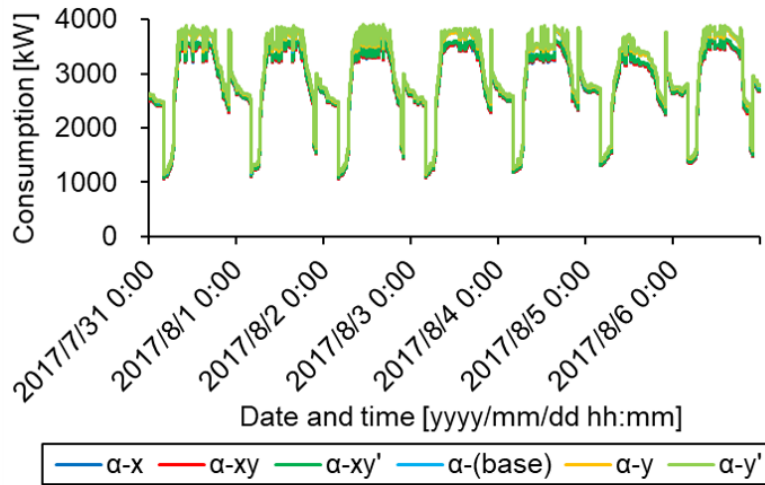


図 5.32: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の冷水製造熱源機消費電力

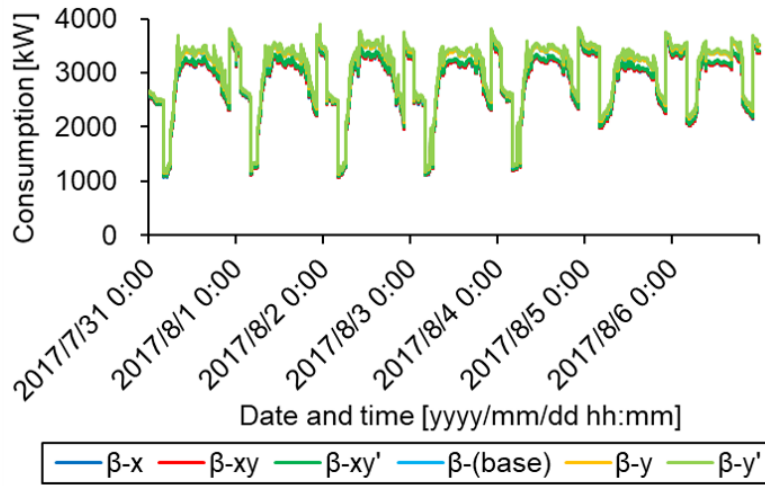


図 5.33: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の冷水製造熱源機消費電力

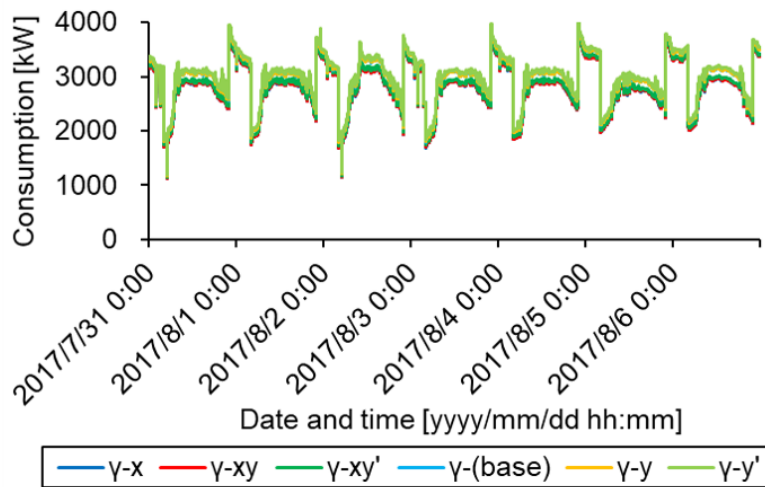


図 5.34: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の冷水製造熱源機消費電力

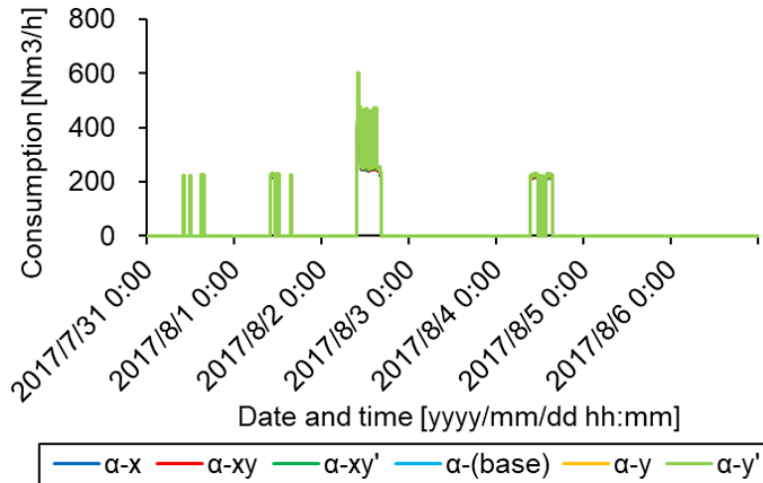


図 5.35: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の冷水製造熱源機消費ガス

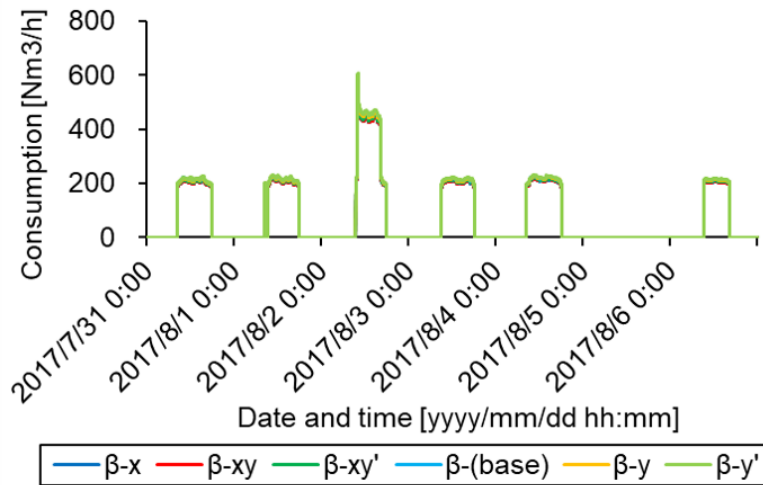


図 5.36: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の冷水製造熱源機消費ガス

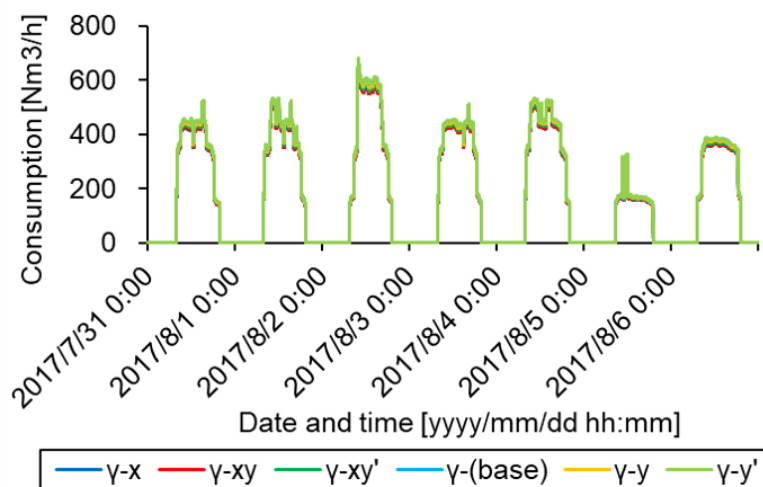


図 5.37: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の冷水製造熱源機消費ガス

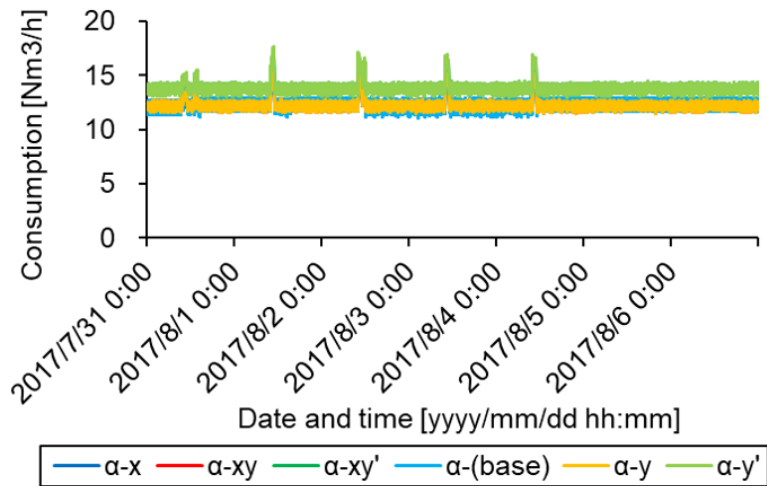


図 5.38: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の温水製造熱源機消費ガス

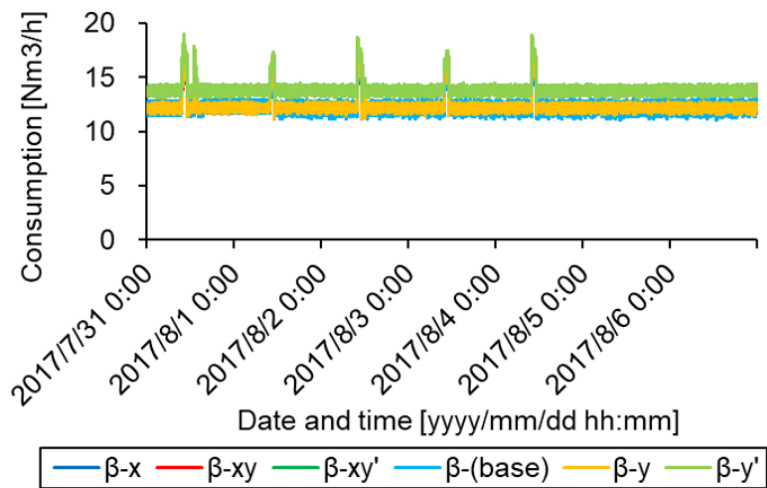


図 5.39: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の温水製造熱源機消費ガス

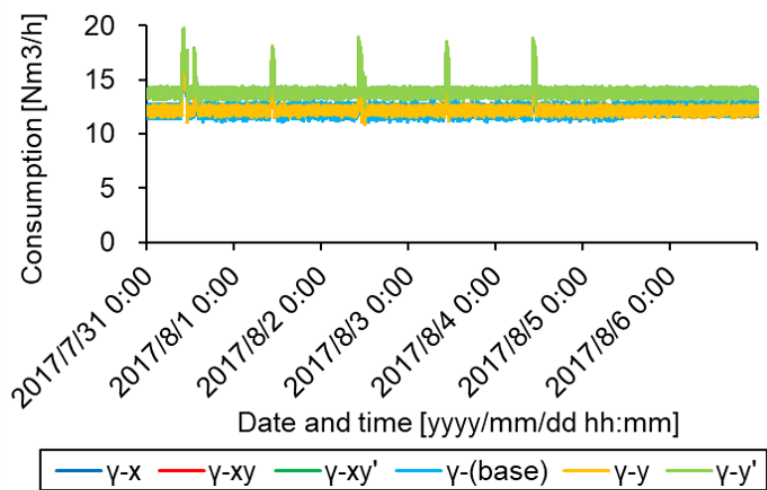


図 5.40: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の温水製造熱源機消費ガス

表 5.16: 需給連携 18 分類の冷水製造熱源機消費電力 (夏期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	475,297 (93)	475,475 (93)	479,803 (94)	501,673 (99)	501,862 (99)	506,462 (99)
需要家特性 β	482,376 (95)	482,566 (95)	487,316 (96)	509,176 (100)	509,378 (100)	514,426 (101)
需要家特性 γ	473,646 (93)	473,877 (93)	479,037 (94)	499,883 (98)	500,129 (98)	505,610 (99)

(上段 : 消費電力 [kWh], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.17: 需給連携 18 分類の冷水製造熱源機消費ガス (夏期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	3,947 (31)	3,949 (31)	4,007 (31)	4,106 (32)	4,108 (32)	4,169 (32)
需要家特性 β	12,431 (96)	12,439 (96)	12,640 (98)	12,932 (100)	12,941 (100)	13,150 (102)
需要家特性 γ	28,572 (221)	28,595 (221)	29,142 (225)	29,725 (230)	29,749 (230)	30,319 (234)

(上段 : 消費ガス [Nm³], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.18: 需給連携 18 分類の冷水製造原油換算消費エネルギー (夏期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	190.4 (85)	180.3 (80)	196.1 (88)	197.2 (88)	187.1 (84)	203.0 (91)
需要家特性 β	216.7 (97)	204.5 (91)	223.6 (100)	224.0 (100)	211.9 (95)	231.0 (103)
需要家特性 γ	253.1 (113)	238.4 (106)	261.5 (117)	261.0 (117)	246.4 (110)	269.6 (120)

(上段 : 原油換算値 [kL], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.19: 需給連携 18 分類の温水製造熱源機消費電力 (夏期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	$-(\text{base})$	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)
需要家特性 β	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)
需要家特性 γ	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)

(上段 : 消費電力 [kWh], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.20: 需給連携 18 分類の温水製造熱源機消費ガス (夏期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	$-(\text{base})$	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	2,056 (100)	2,063 (100)	2,329 (113)	2,057 (100)	2,064 (100)	2,330 (113)
需要家特性 β	2,057 (100)	2,068 (100)	2,335 (113)	2,059 (100)	2,070 (101)	2,337 (113)
需要家特性 γ	2,059 (100)	2,068 (100)	2,335 (113)	2,061 (100)	2,070 (101)	2,337 (114)

(上段 : 消費ガス [Nm³], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.21: 需給連携 18 分類の温水製造原油換算消費エネルギー (夏期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	$-(\text{base})$	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	5.3 (100)	4.5 (86)	5.9 (111)	5.3 (100)	4.5 (86)	5.9 (111)
需要家特性 β	5.3 (100)	4.5 (86)	5.9 (111)	5.3 (100)	4.5 (86)	5.9 (112)
需要家特性 γ	5.3 (100)	4.5 (86)	5.9 (111)	5.3 (100)	4.5 (86)	5.9 (112)

(上段 : 原油換算値 [kL], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

5.5 中間期代表1週間における省エネルギー効果

5.5.1 計算期間と解析対象期間

中間期の代表的な1週間として、2017年10月29日(日曜日)0時0分～11月5日(日曜日)23時59分までの8日間(11520分間)を計算期間に設定する。このうち最初の1日間(1440分間)については初期値の影響を受けるため、助走期間として解析対象から除外する。よって解析対象期間は、2017年10月30日(月曜日)0時0分～11月5日(日曜日)23時59分までの7日間(10080分間)とする。

5.5.2 初期値と外界条件

本研究で開発したプラントモデルと地域導管モデルにおいて、初期値として設定すべき項目は、往還ヘッダー間バイパス弁開度(PI制御変数)と地域導管内冷温水温度分布の2つである。前節と同様に、前者の往還ヘッダー間バイパス弁開度の初期値は、全開1と全閉0の中間値である0.5に設定する。後者の地域導管内温度分布の初期値は、冷温熱が全く消費されていない状態を仮定して、冷水は供給約款における行き温度である6℃、温水も同じく供給約款における行き温度である47℃に設定するのも前節と同様である。但し、供給温度2℃緩和を想定している場合は、冷水は8℃、温水は45℃に設定する。

また、外界条件として設定すべき項目は、地表面温度、外気湿球温度、海水取水温度の3つである。1つ目の地表面温度は、前節と同様に日平均地表面温度が日平均気温に等しいと仮定して、解析対象期間7日間の日平均気温(気象庁観測データ)の単純平均値である16℃に設定する。2つ目の外気湿球温度は12℃、3つ目の海水取水温度は対象システム近海の11月平均海面水温(気象庁観測データ)である20℃に設定する。中間期の冷却塔アプローチ温度を8℃と仮定すると、全ての熱源機の冷却水入口温度は一律20℃となり計算を簡略化できる。対象システムにおいても外気温度、相対湿度、海水取水温度を実測しているが、60分毎の瞬間値で計測誤差が大きい可能性があるため、前述の3つの外界条件は時間帯に関係なく計算期間8日間において常に一定値として処理する。

5.5.3 熱源機の運転順位と台数制御

本研究のシミュレーションでは、熱源機および放熱用熱交換器の優先運転順位に基づく台数制御を行う。まず、中間期の冷水供給における運転順位は以下の通りとする。

1位	電気式冷温水機	R-101C	3,000 USRt	1,396 m ³ h ⁻¹
2位	電気式冷温水機	R-104	500 USRt	233 m ³ h ⁻¹
3位	放熱用熱交換器	HEX-102	500 USRt	235 m ³ h ⁻¹
4位	ガス吸収式冷温水機	R-105A	1,350 USRt	628 m ³ h ⁻¹
5位	ガス吸収式冷温水機	R-105B1	600 USRt	279 m ³ h ⁻¹
6位	ガス吸収式冷温水機	R-105B2	600 USRt	279 m ³ h ⁻¹

中間期の冷熱負荷は夏期と比較して小さいものの、冬期の温熱負荷と同程度の熱量であるためガス式熱源機による運転が必要である。夏期の場合と同様に、COPの高い電気式熱源機をベース機器として優先的に運転する。続いて夜間蓄熱を行った水蓄熱槽の放熱運転、最後にガス式熱源機により昼間ピーク負荷に対応する。放熱用熱交換器 HEX-112に対応する水蓄熱槽は冷温季節切換型のため、中間期には運用しないものとする。次に、中間期の温水供給における運転順位は以下の通りとする。

1位	電気式冷温水機	R-101B	3,000 USRt	1,200 m ³ h ⁻¹
2位	ガス吸収式冷温水機	R-105C	1,350 USRt	583 m ³ h ⁻¹

中間期の温熱負荷は夏期より大きいものの非常に小さい。冷水の場合と同じく、電気式熱源機によるベース運転としてガス式熱源機を増段する設定とする。R-106は夏期の温水対応専用機器のため中間期では運用しない。これらの台数制御においては、前節と同じく要求流量が現在運転中である機器の定格流量合計値の8割以上となった場合に、次の順位の機器を運転開始する。減段判定についても同様に、要求流量が現在運転中である機器の定格流量合計値の8割未満となった場合に、最も順位の低い機器を運転停止する。

5.5.4 要求流量と運転台数の削減効果

まず、要求流量の削減効果について述べる。需要家特性3分類について、図5.41に冷水要求流量、図5.42に温水要求流量の計算結果を示す。表5.22は、図5.41および図5.42の解析対象期間における流量合計値である。図5.41より、夏期の場合と同様に需要家特性 α (濃紺色線)の場合が最も流量を削減することができていることが分かる。一方で実測値 (灰色線)は、 α の曲線と重なっており見かけ上流量が適切に絞られているが、これは夏期において規定温度差以上である8℃~10℃差を付けて冷水を返していた多数の需要家が中間期においても規定温度差以上で冷水を返している影響である。前述の需要家訪問調査でもあったように、2次側冷水温度を高く設定している需要家も存在することを

考慮する必要がある。また、図 5.42 より、冷水と同じく需要家特性 α (濃紺色線) の場合が最も流量を削減することができている。実測値 (灰色線) については γ を遥かに超えた流量が流れており、流量が無駄に多く流れていると言える。これは温熱負荷がほぼ 0 であるにもかかわらず定流量を流している需要家が存在するためである。表 5.22 より、需要家特性 α の場合は β と比較して冷水流量を 54 %削減、温水流量を 65 %削減することができる。

次に、運転台数の削減効果について述べる。需要家特性 3 分類について、図 5.43 に冷水搬送系ポンプ台数、図 5.44 に温水搬送系ポンプ台数の計算結果を示す。表 5.23 は、図 5.43 および図 5.44 の解析対象期間における搬送系ポンプ運転時間である。図 5.43 より、夏期の場合と同様に需要家特性 α (濃紺色線) の場合が最も運転台数を削減することができていることが分かる。図 5.44 については、中間期の温熱負荷が小さく γ の場合でも 1 台で対応可能であったため運転台数に差は出ていない。表 5.23 より、冷水供給について需要家特性 α の場合は β と比較してベース運転である電気式熱源機、高負荷時対応の放熱用熱交換器、ガス式熱源機の全てにおいて運転時間を削減できている。

5.5.5 ポンプの省エネルギー効果

まず、需給連携 18 分類について PI 制御状態を確認する。図 5.45、図 5.46、図 5.47 に冷水行きヘッダー圧力の制御結果、図 5.48、図 5.49、図 5.50 に温水行きヘッダー圧力の制御結果を示す。冷水の場合は α を除いて機器増減段時に値が振幅するが、その都度目標値に制御できていることが分かる。供給条件 6 分類のうち、 x 要素が供給温度を緩和する場合、 y 要素 (赤色線) が搬送系ポンプを変流量化して行き圧力設定値を 0.53 MPa とする場合、 y' 要素 (緑色線) が現状の定流量搬送系ポンプのまま行き圧力設定値を 0.62 MPa とする場合であった。本研究のシミュレーションでは、冷温水温度によりポンプ $Q-H$ 曲線が変化しないことを仮定しているため、 x 要素はポンプ動力計算に影響を与えない。よって、図 5.45～図 5.50 は、 y 要素も y' 要素もない青色線、 y 要素のある赤色線、 y' 要素のある緑色線の 3 パターンに結果が分かれることになる。

次に、搬送系ポンプの動力および消費電力量削減効果について述べる。図 5.51、図 5.52、図 5.53 に冷水搬送系ポンプ動力、図 5.54、図 5.55、図 5.56 に温水搬送系ポンプ動力の計算結果を示す。冷水の場合は、前小節で述べた運転台数の影響を受けて、運転台数を 1 台に抑えられている α の場合が β や γ の場合と比較して搬送動力を小さくできていることが読み取れる。また、 y 要素を含む場合 (赤色線) はさらに動力を削減できている。表 5.24 および表 5.27 より、18 分類の中で最も搬送動力が小さいのは、冷水の場合は α - xy と α - y であり基準 β -(base) に対して 38 %削減、温水の場合は $-xy$ と $-y$ が付されている分類であり基準 β -(base) に対して 27 %削減できることが分かる。続いて、図 5.57、図 5.58、図 5.59 に冷水搬送系ポンプ消費電力量、図 5.60、図 5.61、図 5.62 に温水搬送系ポンプ消

費電力量の計算結果を示す。上記の搬送動力と同様に、 y 要素を含む場合 (赤色線) が最も消費電力量を削減できている。表 5.25 および表 5.28 より、18 分類の中で最も消費電力量が小さいのは、冷水の場合は $\alpha-xy$ と $\alpha-y$ であり基準 β -(base) に対して 39 %削減、温水の場合は $-xy$ と $-y$ が付されている分類であり基準 β -(base) に対して 27 %削減できることが分かる。冷温ともに搬送動力と消費電力量の削減率は夏期とほぼ同じ結果となった。

5.5.6 熱源機の省エネルギー効果

まず、需給連携 18 分類について、図 5.63, 図 5.64, 図 5.65 に冷水製造時の電気式熱源機の消費電力量, 図 5.66, 図 5.67, 図 5.68 に温水製造時の電気式熱源機の消費電力量の計算結果を示す。冷水については、運転台数を 1 台に抑えられている α の場合が最も消費電力量が少ないことが分かるが、温水は目立った差が見られない。また、 x 要素の温度緩和を行う場合 (青色線, 赤色線, 緑色線) が α , β , γ のいずれの場合においても消費電力量を抑えられていることが分かる。これは冷水出口温度が 2°C 上昇することにより、本体効率が向上したことによる。表 5.30 および表 5.33 より、18 分類の中で最も消費電力量が小さいのは、冷水の場合は $\alpha-x$, $\alpha-xy$ であり基準 β -(base) に対して 9 %削減、温水の場合は $-xy$ と $-y$ が付されている分類であり基準 β -(base) に対して 2 %削減できることが分かる。できることが分かる。

次に、図 5.69, 図 5.70, 図 5.71 に冷水製造時のガス式熱源機の消費ガス量の計算結果を示す。中間期の温水供給は電気式冷温水機のみで対応可能である。ガス式冷温水機は、運転順位としては最も下位であるため、運転台数を少なく抑えるほど運転時間を削減することができる。よって冷水において α の場合はガス式冷温水機が増段しないため消費ガス量が 0 となり省エネルギーに貢献している。表 5.31 および表 5.34 より、18 分類の中で最も消費ガス量が小さいのは、需要家特性 α の場合でありガス式冷温水機の増段不要となった。

5.5.7 プラント全体の省エネルギー効果

表 5.32 および表 5.35 に、冷水製造と温水製造それぞれにおけるプラント全体の消費エネルギー量の原油換算値を示す。より厳密には、プラント全体の原油換算消費エネルギー量を冷水製造による消費分と温水製造による消費分の2つに分配しているということである。これらの値に含まれる消費エネルギーは、電気式熱源機の消費電力量、搬送系ポンプの消費電力量、非搬送系ポンプの消費電力量、冷却塔の消費電力量、そしてガス式熱源機の消費ガス量の計5つである。表 5.32 より、中間期の冷水供給においては α - xy の場合が最も省エネルギー効果が大きい結果となり、基準 β -(base) に対して 22 %削減となる。また、表 5.35 より、中間期の温水供給においては需要家特性 α , β , γ にかかわらず、温度および圧力条件の両方を緩和した $-xy$ の分類が最も省エネルギー効果が大きい結果となり、基準 β -(base) に対して 10 %削減となることが分かる。

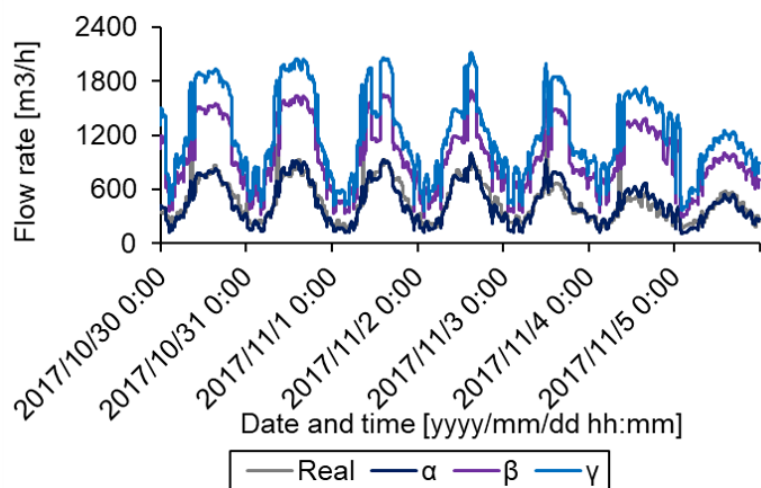


図 5.41: 需要家特性 3 分類の冷水要求流量

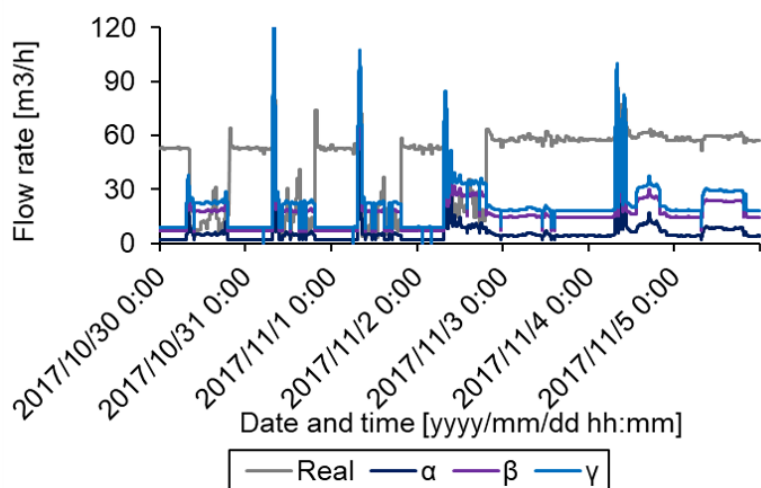


図 5.42: 需要家特性 3 分類の温水要求流量

表 5.22: 需要家特性 3 分類の要求流量 (中間期代表 1 週間)

需要家特性	α	β	γ	(実測値)
冷水	76,031 (46)	164,253 (100)	205,317 (125)	78,596 (48)
温水	1,003 (35)	2,841 (100)	3,552 (125)	7,754 (273)

(上段 : 流量 [m³], 下段 : β を 100 とした相対値)

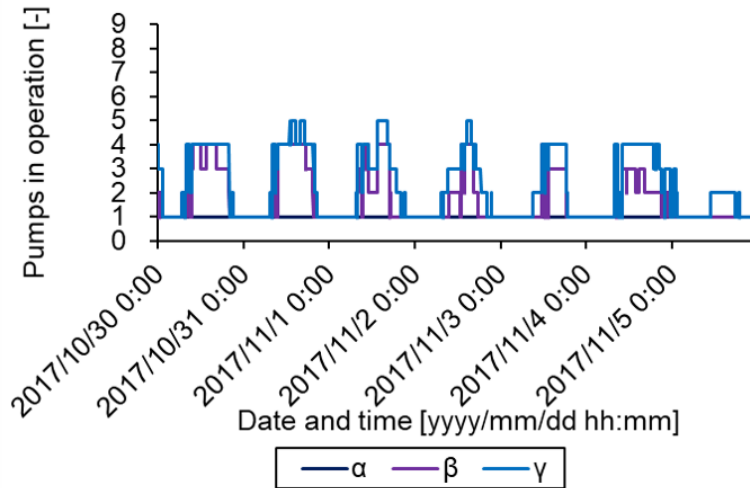


図 5.43: 需要家特性 3 分類の冷水搬送系ポンプ運転台数

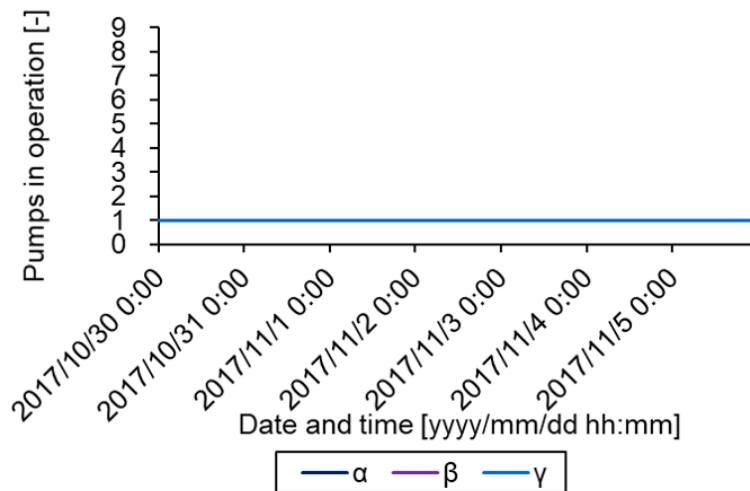


図 5.44: 需要家特性 3 分類の温水搬送系ポンプ運転台数

表 5.23: 需要家特性 3 分類の搬送系ポンプ合計運転時間 (中間期代表 1 週間)

需要家特性	α	β	γ
冷水ポンプ (電気式冷温水機用)	10,080	13,741	15,255
冷水ポンプ (放熱用熱交換器用)	0	2,671	3,943
冷水ポンプ (ガス吸収式冷温水機用)	0	1,284	3,453
温水ポンプ (電気式冷温水機用)	10,080	10,080	10,080
温水ポンプ (放熱用熱交換器用)	0	0	0
温水ポンプ (ガス吸収式冷温水機用)	0	0	0

(運転時間 [min])

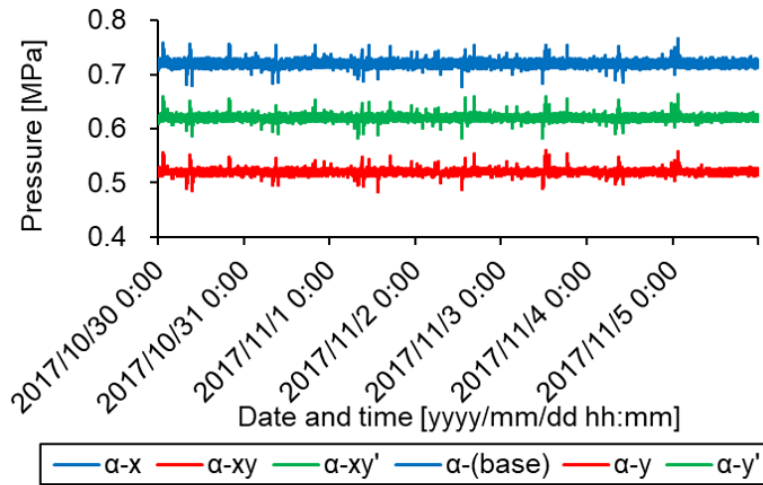


図 5.45: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の冷水行き圧力

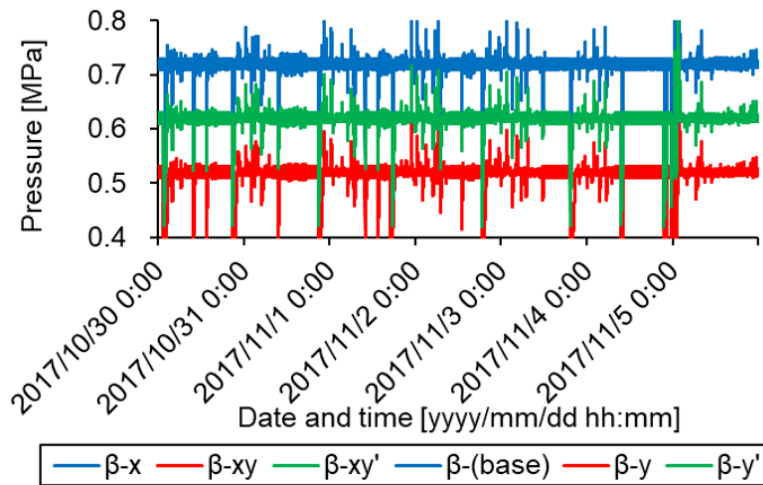


図 5.46: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の冷水行き圧力

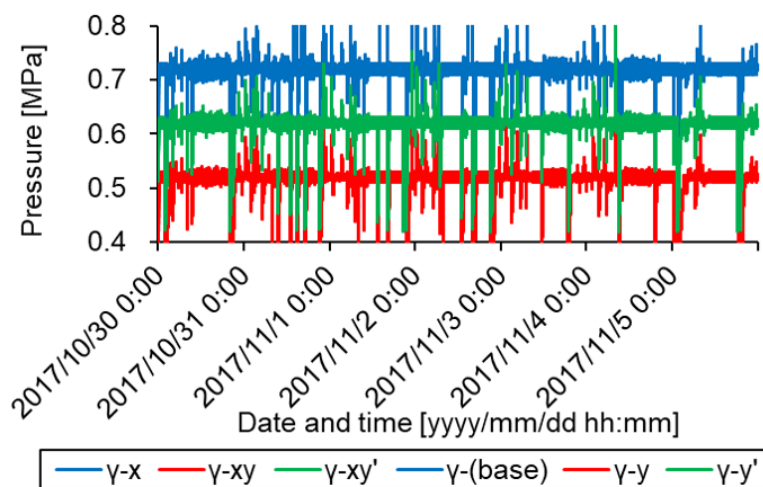


図 5.47: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の冷水行き圧力

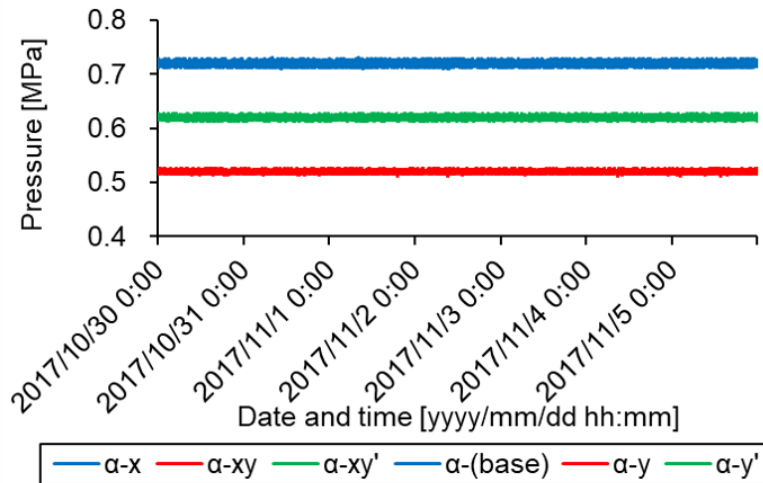


図 5.48: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の温水行き圧力

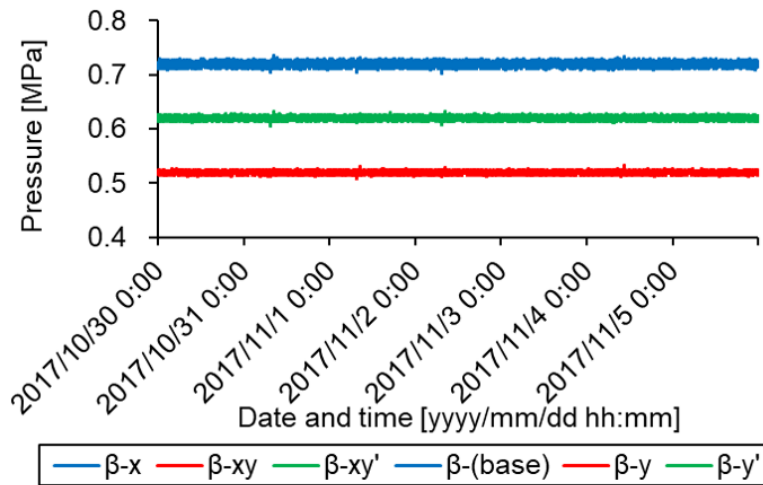


図 5.49: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の温水行き圧力

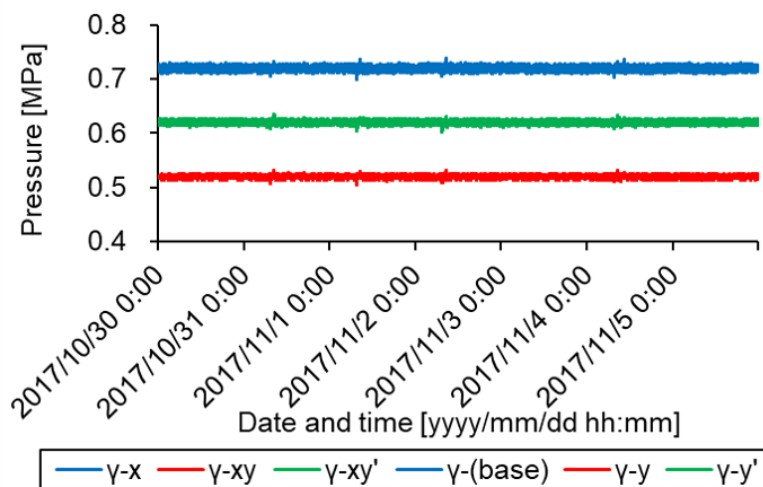


図 5.50: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の温水行き圧力

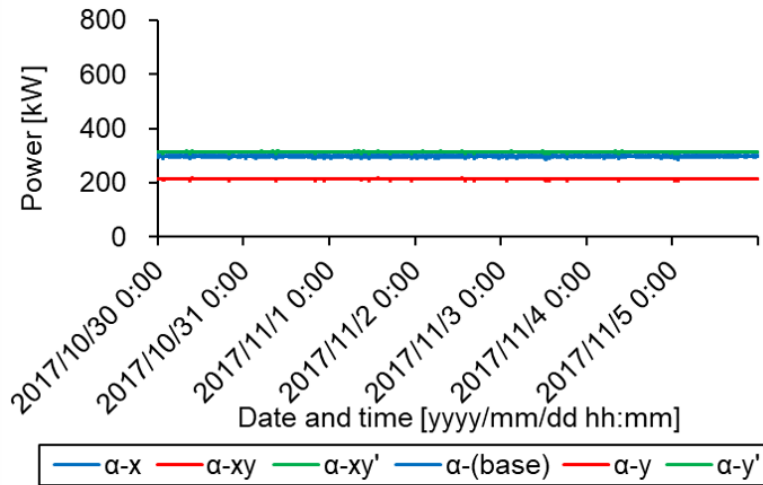


図 5.51: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の冷水搬送系ポンプ動力

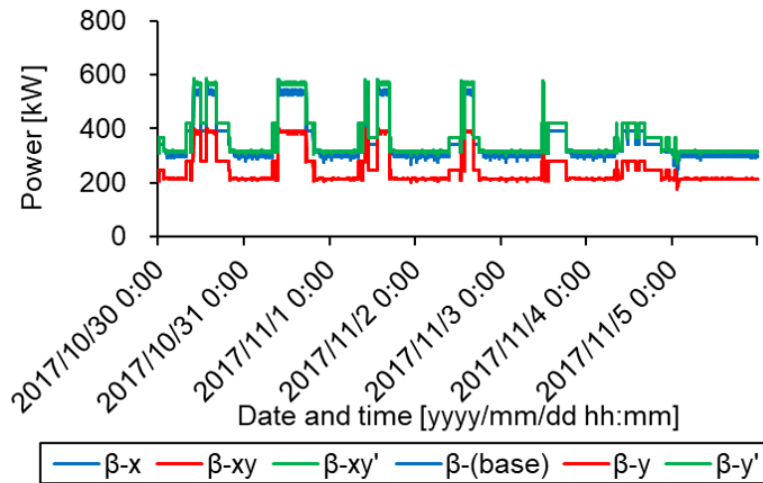


図 5.52: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の冷水搬送系ポンプ動力

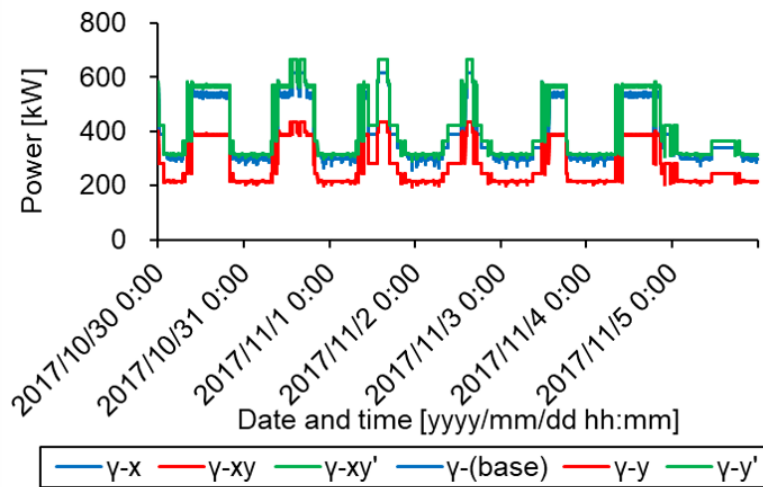


図 5.53: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の冷水搬送系ポンプ動力

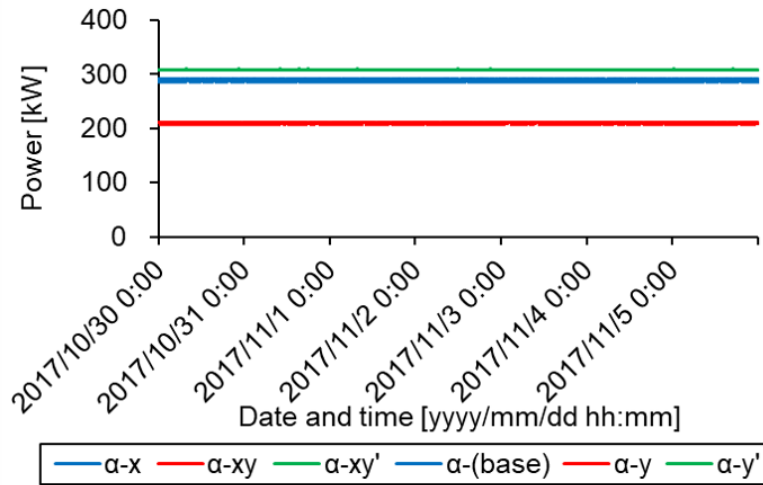


図 5.54: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の温水搬送系ポンプ動力

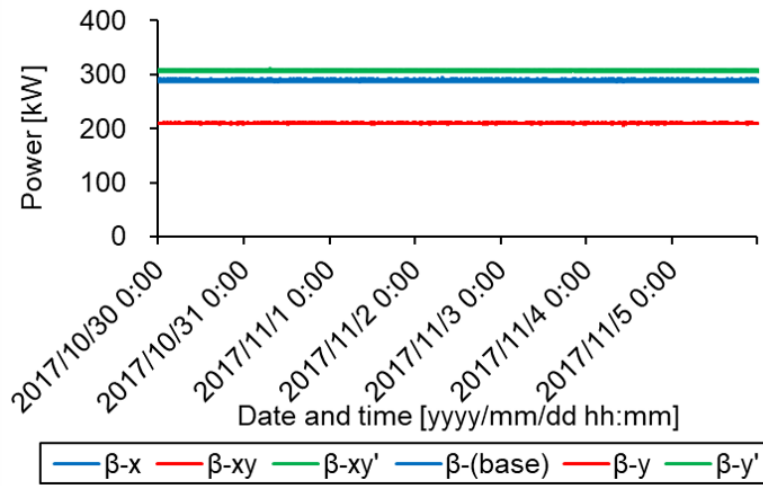


図 5.55: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の温水搬送系ポンプ動力

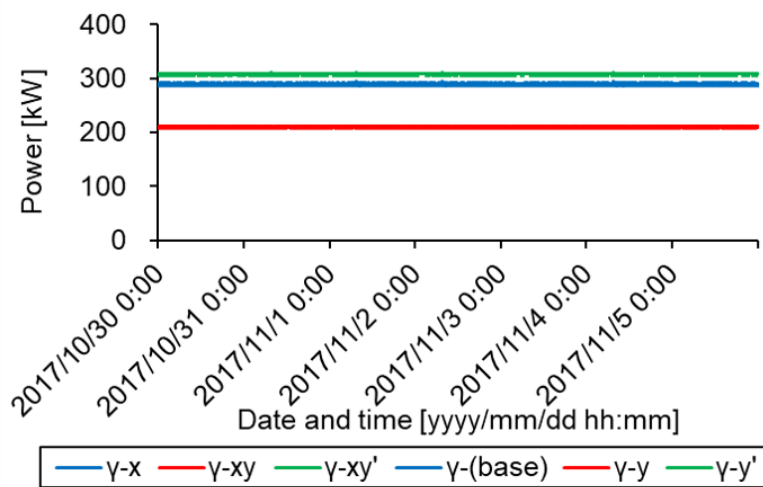


図 5.56: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の温水搬送系ポンプ動力

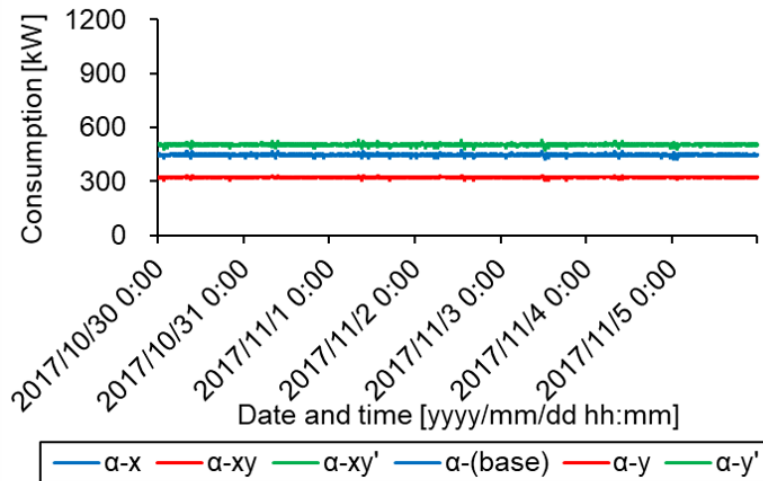


図 5.57: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の冷水搬送系ポンプ消費電力

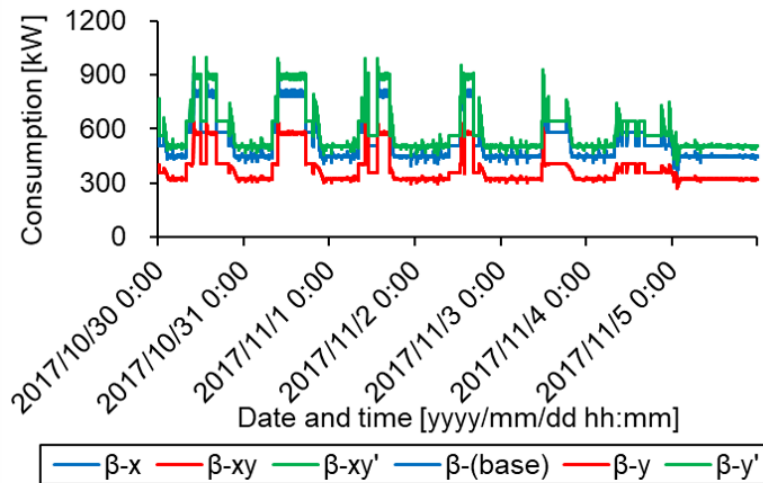


図 5.58: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の冷水搬送系ポンプ消費電力

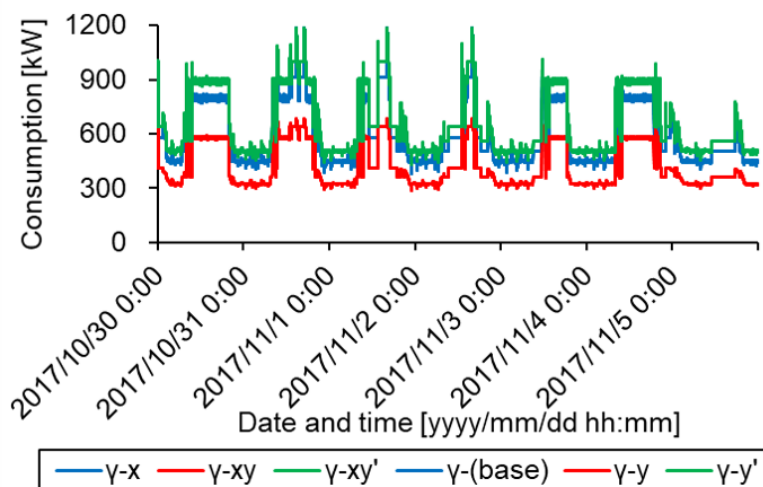


図 5.59: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の冷水搬送系ポンプ消費電力

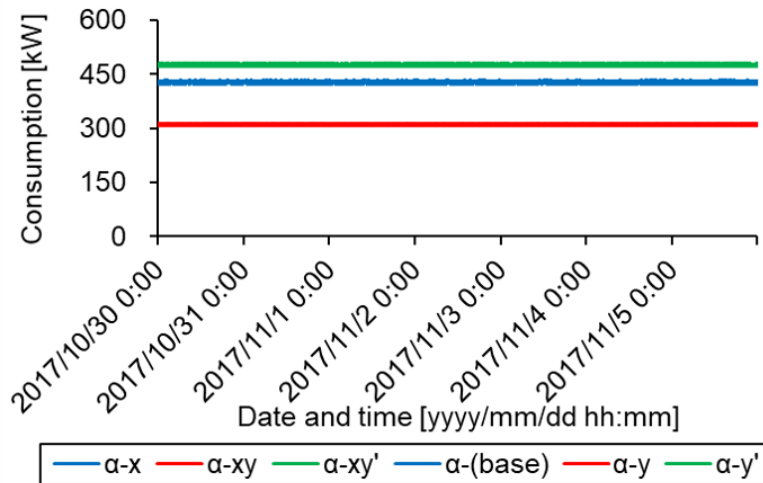


図 5.60: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の温水搬送系ポンプ消費電力

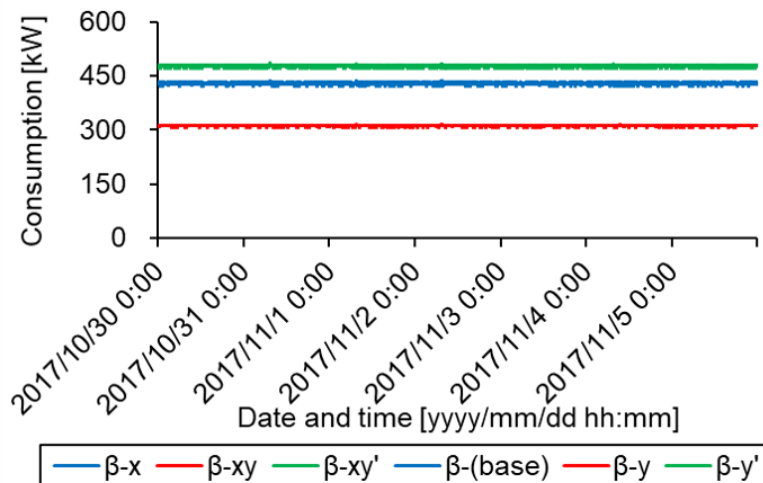


図 5.61: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の温水搬送系ポンプ消費電力

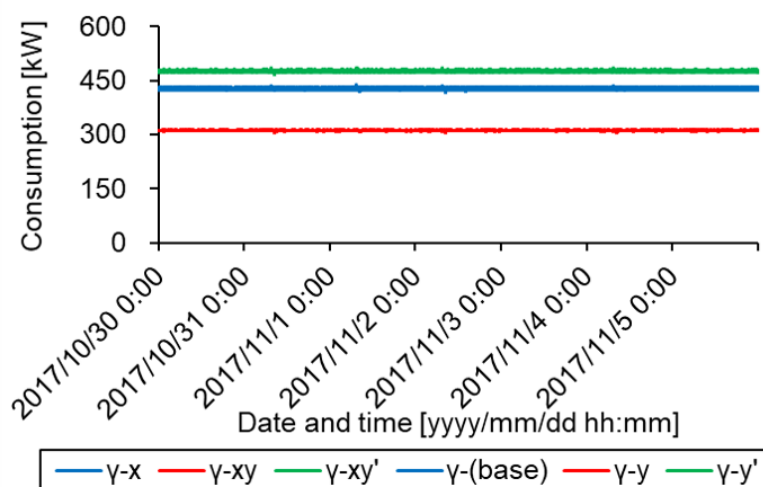


図 5.62: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の温水搬送系ポンプ消費電力

表 5.24: 需給連携 18 分類の冷水搬送系ポンプ動力 (中間期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	50,122 (86)	36,003 (62)	52,785 (91)	50,122 (86)	36,003 (62)	52,785 (91)
需要家特性 β	58,274 (100)	41,741 (72)	61,534 (106)	58,274 (100)	41,741 (72)	61,534 (106)
需要家特性 γ	65,335 (112)	46,780 (80)	69,033 (118)	65,335 (112)	46,780 (80)	69,033 (118)

(上段 : 動力 [kWh], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.25: 需給連携 18 分類の冷水搬送系ポンプ消費電力 (中間期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	75,196 (85)	54,114 (61)	84,711 (95)	75,196 (85)	54,114 (61)	84,711 (95)
需要家特性 β	88,913 (100)	63,191 (71)	99,151 (112)	88,913 (100)	63,191 (71)	99,151 (112)
需要家特性 γ	99,486 (112)	70,654 (79)	110,558 (124)	99,486 (112)	70,654 (79)	110,558 (124)

(上段 : 消費電力 [kWh], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.26: 需給連携 18 分類の冷水非搬送系ポンプ消費電力 (中間期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	57,330 (84)	57,330 (84)	57,330 (84)	57,330 (84)	57,330 (84)	57,330 (84)
需要家特性 β	68,261 (100)	68,261 (100)	68,261 (100)	68,261 (100)	68,261 (100)	68,261 (100)
需要家特性 γ	78,151 (114)	78,151 (114)	78,151 (114)	78,151 (114)	78,151 (114)	78,151 (114)

(上段 : 消費電力 [kWh], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.27: 需給連携 18 分類の温水搬送系ポンプ動力 (中間期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	48,660 (100)	35,322 (73)	51,778 (106)	48,660 (100)	35,322 (73)	51,778 (106)
需要家特性 β	48,658 (100)	35,322 (73)	51,779 (106)	48,658 (100)	35,322 (73)	51,779 (106)
需要家特性 γ	48,657 (100)	35,321 (73)	51,779 (106)	48,657 (100)	35,321 (73)	51,779 (106)

(上段 : 動力 [kWh], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.28: 需給連携 18 分類の温水搬送系ポンプ消費電力 (中間期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	72,006 (100)	52,323 (73)	80,116 (111)	72,006 (100)	52,323 (73)	80,116 (111)
需要家特性 β	72,003 (100)	52,323 (73)	80,117 (111)	72,003 (100)	52,323 (73)	80,117 (111)
需要家特性 γ	72,001 (100)	52,322 (73)	80,117 (111)	72,001 (100)	52,322 (73)	80,117 (111)

(上段 : 消費電力 [kWh], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.29: 需給連携 18 分類の温水非搬送系ポンプ消費電力 (中間期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	52,920 (100)	52,920 (100)	52,920 (100)	52,920 (100)	52,920 (100)	52,920 (100)
需要家特性 β	52,920 (100)	52,920 (100)	52,920 (100)	52,920 (100)	52,920 (100)	52,920 (100)
需要家特性 γ	52,920 (100)	52,920 (100)	52,920 (100)	52,920 (100)	52,920 (100)	52,920 (100)

(上段 : 消費電力 [kWh], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

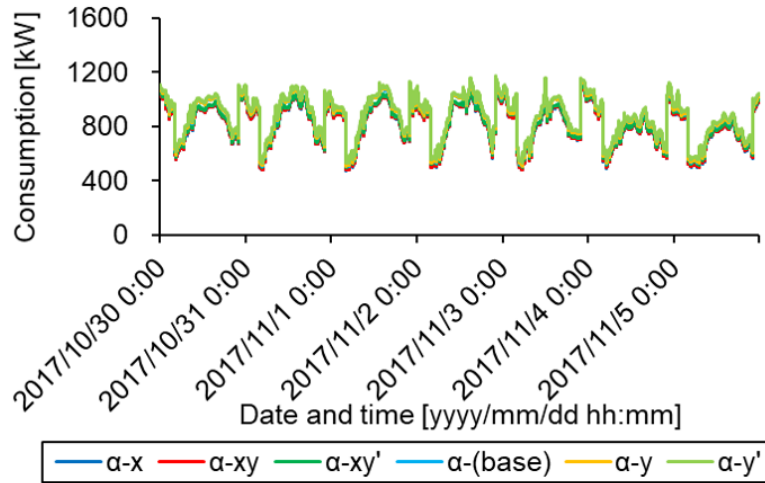


図 5.63: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の冷水製造熱源機消費電力

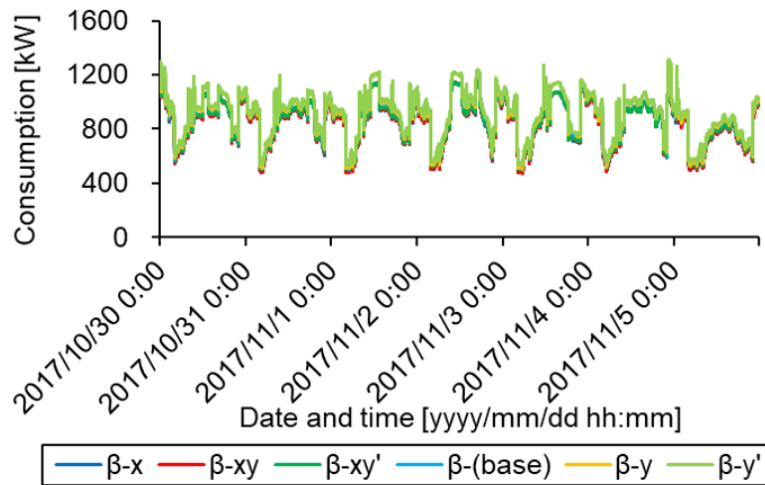


図 5.64: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の冷水製造熱源機消費電力

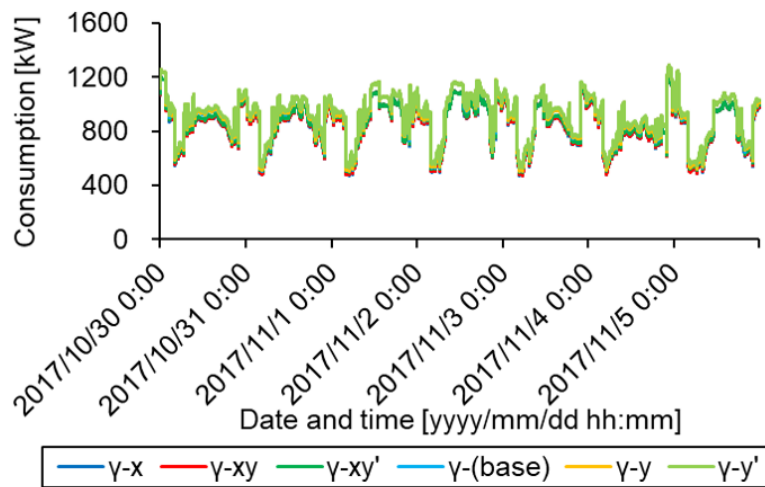


図 5.65: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の冷水製造熱源機消費電力

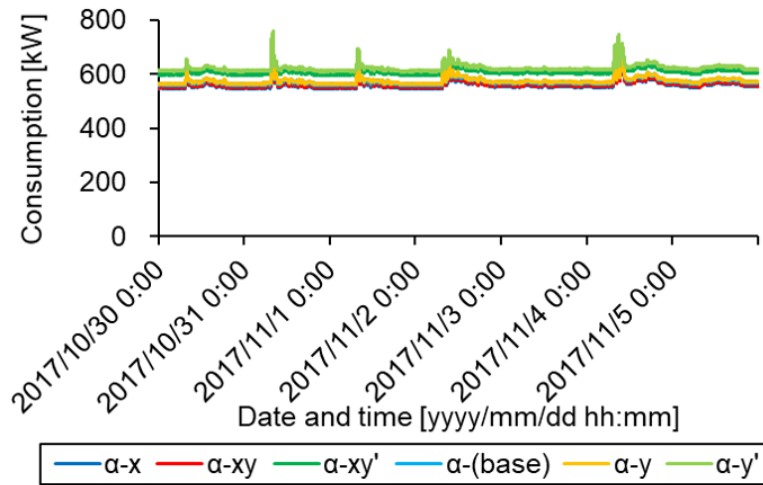


図 5.66: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の温水製造熱源機消費電力

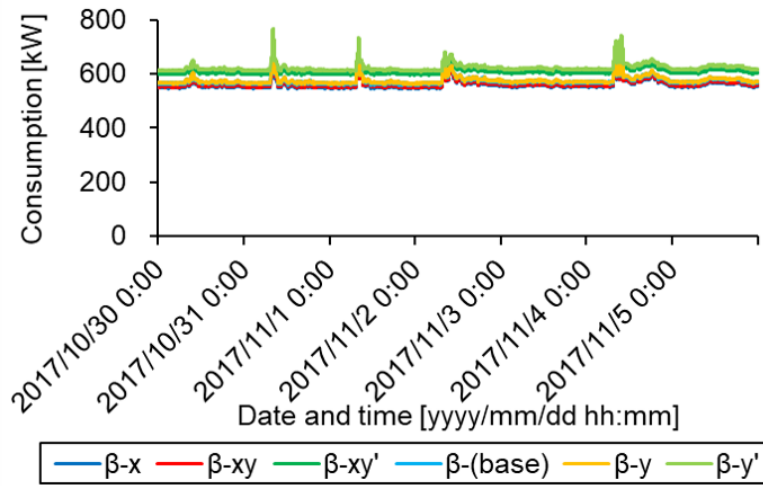


図 5.67: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の温水製造熱源機消費電力

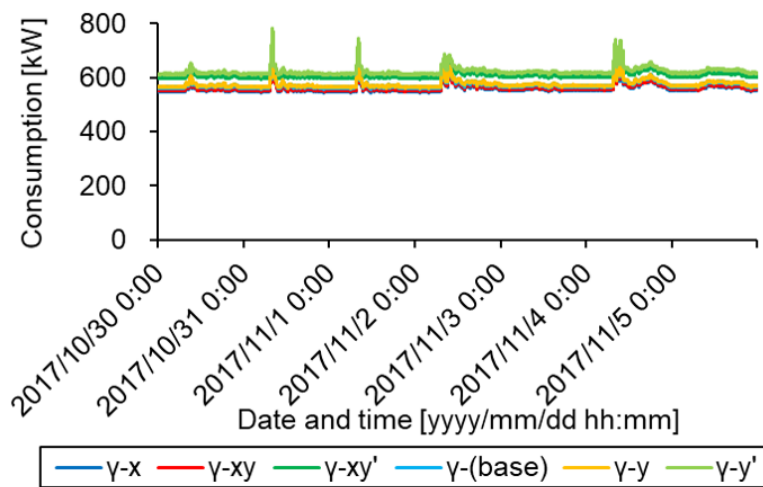


図 5.68: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の温水製造熱源機消費電力

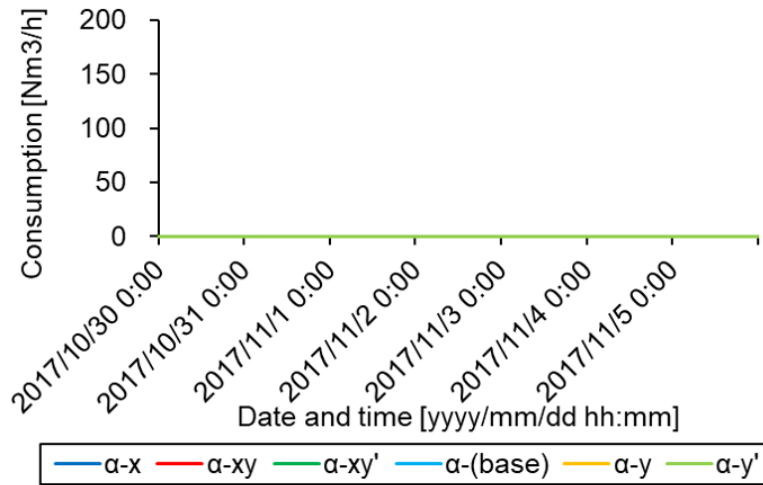


図 5.69: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の冷水製造熱源機消費ガス

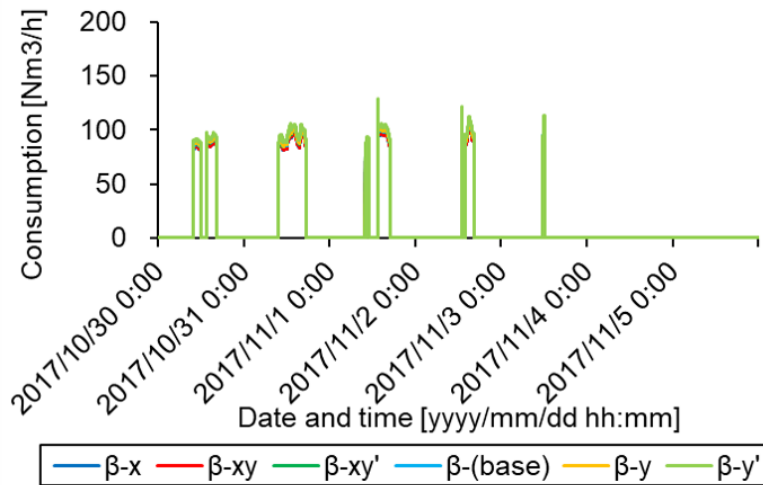


図 5.70: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の冷水製造熱源機消費ガス

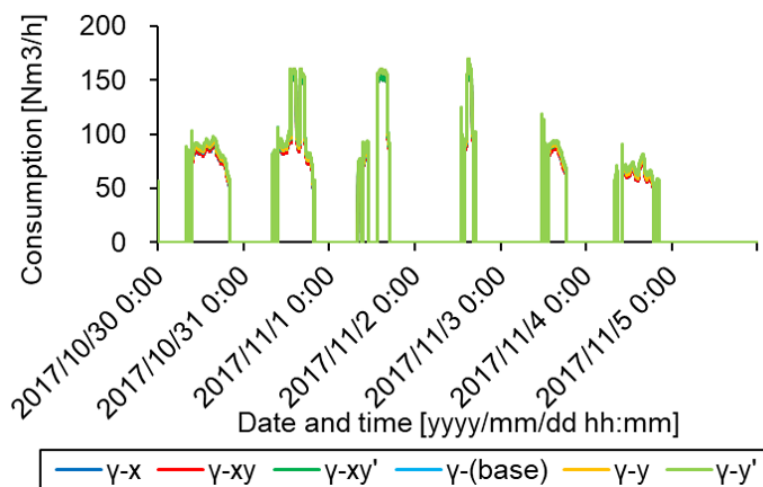


図 5.71: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の冷水製造熱源機消費ガス

表 5.30: 需給連携 18 分類の冷水製造熱源機消費電力 (中間期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	138,039 (91)	138,145 (91)	140,469 (93)	145,853 (96)	145,965 (96)	148,432 (98)
需要家特性 β	143,706 (95)	143,791 (95)	145,608 (96)	151,842 (100)	151,932 (100)	153,859 (101)
需要家特性 γ	143,178 (94)	143,243 (94)	145,107 (96)	151,266 (100)	151,335 (100)	153,311 (101)

(上段 : 消費電力 [kWh], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.31: 需給連携 18 分類の冷水製造熱源機消費ガス (中間期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)
需要家特性 β	1,932 (96)	1,936 (96)	1,994 (99)	2,012 (100)	2,016 (100)	2,077 (103)
需要家特性 γ	4,368 (217)	4,368 (217)	4,489 (223)	4,549 (226)	4,549 (226)	4,675 (232)

(上段 : 消費ガス [Nm³], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.32: 需給連携 18 分類の冷水製造原油換算消費エネルギー (中間期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	68.4 (84)	63.1 (78)	71.4 (88)	70.4 (87)	65.1 (80)	73.4 (91)
需要家特性 β	78.9 (97)	72.4 (89)	82.0 (101)	81.0 (100)	74.5 (92)	84.2 (104)
需要家特性 γ	87.3 (108)	80.1 (99)	90.7 (112)	89.6 (111)	82.3 (102)	93.0 (115)

(上段 : 原油換算値 [kL], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.33: 需給連携 18 分類の温水製造熱源機消費電力 (中間期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	94,223 (98)	94,579 (98)	102,306 (106)	96,397 (100)	96,761 (100)	104,661 (109)
需要家特性 β	94,247 (98)	94,607 (98)	102,334 (106)	96,422 (100)	96,790 (100)	104,689 (109)
需要家特性 γ	94,246 (98)	94,607 (98)	102,335 (106)	96,421 (100)	96,790 (100)	104,690 (109)

(上段 : 消費電力 [kWh], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.34: 需給連携 18 分類の温水製造熱源機消費ガス (中間期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)
需要家特性 β	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)
需要家特性 γ	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)

(上段 : 消費ガス [Nm³], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.35: 需給連携 18 分類の温水製造原油換算消費エネルギー (中間期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	55.2 (99)	50.4 (90)	59.3 (106)	55.8 (100)	50.9 (91)	59.9 (107)
需要家特性 β	55.2 (99)	50.4 (90)	59.3 (106)	55.8 (100)	50.9 (91)	59.9 (107)
需要家特性 γ	55.2 (99)	50.4 (90)	59.3 (106)	55.8 (100)	50.9 (91)	59.9 (107)

(上段 : 原油換算値 [kL], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

5.6 冬期代表1週間における省エネルギー効果

5.6.1 計算期間と解析対象期間

冬期の代表的な1週間として、2018年1月28日(日曜日)0時0分～2月4日(日曜日)23時59分までの8日間(11520分間)を計算期間に設定する。このうち最初の1日間(1440分間)については初期値の影響を受けるため、助走期間として解析対象から除外する。よって解析対象期間は、2018年1月29日(月曜日)0時0分～2月4日(日曜日)23時59分までの7日間(10080分間)とする。

5.6.2 初期値と外界条件

本研究で開発したプラントモデルと地域導管モデルにおいて、初期値として設定すべき項目は、往還ヘッダー間バイパス弁開度(PI制御変数)と地域導管内冷温水温度分布の2つである。前節と同様に、前者の往還ヘッダー間バイパス弁開度の初期値は、全開1と全閉0の中間値である0.5に設定する。後者の地域導管内温度分布の初期値は、冷温熱が全く消費されていない状態を仮定して、冷水は供給約款における行き温度である6℃、温水も同じく供給約款における行き温度である47℃に設定するのも前節と同様である。但し、供給温度2℃緩和を想定している場合は、冷水は8℃、温水は45℃に設定する。

また、外界条件として設定すべき項目は、地表面温度、外気湿球温度、海水取水温度の3つである。1つ目の地表面温度は、日平均地表面温度が日平均気温に等しいと仮定して、解析対象期間7日間の日平均気温(気象庁観測データ)の単純平均値である4℃に設定する。2つ目の外気湿球温度は4℃、3つ目の海水取水温度は対象システム近海の2月平均海面水温(気象庁観測データ)である14℃に設定する。冬期の冷却塔アプローチ温度を10℃と仮定すると、全ての熱源機の冷却水入口温度は一律14℃となり計算を簡略化できる。対象システムにおいても外気温度、相対湿度、海水取水温度を実測しているが、60分毎の瞬間値で計測誤差が大きい可能性があるため、前述の3つの外界条件は時間帯に関係なく計算期間8日間において常に一定値として処理する。

5.6.3 熱源機の運転順位と台数制御

本研究のシミュレーションでは、熱源機および放熱用熱交換器の優先運転順位に基づく台数制御を行う。まず、冬期の冷水供給における運転順位は以下の通りとする。

1位	電気式冷温水機	R-101C	3,000 USRt	1,396 m ³ h ⁻¹
2位	電気式冷温水機	R-104	500 USRt	233 m ³ h ⁻¹
3位	放熱用熱交換器	HEX-102	500 USRt	235 m ³ h ⁻¹

冬期の冷熱負荷は非常に小さいものの一定の負荷が存在する、夏期および中間期の場合と同様に、COPの高い電気式熱源機をベース機器として優先的に運転し、続いて夜間蓄熱を行った水蓄熱槽の放熱運転を行う。次に、冬期の温水供給における運転順位は以下の通りとする。

1位	電気式冷温水機	R-101B	3,000 USRt	1,200 m ³ h ⁻¹
2位	放熱用熱交換器	HEX-112	1,000 USRt	480 m ³ h ⁻¹
3位	ガス吸収式冷温水機	R-105A	1,350 USRt	583 m ³ h ⁻¹
4位	ガス吸収式冷温水機	R-105C	1,350 USRt	583 m ³ h ⁻¹
5位	ガス吸収式冷温水機	R-105B1	600 USRt	210 m ³ h ⁻¹
6位	ガス吸収式冷温水機	R-105B2	600 USRt	210 m ³ h ⁻¹

冬期の温熱負荷は夏期の冷熱負荷ほど大きくないが、朝方の立ち上がり負荷が大きくガス式熱源機による運転が必要である。冷水の場合と同じく、電気式熱源機によるベース運転に加えて夜間蓄熱を行った水蓄熱槽の放熱運転、最後にガス式熱源機によりピーク負荷に対応する。R-106は夏期の温水対応専用機器のため冬期では運用しない。これらの台数制御においては、前節と同じく要求流量が現在運転中である機器の定格流量合計値の8割以上となった場合に、次の順位の機器を運転開始する。減段判定についても同様に、要求流量が現在運転中である機器の定格流量合計値の8割未満となった場合に、最も順位の低い機器を運転停止する。

5.6.4 要求流量と運転台数の削減効果

まず、要求流量の削減効果について述べる。需要家特性3分類について、図5.72に冷水要求流量、図5.73に温水要求流量の計算結果を示す。表5.36は、図5.72および図5.73の解析対象期間における流量合計値である。図5.72より、夏期および中間期の場合と同様に需要家特性 α (濃紺色線) の場合が最も流量を削減することができていることが分かる。冬期の冷水供給は低負荷期にあたるため、低負荷における利用温度差が大きく異なる α と β においてその差が顕著に表れている。また、図5.73より、冷水と同じく需要家特性 α (濃紺色線) の場合が最も流量を削減することができている。一方で実測値 (灰色

線)は、概ね α と β の曲線間に収まっており見かけ上流量が適切に絞られているが、これは冬期において規定温度差以上である $9^{\circ}\text{C}\sim 15^{\circ}\text{C}$ 差を付けて温水を返す需要家が多数存在することによる影響である。表 5.36 より、需要家特性 α の場合は β と比較して冷水流量を 62 %削減、温水流量を 26 %削減することができる。

次に、運転台数の削減効果について述べる。需要家特性 3 分類について、図 5.74 に冷水搬送系ポンプ台数、図 5.75 に温水搬送系ポンプ台数の計算結果を示す。表 5.37 は、図 5.74 および図 5.75 の解析対象期間における搬送系ポンプ運転時間である。図 5.43 より、冬期の冷熱負荷が小さく γ の場合でも 1 台で対応可能であったため、冷水対応機の運転台数に差は出ていない。図 5.75 については、需要家特性 α (濃紺色線) の場合が最も運転台数を削減することができていることが分かる。表 5.37 より、温水供給について需要家特性 α の場合は β と比較して高負荷時対応の放熱用熱交換器の運転時間を半分近く削減できている。

5.6.5 ポンプの省エネルギー効果

まず、需給連携 18 分類について PI 制御状態を確認する。図 5.76, 図 5.77, 図 5.78 に冷水行きヘッダー圧力の制御結果、図 5.79, 図 5.80, 図 5.81 に温水行きヘッダー圧力の制御結果を示す。温水の場合は機器増減段時に値が振幅するが、その都度目標値に制御できていることが分かる。供給条件 6 分類のうち、 x 要素が供給温度を緩和する場合、 y 要素 (赤色線) が搬送系ポンプを変流量化して行き圧力設定値を 0.53 MPa とする場合、 y' 要素 (緑色線) が現状の定流量搬送系ポンプのまま行き圧力設定値を 0.62 MPa とする場合であった。本研究のシミュレーションでは、冷温水温度によりポンプ Q - H 曲線が変化しないことを仮定しているため、 x 要素はポンプ動力計算に影響を与えない。よって、図 5.76~図 5.81 は、 y 要素も y' 要素もない青色線、 y 要素のある赤色線、 y' 要素のある緑色線の 3 パターンに結果が分かれることになる。

次に、搬送系ポンプの動力および消費電力量削減効果について述べる。図 5.82, 図 5.83, 図 5.84 に冷水搬送系ポンプ動力、図 5.85, 図 5.86, 図 5.87 に温水搬送系ポンプ動力の計算結果を示す。温水の場合は、前小節で述べた運転台数の影響を受けて、運転台数を少なく抑えられている α の場合が β や γ の場合と比較して搬送動力を小さくできている傾向が読み取れる。また、 y 要素を含む場合 (赤色線) はさらに動力を削減できている。表 5.38 および表 5.41 より、18 分類の中で最も搬送動力が小さいのは、冷水の場合は $-xy$ と $-y$ が付されている分類であり基準 β -(base)に対して 28 %削減、温水の場合は $\alpha-xy$ と $\alpha-y$ であり基準 β -(base)に対して 29 %削減できることが分かる。続いて、図 5.88, 図 5.89, 図 5.90 に冷水搬送系ポンプ消費電力量、図 5.91, 図 5.92, 図 5.93 に温水搬送系ポンプ消費電力量の計算結果を示す。上記の搬送動力と同様に、 y 要素を含む場合 (赤色線) が最も消費電力量を削減できている。表 5.39 および表 5.42 より、18 分類の中で最も消費電力量が

小さいのは、冷水の場合は $-xy$ と $-y$ が付されている分類であり基準 β -(base)に対して28%削減、温水の場合は $\alpha-xy$ と $\alpha-y$ であり基準 β -(base)に対して29%削減できることが分かる。夏期や中間期と比べて搬送動力と消費電力量の削減率はやや小さい結果となった。

5.6.6 熱源機の省エネルギー効果

まず、需給連携18分類について、図5.94、図5.95、図5.96に冷水製造時の電気式熱源機の消費電力量、図5.97、図5.98、図5.99に温水製造時の電気式熱源機の消費電力量、の計算結果を示す。温水については、 α の場合が昼間ピーク負荷時における消費電力量が最も多いことが分かる。昼間ピーク負荷時における運転台数の差はガス式冷温水機の差であり、昼間の電気式冷温水機の運転台数は同じであることを考慮すると、流量を削減して還り温度を規定温度近くまで確保している α の場合は、負荷集約による熱源機負荷率上昇によって消費電力量が大きくなっているためである。また、 x 要素の温度緩和を行う場合(青色線、赤色線、緑色線)が α 、 β 、 γ のいずれの場合においても最も消費電力量を抑えられていることが分かる。これは温水出口温度が 2°C 降下することにより、本体効率が向上したことによる。冷水については α 、 β 、 γ で目立った差は見られない。表5.44および表5.47より、18分類の中で最も消費電力量が小さいのは、冷水の場合は $-xy$ と $-y$ が付されている分類であり基準 β -(base)に対して6%削減、温水の場合は $\gamma-x$ 、 $\gamma-xy$ であり、基準 β -(base)に対して4%削減できることが分かる。

次に、図5.100、図5.101、図5.102に温水製造時のガス式熱源機の消費ガス量の計算結果を示す。冬期の冷水供給においてはガス式熱源機を使用しない。ガス式冷温水機は、運転順位としては最も下位であるため、運転台数を少なく抑えるほど運転時間を削減することができる。よって要求流量を削減できている α の場合は消費ガス量が0となる。表5.45および表5.48より、18分類の中で最も消費ガス量が小さいのは、需要家特性 α の場合でありガス式冷温水機の増段不要となった。

5.6.7 プラント全体の省エネルギー効果

表 5.46 および表 5.49 に，冷水製造と温水製造それぞれにおけるプラント全体の消費エネルギー量の原油換算値を示す．より厳密には，プラント全体の原油換算消費エネルギー量を冷水製造による消費分と温水製造による消費分の 2 つに分配しているということである．これらの値に含まれる消費エネルギーは，電気式熱源機の消費電力量，搬送系ポンプの消費電力量，非搬送系ポンプの消費電力量，冷却塔の消費電力量，そしてガス式熱源機の消費ガス量の計 5 つである．表 5.46 より，冬期の冷水供給においては需要家特性 α , β , γ にかかわらず，温度および圧力条件の両方を緩和した $-xy$ の分類が最も省エネルギー効果が大きい結果となり，基準 β -(base) に対して 13 %削減となる．また，表 5.49 より，冬期の温水供給においては α - xy の場合が最も省エネルギー効果が大きい結果となり，基準 β -(base) に対して 6 %削減となることが分かる．

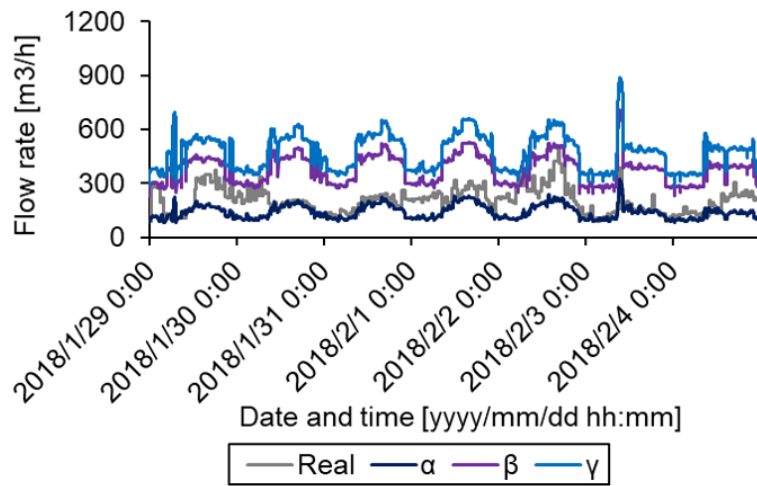


図 5.72: 需要家特性 3 分類の冷水要求流量

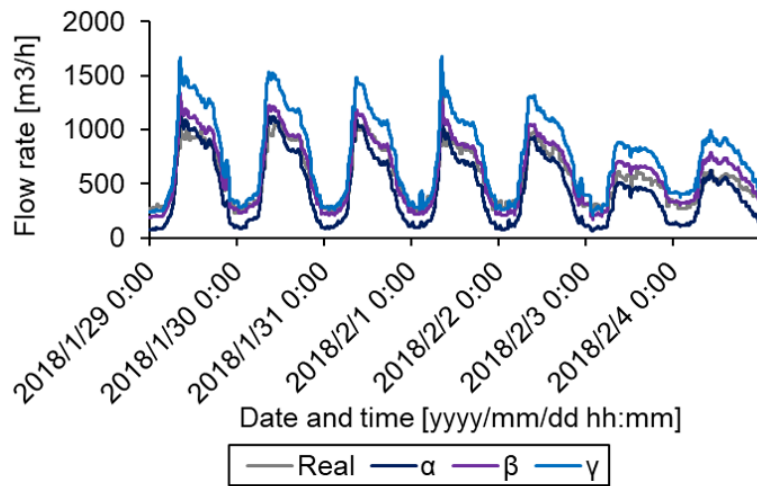


図 5.73: 需要家特性 3 分類の温水要求流量

表 5.36: 需要家特性 3 分類の要求流量 (冬期代表 1 週間)

需要家特性	α	β	γ	(実測値)
冷水	23,968 (38)	63,787 (100)	79,734 (125)	34,597 (54)
温水	76,163 (74)	102,947 (100)	128,683 (125)	95,838 (93)

(上段 : 流量 [m³], 下段 : β を 100 とした相対値)

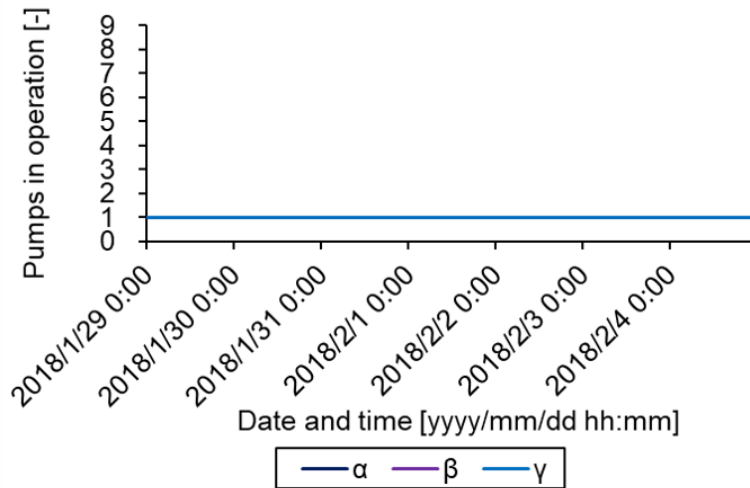


図 5.74: 需要家特性 3 分類の冷水搬送系ポンプ運転台数

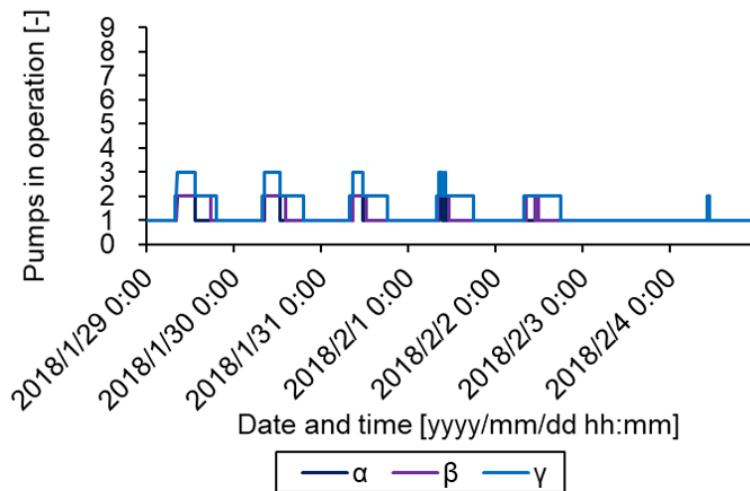


図 5.75: 需要家特性 3 分類の温水搬送系ポンプ運転台数

表 5.37: 需要家特性 3 分類の搬送系ポンプ合計運転時間 (冬期代表 1 週間)

需要家特性	α	β	γ
冷水ポンプ (電気式冷温水機用)	10,080	10,080	10,080
冷水ポンプ (放熱用熱交換器用)	0	0	0
冷水ポンプ (ガス吸収式冷温水機用)	0	0	0
温水ポンプ (電気式冷温水機用)	10,080	10,080	10,080
温水ポンプ (放熱用熱交換器用)	811	1,563	3,256
温水ポンプ (ガス吸収式冷温水機用)	0	1	817

(運転時間 [min])

