

## 建築空調システムにおける配管・ポンプの省エネルギー設計法の開発：シミュレーションモデルの構築と精度検証

趙, 飛

九州大学大学院人間環境学府空間システム専攻：博士後期課程

住吉, 大輔

九州大学人間環境学研究院都市・建築学部門

<https://doi.org/10.15017/1560201>

---

出版情報：都市・建築学研究. 27, pp.67-72, 2015-01-15. 九州大学大学院人間環境学研究院都市・建築学部門

バージョン：

権利関係：

## 建築空調システムにおける配管・ポンプの省エネルギー設計法の開発 — シミュレーションモデルの構築と精度検証 —

### A Design Method for Energy Saving in Air-Conditioning Water Distribution Systems — Development of a Simulation Model and Its Analytical Sensitivity —

趙 飛\*, 住吉大輔\*\*

Fei ZHAO, Daisuke SUMIYOSHI

The purpose of this research is to develop a new energy-conservation design method which serves the water distribution system of air-conditioning equipment of buildings. The main contents of this new design method include three parts. First, installation of integrative piping; second, design of a piping and pumping system according to the annual distribution of heat load rate; and third, estimation of the annual energy consumption. In this paper, the simulation model of a water distribution system for developing the method is introduced. And the verification of precision for this simulation model is shown.

**Keywords:** Pump, piping, design method, Simulation, Energy conservation

ポンプ, 配管, 設計法, シミュレーション, 省エネルギー

#### 1. はじめに

地球温暖化防止のために建物におけるエネルギー消費量の削減は緊要である。中でも、熱源、ポンプ、ファンといった空調設備に使用されるエネルギーの割合は大きく、一般に建物全体のエネルギー消費量のうち約半分を占める<sup>1)</sup>。そのうちファンやポンプなどの搬送系のエネルギー消費量は28%程度を占めている<sup>2)</sup>。最近では、高効率な熱源機器や省エネルギー設備の採用に伴い、熱源機器の電力消費量は削減されてきている。一方で、ポンプなどの搬送系に対する対策は少ない。

現状の空調設備設計においては、建築設備設計基準<sup>3)</sup>が事実上の標準設計法となっている。空調システムのエネルギー消費量は負荷の大小によって大きく変動する。しかし、現在の設計法では年間の最大負荷を想定し、さらにそこに過剰な余裕を見込んで装置容量が決定される。そのため、負荷のピーク以外の大部分の時期では低負荷での非効率な運転となっている場合が多い<sup>4)</sup>。それでも過大な容量の機器が選定されるのは、暑い日に冷房が効かないといったクレームをできる限り避けたいという設計者の心理が働くためである。

搬送系においてもポンプの揚程や流量が熱源容量を基準にして設計されるため、過大な揚程や流量が設計値として採用される。すると低温度差大流量で運転

する時間が長くなり、往還ヘッド間バイパスに多量の水が流れたり、冷温水ポンプが負荷流量に対して過剰な冷温水を送水したりと、搬送動力に多くの無駄が生じる。松下ら<sup>5)</sup>は、2ポンプシステムを採用している空調システムを対象に、一次ポンプの送水圧力を二次側の送水にも活用する一次ポンプ余剰圧力活用制御を開発し、実験により二次ポンプのエネルギー消費量を約91%削減することに成功している。このように大きな省エネルギーが実現できた要因として、一次ポンプの容量が過大であったことが挙げられる。対象システムは決して特殊な施設ではなく、通常の手順で設計がなされた一般的な空調システムである。また山下ら<sup>6)</sup>は、地域冷暖房用の熱源システムにおいて4本の配管を統合することによる搬送動力の削減効果を圧力計算に基づいて分析し、全流量範囲において省エネルギーが実現できることを示した。以上より空調搬送系の設計において過剰なポンプ容量の見直し、余剰となる送水圧力の活用、配管の統合などを検討することによって省エネルギーを実現する設計法が必要である。

ここ10年の空気調和・衛生工学会や日本建築学会における空調設備の設計法に関する研究を探しても、最大負荷計算の見直しに関する研究<sup>7), 8)</sup>はいくつか見られるものの、搬送系の省エネルギー設計に関する既往の研究は見当たらない。近年の省エネルギーへの関心の高まりから、熱源機器の効率が向上してきている一方で配管やポンプの省エネルギーについては研究が進

\*空間システム専攻 博士後期課程

\*\*都市・建築学部門

んでいないのが現状と言える。また、前述の建築設備設計基準では単に送水が行えることが設計の目標となっており、省エネルギーなシステムを構築することに対して注意が払われていない。

