

博士論文

建設プロセスにおける熱源システム設計・施工の段階的な最適化

—Building Information Modeling と System Simulation の連携による
最適化検討の効率化と拡張—

矢島 和樹

目次

第 1 章	序論	1
1.1 節	背景	1
1.2 節	既往研究	5
1.2.1 項	最適化に関する既往研究	5
1.2.2 項	BIM に関する既往研究	8
1.3 節	目的	12
1.4 節	論文構成	13
1.5 節	研究手順	15
第 2 章	設計・施工の段階的な最適化の意義	17
2.1 節	既往の設計・施工のプロセス	17
2.2 節	既往の最適化の適用例	21
2.2.1 項	冷却水温度の設定値最適化と実測による効果検証	21
2.2.2 項	冷却塔ファン周波数の設定値最適化と実測による効果検証	27
2.2.3 項	インバーターボ冷凍機と蓄熱槽を活用した熱源最適運転支援システム	34
2.3 節	設計・施工の段階的な最適化	41
2.3.1 項	既往の最適化と設計・施工の段階的な最適化の違い	41
2.3.2 項	設計・施工の段階的な最適化の適用フロー	42
2.3.3 項	最適解の評価方法	45
第 3 章	設計・施工の段階的な最適化を実現するための要素技術	47
3.1 節	エネルギーシミュレーション	47
3.1.1 項	シミュレーション全体のフロー	47
3.1.2 項	流量バランス計算	48
3.1.3 項	熱源システムを構成する機器の計算方法	56
3.1.4 項	シミュレーションモデルの検証	62
3.2 節	コストシミュレーション	66
3.2.1 項	イニシャルコストの計算方法	66
3.2.2 項	ランニングコストの計算方法	70
3.3 節	最適化手法	72
3.4 節	BIM とシミュレーションの連携	74
3.4.1 項	連携プログラム概要	74
3.4.2 項	BIM からシミュレーションモデル作成までの流れ	75
3.4.3 項	今後の展望	79
3.5 節	BIM との連携効果の検証	81

3.5.1 項	作業実験の概要.....	81
3.5.2 項	作業内容.....	83
3.5.3 項	作業実験の結果.....	85
3.5.4 項	既往研究との比較.....	94
3.5.5 項	小括	98
第 4 章	設計・施工の段階的な最適化の適用.....	99
4.1 節	研究用途建物への設計・施工の段階的な最適化の適用.....	99
4.1.1 項	対象システム.....	99
4.1.2 項	最適化問題の定義.....	103
4.1.3 項	設計・施工の段階的な最適化の適用結果.....	110
4.1.4 項	小括	130
4.2 節	大規模複合用途建物への設計・施工の段階的な最適化の適用.....	133
4.2.1 項	対象システム.....	133
4.2.2 項	最適化問題の定義.....	137
4.2.3 項	設計・施工の段階的な最適化の適用結果.....	143
4.2.4 項	小括	169
第 5 章	設計・施工の段階的な最適化の効果検証.....	171
5.1 節	既往の最適化との比較.....	171
5.1.1 項	研究用途建物での評価.....	171
5.1.2 項	大規模複合用途建物での評価.....	175
5.2 節	設計・施工の段階的な最適化の評価.....	179
第 6 章	総括	189

本研究に関連した発表論文リスト

謝辞

参考文献

第1章 序論

1.1 節 背景

2015年9月の国連サミットにて持続可能な開発のための2030アジェンダが採択された^{1.1)}。その中に2030年までの開発目標として、17の目標と169のターゲットからなる持続可能な開発目標（SDGs）が記載されている。17の目標をFigure 1.1.1に示す。



Figure 1.1.1 SDGsのロゴ

(United Nations^{1.1)}のWebサイトから引用)

日本においても2030アジェンダの実施に向けてSDGs推進本部が設置され、持続可能な開発目標（SDGs）実施指針^{1.2)}が作成された。指針の中には、SDGsの各目標に対してさまざまな具体的な施策があるが、建築分野、特に建築設備に関する施策として以下の項目が記載されている。

- ・希望を生み出す強い経済：省エネ・再エネ・資源などエネルギー・環境分野の取組の強化により、経済成長と温室効果ガスの排出抑制を併せて実現する。
- ・i-Constructionの推進（建設現場の生産性向上）：「ICTの全面的な活用（ICT土工）」等の施策を建設現場に導入することによって、調査・測量から設計、施工、検査、維持管理・更新までのあらゆる建設生産プロセスにおいて抜本的な生産性向上を目指す。
- ・徹底した省エネルギーの推進：長期エネルギー需給見通しや地球温暖化対策計画を踏まえ、産業、業務、家庭、運輸各部門における施策を通じて、規制と支援を両立させ、徹底した省エネルギーを推進していく。
- ・エネルギー科学技術に関する研究開発の推進：エネルギー・環境イノベーション戦略（平

成 28 年 4 月) 等を踏まえ、再生可能エネルギーの導入加速、徹底した省エネルギーの実現に向け、関係省庁等とも連携して、研究開発を推進している。

- ・気候変動対策の推進: 緩和については、「地球温暖化対策計画」(平成 28 年 5 月閣議決定) に基づき、地球温暖化対策の総合的かつ計画的な推進を図る。: 2030 年度に 2013 年度比で温室効果ガスを 26%削減する。

指針では、省エネルギーに関する取組みを推進しており、温室効果ガスの排出量削減を具体的な数値目標で掲げている。ここまで取組みを強化している理由は、経済、外交や技術の発展などさまざまであると考えられるが、理由のひとつとして地球温暖化をはじめとする気候変動が喫緊の課題となっていることが挙げられる。

気候変動に関しては、IPCC 第 4 次評価報告書^{1.3)} で人為的な温室効果ガスが温暖化の原因である確率は 9 割を超えると報告された。IPCC 第 5 次評価報告書^{1.4)} では、現行を上回る追加的な緩和と努力がないと、たとえ適応があったとしても、21 世紀末までの温暖化が深刻で広範にわたる不可逆的な影響を世界全体にもたらすリスクは、高い～非常に高い水準に達するだろうと報告されている。

日本の部門別 CO₂ 排出量の推移を Figure 1.1.2 に示す^{1.5)}。建築分野は、民生部門(業務その他部門と家庭部門)に関わるが、2013 年度まで上昇傾向であった。2009 年度前後は、世界的な経済低迷により一時的に減少した。2013 年度以降は、減少か横ばい傾向にあり、省エネルギーによりエネルギー消費原単位が向上し、エネルギー消費量が減少したこと等による^{1.5)}。省エネルギーの効果が表れているものの、依然として CO₂ 排出量は高い水準にあり、より一層の努力が求められる。民生部門における建築分野の果たすべき責任は大きく、とりわけ空調用のエネルギー消費量および CO₂ 排出量は、一般事務所ビルの約 50%を占めている^{1.6)}。

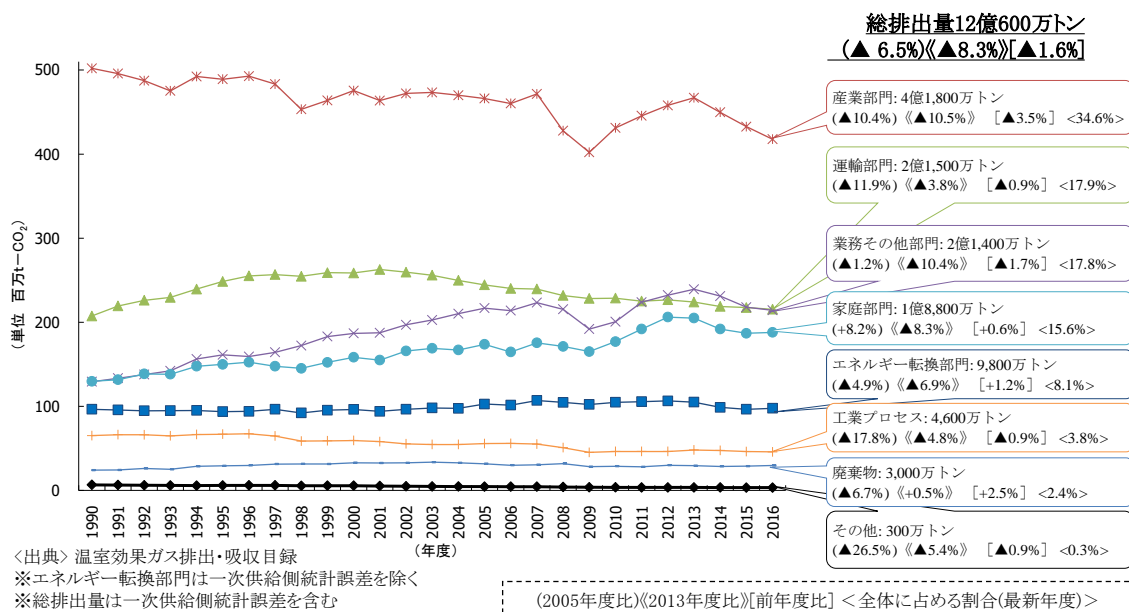


Figure 1.1.2 部門別 CO₂ 排出量の推移 (電気・熱配分後)

上述したようにエネルギー消費量の大きい熱源・空調設備の設計において、多種多様の用途や規模の建物に対応した絶対的な手法や決まりはないが、実務において基本設計や実施設計を進める際には、基準を示した文献^{1.7)}などを参考に設計される。しかし、そこに示される設計手法は、すべてのケースに適用して間違いないとは限らない。この一例として、負荷に対する設備容量の余裕率が大きく、ピーク負荷に対して過大設計となることがある^{1.8)}^{1.9)}^{1.10)}。また、冷却塔の容量は個々の冷凍機の特性によらず、冷凍機の種類と冷凍能力のみで決まっている^{1.7)}。

一方、建築プロジェクトの企画、基本設計、実施設計、施工の各段階で検討される VE (Value Engineering (Equation (1.1.1))) は、性能を維持してイニシャルコストを下げる方法が主であり^{1.11)}、性能を多少下げてもイニシャルコストをそれ以上下げる方法である CD (Cost Down) 提案も行われている。特に施工段階では、省エネルギー性能などはほとんど考慮せず、イニシャルコストと業者間の配管や機器の納まり検討を中心に CD が検討されるケースが多い。

本来は、個々の建物の特性に合わせた最適な設計を行い、さまざまな条件を総合的に検討し、バランスの良いシステムを目指すことが重要である。そして、建築プロジェクトの各段階を通じて、設計の性能を最大限発揮できるように、コストを抑えつつ継続的に改善していく必要がある。

運用においても BEMS の普及により、運転の実態データが詳細に把握できるようになり、複数機器を組み合わせた複雑なシステムの運用時の無駄、すなわち、最適制御による更なる省エネルギー化の余地が明らかになった^{1.12)}。

$$Value = \frac{Function}{Cost} \quad (1.1.1)$$

Value : 製品やサービスの「価値」

Function : 製品やサービスが果たすべき「機能」

Cost : 製品やサービスのためにかける「コスト」

VE (Value Engineering) とは、製品やサービスの「価値」を、それが果たすべき「機能」とそのためにかける「コスト」との関係で把握し、システム化された手順によって「価値」の向上をはかる手法である^{1.13)}。