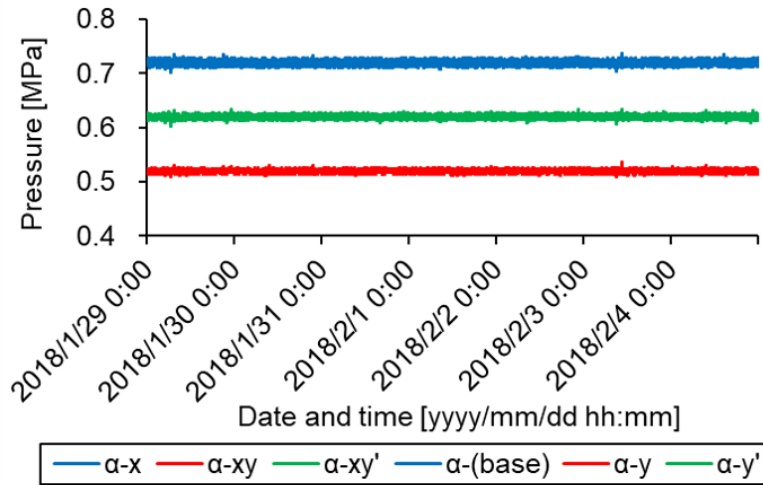


図 5.76: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の冷水行き圧力

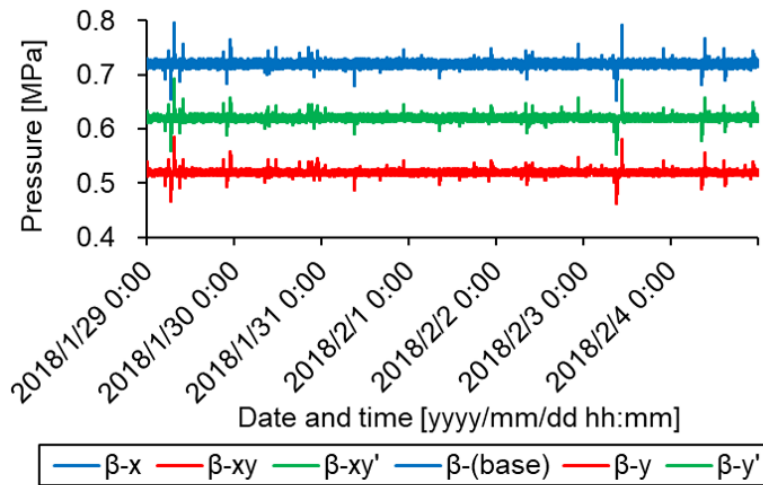


図 5.77: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の冷水行き圧力

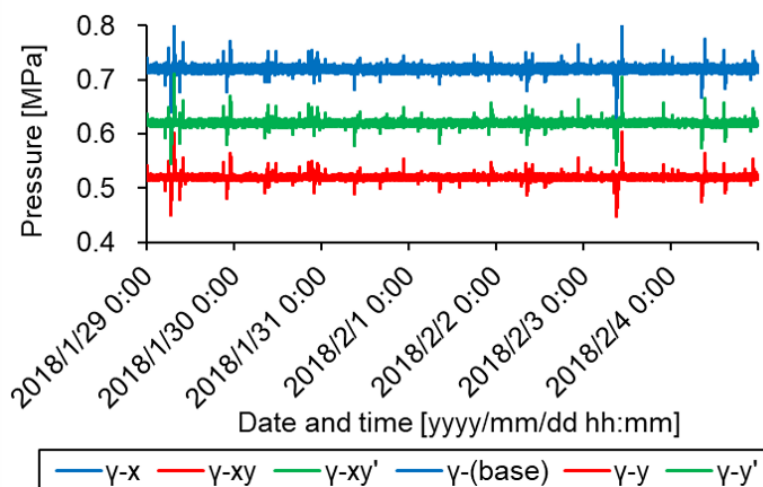


図 5.78: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の冷水行き圧力

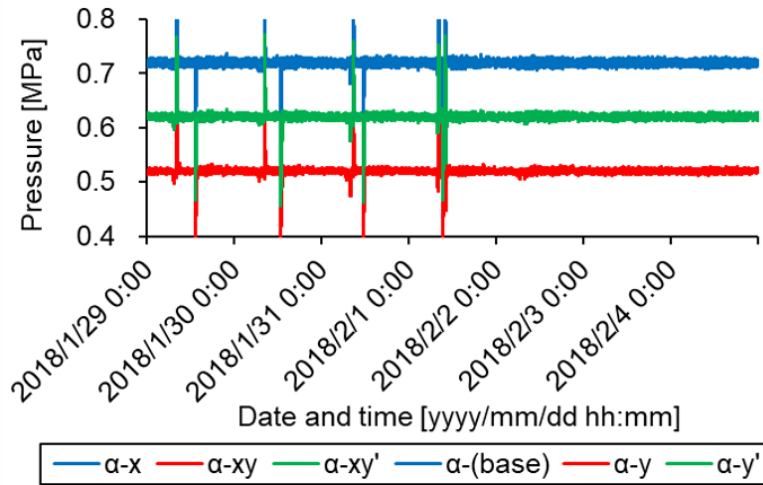


図 5.79: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の温水行き圧力

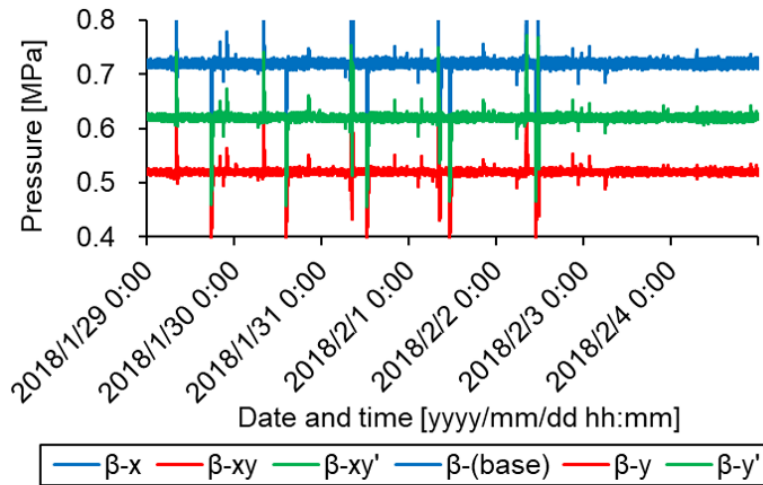


図 5.80: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の温水行き圧力

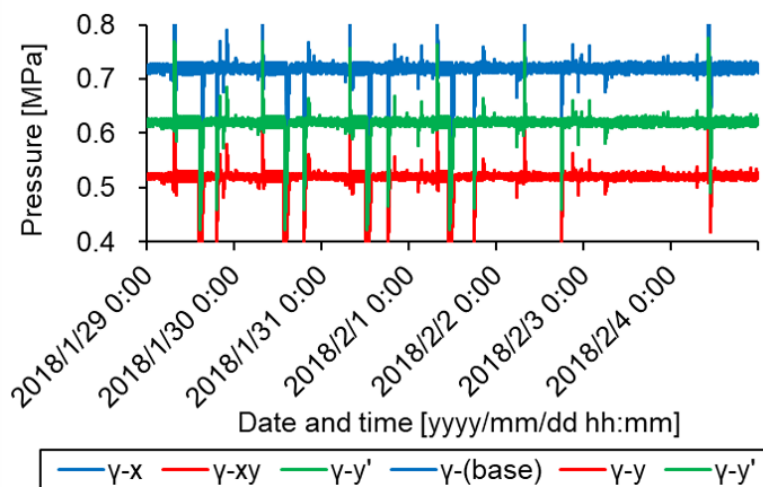


図 5.81: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の温水行き圧力

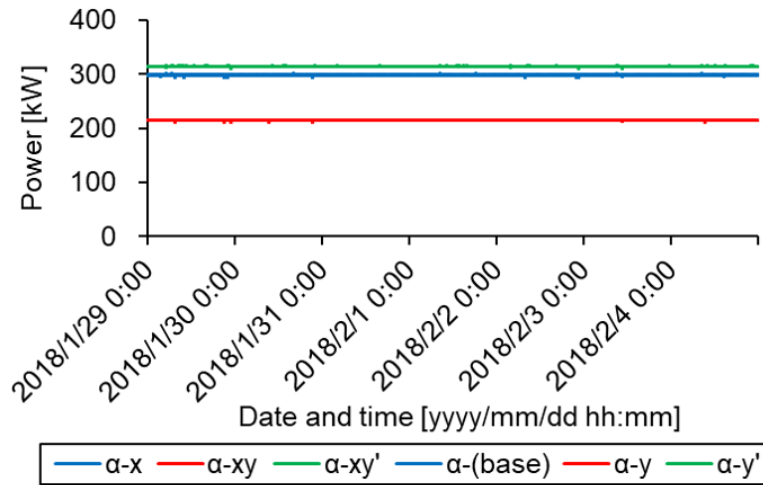


図 5.82: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の冷水搬送系ポンプ動力

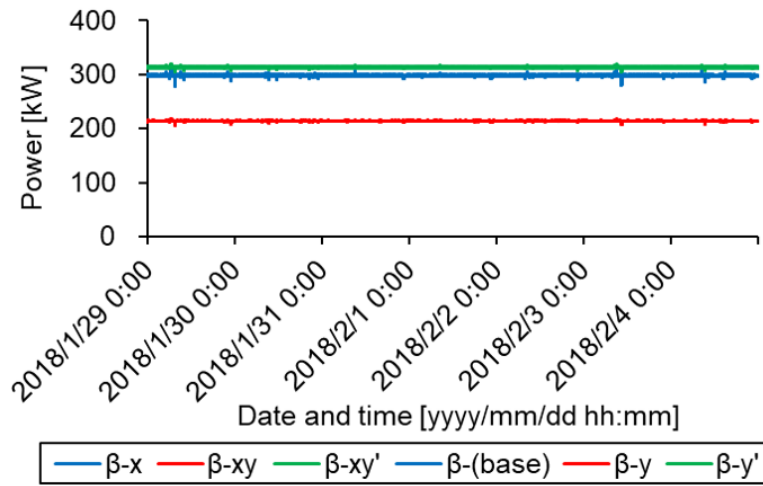


図 5.83: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の冷水搬送系ポンプ動力

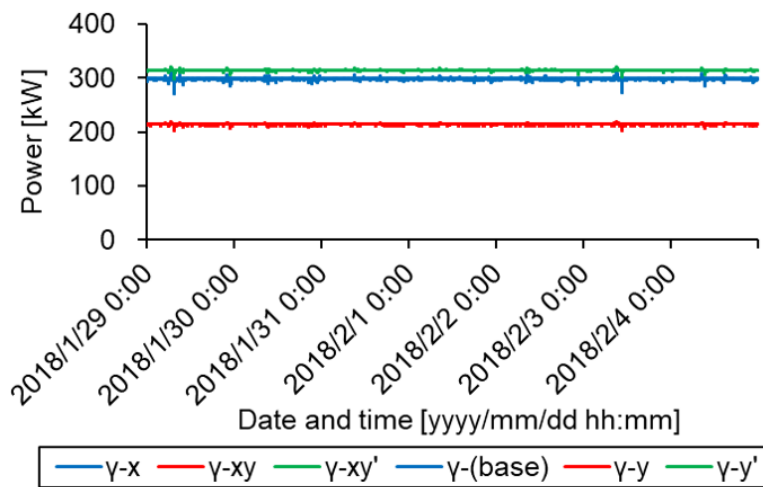


図 5.84: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の冷水搬送系ポンプ動力

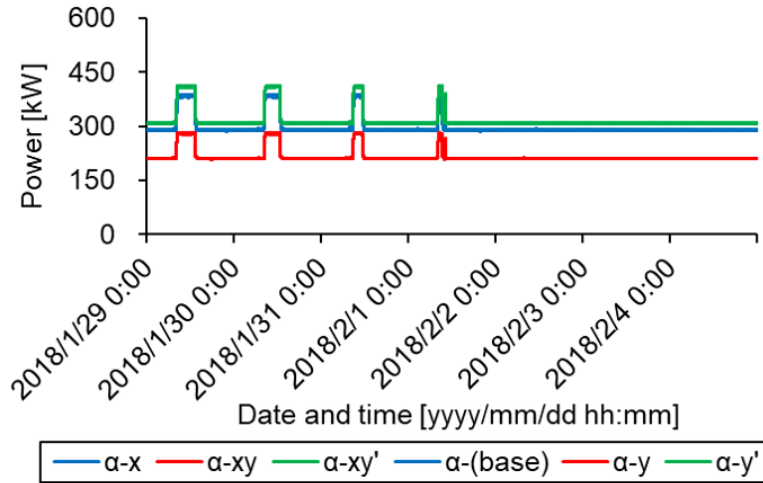


図 5.85: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の温水搬送系ポンプ動力

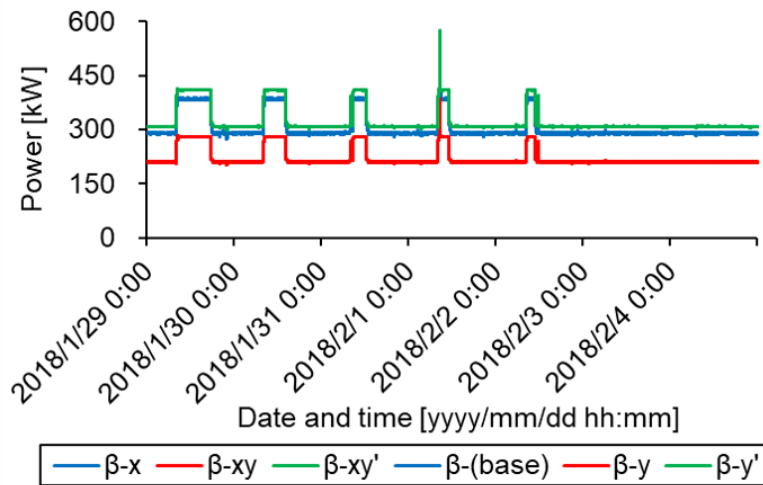


図 5.86: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の温水搬送系ポンプ動力

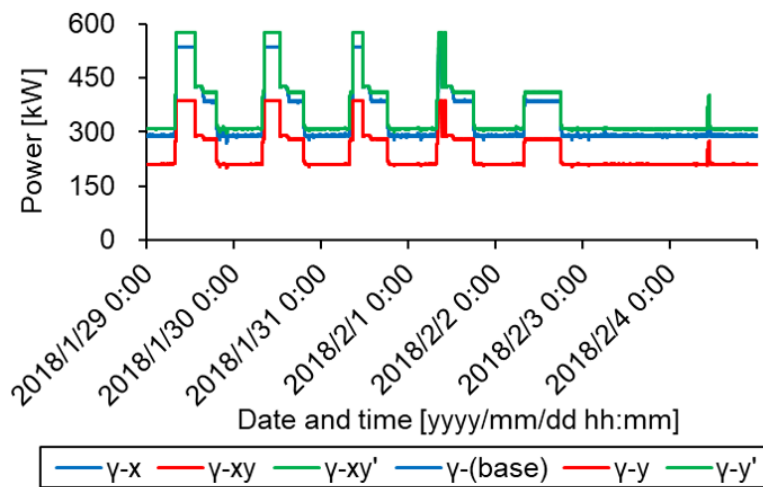


図 5.87: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の温水搬送系ポンプ動力

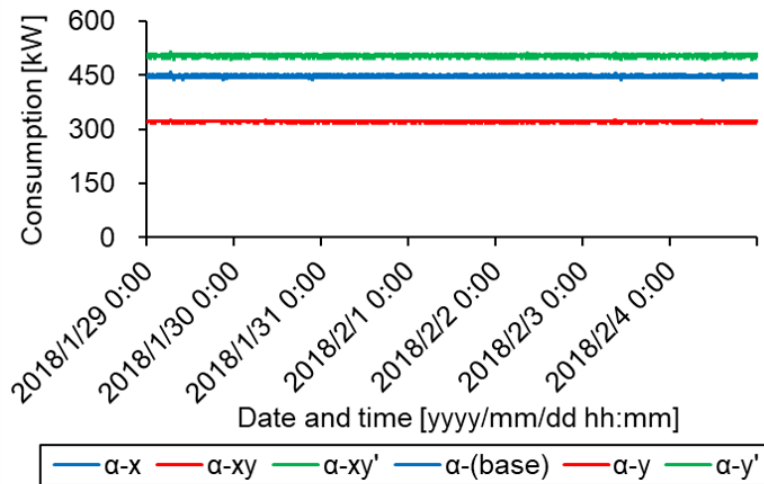


図 5.88: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の冷水搬送系ポンプ消費電力

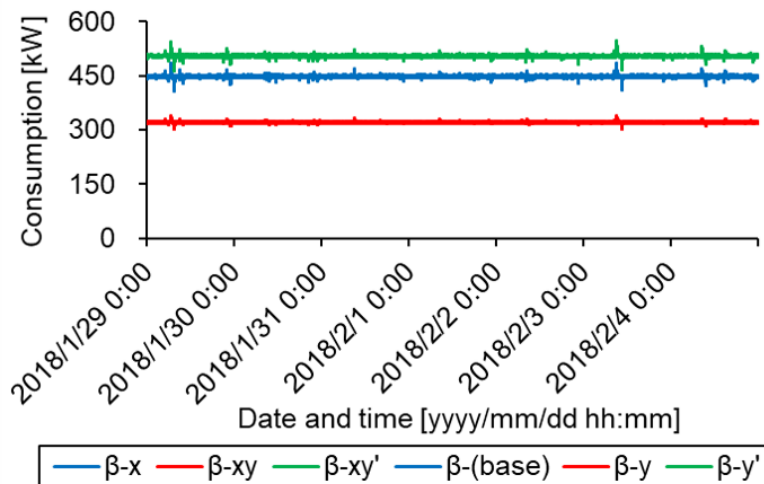


図 5.89: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の冷水搬送系ポンプ消費電力

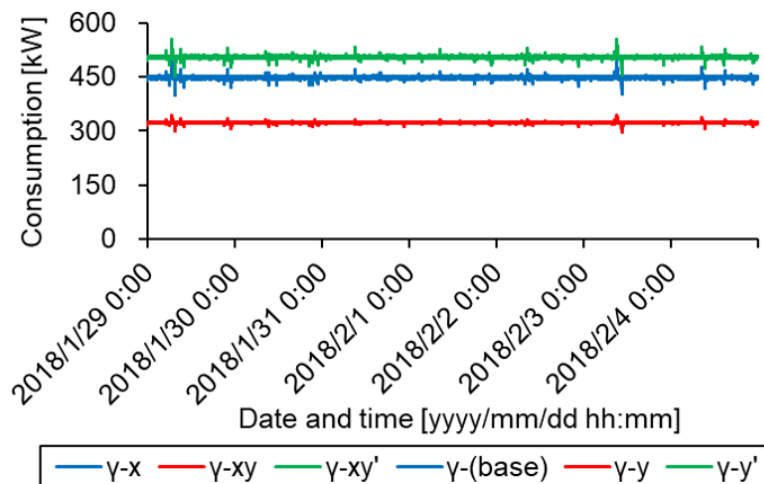


図 5.90: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の冷水搬送系ポンプ消費電力

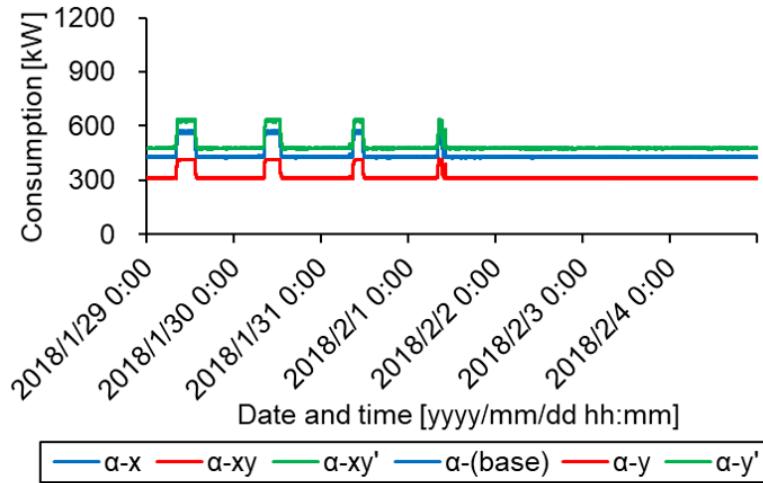


図 5.91: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の温水搬送系ポンプ消費電力

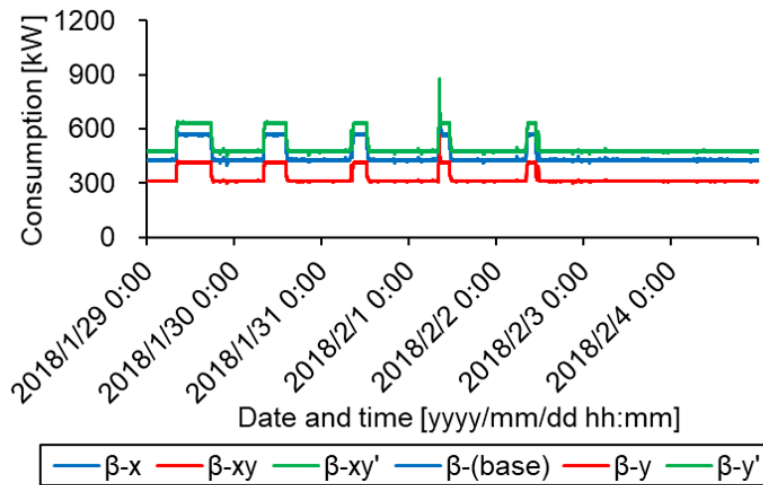


図 5.92: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の温水搬送系ポンプ消費電力

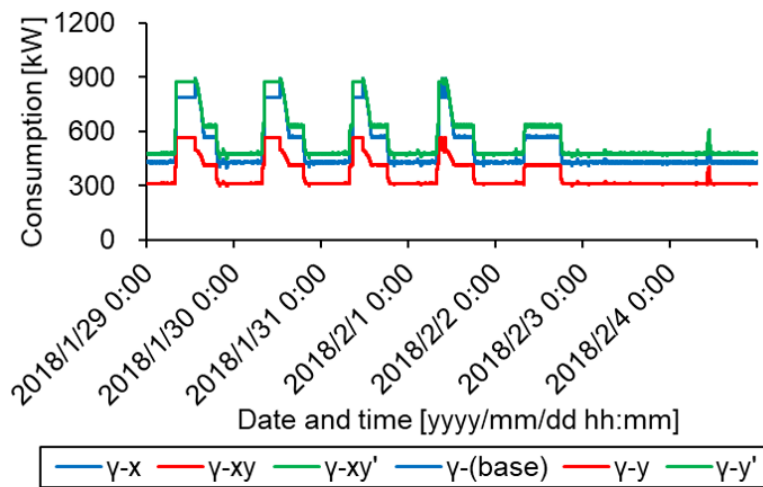


図 5.93: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の温水搬送系ポンプ消費電力

表 5.38: 需給連携 18 分類の冷水搬送系ポンプ動力 (冬期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	50,123 (100)	36,004 (72)	52,787 (105)	50,123 (100)	36,004 (72)	52,787 (105)
需要家特性 β	50,122 (100)	36,004 (72)	52,784 (105)	50,122 (100)	36,004 (72)	52,784 (105)
需要家特性 γ	50,123 (100)	36,002 (72)	52,785 (105)	50,123 (100)	36,002 (72)	52,785 (105)

(上段 : 動力 [kWh], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.39: 需給連携 18 分類の冷水搬送系ポンプ消費電力 (冬期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	75,193 (100)	54,114 (72)	84,713 (113)	75,193 (100)	54,114 (72)	84,713 (113)
需要家特性 β	75,196 (100)	54,118 (72)	84,708 (113)	75,196 (100)	54,118 (72)	84,708 (113)
需要家特性 γ	75,205 (100)	54,118 (72)	84,722 (113)	75,205 (100)	54,118 (72)	84,722 (113)

(上段 : 消費電力 [kWh], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.40: 需給連携 18 分類の冷水非搬送系ポンプ消費電力 (冬期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	52,920 (100)	52,920 (100)	52,920 (100)	52,920 (100)	52,920 (100)	52,920 (100)
需要家特性 β	52,920 (100)	52,920 (100)	52,920 (100)	52,920 (100)	52,920 (100)	52,920 (100)
需要家特性 γ	52,920 (100)	52,920 (100)	52,920 (100)	52,920 (100)	52,920 (100)	52,920 (100)

(上段 : 消費電力 [kWh], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.41: 需給連携 18 分類の温水搬送系ポンプ動力 (冬期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	49,942 (98)	36,253 (71)	53,144 (104)	49,942 (98)	36,253 (71)	53,144 (104)
需要家特性 β	51,142 (100)	37,125 (73)	54,416 (106)	51,142 (100)	37,125 (73)	54,416 (106)
需要家特性 γ	56,235 (110)	40,607 (79)	59,665 (117)	56,235 (110)	40,607 (79)	59,665 (117)

(上段 : 動力 [kWh], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.42: 需給連携 18 分類の温水搬送系ポンプ消費電力 (冬期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	73,928 (98)	53,720 (71)	82,259 (109)	73,928 (98)	53,720 (71)	82,259 (109)
需要家特性 β	75,720 (100)	55,016 (73)	84,216 (111)	75,720 (100)	55,016 (73)	84,216 (111)
需要家特性 γ	84,685 (112)	60,514 (80)	93,370 (123)	84,685 (112)	60,514 (80)	93,370 (123)

(上段 : 消費電力 [kWh], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.43: 需給連携 18 分類の温水非搬送系ポンプ消費電力 (冬期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	62,684 (96)	62,684 (96)	62,684 (96)	62,684 (96)	62,684 (96)	62,684 (96)
需要家特性 β	65,374 (100)	65,374 (100)	65,374 (100)	65,374 (100)	65,374 (100)	65,374 (100)
需要家特性 γ	67,490 (103)	67,490 (103)	67,490 (103)	67,490 (103)	67,490 (103)	67,490 (103)

(上段 : 消費電力 [kWh], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

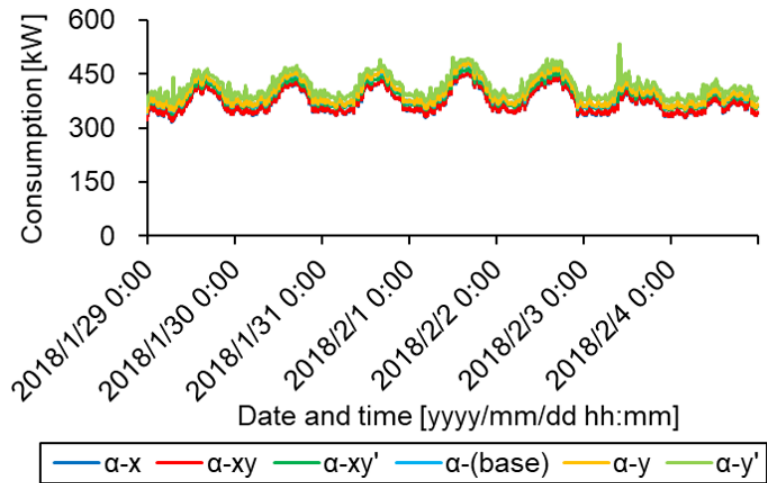


図 5.94: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の冷水製造熱源機消費電力

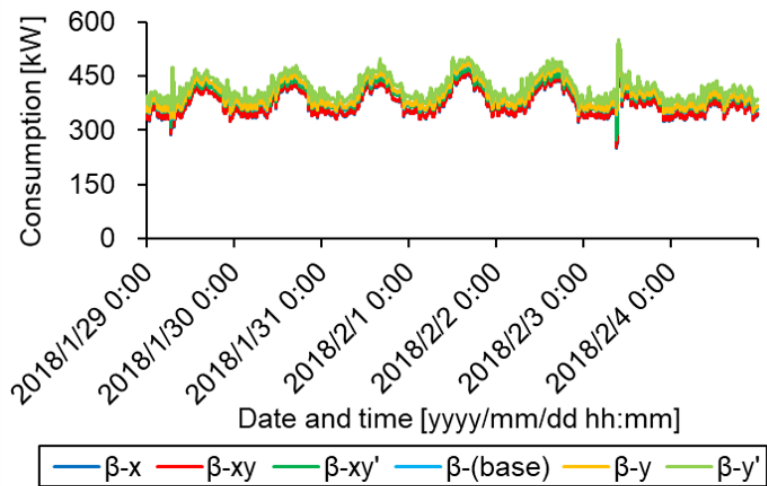


図 5.95: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の冷水製造熱源機消費電力

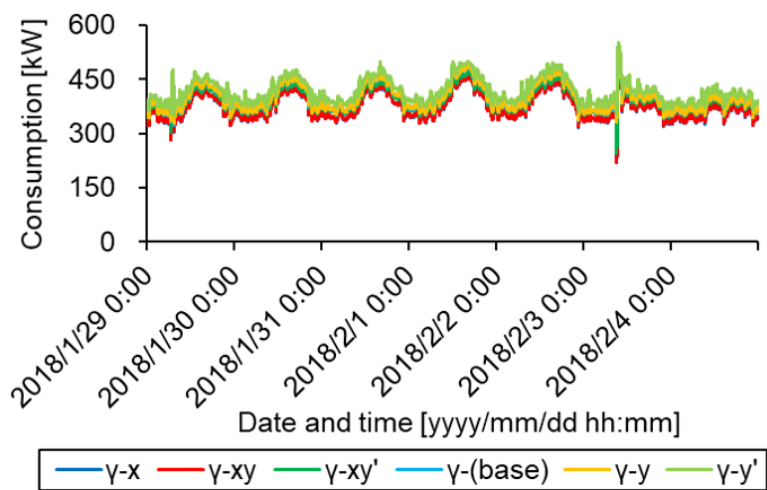


図 5.96: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の冷水製造熱源機消費電力

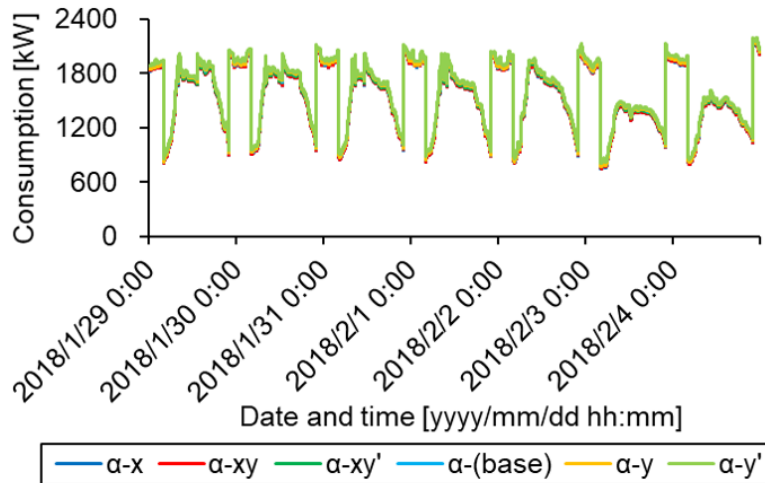


図 5.97: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の温水製造熱源機消費電力

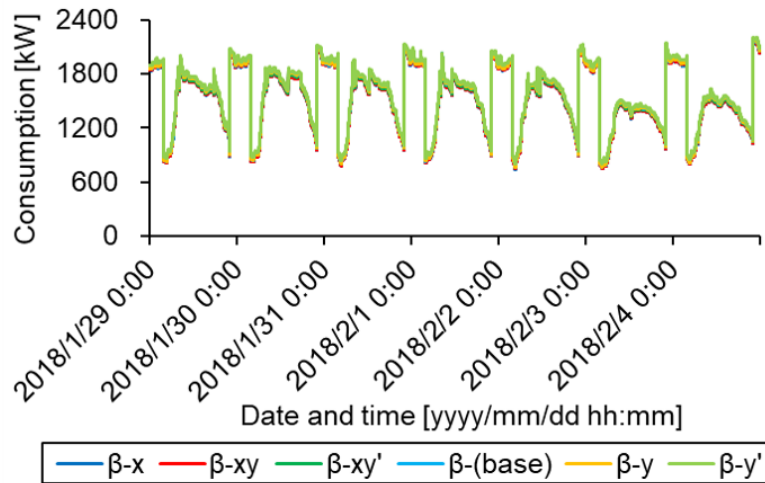


図 5.98: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の温水製造熱源機消費電力

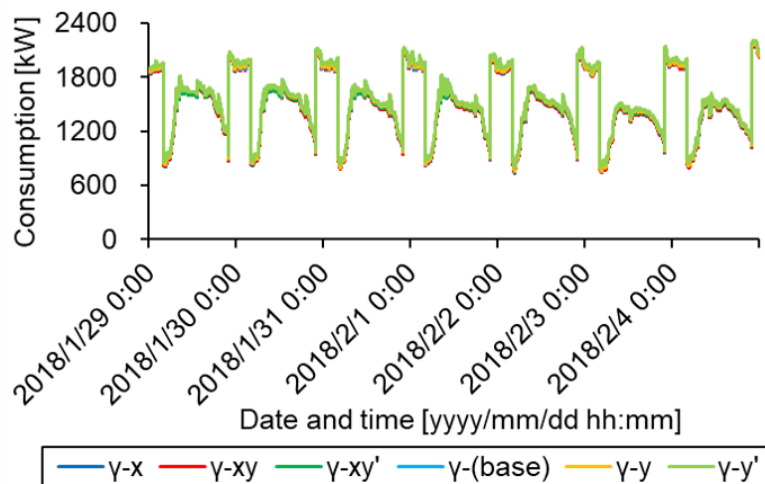


図 5.99: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の温水製造熱源機消費電力

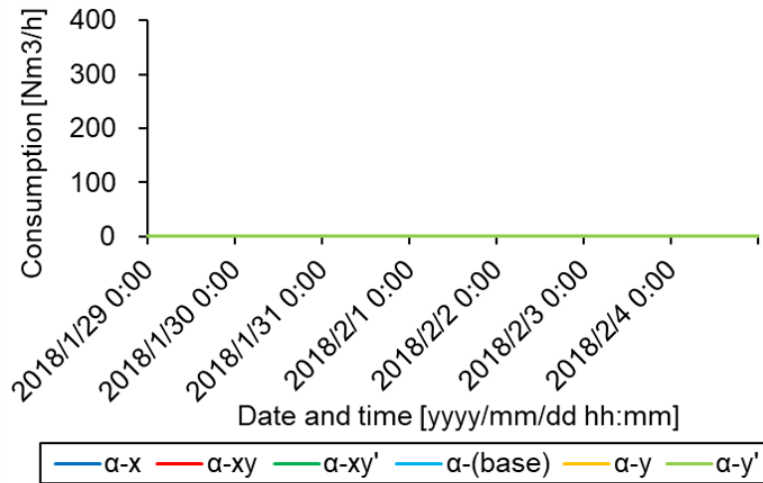


図 5.100: 需要家特性 α の場合における供給条件 6 分類の温水製造熱源機消費ガス

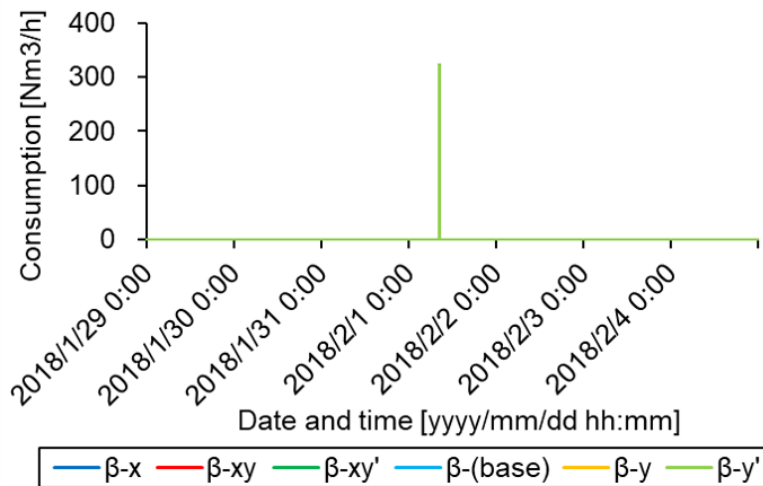


図 5.101: 需要家特性 β の場合における供給条件 6 分類の温水製造熱源機消費ガス

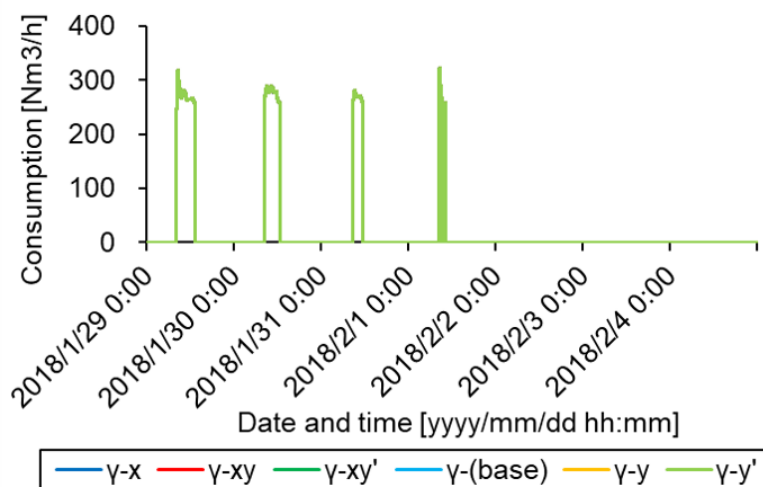


図 5.102: 需要家特性 γ の場合における供給条件 6 分類の温水製造熱源機消費ガス

表 5.44: 需給連携 18 分類の冷水製造熱源機消費電力 (冬期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	63,065 (94)	63,189 (94)	65,857 (98)	67,153 (100)	67,284 (100)	70,113 (104)
需要家特性 β	63,156 (94)	63,281 (94)	65,943 (98)	67,262 (100)	67,394 (100)	70,215 (104)
需要家特性 γ	63,158 (94)	63,280 (94)	65,946 (98)	67,268 (100)	67,397 (100)	70,222 (104)

(上段 : 消費電力 [kWh], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.45: 需給連携 18 分類の冷水製造熱源機消費ガス (冬期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)
需要家特性 β	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)
需要家特性 γ	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)

(上段 : 消費ガス [Nm³], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.46: 需給連携 18 分類の冷水製造原油換算消費エネルギー (冬期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	48.2 (98)	42.9 (87)	51.3 (104)	49.2 (100)	43.9 (89)	52.4 (106)
需要家特性 β	48.2 (98)	42.9 (87)	51.3 (104)	49.2 (100)	44.0 (89)	52.4 (106)
需要家特性 γ	48.2 (98)	42.9 (87)	51.3 (104)	49.2 (100)	44.0 (89)	52.4 (106)

(上段 : 原油換算値 [kL], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.47: 需給連携 18 分類の温水製造熱源機消費電力 (冬期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	262,639 (99)	262,800 (99)	266,353 (101)	267,577 (101)	267,741 (101)	271,374 (103)
需要家特性 β	259,343 (98)	259,506 (98)	263,056 (100)	264,206 (100)	264,373 (100)	268,002 (101)
需要家特性 γ	252,646 (96)	252,662 (96)	256,023 (97)	257,356 (97)	257,372 (97)	260,808 (99)

(上段 : 消費電力 [kWh], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.48: 需給連携 18 分類の温水製造熱源機消費ガス (冬期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)
需要家特性 β	5 (100)	5 (100)	5 (100)	5 (100)	5 (100)	5 (100)
需要家特性 γ	3,730 (69667)	3,730 (69667)	3,730 (69667)	3,730 (69667)	3,730 (69667)	3,730 (69667)

(上段 : 消費ガス [Nm³], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.49: 需給連携 18 分類の温水製造原油換算消費エネルギー (冬期代表 1 週間)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	100.6 (99)	95.6 (94)	103.6 (101)	101.9 (100)	96.8 (95)	104.9 (103)
需要家特性 β	100.9 (99)	95.7 (94)	104.0 (102)	102.1 (100)	97.0 (95)	105.2 (103)
需要家特性 γ	106.3 (104)	100.3 (98)	109.4 (107)	107.5 (105)	101.4 (99)	110.6 (108)

(上段 : 原油換算値 [kL], 下段 : β -(base) を 100 とした相対値)

5.7 省エネルギー効果の年間試算

5.7.1 代表1週間から1年間への変換方法

前節で求めた3季節(夏期, 中間期, 冬期)の代表1週間における省エネルギー効果を用いて, 1年間の省エネルギー効果を試算する. 図5.103に, 対象システムにおける消費電力量および消費ガス量の2017年度実績値を示す. 消費電力量はプラント受電設備において計測した値, 消費ガス量はガス吸収式熱源機毎に計測した値を合計している. 消費電力量にはプラント内照明や空調設備も含まれている. 図5.103より, 実際の年間消費電力量は22,072 MWh, 年間消費ガス量は135.7千Nm³であり, 1週間の値を定数倍して1年間の値と見なす際にはこの実績値から著しく乖離しない必要がある. 本研究では, 表5.50に示した換算定数を用いて代表1週間の値を1年間の値へ変換することとする. 冷水については, 夏期代表1週間13週分, 中間期代表1週間26週分, 冬期代表1週間13週分により1年間が構成されることを意味している. 温水については, 夏期代表1週間26週分, 中間期代表1週間13週分, 冬期代表1週間13週分により1年間が構成されることを仮定している. これは, 対象システムに特徴的な夏期の温熱極小負荷が, 毎年5月初めから10月末まで継続するという実績を考慮しているためである.

5.7.2 省エネルギー効果の年間試算

表5.51に, 熱源機およびポンプ消費電力量の年間試算値, 表5.52に, 熱源機消費ガス量の年間試算値, 表5.53に, 原油換算消費エネルギー量の年間試算値の結果を示す. いずれも冷温水を合算したプラント全体の1年間の値となっている. まず, 表5.51より, 熱源機およびポンプ消費電力量の削減効果が最も大きい分類は α -xyであり, 年間25,473 MWhという試算である. これは, 基準 β -(base)の年間29,724 kWhに対して86%の値となっている. 図5.103の実績値において, 実際の年間消費電力量が22,072 MWhであることを考慮すると, 表5.51の値はオーダーの小さい冷却塔消費電力量や照明, 空調設備が含まれていないが著しく乖離しておらず, 妥当な値であると判断できる. 実績値よりも数割程度の過大試算となる要因としては, 表5.50における変換定数の設定値や, 代表1週間の熱負荷が実際の季節平均負荷よりも大きいことが考えられる. 次に, 表5.52より, 熱源機消費ガス量の削減効果が最も大きい分類は α -xであり, 年間104.8千Nm³という試算である. α -xyの場合は年間105.0千Nm³と殆ど変わらず, いずれも基準 β -(base)の年間274.0千Nm³に対して38%の値となっている. 最後に, 表5.53より, 原油換算消費エネルギー量の削減効果が最も大きい分類は α -xyであり, 年間6,556 kLという試算である. これは, 基準 β -(base)の年間7,848 kLに対して84%の値となっている. したがって, 年間の省エネルギー効果は基準に対して16%であると言える(この16%の内訳は,

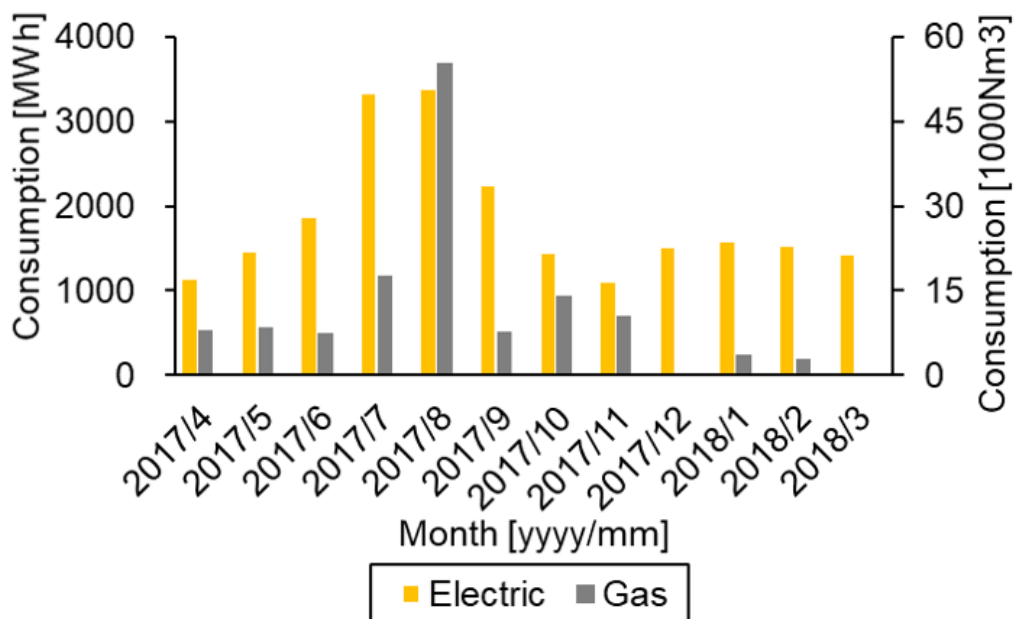


図 5.103: 対象プラントにおける消費電力量および消費ガス量 (2017 年度実績値)

表 5.50: 3 季節代表 1 週間から年間試算への変換定数 (相当週間)

媒体	冷水	温水
夏期代表 1 週間	13	26
中間期代表 1 週間	26	13
冬期代表 1 週間	13	13

基準 β -(base) から α -(base) の状態になるための要求流量削減による効果が 8 % 分, そして α -(base) から α -xy の状態になるための供給条件緩和による効果が 8 % 分であると 2 段階に捉えることができる).

表 5.51: 需給連携 18 分類の熱源機およびポンプ消費電力量 (冷温合算年間試算)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	27,401 (92)	25,473 (86)	28,561 (96)	28,093 (95)	26,165 (88)	29,266 (98)
需要家特性 β	29,019 (98)	26,856 (90)	30,236 (102)	29,724 (100)	27,562 (93)	30,954 (104)
需要家特性 γ	30,415 (102)	27,993 (94)	31,711 (107)	31,109 (105)	28,688 (97)	32,418 (109)

(上段：消費電力量 [MWh], 下段： β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.52: 需給連携 18 分類の熱源機消費ガス量 (冷温合算年間試算)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	104.8 (38)	105.0 (38)	112.6 (41)	106.9 (39)	107.1 (39)	114.8 (42)
需要家特性 β	265.4 (97)	265.9 (97)	276.9 (101)	274.0 (100)	274.5 (100)	285.8 (104)
需要家特性 γ	587.0 (214)	587.5 (214)	604.7 (221)	606.8 (221)	607.3 (222)	624.9 (228)

(上段：消費ガス量 [千 Nm³], 下段： β -(base) を 100 とした相対値)

表 5.53: 需給連携 18 分類の原油換算消費エネルギー量 (冷温合算年間試算)

供給条件	$-x$	$-xy$	$-xy'$	-(base)	$-y$	$-y'$
需要家特性 α	7,042 (90)	6,556 (84)	7,343 (94)	7,219 (92)	6,733 (86)	7,523 (96)
需要家特性 β	7,660 (98)	7,116 (91)	7,980 (102)	7,848 (100)	7,304 (93)	8,171 (104)
需要家特性 γ	8,424 (107)	7,814 (100)	8,771 (112)	8,622 (110)	8,012 (102)	8,973 (114)

(上段：原油換算値 [kL], 下段： β -(base) を 100 とした相対値)

5.8 省エネルギー効果の経済的便益

5.8.1 地域冷暖房システムの料金体系について

一般的に、地域熱供給事業においてプラント側である熱供給事業者は、熱需要者である需要家に対して使用熱量(熱負荷)を根拠に熱料金を請求する熱量課金制を採用している。対象システムにおいても実際に熱量課金制が採用されている。表 5.54 に、プラント側の収入となる熱料金単価の一例、表 5.55 に、表 5.1 および表 5.54 に基づいて計算したプラント側の年間販売熱料金を示す。前節までで比較してきた需給連携 18 分類は、いずれも入力条件である各需要家熱負荷に全く同じ値を与えているため、熱量課金制に基づいて熱料金を計算すると 18 分類全て同じ金額となる。よって、表 5.55 の値は 18 分類全てに共通して用いることができる。表 5.55 より、プラント側の熱料金収入は年間 14 億 8124.6 万円であり、うち 11 億 5666.4 万円が冷水供給、3 億 2458.2 万円が温水供給によるものである。冷温水の熱料金収入比率は 78 : 22 となり、冷熱負荷への依存度が高いと言える。

5.8.2 省エネルギー効果によるプラント側の経済性

表 5.56 に、プラント側の支出となる電力およびガス料金単価の一例、表 5.57 に、表 5.56 に基づいて計算したプラント側の年間ランニングコストを示す。契約電力は 10 MW とした。ここでのランニングコストとは、冷温水を製造し供給するために必要な電力およびガス料金のみを指し、熱源機、ポンプ、冷却塔の 3 つが該当する。プラント内照明と空調設備は含まれていない。表 5.56 に示した代表単価は、九州電力の産業用電力 A (20000V) プランおよび西部ガスの大口ガス (100 万 m³ 以上) プランの値を記載してある。表 5.57 より、基準 β -(base) の場合のランニングコストは年間 5 億 7689.1 万円であるのに対し、前節で明らかとなった最も省エネルギー効果の大きい α - xy の場合は年間 5 億 1908.3 万円と年間 5780.8 万円のコスト削減が見込まれることが分かる。また、中間に位置する α -(base) の場合が年間 5 億 4795.8 万円であることから、基準 β -(base) から α -(base) へ要求流量が減少することで年間 2893.3 万円、 α -(base) から α - xy へ温度および圧力条件を緩和することでさらに年間 2887.5 万円のランニングコスト削減に繋がると考えることができる。

5.8.3 流量割引制度の導入による需要家への還元性

いま、前小節で求めた省コスト効果のうち半額をプラント側の利益として確保し、残り半額を需要家へ還元することを考える。最も省コスト効果の大きい α - xy の場合、プラント側の年間支出は基準 β -(base) と比較して 5780.9 万円削減となるため、この半額分である 2890.4 万円を需要家への還元対象とする。これは、表 5.55 における年間販売熱料金 14 億 8124.6 万円の 1.95 % に相当するため、熱料金に対する還元率は 1.95 % と言える。本

研究では、需要家への還元方法として流量割引制度を導入することとする。ここで定義する流量割引制度とは、従来の熱量課金制に加えて流量実績を加味する料金体系を指し、基準流量(今回は β -(base) の場合とする)に対して削減した流量分に応じて熱料金を割り引く料金体系である。簡潔化のため、冷温水ともに流量 1 m^3 あたりの割引額を同額に設定する。表 5.58 より、需要家特性 α および β の場合における年間要求流量の差は $4,203 \text{ 千 m}^3$ である。いま還元対象としている 2890.4 万円 を $4,203 \text{ 千 m}^3$ で除すると、流量 1 m^3 毎に 6.88 円 還元となる計算結果になる。つまり、需要家が受入熱交換器 1 次側流量を 1 m^3 削減する毎に熱料金から 6.88 円 を割り引くということである。この 6.88 円/m^3 という値は、 α - xy と β -(base) の 2 つの場合のみを比較して求めた還元性であり、全 20 件の需要家が特性曲線 β に従うという仮定の下で計算しているため目安値として捉える必要がある。

5.8.4 需給連携管理の実現に向けた採算性

前小節まで述べてきたプラント側の年間 5780.9 万円 の省コスト効果、および 6.88 円/m^3 の利益還元を実際のシステムで実現させるためには、基準 β -(base) の場合から理想的な運用状態である α - xy への移行が求められる。具体的には、需要家建物の受入熱交換器 1 次側および 2 次側流量を適切に管理するシステムを導入して需要家特性を β から α へ改善し、供給約款変更による冷温水供給温度および圧力条件の緩和、さらにプラント側の搬送系ポンプ変流量化が必要である。これらの課題を達成するための初期投資額として、プラント側の工事費を $N \text{ 億円}$ 、需要家建物の工事費を 1 件あたり $M \text{ 億円}$ として、需給連携管理に向けた工事の採算性を検討する。なお、供給温度および圧力条件を緩和するための供給約款変更手続きには人件費等の追加費用を要しないものとする。

まず、需要家側の年間コストメリットを試算する。全 20 件の需要家建物に 1 件あたり 1 日平均 2 人の運転管理人員が常駐していると仮定する。この人件費を 1 人あたり 1 日 2 万円と仮定すると、需要家建物の運転管理に関する人件費は 1 件あたり 1 日 4 万円となり、年間 1460 万円 に相当する。一方で、需要家への年間還元額 2890.4 万円 を 1 件あたりに換算すると、年間 144.5 万円 となる。需給連携管理により需要家側の運転管理を無人化し、プラント側で需要家建物の流量を適切に管理することを想定すると、需要家側のコストメリットは年間 0.16 億円 となる。次に、プラント側の年間コストメリットを試算する。プラント側の省エネルギー効果による利益は年間 5780.8 万円 であるが、その半額分を需要家へ還元するため残り半額分の 2890.4 万円 が手元の利益となる。需給連携管理により無人運転となった全 20 件の需要家建物の運転管理は、プラント側で一元管理するため追加の人件費等は計上しないこととする。よって、プラント側のコストメリットは年間 0.29 億円 となる。以上より、プラント側の単純回収年 P は

$$P = \frac{N}{0.29} \quad (5.29)$$

需要家側の単純回収年 Q は

$$Q = \frac{M}{0.16} \quad (5.30)$$

という式で書き表すことができる。プラント側では中央監視室の制御盤工事と機械室の搬送系ポンプ更新工事が発生するとして $N = 5$ 億円，需要家側では機械室の制御盤工事と計測機器取付工事が発生するとして $M = 1$ 億円を代入すると，プラント側の単純回収年は $P = 17.2$ 年，需要家側の単純回収年は $Q = 6.3$ 年となる。

両者の単純回収年を等しくするためには，

$$N = 1.81M \quad (5.31)$$

を満たすようにプラント側の工事費を抑える必要があるが，搬送系ポンプを全て変流量化する工事は非常に高コストであるため難しい。そこで，需給連携管理の一つのビジネスモデルとして，プラント側が需要家側から運転管理報酬を受け取るモデルを想定する。これにより，需要家側の年間コストメリットは減額するが，プラント側の年間コストメリットは増額するため，単純回収年 P ， Q を同程度とすることが容易となる。需要家 1 件あたりの運転管理報酬を年間 K 億円とおくと，プラント側の単純回収年 P は

$$P = \frac{N}{0.29 + 20K} \quad (5.32)$$

需要家側の単純回収年 Q は

$$Q = \frac{M}{0.16 - K} \quad (5.33)$$

という式で書き表すことができる。両者の単純回収年を等しくするためには，

$$N = \frac{0.29 + 20K}{0.16 - K} M \quad (5.34)$$

を満たせばよい。先程と同じく $N = 5$ 億円， $M = 1$ 億円を代入すると $K = 0.02$ 億円となり，運転管理報酬は需要家 1 件あたり年間 200 万円という計算結果になる。この時の単純回収年は $P = Q = 7.2$ 年である。これらの試算結果は，本研究で定義した α - xy と β -(base) の 2 つの場合のみを比較して求めた採算性であるため，実際の需給連携管理実現に向けた採算性検討時には，全 20 件の需要家特性を詳細に把握してコストメリットを精査する必要がある。

表 5.54: 地域冷暖房システムにおける熱料金体系の一例 (熱量課金制)

媒体	冷水	温水
熱基本料金	月額 370 円/(MJ/h)	月額 300 円/(MJ/h)
熱従量料金 (夏季)	3.5 円/MJ	3.0 円/MJ
熱従量料金 (その他季)	3.5 円/MJ	3.0 円/MJ

(供給地域により実際の料金単価は異なる)

表 5.55: 熱量課金制に基づいたプラント側の熱料金年間収入額 (全 20 需要家合計値)

媒体	冷水	温水
熱基本料金	663,780 (149.5 GJ/h)	241,200 (67 GJ/h)
熱従量料金 (夏季)	336,665 (96,190 GJ)	9.0 (3.0 GJ)
熱従量料金 (その他季)	156,219 (44,634 GJ)	83,373 (27,791 GJ)
年間熱料金	1,156,664 (140,824 GJ)	324,582 (27,794 GJ)
	1,481,246 (168,618 GJ)	

(上段：金額 [千円]，下段：契約熱量または熱負荷 (販売熱量))

表 5.56: 電力料金 (九州電力) およびガス料金 (西部ガス) 体系の一例

媒体	電力	ガス
電力基本料金	月額 1,936.00 円/kW	
電力従量料金 (夏季)	11.51 円/kWh	
電力従量料金 (その他季)	10.70 円/kWh	
ガス料金		58.4 円/Nm ³

(九州電力および西部ガスホームページを参考に作成)

表 5.57: 抜粋 3 分類におけるプラント側の電力料金およびガス料金年間支出額

分類	α -xy	α -(base)	β -(base)
電力基本料金	232,320 (10 MW)	232,320 (10 MW)	232,320 (10 MW)
電力従量料金 (夏季)	105,592 (9,174 MWh)	115,974 (10,076 MWh)	125,800 (10,930 MWh)
電力従量料金 (その他季)	175,041 (16,359 MWh)	193,424 (18,077 MWh)	202,768 (18,950 MWh)
年間電力料金	512,953 (25,533 MWh)	541,718 (28,153 MWh)	560,888 (29,880 MWh)
年間ガス料金	6,130 (105.0 10 ³ Nm ³)	6,240 (106.9 10 ³ Nm ³)	16,003 (274.0 10 ³ Nm ³)
年間電力料金+ガス料金	519,083	547,958	576,891

(上段 : 金額 [千円], 下段 : 契約電力または消費エネルギー量)

表 5.58: 需要家特性 3 分類における要求流量の年間相当値

需要家特性	α	β	γ
冷水流量 (夏季)	3,959 (80)	4,976 (100)	6,220 (125)
冷水流量 (その他季)	2,288 (45)	5,100 (100)	6,375 (125)
年間冷水流量	6,248 (62)	10,076 (100)	12,595 (125)
温水流量 (夏季)	0.6 (27)	2.0 (100)	2.5 (125)
温水流量 (その他季)	1,004 (73)	1,377 (100)	1,722 (125)
年間温水流量	1,004 (73)	1,379 (100)	1,724 (125)
年間冷水流量+温水流量	7,252 (63)	11,455 (100)	14,319 (125)

(上段 : 流量 [千 m³], 下段 : β を 100 とした相対値)

5.9 小括

本章では、第3章で開発した地域導管モデルおよび第4章で開発したプラントモデルを用いて、需給連携管理の有無による省エネルギー効果の違いについて論じた。1回あたりのシミュレーション計算所要時間の制約上、夏期、中間期、冬期それぞれの季節から代表的な1週間を取り上げ、各季節について冷水および温水のエネルギー計算を行い、年間の省エネルギー効果を試算した。まず、夏期の冷水については、利用温度差を確保して要求流量を削減することでプラント側の運転台数を削減することができ、さらに供給温度条件と供給圧力条件を緩和することで結果的にプラント側の消費エネルギー量を基準に対して20%削減できることが分かった。夏期の温水については、温熱負荷が極小であることから全18分類のシミュレーション全てにおいて運転台数は1台となったものの、供給圧力条件を緩和することで消費エネルギー量を基準に対して14%削減できることが分かった。次に、中間期の冷水については、夏期の冷水と同様に要求流量を削減することでプラント側の運転台数を削減することができ、供給温度条件と供給圧力条件を緩和することで結果的にプラント側の消費エネルギー量を基準に対して22%削減できることが分かった。中間期の温水については、夏期の温水と同様に全18分類のシミュレーション全てにおいて運転台数は1台となったものの、供給温度条件と供給圧力条件を緩和することで消費エネルギー量を基準に対して10%削減できることが分かった。最後に、冬期の冷水については、冷熱負荷が小さいことから全18分類のシミュレーション全てにおいて運転台数は1台となったものの、供給温度条件と供給圧力条件を緩和することで結果的にプラント側の消費エネルギー量を基準に対して13%削減できることが分かった。冬期の温水については、夏期の冷水と同様に要求流量を削減することでプラント側の運転台数を削減することができ、供給温度条件と供給圧力条件を緩和することで消費エネルギー量を基準に対して6%削減できることが分かった。以上より、プラント全体の省エネルギー効果としては、冷水供給は中間期、温水供給は夏期が最も削減率が大きい結果となった。但し、削減量の絶対値で比較すると、冷水供給は冷熱負荷の大きい夏期が1週間あたり43.7 kL削減、温水供給は温熱負荷の大きい冬期が1週間あたり6.5 kL削減となり最も大きい結果となる。これらの代表1週間の削減量をもとに年間試算を行うと、プラント全体で原油換算1,292 kL削減(削減率16%)となる。

第6章 総論

6.1 総括

本研究では、将来の地域冷暖房システム運用管理方法としての需給連携に注目し、熱供給事業者であるプラント側と熱需要者である需要家側が双方に連携して冷温水の利用温度差および流量を最適化する場合についての省エネルギー効果について論じた。まず第1章では研究背景、第2章では対象システムについて述べた。第3章では、地域冷暖房システムに関する既往研究において多くの場合モデル化の対象外とされてきた設備である地域導管に着目し、搬送系システムの大部分を占める地域導管モデルを開発した。地域導管を流れる冷温水を熱流体と見なして非定常計算を導入することで、熱損失推定と熱負荷応答時間遅れの再現が可能となった。第4章では、需要家モデルおよびプラントモデルを開発した。需要家モデルは需給連携管理の有無を再現して利用温度差および要求流量を需要家特性に応じて計算することが可能である。それらの温度情報および流量情報を第3章で開発した地域導管モデルに入力し、非定常計算後に出力された再度の温度情報をもとにプラントモデルにおいてエネルギー計算を行う。第5章では、第3章と第4章で開発した計3つのモデルを用いて各季節における需給連携管理による省エネルギー効果をシミュレーション計算した。本研究では18通りのケーススタディを用意し、需要家の利用温度差と要求流量の関係を示す熱需要特性による違いについて3通り、プラント側が供給温度条件を緩和するか否かについて2通り、供給圧力条件の設定値について3通りの総当たり検討とした。結果は、供給温度と供給圧力の両条件を緩和した上で需給連携により流量を適切に絞る場合が最も省エネルギー効果が高いことが分かった。特に、供給温度と供給圧力を変更する手続きは第1章で触れた熱供給事業法改正により緩和されており、さらなる省エネルギー化のためには需給連携が必須であると言える。但し、需給連携管理を実際のシステムで実現させるためには採算性という障壁があり、本研究では第5章の末尾において、需給連携管理の経済的便益と採算性について論じた。省エネルギー効果による経済的なメリットをプラント側と需要家側の双方で享受するための一案として連携管理報酬という概念を提案し、需給連携管理のための初期工事について採算性が確保できるという試算を示した。

6.2 今後の課題

まず、第5章で行った需給連携管理のエネルギーシミュレーションにおける仮定と計算条件について補足する。需給連携の核となる需要家の熱負荷と利用温度差の関係を示す需要家特性曲線の与え方であるが、本研究では対象システムにおける全20件の需要家に対して冷温ともに α 、 β 、 γ の3つの関数のいずれかで与えており、実際の需要家1件毎の特性を完全に反映できていない点が指摘できる。また、省エネルギー効果の議論を明瞭にする観点から全ての需要家が α の場合、全ての需要家が β の場合、全ての需要家が γ の場合というような理想的な仮定を行っている。今後の展開としては、需要家1件毎の特性を詳細に分析し、全20件の需要家それぞれで異なる特性曲線を与えて省エネルギー効果を論じることが必要であると言える。この際、冷水需要と温水需要の特徴の違いについても考慮することが求められる。また、需要家への訪問調査で明らかになったように、受入熱交換器2次側の温度設定が需要家毎に異なる点も今後のエネルギーシミュレーションの課題である。例えば、2次側冷水送水温度が従来通り7℃である需要家、アプローチ温度に余裕を持たせて8℃である需要家、さらには14℃である需要家の混在するシステムを対象とすることで、より詳細で実状に則した省エネルギー効果分析を期待できるはずである。そのためには、本研究で簡易的に与えた需要家モデルにおいてもPI制御を導入し、より厳密にモデル化することが必要である。

続いて、第3章で開発した地域導管モデルの今後の活用方法について補足する。本研究の地域導管モデルでは、全ての導管内温度分布を毎時間ステップ非定常計算しており、導管内冷温水の熱損失や、需要家が返却する冷温水の急激な温度変化およびプラント側送り温度の急激な温度変化について、搬送時間を考慮した伝達遅れを計算することができる。本研究の主眼は上述の需給連携にあるが、将来の需給連携管理においてはDRやBCPに対応可能な地域冷暖房システムが要求されるはずである。したがって、地域導管全域にわたり任意の解像度かつ任意の時間間隔で温度計算が可能な地域導管モデルは、今後のDRやBCPを検討する際に活用することができる。具体的には、プラント停止時における導管内保有熱を利用した緊急的な熱供給の可能性や、需給連携による熱需要調整で還り温度を制御することでプラント側の熱源設備およびエネルギー消費量を制御するといった想定ができる。本研究で開発した地域導管モデルを活用することで、エネルギーシミュレーションの可能性が広がると言える。

謝 辞

本研究を進めるにあたり，指導教員である東京大学大学院工学系研究科建築学専攻・教授の赤司泰義様に，博士課程挑戦へのご高配から二度の国際会議発表を含む本論文完成までの全てにおいて，重厚かつ親身なご指導を賜りました．ご恩には感謝の言葉もございません．副指導教員である東京大学生産技術研究所・教授の大岡龍三様には，半期に一度研究レポートの提出に向けて崇高なご見識から真剣なご指導を賜りましたこと深く感謝申し上げます．東京大学地震研究所長の佐竹健治様には，大学院理学系研究科地球惑星科学専攻の修士課程においてご教授頂き，今回ご高配賜り理学系から工学系への研究分野変更を叶えて下さいました．心より感謝申し上げます．株式会社九電工・前取締役の北村邦彦殿には，社会人博士課程へのご後援に感謝申し上げます．九州産業大学建築都市工学部・教授の北山様，九州大学大学院人間環境学研究院・准教授の住吉様，韓国の江原大学建築・土木・環境工学部・助教の林様，株式会社九電工・エグゼクティブフェローの今岡殿には，空気調和・衛生工学会をはじめ国際会議への論文作成に多大なご指導頂きました．深謝申し上げます．また，本研究で対象とした地域冷暖房プラントを実運用され，貴重なプラントおよび需要家の熱エネルギーデータをご供与頂いた株式会社福岡エネルギーサービス・課長の近藤典博様，需要家訪問にご尽力頂いた同社部長の中島様，課長の木戸様，担当の石橋様，並びに調査にご協力頂いたシーサイドももち地区地域冷暖房システムの需要家の皆様に深謝申し上げます．本論文は，共同研究者であります指導教員・赤司教授のお陰ですが，赤司研究室・助教の宮田様，修士課程学生の古川さん，増田さんの協力で完成できました．ありがとうございました．最後に，博士課程での学業と会社での就業両立を常に笑顔で見守り支えてくれた父母と家族に「本当にありがとうございました」とお礼申し上げます．今後は博士(工学)として，学術と技術の向上に真摯に取り組んでまいりますので，ご支援のほど何卒よろしくお願い申し上げます．

尚，本論文は組版ソフト $\text{L}^{\text{A}}\text{T}_{\text{E}}\text{X}_{2_{\epsilon}}$ により執筆しています．モデル開発環境には，OS Microsoft® Windows® 10，CPU Intel® Core™ i7 8th Generation を搭載したノートパソコン(2018年製)に，Microsoft® Visual Studio 2019 をインストールし，Fortran 90/95 コンパイラとして Intel® Parallel Studio XE 2019 Update 4 Cluster Edition (2019年5月リリース)および2020 Update 2 Cluster Edition (2020年7月リリース)の学生無償ライセンスを使用しています．

参考文献

- [1] Castro Flores J. F., Lacarriere B., Chiu J. N. W., and Martin V. (2017) Assessing the Techno-economic Impact of Low-temperature Subnets in Conventional District Heating Networks, *Energy Procedia*, **116**, 260-272.
- [2] Doyama T. (2018) Architecture Research Report 3A (written in Japanese), The University of Tokyo.
- [3] Doyama T. (2018) Architecture Research Report 3B (written in Japanese), The University of Tokyo.
- [4] Doyama T. (2019) Architecture Research Report 4A (written in Japanese), The University of Tokyo.
- [5] Doyama T. (2019) Architecture Research Report 4B (written in Japanese), The University of Tokyo.
- [6] Doyama T. (2020) Architecture Research Report 5B (written in Japanese), The University of Tokyo.
- [7] Doyama T., Kondo M., Imaoka H., Sumiyoshi D., Kitayama H., Lim J., and Akashi Y. (2018) Development of Optimal Heat Source System toward Renewal of a District Heating and Cooling Plant, Part 2: Renewal Project Outline (written in Japanese), *2018 Annual Meeting of Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan* (held in Nagoya).
- [8] Doyama T., Kondo M., Imaoka H., Sumiyoshi D., Kitayama H., Lim J., and Akashi Y. (2019) Conduit Pressure Analysis and Renewal Effect of a District Heating and Cooling Plant, *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 4th Asia Conference of International Building Performance Simulation Association (ASim2018)* (held in Hong Kong), **238**, 012005. doi:10.1088/1755-1315/238/1/012005
- [9] Doyama T., Kondo M., Imaoka H., Sumiyoshi D., Kitayama H., Lim J., and Akashi Y. (2019) Study on Management and Control of a District Heating and Cooling

Plant, *16th International Building Performance Simulation Association Conference (BS2019)* (held in Rome).

- [10] Doyama T., Kondo M., Imaoka H., Sumiyoshi D., Kitayama H., Furukawa R., Lim J., and Akashi Y. (2019) Development of Optimal Heat Source System toward Renewal of a District Heating and Cooling Plant, Part 5: Heat Loss Simulation in Regional Conduit (written in Japanese), *2019 Annual Meeting of Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan* (held in Sapporo).
- [11] Fukuoka Energy Service Co.Inc Website (written in Japanese), <https://www.fukuoka-es.co.jp/> (Last viewed on 9 Nov. 2020)
- [12] Furukawa R. (2018) 長期実測データに基づいた地域冷暖房システムの性能評価 (written in Japanese), Graduation Thesis, The University of Tokyo.
- [13] Furukawa R., Doyama T., Kondo M., Imaoka H., Sumiyoshi D., Kitayama H., Lim J., and Akashi Y. (2019) Development of Optimal Heat Source System toward Renewal of a District Heating and Cooling Plant, Part 3: Performance Evaluation Based on the Long Term Measured Data (written in Japanese), *2019 Annual Meeting of Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan* (held in Sapporo).
- [14] Furusawa K. (1993) シーサイドももち地区における地域熱供給システムの概要 (written in Japanese), *Building Air Conditioning Study Group HACTEC*, **1**, 32-35.
- [15] Gomi K. (1993) シーサイドももち地区熱供給の試運転実績 (written in Japanese), *Building Air Conditioning Study Group HACTEC*, **2**, 23-29.
- [16] Hayakawa K. (1992) District Heating and Cooling System (written in Japanese) (original title: 地域冷暖房システム), Inoueshoin, Tokyo, Japan. ISBN978-4-7530-4856-4
- [17] Ishihara S. (1991) Tensor Analysis (written in Japanese) (original title: テンソル科学技術のためにー), Shokabo, Tokyo, Japan. ISBN978-4-7853-1068-4
- [18] Japan District Heating and Cooling Association (2013) District Heating and Cooling Technical Manual -Fourth Edition- (written in Japanese) (original title: 地域冷暖房技術手引書 改訂第4版), Japan District Heating and Cooling Association, Tokyo, Japan.

- [19] Kawasaki Y. (2017) 相互熱融通を行う複数地域冷暖房プラントの負荷変動・制御安定性を考慮した最適な熱融通制御の検討 (written in Japanese), Master's Thesis, The University of Tokyo.
- [20] Kimura T., Takeuchi M., Miyamoto M., and Morita J. (2005) Linear Algebra (written in Japanese) (original title: 明解 線形代数), Nippon Hyoron Sha, Tokyo, Japan. ISBN4-535-78513-9
- [21] Kondo M., Doyama T., Imaoka H., Sumiyoshi D., Kitayama H., Lim J., and Akashi Y. (2018) Development of Optimal Heat Source System toward Renewal of a District Heating and Cooling Plant, Part 1: Recent Operational Performance Report (written in Japanese), *2018 Annual Meeting of Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan* (held in Nagoya).
- [22] Kondo M., Doyama T., Imaoka H., Sumiyoshi D., Kitayama H., Furukawa R., Lim J., and Akashi Y. (2019) Development of Optimal Heat Source System toward Renewal of a District Heating and Cooling Plant, Part 4: Heat Loss Analysis in Regional Conduit Based on Actual Measurement (written in Japanese), *2019 Annual Meeting of Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan* (held in Sapporo).
- [23] Kunitomo O., Sato I., Araki K., Hiroshima M., and Nakamura G. (2018) Reduction of Conveyance Power Consumption of District Cooling and Heating Systems Using Demand-Supply Coordinated Control, Part 1: Fundamental Characteristics (written in Japanese), *Proceedings of Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan*, **255**, 1-11.
- [24] Kunitomo O., Sato I., Hiroshima M., and Nakamura G. (2019) Reduction of Conveyance Power Consumption of District Cooling and Heating Systems Using Demand-Supply Coordinated Control, Part 3: Consideration about Influence on Supply Temperature and Conveyance Power by Piping Extension (written in Japanese), *Proceedings of Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan*, **273**, 1-8.
- [25] Maeno M. (2010) Electromagnetism (written in Japanese) (original title: よくわかる電磁気学), Tokyo Tosho, Tokyo, Japan. ISBN978-4-489-02071-1

- [26] Masuda A. (2019) 需要家との連携制御を想定した地域冷暖房システムのエネルギー消費削減可能量の試算 (written in Japanese), Graduation Thesis, The University of Tokyo.
- [27] Masuda A., Doyama T., Furukawa R., Akashi Y., and Miyata S. (2020) Estimation of the Amount of Energy Saving Potential of District Heating and Cooling and Interview Survey with Customers Assuming Coordinated Control with Customers (written in Japanese), *2020 Annual Meeting of Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan* (held online).
- [28] Matsui T., Hayashi Y., Tanimoto T., Matsuura M., Terasawa T., and Karato S. (1996) Earth Continuum Mechanics (written in Japanese) (original title: 岩波講座 地球惑星科学 6 地球連続体力学), Iwanami Shoten Publishers, Tokyo, Japan. ISBN4-00-010726-7
- [29] Matsuoka H. (1996) 海水の熱利用：シーサイドももち地区熱供給システム (written in Japanese), *Building Air Conditioning Study Group HACTEC*, **7**, 26-32.
- [30] Ministry of Land, Infrastructure, Transport and Tourism (2019) E11 新設熱供給プラントの一次エネルギー換算係数に関する検討 (written in Japanese), MLIT Project.
- [31] Miyata S. (2017) Simulation Development for Optimum Life Cycle Operation of Heat Source System (written in Japanese) (original title: 熱源システムのライフサイクル運用最適化のためのシミュレーション開発), Master's Thesis, The University of Tokyo.
- [32] Nakayama A., Kuwahara F., and Kyo K. (2002) Thermal Fluid Dynamics (written in Japanese) (original title: 熱流体力学－基礎から数値シミュレーションまで－), Kyoritsu Shuppan, Tokyo, Japan. ISBN978-4-320-08139-0
- [33] Okumura H. (2010) $\text{\LaTeX} 2_{\epsilon}$ 美文書作成入門 改訂第5版 (written in Japanese), Gijutsu-Hyohron, Tokyo, Japan. ISBN978-4-7741-4319-4
- [34] Perez-Mora N., Lazzeroni P., Martinez-Moll V., and Repetto M. (2018) Optimal DHC Energy Supply Harnessing Its Thermal Mass, *Applied Thermal Engineering*, **133**, 520-531.
- [35] Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan (1995) Heat Storage Type Air-Conditioning System -Fundamentals and Applications- (written

- in Japanese) (original title: 蓄熱式空調システム 基礎と応用), Japan Industrial Publishing, Tokyo, Japan. ISBN4-87418-014-0
- [36] Tanaka S. and Murakami K. (2018) Investigation and Analysis of the Heat Load Per Unit Area of Non-Residential Buildings (Private Sector Businesses) in a Major Metropolitan Area (written in Japanese), *Proceedings of Architectural Institute of Japan*, vol.83, **748**, 523-532.
- [37] Tazaki S. and Someya H. (2017) Introduction to Automatic Control of Building Facilities for Environmental Symbiosis Generation -Second Edition- (written in Japanese) (original title: 環境共生世代の建築設備の自動制御入門 改訂版), Japan Industrial Publishing, Tokyo, Japan. ISBN978-4-8190-2909-4
- [38] Togawa H. (1999) ザ・Fortran 90/95 (written in Japanese), Saiensu-Sha, Tokyo, Japan. ISBN4-7819-0913-2

付録 A 全需要家 20 件の熱需要特性

図 A.1～図 A.40 に，本研究で対象とした全 20 件の需要家の冷温熱需要特性を示す。

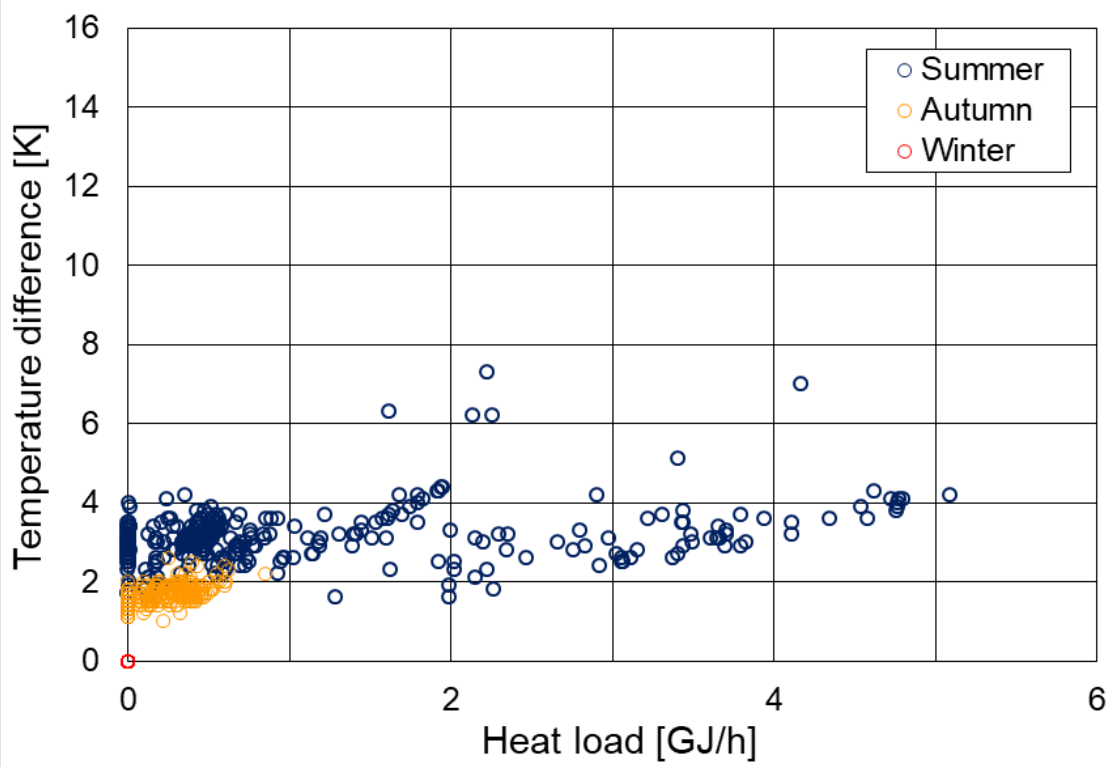


図 A.1: 需要家 No.1 の冷熱需要特性 (実績値)

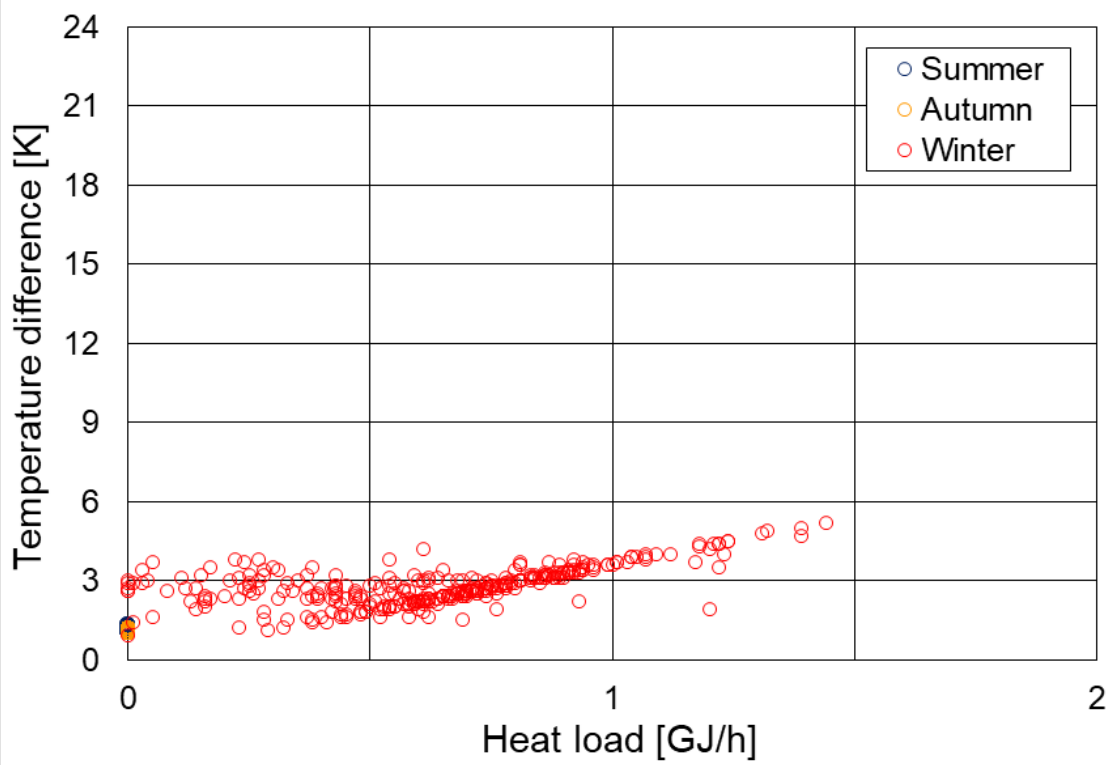


図 A.2: 需要家 No.1 の温熱需要特性 (実績値)

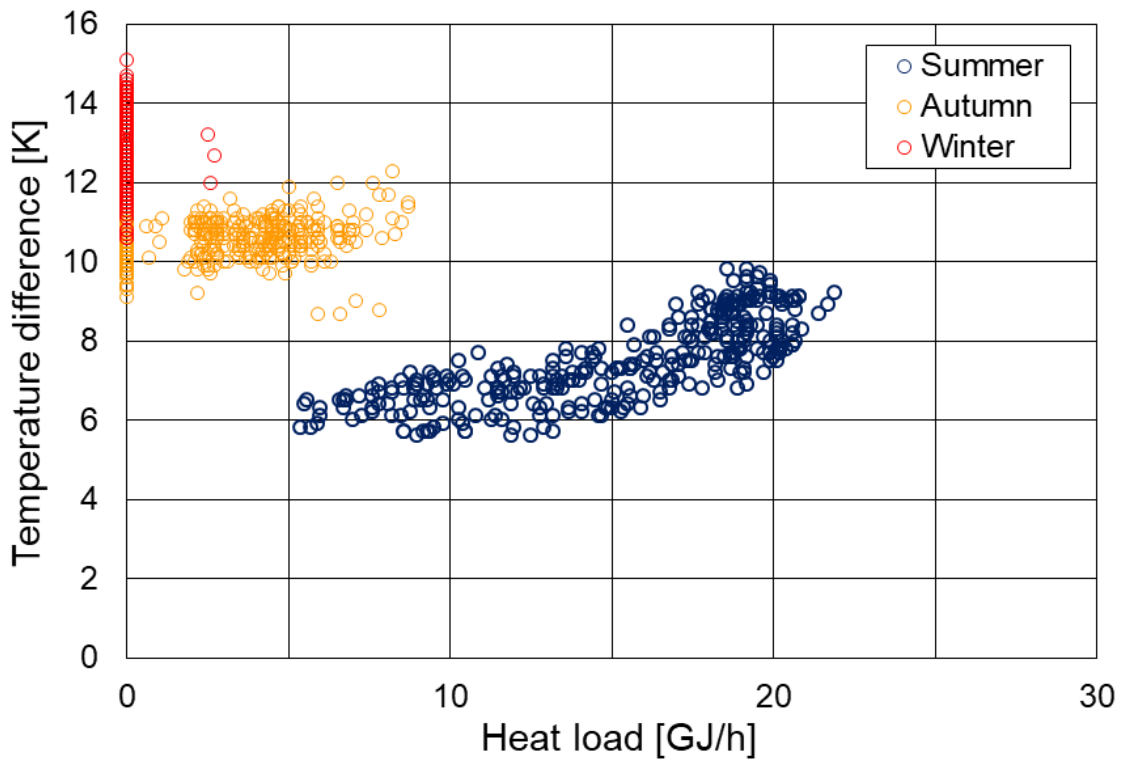


図 A.3: 需要家 No.2 の冷熱需要特性 (実績値)

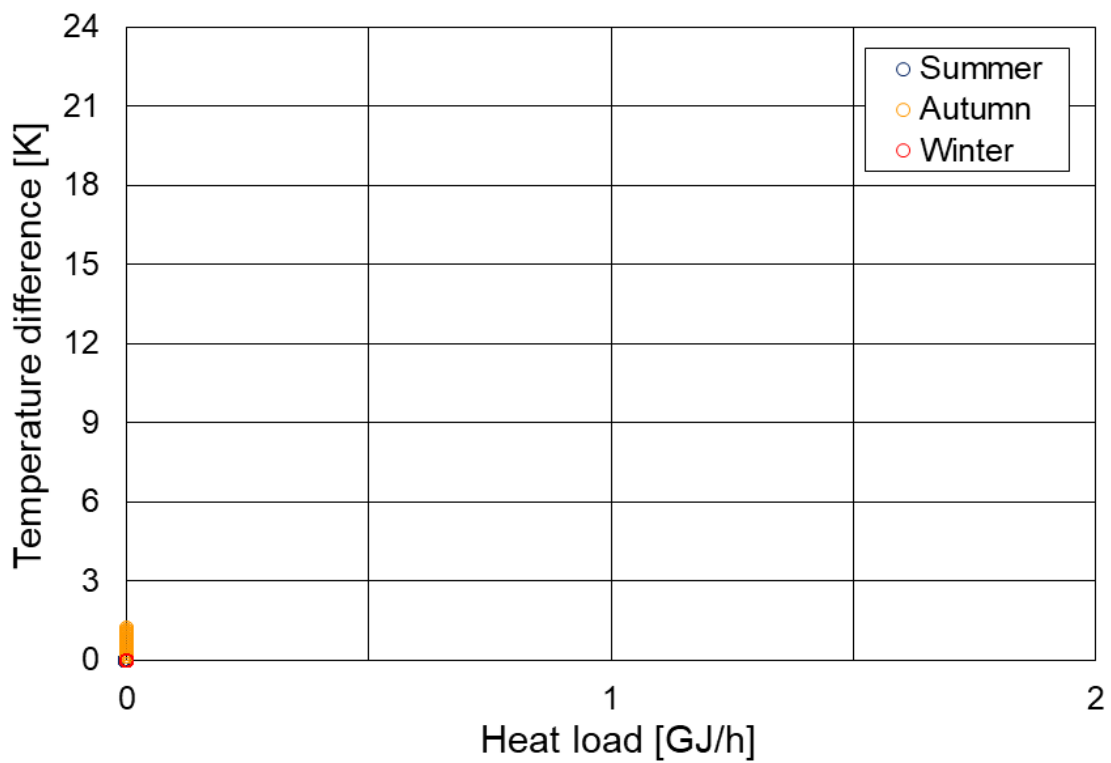


図 A.4: 需要家 No.2 の温熱需要特性 (実績値)

