T2R2 東京工業大学リサーチリポジトリ
Tokyo Tech Research Repository

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	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
Title(English)	
著者(和文)	國友理
Author(English)	Osamu Kunitomo
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:乙第4178号, 授与年月日:2020年10月31日, 学位の種別:論文博士, 審査員:齊藤 卓志,井上 剛良,伊原 学,佐藤 勲,末包 哲也,伏信 一慶
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:乙第4178号, Conferred date:2020/10/31, Degree Type:Thesis doctor, Examiner:,,,,,
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

Powered by T2R2 (Tokyo Institute Research Repository)

令和二年度学位論文

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

東京工業大学　　科学技術創成研究院

先進エネルギー国際研究（ＡＥＳ）センター

國友　理

目次

第１章　緒論 …… 1
１．１　本研究の背景 2
１．２　従来の研究 8
１．３　地域冷暖房システムにおける搬送システム制御の概要 14
１．４　本研究の目的と概要 19

第２章　シミュレーションモデルの構築 …… 24
２．１　緒言 25
２．２　シミュレーションモデル 26
２．２．１　シミュレーションモデル
２．２．２　要素モデル
２．３　モデルの妥当性評価 34
２．３．１　シミュレーションモデルの妥当性評価
２．３．２　流体混合を考慮した配管モデルの妥当性評価
２．４　結言 40

第３章　熱負荷変動速度の熱源機の負荷追従速度に対する相対値を用いた検証 …… 41
３．１　緒言 42
３．２　基礎特性の検証 44
３．２．１　正弦波である熱負荷の導入および搬送動力の計算手法
３．２．２　熱負荷変動速度の熱源機の負荷追従速度に対する相対値に関する考察
３．３．３　実績熱負荷を用いた基礎特性の評価
３．３　結言 60

目　次

第４章　配管長が供給温度および搬送動力に与える影響に関する検証 …… 61
４．１　緒言 62
４．２　配管長が与える影響に関する検証 63
４．２．１　検証の条件
４．２．２　供給温度が安定する配管長の検証
４．２．３　ミキシング条件下での搬送動力の検証
４．３　結言 76

第５章　熱需要家が複数の場合の基礎理論 …… 77
５．１　緒論 78
５．２　理想的な制御の在り方 79
５．３　理想条件における搬送動力 81
５．４　需要家が複数ある場合の基礎概念 84
５．４．１　熱需要家が複数ある場合の基礎概念
５．４．２　熱負荷および搬送動力の条件
５．４．３　基礎概念と実物件との比較
５．５　結言 91

第６章　搬送動力低減に対する各種制約の検証 …… 92
６．１　緒言 93
６．２　需給連携制御における搬送動力低減に対する各種制約の検証 94
６．２．１　実物件で生じる制約の整理
６．２．２　熱負荷および搬送動力の条件
６．２．３　制約毎の搬送動力への影響の検証
６．２．４　制約に関する検証のまとめ
６．３　需給連携制御と定差圧変流量制御の搬送動力の比較 124
６．３．１　定差圧変流量制御における検証の条件
６．３．２　定差圧変流量制御における制約毎の搬送動力への影響の検証
６．３．３　需給連携制御と定差圧変流量制御の比較
６．４　結言 144

第７章　熱需要家が複数の場合のポンプ揚程および搬送動力推定手法の提案 147
７．１　緒言 148
７．２　積算値を用いた推定手法の評価 149
７．２．１　熱負荷、抵抗および搬送動力の条件
７．２．２　推定手法の提案
７．２．３　推定手法の評価
７．３　実負荷への適用 157
７．３．１　実熱負荷の条件
７．３．２　基礎概念の実熱負荷への適用
７．３．３　実負荷の正弦波負荷への変換
７．３．４　積算値推定手法の実熱負荷への適用
７．４　結言 163

第８章　結論 164
８．１　本研究で得られた研究成果の総括 165
８．２　今後の課題 168

参考文献 170

研究業績 173

謝辞 178

目　次

主な記号

A	：管断面積	[㎡]
C_p	：流体の定圧比熱	[J/kg･K]
C_d	：流量係数	[-]
C_{d_TCV1}	：熱需要家１の TCV 流量係数	[-]
C_{d_TCV2}	：熱需要家２の TCV 流量係数	[-]
D	：水力直径	[m]
d	：電動機効率	[-]
D_{BP1}	：枝管①の水力直径	[m]
D_{BP2}	：枝管②の水力直径	[m]
D_{HSP}	：熱源機配管の水力直径	[m]
D_{MP1}	：母管①の水力直径	[m]
D_{MP2}	：母管②の水力直径	[m]
D_{HS}	：配管に模擬した熱源機の水力直径	[m]
E	：ポンプ効率	[-]
e	：インバータ効率	[-]
e_{tr}	：インバータ効率の補正値	[-]
H	：ポンプ揚程	[kPa]
H_a	：ポンプ揚程の一周期分の平均値	[kPa]
H_{a0}	：ポンプ揚程の一周期分の平均値（既知）	[kPa]
h_1	：枝管１の抵抗値（圧力損失）	[kPa]
h_{1a}	：枝管１の抵抗値一周期分の平均値	[kPa]
h_{10}	：枝管１の抵抗値（既知）	[kPa]
h_{10a}	：枝管１の抵抗値一周期分の平均値（既知）	[kPa]
h_2	：枝管２の抵抗値（圧力損失）	[kPa]
h_{2a}	：枝管２の抵抗値一周期分の平均値	[kPa]
h_{20}	：枝管２の抵抗値（既知）	[kPa]
h_{20a}	：枝管２の抵抗値一周期分の平均値（既知）	[kPa]
h_c	：母管の抵抗値（圧力損失）	[kPa]
h_{ca}	：母管の抵抗値一周期分の平均値	[kPa]

h_{c0}	：母管の抵抗値（既知）	[kPa]
h_{c0a}	：母管の抵抗値一周期分の平均値（既知）	[kPa]
h_{c180a}	：位相差 180°における母管の抵抗値（既知）	[kPa]
L	：管長さ	[m]
L_{BP1}	：枝管①の管長さ	[m]
L_{BP2}	：枝管②の管長さ	[m]
L_{Eq_BP1}	：枝管①の曲がり等の相当長さ	[m]
L_{Eq_BP2}	：枝管②の曲がり等の相当長さ	[m]
L_{Eq}	：曲がり等の相当長さ	[m]
L_{HS}	：配管に模擬した熱源機の管長さ	[m]
L_{Eq_HS}	：配管に模擬した熱源機の曲がり等の相当長さ	[m]
L_{HSP}	：熱源機配管の管長さ	[m]
L_{Eq_HSP}	：熱源機配管の曲がり等の相当長さ	[m]
L_{MP1}	：母管①の管長さ	[m]
L_{MP2}	：母管②の管長さ	[m]
L_{Eq_MP1}	：母管①の曲がり等の相当長さ	[m]
L_{Eq_MP2}	：母管②の曲がり等の相当長さ	[m]
m	：二次側流量一周期分の積算値の分割数	[-]
n	：制御安定前含む周期回数	[回]
p	：流体密度（非圧縮性で一定値）	[kg/㎥]
P_{ave}	：搬送動力（ポンプ消費電力の平均値)	[kW･h/h]
P_{ave0}	：搬送動力（既知）	[kW･h/h]
P_{aveB}	：ベース正弦波の搬送動力	[kW･h/h]
P_{aveF}	：相殺正弦波の搬送動力	[kW･h/h]
P_{min}	：搬送動力の基準値	[kW･h/h]
PR_{Loss}	：圧力比	[-]
PR_{Loss_TVC1}	：熱需要家１の TCV 圧力比	[-]
PR_{Loss_TVC2}	：熱需要家２の TCV 圧力比	[-]
P_w	：ポンプ消費電力	[kW]
Q	：体積流量	[㎥/s]

Q_2	:（熱需要家の熱交換器）二次側熱負荷	[kW]
dQ_2/dt	: 熱負荷傾き	[kW/s]
Q_R	: 熱源機出力	[kW]
dQ_R/dt	: 熱源機の熱負荷追従速度	[kW/s]
q	:（熱需要家の熱交換器）二次側流量	[㎥/s]
q_1	: 熱需要家１の二次側流量	[㎥/s]
q_{10}	: 熱需要家１の二次側流量（既知）	[㎥/s]
q_{1a}	: 熱需要家１の二次側流量一周期分の積算値	[㎥]
q_{10a}	: 熱需要家１の二次側流量一周期分の積算値（既知）	[㎥]
q_{1ma}	: m分割分した熱需要家１の二次側流量一周期分の積算値	[㎥]
q_R	: 熱源機の流量	[㎥/s]
q_2	: 熱需要家２の二次側流量	[㎥/s]
q_{20}	: 熱需要家２の二次側流量（既知）	[㎥/s]
q_{2a}	: 熱需要家２の二次側流量一周期分の積算値	[㎥]
q_{20a}	: 熱需要家２の二次側流量一周期分の積算値（既知）	[㎥]
q_{2ma}	: m分割分した熱需要家２の二次側流量一周期分の積算値	[㎥]
q_{ave}	: 熱需要家合計流量一周期分の平均値	[㎥/s]
q_{ave0}	: 熱需要家合計流量一周期分の平均値（既知）	[㎥/s]
q_c	: 二次側流量一周期分の積算値の合成値（位相差考慮）	[㎥]
q_{c0}	: 二次側流量一周期分の積算値の合成値（既知）	[㎥]
q_{f1}	: 熱需要家１の熱交換器一次側流量	[㎥/s]
q_{f2}	: 熱需要家２の熱交換器一次側流量	[㎥/s]
q_{max}	: 二次側最大流量	[㎥/s]
q_{min}	: 二次側最低流量	[㎥/s]
r	: 動力係数	[kg/ m^7]
R_e	: レイノルズ数	[-]
S	: 熱交換器有効自由流れ通過面積	[㎡]
S_v	: 管接続断面積	[㎡]
S_{HEX1}	: 熱需要家１の熱交換器有効自由流れ通過面積	[㎡]
S_{HEX2}	: 熱需要家２の熱交換器有効自由流れ通過面積	[㎡]

S_R	：オリフィス開放面積	[㎡]
S_{R_TCV1}	：熱需要家１の TCV オリフィス開放面積	[㎡]
S_{R_TCV2}	：熱需要家２の TCV オリフィス開放面積	[㎡]
S_{v_TCV1}	：熱需要家１の TCV 管接続断面積	[㎡]
S_{v_TCV2}	：熱需要家２の TCV 管接続断面積	[㎡]
T	：正弦波（熱負荷）の周期	[s]
T_B	：ベース正弦波の周期	[s]
T_F	：相殺正弦波の周期	[s]
T_{in}	：熱源機入口温度	[℃]
T_{out}	：熱源機出口温度	[℃]
t	：時間	[s]
V	：配管内の流体量	[㎥]
W_0	：理論瞬時動力	[W]
W_{ave}	：理論搬送動力（理論瞬時動力の平均値）	[W･h/h]
α	：熱需要家１の合計抵抗値に占める最遠端抵抗値の割合	[-]
β	：熱需要家２の合計抵抗値に占める最遠端抵抗値の割合	[-]
$\emptyset$	：熱需要家１に対する熱需要家２の位相差	[°]
γ	：単位体積あたりの熱容量	[kJ/㎥/K]
ΔP	：圧力損失（抵抗値）	[Pa]
ΔP_1	：枝管１（熱需要家１）の圧力損失	[Pa]
ΔP_2	：枝管２（熱需要家２）の圧力損失	[Pa]
ΔP_c	：母管（熱供給側）の圧力損失	[Pa]
ΔP_{BP1}	：枝管①の圧力損失	[Pa]
ΔP_{BP2}	：枝管②の圧力損失	[Pa]
ΔP_{HS}	：配管に模擬した熱源機の圧力損失	[Pa]
ΔP_{HSP}	：熱源機配管の圧力損失	[Pa]
ΔP_{HEX1}	：熱需要家１の熱交換器の圧力損失	[Pa]
ΔP_{HEX2}	：熱需要家１の熱交換器の圧力損失	[Pa]
ΔP_{MP1}	：母管①の圧力損失	[Pa]
ΔP_{MP2}	：母管②の圧力損失	[Pa]

ΔP_{TCV1}	：熱需要家１の TCV の圧力損失	[Pa]
ΔP_{TCV2}	：熱需要家２の TCV の圧力損失	[Pa]
ΔTe	：（熱需要家熱交換器）二次側温度差	[K]
ΔTe_{in}	：熱交換器一次側入口温度の乱れ	[K]
ΔTr_{out}	：熱源機出口温度の乱れ	[K]
δ	：搬送動力無次元化係数	[-]
ε_M	：最遠端かの判断係数	[-]
θ	：配管内水温	[K]
λ	：乱流管摩擦係数	[-]
λ_{CP}	：圧力損失係数	[-]
λ_{BP1}	：枝管①の乱流管摩擦係数	[-]
λ_{BP2}	：枝管②の乱流管摩擦係数	[-]
λ_{CP_HEX1}	：熱需要家１の熱交換器の圧力損失係数	[-]
λ_{CP_HEX2}	：熱需要家２の熱交換器の圧力損失係数	[-]
λ_{HSP}	：熱源機配管の乱流管摩擦係数	[-]
λ_{MP1}	：母管①の乱流管摩擦係数	[-]
λ_{MP2}	：母管②の乱流管摩擦係数	[-]
λ_{HS}	：配管に模擬した熱源機の乱流管摩擦係数	[-]
ν	：動粘性係数	[㎡/s]
ρ	：周期無次元化係数	[-]
ρ_d	：密度	[kg/㎥]
τ	：供給温度変動幅無次元化係数	[-]
φ_{in}	：配管入口の流入エネルギー	[J/s]
φ_{out}	：配管出口の流入エネルギー	[J/s]

第 1 章

緒論

第　1　章

１．１　本研究の背景

（１）地域冷暖房システムの概要

地域冷暖房システムは、1875 年、ドイツでスタートした温熱専用の地域暖房システムがその始まりとされる。ほぼ同時期の 1877 年、米国でもニューヨーク・ロックポートにて共同ボイラから複数の住宅への蒸気供給が開始された。当初は、小～中規模の熱併給発電設備から発生する廃熱を地域暖房システムとして利用する形態でスタートしたが、その後、大規模火力発電所やゴミ処理工場などから発生する大量の廃蒸気や廃温水を特定地域内でネットワーク化した熱導管（熱供給配管）を通じてエリア全体の暖房・給湯に利用する形態を主体として欧米で普及した。1930 年代には、米国で蒸気タービン駆動式冷凍機や吸収式冷凍機による地域冷房の実用化に伴う地域冷房システムも実現した。その後、1950 年代の大規模都市開発・住宅建設ラッシュ、さらには 1970 年代のオイルショックに端を発する石油代替エネルギー政策・省エネルギー政策の推進に伴い、地域冷暖房システムのメリットに改めて目が向けられ、世界の様々な都市に導入された。日本では、戦後の高度経済成長が招いた大気汚染問題の解決策として地域冷暖房システムが脚光を浴び、1970 年、大阪万博開催を機に千里ニュータウン地区（大阪府）にて日本初の地域冷暖房システムが稼働した(1)。

地域冷暖房システムは、昭和４７年に施行された熱供給事業法では「熱供給事業」と呼ばれ、一定地域内の建物群（複数の建物）に対して蒸気・温水・冷水等の熱媒を熱源プラント（ただし熱源設備の加熱能力 21GJ/h 以上）から熱導管（熱供給配管）を通じて供給する事業と提示されており、ある一定規模以上のエリアを対象としている(2)。地域冷暖房システム（地域冷暖房方式）は、一般的な建物で採用されている個別熱源方式とは異なる特徴を持つ。個別熱源方式と地域冷暖房方式の概念図を図 1.1 に示す。個別熱源方式は、建物毎に熱源機械室や冷却塔等を設けるため、建物毎に大きなスペースを必要とし、かつ採用できる熱源機の能力は建物熱負荷の最大値に制限される。一方、地域冷暖房方式は、特定エリア内の１か所に熱源機械室や冷凍機等を設けることにより、他の建物にスペースが生まれ、かつ採用できる熱源機の能力は建物でなく特定エリア熱負荷の最大値まで拡大できるので、効率の高い大きな熱源機の採用が可能になる(3)。

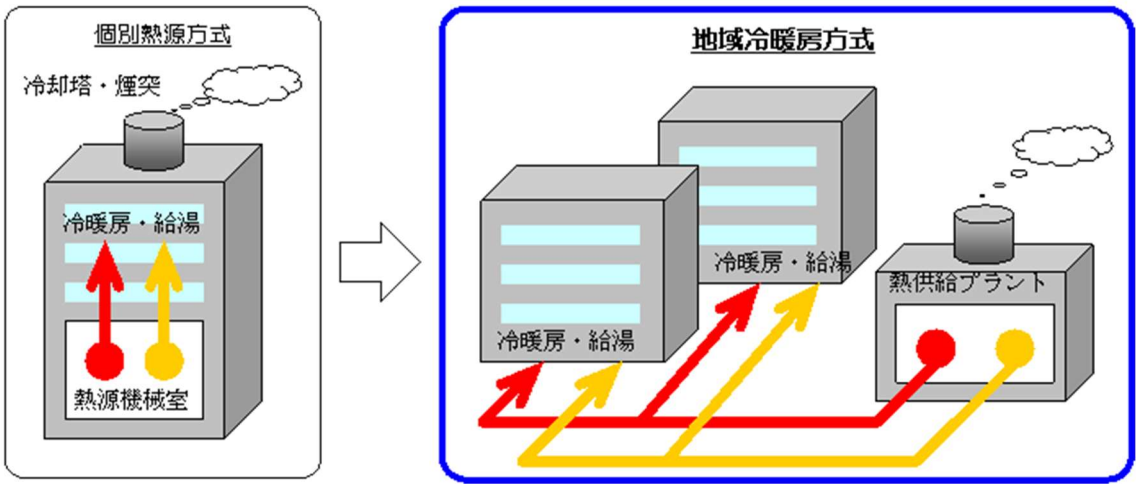


図 1.1　個別熱源方式と地域冷暖房方式の概念図

上記も踏まえ、地域冷暖房システムは、表 1.1 に示す３つのメリットがある。

表 1.1　地域冷暖房システムのメリット(4)

メリット	メリット創出の例
省エネルギー	・エネルギーの面的利用（エリア全体でのエネルギー削減） ・未利用エネルギーの活用（海水、河川水、下水、都市廃熱など）
温暖化対策	・化石燃料の削減（大規模高効率熱源機の採用など） ・低 NO x ／低 SO x （低 NOx／低 Sox 熱源機の採用） ・フロン漏洩の減少（冷却塔の採用、集中管理によるリスク低減など）
付加価値の創出	・容積率緩和によるスペースの有効利用（オフィス面積増加など） ・設備の集約化によるスペースの有効利用（緑地や駐車場増加など） ・省力化（設備管理オペレータの削減など）

（2）地域冷暖房システムの進化

日本では、公害防止を主目的に 1970 年代から 1990 年代にかけて、大規模再開発を前提とした都市部を中心に地域冷暖房システムが多数導入されたが、2000 年代に入ると、大規模再開発できるエリアの減少に比例し、地域冷暖房システムの導入数（熱販売量）[5]も図 1.2 のように減少した。

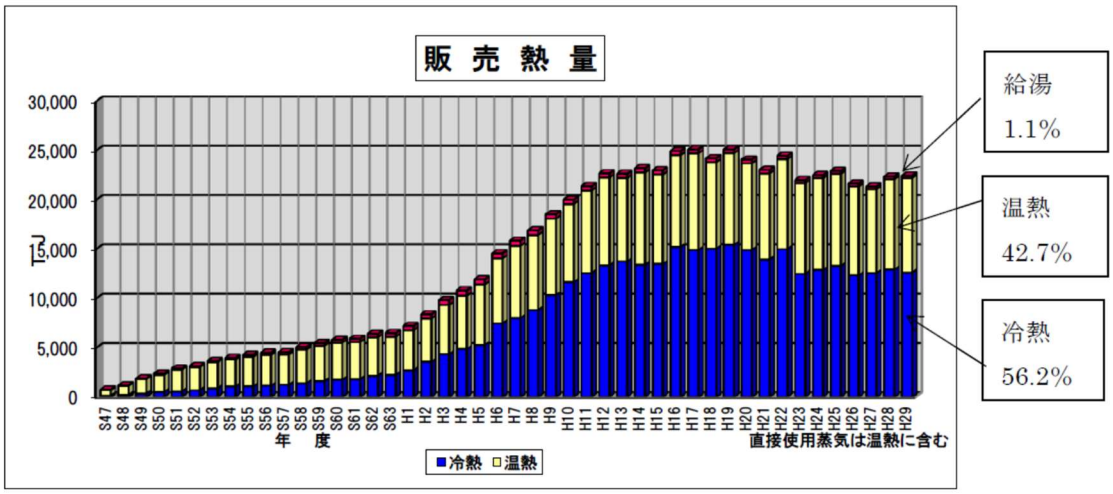


図 1.2　地域冷暖房システムの販売熱量推移

一方、2010 年代に入ると、2011 年 3 月 11 日に発生した東日本大震災を起因とした防災意識の高まり、2015 年に合意されたパリ協定批准に向けた再生可能エネルギーの積極的な活用、PC およびインターネット等の普及で発達した ICT（情報通信技術）の容易な活用などエネルギー業界を取り巻く環境は、大きく変化し始めた。これらの環境変化に対応する形で地域冷暖房システムも進化し、次世代地域冷暖房システムもしくはスマートエネルギーネットワーク化した地域冷暖房システムなどと呼ばれる形態が誕生した。図 1.3 にその概念図を示す。

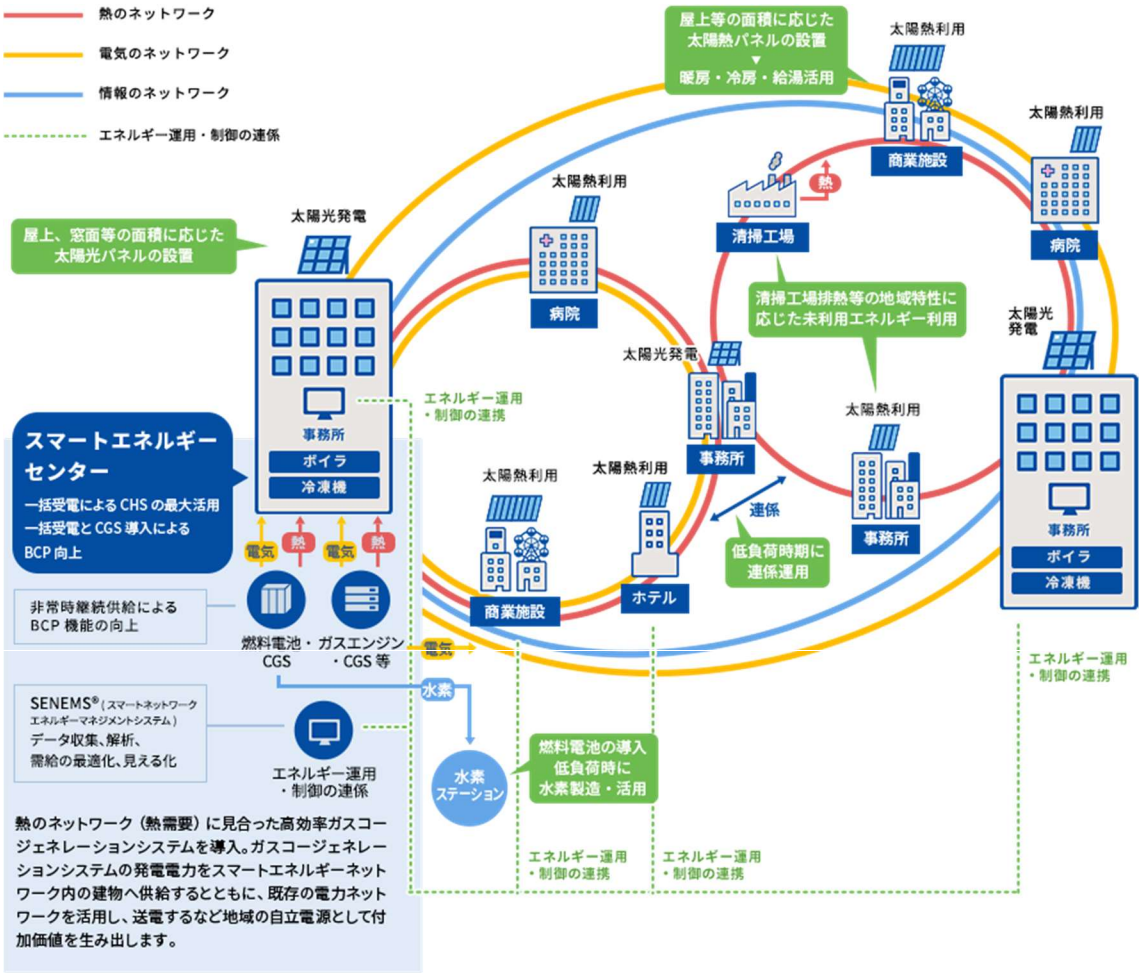


図 1.3　次世代地域冷暖房システムの概念図[6]

日本で初めてスマートエネルギーネットワーク化した地域冷暖房システムに導入した田町駅東口北地区の事例[7]のように、表 1.1 のメリットに加え、表 1.2 に示す環境変化に対応した新たなメリットを包含している。

表 1.2　進化した地域冷暖房システムのメリット

メリット	メリット創出の例
更なる 省エネルギー	・ICT の活用 供給：熱・電気負荷予測に基づく機器の最適運転計画と制御など 搬送：需給連携制御による搬送動力の低減など 需要：供給側からの空調機発停／温度設定の制御
新たな 付加価値の創出	・省力化 （ICT による熱源機の高度な制御自動化に伴う無人運転など） ・快適性確保（快適性と省エネを両立する空調機温度制御など）
創エネルギー	・再生可能エネルギーの活用（太陽光発電、太陽熱、風力発電など）
非常時への対応	・分散型熱併給発電（コージェネレーションシステム）の活用 （広域停電時における熱・電気供給の継続） ・大規模備蓄水槽の採用（断水時における熱・電気供給の継続） ・事業継続計画（BCP）への貢献
持続可能性	・地域冷暖房システム間の連携（中規模再開発への適用） ・エリア全体での省エネ／防災機能維持を目的とした組織の運営

特に ICT の活用により、熱と電気と情報のネットワークを構築することで、これまで困難であったエネルギーの供給側と需要側の情報連携が容易になったことで、更なる省エネルギーの実現だけでなく、地域冷暖房システム間の連携も容易になった。そのため、地域冷暖房システム間の連携を将来構想においた中規模再開発での地域冷暖房システムの導入や既設地域冷暖房システムのリプレースを転機とした供給エリアの拡大等が増加し、2010 年代以降は地域冷暖房システムの導入数もしくは供給エリア面積が増えつつある[(7)(8)(9)]。

（3）地域冷暖房システムの問題点

メリットの多い地域冷暖房システムであるが、問題点もある。主な項目として、イニシャルコストが高くなる可能性があること、搬送動力が大きくなることである。

まず、地域冷暖房システムのイニシャルコストが高くなる主な原因は、熱供給能力に見合う需要負荷となるまでの時間が長く、先行投資分の金利が高いことである。2000 年代以前の旧来の地域冷暖房システムでは、計画段階で大きな供給エリアを設定し、その規模に応じた熱導管などの先行投資を行う。しかし、開業当初から最終規模（全建物が開業）ではなく、大規模な地域冷暖房システムであれば数十年の期間をかけ最終規模になるため、開業当初に近い程、先行投資分の金利（および元本の一部）を支払う収入が少なく、金利の負担が大きくなる。場合によっては、建物が想定より建設されず、最終規模が熱供給能力に比較し熱需要負荷が小さくなるケースも存在した。しかし、2000 年代以降の地域冷暖房システムでは過去の教訓を生かし、建物を先に誘致し、それらの建物（熱負荷）に見合った熱供給能力の地域冷暖房システムを導入し、可能ならそれらの地域冷暖房システム間を連携することで、イニシャルコストが高くなる可能性を小さくする取組み[8][10]が増えており、問題点の解決を図っている。

次に、地域冷暖房システムから各建物へ熱媒を送る冷温水搬送ポンプ（以下、搬送ポンプ）の供給熱量あたりの消費電力（搬送動力）は、個別熱源方式と比較した場合、熱供給側と熱需要側の距離が離れているため、同条件においては大きくなる。そのため、搬送動力の低減は重要であり、搬送ポンプの高効率（トップランナー）仕様の採用や無駄のない最適能力でのポンプ選定などに配慮しているので、搬送ポンプの定格能力付近では最適（ポンプ流量と揚程が設計値に近い）である。これは、搬送ポンプの定格能力は対になる熱源機の定格供給能力によって決定されるが、この定格点で最も搬送ポンプの各種効率が最適になるよう設計されるためである。一方、熱源機（搬送ポンプ）が部分負荷運転を行う条件下では、搬送動力は大きくなる。この原因は、異常に小さな負荷で運転するなど搬送ポンプの各種効率が悪いところで運転していることが主因ではなく、熱源機の部分負荷運転中のポンプの流量と揚程が部分負荷における最適値から乖離していること主因であり、その改善（搬送動力低減）に関する様々な研究がなされている。

１．２　従来の研究

（１）インバータ駆動でない搬送ポンプにおける搬送動力低減の研究

地域冷暖房システムにおける搬送動力低減の研究は、1990 年代以前では一般的であったインバータ駆動ではない搬送ポンプに関する研究が多くあった。当時はインバータ駆動でない搬送ポンプしかなかったため、熱供給事業法により熱供給の順守すべき項目を記載した熱供給規程には建物側の熱負荷の増減によらず供給差圧（熱供給側の送り出し点である熱導管始点での入口圧力と出口圧力の差）をほぼ一定で運用するとの記載があり、搬送ポンプは定差圧一定制御することが前提となっていた。

江種律子・下田吉之他が 1994 年に発表した「地域熱搬送システムの評価と最適化に関する研究」(11)では、筆者は、搬送ポンプを定差圧一定制御を前提とした場合、搬送ポンプを供給側のポンプと各建物側のブースターポンプに分割し、各ポンプの能力の最適化計算を実施し、各建物に最適な能力のブースターポンプを設置することで搬送動力の低減が図れることを述べている。つまり、インバータ駆動でない搬送ポンプの場合は、搬送ポンプの最適分割が重要であり、その検証が当時の設計基準においては重要で、実際多くの地域冷暖房システムを導入した建物（特に超高層ビル）では、ブースターポンプの設置（搬送ポンプの分割）が一般的であった。

また、柴田米三・渡辺健一郎他が 1994 年に発表した「二次側冷水・温水の往還り温度差確保に関する研究」(12)では、地域熱搬送システムを採用した熱需要側（二次側）建物の冷温水温度差が設計値より小さくなる原因について複数の物件調査を実施しているが、筆者は、熱需要側設備（空調機やファンコイルユニットなど）内部の熱交換器が設計条件外（想定外）で利用されていること、および流量制御の不備（冷温水還り温度補償の不採用や調整不足等）などが原因と述べている。1990 年代は、熱需要側設備のポンプもインバータでなかったため、熱需要側で温度差をとることが難しかった。そのため、当時の熱供給側は熱需要側（各建物）が冷温水の温度差がとれない可能性があることを配慮し、熱源機（搬送ポンプ）の増段により（熱量が不足しなくでも）流量不足を回避する運用が一般的であった。そのため、定差圧一定制御での搬送ポンプの搬送動力低減において、搬送制御の改善や制御パラメータの調整などによる効果は限定的であった。

（2）インバータ駆動搬送ポンプにおける搬送動力低減に関する研究

2000 年代に入ると半導体の技術革新や普及に伴いインバータの値段が徐々に下がり、インバータ駆動搬送ポンプが普及し始めた。これに連動する形で、インバータ駆動搬送ポンプや二次側ポンプを活用した搬送動力低減の研究が増加していった。

１．１節で述べたように、2000 年代は地域冷暖房システムの導入数が少なかったため、地域冷暖房システムに関連した搬送動力低減の研究は、インバータ駆動でない搬送ポンプが前提である既存の地域冷暖房システムにおける研究が主であったが、未来を見据えインバータ駆動搬送ポンプ（変流量制御）を扱った研究も少ないが存在した。

例えば、萩原利昌・塩出勝らが 2004 年に発表した「地域冷暖房施設の搬送動力削減方策」(13)では、既存の地域冷暖房システムにおいて、既存の搬送ポンプをインバータ駆動搬送ポンプに変更した場合の搬送動力削減効果について述べている。筆者は、検討した実物件において、搬送ポンプをすべてインバータ化することで定差圧変流量制御が導入でき搬送動力が 12%低減（変流量の効果）できることを述べている。加えて、熱供給規程の制約があり困難であるが、変差圧が実現できるなら、供給差圧を 0.08MPa 減少させるだけで搬送動力を更に 33%（変差圧の効果）削減できると述べている。

2000 年代当時は、電気事業の部分自由化はあったものの、熱供給事業での法的規制は強く、熱供給規程における供給圧力を変差圧できるように緩和することは熱供給事業者にとって安定供給（供給温度）の担保の観点から非常に難しかった。加えて、搬送ポンプ（および熱源機）の更新はマシンハッチ開放など搬出入費が高額であることが多いため、既存の地域冷暖房システムにおいて、省エネルギー効果だけで搬送ポンプ（および熱源機）を更新するには費用対効果が合わず、搬送ポンプ（および熱源機）を適切な更新時期まで利用することが一般的であることも加わり、地域冷暖房システムに関連したインバータ駆動搬送ポンプにおける搬送動力低減に関する研究は少なかったと推測する。

一方、個別熱源方式においては、新設の中高層ビルを中心にインバータ駆動搬送ポンプや二次側ポンプの導入が増加したため、インバータ駆動搬送ポンプや二次側ポンプを活用した搬送動力低減の研究が多数登場した。

岡崎徳臣・水谷国男らが 2010 年～2011 年に発表した「熱源システムのモデリングによるポンプ可変速制御方法に関する研究」(14)(15)では、個別熱源方式の建物においてインバータ駆動搬送ポンプが部分導入されていることに着目し、すべてがインバータ駆動搬送ポンプの場合だけでなく、インバータ駆動搬送ポンプとインバータ駆動搬送でないポンプが混

在している場合を含め、（地域冷暖房システムの供給差圧に相当する）冷温水ヘッダー間差圧可変制御を実現可能なロジック（P-Q 特性（ポンプ流量とヘッダー間差圧の関係）によるフィードフォーワード制御など）を提唱し、実証試験および省エネルギー評価を行っている。実際本ロジックを導入した実物件は、個別熱源方式の建物だけでなく、2010 年代には地域冷暖房システムにも導入され、搬送動力の低減に寄与している。

また、竹迫利昌・安田健一らが 2004 年～2006 年に発表した「制御弁監視による冷温水ポンプ揚程最適化 VWV 制御の実測結果」(16)(17)(18)では、インバータ駆動二次側ポンプの活用に着目し、二次側設備（空調機）内の制御弁の開度等を入力として、時々刻々変化する空調機の冷温水供給圧力の過不足を演算し、適正圧力になるよう二次側ポンプを制御するロジック(VWV-VM 制御)を提唱し、実物件において導入して省エネルギー評価を行っている。個別熱源方式の建物は、熱搬送の観点で見ると、熱供給側と熱需要家が一対一かつ搬送配管長が短い地域冷暖房システムと見なすことができる。個別熱源方式の建物における二次側ポンプを地域冷暖房システムにおける搬送ポンプに置き換えると、竹迫利昌らが提案した VWV-VM 制御は、地域冷暖房システムへ応用することが可能であることがわかる。しかし、2000 年代当時の ICT 技術の普及は進展しておらず、熱供給側（搬送ポンプ）と熱需要側（空調機内の制御弁開度等の情報）を連携することは高コストになるため実現が難しい実態があった。

（3）次世代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

2010 年代からは、1．1（2）節で説明した ICT の進展等によって登場した次世代地域冷暖房システムの導入件数が増加したことに加え、2016 年に熱供給事業法の改正（自由化）により、これまで困難であった熱供給規程の供給差圧や供給温度の条件緩和（変差圧の採用）が容易になったことも後押しし、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増加した。

藤井研一・野部達夫らが 2016 年に発表した「地域冷暖房の負荷実態に基づく省エネルギー手法に関する研究（その３）」[19]では、既存の地域冷暖房システムを進化させ、前節で述べた竹迫利昌らが提案した VWV-VM 制御を地域冷暖房システムへ導入することで、定差圧定流量制御の場合と比較し、冷水搬送ポンプで 80.9%、温水搬送ポンプで 77.9%の搬送動力削減できたことを述べている。ただし、熱供給規程に定める供給差圧の制約があるため限定期間での結果であったが、熱供給事業法の改正に伴う供給差圧の条件の緩和により、更なる搬送動力低減が図れる可能性を示唆している。

笹嶋賢一・國友理（著者）らが 2012 年、2015 年、2016 年に発表した「スマートエネルギーネットワークによる省 CO_2 まちづくり（第２報、第６報、第１１報）」[20][21][22]では、新設の地域冷暖房システム（前節で登場した田町駅東口北地区）において、熱需要側の二次側情報（流量・差圧・弁開度など）を熱供給側の搬送ポンプの制御に利用する需給連携制御の実現により、最適最低圧送水制御（最低差圧を前提とした変差圧変流量制御）を導入することで、定差圧定流量制御の場合と比較し、一年間において冷水搬送ポンプで 87.4%、温水搬送ポンプで 93.8%の搬送動力削減ができたことを述べている。田町駅東口北地区の運用開始は熱供給事業法の改正前であったが、供給エリア全体の省エネルギーを掲げたコンセプトであったことから、熱供給事業の自由化を睨み、計画段階から管轄省庁（経済産業省）と協議することで熱供給規程に定める供給差圧や供給温度の制約を緩和し、運用開始当初から最適最低圧送水制御による大きな省エネルギーを実現した。

また、佐藤文秋・野部達夫らが 2018 年に発表した「最小差圧変流量制御による搬送効率向上に関する研究」[23]では、最小差圧変流量制御（最低差圧を前提とした変差圧変流量制御）と実績のある様々な制御との比較を行い、例えば定差圧（変流量）制御と比較し 55%の搬送動力削減できることを述べている。また、最小差圧変流量制御において二次側ポンプ流量下限の違いがその電力量へ及ぼす影響、同制御を有効に機能させるために必要な制御入力や設定調整の考え方を述べている。

上記で説明した搬送動力低減の実現には、前提として、技術的な要素と運用的な要素の両方が必要だが、そのうち技術的な要素としては、大きく２つの要素がある。

一つ目の要素は熱供給側と熱需要側を熱交換器で縁切りすることである。熱供給側と熱需要側双方の搬送ポンプの省エネルギー制御を容易にするため、2010 年代の新設（次世代）地域冷暖房システム（の設計）では標準化されつつある。

二つ目の要素は熱需要側の冷温水温度差を常時確保することである。前節で説明した VWV-VM 制御の熱需要側や佐藤慶大らが「流量計測制御機能付制御弁による空調機エネルギー性能の見える化」[24]で提案している流量計測制御機能付制御弁を用いた VWV（変流量）制御、もしくは冷温水還り温度補償制御などの実績を伴う制御を導入することで実現できる。2010 年代の新設（次世代）地域冷暖房システムでは、設計段階からこれらの制御を採用することで、かつて問題であった熱需要側の冷温水温度差がとれない問題は解決できる。

（4）その他の関連する研究

次世代地域冷暖房システムでは、ICT の活用等により、地域冷暖房システム間を連携することが容易になったので、連携した場合の熱源機の最適運用計画（効率の高い熱源機を極力運転など）による燃料減と熱導管からの放熱ロス等を考慮して地域冷暖房システム全体で省エネルギーとなるかを検証する研究が行われているが、一部搬送動力に主眼を置いて検証する研究も出始めている。

髙田修・佐藤文秋らが 2013 年に発表した「地域冷暖房プラントの冷水連携による高効率システムの構築」[25]では、２つの地域冷暖房システムを連携した実物件において、冷水の双方向融通を行う場合に熱融通方向により圧力分布が異なることを考慮した供給差圧の設定の在り方を述べている。

また、川崎裕太・赤司泰義らが 2016 年に発表した「地域冷暖房プラントにおける効率的な熱融通制御に関する研究（その４）」[26]では、２つの地域冷暖房システムを連携し熱融通するモデルを構築し、熱融通量の大小により、各地域冷暖房システムの供給差圧を一定差圧制御から推定末端差圧制御（流量毎にあらかじめ決定した差圧になるよう制御）に変更した場合、どの程度搬送動力が低減されるか述べている。

2010 年代の新設（次世代）地域冷暖房システムでは、１．１節で述べた地域冷暖房システムの問題点の一つであるイニシャルコストを適正化するため、計画通りの熱負荷が見込めるコンパクトな地域冷暖房システムを構築し、その後地域冷暖房システム間を連携する実物件が増えており、今後、地域冷暖房システムを連携した条件下での搬送システム制御や搬送動力低減に関する研究成果は、地域冷暖房システムの設計や制御調整などにおいて重要になると考えられる。

１．３　地域冷暖房システムにおける搬送システム制御の概要

（１）一般的な搬送システム制御（定差圧変流量制御）

地域冷暖房システムが日本に初めて導入された 1970 年代は、搬送ポンプはインバータ駆動でなかったため定流量であり、加えて熱需要側（熱需要家）が確実に冷暖房を受けられるよう熱搬送のための供給差圧は定差圧とし、搬送システム制御は定差圧定流量制御が一般的であった。このため、熱供給事業法にて届出を義務付けられている熱供給規程では供給差圧は一定差圧を前提として記載することが標準であった。なお、定流量制御のため、熱需要家が必要とする熱負荷（冷温水流量）が少ない場合は、熱供給側で冷温水をバイパスして制御するので、熱供給側の冷温水流量の増減は熱源機の増減段のみでしか実現できなかった。2000 年代に入り、インバータ駆動搬送ポンプが安価になったことで、地域冷暖房システムでも採用されるようになり、変差圧かつ変流量の制御も技術的には可能であったが、法的規制から熱供給規程の変更は容易ではなかったので、搬送システムは定差圧変流量制御となるケースが増えてきた。2016 年には熱供給事業法の改正（自由化）で熱供給規程の変更が容易となったが、上記の歴史的な経緯および実績（経験）を活かした安定供給（供給温度の安定）の観点から、2010 年代においても新設の地域冷暖房システムの搬送システム制御は「定差圧変流量制御」が主流である。

また、1990 年代以前は、搬送ポンプの熱供給側が製造した熱を直接熱需要側へ搬送するブリードイン方式が多く採用されていた。これは、熱供給側の搬送ポンプがインバータ駆動でなかったため、熱供給側の無駄な冷温水バイパスを極力なくす観点から、搬送ポンプのもつ余剰揚程を熱需要家でも利用し、超高層ビルなど揚程不足が発生する熱需要家のみでブースターポンプを設置することが熱供給エリア全体で見た場合、最も省エネルギーであったためと考える。ブリードイン方式は揚程不足が熱供給支障（供給温度低下）に直結するため、供給差圧設定は熱の安定供給の上で重要である。一方、省エネルギーの観点では、一定である供給差圧設定を年間もしくはシーズンで下げることが求められる。しかし、搬送ポンプが担うべき揚程の範囲が熱供給側の設備（熱供給プラントおよび熱導管）を超えて熱需要家にも及んでいるため、一定である差圧設定値の変更には、熱供給エリア全体の圧力分布図など多数の情報と技術知見が必要なことから、差圧設定値の変更は、竣工当初を除くと一般的には難しい実態があった。

2000 年代以降は、インバータ駆動搬送ポンプを利用した変流量制御により熱供給側の冷

温水バイパスを防ぐことが可能になった。そのため、特に新設地域冷暖房システムでは熱供給側と熱需要家の取合点である熱受入設備に熱交換器を導入し、熱供給側（熱交換器一次側）と熱需要家（熱交換器二次側）を圧力的に縁切りし、揚程不足による熱供給支障の回避、および熱供給側と熱需要家が独立しても供給／建物内差圧を最適化できる間接熱交換器方式の採用が増えており、主流となりつつある。

図 1.4 に一般的な地域冷暖房システムで採用される定差圧変流量制御の概念図を示す。複数ある熱需要家は、建物側設備（空調機や FCU など）にて冷暖房に必要な冷温水が過不足なく流れるよう、熱交換器の建物側（二次側）ポンプや二次側流量調整弁の流量制御を行う。これらの流量制御に連動させ、熱需要家は熱交換器の二次側出口温度が目標値となるよう熱交換器の熱供給側（一次側）調整弁（TCV）を制御する。熱供給側では、TCV 開度を見ず熱需要家とは独立して、供給差圧が一定となるよう搬送ポンプ（一次ポンプ）の流量と揚程を制御する。

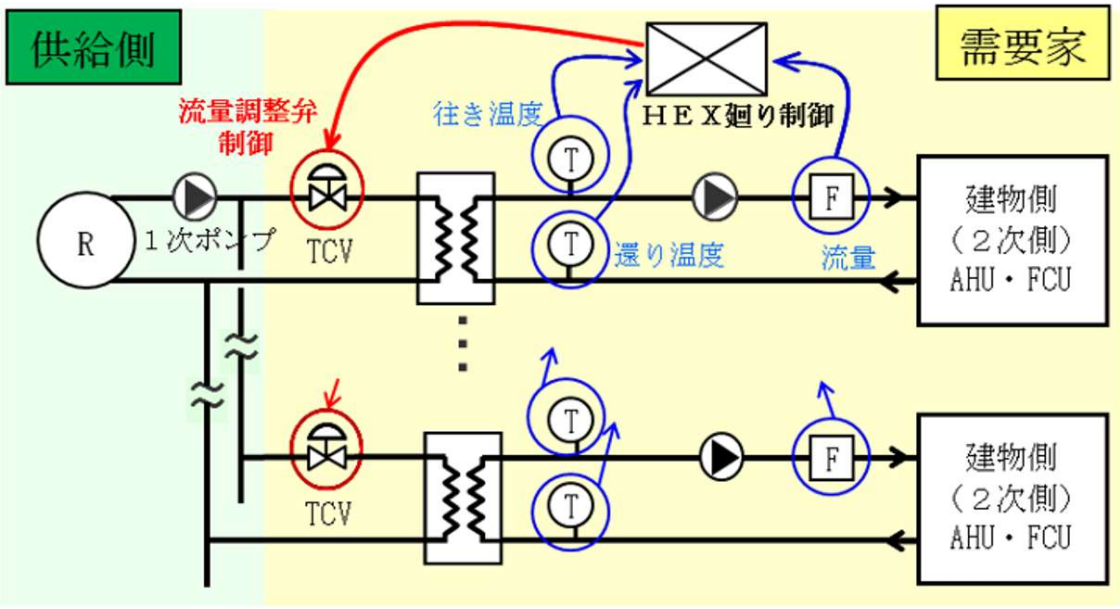


図 1.4　定差圧変流量制御の概念図

省エネルギーの観点では、供給差圧を小さくすることで、各需要家が制御しているTCVの開度をできるだけ大きくすることが望ましい。最も省エネルギーになるのは、全需要家の熱交換器二次側入出温度差が一定で適切であると仮定すると、

①最初に熱供給側が必要流量を確保できなくなる熱需要家（以下、最遠端の熱需要家）のTCVが全開

②二次側全流量に対する各熱交換器二次側流量比率と一次側全流量（搬送ポンプ流量）に対する各熱交換器一次側流量比率が同じとなるTCV開度

※すべての熱交換器の一次側入口温度と二次側出口温度の温度差が小さい場合は、熱交換器毎の一次側と二次側の流量が同量

の条件が成立したときである。しかし、熱供給側はTCVの開度を制御・監視していないので、搬送ポンプの制御に活かせず、①は熱供給側で検知できない。また、TCVは、熱需要家毎に別々に開度制御していることに加え、TCV開度は流量を制御に用いておらず熱交換器二次側出口温度のみで制御しているので、②も成立が難しい。よって、実物件では、全熱需要家で流量の不均衡（需要家により流量が不足したり可流量）や熱交換器二次側出口温度の設定値逸脱が生じないよう、供給差圧を大きく設定する必要があり、結果として無駄な搬送動力が発生してしまう。

（2）需給連携制御を導入した搬送システム制御（変差圧変流量制御）

ICT の活用等により 2010 年代以降に登場した次世代地域冷暖房システムでは、熱供給側と複数ある熱需要家の情報ネットワークの構築が容易となり、熱供給側と熱需要家で情報を双方向で利用することで「需給連携制御」が可能となった。

図 1.5 に次世代地域冷暖房システムで採用される需給連携制御（変差圧変流量制御）の概念図を示す。複数ある熱需要家が、建物側設備（空調機や FCU など）にて冷暖房に必要な冷温水が過不足なく流れるよう、熱交換器の建物側（二次側）ポンプや二次側流量調整弁の流量制御を行うところまでは、定差圧変流量制御と同じであるが、各熱需要家の TCV と一次ポンプ（搬送ポンプ）を熱需要家の情報を活用し熱供給側で制御することにより、定差圧変流量制御では実現できなかった

①最初に熱供給側が必要流量を確保できなくなる熱需要家（以下、最遠端の熱需要家）の TCV を全開

②二次側全流量に対する各熱交換器二次側流量比率と一次側全流量（搬送ポンプ流量）に対する各熱交換器一次側流量比率が同じとなる TCV 開度

※すべての熱交換器の一次側入口温度と二次側出口温度の温度差が小さい場合は、熱交換器毎の一次側と二次側の流量が同量

が実現可能となる。

具体的には、全熱需要家の二次側流量と熱交換器二次側入出温度の情報を用いて、最遠端の熱需要家を特定し、最遠端の熱需要家の TCV 開度を全開にすることで①が実現できる。また、定差圧変流量制御では、各熱需要家が実施していた TCV 開度制御を熱供給側で実施し、熱交換器二次側出口温度だけでなく、二次側全流量に対する各熱交換器二次側流量比率も考慮した TCV 開度制御および搬送ポンプ制御とすることで、②も実現できる。よって、需給連携制御（変差圧変流量制御）により、無駄のない冷温水搬送が可能となり、一般的な地域冷暖房システムと比較し、搬送動力の大幅な低減が可能となる。

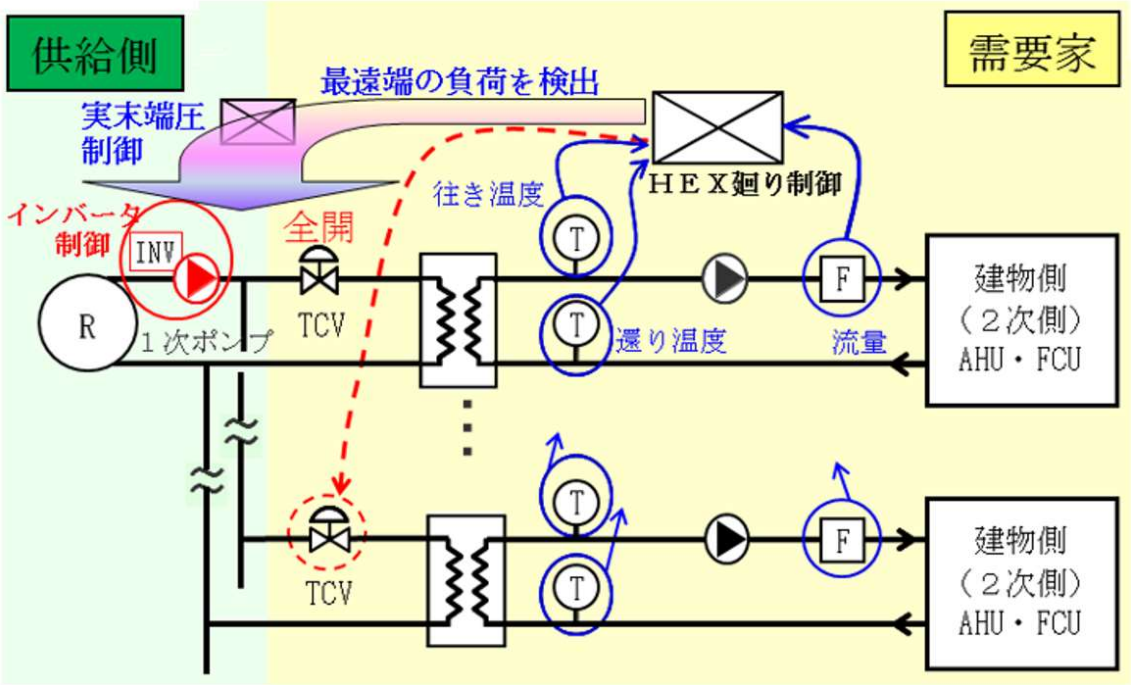


図 1.5　需給連携制御（変差圧変流量制御）の概念図

１．４　本研究の目的と概要

（１）需給連携制御実現のための運用面の課題

地域冷暖房システムにおける省エネルギー（搬送動力低減）において、本研究で採用した需給連携制御のような優れた搬送システム制御を導入することは重要であるが、優れた搬送システム制御を導入しただけでは当初想定した大きな搬送動力低減が図れる訳ではなく、優れた搬送システム制御を適切に運用（以下、最適運用）することで、当初想定した搬送動力の低減が図ることができる。この最適運用を行うためには、

Plan　　運用やパラメータに関する計画立案（場合により設計検討）

Do　　計画に基づいた運用

Check　　運用が省エネルギーであるかの比較および評価

Action　　改善点の洗い出し　→　Plan（計画立案）へ再移行

を一般的には大きな変化（竣工時、熱需要家数の増減、設備の更新など）が生じるたびにPDCAを継続的に実行すること（以下、サステナブル運用）が必要である。

このサステナブル運用は、地域冷暖房システムの事業者（運用管理者）や設計者などが実務を担うが、実物件毎に特徴が異なり、かつ季節やイベント等により複雑かつ大きく揺れ動く熱負荷に対応した検討であることから、特に竣工直後のPDCAにおいては実物件毎に様々な試行錯誤を繰り返し、そこから得た多くの経験およびそれから生まれる勘などから得られる数値化されていない知識（以下、暗黙知[27]と呼ぶ）を利用して決定される。サステナブル運用は実物件毎に異なるため、成功した他者の実物件のサステナブル運用の結果やサステナブル運用のやり方を自分の実物件にそのまま適用することは難しく、実物件毎にサステナブル運用するが、最適な結果を得るには、暗黙知を持つ個人や組織に委ねるか、暗黙知を得るまで多くの時間をかける必要がある。特に、需給連携制御を導入した地域冷暖房システムのような高度かつ実績数が少ない場合、暗黙知を持つ者は少なく、サステナブル運用に必要な時間は長くかかる。

一方、日本はパリ協定に基づき、2050年度までに2013年度比で80%のCO_2削減を目指しており、日本全体で省エネルギー（搬送動力低減）を図る必要がある。この実現のためには、地域冷暖房システムの搬送動力低減においては、需給連携制御のような大きな省エネルギーを実現する機能を有した搬送システムの導入が必要と考えるが、同様に搬送システムを有効に活用するために必要なサステナブル運用を多くの人や組織が容易かつ短時