最適な設計や制御が、適切な熱源・空調システムの構築に必要なことは認識されはじめている。最適な設計・制御とは、エネルギー消費量やコストなどを最小化することを目的に熱源・空調システムを構成するさまざまな機器・部材などの設計や制御方法を理想に近い方法にすることである。それら最適な設計・制御を導入している建物は、それ自体を十分に検討したことを特色としており、設備業界の実務者や研究者がその情報を知る機会も多い。しかし、3,000 m²以上の非住宅用建物は年間で 2,000 棟以上着工されている^{1.14)}が、現時点で設計・施工されている建物でこれらの考え方が導入されているのはごく一部である。最適な設計・制御が必要であるにもかかわらず、導入される建物が一部である理由はいくつがあるが、その中でも建築の現場が持つ実務的な課題が大きな影響を与えていると考えられる。

空調設備の専門工事業務を例に挙げると、営業、設計・積算、計装、施工管理と分かれている。各職種の業務概要は、営業は施主から空調設備の施工を受注し、設計・積算は熱源・空調システムの設計を行い、計装は制御の設計を行い、施工管理は職人を指示・管理して空調設備を施工する。それぞれの職種間では、情報共有は行うが基本的には建築プロジェクトの各段階で業務を受け継いでいく。最適な設計や制御に関わる設計や計装では、1人で複数の現場を受け持つことが多く、時間的な制約が大きい。そのため、シミュレーションや詳細な検討などを行って最適な設計・制御を提案することは難しく、数例のシステムを比較して提案する程度が限度である。仮に時間的な制約がない場合においても、高度なシミュレーションなどを扱うことができる設計者は限られており、先に述べたように最適化を設計要件の1つとするような先進的な建物以外に最適化を導入・検討できていない現状がある。

施工管理は、基本的に1つの現場に常駐するが、少人数で原価管理、工程管理、品質管理、安全管理など行わなければいけない業務が多く、設計よりもさらに時間的な制約が大きい。そのため、VEなど熱源・空調システムの改善・最適化を深く検討する余裕はなく、求められた水準の設備を施工することが限度である。コスト以外に設備を評価する指標・ツールがなく、先に挙げた原価管理の必要性と合わせてCDが現場で可能な唯一の業務の改善となっている。また、VEを行って性能を上げても受注段階で報酬が決まっており、コストが下がらないとメリットがないためCDに重きが置かれてしまう現状がある。

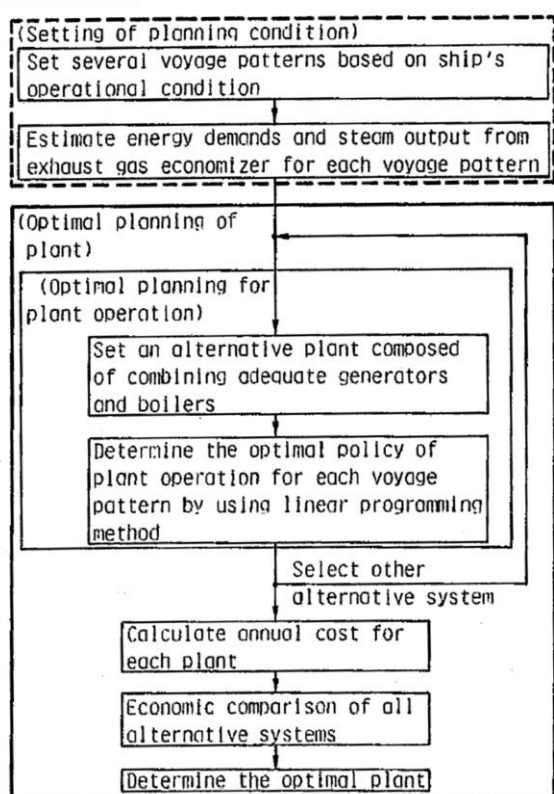
最適化の導入において、以上のような実務的な課題を有しており、多くの建物に広く普及していかないという問題がある。実務的な課題を整理すると、時間的な制約、シミュレーションなど設備を評価するためのツールの不足、エネルギーとコストの両方を継続的に評価する仕組みがないということが課題である。これらの実務的な課題を軽減・解決し、熱源・空調システムの最適な設計・制御を業務の一環として行うことができるような仕組みを構築する必要がある。

1.2 節 既往研究

1.2.1 項 最適化に関する既往研究

最適な設計・制御に関しては、最適化手法（最適化の問題を解くための手法）そのものの開発やそれらを用いた熱源構成や負荷配分の最適化に関する研究が数多く行われてきた。それらの研究について数例の概要を次に示す。

赤木ら^{1.15)}は、機器能力の異なる複数台のディーゼル発電機、ターボ発電機、排ガス・エコノマイザおよび補助ボイラなどから構成される船用・電力供給プラントを合理的に設計するために、プラントの運用計画問題を階層的に考慮した計画手法を提案している。



ある機器の組合せから構成される一つのプラントを想定して、最適に運用する問題を考える。燃料費を最小化する最適運用方策を決定する。

機器能力の異なる各種機器を組み合わせたプラントの代替案について、それぞれ上記の最適運用方策を決定する。その中から設備費などを含めた経費が最小化する最適なプラントを選定する。

Figure 1.2.1 最適設計計画手法の構成

赤木^{1.15)}らの論文中より引用

前原^{1.16)}は、省エネルギーと経済性の向上の2点を達成するためには、熱源構成の最適化と熱源運用の最適化の2項目を同時に解いていく手法の検討が必要であるとし、また、各熱源構成の最適運転結果シミュレーションに基づく目的関数値を参照しながら熱源構成の最適化を行っていく手法の開発が必要であるとしている。

最適熱源構成の決定に関する検討を行い、遺伝的アルゴリズム、遺伝的アルゴリズム+滑降シプレックス法のHybrid法及びPSO(Particle Swarm Optimization)法を最適熱源の探索に適用しその探索性能を比較している。また、東南アジアの地域冷房プラントをもとに効

果の検証を行っている。

池田ら^{1.17)}は、多種多様の熱源及び蓄熱層を持つ複合熱源地域冷暖房プラントにおいて非線形及び離散的な計算条件のもと、翌日 24 時間分の運用計画を最適化するための最適化手法を提案している。当該手法は学習的多点探索手法であるメタヒューリスティクスと機械学習の一種である ANN (Artificial Neural Network) のハイブリッド手法となっている。具体的には、各熱源機器の最適出力配分に関わる運用計画最適化問題には、本論文にて新たに提案した制約条件を効率的に解くことが可能な ϵ DE-RJ (Epsilon constraint handling Differential Evolution with Random Jumping) を適用し、蓄熱槽からの冷水供給温度変動の予測モデルとして ANN を利用している。

Hassan ら^{1.18)}は、混合整数線形計画法を用いて、ネットワーク融通された地域冷暖房システムの熱源構成と負荷配分の割合の最適化を行っている。目的関数は、コストを電力と熱需要で割ったもの (LEHC : Levelized Electricity and Heat Cost) としている。年間計算をせず、典型的な日を抽出して計算し、計算時間を短縮している。

Boran ら^{1.19)}も、混合整数線形計画法を用いて、ネットワーク融通された地域冷暖房システムの熱源構成と負荷配分の割合の最適化を行っている。目的関数は、CO₂ 排出量とコストの 2 つであり、パレート最適解を求めている。一般的な既存建物と Nearly ZEB の建物での最適設計の効果の違いを検討している。

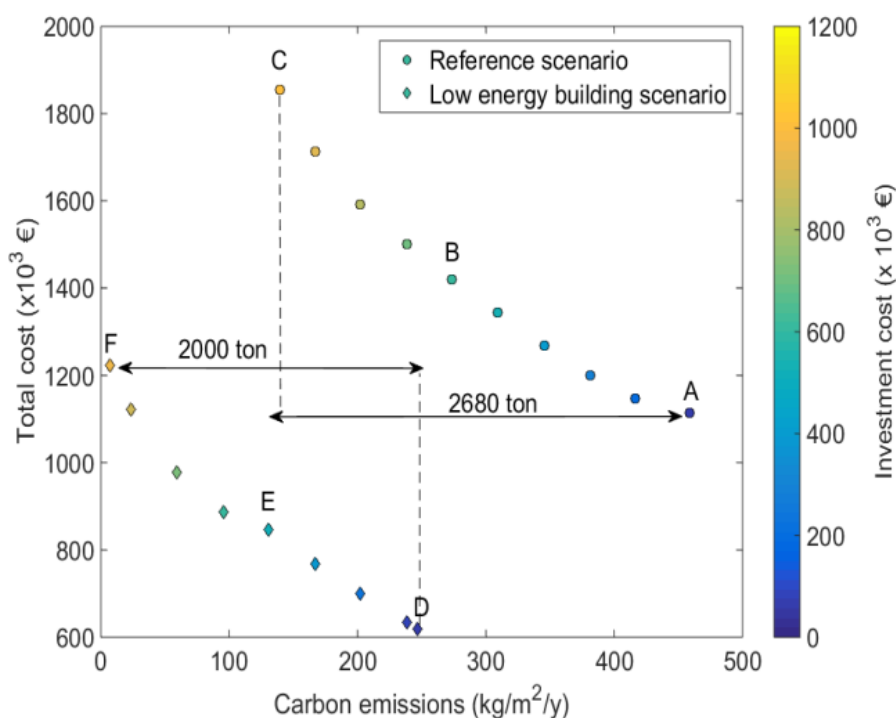


Figure 1.2.2 Pareto front for reference and low energy scenarios

Boran^{1.19)} らの論文中より引用

以下で扱う本研究の最適化は、熱源システムの設計や制御に関わる項目を設計変数とし、エネルギーやコストあるいはその両方を最小化することを目的とする最適化を指す。最適化の研究は上述したように数多く行われており、最適制御を考慮した最適設計、新しい最適化手法、複雑な熱源システムへの適用など、研究開発レベルでは精度が高く効果が大きい最適化の方法が提案されている。実在のシステムにおいても最適化を導入した事例^{1.20)1.21)}は増えてきており、熱源システムの省エネルギーに関する有効な方法の一つとなっている。

しかし、これらの研究は、基本設計段階、運用段階など、ある段階（一時点）における最適化に関するものである。例えば、基本設計段階で最適化を検討するとき、実施設計段階や施工段階など、他の段階での熱源システムの制約条件や決定すべき項目を既知として行っている。基本設計の機器選定の段階で最適化を行おうとしたとき、最適な台数分割や冷凍機の組み合わせなどを検討するが、そのとき、その前の配置計画や大まかな熱源方式などは決定済みとして検討する。一方で機器選定の後の配管・ダクトなどの検討は、一般的な設計を想定して検討する。

他の段階の変数を既知として最適化した場合、既知とした変数は一般的な設計を行うため、先に述べたような設備容量の余裕率を大きく取った過大設計となる可能性がある。最適化された設計変数も他の段階を既知とした条件で求めた最適解であり、既知としていた変数を最適化の対象とすれば、他の設計変数も影響を受けて変化する可能性が大きい。よって、単一の段階における設計変数、制約条件だけでなく、建築プロジェクトの進行に合わせて継続的に最適化を行うことで、更なる省エネルギー化を行うことができると考えられる。