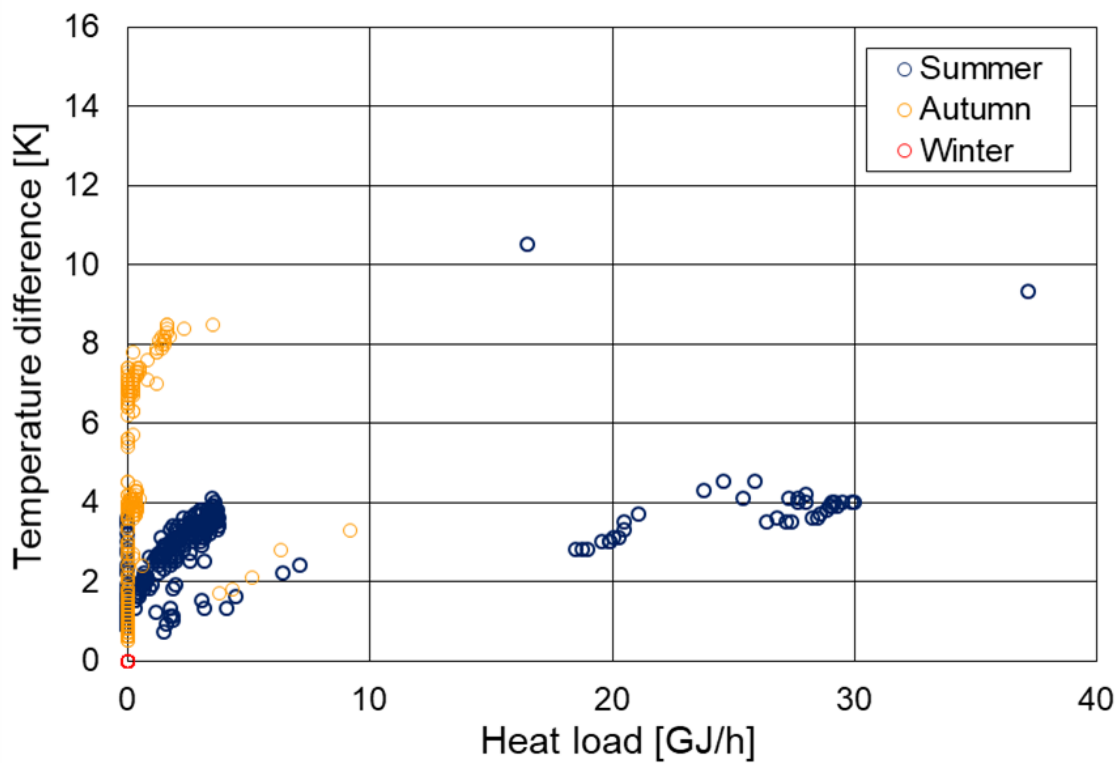


図 A.5: 需要家 No.3 の冷熱需要特性 (実績値)

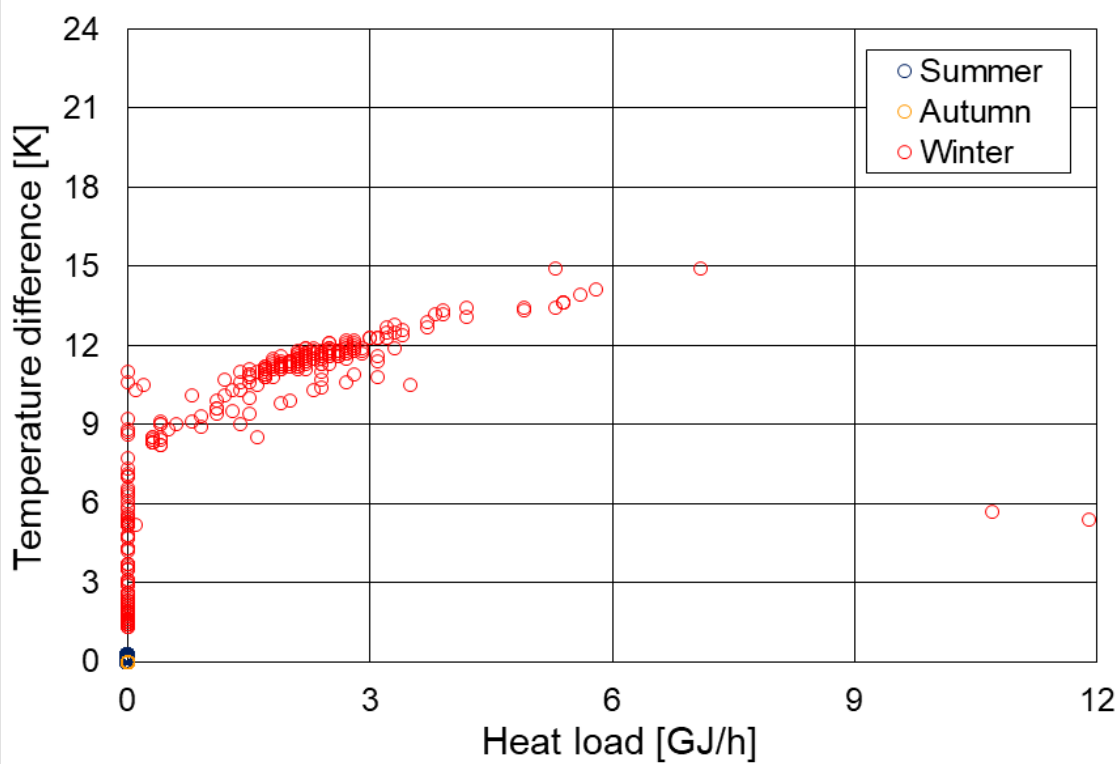


図 A.6: 需要家 No.3 の温熱需要特性 (実績値)

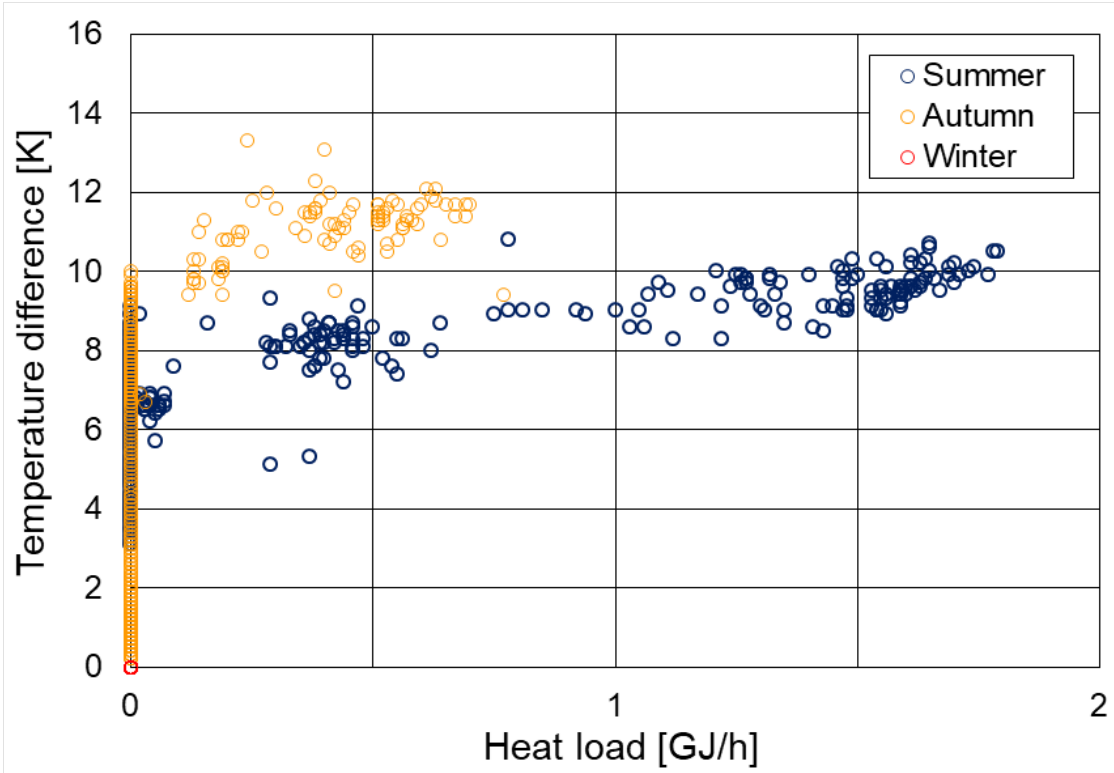


図 A.7: 需要家 No.4 の冷熱需要特性 (実績値)

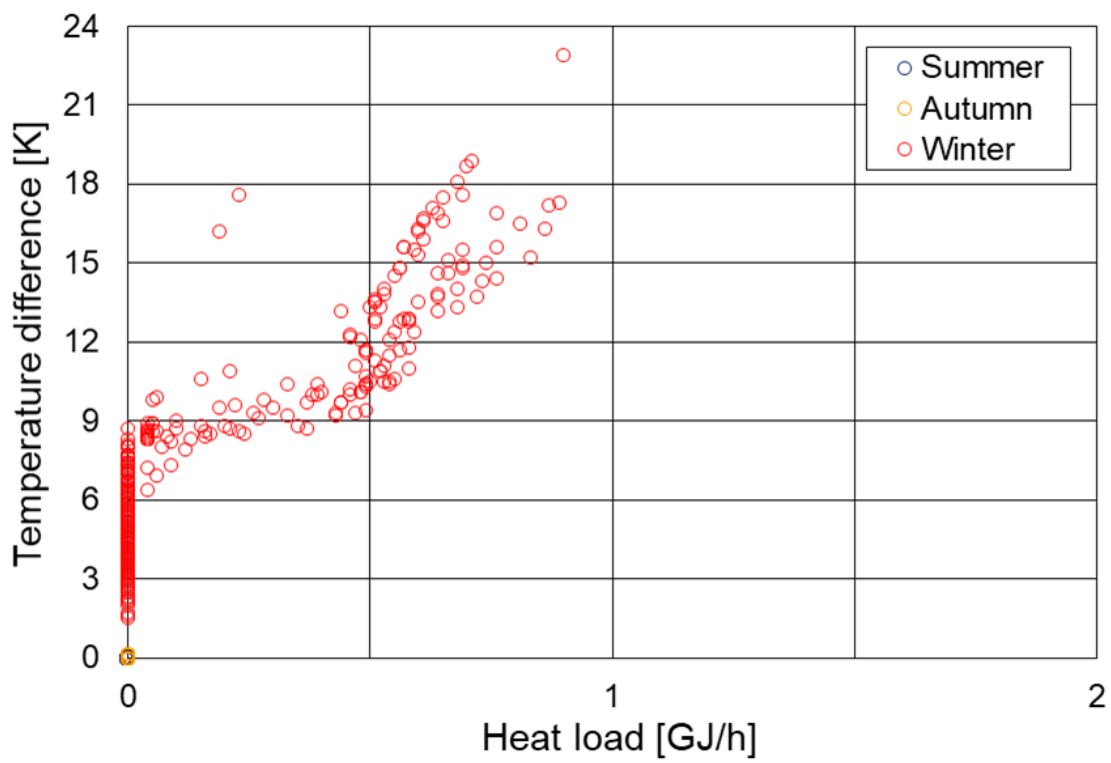


図 A.8: 需要家 No.4 の温熱需要特性 (実績値)

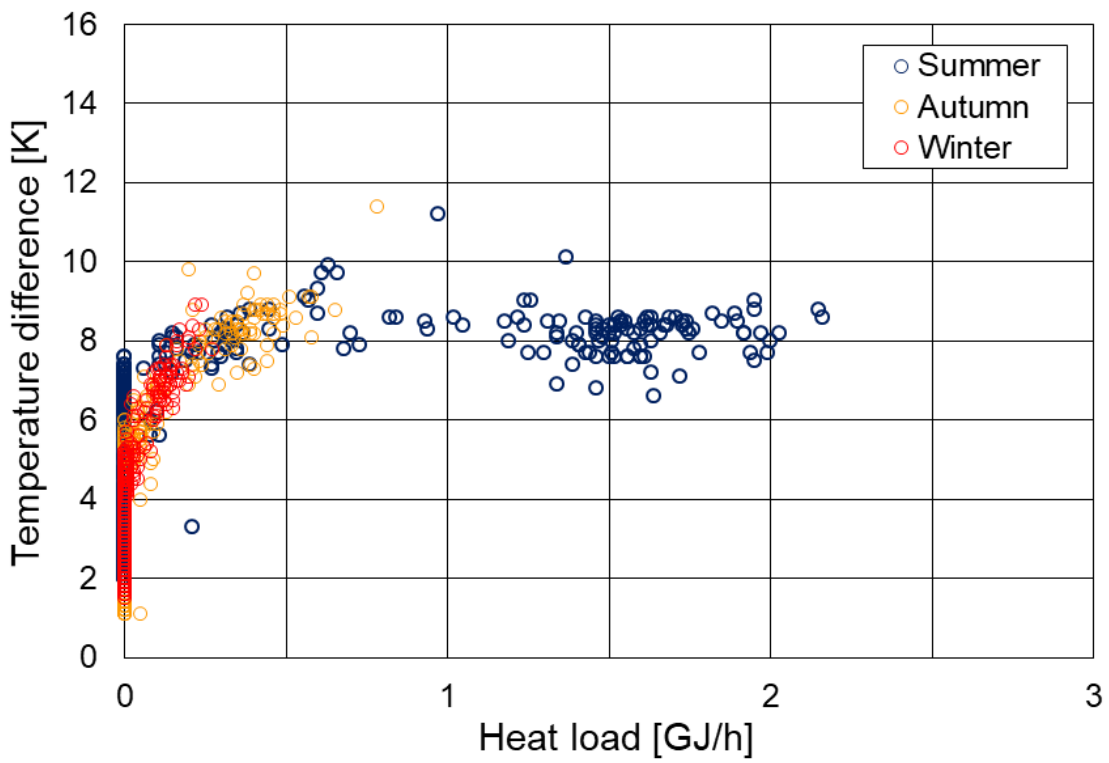


図 A.9: 需要家 No.5 の冷熱需要特性 (実績値)

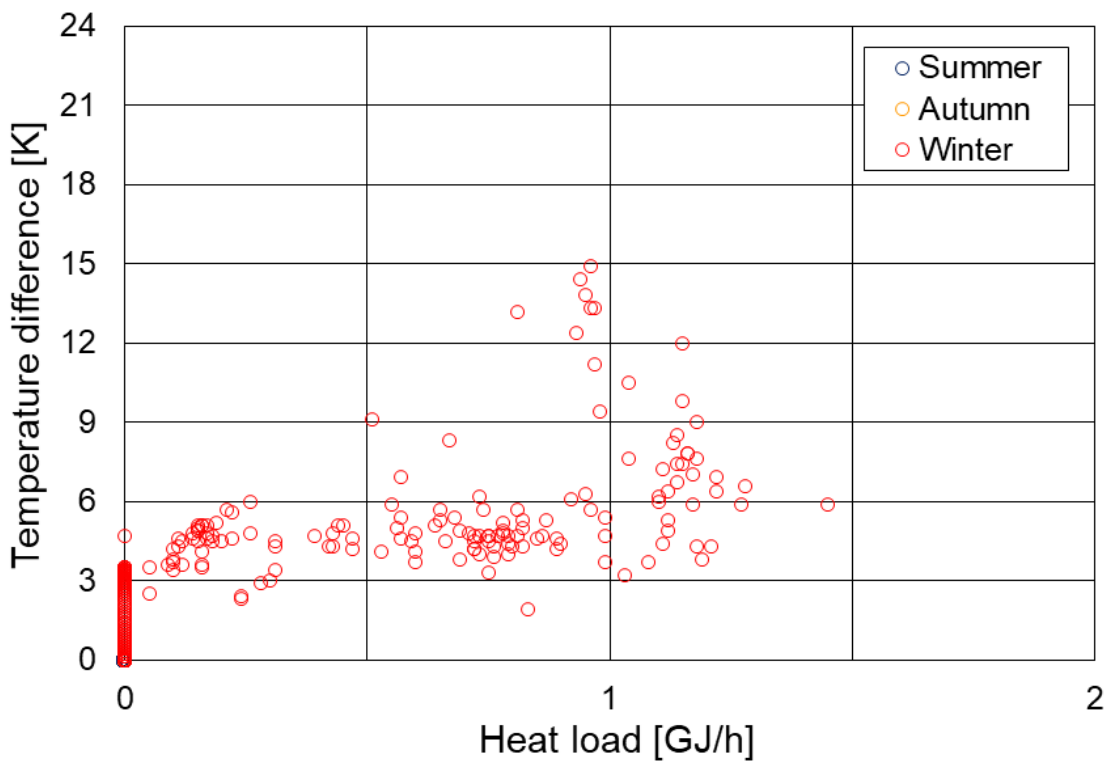


図 A.10: 需要家 No.5 の温熱需要特性 (実績値)

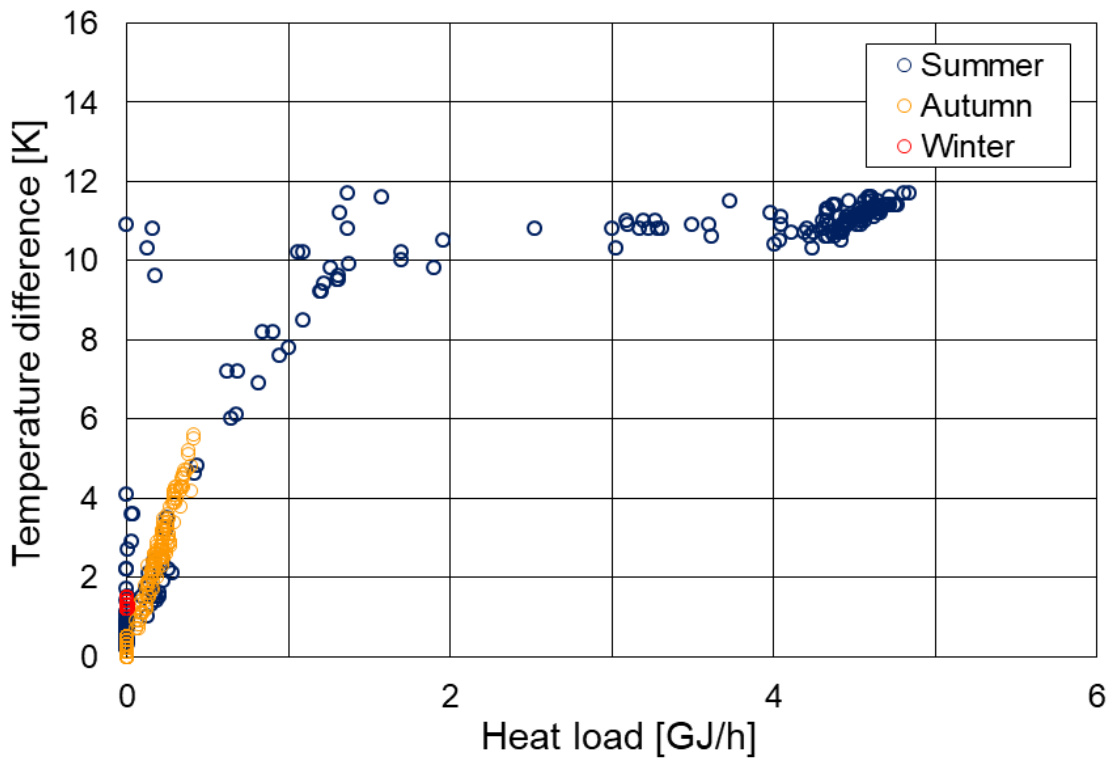


図 A.11: 需要家 No.6 の冷熱需要特性 (実績値)

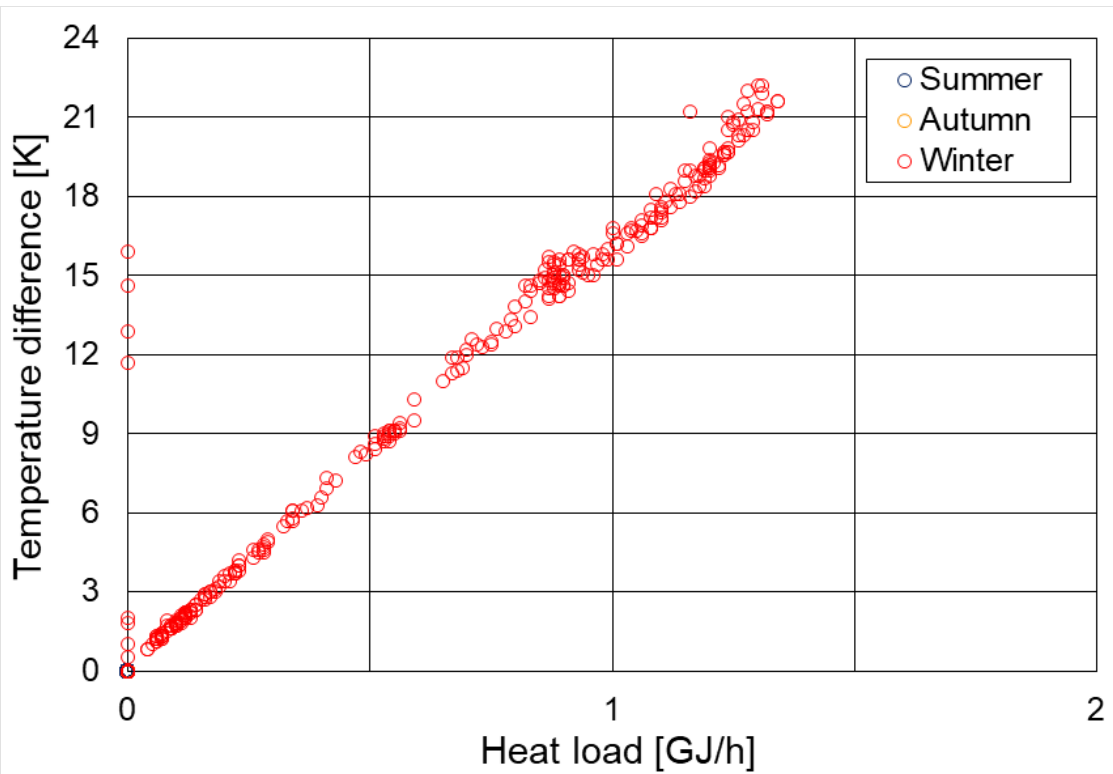


図 A.12: 需要家 No.6 の温熱需要特性 (実績値)

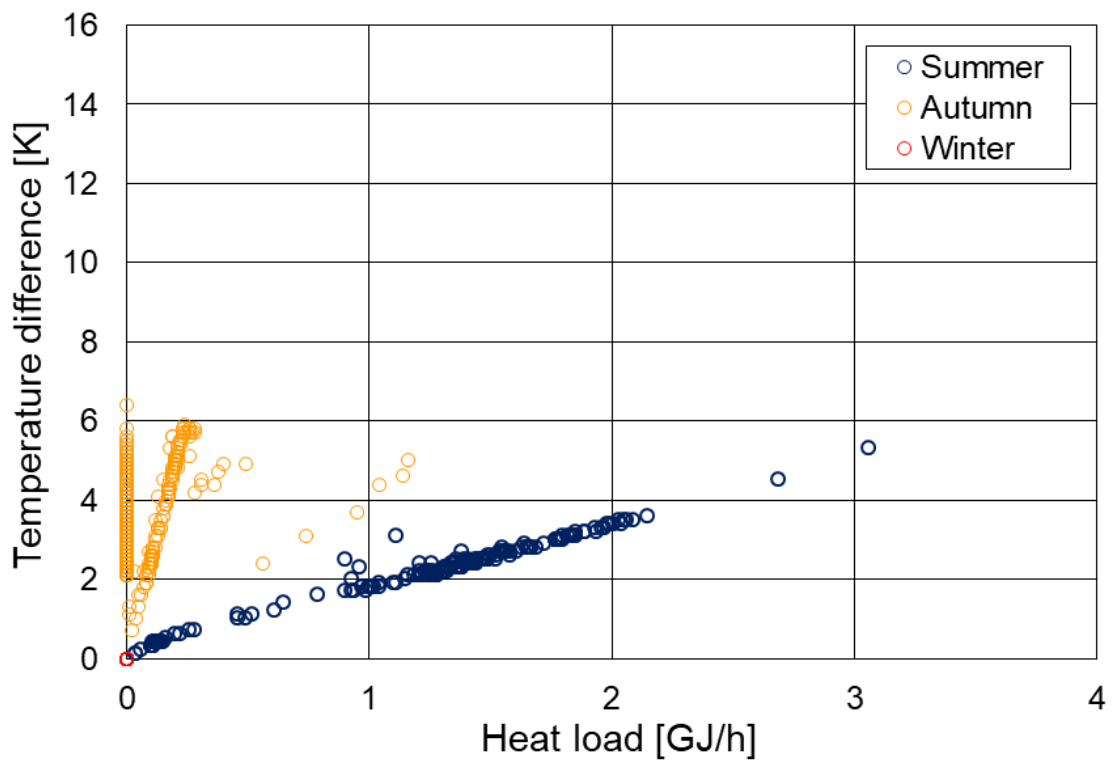


図 A.13: 需要家 No.7 の冷熱需要特性 (実績値)

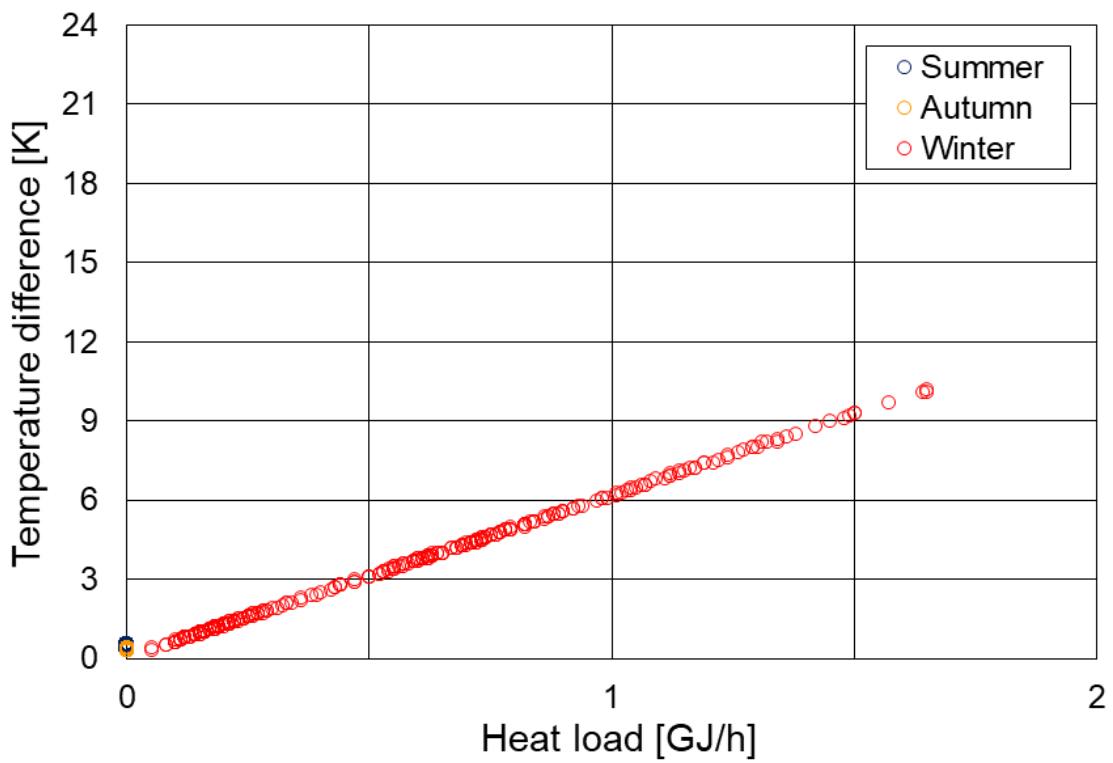


図 A.14: 需要家 No.7 の温熱需要特性 (実績値)

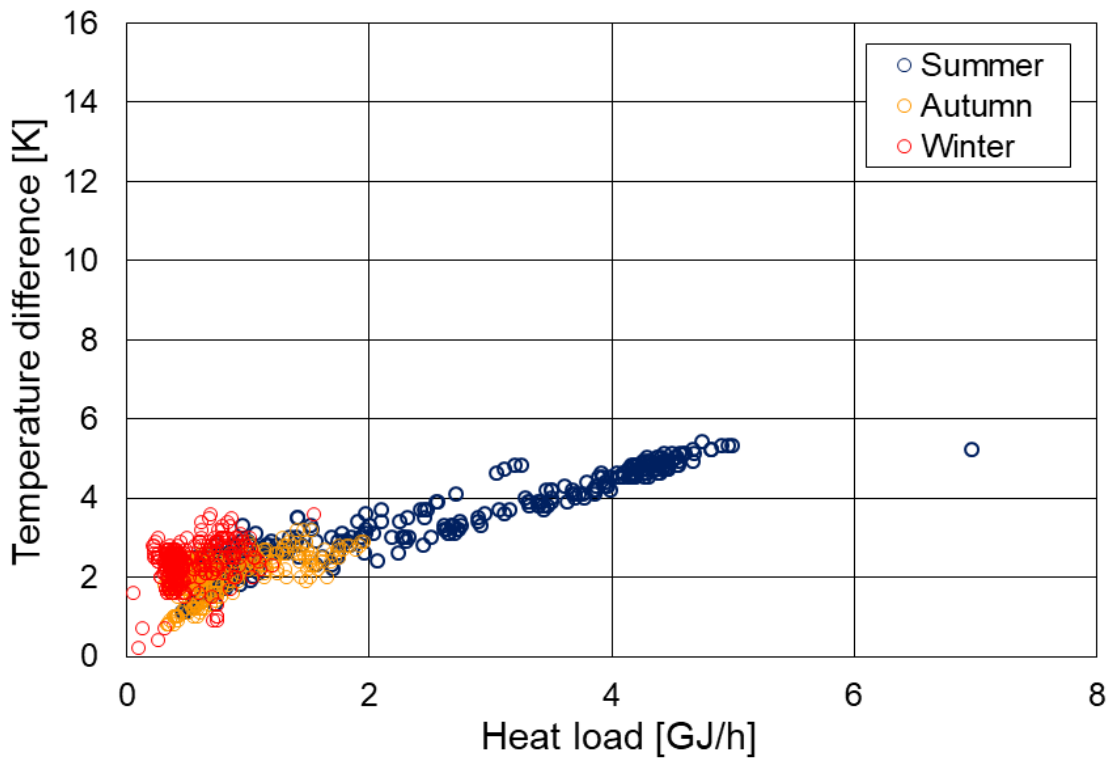


図 A.15: 需要家 No.8 の冷熱需要特性 (実績値)

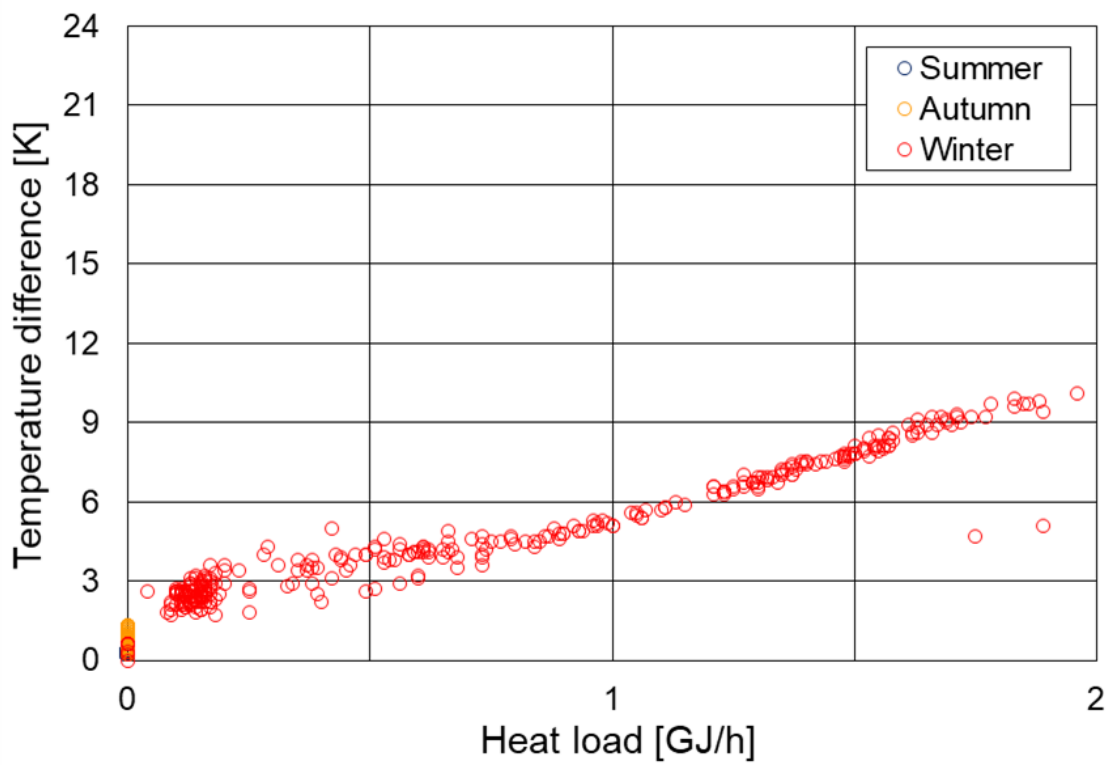


図 A.16: 需要家 No.8 の温熱需要特性 (実績値)

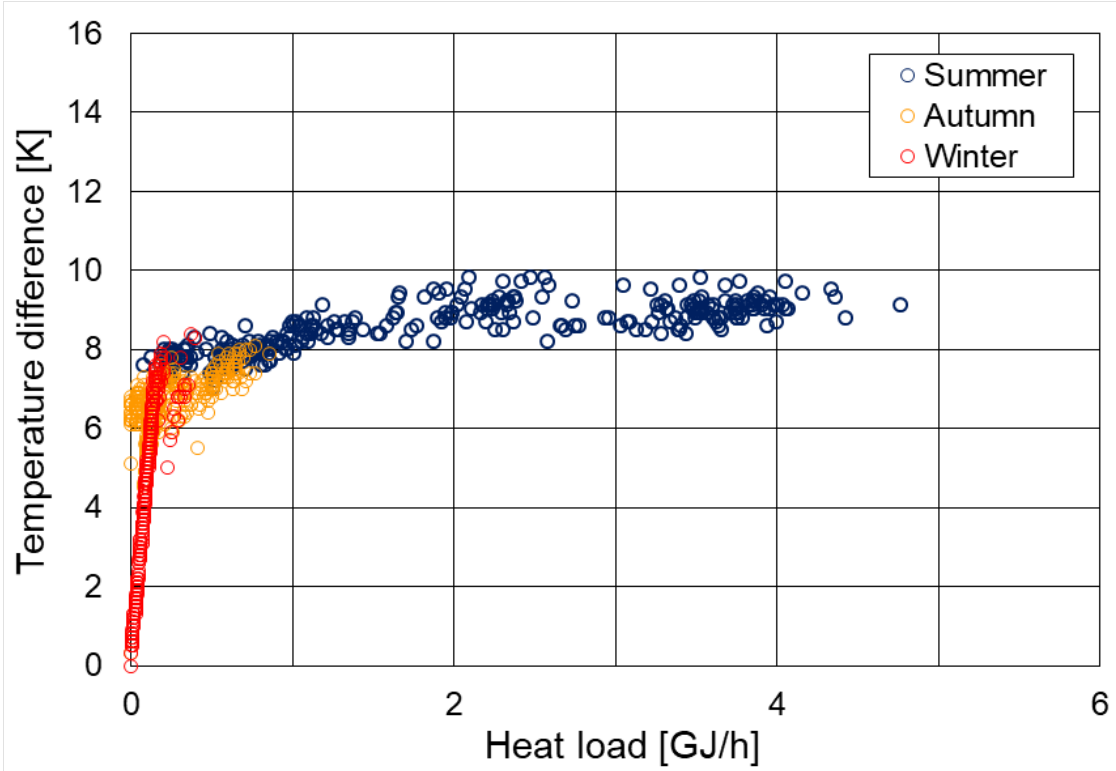


図 A.17: 需要家 No.9 の冷熱需要特性 (実績値)

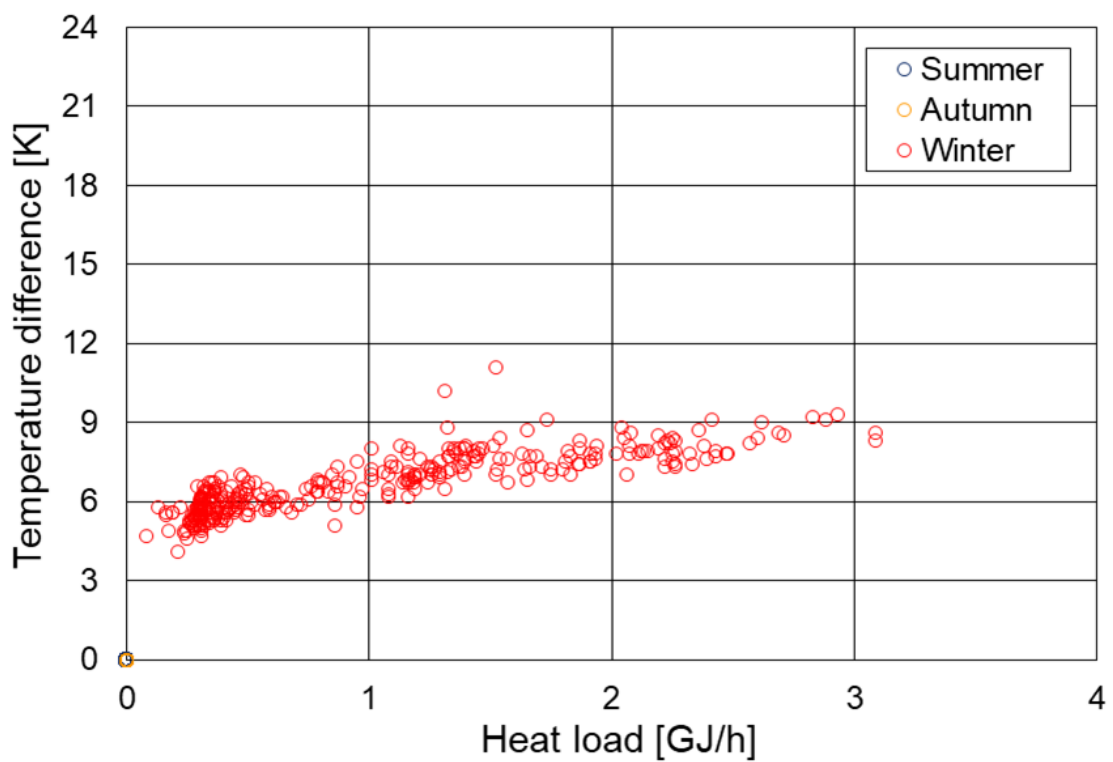


図 A.18: 需要家 No.9 の温熱需要特性 (実績値)

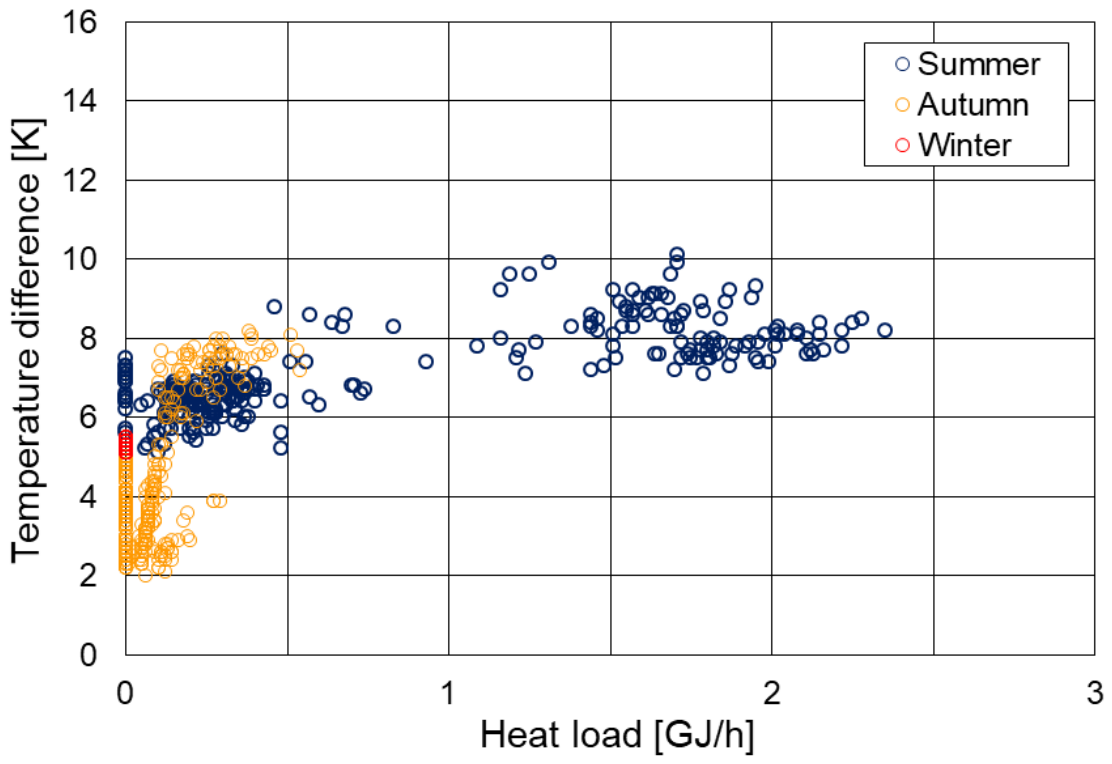


図 A.19: 需要家 No.10 の冷熱需要特性 (実績値)

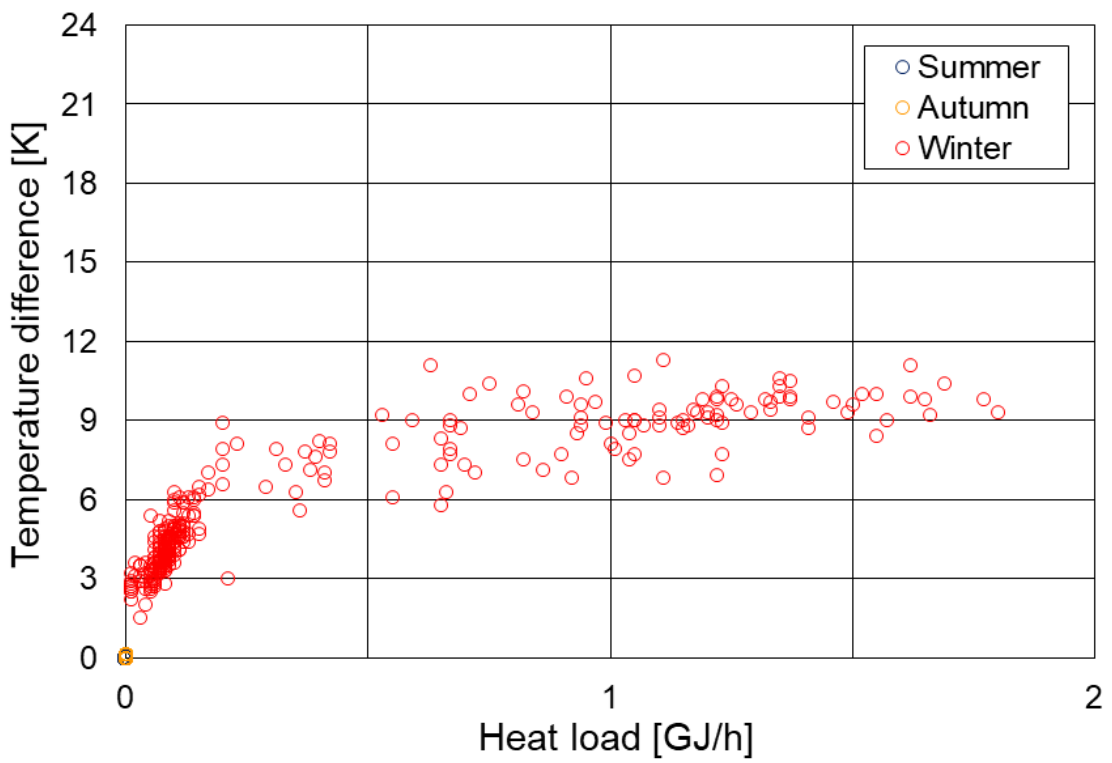


図 A.20: 需要家 No.10 の温熱需要特性 (実績値)

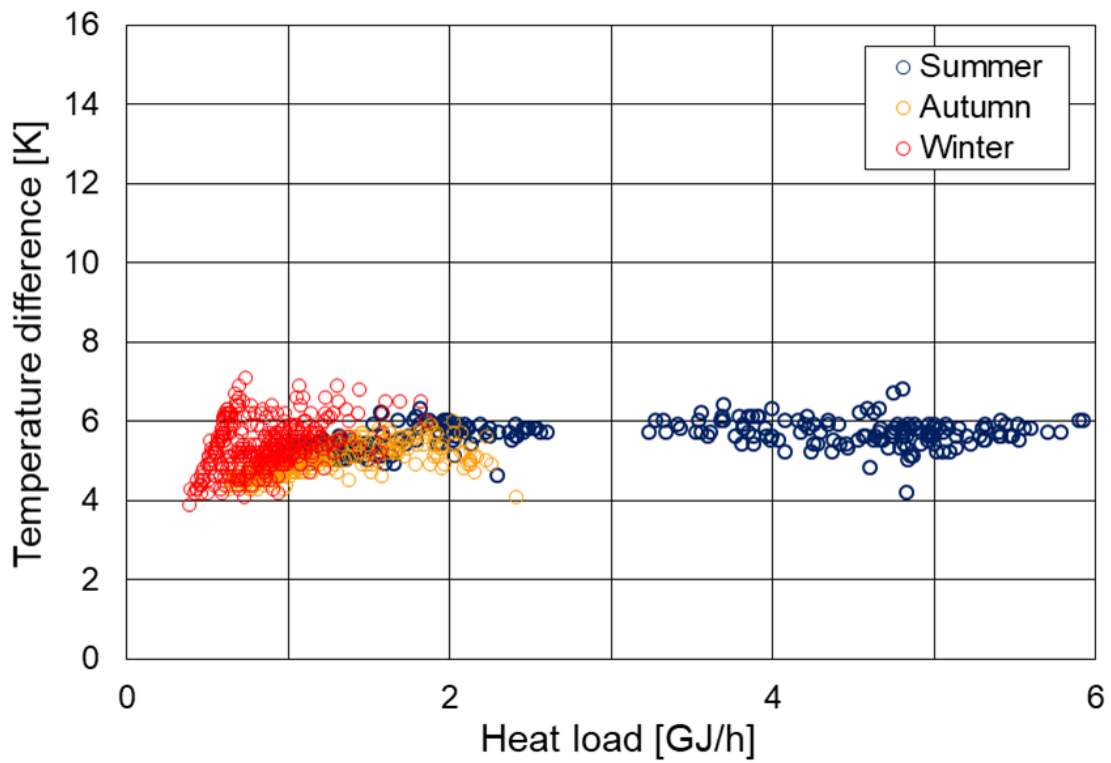


図 A.21: 需要家 No.11 の冷熱需要特性 (実績値)

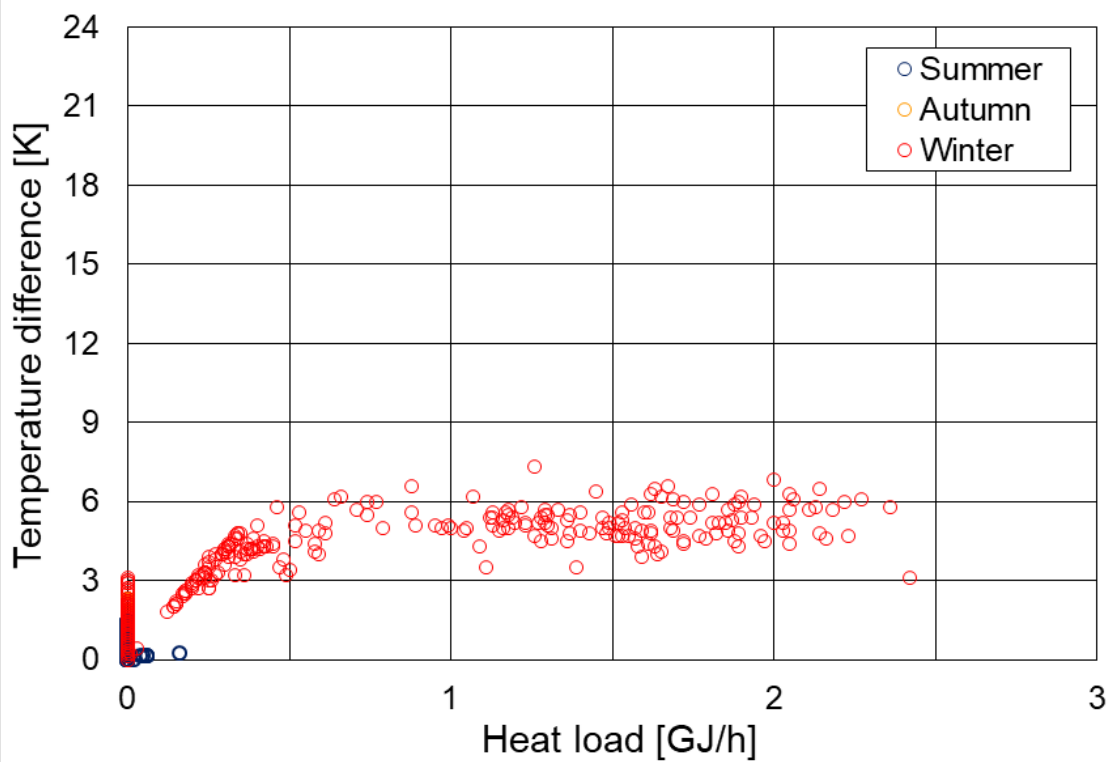


図 A.22: 需要家 No.11 の温熱需要特性 (実績値)

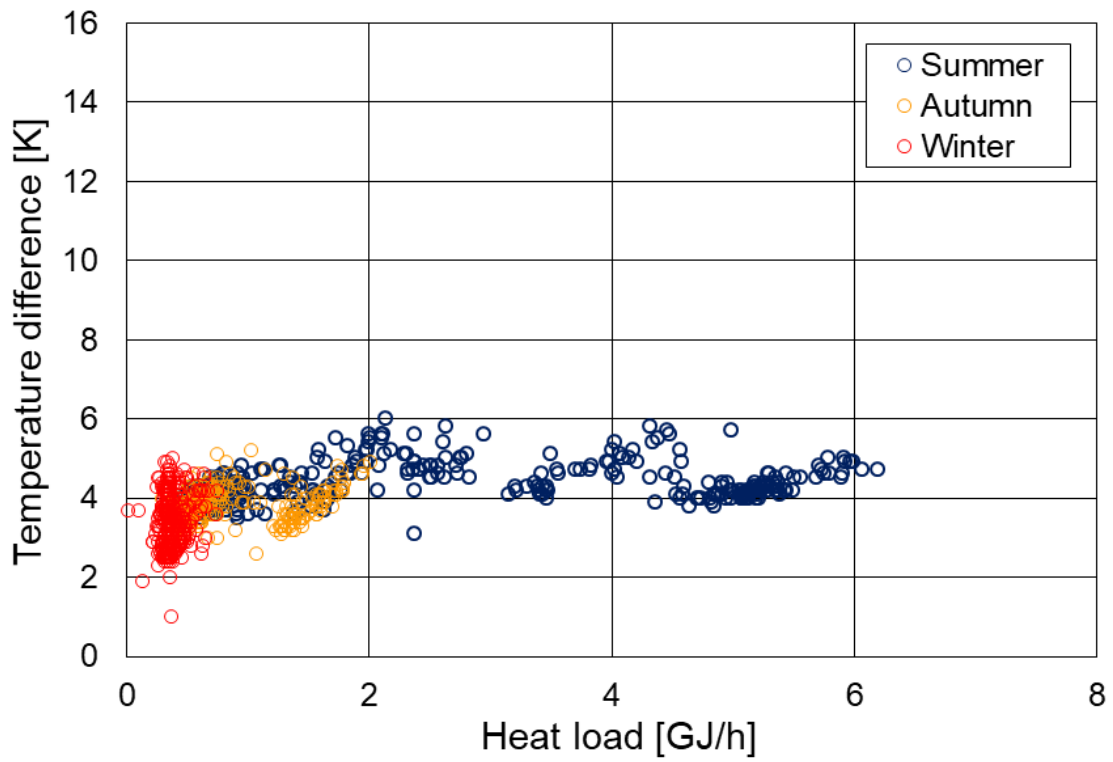


図 A.23: 需要家 No.12 の冷熱需要特性 (実績値)

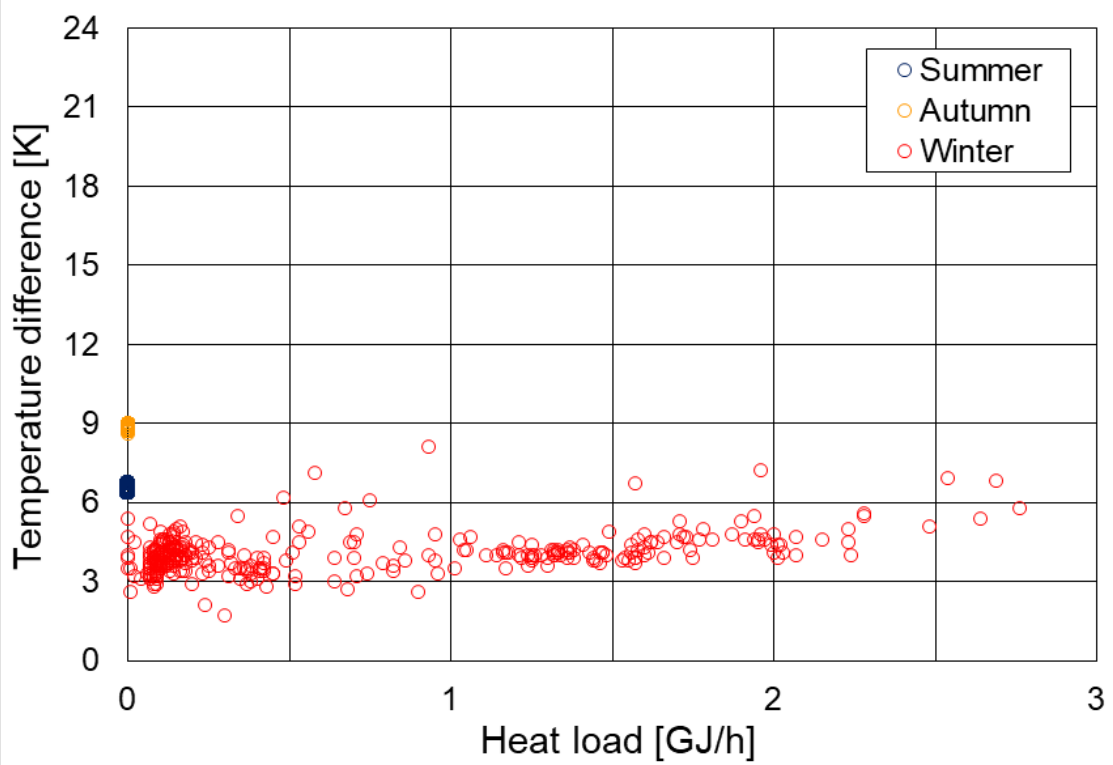


図 A.24: 需要家 No.12 の温熱需要特性 (実績値)

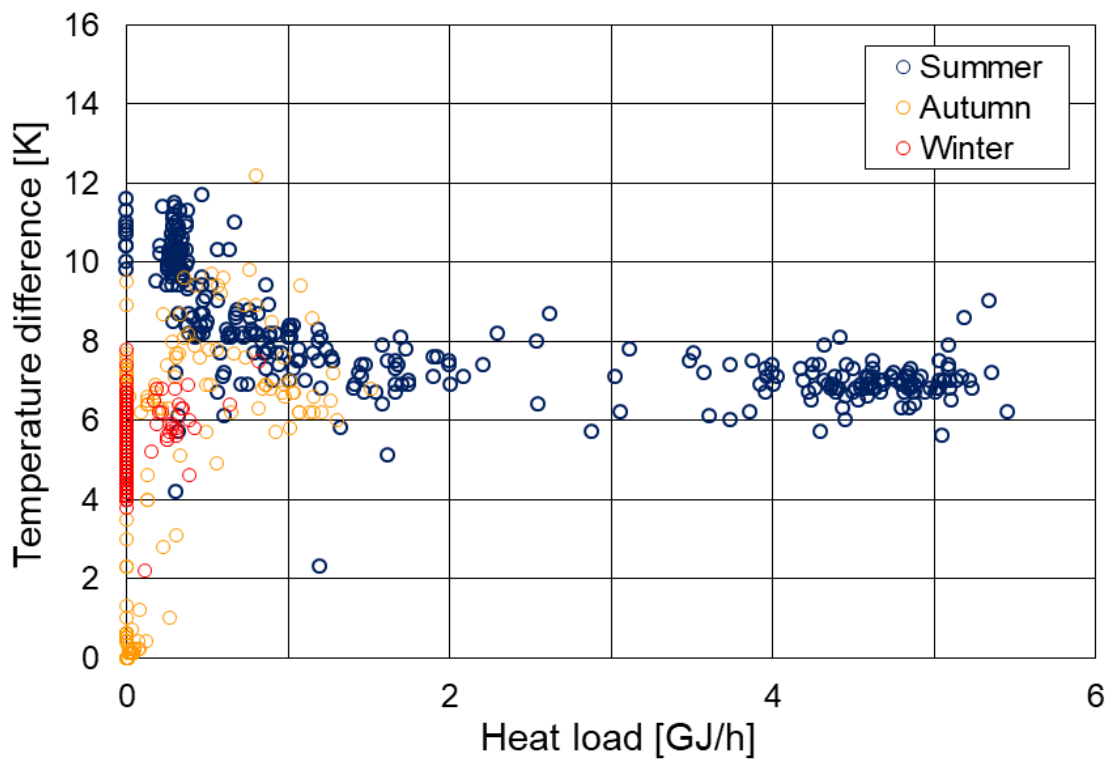


図 A.25: 需要家 No.13 の冷熱需要特性 (実績値)

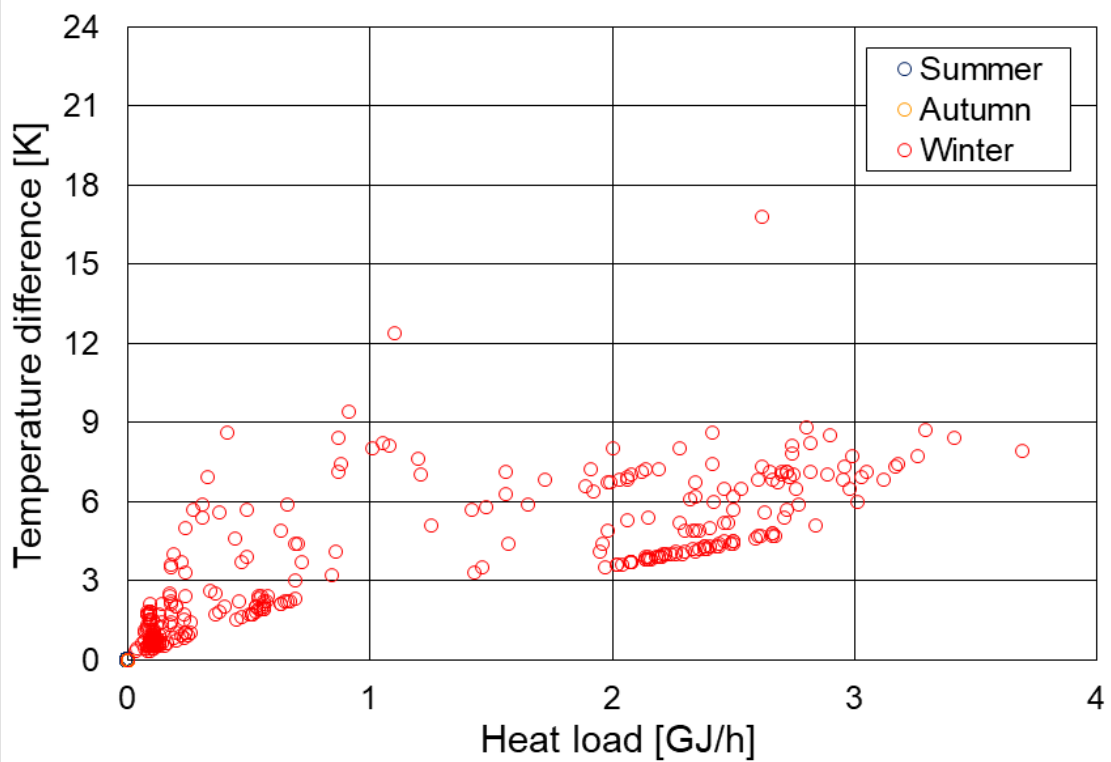


図 A.26: 需要家 No.13 の温熱需要特性 (実績値)

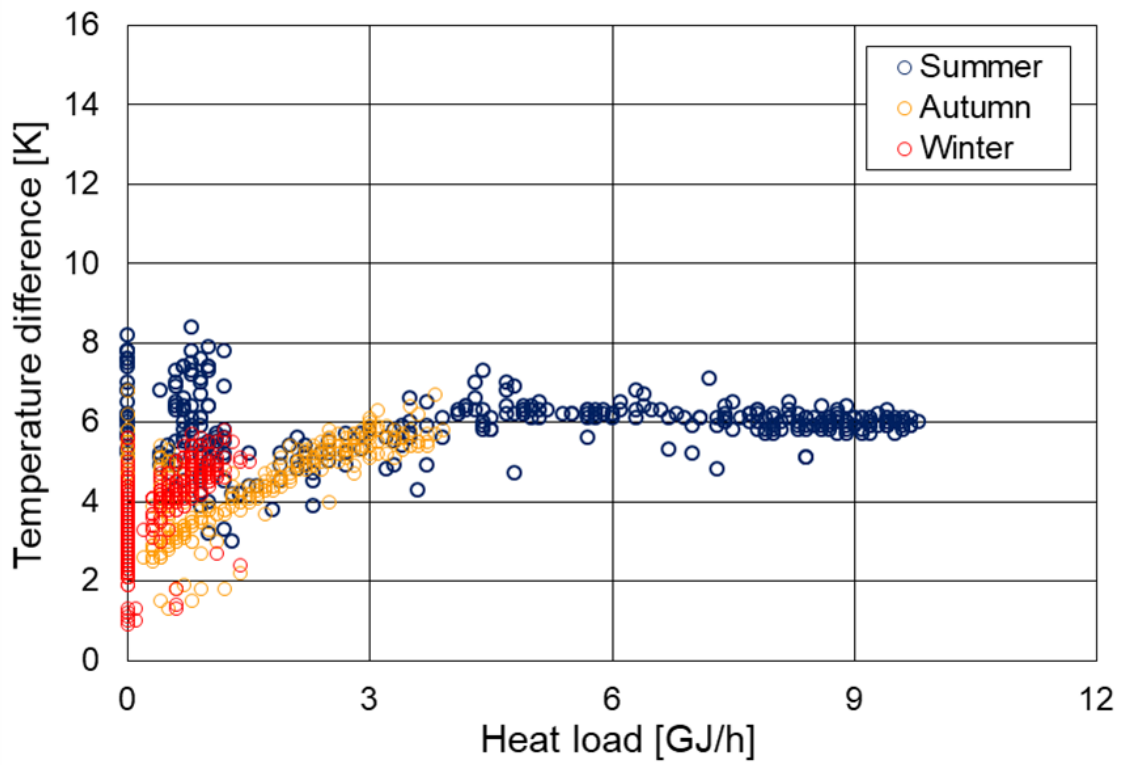


図 A.27: 需要家 No.14 の冷熱需要特性 (実績値)

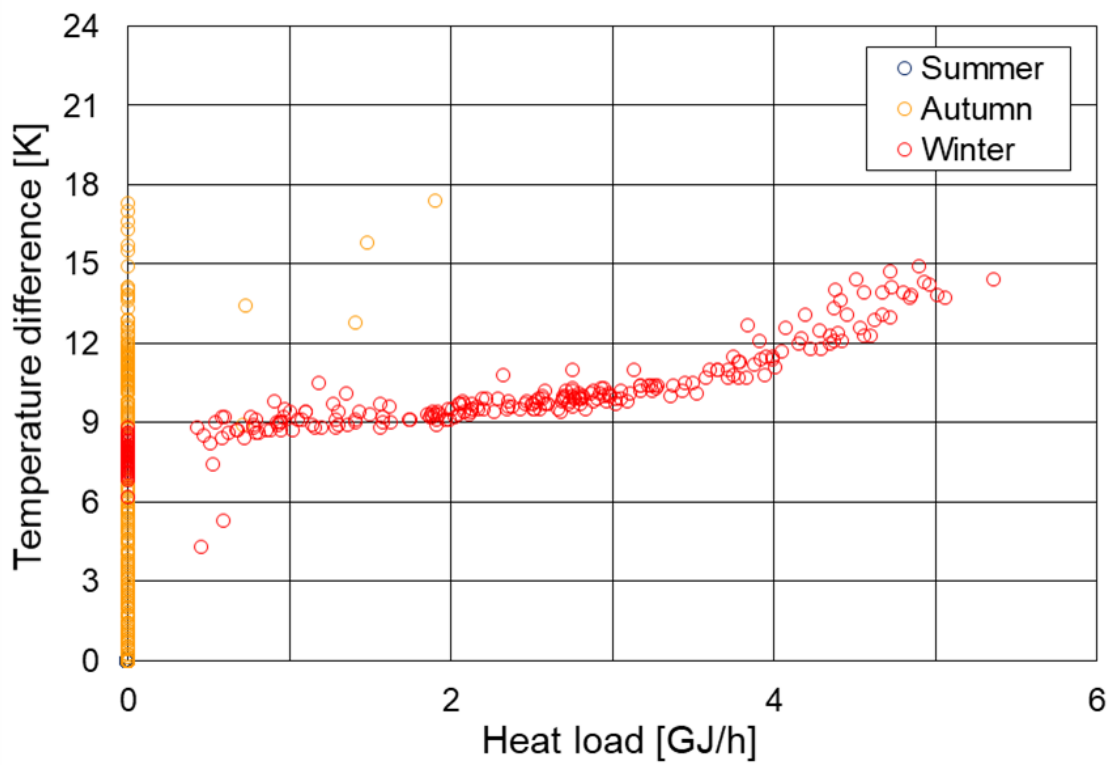


図 A.28: 需要家 No.14 の温熱需要特性 (実績値)

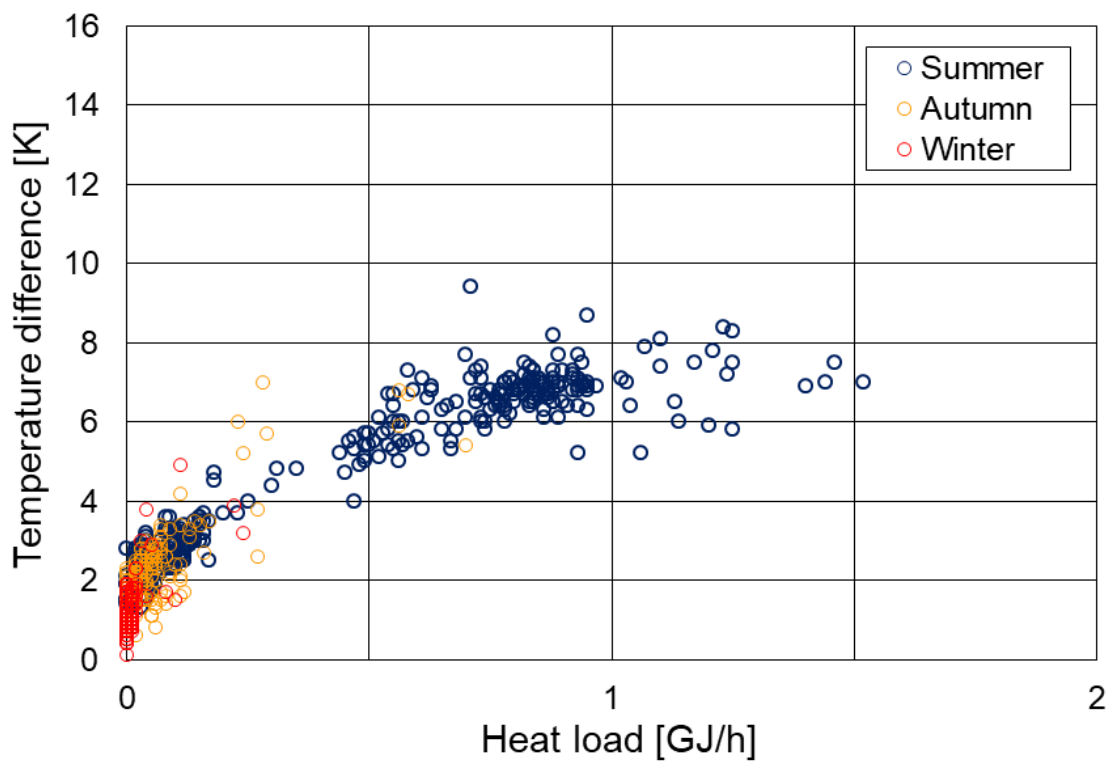


図 A.29: 需要家 No.15 の冷熱需要特性 (実績値)

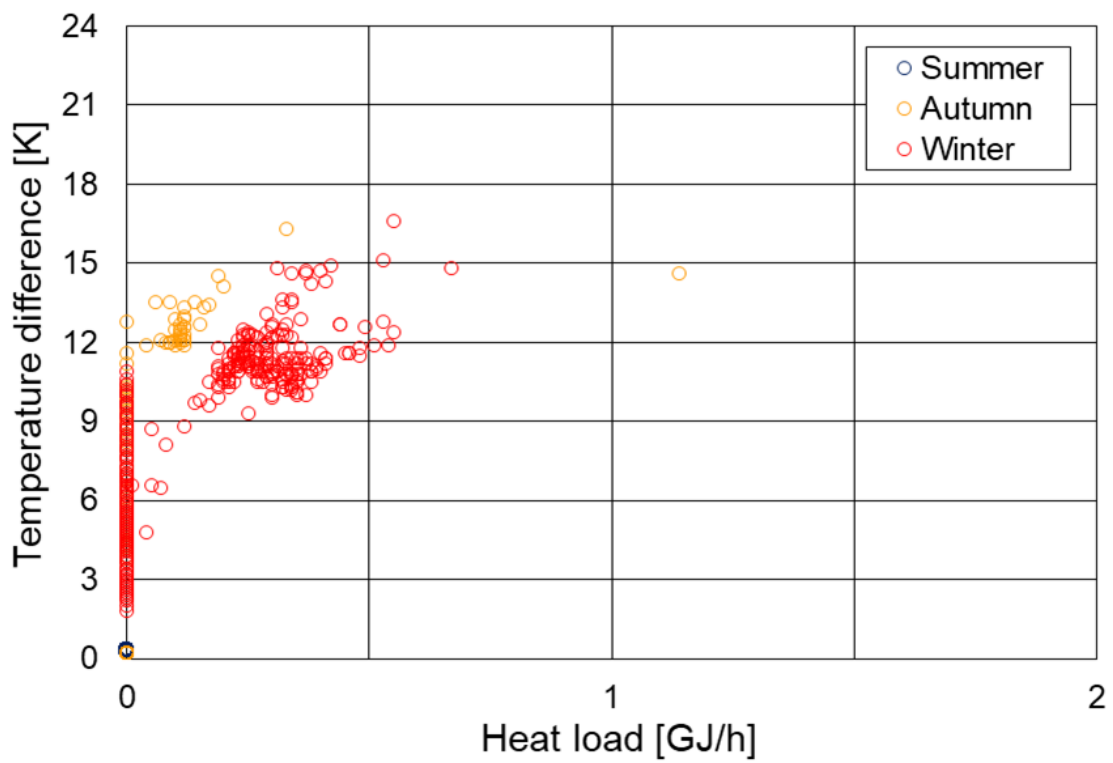


図 A.30: 需要家 No.15 の温熱需要特性 (実績値)

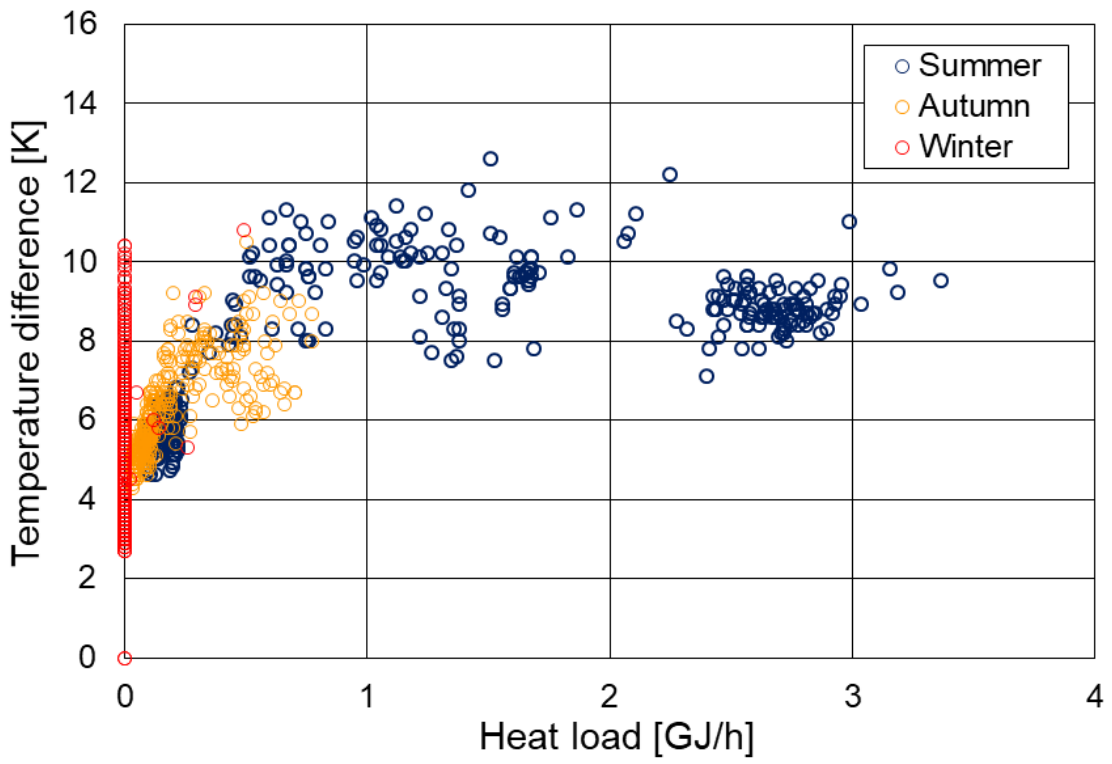


図 A.31: 需要家 No.16 の冷熱需要特性 (実績値)

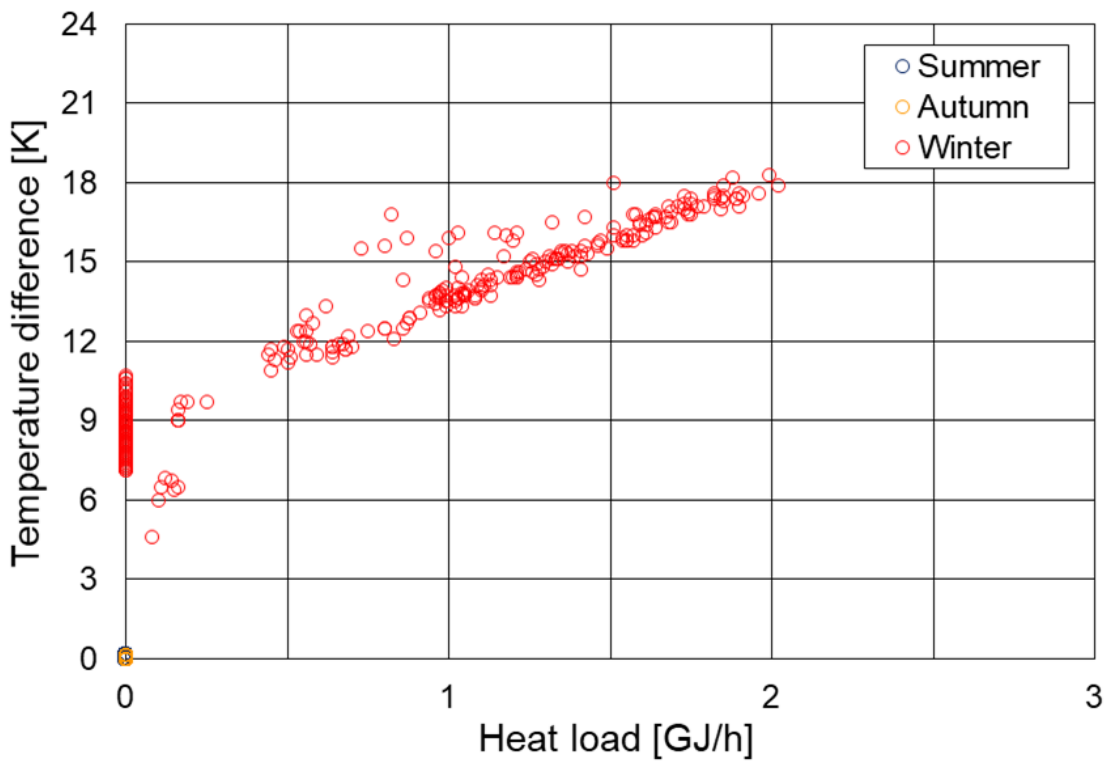


図 A.32: 需要家 No.16 の温熱需要特性 (実績値)

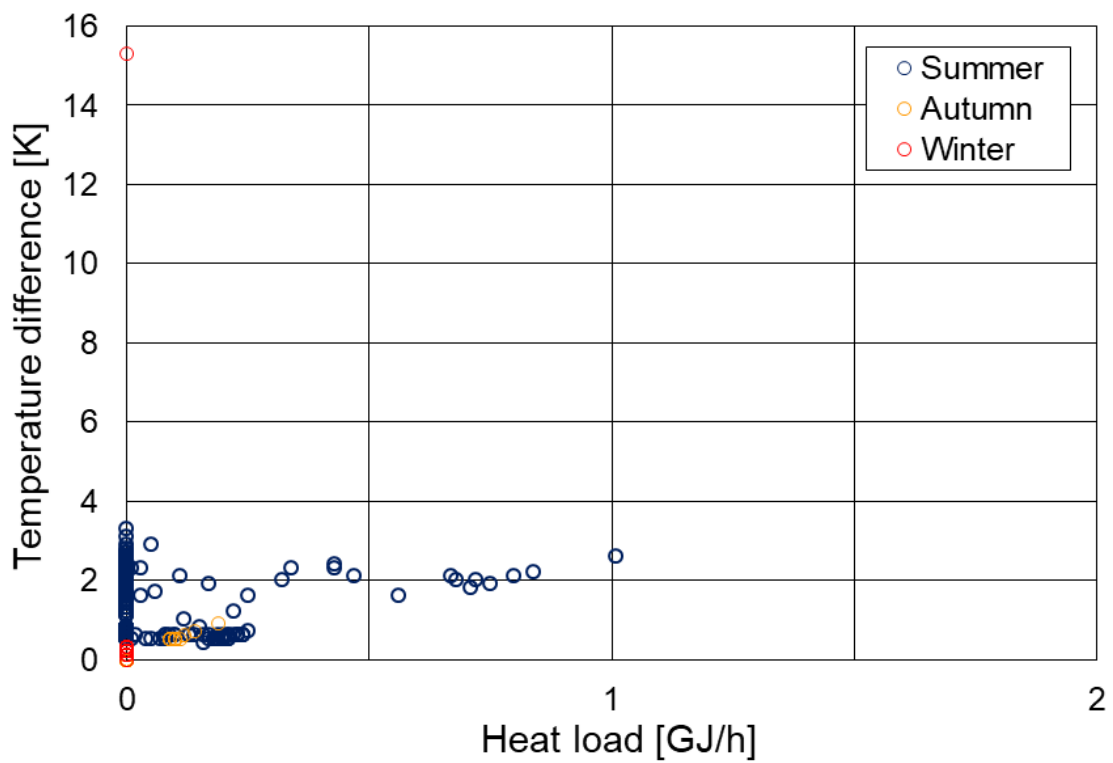


図 A.33: 需要家 No.17 の冷熱需要特性 (実績値)

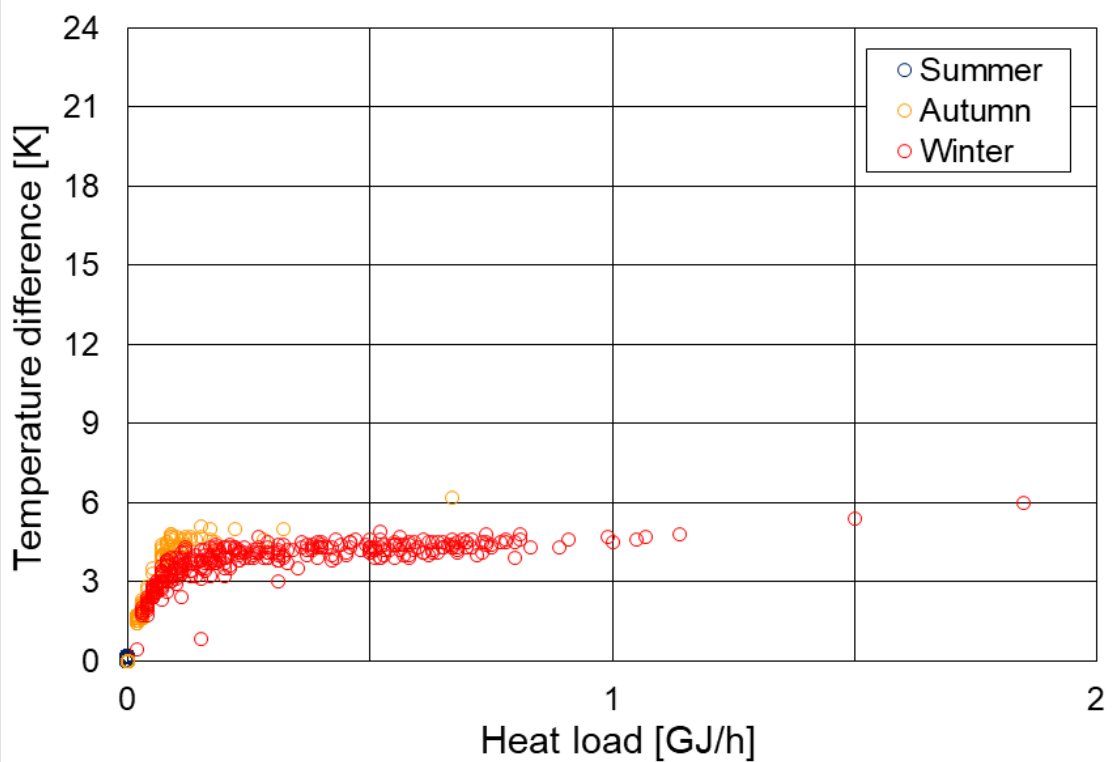


図 A.34: 需要家 No.17 の温熱需要特性 (実績値)

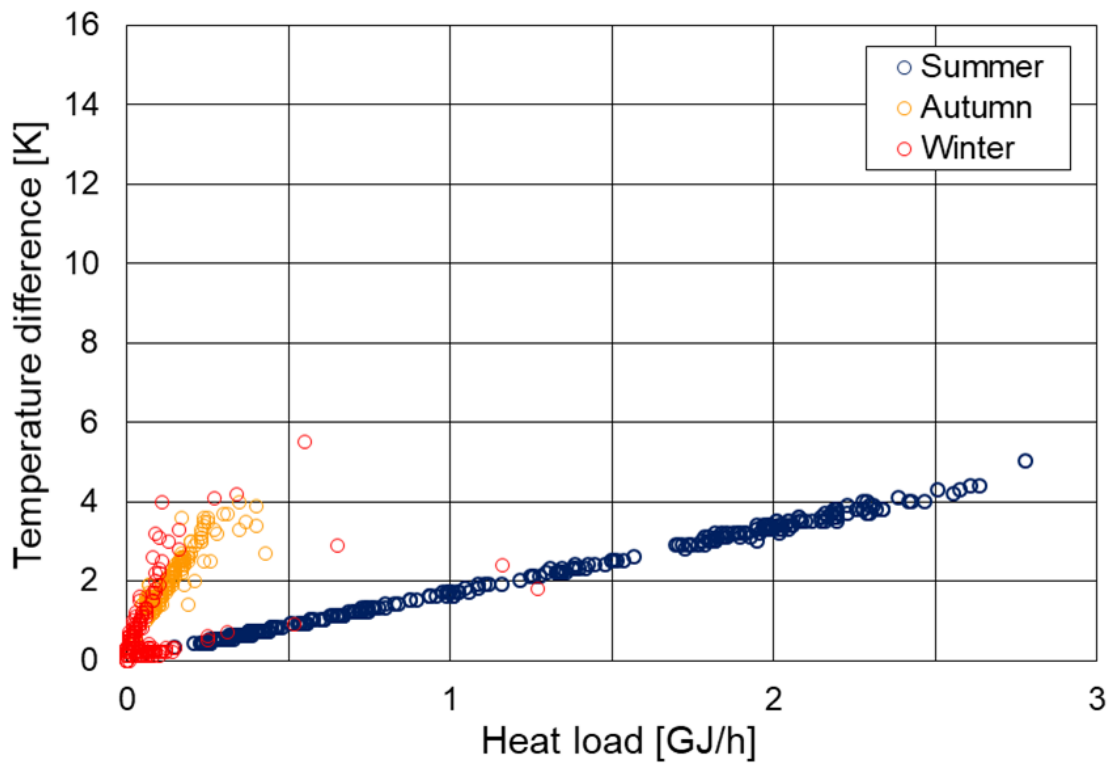


図 A.35: 需要家 No.18 の冷熱需要特性 (実績値)

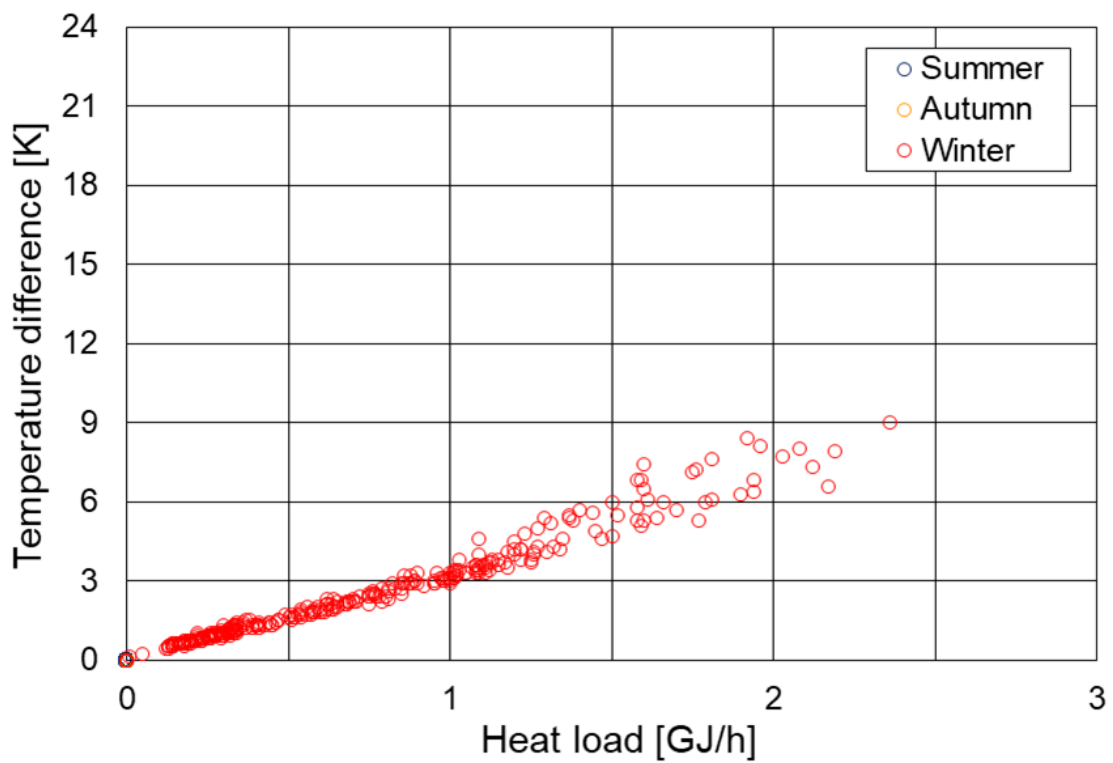


図 A.36: 需要家 No.18 の温熱需要特性 (実績値)