本研究では、業務ビルの空調システムにおいて配管及びポンプの省エネルギー設計法を開発し、その省エネルギー効果を示すことを目的とする。設計法開発の主眼は A) 配管の統合設計、B) ポンプの容量設計、及び C) エネルギー消費量推計手法の確立にある。

研究は次のように進める。まず、圧力計算のモジュールを組み込んだシミュレーションモデルを構築する。次に、統合に適した配管は空調システムの中のどの部分であるか整理し、統合による省エネルギー効果について体系的にまとめる。さらに、負荷率の出現頻度分布に基づいて年間のエネルギー消費量を最小化できる配管の統合と適切なポンプのサイズ・台数・制御法などの検討を行う。空調システム用ポンプの年間のエネルギー消費量を精度良く推計する手法を開発する。最後に、新設計法による省エネルギー効果を、いくつかの建物でシミュレーションにより求め、効果を整理する。

本報では、研究の最初の段階であるシミュレーションモデルの構築に関連して、水搬送系の管内圧力も考慮したポンプエネルギー消費量のシミュレーションモデルの構築を行い、実際の建物の BEMS (Buildings Energy Management System) データを用いて精度検証を行う。

## 2 搬送系シミュレーションモデルの構築

### 2.1 配管抵抗

配管の計算モデルでは、配管の損失水頭及び配管内各所の総和水頭の計算を行う。配管内を流れる粘性流体の状況はレイノルズ数 (以下、Re 数) に応じて層流域、中間流域、乱流域の 3 種類に分類され、それぞれにおける摩擦係数は式 (1) ~ 式 (3) で表現される<sup>9)10)</sup>。

$$\lambda = \frac{Re}{64} \quad (Re < 2300 \text{ のとき}) \quad \text{式 (1)}$$

$$\lambda = \frac{64/2300 \cdot (3500 - Re) + \lambda \cdot (Re - 2300)}{1200} \quad (2300 < Re < 3500 \text{ のとき}) \quad \text{式 (2)}$$

$$\lambda = \frac{0.25}{\left[ \log_{10} \left( \frac{\varepsilon}{3.7d} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} \quad (3500 < Re \text{ のとき}) \quad \text{式 (3)}$$

ここで  $\lambda$  : 摩擦係数 [W/(m·K)],  $Re$ : レイノルズ数 [-],  $\varepsilon$  : 配管の絶対粗さ [-],  $d$ : 管の内径 [m]

Re 数は動粘性係数の関数となっており、水の動粘性係数は水温に応じて大きく変わる。一般的な空調設備における水温は 7~50℃ 程度の範囲であり、動粘性係数は 1.428 から 0.549 まで程度の範囲で変化するため、本

計算モデルでは水温の影響も加味している。

管内を水が流れる時、水の粘度と管内面の粗さによって摩擦抵抗が変わる。摩擦抵抗による水頭損失は式 (4) によって計算を行う。直管の損失水頭係数は式 (5) を利用して計算する<sup>11)</sup>。局部抵抗は文献<sup>12)</sup>より局部抵抗係数を求め、式 (6) により直管相当長さに換算して実際の直管長に加算し、それを式 (5) の管の長さ  $L$  として用いる。

$$\Delta h_f = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} = k_f Q^2 \quad \text{式 (4)}$$

$$k_f = \sum_i \frac{8 \cdot \lambda_i \cdot L_i}{g \cdot \pi^2 \cdot d_i^5} \quad \text{式 (5)}$$

$$l_e = \frac{\xi}{\lambda} \cdot d \quad \text{式 (6)}$$

ここで  $\Delta h_f$ : 全水頭損失 [m],  $L$ : 管の長さ [m],  $V$ : 平均流速 [m/s],  $g$ : 重力加速度 [m/s<sup>2</sup>],  $k_f$ : 直管の損失水頭係数 [s<sup>2</sup>/m<sup>5</sup>],  $Q$ : 流量 [m<sup>3</sup>/s],  $\xi$ : 局部抵抗係数 [-],  $l_e$ : 局部抵抗の直管相当長さ [m], 添え字  $i$  は各配管を表す

配管システムの計算フローを図 1 に示す。水温、流量、配管の長さや管径などを入力データとして、システム全体の配管抵抗を計算する。

### 2.2 ポンプのシミュレーションモデルの構築

図 2 にポンプ周波数の変化による Q-H 曲線及び理想抵抗曲線を示す。ポンプが運転点 A から周波数  $N_1 \rightarrow N_2 \rightarrow N_3$  と変化した際に、理想的には運転点が A → B → C と変化する。しかし実際には、各末端設備の運転・停止状