間が実現できるよう、プロセスの標準化が重要である。プロセスの標準化の第一歩は、暗黙知の中にあるサステナブル運用の結果を導きだす必要性を表す根拠の共有化である。根拠の共有化を起点にサステナブル運用プロセスの標準化が進み、明確な文章、数式、図表などで表現すること（以下、形式知[27]と呼ぶ）ができれば、AI などを活用することで人を介在しない自動サステナブル運用を実現することも可能になる。実際、次世代地域冷暖房システムでは、熱源機の最適運転計画および運転に関し、オペレータの暗黙知を形式知にまで発展させ、無人での最適な熱源機運転計画と運転を実現している実例[28]もあり、搬送システムにおいても実現は十分可能と考える。

（2）本研究の目的

日本における地域冷暖房システムは、2020 年で供給開始から 50 年の長い歴史を持つ。従来の研究の調査結果から、1970 年代～1990 年代までのインバータ駆動でない搬送ポンプを前提とした地域冷暖房システムの搬送動力低減に関する論文は多数あるが、2000 年代以降のインバータ駆動搬送ポンプを活用した地域冷暖房システムの搬送動力低減に関する研究は、地域冷暖房システムの導入数が少なった時期と重なったため非常に少ない。しかし、2010 年代からエネルギー業界の環境変化に対応する形で誕生した次世代地域冷暖房システムが増えつつあり、特に、ICT 活用により熱供給側と熱需要家の情報ネットワーク構築することで実現できる需給連携制御を前提とした次世代地域冷暖房システムおよびそのシステム間の連携における搬送動力低減に関する研究成果は、２つの基軸

・設計　搬送システムの構築

・運用　前項で述べたサステナブル運用により最適な結果を導くプロセス標準化

などの実務においてニーズが高まることが予想される。

一方、地域冷暖房システムの研究を搬送動力以外まで含めて俯瞰すると、1970 年代～1990 年代までは、省エネルギーもしくは省コストを実現する大きな要素が大規模集中熱源の最適化であったため、搬送動力に関する研究は、大きな省エネルギー効果を実現した実物件の構成・制御システム・省エネルギー実績と紹介（ケーススタディ）にとどまることが多く、地域冷暖房間の連携など搬送動力が重要な要素となった 2010 年代においてもケーススタディにとどまる研究が多い。

そこで、需給連携制御を導入した地域冷暖房システムが、理想的な搬送動力低減を実現するためにはどのような制約があり、その制約は搬送動力へどの程度影響を及ぼすのかを可能な限り一般的に検証することを目的として本研究を行なった。

（3）本研究の概要

本論文は、8章から構成されており、以下その各々の目的と概要について述べる。

第1章「緒論」では、本研究の背景および従来の研究を述べたうえで、搬送システム制御に関し、一般的な地域冷暖房システムと比較し需給連携制御を導入した地域冷暖房システムはどのような特徴があるのかについて概要を説明するとともに、本研究の目的と概要を述べている。

第2章「シミュレーションモデルの構築」では、第3章から第7章の検証で使用するシミュレーションモデルの説明、およびそのモデルの妥当性について述べている。

第3章「熱負荷変動速度の熱源機の負荷追従速度に対する相対値を用いた検証」では、熱供給側と熱需要家が一対一の場合において、新たに定義する熱負荷変動速度の熱源機の負荷追従速度に対する相対値に応じ、搬送動力や供給安定性（供給温度）がどのような基礎特性（3つの領域分け）となるかを論じている。また、3つ領域が実負荷ではどのような出現頻度となるかを検証している。

第4章「配管長が供給温度および搬送動力に与える影響に関する検証」では、熱供給配管を長くすると制御遅れ等により生じる熱源機出口の熱媒体温度の乱れが混合し、熱需要家への供給温度が目標を逸脱しない領域が現れることに着目し、第3章に引き続き、熱供給側と熱需要家が一対一の場合において、配管長の長さにより搬送動力や供給安定性（供給温度）がどのような特性となるかを論じている。

第5章「熱需要家が複数の場合の基礎理論」では、第3章～第4章で述べた熱供給側と熱需要家が一対一の特性を一対多に拡大させた場合の理想的な制御の在り方、理想条件における搬送動力の演算、および実負荷に適用できる基礎概念について説明している。

第6章「搬送動力低減に対する各種制約の検証」では、第5章で説明した理想条件と実物件との差異（制約）に注目し、需給連携制御を導入した地域冷暖房システム（熱供給側

と熱需要家が一対多）において、その制約毎に搬送動力へどのような影響を及ぼすのか検証している。また、一般的な搬送システム制御を導入した地域冷暖房システム（定差圧変流量制御）と需給連携制御を導入した地域冷暖房システム（変差圧変流量制御）との比較を行い、需給連携制御を導入することにより搬送動力がどの程度低減され、制約が制御の違いにどのような影響を及ぼすのか検証している。

第７章「熱需要家が複数の場合のポンプ揚程および搬送動力推定手法の提案」では、第５章で説明した基礎概念を応用し、需要家毎の熱負荷の積算値を入力として、任意のポンプ揚程および搬送動力を簡易に推定できる手法を提案し、妥当性検証、需要家数を増やす場合の条件および活用する場合の留意点を述べている。加えて、提案手法を実熱負荷へ適用した場合の妥当性検証を通じ、推定手法を活用する場合の留意点を述べている。

第８章「結論」では、各章の結論が総括して述べている。

第２章
シミュレーションモデルの構築

第　２　章

２．１　緒言

本研究では、実物件の模擬も可能なシミュレーションモデルを使用して検証する。需給連携制御を導入した地域冷暖房システムが、理想的な搬送動力低減を実現するためにはどのような制約があり、その制約は搬送動力へどの程度影響を及ぼすのかを可能な限り一般的に検証することを目的としているので、基礎特性の評価を行う第３章～第４章では、熱供給側と熱需要家が一対一のシミュレーションモデルを使用する。基礎特性を拡大させ地域冷暖房システムとしての特性の評価を行う第５章～第７章では、供給側と需要側が一対二のシミュレーションモデルを使用する。加えて、第６章では、一般的な搬送システム制御（定差圧変流量制御）を導入した地域冷暖房システムと需給連携制御（変差圧変流量制御）を導入した地域冷暖房システムを比較するため、定差圧変流量制御のシミュレーションモデルも使用する。

上記シミュレーションモデルの妥当性評価のため、実物件である田町駅東口北地区をモデルで再現できるか確認する。加えて、要素モデルである配管モデルについて、配管長が長い場合に冷温水温度の乱れが混合（ミキシング）するが、その特性が妥当かを CFD 解析と比較し、確認する。

２．２　シミュレーションモデル

２．２．１　シミュレーションモデル

需給連携制御（変差圧変流量制御）による理想的な搬送動力低減を定量的かつ一般的に検討するため、地域冷暖房システムを数値的に模擬する以下の３つのシミュレーションモデルを構築した。各モデルを使用する章について、表 2.1 に示す。

・モデル１　熱供給側と熱需要家が一対一の需給連携制御（変差圧変流量制御）のモデル
・モデル２　熱供給側と熱需要家が一対二の需給連携制御（変差圧変流量制御）のモデル
・モデル３　熱供給側と熱需要家が一対二の一般的な制御（定差圧変流量制御）のモデル

表 2.1　各モデルと各章の関係

	第３章	第４章	第５章	第６章	第７章
モデル１	○	○			
モデル２			○	○	○
モデル３				○	

３つのモデル共通の事項として、熱供給側の熱源機および搬送ポンプは 1 台とし、熱交換器は熱需要家毎に１台とする。したがって、熱源機、搬送ポンプ、熱交換器の台数制御の効果は検討しない。また、機器や配管のモデルは可能な限り単純化したが、地域冷暖房システムの評価上無視できない配管長に応じた熱媒体の到達時間（温度到達遅れ）は考慮する。次節で述べる要素モデルと組み合わせて、MATLAB®の Simulink®および　Simscape™機能[29]を用いて地域冷暖房システムの動作を模擬した。

各章で使用するモデルの違いについて、表 2.2 に示す。モデル図を図 2.1 に示す。図 2.1 では、需要家１と需要家２があるが、熱需要家が一対一の場合は需要家２だけとする。搬送システム制御、熱源機の種類および配管長の違いは、次節の中で説明する。

表 2.2　各章で使用するモデルの違い

		需要家数	搬送制御	熱源機の種類	導管長
モデル１	３章	1	変差圧変流量	4	固定
	４章				可変
モデル２	６章	2		1	可変
	７章				固定
モデル３	６章	2	定差圧変流量	1	可変

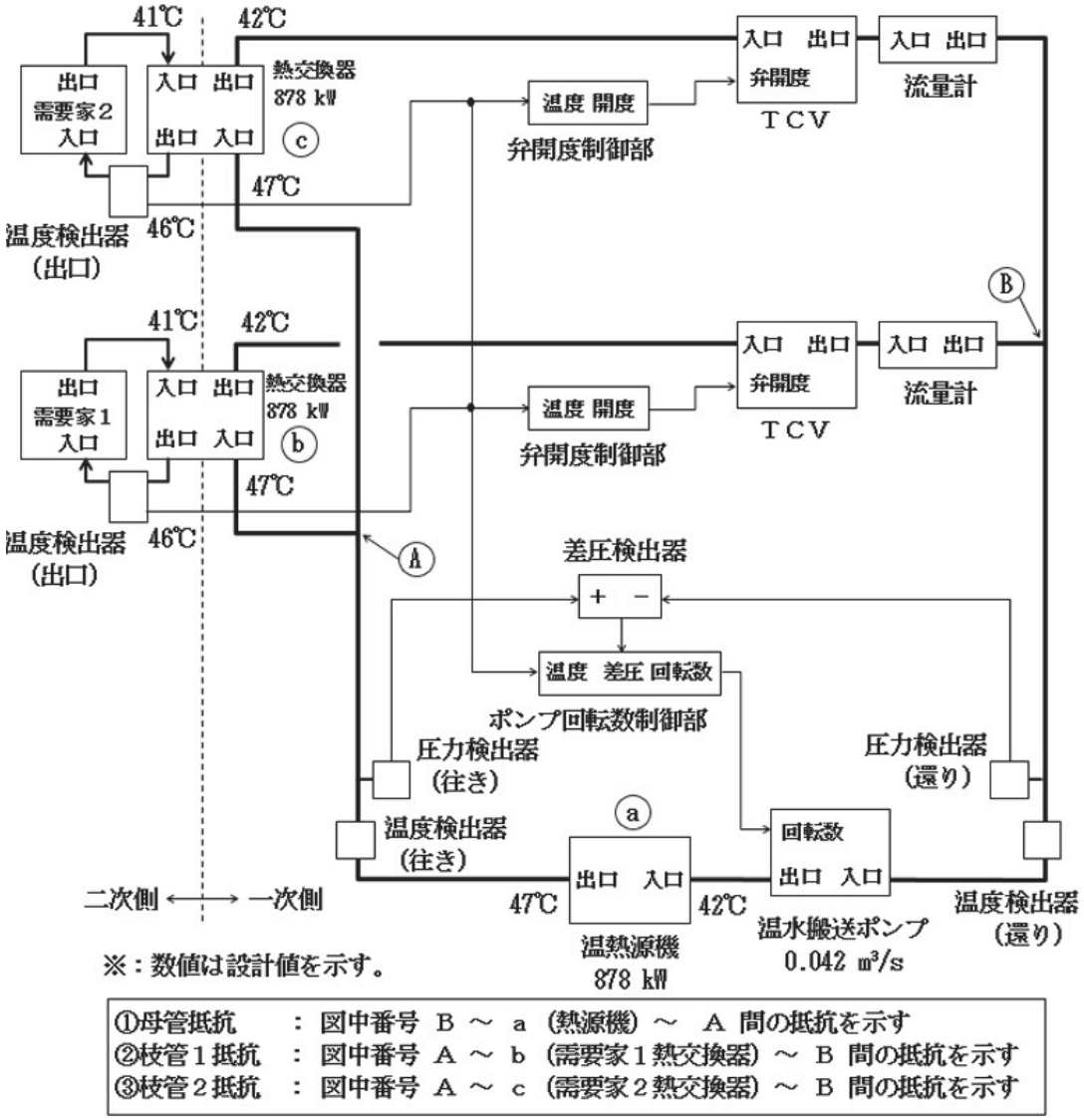


図 2.1　地域冷暖房システムを模擬したモデル図

２．２．２　要素モデル

（1）配管モデル

配管条件（配管長、配管曲がり数、口径等）については、田町駅東口北地区の既存設備の値を採用するが、配管長は可変にできるモデルである。図 2.1 に示すモデルにおいて、配管は熱需要家数 1 の場合は 8 分割、熱需要家数 2 の場合は 10 分割している。詳細を表 2.3 に示す。

表 2.3　モデル図の配管分割の考え方

系統		項目	図 2.1 での位置
熱源機	往	熱源機～供給母管合流部	a ～圧力検出器(往き)
	還	供給母管合流部～熱源機	圧力検出器(還り)～ a
母管①	往	供給母管合流部～供給母管中点	圧力検出器(還り)～Ａ
	還	供給母管中点～供給母管合流部	Ｂ～圧力検出器(往き)
母管②	往	供給母管中点～需要家建物２	Ａ～ｃの入口近傍(建物境界)
	還	需要家建物２～供給母管中点	ｃの出口近傍(建物境界)～Ｂ
枝管①	往	供給母管中点～需要家熱交換器１	Ａ～ｂ
(※)	還	需要家熱交換器１～供給母管中点	ｂ～Ａ
枝管②	往	需要家建物２～需要家熱交換器２	ｃの入口近傍(建物境界)～ｃ
	還	需要家熱交換器２～需要家建物２	ｃ～ｃの出口近傍(建物境界)

（※）枝管①は需要家数 1 の場合は存在しない

表 2.2 の導管長とは、表 2.3 における母管①と母管②の合計長であり、欄で「固定」と記載したケースは田町駅東口北地区の既存設備の値（導管長 40m＝母管①往 20m＋母管②往 20m）であり、「可変」と記載したケースは検証条件に応じ導管長を 40～1500m（母管①と母管②は導管長の半分）の範囲で変更している。

配管は分割区間毎に式(2.1)に示す配管を一つの容器とみなし、エネルギー保存式に基づく一点完全混合した際の絶対温度の経時変化を模擬した配管モデルであり、配管内での熱媒体（冷温水）の混合の程度を最も大きく見積もった際の結果を導く。このモデルによって、地域冷暖房システムを検証する上で無視できない配管長に応じた熱媒体の到達時間（温度

到達遅れ）は、ミキシングの影響を含めて考慮される。配管モデルの妥当性については、次節で説明する。また、冷温水系統では影響が小さい放熱ロスは無視した。

$$V \cdot p \cdot C_p \cdot \frac{d\theta}{dt} = \varphi_{in} + \varphi_{out} \qquad \cdots\cdots(2.1)$$

搬送動力（ポンプ揚程）の算出上需要な配管圧力損失ΔPはダルシー・ワイズバッハの式で算出し、内部係数である乱流管摩擦損失係数λはハーランドの近似式を用いる[30]。演算式を式(2.2)～(2.4)に示す。

$$Re = \frac{D}{A\nu} Q \qquad \cdots\cdots(2.2)$$

$$\lambda = \frac{1}{\left[-1.8 \log_{10}\left(\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{1}{3.7}\frac{r}{D}\right)^{1.11}\right)\right]^2} \qquad \cdots\cdots(2.3)$$

$$\Delta P = \left(\frac{8}{\pi^2}\frac{L + L_{Eq}}{D^5}\lambda \cdot \rho_d\right) Q^2 \qquad \cdots\cdots(2.4)$$

配管口径や長さは固定値（田町駅東口北地区の値）であり、かつレイノルズ数Reは一次側流量Qの比例関数あることから、配管圧力損失ΔPは唯一の変数である一次側流量Qの関数と見なすことができる。

（2）熱源機モデル

熱源機は入口温度や流量によらず出口温度を 47℃とするよう理想的に制御する。ただし、発生熱量には定格 878kW 以下（ポンプ定格流量×標準温度差 5℃）の能力制限を設けるとともに、発生熱量の増減速度（以下、熱源機の熱負荷追従速度dQ_R/dt）にも制限を設けた。

熱源機の熱負荷追従速度dQ_R/dtを式(2.5)に示す。

$$\frac{dQ_R}{dt} = \frac{d}{dt}\left\{q_R \cdot \left(T_{out}(t) - T_{in}(t)\right) \cdot \gamma\right\} \qquad \cdots\cdots(2.5)$$

熱負荷追従速度dQ_R/dtは、発生熱量が時間的に増加する場合については、4 ケース用意し、3.87kW/s（0.44%/s）、1.93kW/s（0.22%/s、一般的な電動式ヒートポンプの追従速度）、0.97kW/s（0.11%/s、一般的な蒸気吸収式の高温再生器冷態時の追従速度）、0.39kW/s（0.04%/s）とした。なお、4 ケースの括弧内には熱源機の定格能力あたりの出力変化率を記載した。時間的に減少する場合については 5.27kW/s で共通とする。

ここで、任意の熱源機の評価を行なうモデル 1 では、上記 4 ケースすべてを使用し、熱源機を固定して評価を行なうモデル 2 およびモデル 3 では 0.97kW/s の熱源機のみ使用する。

熱源機圧力損失ΔPは、配管モデルと同様、式(2.4)で算出する。ここで、配管口径や長さ等は、田町駅東口北地区の実績供給差圧（図 2.1 の圧力検出器往きと還りの圧力差）から配管モデルで算出した熱供給側の配管圧力損失を減算した値から模擬的に設定した。

（3）搬送ポンプモデル

インバータ駆動搬送ポンプは 1 台とし、ポンプの起動停止は加味しない。ポンプ性能曲線は、本研究で得られた理論が実物件にも適合するのか検証するために、カタログ値でなく田町駅東口北地区に導入した中で最大能力のポンプの実績値とし、全揚程 50m において定格 0.042 ㎥/s（151.2 ㎥/h）から定格の 10%まで理想的な変化とする。

第 3 章、第 4 章および第 7 章では、ポンプ効率Eは、カタログ値（流量を変数とした特性曲線）とする。電動機効率dは、カタログ値（0.95 固定）とする。インバータ効率eは、田町駅東口北地区の実績値としたが、実績のない高効率域はメーカ知見[31]を参考に補完した。搬送ポンプ用インバータも搬送ポンプと同様に理想的な変化とする。

第 6 章では制約の評価を行なうため、ポンプ効率E、電動機効率d、インバータ効率e、インバータ周波数下限およびインバータ周波数の速度制限について任意に変更する。

（4）熱需要家モデル

熱需要家毎に設置する熱交換器は１つとする。第３章、第４章および第７章では、(総括)伝熱係数は非常に大きく理想的に熱交換（遅れ無視）できるものとするが、第６章では制約の評価を行なうため、伝熱係数（熱交換器の能力）を任意に変更する。また、熱交換器の一次側から二次側への熱伝達により 1℃下がる（熱交換器一次側入口温度が 47℃なら二次側出口温度が 46℃）仕様とした。

熱交換器の圧力損失ΔPは、ダルシー・ワイズバッハの式相当である式(2.6)で算出する[32]。圧力損失係数λ_{CP}を含め、一次側流量Q以外は固定値とし、一般的な熱交換器の値を採用する。よって、熱交換器の圧力損失ΔPは、一次側流量Qの二乗に比例する。

$$\Delta P = \left(\lambda_{CP}\frac{\rho_d}{2S^2}\right)Q^2 \qquad \cdots\cdots(2.6)$$

熱需要家毎に設置する熱交換器一次側調整弁である TCV は、MATLAB のゲート弁モデルを使用し、ゲート弁内部のオリフィスが TCV 開度に応じてリニアに上下するものとする。TCV（オリフィス）の動作は、第３章、第４章および第７章では、動作遅れ等がなく理想的に追従するものとするが、第６章では制約の評価を行なうため、TCV の動作遅れを任意に変更する。

TCV の圧力損失ΔPは、ダルシー・ワイズバッハの式相当である式(2.7)～式(2.8)で算出する[33]。一次側流量Qとオリフィス開口面積S_R以外の係数は、田町駅東口北地区の既存設備の値としている。オリフィス開口面積S_Rは TCV 開度の関数であり、全開および全閉時のオリフィス開口面積S_Rは田町駅東口北地区の実績供給差圧（図 2.1 の圧力検出器往きと還りの圧力差）から配管モデルおよび熱交換器モデルで算出した熱需要家の配管/熱交換器圧力損失を減算した値から模擬的に設定した。

$$\Delta P = \left(\frac{\rho_d}{2{C_d}^2{S_R}^2}\left[1-\left(\frac{S_R}{S_v}\right)^2\right]PR_{Loss}\right)Q^2 \qquad \cdots\cdots(2.7)$$

$$PR_{Loss} = \frac{\sqrt{1-(S_R/S_v)^2\left(1-{C_d}^2\right)} - C_d(S_R/S_v)}{\sqrt{1-(S_R/S_v)^2\left(1-{C_d}^2\right)} + C_d(S_R/S_v)} \qquad \cdots\cdots(2.8)$$

（5）搬送制御

モデル１（熱需要家が１つ、変差圧変流量制御）では、熱交換器一次側に設置する TCV は、熱需要家が１つなので常に全開とする。搬送ポンプのインバータ出力は、熱交換器二次側出口温度が 46℃一定（熱交換器の一次側入口と二次側出口の温度差が 1℃としており、また一次側と二次側の出入口温度差が同じであるため、実質的に二次流量＝一次流量）となるよう PID 制御する。

モデル２（熱需要家が２つ、変差圧変流量制御）では、１．３節（２）で説明した制御概要を間接的に実現する制御方式とする。搬送ポンプのインバータ出力は、最遠端の熱需要家（最初に熱供給側が必要流量を確保できなくなる熱需要家、もしくは TCV 開度を全開としたときに最も圧力損失の大きい熱需要家）の熱交換器二次側出口温度が 46℃一定となるよう PID 制御する。熱交換器一次側に設置する TCV は、最遠端の熱需要家の TCV を全開とし、最遠端以外の熱需要家は熱交換器二次側出口温度が 46℃一定となるよう PID 制御する。

モデル３（熱需要家が２つ、定差圧変流量制御）では、１．３節（１）で説明した制御概要を間接的に実現する制御方式とする。熱需要家毎に TCV は熱交換器二次側出口温度が一定となるように PID 制御する。搬送ポンプのインバータ出力は、供給差圧が一定となるよう PID 制御する。ここで、一定とする供給差圧は、モデル２における供給差圧の最大値（最大値では供給温度が不安定となる場合は少し増加させた値）とした。

２．３　モデルの妥当性評価

２．３．１　シミュレーションモデルの妥当性評価

前節で説明した３つのモデルの妥当性を検証するため、田町駅東口北地区の冬季および中間季の代表日（熱源機構成も異なる）で再現シミュレーションを行い、実績値と計算値を比較した。３つのモデルは特性の検証を目的とし理想条件とする項目があるので、田町駅東口北地区の再現シミュレーション（以下、田町モデル）では現実に即した評価をするため、熱負荷は実績値を採用し、表 2.4 に示す条件等を３つのモデルから変更した。

表 2.4　本モデルと田町モデルの違い

	モデル１	モデル２	モデル３	田町モデル
熱源機数	1			2
搬送ポンプ数	1			2
熱交換器数	1	2		4
TCV	なし(全開固定)	あり		あり
ポンプ周波数	下限なし			下限 13Hz
供給差圧設定	制限なし			0.04～0.10MPa

田町駅東口北地区の中間季（2016 年 3 月 16 日）および冬季（2018 年 12 月 18 日）の負荷変動が大きい 6 時～12 時の実績と田町モデル計算値の比較を図 2.2～図 2.8 に示す。8:00 頃および 10:00 頃ではすべてのグラフで若干の差異があるが、田町モデル計算値においては 8:20 頃の熱源機の増減段による過渡変動がなく理想的に変化したためである。また、7:00～8:00 供給還温度に差異があるが、実績において熱需要家での熱負荷急増等による温度差一定制御遅れの影響をうけて供給還温度が変動したためである。これらの差異は本研究の評価への影響は小さく、搬送ポンプの累積電力量の田町モデル計算値は対実績値で誤差 5%未満であり、田町モデルは田町駅東口北地区を概ね再現できていることがわかる。したがって、田町モデルのベースとして使用した３つのモデルも妥当性があるといえる。

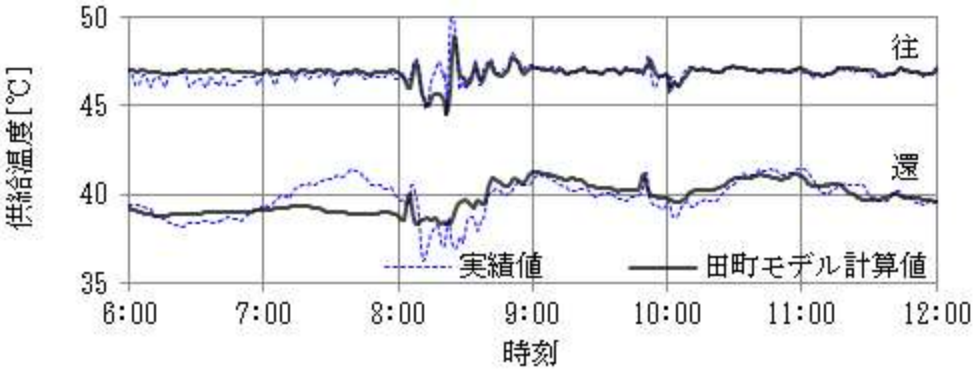


図 2.2　中間季における供給温度の実績値と計算値の比較

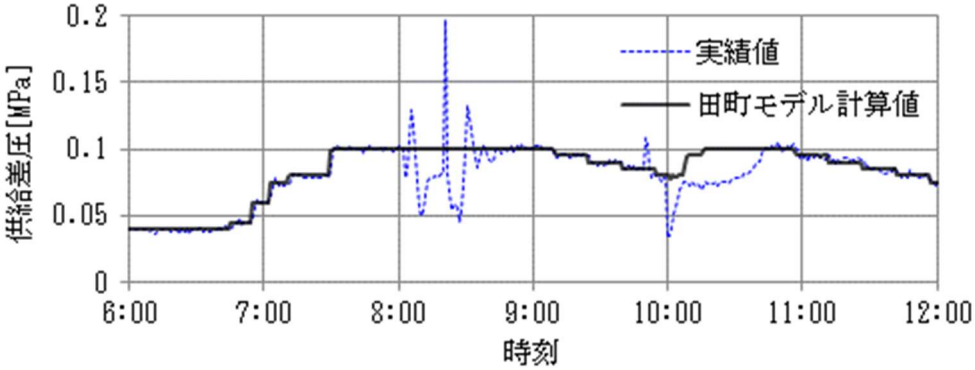


図 2.3　中間季における供給差圧の実績値と計算値の比較

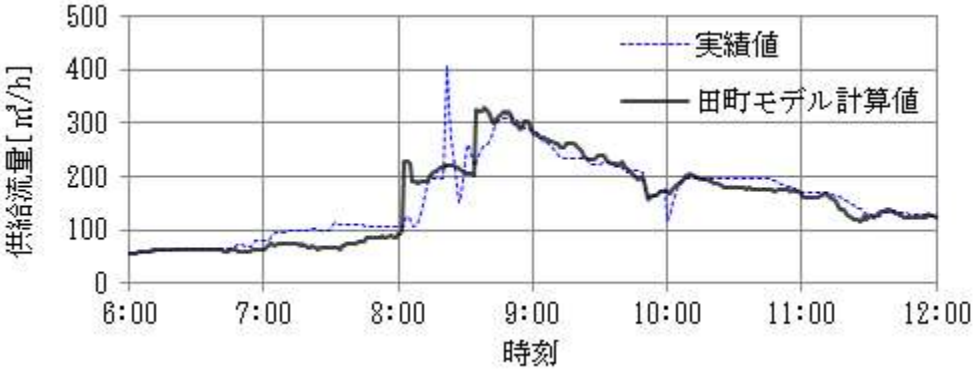


図 2.4　中間季における供給流量（ポンプ流量）の実績値と計算値の比較

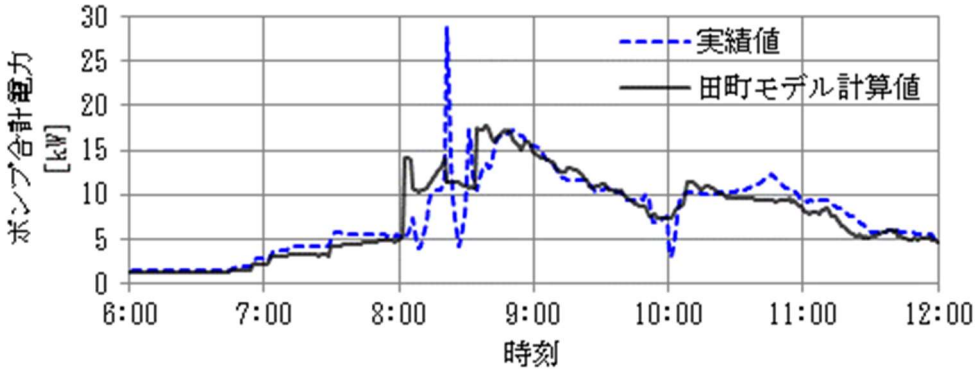


図 2.5　中間季におけるポンプ合計（消費）電力の実績値と計算値の比較

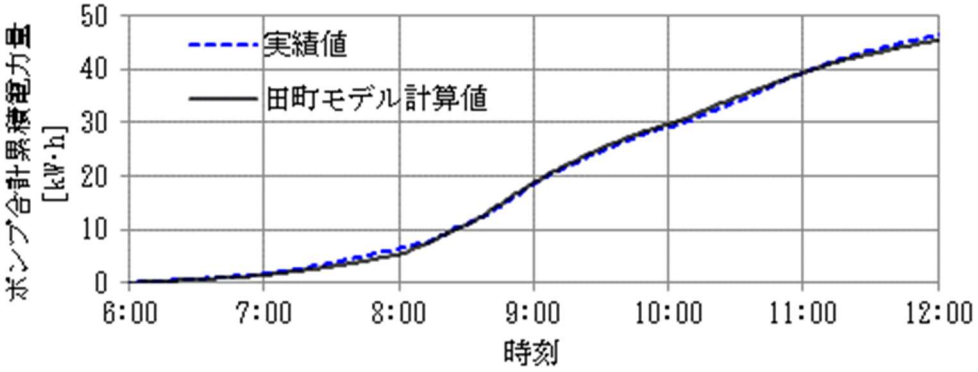


図 2.6　中間季におけるポンプ合計累積電力量の実績値と計算値の比較

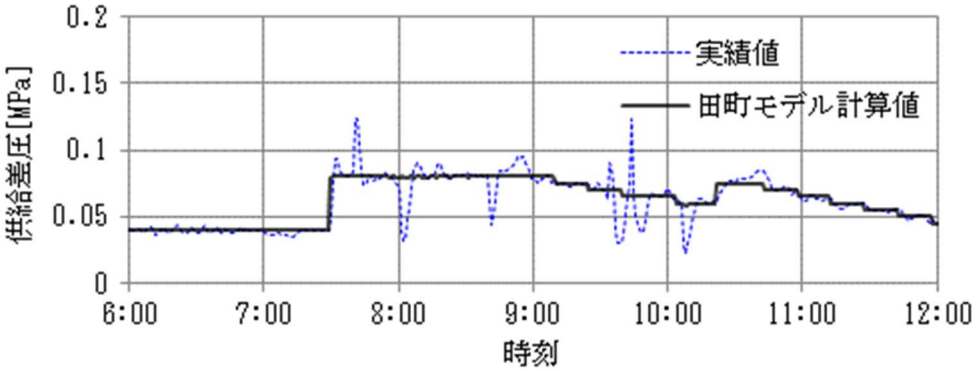


図 2.7　冬季における供給差圧の実績値と計算値の比較

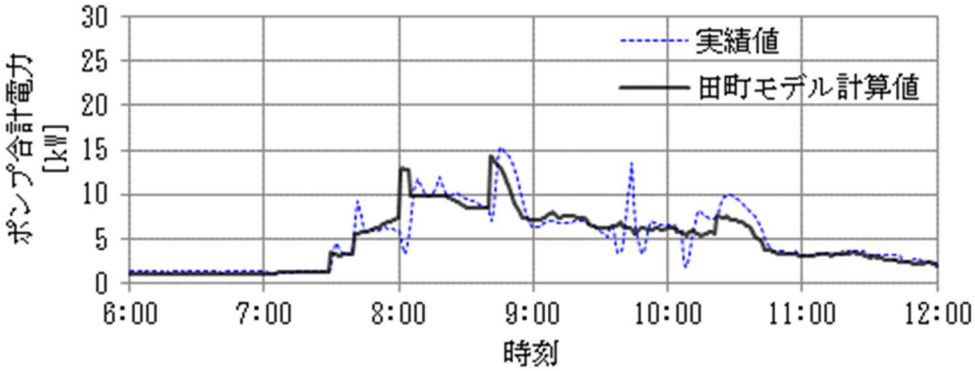


図 2.8　冬季におけるポンプ合計（消費）電力の実績値と計算値の比較

２．３．２　流体混合を考慮した配管モデルの妥当性評価

第４章および第６章では、需給連携制御を導入した地域冷暖房システムの搬送動力に配管長がどのように影響するかをできる限り一般的に議論するため、配管内の流体混合を式(2.1)で評価している。式(2.1)は、配管を一つの容器と見なして、内部流体が完全混合した際の温度応答を求めるものであり、配管内での熱媒体の混合の程度を最も大きく見積もった際の結果を導いている。式(2.1)で予測される熱媒体の混合の程度の妥当性については、中原信生他著「蓄熱技術　–理論とその応用（第１編）」[34]および中島康孝著「蓄熱槽の熱的重みに関する研究（その１）および（その２）」[35]~[36]を参照し、以下の事例で確認した。

まず、配管長が短く混合の程度が小さいときについては、前節で述べたとおり、表 2.3 に示すように、図 2.1 に示すモデル図の配管を熱需要家数１の場合は８分割、熱需要家数２の場合は 10 分割することによって、田町駅東口北地区の実際のプラントの挙動を再現できていることから、適切であると考える。

一方、配管長が長くなった場合の混合の程度については、実際の配管内の熱媒体の混合は、配管内半径方向の速度分布や流体内の拡散・混合の程度によって変化するため、長さ 1500m の直線配管（供給母管合流部～需要家建物２を想定し４分割）の入口に周期 1000s の正弦波状の温度変化を与えた際の出口温度を、管内半径方向速度分布による乱流混合のみを考慮して CFD 解析した結果と比較した（図 2.9 参照）。CFD 解析（図 2.9 の水色）では、配管出口における温度変動は入口におけるそれの 6%以下となっており、曲がりや分岐、バルブ等が存在する実際の配管系での混合はさらに進むものと推察される。これと式(2.2)に基づく完全混合モデル（図 2.9 の桃色）を比較すると、温度変動開始直後の 20 数周期分（過渡状態）を除いて、ほぼ CFD 解析の結果を再現できていることがわかった。詳細は第４章で説明するが、本研究での評価は、過渡状態を含まない定常状態における評価であるので、式(2.2) で予測される熱媒体の混合の程度は妥当であると考える。

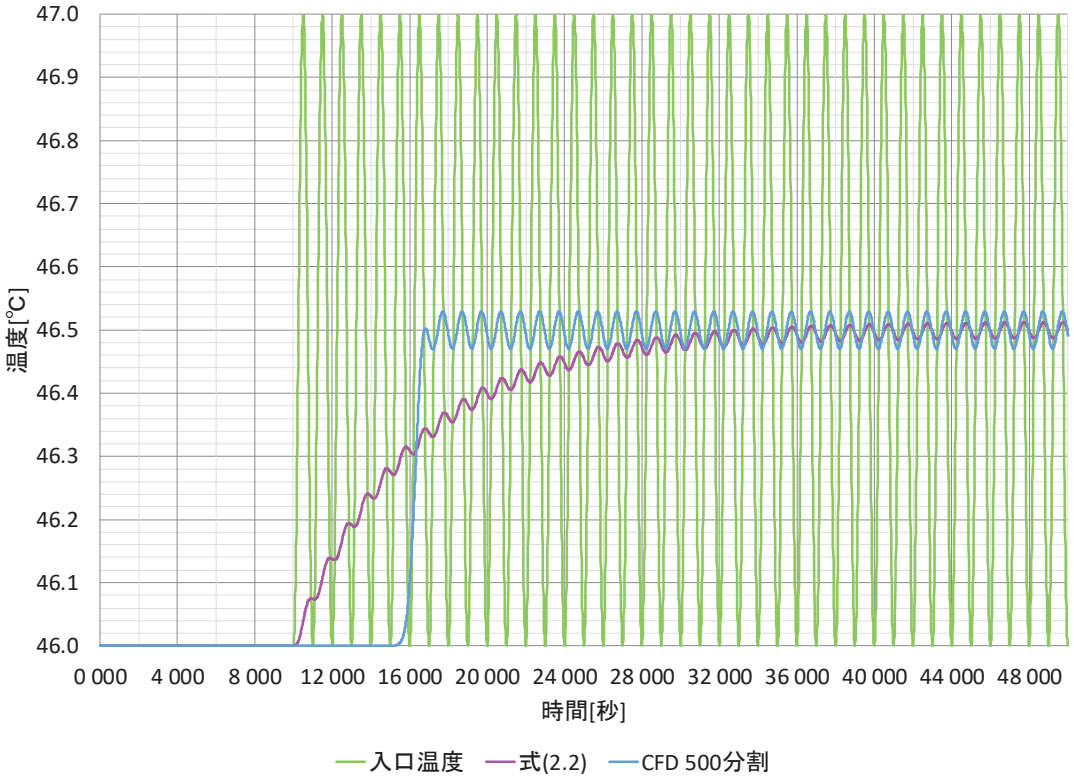


図 2.9　配管モデルと CFD 解析の比較

＜共通条件＞　配管口径 350A、流速 0.24m/s(定格流量の 55%)

＜CFD 解析の格子幅＞　半径方向 25mm（7 分割)、流れ方向 3m（500 分割）

２．４　結言

本章では、実物件の模擬も可能なシミュレーションモデルを構築し、シミュレーションモデルの妥当性、および要素モデルである配管モデルの熱媒体の混合特性の妥当性を確認した。この検証から、以下の知見を得た。

①実物件の設備条件（配管口径や熱源機能力など）および実績データ（供給差圧のトレンド値など）に基づき構築したシミュレーションモデルは、実物件の模擬が可能であり、様々な実物件に水平展開可能である。

②配管長が短い場合は熱媒体の混合は進まず、熱供給側と熱需要家の温度分布はほぼ同じであるが、配管長が長くなると熱媒体の混合が進むため、熱供給側に温度の乱れがあっても、熱需要家では温度の乱れが減衰する。

第３章

熱負荷変動速度の
熱源機の負荷追従速度に対する
相対値を用いた検証

３．１　緒言

第１章では、需給連携制御を導入した地域冷暖房システムが、理想的な搬送動力低減を実現するためには

・需給連携制御を核とした搬送システムの構築

・上記を有効に活用するためのサステナブル運用

の両方が必要であることを説明した。サステナブル運用は

Plan	運用やパラメータに関する計画立案（場合により設計検討）
Do	計画に基づいた運用
Check	運用が省エネルギーであるかの比較および評価
Action	改善点の洗い出し　→　Plan（計画立案）へ再移行

の４つの要素に別れるが、Plan に登場する運用やパラメータに関する計画（以下、計画）の初期値立案にあたり、実物件では熱需要家の品質（供給温度）を保証すること、すなわち「供給安定性」が重要であるため、最初から「初期値＝理論値」を採用して徐々に緩めるのではなく、初期値はある程度の裕度を持って設定し、徐々に理論値に近づけていく手法がほぼすべての実物件で採用されている。この裕度は、大きくとれば供給安定性の観点では有利になるが、搬送動力低減の観点では不利になることが一般的である。この裕度の決定根拠が暗黙知[27]であり、サステナブル運用のプロセス標準化に資する項目の一つである。

裕度の決定根拠の１つに、朝の立ち上がりなど熱負荷が急増する時、熱源機が熱負荷に追従できないと供給温度が逸脱する恐れがあるが、逸脱する閾値はどの程度で、搬送動力にはどのような影響を及ぼすのかがある。一般的な地域冷暖房システムで採用される定差圧変流量制御の場合は、供給差圧一定であり、「初期値＝理論値」としても熱源機の部分負荷運転に元々裕度があるため、供給安定性への影響（制約）が小さいが、需給連携制御のような供給差圧が変化する場合、影響（制約）が大きいので、裕度の決定根拠は重要である。

本章では、特定の実物件ではなく、体系的・普遍的な評価をするため、需給連携制御（変差圧変流量制御）を導入した熱供給側と熱需要側が一対一のモデルにおいて、正弦波状に変化する熱負荷を想定し、周期および波高値の関数である熱負荷の傾き（熱負荷変動速度）を指標とする。影響（制約）を評価する上で重要な要素と考えられる「熱負荷変動

速度に対する熱源機の負荷追従速度の相対値」である周期無次元化係数を新たに定義し、周期無次元化係数と供給安定性（供給温度が目標値で安定）もしくは搬送動力の間にどのような関係があるかを明らかにする。

この検証を通し、研究目的である需給連携制御を導入した地域冷暖房システムが、理想的な搬送動力低減を実現するための制約の一つを特定することで、サステナブル運用の一部である計画の初期値立案において重要な裕度の決定根拠の一つを導きだせると考える。

３．２　基礎特性の検証

第２章で述べたモデル１を用いて、熱負荷変動、熱源機の負荷追従速度と搬送動力の関係に関する基礎特性に関し、どのような特徴があるかを評価する。

３．２．１　正弦波である熱負荷の導入および搬送動力の計算手法

（１）正弦波である熱負荷の導入

熱負荷は、可能な限り一般的に検証するため、正弦波を採用する。

熱負荷の二次側流量qは式(3.1)に示すとおり正弦波（熱需要家が１つなので位相は影響なし）とし、２．２節で説明した搬送ポンプの変化可能流量と同じ最大q_{max}0.042 ㎥/s（151.2 ㎥/h）から最小q_{min}0.0042 ㎥/s（15.12 ㎥/h、最大値の 10%）で変化する。正弦波の周期Tは変数とし、500～80000s の範囲で変化させる。熱負荷温度は、熱交換器二次側入口温度は 41℃固定、二次側出口温度は 46℃目標で変化する。熱負荷Q_2および熱負荷傾きdQ_2/dtは式(3.2)および式(3.3)で示される。

$$q(t) = \frac{q_{max} - q_{min}}{2} sin\left(\frac{2\pi}{T} \cdot t\right) + \frac{q_{max} + q_{min}}{2} \quad \cdots(3.1)$$

$$Q_2(t) = q(t) \cdot \Delta T_e \cdot \gamma \quad \cdots(3.2)$$

$$\frac{dQ_2}{dt} = \frac{\pi \cdot \Delta T_e \cdot \gamma (q_{max} - q_{min})}{T} cos\left(\frac{2\pi}{T} \cdot t\right) \quad \cdots(3.3)$$

本検証で重要なファクタである熱負荷傾きdQ_2/dtの最大値は、式(3.3)の$\cos(2\pi t/T)$が 1 の場合となる。なお、熱交換器二次側は、出口温度 46℃、入口温度 41℃でほぼ安定するため、ΔTe=5℃固定と仮定する（図 3.1 参照）。

補足として、田町駅東口北地区の厳冬期の熱負荷傾きdQ_2/dtの最大値は 4.92kW/s であり、二次側流量が最大q_{max}151.2 ㎥/h および最小q_{min}15.12 ㎥/h の正弦波における周期Tが約 500s の時、dQ_2/dtの最大値が 4.92kW/s となる。

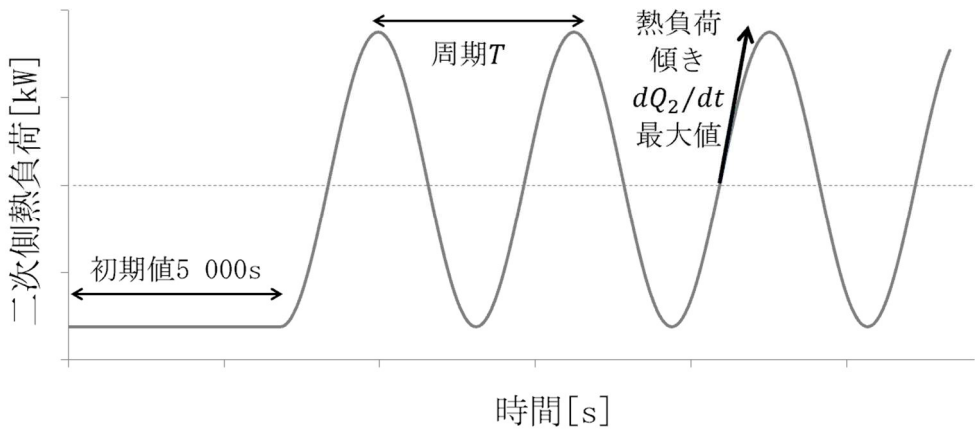


図 3.1　正弦波である熱負荷

（２）搬送動力の計算手法

搬送動力の演算式を式(3.4)に示す。ここで、制御開始直後の 5000s を初期値として正弦波の下限値q_{min}で固定し、この時間は搬送動力の演算に含めない。よって、搬送動力は制御開始から 5000s 後を起点、制御が十分安定した時間である$T \cdot n$[s]を終点として演算する。(図 3.1 参照)

$$P_{ave} = \frac{\int_{5000}^{T \cdot n} P_w(t)dt}{T \cdot m} \qquad \cdots\cdots(3.4)$$

３．２．２　熱負荷変動速度の熱源機の負荷追従速度に対する相対値に関する考察

最初に図 3.2 に x 軸を熱負荷（二次側流量）の周期T、y 軸を搬送動力P_{ave}とし、２．２節で記載した４つの熱負荷追従速度dQ_R/dtの値を重ねたグラフを示す。

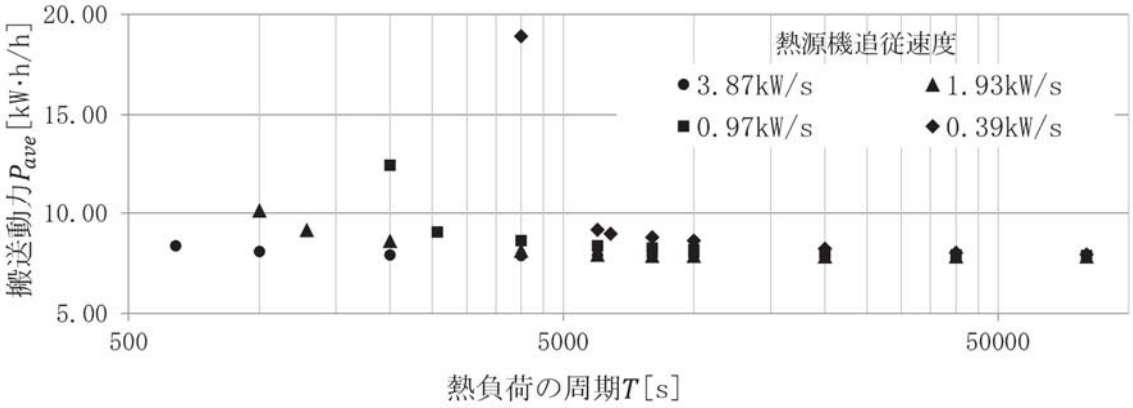


図 3.2　二次側流量の周期と搬送動力の関係

図 3.2 から、熱負荷の周期Tを十分に大きくすると、熱源機の熱負荷追従速度dQ_R/dtによらず搬送動力P_{ave}は推定最小値（7.83kWh/h）に収束している。よって、熱負荷変動が非常に小さいと熱源機特性に依存せずに搬送動力が一意に決定することがわかる。ここで、推定最小値は熱負荷追従速度dQ_R/dt=3.87kW/s における周期Tが 40000、80000、160000、320000s における搬送動力P_{ave}の値が 7.83kWh/h で同じ値になったので、その値とした。

また、熱負荷の周期Tを小さくしていくと、制御が不安定（供給温度が目標値を逸脱し供給安定性が維持できない）となり搬送動力P_{ave}が非常に大きくなるが、熱源機の熱負荷追従速度dQ_R/dtが速い程、制御不安定となる熱負荷の周期Tが小さいことがわかる。これは、熱負荷が熱源機特性を超えて変動すると制御不安定になることを意味する。（表 3.1 参照）

表 3.1　周期および熱源機の負荷追従速度毎の搬送動力P_{ave}の詳細

周期T[s]	熱源機の熱負荷追従速度dQ_R/dt毎の搬送動力[kW･h/h]			
	3.87kW/s	1.93kW/s	0.97kW/s	0.39kW/s
1000s	**8.08** **(1.58)　※1** **[0.64]　※2**	10.13 [1.29]	**26.10** **(5.11)** **[2.57]**	36.96
2000s	7.91	8.61 (1.68) [0.64]	12.48 [1.29]	33.29
4000s	7.88	**8.13** **(1.59)　[0.32]**	8.62 (1.69) [0.64]	**18.89** **(3.70)** **[1.61]**
8000s	7.85	7.89	**8.23** **(1.61)** **[0.32]**	8.78
10000s	7.85	7.87	8.15	8.61 (1.68) [0.64]
20000s	7.84	7.85	7.98	**8.21** **(1.61)** **[0.32]**

※1　(　)内は搬送動力無次元化係数δの値

※2　[　]内は周期無次元化係数ρ_{max}の値

【備考】　黄色塗りつぶしは搬送動力が推定最小値の 105%以下の範囲

青色塗りつぶしは制御不安定（供給温度が目標値を逸脱）の範囲

次に、熱負荷追従速度dQ_R/dtに依存しない評価をするため、熱負荷の周期Tと搬送動力P_{ave}を無次元化する。熱負荷の周期Tに関して、無次元化した熱負荷傾きと熱源機器熱出力傾き比 ρを式(3.5)で示す。例えばρが 0.1 なら、熱負荷の変化が熱源機の応答速度の 0.1 倍を意味する。

搬送動力P_{ave}に関して、無次元化した搬送動力の値と搬送動力の基準値P_{min}の比δを式(3.6)に示す。ここで、搬送動力の基準値P_{min}は一次流量を 1 時間積算平均値で一定値とした場合の搬送動力とした。

$$\rho = \frac{\frac{dQ_2}{dt}}{\frac{dQ_R}{dt}} \qquad \cdots\cdots(3.5)$$

$$\delta = \frac{P_{ave}}{P_{min}} \qquad \cdots\cdots(3.6)$$

x 軸を周期無次元化係数の最大値ρ_{max}（＝熱負荷傾きdQ_2/dtの最大値÷熱負荷追従速度）、y 軸を搬送動力無次元化係数δとしたグラフを図 3.3 に示す。

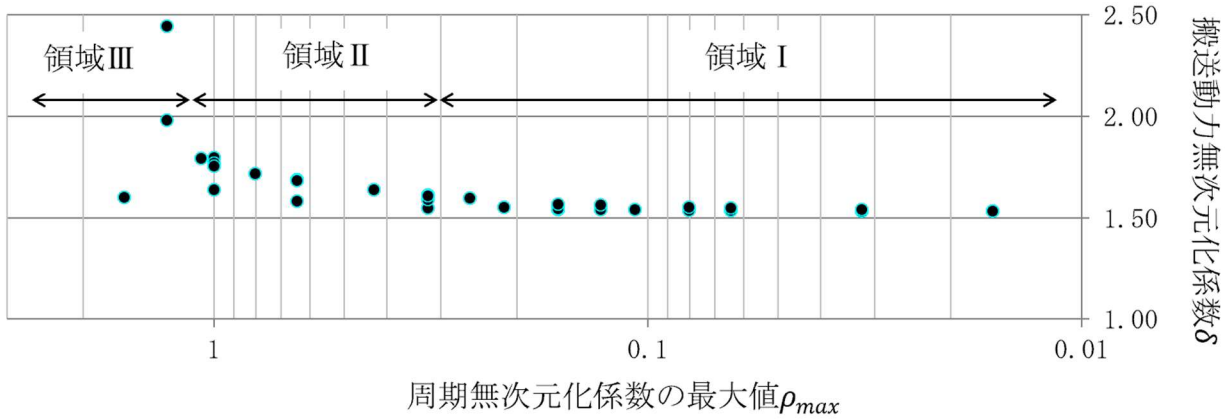


図 3.3　周期無次元化係数と搬送動力の無次元化係数の関係

図 3.3 および表 3.1 から、周期無次元化係数ρ_{max}により以下の 3 つの領域に分けて考察する。

・領域Ⅰ　ρ_{max}＜0.3 程度

・領域Ⅱ　0.3 程度＜ρ_{max}＜1.6 程度

・領域Ⅲ　1.6 程度＜ρ_{max}

領域Ⅰは、搬送動力無次元化係数δが 1.53（±5%以内）となっており、熱負荷追従速度dQ_R/dtに依存しない。例として周期無次元化係数ρ_{max}が 0.08（熱負荷の周期Tが 80 000s）、熱負荷追従速度dQ_R/dtが 0.39kW/s における供給温度、供給差圧、供給流量および搬送ポ

ンプ電力(搬送動力)のグラフを図 3.4～図 3.7 に示す。供給往還温度共に安定しており、供給流量は正弦波となっているので、供給流量の二乗に比例するポンプ揚程（供給差圧）および供給流量の三乗にほぼ比例する搬送動力は理想的なグラフ形状となっている。