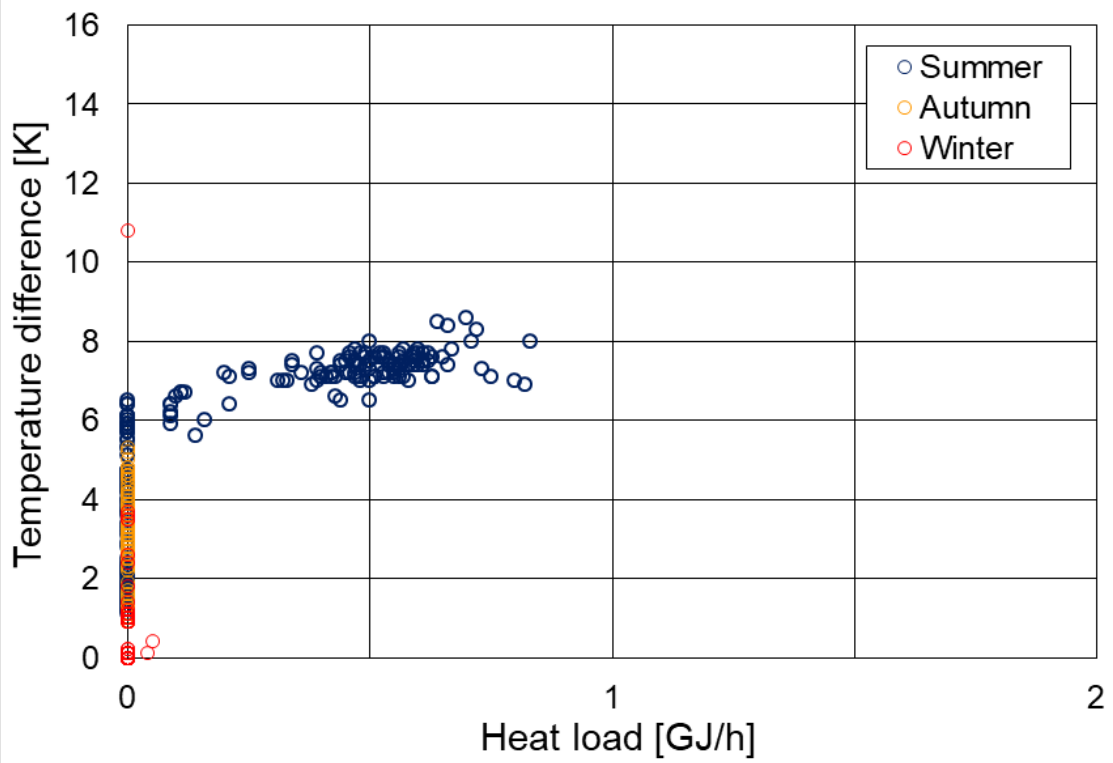


図 A.37: 需要家 No.19 の冷熱需要特性 (実績値)

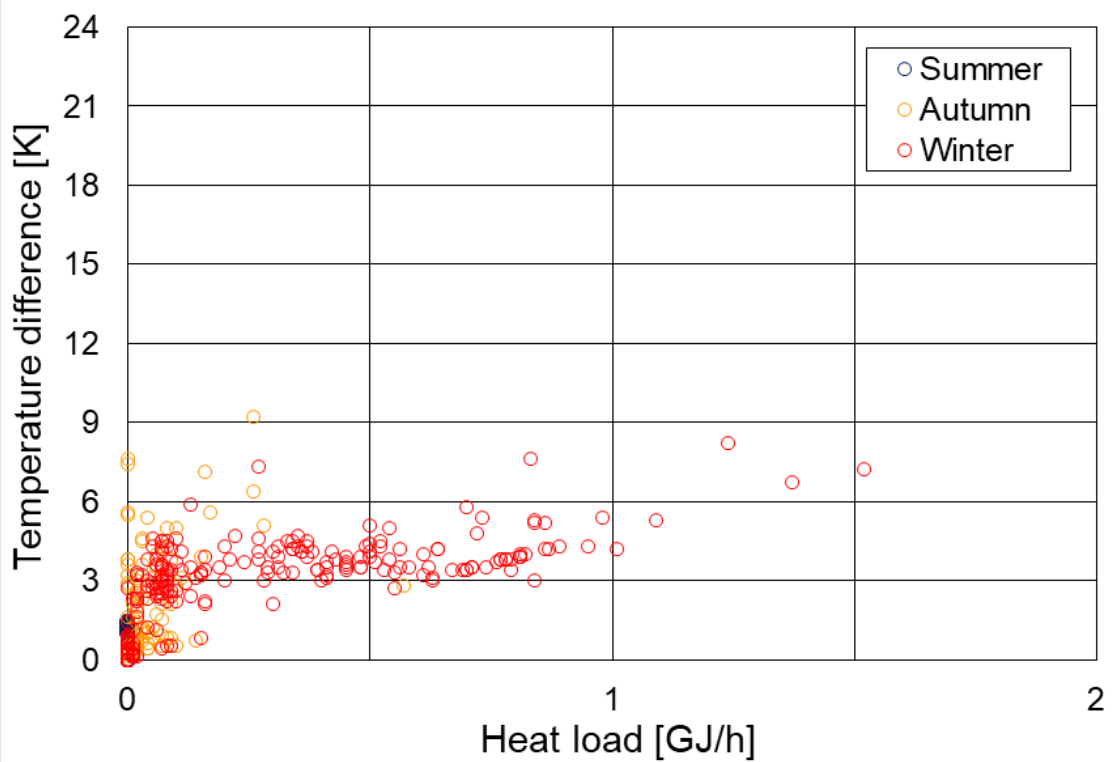


図 A.38: 需要家 No.19 の温熱需要特性 (実績値)

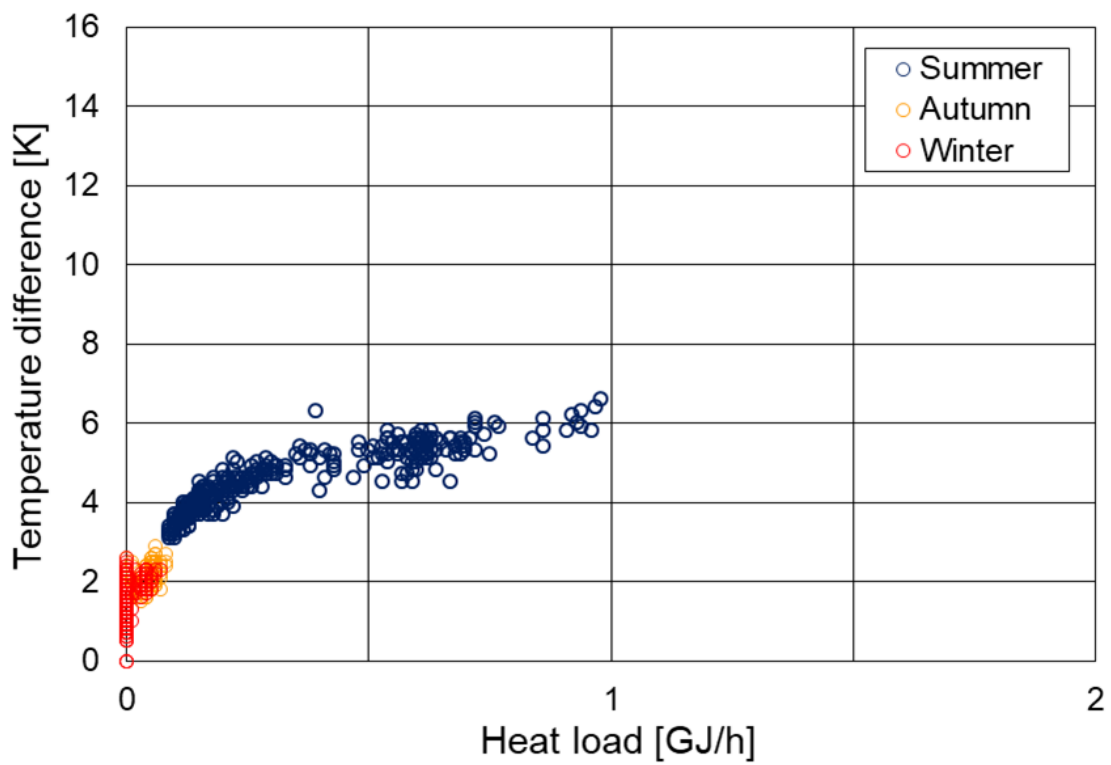


図 A.39: 需要家 No.20 の冷熱需要特性 (実績値)

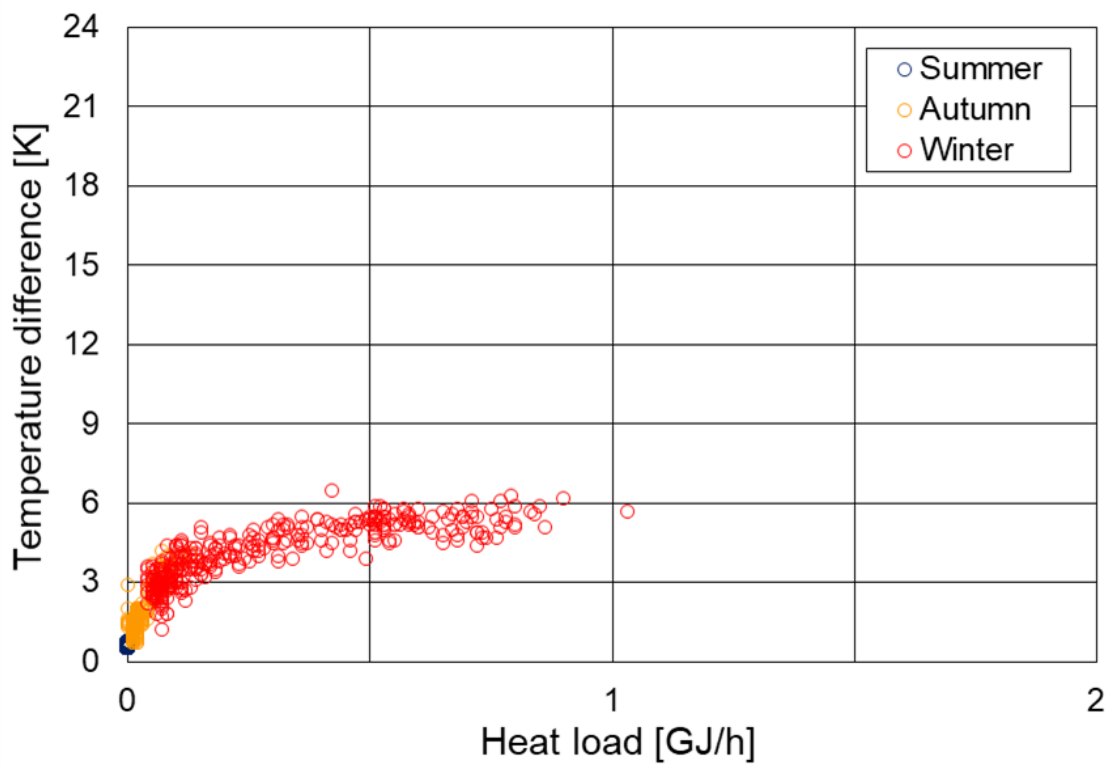


図 A.40: 需要家 No.20 の温熱需要特性 (実績値)