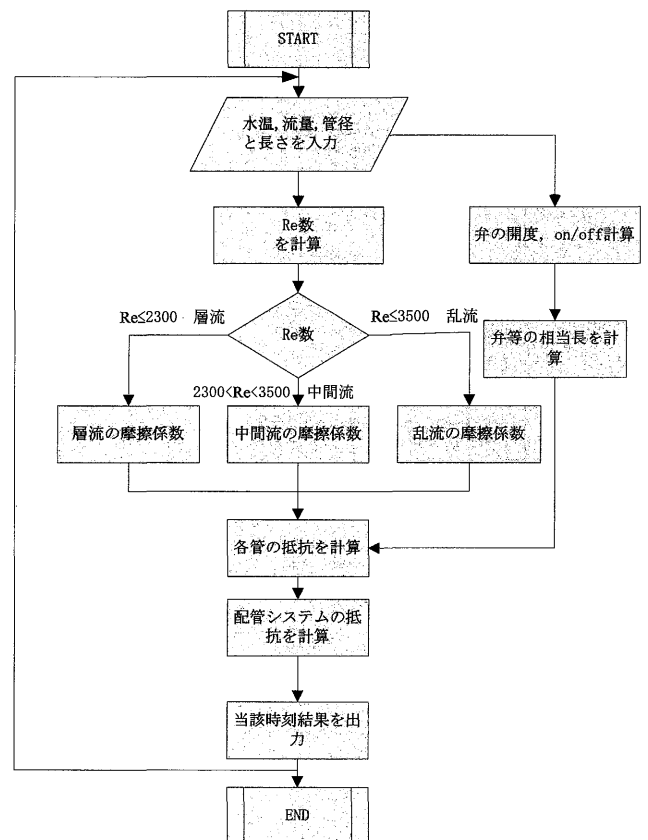


図1 配管システムの計算フロー

況やバルブ開度により、配管システムの抵抗は理想抵抗曲線には従わない。そこで、本研究のポンプシミュレーションモデルでは、バルブ開度とポンプ回転数の組み合わせによって、例えば、抵抗曲線A→E→Iと変化するような任意の運転点を計算できるようにする。式(7)に示す周波数比を用いるとポンプ揚程、ポンプ効率、消費電力は式(8)から式(10)で表現される。式中の $a_n$ ,  $b_n$ は、メーカーが発行するポンプの基準性能曲線における近似係数である。

$$R = \frac{N}{N_0} \quad \text{式(7)}$$

$$H = R^2 \left[ \alpha + a_1 \left( \frac{q}{R} \right) + a_2 \left( \frac{q}{R} \right)^2 + \dots + a_n \left( \frac{q}{R} \right)^n \right] \quad \text{式(8)}$$

$$\eta = b_0 + b_1 \left( \frac{q}{R} \right) + b_2 \left( \frac{q}{R} \right)^2 + \dots + b_n \left( \frac{q}{R} \right)^n \quad \text{式(9)}$$

$$W = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot q}{1000 \eta \eta_m} \quad \text{式(10)}$$

ここで R: 周波数比 [-], N: 周波数 [Hz],  $N_0$ : 定格周波数 [Hz], H: ポンプの揚程 [m], q: 流量 [ $\text{m}^3/\text{s}$ ],  $\eta$ : ポンプ効率 [-], W: ポンプの消費電力 [kW],  $\rho$ : 水の密度 [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ], g: 重力加速度 (9.8) [ $\text{m}/\text{s}^2$ ],  $\eta_m$ : 電動機効率 [-]

ポンプの計算フローを図3に示す。負荷データを入力値とし、流量を算出する。流量データを配管シミュレーションモデルに入力し、配管の抵抗を算出する。配管の抵抗と制御方法を組み合わせるとポンプ必要揚程を算出する。流量と必要揚程から、ポンプの回転数、効率、消費電力を算出する。

### 3 シミュレーションモデルの精度検証

#### 3.1 対象システムの概要

対象建物は、京都府宇治市にある学校施設で、地上4階、延床面積19,172 $\text{m}^2$ の建物である。空調システムは、冷却能力1,582kWのガス吸収冷温水機2台のツーポンプ方式である。冷温水一次ポンプは2台あり、定格揚程150kPa、定格流量3240L/min、定格消費電力15kWである。二次ポンプは4台あり、定格揚程300kPa、流量1620L/min、消費電力15kWである。1台にはインバータが導入されている。空調システム図を図4に、構成機器仕様を表2に示す。対象システムの配管やバルブなどの仕様より配管太さや種類・長さ、各部の高低差などを設定した。各ポンプの基準性能曲線を図5に示す。図より式(8)、式(9)の係数 $a_n$ ,  $b_n$ を求め、性能曲線としてシミュレーションに使用している。