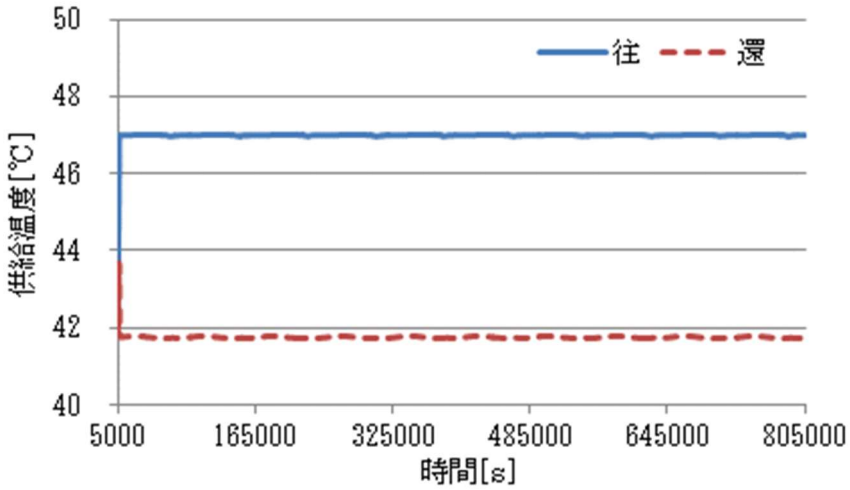


図 3.4　領域Ⅰ（ρ_{max}＝0.08）での供給温度

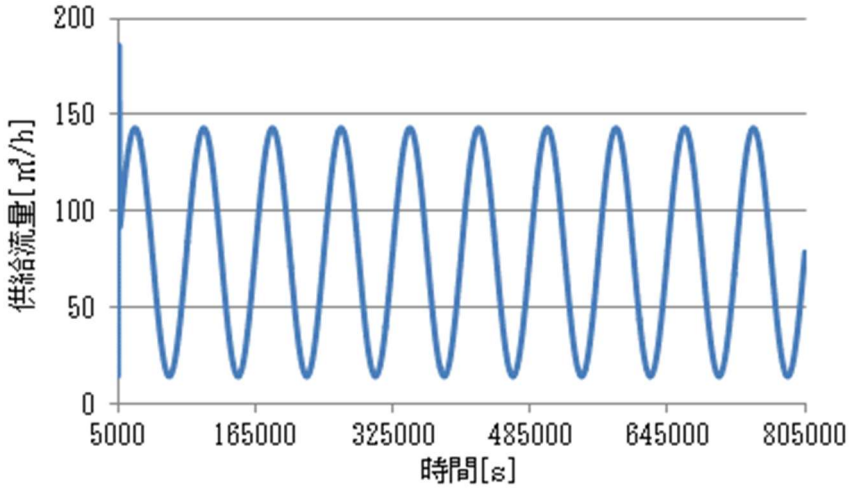


図 3.5　領域Ⅰ（ρ_{max}＝0.08）での供給（ポンプ）流量

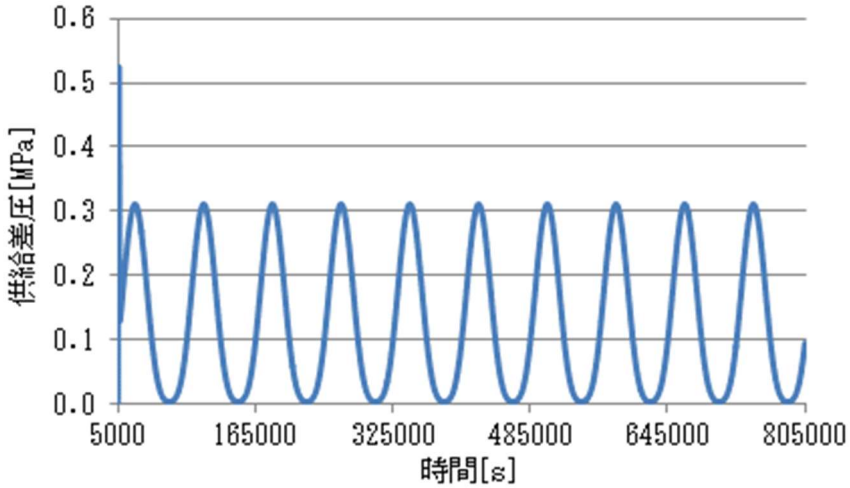


図 3.6　領域Ⅰ（ρ_{max}＝0.08）での供給差圧

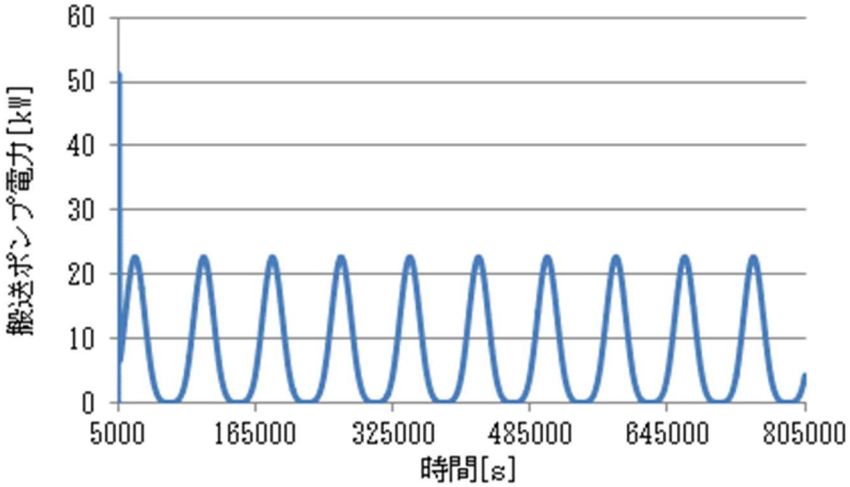


図 3.7　領域Ⅰ（ρ_{max}＝0.08）での搬送ポンプ（消費）電力

領域Ⅱは、供給温度（制御）が安定しているが周期無次元化係数ρ_{max}が大きい（熱負荷の周期Tが小さい）ほど搬送動力が微増する。例としてρ_{max}が 1.00（熱負荷の周期Tが 6、426s）dQ_R/dt、 が 0.39kW/s における供給温度、供給差圧、供給流量および搬送ポンプ電力(搬送動力)のグラフを図 3.8～図 3.11 に示す。

領域Ⅱは領域Ⅰと比較し周期Tが短いので、搬送動力が通常より大きくなる過渡時間のシミュレーション時間に対する割合が、領域Ⅱの方が多いため、領域Ⅱではシミュレーション時間を平均して演算する搬送動力が微増している。加えて、最大熱負荷（正弦波の上限）付近で制御遅れにより供給温度がわずかに下がっており、供給差圧（供給流量）をわずかに上

げて追従したため、図 3.12 に示すとおり搬送動力が微増している。

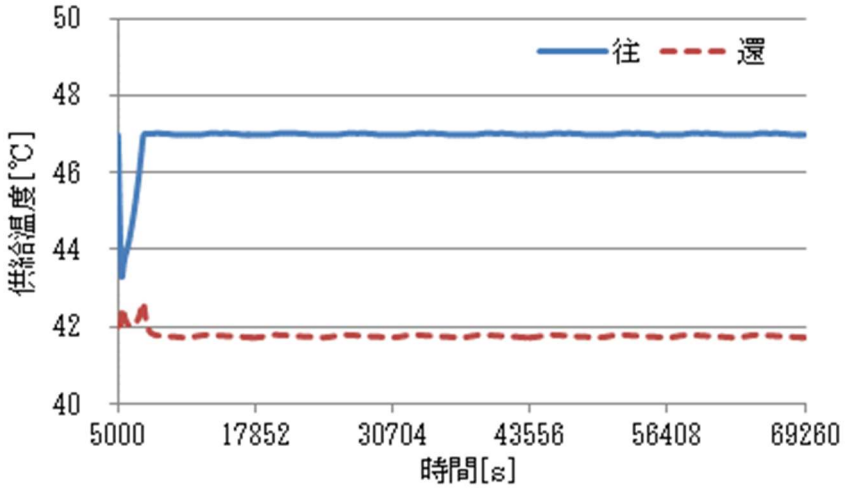


図 3.8　領域Ⅱ（ρ_{max}＝1.00）での供給温度

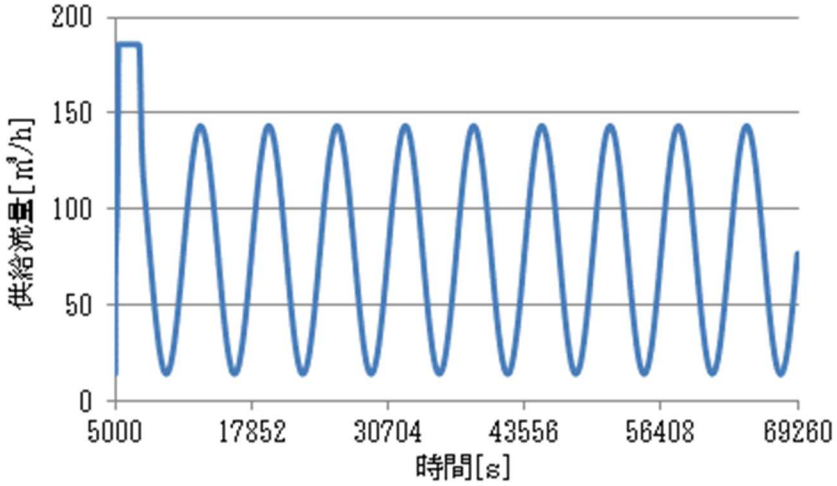


図 3.9　領域Ⅱ（ρ_{max}＝1.00）での供給（ポンプ）流量

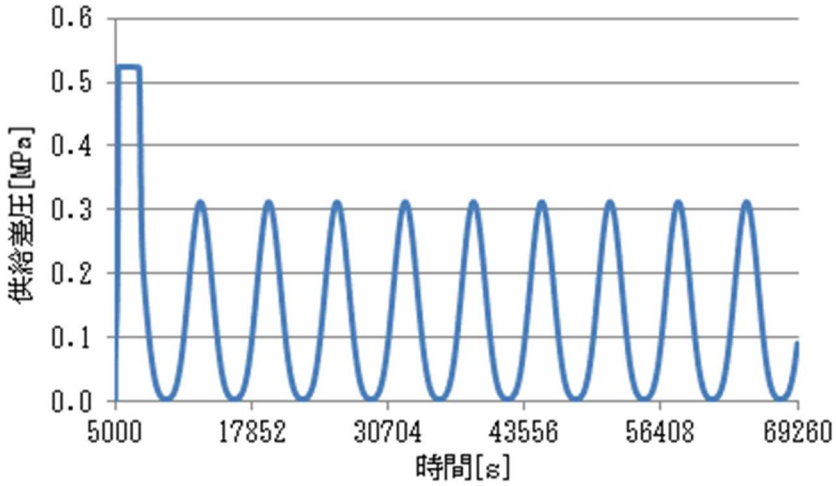


図 3.10　領域Ⅱ（ρ_{max}＝1.00）での供給差圧

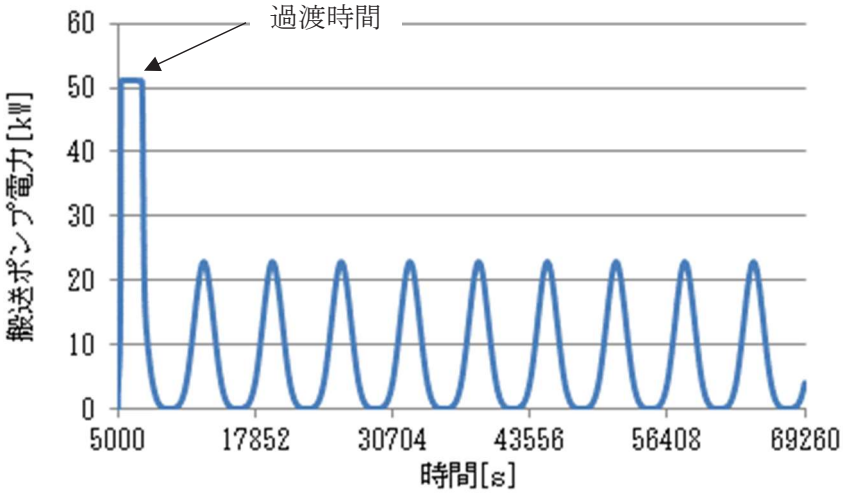


図 3.11　領域Ⅱ（ρ_{max}＝1.00）での搬送ポンプ（消費）電力

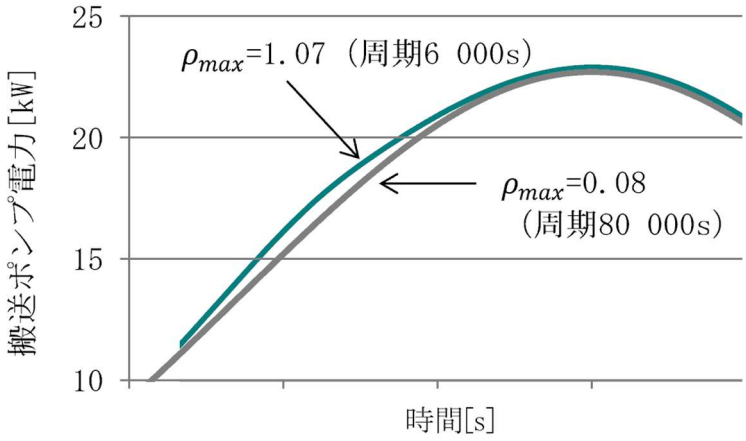


図 3.12　周期と搬送ポンプ電力の関係（拡大図）

領域Ⅲは、供給往温度が目標値を維持できない制御不安定領域である。例としてρ_{max}が1.61（熱負荷の周期Tが 4 000s）、 dQ_R/dtが 0.39kW/s における供給温度、供給差圧、供給流量および搬送ポンプ電力（搬送動力）のグラフを図 3.13～図 3.16 に示す。ポンプ流量（インバータ）制御に遅れが生じ、インバータ出力指令値が上限設定で頭打ちとなるため、ポンプ流量（電力）が正弦波でなく歪みが生じ、供給往温度も供給還温度も最大熱負荷付近で目標値から逸脱し制御不安定となるため、通常より大きな搬送動力が必要となっている。

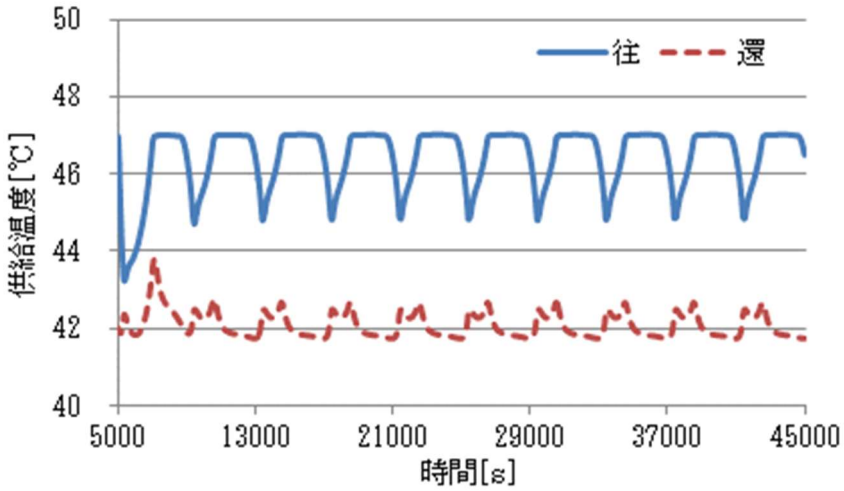


図 3.13　領域Ⅲ（ρ_{max}＝1.61）での供給温度

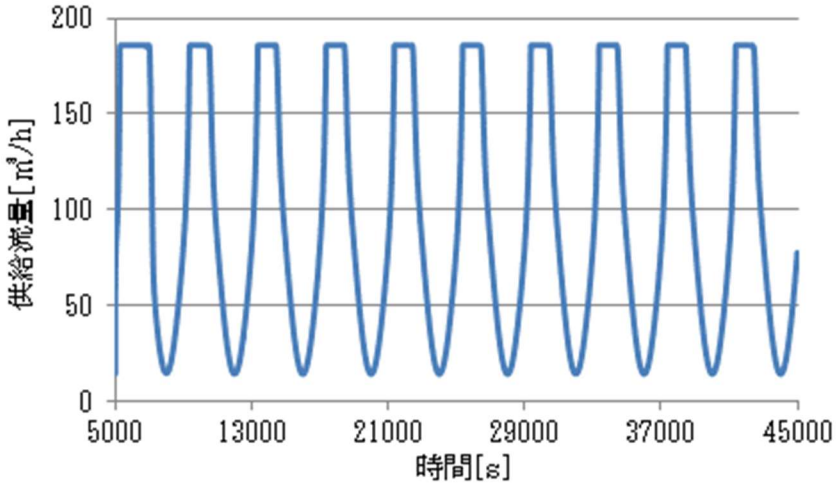


図 3.14　領域Ⅲ（ρ_{max}＝1.61）での供給（ポンプ）流量

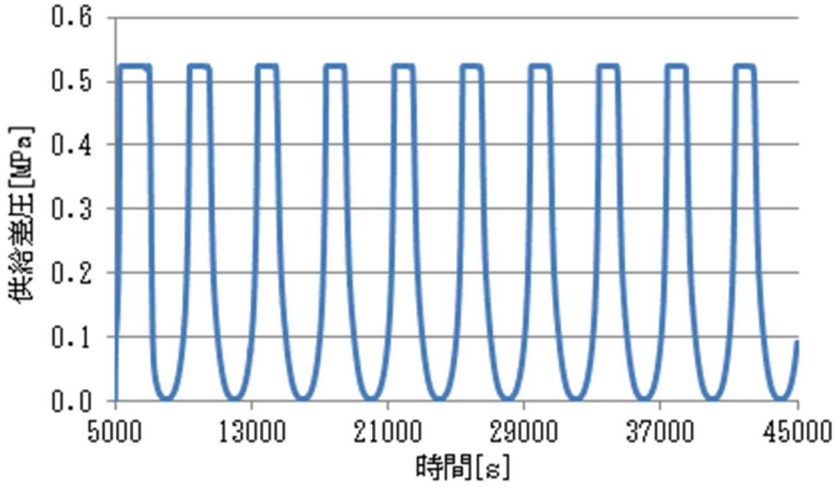


図 3.15　領域Ⅲ（ρ_{max}＝1.61）での供給差圧

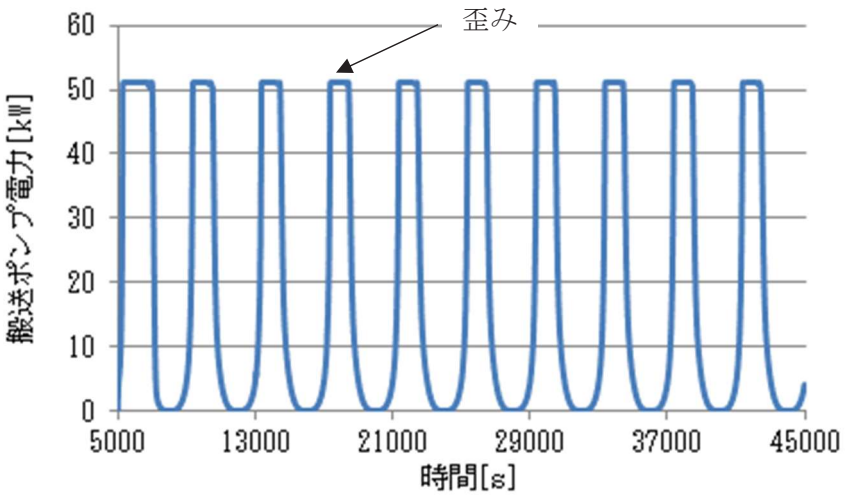


図 3.16　領域Ⅲ（ρ_{max}＝1.61）での搬送ポンプ（消費）電力

なお、例外的にρ_{max}が 1.61 を超えても搬送動力無次元化係数δが 1.53 近傍にある値がある。これは熱負荷追従速度dQ_R/dtが速い場合のみ発生する。図 3.17～図 3.20 にdQ_R/dt＝3.87kW/s、ρ_{max}＝1.61 における供給温度、供給差圧、供給流量および搬送ポンプ電力（搬送動力）のグラフを示す。熱源機追従速度が一定以上の場合、搬送ポンプの制御が遅れ続けても供給往温度が乱れず制御できるため、供給往温度追従のための不要な搬送動力増がないためである。ただし、この現象は熱負荷が正弦波で上下に規則的に変化する特別な条件でしか成立しないと考えられ、不規則な変化をする実負荷には適応できない例外と考える。

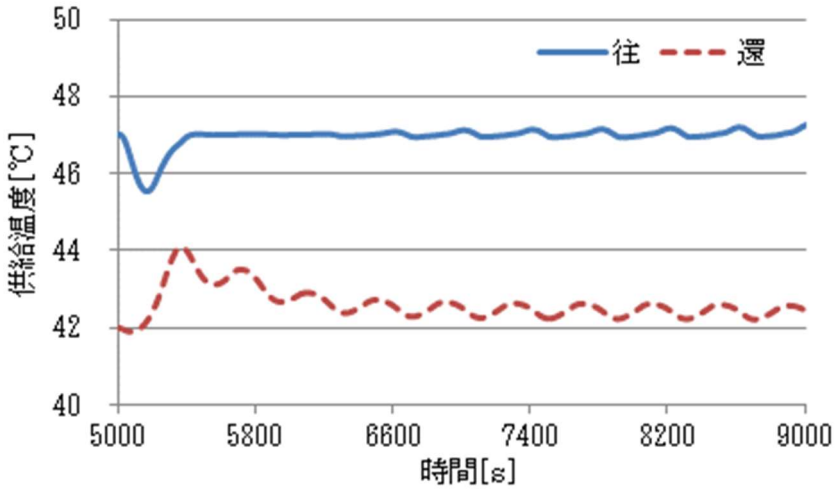


図 3.17　dQ_R/dt＝3.87kW/s、ρ_{max}＝1.61 での供給温度

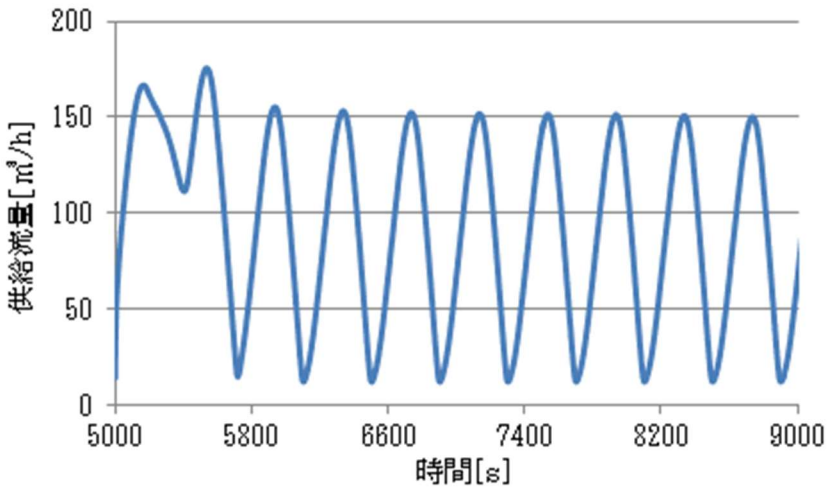


図 3.18　dQ_R/dt＝3.87kW/s、ρ_{max}＝1.61 での供給（ポンプ）流量

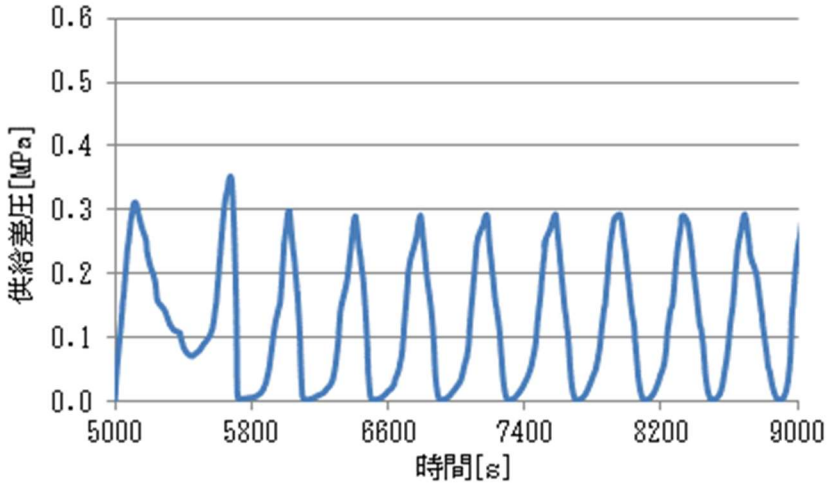


図 3.19　dQ_R/dt＝3.87kW/s、ρ_{max}＝1.61 での供給差圧

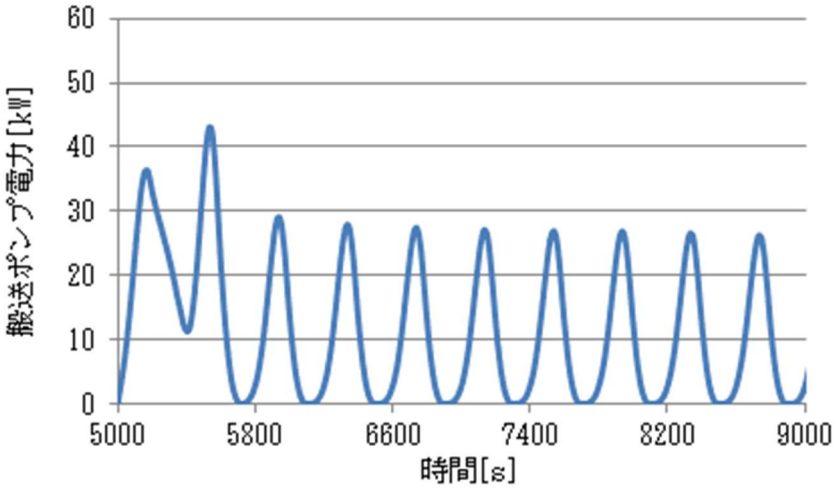


図 3.20　dQ_R/dt＝3.87kW/s、ρ_{max}＝1.61 での搬送ポンプ（消費）電力

３．３．３　実績熱負荷を用いた基礎特性の評価

前節では、周期無次元化係数ρ_{max}により、領域がⅠ～Ⅲに分類できることを示したが、本章では実社会においてその出現頻度がどの程度であるのかを、田町駅東口北地区の実績熱負荷において評価する。

冬季代表日である 2017 年 12 月 18 日における x 軸を時刻、y 軸を実績熱負荷とその時の周期無次元化係数ρ_{max}としたグラフを図 3.21 に示す。なお、実績熱負荷は 1 分毎の値とするが、外乱である制御等による微変動を排除するため、前後 10 分の移動平均値とし、熱負荷追従速度dQ_R/dtは当日稼働していた熱源機の 0.97kW/s とした。供給温度が目標値を逸脱し搬送動力が急増する領域Ⅲにおけるρ_{max}の出現頻度は 0%であり、供給温度が目標値で安定している実績と整合性があることがわかる。供給温度は安定するがρ_{max}が増加するほど搬送動力が微増する領域Ⅱにおけるρ_{max}の出現頻度は 6.6%であり、図 2.9 に示す田町駅東口北地区の冬季におけるポンプ合計電力のグラフ（実績値）において、朝の熱負荷立上がりでエネルギーが増加していることから整合性があることがわかる。

田町駅東口北地区の中間季代表日(2016 年 3 月 16 日)において同様の評価をしたところ、領域Ⅰの出現頻度は 96.1%、領域Ⅱの出現頻度は 3.9%となり、田町駅東口北地区の１年間（2017 年 1 月～12 月）での評価では、領域Ⅰの出現頻度が 98.1%、領域Ⅱの出現頻度が 1.9%となった。以上から、実績熱負荷では、領域Ⅰの出現頻度が大半を占め、領域Ⅱの出現頻度は年間である程度の割合になることがわかった。

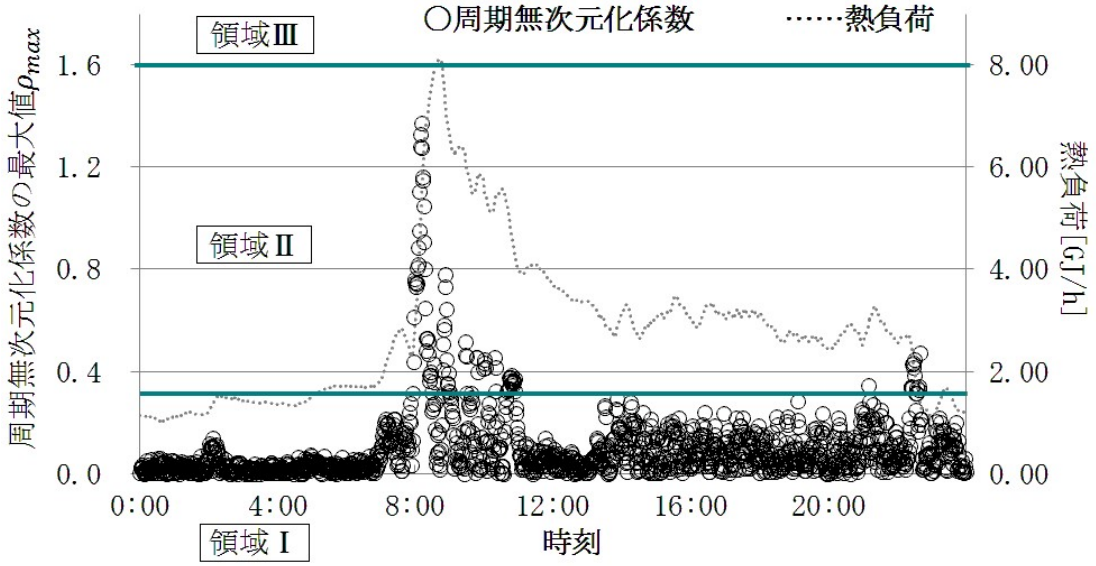


図 3.21　実績熱負荷におけるの周期無次元化係数ρ_{max}分布（冬季代表日）

３．３　結言

本章では、需給連携制御（変差圧変流量制御）を導入した熱供給側と熱需要家が一対一のモデルにおいて、熱負荷を正弦波と仮定し、新たに定義した「熱負荷変動速度に対する熱源機の負荷追従速度の相対値」を表す周期無次元化係数ρ_{max}と供給安定度および搬送動力の関係はρ_{max}の値により３つに分類されることを明らかにした。領域Ⅰ（ρ_{max}＜0.3 程度）では熱源機の熱負荷追従速度に依存せず搬送動力が理想値に近い値になる。領域Ⅱ（0.3 程度＜ρ_{max}＜1.6 程度）ではρ_{max}が大きい程、過渡応答時の制御遅れ等に起因するロス等の影響が大きくなるので搬送動力が微増していく。領域Ⅲ（1.6 程度＜ρ_{max}）では熱供給温度が目標値を逸脱し搬送動力が急増する。

また、実物件である田町駅東口北地区の実績熱負荷および熱源機特性において、領域Ⅰ～Ⅲの１年間の出現頻度は、季節に寄らず領域Ⅰが大半を占め、領域Ⅲは存在せず、領域Ⅱでも 2%弱であることがわかった。

以上の検証から得た知見を実用的な観点からまとめると、以下のとおりである。

①一般的な熱負荷および熱源機を有する地域冷暖房システムでは、需給連携制御を導入することで、その大半の時間帯で理想値に近い搬送動力となることが想定される。よって、需給連携制御の評価（搬送動力の計画との乖離や他制御との比較など）は領域Ⅰ（安定領域）での分析のみで行うことが可能となる。ただし、領域Ⅱが多い特殊な条件においては、領域毎に分けて分析する等注意が必要である。

②需給連携制御を導入する場合、特に朝の立ち上がりなど熱負荷の傾き（熱負荷変動速度）が大きい場合は、「熱負荷変動速度に対する熱源機の負荷追従速度の相対値」を確認し、少なくとも相対値が 1.6 程度より小さくなるような熱源機を選択することで、安定供給が（供給温度が逸脱しない）が実現できる。なお、この相対値は大きい程、搬送動力は大きくなるので、留意が必要である。

第４章

配管長が供給温度および搬送動力に与える影響に関する検証

第　4　章

４．１　緒言

第１章および第３章で説明したサステナブル運用の一部である計画の初期値立案にあたり、実物件では初期値はある程度の裕度を持って設定し、徐々に理論値に近づけていく手法が一般的である。この裕度の決定根拠が暗黙知[27]であり、サステナブル運用のプロセス標準化に資する項目の一つである。

裕度の決定根拠の１つに、大規模地域冷暖房システムや地域冷暖房システム間連携のように熱導管長が長い場合、熱源機の制御遅れ等が生じた場合に供給安定性を確保できるのか、その時の搬送動力はどのような影響を受けるのかがある。需給連携制御（変差圧変流量制御）のような必要最低限の流量となる場合、中間季など熱源機の部分負荷運転となる場合は流速が遅いため、熱導管長が長い場合は熱供給側の乱れ（熱源機の制御遅れ等で生じた供給温度の乱れ）の熱需要家到達時間もしくは熱源機まで戻ってくる時間が非常に長くなる。一方、熱導管長が長い場合は、熱媒体（冷温水）の混合（ミキシング）に伴う温度の乱れの減衰も進み、その二つの事象が複雑に絡み合う場合、供給安定性（供給温度が目標値で安定）と搬送動力にどのような影響（制約）があるのかは、裕度の決定根拠として重要である。

本章では、第３章に引き続き、体系的・普遍的な評価をするため、需給連携制御（変差圧変流量制御）を導入した熱供給側と熱需要側が一対一のモデルにおいて、正弦波状に変化する熱負荷を想定する。ただし、第３章では熱源機から熱需要家敷地境界までの熱導管長（配管長）を 40m と短く仮定したため、制御遅れに伴う熱源機出口温度の乱れが熱需要家へほぼそのまま伝播することを前提とした評価であった。本章では、配管長を 40~1500m まで可変とし、制御遅れ等による熱源機出口温度の乱れがあっても配管内でミキシングにより供給温度の乱れが減衰することに着目する。特に第３章において供給温度の乱れが大きい条件下で、配管長の長さと供給安定性（供給温度が目標値で安定）および搬送動力にどのような関係があるかを明らかにする。

この検証を通し、研究目的である需給連携制御を導入した地域冷暖房システムが、理想的な搬送動力低減を実現するための制約の一つを特定することで、サステナブル運用の一部である計画の初期値立案において重要な裕度の決定根拠の一つを導きだせると考える。

４．２　配管長が与える影響に関する検証

本章では供給側の熱媒体の温度遅れによる配管内の温度の乱れが配管長が十分長い場合ミキシングにより減衰し、需要側では安定することに着目する。第２章で述べた熱供給側と熱需要家が一対一であるモデル２を用いて、熱源機の制御遅れ等で目標温度を逸脱して生じる熱源機出口温度の変動が、ミキシングにより需要家側の供給温度（熱交換器一次側入口温度）にどの程度減衰して伝搬し、それが搬送動力にどう影響するかを、可変とした配管長、熱源機の熱負荷追従速度、熱負荷変動速度（熱負荷傾き）を指標として論じる。

４．２．１　検証の条件

（１）熱負荷の条件

熱負荷の二次側流量は３．２．１節（１）と同じ条件の正弦波とし、搬送ポンプの変化可能流量と同じ最大q_{max}0.042 ㎥/s（151.2 ㎥/h）から最小q_{min}0.0042 ㎥/s（15.12 ㎥/h）で変化する。正弦波の周期T は変数とする。熱負荷温度については、熱交換器二次側入口温度は41℃固定、二次側出口温度は 46℃目標で変化する。熱負荷傾きdQ_2/dtは式(3.3)で示される。

$$\frac{dQ_2}{dt} = \frac{\pi \cdot \Delta T_e \cdot \gamma(q_{max} - q_{min})}{T} cos\left(\frac{2\pi}{T} \cdot t\right) \qquad \cdots(3.3)$$

本検証で重要なファクタである熱負荷傾きdQ_2/dtの最大値は、式(3.3)の$\cos(2\pi t/T)$が 1 の場合となる。なお、熱交換器二次側は、出口温度 46℃、入口温度 41℃でほぼ安定するため、ΔTe=5℃固定と仮定する。

（2）搬送動力の計算方法

本章では、ミキシングによる影響を評価することを主眼としているため、第３章では評価に含めていた過渡特性による供給温度や搬送動力への影響を可能な限り除外する必要がある。そのため、式(4.1)に示すとおり搬送動力は、制御が十分安定した時間である$T \cdot n$[s]を終点、その二周期前を始点として演算する。

$$P_{ave} = \frac{\int_{T \cdot n - 2T}^{T \cdot n} P_w(t)dt}{2T} \qquad \cdots\cdots(4.1)$$

（3）無次元化係数の定義

第３章と同様に、熱負荷の周期Tと搬送動力P_{ave}を無次元化する。熱負荷の周期Tの関数である熱負荷傾きに関して無次元化した、熱負荷傾きの熱源機の熱負荷追従速度に対する相対値である周期無次元化係数ρを式(3.5)で示す。搬送動力P_{ave}に関して無次元化した、搬送動力の基準値P_{min}に対する相対値である搬送動力無次元化係数δを式(3.6)に示す。ここで、搬送動力の基準値P_{min}は十分収束した周期 80000s における搬送動力P_{ave}の値とし、配管長毎に異なる。なお、搬送動力P_{ave}の条件は第３章では過渡状態を含み、本章では含まない違いがあるが、供給温度が目標値を維持できない制御不安定領域となる領域Ⅲの条件（周期無次元化係数の最大値ρ_{max}が 1.6 程度以上）は過渡状態の含有によらないことを確認している。

また、ミキシングによる温度乱れの減衰効果を判断するため、熱源機出口温度の乱れと熱交換器一次側入口温度の乱れの比である供給温度変動幅無次元化係数τを式(4.2)に示す。ここで、熱源機出口温度の乱れΔTr_{out}は、搬送動力の評価時間$T \cdot n - 2T$[s]から$T \cdot n$[s]における熱源機出口温度最大値と同温度最小値の差とする。熱交換器一次側入口温度の乱れΔTe_{in}も同様である。

$$\rho = \frac{\frac{dQ_2}{dt}}{\frac{dQ_R}{dt}} \qquad \cdots\cdots(3.5)$$

$$\delta = \frac{P_{ave}}{P_{min}} \qquad \cdots\cdots(3.6)$$

$$\tau = \frac{\Delta Te_{in}}{\Delta Tr_{out}} \qquad \cdots\cdots(4.2)$$

４．２．２　供給温度が安定する配管長の検証

本節では、熱源機入出温度の乱れと需要家熱交換器（一次側）入出温度の乱れを比較し、ミキシングによる温度乱れの減衰が配管長によりどのような特性となるかを検証する。供給温度（需要家熱交換器一次側入口温度）が目標値を維持できない制御不安定領域となる領域Ⅲの代表的な条件として、周期無次元化係数の最大値ρ_{max}=2.57（熱源機の熱負荷追従速度dQ_R/dt=0.97kW/s、熱負荷の周期T=1000s）かつ配管長が 40m における熱源機入出温度および需要家熱交換器入出温度を図 4.1 および図 4.2 に、同条件で配管長が 1500m のものを図 4.3 および図 4.4 に示す。熱源機出口温度と熱交換器入口温度、熱交換器出口温度と熱源機入口温度を配管長が短い場合（図 4.1 および図 4.2）と長い場合（図 4.3 および図 4.4）で比較すると、熱源機が制御不安定でも配管長が長くなるとミキシングにより供給温度（需要家熱交換器一次側入口温度）および熱源機入口温度の乱れが減衰し、温度が安定することがわかる。

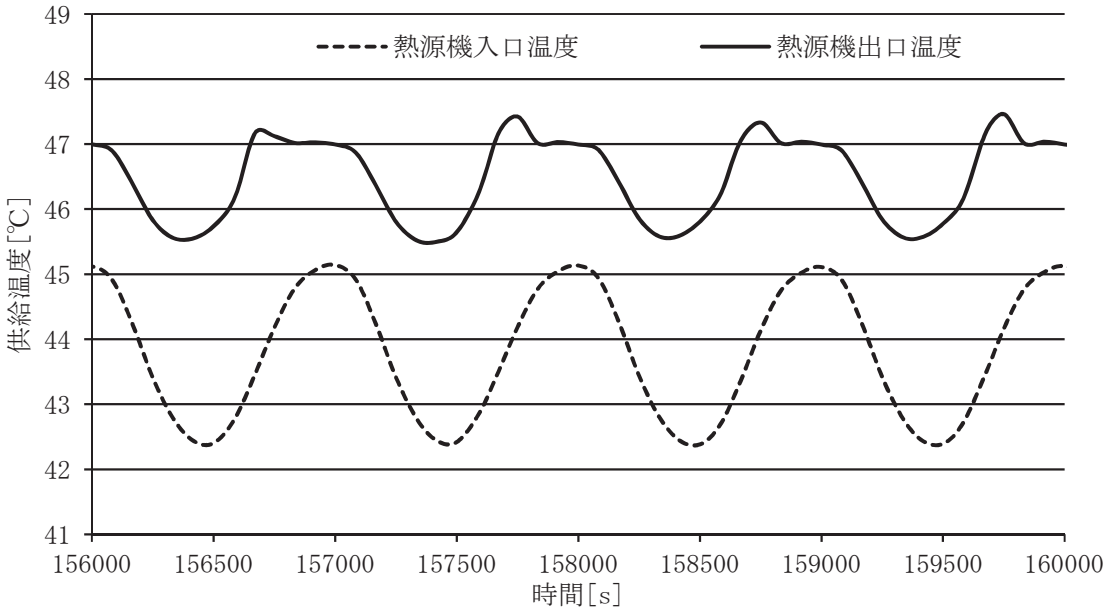


図 4.1　ρ_{max}=2.57、配管長 40m における熱源機入出温度

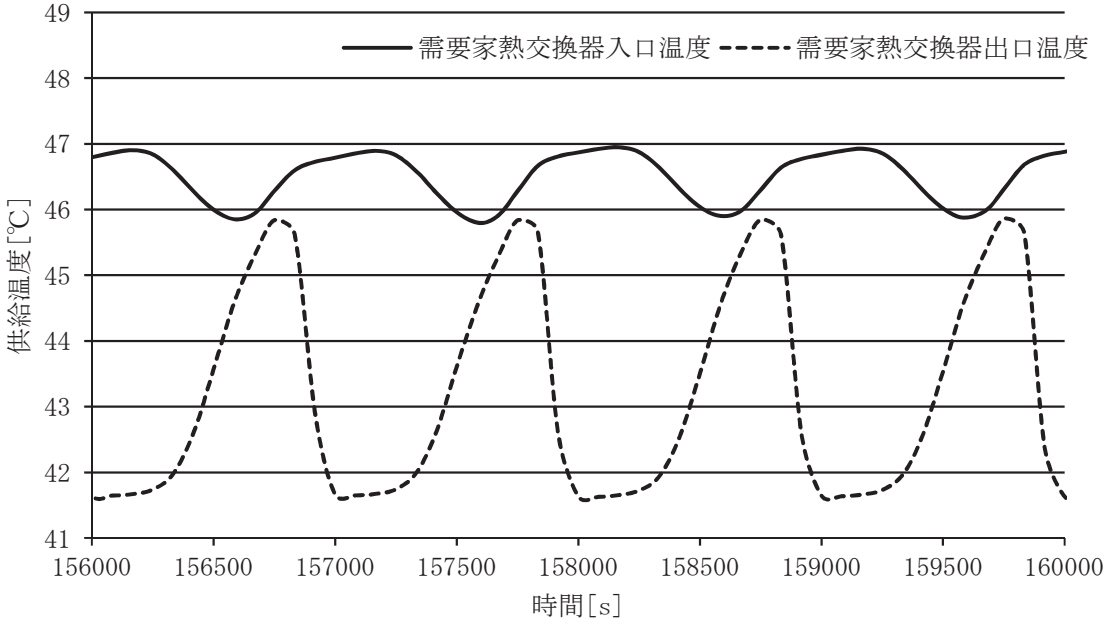


図 4.2　ρ_{max}=2.57、配管長 40m における熱交換器入出温度

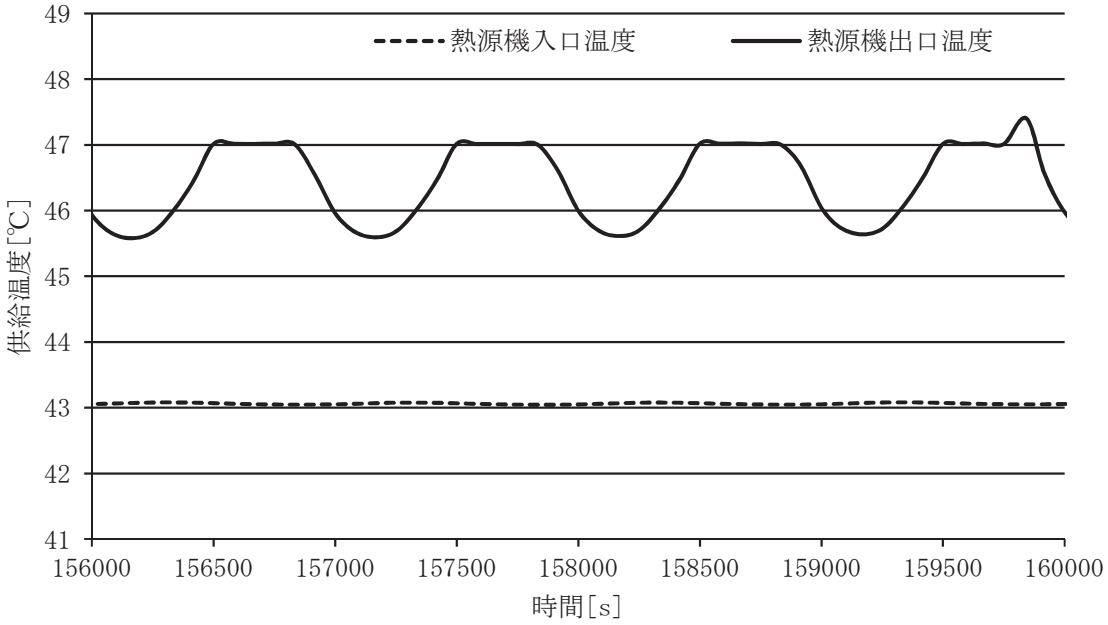


図 4.3　ρ_{max}=2.57、配管長 1500m における熱源機入出温度

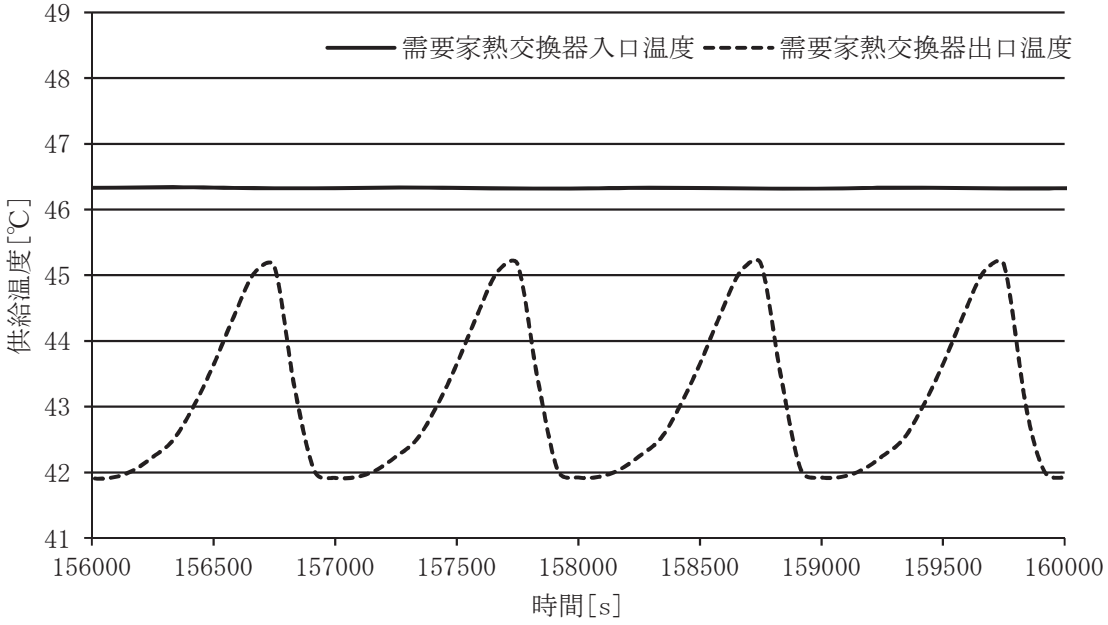


図 4.4　ρ_{max}=2.57、配管長 1500m における熱交換器入出温度

なお、図 4.5 および図 4.6 に示す通り、配管長 40m でも供給安定性がある領域（代表で周期無次元化係数の最大値ρ_{max}=1.00、熱源機の熱負荷追従速度dQ_R/dt=0.97kW/s、熱負荷の周期T=2570s）では、熱源機入口温度および需要家熱交換器出口温度を含め、すべての温度が安定している。

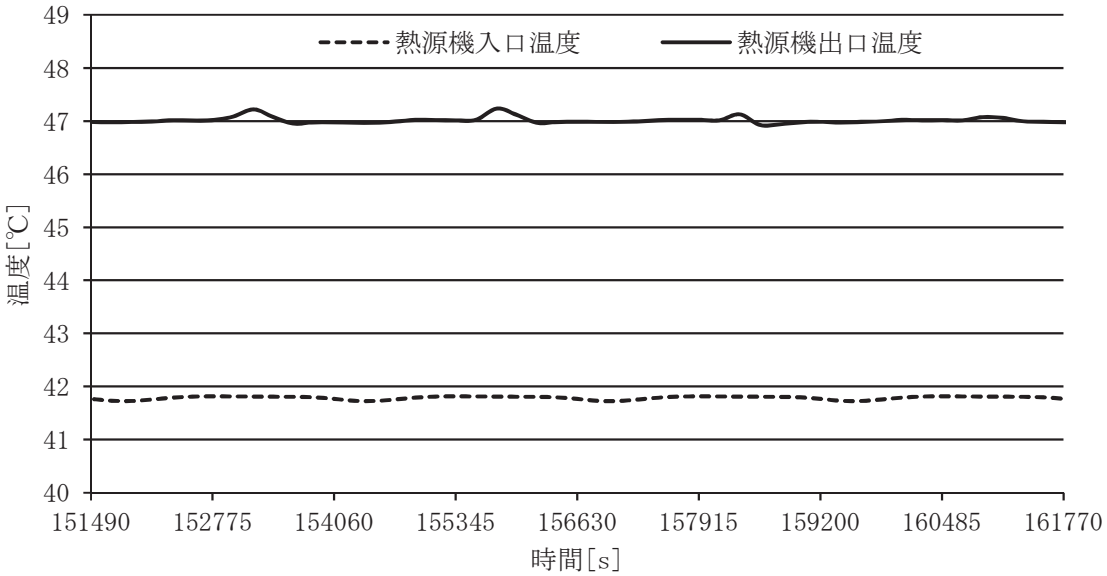


図 4.5　ρ_{max}=1.00、配管長 40m における熱源機入出温度

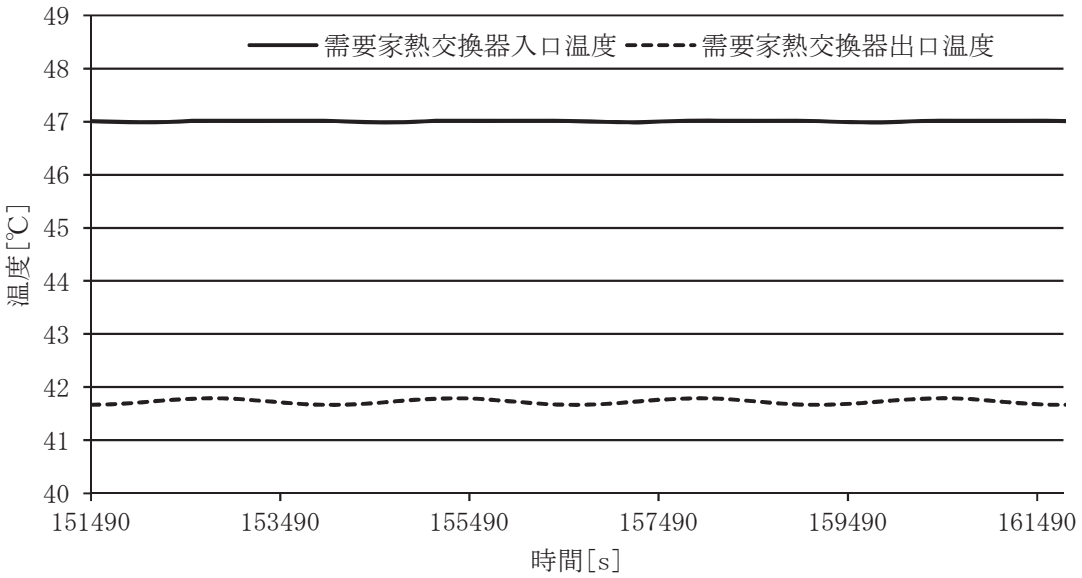


図 4.6　ρ_{max}=1.00、配管長 40m における熱交換器入出温度

熱源機の熱負荷追従速度dQ_R/dtを固定して熱負荷の周期Tを変化させた場合における供給温度変動幅無次元化係数τと配管長の関係を表 4.1 に示す。表 4.1 の各条件においてミキシングが十分に進み供給温度が条件によらず安定した（領域Ⅲが生じない）と想定される供給温度変動幅無次元化係数τ<0.1 程度となる配管長を表 4.2 に示す。また、熱負荷の周期Tを 2000s で固定して熱源機の熱負荷追従速度dQ_R/dtを変化させた場合における供給温度変動幅無次元化係数τと配管長の関係を表 4.3 に示す。これらの結果から、周期Tが大きいほど温度変動幅τが小さくなる配管長が短いこと、熱源機の熱負荷追従速度dQ_R/dtが大きいほど温度変動幅τが小さくなる配管長が短いことがわかる。すなわち、ミキシングにより供給温度が逸脱しない（領域Ⅲがなくなる）配管長は、熱負荷の周期Tが大きい（熱負荷傾きが小さい）ほど、もしくは熱源機の熱負荷追従速度dQ_R/dtが大きいほど短くなる。ただし、本モデルは配管内のミキシングの程度を最も大きく見積もった条件であるので、実プラントでは、表 4.2 に示すミキシングが十分進む条件（τ<0.1）などは結果より長い配管長となる可能性がある。

表 4.1　dQ_R/dtを固定した場合の配管長とτの関係

dQ_R/dt [kW/s]	周期T [s]	ρ_{max}	配管長毎の供給温度幅無次元化係数 τ				
			40m	500m	1 000m	1 500m	
3.87	250	2.57	0.04	0.01	0.00	0.00	
	400	1.61	0.02	0.00	0.00	0.00	
	643	1.00	0.04	0.01	0.01	0.01	
	1 000	0.64	0.03	0.02	0.01	0.01	
1.93	500	2.57	0.37	0.01	0.01	0.01	
	800	1.61	0.24	0.01	0.01	0.01	
	1 285	1.00	0.06	0.01	0.01	0.01	
	2 000	0.64	0.08	0.02	0.02	0.02	ケース 3
0.97	1 000	2.57	0.61	0.20	0.02	0.01	
	1 600	1.61	0.59	0.05	0.02	0.01	
	2 570	1.00	0.08	0.02	0.01	0.02	
	4 000	0.64	0.04	0.01	0.01	0.01	ケース 2
0.39	2 500	2.57	0.79	0.59	0.33	0.04	
	4 000	1.61	0.70	0.37	0.11	0.06	
	6 426	1.00	0.07	0.03	0.01	0.01	
	10 000	0.64	0.07	0.04	0.02	0.01	

表 4.2　表 4.1 の条件におけるτ<0.1 程度となる配管長

dQ_R/dt [kW/s]	周期T [s]	ρ_{max}	配管長 [m]
3.87	250	2.57	40未満
	400	1.61	40未満
1.93	500	2.57	140
	800	1.61	120
0.97	1 000	2.57	560
	1 600	1.61	310
0.39	2 500	2.57	1 500
	4 000	1.61	1 050

表 4.3　周期 2000s における配管長とτの関係

dQ_R/dt [kW/s]	ρ_{max}	配管長毎の供給温度幅無次元化係数 τ				
		40m	500m	1 000m	1 500m	
3.87	0.32	0.07	0.02	0.02	0.02	
1.93	0.64	0.08	0.02	0.02	0.02	
0.97	1.29	0.42	0.04	0.02	0.01	ケース 1
0.39	3.21	0.82	0.41	0.28	0.20	