付 録 B 全需要家 20 件の夏期冷温熱負荷

図 B.1～図 B.40 に，本研究で対象とした全 20 件の需要家の夏期冷温熱負荷を示す．これらの熱負荷の値をシミュレーションの入力条件として使用した．

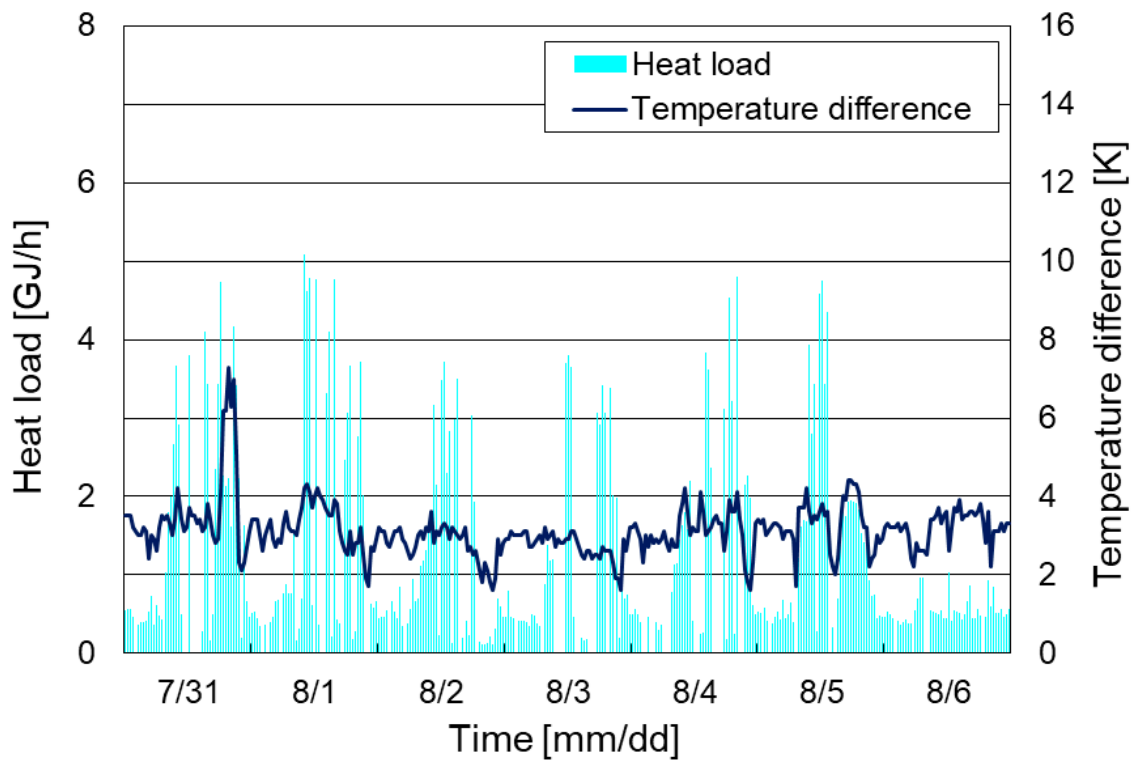


図 B.1: 夏期代表日における需要家 No.1 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

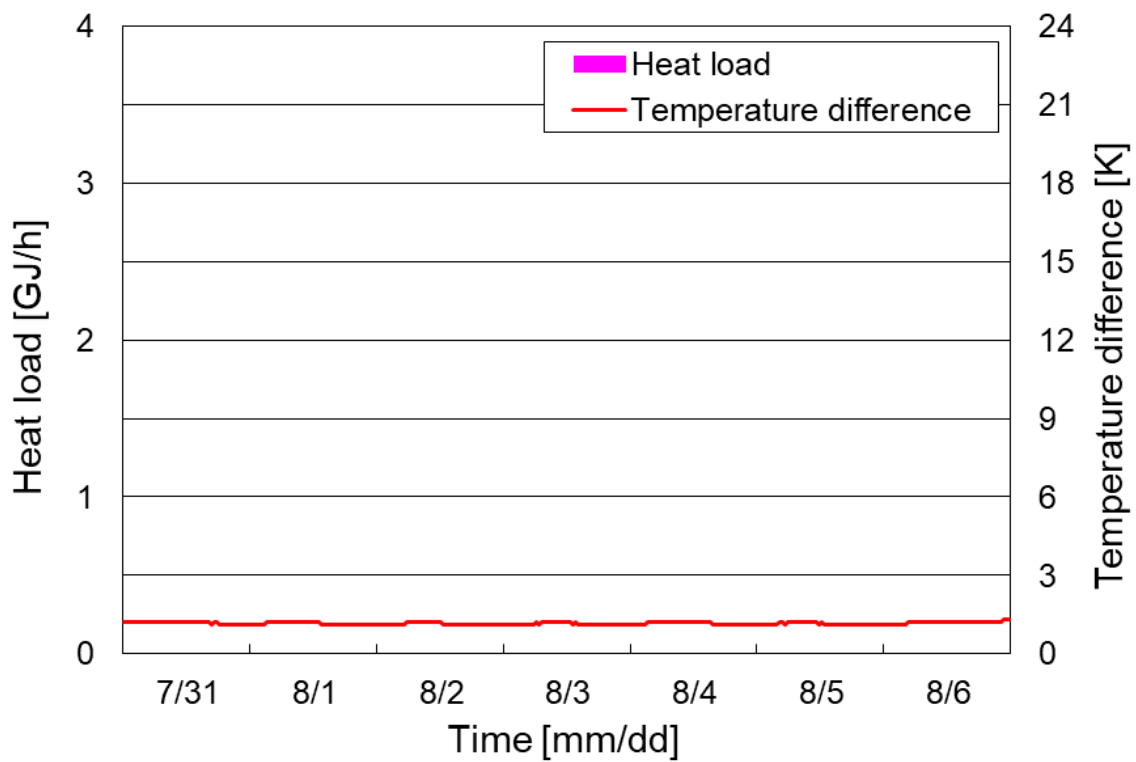


図 B.2: 夏期代表日における需要家 No.1 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

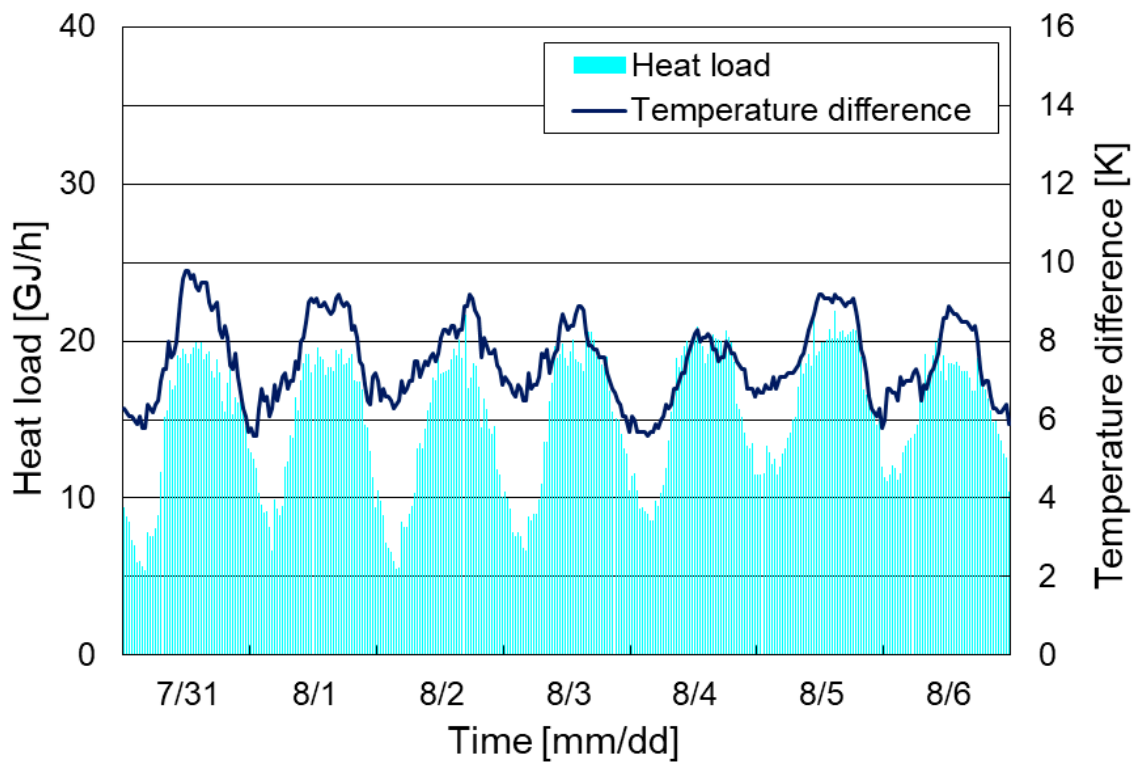


図 B.3: 夏期代表日における需要家 No.2 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

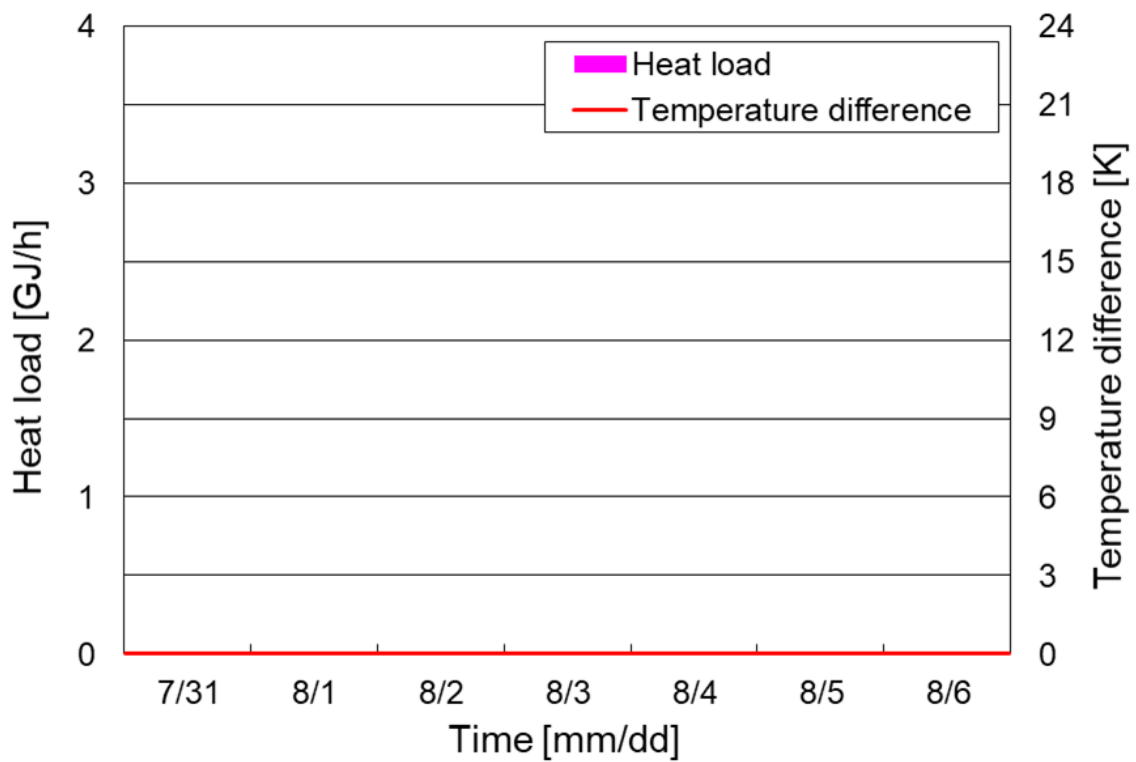


図 B.4: 夏期代表日における需要家 No.2 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

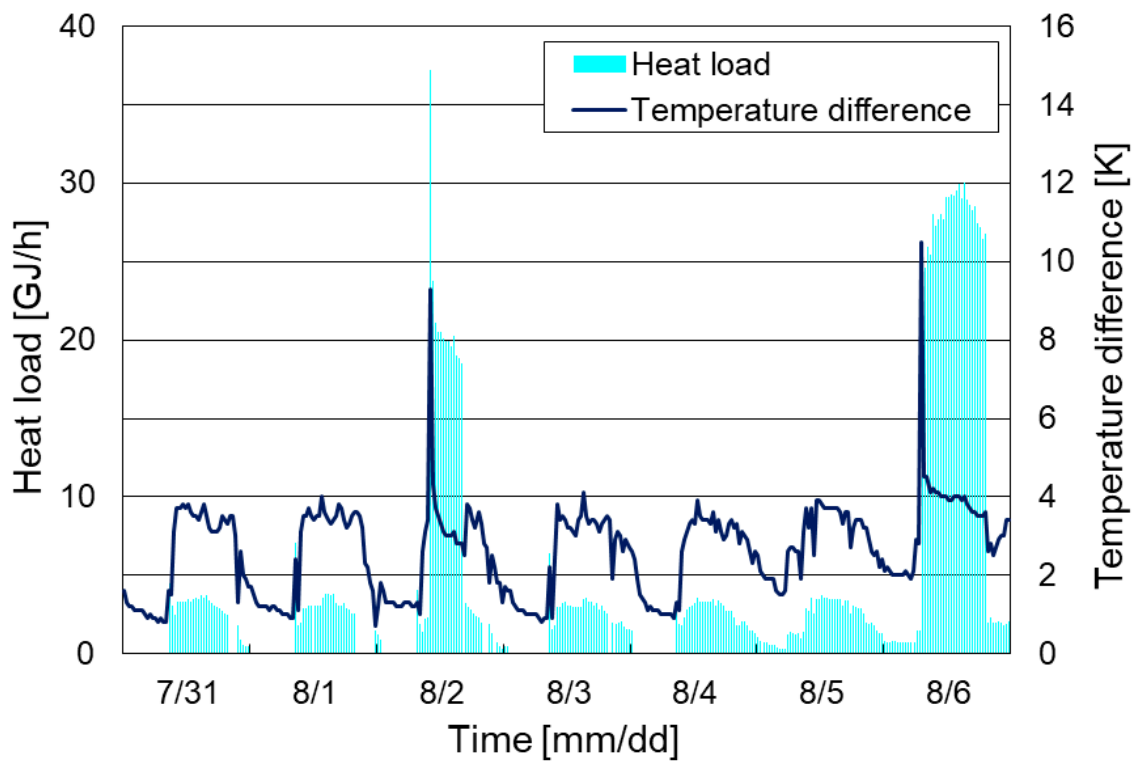


図 B.5: 夏期代表日における需要家 No.3 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

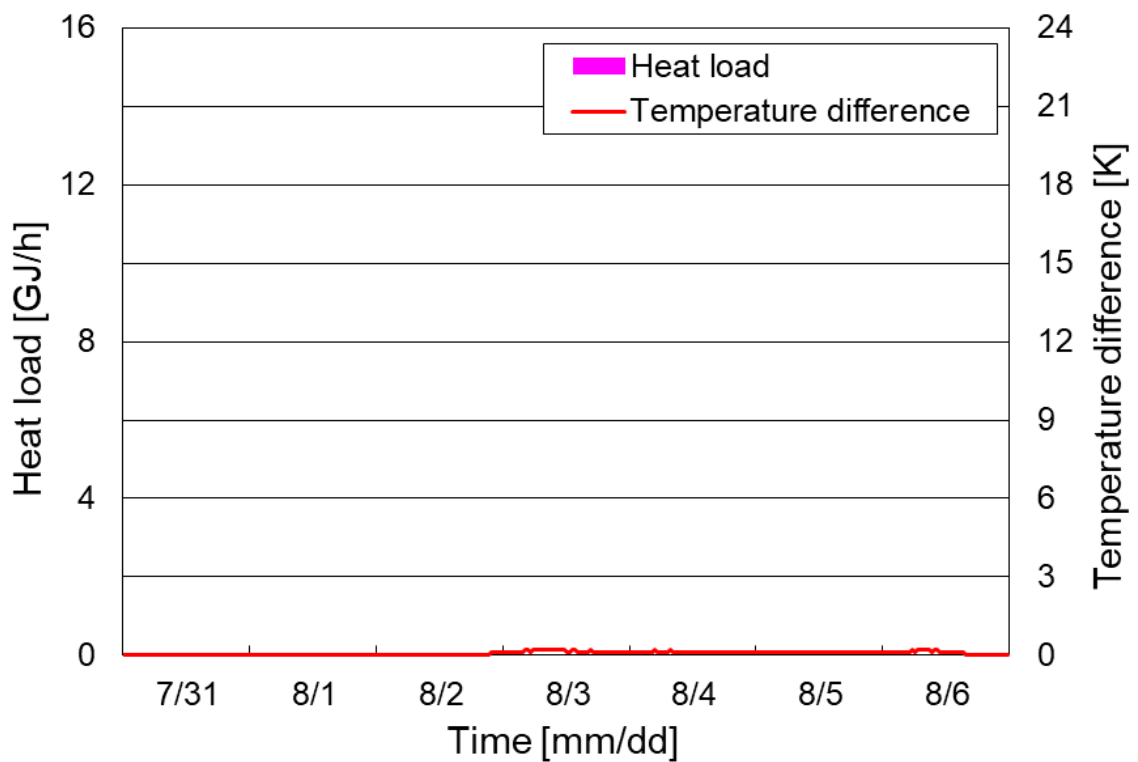


図 B.6: 夏期代表日における需要家 No.3 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

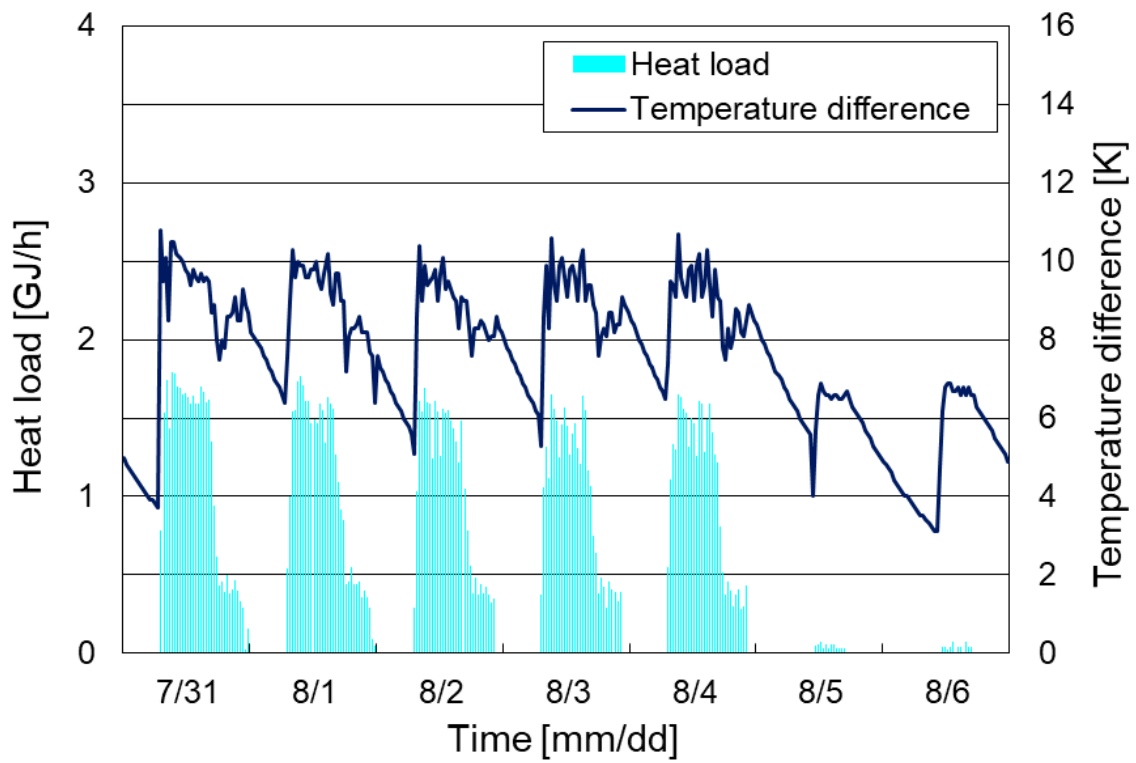


図 B.7: 夏期代表日における需要家 No.4 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

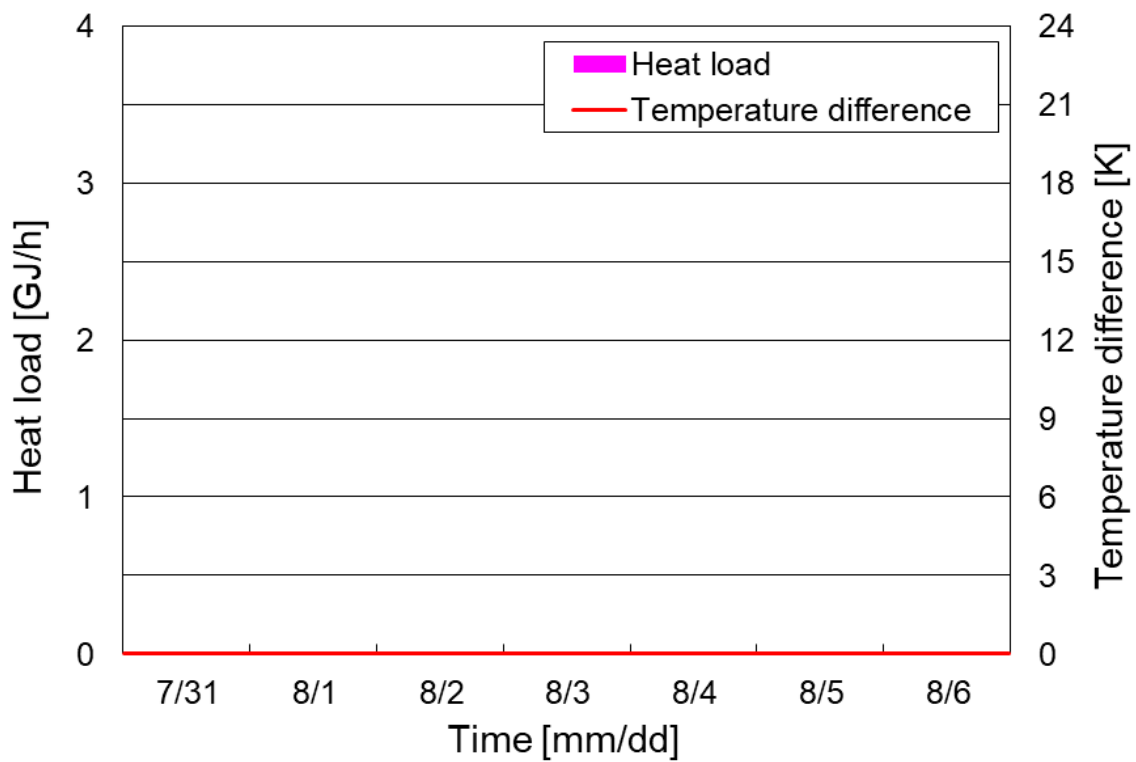


図 B.8: 夏期代表日における需要家 No.4 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

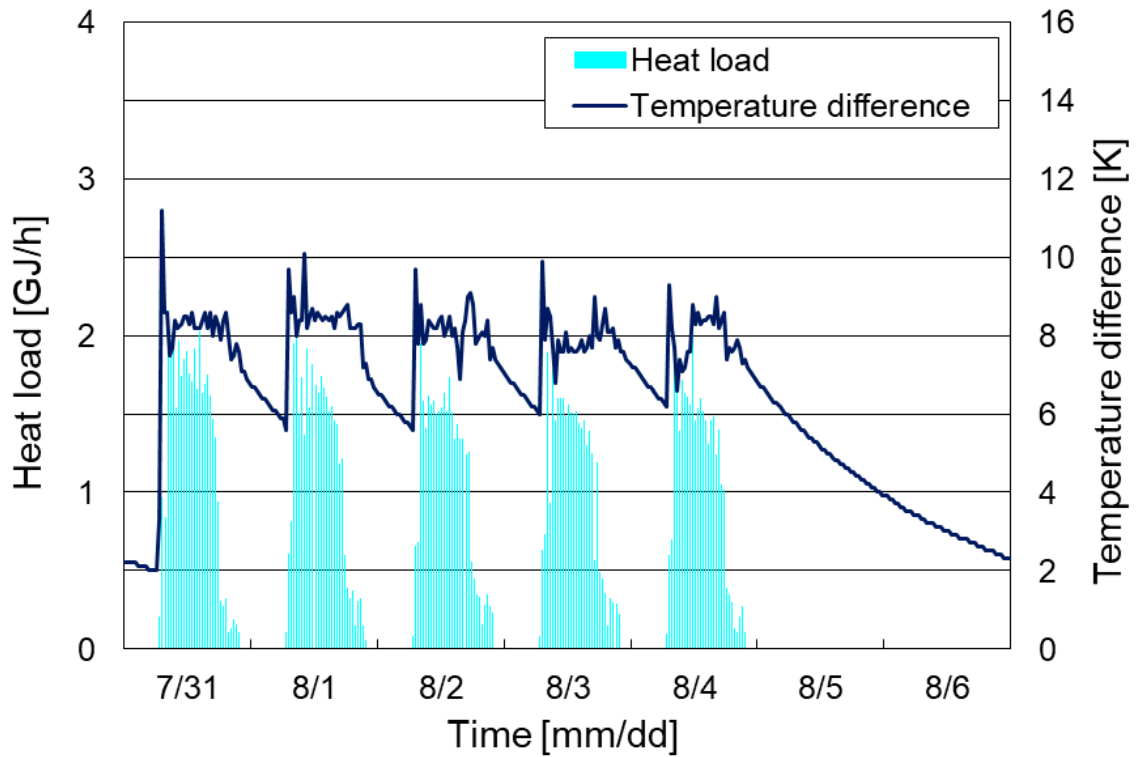


図 B.9: 夏期代表日における需要家 No.5 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

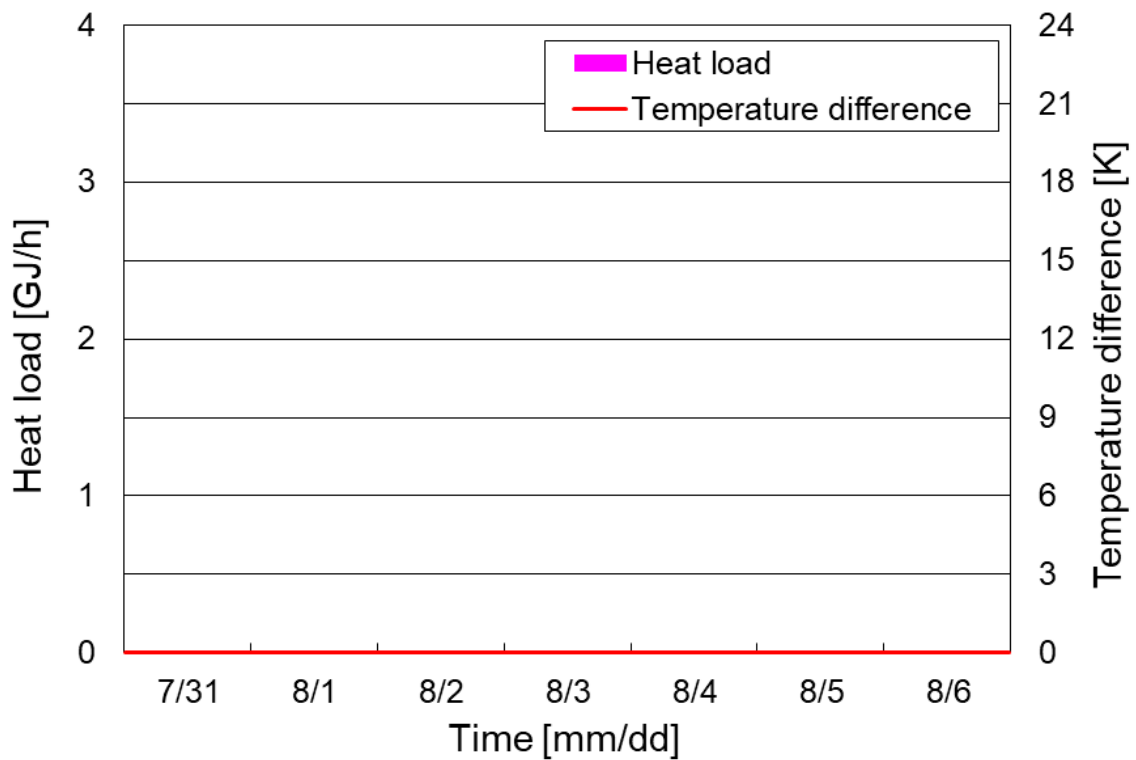


図 B.10: 夏期代表日における需要家 No.5 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

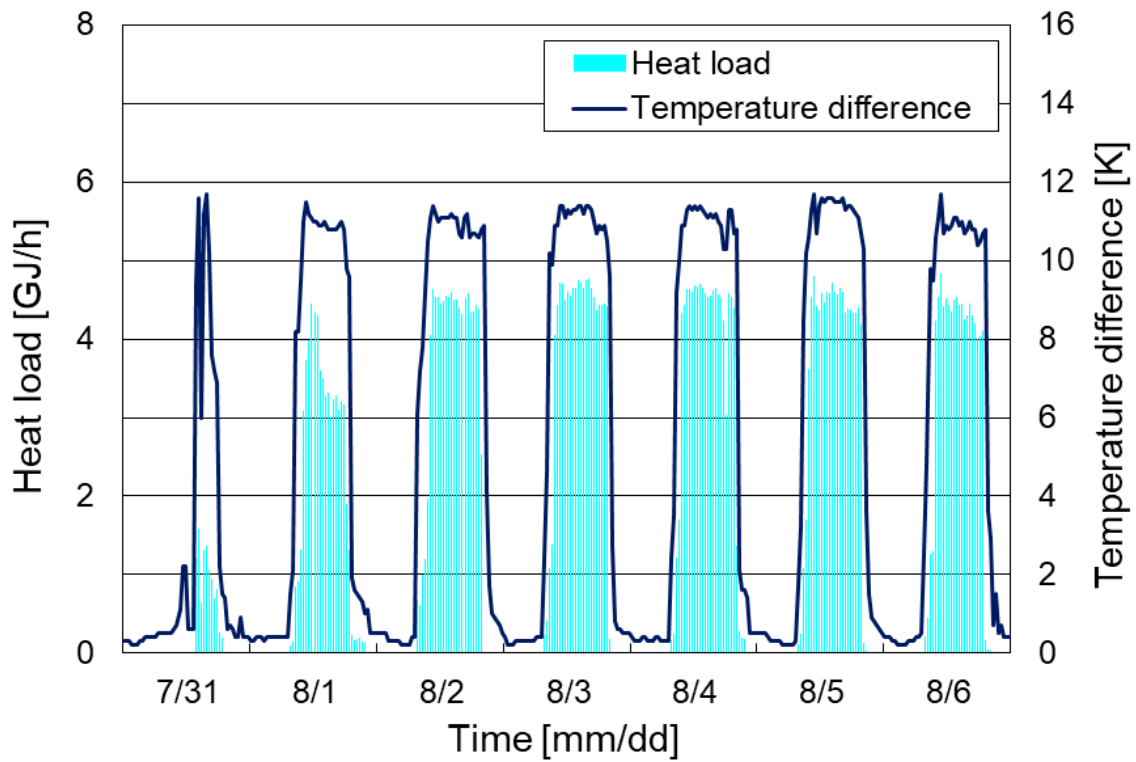


図 B.11: 夏期代表日における需要家 No.6 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

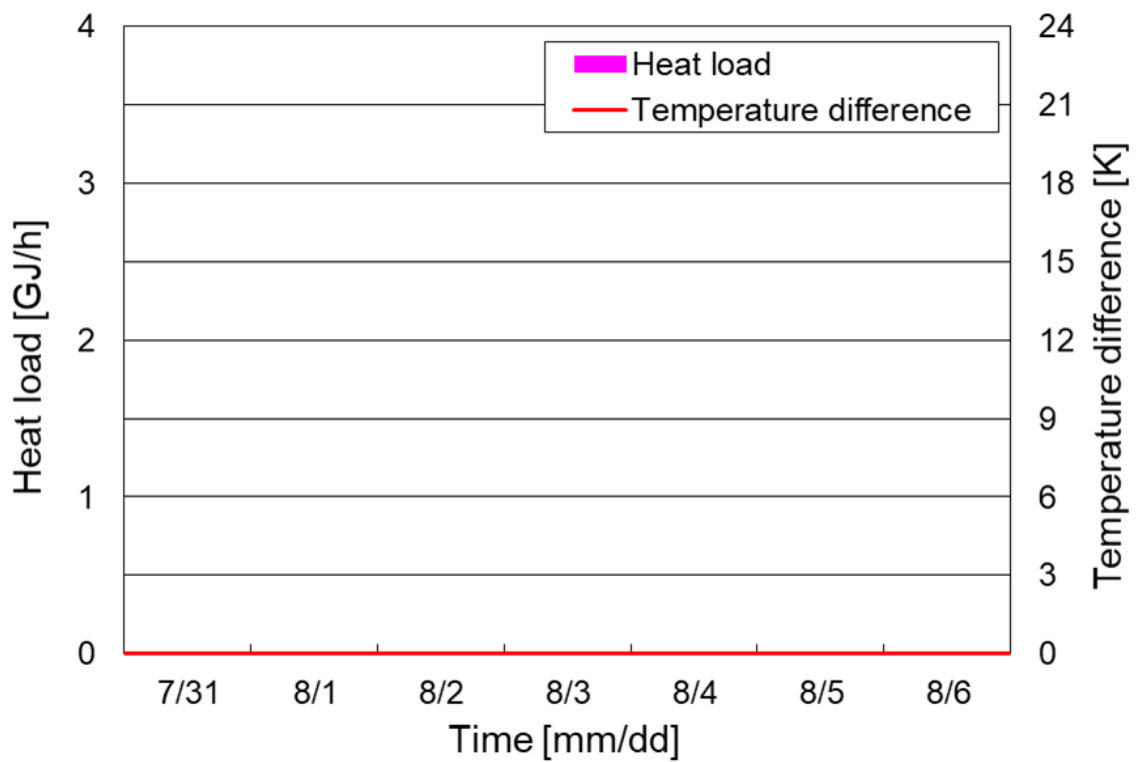


図 B.12: 夏期代表日における需要家 No.6 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

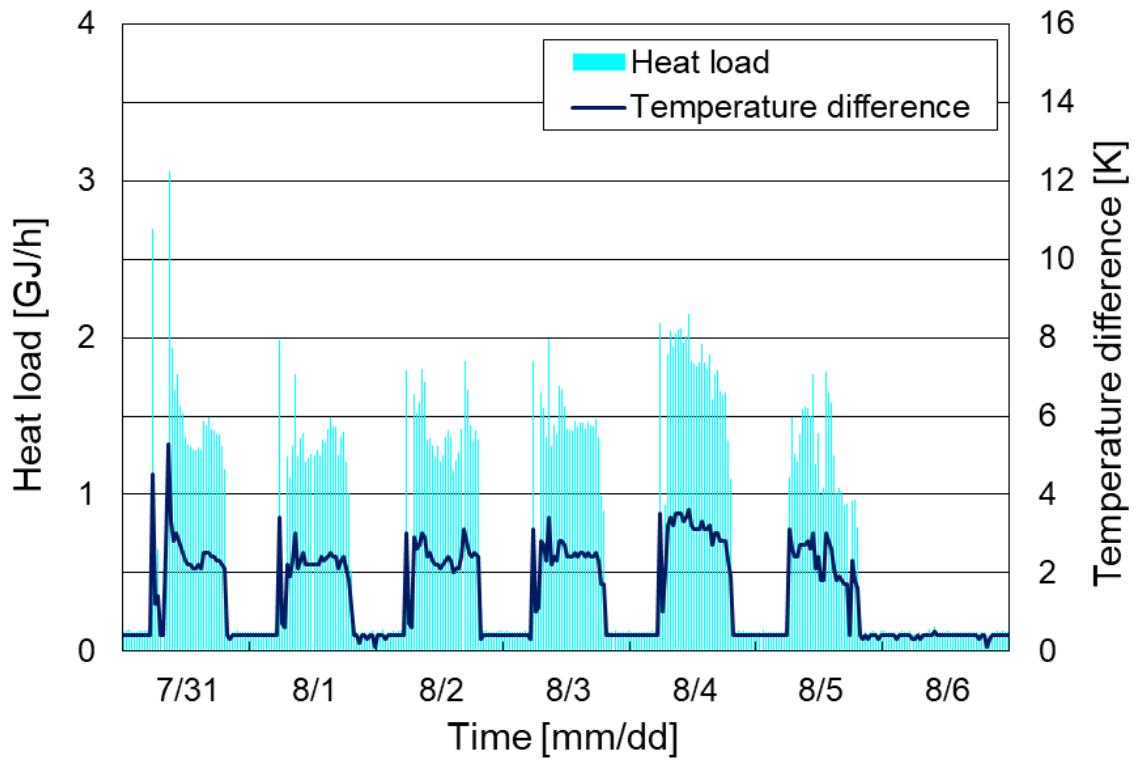


図 B.13: 夏期代表日における需要家 No.7 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

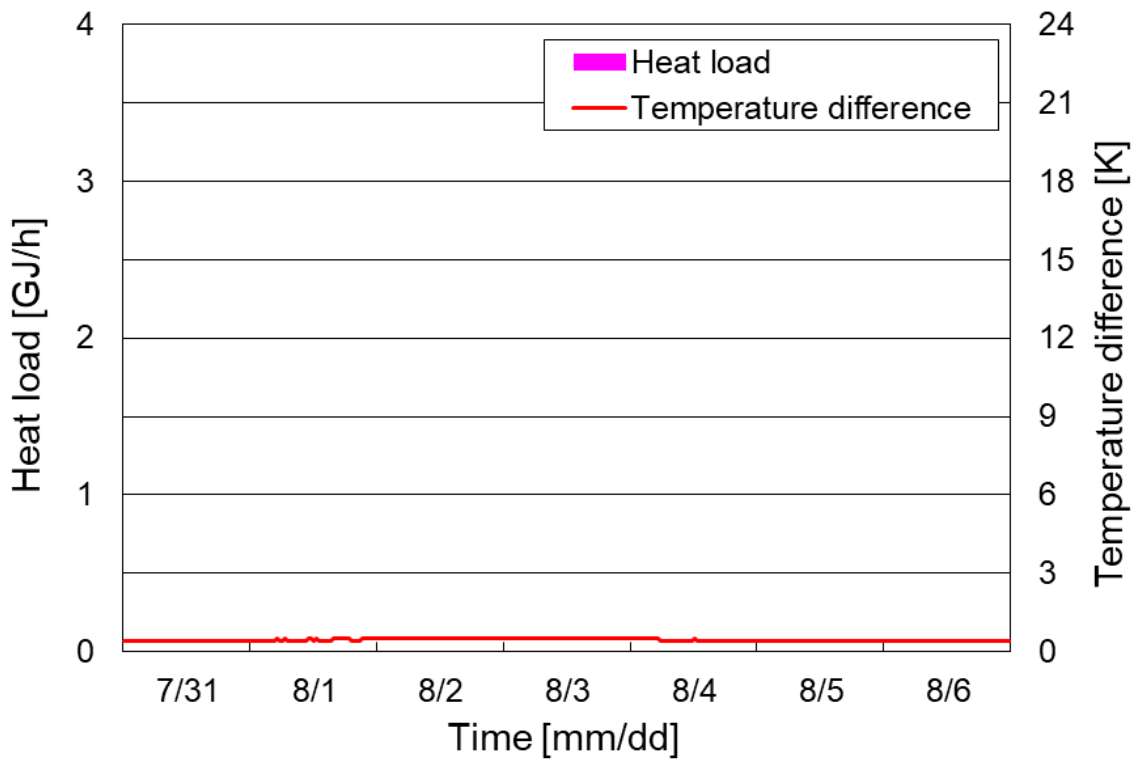


図 B.14: 夏期代表日における需要家 No.7 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

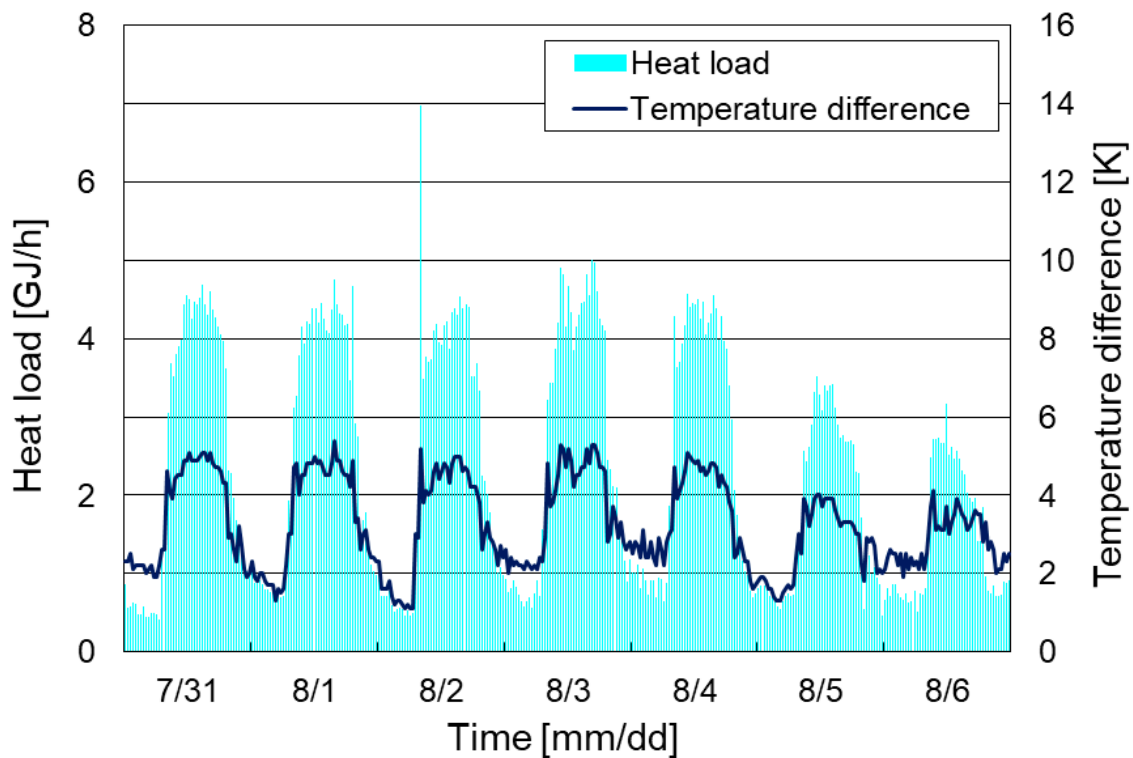


図 B.15: 夏期代表日における需要家 No.8 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

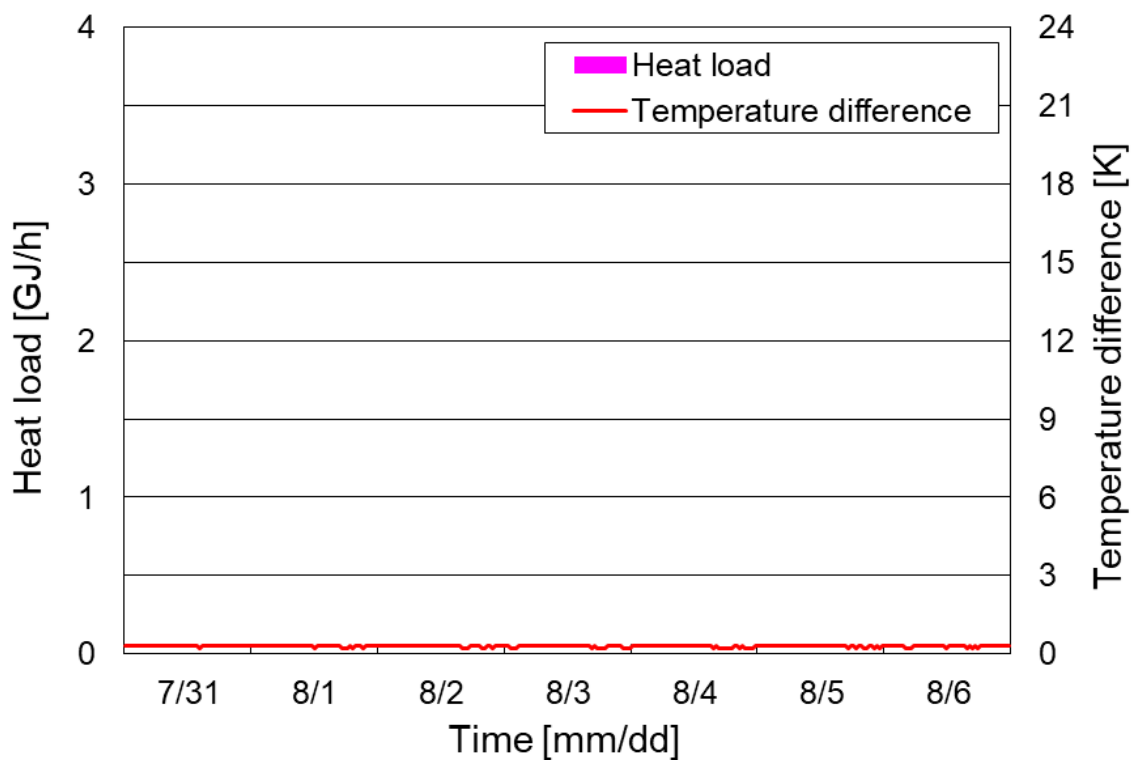


図 B.16: 夏期代表日における需要家 No.8 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

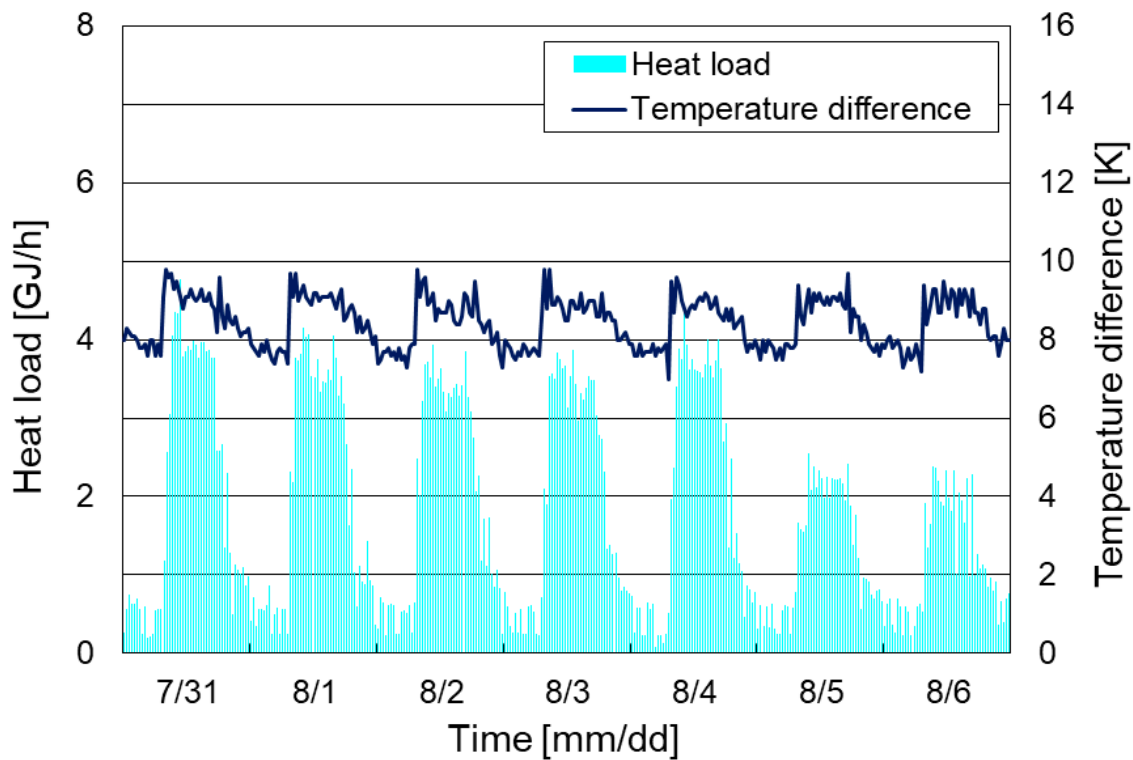


図 B.17: 夏期代表日における需要家 No.9 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

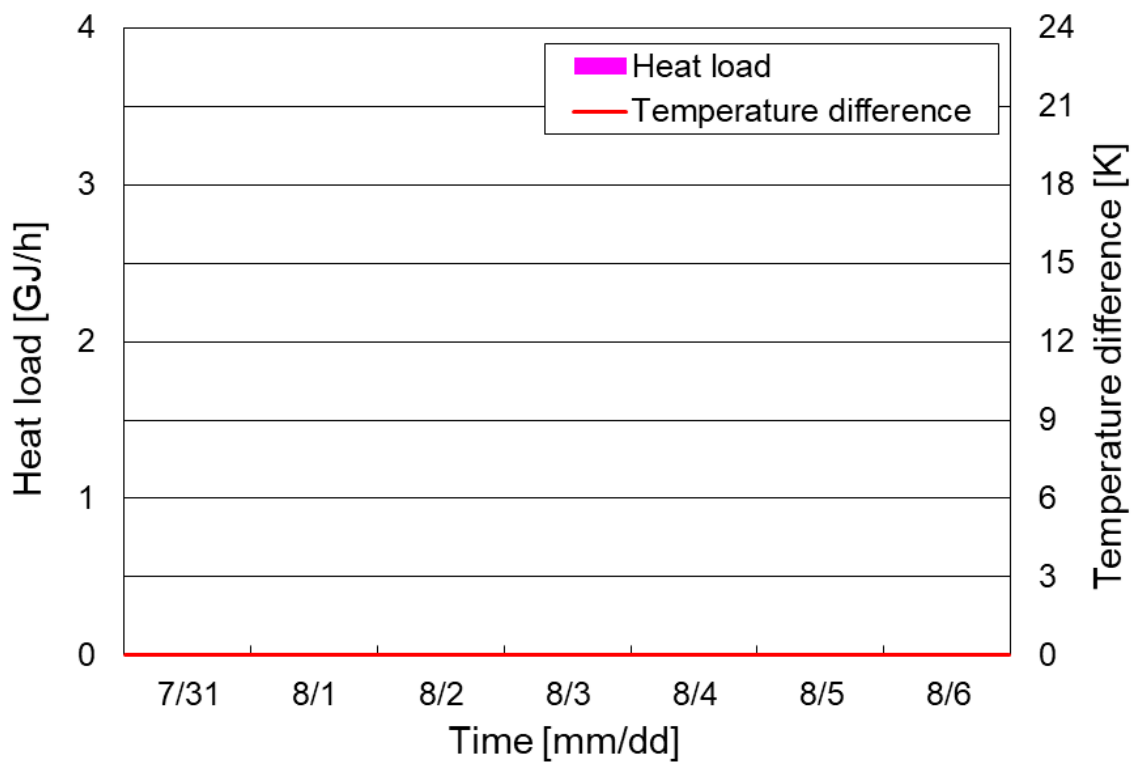


図 B.18: 夏期代表日における需要家 No.9 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

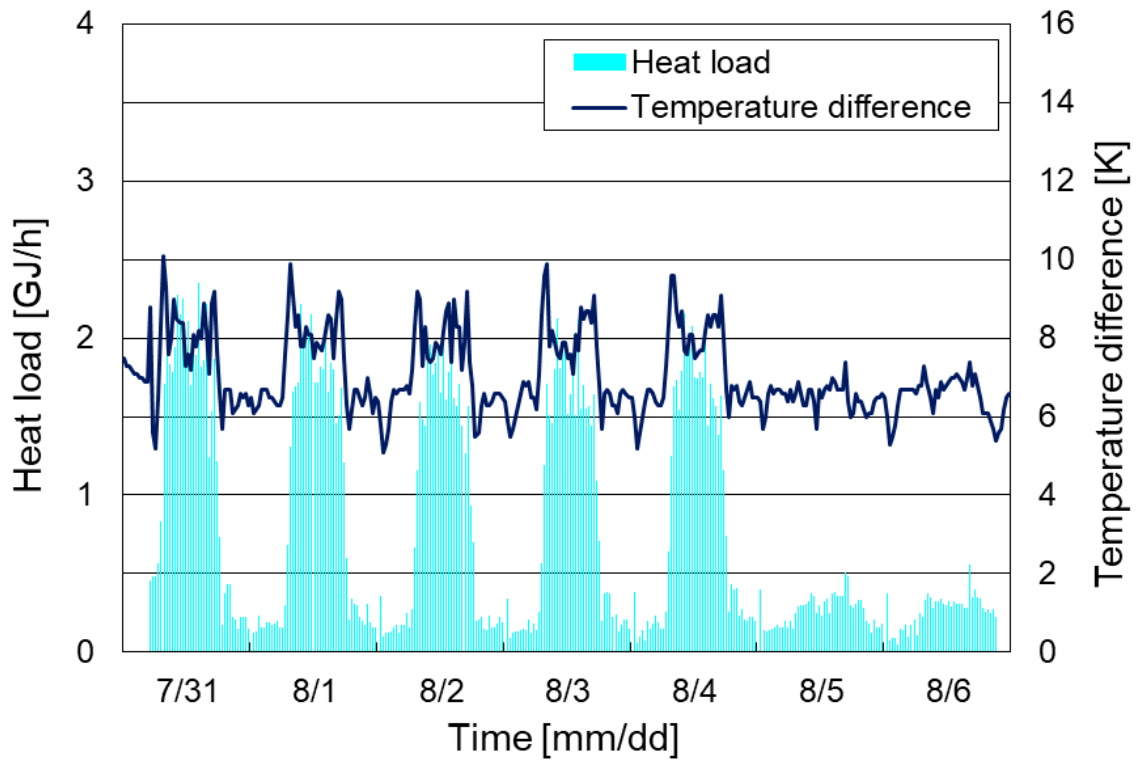


図 B.19: 夏期代表日における需要家 No.10 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

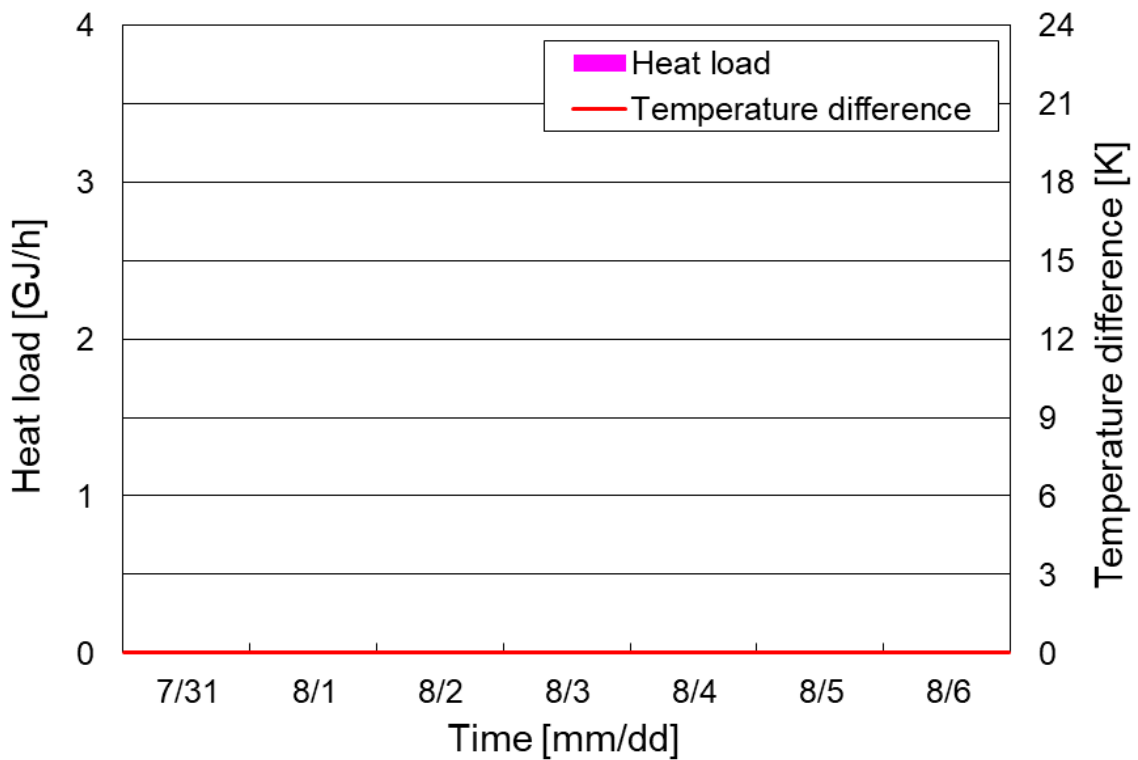


図 B.20: 夏期代表日における需要家 No.10 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

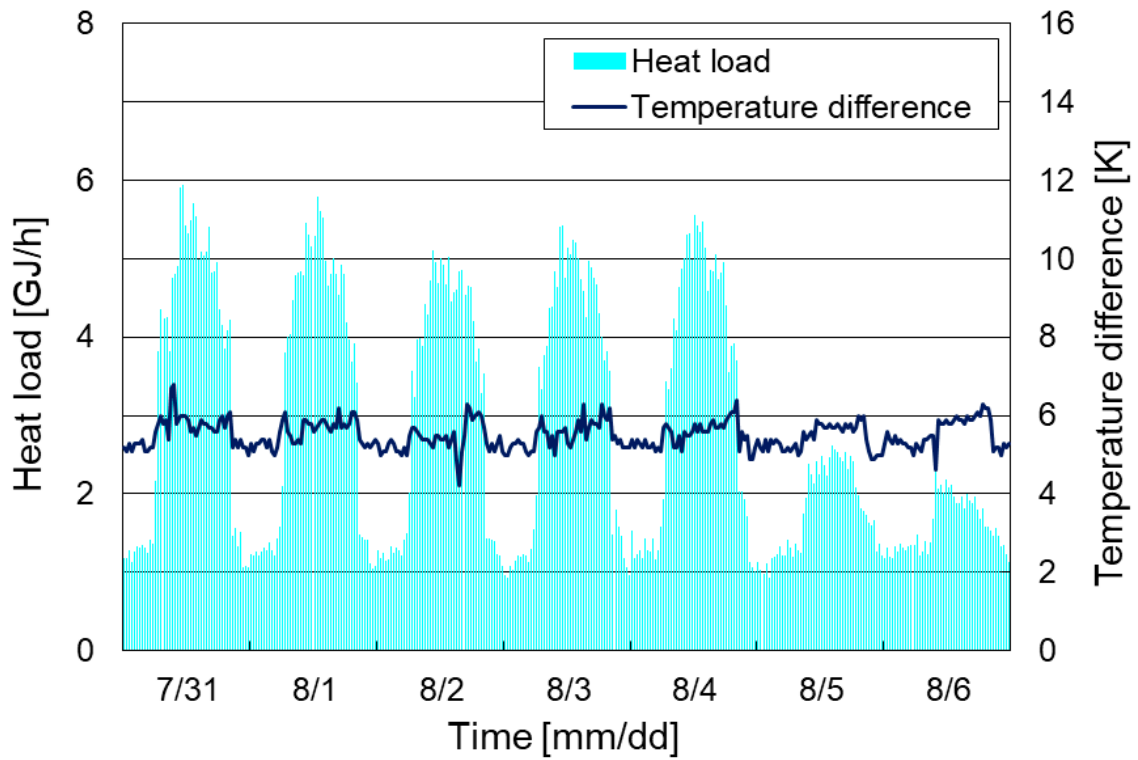


図 B.21: 夏期代表日における需要家 No.11 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

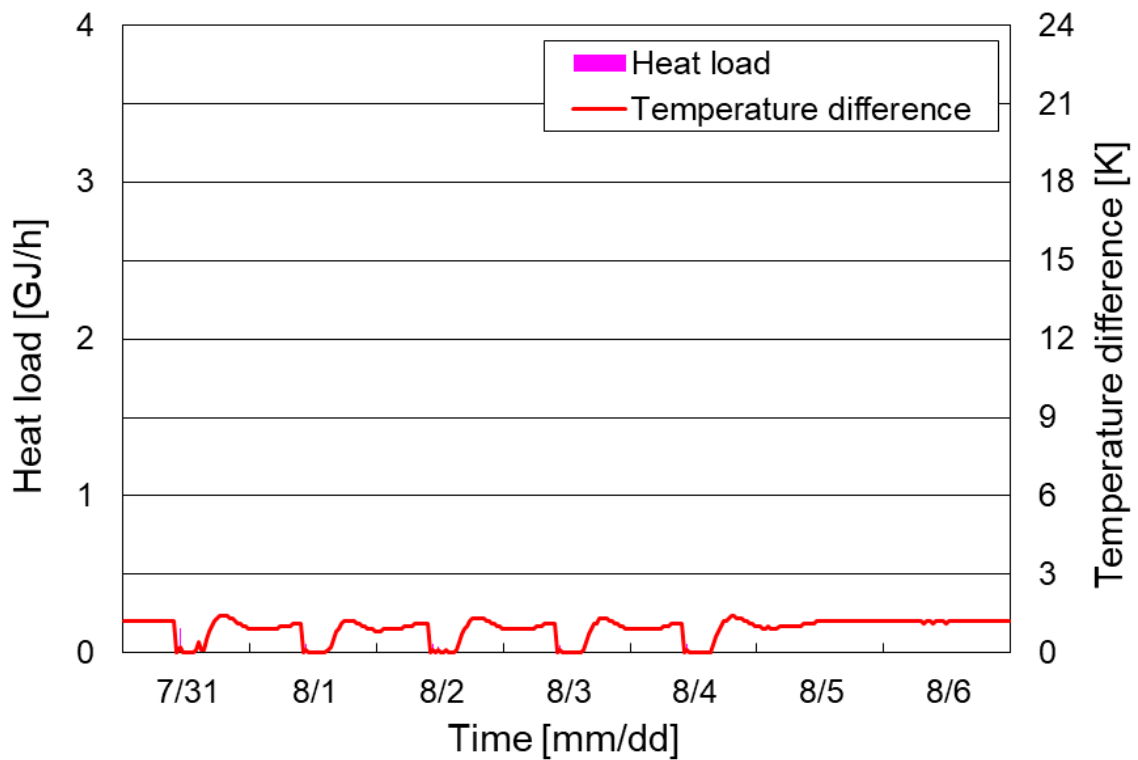


図 B.22: 夏期代表日における需要家 No.11 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

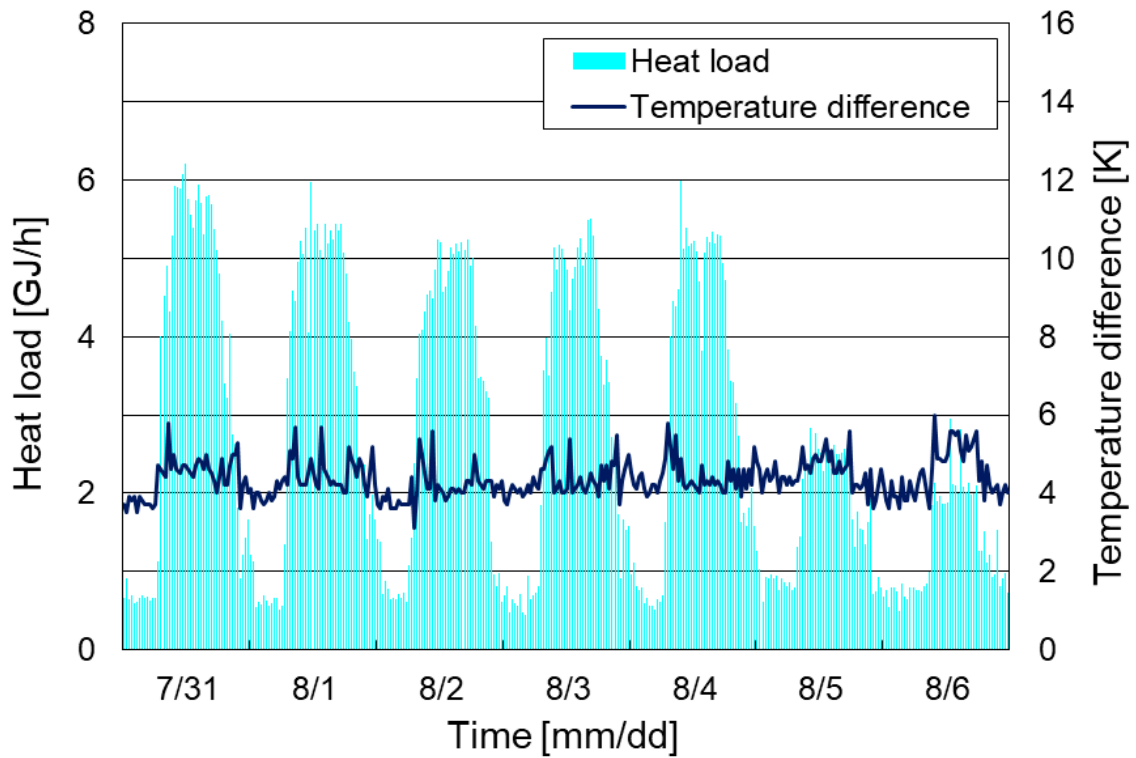


図 B.23: 夏期代表日における需要家 No.12 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

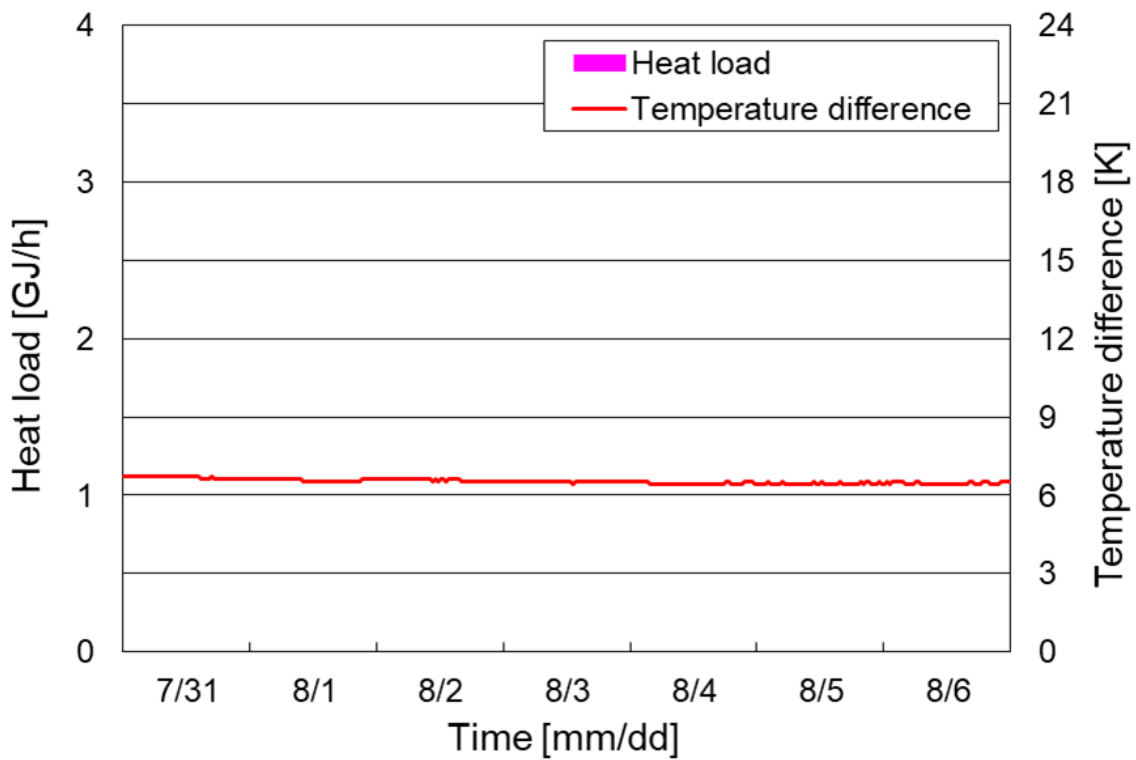


図 B.24: 夏期代表日における需要家 No.12 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

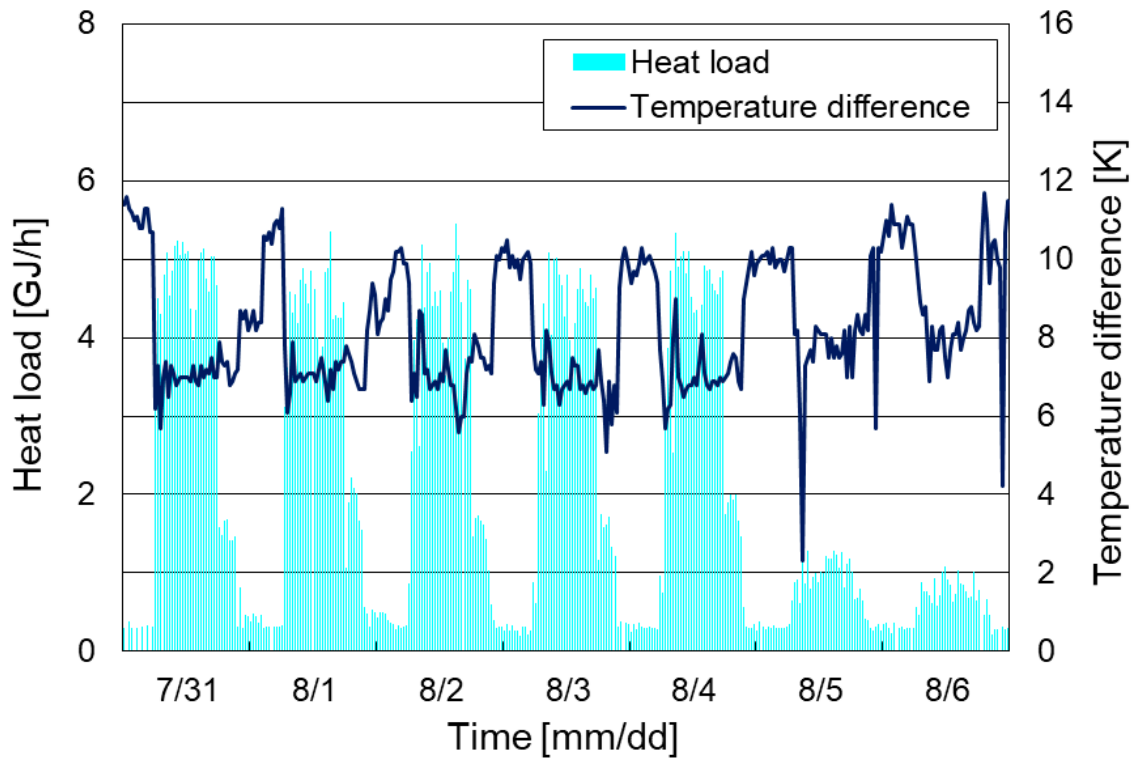


図 B.25: 夏期代表日における需要家 No.13 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

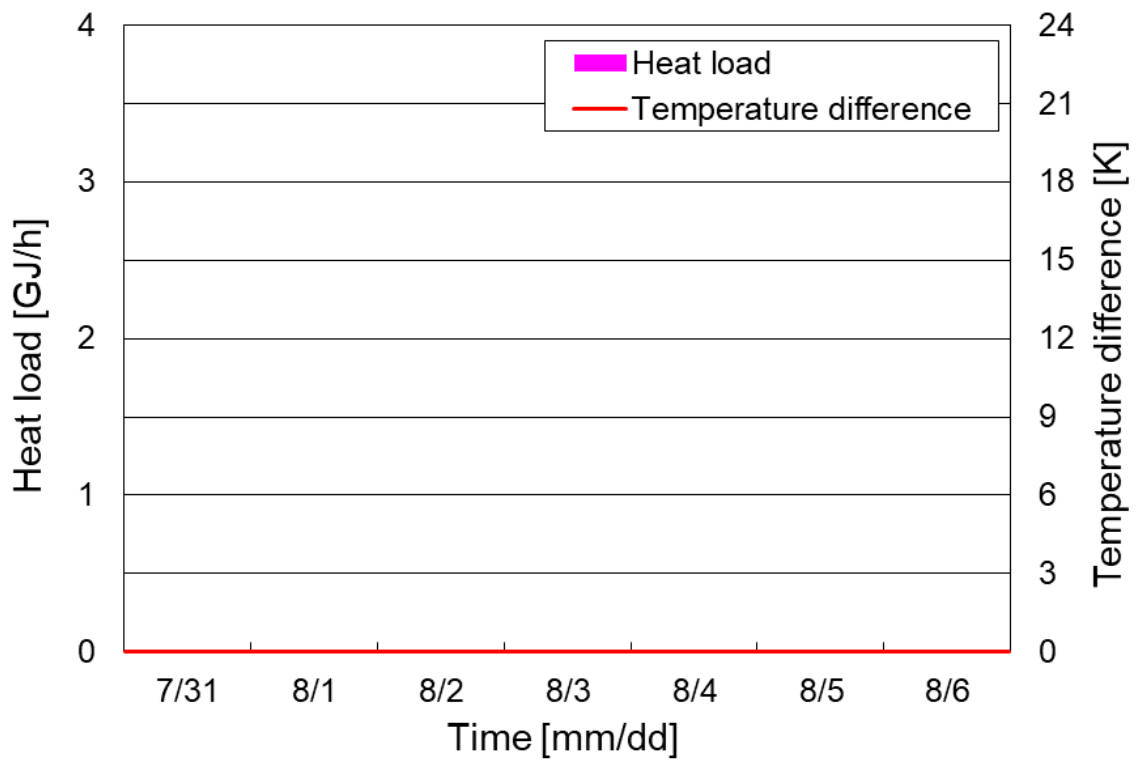


図 B.26: 夏期代表日における需要家 No.13 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

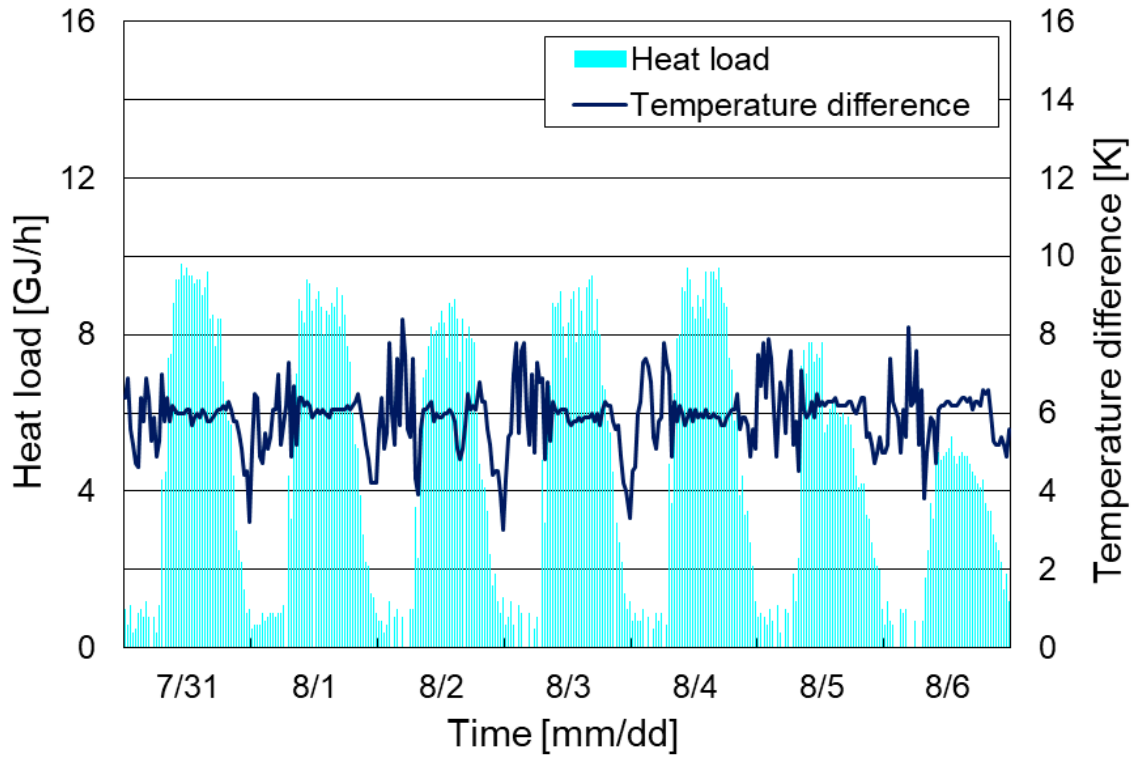


図 B.27: 夏期代表日における需要家 No.14 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

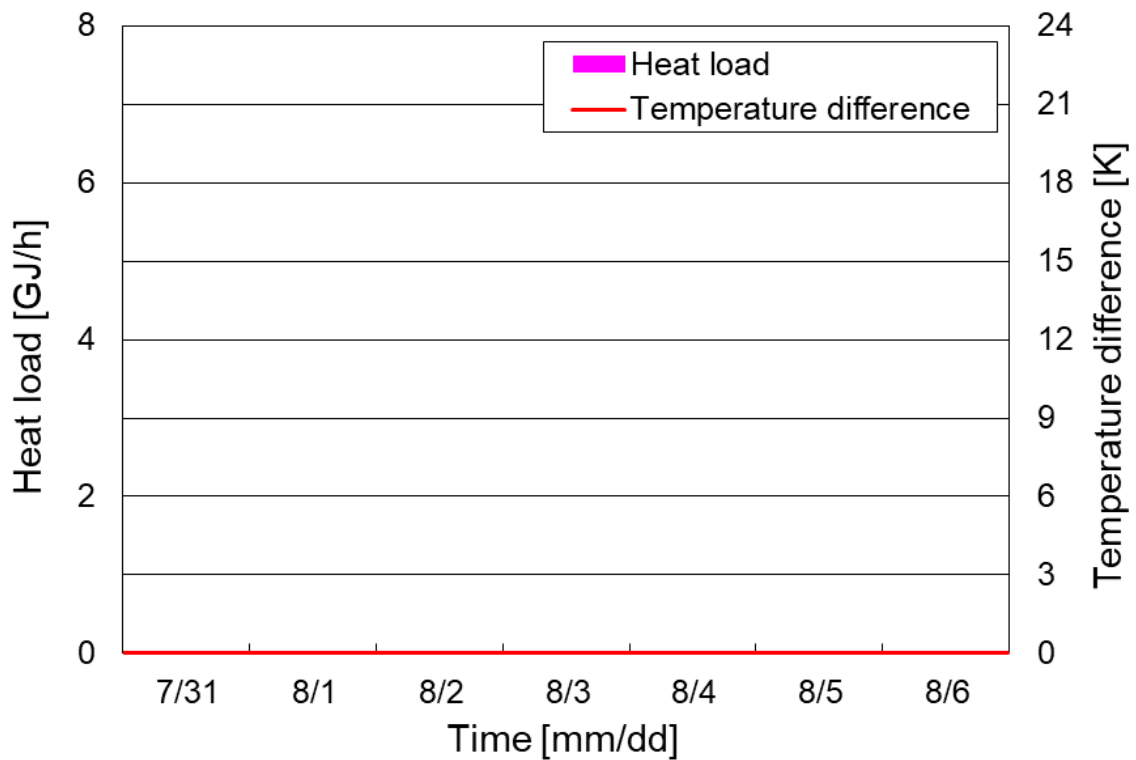


図 B.28: 夏期代表日における需要家 No.14 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

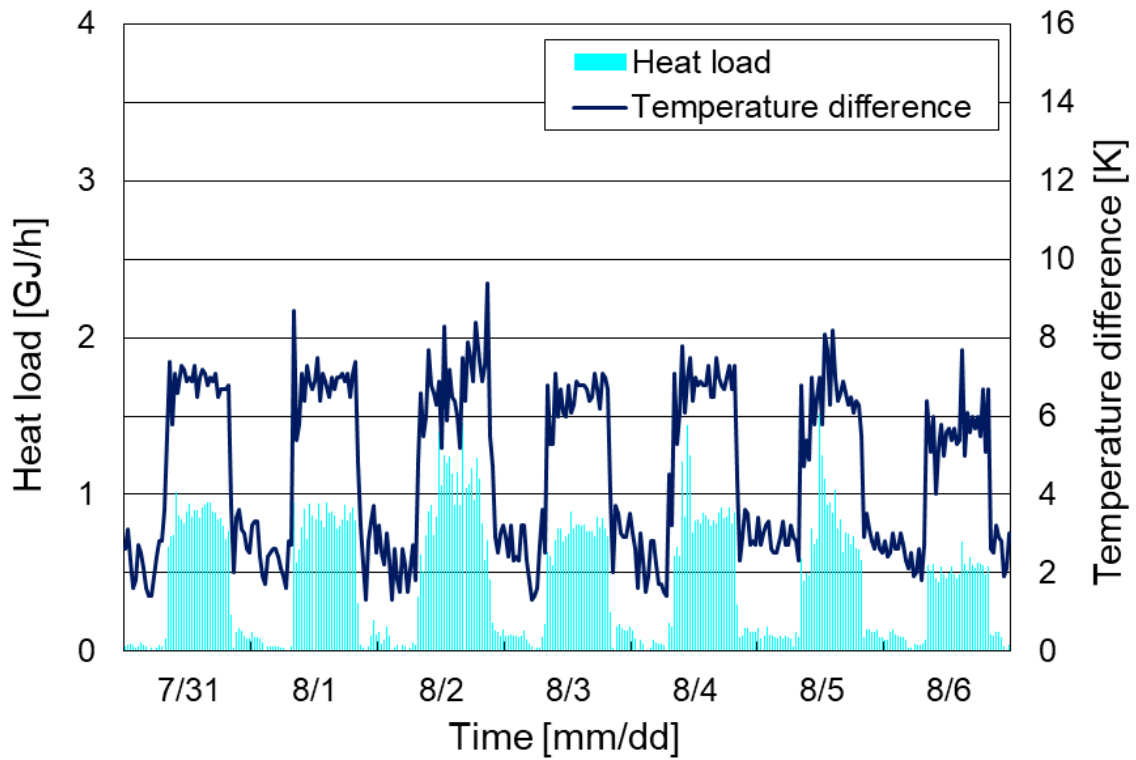


図 B.29: 夏期代表日における需要家 No.15 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

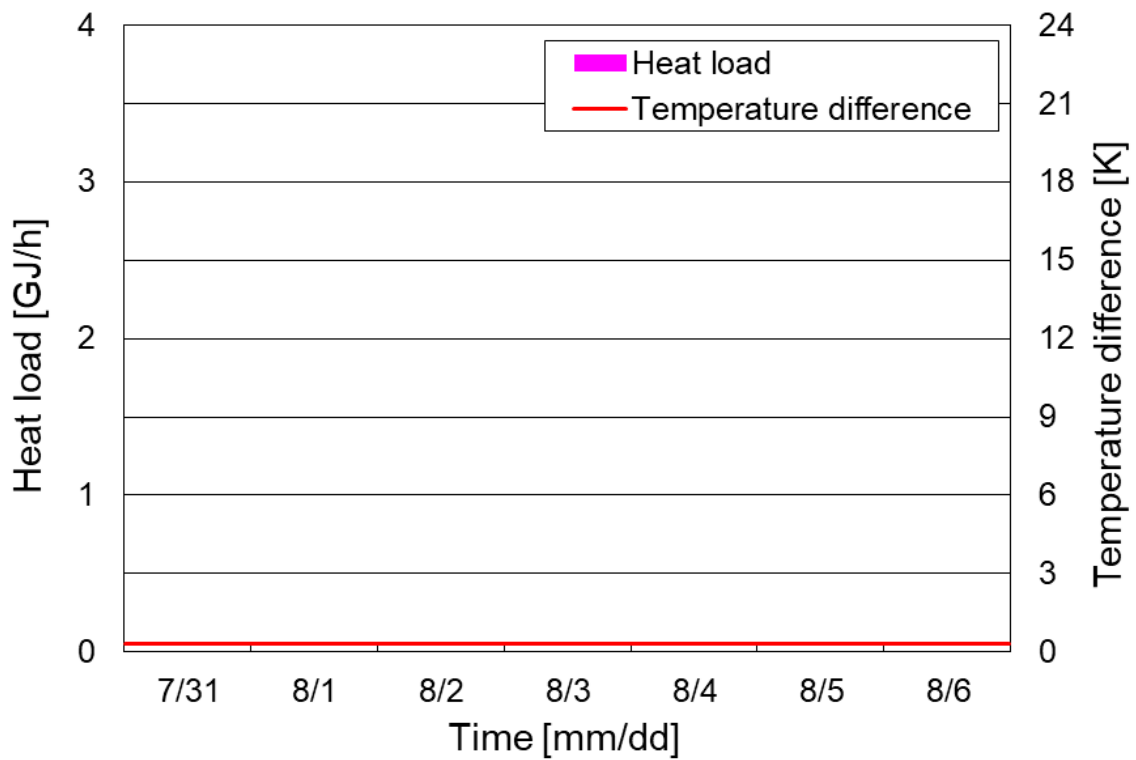


図 B.30: 夏期代表日における需要家 No.15 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

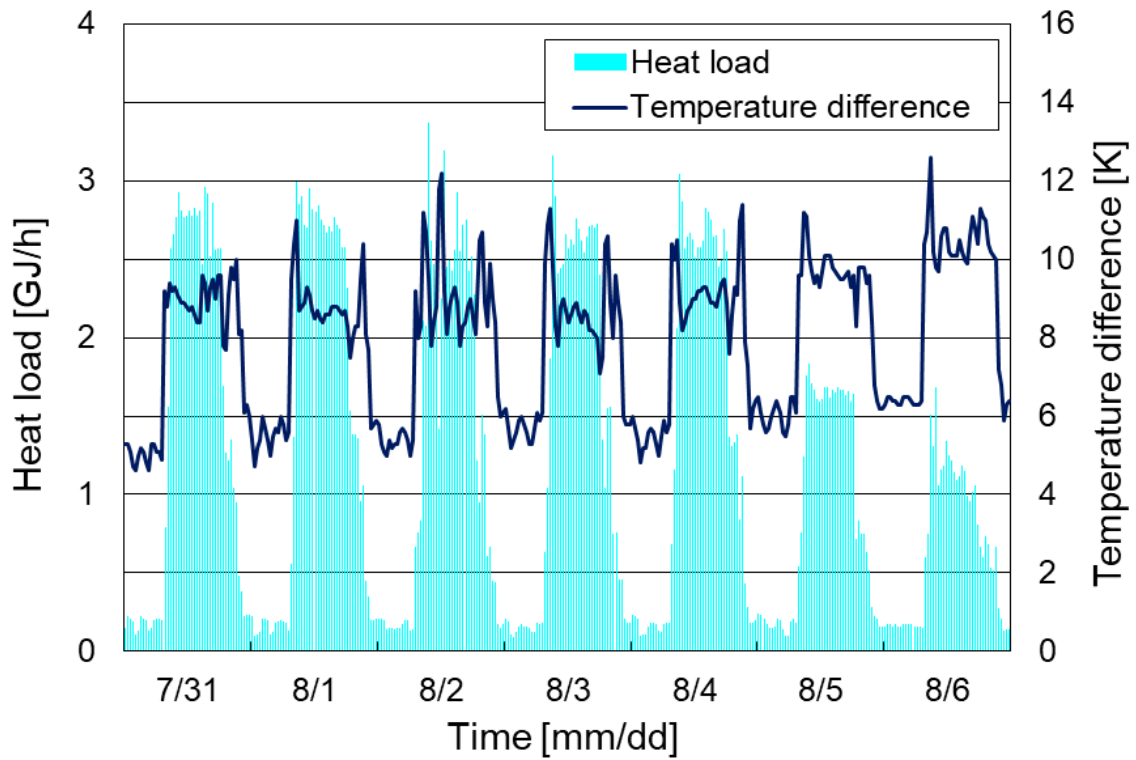


図 B.31: 夏期代表日における需要家 No.16 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

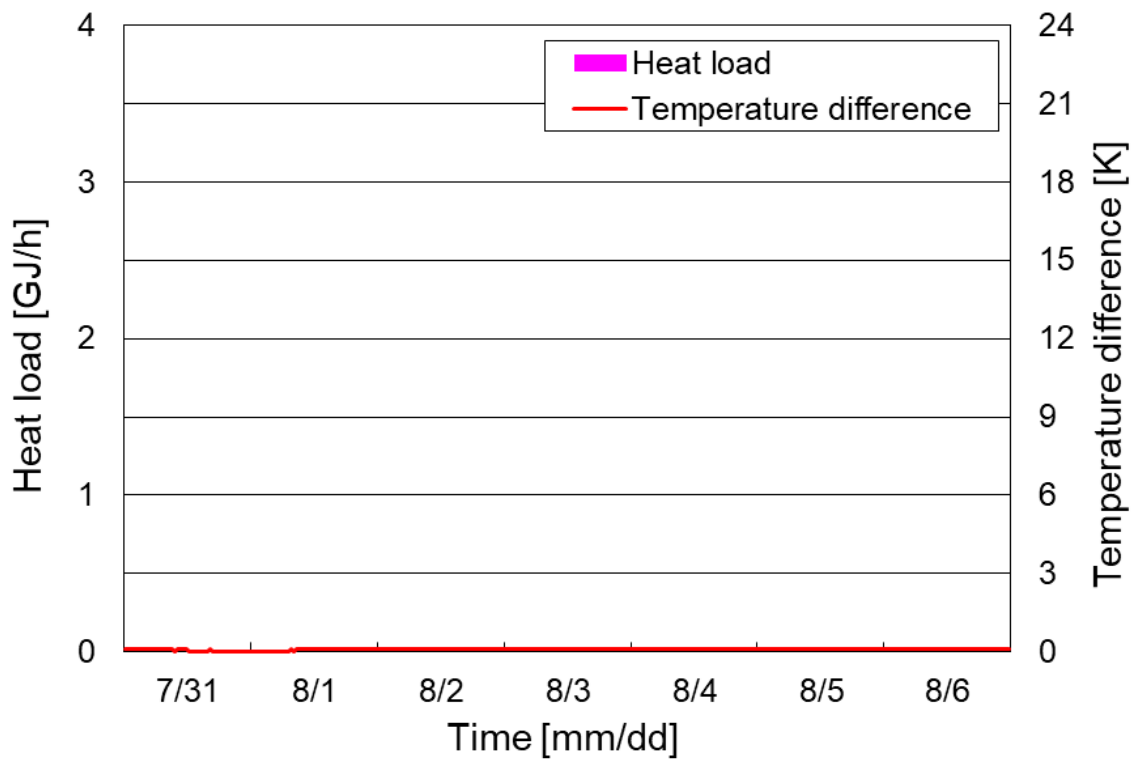


図 B.32: 夏期代表日における需要家 No.16 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

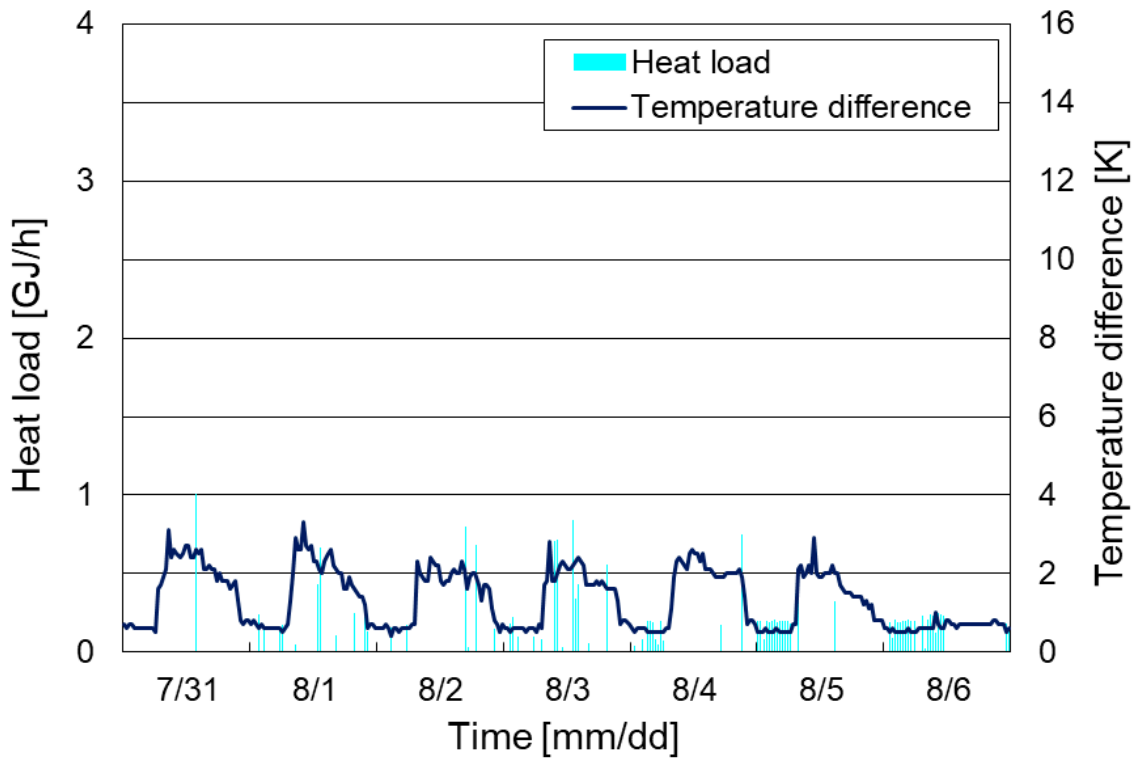


図 B.33: 夏期代表日における需要家 No.17 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

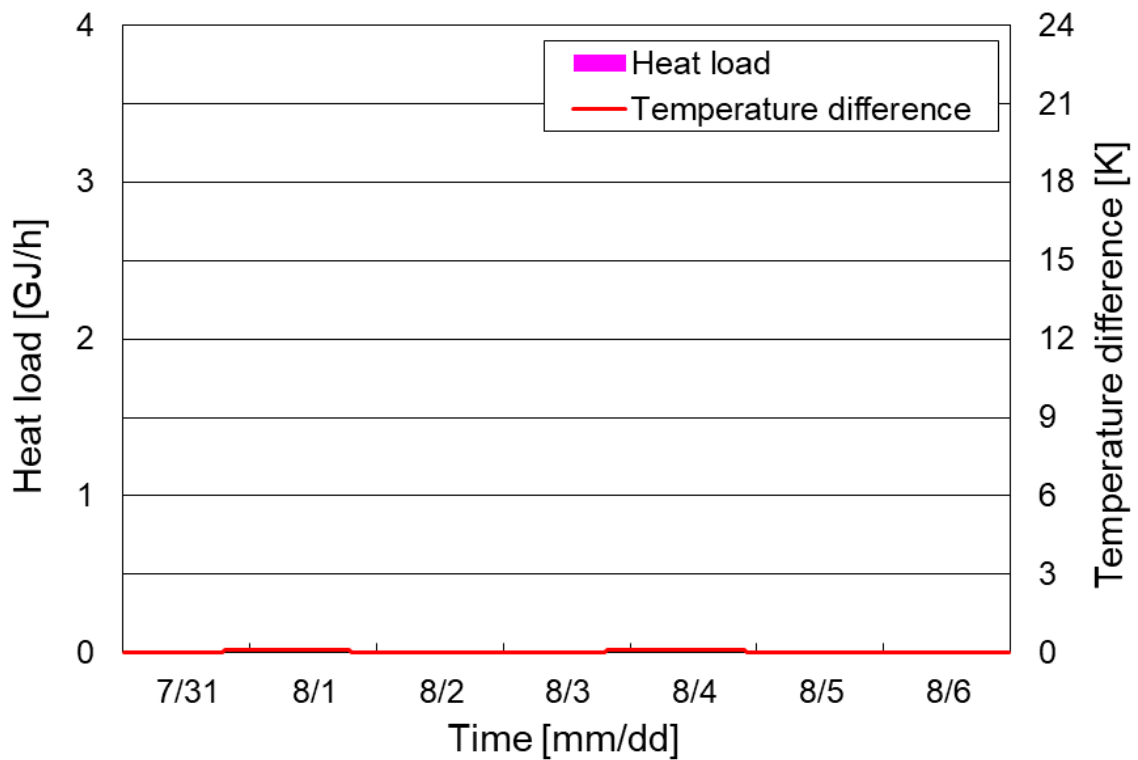


図 B.34: 夏期代表日における需要家 No.17 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

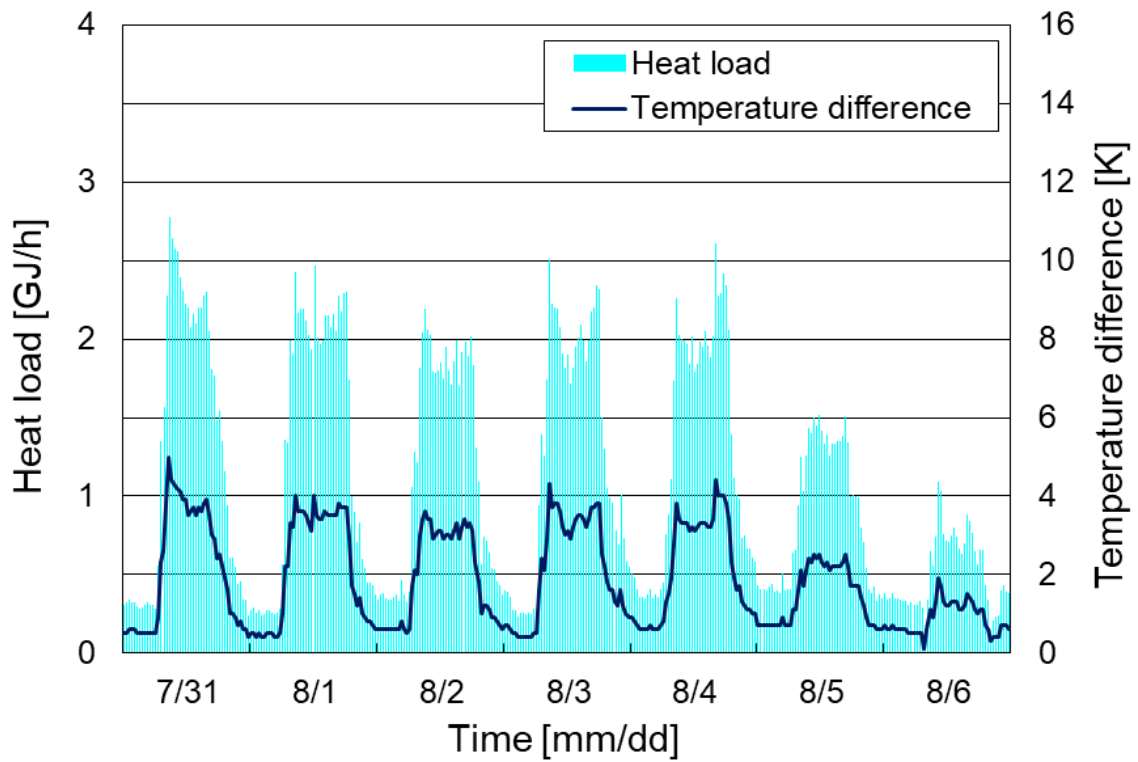


図 B.35: 夏期代表日における需要家 No.18 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

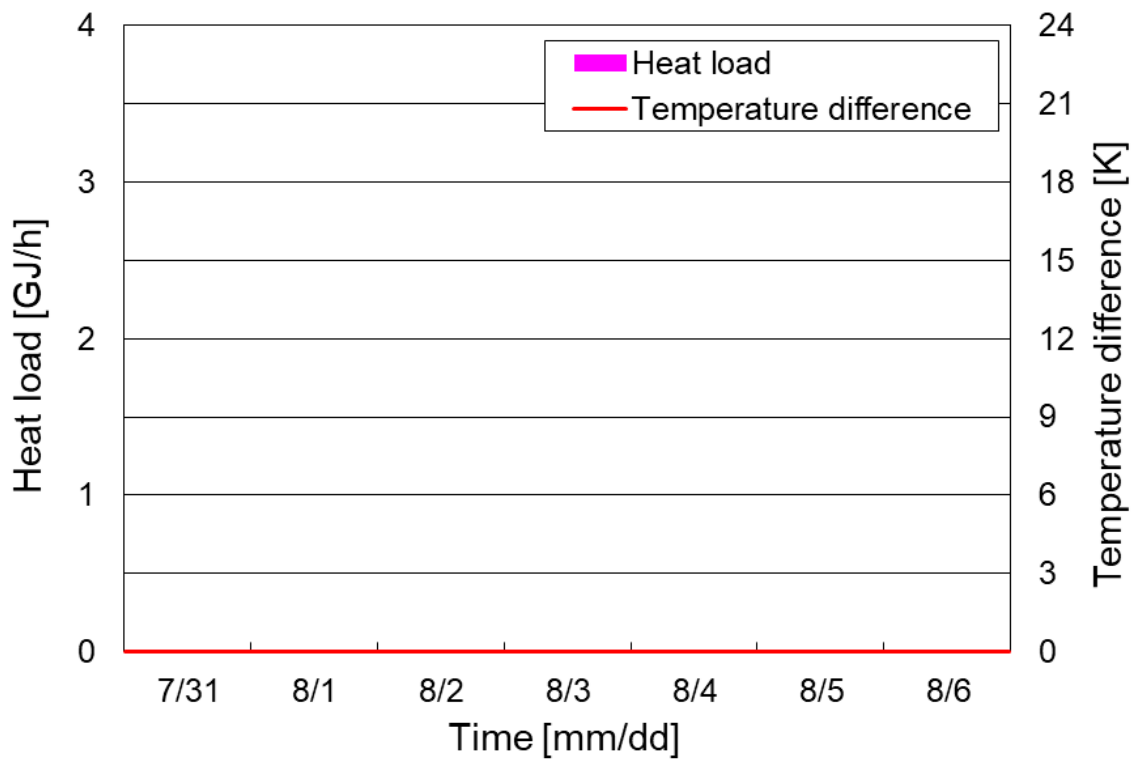


図 B.36: 夏期代表日における需要家 No.18 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

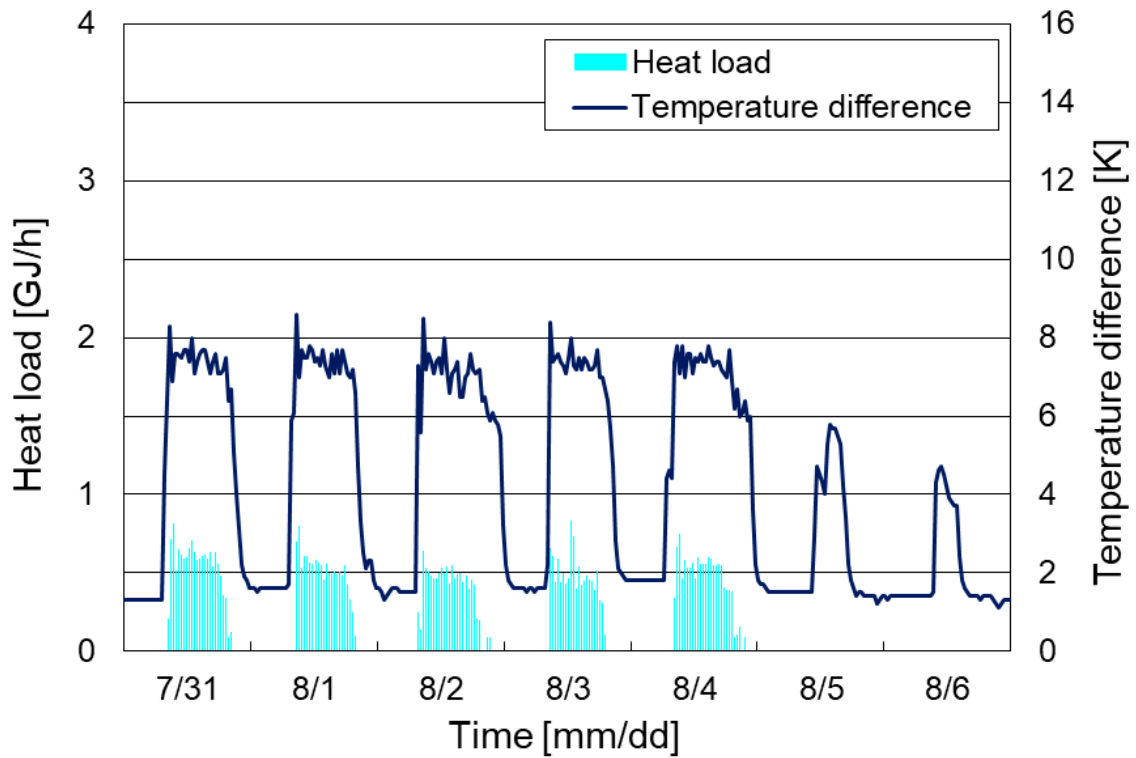


図 B.37: 夏期代表日における需要家 No.19 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

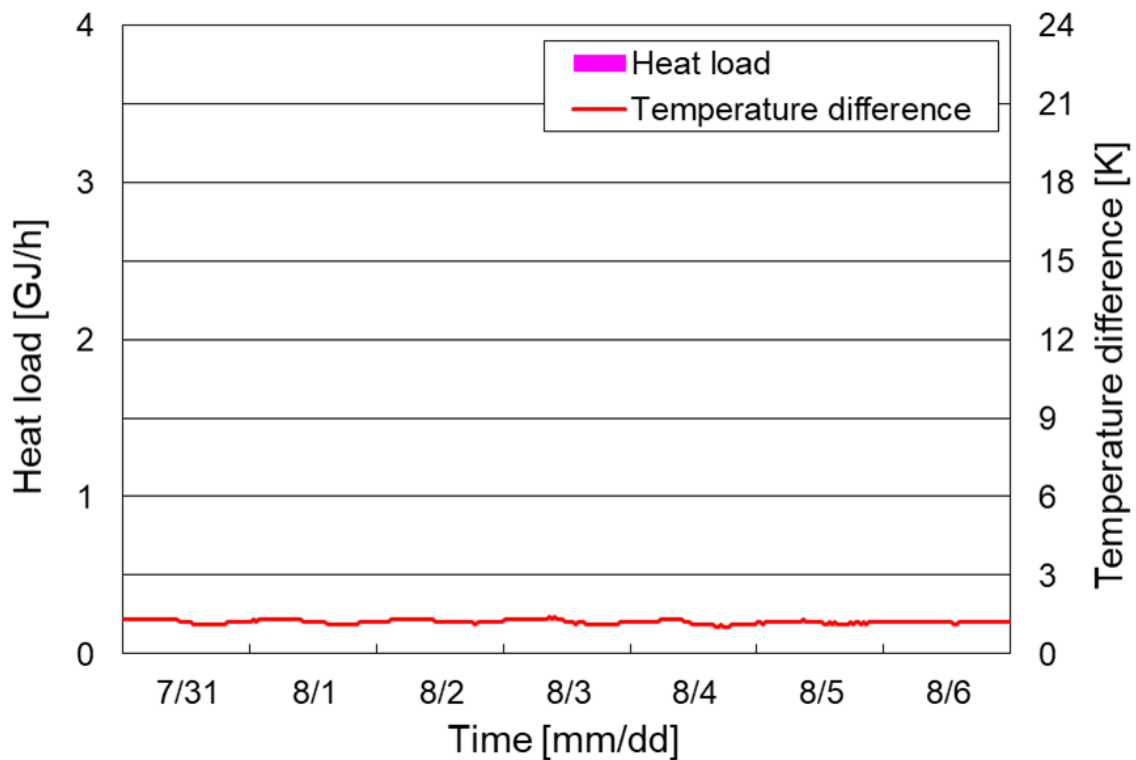


図 B.38: 夏期代表日における需要家 No.19 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

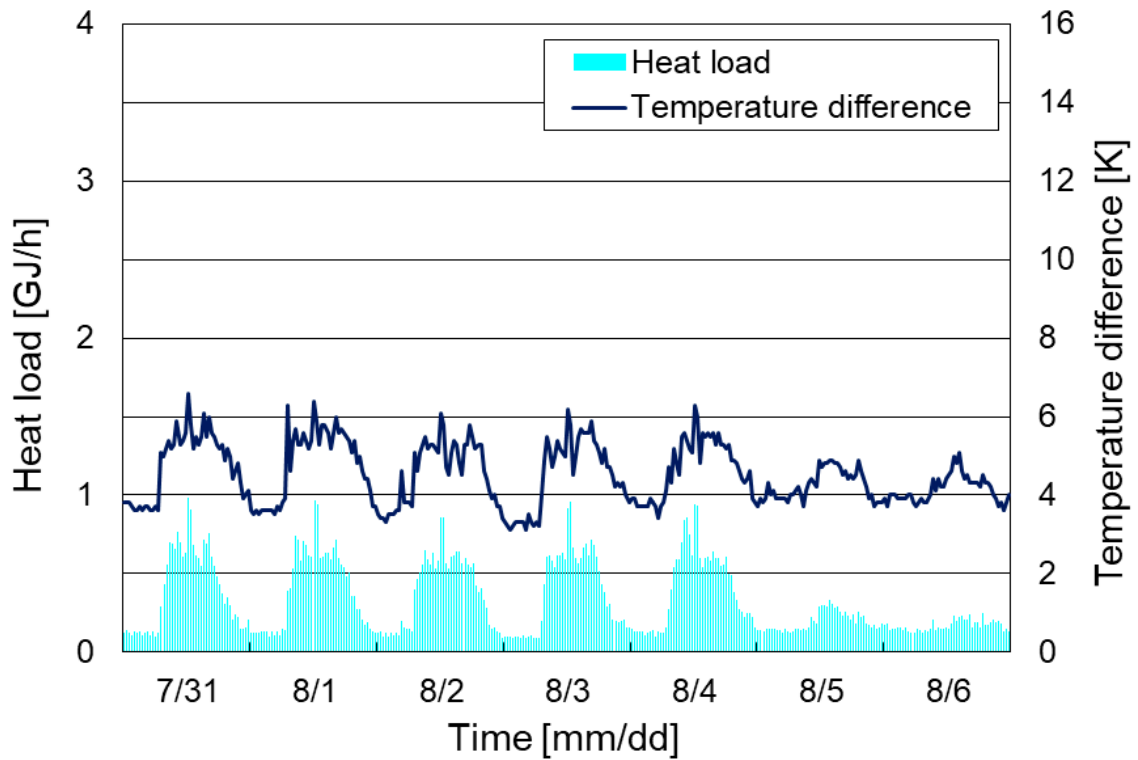


図 B.39: 夏期代表日における需要家 No.20 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

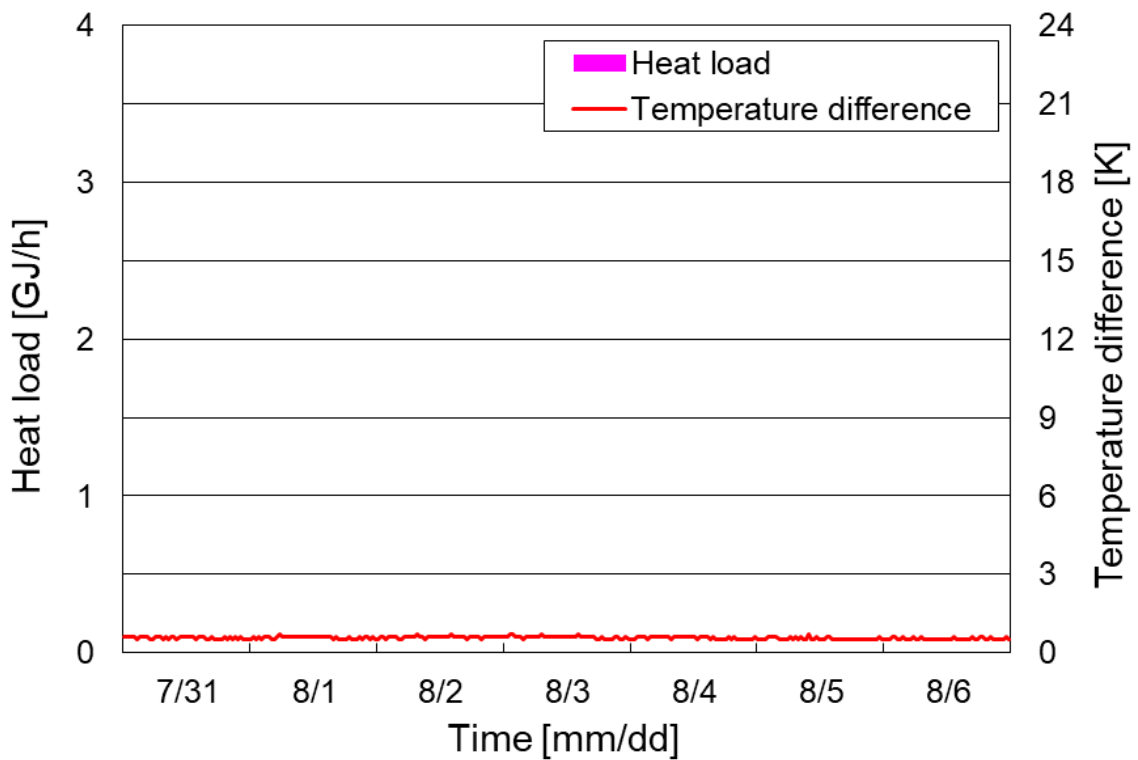


図 B.40: 夏期代表日における需要家 No.20 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

付 録 C 全需要家 20 件の中間期冷温熱負荷

図 C.1～図 C.40 に，本研究で対象とした全 20 件の需要家の中間期冷温熱負荷を示す．これらの熱負荷の値をシミュレーションの入力条件として使用した．

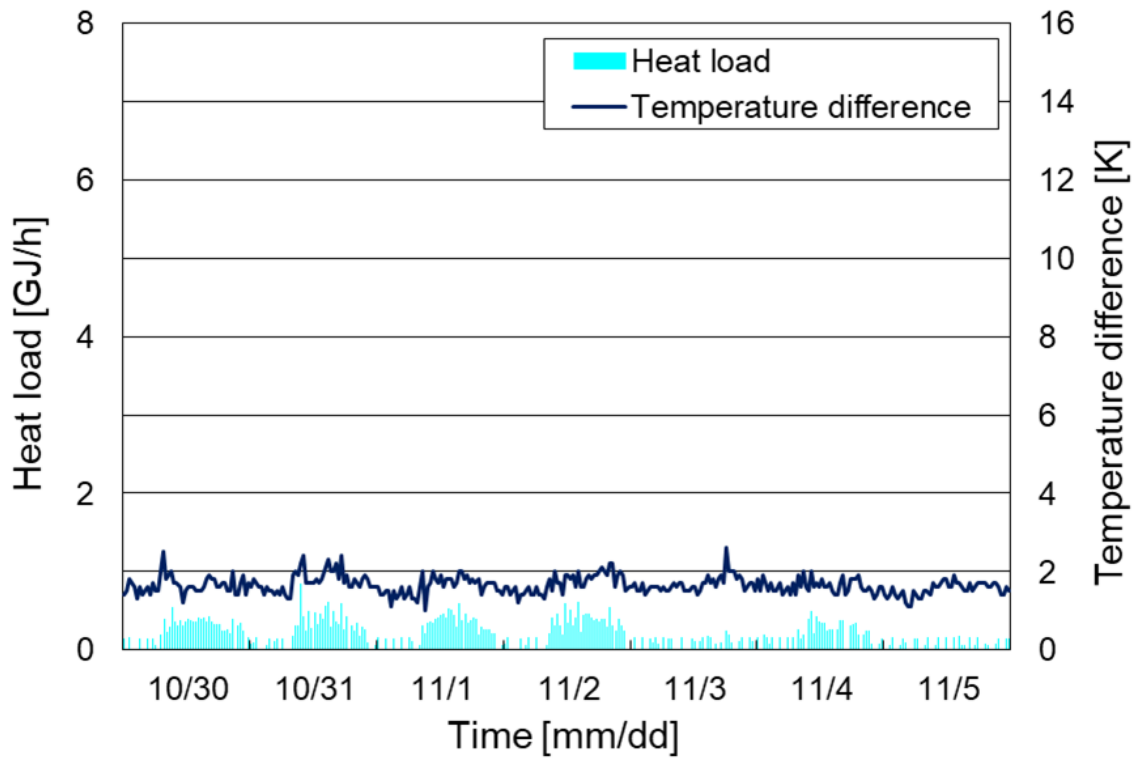


図 C.1: 中間期代表日における需要家 No.1 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

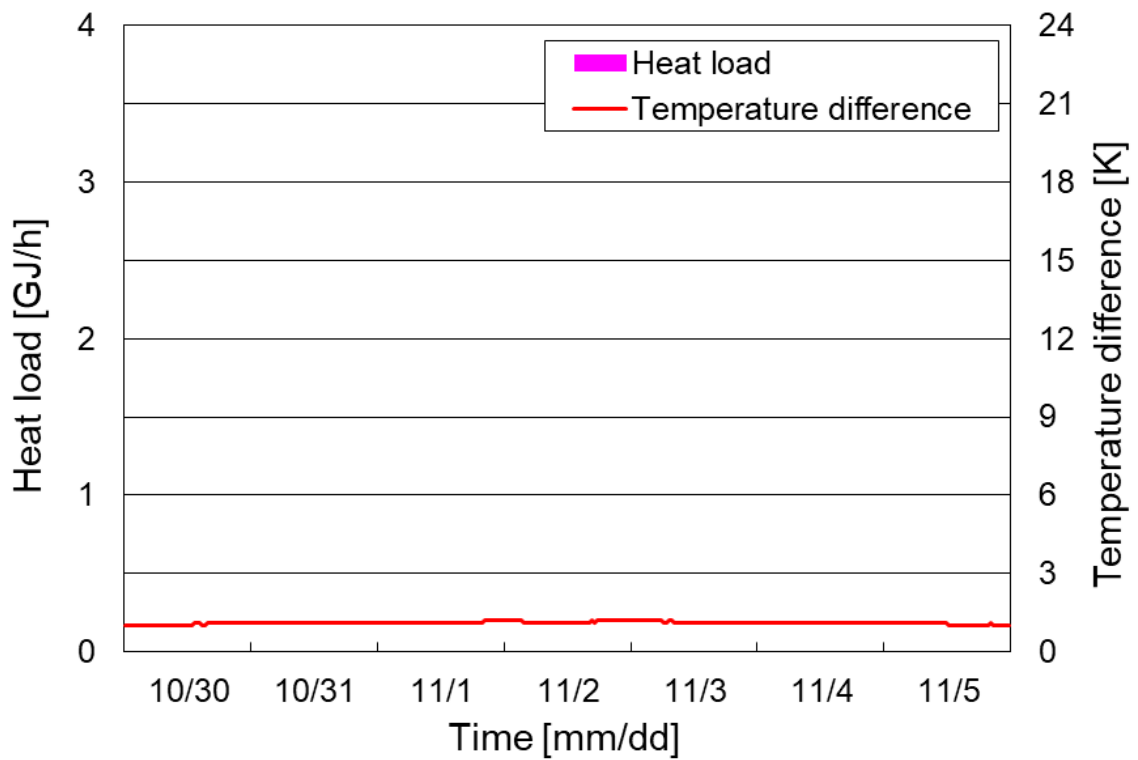


図 C.2: 中間期代表日における需要家 No.1 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

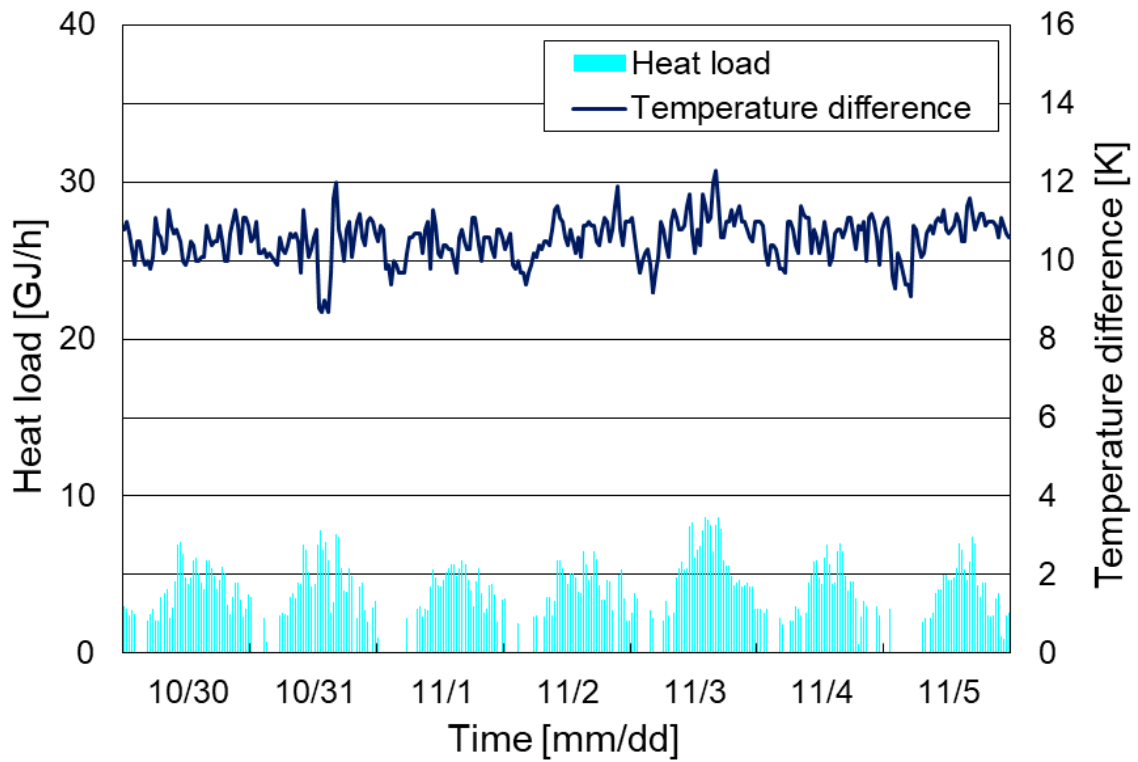


図 C.3: 中間期代表日における需要家 No.2 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

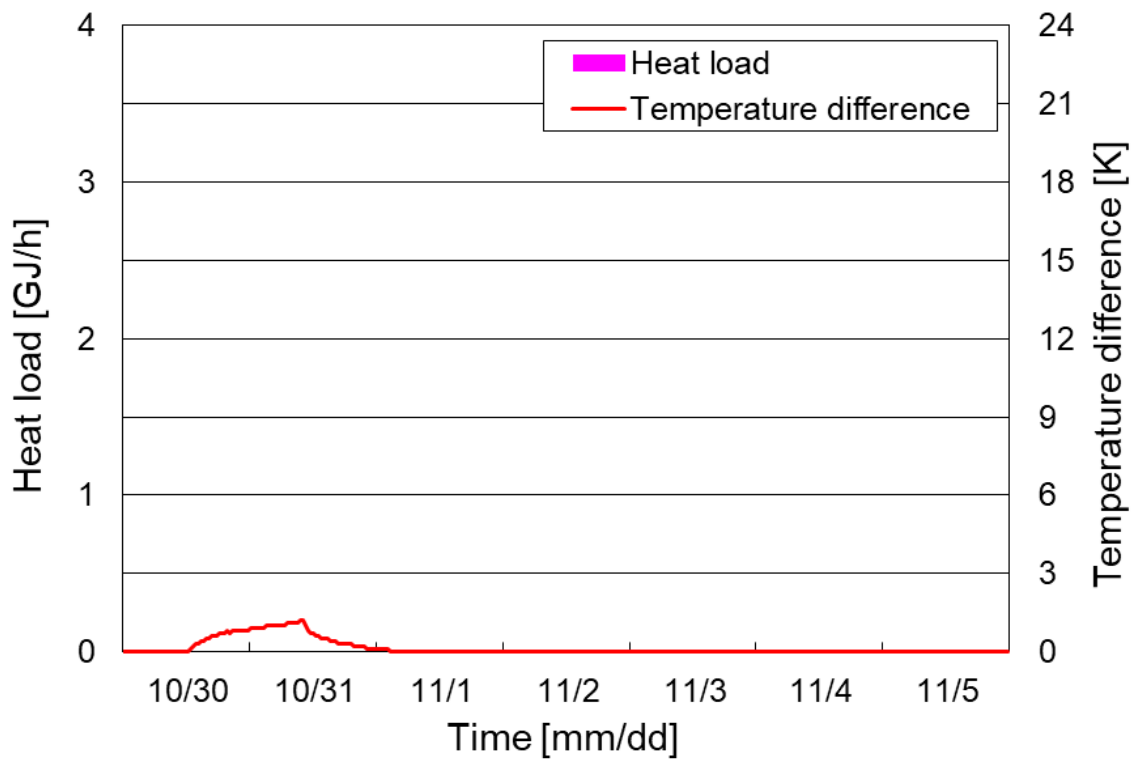


図 C.4: 中間期代表日における需要家 No.2 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

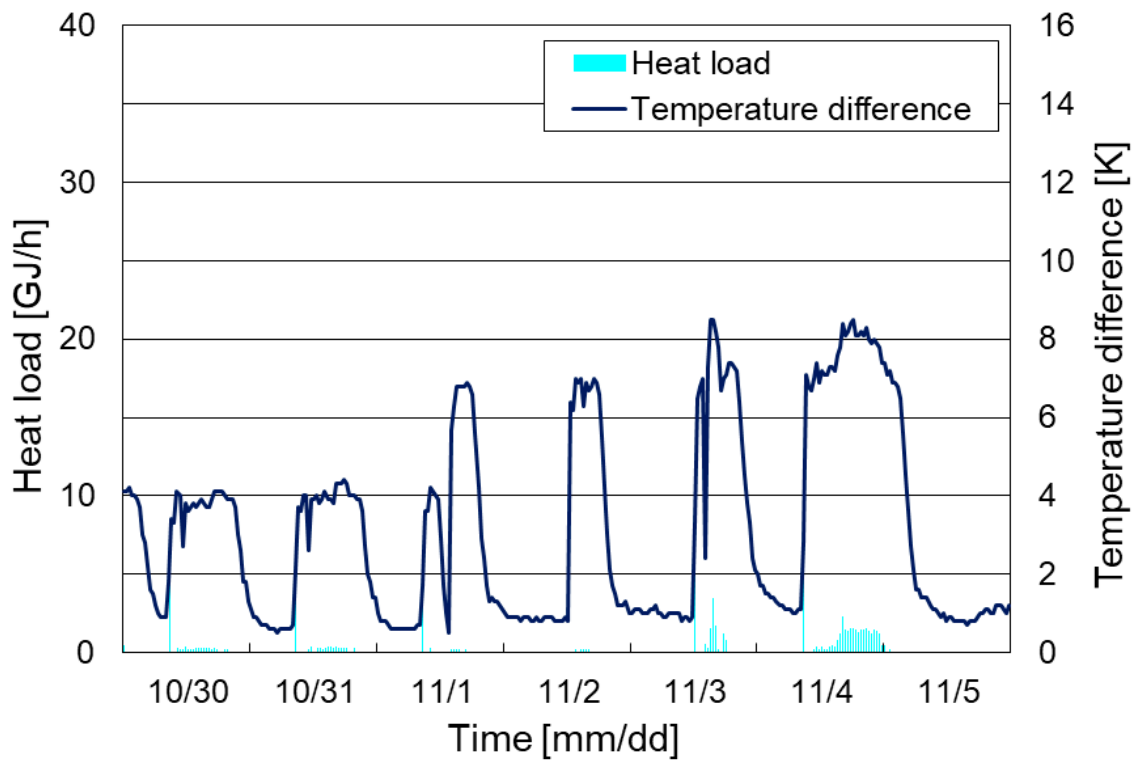


図 C.5: 中間期代表日における需要家 No.3 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

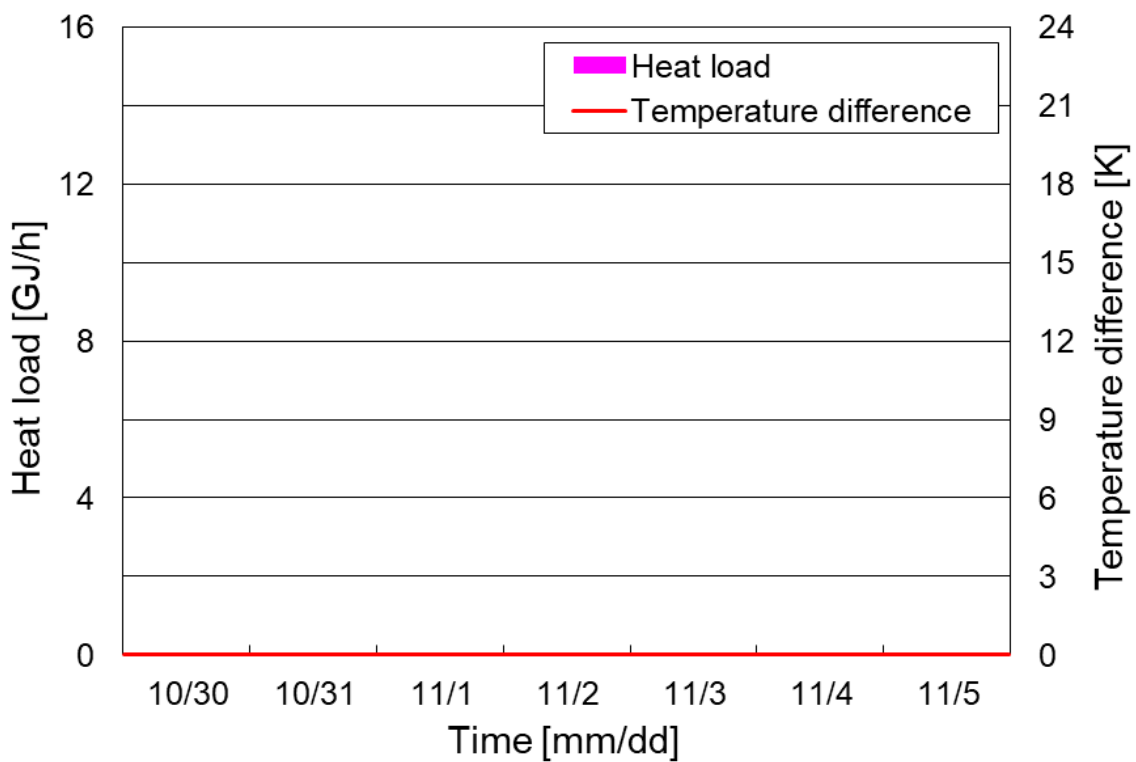


図 C.6: 中間期代表日における需要家 No.3 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

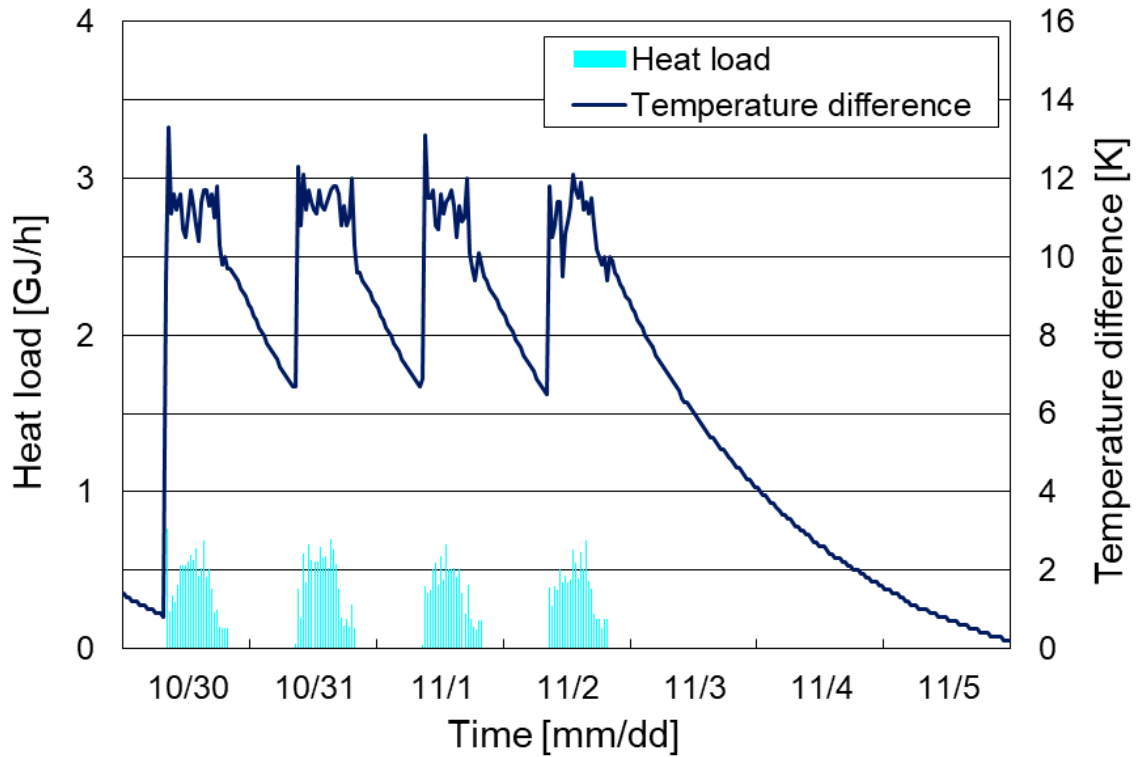


図 C.7: 中間期代表日における需要家 No.4 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

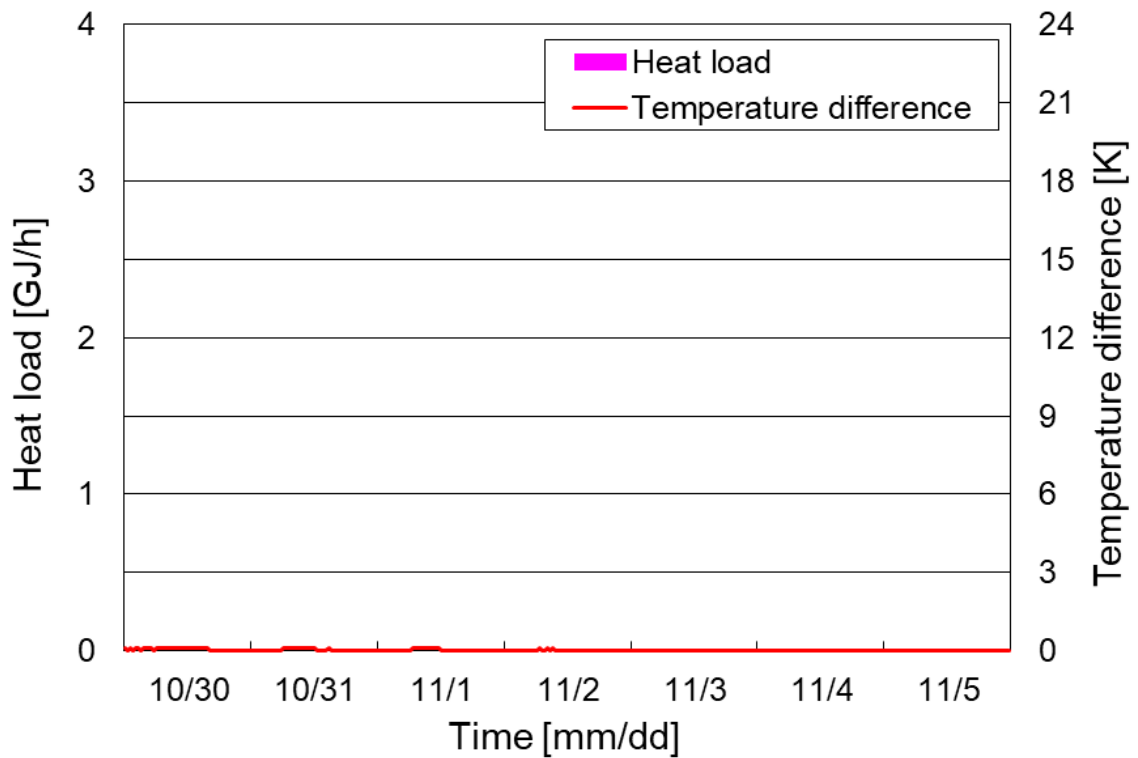


図 C.8: 中間期代表日における需要家 No.4 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

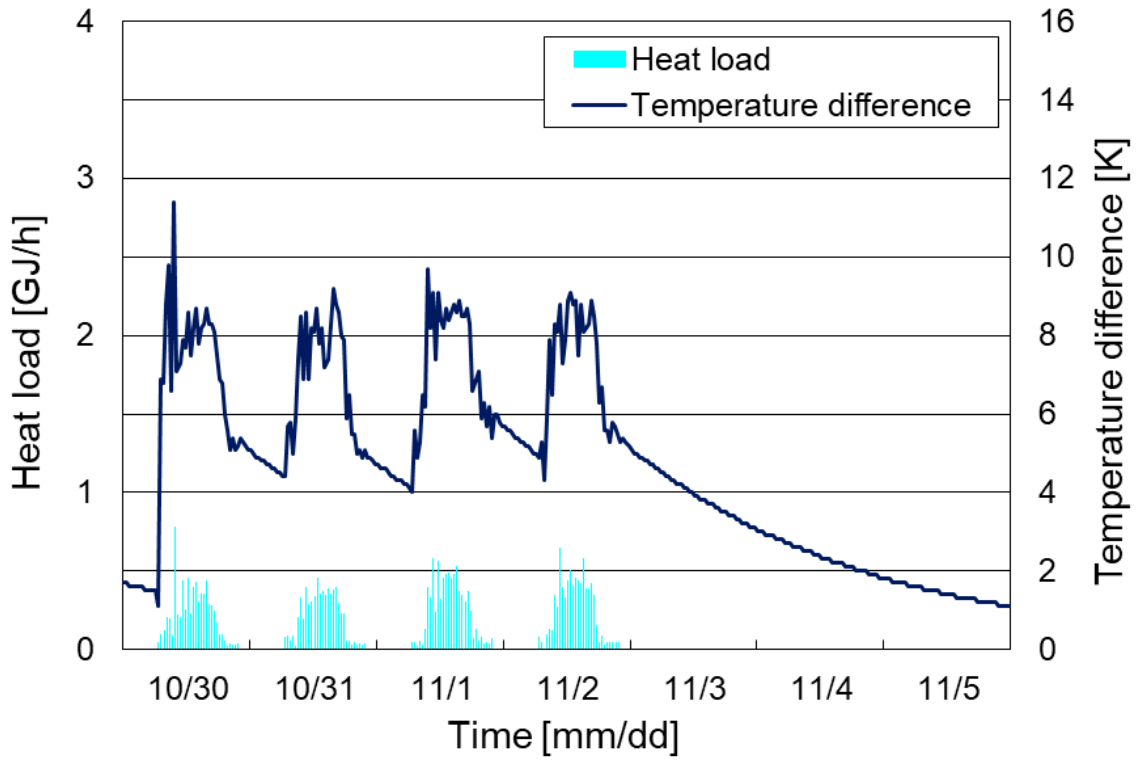


図 C.9: 中間期代表日における需要家 No.5 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

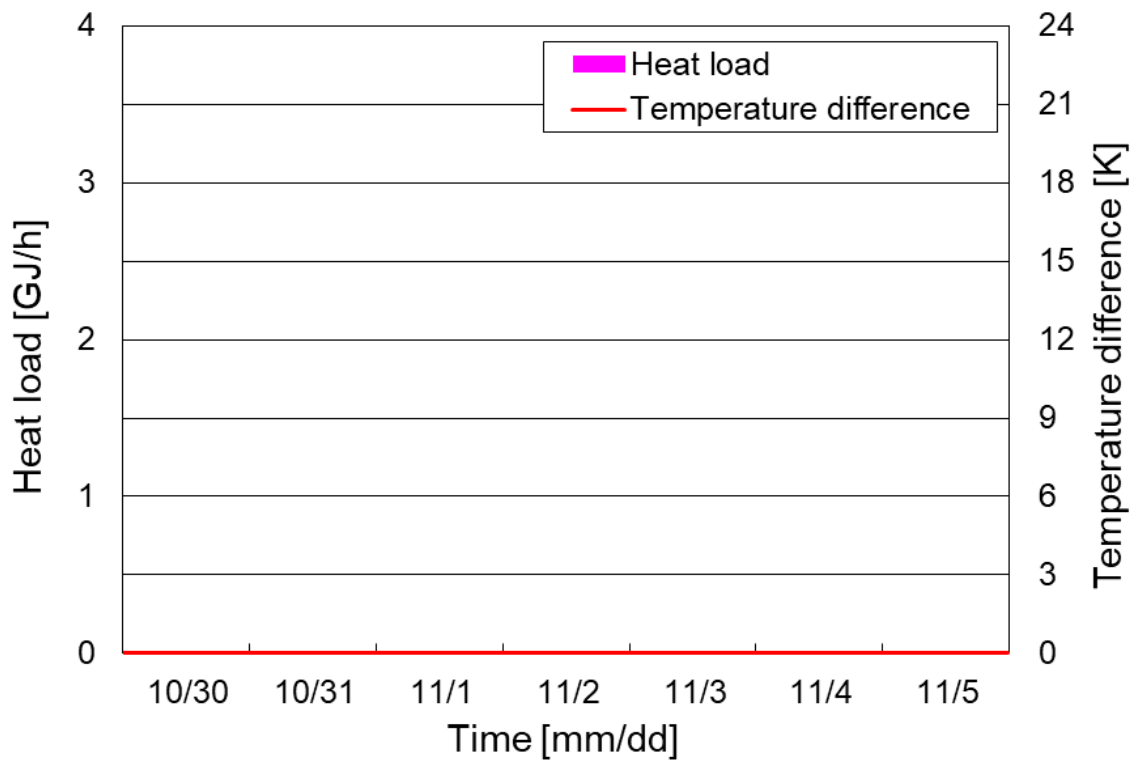


図 C.10: 中間期代表日における需要家 No.5 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

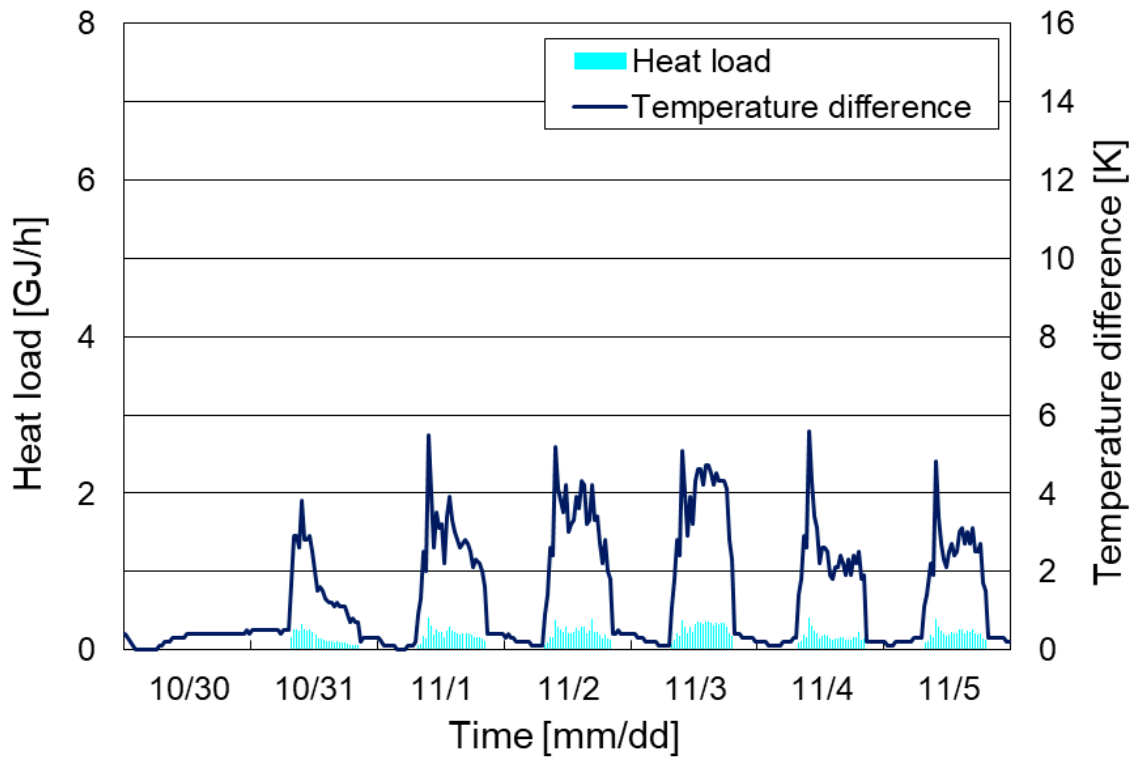


図 C.11: 中間期代表日における需要家 No.6 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

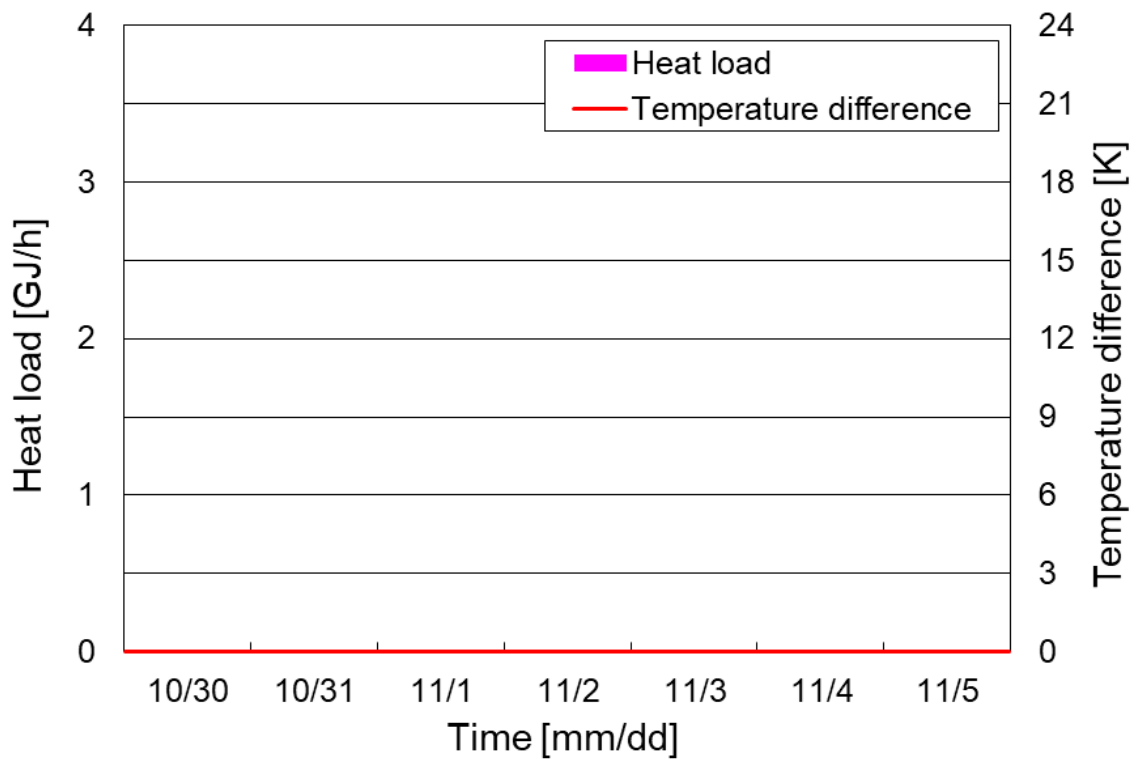


図 C.12: 中間期代表日における需要家 No.6 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

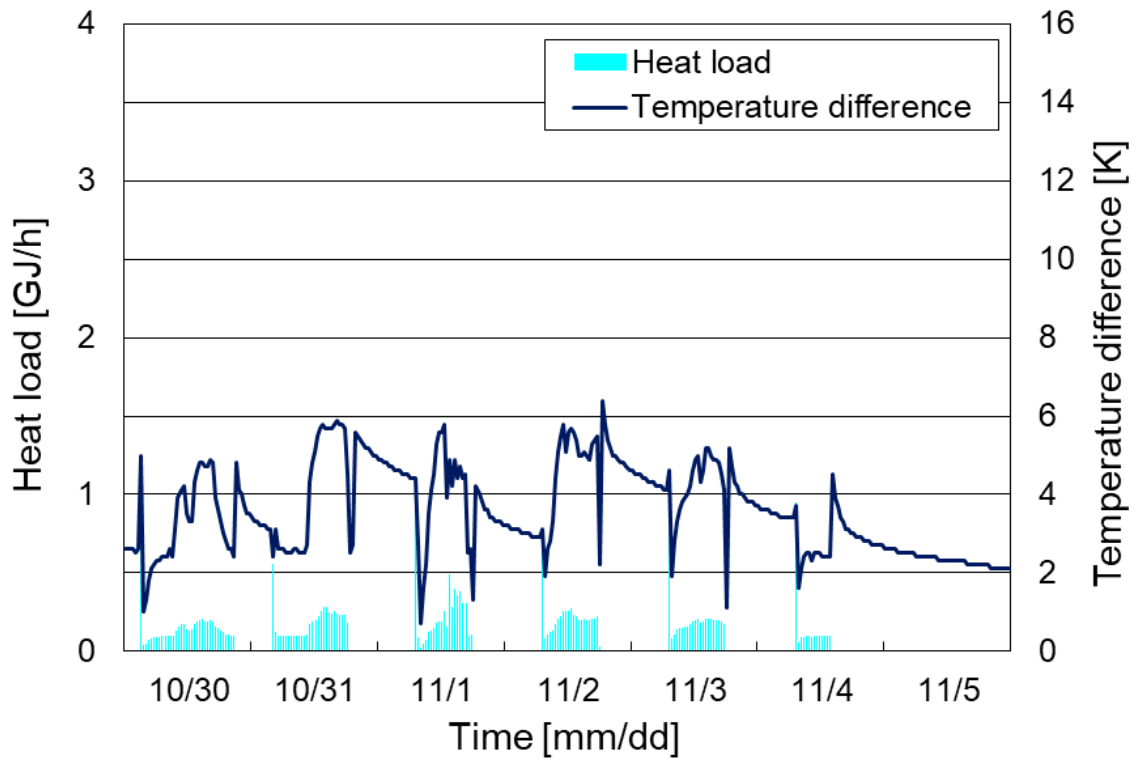


図 C.13: 中間期代表日における需要家 No.7 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

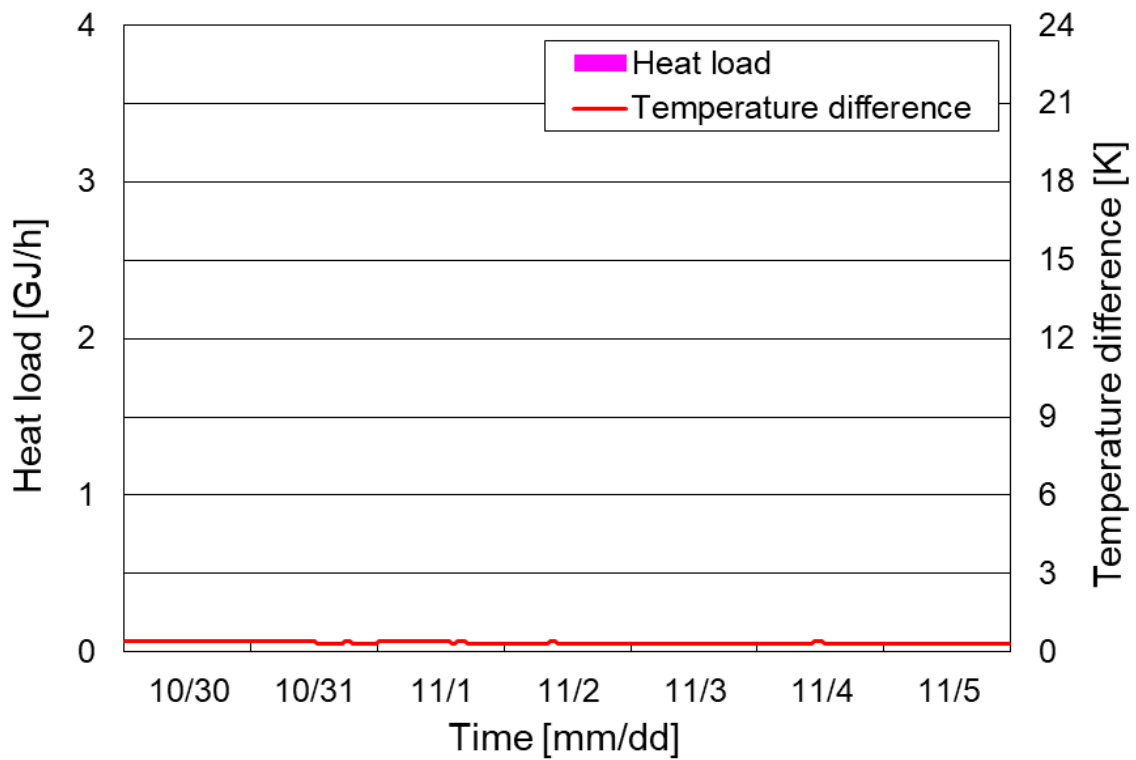


図 C.14: 中間期代表日における需要家 No.7 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

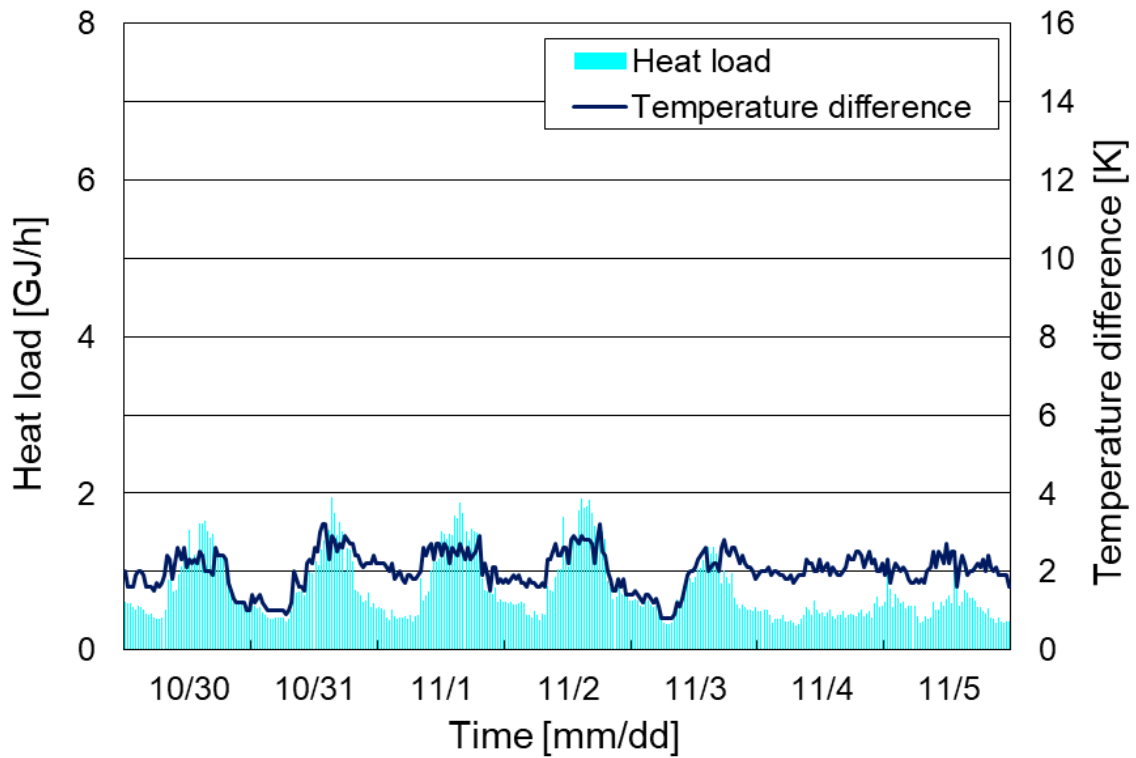


図 C.15: 中間期代表日における需要家 No.8 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

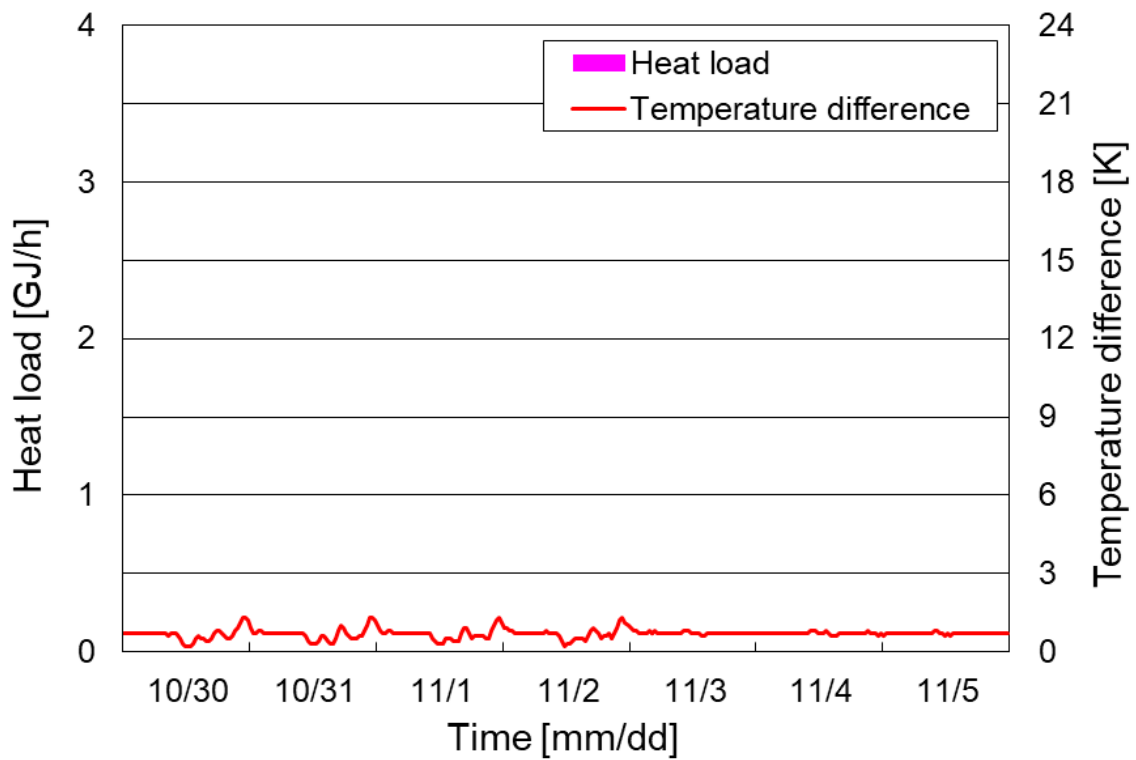


図 C.16: 中間期代表日における需要家 No.8 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

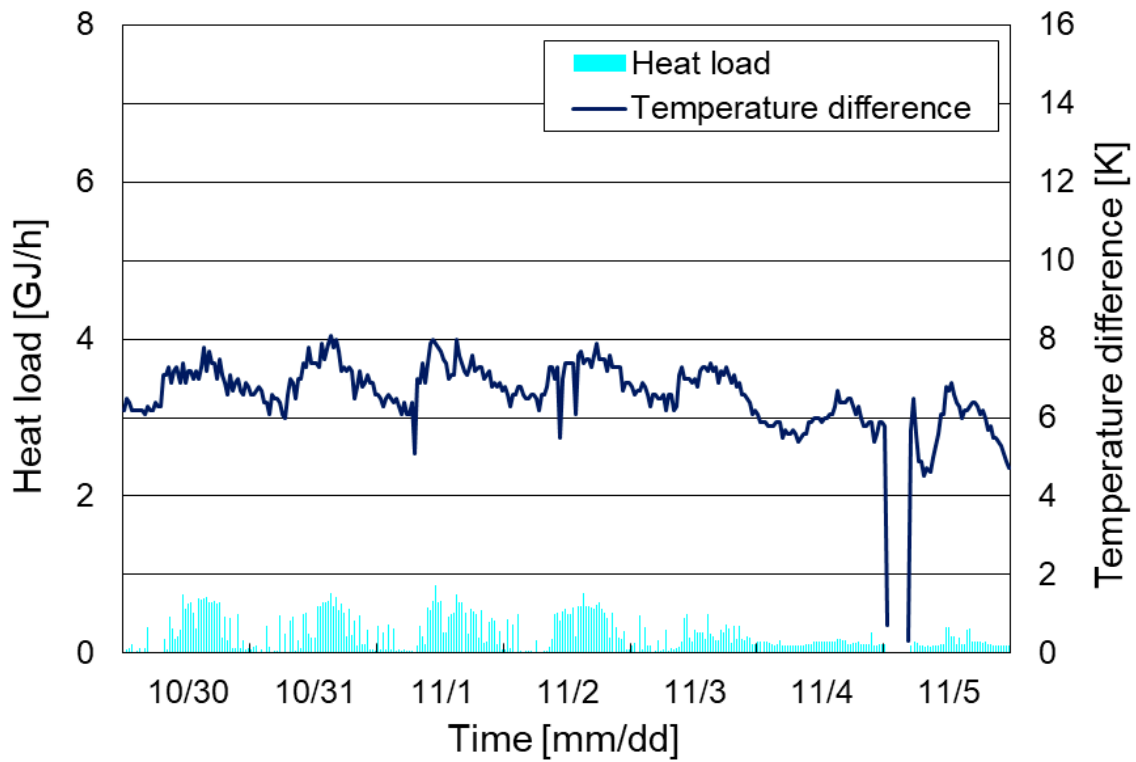


図 C.17: 中間期代表日における需要家 No.9 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

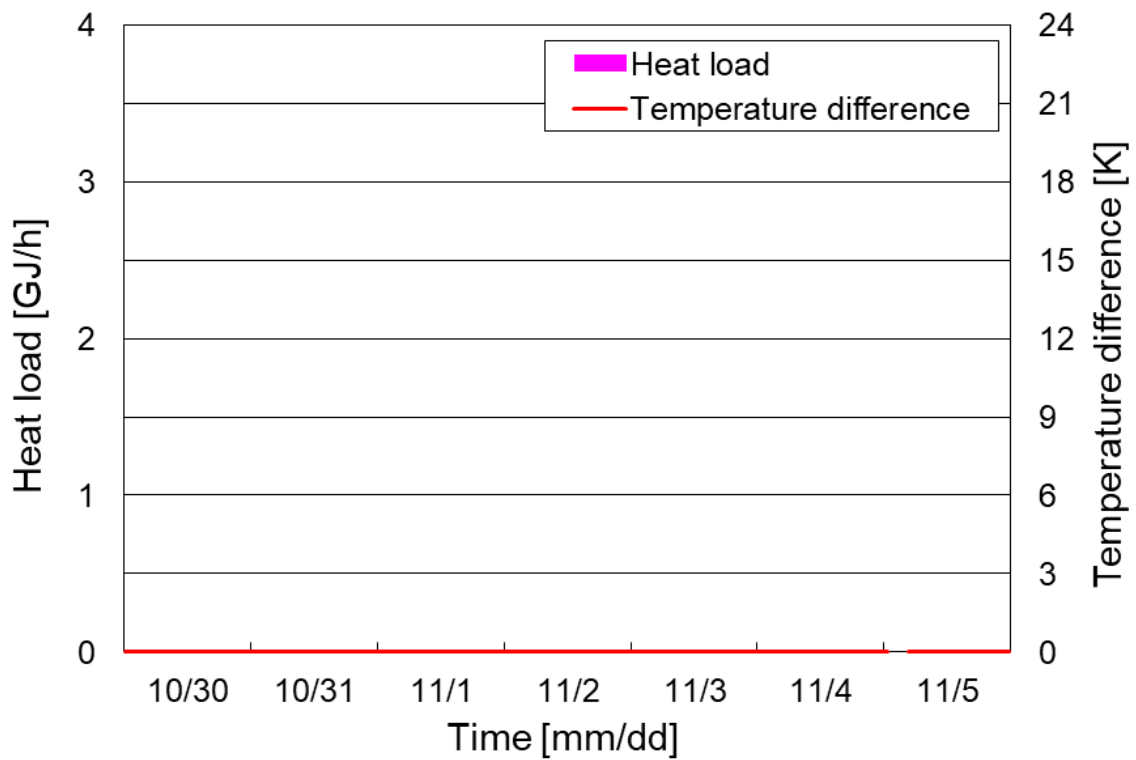


図 C.18: 中間期代表日における需要家 No.9 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

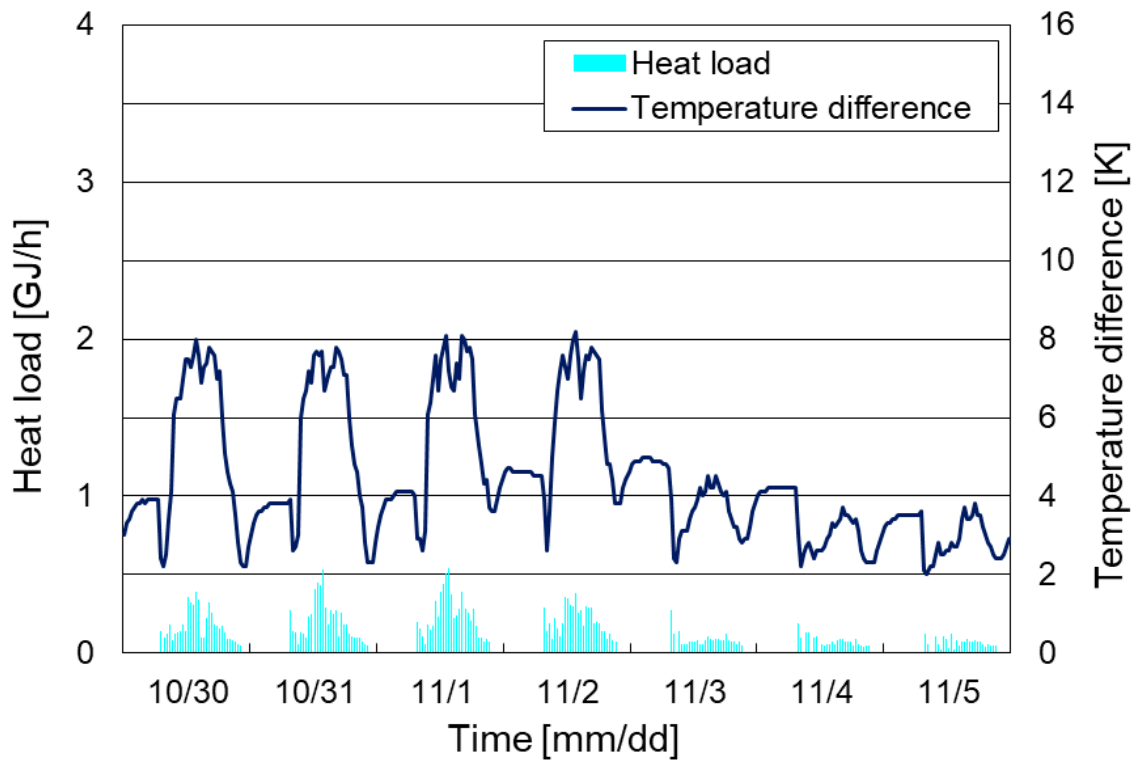


図 C.19: 中間期代表日における需要家 No.10 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