また既往研究では、最適化の設計変数は熱源構成、負荷配分や設定値などを対象としている。熱源構成は、機器の容量分割や台数、ガスと電気のベストミックスなどの設計を最適化するものである。負荷配分は、負荷を処理するために各熱源機をどの程度の出力で運転するか、熱源機の発停や出力を最適化するものである。設定値は、外気条件や負荷条件に合わせて温度や流量などを最適化するものである。熱源・空調システムは、これらのほかにも数多くの機器や部材から構成されており、相互に影響を及ぼす。その一例として配管口径を例に挙げると、搬送動力に大きく関わるのでポンプや配管ルート of 最適化に影響を与えると考えられる。しかし配管口径は、エネルギーや従量料金のコストのみを考慮した最適化では適切な解を選択できず、配管自体の部材コストや施工コストなどイニシャルコスト、設備スペースを考慮した最適化が必要である。既往研究では、このような熱源・空調システムの詳細な部分の最適化を検討できていない。上述した最適化を本研究では、既往の最適化と呼ぶ。

本研究では既往研究で扱う要素に加え、配管ルート、配管口径、部材、制御に関わる弁・センサー・バイパスの位置・個数などを詳細なシミュレーションを行うことによって最適化の対象とする。さまざまなコストの要素を含めた最適化をすることでVEにも対応できるようにする。これらを可能にすることで、最適化を検討できる設計変数の種類を既往研究から広げることができ、既知としなければならなかった変数を最適化することで継続的な最適化にも貢献する。本研究では、これを設計・施工の段階的な最適化と呼ぶ。

以上のような最適化を実現することで、最適な熱源・空調システムに近づけることができると考えられるが、検討すべき項目が増え、時間的な制約の課題は解決できないばかりか増大する。そこで効率よく継続的な最適化を実現するために、BIM (Building Information Modeling) との連携に着目した。BIM データ^{1.22)}は建築プロジェクトで継続的に情報を増やしながらかく活用されているので本研究の最適化と親和性が高いと考えられる。

1.2.2 項 BIMに関する既往研究

(1) BIMを取り巻く環境

BIMは、コンピュータ上に作成した3次元の形状情報に加え、室等の名称・面積、材料・部材の使用・性能、仕上げ等、建築物の属性情報を併せ持つ建物情報モデルを構築することをいう（BIMガイドライン^{1.23)}より引用）。建築物のモデルは、柱・梁から什器、外構、設備など数多くの部材、機器、構築物で構成されている。その中でポンプを例にモデルが持つ情報を挙げると、寸法、形状、座標、メーカー、型番、配管接続口、その口径、重量、定格流量、ポンプ効率、動力、価格、P-Q線図、点検履歴などのメンテナンス情報などが考えられる。これらの情報には、現時点でBIMモデルに含まれている情報や将来的にBIMモデルに含めていく情報などの違いはあるが、BIMにはここに挙げたようなさまざまな情報が個々の部材・機器に含まれている。

BIMは3次元形状を扱う3D-CADを中心として、さまざまな用途の複数のソフトウェアと情報をやり取りすることにメリットがある。異業種の会社が共通のモデル上で作業することで干渉チェック、配置や搬入口の寸法を再現しアニメーションを用いることでアプローチ・搬入計画、作業スケジュールなどの時間情報をモデルに与えることで工程管理、環境シミュレーション、コスト管理^{1.24)}、ファシリティマネジメント^{1.25)}などへの活用が検討・実施されている。

同一のBIMモデルを設計、施工会社や専門工事会社などが共有して用いることで、共通認識を持って並行して業務を進めることができる。このことにより、これまで関連する会社が上流から順に行っていた業務を前倒しで取り組むことができる。また、これまで施工段階で行っていた確認作業や問題の把握・修正業務をBIM上で行うことによって、設計段階で事前に確認できるようになるなど、前倒しで行うことができるようになる。このような業務の前倒しをフロントローディングといい、BIMを導入するメリットと認識されている^{1.26)}。

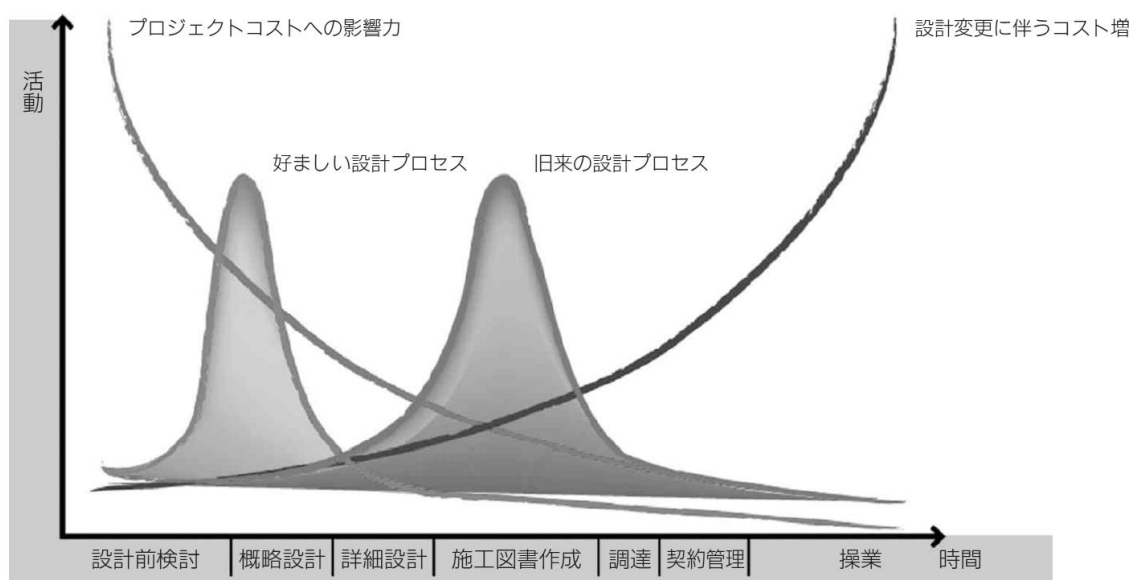


Figure 1.2.3 BIM適用による設計プロセスの変化

木本の文献^{3.24)}より引用

建築は一品生産であり、工業製品のように試作機を作成して確認するといったことができず、ある一部分のモックアップによって想定した性能があるか確認する程度が限度である。BIM やシミュレーションを用いることでコストや時間をかけずにイメージや性能を把握することができる^{1.25)}。本研究は、建築設備のエネルギー/コストの最適化が目的であるので、BIM を活用した環境シミュレーションについて対象とする。BIM の情報を活用することで、建築プロジェクトの早期の段階から最適化を検討することができ、かつプロジェクトの進行度合いに合わせた適切な最適化を行うことができる。

(2) BIM と環境シミュレーションの連携に関する既往研究

BIM とシミュレーションを連携するという考え方は、既往研究が数多く存在する。BIM の形状データを CFD (Computational Fluid Dynamics) の境界条件への活用や、熱負荷計算に活用してエネルギー計算を行うといった取り組みがなされている。

河野ら^{1.27)}は、地形や建物データを CFD に取り込んで解析を行うことが可能な方法を提案した。CFD の普及における技術面のハードルを下げることを目的としている。永瀬ら^{1.28)}は、設計・施工時作成した BIM モデルを活用した CFD のシミュレーションの境界条件を示した。このように BIM の 3 次元形状データを CFD の境界条件に活用している例は多い。BIM として用いられているモデルの中には、3 次元形状データがほぼ含まれており、環境シミュレーションの中でも CFD は BIM との親和性が高い。

Emira ら^{1.29)}は、BIM のデータを活用してエネルギーシミュレーションを行い、それをまた BIM モデルに反映して改善していくというサイクルを提案した。論文では、BIM データからシミュレーションに用いるための室形状の取得までを行っている。Georgios ら^{1.30)}は、BIM から半自動的に熱シミュレーションモデルを作成する方法を提案した。これらの論文に共通しているのは、BIM の 3 次元形状データを熱負荷計算に活用してエネルギー計算を行うといった取り組みである。エネルギーシミュレーションと BIM の連携ではあるが、CFD と同様に主に 3 次元形状を熱負荷シミュレーションへ活用するといった用途である。

BIM の中でも建築用の BIM の 3 次元形状を活用するという研究が多く、設備用の BIM とシステムシミュレーションを組み合わせ、熱源・空調システムの詳細なエネルギー計算を行う研究は少ない。飯田ら^{1.31)}は、建築用の BIM から負荷計算に必要な情報を取得し、BEST へ連携する方法を示した。また、設備用の BIM と BEST との連携方法について検討した。許^{1.32)}は、BIM の国際標準規格である IFC データについて、ダクトシステムを例として建築設備の IFC データの構成と解析方法を示した。これらの論文は、連携手法に関する内容が主であり、実用化されていない。

本研究が目指す BIM とシミュレーションの連携は、既往研究^{1.31) 1.32)}のように設備用の BIM とシステムシミュレーションの連携である。CFD や熱負荷計算に BIM の 3 次元形状データを活用するメリットは大きく、研究・実用化が進んでいる。それに対し設備用の BIM とシステムシミュレーションは、BIM 情報(機器の性能に関する情報)の整備が進んでいないこと、3 次元形状データの活用と比較すると連携のメリットが小さいと考えられてきた。しかし、BIM の普及・発展に伴って将来的に BIM 情報が充実し、データ活用の幅が広がると考えられる。そのため、BIM とシミュレーションの連携とともに BIM 情報の整備も進めていく必要がある。

(3) 本研究における BIM とシミュレーションの連携

建設分野の生産性は他の分野に比べて低く (Figure 1.2.4)、生産性向上が求められている。そのような状況の中で、BIM のメリットを活用して生産性向上を図る前述のようなさまざまな取り組みがなされている。しかし、実務では 3D-CAD など一部の活用にとどまっている。本研究で取り組むシステムシミュレーションにおける BIM との連携の意義は、BIM の情報を用いることでシミュレーションの入力情報が充実し、その充実した分の詳細なシミュレーション結果が得られることである。連携なしでも入力情報を充実させることはできるが、時間的な制約がある。詳細なシミュレーションによって、これまで実現できなかった熱源システムの細かな最適化やコミッショニングを実現できる。また、計画・設計・施工・運用プロセスを通じて活用される BIM とシミュレーションを連携することによって、各プロセスの段階における情報を最大限活用した最適化とコミッショニングなどが可能となる。したがって、本研究の目的とする設計・施工の段階的な最適化には、BIM とシミュレーションの連携が不可欠である。

第 3 章では、既往研究と同様に BIM とシミュレーションの連携の考え方や方法を示す。また、将来的に目指す BIM とシミュレーションの完全な連携を見据え、全体像を述べる。BIM とシミュレーションの連携を活用する効果について作業実験を通じて確認した。第 4 章では、BIM 連携の機能を用いてケーススタディを行った。