一方、熱負荷傾き（周期T)の熱源機の熱負荷追従速度dQ_R/dtに対する相対値である周期無次元化係数の最大値ρ_{max}は同じ値であっても供給温度変動幅無次元化係数τと配管長の関係は一定とならないので関係性を検証する。例として、表 4.1 および表 4.3 に記載のあるρ_{max}=1.29 となるケース１（T=2000s、dQ_R/dt=0.97kW/s）を基準として、ρ_{max}=0.64 となるケース２（T=4000s、dQ_R/dt=0.97kW/s）とケース３（T=2000s、dQ_R/dt=1.93kW/s）とを同じ配管長においてミキシングの度合いを示すτについて比較する。Tを倍にしたケース１（表 4.3 の網掛）に対するケース２（表 4.1 の網掛下段）のτの差の方が、dQ_R/dtを倍にしたケース１に対するケース３（表 4.1 の網掛上段）のτの差より大きい。よって、ミキシングに対する熱負荷の周期T（熱負荷の傾き）の影響が熱源機の熱負荷追従速度dQ_R/dtの影響より大きいため、周期無次元化係数の最大値ρ_{max}は同じ値でも供給温度変動幅無次元化係数τに対する配管長の影響（ミキシングの効果）は一意に整理できないことがわかった。

４．２．３　ミキシング条件下での搬送動力の検証

前節では配管長が長い場合、ミキシングによる温度乱れの減衰が配管長によりどのような特性となるかを検証したが、本節では同条件下において搬送動力にどのような特性があるかについて論じる。

表 4.1 と同条件における搬送動力無次元化係数δと配管長の関係を表 4.4 に示す。代表で周期無次元化係数の最大値ρ_{max}=2.57（dQ_R/dt=0.97kW/s、T=1000s）かつ配管長が 40m におけるポンプ流量、揚程および電力を図 4.7 および図 4.8 に、同条件で配管長が 1500m におけるポンプ流量、揚程および電力を図 4.9 および図 4.10 に示す。

表 4.4　配管長と搬送動力δの関係

dQ_R/dt [kW/s]	周期T [s]	ρ_{max}	配管長毎の搬送動力無次元化係数 δ			
			40m	500m	1 000m	1 500m
3.87	250	2.57	1.25	1.28	1.24	1.28
	400	1.61	1.03	1.05	1.05	1.05
	643	1.00	0.99	0.99	0.98	0.99
	1 000	0.64	1.00	0.99	0.99	0.99
1.93	500	2.57	1.55	1.93	1.80	1.78
	800	1.61	1.27	1.32	1.33	1.33
	1 285	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	2 000	0.64	1.00	1.00	1.00	1.00
0.97	1 000	2.57	3.39	2.48	2.77	2.72
	1 600	1.61	2.33	1.47	1.51	1.52
	2 570	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	4 000	0.64	1.00	1.00	1.00	1.00
0.39	2 500	2.57	3.55	2.92	3.19	3.17
	4 000	1.61	2.31	1.71	1.62	1.68
	6 426	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	10 000	0.64	1.00	1.00	1.00	1.00

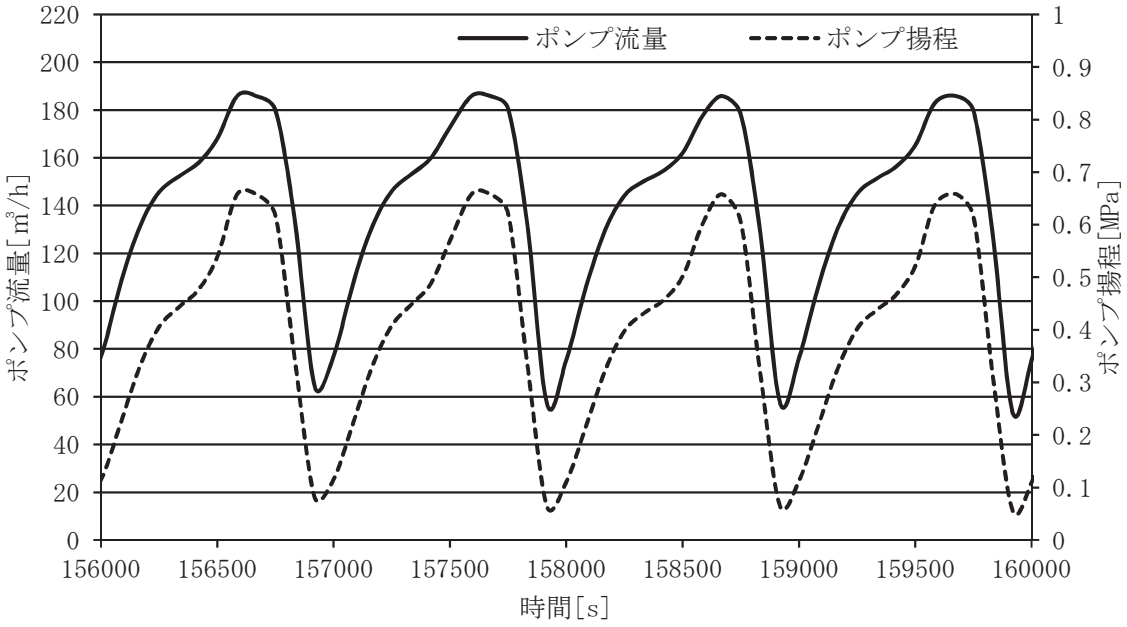


図 4.7　ρ_{max}=2.57、配管長 40m におけるポンプ流量と揚程

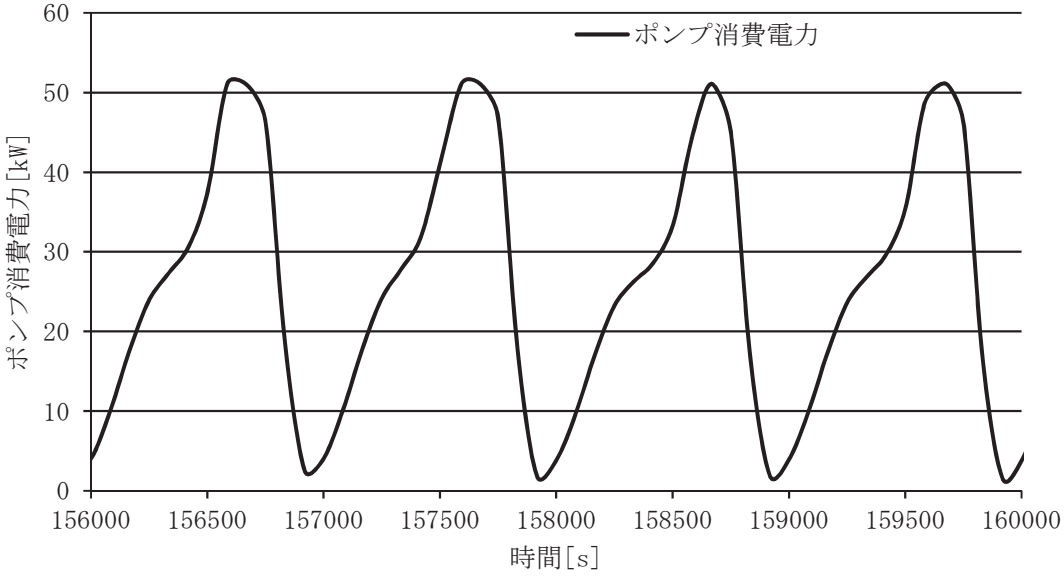


図 4.8　ρ_{max}=2.57、配管長 40m におけるポンプ（消費）電力

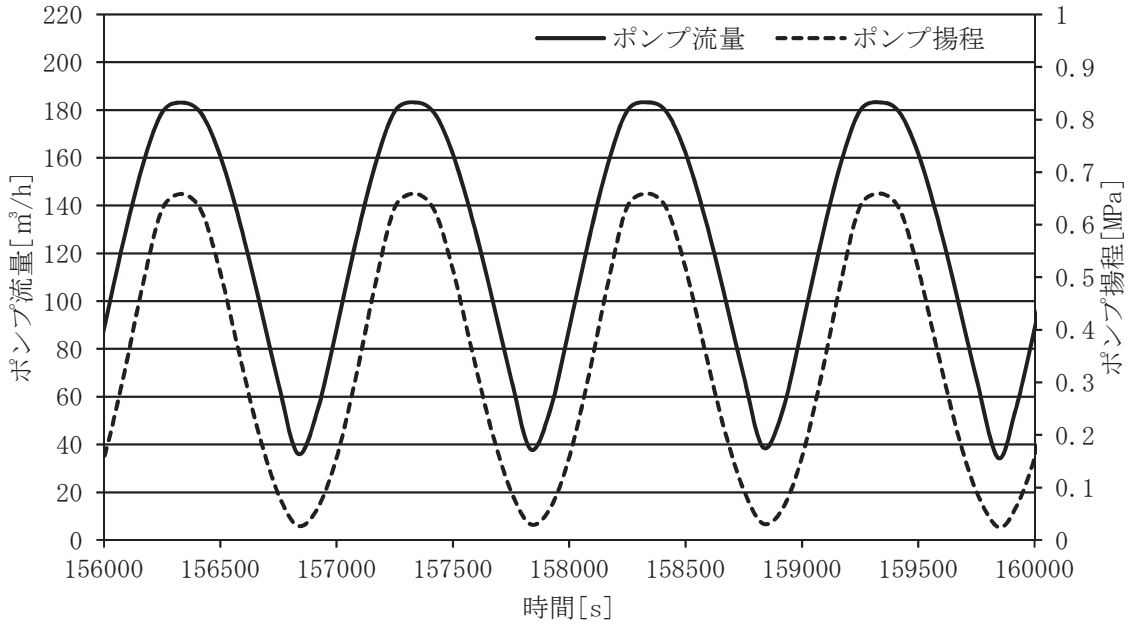


図 4.9　ρ_{max}=2.57、配管長 1500m におけるポンプ流量と揚程

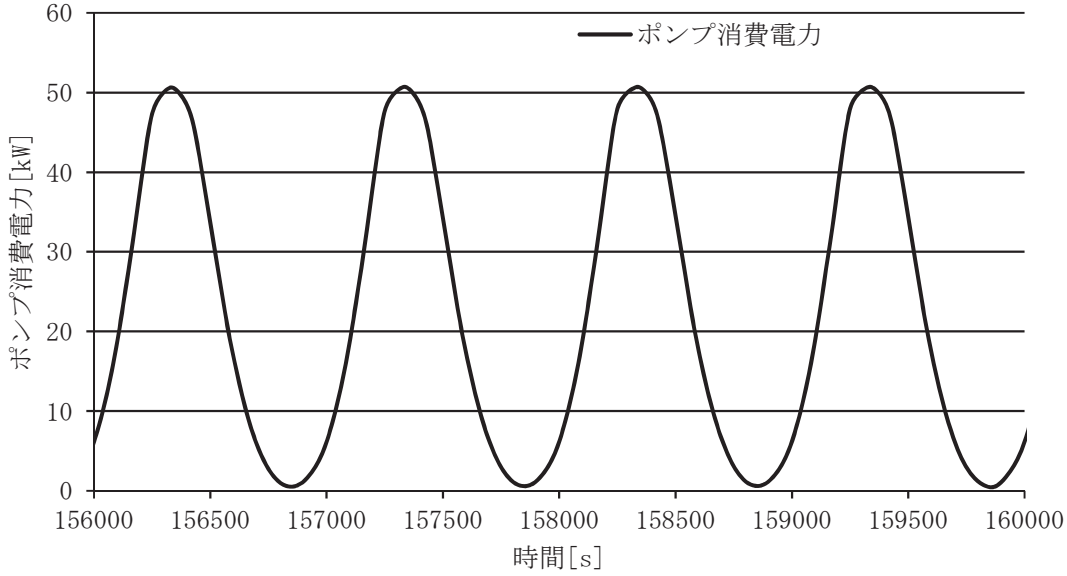


図 4.10　ρ_{max}=2.57、配管長 1500m におけるポンプ（消費）電力

表 4.4 より、配管長によらず周期無次元化係数の最大値ρ_{max}>1.6 程度において、配管長毎の基準値P_{min}に対する搬送動力の相対値である搬送動力無次元化係数δが 1.25 倍以上と増大しており、ρ_{max}が大きい程（特に熱源機の熱負荷追従速度dQ_R/dtが遅い程）搬送動力無次元化係数δは大きくなった。本特性が配管長に依存しない理由を以下に考察する。

図 4.1、図 4.2、図 4.7 および図 4.8 から、配管長が短い場合、熱負荷傾きが熱源機の熱負荷追従速度より大きいため、熱源機の制御遅れ等により熱源機出口温度が乱れるが、ミキシングが十分ではないため、その乱れが需要家熱交換器入口温度および熱源機入口温度に伝搬し、結果ポンプ流量および揚程に歪みが生じて制御不安定となる。これに対して、図 4.3 および図 4.4 に示すとおり、配管長が長い場合、ミキシングによりポンプの制御入力である需要家熱交換器入口温度および熱源機入口温度が安定するので、ポンプ流量と揚程（図 4.9）は歪みのない正弦波に近い形状となり制御は安定するが、ポンプ流量と揚程の最大値は図 4.7 に示す配管長が短い場合とほぼ同値であり、ポンプ消費電力も同様の傾向である。このような結果になるのは、制御の安定度によらず、熱源機出口温度が基準温度を下回る時間帯が生じ、必要熱量を確保するため、流量を増加させるよう制御されるためである。すなわち、配管長が長い場合の熱源機出口温度（図 4.3）は短い場合（図 4.1）と同様に熱源機の制御遅れ等により基準の 47℃より低下する時間帯があり、この時間帯は必要熱量を確保するため、図 4.9 に示すとおり、基準流量 0.042 ㎥/s（151.2 ㎥/h）および基準揚程 0.5MPa を超えて熱媒体が輸送されている。以上から、ミキシングによりポンプ流量および揚程の形状の歪みは改善されるが、必要な流量や揚程は大きく減少せず、結果として周期無次元化係数の最大値ρ_{max}>1.6 程度の条件下では、配管長によらず搬送動力は基準値を超える値となる。

なお、ρ_{max}=1.61 の条件下でも、熱源機の熱負荷追従速度dQ_R/dt=3.87kW/s かつ熱負荷の周期T=400s の場合には、例外的に搬送動力無次元化係数δが 1.25 未満になっている。これは、熱源機が出力熱量制限の範囲内で流量を小さくし、熱源機出口温度を基準 47℃を超えて出力することにより制御安定性を確保したためである。

４．３　結言

本章では、熱供給側と熱需要家が一対一のモデルにおいて、熱負荷を正弦波と仮定し、供給側である熱源機の制御遅れ等により熱媒体の温度乱れが生じても、配管長が長い場合、ミキシング（冷温水の混合）により温度乱れが減衰して熱需要家に到達することに着目し、配管長により供給温度や搬送動力にどのような影響が及ぶのかを一般的に検証した。

まず、通常運用範囲外も含め、熱源機の制御特性等に影響を受けず供給温度が目標温度を逸脱しない（供給安定性を得られる）配管長は、熱源機の熱負荷追従速度dQ_R/dtが速いほど、熱負荷傾きdQ_2/dtが小さい（熱負荷周期Tが大きい）ほど短くなる特性があることを明らかにした。また、第３章で定義した熱源機の熱負荷追従速度に対する熱負荷傾きの相対値である周期無次元化係数の最大値ρ_{max}と配管長との関係は一意ではなく、熱源機の熱負荷追従速度dQ_R/dtより熱負荷傾きdQ_2/dt（熱負荷の周期T）の方が配管長を短くする効果が大きいことを明らかにした。

次に、無次元化した搬送動力δは配管長（ミキシングの効果）に依存せず、周期無次元化係数の最大値ρ_{max}が 1.6 程度以上の場合は､配管長毎の制御が安定する基準値と比較し 1.25 倍以上になることを明らかにした。これは、配管長が長い場合はミキシング効果により需要家熱交換器入口温度および熱源機入口温度が乱れず制御が安定して、ポンプ流量や揚程の形状が歪の小さい形状となるが、熱源機の制御遅れ等による熱源機出口温度の低下に起因するポンプ流量や揚程の増加は配管長が短い場合と大きく変わらないため、この条件下では、配管長に依存せず搬送動力が大きくなることが原因である。

以上の検証から得た知見を実用的な観点からまとめると、以下のとおりである。

①需給連携制御を導入した大規模地域冷暖房システムや地域冷暖房システム間連携のように熱導管長が長い場合には、ミキシングによる温度乱れの減衰により、供給安定性を確保できる範囲が広くなる。一般的な熱源機の場合、熱導管長が 600m 程度以上で「熱源機の熱負荷追従速度に対する熱負荷傾きの相対値」によらず供給安定性を保てる可能性がある。

②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は、ミキシングによる温度乱れの減衰があっても供給安定性を確保しても低減されない。よって、理想的な搬送動力低減に関し、熱導管長は、熱導管長に応じた配管圧力損失のみが制約となる。

第５章
熱需要家が複数の場合の
基礎理論

５．１　緒論

第１章で説明したサステナブル運用では、第３章～第４章での検証で得た「計画」に関する知見だけでなく、計画と実績の比較などを通して省エネルギーであるかの評価（以下、評価）も重要な要素である。

本章では、それらの計画や評価に資する基礎理論として、前章までで検証した需給連携制御に関する基礎特性を熱供給側と熱需要家が一対多に発展させた場合の基礎（最小値）となる搬送動力の算出手法である

・熱需要家が複数になった場合の理想的な制御および搬送システムの在り方

・上記の理想的な制御および搬送システムが理想条件における搬送動力の演算方法

・上記の演算方法を簡易評価に応用した基礎概念

を説明する。

本章の基礎理論を用いて、第６章では計画に関する体系的な知見に資する検証を行い、第７章では評価に寄与する提案を行う。

本章における基礎理論の整理は、研究目的である需給連携制御を導入した地域冷暖房システムが、理想的な搬送動力低減を実現するための制約検証に必要なだけでなく、上記の計画に関する体系的な知見や評価に寄与する提案の根拠（前提）となる。

５．２　理想的な制御の在り方

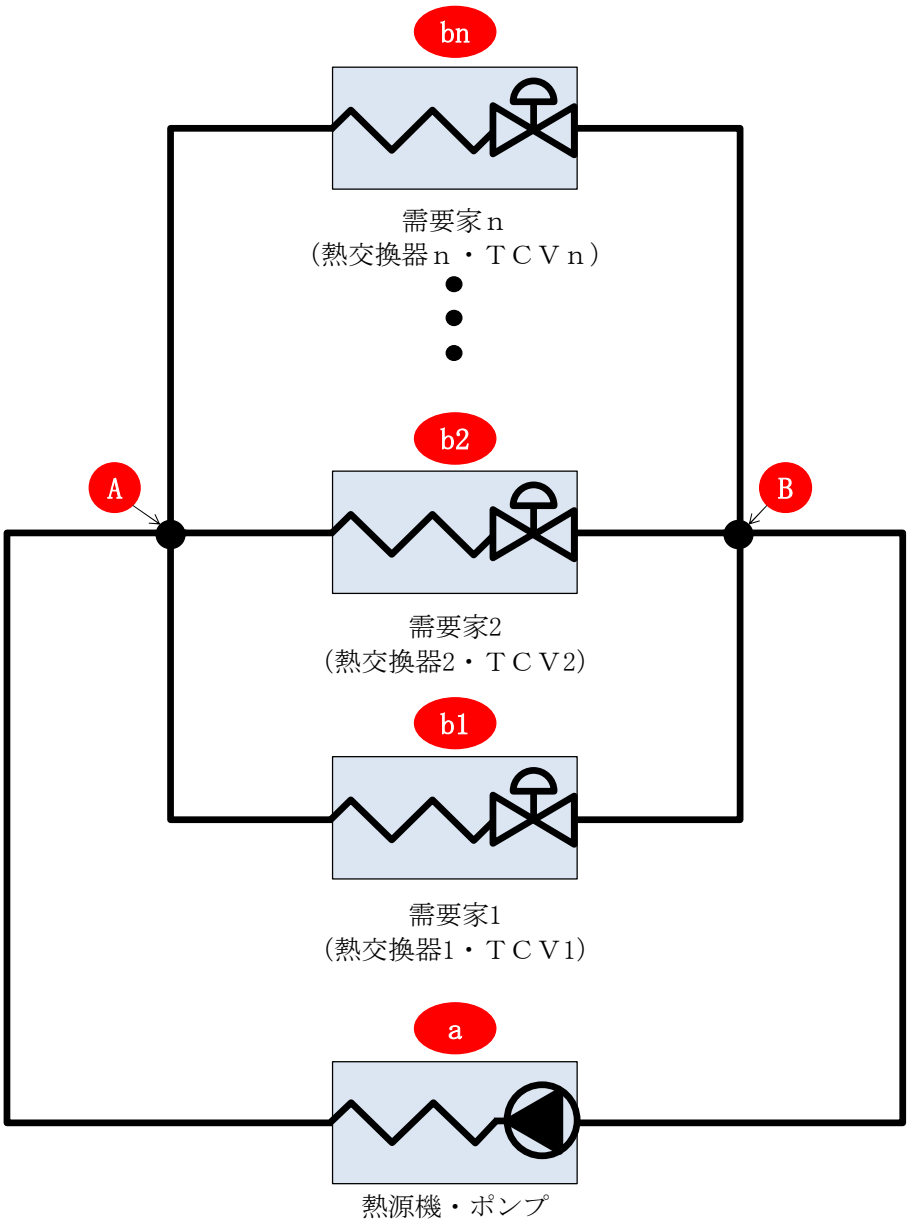
搬送動力（ポンプ消費電力）は熱需要家毎の熱負荷（各二次側流量）を入力と考えると、ポンプ揚程とポンプ特性で決定される。このうち、ポンプ特性は熱需要家数には依存せず、熱需要家数が１から複数に拡張された場合、特性に変化が生じるのはポンプ揚程を決定する要素である設備毎の圧力損失（各抵抗）となる。本節では図 5.1 に示す概念図を使用し、各抵抗を母管抵抗と枝管抵抗に分類して特性および理想的な制御の在り方を説明する。

熱供給側と熱需要家が一対一の場合、熱供給側の母管流量と熱需要家の枝管流量は同じであるが、熱供給側と熱需要家が一対多の場合、母管流量は各枝管流量の合算になり、母管抵抗もこの母管流量により決定する。例として、図 5.1 であれば、母管流量（ａを流れる流量）は枝管１～枝管ｎ（ｂ１～ｂｎ）を流れる流量の和となり、母管流量のほぼ二乗比例で①母管抵抗が決定される。よって、熱供給側と熱需要家が一対多の場合、母管抵抗と枝管抵抗は流量が異なるため、分けて計算する必要がある。

一方、搬送ポンプから見た枝管抵抗は最遠端の熱需要家で決定され、熱供給側と熱需要家が一対一でも一対多でも特性は変わらない。熱供給側と熱需要家が一対一の場合、枝管は１本しかないため、その枝管にある TCV 開度は 100%固定とした場合、最も枝管抵抗が小さくなる。一方、熱供給側と熱需要家が一対多の場合、１．３節（２）で説明した制御概念のとおり、各枝管の中で最も抵抗値が大きい最遠端の熱需要家の TCV 開度のみを 100%とし、他熱需要家の枝管抵抗が最遠端の枝管抵抗と同値となるよう TCV 開度を制御するとともに、熱需要家毎の二次側流量＝一次側流量となるよう決定した場合、最も枝管抵抗が小さくなる。例として、図 5.1 であれば、仮に熱需要家１が最遠端の場合、枝管１（図中番号Ａ～ｂ1～Ｂ）の TCV 開度は 100%となり、枝管２～枝管ｎの TCV 開度は、②枝管１抵抗＝③枝管２抵抗＝…＝④枝管ｎ抵抗、かつ熱需要家１からｎの各二次側流量＝一次側流量となるよう開度が決定される。よって、搬送ポンプから見た枝管抵抗は、熱需要家数に依存せず、最遠端の熱需要家の TCV 開度を 100%とした場合の枝管抵抗によって決定される。ただし、一般的に最遠端の熱需要家は固定ではなく各熱需要家の流量バランス等により切り替わるので、瞬時値評価を利用する制御パラメータ調整等では影響は少ないが、長時間を前提とした積算値や平均値の評価を利用する省エネルギー評価等の場合は最遠端切替の考慮が重要である。

なお、図 5.1 はⒶとⒷを温水ヘッダーと見なしたモデルである。実物件の熱導管は樹木の

枝のように複雑な場合があるが、第４章での検証から熱導管の抵抗が他の抵抗（熱源機、熱交換器および TCV）と比較し非常に小さいことがわかっており、温水ヘッダー方式として模擬しても搬送動力推定への影響は非常に小さい。



①母管抵抗　：　図中番号　Ａ　～　ａ（熱源機・ポンプ）～　Ｂ　間の抵抗を示す
②枝管１抵抗：　図中番号　Ａ　～　ｂ１（熱交換器1・ＴＣＶ1）～　Ｂ　間の抵抗を示す
③枝管２抵抗：　図中番号　Ａ　～　b2（熱交換器2・ＴＣＶ2）～　Ｂ　間の抵抗を示す
④枝管ｎ抵抗：　図中番号　Ａ　～　bn（熱交換器ｎ・ＴＣＶｎ）～　Ｂ　間の抵抗を示す

図 5.1　需要家が複数ある場合の理想的な制御概念図

５．３　理想条件における搬送動力

（１）理想条件における搬送動力

図 5.1 で模擬した需給連携制御を導入した地域冷暖房システムにおいて、搬送ポンプの各種効率が 1.00、かつ各機器の制御遅れを無視できる理想条件の理論搬送動力W_0は、式(5.1)となる。

$$W_0 = \Delta P_c \cdot (q_1 + q_2 + \cdots + q_n) + \Delta P_1 \cdot q_1 + \Delta P_2 \cdot q_2 + \cdots + \Delta P_n \cdot q_n \qquad \cdots\cdots(5.1)$$

ここで、前節で説明した理想的な制御の在り方を考慮し、熱需要家mが最遠端の熱需要家とすると、理論搬送動力W_0は式(5.2)となる。瞬時値である理論搬送動力W_0は、母管と最遠端の熱需要家の抵抗（圧力損失）とポンプ流量だけで演算できることがわかる。

$$W_0 = (\Delta P_c + \Delta P_m) \cdot (q_1 + q_2 + \cdots + q_n) \qquad \cdots\cdots(5.2)$$

（2）シミュレーションモデルにおける理想条件での搬送動力

本節では、第２章で説明したシミュレーションモデル図（図 2.1）において、前節で説明した理想条件かつ理想的な制御の在り方を前提とした理論搬送動力W_0について説明する。なお、本節の演算式は、第６章の評価にて利用する。

図 2.1 および表 2.3 において、図 5.1 の母管に相当する要素は、熱源機、熱源機配管(往還)、母管①(往還)である。式(5.3)に母管圧力損失ΔP_c、式(5.4)～式(5.6)に要素の圧力損失を示す。算出式は第２章と同様、ダルシー・ワイズバッハの式（乱流管摩擦係数λ_{HS}、λ_{HS} 、λ_{MP1}はハーランドの近似式）とする。

$$\Delta P_c = \Delta P_{HS} + \Delta P_{HSP} + \Delta P_{MP1} \quad \cdots\cdots(5.3)$$

$$\Delta P_{HS} = \left(\frac{8}{\pi^2}\frac{L_{HS} + L_{Eq_HS}}{{D_{HS}}^5}\lambda_{HS} \cdot \rho_d\right) \cdot \left(q_{f1} + q_{f2}\right)^2 \quad \cdots\cdots(5.4)$$

$$\Delta P_{HSP} = \left(\frac{8}{\pi^2}\frac{L_{HSP} + L_{Eq_HSP}}{{D_{HSP}}^5}\lambda_{HSP} \cdot \rho_d\right) \cdot \left(q_{f1} + q_{f2}\right)^2 \quad \cdots\cdots(5.5)$$

$$\Delta P_{MP1} = \left(\frac{8}{\pi^2}\frac{L_{MP1} + L_{Eq_MP1}}{{D_{MP1}}^5}\lambda_{MP1} \cdot \rho_d\right) \cdot \left(q_{f1} + q_{f2}\right)^2 \quad \cdots\cdots(5.6)$$

図 2.1 および表 2.3 において、図 5.1 の枝管１（熱需要家１）に相当する要素は、枝管①(往還)、需要家１向け熱交換器、需要家１向け TCV である。式(5.7)に枝管１圧力損失ΔP_1、式(5.8)～式(5.10)に要素の圧力損失を示す。算出式は第２章と同様、ダルシー・ワイズバッハの式（相当）とする。

$$\Delta P_1 = \Delta P_{BP1} + \Delta P_{HEX1} + \Delta P_{TCV1} \quad \cdots\cdots(5.7)$$

$$\Delta P_{BP1} = \left(\frac{8}{\pi^2}\frac{L_{BP1} + L_{Eq_BP1}}{{D_{BP1}}^5}\lambda_{BP1} \cdot \rho_d\right) \cdot {q_{f1}}^2 \quad \cdots\cdots(5.8)$$

$$\Delta P_{HEX1} = \left(\lambda_{CP_HEX1} \cdot \frac{\rho_d}{2{S_{HEX1}}^2}\right) \cdot {q_{f1}}^2 \qquad \cdots\cdots(5.9)$$

$$\Delta P_{TCV1} = \left(\frac{\rho_d}{2{C_{d_TCV1}}^2{S_{R_TCV1}}^2}\left[1 - \left(\frac{S_{R_TCV1}}{S_{v_TCV1}}\right)^2\right] PR_{Loss_TCV1}\right) \cdot {q_{f1}}^2 \qquad \cdots\cdots(5.10)$$

図 2.1 および表 2.3 において、図 5.1 の枝管２（熱需要家２）に相当する要素は、母管②(往還)、枝管①(往還)、需要家２向け熱交換器、需要家２向け TCV である。式(5.11)に枝管２圧力損失ΔP_2、式(5.12)～式(5.15)に要素の圧力損失を示す。算出式は第２章と同様、ダルシー・ワイズバッハの式（相当）とする。

$$\Delta P_2 = \Delta P_{MP2} + \Delta P_{BP2} + \Delta P_{HEX2} + \Delta P_{TCV2} \qquad \cdots\cdots(5.11)$$

$$\Delta P_{MP2} = \left(\frac{8}{\pi^2}\frac{L_{MP2} + L_{Eq_MP2}}{{D_{MP2}}^5}\lambda_{MP2} \cdot \rho_d\right) \cdot {q_{f2}}^2 \qquad \cdots\cdots(5.12)$$

$$\Delta P_{BP2} = \left(\frac{8}{\pi^2}\frac{L_{BP2} + L_{Eq_BP2}}{{D_{BP2}}^5}\lambda_{BP2} \cdot \rho_d\right) \cdot {q_{f2}}^2 \qquad \cdots\cdots(5.13)$$

$$\Delta P_{HEX2} = \left(\lambda_{CP_HEX2} \cdot \frac{\rho_d}{2{S_{HEX2}}^2}\right) \cdot {q_{f2}}^2 \qquad \cdots\cdots(5.14)$$

$$\Delta P_{TCV2} = \left(\frac{\rho_d}{2{C_{d_TCV2}}^2{S_{R_TCV2}}^2}\left[1 - \left(\frac{S_{R_TCV2}}{S_{v_TCV2}}\right)^2\right] PR_{Loss_TCV2}\right) \cdot {q_{f2}}^2 \qquad \cdots\cdots(5.15)$$

式(5.3)～式(5.15)を用い、図 2.1 に示すモデル図の理論瞬時動力W_0は、式(5.16)となる。理論瞬時動力W_0の変数は一次側流量q_{f1}とq_{f2}および TCV 開度の関数であるオリフィス開口面積S_{R_TCV1}とS_{R_TCV2}であるが、TCV 開度は最遠端の熱需要家では 100%で固定（最遠端以外は計算に使用しない）なので、理論瞬時動力W_0は一次側流量q_{f1}とq_{f2}のみが変数であることがわかる。

最遠端の熱需要家がmなら

$$W_0 = (\Delta P_c + \Delta P_m) \cdot (q_{f1} + q_{f2}) \qquad \cdots\cdots(5.16)$$

５．４　需要家が複数ある場合の基礎概念

本節では、計算時間の短縮や必要データの少量化を目的とした簡易評価に資する理論として、理想的な制御の在り方と流体に関する理論式を組合せた基礎概念を説明し、基礎理論により演算した瞬時ポンプ揚程や瞬時搬送動力（ポンプ消費電力）について、第２章で説明した実物件を模擬したシミュレーションモデル（モデル２）との誤差分析から妥当性評価、基礎概念を活用する際の留意点および熱供給側と熱需要側が一対多へ応用する場合の条件について整理する。

５．４．１　熱需要家が複数ある場合の基礎概念

次節では基礎概念と第２章で説明した熱供給側と熱需要家が一対二であるモデル２（実物件を想定）との比較を行うので、熱需要家数は２として基礎概念を説明する。

ポンプ揚程は理論上、母管および枝管の圧力損失（抵抗）である式(5.3)と式(5.7)もしくは式(5.11)の和で決定されるが、各式を構成する要素のうち、熱源機および配管の圧力損失である式(5.4)および式(5.5)などは、式(2.2)および式(2.3)に示すように一次側流量の関数である乱流管摩擦係数（レイノルズ数）を含んでいるため、一次側流量の二乗に比例しない。しかし、乱流管摩擦係数は一次側流量が大きく違わない範囲では一定と近似できることから、基礎概念では、一次側流量≒二次側流量かつ、すべての圧力損失に関する要素が一次側流量の二乗に比例する前提とする。

$$Re = \frac{D}{A\nu}Q \qquad \cdots\cdots(2.2)$$

$$\lambda = \frac{1}{\left[-1.8\log_{10}\left(\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{1}{3.7}\frac{r}{D}\right)^{1.11}\right)\right]^2} \qquad \cdots\cdots(2.3)$$

図 5.1 の①母管抵抗h_c（熱源プラント内および供給導管の抵抗）、②枝管１抵抗h_1（需要家１内の抵抗）および③枝管２抵抗h_2（需要家２内の抵抗）の算出式を式(5.17)～式(5.19)

に示す。ここで既知の値である、母管抵抗h_{c0}、枝管１抵抗h_{10}および熱需要家１の二次側流量q_{10}は熱需要家１の TCV 開度が 100%となる時刻での瞬時値であり、同様に枝管２抵抗h_{20}および熱需要家２の二次側流量q_{20}は熱需要家２の TCV 開度が 100%となる時刻での瞬時値である。

$$h_c = h_{c0} \cdot \left(\frac{q_1 + q_2}{q_{10} + q_{20}}\right)^2 \quad \cdots\cdots(5.17)$$

$$h_1 = h_{10} \cdot \left(\frac{q_1}{q_{10}}\right)^2 \quad \cdots\cdots(5.18)$$

$$h_2 = h_{20} \cdot \left(\frac{q_2}{q_{20}}\right)^2 \quad \cdots\cdots(5.19)$$

ポンプ揚程Hの計算式を式(5.20)に示す。需給連携制御（変差圧変流量制御）では、最も差圧が小さくなるよう制御した結果、図 5.1 の②枝管１抵抗と③枝管２抵抗が同じとなるので、最遠端の熱需要家の TCV を全開にすると、他の熱需要家の TCV 開度は最遠端の熱需要家と枝管抵抗値が同じになるように変化する。式(5.18)および式(5.19)は、共に自分が最遠端（TCV 開度が全開）とした場合の計算式なので、最遠端の熱需要家のみ適切な推定抵抗を計算するが、最遠端でない熱需要家は TCV 開度が本来は 100%ではないので実物件における抵抗より小さい値となる。以上から、母管抵抗と最遠端の熱需要家の枝管抵抗の和がポンプ揚程となるので、式(5.20)には場合分けが生じる。

$$\begin{aligned} &h_1 \geq h_2 \text{なら、} H = h_c + h_1 \\ &h_1 < h_2 \text{なら、} H = h_c + h_2 \end{aligned} \quad \cdots\cdots(5.20)$$

ポンプ消費電力P_wを式(5.21)に示す。ポンプ効率Eは「流量÷回転数比」の三次関数とする[37]。インバータ効率eはポンプ負荷率との関係の近似式から決定し、電動機効率dは固定値とする。

$$P_w = \frac{(q_1 + q_2) \cdot H}{E \cdot d \cdot e} \quad \cdots\cdots(5.21)$$

５．４．２　熱負荷および搬送動力の条件

第２章で説明したモデル２と基礎概念の入力となる熱需要家１の二次側流量q_1および熱需要家２の二次側流量q_2は、式(5.22)～式(5.23)に示す正弦波とする。各熱需要家の周期Tは2.2h（8000s）で共通とするが、二次側流量の最大値q_{max}と位相差$\emptyset$（熱需要家１は基準なので 0）は熱需要家毎に可変とする。二次側流量の最大値q_{max}は搬送ポンプの定格値以下（可変）とし、二次側流量の最小値は最大値q_{max}の 10%とする。熱負荷温度については、熱交換器二次側入口温度は 41℃固定、二次側出口温度は 46℃目標で変化する。

$$q_1(t) = \frac{q_{1max} - q_{1min}}{2} \cdot sin\left(\frac{2\pi}{T}t\right) + \frac{q_{1max} + q_{1min}}{2} \qquad \cdots\cdots(5.22)$$

$$q_2(t) = \frac{q_{2max} - q_{2min}}{2} \cdot sin\left(\frac{2\pi}{T}t + \emptyset\right) + \frac{q_{2max} + q_{2min}}{2} \qquad \cdots\cdots(5.23)$$

モデル２におけるポンプ消費電力（瞬時の搬送動力）P_wの真値は、過渡特性による供給温度や搬送動力への影響を可能な限り除外するため、第４章と同様に制御が十分安定した時間である$T \cdot n$[s]を終点、その一周期前$T \cdot n - T$[s]を始点とした正弦波にて評価する。なお、基礎概念の場合は式(5.21)により一意に決定される。

５．４．３　基礎概念と実物件との比較

表 5.1 に検討したケースを示す。ここで定格比率（最大値）とは、二次側流量の最大値 q_{max}の搬送ポンプの定格値（151.2 ㎥/h）に対する比率を表し、合成とは熱需要家 1 と熱需要家 2 の合成正弦波の最大値を表す。検証する瞬時値は全 24 ケース毎に 36 点（全ケースで瞬時値 864 点）とした。例として、図 5.2 にケース 3-2 の二次側流量（入力）を示す。

表 5.1　検討ケース

ケース	最大流量［㎥/h］			定格比率（最大値）			位相差
	合成	需要家１	需要家２	合成	需要家１	需要家２	［°］
1	151.2	151.2	0	1.00	1.00	0	0
2-1	151.2	113.4	37.8	1.00	0.75	0.25	0
2-2	137.0			0.91			90
2-3	117.2			0.78			180
2-4	137.0			0.91			270
3-1	151.2	75.6	75.6	1.00	0.50	0.50	0
3-2	131.3			0.87			90
3-3	83.2			0.55			180
3-4	131.3			0.87			270
4-1	151.2	37.8	113.4	1.00	0.25	0.75	0
4-2	137.0			0.91			90
4-3	117.2			0.78			180
4-4	137.0			0.91			270
5	151.2	0	151.2	1.00	0	1.00	0
6	117.2	117.2	0	0.78	0.78	0	0
7		87.9	29.3		0.58	0.19	
8		58.6	58.6		0.39	0.39	
9		29.3	87.9		0.19	0.58	
10		0	117.2		0	0.78	
11	83.2	83.2	0	0.55	0.55	0	0
12		62.4	20.8		0.41	0.14	
13		41.6	41.6		0.28	0.28	
14		20.8	62.4		0.14	0.41	
15		0	83.2		0	0.55	

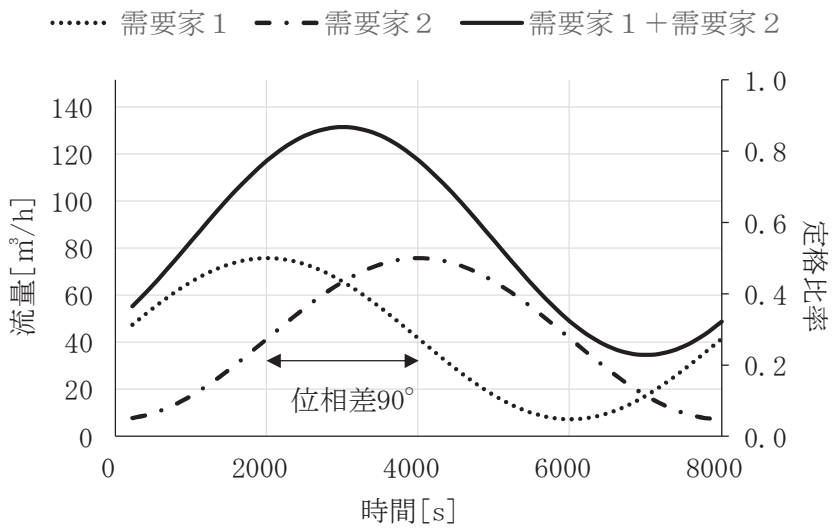


図 5.2　ケース 3-2 における二次側流量

基礎概念での熱負荷と各抵抗値が既知の瞬時値として、表 5.1 のケース 1 の熱需要家１およびケース 5 の熱需要家２のq_{max}が 80.1 ㎥/h（定格比率が 0.53）の場合を選択した。よって、瞬時値は 2 点を既知とし、残りの 862 点を基礎概念に基づいて計算した。

図 5.3 に第２章で説明したモデル２によるポンプ揚程に関するシミュレーション結果（実物件）に対する基礎概念による計算値の相対誤差の絶対値[%]を、熱需要家１と熱需要家２の二次側流量の和の定格比率（ポンプ定格流量に対する比）に対してプロットしたグラフを示す。また、図 5.4 にケース 3-2 におけるポンプ揚程の本モデルと基礎概念のグラフを示す。誤差は全ケース平均で 3.6%（搬送動力への影響が小さい定格比率が 0.25 以下を除外した場合 2.8%）であった。抵抗値を既知とした二次側流量の和の定格比率 0.53 前後から離れるほど誤差が大きくなっている。この誤差は、式(5.17)～式(5.19)で示す基礎概念が二次側流量の二乗比例を前提としているため、非線形の物理現象分（乱流管摩擦係数）の誤差が生じているためである。また、図 5.3 の点線で囲った範囲は他に比べ誤差が大きくなっている。これは、熱需要家間の位相差が 0°でない瞬時値で、これらの瞬時値は図 5.4 のように最遠端の熱需要家の切替タイミング付近でのポンプ揚程が TCV 動作により乱れた影響と考える。

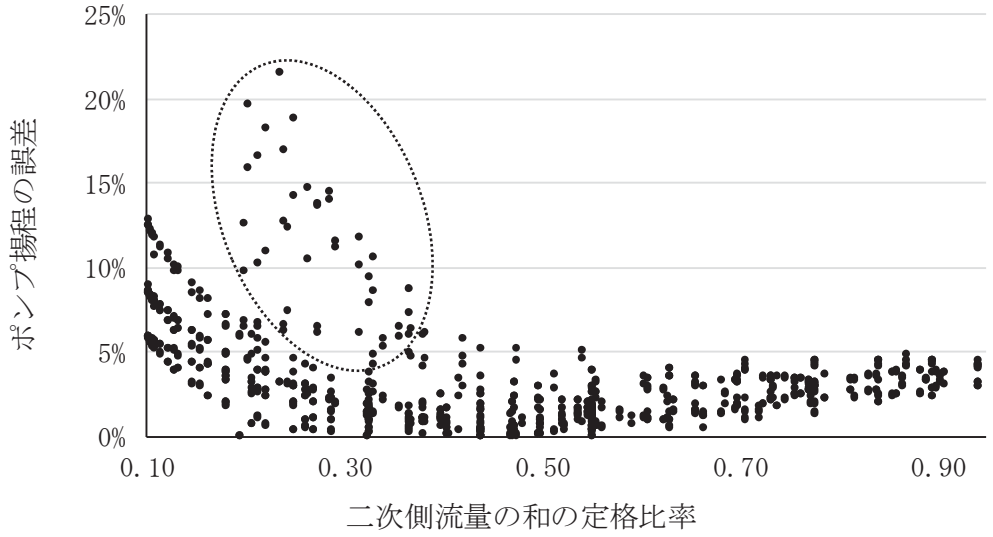


図 5.3　ポンプ揚程の誤差分布図

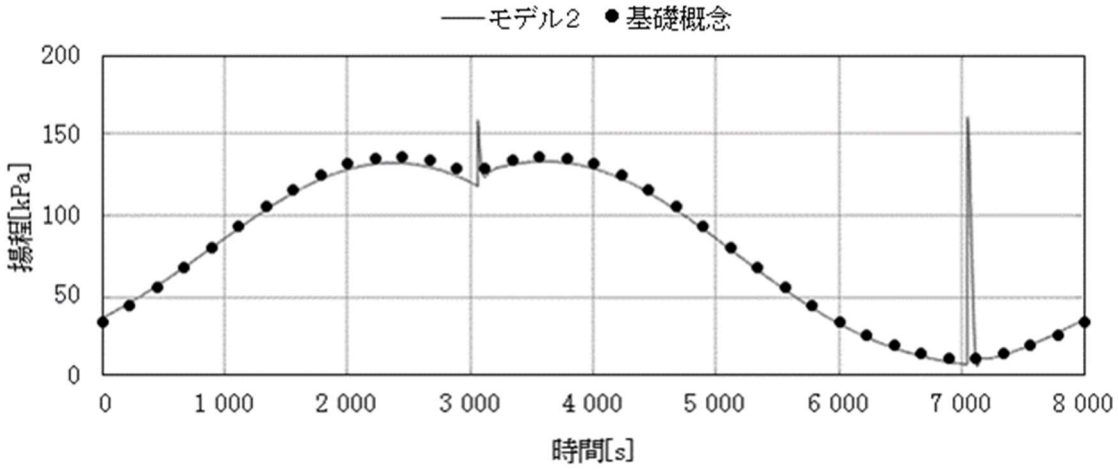


図 5.4　ケース 3-2 におけるポンプ揚程

モデル２（実物件）に対する基礎概念（流量は既知、ポンプ揚程は基礎概念にて計算）より算出した搬送動力（ポンプ消費電力）の相対誤差は全ケース平均で 4.4%（搬送動力への影響が小さい総流量が定格比率 0.25 以下も同等）であった。モデル２（実物件）に対する基礎概念（流量もポンプ揚程も既知）の相対誤差が 2.3%であることから、モデル２に対する基礎概念の相対誤差は、ポンプ揚程の計算で生じる誤差と搬送動力の計算で生じる誤差が半々であることがわかった。搬送動力の計算で生じる誤差は、ポンプ効率Eとインバ

ータ効率eで採用した近似式の誤差と考えられる。

以上から基礎概念は実物件（モデル２）をほぼ再現できていることがわかった。基礎概念は、既知とする瞬時値の選定が重要であり、実物件で頻出頻度が高い値や過去実績の中央値等を既知として推定することが望ましい。また、基礎概念を熱供給側と熱需要側が一対Ｎへ応用する場合は、既知である瞬時値を熱需要家数であるＮに増やすだけで適用できるので、熱需要家数が多い程、通常のシミュレーションよりも時間の短縮が図れることが推定される。

５．５　結言

本章では、前章までで検証した需給連携制御に関する基礎特性を熱供給側と熱需要家が一対多の場合に発展させた場合の基礎（最小値）となる搬送動力の算出手法として

・熱需要家が複数になった場合の理想的な制御および搬送システムの在り方

・上記の理想的な制御および搬送システムが理想条件における搬送動力の演算方法

・上記の演算方法を簡易評価に応用した基礎概念

を説明し、以下の知見を得た。

①熱需要家数が１から複数になっても搬送動力の主要素であるポンプ揚程は、熱供給側の抵抗と最遠端の熱需要家（TCV が全開）の抵抗のみで決定される。ただし、最遠端の熱需要家は二次側流量の大きさ等により切り替わるので、省エネルギー評価等では留意する必要がある。

②需給連携制御における理想条件における搬送動力は、各熱需要家の熱交換器二次側流量のみを変数とする関数で表すことができる。

③基礎概念において、熱需要家数を１から複数に発展させた場合の理想的な制御の在り方と流体に関する理論式を組合せた基礎概念は、シミュレーションを用いず熱需要家毎の熱負荷（二次側流量）を入力値として、特定の２条件における各瞬時抵抗値（ポンプ揚程計算の材料）を既知とした場合、任意の瞬時ポンプ揚程と瞬時搬送動力を計算できる。第２章で説明したモデル２（実物件の模擬）と比較し、ポンプ揚程の相対誤差は平均 3.6%程度、搬送動力の相対誤差は平均 4.4%程度であり、基礎概念は実物件での検証にも適用できる。

④基礎概念において、熱需要家数をＮに増やす場合は既知である特定の条件がＮ個になる。また、基礎概念の活用の留意点として既知とする条件を極力出現頻度の高い熱負荷にすることで実負荷の再現精度を高められる。

第 6 章

搬送動力低減に対する

各種制約の検証

第　6　章

６．１　緒言

第１章で説明したサステナブル運用の一部である計画の初期値立案にあたり、実物件では「供給安定性（供給温度が目標値で安定」の確保が重要であるが、多数ある調整要素がどれも供給安定性に関して同程度の影響しか及ぼさない場合、それぞれの要素がどの程度、搬送動力低減に影響を及ぼすか計画時に体系的に知る必要がある。この体系的な知見は、搬送システムの構築時（設計時）においても重要な要素である。

本章では第５章で整理した、需給連携制御に関する基礎特性を熱供給側と熱需要家が一対多の場合に発展させた場合の基礎理論の一つである「理想条件における搬送動力」と実物件の搬送動力との差異（制約）に注目し、供給安定性が確保されている地域冷暖房システムにおいて、その制約毎に搬送動力へどのような影響を及ぼすのかを検証する。また、一般的な搬送システム制御を導入した地域冷暖房システム（定差圧変流量制御）と需給連携制御を導入した地域冷暖房システム（変差圧変流量制御）との比較を行い、需給連携制御を導入することにより搬送動力がどの程度低減され、制約が制御の違いにどのような影響を及ぼすのかを検証する。

この検証を通し、研究目的である需給連携制御を導入した地域冷暖房システムが、理想的な搬送動力低減を実現するための制約を特定することで、上記の体系的な知見の一部となると考える。

６．２　需給連携制御における搬送動力低減に対する各種制約の検証

６．２．１　実物件で生じる制約の整理

本研究では、第２章で説明した需給連携制御を導入した地域冷暖房システムの実物件の模擬も可能なシミュレーションモデルを使用して様々な検証を行っているが、実物件では、シミュレーションにおいて考慮していない様々な制約がある。本節では、表 6.1 に示す各制約が搬送動力へ及ぼす影響を検証する。

表 6.1　搬送動力に影響を及ぼす可能性がある制約

機器名称	制約の概要
熱源機	熱負荷追従速度（第３章で検証）
熱導管（配管）	配管長に伴う圧力損失の増大（第４章で検証）
搬送ポンプ	ポンプ効率 電動機効率
搬送ポンプ用インバータ	インバータ効率 インバータ周波数の下限制約 インバータ周波数の速度制限
熱交換器	熱交換能力の低下
熱交換器一次側調整弁（TCV）	動作遅れ

なお、以下に説明する項目は検証の対象外とした。

・熱需要家の熱交換器二次側入出温度差

１．２節（３）で説明したとおり、近年の地域冷暖房システムでは、設計段階から冷温水還り温度補償制御等を採用することで、熱需要家の熱交換器二次側の冷温水入出温度差を確保できる。

・熱源機や熱交換器の増減段、および地域冷暖房システム間連携による双方向融通

安定領域ではない過渡状態における短時間の影響にとどまる。

・熱導管等からの放熱

熱源機の出力（燃料）の増加の影響はあるが、搬送動力への影響は非常に小さいと想定される。

・制御パラメータ（PID や制御 MAP など）

実物件毎に制御手法が異なり、一般化するメリットが小さい。

６．２．２　熱負荷および搬送動力の条件

（１）熱負荷の条件

本章で使用するシミュレーションモデル（第２章のモデル２）の入力となる熱需要家１二次側流量q_1および熱需要家２の二次側流量q_2は、第５章と同様に式(5.22)～式(5.23)に示す正弦波とする。代表点での検証とし、表 6.2 に示すとおり、条件に寄らずパラメータは固定とする。パラメータは、評価対象である安定領域（第３章で説明した周波数無次元化係数が 0.3 程度以下となる領域Ｉ）から選択した。図 6.1 に熱需要家１および熱需要家２の二次側流量のグラフを示す。熱負荷温度については、熱交換器二次側入口温度は 41℃固定、二次側出口温度は 46℃目標で変化する。

$$q_1(t) = \frac{q_{1max} - q_{1min}}{2} \cdot sin\left(\frac{2\pi}{T}t\right) + \frac{q_{1max} + q_{1min}}{2} \quad \cdots\cdots(5.22)$$

$$q_2(t) = \frac{q_{2max} - q_{2min}}{2} \cdot sin\left(\frac{2\pi}{T}t + \emptyset\right) + \frac{q_{2max} + q_{2min}}{2} \quad \cdots\cdots(5.23)$$

表 6.2　固定とするパラメータ

パラメータ名称	値
各熱需要家の周期T	2.2h（8000s）
熱需要家１の二次側流量の最大値q_{1max}	搬送ポンプ最大流量の 75%（113.4 ㎥/h）
熱需要家１の二次側流量の最小値q_{1min}	最大値q_{1max}の 10%（11.34 ㎥/h）
熱需要家２の二次側流量の最大値q_{2max}	搬送ポンプ最大流量の 25%（37.8 ㎥/h）
熱需要家２の二次側流量の最小値q_{2min}	最大値q_{2max}の 10%（3.78 ㎥/h）
位相差$\emptyset$	90°　（π/2）

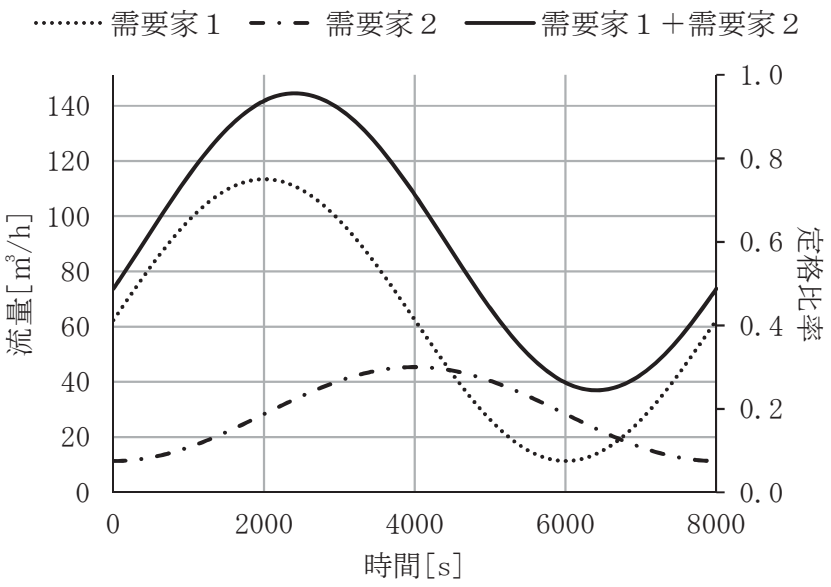


図 6.1　各熱需要家の流量

（２）搬送動力の計算方法

搬送動力（ポンプ消費エネルギーの積算値）は、第４章と同様に、過渡状態の搬送動力を除外した式(4.1)とし、制御が十分安定した時間である$T \cdot n$[s]を終点、その二周期前を始点として演算する。

$$P_{ave} = \frac{\int_{T \cdot n - 2T}^{T \cdot n} P_w(t)dt}{2T} \qquad \cdots\cdots(4.1)$$