#### 3.2 配管抵抗モデルの精度検証

シミュレーションモデルの再現精度を確認するため、二段階で検証を行う。まず、配管抵抗モデルの精度を検証する。配管抵抗モデルの検証では一次側と二次側とに分けて再現計算を行う。一次側では、一次側実測流量、一次ポンプの揚程、還水ヘッダの実測圧力、各部の水温を入力として、往水一次ヘッダの圧力を出力し、実測値と比較する。二次側では、往水一次ヘッダと二次ポンプの揚程、各部の水温を入力として還水ヘッダの圧力を計算し、実測値と比較する。これにより、一次側、二次側それぞれにおける各管路の配管抵抗が現実を捉えて正

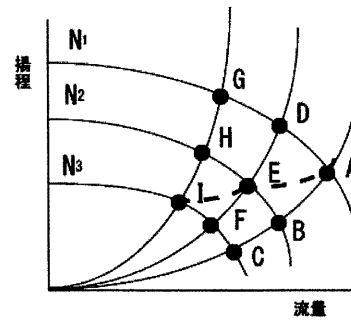


図2 ポンプ周波数変化とポンプ運転点変化

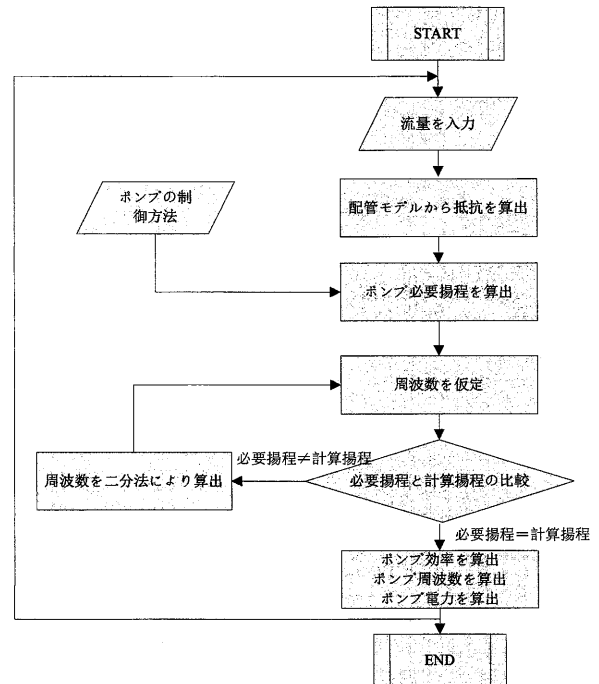


図3 ポンプの計算フロー  
表2 機器仕様

機器名称	台数	仕様
ガス吸収冷温水機 (R-1,2)	2	冷却能力: 1,582kW, 冷水温度: 14-7°C, 冷水量: 3,240L/min 冷却水量: 7,400L/min, 冷却水温度: 32-27.5°C 暖房能力: 1,324kW, 温水温度: 55-49.1°C, 温水量: 3,240L/min 燃料消費量: 123 $\text{m}^3$ (N)/h (都市ガス13A)
冷温水一次ポンプ (CHP-1,2)	2	流量: 3,240L/min, 揚程: 150kPa, 電気容量: 15kW
冷却水ポンプ (CDP-1,2)	2	流量: 7,500L/min, 揚程: 200kPa, 電気容量: 37kW
冷却塔 (CT-1,2)	2	冷却能力: 2,878kW (外気27°CWB), 冷却水量: 7,500L/min, 冷却水温度: 37.5-32°C, ファン: 5.5kW×3台
冷温水二次ポンプ (CHP-3,4,5,6)	4	流量: 1,620L/min, 揚程: 300kPa, 電気容量: 15kW, (CHP-3は、インバータ付きで変流量対応)