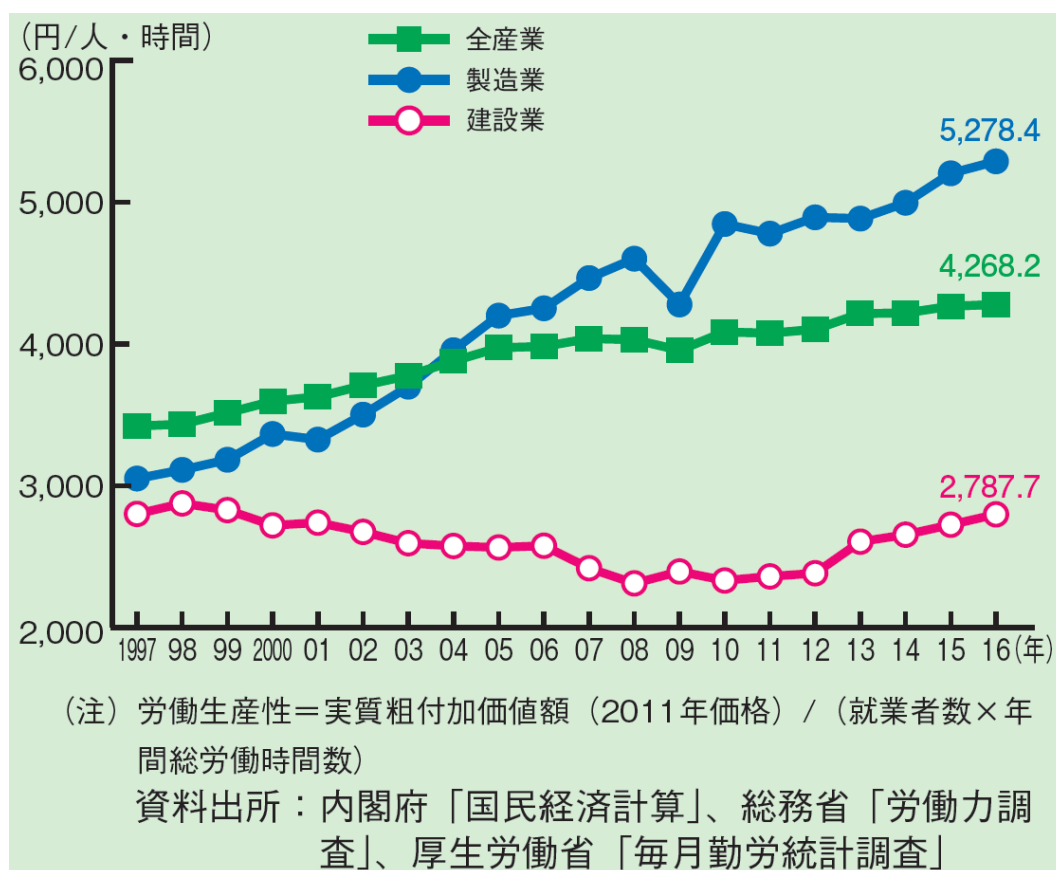


Figure 1.2.4 付加価値労働生産性

建設業ハンドブック 2018 より引用^{1.33)}

(4) BIM とシミュレーションを連携するメリット

本研究では詳細なシミュレーションによって、最適化を検討できる設計変数の種類を既往研究から広げることを目指している。さまざまな検討ができるようになる一方で、入力項目が多く、シミュレーションモデルの構築に時間がかかる。モデルの構築を、BIM データから自動化することによって、効率化することができる。特に本シミュレーションの特長である圧力損失やコストの計算は、数多くの機器・部材の情報を必要とするため、時間の短縮効果は大きいと考えられる。現状ではシミュレーションは専門技術者が扱うことが多い。設計者が広く使用している BIM と連携することで、シミュレーションの設計への活用を普及させることができる。専門技術者においても、BIM 情報を用いることで必要な情報が多く手間のかかるシミュレーションモデル作成が効率化し、高度なシステムシミュレーションが可能となる。

モデル構築の効率化について、連携の具体的な活用方法を Figure 1.2.5 に示す。BIM モデルは、ひとつひとつの機器・部材にさまざまな情報を持つので、それをシミュレーションに活用した。例えば、圧力損失の計算では、BIM データと Equation (3.1.10)~(3.1.12) から各部材の圧力損失を求め、ポンプのエネルギー計算に活用した。

建築プロジェクトの各段階によって BIM データの詳細度^{1,34)}は異なると考えられる。BIM データの詳細度は、後の段階になるにつれて増す。後の段階になるにつれて設計内容が徐々に決定し、設計変数の自由度は下がるが、BIM データの詳細度の向上に伴って、熱源システムの詳細な部分の設計変数について新たに検討できるようになる。

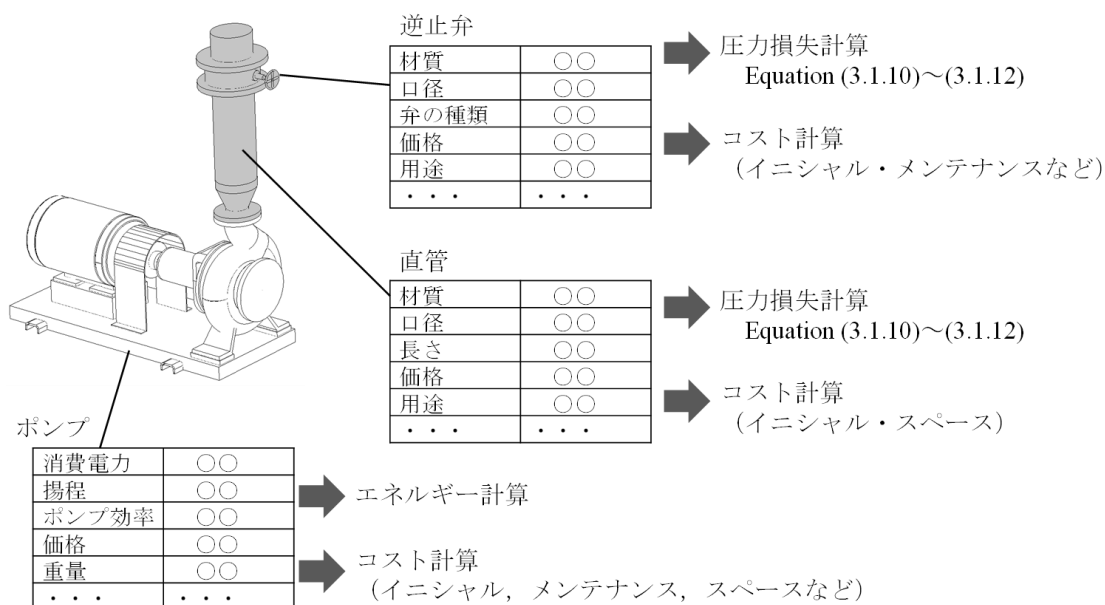


Figure 1.2.5 BIM データのシミュレーションへの活用

1.3 節 目的

背景と既往研究で、時間的な制約、シミュレーションなど設備を評価するためのツールの不足、エネルギーとコストの両方を継続的に評価する仕組みがないという実務的な課題があり、最適化が広く普及していないという現状があることを述べた。本研究では、これらの課題を解決するために、継続的にシステム構成に必要な環境性と経済性の情報を得られる「設計・施工の段階的な最適化」の構築を目的とする。これにより設計者はオーナーに対し、熱源システムの制約条件や決定すべき項目の変化を考慮しつつ、設計から運用に至る一連の工程を最適化した提案ができる。

設計・施工の段階的な最適化を実現し、これまで最適化の研究の対象とされてこなかった設計や施工時の VE に対応できるように、機器構成だけでなく、制御や配管ルート、部材の設計変更などを考慮したエネルギー消費量とコストの計算ができるシミュレーションツールを開発する。詳細なシミュレーションツールによって、既往研究で既知として扱っていた変数を最適化の対象として検討可能にし、適切な VE 提案の実現に寄与するものにする。適切な VE 提案を行うための情報を実務者に提供するために、従来のシミュレーションツールのようにエネルギーやコストの従量料金だけでなく、各機器・部材の部材コストや施工コストを計算し、また設備スペースなどさまざまなコストに関わる要素を考慮したツールとする。シミュレーションツールは、上記の要素を加味した計算を可能にするため、既存のシミュレーションツールや既往研究の計算方法をベースとして、MathWorks 社が開発している数値解析ソフトウェアである MATLAB/Simulink^{1,35)}を用いて自作する。自作とすることで最適化の対象を広げ、つぎに示す BIM と情報連携を可能にするプログラムの開発を容易にする。

最適化検討の時間的な制約を解決するためや継続的に最適化を行うために BIM を活用する。BIM の考え方や名称は広まっているものの、実務では 3D-CAD など一部の活用にとどまっている。BIM 本来のモデルが持つ情報を活用する方法を確立することも必要となる。BIM とシミュレーションを連携することでシミュレーションモデル構築を効率化し、詳細なシミュレーションを用いた最適化の普及促進を目指す。また、BIM が使用される建築プロジェクトでは、BIM は継続的に使用され、建築のプロセスが進むにつれて BIM が持つ情報が充実する。BIM とシミュレーションを連携することで、その情報を活用したシミュレーションを行うことができるようになり、継続的な最適化の実現につながる。BIM が持つ情報は膨大であるが、本研究ではその中で最適化を行うためのシミュレーションに必要な情報を連携させる。具体的には、機器・部材の個数や配管ルートの長さ、それらの接続関係を BIM から読み込み、そこからシミュレーションモデルに入力する情報や、機器・配管のシミュレーションモデルを作成することである。

本研究では、エネルギーとコストの詳細なシミュレーションが可能なツールおよびそのツールと BIM との連携プログラムを開発し、それをシステム化して構築することで、BIM を活用した熱源システムの設計・施工の段階的な最適化を実現する。建築現場における技術的な課題により求められた水準の設計・施工しかできなかった現状を進展させ、設計から施工に至る建築プロセス全体での最適化を行うことができる方法論と有効性を提示する。

なお、本研究におけるエネルギーは、特に記述がない場合一次エネルギー消費量とし、その換算係数は 9.76 MJ/kWh (電力) および 45 MJ/m³ (ガス) を使用した。