６．２．３　制約毎の搬送動力への影響の検証

（１）熱源機の熱負荷追従速度

第３章での検証の結果、需給連携制御（変差圧変流量制御）を導入した熱供給側と熱需要家が一対一のモデルにおいて、熱負荷を正弦波とし、新たに定義した「熱負荷変動速度に対する熱源機の負荷追従速度の相対値」を表す周期無次元化係数ρ_{max}と搬送動力の関係はρ_{max}の値により３つに分類され、各領域は以下の特性であることがわかっている。

・領域Ⅰ（ρ_{max}＜0.3 程度）では熱源機の熱負荷追従速度に依存せず搬送動力が理想値に近い値になる。

・領域Ⅱ（0.3 程度＜ρ_{max}＜1.6 程度）ではρ_{max}が大きい程、過渡応答時の制御遅れ等に起因するロス等の影響が大きくなるので搬送動力が微増していく。

・領域Ⅲ（1.6 程度＜ρ_{max}）では熱供給温度が目標値を逸脱し搬送動力が急増する。

また、実物件である田町駅東口北地区の実績熱負荷および熱源機特性において、領域Ⅰ～Ⅲの１年間の出現頻度は、季節に寄らず領域Ⅰが大半を占め、領域Ⅲは存在せず、領域Ⅱでも 2%弱である。

以上の検証結果から、一般的な熱負荷および熱源機を有する地域冷暖房システムでは、需給連携制御を導入することで、その大半の時間帯で理想値に近い搬送動力となるので、本章では、領域Ⅰ（安定領域）での評価としている。

第５章では、熱供給側と熱需要家が一対一のモデルを一対多に発展させた場合の理想的な制御の在り方を説明した。最遠端の熱需要家が、熱供給側と熱需要家が一対一多の場合、切替わる可能性があるが、搬送ポンプから見た枝管抵抗は最遠端の熱需要家で決定され、熱供給側と熱需要家が一対一でも一対多でも特性は変わらない。すなわち、最遠端でない熱需要家の供給温度は TCV 開度制御によって補償され、最遠端の熱需要家（実質熱供給側と熱需要家が一対一）の温度を一定に保つよう搬送ポンプ制御するので、最遠端の熱需要家の切替時の搬送動力のロスを除けば、熱供給側と熱需要家が一対一の周期無次元化係数に関する特性（領域を３つに分類）は、一対多でも同様の特性になるといえる。

したがって、需給連携制御を導入した地域冷暖房システムにおいて、朝の立ち上がりや最遠端の需要家の切替などごく一部の過渡状態を除けば、熱源機の熱負荷追従速度は搬送動力の影響がなく、制約にはならない。

（2）熱導管（配管）の長さ

第４章での検証の結果、熱供給側と熱需要家が一対一のモデルにおいて、熱負荷を正弦波とした場合、安定領域における搬送動力は、熱導管長に応じた配管圧力損失のみが支配要因であり、搬送システム制御上の搬送動力の影響がなく、制約にはならないことがわかっている。この特性は、前節と同様の理由から、需給連携制御を導入した地域冷暖房システム（熱供給側と熱需要家が一対多）においても同様である。

配管長を延長することで、搬送動力にどの程度影響するかは、地域冷暖房システム間を連携するか否かを判断する指標となるので、本節では、配管長が 40m と 1500m の場合について比較検証した。図 6.2～図 6.7 に、配管長 40m（標準）と 1500m の場合の熱源機入出温度、熱交換器（一次側）入出温度、ポンプ（供給）流量、ポンプ揚程と供給差圧、ポンプ消費電力、および TCV 開度を示す。なお、配管長に寄らず TCV 開度のグラフを除きスパイク状に増減する時間帯があるが、これは最遠端の需要家（TCV 開度が全開となる需要家）が切り替わる時間帯で、図 6.7 に示す TCV 開度にて把握できる。

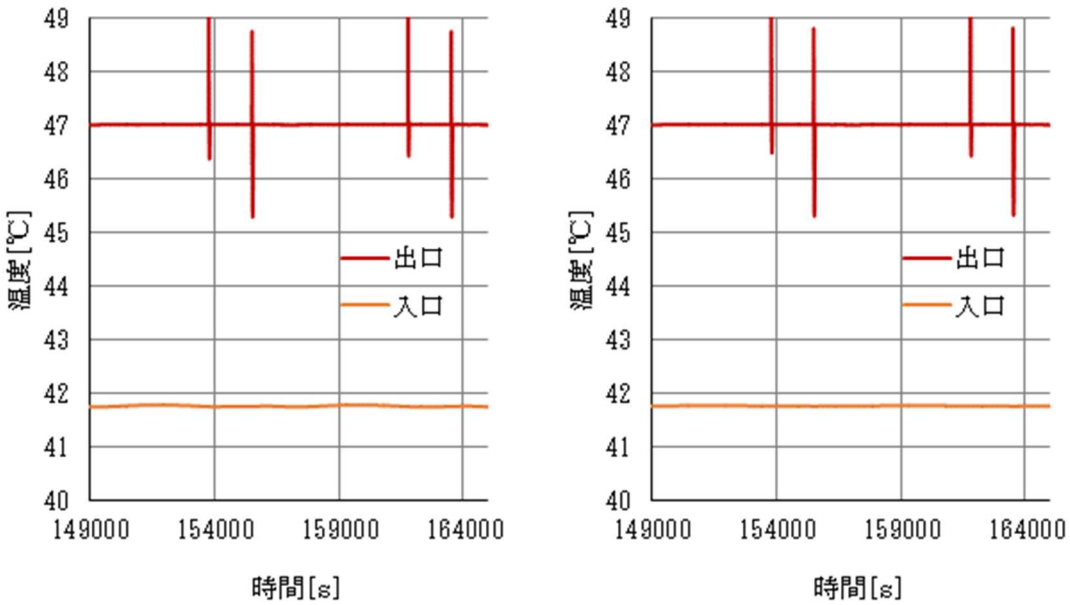


図 6.2　配管長が 40m(左)と 1500m(右)における熱源機入出温度

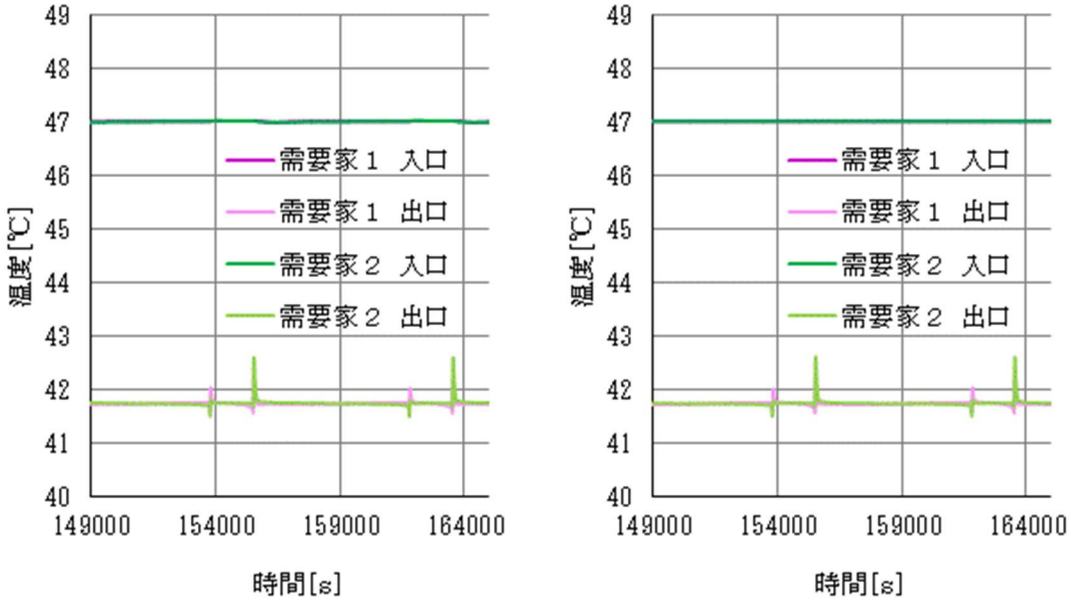


図 6.3　配管長が 40m(左)と 1500m(右)における熱交換器入出温度

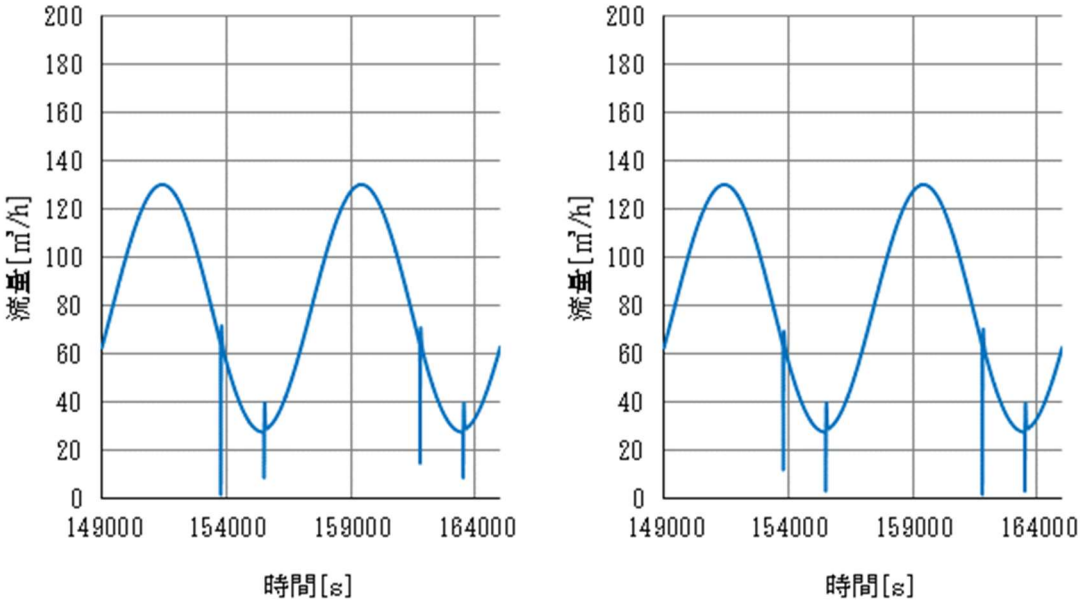


図 6.4　配管長が 40m(左)と 1500m(右)におけるポンプ（供給）流量

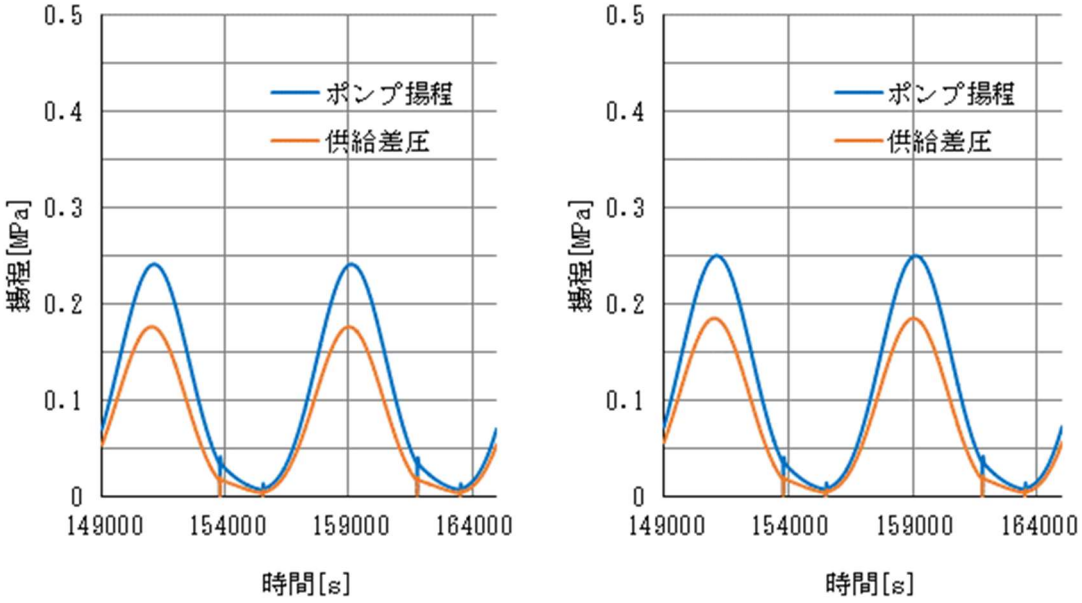


図 6.5　配管長が 40m(左)と 1500m(右)におけるポンプ揚程等

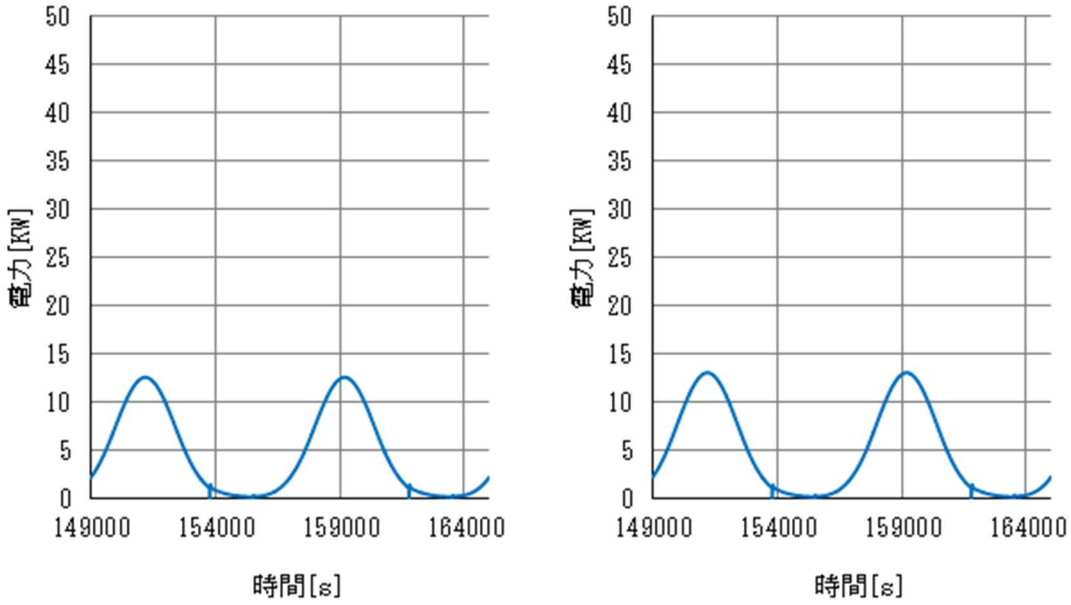


図 6.6　配管長が 40m(左)と 1500m(右)におけるポンプ消費電力

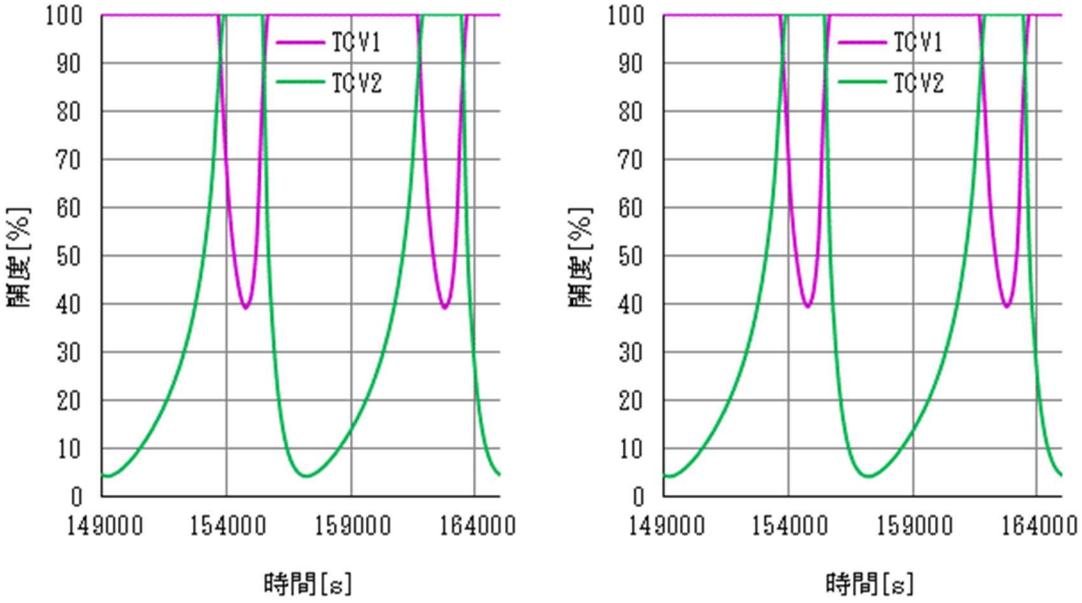


図 6.7　配管長が 40m(左)と 1500m(右)における TCV 開度

式(4.1)で計算する搬送動力は、配管長 40m（標準）の場合で 4.59kWh/h、配管長 1500m の場合で 4.77kWh/h（標準と比較し 3.9%増）となった。図 6.2～図 6.6 の温度、流量、圧力等は配管長 40m と 1500m で違いはほとんどなく、影響が小さいことがわかる。

以上の結果から、実用的な配管条件の範囲では、配管長の違いにより搬送動力（ポンプ揚程）がうける影響は小さいといえる。このことから、次世代地域冷暖房システムが前提としている熱需要家規模の違いが小さい場合は、需給連携制御を適用した地域冷暖房システムの搬送動力評価において重要な「最遠端の熱需要家」は、熱需要家までの配管長の違いによらず、実質的に全熱需要家の中で最も流量が大きい熱需要家とすることが可能である。

（３）搬送ポンプおよび搬送ポンプ用インバータの各種効率

本節では、５．３節で説明した理論搬送動力とシミュレーションモデル（第２章のモデル２）を比べて、搬送ポンプおよび搬送ポンプ用インバータの各種効率（ポンプ効率E、電動機効率dおよびインバータ効率e）を加味した場合の搬送動力への影響と、需給連携制御（変差圧変流量制御）の制御遅れ等に伴う搬送動力への影響について検証する。

式(4.1)で計算されるシミュレーションモデルでの搬送動力P_{ave}と同条件での評価を行うため、理論搬送動力W_{ave}は、式(5.16)で計算できる理論瞬時動力W_0（瞬時値）を用いて、式(6.1)で計算する。なお、各熱需要家の一次側流量q_{f1}とq_{f2}は、理想条件では二次側流量q_1とq_2と同値であるので、式(6.2)と式(6.3)で示され、パラメータの条件は表 6.2 となる。

$$W_{ave} = \left\{ \int_0^T (\Delta P_c + \Delta P_m) \cdot (q_{f1} + q_{f2}) dt \right\} \cdot \frac{1}{T} \qquad \cdots\cdots(6.1)$$

ただし、最遠端の熱需要家mは時間により変化

最遠端の熱需要家がmなら

$$W_0 = (\Delta P_c + \Delta P_m) \cdot (q_{f1} + q_{f2}) \qquad \cdots\cdots(5.16)$$

$$q_{f1}(t) = \frac{q_{1max} - q_{1min}}{2} \cdot sin\left(\frac{2\pi}{T} t\right) + \frac{q_{1max} + q_{1min}}{2} \qquad \cdots\cdots(6.2)$$

$$q_{f2}(t) = \frac{q_{2max} - q_{2min}}{2} \cdot sin\left(\frac{2\pi}{T} t + \emptyset\right) + \frac{q_{2max} + q_{2min}}{2} \qquad \cdots\cdots(6.3)$$

上記条件にて計算した理論搬送動力W_{ave}は 2.99kWh/h となった。シミュレーションモデル（標準）の搬送動力P_{ave}は 4.59kWh/h であり、理論搬送動力W_{ave}の 1.54 倍（効率 0.65）である。一方、シミュレーションモデル（標準）において、ポンプ効率E、電動機効率dおよびインバータ効率eをすべて 1.00 とした場合の搬送動力は 3.05kWh/h である。このことから、搬送ポンプや搬送ポンプ用インバータの効率は直接、搬送動力に影響するが、それ以外の需給連携制御（変差圧変流量制御）の制御遅れ等に基づく搬送動力のロスは、0.06kWh/h（＝3.05－2.99）と非常に小さく、制御としては限りなく理想に近い搬送動力低減を実現できていることがわかる。

（4）搬送ポンプ用インバータ周波数下限の制約

第２章で説明したとおり、本章で使用するシミュレーションモデルでは、搬送ポンプ用インバータ周波数の下限に制限はなく、0Hz まで理想的に変化する条件を仮定している。しかし、実物件においては、吸収サイクル熱源機（温水であれば吸収式冷温水機、吸収式ヒートポンプ、電動式ヒートポンプなど）には、凍結防止や断水判断、もしくは効率低下の防止などの観点から、搬送ポンプ用インバータ周波数の下限を設定して対応している。図 6.8～図 6.14 に、搬送ポンプ用インバータ周波数下限が制限なしの場合（標準）と 13Hz 制約の場合（田町駅東口北地区の実績）の熱源機入出温度、熱交換器（一次側）入出温度、ポンプ（供給）流量、ポンプ揚程と供給差圧、インバータ周波数、ポンプ消費電力、および TCV 開度を示す。

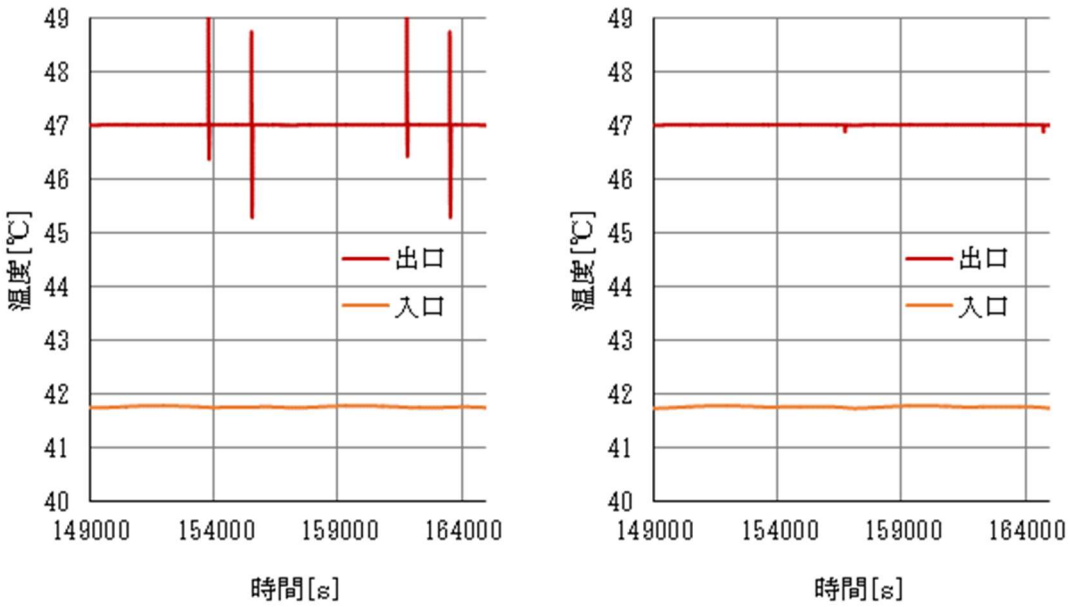


図 6.8　インバータ周波数下限が制限なし(左)と 13Hz(右)における熱源機入出温度

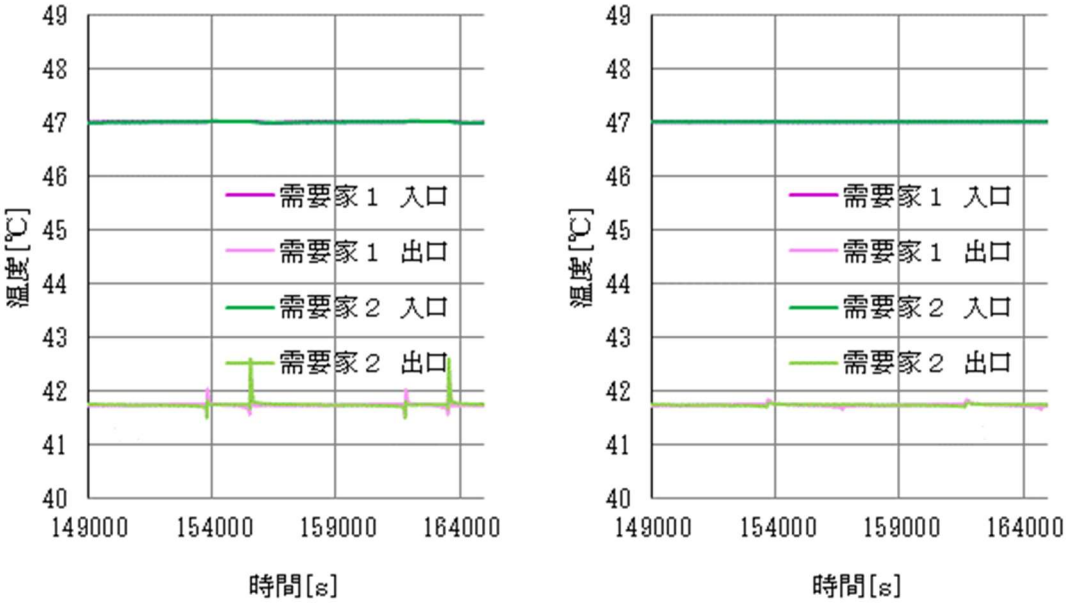


図 6.9　インバータ周波数下限が制限なし(左)と 13Hz(右)における熱交換器入出温度

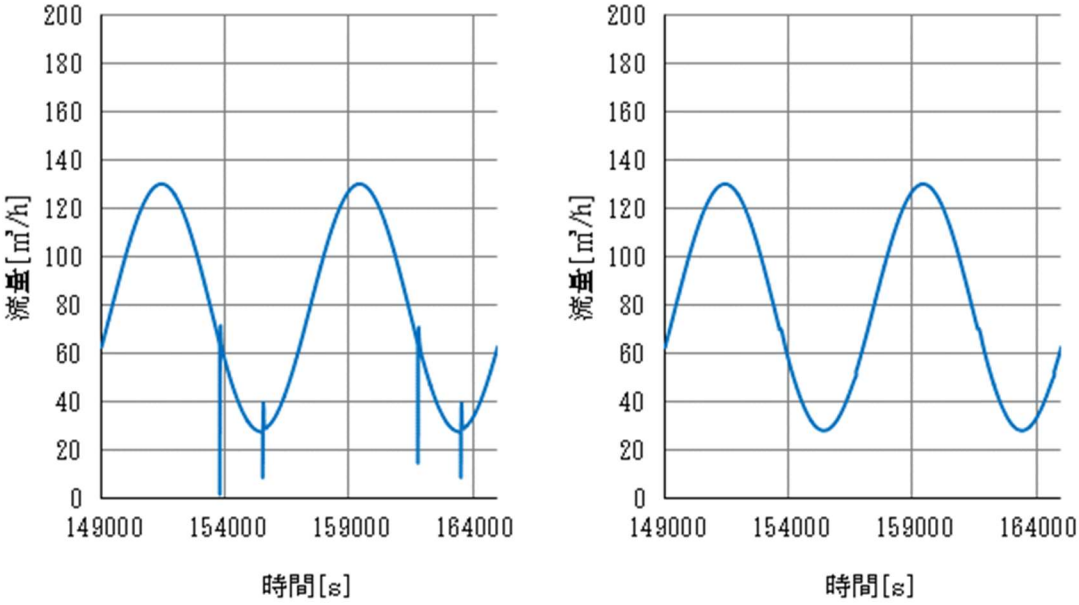


図 6.10　インバータ周波数下限が制限なし(左)と 13Hz(右)におけるポンプ流量

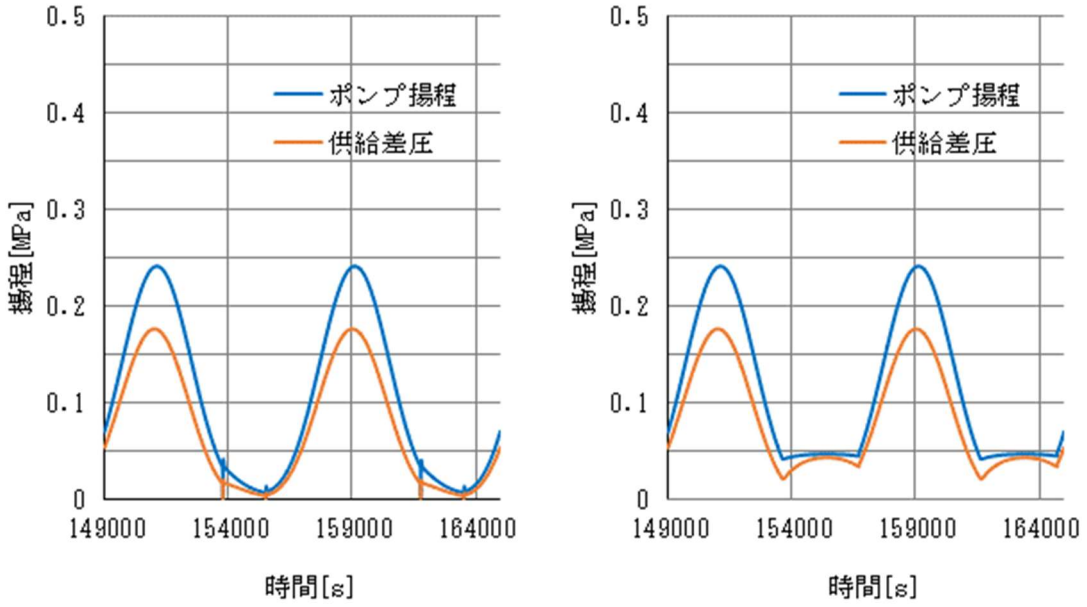


図 6.11　インバータ周波数下限が制限なし(左)と 13Hz(右)におけるポンプ揚程等

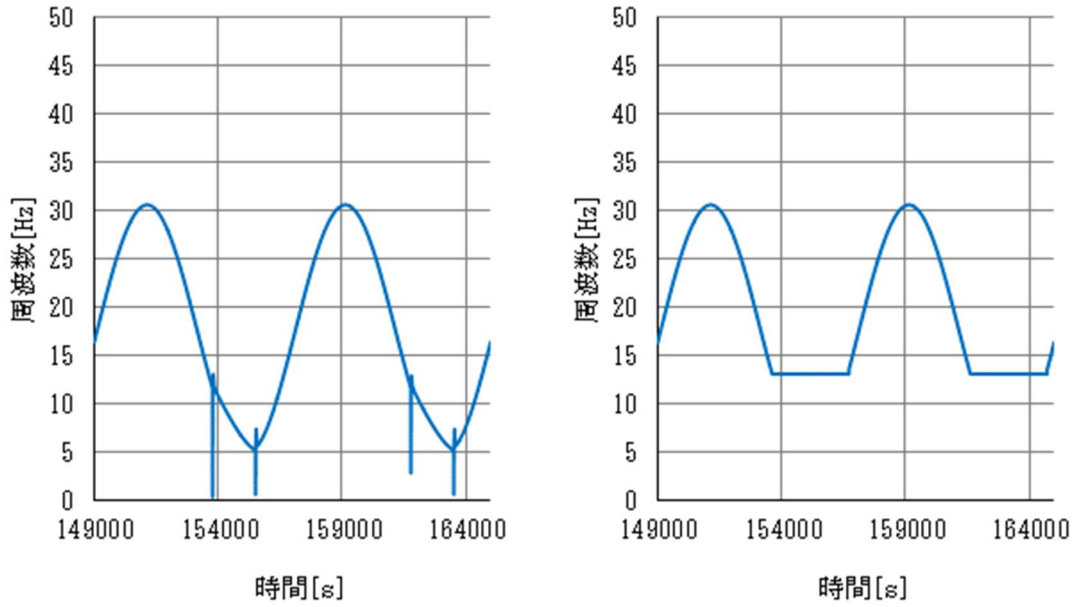


図 6.12　インバータ周波数下限が制限なし(左)と 13Hz(右)におけるインバータ周波数

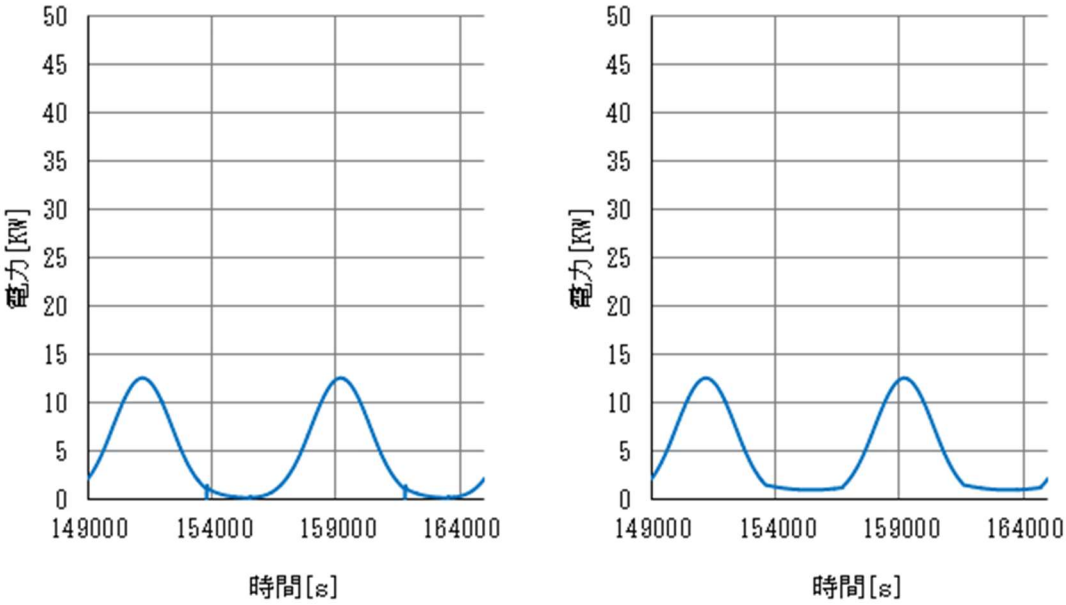


図 6.13　インバータ周波数下限が制限なし(左)と 13Hz(右)におけるポンプ消費電力

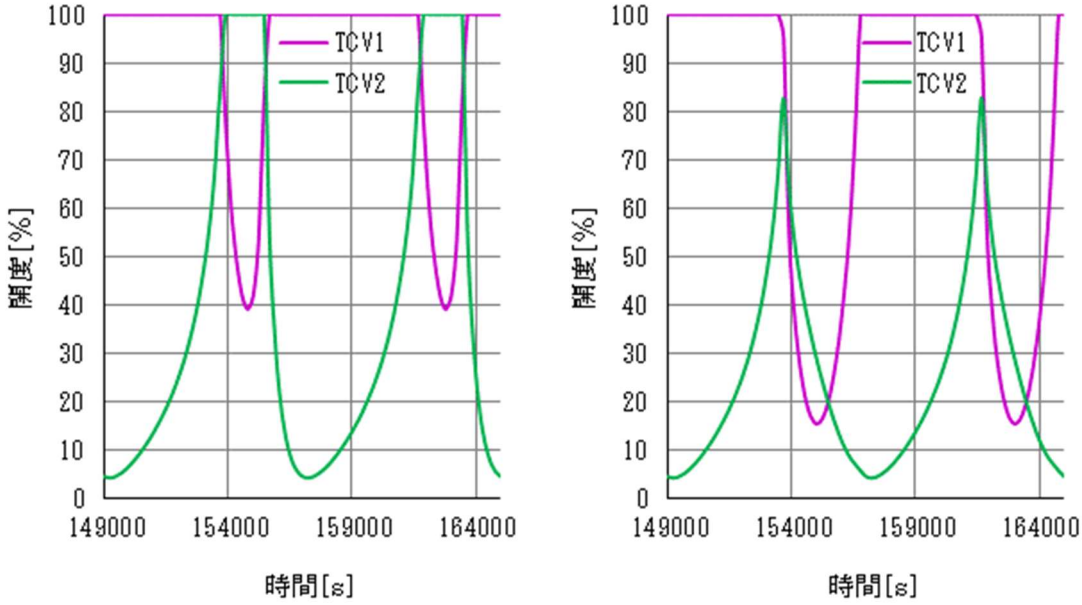


図 6.14　インバータ周波数下限が制限なし(左)と 13Hz(右)における TCV 開度

式(4.1)で計算する搬送動力は、搬送ポンプ用インバータ周波数下限が制限なし（標準）の場合で 4.59kWh/h、下限が 13Hz の場合で 4.81kWh/h（標準と比較し 4.8%増）となった。その要因は、図 6.8～図 6.9 に示す温度の違いはほとんどないが、図 6.11 に示すとお

り、インバータ周波数の下限が 13Hz のため、熱負荷下限（低流量域）付近のポンプ揚程が減少せず、結果として搬送動力が大きくなっている。図 6.14 に示す TCV 開度を見ると、インバータ周波数が 13Hz 固定の時間帯では、最遠端の熱需要家の TCV（図 6.14 では TCV2）の開度を全開にすると過流量（最遠端でない熱需要家は流量不足）となるため、TCV が全開とならない。このため、この時間帯の搬送動力にロスが生じることがわかる。

一般的な搬送ポンプ用インバータの周波数下限の初期値は 25Hz であることが多い。搬送ポンプ用インバータの周波数下限を 25Hz とした場合のポンプ揚程、インバータ周波数、ポンプ消費電力を図 6.15～図 6.17 に示す。この場合の搬送動力は 7.12kWh/h（標準と比較し 55.1%増）となった。

以上の結果から、搬送ポンプ用インバータの周波数下限の違いにより搬送動力（ポンプ揚程）がうける影響は大きく、需給連携制御においては、搬送ポンプ用インバータの周波数下限を極力小さく（理想値に近く）することで、搬送動力低減が図れることがわかった。

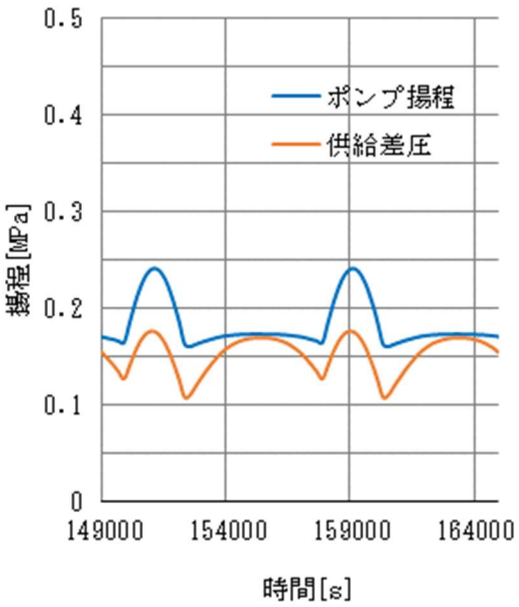


図 6.15　インバータ周波数下限が 25Hz におけるポンプ揚程等

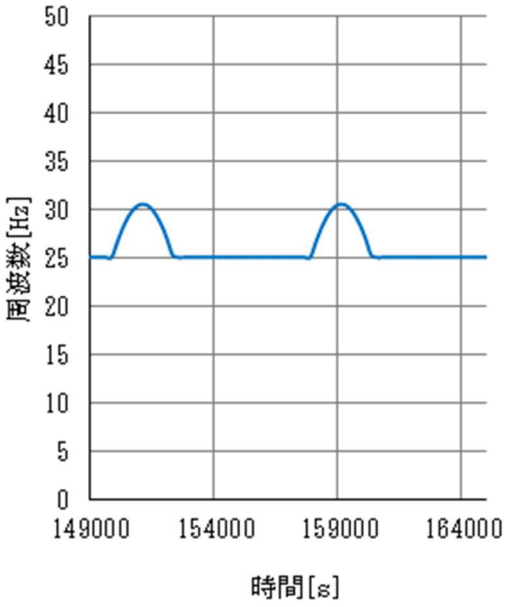


図 6.16　インバータ周波数下限が 25Hz におけるインバータ周波数

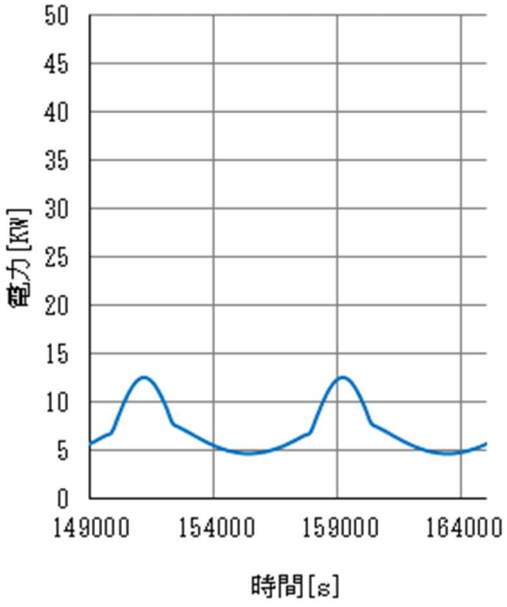


図 6.17　インバータ周波数下限が 25Hz におけるポンプ消費電力

なお、図 6.14 に例示した TCV 開度は全開とならない熱需要家や時間等を把握することで，分析すべき項目の特定や理想状態からの乖離度合いなどを推測できるので，変差圧変流量制御において重要なポンプ揚程や各熱需要家の流量バランスなどが適切か（改善して

いるか）の初期分析に使用できる。この特徴から，実物件で理想的な搬送動力低減が図れているかを確認するためには，最遠端の熱需要家の TCV が全開となっているかを見ればよいといえる。

（5）搬送ポンプ用インバータ周波数の変化速度制限

第２章で説明したとおり、本章で使用するシミュレーションモデルでは、搬送ポンプの流量（流速）が理想的に変化する条件であり、その実現には搬送ポンプ用インバータの周波数が遅れなく変化することが必要である。しかし、実物件においては、吸収サイクル熱源機（温水であれば吸収式冷温水機、吸収式ヒートポンプ、電動式ヒートポンプなど）の凍結防止などの観点から、多くの熱源機メーカは搬送ポンプ流量（インバータ周波数）の変化速度に制限をかけている。この変化速度制限（遅れ）は、一般的にインバータ周波数が最低値から最大値まで変化するのに必要な時間（以下、インバータ周波数変化時間と呼ぶ）で表す。図 6.18～図 6.23 に、搬送ポンプ用インバータ周波数のインバータ周波数変化時間なし（0 秒）の場合（標準）とインバータ周波数変化時間 120s の場合（田町駅東口北地区の実績）の熱源機入出温度、熱交換器（一次側）入出温度、ポンプ（供給）流量、ポンプ揚程と供給差圧、ポンプ消費電力、および TCV 開度を示す。

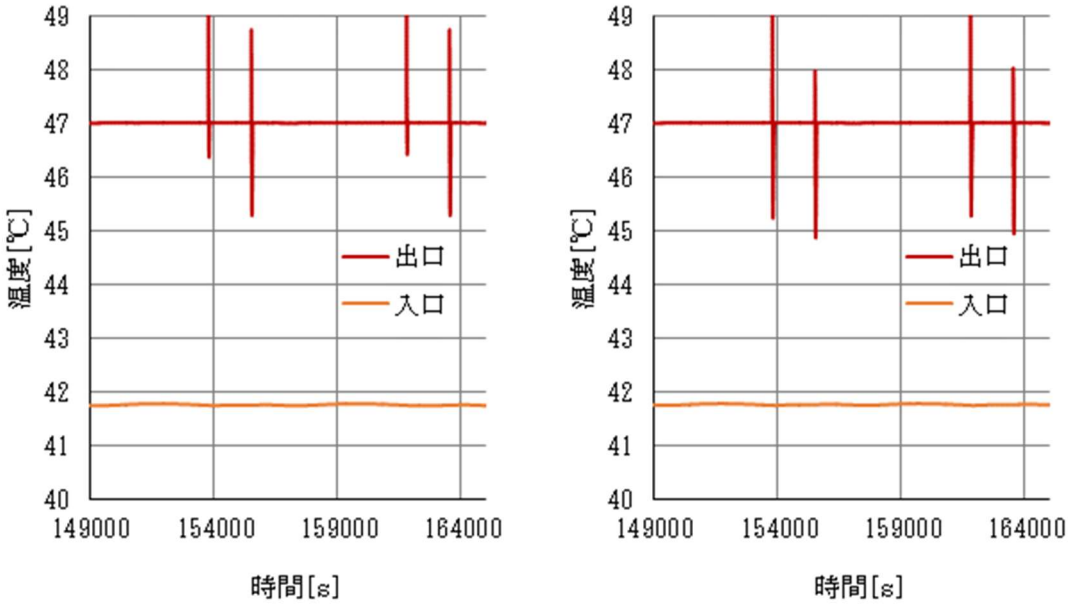


図 6.18　インバータ周波数変化時間なし(左)と 120s(右)における熱源機入出温度

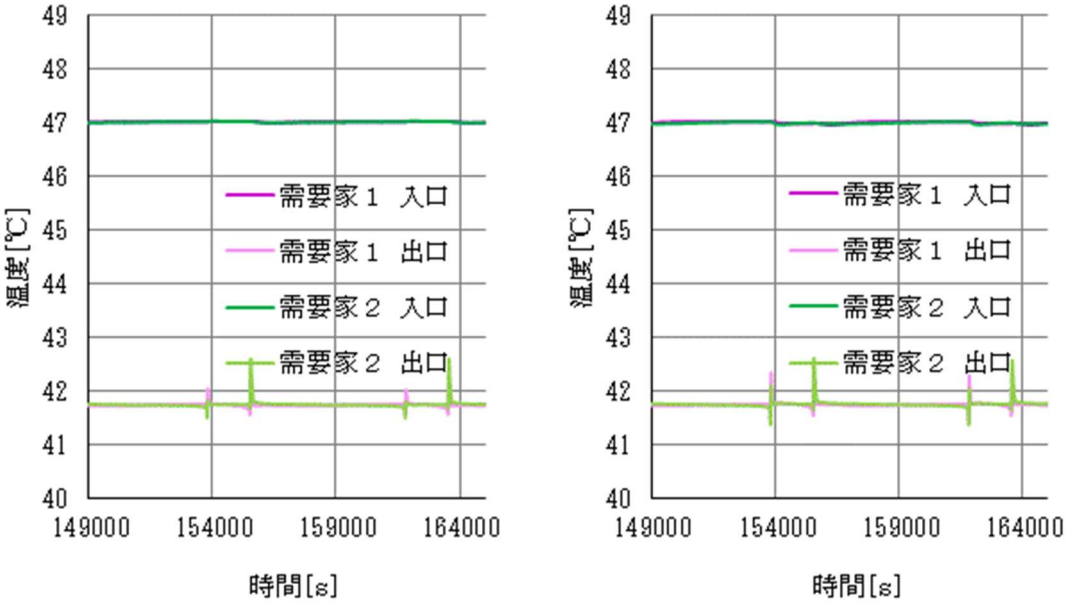


図 6.19　インバータ周波数変化時間なし(左)と 120s(右)における熱交換器入出温度

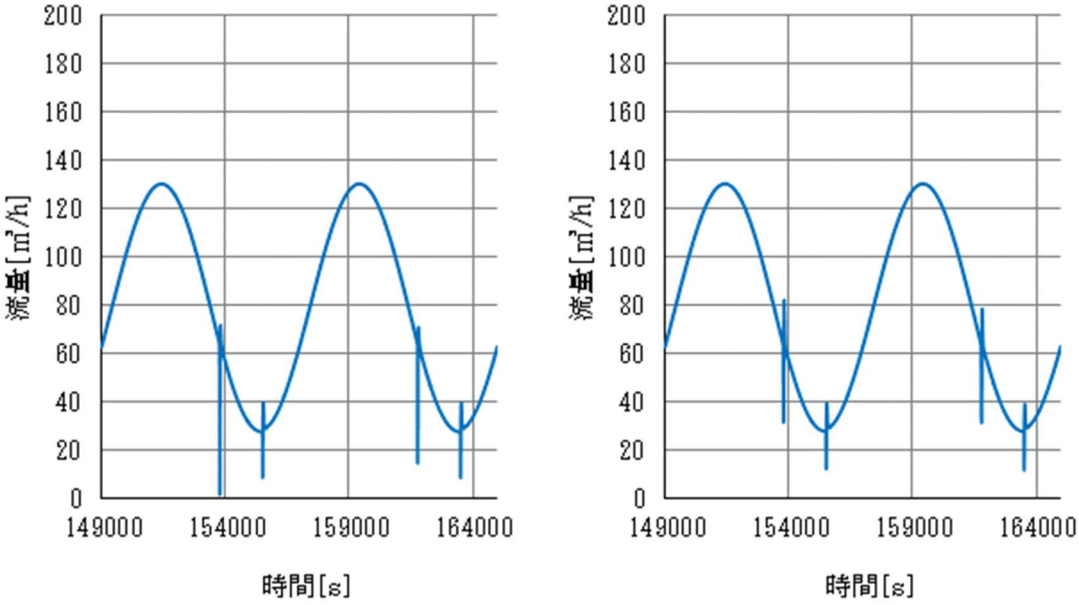


図 6.20　インバータ周波数変化時間なし(左)と 120s(右)におけるポンプ流量

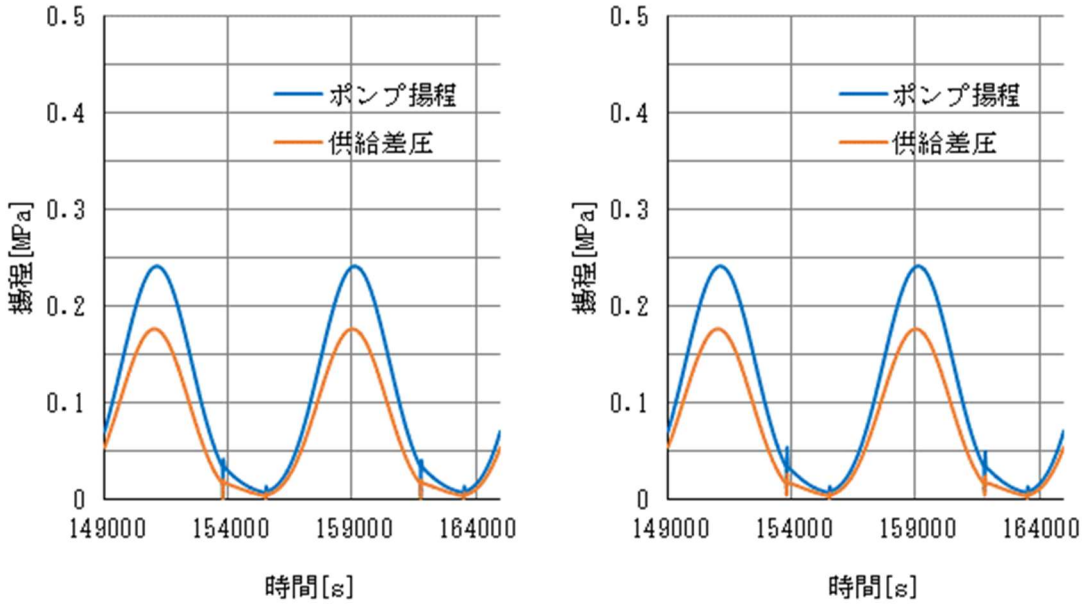


図 6.21　インバータ周波数変化時間なし(左)と 120s(右)におけるポンプ揚程等

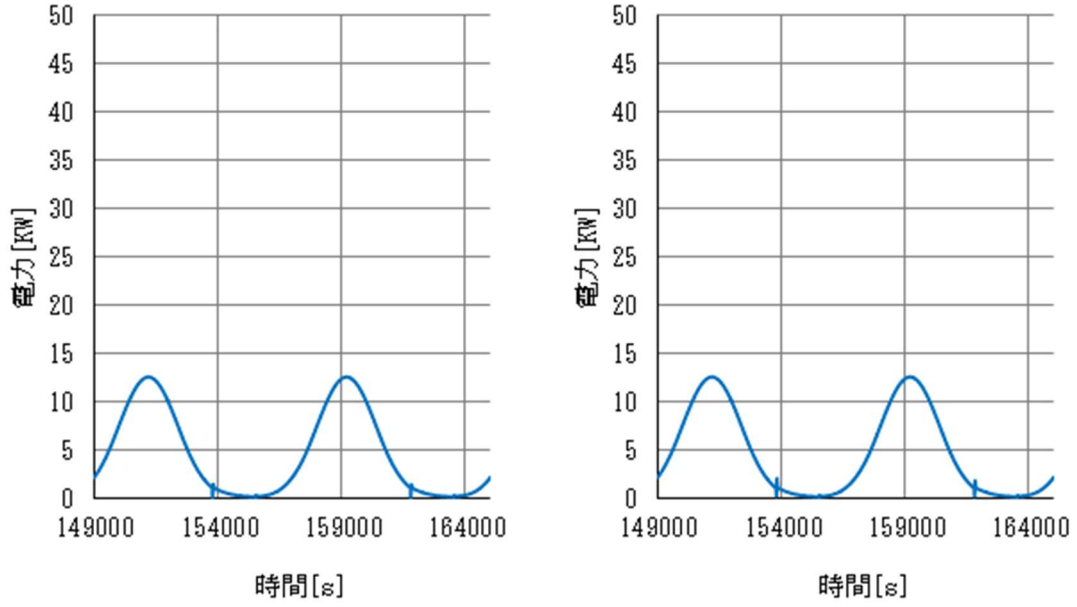


図 6.22　インバータ周波数変化時間なし(左)と 120s(右)におけるポンプ消費電力

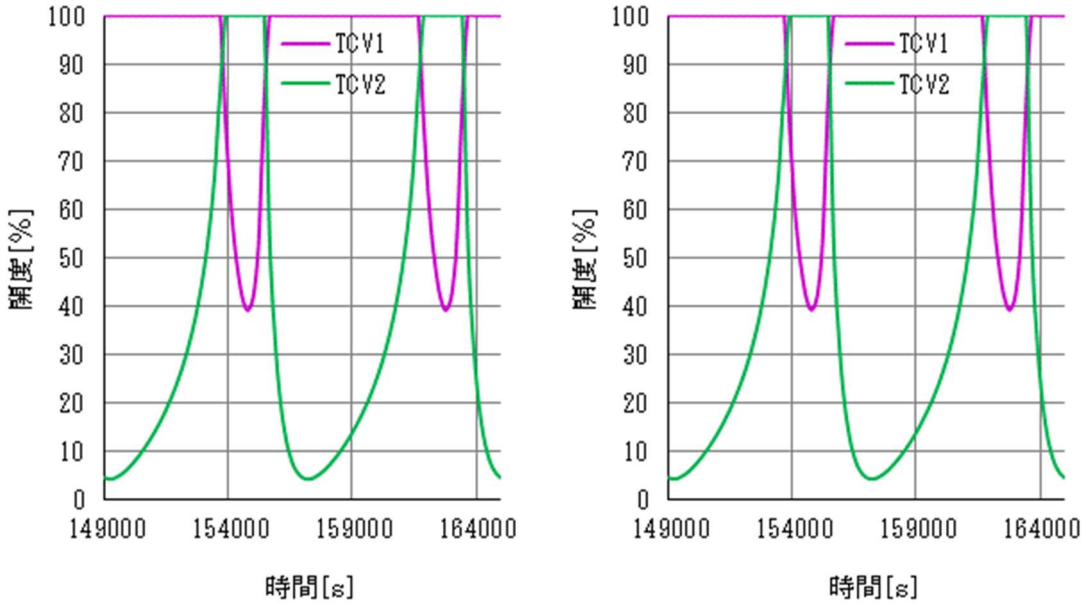


図 6.23　インバータ周波数変化時間なし(左)と 120s(右)における TCV 開度

式(4.1)で計算する搬送動力は、インバータ周波数変化速度なしの場合も 120s の場合も 4.59kWh/h となった。インバータ周波数変化速度が 120s の場合は、なしの場合と比較し、図 6.18 に示す熱源機出口温度が最遠端の熱需要家が切り替わる時間帯で制御遅れ等のため、大きく変動しており、結果として図 6.19 に示す熱交換器（一次側）入口温度が僅かに変動している。しかし、温度、流量、圧力等はインバータ周波数変化速度の違いでほぼ変化はなく、影響がほぼないことがわかる。