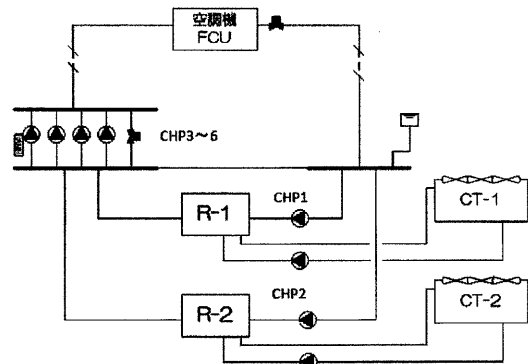
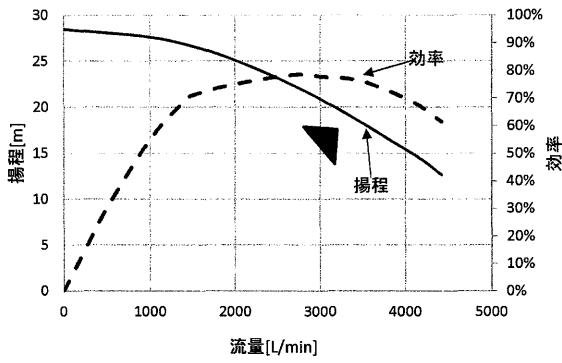
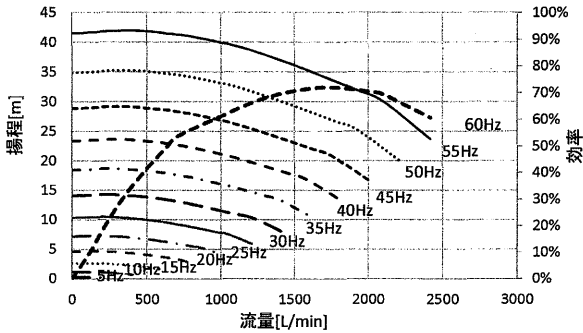


図4 空調システム図



a) 一次ポンプ



b) 二次ポンプ

図5 ポンプの基準性能曲線

しく設定できているか確認することができる。

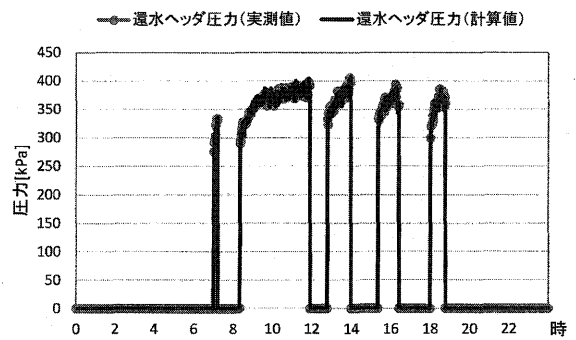
検証では、冬期代表日として2014年1月31日、夏期代表日として2013年9月9日のデータを用いた。

一次側の検証結果として、図6に各代表日の往水一次ヘッド圧力の計算値と実測値を示す。同様に二次側の検証結果として、図7に還水ヘッド圧力の計算値と実測値を示す。いずれも計算値は実測値を捉えている。代表日2日間の往水一次ヘッド圧力の平均誤差は2.7%であった。同様に、代表日2日間の還水ヘッド圧力の平均誤差は3.1%であった。これにより管路抵抗が妥当に設定されていることが確認された。

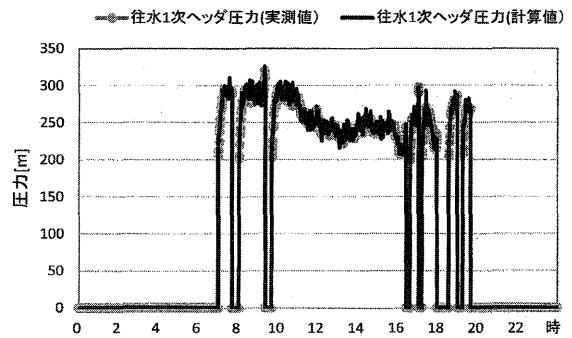
### 3.3 搬送系全体モデルの精度検証

次に、搬送系システム全体の精度検証を行う。本計算モデルは、空調システムシミュレーションにおいて負荷に基づく空調機の要求流量や稼働する熱源機の要求流量を入力として、要求流量を満足するための各枝管の流量やポンプの動力を計算するものである。そのためここでの検証では、一次側流量と二次側流量の実測値を入力値とした。また、対象システムは閉回路となっており、密閉型膨張タンクが配管内の圧力変動を吸収している。現段階では密閉型膨張タンクの圧力応答をモデルに組み込んでいないため、計算の基準圧力として還水ヘッド圧力の実測値も入力した。モデルの出力は一次ポンプと二次ポンプの揚程や周波数、電力消費量などの運転状態である。これらの計算結果を実測データと比較する。検証では、2011年5月20日～2011年9月14日と2013年9月9日～2014年3月26日の一分間隔の実測データを用いる。