1.4 節 論文構成

論文構成の概要フローを Figure 1.4.1 に示す。

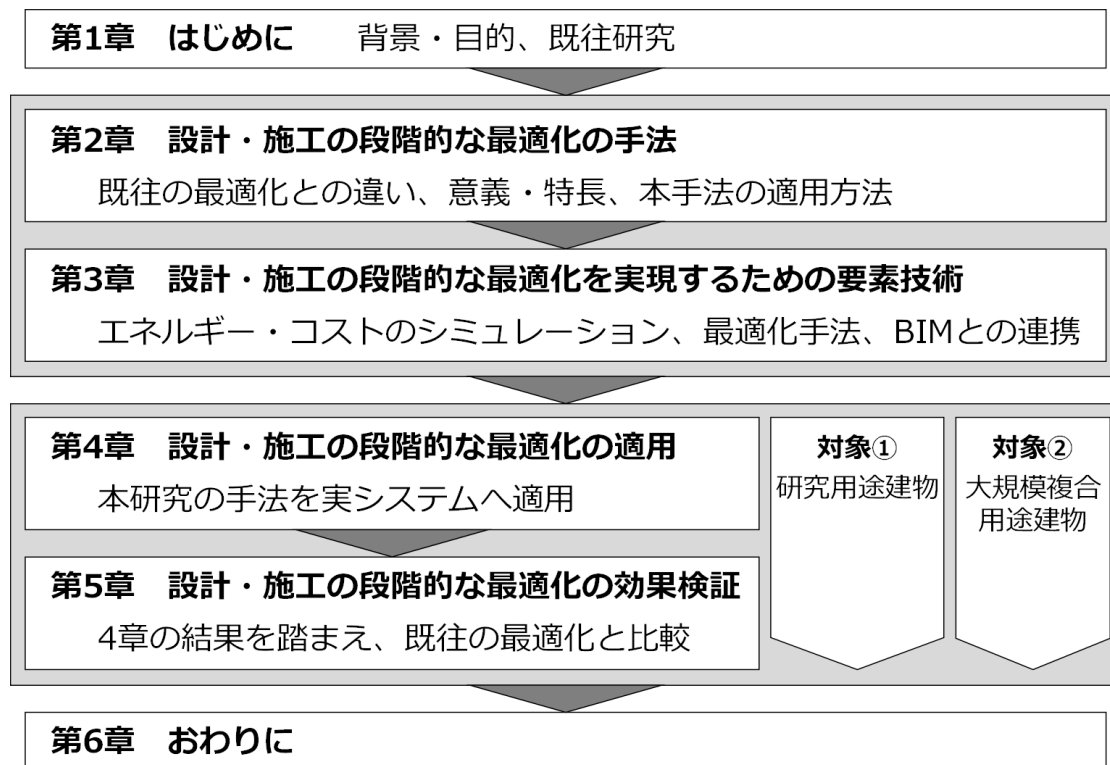


Figure 1.4.1 論文構成の概要フロー

第1章では、世界共通の課題や建築設備を取り巻く環境問題と省エネルギーの必要性について述べた。また、熱源・空調設備における実務設計や施工の課題を整理し、最適な設計・制御とそれを継続的に行う必要性について述べた。最適化や BIM に関する既往研究を調査し、本研究の位置づけと目的を明確にした。

第2章では、本研究で実現しようとしている設計・施工の段階的な最適化と既往の最適化との違いについて述べる。まずは、既往の設計・施工フローについてまとめる。また、既往の最適化を実在の熱源システムに適用した具体例を示し、既往の最適化の効果と問題点について言及する。それらを踏まえ、既往の設計・施工フローの中にどのように設計・施工の段階的な最適化を適用するか、その方法を示し、意義や特長についてまとめる。具体的には、提案側と受け手側がどの段階でどのような情報をやり取りしながら最適化を行っていくのか、設計・施工の段階的な最適化の適用手順を示し、最適解の評価方法や最適解の選択方法についても示す。

第3章では、設計・施工の段階的な最適化を実現するための要素技術について言及する。要素技術は、エネルギーシミュレーション、コストのシミュレーション、最適化手法、BIM とシミュレーションの連携の4つである。本研究では、エネルギー/コストシミュレーショ

ンとそのシミュレーションと BIM との連携プログラムを開発した。

エネルギーシミュレーションでは、熱源システムを構成する機器や流量バランスの計算方法について示す。部材や配管ルートを変更した際の影響を考慮するための配管圧力損失の計算方法についても示す。

コストのシミュレーションでは、補給水やメンテナンスコストなどのランニングコストの計算方法と、機器・部材や設置スペースなどのイニシャルコストの計算方法を示す。

最適化手法では、エネルギーとコストから成るパレート最適解の示し方や、運用時の設定値最適化で用いた最適化手法について述べる。

BIM とシミュレーションの連携では、データの連携方法について述べる。ここでは、開発した機能だけでなく、将来的に目指す BIM とシミュレーションの完全な連携を見据えて、全体像を述べる。設計・施工の段階的な最適化では、部材の数や種類をはじめとする数多くの情報の入力が必要としたシミュレーションを活用しているため、シミュレーションモデル構築に時間がかかる。BIM とシミュレーションを連携することによる最適化の検討時間の抑制効果について検討する。連携のプログラムがある場合とない場合で作業実験を行い、時間と精度を評価する。

第 4 章では、第 2 章で考え方、第 3 章で要素技術を述べた設計・施工の段階的な最適化の手法を 2 つの実在の熱源システムへ適用する。本研究はこれから設計する熱源システムを対象としているが、効果の比較検証や仮定の少ない現実的な検討をするため実在のシステムを対象とした。実システムへの適用を通して、設計・施工の段階的な最適化の具体的な適用手順、効果、分析方法について示す。熱源システムのうち 1 つは、研究用途建物の熱源システムであり、熱源は吸収式冷凍機 1 台である。単純なシステムで最適解の結果を直感的に理解するのに役立つ。もう 1 つは、大規模複合用途建物の熱源システムであり、熱源はインバーターターボ冷凍機 5 台である。複雑なシステムならではの設計変数について扱い、本研究の詳細なシミュレーションを十分に活用した最適化を行う。

第 5 章では、第 4 章で得られた設計・施工の段階的な最適化の最適解と既往の最適化の最適解のエネルギーとコストを比較し、最適化の評価を行う。また、本研究の熱源システム設計・施工の段階的な最適化の特長は、最適化を検討できる設計変数の種類を既往研究から広げ、既知としなければならなかった変数を最適化することで継続的な最適化が可能になるということである。本研究の方法が既往の最適化の方法と比較して有効であるか検証した。

第 6 章では、本研究の総括を行い、今後の課題を示す。

1.5 節 研究手順

本研究の目的を達成するための研究手順を Figure 1.5.1 に示す。

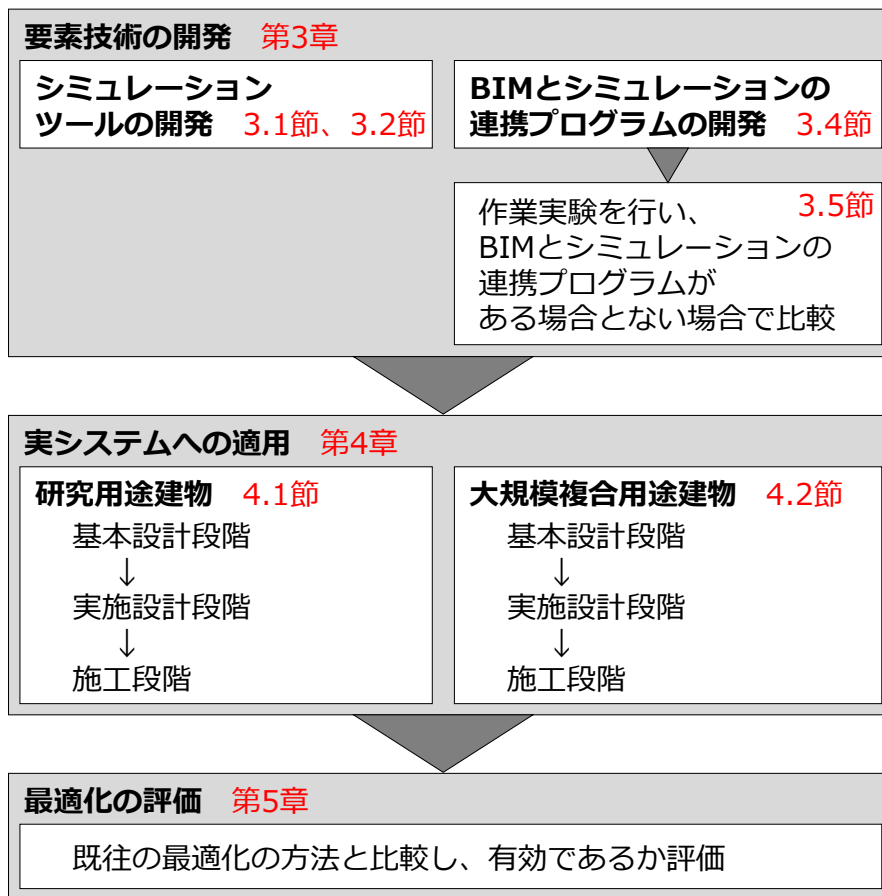


Figure 1.5.1 設計・施工の段階的な最適化を実現するための研究手順

1) シミュレーションツールの開発

エネルギーとコストの詳細な計算が可能なシミュレーションツールを開発する。そのツールでは、熱源システムを構成する部材一個一個の配管損失や部材・施工コストを計算し、設計変更によるそれらの値の変化を反映した検討ができるようにする。

2) BIM とシミュレーションの連携プログラムの開発

BIM モデルから自動あるいは半自動でシミュレーションモデルを作成するプログラムを開発する。本研究では、開発したプログラムの機能を用いて、機器・部材情報のシミュレーションへの入力の手間を削減する。

BIM との連携効果については、活用したプログラムの機能に関して、2種類のモデルに対して11名で、プログラムがある場合とない場合でシミュレーションモデルの入力データ作成を行い、作業時間を比較・評価する。また、作成した入力データを用いて計算を行い、その結果を比較・評価する。

既往研究との比較を行い、設備の BIM とシミュレーションの連携がその他の分野での連携と比較して有効か検証する。

3) 実システムへの適用

実システムを対象に、1) のシミュレーションツールと 2) の連携プログラムを用いて、設計・施工の段階的な最適化を適用する。対象の熱源システムは、すでに実在しているので、その熱源システム構成および運用方法を実務設計上の標準的な設計（基準設計）として、比較対象とする。

本研究の最適化の目的関数は、一次エネルギー消費量およびライフサイクルコスト（インシヤルコストとランニングコストの合計）の2つである。

設計・施工の段階的な最適化では、継続的な最適化が特長なので、基準設計段階・実施設計段階・施工段階において、最適化の設計変数を各段階で重複させつつ変化させて最適化を行う。

4) 最適化の評価

設計・施工の段階的な最適化を適用して得られた結果と、基準設計および複数の既往の最適化と比較・評価する。評価は、一次エネルギー消費量とライフサイクルコストの値で行う。

第2章 設計・施工の段階的な最適化の意義

2.1 節 既往の設計・施工のプロセス

設計・施工の段階的な最適化を実現するために、一般的な設計・施工のプロセスについて、整理・理解することは重要である。ここでは、既往の文献^{2.36)2.37)2.38)}を基に設計・施工プロセスについて簡単にまとめる。

建築プロジェクトは、名称の差異は多少あるが、Figure 2.1.1 のような手順で行われる。本研究の対象は、基本設計から施工（運用も考慮）の最適化とする。将来の研究課題として、企画、運用、改修など適用範囲の拡大・継続を図る。

企画は、立地条件やコンセプト、実現可能性などの検討が行われる。空調設備においても発注者の要求事項を整理し、ZEB (net Zero Energy Building)^{2.39)} や CASBEE (Comprehensive Assessment System for Built Environment Efficiency, 建築環境総合性能評価システム)^{2.40)}、BELS (Building-housing Energy-efficiency Labeling System, 建築物省エネルギー性能表示制度)^{2.41)} といったラベリング制度などの目標、その他明確なコンセプトがあればそれを基に検討が行われる。