以上の結果から、一般的な搬送ポンプ用インバータ周波数の遅れがあっても搬送動力（ポンプ揚程）は影響を受けないことがわかった。

（6）熱需要家用熱交換器の能力低下

第２章で説明したとおり、本章で使用するシミュレーションモデルでは、熱需要家用熱交換器は、理想的に熱交換（伝熱係数が無限に大きく、遅れを無視）する条件を改定している。しかし、実物件の熱交換器の伝熱係数は有限であり、かつ熱交換器の経年劣化等により伝熱係数は低下していく。本節では需要家毎に設置する熱交換器について、理想的に熱交換する熱交換器（標準）と比較する条件として、熱交換器の更新や増減段閾値変更の指標を想定した「所定の温度差において熱交換器の能力が最大熱負荷 878kW（裕度なし）」となる伝熱係数をもつ熱交換器（制約あり）とする。図 6.24～図 6.29 に、理想的に熱交換する熱交換器（標準）の場合と制約がある熱交換器の場合の熱源機入出温度、熱交換器（一次側）入出温度、ポンプ（供給）流量、ポンプ揚程と供給差圧、ポンプ消費電力、および TCV 開度を示す。

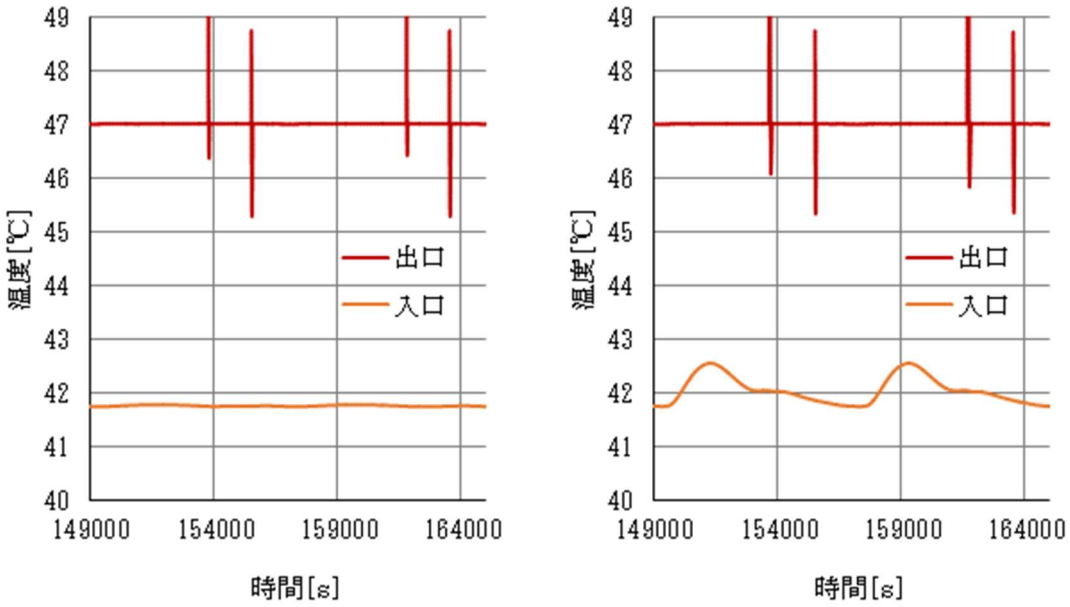


図 6.24　熱交換器能力が理想(左)と制約あり(右)における熱源機入出温度

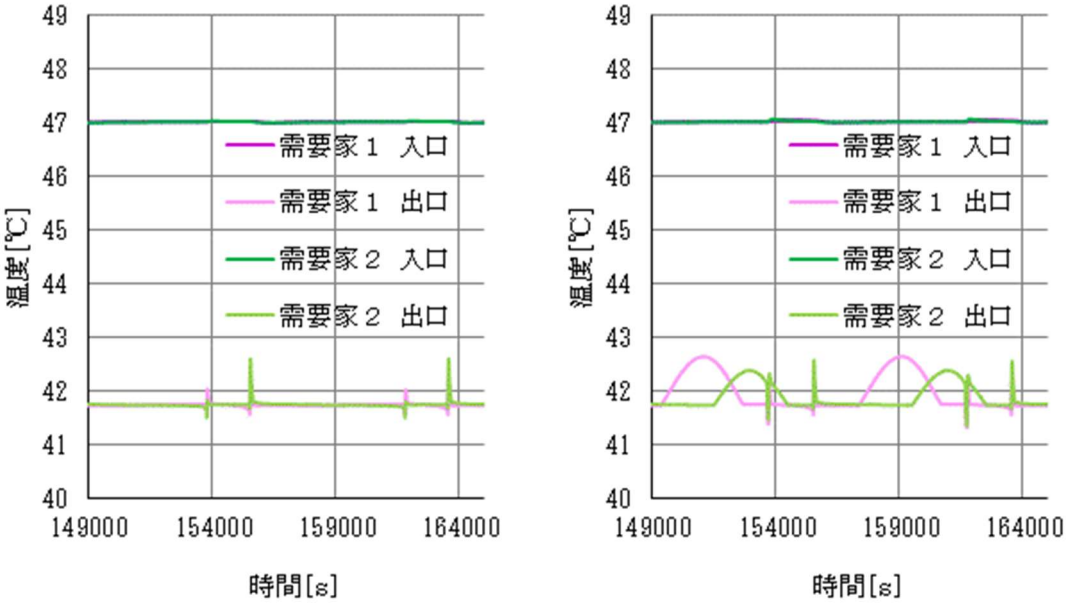


図 6.25　熱交換器能力が理想(左)と制約あり(右)における熱交換器入出温度

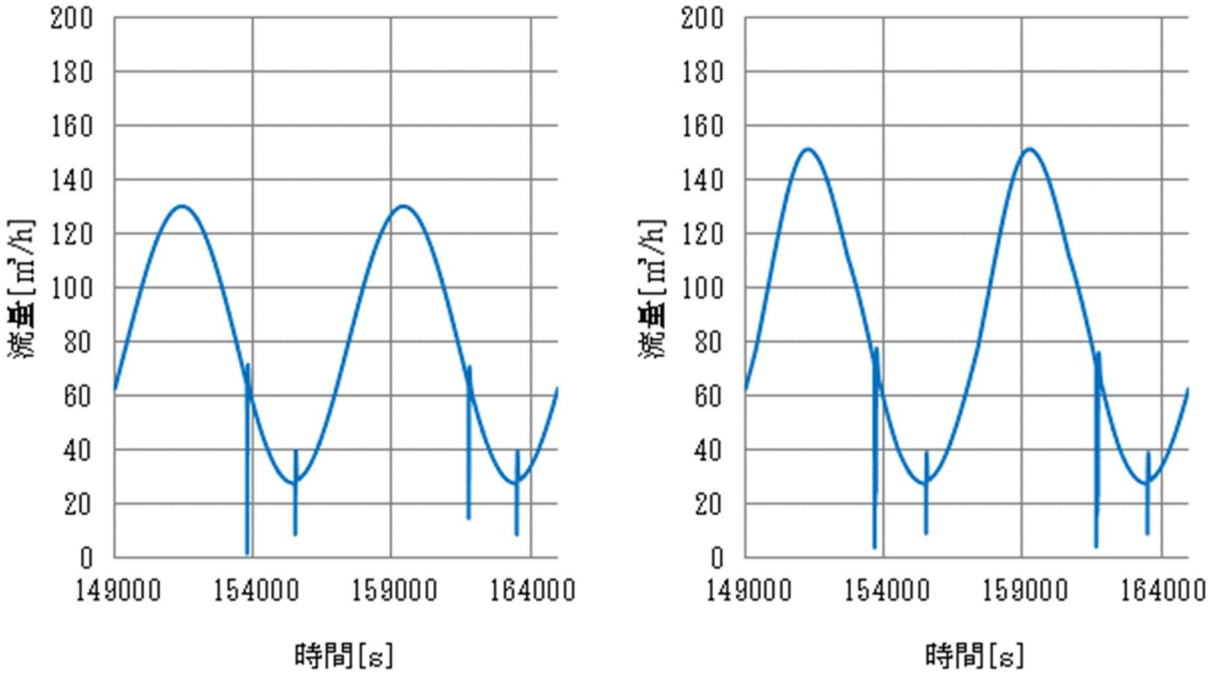


図 6.26　熱交換器能力が理想(左)と制約あり(右)におけるポンプ流量

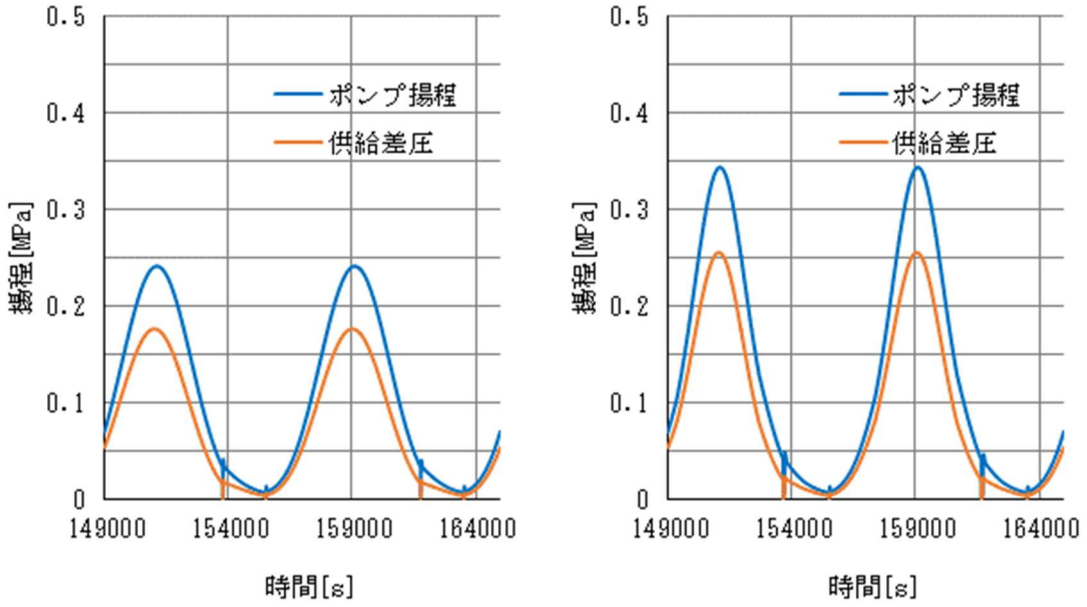


図 6.27　熱交換器能力が理想(左)と制約あり(右)におけるポンプ揚程等

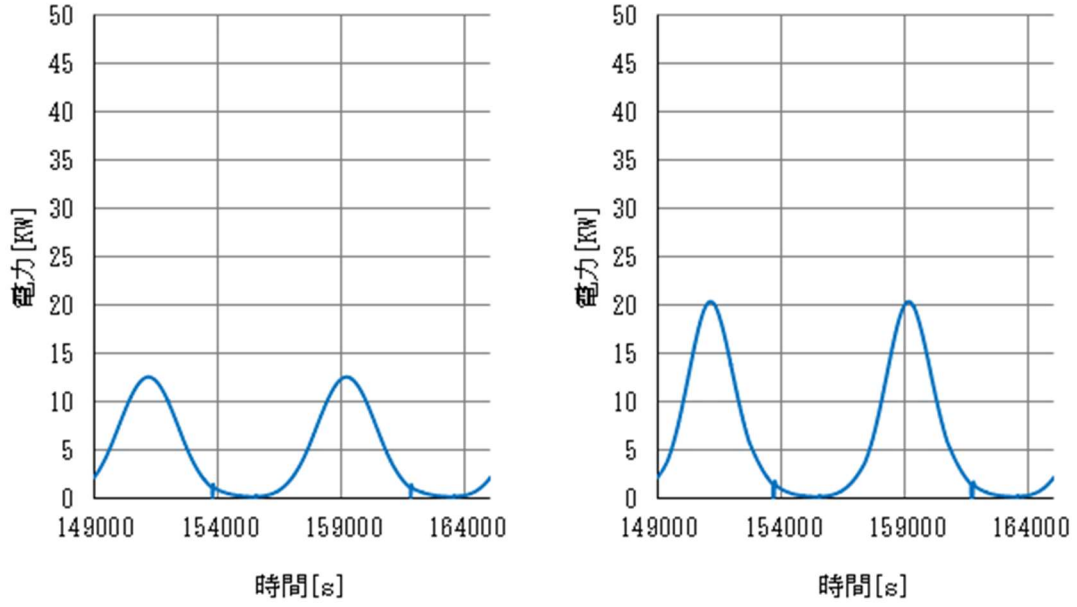


図 6.28　熱交換器能力が理想(左)と制約あり(右)におけるポンプ消費電力

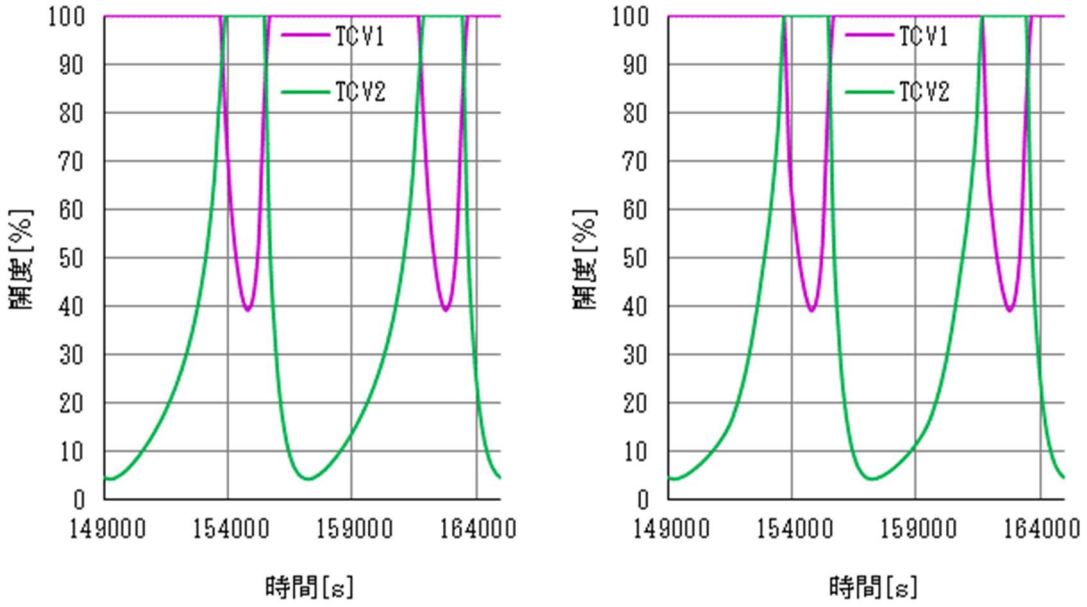


図 6.29　熱交換器能力が理想(左)と制約あり(右)における TCV 開度

式(4.1)で計算する搬送動力は、理想的に熱交換する熱交換器（標準）の場合は 4.59kWh/h、制約がある熱交換器の場合は 6.25kWh/h（標準と比較し 36.2%増）と大きく増加した。図 6.25 に示すとおり、熱交換器（一次側）出口温度は、標準の場合は 42℃弱で安定しているが、制限ありの場合はポンプ流量が最大値近傍で 43℃弱に上昇しており、第 4 章で述べたとおり、配管長が短い場合には、この温度の乱れが混合することなく熱源機入口に伝搬する。必要な熱負荷は変わらないので、熱源機の温度差が小さくなった分をポンプ流量とポンプ揚程を上昇させ、結果としてこの時間帯の搬送動力が上昇している。すなわち、熱交換器の性能に制限がある場合、熱交換器の定格能力近傍では、熱交換器の入口・出口間の熱媒体の温度差が安定せず、一時的に制御遅れが発生することで、搬送動力が増加することがわかった。

以上の結果から、搬送動力の観点では、熱交換器の更新や増減段閾値変更の指標としては、熱交換量でなく、熱交換器の温度差の方が望ましいといえる。

（7）熱交換器一次側調整弁（TCV）の動作遅れ

第２章で説明したとおり、本章で使用するシミュレーションモデルでは、熱交換器一次側調整弁（TCV）は理想的に変化する条件である。しかし、実物件においては、TCV は搬送ポンプ用モータ保護のための速度制限による物理的な動作遅れや、熱源機の断水検知回避等のため変化速度に制限をかけている。この制限（遅れ）は、一般的に TCV の開度が全閉から全開まで変化するのに必要な時間で表す。図 6.30～図 6.35 に、TCV の動作遅れなしの場合（標準）と動作遅れ 180s の場合（田町駅東口北地区の実績）の熱源機入出温度、熱交換器（一次側）入出温度、ポンプ（供給）流量、ポンプ揚程と供給差圧、ポンプ消費電力、および TCV 開度を示す。

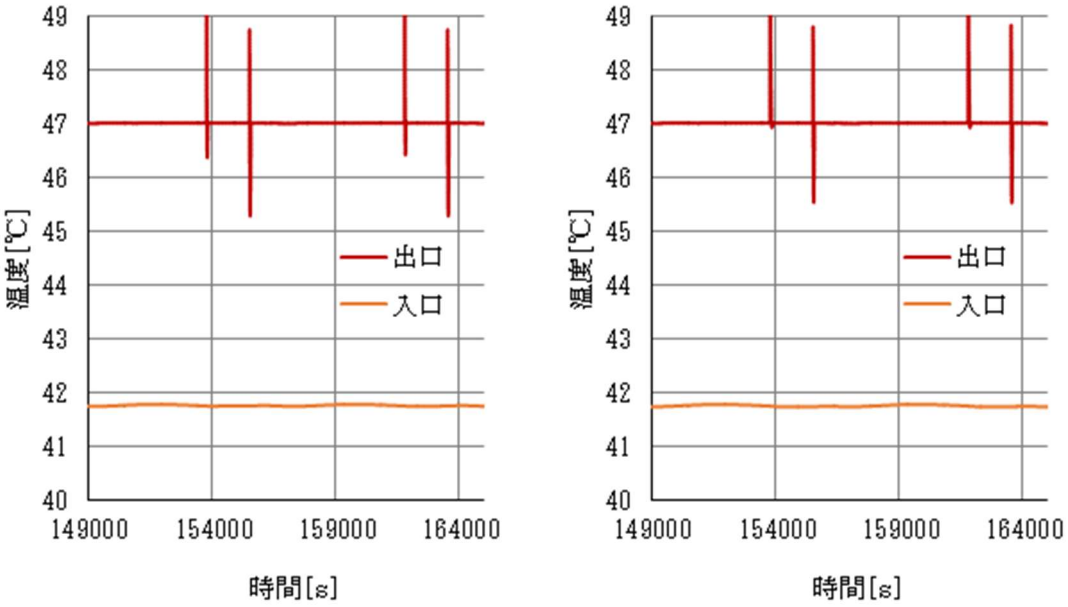


図 6.30　TCV の動作遅れなし(左)と動作遅れ 180s(右)における熱源機入出温度

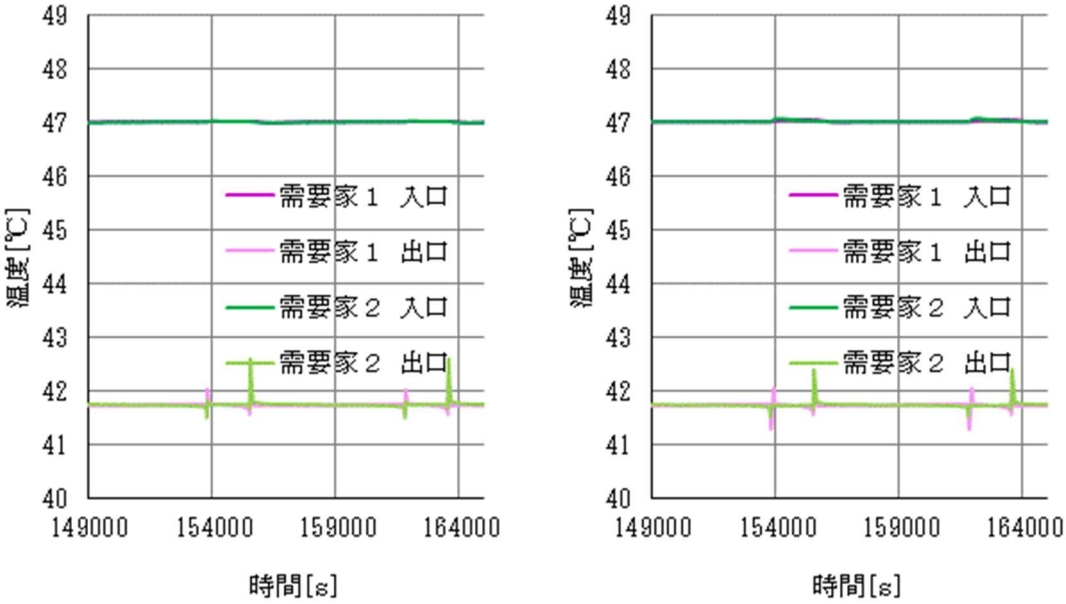


図 6.31　TCV の動作遅れなし(左)と動作遅れ 180s(右)における熱交換器入出温度

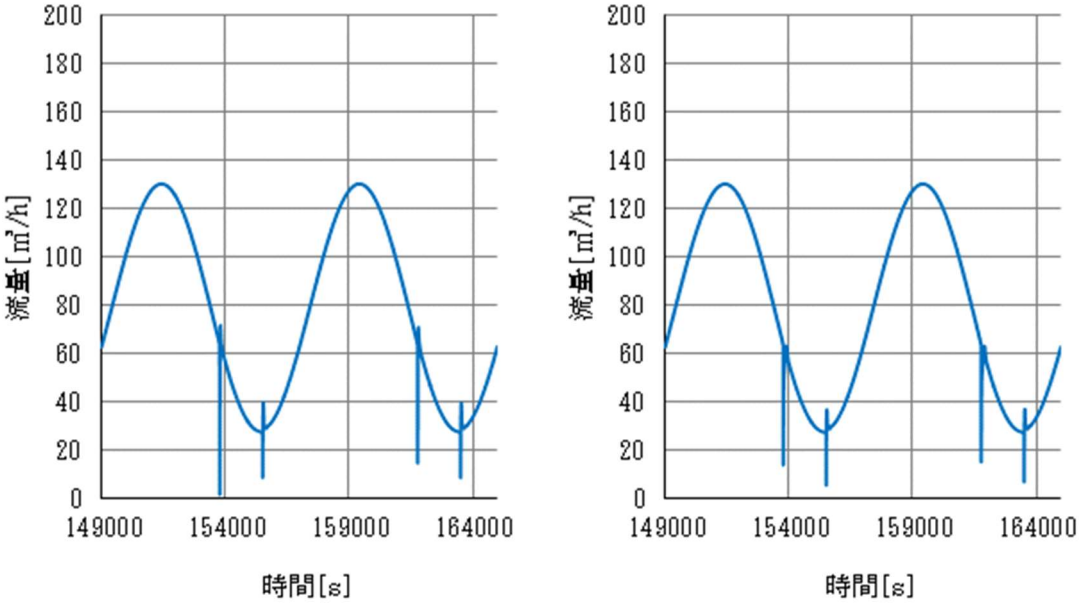


図 6.32　TCV の動作遅れなし(左)と動作遅れ 180s(右)におけるポンプ流量

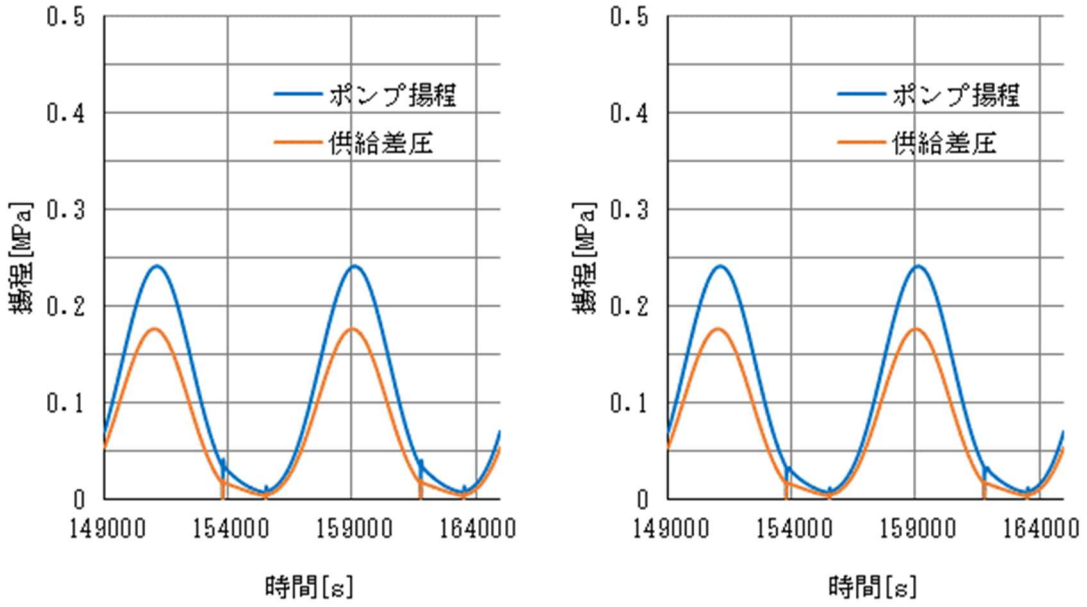


図 6.33　TCV の動作遅れなし(左)と動作遅れ 180s(右)におけるポンプ揚程等

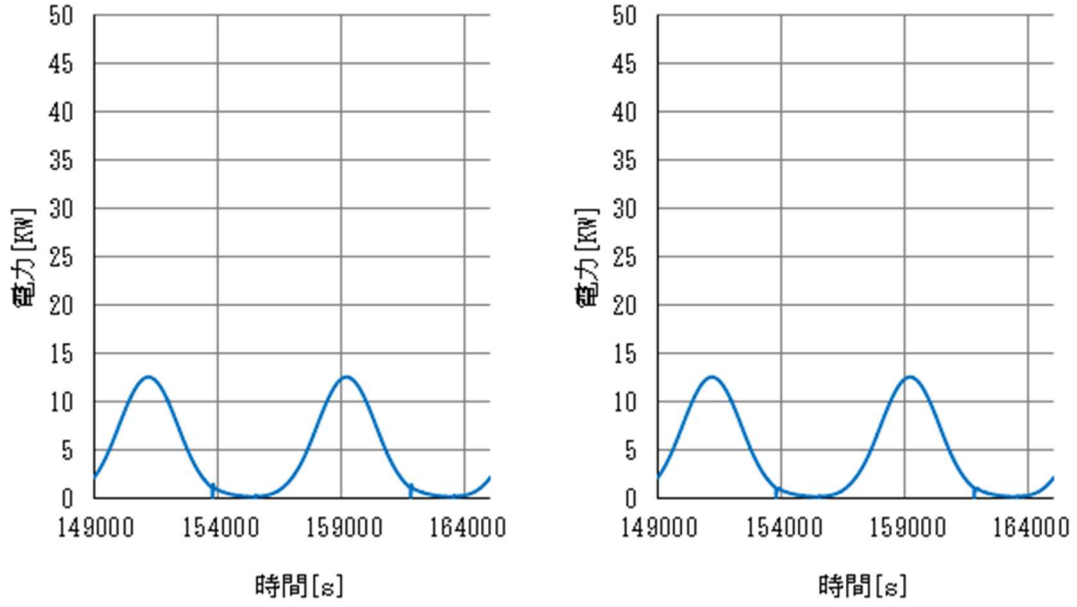


図 6.34　TCV の動作遅れなし(左)と動作遅れ 180s(右)におけるポンプ消費電力

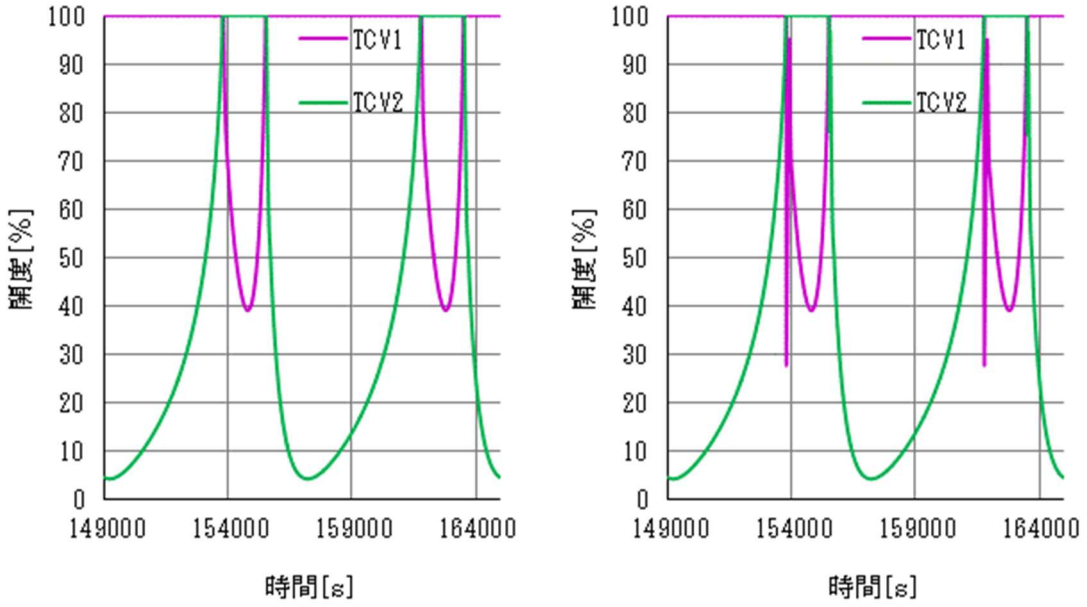


図 6.35　TCV の動作遅れなし(左)と動作遅れ 180s(右)における TCV 開度

式(4.1)で計算する搬送動力は、TCV の動作遅れなしの場合も 180s 遅れの場合も 4.59kWh/h となった。TCV の動作遅れ 180s の場合は、遅れなしの場合と比較し、図 6.35 に示す TCV 開度に最遠端の熱需要家が切り替わる時間帯で制御遅れが生じるため、結果として図 6.31 に示す熱交換器（一次側）入口温度が僅かに変動している。しかし、温度、流量、圧力等は TCV の動作遅れの有無で違いはなく、影響がほぼないことがわかる。

以上の結果から、一般的な TCV の動作遅れがあっても搬送動力（ポンプ揚程）は影響を受けないことがわかった。

６．２．４　制約に関する検証のまとめ

前節の検証結果のまとめを表 6.3 に示す。また、５．２節で説明した理論搬送動力W_{ave}を基準として、シミュレーションモデル（制約がない標準）および各制約を考慮した搬送動力の理論搬送動力からの増分を無次元化して評価した。一例として、インバータ下限周波数を 25Hz（一般的な初期値）から 13Hz に調整したときの変化を図 6.36 に示す。

表 6.3　需給連携制御における制約と搬送動力への影響

制約の種類		影響	搬送動力の増分
ポンプ効率等	理想⇒考慮	大（前提）	理想値＋51.5%
制御起因	なし⇒あり	小（前提）	理想値＋2.0%
インバータ周波数下限	なし⇒13Hz	小	理想値＋7.4% モデル（標準）＋4.8%
	13Hz⇒25Hz	大	理想値＋84.6% モデル（標準）＋55.1%
熱交換器能力の低下	無限⇒定格熱量	大	理想値＋55.5% モデル（標準）＋36.2%
熱導管の長さ	40m⇒1500m	小	理想値＋6.0% モデル（標準）＋3.9%
熱源機の熱負荷追従速度	－	なし	安定領域が前提
インバータ周波数 変化速度	なし⇒120s	なし	－
TCV の動作遅れ	なし⇒180s	なし	－

安定領域（第３章で説明した周波数無次元化係数が 0.3 程度以下となる領域Ｉ）における需給連携制御を導入した地域冷暖房システムにおいて、設備構成を変更しないことを前提とした搬送システム制御の観点で搬送動力へ影響を及ぼす制約としては、「需給連携制御（変差圧変流量制御）の制御遅れ等（制御起因）」「搬送ポンプ用インバータ周波数下限」を挙げることができる。制御起因の影響が非常に小さいことから、需給連携制御がほぼ理想的な状態を実現できている。一方、搬送ポンプ用インバータ周波数下限は、インバ

ータ調整前の状態（周波数下限が 25Hz 程度）の場合、理想的な条件（標準）と比較し、搬送動力が 55.1%も増加する。しかし、搬送ポンプ用インバータ周波数下限を熱源機の保護等を考慮した最適な設定（周波数下限が 13Hz 程度）とすれば、搬送動力 4.8%増まで低減することができる。よって、搬送ポンプ用インバータ周波数下限をサステナブル運用の中で極力小さくすること、可能であれば吸収サイクル熱源機の保護機能を低いインバータ周波数下限でも保護ができるよう緩和することが、需給連携制御における搬送動力低減のために重要である。

また、設備の劣化や増減段閾値の変更、地域冷暖房システムの拡張や地域冷暖房システム間の連携など設備構成の変更を前提とした場合の搬送動力へ影響を及ぼす制約としては、「搬送ポンプおよび搬送ポンプ用インバータの各種効率（ポンプ効率等）」「熱交換器能力の低下」「熱導管長の延長」がある。ポンプ効率等は、田町駅東口北地区でも導入しているトップランナー機種であれば、かなりの改善が進んでおり、これ以上の効率向上効果は限定的と考える。一方、熱交換器能力の低下は影響が大きいので注意が必要である。

さらに、本検証の範囲で搬送動力低減に関して制約とならなかったのが、「熱源機の熱負荷追従速度」「搬送ポンプ用インバータ周波数速度制限」「TCV の動作遅れ」であった。これらについては、需給連携制御を導入した実用的な地域冷暖房システムにおいても、反動動力ロスへの影響は十分小さいものと推測される。

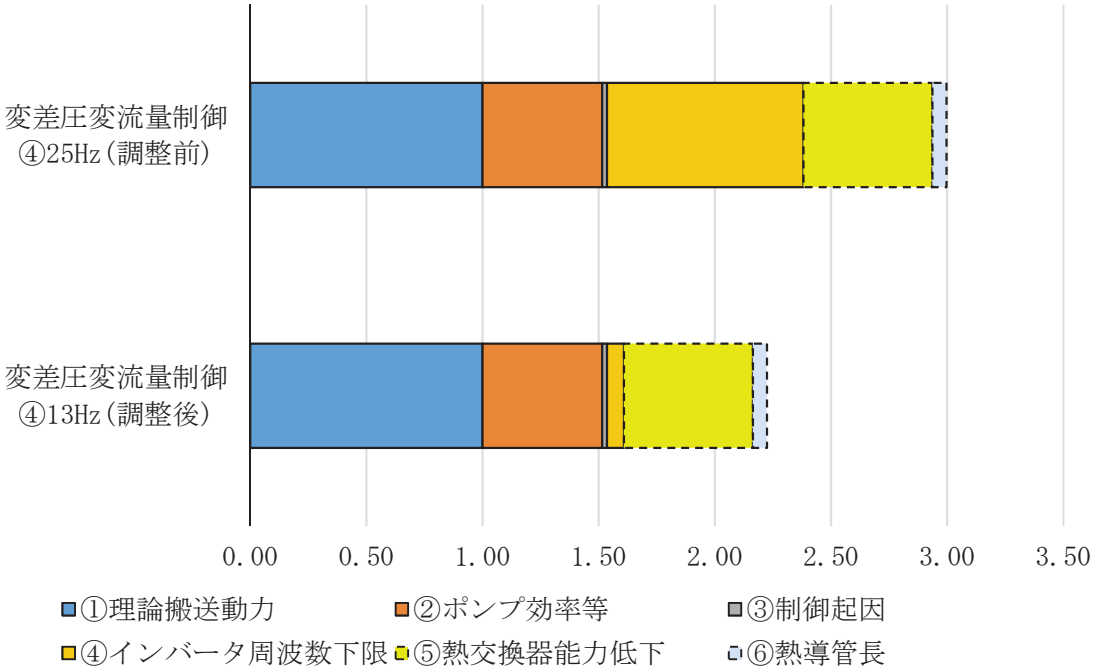


図 6.36　需給連携制御（変差圧変流量制御）における制約毎の搬送動力増分

６．３　需給連携制御と定差圧変流量制御の搬送動力の比較

本節では、通常の地域冷暖房システムで採用されている一般的な搬送システム制御である定差圧変流量制御について、前節（需給連携制御）と同様に搬送動力低減の制約に関する検証を実施し、２つの制御を比較することで、需給連携制御（変流量変差圧制御）の導入効果や制約の違いなどを確認する。

６．３．１　定差圧変流量制御における検証の条件

定差圧変流量制御で使用するシミュレーションモデルは（第２章のモデル３）であり、入力となる熱負荷（二次側流量）および搬送動力の演算条件は、６．２．２節（需給連携制御）と同じとする。定差圧変流量制御では２．２．２節に記載したとおり、供給差圧を一定に制御し、その設定値は前節で検証した需給連携制御の供給差圧の最大値（最大値では供給温度が不安定になる場合は少し増加させた値）とするので、表 6.4 に次節で検証する制約毎の設定値を示す。

表 6.4　定差圧変流量制御における制約毎の供給差圧設定値

制約の種類	設定値[MPa]
制約なし（標準）	0.180
搬送ポンプ用インバータ周波数下限	0.180
熱交換器能力の低下	0.255
熱導管長の長さ	0.185
搬送ポンプ用インバータ周波数速度制限	0.180
TCV の動作遅れ	0.180

６．３．２　定差圧変流量制御における制約毎の搬送動力への影響の検証

（１）制約なし（標準）

図 6.37～図 6.42 に、一般的な搬送システム制御（定差圧変流量制御）を導入した地域冷暖房システムを模擬したシミュレーションモデル（モデル３）と、前節で検証した需給連携制御（変差圧変流量制御）を導入した地域冷暖房システムを模擬したシミュレーションモデル（モデル２）の制約がない場合の熱源機入出温度、熱交換器（一次側）入出温度、ポンプ（供給）流量、ポンプ揚程と供給差圧、ポンプ消費電力、および TCV 開度を示す。

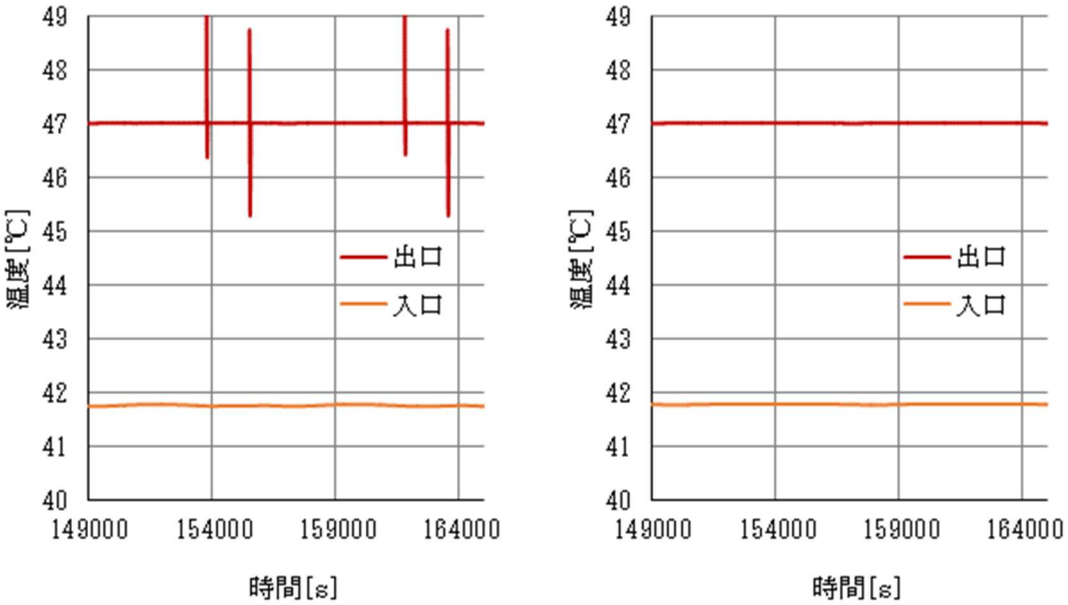


図 6.37　制約がない場合の需給連携制御(左)と定差圧変流量制御(右)の熱源機入出温度

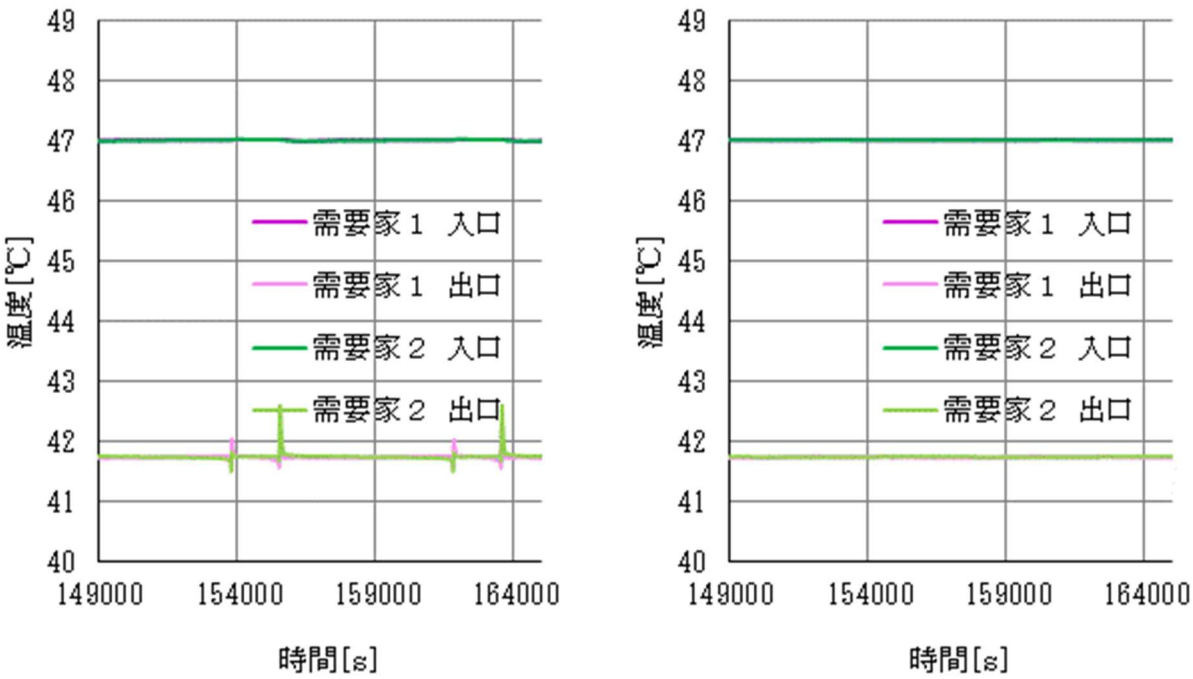


図 6.38　制約がない場合の需給連携制御(左)と定差圧変流量制御(右)の熱交換器入出温度

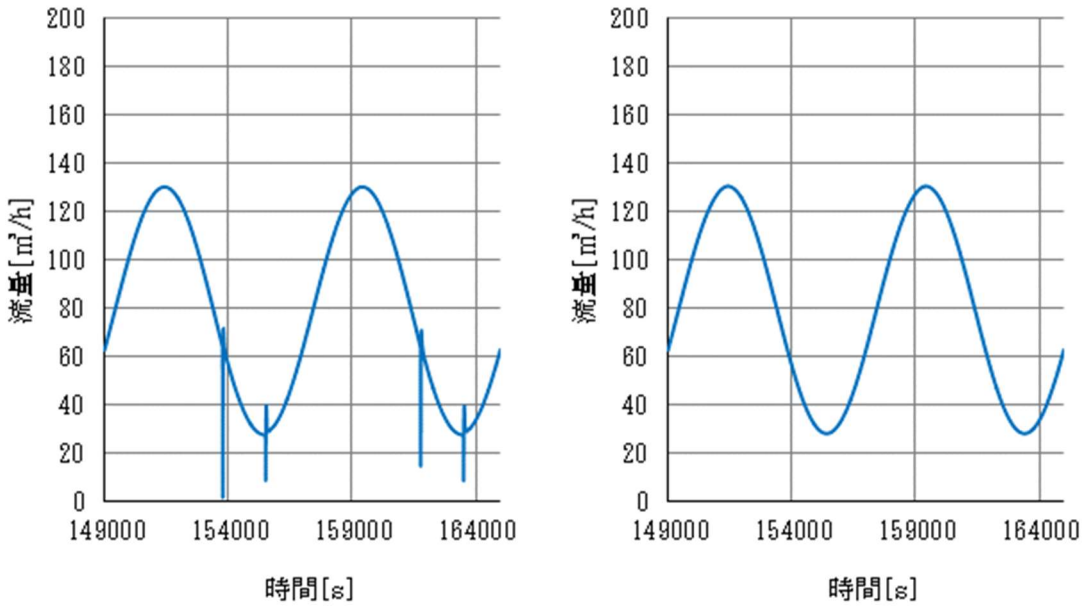


図 6.39　制約がない場合の需給連携制御(左)と定差圧変流量制御(右)のポンプ流量

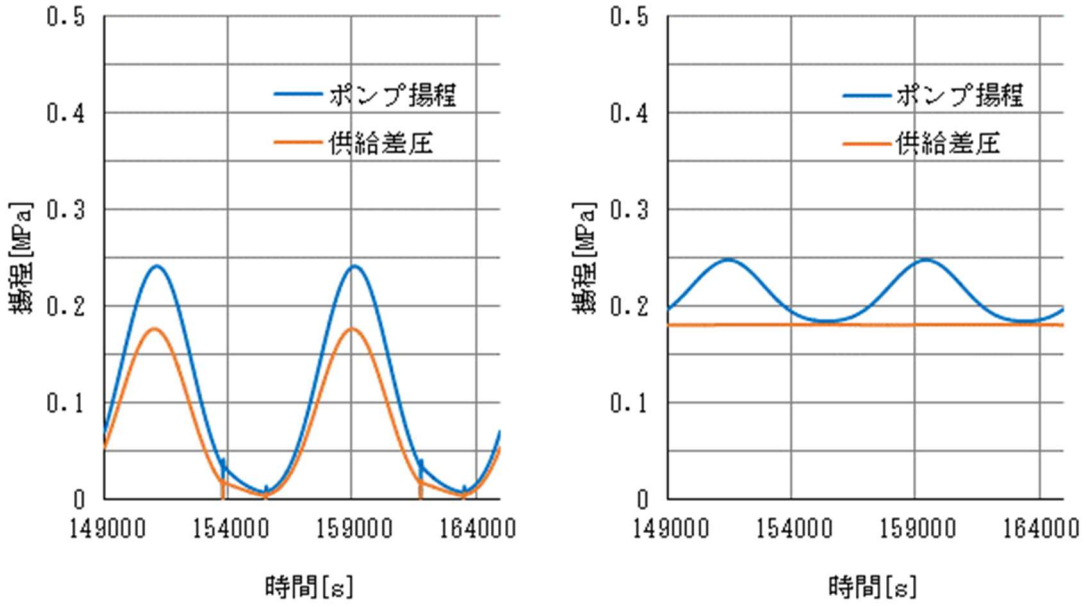


図 6.40　制約がない場合の需給連携制御(左)と定差圧変流量制御(右)のポンプ揚程等

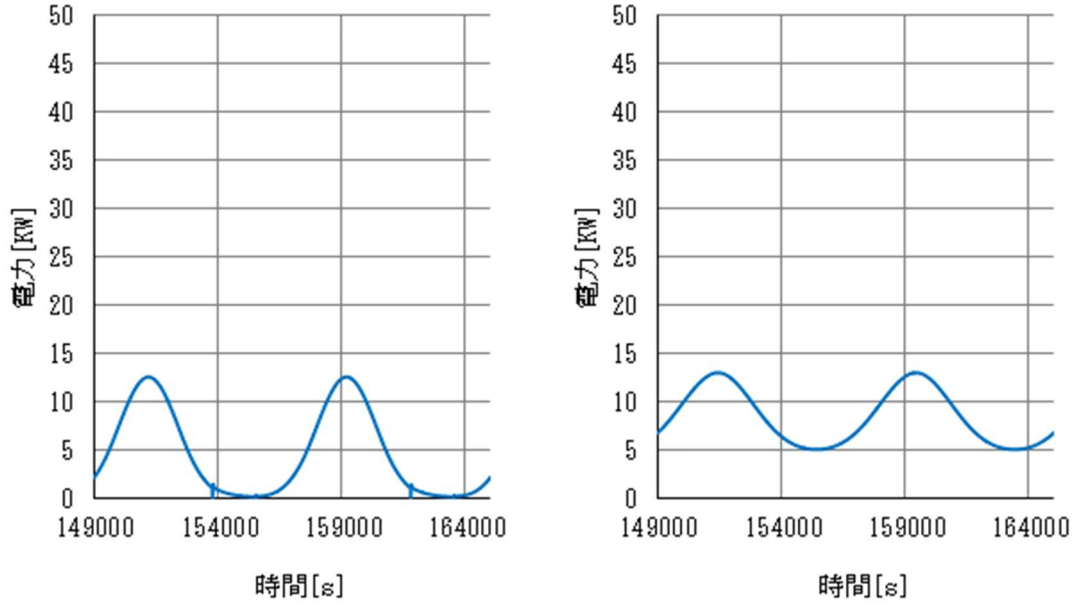


図 6.41　制約がない場合の需給連携制御(左)と定差圧変流量制御(右)のポンプ消費電力

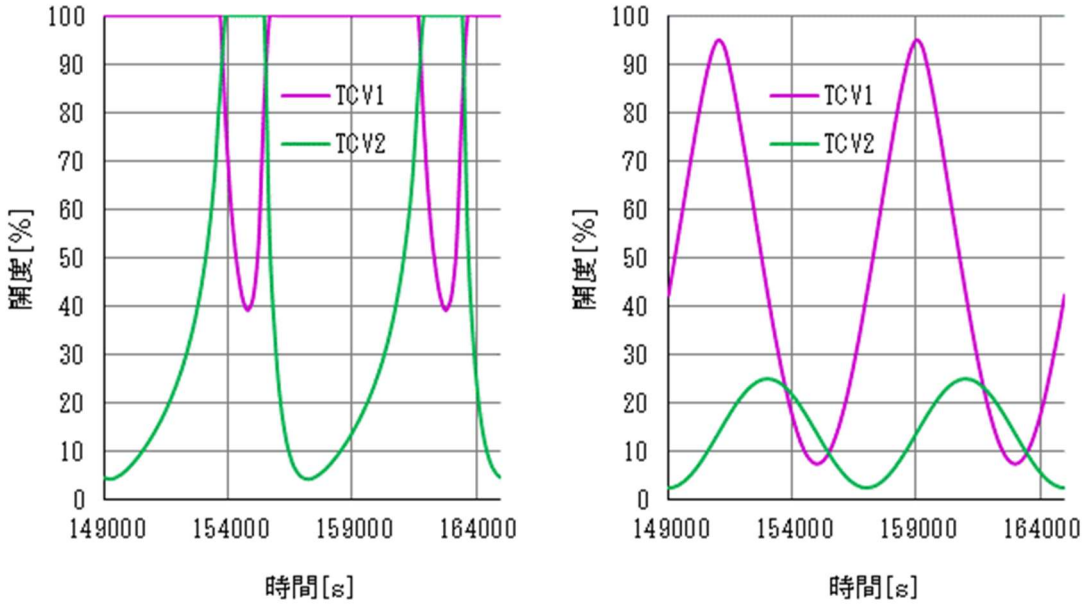


図 6.42　制約がない場合の需給連携制御(左)と定差圧変流量制御(右)の TCV 開度

式(4.1)で計算する搬送動力は、シミュレーションモデル（制約がない）の場合、需給連携制御の場合は 4.59kWh/h、定差圧変流量制御の場合は 8.40kWh/h（需給連携制御と比較し 83.0%増）と大きく増加した。増加の内訳は「搬送ポンプおよび搬送ポンプ用インバータの各種効率（ポンプ効率等)」として 44.2%増、「差圧の無駄等（制御起因)」として 38.8%増である。制御起因（ポンプ効率等が 1.00 でも生じる搬送動力の増分）については、定差圧変流量制御に無駄な供給差圧（ポンプ揚程）があることが原因である。ポンプ効率等については、定差圧変流量制御は無駄な供給差圧があるため、流量に対するポンプ揚程が大きいため、搬送ポンプの運転点が悪い（ポンプ効率が低い）ことが原因である。

図 6.37～図 6.39 に示すとおり、温度および流量に関しては、両制御で違いはないが、定差圧変流量制御の場合、図 6.40 に示すとおり供給差圧が一定であるため、図 6.42 のように TCV の開度は最遠端の熱需要家において、ポンプ流量の最大値付近でも一次側流量が二次側流量より過多（最遠端でない熱需要家は流量不足）になることを防ぐため全開にならない。結果として、無駄な差圧の分だけ搬送動力が増加している。

なお、定差圧変流量制御の場合、最遠端の需要家の切替制御がほぼリニアに変化することから、熱源機出口温度、熱交換器入口温度、およびポンプ流量に温度もしくは流量スパイクが生じない。

（2）搬送ポンプ用インバータ周波数下限の制約

図 6.43～図 6.49 に、前節（需給連携制御）と同様、搬送ポンプ用インバータ周波数下限について、下限なしの場合（標準）と下限 13Hz（田町駅東口北地区の実績）の場合の熱源機入出温度、熱交換器（一次側）入出温度、ポンプ（供給）流量、ポンプ揚程と供給差圧、搬送ポンプ用インバータ周波数、ポンプ消費電力、および TCV 開度を示す。