代表日(2013年9月9日)の一次ポンプ全揚程の計算

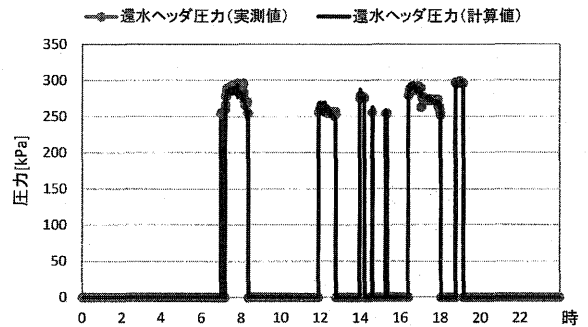


a) 冬期代表日

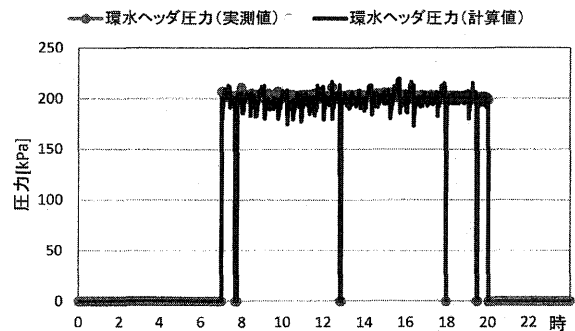


b) 夏期代表日

図6 往水一次ヘッド圧力



a) 冬期代表日



b) 夏期代表日

図7 還水ヘッド圧力

値と実測値を図8に示す。代表日における全揚程の最大誤差は0.8mである。往水1次-還水ヘッド間バイパス弁開度の検証結果を図9に示す。誤差は±2.1%の範囲に収まっている。一次ポンプ電力消費量を図10に示す。電力消費量の実測値は累積値が0.1kWhに達したときに発信されるパルス方式のため、一時間ごとに積算した数値を用いて計算値と比較した。代表日の時刻別電力消費量の最大誤差は3.9%であり、積算電力消費量の誤

差は 1.14%である。代表日の二次ポンプインバータ出力の計算値と実測値の比較を図 11 に示す。最大誤差は 7.1%である。代表日の二次ポンプ電力消費量の比較を図 12 に示す。一次ポンプと同様に 1 時間ごとの積算値で比較している。代表日の時刻別電力消費量の最大誤差は-16%であり、積算電力消費量の誤差は-4.6%である。二次ポンプの運転点を図 13 に示す。二次ポンプの電力消費量の誤差が大きい要因として、二次ポンプの運転点が定格揚程と比べて小さく低周波数で運転していることが挙げられる。消費電力は式 (9) に示すポンプ効率の関数として式 (10) により求められる。ポンプ効率は周波数比の  $n$  乗 (本計算では  $n=4$ ) の関数となっているため、周波数比によって大きく変化する。そのため、入力とした流量に含まれる実測誤差やそれによる揚程の計算誤差の影響が低周波数比時の消費電力の計算では相対的に大きくなる。なお、本システムでは一次ポンプの余剰圧力活用制御<sup>5)</sup>を採用しており、二次ポンプは年間を通じて低揚程となる傾向にあるため、誤差が大きくなりやすい。

表 3 に、月別および期間全体のポンプ電力消費量の計算誤差を示す。また、図 14、図 15 に、ポンプの月別電力消費量を示す。月別電力消費量における一次ポンプの最大誤差は 2013 年 11 月の-5.9%である。表 3 の時刻平均誤差は、1 時間ごとの積算値の相対誤差の絶対値平均を取ったものである。期間全体で平均 5.0%程度の誤差がある。

二次ポンプの月別相対誤差が最大となるのは 2014 年 2 月で 15.0%である。期間全体の時刻平均誤差は 14.5%となっておりやや大きい。これは前述の通り一次ポンプ余剰圧力活用制御を導入していることにより、低周波数運転が多いためと考えられる。

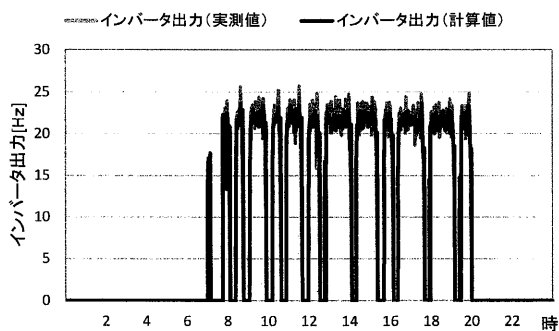


図 8 一次ポンプ揚程 (代表日)

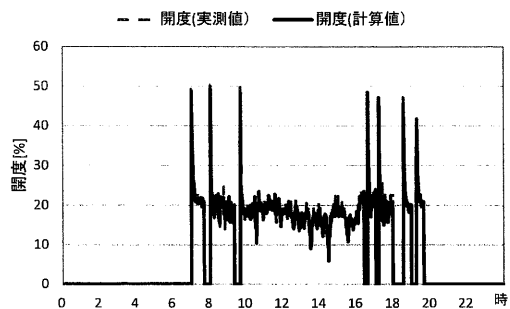


図 9 往水 1 次-還水ヘッダ間バイパス弁開度 (代表日)