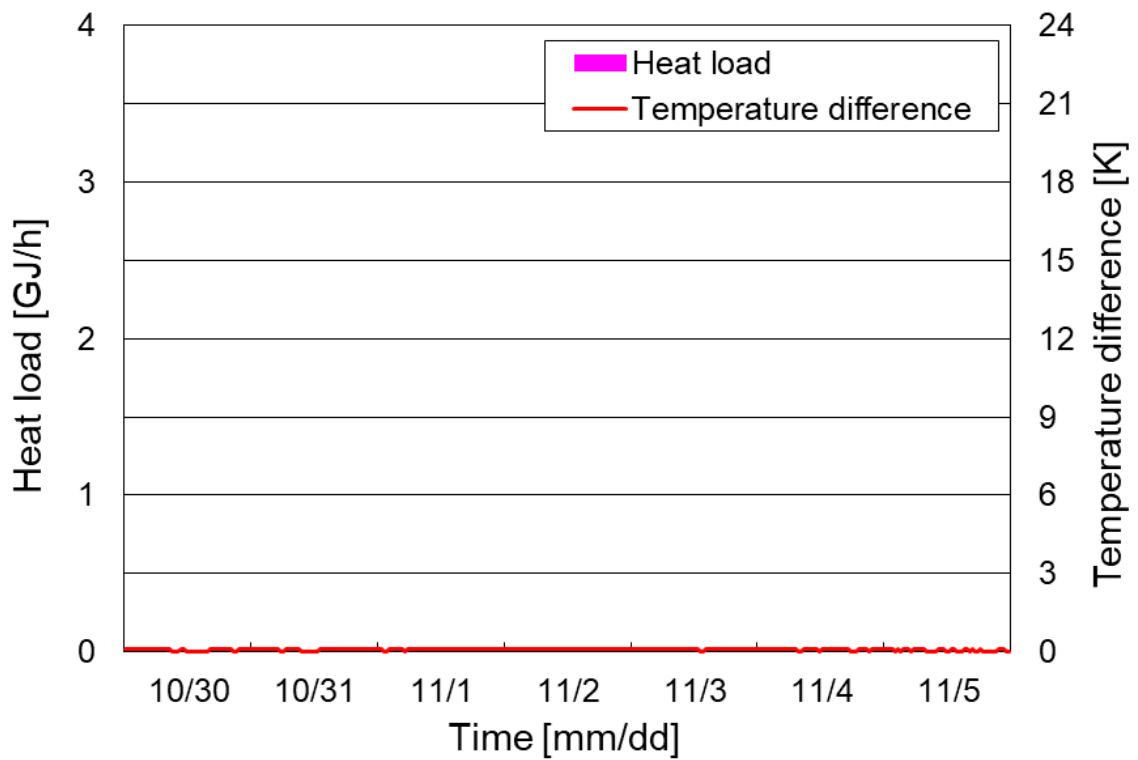


図 C.20: 中間期代表日における需要家 No.10 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

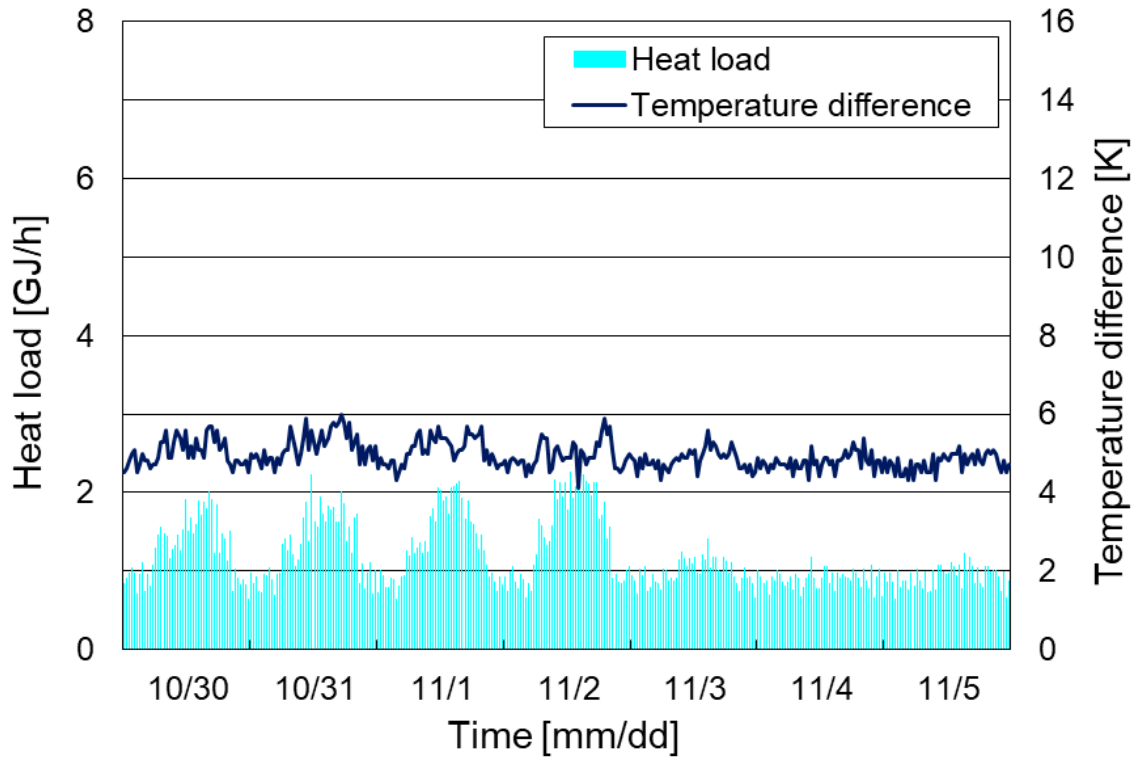


図 C.21: 中間期代表日における需要家 No.11 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

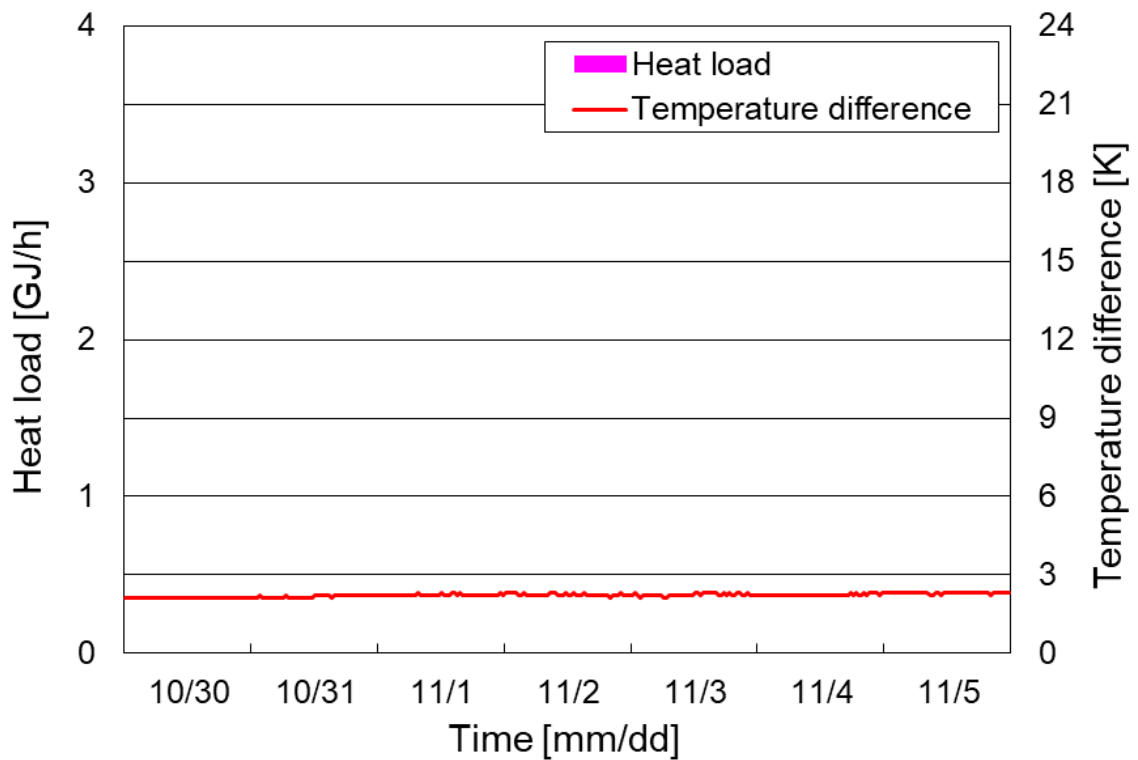


図 C.22: 中間期代表日における需要家 No.11 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

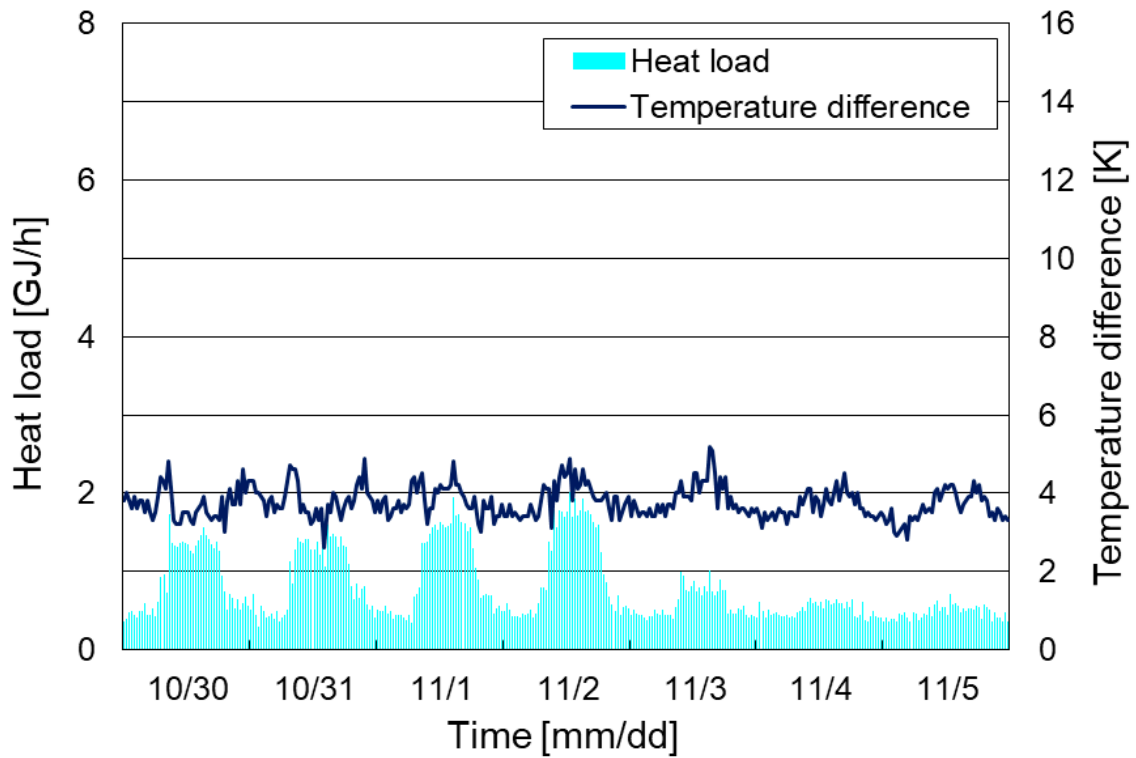


図 C.23: 中間期代表日における需要家 No.12 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

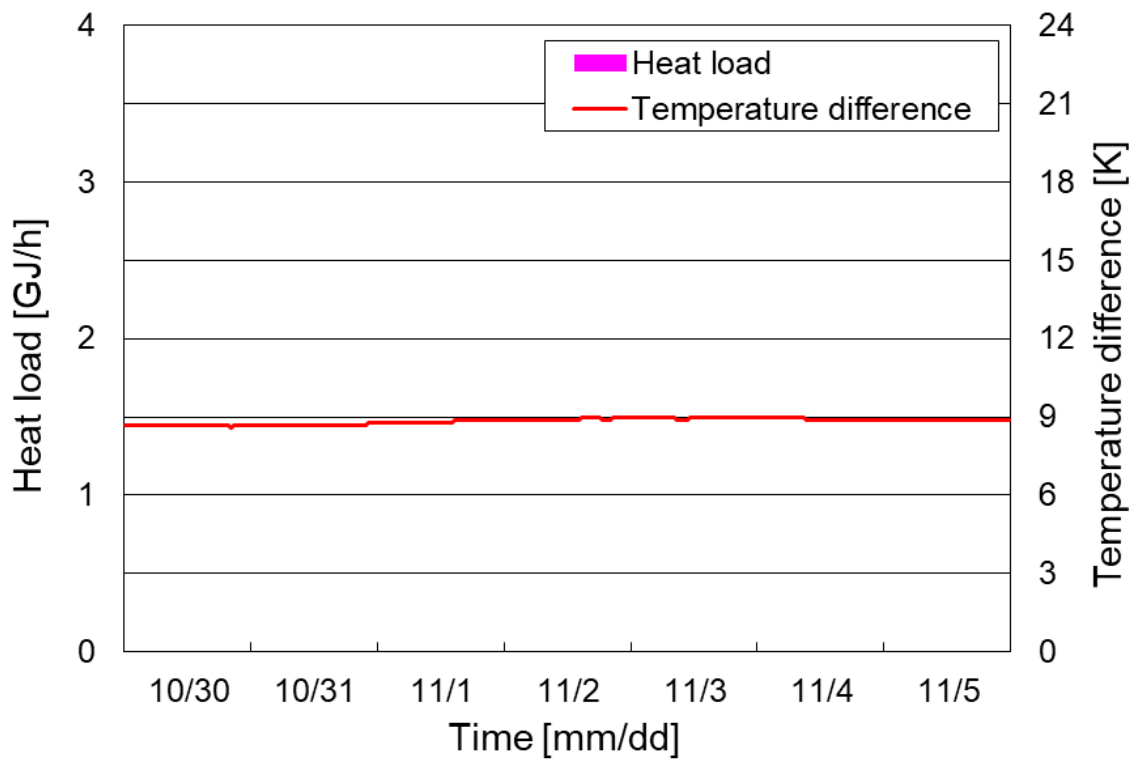


図 C.24: 中間期代表日における需要家 No.12 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

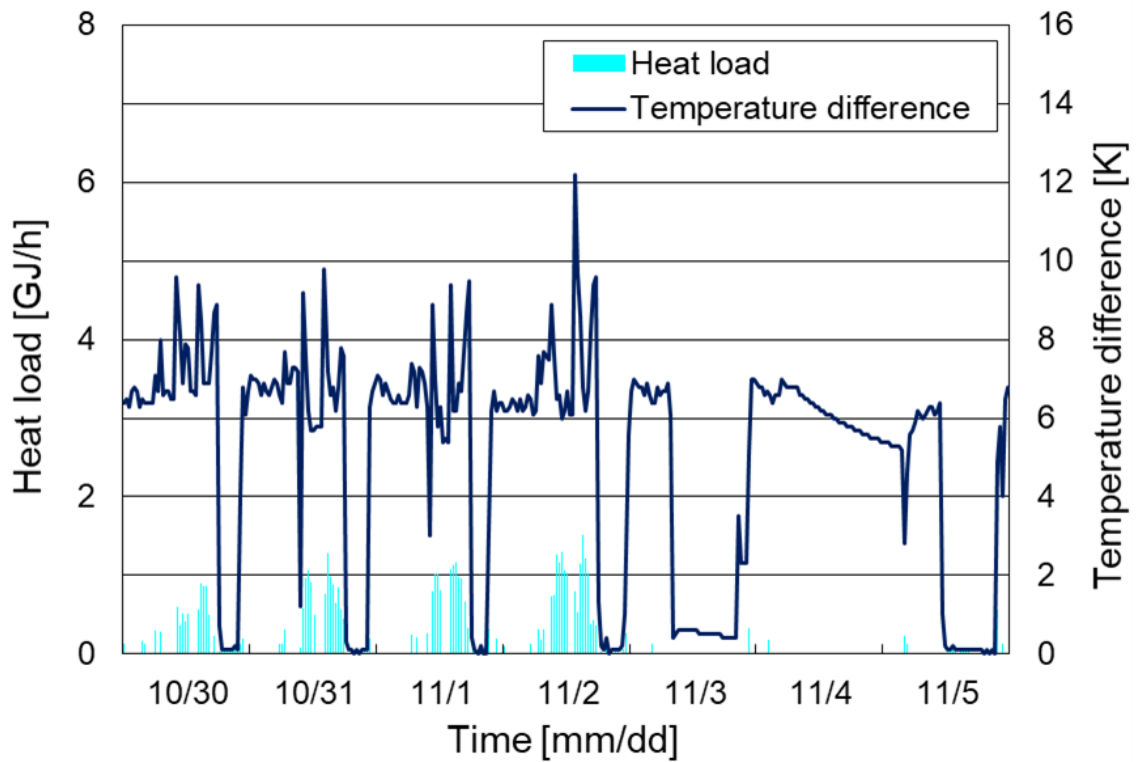


図 C.25: 中間期代表日における需要家 No.13 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

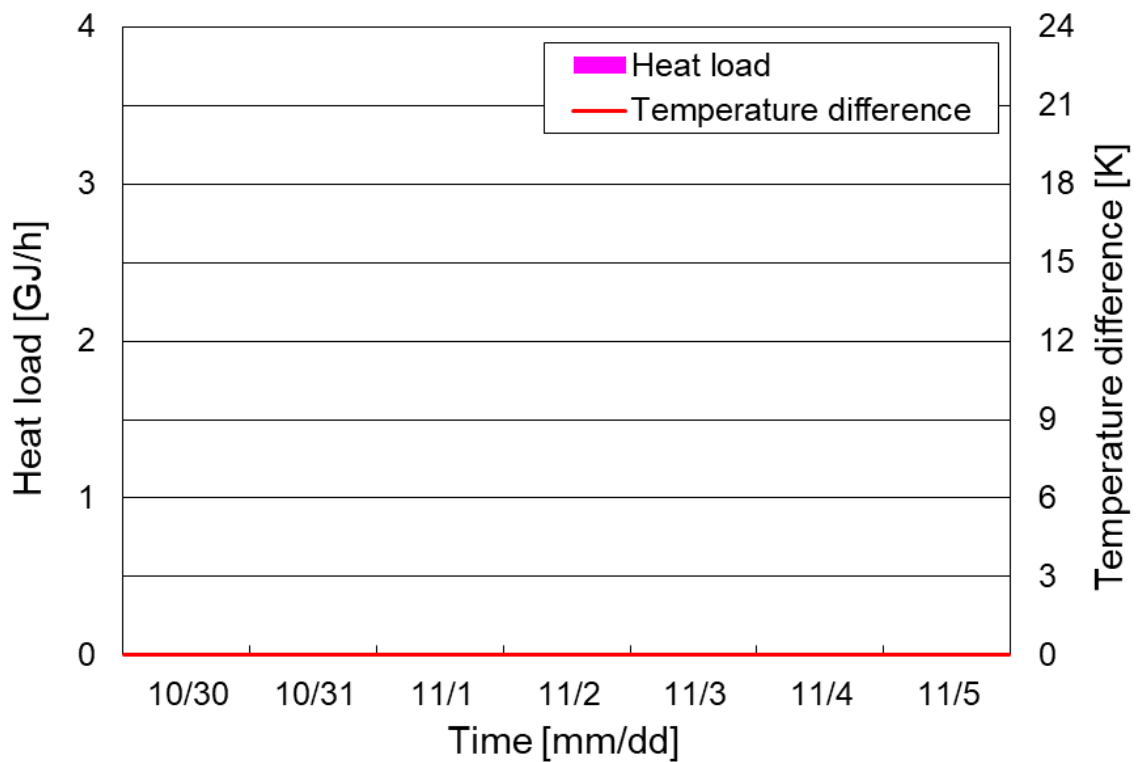


図 C.26: 中間期代表日における需要家 No.13 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

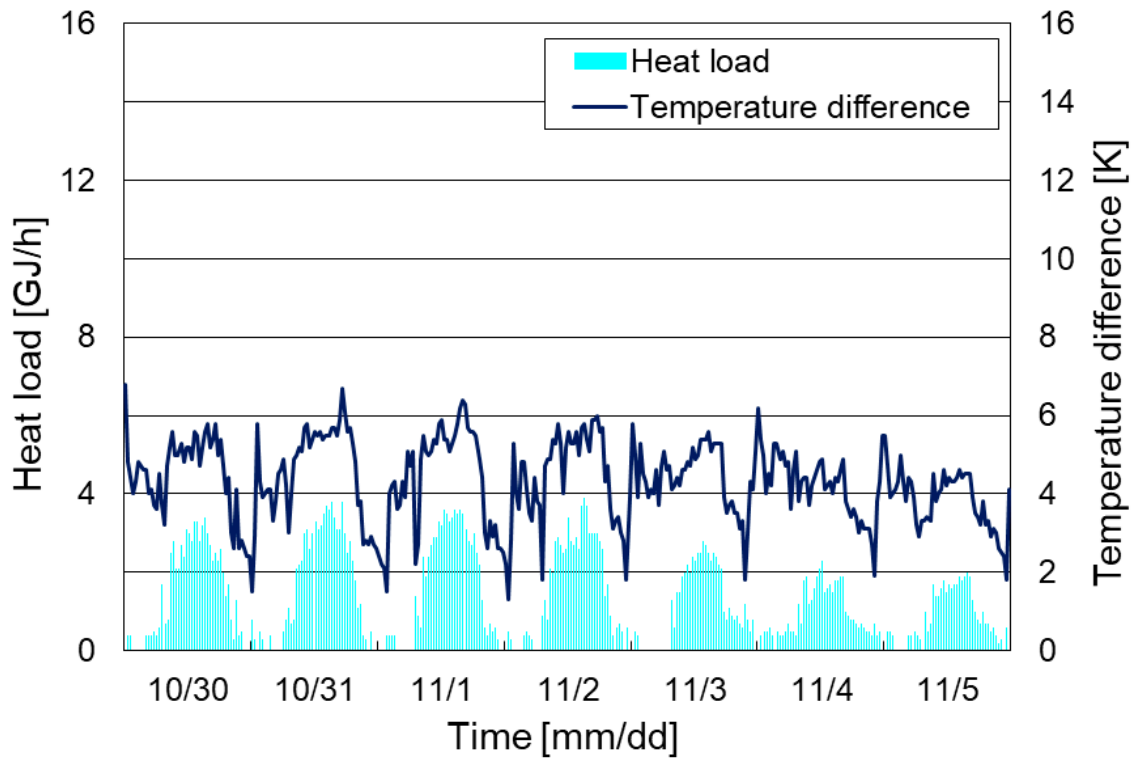


図 C.27: 中間期代表日における需要家 No.14 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

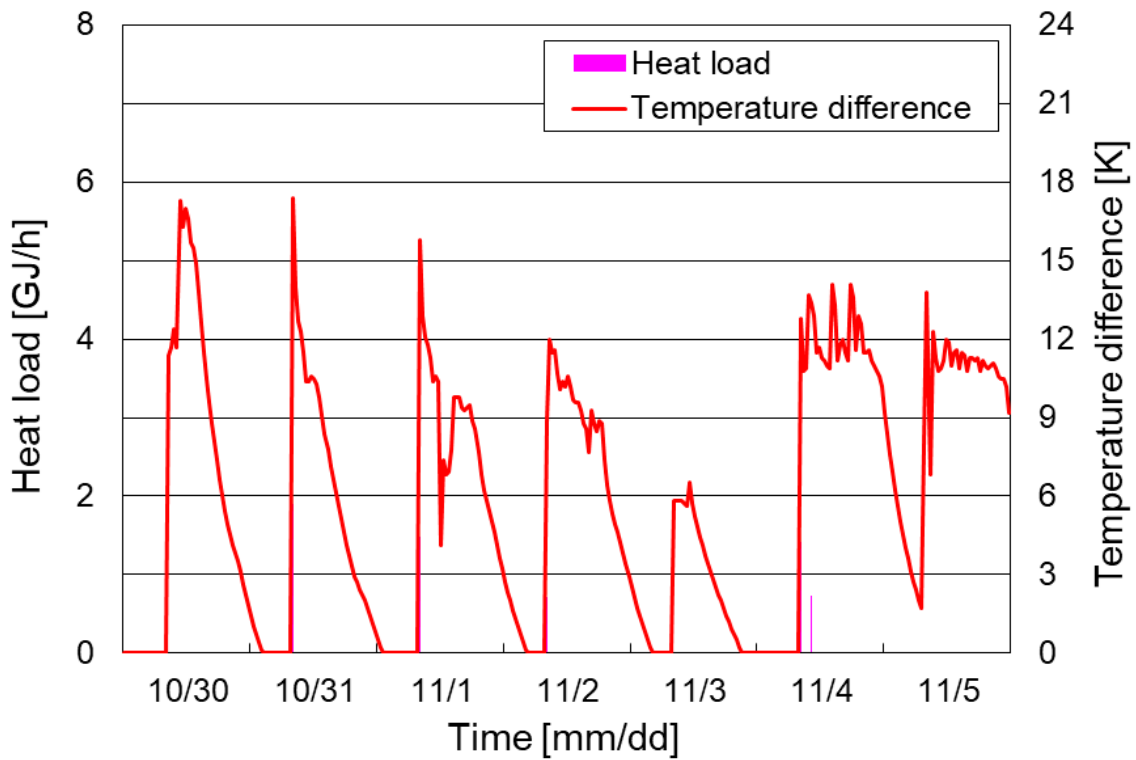


図 C.28: 中間期代表日における需要家 No.14 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

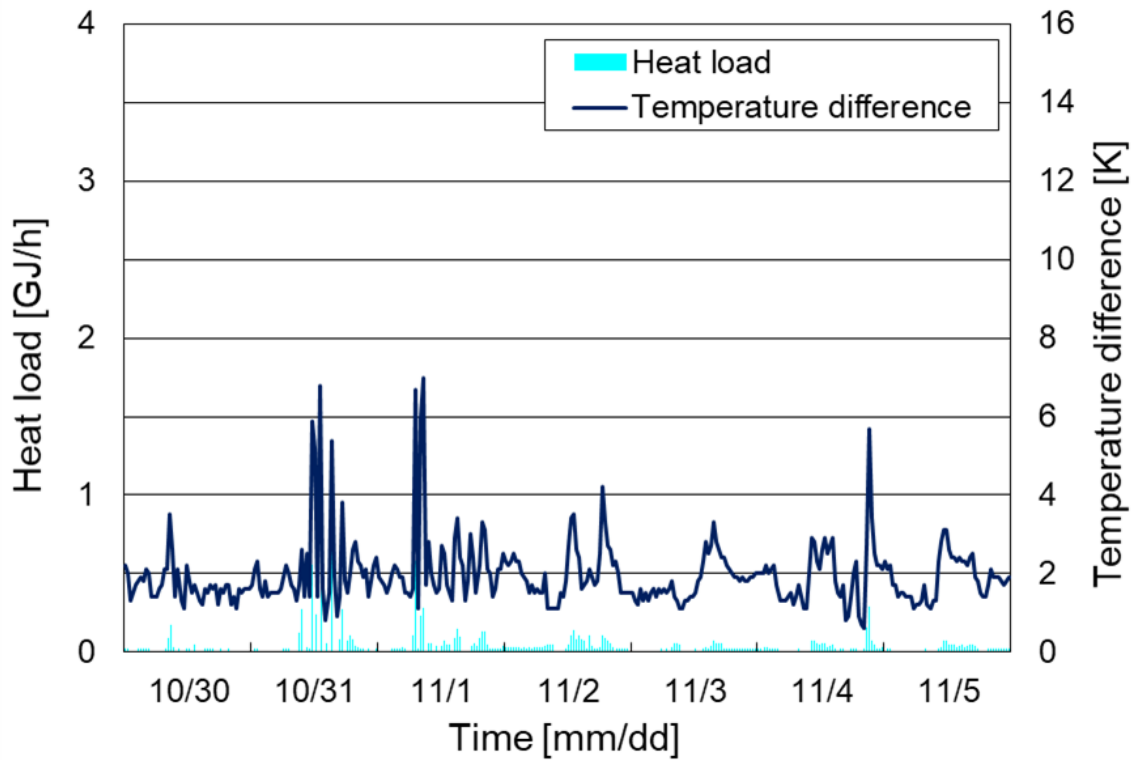


図 C.29: 中間期代表日における需要家 No.15 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

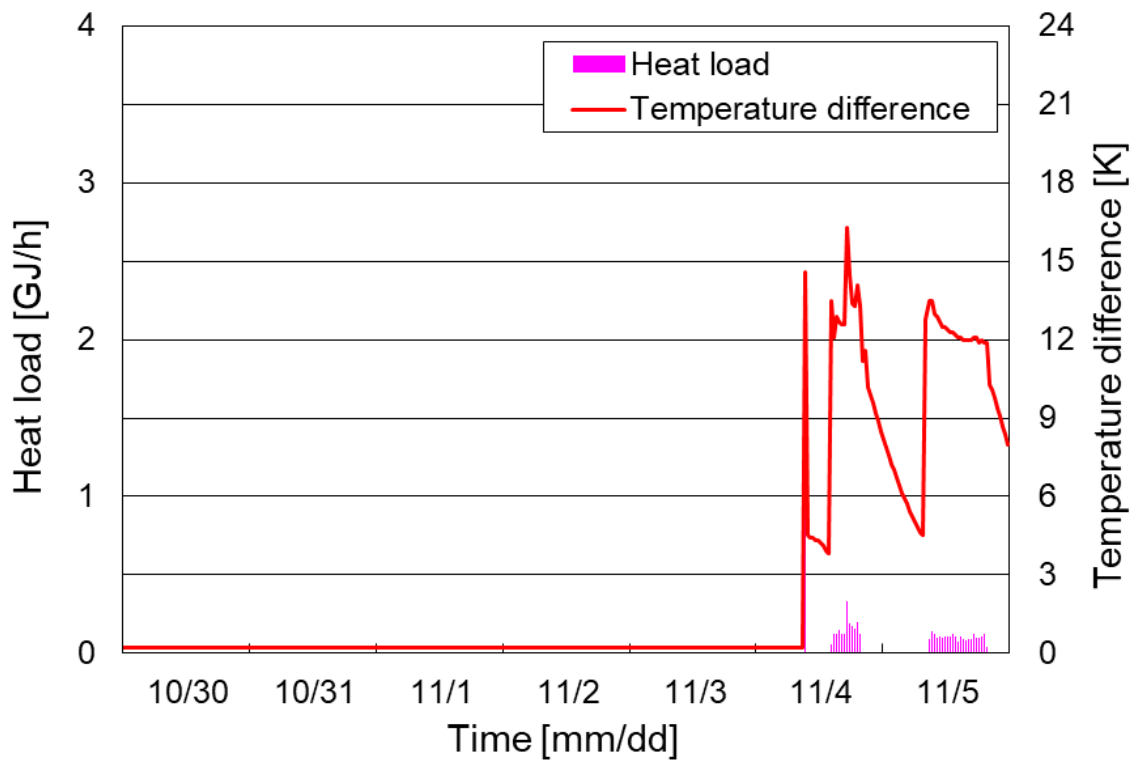


図 C.30: 中間期代表日における需要家 No.15 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

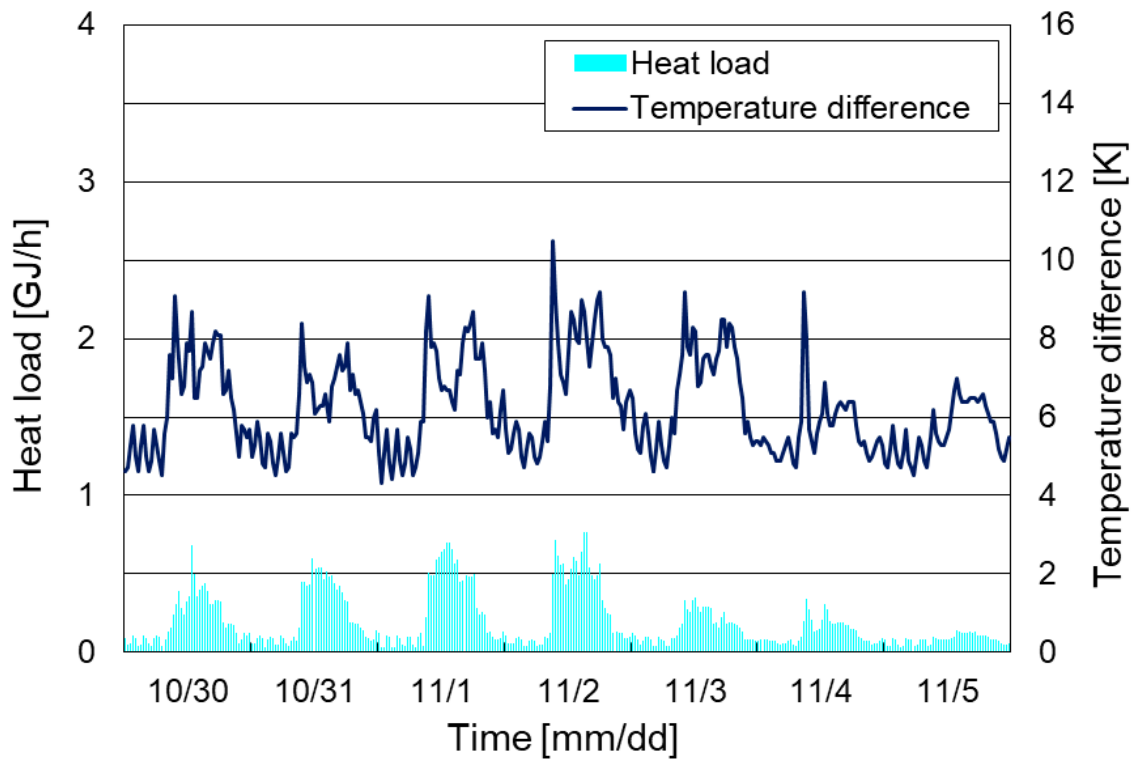


図 C.31: 中間期代表日における需要家 No.16 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

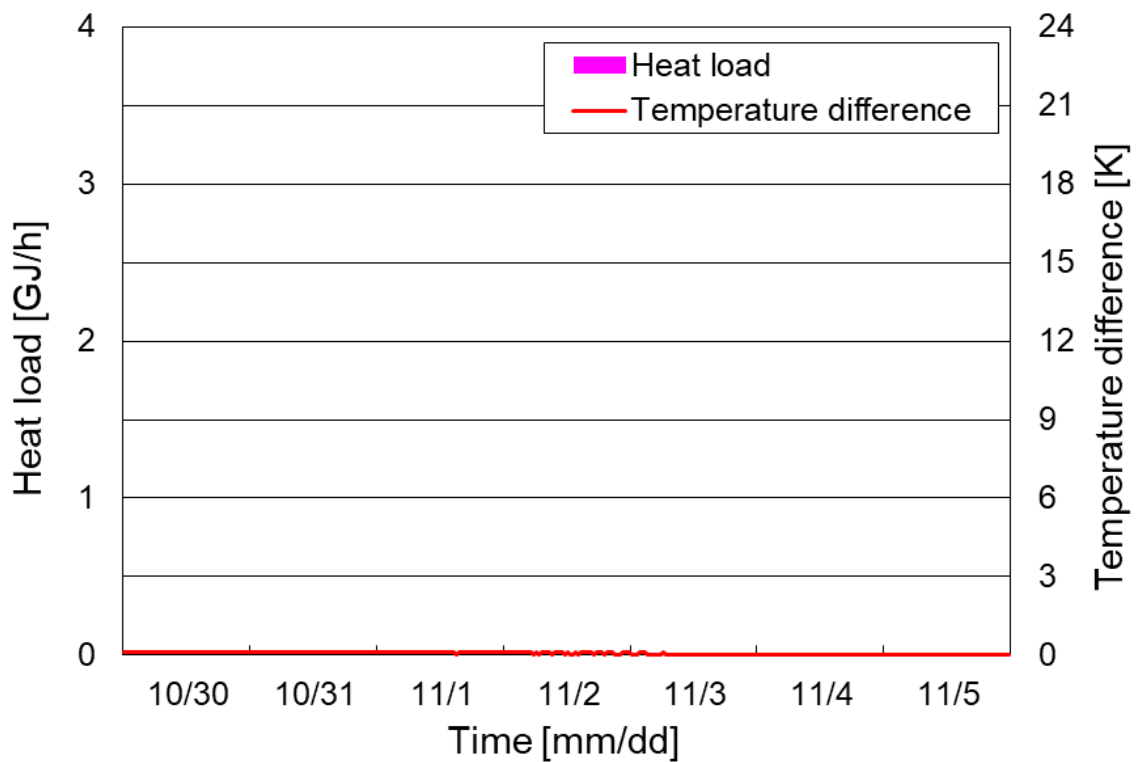


図 C.32: 中間期代表日における需要家 No.16 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

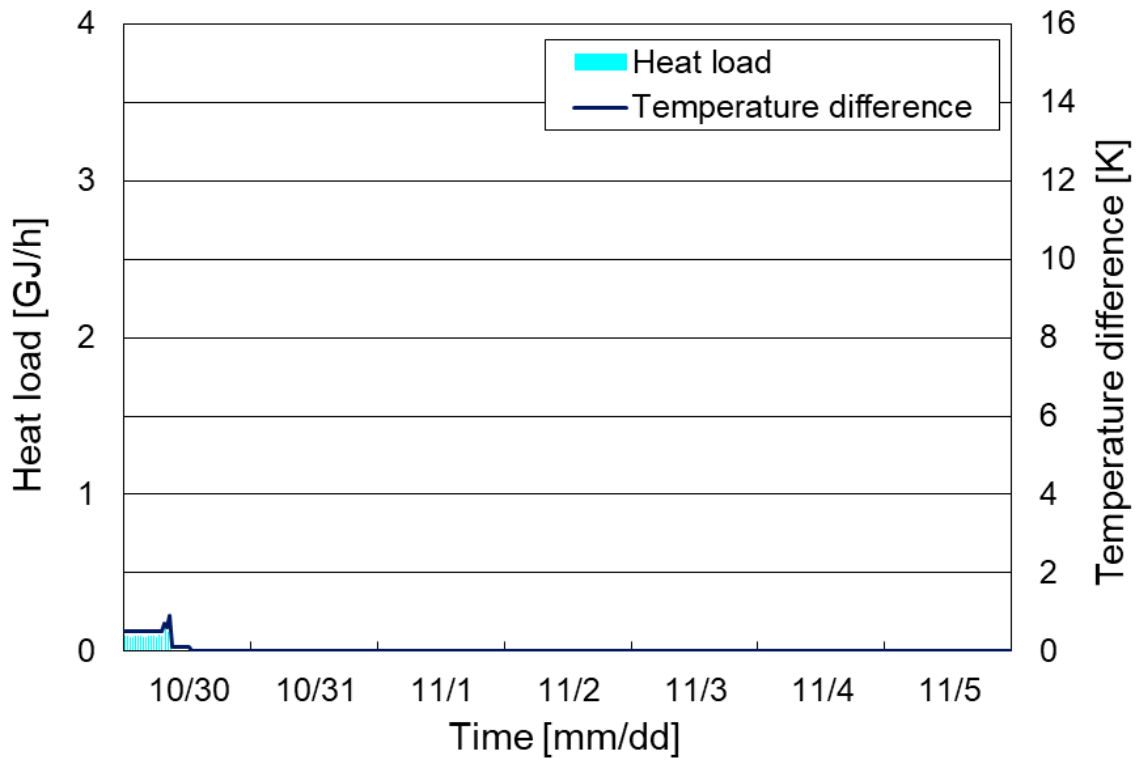


図 C.33: 中間期代表日における需要家 No.17 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

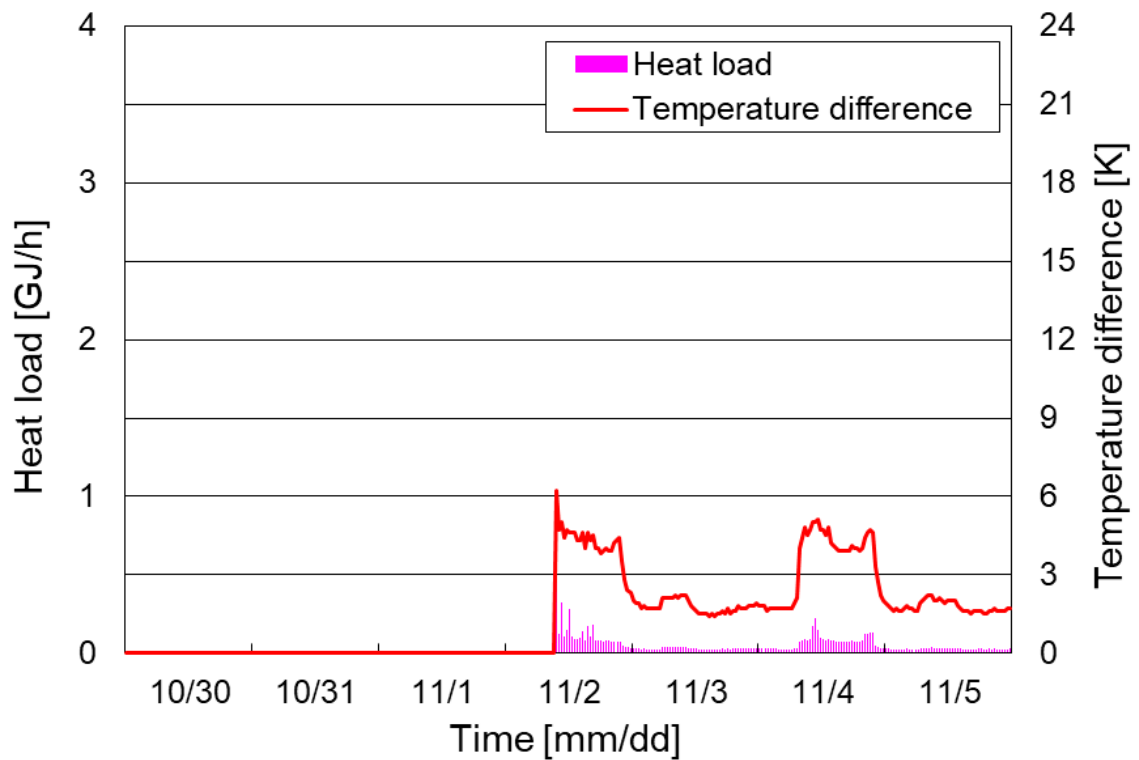


図 C.34: 中間期代表日における需要家 No.17 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

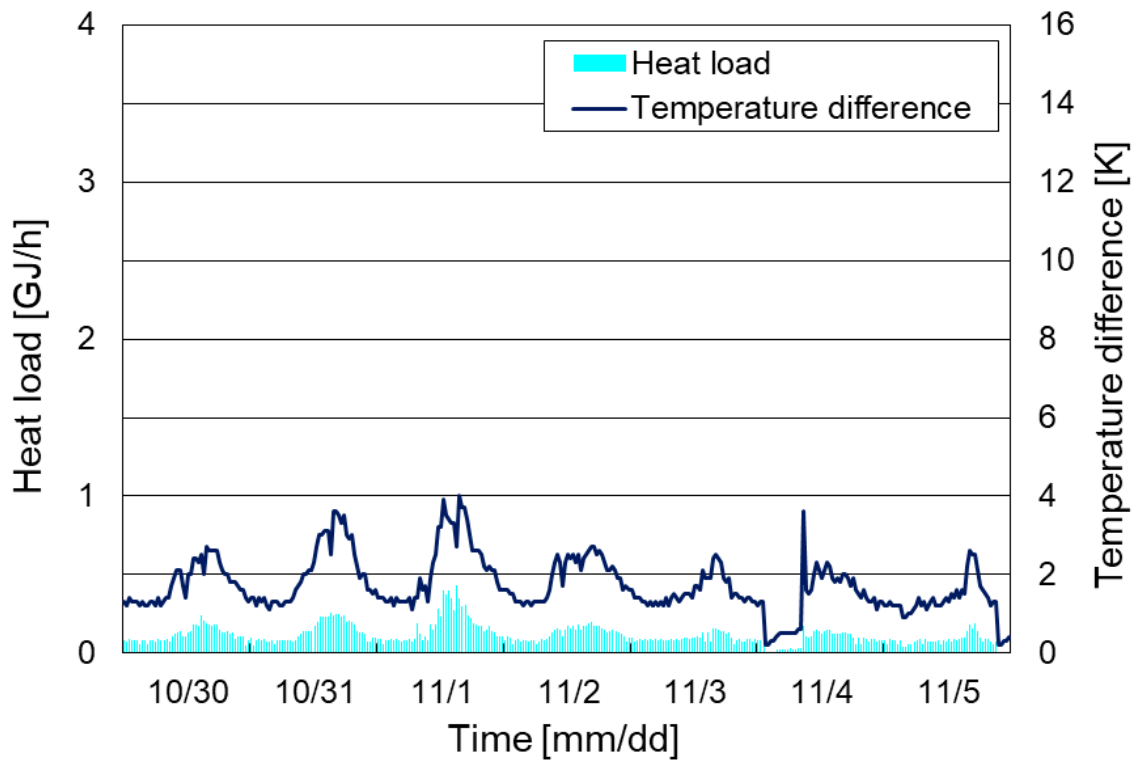


図 C.35: 中間期代表日における需要家 No.18 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

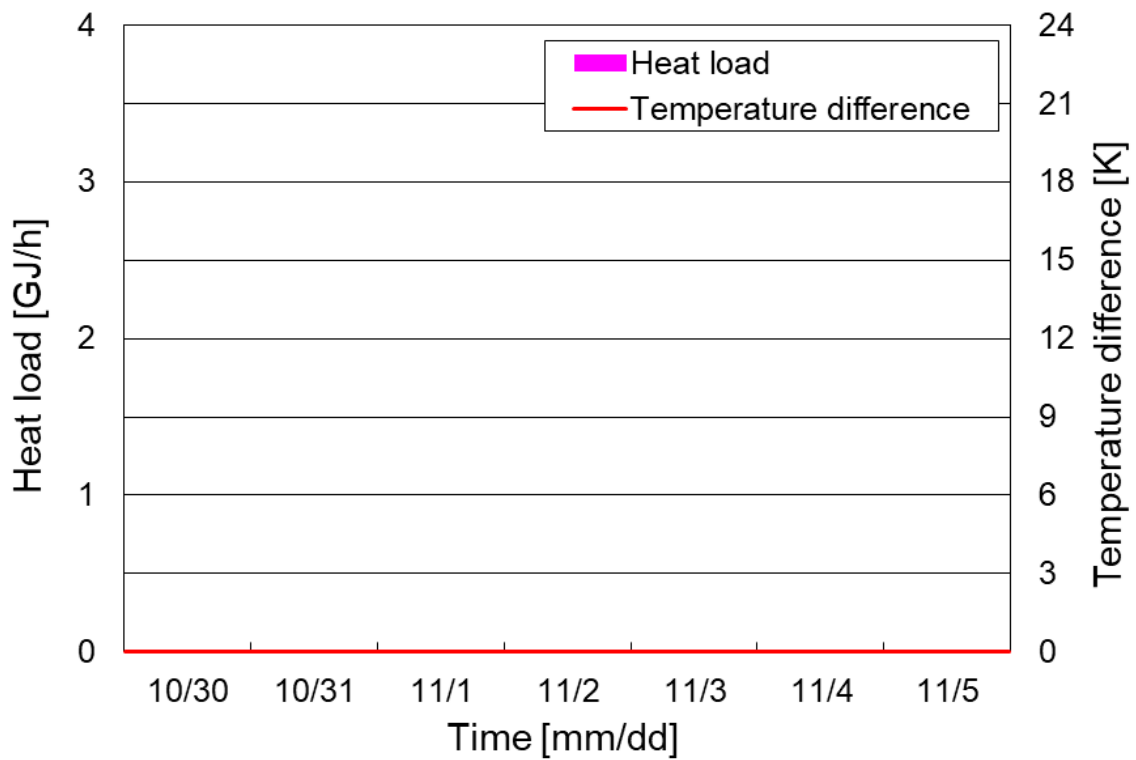


図 C.36: 中間期代表日における需要家 No.18 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

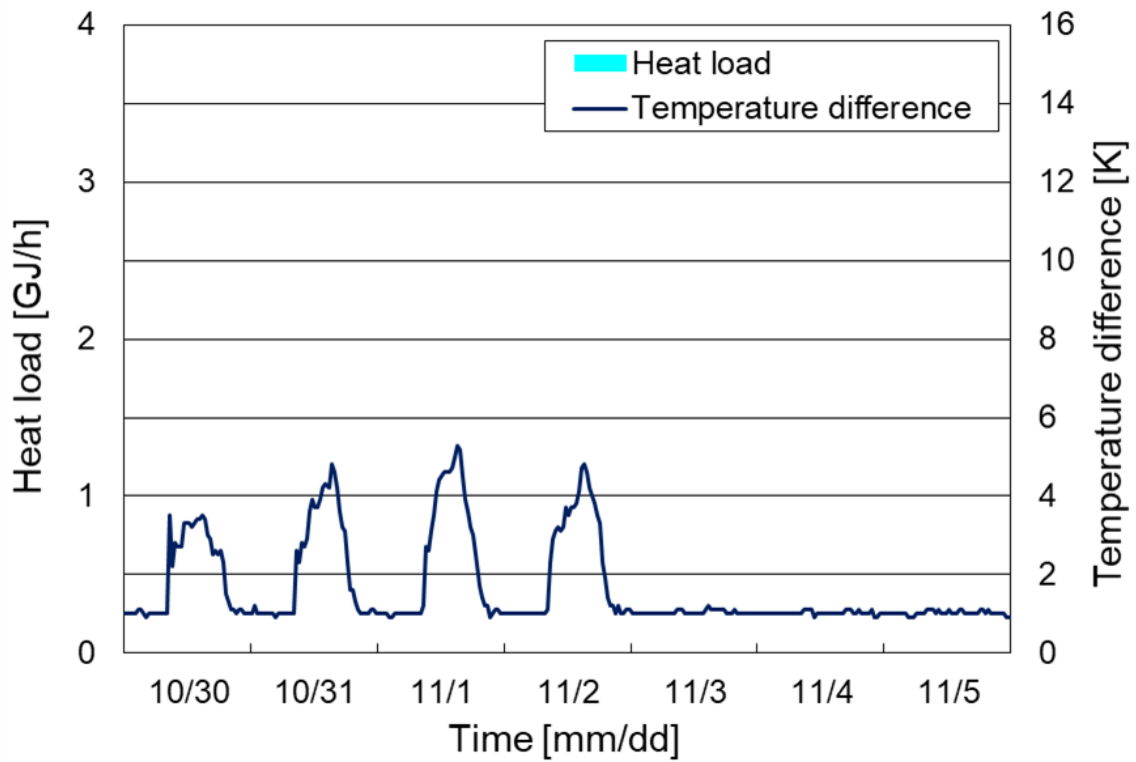


図 C.37: 中間期代表日における需要家 No.19 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

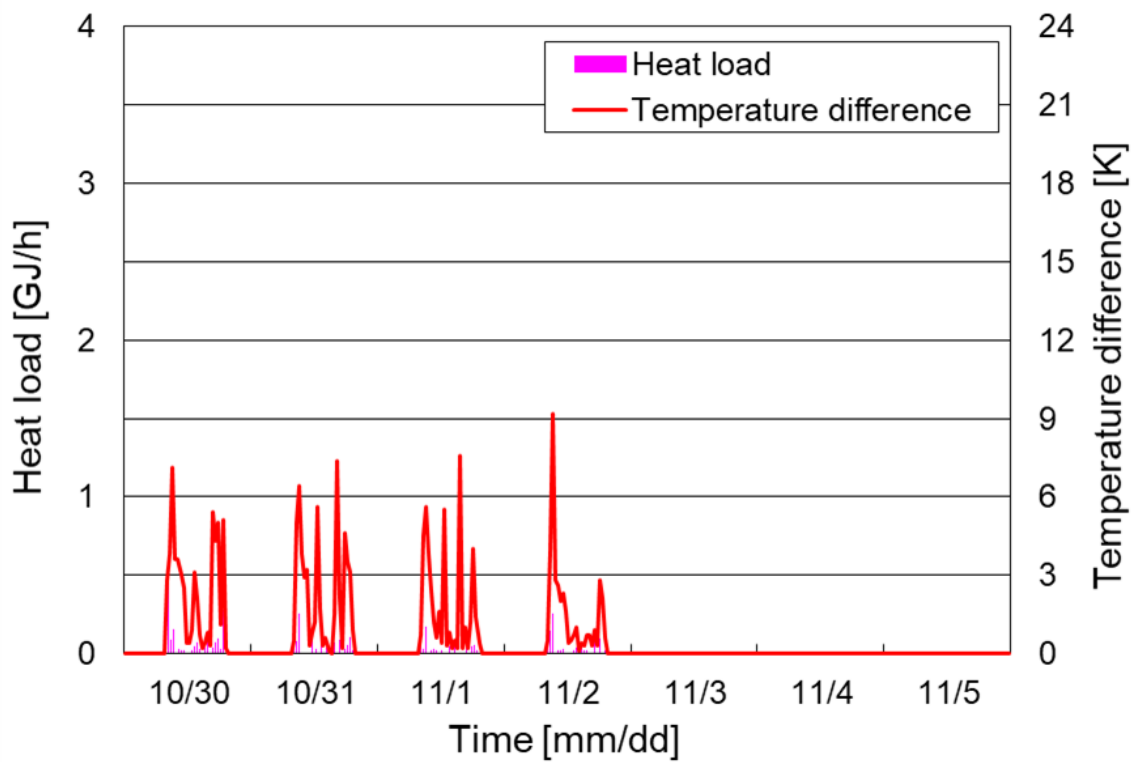


図 C.38: 中間期代表日における需要家 No.19 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

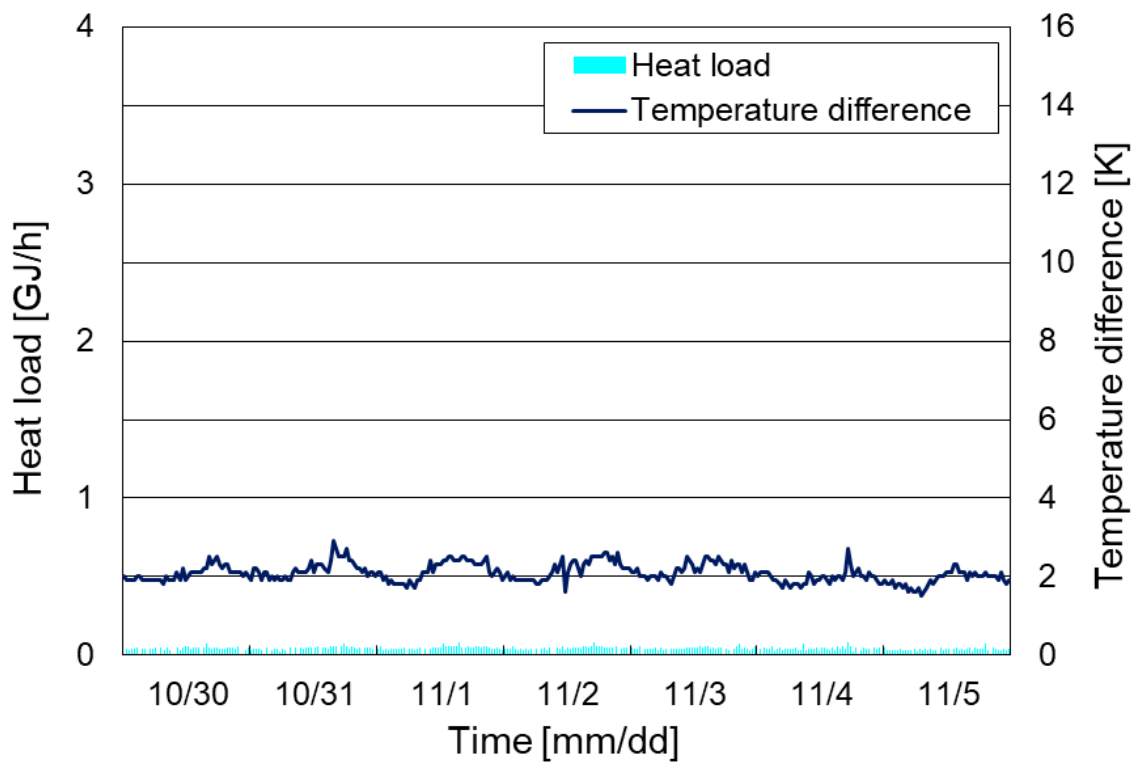


図 C.39: 中間期代表日における需要家 No.20 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