基本設計は、企画時のコンセプトを基に意匠やプランの概要を決定し、設計図面を作成する。空調設備においても熱源の種類や空調方式など熱源・空調システムの概要が決定され、同時に機器配置計画やパイプシャフトなどの各必要スペースとその位置も建築工事と調整しつつ決定される。基本設計図や概略仕様書、工事費概算書などを作成する。

実施設計は、細かな納まりや材料などを決定し、施工図の基となる設計図面や契約図面を作成する。空調設備においても機器の設計仕様を決定して選定し、配管やダクトなどのルートや納まりを検討して、建築工事同様に施工図の基となる実施設計図や各種計算書、仕様書、予算書などを作成する。

施工は、実施設計までの図面を基に施工する。空調設備においても同様である。不足している図面や調整が必要になった箇所の施工図を追加・修正しながら進める。

運用は、竣工して引き渡された建物を運用する。建築プロジェクトによっては、メンテナンスや継続コミッションングを実施する。



Figure 2.1.1 建築プロジェクトの流れ

空調設備は、数多くの機器から構成されている。そのため空調設備の設計もさまざまな要素を考慮しながら手順に沿って行う。空調設備の設計の流れを Figure 2.1.2 に示す。

1 章で示した基準^{1.7)}や各設計・施工会社の基準に沿って設計され、発注者の要求事項にあらかじめ含まれているような特殊な場合を除き、最適化などは考慮されていない。

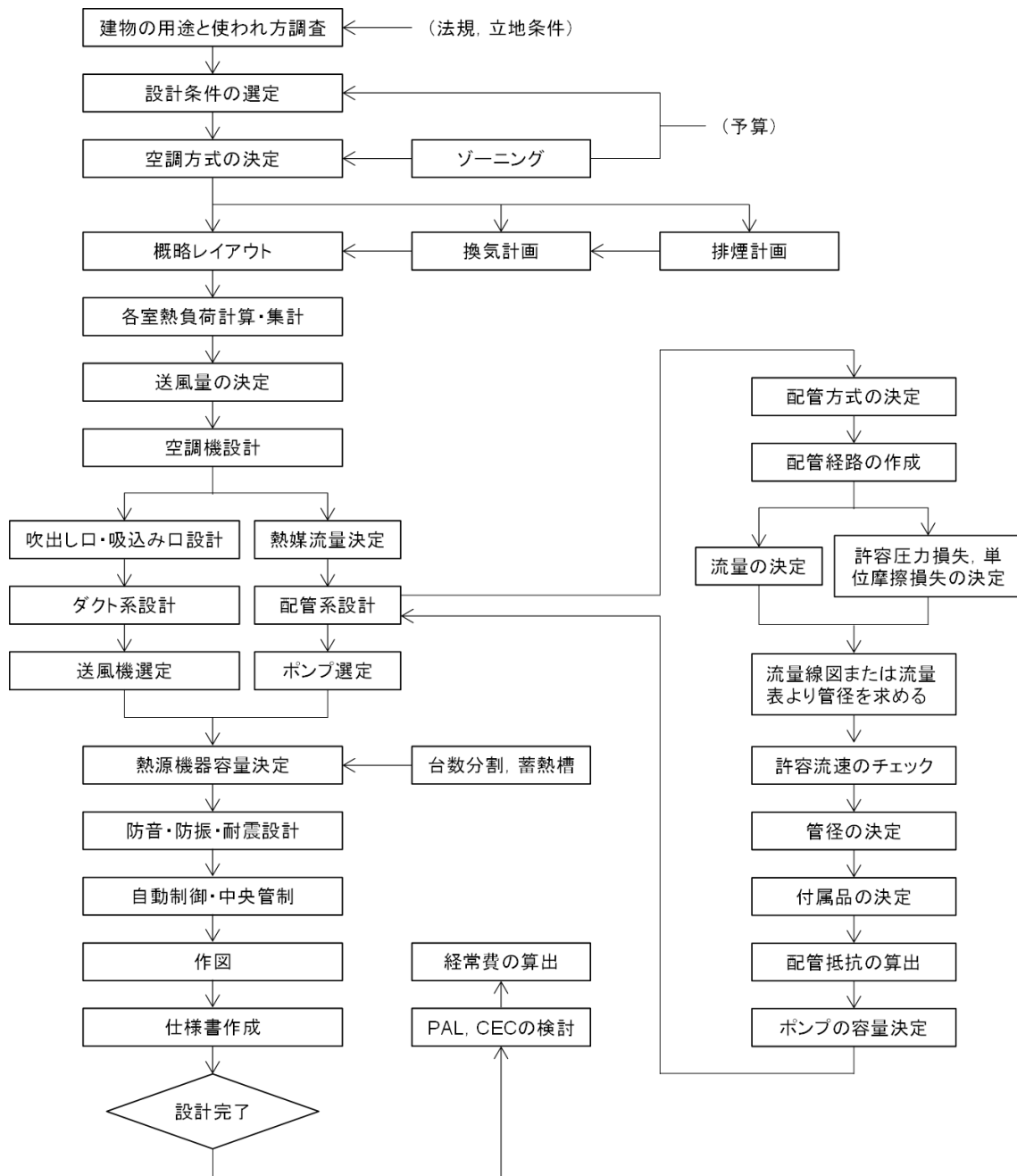


Figure 2.1.2 空調設備の設計の流れ

建築設備設計マニュアル^{2.36)}より引用 (空調設備設計手順 p.3、配管の設計手順 p.166)

設計や施工中は、一般的に VE/CD 提案などが行われる。機能が下がらずコストが下がるものが VE、機能が下がりコストがそれ以上に下がるものが CD である。しかし、現状では VE/CD 提案と呼びつつ、ほぼ CD が行われている。VE/CD 提案の例を次に示す。

- 1) 複数台（例えば 3 台）のポンプを並列に設置する場合に、原設計はすべてインバータ制御であったとする。これを 1 台はインバータ制御で残りの 2 台を定速制御とするような提案。インバータ制御のポンプを常に流量要求の変動に対応させることで、インバータ制御のポンプが 1 台でありながら、小流量から大流量までの広い範囲でインバータ制御の恩恵を得られる。
- 2) 天井裏に隠蔽される空気搬送用のダクトを、原設計はスパイラルダクトであったとする。これをフレキシブルダクトとするような提案。フレキシブルダクトは軽く自由に曲げられるため施工性が良く、施工時の安全性向上とともに人工（1 人が 1 日で行うことのできる作業量）が削減できる。
- 3) 執務室に設置する VAV 制御用の温度計を、原設計は部屋に数か所設置であったとする。これを代表点 1 か所に設置するような提案。

各提案は、機能的に原設計からあまり変わらず、コストダウンが図れる。しかし、厳密には機能は低下している。上記の例では次のような機能低下がみられる。

- 1) ポンプ 2 台以上運転時に、合流部で定流量のポンプの大きな圧力に抵抗して水を送水できるようにするため、結果的にインバータ制御のポンプも周波数を上げて運転する必要があり、インバータ制御の効果が小さくなる。
- 2) フレキシブルダクトは内部が蛇腹状になっており、抵抗が大きい。また、施工時のたわみなどによって局部圧力損失が大きくなる可能性がある。隠蔽であれば影響は小さいが、スパイラルダクトに比べて見栄えが悪くなる。
- 3) 部屋の温度分布が均一であれば問題ないが、部屋内の温度分布がある場合にその影響を考慮した制御ができない。

単純なコストダウンは施工者側のメリットは大きいですが、発注者側のメリットは小さい。本来は、機能が下がらずコストが下がる提案だけでなく、機能を上げてコストを下げる提案や、コストは上がるが機能が大幅に上げる提案なども行うべきである。

このような提案ができていない理由として、VE 提案を行っても対価が得られないことがある。契約時に金額を決定し、その中で VE/CD 提案を行うため、設計・施工会社にはコストダウン以外に提案を行うメリットがない。これを改善するためには、VE によって得られた機能向上やライフサイクルコストの低減などの発注者側のメリットを、設計・施工会社に報酬として還元する仕組みが必要である。

また、提案された VE/CD がどの程度エネルギーやライフサイクルコストに影響を及ぼすかといった提案を判断するための情報も不足している。そのため、効果が分かりやすいコストダウンが実施される傾向にある。本研究では、シミュレーションや BIM を用いて、これらの判断が可能な情報を提供する仕組みを実現することを目標としている。

日本では専門工事ごとに同じ会社が設計と施工をすることが多い。そのため、契約後の施工中に施工図を修正するといった日本独自の文化がある。契約内容と竣工した建物が異なる可能性があるというデメリットはあるが、担当する会社に技術力があればより良いシステムを構築できる。

海外（アメリカ）の建築プロジェクトの流れを次に示す。基本的な流れは日本と同様である。しかし契約が重視され、**Construction** の前の契約内容どおりに施工が行われる。最初の段階で設計内容を決めてしまい、プロジェクトの進行度に応じた最適化の余地が少ないので、日本と比較すると本研究の有効性は小さくなる可能性がある。

Pre-Design Phase / Feasibility Study

実現可能性、サイト分析、プロジェクト目標、予算など



Schematic Design (SD)

デザインのスケッチ、フロアプラン、敷地計画など



Design Development Phase (DD)

細部のデザイン、設備のシステム、資材など



Construction Documents (CD)

建築と設備の最終的な図面と仕様書、作業図面（working drawing）など



Construction



Operation

2.2 節 既往の最適化の適用例

最適化に関してはさまざまな研究が行われており、一部を 1.2 節の既往研究で紹介した。既往研究と同様に熱源システムの最適制御についてその手法を考案し、実システムへ導入して検証を行った。本節では、自ら取り組んだ既往の最適化の導入事例を示す。

2.2.1 項 冷却水温度の設定値最適化と実測による効果検証

エネルギーシミュレーションツールである LCEM ツール^{2.42)}を用いて、冷却水温度などの設定値を変化させたときのエネルギー消費量の傾向を把握し、冷却水温度の最適な設定値と外気湿球温度の関係式を導出した。また、導出した関係式による制御を実システムに導入し、従来の制御方法に対する有効性を実証実験により確認した^{2.43)2.44)2.45)}。

(1) 関係式の導出

直燃吸収式冷温水機の熱源システムについて LCEM ツールにてモデルを作成し、エネルギー消費量を算出した。なお、シミュレーションは冷房運転を対象とした。熱源システムの系統図を Figure 2.2.1 に示す。補機の制御方法については、冷却塔ファンは ON/OFF 制御、ポンプは定流量制御である。

外気条件、負荷条件と冷却水温度（冷却塔出口）の設定値を離散化し、ケーススタディを行った。冷却水温度の設定値が熱源システムのエネルギー消費量に与える影響について、ケーススタディの結果から傾向を把握し、制御するための関係式を導出した。

ケーススタディのシミュレーション条件を Table 2.2.1 に示す。Table 2.2.1 の項目のうち、上 3 項目が外気条件と負荷条件であり、ケース数は合計 300 通り（6×5×10）である。また、最適化を図る冷却水温度の設定値は、12℃から 32℃までの 11 通りとした。熱源機の機種によっては、冷却水の受入れ温度の下限が 12℃より高い機器もあるが、シミュレーション上では一律に Table 2.2.1 の条件とした。