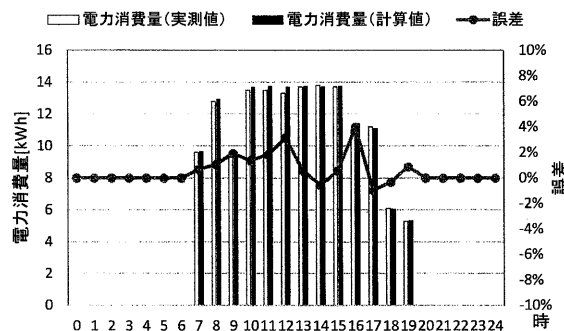


図 10 一次ポンプ電力消費量 (代表日)

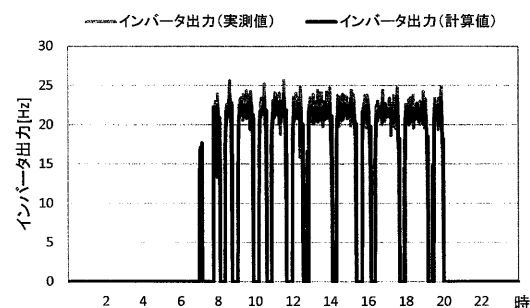


図 11 二次ポンプインバータ出力 (代表日)

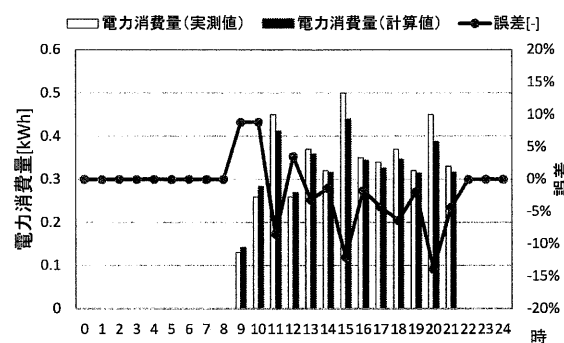


図 12 二次ポンプ電力消費量 (代表日)

表 3 ポンプ電力消費量とその誤差

	ポンプ電力消費量の積算値[kWh]				誤差			
	一次ポンプ		二次ポンプ		一次ポンプ		二次ポンプ	
	実測値	計算値	実測値	計算値	相対誤差	時刻平均誤差	相対誤差	時刻平均誤差
2011年5月	41	40	1.7	1.8	-1.2%	3.3%	4.0%	15.9%
2011年6月	2,146	2,234	82.0	72.4	4.1%	6.5%	-11.7%	19.0%
2011年7月	4,219	4,149	57.7	51.4	-1.7%	3.6%	-10.9%	13.2%
2011年8月	3,012	3,065	81.4	69.4	1.8%	2.8%	-14.8%	24.4%
2011年9月	1,681	1,631	30.1	26.6	-3.0%	4.9%	-11.5%	14.7%
2013年9月	2,451	2,319	53.4	47.9	-5.4%	8.6%	-10.3%	15.9%
2013年10月	1,048	1,059	31.3	26.9	1.0%	2.0%	-14.1%	18.5%
2013年11月	1,051	989	103.0	106.8	-5.9%	8.3%	3.7%	9.3%
2013年12月	2,182	2,225	124.2	132.2	2.0%	4.3%	6.4%	8.6%
2014年1月	2,940	2,921	77.2	82.3	-0.7%	1.8%	6.6%	10.6%
2014年2月	2,613	2,513	52.2	60.0	-3.8%	6.3%	15.0%	24.6%
2014年3月	1,802	1,825	70.7	78.2	1.3%	2.7%	10.6%	17.6%
期間全体	25,185	24,970	764.9	755.8	-0.9%	5.0%	-1.2%	14.5%

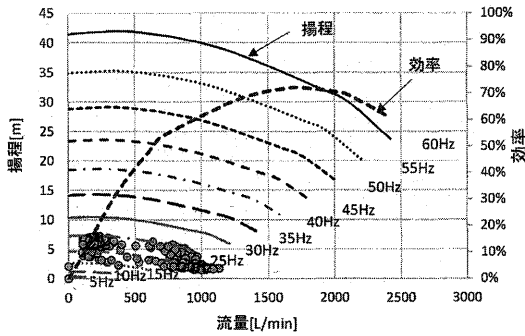


図13 二次ポンプ運転点 (代表日)