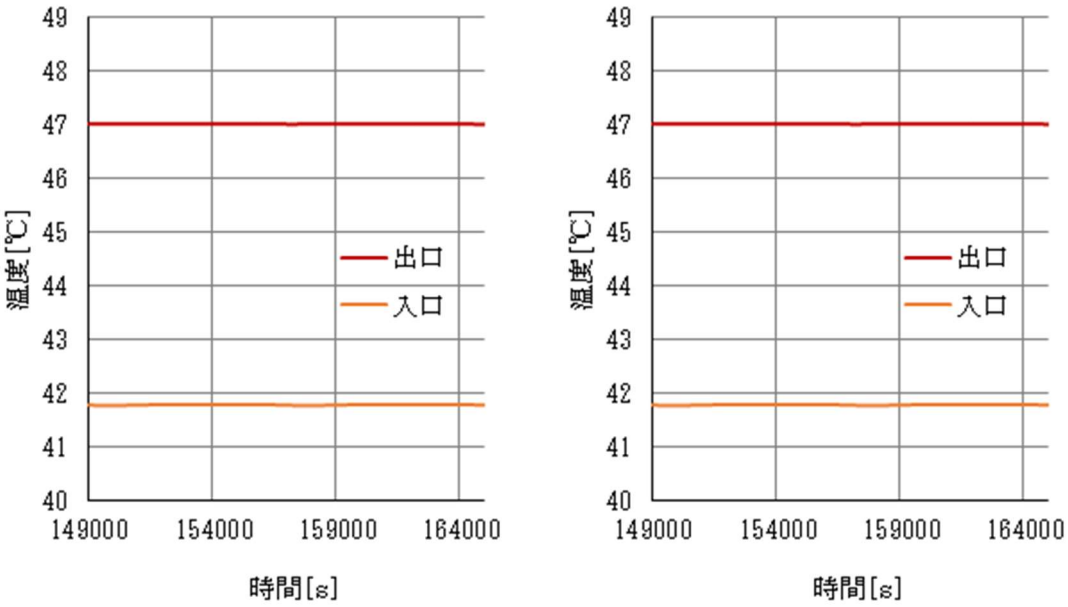


図 6.43　インバータ周波数下限が制限なし(左)と 13Hz(右)における熱源機入出温度

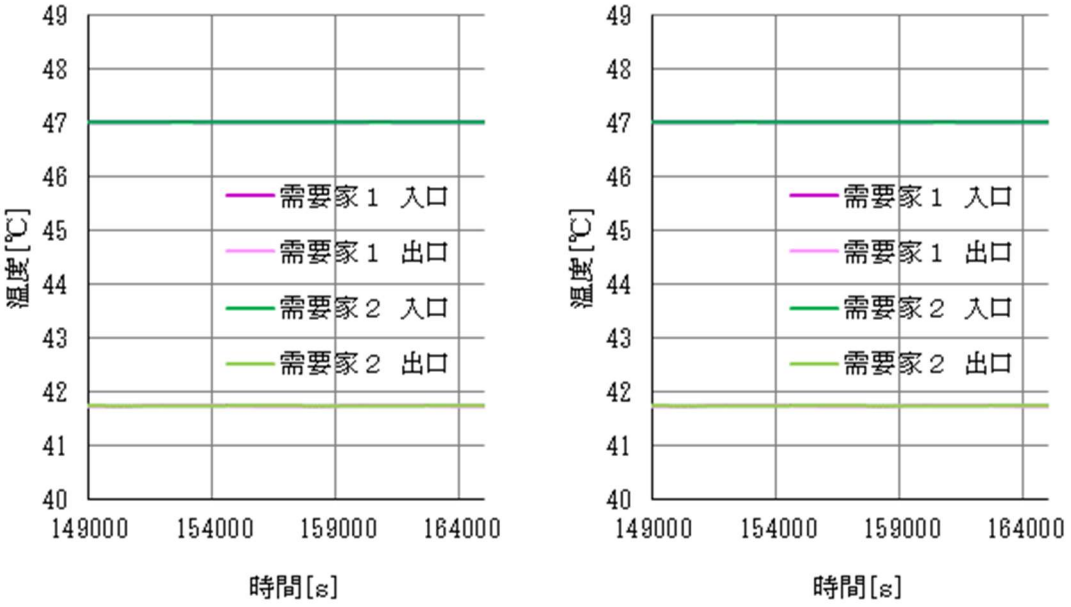


図 6.44　インバータ周波数下限が制限なし(左)と 13Hz(右)における熱交換器入出温度

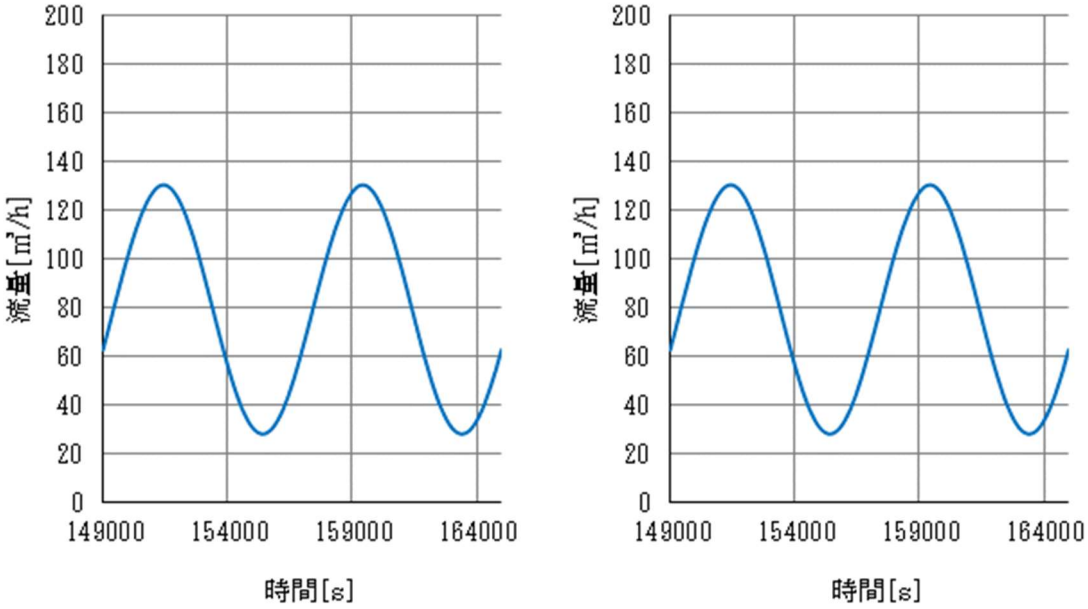


図 6.45　インバータ周波数下限が制限なし(左)と 13Hz(右)におけるポンプ流量

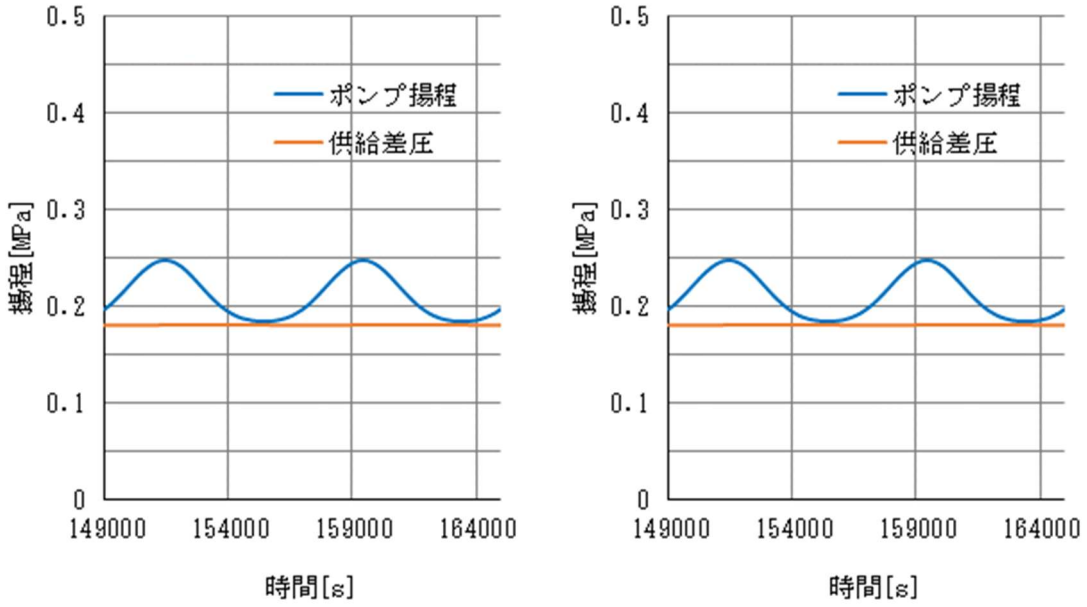


図 6.46　インバータ周波数下限が制限なし(左)と 13Hz(右)におけるポンプ揚程等

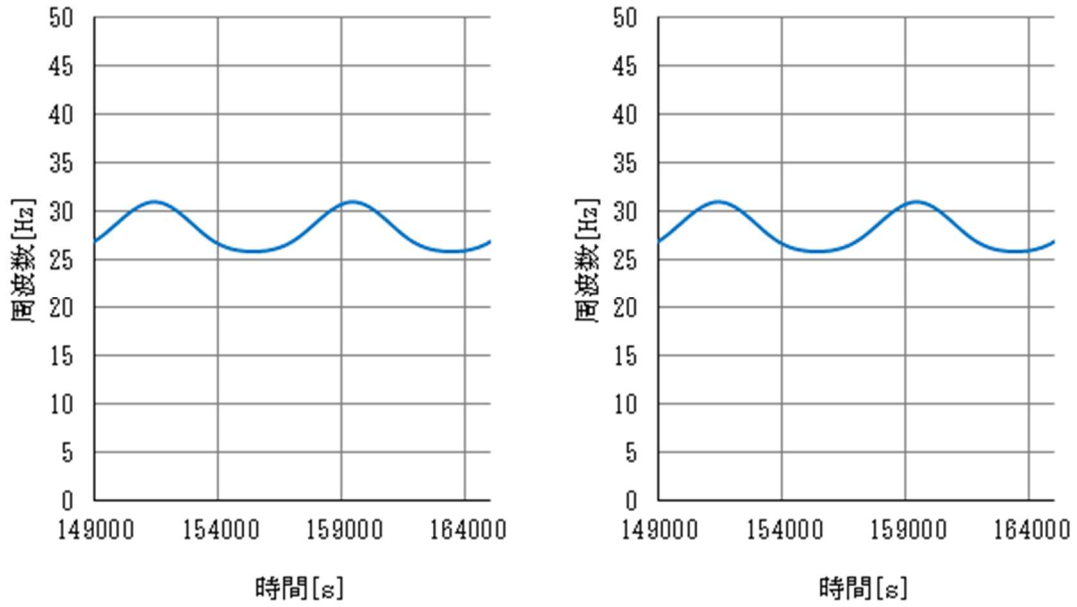


図 6.47　インバータ周波数下限が制限なし(左)と 13Hz(右)におけるインバータ周波数

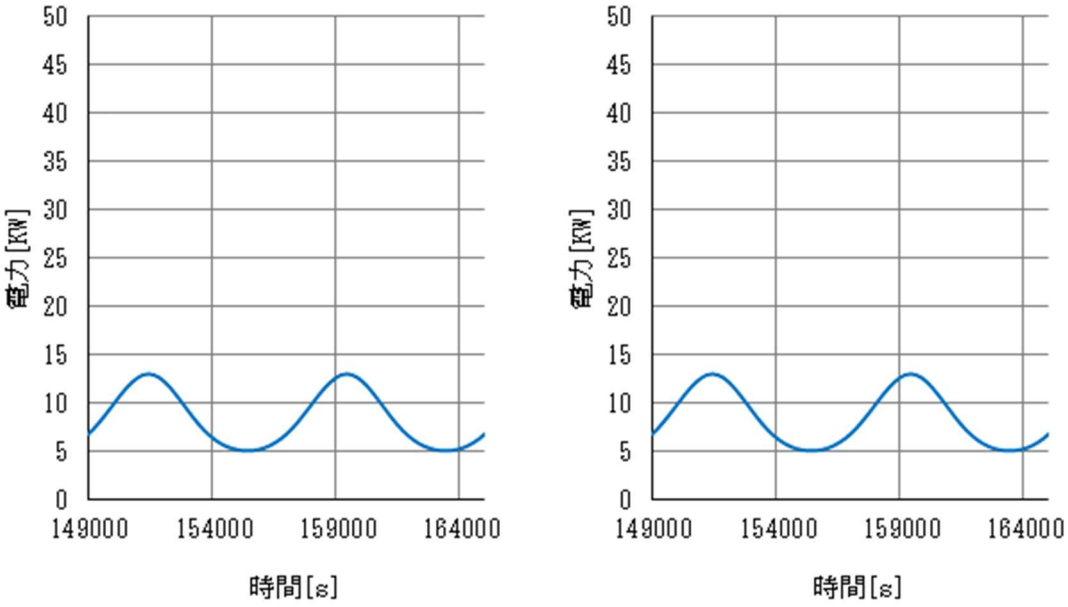


図 6.48　インバータ周波数下限が制限なし(左)と 13Hz(右)におけるポンプ消費電力

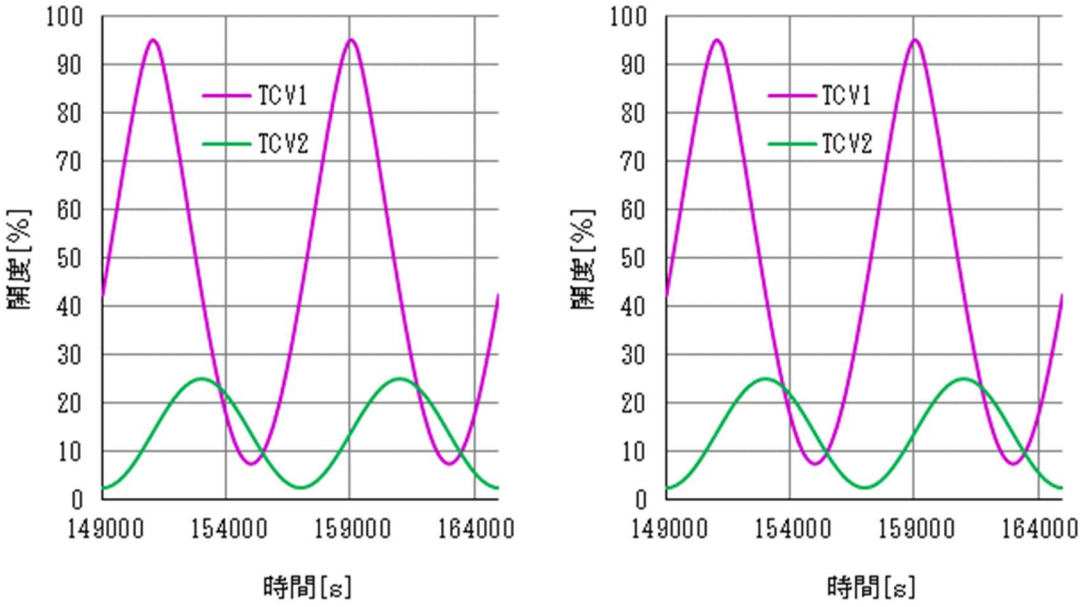


図 6.49　インバータ周波数下限が制限なし(左)と 13Hz(右)における TCV 開度

式(4.1)で計算する搬送動力は、搬送ポンプ用インバータ周波数下限が制限なし（標準）の場合も下限 13Hz の場合も 8.40kWh/h となった。図 6.46 に示すようにポンプ揚程（供給差圧）は標準の場合、一定差圧であるため差圧の余裕が大きいので、図 6.47 に示すインバータ周波数が 26Hz～31Hz 程度になっている。つまり、標準の場合では、搬送ポンプ用インバータ周波数下限が実質 26Hz 程度になっているため、搬送動力が標準の場合も下限 13Hz の場合もインバータ周波数は同じになっている。なお、下限 25Hz（一般的な搬送ポンプ用インバータの初期値）でも、搬送動力は 8.40kWh/h であることを確認している。

以上の結果から、定差圧変流量制御においては、搬送ポンプ用インバータの周波数下限は、搬送動力（ポンプ揚程）に影響がない（制約にならない）ことがわかった。

（3）熱需要家用熱交換器の能力低下

図 6.50～図 6.55 に、前節（需給連携制御）と同様、理想的に熱交換する熱交換器（標準）の場合と熱交換器の更新指標を想定した「熱交換器が処理できる最大熱負荷が熱負荷の最大値」となる伝熱係数をもつ熱交換器（制約あり）の場合の熱源機入出温度、熱交換器（一次側）入出温度、ポンプ（供給）流量、ポンプ揚程と供給差圧、ポンプ消費電力、および TCV 開度を示す。

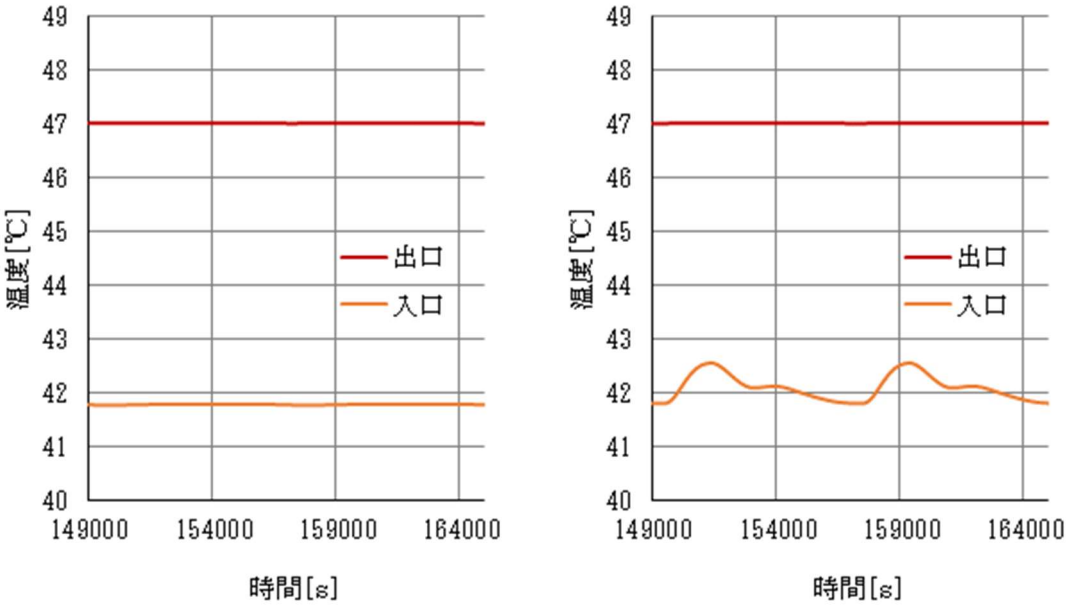


図 6.50　熱交換器能力が理想(左)と制約あり(右)における熱源機入出温度

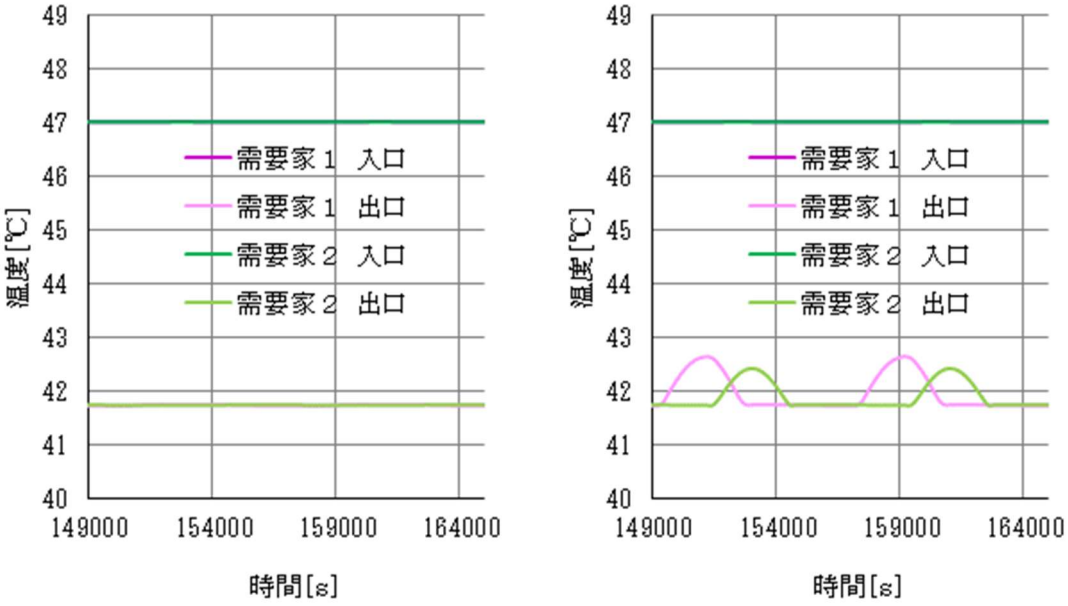


図 6.51　熱交換器能力が理想(左)と制約あり(右)における熱交換器入出温度

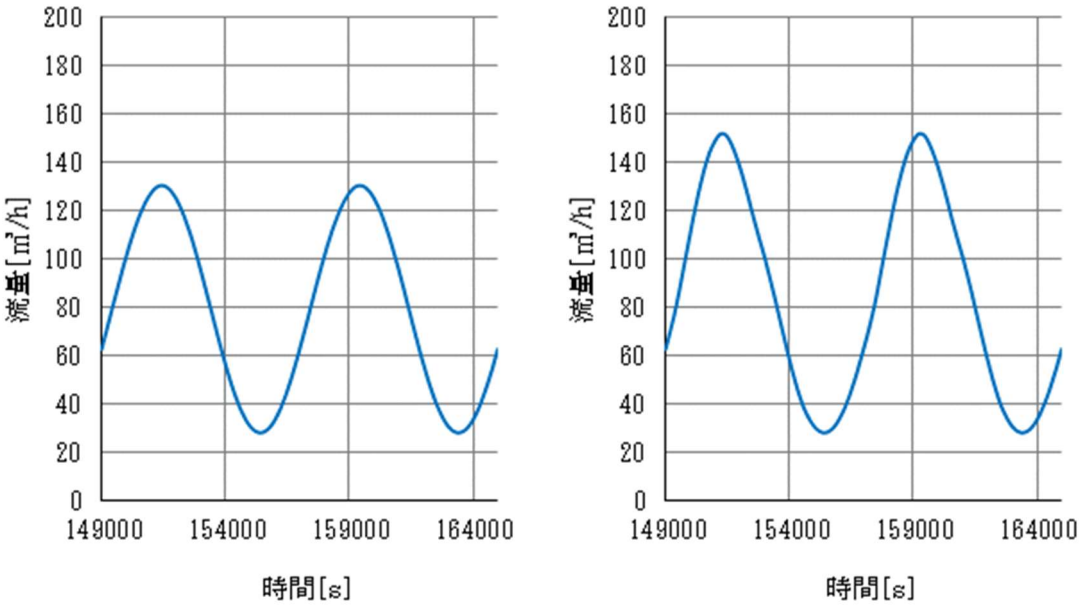


図 6.52　熱交換器能力が理想(左)と制約あり(右)におけるポンプ流量

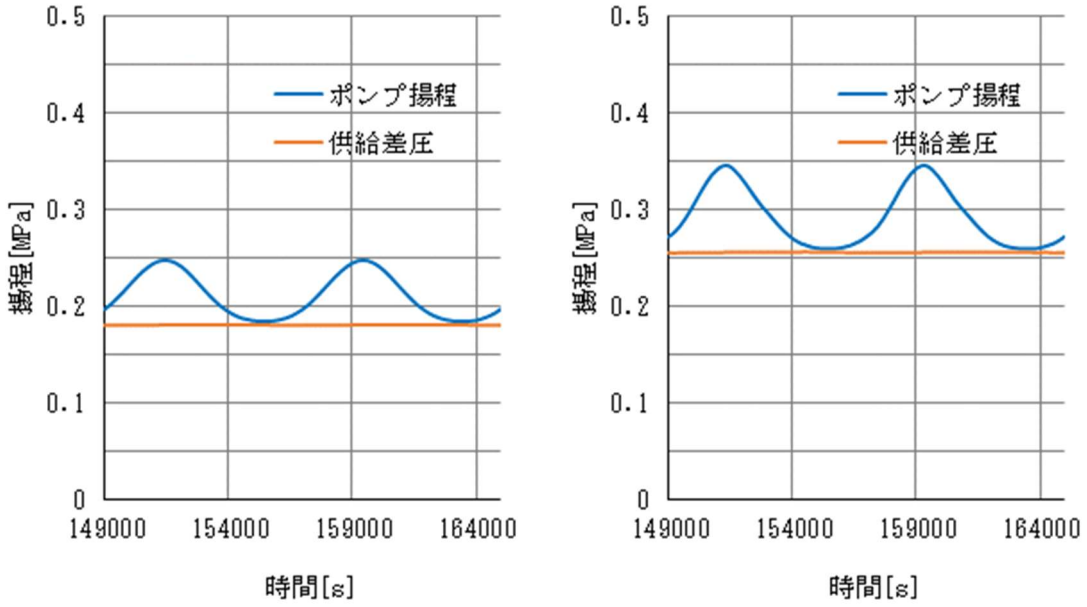


図 6.53　熱交換器能力が理想(左)と制約あり(右)におけるポンプ揚程等

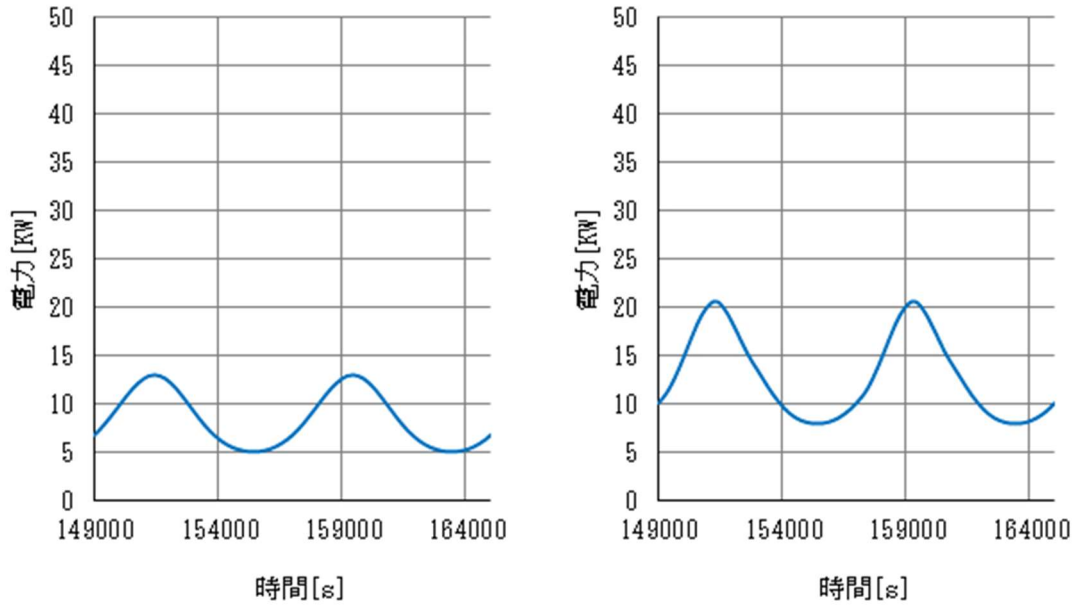


図 6.54　熱交換器能力が理想(左)と制約あり(右)におけるポンプ消費電力

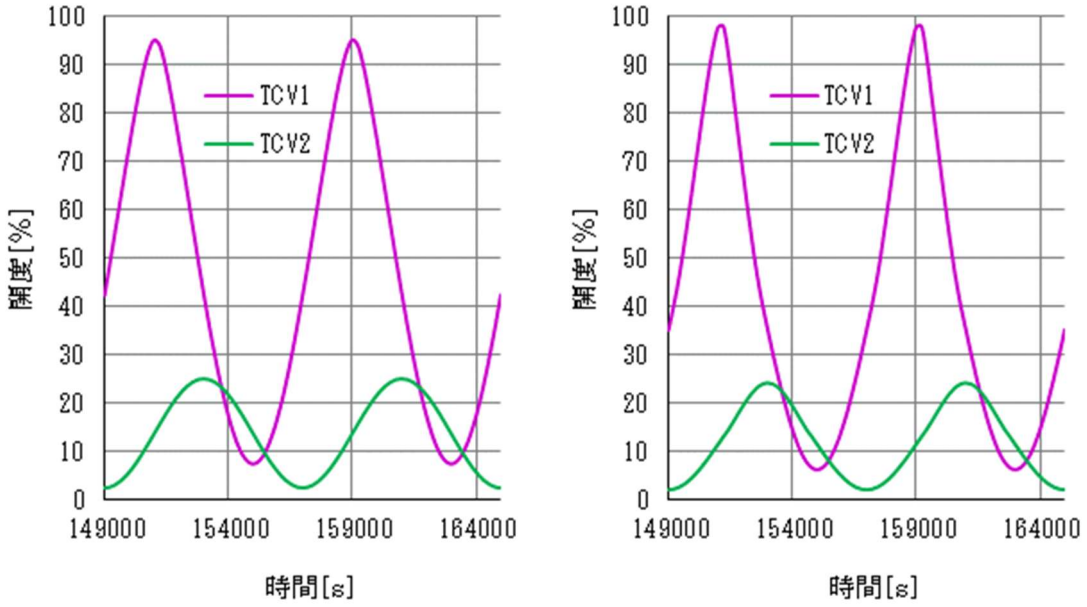


図 6.55　熱交換器能力が理想(左)と制約あり(右)における TCV 開度

式(4.1)で計算する搬送動力は、理想的に熱交換する熱交換器（標準）の場合は 8.40kWh/h、制約がある熱交換器の場合は 12.79kWh/h（標準と比較し 52.3%増）と大きく増加した。原因は、前節（需給連携制御）と同様で、制限ありの場合、熱交換器の定格能力近傍で熱交換器の能力限界に起因する制御遅れが発生したためであるが、図 6.53 に示すように、ポンプ揚程（定差圧設定）が標準 0.180MPa から制限あり 0.255MPa と上昇しており、図 6.52 に示すようにポンプ流量が部分負荷運転時の差圧の無駄の分、需給連携制御よりも搬送動力が増加する割合は大きくなる。

以上の結果から、前節（需給連携制御）で得られた知見（熱交換器の更新や増減段閾値変更の指標など）は、定差圧変流量制御でも同様に適用できることがわかった。

（4）熱導管（配管）の長さ

図 6.56～図 6.61 に、前節（需給連携制御）と同様、配管長が 40m（標準）の場合と 1500m の場合の熱源機入出温度、熱交換器（一次側）入出温度、ポンプ（供給）流量、ポンプ揚程と供給差圧、ポンプ消費電力、および TCV 開度を示す。

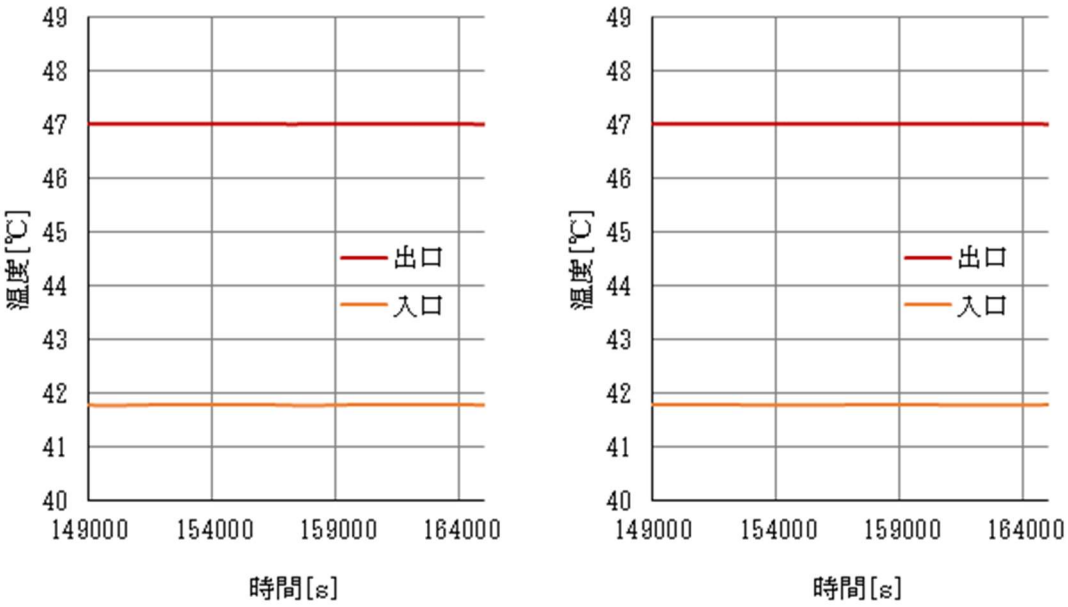


図 6.56　配管長が 40m(左)と 1500m(右)における熱源機入出温度

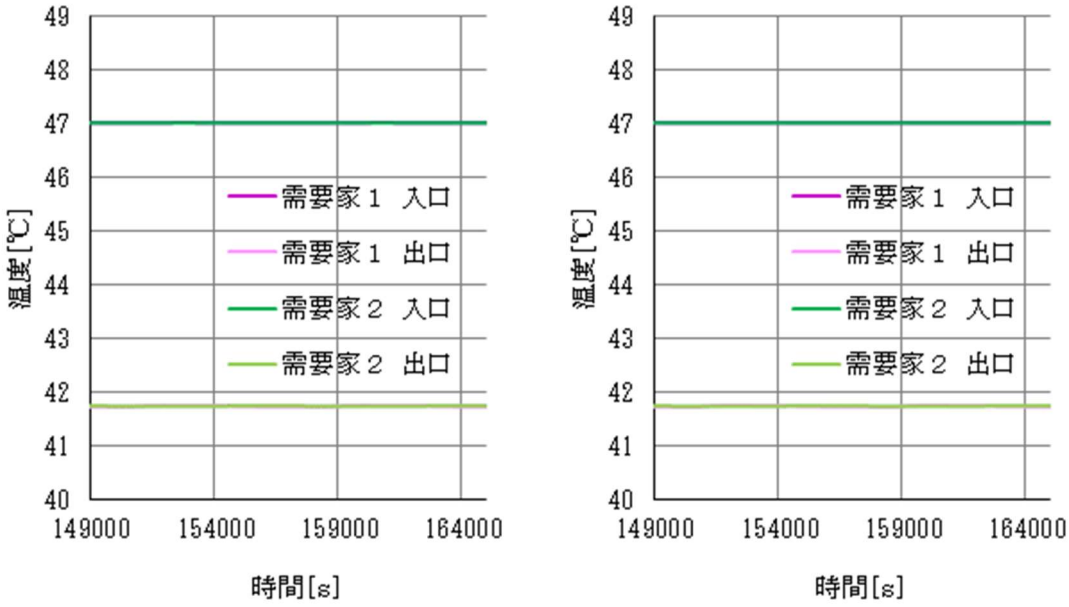


図 6.57　配管長が 40m(左)と 1500m(右)における熱交換器入出温度

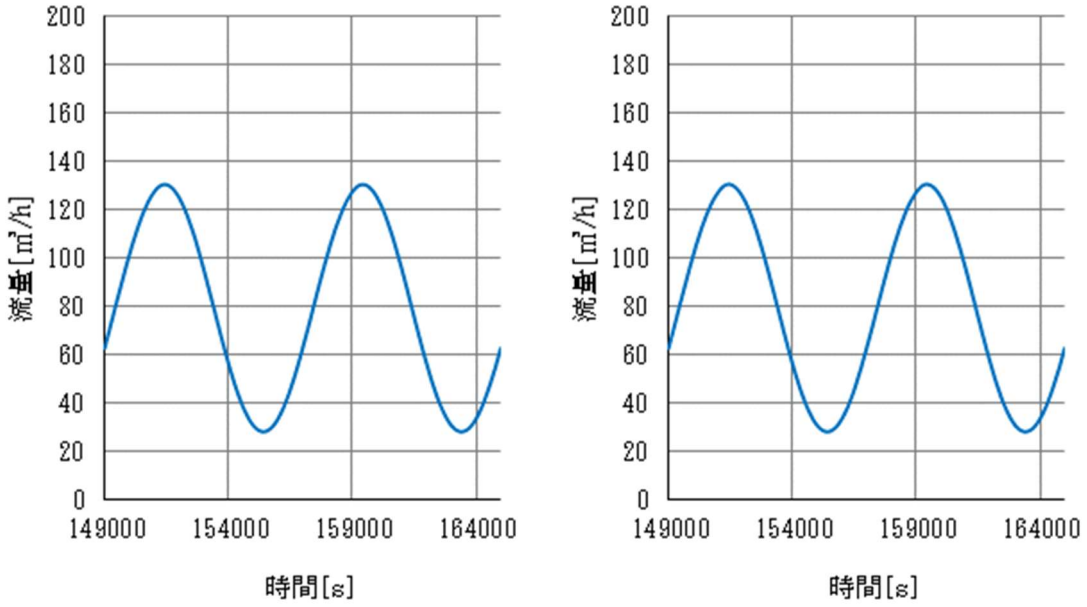


図 6.58　配管長が 40m(左)と 1500m(右)におけるポンプ（供給）流量

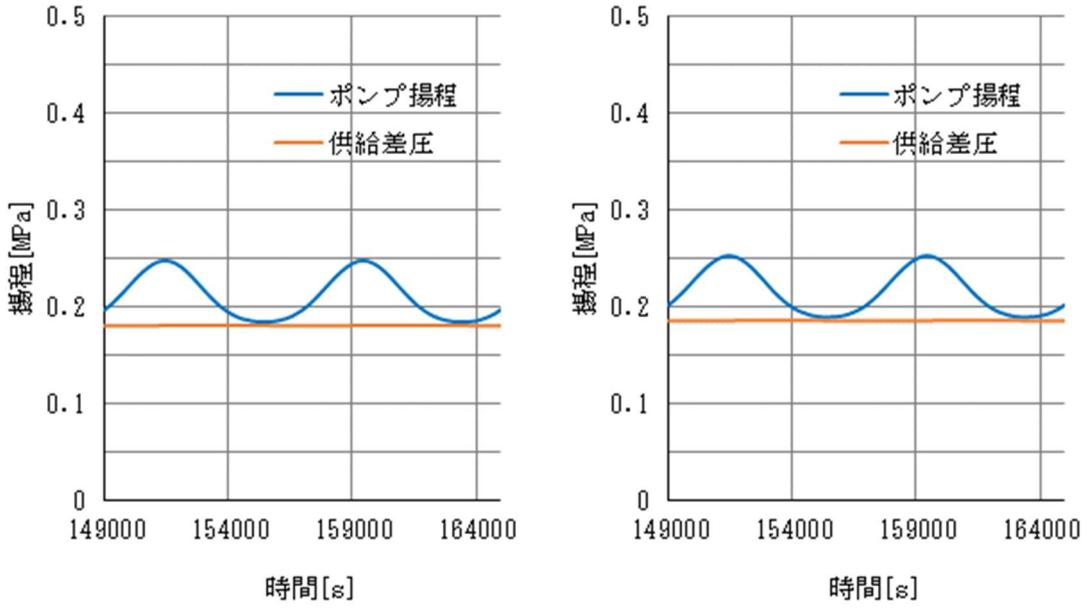


図 6.59　配管長が 40m(左)と 1500m(右)におけるポンプ揚程等

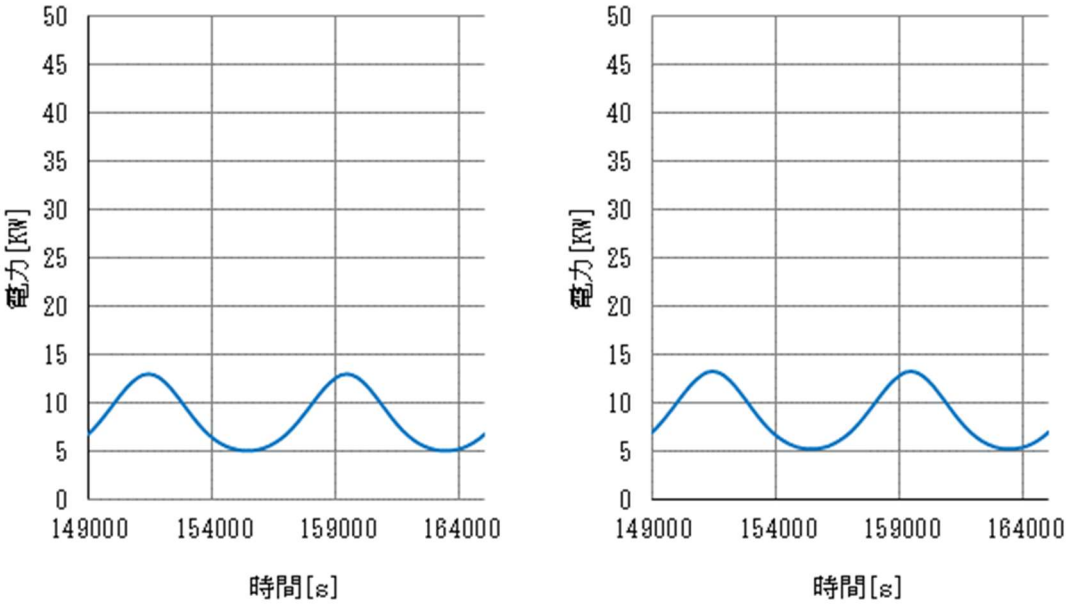


図 6.60　配管長が 40m(左)と 1500m(右)におけるポンプ消費電力

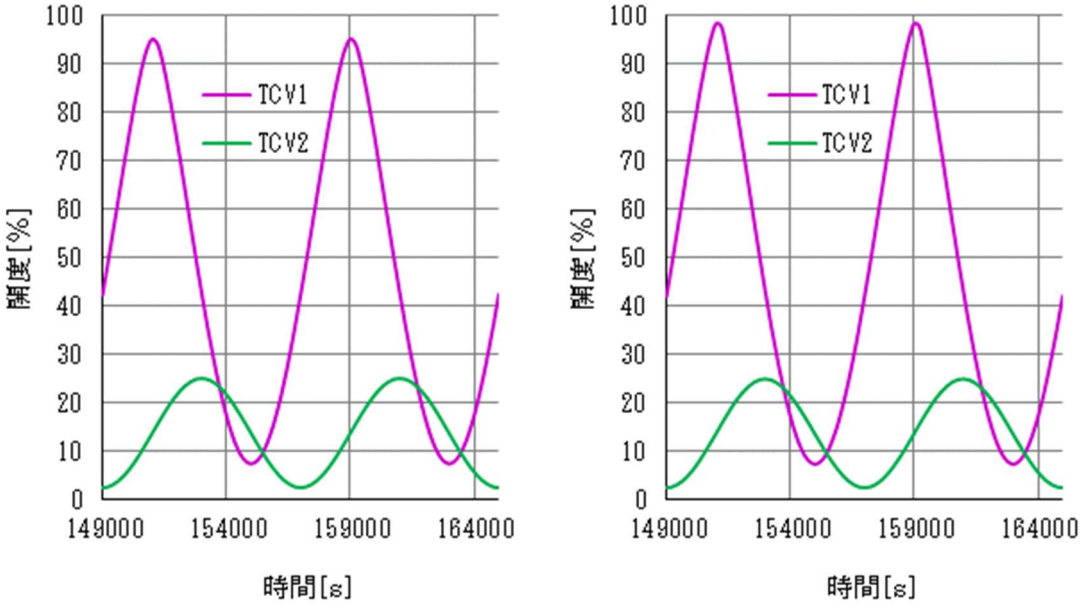


図 6.61　配管長が 40m(左)と 1500m(右)における TCV 開度

式(4.1)で計算する搬送動力は、配管長 40m（標準）の場合で 8.40kWh/h、配管長 1500m の場合で 8.62kWh/h（標準と比較し 2.6%増）となった。前節（需給連携制御）と同様、図 6.56～図 6.60 の温度、流量、圧力等は配管長 40m と 1500m で違いはほとんどなく、影響が小さいことがわかる。

（5）その他

前節（需給連携制御）において搬送動力が影響を受けなかった、搬送ポンプ用インバータ周波数変化速度および熱交換器一次側調整弁（TCV）の動作遅れについて、定差圧変流量制御においても同様の検証を実施したが、制限の有無によらず、搬送動力は 8.40kWh/h で同じであった。

よって、前節（需給連携制御）と同様、搬送ポンプ用インバータ周波数の速度制限および熱交換器一次側調整弁（TCV）の動作遅れは搬送動力へ影響しないことがわかった。

６．３．３　需給連携制御と定差圧変流量制御の比較

前節の定差圧変流量制御の検証結果のまとめを表 6.5 に示す。また、５．２節で説明した理論搬送動力を基準（分母）として、需給連携制御（変差圧変流量制御）と定差圧変流量制御に関し、シミュレーションモデル（制約がない標準）および各制約を考慮した搬送動力の標準からの増分を無次元化したグラフを図 6.62 に示す。

表 6.5　定差圧変流量制御における制約と搬送動力への影響

制約の種類		影響	搬送動力の増分
ポンプ効率等	理想⇒考慮	大（前提）	理想値＋119.4%
制御起因	なし⇒あり	大（前提）	理想値＋61.5%
インバータ周波数下限	なし⇒13Hz	なし	－
	13Hz⇒25Hz		
熱交換器能力の低下	無限⇒定格熱量	大	理想値＋146.8% モデル（標準）＋52.3%
熱導管の長さ	40m⇒1500m	小	理想値＋7.4% モデル（標準）＋2.6%
インバータ周波数変化速度	なし⇒120s	なし	－
TCV の動作遅れ	なし⇒180s	なし	－

地域冷暖房システムにおいて、安定領域（第３章で説明した周波数無次元化係数が 0.3 程度以下となる領域Ｉ）における需給連携制御（変差圧変流量制御）と定差圧変流量制御を比較すると、図 6.62 に示す「②ポンプ効率等」および「③制御起因」に搬送動力の大きな差がある。これは、差圧一定である定差圧変流量制御として回避できない無駄な供給差圧（ポンプ揚程）による搬送動力に加え、無駄な供給差圧を原因として搬送搬送ポンプの運転点が悪く（ポンプ効率が低く）なってしまうためである。よって、需給連携制御導入に伴う搬送動力低減の効果は大きいことがわかる。

「④インバータ周波数下限」の搬送動力への影響（制約）は、定差圧変流量制御の場合は現れない。これは、定差圧変流量制御の場合、供給差圧が一定でポンプ揚程が大きく、搬送ポンプ用インバータ周波数が 25Hz 以上となるためである。なお、需給連携制御は適

切なインバータ周波数下限となるよう運用しなければ、搬送動力低減の効果（定差圧変流量制御との差）が小さくなることは留意点である。

「⑤熱交換器能力低下」による搬送動力への影響（制約）は大きいが、その影響の大きさは標準（制約なし）の大きさに依存するので、供給差圧を極力小さくすることで影響を小さくすることができる。また、「⑥熱導管長」の延長による搬送動力への影響（制約）は小さく、制御の違いによる差は小さい。

２つの制御に共通して「熱源機の熱負荷追従速度」「ポンプインバータの速度遅れ」「TCV の動作遅れ」は搬送動力低減に関する制約とはならない。

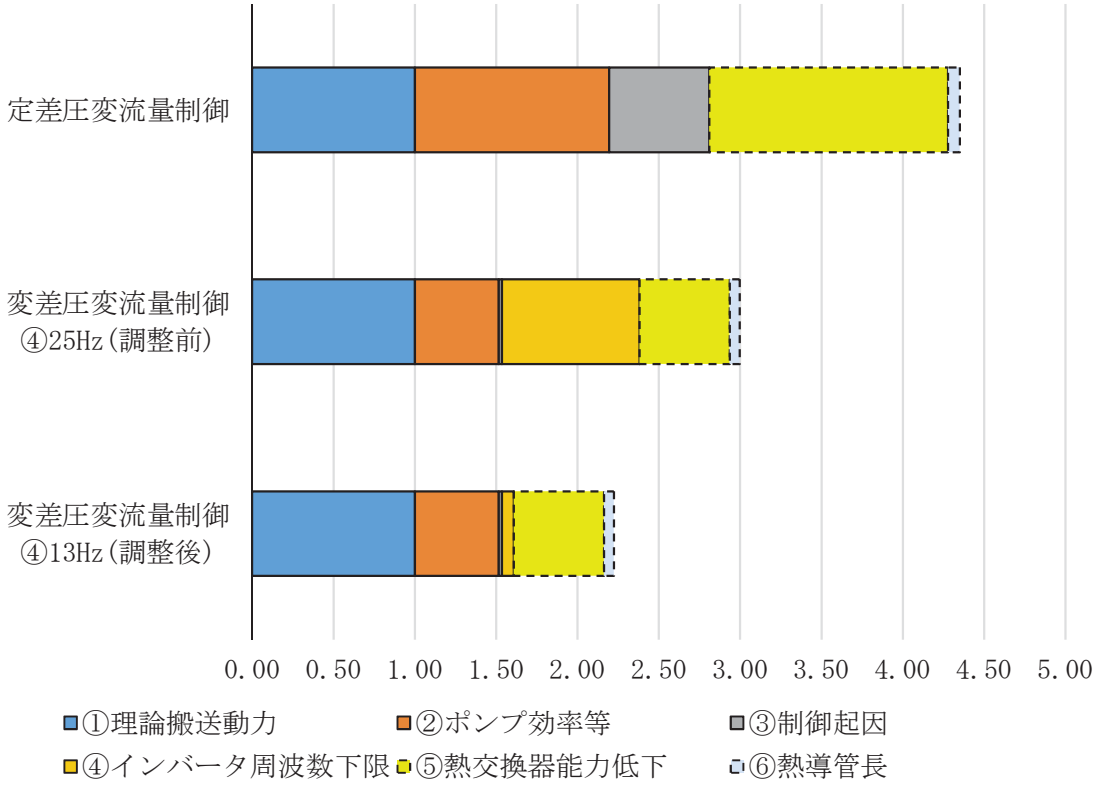


図 6.62　需給連携制御（変差圧変流量制御）と定差圧変流量制御の搬送動力増分

6．4　結言

本章では第三章で定義した「熱負荷変動速度に対する熱源機の負荷追従速度の相対値」が十分小さい（供給安定性が確保されている）条件、かつ需給連携制御を導入した地域冷暖房システムを模擬した熱供給側と熱需要家が一対二のシミュレーションモデルにおいて、搬送動力に影響を及ぼす制約について、理想条件における搬送動力との比較により検証した。搬送システム制御上の制約としては、「需給連携制御の制御遅れ等」と「搬送ポンプ用インバータ周波数下限」が挙げられ、特にインバータ周波数下限については、その影響が大きいが、熱源機保護等を考慮したサステナブル運用（最適な下限を設定）することで大きな搬送動力低減（32%減）が実現できることが示された。また、設備構成の変更を前提とした制約としては、「搬送ポンプおよび搬送ポンプ用インバータの各種効率」「熱交換器能力の低下」「熱導管長の延長」があり、特に熱交換器能力の低下は影響が大きいことがわかった。一方、「熱源機の負荷追従速度」「搬送ポンプ用インバータ周波数の変化速度」と「TCV の動作遅れ」は制約とはならないことがわかった。

次に、一般的な搬送システム制御（定差圧変流量制御）と需給連携制御（変差圧変流量制御）を比較検証した。定差圧変流量制御は、ポンプ揚程（供給差圧）の無駄が大きいため、「搬送ポンプ用インバータ周波数下限」が搬送動力へ影響を及ぼす制約にはならないが、制御起因である供給差圧の無駄とそれに影響をうける搬送ポンプ等の効率低下によって、需給連携制御と比較し 83%も搬送動力が大きくなることが示された。また、「熱交換器能力の低下」による電力増は制約がない（本章における標準での）搬送動力の大きさに依存するが、「熱導管長の延長」は依存しないことがわかった。

以上の検証から得た知見を実用的な観点からまとめると、以下のとおりである。

①需給連携制御は、サステナブル運用（最適なパラメータ調整等）を実施することにより、ほぼ理想的な搬送動力低減が実現できる。一方、運用が不十分な場合、搬送動力は一般的な搬送システム制御に近い値となるので、サステナブル運用が重要である。

②ポンプ揚程に占める熱導管長の配管圧力損失が小さいため、最遠端の熱需要家は、実質的に最も流量の大きい熱需要家で決定できる。ただし、熱需要家規模の違いが大きい場合は、傾向が異なる可能性があるので留意が必要である。

③需給連携制御において、ポンプ揚程（供給差圧）が適切であるか、もしくは各熱需要家の流量バランスが適切かの初期分析は、最遠端の需要家の TCV 開度（常に全開が理想値）を指標となる。

④熱交換器の更新や増減段閾値変更の判断材料となる熱交換器能力の低下は、搬送動力の観点では、熱交換量より熱交換器の出入口温度差の基準値からの逸脱を指標とすることが望ましい。

第７章
熱需要家が複数の場合の
ポンプ揚程および搬送動力推定
手法の提案

第　7　章

７．１　緒言

第１章で説明したサステナブル運用では、計画立案だけなく、計画と実績の比較などを通して省エネルギーであるかの評価（以下、評価）も重要な要素である。評価を実施する場合、多くの実績データと理論に基づき詳細なシミュレーションを実施することが理想であるが、実物件では限られた時間およびデータの中での評価となることが多く、精度は若干落ちても時間を短縮や、代表点のデータから全体を推定（不足データの補完）などが実現できる簡易な評価手法が求められている。

本章では、第５章で整理した、需給連携制御に関する基礎特性を熱供給側と熱需要家が一対多の場合に発展させた場合の基礎理論の一つである「理想条件における搬送動力の演算方法を簡易評価に応用した基礎概念」を瞬時値から積算値に応用し、熱需要家毎の熱負荷（二次側流量）の積算値を入力として、任意のポンプ揚程および搬送動力を推定できる手法を提案し、妥当性検証、需要家数を増やす場合の条件および活用する場合の留意点を説明する。また、提案手法を実熱負荷へ適用した場合の妥当性検証を実施し、活用する場合の留意点を説明する。

この提案を通し、研究目的である需給連携制御を導入した地域冷暖房システムが、理想的な搬送動力低減を実現する運用過程の一つである省エネルギー評価の時間短縮や不足データの補完（代表データからの他データの類推）などに寄与すると考える。

７．２　積算値を用いた推定手法の評価

５．４節で説明した理想的な制御の在り方と流体に関する理論式を組合せた基礎概念は、制御パラメータの調整など瞬時値を前提したミクロ分析には優れるが、省エネルギー評価のようなマクロ分析に適用する場合、シミュレーションと同様に多数の演算が必要となり分析に長い時間がかかってしまう。本節では、基礎理論を時間をかけずにマクロ分析に適用できる推定手法を提案する。すなわち、波高値や位相が異なる正弦波である熱負荷を適用した場合、特定の条件における一周期分の平均値である各抵抗値（圧力損失）および搬送動力が既知であれば、一周期分の各熱需要家の熱交換器二次側の熱負荷（流量）積算値を入力として、一周期分の平均値であるポンプ揚程および搬送動力を推定できる手法を提案し、第２章で説明したシミュレーションモデル（モデル２、実物件の模擬）と推定値との誤差分析から推定手法を活用する際の留意点や熱供給側と熱需要側が一対多へ応用する場合の条件について整理する。