Table 2.2.1 の外気条件と負荷条件、そのときの最適値を基に、最適値と関係のある指標を探索した結果、外気温度と外気相対湿度から求められる外気湿球温度と最適値の間に強い相関がみられた。この関係をグラフ化したものを Figure 2.2.2 に示す。Figure 2.2.2 の近似直線を用いて外気湿球温度にて冷却水温度の設定値を決定することで、熱源システム全体のエネルギー消費量を最小とする最適な運転ができると考えられる。

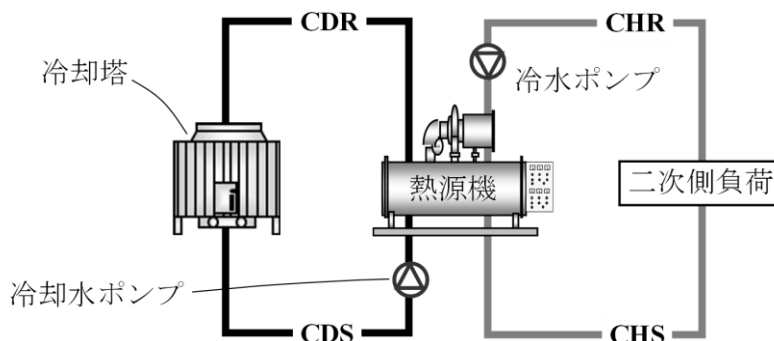


Figure 2.2.1 熱源システム系統図

Table 2.2.1 ケーススタディのシミュレーション条件

項目	設定値・制御内容	
外気温度	10、15、20、25、30、35℃	6通り
外気相対湿度	30、45、60、75、90%	5通り
熱源機の負荷率	10～100%（10%ごと）	10通り
冷却水入口温度の下限設定値	12～32℃（2℃ごと）	11通り
冷却水ポンプ制御	定流量	-
冷水出口温度の設定値	7℃	-
冷水一次ポンプ制御	定流量	-

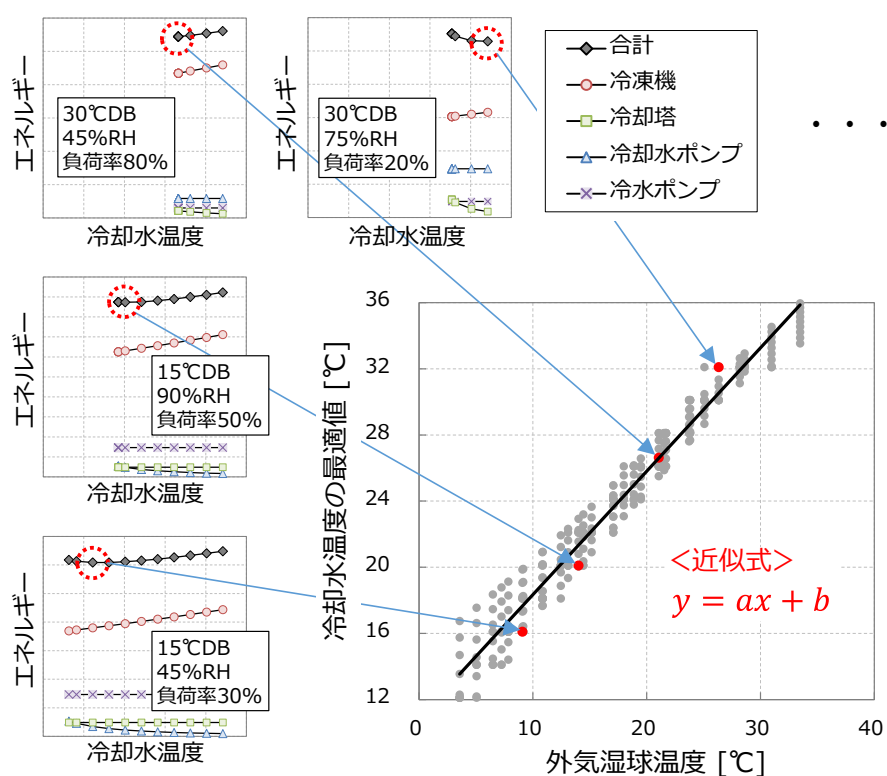


Figure 2.2.2 外気湿球温度と冷却水温度の最適値の関係

冷却水温度の最適値は、外気湿球温度から Equation (2.2.1) にて求めることができると考えられ、新宮ら^{2.46)}と同じ結果が導かれた。

$$T_{CT} = aT_{WB} + b \quad (2.2.1)$$

T_{CT} : 冷却水入口温度の設定値 [°C]

T_{WB} : 外気湿球温度 [°C]

a, b : 任意の定数 [-]

(2) 実証実験による効果検証

実在の熱源システムを対象とし、従来技術である冷却水温度の一定制御（以下、固定制御）と考案した Equation (2.2.1) による制御（以下、可変制御）のエネルギー消費量の実測結果を比較した。

(i) 建物概要

1990年に竣工した研究・事務用途の建物であり、熱源システムは2010年に改修し、2017年現在まで運用されている。

所在地：茨城県つくば市

主要用途：研究所、事務所

延床面積：8,127.18 m²

竣工：1990年

対象建物の熱源システムの系統図および機器仕様を Figure 2.2.3、Table 2.2.2 に示す。評価対象の機器は、吸収式冷凍機本体および吸収式冷凍機の補機である冷却塔、冷却水ポンプ、冷水一次ポンプとした。吸収式冷凍機は CGS の排熱を受け入れており、加熱量の不足分は蒸気ボイラから供給されるシステムとなっている。

実証実験における補機類の制御方法は、冷却塔ファンは ON/OFF 制御、冷却水ポンプおよび冷水一次ポンプは定流量制御とした。

(ii) 実験条件

実験条件は以下のとおりである。

期間：2014年7月22日～2014年10月31日

運転時間：平日の8:00～17:00

測定間隔：1分（温度、流量）

1時間（電力量、燃料消費量）

実験は夏期から中間期にかけて行った。また、固定制御（冷却水温度の設定値 30°C）と可変制御の2パターンについて、1週間ごとに交互に切り替え実験を行った。実験期間における2パターンそれぞれの合計実験日数は、固定制御が33日間、可変制御が32日間である。

可変制御に用いる関係式は、Figure 2.2.2 に示した冷却水温度の設定値最適化の考え方を対象建物の熱源システムに適用し、事前のエネルギーシミュレーションにより導出した。対象建物の可変制御に用いる Equation (2.2.1) の係数は、 $a=0.780$ 、 $b=8.25$ とした。この式によって、冷却水温度の設定値を1分ごとに演算し、更新した。

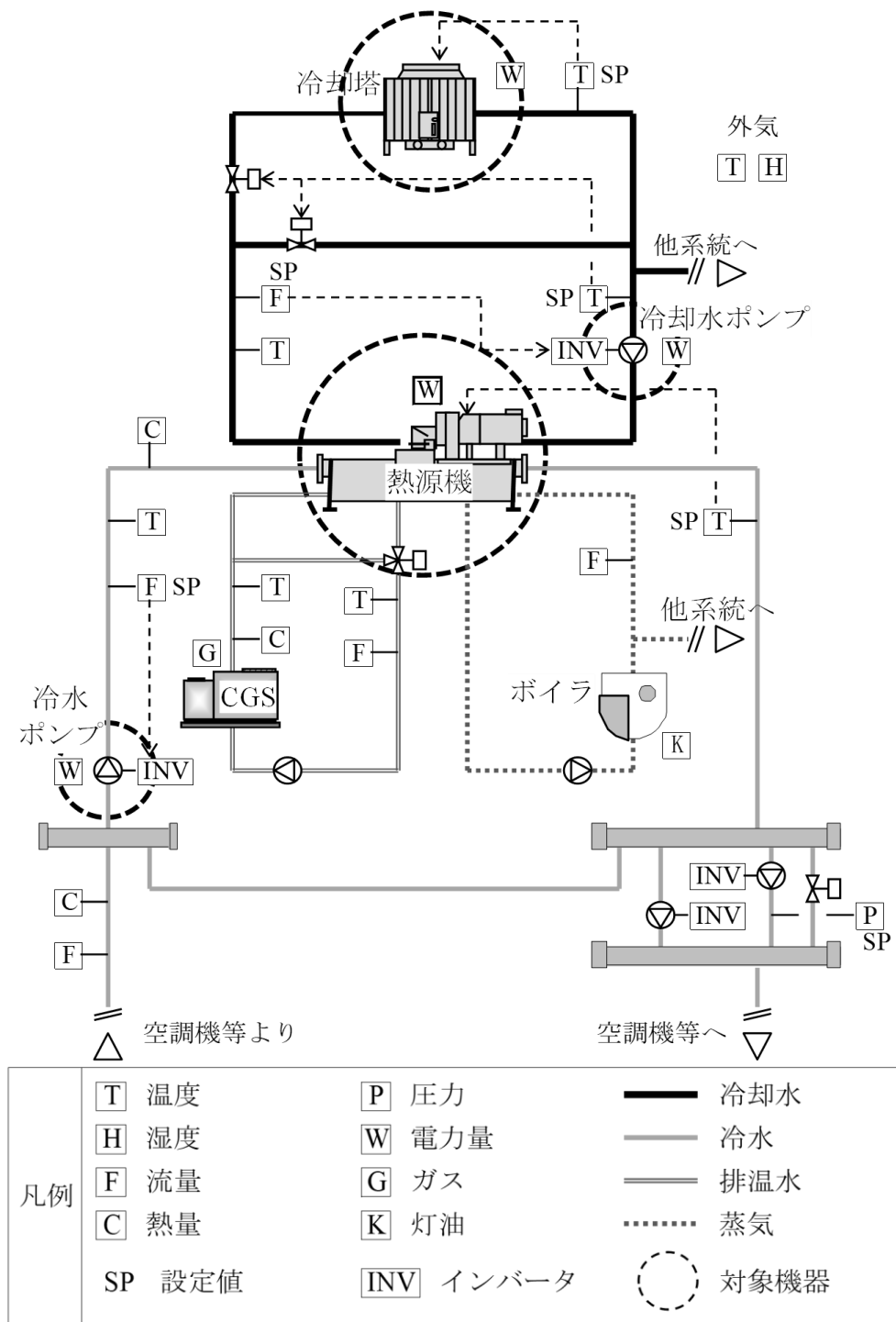


Figure 2.2.3 熱源システム系統図

Table 2.2.2 機器仕様

機器	仕様	
排熱投入型 蒸気吸収式冷凍機	冷凍能力	422 [kW]
	消費電力	2.4 [kW]
	蒸気消費量	432.0 [kg/h]
開放形冷却塔	ファン消費電力	7.5 [kW]
	冷却水流量	3,000 [L/min]
冷却水ポンプ	冷却水流量	2,000 [L/min]
	揚程	176.4 [kPa]
	モーター出力	11.0 [kW]
冷水ポンプ	冷水流量	1,008 [L/min]
	揚程	176.4 [kPa]
	モーター出力	5.5 [kW]