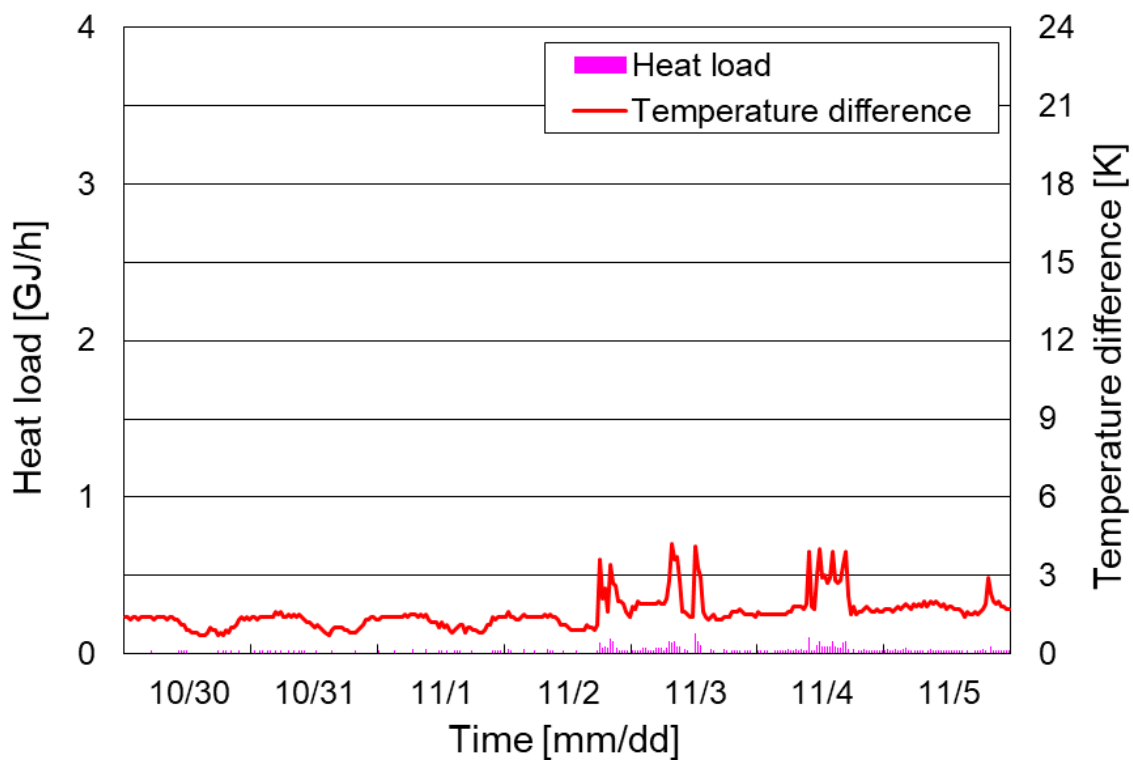


図 C.40: 需要家 No.20 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

付録D 全需要家20件の冬期冷温熱負荷

図D.1～図D.40に、本研究で対象とした全20件の需要家の冬期冷温熱負荷を示す。これらの熱負荷の値をシミュレーションの入力条件として使用した。

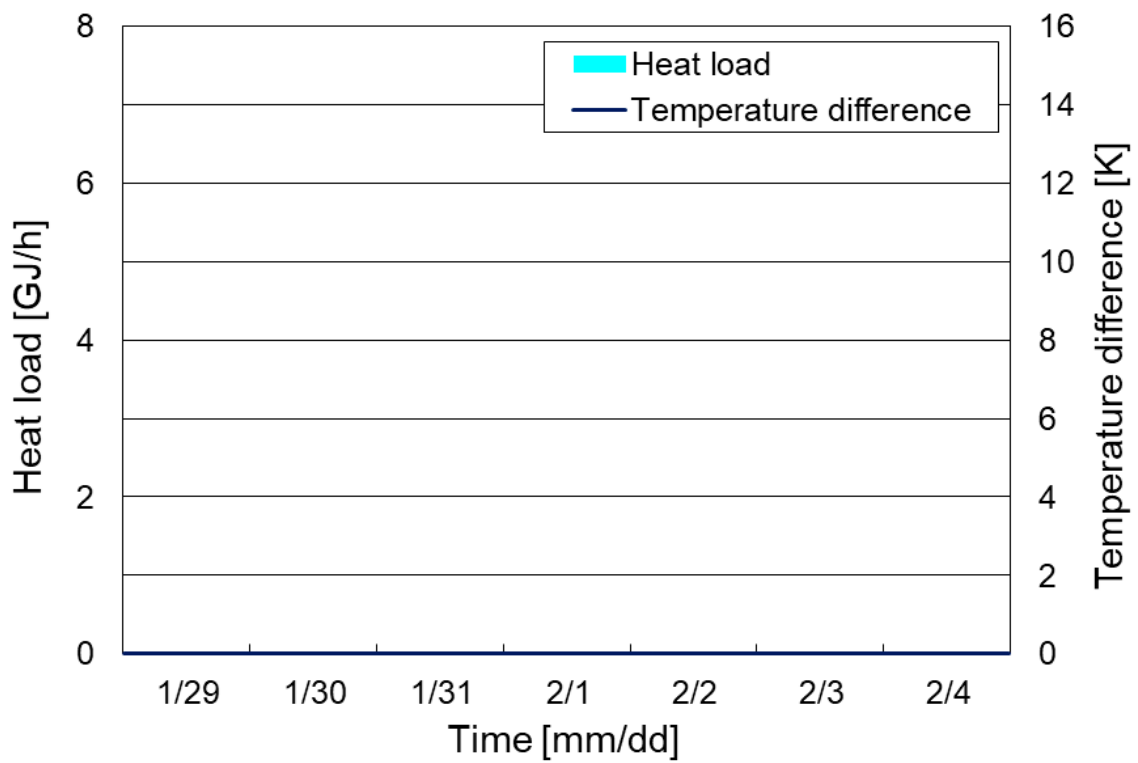


図 D.1: 冬期代表日における需要家 No.1 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

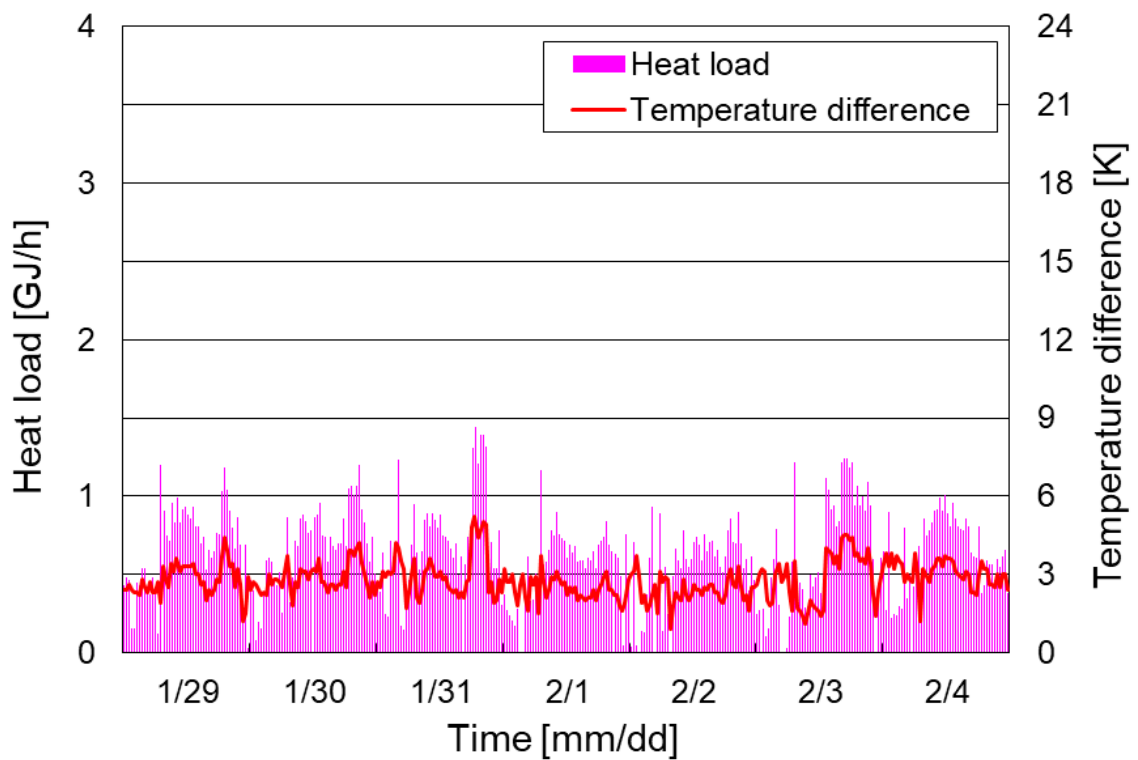


図 D.2: 冬期代表日における需要家 No.1 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

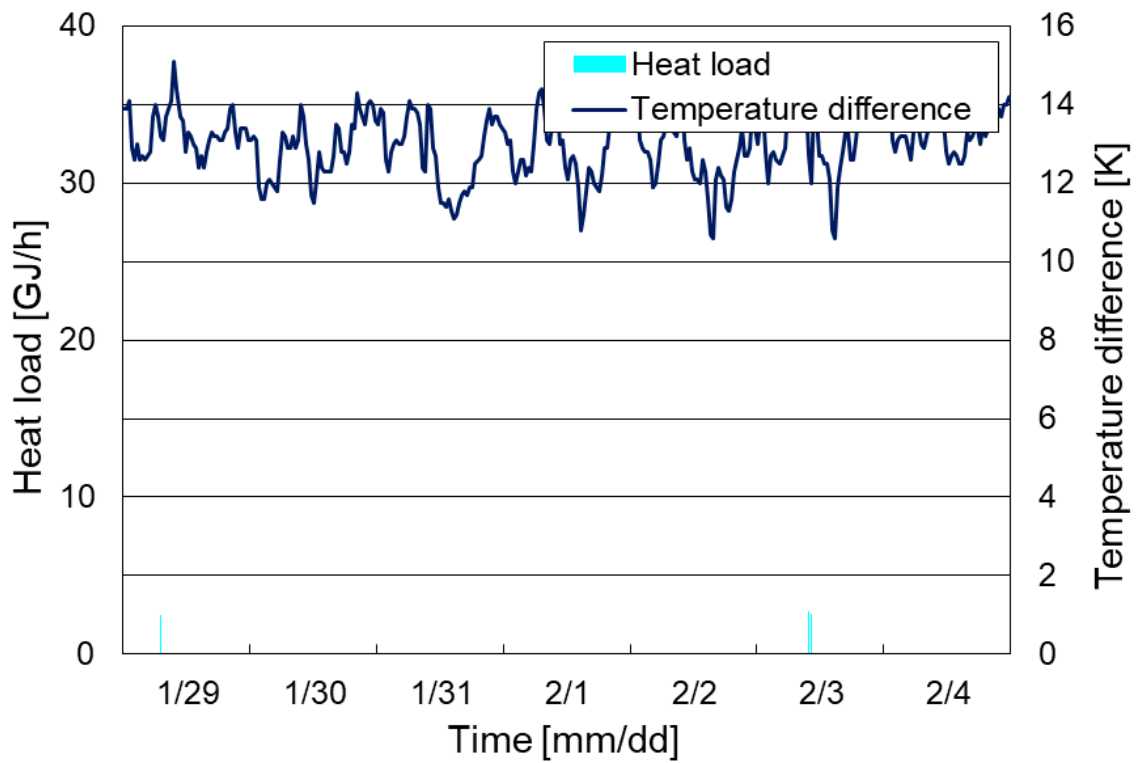


図 D.3: 冬期代表日における需要家 No.2 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

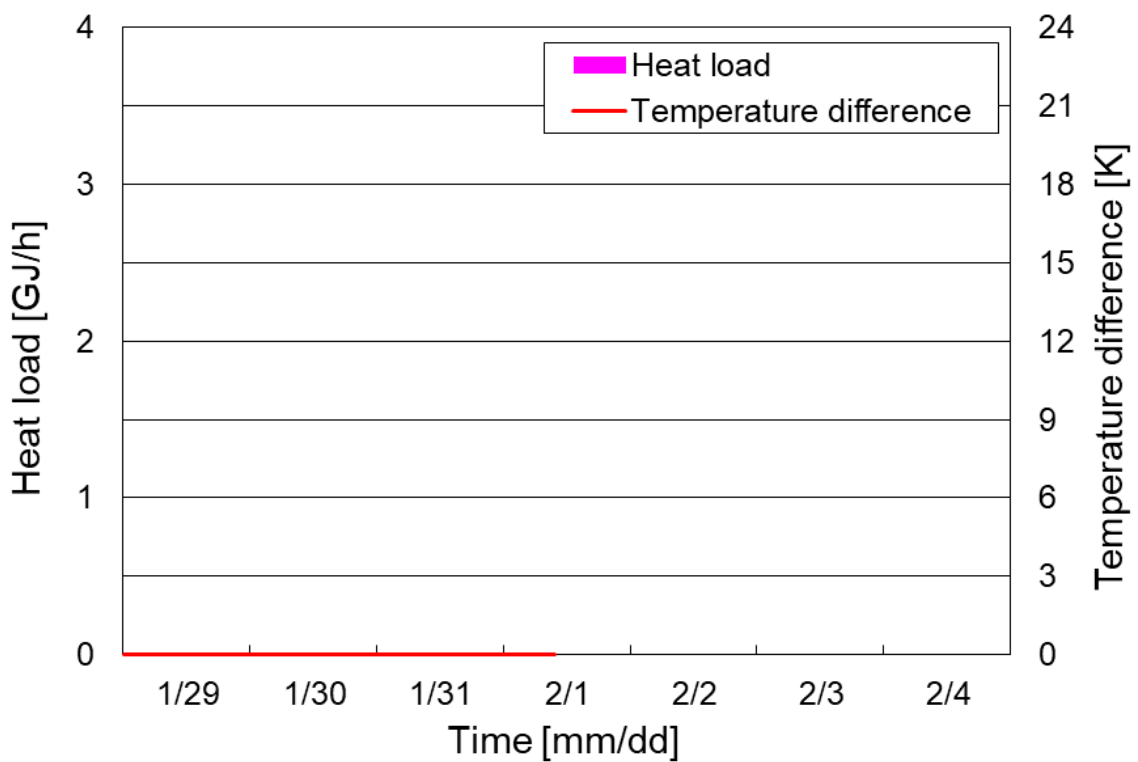


図 D.4: 冬期代表日における需要家 No.2 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

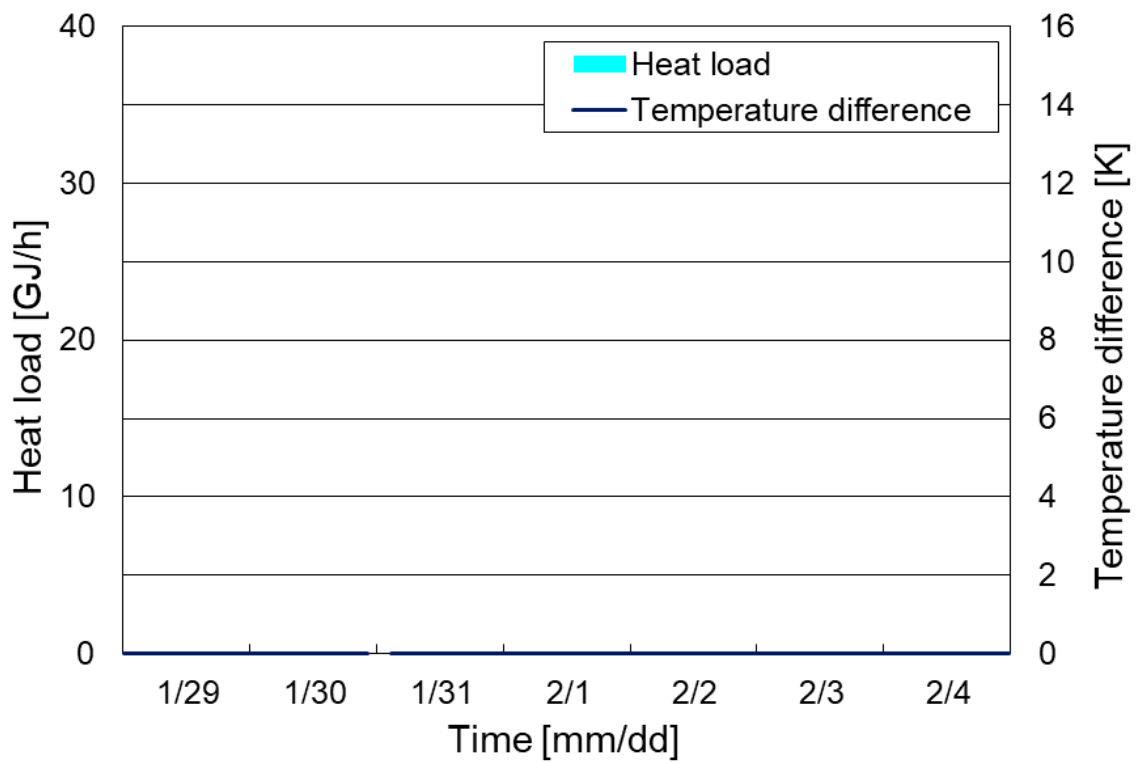


図 D.5: 冬期代表日における需要家 No.3 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

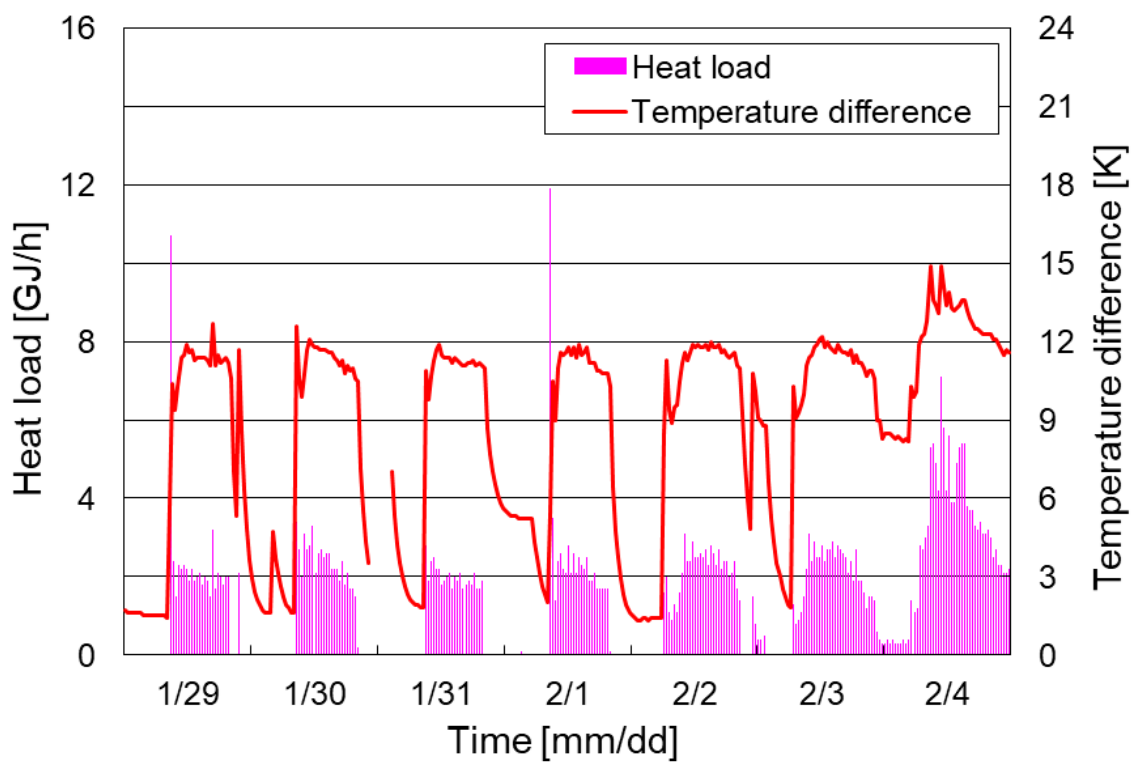


図 D.6: 冬期代表日における需要家 No.3 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

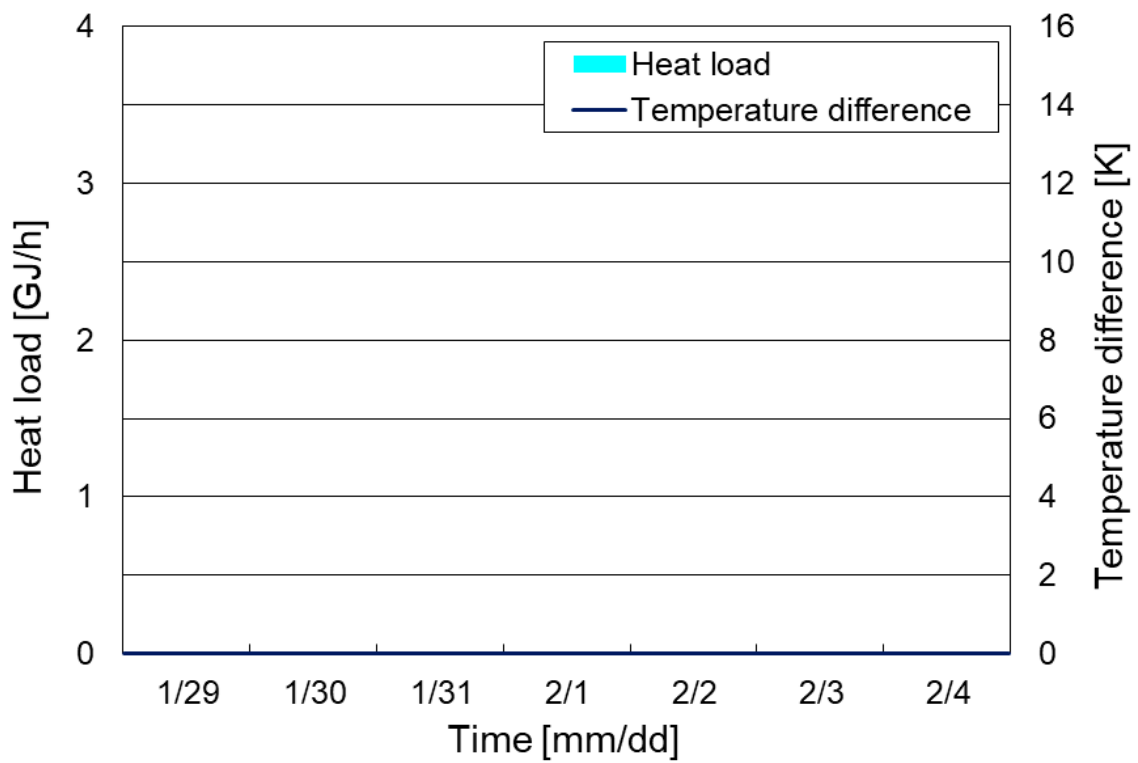


図 D.7: 冬期代表日における需要家 No.4 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

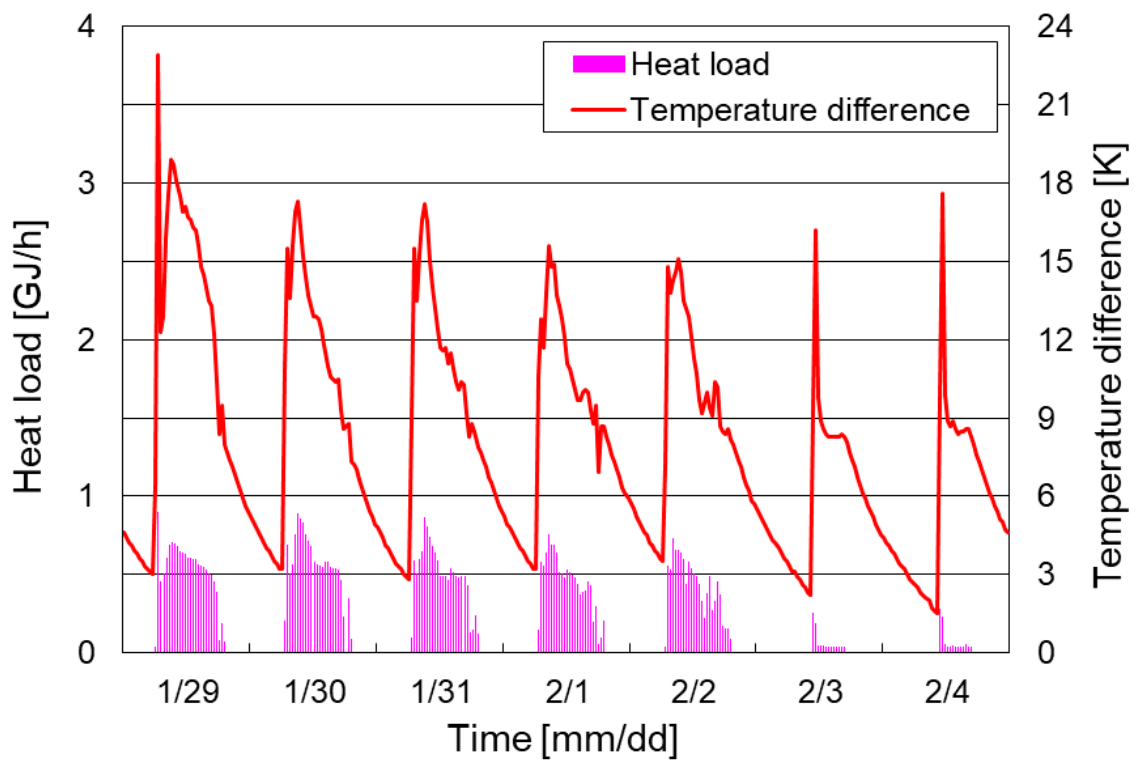


図 D.8: 冬期代表日における需要家 No.4 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

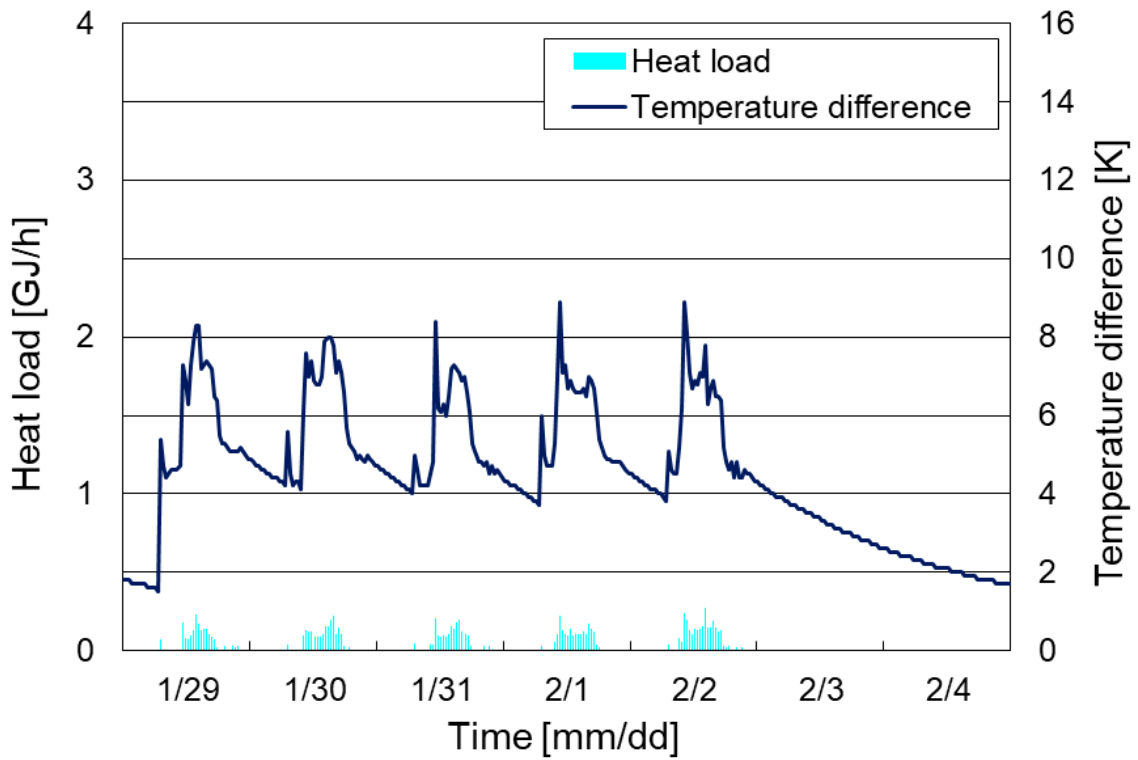


図 D.9: 冬期代表日における需要家 No.5 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

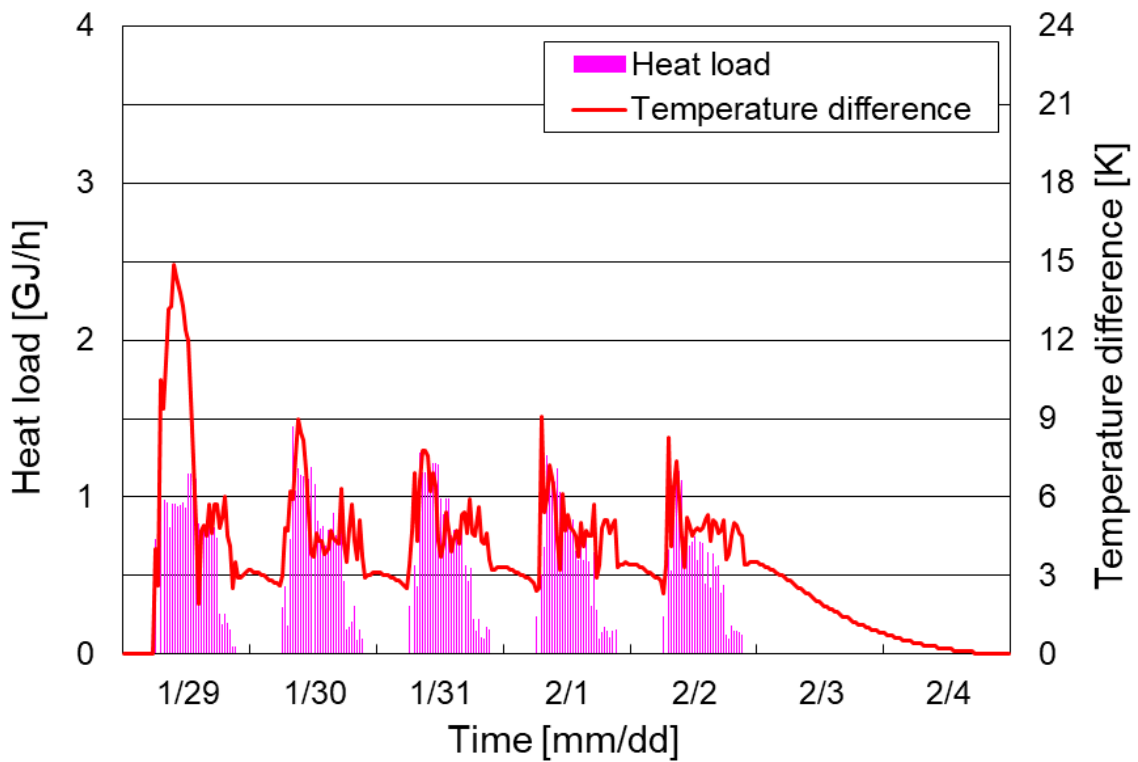


図 D.10: 冬期代表日における需要家 No.5 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

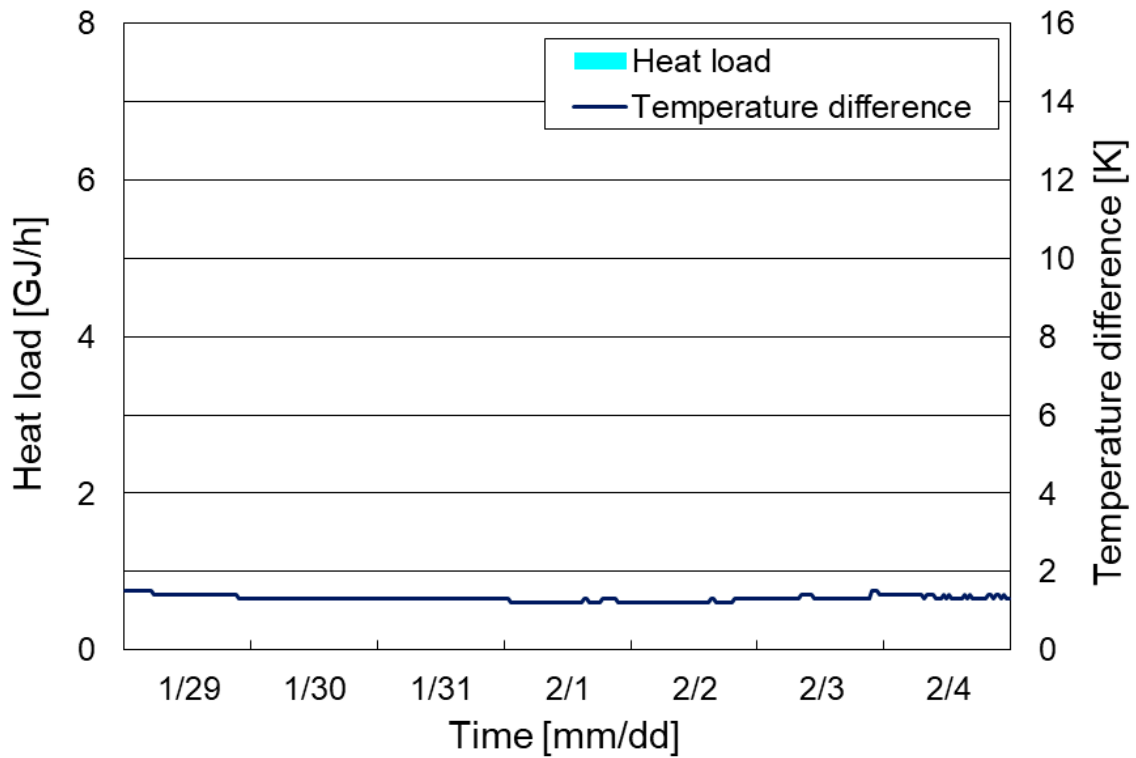


図 D.11: 冬期代表日における需要家 No.6 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

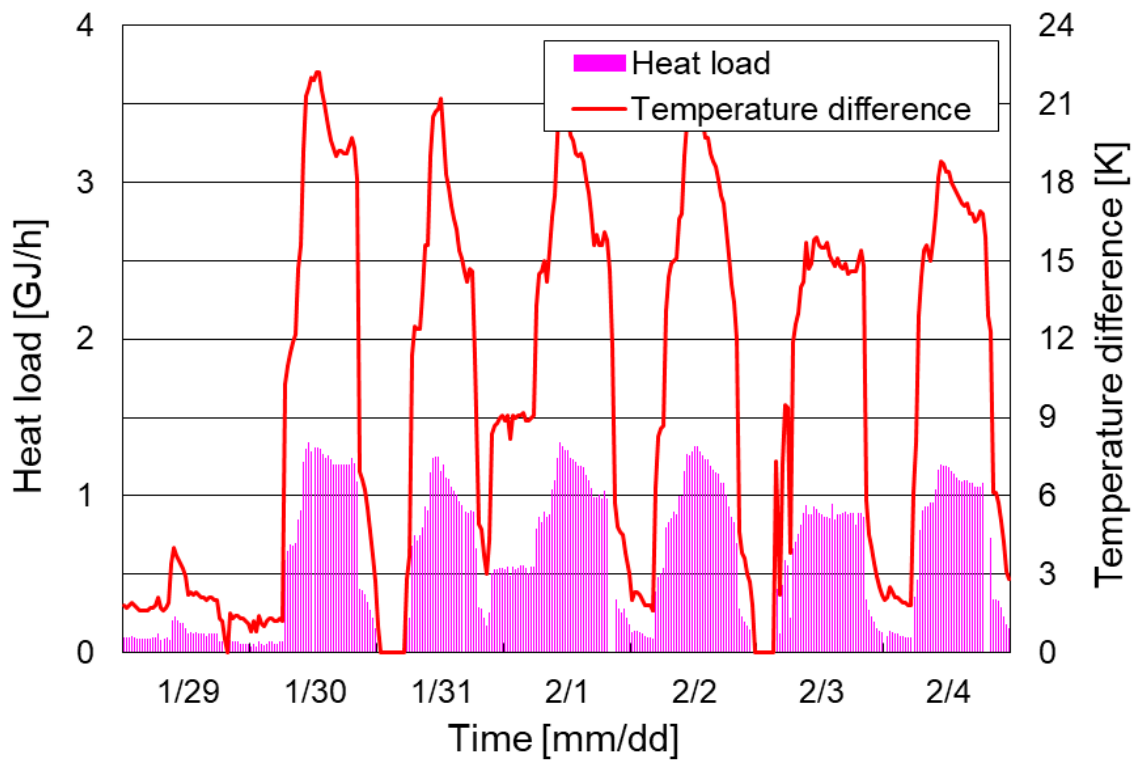


図 D.12: 冬期代表日における需要家 No.6 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

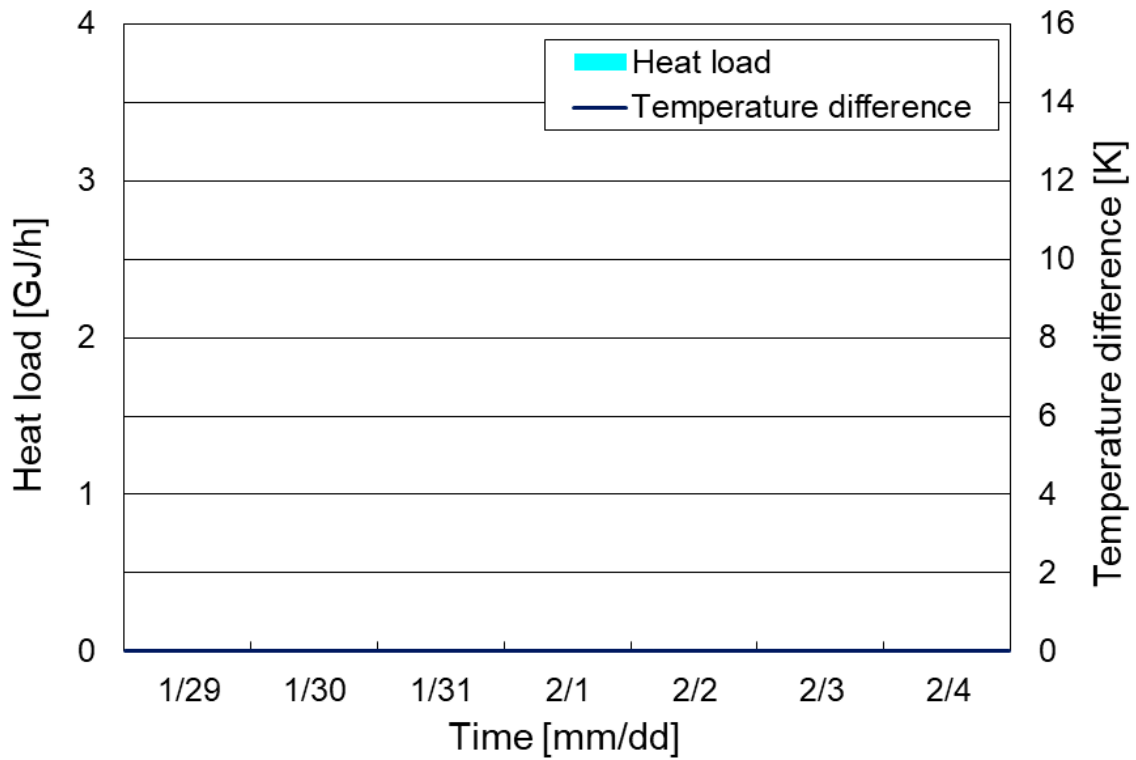


図 D.13: 冬期代表日における需要家 No.7 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

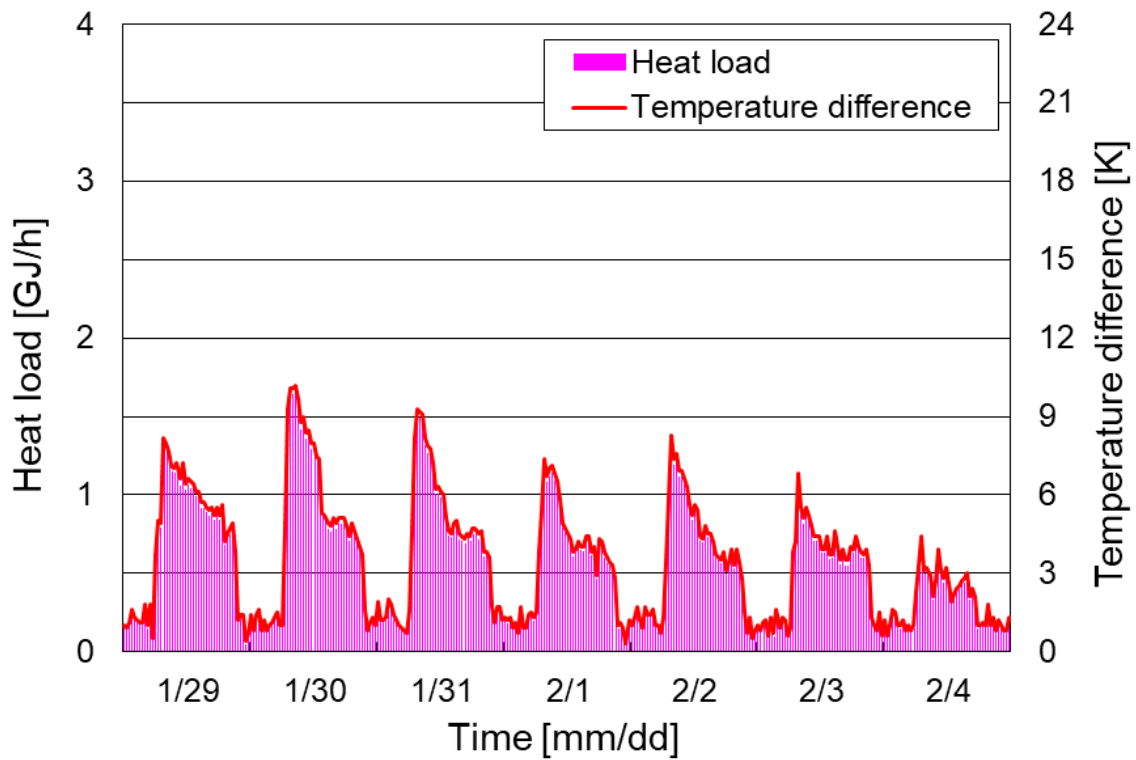


図 D.14: 冬期代表日における需要家 No.7 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

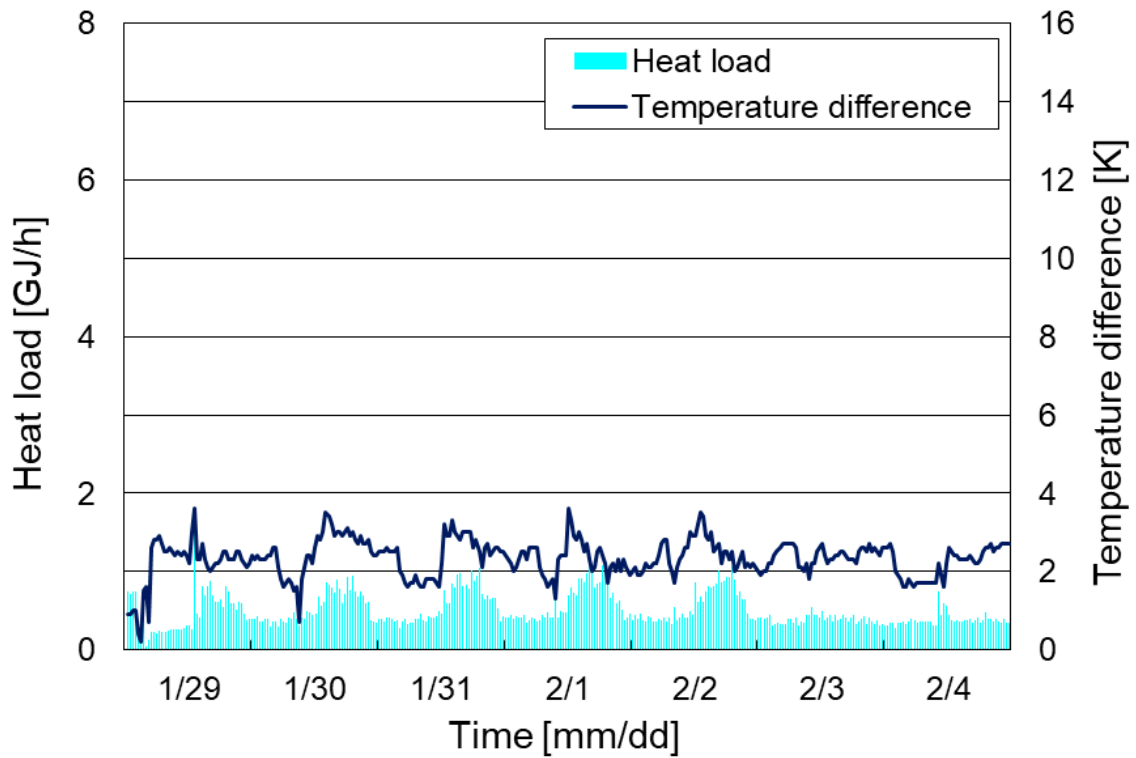


図 D.15: 冬期代表日における需要家 No.8 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

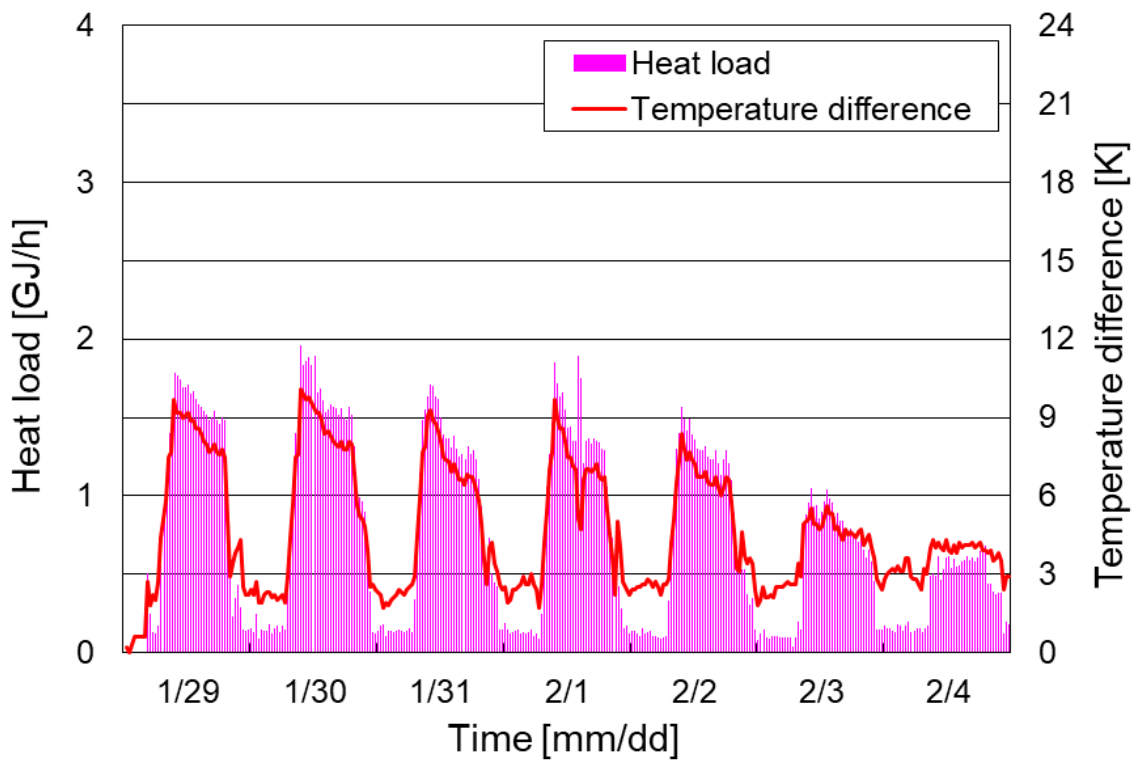


図 D.16: 冬期代表日における需要家 No.8 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

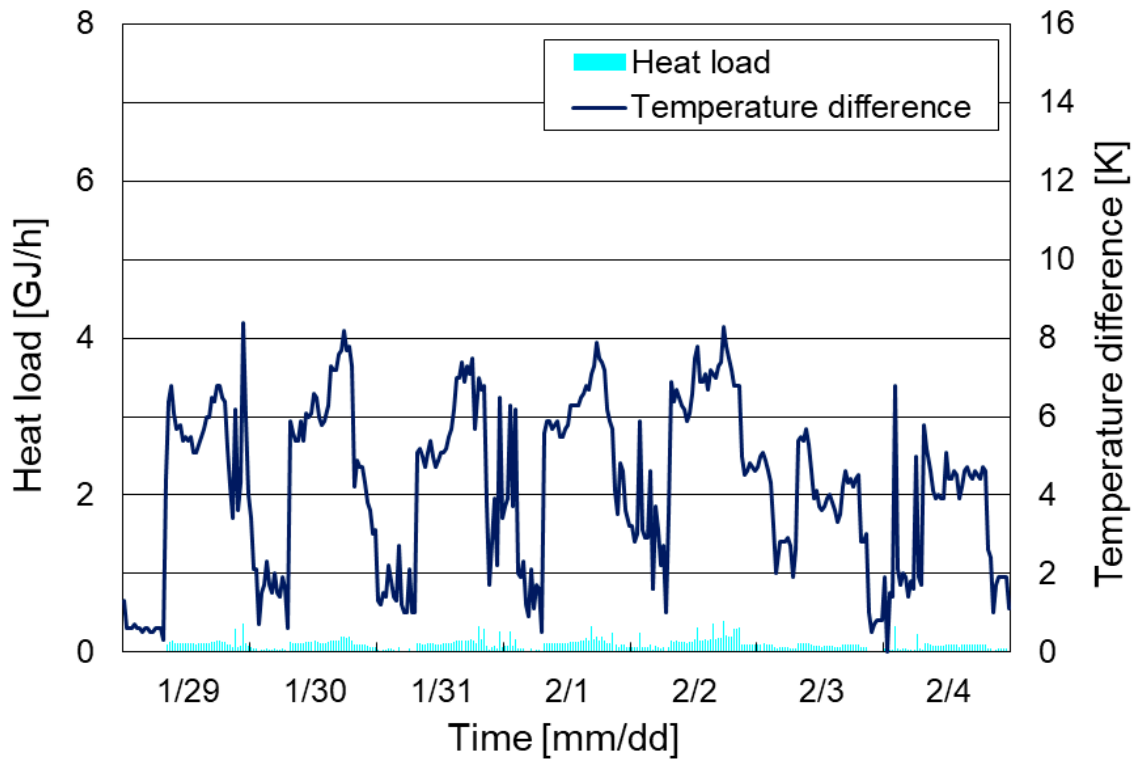


図 D.17: 冬期代表日における需要家 No.9 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

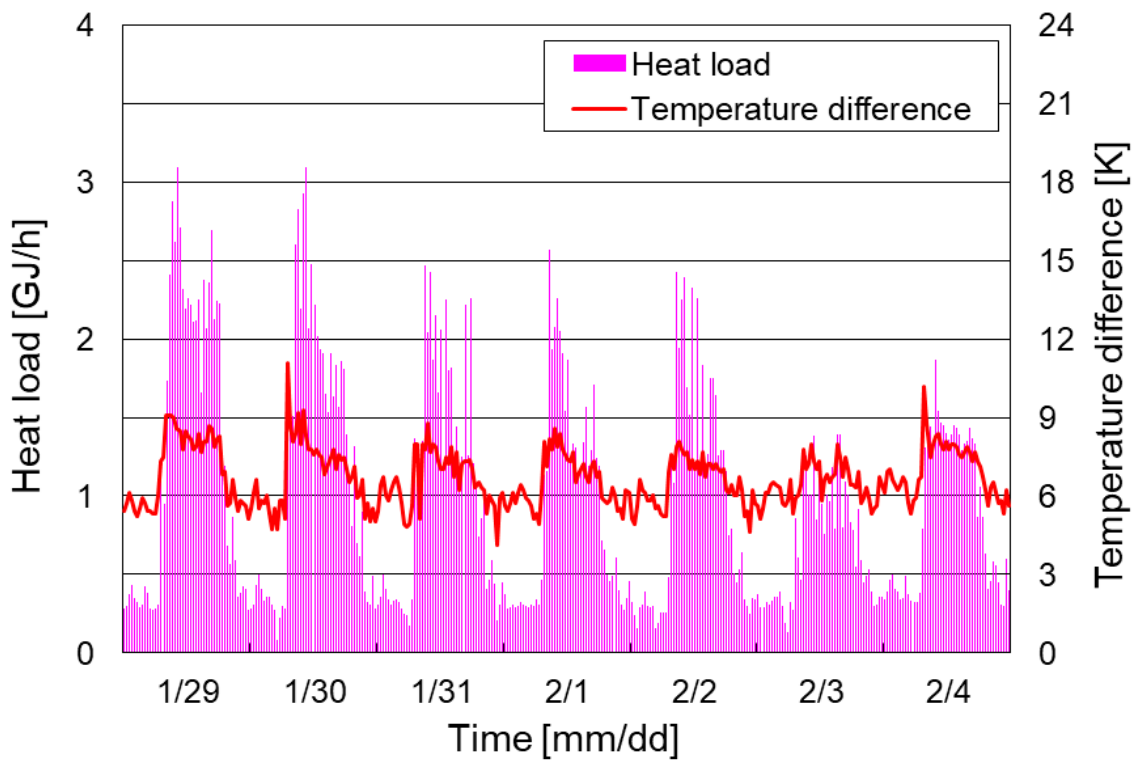


図 D.18: 冬期代表日における需要家 No.9 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

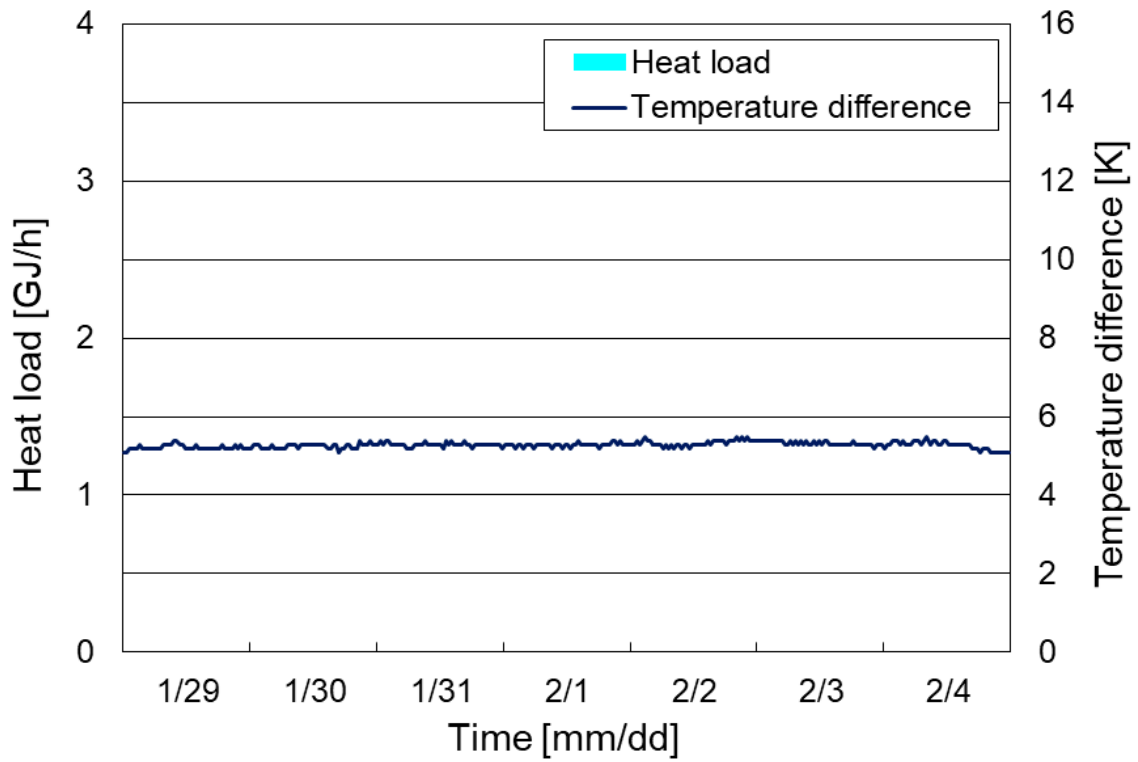


図 D.19: 冬期代表日における需要家 No.10 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

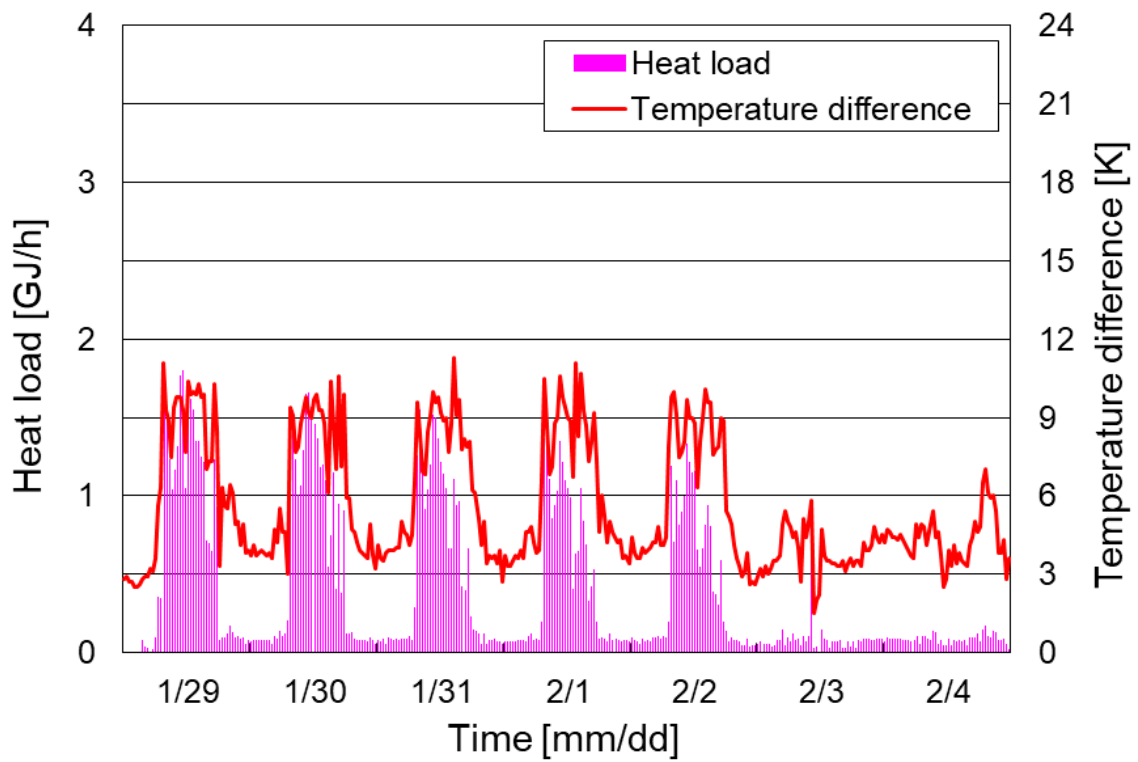


図 D.20: 冬期代表日における需要家 No.10 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

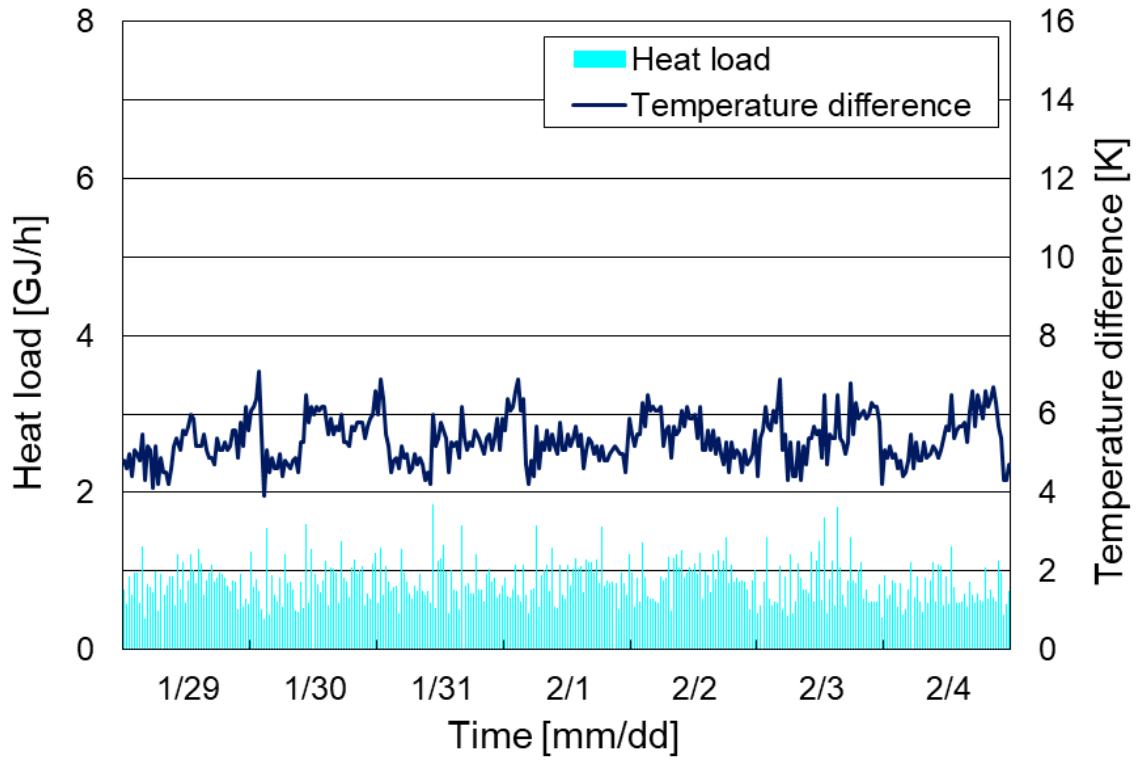


図 D.21: 冬期代表日における需要家 No.11 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

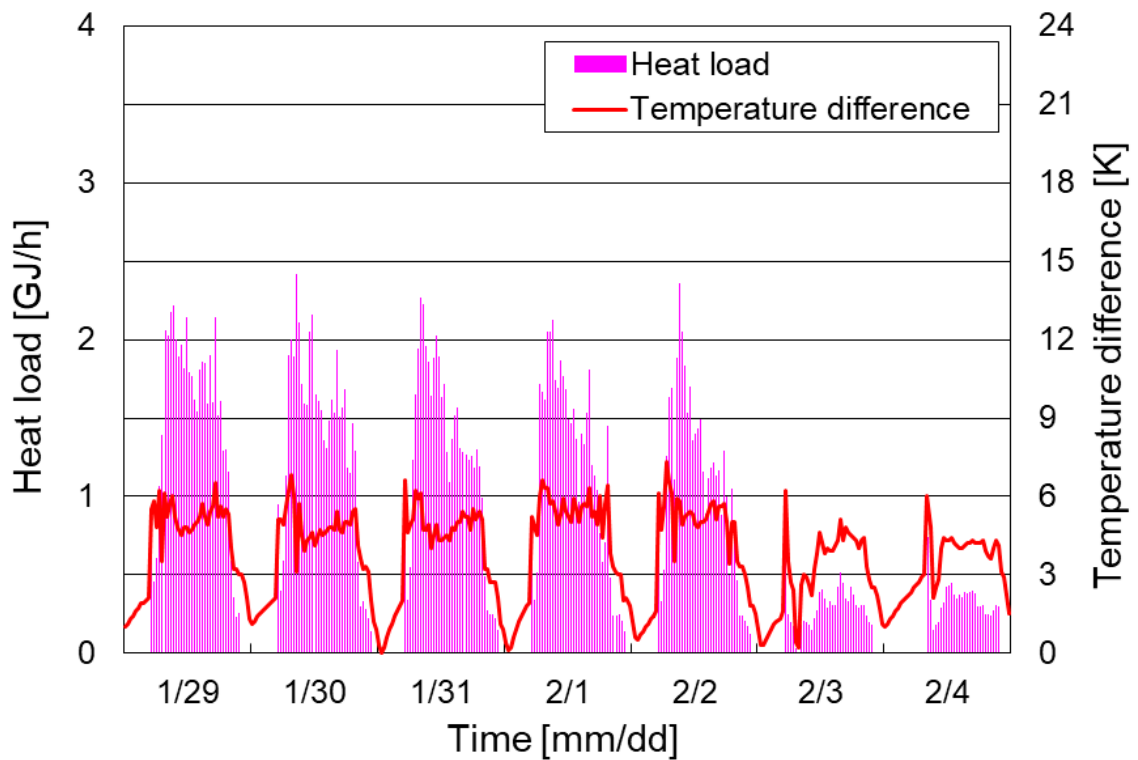


図 D.22: 冬期代表日における需要家 No.11 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

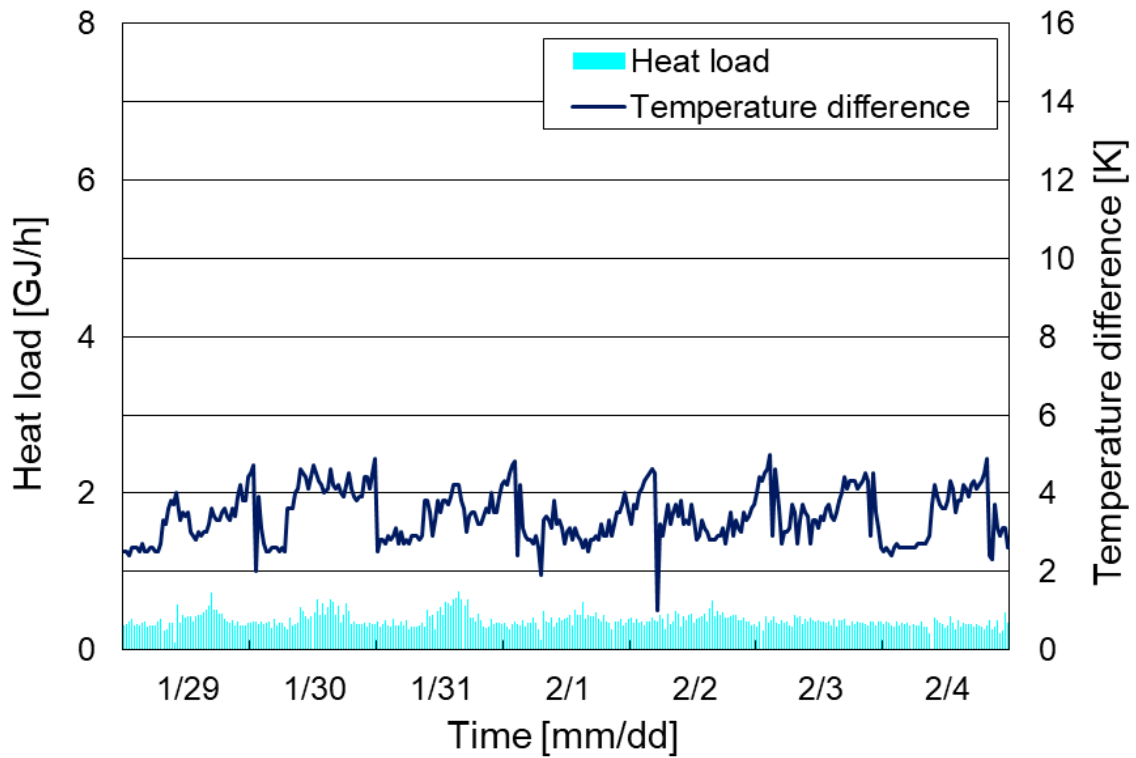


図 D.23: 冬期代表日における需要家 No.12 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

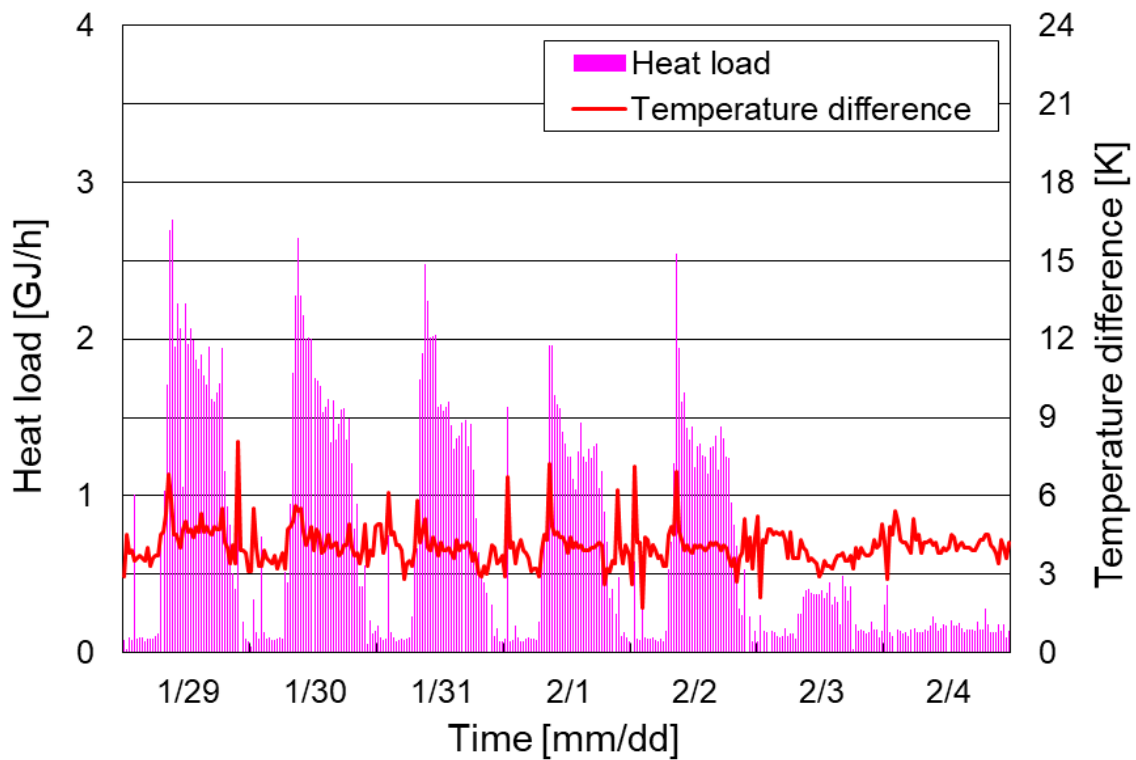


図 D.24: 冬期代表日における需要家 No.12 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

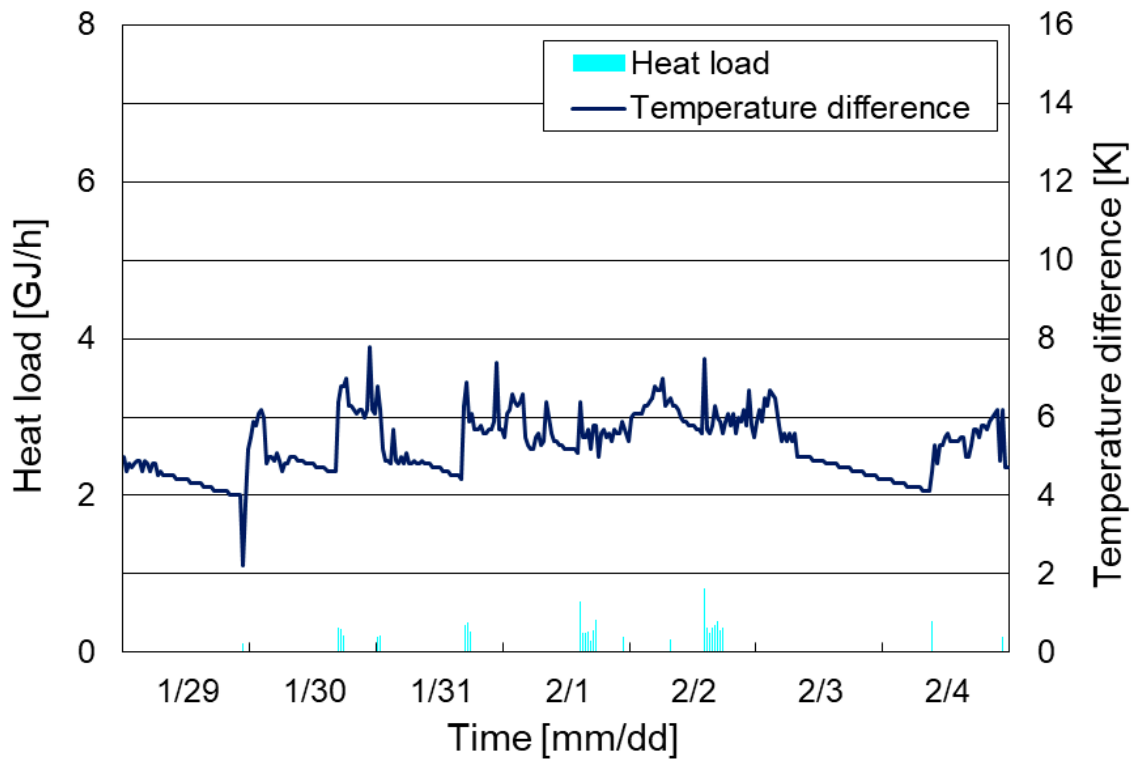


図 D.25: 冬期代表日における需要家 No.13 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

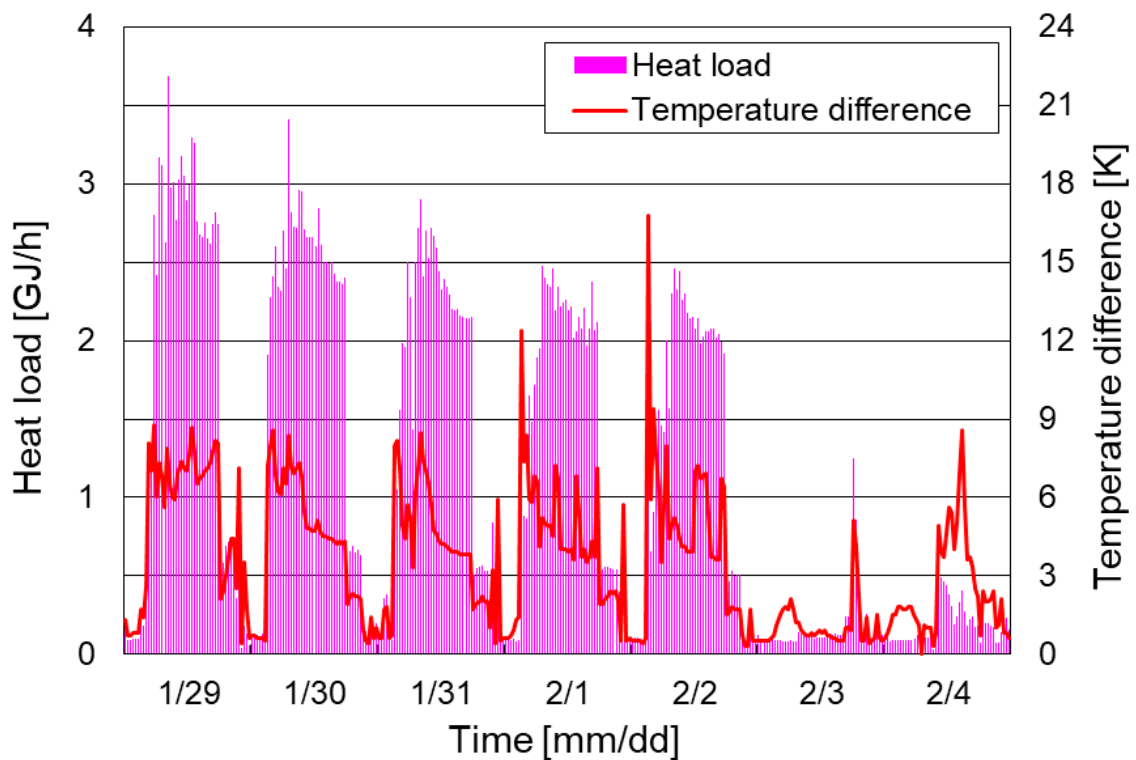


図 D.26: 冬期代表日における需要家 No.13 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

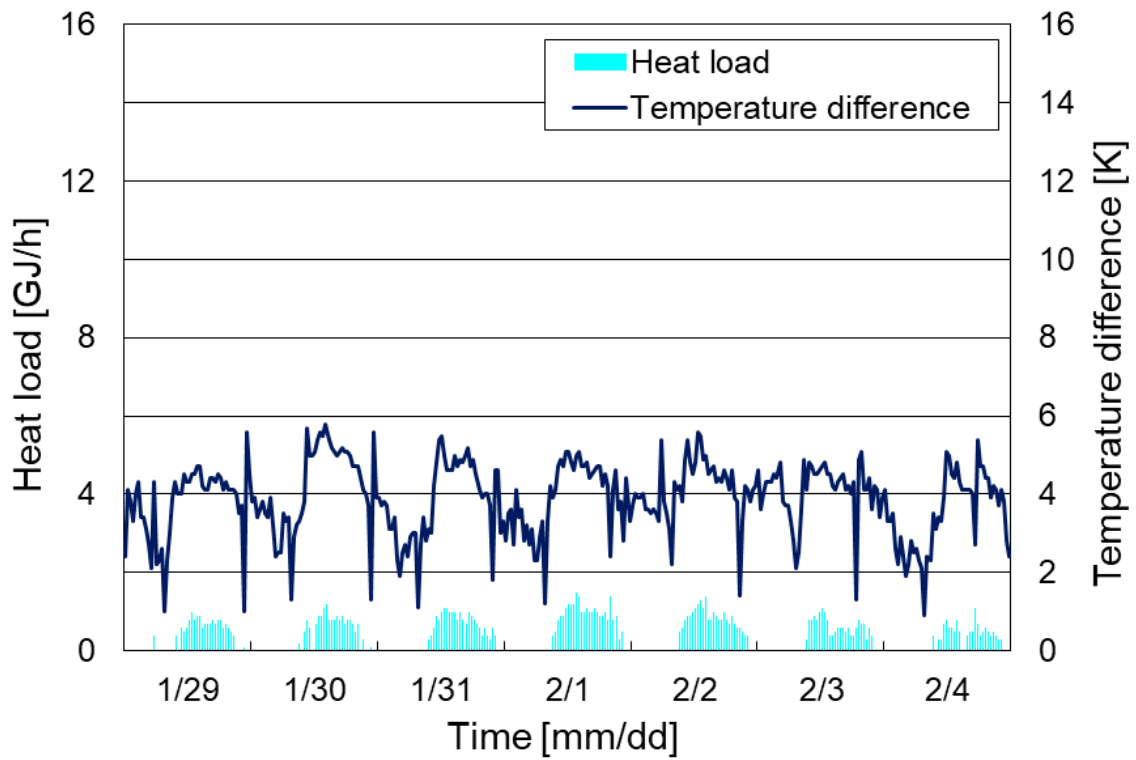


図 D.27: 冬期代表日における需要家 No.14 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

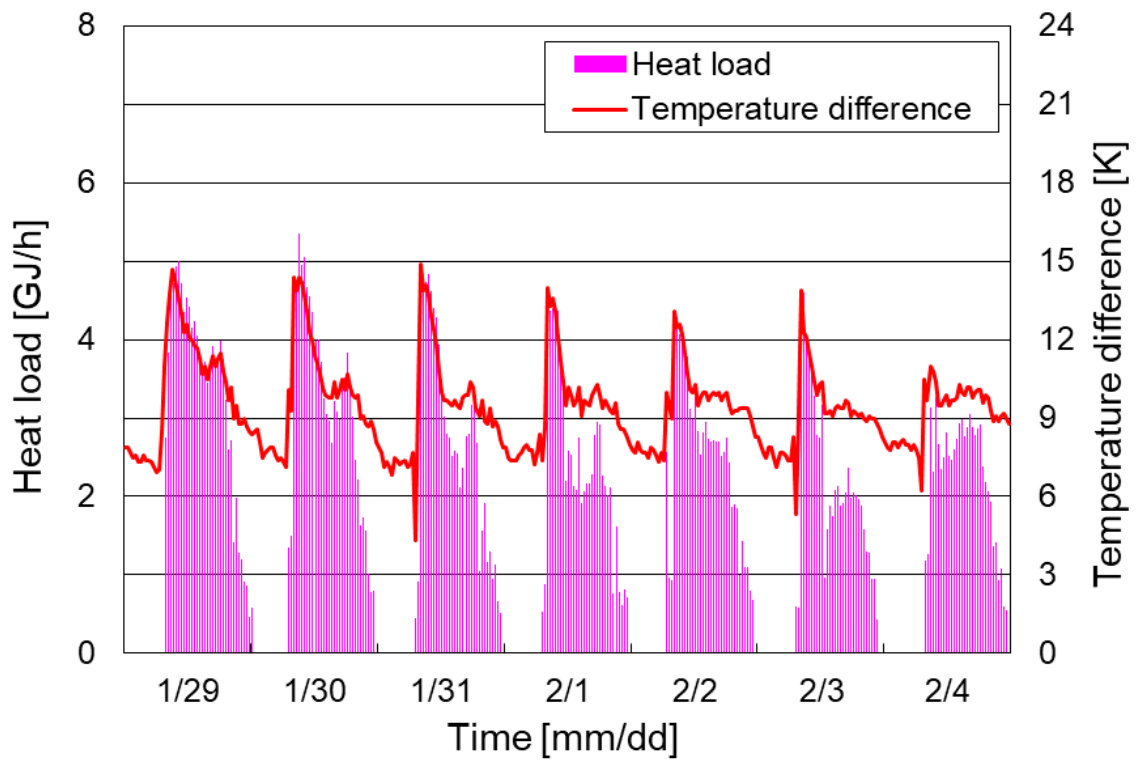


図 D.28: 冬期代表日における需要家 No.14 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

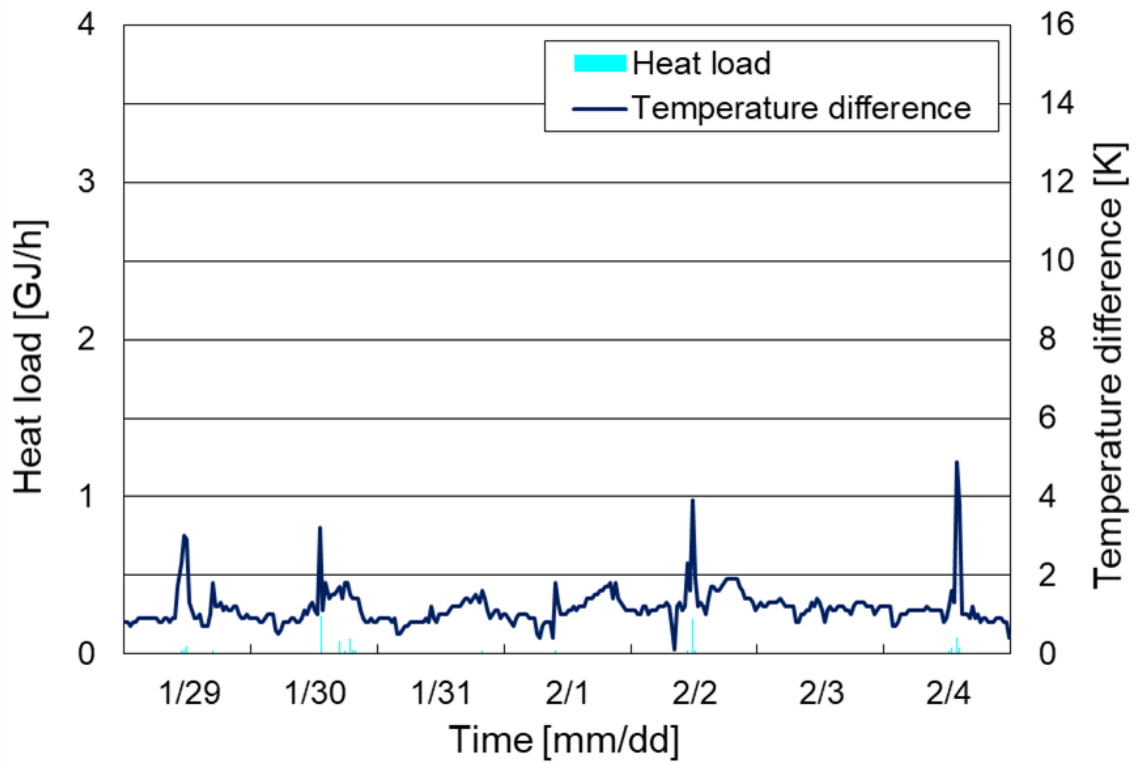


図 D.29: 冬期代表日における需要家 No.15 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

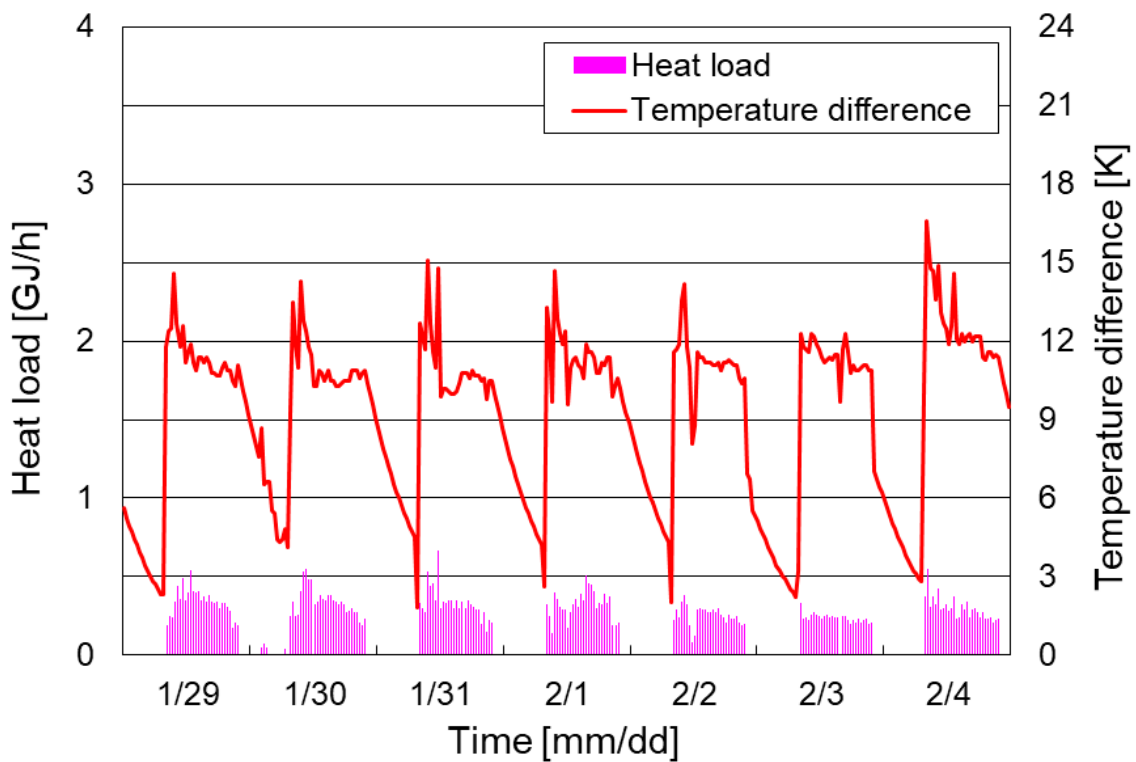


図 D.30: 冬期代表日における需要家 No.15 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

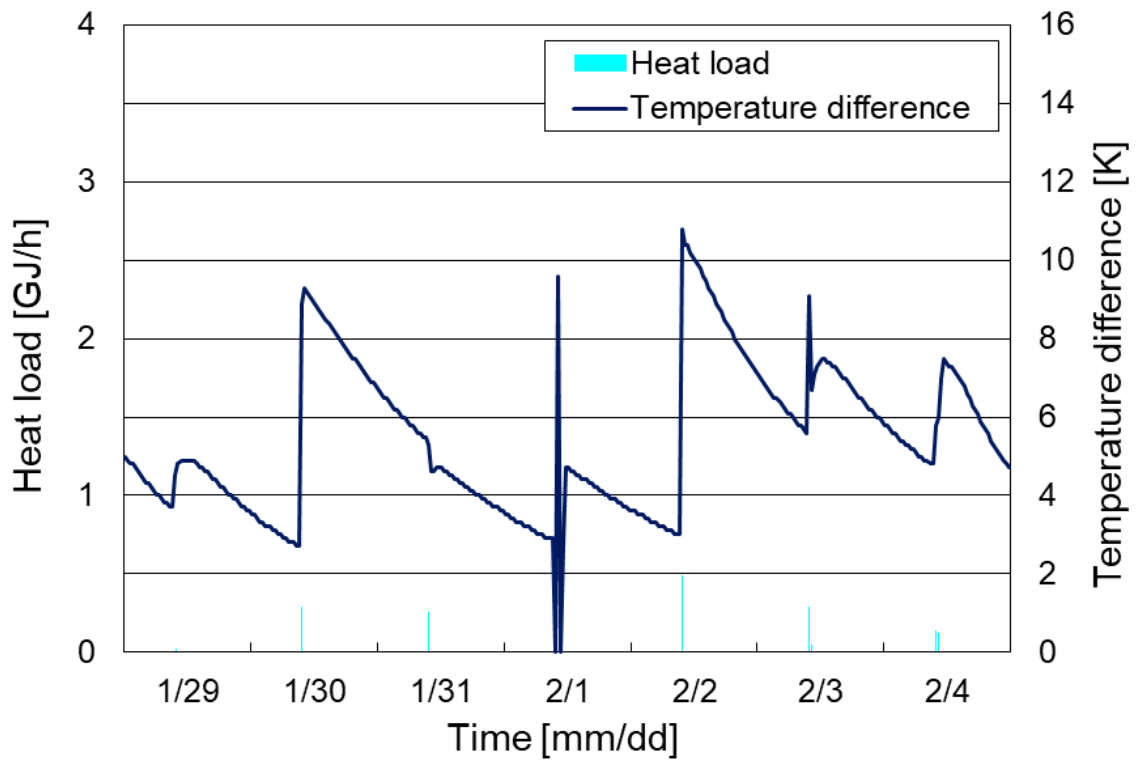


図 D.31: 冬期代表日における需要家 No.16 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

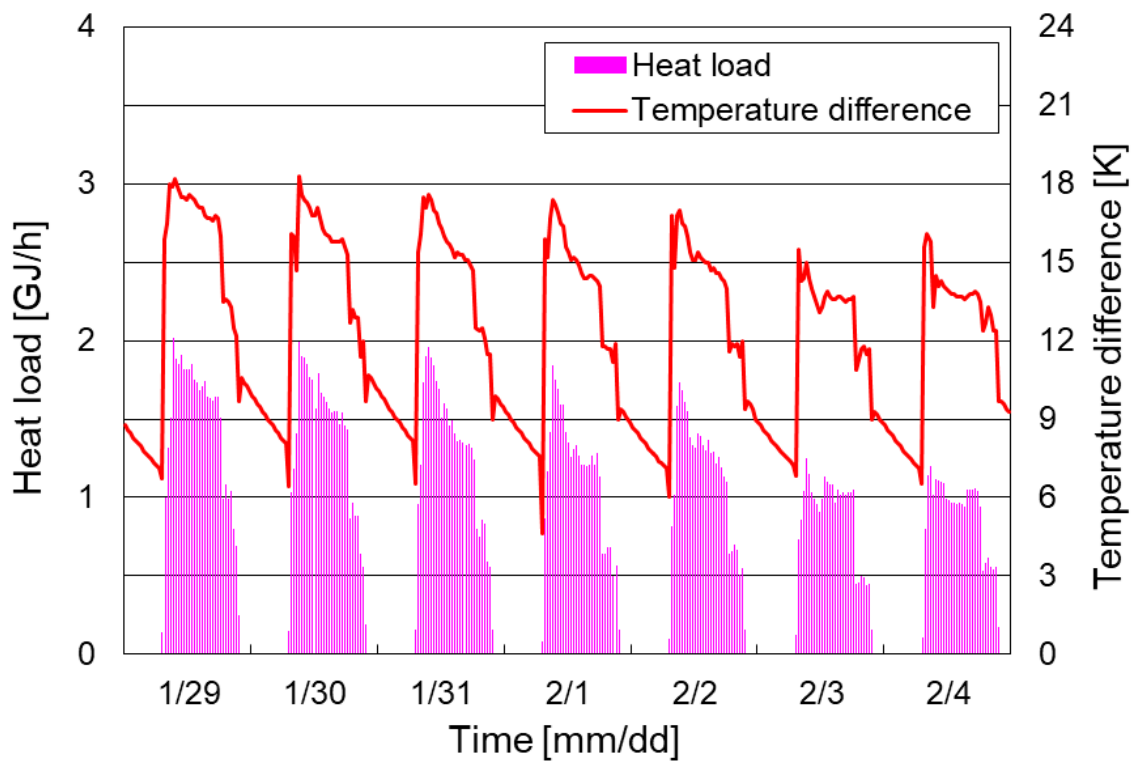


図 D.32: 冬期代表日における需要家 No.16 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

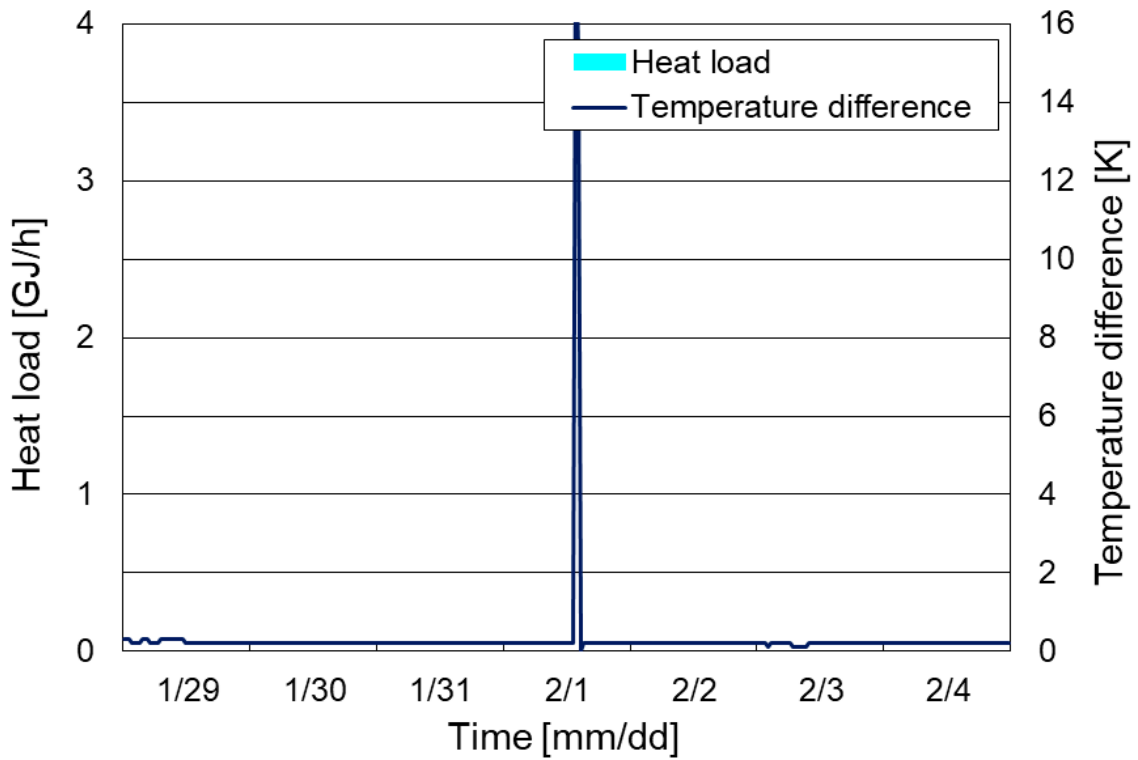


図 D.33: 冬期代表日における需要家 No.17 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

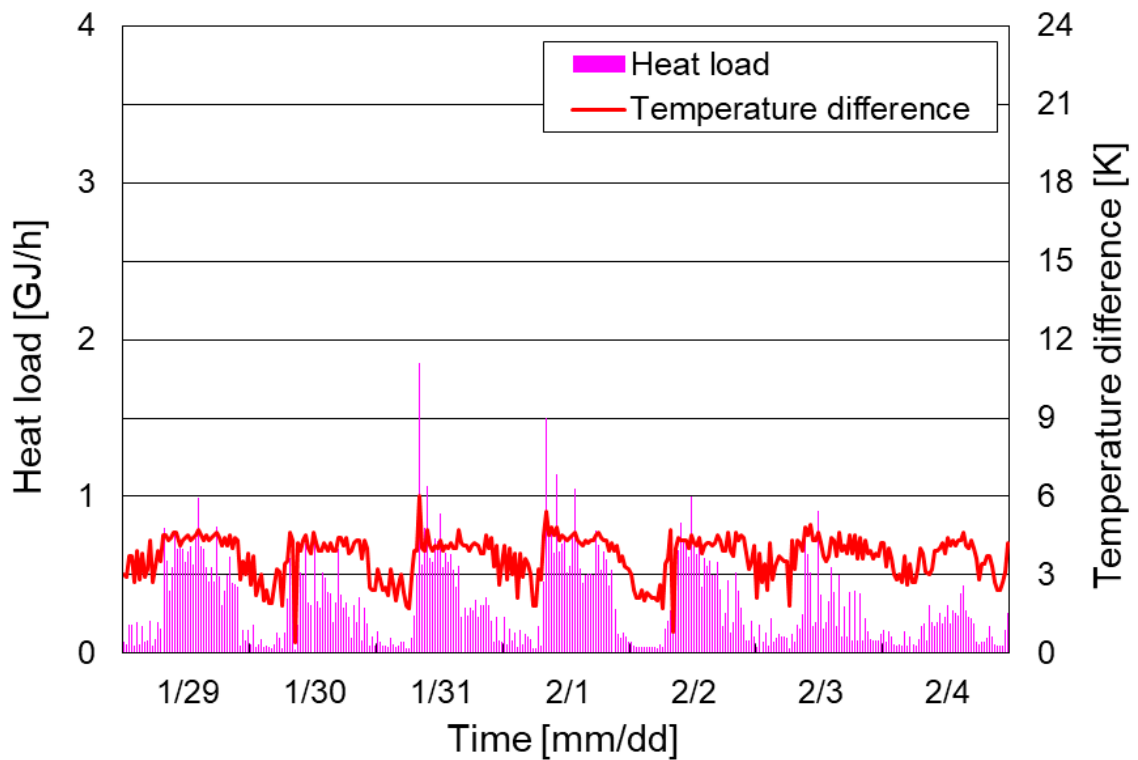


図 D.34: 冬期代表日における需要家 No.17 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

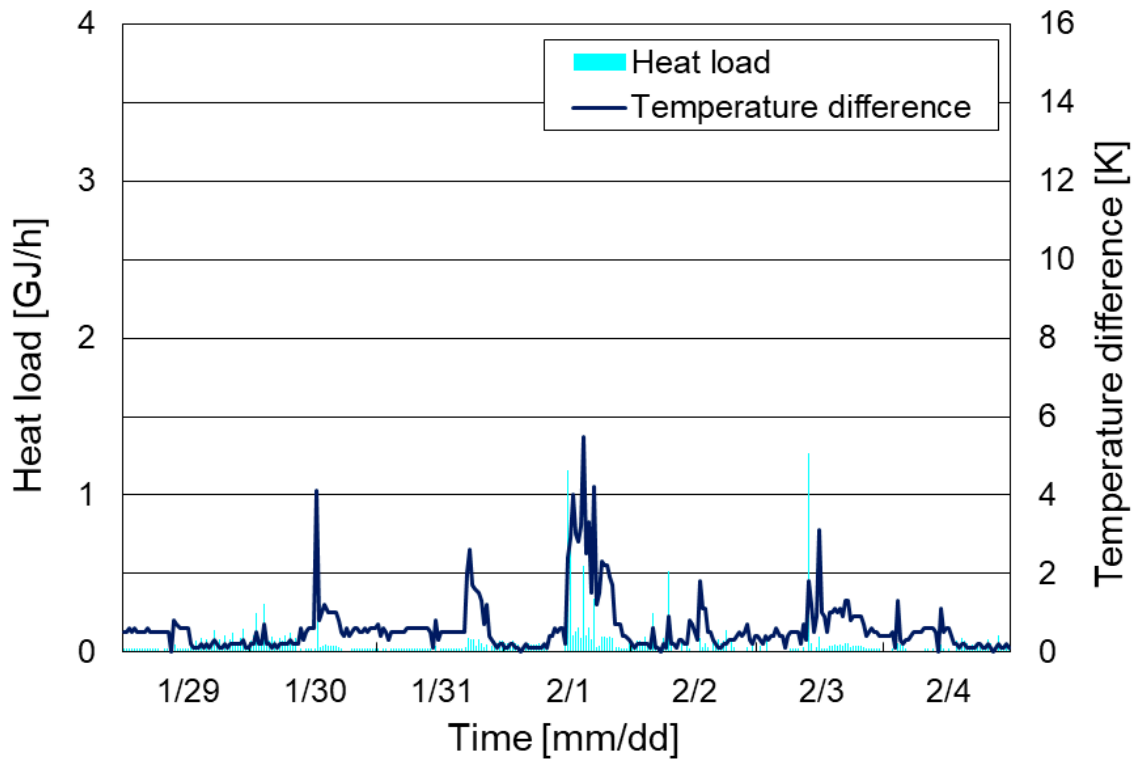


図 D.35: 冬期代表日における需要家 No.18 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

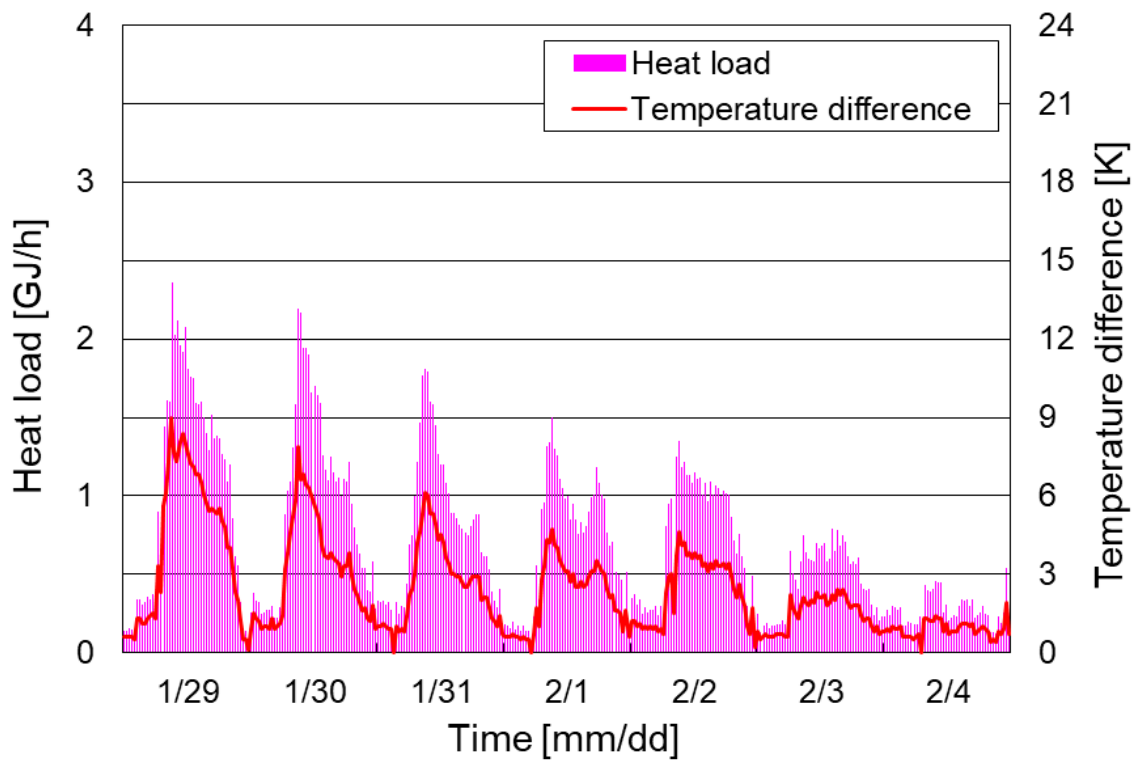


図 D.36: 冬期代表日における需要家 No.18 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

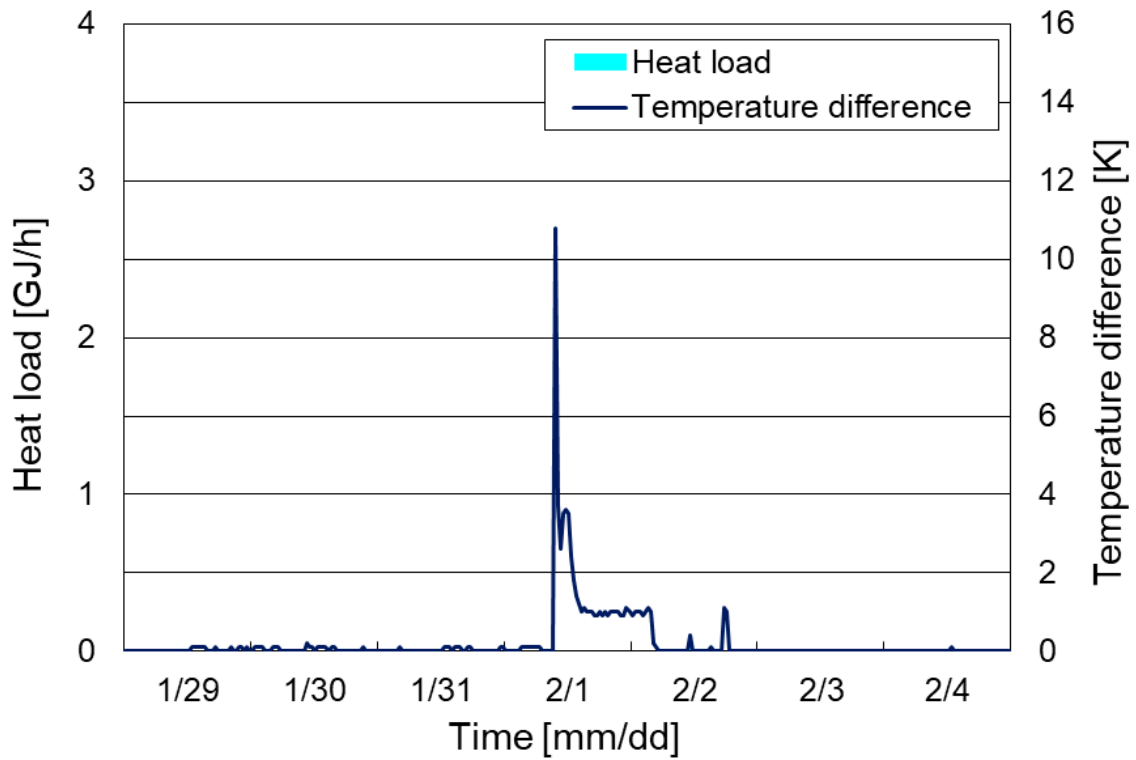


図 D.37: 冬期代表日における需要家 No.19 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

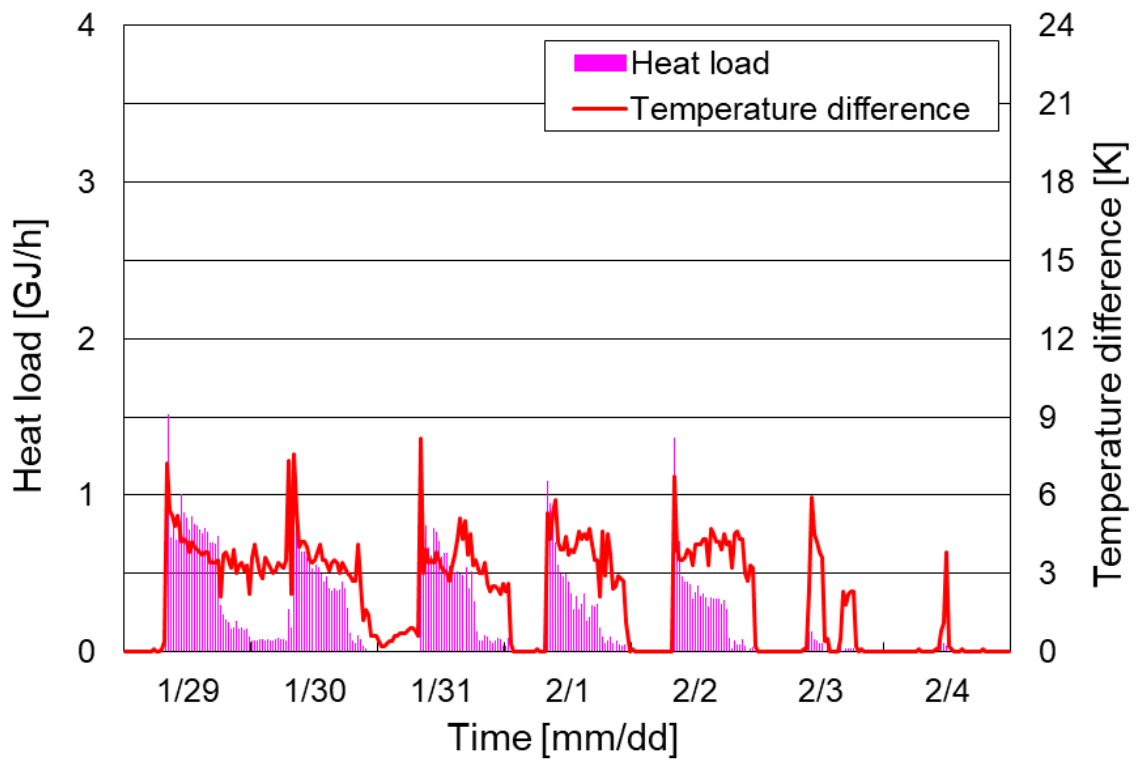


図 D.38: 冬期代表日における需要家 No.19 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

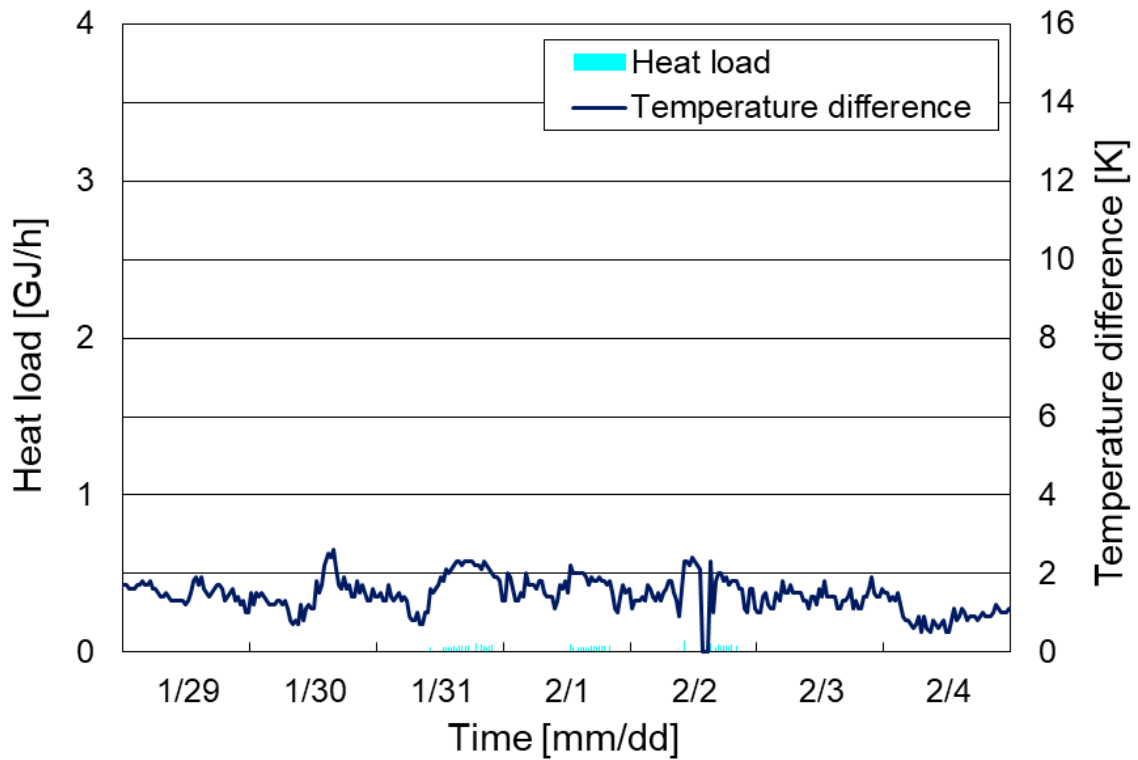


図 D.39: 冬期代表日における需要家 No.20 の冷熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

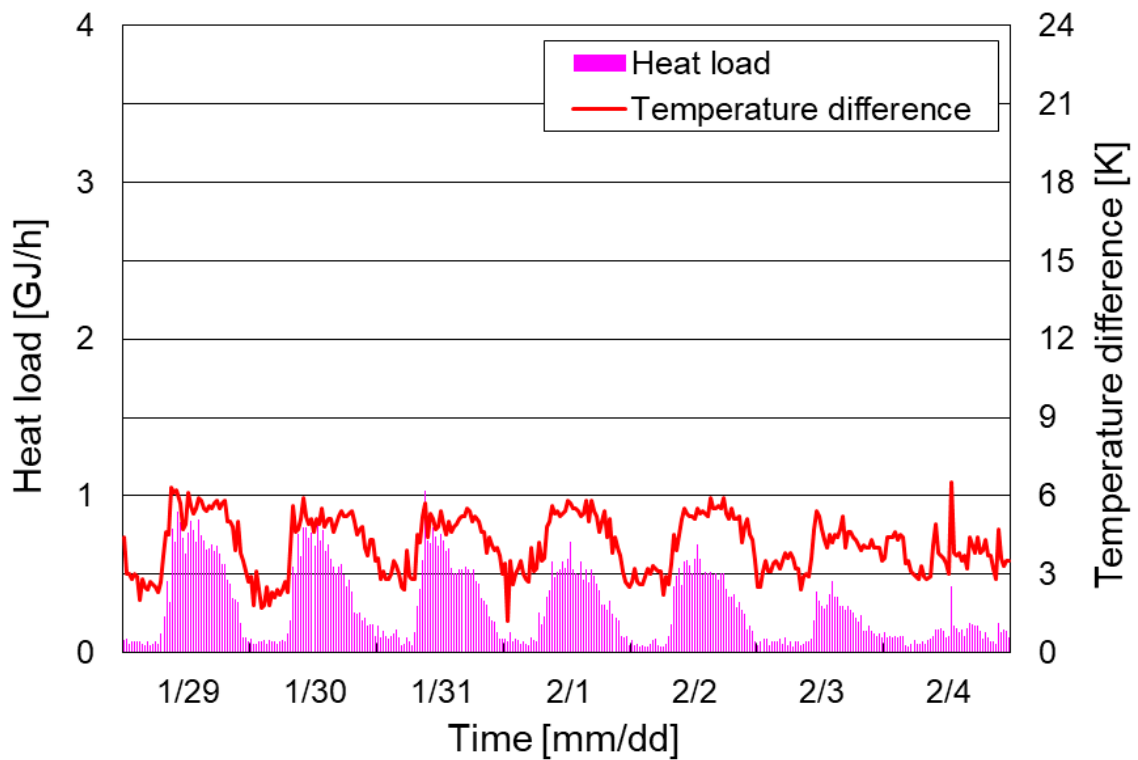


図 D.40: 冬期代表日における需要家 No.20 の温熱負荷と受入熱交換器 1 次側温度差 (実績値)

付録E 地域導管モデル・需要家モデル (メインプログラム)のソース コード

本研究で開発した地域導管モデルは、実質的に需要家モデルを包含している。ここでは、両モデルを動作させるメインプログラムについて説明する。右端コメントアウト欄の数字3桁(500, 501など)はサブルーチン番号を表している。例えば、500は「サブルーチン500」のように呼ぶこととする。

```
!地域導管モデルメインプログラム
```

```
PROGRAM CONDUIT_NETWORK
```

```
IMPLICIT NONE
```

```
REAL(KIND=8),PARAMETER      :: PI=3.14159265359D0
REAL(KIND=8)                 :: TDT
REAL(KIND=8)                 :: DT
REAL(KIND=8)                 :: NDS
REAL(KIND=8)                 :: NDL
REAL(KIND=8)                 :: RH
REAL(KIND=8)                 :: CP
REAL(KIND=8)                 :: VD
REAL(KIND=8)                 :: RG
REAL(KIND=8)                 :: NU
REAL(KIND=8)                 :: AI
REAL(KIND=8)                 :: K0
REAL(KIND=8)                 :: K1
REAL(KIND=8)                 :: K2
REAL(KIND=8)                 :: K3
REAL(KIND=8)                 :: K4
REAL(KIND=8)                 :: QJ
REAL(KIND=8),PARAMETER      :: PR=200000.D0
```

REAL(KIND=8)	::	TR
REAL(KIND=8)	::	PS
REAL(KIND=8)	::	TS
REAL(KIND=8)	::	TG
REAL(KIND=8)	::	NBN
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	NQJ
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	NP1
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	NT1
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	NP2
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	NT2
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	BQJ
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	BT1
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	BT2
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	BL
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	BXQ
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	NDI
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	NDE
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	NDU
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	NDC
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	NLN
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	NLQ
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	NLK
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	NLV
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	NQ
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	NPS
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	NTS
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	NPR
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	NTR
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:, :)	::	TM1
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	TM2
REAL(KIND=8),ALLOCATABLE,DIMENSION(:)	::	TM3
INTEGER(KIND=4),ALLOCATABLE,DIMENSION(:, :)	::	NFP
INTEGER(KIND=4)	::	NNL
INTEGER(KIND=4)	::	L
INTEGER(KIND=4)	::	NND


```

INTEGER(KIND=4)           ::  D
INTEGER(KIND=4)           ::  NNC
INTEGER(KIND=4)           ::  C
INTEGER(KIND=4)           ::  N
INTEGER(KIND=4)           ::  TM4
INTEGER(KIND=4)           ::  TM5
INTEGER(KIND=4)           ::  M
INTEGER(KIND=4)           ::  TMX
INTEGER(KIND=4)           ::  T
INTEGER(KIND=4)           ::  SMX

    CALL IN_TCONFIG(TDT,DT,NDS,TMX,SMX)           !500
    CALL IN_NCONFIG(NDL,NNL,NNC)                 !501
    ALLOCATE(NQJ(1:NNC));      CALL INIT1R(NQJ,NNC);           !100
    ALLOCATE(NP1(1:NNC));      CALL INIT1R(NP1,NNC);           !100
    ALLOCATE(NT1(1:NNC));      CALL INIT1R(NT1,NNC);           !100
    ALLOCATE(NP2(1:NNC));      CALL INIT1R(NP2,NNC);           !100
    ALLOCATE(NT2(1:NNC));      CALL INIT1R(NT2,NNC);           !100
    ALLOCATE(BQJ(1:NNC));      CALL INIT1R(BQJ,NNC);           !100
    ALLOCATE(BT1(1:NNC));      CALL INIT1R(BT1,NNC);           !100
    ALLOCATE(BT2(1:NNC));      CALL INIT1R(BT2,NNC);           !100
    ALLOCATE( BL(1:NNC));      CALL INIT1R( BL,NNC);           !100
    ALLOCATE(BXQ(1:NNC));      CALL INIT1R(BXQ,NNC);           !100
    ALLOCATE(NDI(1:NNL));      CALL INIT1R(NDI,NNL);           !100
    ALLOCATE(NDE(1:NNL));      CALL INIT1R(NDE,NNL);           !100
    ALLOCATE(NDU(1:NNL));      CALL INIT1R(NDU,NNL);           !100
    ALLOCATE(NDC(1:NNL));      CALL INIT1R(NDC,NNL);           !100
    ALLOCATE(NLN(1:NNL));      CALL INIT1R(NLN,NNL);           !100
    ALLOCATE(NLQ(1:NNL));      CALL INIT1R(NLQ,NNL);           !100
    ALLOCATE(NLK(1:NNL));      CALL INIT1R(NLK,NNL);           !100
    ALLOCATE(NLV(1:NNL));      CALL INIT1R(NLV,NNL);           !100
    ALLOCATE( NQ(1:NNL));      CALL INIT1R( NQ,NNL);           !100
    ALLOCATE(NPS(1:NNL));      CALL INIT1R(NPS,NNL);           !100
    ALLOCATE(NTS(1:NNL));      CALL INIT1R(NTS,NNL);           !100
    ALLOCATE(NPR(1:NNL));      CALL INIT1R(NPR,NNL);           !100
    ALLOCATE(NTR(1:NNL));      CALL INIT1R(NTR,NNL);           !100

```

```

        ALLOCATE(NFP(1:NNL,1:NNC));CALL INIT2N(NFP,NNL,NNC);          !103
DO T=1, TMX, 1
    N=1 !冷水 (N=1)/温水 (N=2) の設定
        CALL IN_PHYS(RH,CP,VD,RG,NU,AI,KO,K1,K2,K3,K4,N)             !502
        CALL IN_NPIPE(NDI,NDE,NDU,NDC,NLN,NLQ,NLK,NLV,NNL,N)       !503
        CALL IN_NQJ(NQJ,NNC,N)                                       !504
        CALL IN_PATTERN(NFP,NNL,NNC)                                  !505
        CALL PRODV(NQ,NFP,NQJ,NNL,NNC)                               !112
        CALL QREQ(QJ,NQJ,NNC)                                         !506
        CALL OUT_QREQ(QJ,N)                                           !507
        CALL IN_PS(PS,N)                                              !508
        CALL NRESIST(NPS,NQ,PI,RH,VD,RG,NU,NDI,NLN,NLQ,NNL)        !509
        CALL PRODVT(NP1,NFP,NPS,NNC,NNL)                             !113
        CALL NPRESS(NP1,PS,NNC,-1)                                    !510
        CALL NRESIST(NPR,NQ,PI,RH,VD,RG,NU,NDI,NLK,NLV,NNL)        !509
        CALL PRODVT(NP2,NFP,NPR,NNC,NNL)                             !113
        CALL NPRESS(NP2,PR,NNC,1)                                     !510
!通常不要 CALL OUT_NPRESS(NP1,NP2,NNC,N)                             !511
        CALL IN_TS(TS,N)                                             !512
        CALL IN_TG(TG)                                               !513
!通常不要 DO C=1,NNC,1;DO L=1,NNL,1;NND=INT(NLN(L)/NDL,KIND=4)+1;
!通常不要     CALL MAKE_NT9SX(L,NND,1,1)                             !514PRE
!通常不要     CALL MAKE_NT9SX(L,NND,1,2)                             !514PRE
!通常不要     CALL MAKE_NT9SX(L,NND,2,1)                             !514PRE
!通常不要     CALL MAKE_NT9SX(L,NND,2,2)                             !514PRE
!通常不要 ENDDO;ENDDO;
!通常不要 STOP
        DO C=1,NNC,1;NBN=TS;
        DO L=1,NNL,1;NND=INT(NLN(L)/NDL,KIND=4)+1;
            TM4=0;DO M=1,C,1;TM4=TM4+NFP(L,M);ENDDO;
            IF(NFP(L,C)==1.AND.TM4==1) THEN
                ALLOCATE(TM1(1:NND,1:NND));CALL INIT2R(TM1,NND,NND);    !102
                ALLOCATE(TM2(1:NND));      CALL INIT1R(TM2,NND);        !100
                ALLOCATE(TM3(1:NND));      CALL INIT1R(TM3,NND);        !100
                CALL THETAB(TM1, TM2,PI,DT,NDL,VD,NU,AI,KO,K1,K2,K3,K4,& !514