７．２．１　熱負荷、抵抗および搬送動力の条件

５．４節と同条件の熱需要家１の二次側流量q_1および熱需要家２の二次側流量q_2は正弦波とし、式(5.22)および式(5.23)に示す。第２章で説明したモデル２および本章で提案する推定手法の入力となる一周期分の積算値である熱需要家１の二次側積算流量q_{1a}を式(7.1)に、熱需要家２の二次側積算流量q_{2a}を式(7.2)に示す。また、本モデルおよび推定手法において出力となる一周期分の平均値であるポンプ揚程H_aおよび搬送動力P_{ave}は制御が十分安定した時間である$T \cdot n$[s]を終点、その一周期前を始点として演算し、式(7.3)および式(7.4)に示す。

$$q_1(t) = \frac{q_{1max} - q_{1min}}{2} \cdot sin\left(\frac{2\pi}{T}t\right) + \frac{q_{1max} + q_{1min}}{2} \qquad \cdots\cdots(5.22)$$

$$q_2(t) = \frac{q_{2max} - q_{2min}}{2} \cdot sin\left(\frac{2\pi}{T}t + \emptyset\right) + \frac{q_{2max} + q_{2min}}{2} \qquad \cdots\cdots(5.23)$$

$$q_{1a} = \int_{T \cdot n - T}^{T \cdot n} q_1(t)dt \qquad \cdots\cdots(7.1)$$

$$q_{2a} = \int_{T \cdot n - T}^{T \cdot n} q_2(t)dt \qquad \cdots\cdots(7.2)$$

$$H_a = \frac{\int_{T \cdot n - T}^{T \cdot n} H(t)dt}{T} \qquad \cdots\cdots(7.3)$$

$$P_{ave} = \frac{\int_{T \cdot n - T}^{T \cdot n} P_w(t)dt}{T} \qquad \cdots\cdots(7.4)$$

７．２．２　推定手法の提案

５．２節と同様に図 5.1 に示す①母管抵抗、②枝管１抵抗、③枝管２抵抗の推定値算出式を式(7.5)～式(7.8)に示す。ここで熱交換器一次側（熱供給側）の各抵抗①～③は、基礎概念と同様に二次側流量≒一次側流量とし、各抵抗は二次側流量の二乗に比例を前提とする。全熱需要家（二次側）の合成流量の積算流量q_{c0}および母管抵抗h_{c0a}、枝管１の二次側積算流量q_{10a}および抵抗h_{10a}は熱需要家１の TCV 開度が 100%となる任意の条件での積算値もしくは平均値であり、同様に枝管２の二次側積算流量q_{20a}および抵抗h_{20} は熱需要家２の TCV 開度が 100%となる任意の条件での積算値もしくは平均値である。共に既知の値とする。式(7.9)に示すq_cは熱需要家１の積算流量q_{1a}と熱需要家２の積算流量q_{2a}を正弦波の波高値と見立て、位相差$\emptyset$を考慮した正弦波の合成波高値として演算する。既知であるq_{c0}も同様に式(7.10)にて演算する。母管推定抵抗値h_{ca}は、熱需要家間の位相差$\emptyset$の有無により式(7.5)と式(7.6)に場合分けしている。位相差$\emptyset$がある場合、２つの需要家の二次側流量の和が正弦波とならず一定（二需要家の波高値が同じで位相差が 180°）となる条件での既知の平均抵抗値h_{c180a}と正弦波として推定できる項の和としている。

$\emptyset = 0$なら

$$h_{ca} = h_{c0a} \cdot \left(\frac{q_c}{q_{c0}}\right)^2 \quad \cdots\cdots(7.5)$$

$\emptyset \neq 0$なら

$$h_{ca} = (h_{c0a} - h_{c180a}) \cdot \left(\frac{q_c}{q_{c0}}\right)^2 + h_{c180a} \quad \cdots\cdots(7.6)$$

$$h_{1a} = h_{10a} \cdot \left(\frac{q_{1a}}{q_{10a}}\right)^2 \quad \cdots\cdots(7.7)$$

$$h_{2a} = h_{20a} \cdot \left(\frac{q_{2a}}{q_{20a}}\right)^2 \quad \cdots\cdots(7.8)$$

$$q_c = \sqrt{(q_{1a} + q_{2a}cos\emptyset)^2 + (q_{2a}sin\emptyset)^2} \quad \cdots\cdots(7.9)$$

$$q_{c0} = \sqrt{(q_{10a} + q_{20a}cos\emptyset)^2 + (q_{20a}sin\emptyset)^2} \quad \cdots\cdots(7.10)$$

式(7.5)～式(7.8)に示す３つの推定抵抗値を用いて、一周期の平均値である推定ポンプ揚程H_aを式(7.11)に示す。ポンプ揚程は熱需要家が複数ある場合、条件により最遠端となる熱需要家が切り替わるので、熱需要家毎に最遠端となる時間帯だけの抵抗値を推定する必要がある。ここで、第４章の検証から、配管長を 1500m まで長くした場合でも、熱源機や熱交換器などの機器の抵抗値が配管より十分大きいことがわかっているので、配管長が数 km を超えない実務レベルでの適用を前提として最遠端の熱需要家は二次側流量の二乗の大きい方と推定する。熱需要家１において常時最遠端（TCV が全開）と仮定した抵抗値に対する最遠端となる時間帯のみの抵抗値の割合をαとし式(7.12)に示す。同様に熱需要家２における割合をβとし、式(7.13)に示す。式(7.12)および式(7.13)の要素であり、Mの関数であるq_{1ma}およびq_{2m} は、熱需要家１および熱需要家２における一周期分の積算値である二次側流量q_{1a}およびq_{2a}に関し時間的に m 等分した積算流量とし、式(7.14)および式(7.15)で示す。以上より、αおよびβは入力値である流量のみで計算できるので既知となる。

$$H_a = h_{ca} + \alpha \cdot h_{1a} + \beta \cdot h_{2a} \qquad \cdots\cdots(7.11)$$

$$\alpha = \sum_{M=1}^{m} ({q_{1ma}}^2 \cdot \varepsilon_M) \Big/ \sum_{M=1}^{m} ({q_{1ma}}^2)$$

ただし、 ……(7.12)

$q_{1ma}(M) \geq q_{2ma}(M)$なら、$\varepsilon_M = 1$

$q_{1ma}(M) < q_{2ma}(M)$なら、$\varepsilon_M = 0$

$$\beta = \sum_{M=1}^{m} ({q_{2ma}}^2 \cdot \varepsilon_M) \Big/ \sum_{M=1}^{m} ({q_{2ma}}^2)$$

ただし、 ……(7.13)

$q_{1ma}(M) \geq q_{2ma}(M)$なら、$\varepsilon_M = 0$

$q_{1ma}(M) < q_{2ma}(M)$なら、$\varepsilon_M = 1$

$$q_{1ma} = \int_{T \cdot n - T + (M-1) \cdot T/m}^{T \cdot n - T + M \cdot T/m} q_1(t) dt \qquad \cdots\cdots(7.14)$$

$$q_{2ma} = \int_{T \cdot n - T + (M-1) \cdot T/m}^{T \cdot n - T + M \cdot T/m} q_2(t) dt \qquad \cdots\cdots(7.15)$$

推定搬送動力P_{ave}を式(7.16)に示す。ここで、q_{ave}は２つの正弦波流量の合成平均値とし、既知であるP_{ave0}、H_{a0}およびq_{ave0}は母管抵抗h_{c0a}と同じ条件（熱需要家１の TCV 開度が100%）での平均値である。e_{tr}は、インバータ効率eの補正値であり、ポンプ流量q_{ave0}および揚程H_{a0}でのインバータ効率eに対する、ポンプ流量q_{ave}および揚程H_aでのインバータ効率eの比であり、ポンプ負荷率とインバータ効率eの関係の近似式にて計算する。なお、ポンプ効率Eは「流量÷回転数比」によって決定するので、インバータによってポンプ制御を行う場合、変化は小さいので固定値とした。

$$P_{ave} = P_{ave0} \cdot \left(\frac{H_a}{H_{a0}}\right) \cdot \left(\frac{q_{ave}}{q_{ave0}}\right) \cdot e_{tr} \qquad \cdots\cdots(7.16)$$

７．２．３　推定手法の評価

第５章の基礎概念の検証で使用した表 5.1 と同じケースで検討したポンプ揚程の推定結果を表 7.1 に示す。全 24 ケースのうち、ケース１（h_{c0a}、q_{c0}、h_{10a}およびq_{10a}の決定）、ケース 3-3（h_{c180a}の決定）、ケース 5（h_{20a}およびq_{20a}の決定）は既知とし、残りの 21 ケースを各熱需要家の積算流量q_{1a}とq_{2a}および位相差$\emptyset$を入力値としてポンプ揚程H_aを推定した。また、αとβを計算するために必要な各熱需要家の分割した二次側積算流量q_{1ma}とq_{2ma}は各ケースで積算流量の分割数 m=36 個として計算した。

表 7.1　ポンプ揚程の推定結果

ケース	定格比率(最大値)		位相差	ポンプ揚程[MPa]		誤差
	需要家１	需要家２	[°]	本モデル	推定値	[%]
1	1.00	0	0	0.160	既知	―
2-1	0.75	0.25	0	0.105	0.104	0.2%
2-2			90	0.105	0.103	2.0%
2-3			180	0.104	0.101	2.4%
2-4			270	0.105	0.102	2.2%
3-1	0.50	0.50	0	0.065	0.065	0.3%
3-2			90	0.080	0.079	1.8%
3-3			180	0.083	既知	―
3-4			270	0.080	0.079	1.8%
4-1	0.25	0.75	0	0.105	0.104	0.2%
4-2			90	0.105	0.103	2.0%
4-3			180	0.104	0.102	2.2%
4-4			270	0.105	0.103	2.0%
5	0	1.00	0	0.159	既知	―
6	0.78	0	0	0.099	0.101	2.1%
7	0.58	0.19		0.065	0.066	1.6%
8	0.39	0.39		0.041	0.041	1.1%
9	0.19	0.58		0.065	0.066	1.6%
10	0	0.78		0.099	0.101	2.1%
11	0.55	0	0	0.053	0.056	5.6%
12	0.41	0.14		0.035	0.036	4.7%
13	0.28	0.28		0.022	0.023	3.5%
14	0.14	0.41		0.035	0.036	4.7%
15	0	0.55		0.053	0.056	5.6%

熱需要家１と熱需要家２の定格比率（最大値）の和が 1.00 となるケース 2-1～4-4 において、相対誤差の絶対値は、位相差がない場合は 0.2～0.3%となり、位相差がある場合は 1.8

～2.4%となった。位相差がある方が誤差が大きいのは、基礎概念と同様、図 5.4 に示すように、モデル２（実物件を想定）では最遠端となる熱需要家を切り替える際に差圧の乱れがあるが、推定値では乱れを考慮していないためである。一方、熱需要家１と熱需要家２の定格比率（最大値）の和が 0.78(0.775)となるケース 6～10 および 0.55 となるケース 11～15 においては、定格比率（最大値）の和が小さい程誤差が大きくなっている。これは、二次側流量（実質ポンプ流量）の流量下限が 0 ではなく最大流量の 10%であるため、式(7.5)～式(7.8)に示す３つの抵抗の推定式の前提となっている流量二乗比例が流量が小さい程大きく崩れた影響である。図 7.1 に代表でケース 1 とケース 11 の二次側流量の定格比率を示す。積算値を用いた推定手法の入力は一周期分の積算流量であり各時刻でケース 1 に対するケース 11 の流量比が一定であると、ケース 1 に対するケース 11 のポンプ揚程は流量二乗比例となる。しかし、正弦波の最大値である図 7.1 の軸①では、ケース 1 に対するケース 11 の流量比は 0.57 であるが、正弦波の最小値である軸②では、同流量比が 1.00 であり、流量比が一定でないため、誤差が生じている。加えて、推定する流量の定格比率が小さい程、一周期分の積算流量に占める低流量域の積算値が多くなるため、誤差が大きくなる。この誤差は、ポンプ流量下限に依存するので、ポンプ特性毎に補正することで誤差の低減が可能である。

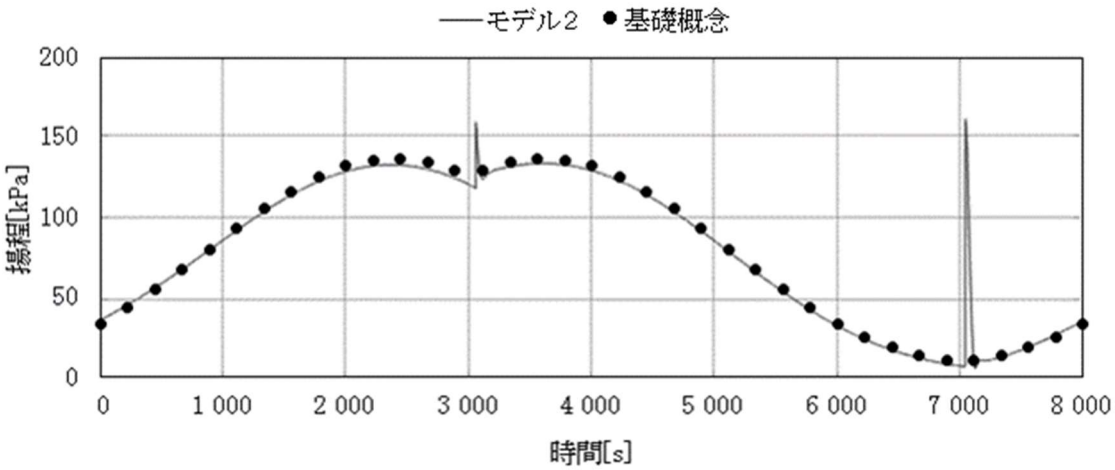


図 5.4　ケース 3-2 におけるポンプ揚程

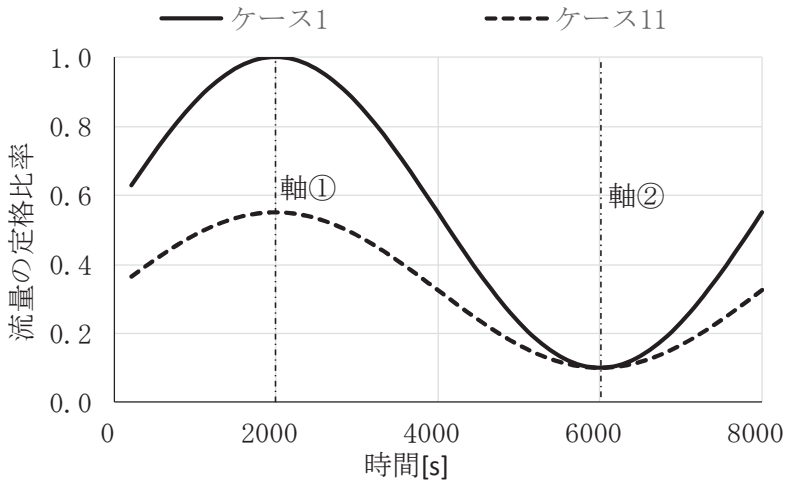


図 7.1　ケース 1 とケース 11 の二次側流量

以上から積算流量を入力としたポンプ揚程の推定手法を用いる場合は、最遠端の熱需要家の切替回数が少ない方が誤差が小さく、もし切替回数が多い場合は誤差（切替に伴う乱れ）が増加することに加え、熱需要家抵抗値の最遠端の割合を表すαとβの精度を決定する分割数 m を増やすことに留意する必要がある。また、基礎概念と同様、既知とするケースの選定が重要であり、実物件で頻出頻度が高い値や過去実績の中央値等を既知として推定することが望ましく、流量範囲が広い場合は、ポンプ流量下限特性に応じた補正をかけることが望ましい。

推定手法を熱供給側と熱需要家が一対Ｎへ応用する場合は、既知である瞬時値を熱需要家数であるＮ＋１（枝管数Ｎと式(7.6)に登場するh_{c180a}計算向け）に増やすだけで適用できるので、熱需要家数が多い程、通常のシミュレーションよりも時間の短縮が図れることが推定される。

推定搬送動力（ポンプ消費電力の平均値）P_{ave}に関し、モデル２（実物件）に対する推定値（流量は既知、ポンプ揚程は推定値）の相対誤差は平均 3.8%（熱需要家１と熱需要家２の定格比率の和が 1.00 となるケース 2-1～4-4 のみで 2.1%）であった。推定値のポンプ揚程を既知とした場合の相対誤差が平均 2.8%（ケース 2-1～4-4 のみでも同等）となることから、誤差の大半は搬送動力の推定手法固有の誤差であることがわかった。

７．３　実負荷への適用

実際の地域冷暖房システムにおける熱負荷の変化は必ずしも正弦波状ではない。本節では、第５章で説明した基礎概念および前節で示した推定手法を実熱負荷に適用し、第２章で説明したモデル２（実物件の模擬）との誤差分析から基礎概念および推定手法を活用する際の留意点を整理する。

７．３．１　実熱負荷の条件

図 7.2 に実熱負荷（熱交換器の二次側流量）を示す。熱需要家１の時刻別負荷形状は IBEC[38]の業務施設の暖房を適用し、熱需要家２の時刻別負荷形状は東京都平均[38]の文化施設（劇場）の温熱を適用した。正弦波状の熱負荷との比較検証を容易にするため、熱需要家１と熱需要家２の実負荷（二次側流量）最大値の比は 0.65 対 0.35 とし、２つの実流量最大値の和の定格比率（最大値）は 1.00 とした。なお、図 7.2 では熱需要家間のピーク時間がずれているので最大値が 1.00 にはならない。

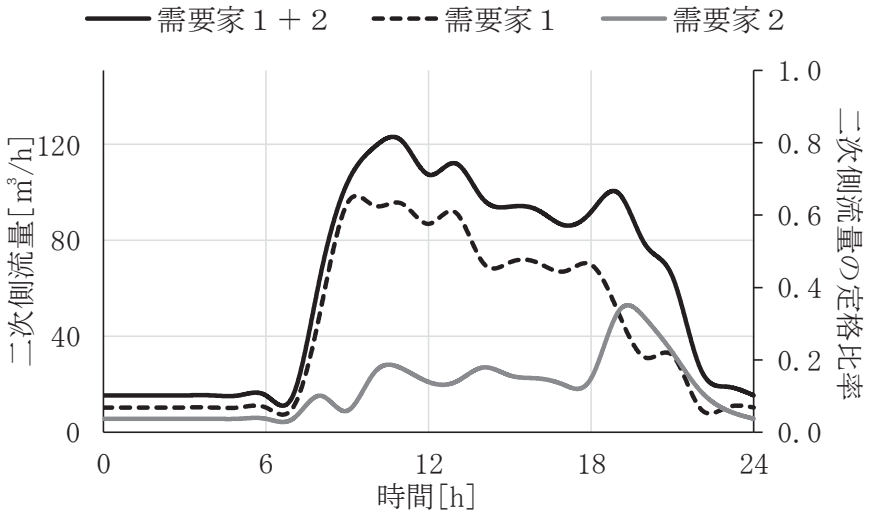


図 7.2　実熱負荷（二次側流量）

７．３．２　基礎概念の実熱負荷への適用

図 7.2 に示す実熱負荷（流量）において、1 分毎の瞬時値（既知 2 点、検証 1438 点）で検証した。５．４節で説明した基礎概念において、式(5.17)～式(5.19)の要素である既知とする２つの瞬時値は 8 時 59 分と 22 時 14 分とし、詳細を表 7.2 に示す。

$$h_c = h_{c0} \cdot \left(\frac{q_1 + q_2}{q_{10} + q_{20}} \right)^2 \qquad \cdots\cdots(5.17)$$

$$h_1 = h_{10} \cdot \left(\frac{q_1}{q_{10}} \right)^2 \qquad \cdots\cdots(5.18)$$

$$h_2 = h_{20} \cdot \left(\frac{q_2}{q_{20}} \right)^2 \qquad \cdots\cdots(5.19)$$

表 7.2　既知である瞬時値

時刻		8 時 59 分	22 時 14 分
熱需要家１	流量q_{10}[㎥/h]	94.8	7.6
	母管抵抗h_{c0}[kPa]	38.9	－
	枝管抵抗h_{10}[kPa]	122.9	－
熱需要家２	流量q_{20}[㎥/h]	8.6	14.7
	枝管抵抗h_{20}[kPa]	－	3.1

ポンプ揚程に関し、第２章で説明したモデル２（実物件の模擬）に対する基礎概念の相対誤差の絶対値は検証全点平均で 5.6%（搬送動力への影響が小さい総流量が定格流量の 25%以下を除外した場合 0.7%）であった。また、搬送動力（ポンプ消費電力）のモデル２（実物件）に対する基礎概念（流量は既知、ポンプ揚程は基礎概念による計算値）の相対誤差は検証全点平均で 5.0%（総流量が定格流量の 25%以下を除外した場合 2.0%）であった。以上の結果から、基礎概念は熱負荷の形状が正弦波でなくても適用でき、既知とする瞬時値を適切に選定すれば実運用可能と考える。

７．３．３　実負荷の正弦波負荷への変換

積算値を用いた推定手法を実負荷へ適用するにあたり、まず各熱需要家の実熱負荷（流量）曲線を正弦波に変換する必要がある。積算値を用いた推定手法では、時間を短縮して簡易にポンプ揚程や搬送動力を推定することが目的であるので、周期T_Bは 24h（86400s）とした。各熱需要家の実熱負荷は夜間は非常に小さく一定であり、１つのベース正弦波で模擬すると図 7.3 のように夜間（22 時～8 時）に大きな誤差が生じる。

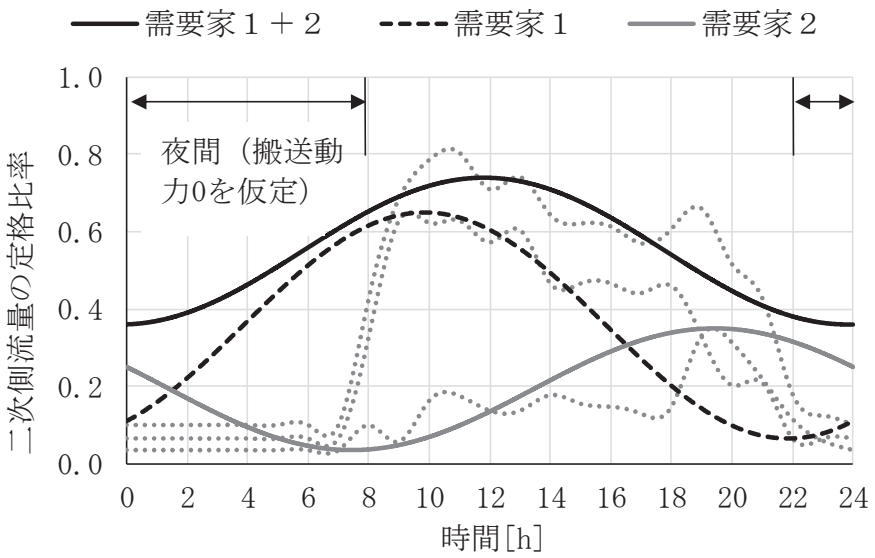


図 7.3　ベース正弦波で模擬した実熱負荷（二次側流量）

そこで、夜間の搬送ポンプ流量は流量下限付近となり、ポンプ消費電力が 0.02kW 程度となることから、夜間（22 時～8 時）のポンプ消費電力は 0kW として評価する。しかし、積算値の推定手法では、ベース正弦波である熱負荷（流量）の搬送動力P_{aveB}は一周期（周期T_B＝24h）の平均値しか演算できず、夜間のみを除外できない。そこで、夜間（22 時～8 時）を一周期（周期T_F=10h）とし、その一周期分の熱負荷の積分値（面積）が正弦波に模擬した 1 日の熱負荷（図 7.4 の凡例のない点線）の夜間の面積と同じとなる相殺正弦波（図 7.4 の凡例のある実線等）を定義し、その搬送動力P_{aveF}およびベース正弦波の搬送動力P_{aveB}を用いて、搬送動力は式(7.16)にて計算することで、夜間のポンプ流量および搬送動力を実質 0（相殺）できる。

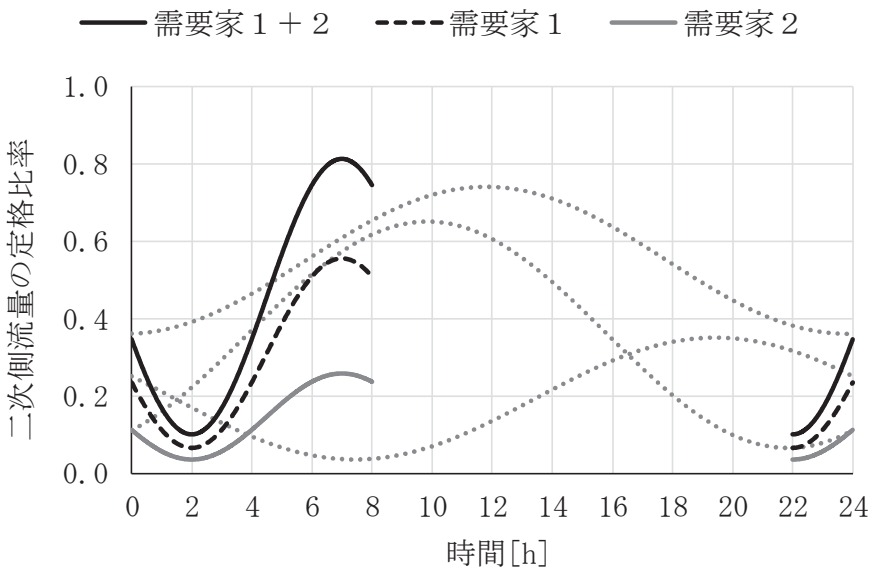


図 7.4　夜間の搬送動力を相殺するための相殺正弦波

$$P_{ave} = P_{aveB} - P_{aveF} \cdot \frac{T_F}{T_B} \qquad \cdots\cdots(7.16)$$

本節におけるベース正弦波および相殺正弦波の条件を表 7.3 に示す。なお、推定ポンプ揚程H_a および搬送動力（ポンプ消費電力の平均値）P_{ave}は、一周期あたりの平均値であるので、同じ波高値の正弦波であれば周期が異なっても同じ値となるので、相殺正弦波（周期T_F=10h）の搬送動力P_{aveF}は、ベース正弦波（周期T_B＝24h）の推定において既知である条件を用いて推定することができる。

表 7.3　ベース正弦波と相殺正弦波の条件

		ベース正弦波	相殺正弦波
共通	周期[h]	24	10
	位相差[°]	144	0
熱需要家１	流量定格比率（最大値）	0.65	0.55
熱需要家２	流量定格比率（最大値）	0.35	0.26

７．３．４　積算値推定手法の実熱負荷への適用

前節で説明した実負荷形状を正弦波状に変換する積算値を用いた推定手法にて、図 7.2 に示す実熱負荷（流量）を図 7.3 および図 7.4 に示すベース正弦波および相殺正弦波に模擬し、ポンプ揚程H_aおよび搬送動力（ポンプ消費電力の平均値）P_{ave}を推定する。既知とする３つの条件を表 7.4 に示す。なお、式(7.12)および式(7.13)に示すαとβを計算するために必要な分割数 m は、設計時の評価で多い 1 時間毎とするため 24 個とした。

表 7.4　既知である積算・平均値

		既知①	既知②	既知③
共通	位相差[°]	－	－	180
	合成積算流量q_{c0}[㎥]	1889.9	－	－
	母管抵抗h_{c0a}[kPa]	33.3	－	－
	母管抵抗h_{c180a}[kPa]	－	－	25.7
	搬送動力P_{ave0}[kWh/h]	7.8	－	－
	周期[h]	24	24	24
熱需要家１	流量定格比率（最大値）	1.00	0	0.50
	積算流量q_{10a}[㎥]	1889.9	－	787.4
	枝管抵抗h_{10a}[kPa]	126.0	－	－
熱需要家２	流量定格比率（最大値）	0	1.00	0.50
	積算流量q_{20a}[㎥]	－	1889.9	787.4
	枝管抵抗h_{20a}[kPa]	－	125.9	－

第２章で説明したモデル２（実物件の模擬）と推定値の比較結果を表 7.5 に示す。表 7.4 に示す既知①～③（正弦波である熱負荷）を用いて推定したベース正弦波および相殺正弦波におけるポンプ揚程と搬送動力は、７．２節における相対誤差の評価と同等の結果となった。また、式(7.16)で計算される正弦波である熱負荷から実負荷を模擬して推定した搬送動力は、ベース正弦波の搬送動力P_{aveB}と相殺正弦波の搬送動力P_{aveF}が既知の場合、実負荷による搬送動力（モデル２）に対する相対誤差が 8.3%であった。この誤差は、正弦波の負荷から実負荷を模擬する際の変換誤差である。相対（変換）誤差に占める昼間分（8 時～22 時）が

1.9%であり、これは実負荷と正弦波の形状の違いによる誤差である。一方、夜間分（22 時～8 時）は 6.4%であり、これは搬送動力を 0kWh/h とした前提そのものの誤差（実際は 0.06kWh/h）で，前提を変更することで誤差の低減が可能である。

表 7.5　モデル２と積算値推定手法の比較

		ポンプ揚程 H_a[kPa]	搬送動力 P_{ave0}[kWh/h]
ベース正弦波	モデル２（実負荷想定）	89.4	3.46
	推定値	88.7	3.47
	相対誤差	0.8%	0.1%
相殺正弦波	モデル２（実負荷想定）	62.5	2.54
	推定値	58.1	2.49
	相対誤差	7.0%	2.3%
実負荷	モデル２（実負荷想定）	64.5	2.62
	推定値（P_{aveB}とP_{aveF}が推定値）	－	2.43
	相対誤差（同上）	－	7.2%
	推定値（P_{aveB}とP_{aveF}が既知）	－	2.40
	相対誤差（同上）	－	8.3%

以上の結果から、積算値を用いた推定手法は任意の実負荷を正弦波である負荷に変換することで容易に各抵抗や搬送動力を推定することが可能であることがわかった。本推定手法を活用する場合は、検討したい複数の実負荷パターンにおいて、正弦波の負荷から実負荷を模擬する際の変換誤差が小さくなるように正弦波の熱負荷の波高値と位相差を決定することが望ましい。

７．４　結言

本章では、計算時間の短縮や不足するデータの補完を目的に第５章で説明した基礎概念を瞬時値（ミクロ分析）から積算値（マクロ分析）に発展させた推定手法を提案した。すなわち、熱需要家毎の熱負荷（流量）の積算値を入力として、特定の３条件における各平均抵抗値および平均搬送動力を既知とした場合、任意の平均ポンプ揚程と平均搬送動力を推定できる手法である。第２章で説明したモデル２（実物件）と比較し、ポンプ揚程の相対誤差は平均 2.4%程度、搬送動力の相対誤差は平均 3.8%程度であることを確認し、熱需要家数がＮの場合は既知である特定の条件がＮ＋１個になること、提案手法活用の留意点として最遠端の切替回数が多い場合は誤差が増加することなどを説明した。

次に、基礎概念および推定手法を実負荷へ適用した。モデル２（実物件）と比較した相対誤差は上記検証と概ね同等の値となった。ただし、積算値を用いた推定手法では、実負荷を正弦波形状の熱負荷に変換する必要があり、この変換誤差は 8.3%程度であり、積算値を用いた提案手法活用の留意点として、変換誤差が小さくなるように正弦波形状の熱負荷の波高値や位相差を決定することなどを説明した。

以上の検証から、以下の知見を得た。

①基礎概念は熱負荷の形状が正弦波でない実負荷へも適用でき、既知とする瞬時値を適切に選定すれば実運用可能である。

②積算値を用いた推定手法において、熱需要家数をＮに増やす場合は既知である特定の条件がＮ＋１個になる。また、推定手法活用の留意点として最遠端の熱需要家の切替回数が少ない、もしくは切替回数が多い場合でも需要家抵抗値の最遠端の割合を表すαとβの精度を決定する分割数 m を増やすことで、推定値の精度を高めることができる。

③積算値を用いた推定手法を実負荷に適用する場合、実負荷を正弦波形状の熱負荷に変換することで対応できる。この変換誤差は、正弦波形状の熱負荷の波高値や位相差を適切に決定することで小さくできる。

第 8 章

結論

第　8　章

８．１　本研究で得られた研究成果の総括

本研究は、熱供給側と熱需要家の情報のネットワーク構築により実現できる需給連携制御を導入した地域冷暖房システムが、理想的な搬送動力低減を実現するためにはどのような制約があり、その制約は搬送動力へどの程度影響を及ぼすのかを可能な限り一般的に検証することを目的とし、設計業務における搬送システム構築および運用業務におけるサステナブル運用により最適な結果を導くプロセス標準化に資する知見を得た。

第１章「緒論」では、本研究の背景および従来の研究を述べたうえで、搬送システム制御に関し、一般的な地域冷暖房システムと比較し需給連携制御を導入した地域冷暖房システムはどのような特徴があるのかについて概要を説明するとともに、本研究の目的と概要を説明した。

第２章「シミュレーションモデルの構築」では、第３章から第７章の検証で使用するシミュレーションモデルの説明、およびそのモデルの妥当性について説明した。

第３章「熱負荷変動速度の熱源機の負荷追従速度に対する相対値を用いた検証」では、熱供給側と熱需要家が一対一のモデルにおいて、熱負荷を正弦波と仮定し、新たに定義した「熱負荷変動速度に対する熱源機の負荷追従速度の相対値（以下、相対値）」と供給安定性および搬送動力の関係を、領域Ⅰ（安定領域）、領域Ⅱ（供給安定性は保たれるが搬送動力は相対値が大きい程微増）、領域Ⅲ（供給安定性が維持できず搬送動力が大きく増加）の３つに分類して検証した。一般的な熱負荷および熱源機を有する地域冷暖房システムでは、需給連携制御を導入することで、その大半の時間帯で理想値に近い搬送動力となるため、需給連携制御の評価（搬送動力の計画との乖離や他制御との比較など）は領域Ⅰでの分析のみとなることを明らかにした。また、需給連携制御を導入する場合、特に朝の立ち上がりなど熱負荷の傾き（熱負荷変動速度）が大きい場合（領域Ⅱ）は、少なくとも相対値が 1.6 程度より小さくなるような熱源機を選択することで、安定供給（供給温度が逸脱しない）が実現できることを示した。

第４章「配管長が供給温度および搬送動力に与える影響に関する検証」では、第３章と同じく熱供給側と熱需要家が一対一のモデルにおいて、熱供給側である熱源機の制御遅れ等により熱媒体の温度乱れが生じても、配管長（熱導管長）が長い場合、ミキシング（冷温水の混合）により温度乱れが減衰して熱需要家に到達することに着目し、熱導管長を長くすることにより供給安定性や搬送動力にどのような影響が及ぶのかを検証した。需給連

携制御を導入した大規模地域冷暖房システムや地域冷暖房システム間連携のように熱導管長が長い場合には、ミキシングによる温度乱れの減衰により、供給安定性を確保できる範囲が広くなるため、一般的な熱源機の場合、熱導管長が 600m 程度以上になると第３章で定義した相対値によらず供給安定性を保てる可能性があることを明らかにした。一方、搬送動力は、ミキシングによる温度乱れの減衰により供給安定性が確保されても低減されないため、理想的な搬送動力低減に関し、熱導管長は、長さに応じた配管圧力損失のみが制約となることを指摘した。

第５章「熱需要家が複数の場合の基礎理論」では、前章までの熱供給側と熱需要家を一対多に発展させた場合の基礎（最小値）となる搬送動力の算出手法を説明した。ここでは理想的な制御の在り方として、熱需要家数が１から複数になっても搬送動力の主要素であるポンプ揚程は、熱供給側の抵抗と最遠端の熱需要家（TCV が全開）の抵抗のみで決定されるが、最遠端の熱需要家は二次側流量の大きさ等により切り替わることを明らかにした。また、需給連携制御における理想条件での搬送動力は、各熱需要家の熱交換器二次側流量のみを変数とする関数で表すことができるものとした。以上より、理想的な制御の在り方と理想条件での搬送動力に関する理論式を組合せた基礎概念では、シミュレーションを用いず熱需要家毎の熱負荷（瞬時二次側流量）を入力値として、特定の２条件における各瞬時抵抗値（ポンプ揚程計算の材料）を既知とした場合、任意の瞬時ポンプ揚程と瞬時搬送動力を計算でき、実物件にも適用できる。加えて熱需要家数をＮに増やす場合は、既知である特定の条件がＮ個になり、既知とする条件を極力出現頻度の高い熱負荷とすることで実負荷の再現精度を高めることができる。

第６章「搬送動力低減に対する各種制約の検証」では、第３章で定義した相対値が十分小さい供給安定性が確保されている条件、かつ需給連携制御を導入した地域冷暖房システムを模擬した熱供給側と熱需要家が一対二のモデルにおいて、搬送動力に影響を及ぼす制約について、第５章で説明した理想条件における搬送動力と比較し検証した。搬送システム制御上の制約は「需給連携制御の制御遅れ等」「搬送ポンプ用インバータ周波数下限」であり、特にインバータ周波数下限については、サステナブル運用（最適な周波数下限の設定）により搬送動力への影響を小さくできるため、ほぼ理想的な搬送動力となるが、サステナブル運用をしないと搬送動力が大きく増加（32%増）することを示した。設備構成の変更を前提とした制約は「搬送ポンプおよび搬送ポンプ用インバータの各種効率」「熱交換器能力の低下」「熱導管長の延長」であり、特に熱交換器能力の低下は搬送動力への

影響が大きいことを明らかにした。「搬送ポンプ用インバータ周波数の変化速度」や「TCV の動作遅れ」は制約とはならない。また、運用上の知見として、最遠端の熱需要家は最も流量の大きい熱需要家で決定できること、ポンプ揚程や各熱需要家の流量バランスが適切であるかの判断は最遠端の需要家の TCV 開度（全開か）が指標となること、熱交換器の更新や増減段閾値変更の判断材料となる熱交換器能力の低下は搬送動力の観点では熱交換器の出入口温度差の基準値からの逸脱が指標となること、を指摘した。その他、一般的な搬送システム制御と需給連携制御の比較検証により、一般的な搬送システム制御は需給連携制御と比べて、制御起因（定差圧）による供給差圧の無駄とその影響をうける搬送ポンプ等の効率低下によって、83%も搬送動力が大きくなること等を示した。

第７章「熱需要家が複数の場合のポンプ揚程および搬送動力推定手法の提案」では、計算時間の短縮や不足するデータの補完を目的に第５章で説明した基礎概念を瞬時値から積算値に発展させ、熱需要家毎の熱負荷の積算値を入力として、特定の３条件における各平均抵抗値および平均搬送動力を既知とした場合、任意の平均ポンプ揚程と平均搬送動力を推定できる推定手法を提案した。この推定手法は、熱需要家数をＮに増やす場合は既知である特定の条件がＮ＋１個にするだけで適用でき、最遠端の熱需要家の切替回数が少ない、もしくは切替回数が多い場合でも積算値である熱需要家毎の熱負荷の分割数を増やすことで、推定値の精度を高めることができる。また、推定手法を実負荷に適用する場合、実負荷を正弦波形状の熱負荷に変換することで対応でき、変換誤差は正弦波形状の熱負荷の波高値や位相差を適切に決定することで小さくできる。

８．２　今後の課題

本研究は、まだ導入例が少ないが省エネルギー上は大きな効果がある需給連携制御を導入した地域冷暖房システムが、理想的な搬送動力低減を実現するためにはどのような制約があり、その制約は搬送動力へどの程度影響を及ぼすのかを可能な限り一般的に検証することで、設計業務における搬送システム構築および運用業務におけるサステナブル運用により最適な結果を導くプロセス標準化に資する知見として、特に本質的な特性を体系的に整理した。今後、本研究を実物件での設計業務や運用業務に活かすため、今後どのような研究に発展させるとより効果的かを本論文の締めくくりとして述べる。

（１）地域冷暖房システム間連携における供給差圧最適化に関する検証

地域冷暖房システム間を連携する場合、例えば地域冷暖房システムＡから地域冷暖房システムＢへ冷温水を融通する場合、地域冷暖房システムＡは連携しない場合と比較し、ポンプ揚程（供給差圧）を増加させる必要がある。この連携向け供給差圧は理想的にはどの程度で、サステナブル運用における連携向け供給差圧の初期設定決定のために必要な裕度をどの程度とすべきかについての知見は、ニーズが高いと考える。

（２）過渡状態における検証

本研究では、搬送動力低減に関する検証が主であったので、過渡状態での検証では影響が生じる熱源機や熱需要家用熱交換器の増減段や地域冷暖房システム間連携における冷温水融通方向逆転などは研究対象外とした。一方、サステナブル運用において最も重視するのは供給安定性であり、供給安定性の観点では、第３章で定義した「熱負荷変動速度に対する熱源機の負荷追従速度の相対値」が 0.3 程度から 1.6 程度となる過渡状態に関する知見もニーズが高いと考える。また、第４章のミキシングと温度の乱れの到達遅れにフォーカスした研究として、本研究ではミキシングの効果を完全混合モデルとして簡易化しているが、実物件を模擬できる詳細な配管モデルとして、流速や配管長などによって、ミキシングの度合いは、完全混合とピストンフローのどちらに近い位置となるかを明らかにし、過渡状態における温度乱れの到達遅れとミキシングの関係を体系的に検証もニーズが高いと考える。

（3）需給連携制御導入の費用対効果に関する検証

需給連携制御導入による費用対効果について、供給側と需要側を合わせたライフサイクルコスト（増加するイニシャルコストと搬送動力低減に伴うランニングコスト低減の和）として評価し、地域冷暖房システムや建物の規模、機器のバランス（供給側の熱源機分割や需要家空調機と FCU のバランス、熱負荷のフラクチュエーション等の影響により、どのような特徴があるかを明らかにし、最適設計の指針とする研究はニーズが高いと考える。効果は、直接的な便益である省コストだけでなく、間接的な便益である省 CO_2 効果などを定量評価して、真の価値を評価する方向もある。

（4）サステナブル運用におけるプロセス標準化の深化

本研究では、プロセス標準化に必要な項目およびその決定根拠を述べたが、最終的にはプロセス標準化が必要である。このプロセス標準化を体系的に整理した研究は、ニーズが高いと考える。例えば、今回は実物件の条件に依存するため、研究対象外とした制御パラメータ（インバータポンプの PID 設定等）を、流速や熱負荷の傾きなどを基準に無次元化することで、実物件の条件に依存しない最適設定決定プロセスを標準化する研究などが挙げられる。

（5）本研究の他用途への適用

本研究は、地域冷暖房システムの知見であるが、この知見を類似の他用途に適用する研究もあり得る。例えば、石油コンビナートのような、製油に関し需給が存在する用途に本研究の知見を適用できれば、適用範囲（バウンダリー）の拡大に寄与する。

参考文献

(1)　東京ガスエンジニアリングソリューションズ株式会社，ホームページ（地域エネルギーサービスの歴史），2019

(2)　資源エネルギー庁，ホームページ（熱供給事業の概要），2019

(3)　一般社団法人日本熱供給事業協会，ホームページ（地域熱供給（地域冷暖房）事業とは），2019

(4)　資源エネルギー庁，パンフレット（地域の最適なエネルギーマネジメントを実現する地域熱供給），2018

(5)　一般社団法人日本熱供給事業協会　編，熱供給事業の業務（事務系）に関する基礎資料，2019

(6)　東京ガスエンジニアリングソリューションズ株式会社，ホームページ（スマートエネルギーネットワーク），2019

(7)　山本智美，秋元孝之他．スマートエネルギーネットワークにより省 CO_2 まちづくり（第８報），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，Vol.2，pp. 5-8，2016

(8)　岡垣晃．空気調和・衛生工学（東京スカイツリー地区 DHC における環境負荷低減の取組み），Vol.89，pp. 137-143，空気調和・衛生工学会，2015

(9)　三井不動産 TG スマートエナジー株式会社，ホームページ（事例紹介　日本橋），2019

(10)　笹嶋賢一，國友理他．スマートエネルギーネットワークにより省 CO_2 まちづくり（第４報），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，Vol. 2，pp. 161-164，2014

(11)　江種律子，下田吉之他．地域熱搬送システムの評価と最適化に関する研究，空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，pp. 51-54，1994

(12)　柴田米三，渡辺健一郎他．二次側冷水・温水の往還り温度差確保に関する研究，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，pp. 1609-1612，1994

(13)　萩原利昌，塩出勝他．地域冷暖房施設の搬送動力削減方策，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，pp. 189-192，2004

(14)　岡崎徳臣，水谷国男他．熱源システムのモデリングによるポンプ可変速制御方法に関する研究（第１報），空気調和・衛生工学会論文集，pp. 11-18，No.155，2010

(15) 岡崎徳臣，水谷国男他．熱源システムのモデリングによるポンプ可変速制御方法に関する研究（第２報），空気調和・衛生工学会論文集，pp. 11-18，No.164，2010

(16) 竹迫雅史，安田健一他．制御弁監視による冷温水ポンプ揚程最適化 VWV 制御の実測結果（その１），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，pp. 125-128，2004

(17) 竹迫雅史，安田健一他．制御弁監視による冷温水ポンプ揚程最適化 VWV 制御の実測結果（その２），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，pp. 397-400，2005

(18) 安田健一，竹迫雅史他．制御弁監視による冷温水ポンプ揚程最適化 VWV 制御の実測結果（その３），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，pp. 283-286，2006

(19) 藤井研一，野部達夫．地域冷暖房の負荷実態に基づく省エネルギー手法に関する研究（その３），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，Vol. 2，pp. 89-92，2016

(20) 笹嶋賢一，國友理他．スマートエネルギーネットワークにより省 CO_2 まちづくり（第２報），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，pp. 1703-1706，2012

(21) 笹嶋賢一，國友理他．スマートエネルギーネットワークにより省 CO_2 まちづくり（第６報），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，Vol. 2，pp. 261-264，2015

(22) 國友理，笹嶋賢一他．スマートエネルギーネットワークにより省 CO_2 まちづくり（第１１報），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，Vol. 2，pp. 17-20，2016

(23) 佐藤文秋，野部達夫他．最小差圧変流量制御による搬送効率向上に関する研究，空気調和・衛生工学会論文集，pp. 21-30，No.259，2018

(24) 佐藤慶大，古谷元洋他．流量計測制御機能付制御弁による空調機エネルギー性能の見える化，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，pp. 1227-1230，2012

(25) 髙田修，佐藤文秋他．地域冷暖房プラントの冷水連携による高効率システムの構築，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，Vol. 2，pp. 41-44，2013

(26) 川崎裕太，赤司泰義．地域冷暖房プラントにおける効率的な熱融通制御に関する研究（その４），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，Vol. 2，pp. 45-48，2016

(27) 野中郁次郎，竹内弘高．知識創造企業，東洋経済新報社，1996

(28) 瀧井直樹，山田崇暁他．スマートエネルギーネットワークにより省 CO_2 まちづくり（第１３報），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，Vol. 2，pp. 25-28，2016

(29) MathWorks，ホームページ（Simscape），2019

(30) MathWorks，ホームページ（Documentation の Pipe(TL)），2019

(31)　竹谷是幸，八本輝．空気調和・衛生工学（インバータと高調波(3)空調･衛生分野におけるインター場利用機器とその応用），Vol. 75，pp. 109-115，空気調和・衛生工学会，2001

(32)　MathWorks，ホームページ（Documentation の Heat Exchanger Interface(TL)），2019

(33)　MathWorks，ホームページ（Documentation の Gate Valve (TL)），2019

(34)　中原信生，宮武修．蓄熱技術－理論とその応用，Vol. 1，pp. 26-27，信山社，1996

(35)　中島康孝．蓄熱槽の熱的重みに関する研究（その１），日本建築学会論文報告集，No. 199，pp. 37-47，1972

(36)　中島康孝．蓄熱槽の熱的重みに関する研究（その２），日本建築学会論文報告集，No. 200，pp. 75-83，1972

(37)　板東修．Excel で学ぶ配管技術者のための流れ解析，pp. 72-78，オーム社，2017

(38)　日本地域冷暖房協会技術委員会　編．地域冷暖房技術手引書，pp. 30-45，日本地域冷暖房協会，1997

研究業績

（１）　本研究の内容に関連する学術論文

1. 國友理，佐藤勲，荒木和路，廣島雅則，中村　元．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（第１報－基礎特性の検証），空気調和・衛生工学会論文集，　No. 255，pp. 1-11，2018　【第２章】【第３章】
2. Osamu Kunitomo, Isao Satoh, etc. Reduction of Conveyance Power Consumption of District Cooling and Heating Systems using Demand-Supply Coordinated Control (Part 2- Energy Saving Effect of Demand-Supply Coordinated Control System), CLIMA Homepage (online), CLIMA2019, 2019, Romania　【第２章】【第３章】
3. 國友理，佐藤勲，廣島雅則，中村　元．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（第３報－配管長が供給温度および搬送動力へ与える影響に関する考察），空気調和・衛生工学会論文集，No. 273，pp. 1-8，2019　【第２章】【第４章】
4. 國友理，佐藤勲，廣島雅則，中村　元．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（第４報－熱需要家数が複数の場合のポンプ揚程および搬送動力推定手法の提案），空気調和・衛生工学会論文集，投稿中（査読回答に対する著者回答済）　【第２章】【第５章】【第７章】
5. 國友理，佐藤勲，廣島雅則，中村　元．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（第５報－搬送動力低減に対する各種制約の検証），空気調和・衛生工学会論文集，投稿準備中　【第２章】【第５章】【第６章】

（２）地域冷暖房システムに関する研究業績

◆ 学術論文（1 件）

1. Osamu Kunitomo. Low-carbon and Resilient Urban District Implementing a Smart Energy Network in the Tamachi Station North-east Urban Rennnaissance Project in Tokyo, International Symposium on District Cooling and Heating, 2016, Soul

◆ 研究会・学会発表（17 件）

1. 市ヶ谷真紀子，國友理他．スマートエネルギーネットワークによる省 CO2 まちづくり，日本エネルギー学会大会講演要旨集，Vol. 20，pp. 286-287，2011
2. 笹嶋賢一，國友理他．スマートエネルギーネットワークによる省 CO_2 まちづくり，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，pp. 1227-1230，2011
3. 笹嶋賢一，國友理他．スマートエネルギーネットワークにより省 CO_2 まちづくり（第２報），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，pp. 1703-1706，2012
4. 笹嶋賢一，國友理他．スマートエネルギーネットワークによる省 CO_2 まちづくり（第３報），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，Vol. 2，pp. 61-64，2013
5. 笹嶋賢一，國友理他．スマートエネルギーネットワークにより省 CO_2 まちづくり（第４報），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，Vol. 2，pp. 161-164，2014
6. 國友理，坂齊雅史他．スマートエネルギーネットワークによる省 CO_2 まちづくり（第５報），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，Vol. 2，pp. 257-260，2015
7. 笹嶋賢一，國友理他．スマートエネルギーネットワークにより省 CO_2 まちづくり（第６報），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，Vol. 2，pp. 261-264，2015
8. 瀧井直樹，國友理他．スマートエネルギーネットワークによる省 CO_2 まちづくり（第７報），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，Vol. 2，pp. 265-268，2015
9. 山本智美，國友理他．スマートエネルギーネットワークにより省 CO_2 まちづくり（第８報），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，Vol.2，pp. 5-8，2016
10. 笹嶋賢一，國友理他．スマートエネルギーネットワークにより省 CO_2 まちづくり（第１０報），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，Vol.2，pp. 13-16，2016
11. 國友理，笹嶋賢一他．スマートエネルギーネットワークにより省 CO_2 まちづくり（第１１報），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，Vol. 2，pp. 17-20，2016
12. 坂齊雅史，國友理他．スマートエネルギーネットワークにより省 CO_2 まちづくり（第

１２報），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，Vol. 2，pp. 21-24，2016

13. 瀧井直樹，國友理他．スマートエネルギーネットワークにより省 CO_2 まちづくり（第１３報），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，Vol. 2，pp. 25-28，2016

14. 松永権介，國友理他．スマートエネルギーネットワークにより省 CO_2 まちづくり（第１４報），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，Vol. 2，pp. 29-32，2016

15. Osamu Kunitomo, Akinari Takeda, Masashi Bansai. The Low Carbon City Planning by the Tamachi Smart Energy Network in Tokyo, International Sorption Heat Pump Conference, 2017, Tokyo

16. 中村元，國友理他．地域冷暖房システムの熱搬送システムシミュレーション，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，Vol. 9, pp. 9-12，2018

17. 高木大輔，國友理他．スマートエネルギーネットワークにより省 CO_2 まちづくり（第１５報），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，Vol. 2，pp. 249-252，2019

◆　外部講演（5 件）

1. 國友理．田町スマートエネルギーセンターの取組み，業務フォーラム，日本熱供給事業協会，2015
2. 國友理．田町スマートエネルギーネットワーク～需要側と供給側の連携システム　計画と実際～，都市環境エネルギー講座プログラム，都市環境エネルギー協会，　2016
3. 國友理．スマートエネルギーネットワークの実施例と運用状況，先端技術講習会，空気調和・衛生工学会，2016
4. 國友理．スマートエネルギーネットワークによるエリア全体の最適制御管理，エネルギーフォーラムセミナー，エネルギーフォーラム，2018
5. 國友理．環境性と防災性を両立したスマートエネルギーネットワークの取組，建築設備技術会議，日本能率協会，2018

◆　寄稿（2 件）

1. 國友理．日本太陽エネルギー学会，スマートエネルギーネットワークによる省 CO2 まちづくり，太陽エネルギー（学会誌 233 号），pp.3-9，2016
2. 國友理．街区間連携した田町駅東口北地区の概要，クリーンエネルギー，Vol. 28, pp. 61-65，2019

◆　取材（3 件）

1.　Businees i. ENECO（雑誌），松本由美子の環境エネルギーDialy，pp. 50-51，2014

2.　ガスエネルギー新聞，エンジニアリング特集，p. 12，2016（3 月 28 日）

3.　空調タイムズ（新聞），東京ガスエンジニアリングソリューションズ　地域のガス会社と連携し全国に実績，p. 18，2018（1 月 1 日）

◆　特許（7 件）

1.　エネルギーネットワークの運転制御方法および装置，特願 2013-56105

2.　空調運転制御システム，特願 2013-237360

3.　運転計画作成装置および運転計画作成方法，特願 2013-228619

4.　プラント最適運転計画立案装置，特願 2013-228331

5.　熱源設備制御システム、および熱源設備制御方法，特願 2013-271361

6.　排熱利用システムにおける熱源設備の運転計画立案装置及び運転計画立案方法，特願 2014-083116

7.　エネルギーネットワークの運転制御装置及び運転制御方法，特願 2014-192333

（3）　その他の研究業績

◆　学位論文（2 件）

1. 同期計測技術を用いた UPFC による電力系統広域安定化制御に関する研究，工学修士，早稲田大学大学院，2000
2. サイリスタ制御位相器を用いた安定化制御に関する考察，工学学士，早稲田大学，1998

◆　研究会・学会発表（3 件）

1. 國友理，岩本伸一他．FACTS 機器を用いたロバスト安定化制御に関する一考察，電気学会電力・エネルギー部門大会論文集，Vol. 1，pp. 288-289，1998
2. 國友理，岩本伸一，UPFC によるロバスト性を考慮した高速系統安定化制御に関する基礎的検討，電気学会全国大会講演論文集，Vol. 6，pp. 328-329，1999
3. 國友理，岩本伸一，GPS を用いた UPFC による系統安定化制御，電気学会電力技術・電力系統技術合同研究会，PE99-96 および PES99-93，1999
4. Alireza Sanai Sabzevary，Osamu Kunitomo, Shinichi Iwamoto, A GPS Based digital for power systems with UPFC，International middle-east power systems conference MEPCON，pp. 677-684，2001