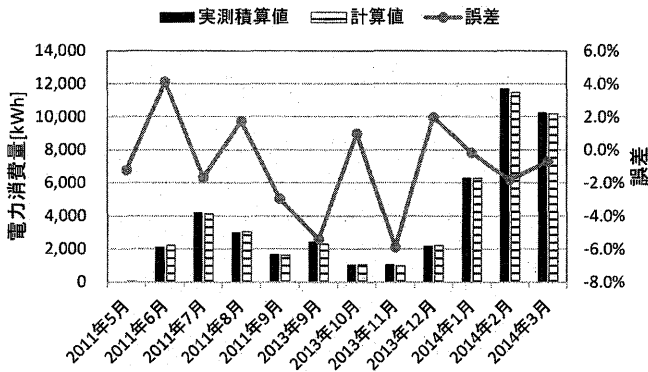


図14 月別一次ポンプ電力消費量

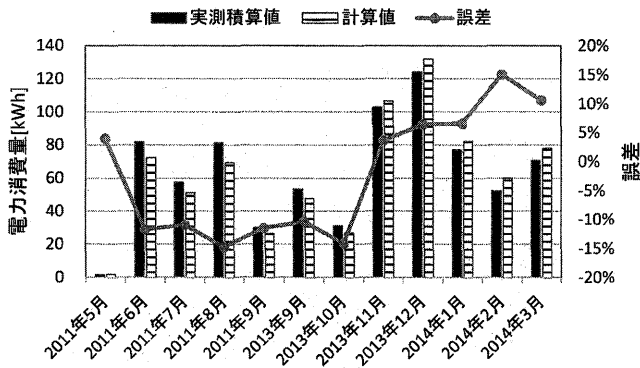


図15 月別二次ポンプ電力消費量

#### 4 おわりに

本研究では、空調配管およびポンプの省エネルギー設計法を開発し、その省エネルギー効果を示すことを目的としている。本論文では、圧力計算のモジュールを組み込んだ搬送系シミュレーションモデルの構築を行い、その計算精度を検証した。

検証結果として、構築した搬送系計算モデルは概ね実際の運転をよく再現していることを確認できた。ただし、二次ポンプの電力消費量は誤差が大きかった。対象建物には一次ポンプ余剰圧力活用制御が採用されており、低周波数での運転が多いことによって入力値とした実測流量の測定誤差の影響を強く受けることが要因と考えられる。この点については、制御方法が異なるシステムを対象に精度検証を行うなど引き続き検討を要する。

今後は、本報のシミュレーションモデルを用いて、統合配管やポンプサイズ、ポンプ台数、制御方法などの検討を行い、年間の負荷率分布を考慮した空調水搬送

系の省エネルギー設計法の確立を目指す。

#### 謝辞

本研究は JSPS 科研費 25820283 の助成を受けたものです。記して謝意を表します。

#### 参考文献

- 1) 宇田川光弘ほか：建築環境工学－熱環境と空気環境－，朝倉書店，2009年5月
- 2) 省エネルギーセンター：オフィスビルの省エネルギー－オフィスビルの省エネルギーポイントと対策及び事例を紹介，財団法人省エネルギーセンターホームページ [http://www.eccj.or.jp/office\\_bldg/index.html](http://www.eccj.or.jp/office_bldg/index.html)，2014年11月参照
- 3) 社団法人公共建築協会：建築設備設計基準 平成21年版，財団法人全国建設研修センター，2009年10月
- 4) 空気調和・衛生工学会：図解 空調・給排水の大百科，オーム社，1998年7月
- 5) 松下直幹ほか：空調熱源システムの一次ポンプ余剰圧力活用制御法の開発と検証，空調調和・衛生工学会論文集，第166号，p19-26，2011年1月
- 6) 山下周一ほか：熱源システムのインシャルコミッショニングに関する研究 (第8報) 揚程を考慮したポンプ消費電力計算の導入，日本建築学会研究報告九州支部 環境系(51)，pp.293-296，2012年3月
- 7) 小塩真奈美ほか：建物空調システムの最大負荷計算と設計法に関する研究 空調調和・衛生工学学術講演会論文集，pp.1603-1606，2010年8月
- 8) 浦山真一ほか：業務用建築物の内部発熱に関する調査研究，都市・建築学研究，第20号，pp.77-88，2011年7月
- 9) 空気調和・衛生工学会：空調調和設備計画設計の実務の知識，オーム社，2012年12月
- 10) ROBERT PETITJEAN：Total Hydronic Balancing, A handbook for design and troubleshooting of hydronic HVAC systems, Ljung, Sweden Tour & Andersson AB, 2004
- 11) 板東修：Excel で解く配管とポンプの流れ，オーム社，2011年2月
- 12) 空気調和・衛生工学会：空調調和設備の実務の知識，オーム社，1986年7月

(受理：平成26年11月13日)