```

```

&TG,NBN,NDI,NDE,NDU,NDC,NQ,NNL,L,NND,N,1) !514
CALL GAUSSEL(TM3, TM1, TM2, NND) !120
CALL OUT_NT(NTS, TM3, NNL, L, NND, N, 1) !515
DEALLOCATE(TM1, TM2, TM3)
ENDIF
IF (NFP(L, C)==1) THEN; NBN=NTS(L); ENDIF;
ENDDO; ENDDO;
CALL RECEIVING(NT1, TS, NTS, NFP, NNL, NNC) !516
!通常不要 CALL OUT_NT1(NT1, NNC, N) !517
CALL CUSTOMER_LOAD(BQJ, BT1, BL, BXQ, RH, CP, NNC, N, T, SMX) !600
!通常不要 CALL IN_NT1(NT1, NNC, N) !601
CALL CUSTOMER_HEX(BT1, NQJ, NT2, BT2, NT1, BQJ, BXQ, NNC, N) !602
CALL OUT_NQJ(NQJ, NNC, N) !603
!通常不要 CALL OUT_NT2(NT2, NNC, N) !604
!通常不要 CALL IN_NQJ(NQJ, NNC, N) !504
CALL PRODV(NQ, NFP, NQJ, NNL, NNC) !112
CALL QREQ(QJ, NQJ, NNC) !506
CALL OUT_QREQ(QJ, N) !507
!通常不要 CALL IN_NT2(NT2, NNC, N) !518
DO C=1, NNC, 1; NBN=NT2(C);
DO L=NNL, 1, -1; NND=INT(NLN(L)/NDL, KIND=4)+1;
TM4=0; DO M=1, C, 1; TM4=TM4+NFP(L, M); ENDDO;
TM5=0; DO M=C, NNC, 1; TM5=TM5+NFP(L, M); ENDDO;
IF (NFP(L, C)==1 .AND. TM5==1) THEN
ALLOCATE(TM1(1:NND, 1:NND)); CALL INIT2R(TM1, NND, NND); !102
ALLOCATE(TM2(1:NND)); CALL INIT1R(TM2, NND); !100
ALLOCATE(TM3(1:NND)); CALL INIT1R(TM3, NND); !100
IF (TM4>=2) THEN
CALL REV_NBN(NBN, NQJ, NQ, NTR, NFP, NNL, L, NNC, C); ENDIF; !514REV
CALL THETAB(TM1, TM2, PI, DT, NDL, VD, NU, AI, K0, K1, K2, K3, K4, & !514
&TG,NBN,NDI,NDE,NDU,NDC,NQ,NNL,L,NND,N,2) !514
CALL GAUSSEL(TM3, TM1, TM2, NND) !120
CALL OUT_NT(NTR, TM3, NNL, L, NND, N, 2) !515
DEALLOCATE(TM1, TM2, TM3)
ENDIF

```

```

        IF (NFP(L,C)==1) THEN ; NBN=NTR(L) ; ENDIF ;
    ENDDO ; ENDDO ;
        CALL TRETURN(TR,QJ,NQJ,NQ,NTR,NFP,NNL,NNC)           !519
        CALL OUT_TR(TR,N)                                     !520
!通常不要 CALL OUT_PTEMP(NTS,NTR,NNL,N)                       !521
    ENDDO
        DEALLOCATE(NQJ,NP1,NT1,NP2,NT2,BQJ,BT1,BT2,BL)
        DEALLOCATE(NDI,NDE,NDU,NDC,NLN,NLQ,NLK,NLV)
        DEALLOCATE(NQ,NPS,NTS,NPR,NTR,NFP)
    STOP
END PROGRAM CONDUIT_NETWORK

```

上記のメインプログラムで登場した変数は以下の通りである。

<実数値>

PI	円周率 [-]
TDT	積分時間 [s]
DT	時間積分間隔 [s]
NDS	実測データサンプリング間隔 [s]
NDL	導管のセル解像度 [m]
RH	水の密度 [kg m^{-3}]
CP	水の定圧比熱 [$\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$]
VD	導管設計流速 [m s^{-1}]
RG	導管粗度 [m]
NU	水の動粘性係数 [m^2s^{-1}]
AI	水の熱拡散率 [m^2s^{-1}]
K0	水の熱伝導率 [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$]
K1	導管の熱伝導率 [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$]
K2	保温材の熱伝導率 [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$]
K3	ケーシング管の熱伝導率 [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$]
K4	土壌の熱伝導率 [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$]
QJ	◆ ³ 要求流量 [m^3s^{-1}]
PR	◇ ⁵ 還り圧力 [Pa]
TR	◆ ⁴ 還り温度 [K]
PS	◇ ¹ 行き圧力 [Pa]
TS	◇ ² 行き温度 [K]

TG 地表面温度 [K]

NBN 導管の各区間始端温度 [K]

<実数値配列>

NQJ(1:NNC) ◇³ 受入熱交換器 1 次側流量 [m³s⁻¹]

NP1(1:NNC) ◆¹ 受入熱交換器 1 次側入口圧力 [Pa]

NT1(1:NNC) ◆² 受入熱交換器 1 次側入口温度 [K]

NP2(1:NNC) ◆⁵ 受入熱交換器 1 次側出口圧力 [Pa]

NT2(1:NNC) ◇⁴ 受入熱交換器 1 次側出口温度 [K]

BQJ(1:NNC) ★³ 受入熱交換器 2 次側流量 [m³s⁻¹]

BT1(1:NNC) ☆⁴ 受入熱交換器 2 次側入口温度 [K]

BT2(1:NNC) ☆² 受入熱交換器 2 次側出口温度 [K]

BL(1:NNC) ◎ 需要家熱負荷 [W]

BXQ(1:NNC) 受入熱交換器定格流量 [m³s⁻¹]

NDI(1:NNL) 導管内半径 [m]

NDE(1:NNL) 導管外半径 [m]

NDU(1:NNL) ケーシング管内半径 [m]

NDC(1:NNL) ケーシング管外半径 [m]

NLN(1:NNL) 往き導管長 [m]

NLQ(1:NNL) 往き導管の局部相当長 [m]

NLK(1:NNL) 還り導管長 [m]

NLV(1:NNL) 還り導管の局部相当長 [m]

NQ(1:NNL) 導管流量分布 [m³s⁻¹]

NPS(1:NNL) 往き導管圧損 [Pa]

NTS(1:NNL) 往き導管温度分布 [K]

NPR(1:NNL) 還り導管圧損 [Pa]

NTR(1:NNL) 還り導管温度分布 [K]

TM1(1:NND, 1:NND) 連立方程式左辺の既知行列 [-]

TM2(1:NND) 連立方程式右辺の既知ベクトル [-]

TM3(1:NND) 連立方程式左辺の未知ベクトル [-]

<整数値配列>

NFP(1:NNL, 1:NNC) 流路行列 [-]

<整数値>

NNL 導管の片道区間数 [-]

L NNL 用の変数 [-]

NND 導管の区間内セル数 [-]

D	NND 用の変数 [-]
NNC	需要家数 [-]
C	NNC 用の変数 [-]
N	冷温水判別変数 [-] (1 = 冷水, 2 = 温水)
TM4	行列 NFP 特定成分の左側和 [-]
TM5	行列 NFP 特定成分の右側和 [-]
M	NNC 用の変数 [-]
TMX	時間積分ステップ数 [-]
T	TMX 用の変数 [-]
SMX	同一実測データ使用ステップ数 [-]

メインプログラムは複数のサブルーチンから構成されており、以下の順序で処理が行われている。ここでは、各サブルーチンの出力変数 INTENT(OUT) を左側、入力変数 INTENT(IN) を右側に記載することで、入出力変数の関係性を明確化する。サブルーチン内で使用する入出力用テキストファイルには ‘ ’ を付している。

サブルーチン	INTENT(OUT)	<<	INTENT(IN)
500	時間設定 TDT, DT, NDS, TMX, SMX	<<	入力変数なし
501	空間設定 NDL, NNL, NNC	<<	入力変数なし
502	物性値設定 RH, CP, VD, RG, NU, AI, K0, K1, K2, K3, K4	<<	N
503	導管設定 NDI, NDE, NDU, NDC, NLN, NLQ, NLK, NLV	<<	NNL, N
504	NQJ(1:NNC) を読み込む← ‘ INOUT_QC.TXT ’ ‘ INOUT_QH.TXT ’ NQJ	<<	NNC, N
505	NFP(1:NNL, 1:NNC) を読み込む NFP	<<	NNL, NNC
112	NQ(1:NNL) を求める NQ	<<	NFP, NQJ, NNL, NNC
506	QJ を求める QJ	<<	NQJ, NNC
507	QJ を書き出す→ ‘ INOUT_QJ.TXT ’ 出力変数なし	<<	QJ, N

	508	PSを読み込む← ' INOUT_PS.TXT '		
		PS	<<	N
往 き 導 管	509	NPS(1:NNL)を求める		
		NPS	<<	NQ, PI, RH, VD, RG, NU, NDI,NLN,NLQ,NNL
管 圧 損	113	受入熱交換器への圧損計算		
		NP1	<<	NFP,NPS,NNC,NNL
	510	NP1(1:NNC)を求める		
		NP1	<<	NP1, PS,NNC, -1
還 り 導 管	509	NPR(1:NNL)を求める		
		NPR	<<	NQ, PI, RH, VD, RG, NU, NDI,NLK,NLV,NNL
管 圧 損	113	受入熱交換器からの圧損計算		
		NP2	<<	NFP,NPR,NNC,NNL
	510	NP2(1:NNC)を求める		
		NP2	<<	NP2, PR,NNC, 1
	(511)	NP1(1:NNC),NP2(1:NNC)を書き出す→ ' OUT_PC.TXT ' ' OUT_PH.TXT '		
		出力変数なし	<<	NP1,NP2,NNC, N
	512	TSを読み込む← ' INOUT_TS.TXT '		
		TS	<<	N
	513	TGを読み込む		
		TG	<<	入力変数なし
	(514PRE)	サブルーチン514で必要となる初期値作成		
		出力変数なし	<<	L,NND, N,1/2
往 き 導 管	514	TM1, TM2を求める		
		TM1, TM2	<<	PI, DT,NDL, VD, NU, AI, K0, K1, K2, K3, K4, TG, NBN,NDI,NDE,NDU,NDC, NQ,

温			NNL, L,NND, N,1/2
度	120	TM3 を求める	
損		TM3, TM1, TM2	<< TM1, TM2, NND
失	515	NTS(1:NNL) を求める	
		NTS	<< NTS, TM3, NNL, L, NND, N, 1/2
	516	NT1(1:NNC) を求める	
		NT1	<< TS, NTS, NFP, NNL, NNC
(517)		NT1(1:NNC) を書き出す→ ‘ INOUT_NC.TXT ’ ‘ INOUT_NH.TXT ’	
		出力変数なし	<< NT1, NNC, N
<hr/>			
需	600	BQJ(1:NNC) を読み込む	
要		BQJ, BT1, BL, BXQ	<< RH, CP, NNC, N, T, SMX
家	(601)	NT1(1:NNC) を読み込む← ‘ INOUT_NC.TXT ’ ‘ INOUT_NH.TXT ’	
モ		NT1	<< NNC, N
デ	602	NQJ(1:NNC), ◇ NT2(1:NNC) を求める	
ル		BT1, NQJ, NT2, BT2	<< BT1, NT1, BQJ, BXQ, NNC, N
	603	NQJ(1:NNC) を書き出す→ ‘ INOUT_QC.TXT ’ ‘ INOUT_QH.TXT ’	
		出力変数なし	<< NQJ, NNC, N
(604)		NT2(1:NNC) を書き出す→ ‘ INOUT_TC.TXT ’ ‘ INOUT_TH.TXT ’	
		出力変数なし	<< NT2, NNC, N
<hr/>			
	504	NQJ(1:NNC) を読み込む← ‘ INOUT_QC.TXT ’ ‘ INOUT_QH.TXT ’	
		NQJ	<< NNC, N
	112	NQ(1:NNL) を求める	
		NQ	<< NFP, NQJ, NNL, NNC
	506	QJ を求める	
		QJ	<< NQJ, NNC
	507	QJ を書き出す→ ‘ INOUT_QJ.TXT ’	
		出力変数なし	<< QJ, N
<hr/>			
(518)		NT2(1:NNC) を読み込む← ‘ INOUT_TC.TXT ’ ‘ INOUT_TH.TXT ’	
		NT2	<< NNC, N
<hr/>			
還	514REV	NBN を求める	

り	NBN	<<	NQJ, NQ,NTR,NFP,
導			NNL, L,NNC, C
管	514 TM1, TM2 を求める		
温	TM1, TM2	<<	PI, DT,NDL, VD, NU, AI,
度			K0, K1, K2, K3, K4, TG,
損			NBN,NDI,NDE,NDU,NDC, NQ,
失			NNL, L,NND, N,1/2
	120 TM3 を求める		
	TM3, TM1, TM2	<<	TM1, TM2, NND
	515 NTR(1:NNL) を求める		
	NTR	<<	NTR, TM3, NNL, L,
			NND, N, 1/2
	519 TR を求める		
	TR	<<	QJ, NQJ, NQ, NTR, NFP,
			NNL, NNC
	520 TR を書き出す→ ‘ INOUT_TR.TXT ’		
	なし	<<	TR, N

(521)	NTS(1:NNL), NTR(1:NNL) を書き出す→ ‘ OUT_9C.TXT ’ ‘ OUT_9H.TXT ’		
	なし	<<	NTS, NTR, NNL, N

() 付きのサブルーチンは、モデル実行時に必ずしも必要でないことを示す。サブルーチン 511, 521 については、出力ファイルを他のサブルーチンで扱わないことからコメントアウトしても問題ない。サブルーチン 514PRE については、初期値作成を目的としているため初期値作成後の通常の計算過程では不要である。サブルーチン 517, 601 とサブルーチン 604, 518 は、それぞれ同一ファイルの書き出し・読み込み処理が連続する地域導管モデルと需要家モデルの結合箇所(モデル境界)であるが、前述の通り本研究ではこの2つのモデルを統合して開発を行っており、計算処理高速化のためにもコメントアウトするのが望ましい(ファイルに書き出さずともメモリに格納されるようにコーディングしてある)。図 E.1 は、境界条件となる変数とテキストファイルの関係性を示している。

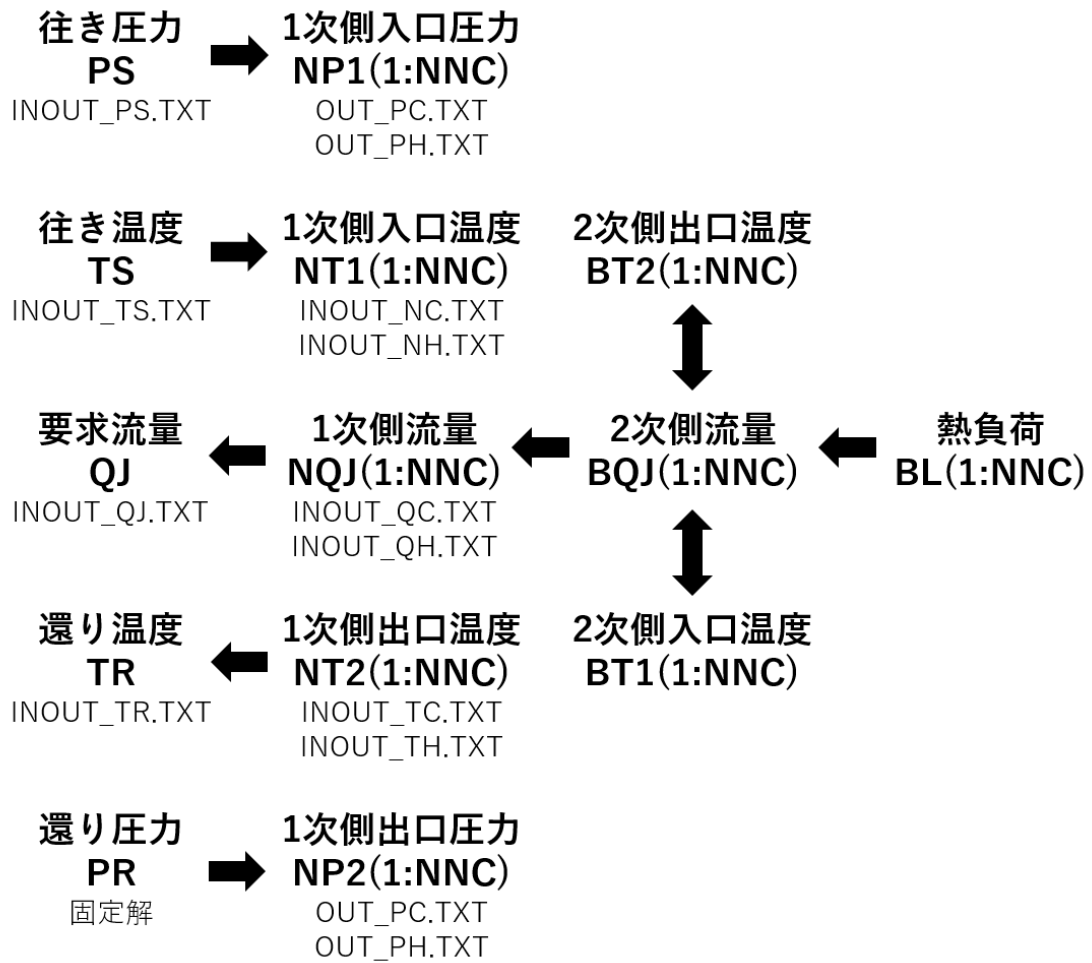


図 E.1: 地域導管モデル内のテキストファイルの関係性

付録F 地域導管モデル(サブルーチン) のソースコード

ここでは、地域導管に関わる 500 番台のサブルーチン (500~521) を中心に説明する。需要家に関わる 600 番台のサブルーチン (600~604) については、付録 C で説明することとする。以下、サブルーチン 500 から順に説明していく。

```
!サブルーチン 500
SUBROUTINE IN_TCONFIG(TDT,DT,NDS,TMX,SMX)                                !500
  IMPLICIT NONE
  REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: TDT
  REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: DT
  REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: NDS
  INTEGER(KIND=4),INTENT(OUT) :: TMX
  INTEGER(KIND=4),INTENT(OUT) :: SMX
  REAL(KIND=8)              :: A1
  REAL(KIND=8)              :: B1
  REAL(KIND=8)              :: C1
  REAL(KIND=8)              :: D1
  REAL(KIND=8)              :: E1
  INTEGER(KIND=4)           :: I50
  OPEN(50,FILE='IN_T-CONFIG.TXT',STATUS='OLD',IOSTAT=I50)
  READ(50,'()')
  READ(50,*,IOSTAT=I50)A1,B1,C1
  IF(I50/=0)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-500A';STOP;ENDIF;
  TDT=A1;DT=B1;NDS=C1;
  IF(TDT<=0.DO)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-500B';STOP;ENDIF;
  IF(DT<=0.DO)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-500C';STOP;ENDIF;
  IF(NDS<=0.DO)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-500D';STOP;ENDIF;
  CLOSE(50)
  D1=A1/B1;TMX=INT(D1,KIND=4);
```

```

        E1=C1/B1;SMX=INT(E1,KIND=4);
    RETURN
END SUBROUTINE IN_TCONFIG

```

サブルーチン 500 では、時間設定を行う。本研究で対象とする地域冷暖房システムでは需要家熱負荷 BL を 30 分積算値として記録しているため、シミュレーションの時間積分間隔 DT を 30 分より短く設定する場合は、時刻の整合性を確保する必要がある。入力専用テキストファイル 'IN_T-CONFIG.TXT' から TDT, DT, NDS の値を読み込む。

```

!サブルーチン 501
SUBROUTINE IN_NCONFIG(NDL,NNL,NNC)                                !501
    IMPLICIT NONE
        REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: NDL
        INTEGER(KIND=4),INTENT(OUT) :: NNL
        INTEGER(KIND=4),INTENT(OUT) :: NNC
        REAL(KIND=8)                :: A1
        INTEGER(KIND=4)              :: B1
        INTEGER(KIND=4)              :: C1
        INTEGER(KIND=4)              :: I51
        OPEN(51,FILE='IN_N-CONFIG.TXT',STATUS='OLD',IOSTAT=I51)
        READ(51,'()')
        READ(51,*,IOSTAT=I51)A1,B1,C1
        IF(I51/=0)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-501A';STOP;ENDIF;
        NDL=A1;NNL=B1;NNC=C1;
        IF(NDL<=0.DO)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-501B';STOP;ENDIF;
        IF(NNL<=0    )THEN;WRITE(6,*)'ERROR-501C';STOP;ENDIF;
        IF(NNC<=0    )THEN;WRITE(6,*)'ERROR-501D';STOP;ENDIF;
        CLOSE(51)
    RETURN
END SUBROUTINE IN_NCONFIG

```

サブルーチン 501 では、空間設定を行う。本研究で言う区間とは、地域導管の任意の分岐点 (又は接合点) からすぐ隣の分岐点 (又は接合点) までの間を指し、セルはその 1 区間内を等間隔に分割した一塊 (モデル上は円柱形状と見なす) を指す。セル解像度を高くすれば計算精度は上がるが、それに応じて計算負荷が 2 乗則で増大する (陰解法における連立

方程式の数と変数が同時に増えるため). 入力専用テキストファイル 'IN_N-CONFIG.TXT' から NDL, NNL, NNC の値を読み込む.

!サブルーチン 502

SUBROUTINE IN_PHYS(RH,CP,VD,RG,NU,AI,K0,K1,K2,K3,K4,N) !502

IMPLICIT NONE

REAL(KIND=8),INTENT(OUT)::RH

REAL(KIND=8),INTENT(OUT)::CP

REAL(KIND=8),INTENT(OUT)::VD

REAL(KIND=8),INTENT(OUT)::RG

REAL(KIND=8),INTENT(OUT)::NU

REAL(KIND=8),INTENT(OUT)::AI

REAL(KIND=8),INTENT(OUT)::K0

REAL(KIND=8),INTENT(OUT)::K1

REAL(KIND=8),INTENT(OUT)::K2

REAL(KIND=8),INTENT(OUT)::K3

REAL(KIND=8),INTENT(OUT)::K4

INTEGER(KIND=4),INTENT(IN)::N

REAL(KIND=8)::A1

REAL(KIND=8)::X1

REAL(KIND=8)::X2

REAL(KIND=8)::X3

REAL(KIND=8)::X4

REAL(KIND=8)::X5

REAL(KIND=8)::X6

REAL(KIND=8)::X7

REAL(KIND=8)::X8

REAL(KIND=8)::X9

REAL(KIND=8)::X0

REAL(KIND=8)::B1

REAL(KIND=8)::Y1

REAL(KIND=8)::Y2

REAL(KIND=8)::Y3

REAL(KIND=8)::Y4

REAL(KIND=8)::Y5

```

REAL(KIND=8)          :: Y6
REAL(KIND=8)          :: Y7
REAL(KIND=8)          :: Y8
REAL(KIND=8)          :: Y9
REAL(KIND=8)          :: Y0
INTEGER(KIND=4)       :: I52
OPEN(52, FILE='IN_PHYS.TXT', STATUS='OLD', IOSTAT=I52)
READ(52, '( )')
READ(52, *, IOSTAT=I52) A1, X1, X2, X3, X4, X5, X6, X7, X8, X9, X0
  IF (I52/=0) THEN; WRITE(6, *) 'ERROR-502A'; STOP; ENDIF;
READ(52, *, IOSTAT=I52) B1, Y1, Y2, Y3, Y4, Y5, Y6, Y7, Y8, Y9, Y0
  IF (I52/=0) THEN; WRITE(6, *) 'ERROR-502B'; STOP; ENDIF;
IF (N==1) THEN; RH=A1; CP=X1; VD=X2; RG=X3; NU=X4; AI=X5;
  K0=X6; K1=X7; K2=X8; K3=X9; K4=X0; ENDIF;
IF (N==2) THEN; RH=B1; CP=Y1; VD=Y2; RG=Y3; NU=Y4; AI=Y5;
  K0=Y6; K1=Y7; K2=Y8; K3=Y9; K4=Y0; ENDIF;
  IF (RH<=0. DO) THEN; WRITE(6, *) 'ERROR-502C'; STOP; ENDIF;
  IF (CP<=0. DO) THEN; WRITE(6, *) 'ERROR-502D'; STOP; ENDIF;
  IF (VD<=0. DO) THEN; WRITE(6, *) 'ERROR-502E'; STOP; ENDIF;
  IF (RG<=0. DO) THEN; WRITE(6, *) 'ERROR-502F'; STOP; ENDIF;
  IF (NU<=0. DO) THEN; WRITE(6, *) 'ERROR-502G'; STOP; ENDIF;
  IF (AI<=0. DO) THEN; WRITE(6, *) 'ERROR-502H'; STOP; ENDIF;
  IF (K0<=0. DO) THEN; WRITE(6, *) 'ERROR-502I'; STOP; ENDIF;
  IF (K1<=0. DO) THEN; WRITE(6, *) 'ERROR-502J'; STOP; ENDIF;
  IF (K2<=0. DO) THEN; WRITE(6, *) 'ERROR-502K'; STOP; ENDIF;
  IF (K3<=0. DO) THEN; WRITE(6, *) 'ERROR-502L'; STOP; ENDIF;
  IF (K4<=0. DO) THEN; WRITE(6, *) 'ERROR-502M'; STOP; ENDIF;
CLOSE(52)
RETURN
END SUBROUTINE IN_PHYS

```

サブルーチン 502 では、物性値設定を行う。10℃前後の冷水と 45℃前後の温水には 30～40 K 程度の温度差があるためそれぞれ異なる物性値を与えるが、往還温度差による細かな物性値変化 (例えば、6℃の冷水と 12℃の冷水の密度の違い) は、非圧縮性流体を仮定しているため考慮しない (前節までの導出過程参照)。入力専用テキストファイル

‘ IN_PHYS.TXT ’ から RH, CP, VD, RG, NU, AI, KO, K1, K2, K3, K4 の値を読み込む。

! サブルーチン 503

```
SUBROUTINE IN_NPIPE(NDI,NDE,NDU,NDC,NLN,NLQ,NLK,NLV,NNL,N)      !503
  IMPLICIT NONE
    REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: NDI(1:NNL)
    REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: NDE(1:NNL)
    REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: NDU(1:NNL)
    REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: NDC(1:NNL)
    REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: NLN(1:NNL)
    REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: NLQ(1:NNL)
    REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: NLK(1:NNL)
    REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: NLV(1:NNL)
    INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: NNL
    INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: N
    REAL(KIND=8)                :: TM1(1:NNL)
    REAL(KIND=8)                :: TM2(1:NNL)
    REAL(KIND=8)                :: TM3(1:NNL)
    REAL(KIND=8)                :: TM4(1:NNL)
    REAL(KIND=8)                :: TM5(1:NNL)
    REAL(KIND=8)                :: TM6(1:NNL)
    REAL(KIND=8)                :: TM7(1:NNL)
    REAL(KIND=8)                :: TM8(1:NNL)
    INTEGER(KIND=4)              :: L
    INTEGER(KIND=4)              :: I53
    IF(N==1) THEN
      OPEN(53,FILE='IN_CN-PIPE_C.TXT',STATUS='OLD',IOSTAT=I53);ENDIF;
    IF(N==2) THEN
      OPEN(53,FILE='IN_CN-PIPE_H.TXT',STATUS='OLD',IOSTAT=I53);ENDIF;
      READ(53,'()')
    DO L=1,NNL,1
      READ(53,*,IOSTAT=I53)TM1(L),TM2(L),TM3(L),TM4(L),&
        &TM5(L),TM6(L),TM7(L),TM8(L)
      IF(I53/=0) THEN;WRITE(6,*)'ERROR-503A';STOP;ENDIF;
      NDI(L)=TM1(L);NDE(L)=TM2(L);NDU(L)=TM3(L);NDC(L)=TM4(L);
```

```

        NLN(L)=TM5(L);NLQ(L)=TM6(L);NLK(L)=TM7(L);NLV(L)=TM8(L);
        IF(NDI(L)<0.DO)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-503B';STOP;ENDIF;
        IF(NDE(L)<0.DO)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-503C';STOP;ENDIF;
        IF(NDU(L)<0.DO)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-503D';STOP;ENDIF;
        IF(NDC(L)<0.DO)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-503E';STOP;ENDIF;
        IF(NLN(L)<0.DO)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-503F';STOP;ENDIF;
        IF(NLQ(L)<0.DO)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-503G';STOP;ENDIF;
        IF(NLK(L)<0.DO)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-503H';STOP;ENDIF;
        IF(NLV(L)<0.DO)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-503I';STOP;ENDIF;
    ENDDO
        CLOSE(53)
    RETURN
END SUBROUTINE IN_NPIPE

```

サブルーチン 503 では、導管設定を行う。建築設備において行き導管と還り導管の管径は等しく設計されるため、NDI, NDE, NDU, NDC の往還区別は行わない。入力専用テキストファイル 'IN_CN-PIPE_C.TXT' (冷水) 又は 'IN_CN-PIPE_H.TXT' (温水) から NDI, NDE, NDU, NDC, NLN, NLQ, NLK, NLV の値を読み込む。

```

!サブルーチン 504
SUBROUTINE IN_NQJ(NQJ,NNC,N)                                     !504
    IMPLICIT NONE
        REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: NQJ(1:NNC)
        INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: NNC
        INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: N
        REAL(KIND=8) :: TM1(1:NNC)
        INTEGER(KIND=4) :: C
        INTEGER(KIND=4) :: I54
    IF(N==1)THEN
        OPEN(54,FILE='INOUT_QC.TXT',STATUS='OLD',IOSTAT=I54);ENDIF;
    IF(N==2)THEN
        OPEN(54,FILE='INOUT_QH.TXT',STATUS='OLD',IOSTAT=I54);ENDIF;
    DO C=1,NNC,1
        READ(54,*,IOSTAT=I54)TM1(C)
        IF(I54/=0)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-504A';STOP;ENDIF;
    
```



```

        NQJ(C)=TM1(C)
        IF(NQJ(C)<0.DO)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-504B';STOP;ENDIF;
    ENDDO
        CLOSE(54)
    RETURN
END SUBROUTINE IN_NQJ

```

サブルーチン 504 では、各需要家の受入熱交換器 1 次側流量 NQJ(C) を設定する。前時間ステップで更新されたテキストファイル 'INOUT_QC.TXT' (冷水) 又は 'INOUT_QH.TXT' (温水) から NQJ(C) の値を読み込む。NQJ(C) は需要家モデルとの境界条件である。

```

!サブルーチン 505
SUBROUTINE IN_PATTERN(NFP,NNL,NNC)                                !505
    IMPLICIT NONE
    INTEGER(KIND=4),INTENT(OUT) :: NFP(1:NNL,1:NNC)
    INTEGER(KIND=4),INTENT(IN)  :: NNL
    INTEGER(KIND=4),INTENT(IN)  :: NNC
    INTEGER(KIND=4)              :: TM1(1:NNL,1:NNC)
    INTEGER(KIND=4)              :: L
    INTEGER(KIND=4)              :: C
    INTEGER(KIND=4)              :: I55
    OPEN(55,FILE='IN_CN-PATTERN.TXT',STATUS='OLD',IOSTAT=I55)
    DO L=1,NNL,1
        READ(55,*,IOSTAT=I55)(TM1(L,C),C=1,NNC,1)(TM1)
        IF(I55/=0)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-505A';STOP;ENDIF;
    DO C=1,NNC,1
        NFP(L,C)=TM1(L,C)
        IF(NFP(L,C)<0)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-505B';STOP;ENDIF;
        IF(NFP(L,C)>1)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-505C';STOP;ENDIF;
    ENDDO
    ENDDO
        CLOSE(55)
    RETURN
END SUBROUTINE IN_PATTERN

```

サブルーチン 505 では、流路行列 NFP(L,C) を設定する。本研究で言う流路行列とは、行き導管のどの区間を経由して需要家へ冷温水が到達するか、又は還り導管のどの区間を経由して需要家からプラントへ冷温水が戻るかを示したものであり、1 又は 0 のいずれかの成分を持つ (1 = 経由, 0 = 非経由)。プログラムの構成上、区間 L がプラント側から需要家側に向かって常に大きくなるように設定しなければならない (例えば、ある需要家へは行き導管の区間 1 → 区間 2 → 区間 8 → 区間 9 → 区間 16 を経由して到達するように設定すると、還り導管では区間 16 → 区間 9 → 区間 8 → 区間 2 → 区間 1 の順となる)。入力専用テキストファイル 'IN_CN-PATTERN.TXT' から行列 NFP(L,C) の値 (1/0) を読み込む。

!サブルーチン 506

```

SUBROUTINE QREQ(QJ,NQJ,NNC)                                !506
  IMPLICIT NONE
  REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: QJ
  REAL(KIND=8),INTENT(IN)  :: NQJ(1:NNC)
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: NNC
  REAL(KIND=8)              :: TMQ
  INTEGER(KIND=4)           :: C
  TMQ=0.DO;DO C=1,NNC,1;TMQ=TMQ+NQJ(C);ENDDO;
  QJ=TMQ
  RETURN
END SUBROUTINE QREQ

```

サブルーチン 506 では、各需要家の受入熱交換器 1 次側流量 NQJ(C) から要求流量 (合計値) QJ を求める。QJ はプラントモデルとの境界条件である。

!サブルーチン 507

```

SUBROUTINE OUT_QREQ(QJ,N)                                  !507
  IMPLICIT NONE
  REAL(KIND=8),INTENT(IN) :: QJ
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: N
  REAL(KIND=8)              :: A1
  REAL(KIND=8)              :: B1
  INTEGER(KIND=4)           :: I57
  OPEN(57,FILE='INOUT_QJ.TXT',STATUS='OLD',IOSTAT=I57)
  READ(57,*,IOSTAT=I57)A1

```

```

        IF (I57/=0) THEN; WRITE(6,*) 'ERROR-507A'; STOP; ENDIF;
READ(57,*,IOSTAT=I57) B1
        IF (I57/=0) THEN; WRITE(6,*) 'ERROR-507B'; STOP; ENDIF;
CLOSE(57)
OPEN(57,FILE='INOUT_QJ.TXT',STATUS='REPLACE',IOSTAT=I57)
IF (N==1) THEN
WRITE(57,*,IOSTAT=I57) QJ
        IF (I57/=0) THEN; WRITE(6,*) 'ERROR-507C'; STOP; ENDIF;
WRITE(57,*,IOSTAT=I57) B1
        IF (I57/=0) THEN; WRITE(6,*) 'ERROR-507D'; STOP; ENDIF; ENDIF;
IF (N==2) THEN
WRITE(57,*,IOSTAT=I57) A1
        IF (I57/=0) THEN; WRITE(6,*) 'ERROR-507E'; STOP; ENDIF;
WRITE(57,*,IOSTAT=I57) QJ
        IF (I57/=0) THEN; WRITE(6,*) 'ERROR-507F'; STOP; ENDIF; ENDIF;
CLOSE(57)
RETURN
END SUBROUTINE OUT_QREQ

```

サブルーチン 507 では、要求流量 QJ を出力する。テキストファイル 'INOUT_QJ.TXT' に QJ の値を書き込む (更新する)。

```

! サブルーチン 508
SUBROUTINE IN_PS(PS,N) !508
IMPLICIT NONE
REAL(KIND=8), INTENT(OUT) :: PS
INTEGER(KIND=4), INTENT(IN) :: N
REAL(KIND=8) :: A1
REAL(KIND=8) :: B1
INTEGER(KIND=4) :: I58
OPEN(58,FILE='INOUT_PS.TXT',STATUS='OLD',IOSTAT=I58)
READ(58,*,IOSTAT=I58) A1
IF (I58/=0) THEN; WRITE(6,*) 'ERROR-508A'; STOP; ENDIF;
READ(58,*,IOSTAT=I58) B1
IF (I58/=0) THEN; WRITE(6,*) 'ERROR-508B'; STOP; ENDIF;

```

```

        IF (N==1) THEN; PS=A1; ENDIF;
        IF (N==2) THEN; PS=B1; ENDIF;
        CLOSE(58)

    RETURN
END SUBROUTINE IN_PS

```

サブルーチン 508 では、行き圧力 PS を設定する。テキストファイル ‘ INOUT_PS.TXT ’ から PS の値を読み込む。PS はプラントモデルとの境界条件である。

! サブルーチン 509

```

SUBROUTINE NRESIST(P,Q,PI,RH,VD,RG,NU,DI,LN,LQ,NNL)           !509
    IMPLICIT NONE
        REAL(KIND=8), INTENT(OUT) :: P(1:NNL)
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: Q(1:NNL)
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: PI
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: RH
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: VD
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: RG
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: NU
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: DI(1:NNL)
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: LN(1:NNL)
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: LQ(1:NNL)
        INTEGER(KIND=4), INTENT(IN) ::>NNL
        REAL(KIND=8)                :: Z(1:NNL)
        REAL(KIND=8)                :: LD
        INTEGER(KIND=4)              :: L
        DO L=1,>NNL,1
            IF (DI(L)==0.D0) THEN; WRITE(6,*) 'ERROR-509A'; STOP; ENDIF;
            LD=0.0055D0*(1.D0+20000.D0*RG/DI(L)&
                &+(1000000.D0*NU/VD/DI(L))**(1.D0/3.D0))
            Z(L)=8.D0*RH*LD*(LN(L)+LQ(L))&
                &/PI/PI/DI(L)/DI(L)/DI(L)/DI(L)/DI(L)
            P(L)=Z(L)*Q(L)*Q(L)
        ENDDO
    RETURN

```

```
END SUBROUTINE NRESIST
```

サブルーチン 509 では、流量 $NQ(L)$ から圧損 $NPS(L)$, $NPR(L)$ を求める。

```
!サブルーチン 510
```

```
SUBROUTINE NPRESS(NP,PSR,NNC,A)                                !510
  IMPLICIT NONE
  REAL(KIND=8),INTENT(INOUT) :: NP(1:NNC)
  REAL(KIND=8),INTENT(IN)    :: PSR
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: NNC
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: A
  REAL(KIND=8)               :: Z
  INTEGER(KIND=4)            :: C
  DO C=1,NNC,1;Z=NP(C);
    NP(C)=PSR+REAL(A,KIND=8)*Z
  ENDDO
  RETURN
END SUBROUTINE NPRESS
```

サブルーチン 510 では、一時的に $NP1(C)$ 又は $NP2(C)$ に格納した各需要家への流路圧損を、本来格納すべき受入熱交換器 1 次側入口圧力 $NP1(C)$ 又は 1 次側出口圧力 $NP2(C)$ に更新する。

```
!サブルーチン 511
```

```
SUBROUTINE OUT_NPRESS(NP1,NP2,NNC,N)                          !511
  IMPLICIT NONE
  REAL(KIND=8),INTENT(IN) :: NP1(1:NNC)
  REAL(KIND=8),INTENT(IN) :: NP2(1:NNC)
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: NNC
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: N
  INTEGER(KIND=4)            :: C
  INTEGER(KIND=4)            :: I51
  IF(N==1)THEN
    OPEN(51,FILE='OUT_PC.TXT',STATUS='REPLACE',IOSTAT=I51);ENDIF;
  IF(N==2)THEN
```

```

        OPEN(51,FILE='OUT_PH.TXT',STATUS='REPLACE',IOSTAT=I51);ENDIF;
DO C=1,NNC,1
    WRITE(51,*,IOSTAT=I51)NP1(C),NP2(C)
        IF(I51/=0)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-511A';STOP;ENDIF;
ENDDO
    CLOSE(51)
RETURN
END SUBROUTINE OUT_NPRESS

```

サブルーチン 511 では、受入熱交換器 1 次側入口圧力 NP1(C) 及び 1 次側出口圧力 NP2(C) を出力する。出力専用テキストファイル 'OUT_PC.TXT' (冷水) 又は 'OUT_PH.TXT' (温水) に NP1(C), NP2(C) の値を書き込む (更新する)。他のサブルーチンで用いないファイルであるため、特に出力する理由がない場合は通常不要のサブルーチンである。

```

!サブルーチン 512
SUBROUTINE IN_TS(TS,N)                                     !512
    IMPLICIT NONE
    REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: TS
    INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: N
    REAL(KIND=8) :: A1
    REAL(KIND=8) :: B1
    INTEGER(KIND=4) :: I52
    OPEN(52,FILE='INOUT_TS.TXT',STATUS='OLD',IOSTAT=I52)
    READ(52,*,IOSTAT=I52)A1
        IF(I52/=0)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-512A';STOP;ENDIF;
    READ(52,*,IOSTAT=I52)B1
        IF(I52/=0)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-512B';STOP;ENDIF;
    IF(N==1)THEN;TS=A1;ENDIF;
    IF(N==2)THEN;TS=B1;ENDIF;
    CLOSE(52)
RETURN
END SUBROUTINE IN_TS

```

サブルーチン 512 では、行き温度 TS を設定する。テキストファイル 'INOUT_TS.TXT' から TS の値を読み込む。TS はプラントモデルとの境界条件である。

!サブルーチン 513

```
SUBROUTINE IN_TG(TG)                                !513
  IMPLICIT NONE
  REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: TG
  REAL(KIND=8)              :: A1
  INTEGER(KIND=4)           :: I53
  OPEN(53,FILE='IN_CN-TG.TXT',STATUS='OLD',IOSTAT=I53)
  READ(53,*,IOSTAT=I53)A1
  IF(I53/=0)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-513A';STOP;ENDIF;
  TG=A1
  CLOSE(53)
  RETURN
END SUBROUTINE IN_TG
```

サブルーチン 513では、地表面温度 TG を設定する。プログラムの構成上、ある一定温度しか与えられないようになっている(今後の課題)。入力専用テキストファイル‘IN_CN-TG.TXT’から TG の値を読み込む。

!サブルーチン 514PRE

```
SUBROUTINE MAKE_NT9SX(L,NND,N,R)                    !514PRE
  IMPLICIT NONE
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: L
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: NND
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: N
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: R
  REAL(KIND=8)                :: TM1(1:NND)
  INTEGER(KIND=4)              :: D
  INTEGER(KIND=4)              :: I54
  CHARACTER(LEN=13)           :: FIL
  IF(R==1)THEN;DO D=1,NND,1;TM1(D)=0.DO;ENDDO;ENDIF;
  IF(R==2)THEN;DO D=1,NND,1;TM1(D)=1.DO;ENDDO;ENDIF;
  IF(R==1)THEN;FIL='NT9Sx_Nxx.TXT';ENDIF;
  IF(R==2)THEN;FIL='NT9Rx_Nxx.TXT';ENDIF;
  WRITE(FIL(5:5),'(I1.1)')N;WRITE(FIL(8:9),'(I2.2)')L;
```

```

        OPEN(54,FILE=FILE,STATUS='REPLACE',IOSTAT=I54)
    DO D=1,NND,1
        WRITE(54,*,IOSTAT=I54)TM1(D)
            IF(I54/=0)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-514PRE';STOP;ENDIF;
    ENDDO
        CLOSE(54)
    RETURN
END SUBROUTINE MAKE_NT9SX

```

サブルーチン514PREでは、サブルーチン514で必要なテキストファイル‘NT9Sx_Nxx.TXT’ (前時間ステップの行き導管温度分布) 及び ‘NT9Rx_Nxx.TXT’ (前時間ステップの還り導管温度分布) を作成する。今回採用した初期値 (時間ステップが0のとき) は、行き導管温度は供給約款の送り温度 ($\theta_B^* = 0$)、還り導管温度は供給約款の戻り温度 ($\theta_B^* = 1$) である。モデル計算前の初期値作成時のみ有効にするサブルーチンであり、通常計算時はコメントアウトすべきサブルーチンである。

```

!サブルーチン 514
SUBROUTINE THETAB(TM1, TM2, PI, DT, NDL, VD, NU, AI, KO, K1, K2, K3, K4, &           !514
                &TG, NBN, NDI, NDE, NDU, NDC, NQ,>NNL, L, NND, N, R)
    IMPLICIT NONE
        REAL(KIND=8), INTENT(OUT) :: TM1(1:NND, 1:NND)
        REAL(KIND=8), INTENT(OUT) :: TM2(1:NND)
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: PI
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: DT
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: NDL
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: VD
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: NU
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: AI
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: KO
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: K1
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: K2
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: K3
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: K4
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: TG
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: NBN

```



```

REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: NDI(1:NNL)
REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: NDE(1:NNL)
REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: NDU(1:NNL)
REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: NDC(1:NNL)
REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: NQ(1:NNL)
INTEGER(KIND=4), INTENT(IN)  ::>NNL
INTEGER(KIND=4), INTENT(IN)  ::  L
INTEGER(KIND=4), INTENT(IN)  ::>NND
INTEGER(KIND=4), INTENT(IN)  ::  N
INTEGER(KIND=4), INTENT(IN)  ::  R
REAL(KIND=8), PARAMETER    :: ND0=0.4508D0
REAL(KIND=8), PARAMETER    :: DEP=3.D0
REAL(KIND=8), PARAMETER    :: TS1=279.15D0
REAL(KIND=8), PARAMETER    :: TR1=285.15D0
REAL(KIND=8), PARAMETER    :: TS2=320.15D0
REAL(KIND=8), PARAMETER    :: TR2=313.15D0
REAL(KIND=8)                :: DT7
REAL(KIND=8)                :: DL7
REAL(KIND=8)                :: RE7
REAL(KIND=8)                :: PR7
REAL(KIND=8)                :: NU7
REAL(KIND=8)                ::  V
REAL(KIND=8)                :: TG7
REAL(KIND=8)                :: BN7
REAL(KIND=8)                ::  A7
REAL(KIND=8)                ::  D7
REAL(KIND=8)                ::  F7
REAL(KIND=8)                ::  X1
REAL(KIND=8)                ::  X2
REAL(KIND=8)                ::  X3
REAL(KIND=8)                ::  X4
REAL(KIND=8)                ::  Y0
REAL(KIND=8)                ::  Y1
REAL(KIND=8)                ::  Y2
REAL(KIND=8)                ::  Y3

```

```

REAL(KIND=8)           :: Y4
REAL(KIND=8)           :: Z0
REAL(KIND=8)           :: Z1
REAL(KIND=8)           :: Z2
REAL(KIND=8)           :: Z3
REAL(KIND=8)           :: Z4
REAL(KIND=8)           :: NT9(1:NND)
INTEGER(KIND=4)        :: D
INTEGER(KIND=4)        :: I54
CHARACTER(LEN=13)      :: FIL

DT7=DT/(2.D0*ND0/VD);DL7=NDL/(2.D0*ND0);
IF(N==1)THEN;V=0.4D0;ENDIF;
IF(N==2)THEN;V=0.3D0;ENDIF;
IF(N==1)THEN;TG7=( TG-TS1)/(TR1-TS1);ENDIF;
IF(N==2)THEN;TG7=( TG-TS2)/(TR2-TS2);ENDIF;
IF(N==1)THEN;BN7=(NBN-TS1)/(TR1-TS1);ENDIF;
IF(N==2)THEN;BN7=(NBN-TS2)/(TR2-TS2);ENDIF;
RE7=(2.D0*NDI(L)*VD)/NU
PR7=NU/AI
NU7=0.023D0*(RE7**0.8D0)*(PR7**V)
X1=K0/K1;X2=K0/K2;X3=K0/K3;X4=K0/K4;
Y0=NDI(L)/ND0
Y1=LOG(NDE(L)/NDI(L));Y2=LOG(NDU(L)/NDE(L));
Y3=LOG(NDC(L)/NDU(L));Y4=ACOSH(DEP/NDC(L));
Z1=X1*Y1;Z2=X2*Y2;Z3=X3*Y3;Z4=X4*Y4;
A7=(NQ(L)/PI/NDI(L)/NDI(L))*DT7/DL7
D7=(Y0/RE7/PR7)*DT7/DL7/DL7
F7=(8.D0*NU7/Y0/RE7/PR7/(2.D0+NU7*(Z1+Z2+Z3+Z4)))*DT7
IF(NND==1)THEN;TM1(1,1)=1.D0+A7+D7+F7;ENDIF;
IF(NND>=2)THEN;DO D=1,NND,1;
  IF(D==1
      )THEN;TM1(D,D )=1.D0+A7+2.D0*D7+F7;
      TM1(D,D+1)=          -D7;  ENDIF;
  IF(D>=2.AND.D<=NND-1)THEN;TM1(D,D-1)=  -A7  -D7;
      TM1(D,D )=1.D0+A7+2.D0*D7+F7
      TM1(D,D+1)=          -D7;  ENDIF;

```

```

        IF (D==NND          ) THEN; TM1 (D,D-1)=      -A7      -D7;
                                                TM1 (D,D  )=1.D0+A7      +D7+F7; ENDIF;
ENDDO; ENDIF;
        IF (R==1) THEN; FIL='NT9Sx_Nxx.TXT'; ENDIF;
        IF (R==2) THEN; FIL='NT9Rx_Nxx.TXT'; ENDIF;
        WRITE (FIL(5:5), '(I1.1)') N; WRITE (FIL(8:9), '(I2.2)') L;
        OPEN (54, FILE=FIL, STATUS='OLD', IOSTAT=I54)
DO D=1, NND, 1
        READ (54, *, IOSTAT=I54) NT9 (D)
            IF (I54/=0) THEN; WRITE (6, *) 'ERROR-514A'; STOP; ENDIF;
        IF (D==1          ) THEN; TM2 (D)=NT9 (D)+F7*TG7+(A7+D7)*BN7; ENDIF;
        IF (D>=2. AND .D<=NND) THEN; TM2 (D)=NT9 (D)+F7*TG7;          ENDIF;
ENDDO
        CLOSE (54)
        RETURN
END SUBROUTINE THETAB

```

サブルーチン 514 では、前節で説明した陰解法で解くべき連立方程式 (3.168) を求める。行列 $TM1$ が式 (3.168) 左辺の行列，列ベクトル $TM2$ が式 (3.168) 右辺の和に相当する。

```

!サブルーチン 514REV
SUBROUTINE REV_NBN(NBN,NQJ,NQ,NTR,NFP,NNL,L,NNC,C)          !514REV
    IMPLICIT NONE
        REAL(KIND=8), INTENT(OUT) :: NBN
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: NQJ(1:NNC)
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: NQ(1:NNL)
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: NTR(1:NNL)
        INTEGER(KIND=4), INTENT(IN) :: NFP(1:NNL,1:NNC)
        INTEGER(KIND=4), INTENT(IN) :: NNL
        INTEGER(KIND=4), INTENT(IN) :: L
        INTEGER(KIND=4), INTENT(IN) :: NNC
        INTEGER(KIND=4), INTENT(IN) :: C
        INTEGER(KIND=4)              :: X
        INTEGER(KIND=4)              :: Y
        IF (NQ(L)==0.D0) THEN; RETURN; ENDIF;

```

```

NBN=0.D0;DO Y=1,C,1;
  IF(NFP(L,Y)==1)THEN
    DO X=L+1,NNL,1;IF(NFP(X,Y)==1)THEN;
      IF(NTR(X)==0.D0)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-514REV';STOP;ENDIF;
      NBN=NBN+NTR(X)*NQJ(Y)/NQ(L);
    EXIT;ENDIF;ENDDO;
  ENDF
ENDDO
RETURN
END SUBROUTINE REV_NBN

```

サブルーチン 514REV では、還り導管における枝管合流点の温度を求めて各区間始端温度 NBN (境界条件) を修正する。ここで言う始端温度とは、ある 1 区間内の最上流における境界条件として与える温度のことである。合流時の取り扱いは、温度の異なる水が瞬時に完全混合すると仮定して流量比による温度計算を行っている。

!サブルーチン 515

```

SUBROUTINE OUT_NT(NT,X,NNL,L,NND,N,R) !515
  IMPLICIT NONE
  REAL(KIND=8),INTENT(INOUT) :: NT(1:NNL)
  REAL(KIND=8),INTENT(IN)    :: X(1:NND)
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN)  :: NNL
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN)  :: L
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN)  :: NND
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN)  :: N
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN)  :: R
  REAL(KIND=8),PARAMETER     :: TS1=279.15D0
  REAL(KIND=8),PARAMETER     :: TR1=285.15D0
  REAL(KIND=8),PARAMETER     :: TS2=320.15D0
  REAL(KIND=8),PARAMETER     :: TR2=313.15D0
  INTEGER(KIND=4)             :: D
  INTEGER(KIND=4)             :: I55
  CHARACTER(LEN=13)           :: FIL
  IF(N==1)THEN;NT(L)=X(NND)*(TR1-TS1)+TS1;ENDIF;
  IF(N==2)THEN;NT(L)=X(NND)*(TR2-TS2)+TS2;ENDIF;

```

```

        IF (R==1) THEN; FIL='NT9Sx_Nxx.TXT'; ENDIF;
        IF (R==2) THEN; FIL='NT9Rx_Nxx.TXT'; ENDIF;
        WRITE(FIL(5:5), '(I1.1)')N; WRITE(FIL(8:9), '(I2.2)')L;
        OPEN(55, FILE=FIL, STATUS='REPLACE', IOSTAT=I55)
    DO D=1, NND, 1
        WRITE(55, *, IOSTAT=I55) X(D) (X)
            IF (I55/=0) THEN; WRITE(6, *) 'ERROR-515A'; STOP; ENDIF;
    ENDDO
        CLOSE(55)
    RETURN
END SUBROUTINE OUT_NT

```

サブルーチン 515 では、行き導管の各区間終端温度 NTS(L) 又は還り導管の各区間終端温度 NTR(L) を求める。ここで言う終端温度とは、ある 1 区間内の最下流セルの温度のことである。

```

!サブルーチン 516
SUBROUTINE RECEIVING(NT1, TS, NTS, NFP, NNL, NNC)                                !516
    IMPLICIT NONE
        REAL(KIND=8), INTENT(OUT) :: NT1(1:NNC)
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: TS
        REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: NTS(1:NNL)
        INTEGER(KIND=4), INTENT(IN) :: NFP(1:NNL, 1:NNC)
        INTEGER(KIND=4), INTENT(IN) :: NNL
        INTEGER(KIND=4), INTENT(IN) :: NNC
        INTEGER(KIND=4)              :: L
        INTEGER(KIND=4)              :: C
    DO C=1, NNC, 1; NT1(C)=TS; DO L=NNL, 1, -1;
        IF (NFP(L, C)==1) THEN; NT1(C)=NTS(L); EXIT; ENDIF;
    ENDDO; ENDDO;
    RETURN
END SUBROUTINE RECEIVING

```

サブルーチン 516 では、受入熱交換器 1 次側入口温度 NT1(C) を求める。流路行列 NFP(L, C) を用いて需要家 C に最後に接続する行き導管の区間 L を探索し、サブルーチン

ン 515 で求めた区間終端温度 NTS(L) を NT1(C) に代入する。NT1(C) は需要家モデルとの境界条件である。

```
!サブルーチン 517
SUBROUTINE OUT_NT1(NT1,NNC,N)                                !517
  IMPLICIT NONE
  REAL(KIND=8),INTENT(IN) :: NT1(1:NNC)
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: NNC
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: N
  INTEGER(KIND=4)          :: C
  INTEGER(KIND=4)          :: I57
  IF(N==1)THEN
    OPEN(57,FILE='INOUT_NC.TXT',STATUS='REPLACE',IOSTAT=I57);ENDIF;
  IF(N==2)THEN
    OPEN(57,FILE='INOUT_NH.TXT',STATUS='REPLACE',IOSTAT=I57);ENDIF;
  DO C=1,NNC,1
    WRITE(57,*,IOSTAT=I57)NT1(C)
    IF(I57/=0)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-517A';STOP;ENDIF;
  ENDDO
  CLOSE(57)
  RETURN
END SUBROUTINE OUT_NT1
```

サブルーチン 517 では、受入熱交換器 1 次側入口温度 NT1(C) を出力する。テキストファイル 'INOUT_NC.TXT' (冷水) 又は 'INOUT_NH.TXT' (温水) に NT1(C) の値を書き込む (更新する)。本研究では地域導管モデルと需要家モデルが一体となっており、本来モデル境界となる NT1(C) は常にメモリに格納されているためファイルに出力する必要はなく、通常不要のサブルーチンである。

```
!サブルーチン 518
SUBROUTINE IN_NT2(NT2,NNC,N)                                !518
  IMPLICIT NONE
  REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: NT2(1:NNC)
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: NNC
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: N
```

```

        REAL(KIND=8)                :: TM1(1:NNC)
INTEGER(KIND=4)                    :: C
INTEGER(KIND=4)                    :: I58
IF(N==1)THEN
    OPEN(58,FILE='INOUT_TC.TXT',STATUS='OLD',IOSTAT=I58);ENDIF;
IF(N==2)THEN
    OPEN(58,FILE='INOUT_TH.TXT',STATUS='OLD',IOSTAT=I58);ENDIF;
DO C=1,NNC,1
    READ(58,*,IOSTAT=I58)TM1(C)
    IF(I58/=0)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-518A';STOP;ENDIF;
    NT2(C)=TM1(C)
ENDDO
    CLOSE(58)
RETURN
END SUBROUTINE IN_NT2

```

サブルーチン 518 では、受入熱交換器 1 次側出口温度 NT2(C) を設定する。テキストファイル 'INOUT_TC.TXT' (冷水) 又は 'INOUT_TH.TXT' (温水) から NT2(C) の値を読み込む。本研究では地域導管モデルと需要家モデルが一体となっており、本来モデル境界となる NT2(C) は常にメモリに格納されているためファイルから入力する必要はなく、通常不要のサブルーチンである。

!サブルーチン 519

```

SUBROUTINE TRETURN(TR,QJ,NQJ,NQ,NTR,NFP,NNL,NNC)                                !519
    IMPLICIT NONE
        REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: TR
        REAL(KIND=8),INTENT(IN)  :: QJ
        REAL(KIND=8),INTENT(IN)  :: NQJ(1:NNC)
        REAL(KIND=8),INTENT(IN)  :: NQ(1:NNL)
        REAL(KIND=8),INTENT(IN)  :: NTR(1:NNL)
INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: NFP(1:NNL,1:NNC)
INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: NNL
INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: NNC
        REAL(KIND=8)            :: TM1
INTEGER(KIND=4)            :: TM2

```

```

INTEGER(KIND=4)          :: L
INTEGER(KIND=4)          :: C
TM1=QJ;DO C=1,NNC,1;
  TM2=0;DO L=1,NNL,1;TM2=TM2+NFP(L,C);ENDDO;
  IF(TM2==0)THEN;TM1=TM1-NQJ(C);ENDIF;
ENDDO
TR=0.DO;DO C=1,NNC,1;DO L=1,NNL,1;
  IF(NFP(L,C)==1)THEN;TR=TR+NTR(L)*NQJ(C)/TM1;EXIT;ENDIF;
ENDDO;ENDDO;
RETURN
END SUBROUTINE TRETURN

```

サブルーチン 519 では、還り温度 TR を求める。流路行列 NFP(L,C) を用いてプラントの還りヘッダーに接続する還り導管の区間 L を探索し、サブルーチン 515 で求めた区間終端温度 NTR(L) を用いて TR を求める。ヘッダー合流時の取り扱いは、温度の異なる水が瞬時に完全混合すると仮定して流量比による温度計算を行っている。TR はプラントモデルとの境界条件である。

```

!サブルーチン 520
SUBROUTINE OUT_TR(TR,N)                                     !520
  IMPLICIT NONE
  REAL(KIND=8),INTENT(IN) :: TR
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: N
  REAL(KIND=8)          :: A1
  REAL(KIND=8)          :: B1
  INTEGER(KIND=4)       :: I50
  OPEN(50,FILE='INOUT_TR.TXT',STATUS='OLD',IOSTAT=I50)
  READ(50,*,IOSTAT=I50)A1
  IF(I50/=0)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-520A';STOP;ENDIF;
  READ(50,*,IOSTAT=I50)B1
  IF(I50/=0)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-520B';STOP;ENDIF;
  CLOSE(50)
  OPEN(50,FILE='INOUT_TR.TXT',STATUS='REPLACE',IOSTAT=I50)
  IF(N==1)THEN
    WRITE(50,*,IOSTAT=I50)TR

```



```

        IF (I50/=0) THEN;WRITE(6,*)'ERROR-520C';STOP;ENDIF;
WRITE(50,*,IOSTAT=I50)B1
        IF (I50/=0) THEN;WRITE(6,*)'ERROR-520D';STOP;ENDIF;ENDIF;
IF (N==2) THEN
WRITE(50,*,IOSTAT=I50)A1
        IF (I50/=0) THEN;WRITE(6,*)'ERROR-520E';STOP;ENDIF;
WRITE(50,*,IOSTAT=I50)TR
        IF (I50/=0) THEN;WRITE(6,*)'ERROR-520F';STOP;ENDIF;ENDIF;
CLOSE(50)
RETURN
END SUBROUTINE OUT_TR

```

サブルーチン 520 では、還り温度 TR を出力する。テキストファイル ' INOUT_TR.TXT ' に TR の値を書き込む (更新する)。

```

!サブルーチン 521
SUBROUTINE OUT_PTEMP(NTS,NTR,NNL,N)                                !521
IMPLICIT NONE
REAL(KIND=8),INTENT(IN) :: NTS(1:NNL)
REAL(KIND=8),INTENT(IN) :: NTR(1:NNL)
INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: NNL
INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: N
INTEGER(KIND=4) :: L
INTEGER(KIND=4) :: I51
IF (N==1) THEN
OPEN(51,FILE='OUT_9C.TXT',STATUS='REPLACE',IOSTAT=I51);ENDIF;
IF (N==2) THEN
OPEN(51,FILE='OUT_9H.TXT',STATUS='REPLACE',IOSTAT=I51);ENDIF;
DO L=1,NNL,1
WRITE(51,*,IOSTAT=I51)NTS(L),NTR(L)
IF (I51/=0) THEN;WRITE(6,*)'ERROR-521A';STOP;ENDIF;
ENDDO
CLOSE(51)
RETURN
END SUBROUTINE OUT_PTEMP

```

サブルーチン 521 では、行き導管の区間終端温度 (温度分布) NTS(L) 及び還り導管の区間終端温度 (温度分布) NTR(L) を出力する。出力専用テキストファイル ‘OUT_9C.TXT’ (冷水) 又は ‘OUT_9H.TXT’ (温水) に NTS(L), NTR(L) の値を書き込む (更新する)。他のサブルーチンで用いないファイルであるため、特に出力する理由がない場合は通常不要のサブルーチンである。

ここからは、ベクトル・行列の初期化や演算に関わる 100 番台のサブルーチンについて説明する。初期化は数値計算において非常に重要な手続きであり、メモリを確保した直後に何らかの数値を格納しておく作業である (数値的な安全性を考慮して通常 0 を代入する)。また、四則演算を行うサブルーチンは数値モデル全般に利用できるため汎用性が高い。

```
!サブルーチン 100
SUBROUTINE INIT1R(E,NMX)                                !100
  IMPLICIT NONE
  REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: E(1:NMX)
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: NMX
  INTEGER(KIND=4)          :: N
  DO N=1,NMX,1;E(N)=0.DO;ENDDO;
  RETURN
END SUBROUTINE INIT1R
```

サブルーチン 100 では、実数値ベクトル E(N) の全成分に 0 を代入する。

```
!サブルーチン 101
SUBROUTINE INIT1N(E,NMX)                                !101
  IMPLICIT NONE
  INTEGER(KIND=4),INTENT(OUT) :: E(1:NMX)
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: NMX
  INTEGER(KIND=4)          :: N
  DO N=1,NMX,1;E(N)=0;ENDDO;
  RETURN
END SUBROUTINE INIT1N
```

サブルーチン 101 では、整数値ベクトル E(N) の全成分に 0 を代入する。

!サブルーチン 102

```
SUBROUTINE INIT2R(E,NMX,MMX)                                !102
  IMPLICIT NONE
  REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: E(1:NMX,1:MMX)
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: NMX
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: MMX
  INTEGER(KIND=4)           :: N
  INTEGER(KIND=4)           :: M
  DO M=1,MMX,1;DO N=1,NMX,1;E(N,M)=0.DO;ENDDO;ENDDO;
  RETURN
END SUBROUTINE INIT2R
```

サブルーチン 102 では、実数値行列 $E(N,M)$ の全成分に 0 を代入する。

!サブルーチン 103

```
SUBROUTINE INIT2N(E,NMX,MMX)                                !103
  IMPLICIT NONE
  INTEGER(KIND=4),INTENT(OUT) :: E(1:NMX,1:MMX)
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: NMX
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: MMX
  INTEGER(KIND=4)           :: N
  INTEGER(KIND=4)           :: M
  DO M=1,MMX,1;DO N=1,NMX,1;E(N,M)=0;ENDDO;ENDDO;
  RETURN
END SUBROUTINE INIT2N
```

サブルーチン 103 では、整数値行列 $E(N,M)$ の全成分に 0 を代入する。

!サブルーチン 110

```
SUBROUTINE PRODR(C,A,B,NMX,MMX,KMX)                        !110
  IMPLICIT NONE
  REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: C(1:NMX,1:MMX)
  REAL(KIND=8),INTENT(IN)  :: A(1:NMX,1:KMX)
  REAL(KIND=8),INTENT(IN)  :: B(1:KMX,1:MMX)
```

```

INTEGER(KIND=4), INTENT(IN)  :: NMX
INTEGER(KIND=4), INTENT(IN)  :: MMX
INTEGER(KIND=4), INTENT(IN)  :: KMX
      REAL(KIND=8)             :: Z
INTEGER(KIND=4)               :: N
INTEGER(KIND=4)               :: M
INTEGER(KIND=4)               :: K
      DO M=1,MMX,1;DO N=1,NMX,1;C(N,M)=0.DO;ENDDO;ENDDO;
      DO M=1,MMX,1;DO K=1,KMX,1;Z=B(K,M);
      DO N=1,NMX,1;C(N,M)=C(N,M)+A(N,K)*Z;
      ENDDO;ENDDO;ENDDO;
RETURN
END SUBROUTINE PRODR

```

サブルーチン 110 では、実数値行列 $A(N,K)$ と実数値行列 $B(K,M)$ の行列積 $C(N,M)$ を求める。

```

!サブルーチン 111
SUBROUTINE PRODN(C,A,B,NMX,MMX,KMX)                                !111
      IMPLICIT NONE
      REAL(KIND=8), INTENT(OUT)  :: C(1:NMX,1:MMX)
      INTEGER(KIND=4), INTENT(IN)  :: A(1:NMX,1:KMX)
      REAL(KIND=8), INTENT(IN)  :: B(1:KMX,1:MMX)
      INTEGER(KIND=4), INTENT(IN)  :: NMX
      INTEGER(KIND=4), INTENT(IN)  :: MMX
      INTEGER(KIND=4), INTENT(IN)  :: KMX
      REAL(KIND=8)             :: Z
      INTEGER(KIND=4)          :: N
      INTEGER(KIND=4)          :: M
      INTEGER(KIND=4)          :: K
      DO M=1,MMX,1;DO N=1,NMX,1;C(N,M)=0.DO;ENDDO;ENDDO;
      DO M=1,MMX,1;DO K=1,KMX,1;Z=B(K,M);
      DO N=1,NMX,1;C(N,M)=C(N,M)+REAL(A(N,K),KIND=8)*Z;
      ENDDO;ENDDO;ENDDO;
RETURN

```

```
END SUBROUTINE PRODN
```

サブルーチン 111 では、整数値行列 $A(N,K)$ と実数値行列 $B(K,M)$ の行列積 $C(N,M)$ を求める。

```
!サブルーチン 112
```

```
SUBROUTINE PRODV(C,A,B,NMX,MMX)                                !112
  IMPLICIT NONE
    REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: C(1:NMX)
    INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: A(1:NMX,1:MMX)
    REAL(KIND=8),INTENT(IN) :: B(1:MMX)
    INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: NMX
    INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: MMX
    REAL(KIND=8) :: Z
    INTEGER(KIND=4) :: N
    INTEGER(KIND=4) :: M
    DO N=1,NMX,1;C(N)=0.DO;ENDDO;
    DO M=1,MMX,1;Z=B(M);
    DO N=1,NMX,1;C(N)=C(N)+REAL(A(N,M),KIND=8)*Z;
    ENDDO;ENDDO;
  RETURN
END SUBROUTINE PRODV
```

サブルーチン 112 では、整数値行列 $A(N,M)$ と実数値ベクトル $B(M)$ の行列・ベクトル積 $C(N)$ を求める。

```
!サブルーチン 113
```

```
SUBROUTINE PRODVT(C,A,B,MMX,NMX)                                !113
  IMPLICIT NONE
    REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: C(1:MMX)
    INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: A(1:NMX,1:MMX)
    REAL(KIND=8),INTENT(IN) :: B(1:NMX)
    INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: NMX
    INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: MMX
    REAL(KIND=8) :: Z
```

```

INTEGER(KIND=4)          :: N
INTEGER(KIND=4)          :: M
DO M=1,MMX,1;C(M)=0.DO;ENDDO;
DO M=1,MMX,1
DO N=1,NMX,1;Z=B(N);C(M)=C(M)+REAL(A(N,M),KIND=8)*Z;
ENDDO;ENDDO;
RETURN
END SUBROUTINE PRODVT

```

サブルーチン 113 では、整数値行列 $A(N,M)$ の転置行列と実数値ベクトル $B(N)$ の行列・ベクトル積 $C(M)$ を求める。

```

!サブルーチン 120
SUBROUTINE GAUSSEL(X,A,B,NMX)                                !120
  IMPLICIT NONE
  REAL(KIND=8),INTENT(OUT)  :: X(1:NMX)
  REAL(KIND=8),INTENT(INOUT) :: A(1:NMX,1:NMX)
  REAL(KIND=8),INTENT(INOUT) :: B(1:NMX)
  INTEGER(KIND=4),INTENT(IN)  :: NMX
  REAL(KIND=8)                :: Z
  INTEGER(KIND=4)              :: N
  INTEGER(KIND=4)              :: M
  INTEGER(KIND=4)              :: L
  DO N=1,NMX-1,1
    IF(A(N,N)==0.DO)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-120A';STOP;ENDIF;
    DO M=N+1,NMX,1;Z=-A(M,N)/A(N,N);
      DO L=N+1,NMX,1;A(M,L)=A(M,L)+Z*A(N,L);ENDDO;
      B(M)=B(M)+Z*B(N)
    ENDDO
  ENDDO
  X(NMX)=B(NMX)/A(NMX,NMX)
  DO N=NMX-1,1,-1;X(N)=B(N);
    IF(A(N,N)==0.DO)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-120B';STOP;ENDIF;
    DO L=N+1,NMX,1;X(N)=X(N)-A(N,L)*X(L);ENDDO;X(N)=X(N)/A(N,N);
  ENDDO

```

```
      RETURN  
END SUBROUTINE GAUSSEL
```

サブルーチン 120 では，連立 1 次方程式をガウスの消去法 (Gaussian elimination) により解く．ガウスの消去法は，前進消去と後退代入の 2 段階から成る．但し，サブルーチン 120 は，解くべき連立方程式の左辺にある正方行列の対角成分に 0 がなくピボット不要の場合に限り使用することができる (地域導管モデルの陰解法では，左辺の正方行列の対角成分が必ず 1 以上となるため使用可能である)．

付録G 需要家モデル(サブルーチン)のソースコード

需要家モデルは地域導管モデルの一部となっており、メインプログラムは付録Aに掲載したものである。ここでは、付録Bで説明しなかった需要家建物に関わる600番台のサブルーチン(600~604)について説明する。以下、サブルーチン600から順に説明していく。

```
!サブルーチン 600
SUBROUTINE CUSTOMER_LOAD(BQJ,BT3,BL,BXQ,RH,CP,NNC,N,T,SMX)          !600
  IMPLICIT NONE
    REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: BQJ(1:NNC)
    REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: BT3(1:NNC)
    REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: BL(1:NNC)
    REAL(KIND=8),INTENT(OUT) :: BXQ(1:NNC)
    REAL(KIND=8),INTENT(IN)  :: RH
    REAL(KIND=8),INTENT(IN)  :: CP
    INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: NNC
    INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: N
    INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: T
    INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: SMX
    REAL(KIND=8),PARAMETER  :: BXI=286.15D0
    REAL(KIND=8),PARAMETER  :: BXD=280.15D0
    REAL(KIND=8),PARAMETER  :: BXN=311.15D0
    REAL(KIND=8),PARAMETER  :: BXS=318.15D0
    REAL(KIND=8)             :: A1
    REAL(KIND=8)             :: B1
    REAL(KIND=8)             :: A2
    REAL(KIND=8)             :: B2
    INTEGER(KIND=4)          :: C
    INTEGER(KIND=4)          :: KT
```



```

INTEGER(KIND=4)          :: K
INTEGER(KIND=4)          :: X
REAL(KIND=8)             :: E1
REAL(KIND=8)             :: E2
REAL(KIND=8)             :: E3
REAL(KIND=8)             :: E4
REAL(KIND=8)             :: L1
REAL(KIND=8)             :: L2
REAL(KIND=8)             :: L3
REAL(KIND=8)             :: SLR
REAL(KIND=8)             :: STD
INTEGER(KIND=4)          :: I60
CHARACTER(LEN=18)        :: FIL
    OPEN(60,FILE='IN_CB-PEAK.TXT',STATUS='OLD',IOSTAT=I60)
    READ(60,'()')
DO C=1,NNC,1
    READ(60,*,IOSTAT=I60)A1,B1
        IF(I60/=0)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-600A';STOP;ENDIF;
    IF(N==1)THEN;BXQ(C)=A1*10000000.D0/36.D0/RH/CP/(BXI-BXD);ENDIF;
    IF(N==2)THEN;BXQ(C)=B1*10000000.D0/36.D0/RH/CP/(BXS-BXN);ENDIF;
        IF(BXQ(C)<0.D0)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-600B';STOP;ENDIF;
ENDDO
    CLOSE(60)
    KT=(T-1)/SMX+1
    FIL='IN_CB-LOAD_Bxx.TXT'
DO C=1,NNC,1;WRITE(FIL(13:14),'(I2.2)')C;
    OPEN(60,FILE=FIL,STATUS='OLD',IOSTAT=I60)
    DO K=1,KT,1;READ(60,'()');ENDDO;
    READ(60,*,IOSTAT=I60)A1,B1
        IF(I60/=0)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-600C';STOP;ENDIF;
    READ(60,*,IOSTAT=I60)A2,B2
        IF(I60/=0)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-600D';STOP;ENDIF;
    IF(N==1)THEN;BL(C)=A1*10000000.D0/36.D0;ENDIF;
    IF(N==2)THEN;BL(C)=B1*10000000.D0/36.D0;ENDIF;
    IF(N==1)THEN;BL(C)=(A1+(A2-A1)*REAL(MOD(T,SMX),KIND=8)/&

```

```

                                &REAL(SMX,KIND=8))*10000000.D0/36.D0;ENDIF;
    IF(N==2)THEN;BL(C)=(B1+(B2-B1)*REAL(MOD(T,SMX),KIND=8)/&
                                &REAL(SMX,KIND=8))*10000000.D0/36.D0;ENDIF;
IF(N==1)THEN
    BL(C)=(A1+(A2-A1)*0.5D0*&
    &(1.D0-COS(3.14159265359D0*REAL(MOD(T,SMX),KIND=8)/REAL(SMX,KIND=8))))*&
    &10000000.D0/36.D0
ENDIF
IF(N==2)THEN
    BL(C)=(B1+(B2-B1)*0.5D0*&
    &(1.D0-COS(3.14159265359D0*REAL(MOD(T,SMX),KIND=8)/REAL(SMX,KIND=8))))*&
    &10000000.D0/36.D0
        IF(BL(C)<0.D0)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-600E';STOP;ENDIF;
    CLOSE(60)
ENDDO
IF(N==1)THEN
    OPEN(60,FILE='IN_CB-PROP_C.TXT',STATUS='OLD',IOSTAT=I60);ENDIF;
IF(N==2)THEN
    OPEN(60,FILE='IN_CB-PROP_H.TXT',STATUS='OLD',IOSTAT=I60);ENDIF;
    READ(60, '( ) ')
DO C=1,NNC,1
    READ(60,*,IOSTAT=I60)X,E1,E2,E3,E4,L1,L2,L3
        IF(I60/=0)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-600F';STOP;ENDIF;
ENDDO
    CLOSE(60)
DO C=1,NNC,1
    IF(N==1)THEN;SLR=BL(C)/RH/CP/BXQ(C)/(BXI-BXD);ENDIF;
    IF(N==2)THEN;SLR=BL(C)/RH/CP/BXQ(C)/(BXS-BXN);ENDIF;
    IF(X==1)THEN;STD=E4*(1.D0-E3*EXP(E1*SLR+E2));ENDIF;
    IF(X==2)THEN;STD=L3*LOG(L1*SLR+L2);ENDIF;
        IF(STD<0.D0)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-600G';STOP;ENDIF;
    IF(N==1)THEN;BT3(C)=STD*(BXI-BXD);ENDIF;
    IF(N==2)THEN;BT3(C)=STD*(BXS-BXN);ENDIF;
    IF(BT3(C)==0.D0)THEN;BQJ(C)=0.D0;ENDIF;
    IF(BT3(C)/=0.D0)THEN;BQJ(C)=BL(C)/RH/CP/BT3(C);ENDIF;

```

```

        ENDDO
        RETURN
    END SUBROUTINE CUSTOMER_LOAD

```

サブルーチン 600 では BQJ(1:NNC), BT3(1:NNC) (メモリ節約のため一旦 BT1(1:NNC) に格納する), BL(1:NNC), BXQ(1:NNC) を求める。BQJ(1:NNC) は ★ 受入熱交換器 2 次側流量 [m³s⁻¹], BT3(1:NNC) は受入熱交換器 2 次側出入口温度差 [K], BL(1:NNC) は © 需要家熱負荷 [W], BXQ(1:NNC) は受入熱交換器定格流量 [m³s⁻¹] である。まず 1 つ目の入力専用テキストファイル ‘IN_CB-PEAK.TXT’ に記載された各需要家許容最大熱負荷の単位変換 [GJ h⁻¹] → [W] を行い, 定格利用温度差を用いて BXQ(1:NNC) を求める。次に 2 つ目の入力専用テキストファイル ‘IN_CB-LOAD_Bxx.TXT’ (xx には需要家番号が入る) に記載された熱負荷 (実測値) の単位変換 [GJ h⁻¹] → [W] を行い BL(1:NNC) を求める。このとき時間積分間隔と実測データサンプリング間隔が異なる点に注意する。そして 3 つ目の入力専用テキストファイル ‘IN_CB-PROP_C.TXT’ (冷水) 又は ‘IN_CB-PROP_H.TXT’ (温水) から需要家特性を読み込み, BL(1:NNC) を用いて BT3(1:NNC), BQJ(1:NNC) を求める。

```

! サブルーチン 601
SUBROUTINE IN_NT1(NT1, NNC, N)                                !601
    IMPLICIT NONE
    REAL(KIND=8), INTENT(OUT) :: NT1(1:NNC)
    INTEGER(KIND=4), INTENT(IN) :: NNC
    INTEGER(KIND=4), INTENT(IN) :: N
    REAL(KIND=8) :: TM1(1:NNC)
    INTEGER(KIND=4) :: C
    INTEGER(KIND=4) :: I61
    IF(N==1) THEN
        OPEN(61, FILE='INOUT_NC.TXT', STATUS='OLD', IOSTAT=I61); ENDIF;
    IF(N==2) THEN
        OPEN(61, FILE='INOUT_NH.TXT', STATUS='OLD', IOSTAT=I61); ENDIF;
    DO C=1, NNC, 1
        READ(61, *, IOSTAT=I61) TM1(C)
        IF(I61/=0) THEN; WRITE(6, *) 'ERROR-601A'; STOP; ENDIF;
        NT1(C)=TM1(C)
    ENDDO
    CLOSE(61)

```

```

RETURN
END SUBROUTINE IN_NT1

```

サブルーチン 601 では NT1(1:NNC) を設定する。NT1(1:NNC) は ◆ 受入熱交換器 1 次側入口温度 [K] であり，地域導管モデルと需要家モデルの境界条件である。NT1(1:NNC) を記憶する入出力兼用テキストファイルは ‘ INOUT_NC.TXT ’ (冷水) 又は ‘ INOUT_NH.TXT ’ (温水) であり，本サブルーチンでは入力ファイル，サブルーチン 517 では出力ファイルとなる。地域導管モデルメインプログラムでは NT1(1:NNC) は常にメモリに格納されており，ファイル入出力による処理時間削減のため通常不要のサブルーチンである。

```

!サブルーチン 602
SUBROUTINE CUSTOMER_HEX(BT1,NQJ,NT2,BT2,NT1,BQJ,BXQ,NNC,N)           !602
  IMPLICIT NONE
    REAL(KIND=8),INTENT(INOUT) :: BT1(1:NNC)
    REAL(KIND=8),INTENT(OUT)   :: NQJ(1:NNC)
    REAL(KIND=8),INTENT(OUT)   :: NT2(1:NNC)
    REAL(KIND=8),INTENT(OUT)   :: BT2(1:NNC)
    REAL(KIND=8),INTENT(IN)    :: NT1(1:NNC)
    REAL(KIND=8),INTENT(IN)    :: BQJ(1:NNC)
    REAL(KIND=8),INTENT(IN)    :: BXQ(1:NNC)
    INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: NNC
    INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: N
    REAL(KIND=8),PARAMETER    :: TS1=279.15D0
    REAL(KIND=8),PARAMETER    :: TR1=285.15D0
    REAL(KIND=8),PARAMETER    :: TS2=320.15D0
    REAL(KIND=8),PARAMETER    :: TR2=313.15D0
    REAL(KIND=8),PARAMETER    :: BXI=286.15D0
    REAL(KIND=8),PARAMETER    :: BXD=280.15D0
    REAL(KIND=8),PARAMETER    :: BXN=311.15D0
    REAL(KIND=8),PARAMETER    :: BXS=318.15D0
    REAL(KIND=8)              :: BCH(1:NNC)
    REAL(KIND=8)              :: BTL
    REAL(KIND=8)              :: A1
    REAL(KIND=8)              :: B1
    REAL(KIND=8)              :: BT3

```

```

INTEGER(KIND=4)          :: C
INTEGER(KIND=4)          :: I62
  DO C=1,NNC,1;NQJ(C)=BQJ(C);ENDDO;
IF(N==1)THEN
  IF((BXI-TR1)==(BXD-TS1))THEN;BTL=BXI-TR1;ENDIF;
  IF((BXI-TR1)/=(BXD-TS1))THEN;BTL=((BXI-TR1)-(BXD-TS1))/&
&LOG((BXI-TR1)/(BXD-TS1));ENDIF;
ENDIF
IF(N==2)THEN
  IF((TS2-BXS)==(TR2-BXN))THEN;BTL=TS2-BXS;ENDIF;
  IF((TS2-BXS)/=(TR2-BXN))THEN;BTL=((TS2-BXS)-(TR2-BXN))/&
&LOG((TS2-BXS)/(TR2-BXN));ENDIF;
ENDIF
DO C=1,NNC,1
  IF(N==1)THEN;BCH(C)=1.DO/&
&(1.DO+BQJ(C)*BTL/BXQ(C)/(BXI-BXD));ENDIF;
  IF(N==2)THEN;BCH(C)=1.DO/&
&(1.DO+NQJ(C)*BTL/BXQ(C)/(TS2-TR2));ENDIF;
ENDDO
DO C=1,NNC,1;BT3=BT1(C);
  IF(N==1)THEN;BT1(C)=NT1(C)+BT1(C)/BCH(C);BT2(C)=BT1(C)-BT3;
  NT2(C)=NT1(C)+BCH(C)*(BT1(C)-NT1(C));ENDIF;
  IF(N==2)THEN;BT1(C)=NT1(C)-BT1(C)/BCH(C);BT2(C)=BT1(C)+BT3;
  NT2(C)=NT1(C)-BCH(C)*(NT1(C)-BT1(C));ENDIF;
ENDDO
RETURN
END SUBROUTINE CUSTOMER_HEX

```

サブルーチン 602 では $NQJ(1:NNC)$, $NT2(1:NNC)$, $BT1(1:NNC)$, $BT2(1:NNC)$ を求める。 $NQJ(1:NNC)$ は ◇ 受入熱交換器 1 次側流量 [m^3s^{-1}], $NT2(1:NNC)$ は ◇ 受入熱交換器 1 次側出口温度 [K], $BT1(1:NNC)$ は ☆ 受入熱交換器 2 次側入口温度 [K], $BT2(1:NNC)$ は ☆ 受入熱交換器 2 次側出口温度 [K] であり, 前者 2 つは地域導管モデルと需要家モデルの境界条件である。まず受入熱交換器 1 次側/2 次側流量が同量に制御されていると仮定して $NQJ(1:NNC)$ を求める。次に定格対数平均温度差 BTL と $BQJ(1:NNC)$, $BXQ(1:NNC)$ を用いて温度効率 $BCH(1:NNC)$ を求める。そして $BT1(1:NNC)$ (この時点では $BT3(1:NNC)$ が格納

されている), NT1(1:NNC) を用いて NT2(1:NNC), BT1(1:NNC), BT2(1:NNC) を同時に解く.

```
!サブルーチン 603
SUBROUTINE OUT_NQJ(NQJ,NNC,N)                                !603
  IMPLICIT NONE
    REAL(KIND=8),INTENT(IN) :: NQJ(1:NNC)
    INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: NNC
    INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: N
    INTEGER(KIND=4)           :: C
    INTEGER(KIND=4)           :: I63
    IF(N==1)THEN
      OPEN(63,FILE='INOUT_QC.TXT',STATUS='REPLACE',IOSTAT=I63);ENDIF;
    IF(N==2)THEN
      OPEN(63,FILE='INOUT_QH.TXT',STATUS='REPLACE',IOSTAT=I63);ENDIF;
    DO C=1,NNC,1
      WRITE(63,*,IOSTAT=I63)NQJ(C)
      IF(I63/=0)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-603A';STOP;ENDIF;
    ENDDO
    CLOSE(63)
    RETURN
END SUBROUTINE OUT_NQJ
```

サブルーチン 603 では NQJ(1:NNC) を出力する. NQJ(1:NNC) は ◇ 受入熱交換器 1 次側流量 [m^3s^{-1}] であり, 地域導管モデルと需要家モデルの境界条件である. NQJ(1:NNC) を記憶する入出力兼用テキストファイルは 'INOUT_QC.TXT' (冷水) 又は 'INOUT_QH.TXT' (温水) であり, 本サブルーチンでは出力ファイル, サブルーチン 504 では入力ファイルとなる.

```
!サブルーチン 604
SUBROUTINE OUT_NT2(NT2,NNC,N)                                !604
  IMPLICIT NONE
    REAL(KIND=8),INTENT(IN) :: NT2(1:NNC)
    INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: NNC
    INTEGER(KIND=4),INTENT(IN) :: N
    INTEGER(KIND=4)           :: C
```

```

INTEGER(KIND=4)          :: I64
IF(N==1)THEN
  OPEN(64,FILE='INOUT_TC.TXT',STATUS='REPLACE',IOSTAT=I64);ENDIF;
IF(N==2)THEN
  OPEN(64,FILE='INOUT_TH.TXT',STATUS='REPLACE',IOSTAT=I64);ENDIF;
DO C=1,NNC,1
  WRITE(64,*,IOSTAT=I64)NT2(C)
  IF(I64/=0)THEN;WRITE(6,*)'ERROR-604A';STOP;ENDIF;
ENDDO
  CLOSE(64)
RETURN
END SUBROUTINE OUT_NT2

```

サブルーチン 604 では NT2(1:NNC) を出力する。NT2(1:NNC) は ◇ 受入熱交換器 1 次側 出口温度 [K] であり、地域導管モデルと需要家モデルの境界条件である。NT2(1:NNC) を記憶する入出力兼用テキストファイルは 'INOUT_TC.TXT' (冷水) 又は 'INOUT_TH.TXT' (温水) であり、本サブルーチンでは出力ファイル、サブルーチン 518 では入力ファイルとなる。地域導管モデルメインプログラムでは NT2(1:NNC) は常にメモリに格納されており、ファイル入出力による処理時間削減のため通常不要のサブルーチンである。