(iii) 実験結果

固定制御と可変制御における実験期間全体の冷却水温度の計測値と設定値の関係を Figure 2.2.4 と Figure 2.2.5 に示す。

固定制御では、冷却塔ファンの ON/OFF 制御によって $\pm 2^{\circ}\text{C}$ の変動はあるものの、冷却水温度が設定値である 30°C になるように制御されていることがわかった。

可変制御では、設定値は外気条件に合わせて常に変動している。計測値も実験期間を通して設定値 $\pm 2^{\circ}\text{C}$ 程度になっており、想定どおりの制御となっていることが確認できた。なお、吸収式冷凍機の冷却水受入れ温度の下限は 20°C であるため、冷却水温度は 22°C より低下しないようにバイパス弁で制御されていた。そのため、可変制御では設定値が 22°C 未満の場合でも計測値は 22°C を下限として制御されている。

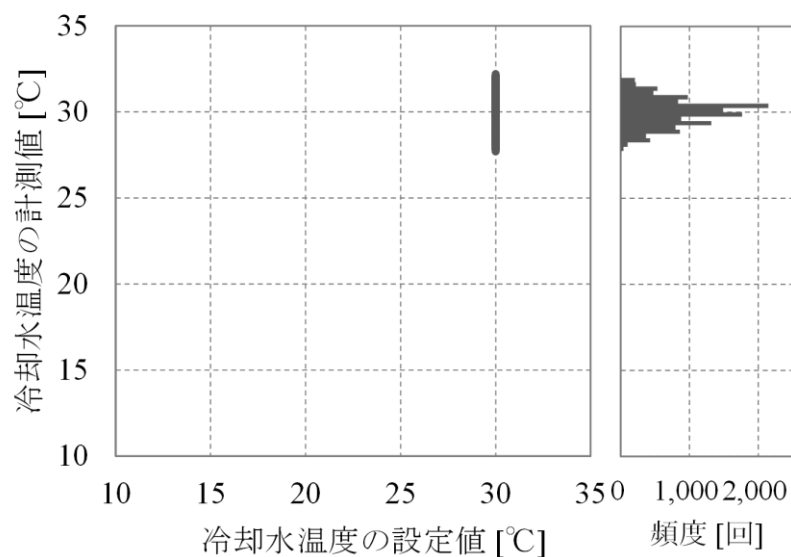


Figure 2.2.4 冷却水温度の設定値と計測値の関係（固定制御）

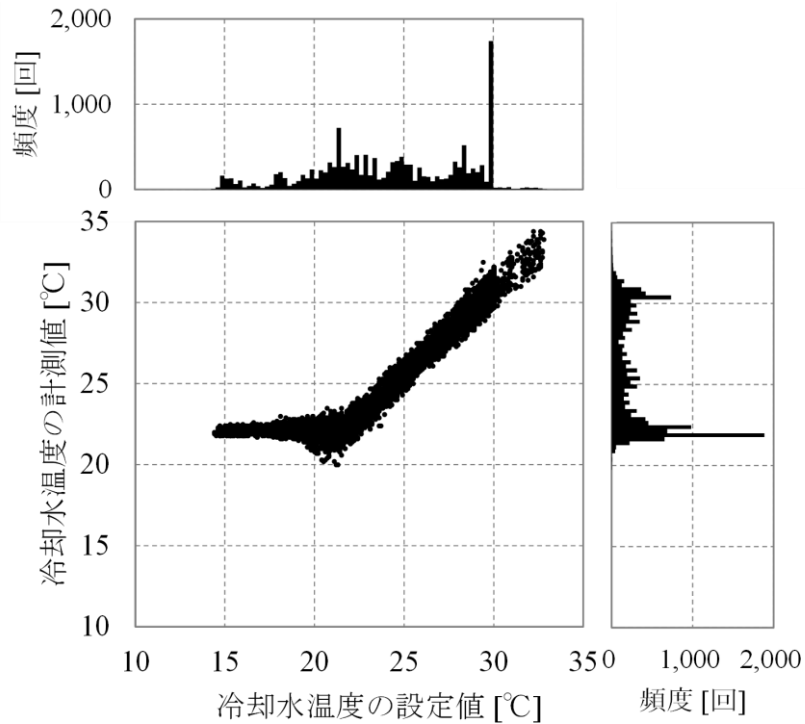


Figure 2.2.5 冷却水温度の設定値と計測値の関係（可変制御）

可変制御の導入効果について、固定制御および可変制御のエネルギー消費量を基に評価した。負荷条件を合わせるために、実験日全体の単位製造熱量（1 GJ）当たりのエネルギー消費量にて評価した。固定制御および可変制御それぞれの単位製造熱量あたりのエネルギー消費量を Figure 2.2.6 に示す。可変制御における吸収式冷凍機のエネルギー消費量は、固定制御と比較して減少し、冷却塔のエネルギー消費量は増加することが確認できた。熱源システム全体では、4.6%のエネルギー消費量の削減効果があった。

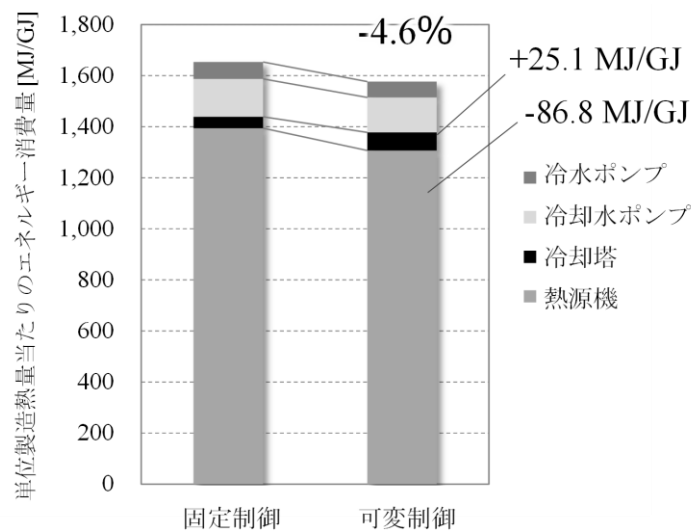


Figure 2.2.6 単位製造熱量当たりのエネルギー消費量

本制御技術は簡易な制御の追加のみで実現可能であり、熱源容量が変わっても対応できるため、冷凍能力の大きい熱源システムに導入するメリットが大きい。

2.2.2 項 冷却塔ファン周波数の設定値最適化と実測による効果検証

エネルギーシミュレーションツールである LCEM ツールを用いて、冷却塔ファンインバータ制御の熱源システムにおける最適な運用方法を考案した。LCEM ツールによるケーススタディの結果から、「外気湿球温度」と「熱源機の負荷率」の2つの計測値から最適な冷却塔ファン周波数を求める関係式を導出した。また、実証実験によって、従来の制御方法や、外気湿球温度から最適な冷却水温度を求める関係式に対して有効性を確認した^{2.47) 2.48)}。

(1) インバータ制御の冷却塔における制御方法の検討

2.2.1 項と同じ Figure 2.2.1 の熱源システムを対象に、Table 2.2.1 と Figure 2.2.2 と同じケーススタディを行った。ただし、冷却塔ファンの制御を ON/OFF 制御からインバータ制御に、冷却水ポンプの制御を変流量制御に変更した。シミュレーションの結果を Figure 2.2.7 に示す。インバータ制御では ON/OFF 制御と比較して、同じ外気湿球温度に対する冷却水温度の最適値のばらつきが大きく、外気湿球温度だけでなく負荷率の影響も大きいことがわかった。

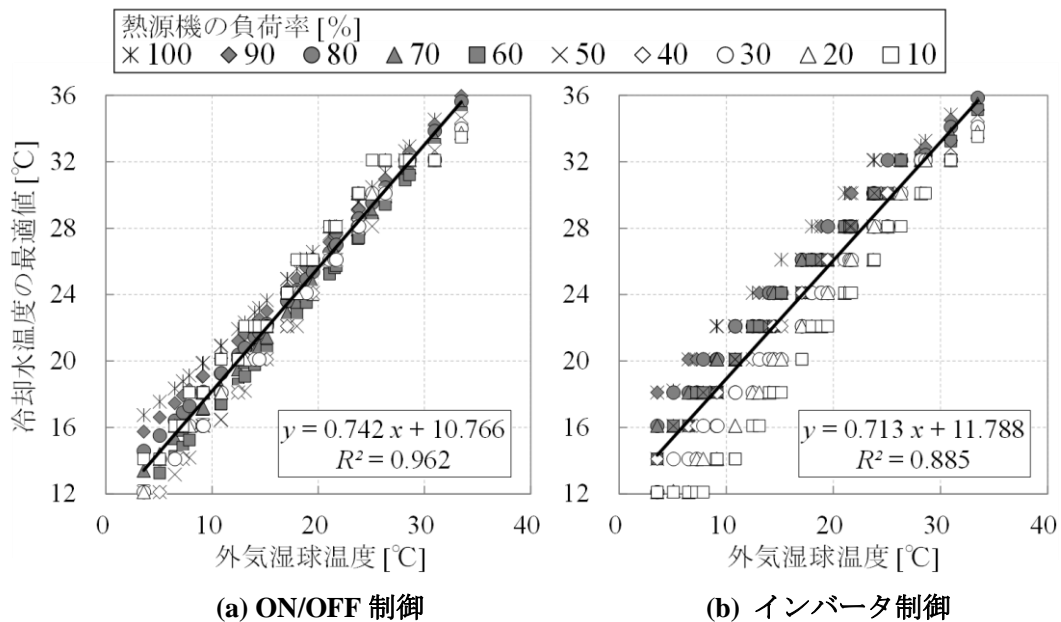


Figure 2.2.7 外気湿球温度と冷却水温度の最適値の関係

冷却水温度を下げることは、熱源機の COP 向上と冷却塔ファンの消費電力増大とがトレードオフの関係となることから、それらの合計値が最小となる最適な冷却水温度が存在する。したがって、冷却水温度を適切に制御することで、これら2つの機器の合計のエネルギー消費量を最小とすることができる。冷却塔において冷却水温度を適切に制御する方法には、冷却水温度を目標値とする方法^{2.49) 2.50) 2.51)}と冷却塔ファンの風量(周波数)を目標値と

する方法が考えられる。前者は、冷却水温度を正確に制御できるが、外気条件やセンサ誤差などの外乱の影響を受けやすく冷却塔ファンのエネルギー消費量が想定と異なる可能性がある。後者は、冷却水温度は成り行きになるが、外乱によるエネルギー消費量への影響は前者より小さくなると考えられる。そこで、冷却水温度よりも冷却塔ファン周波数を制御目標とするほうが、エネルギー最小化に適していると考え、温度制御と周波数制御のどちらがエネルギー最小化に適しているかを検討した。

以上の検討より、「外気湿球温度」と「熱源機の負荷率」の2つの値を用いて冷却塔ファン周波数の最適値を求め、その値を設定値とする制御方法を考案した。

(2) 関係式の導出

ケーススタディのシミュレーション条件を Table 2.2.3 に示す。外気湿球温度、熱源機の負荷率、冷却塔ファン周波数の3つを変数とし、離散化した条件を入力してエネルギーシミュレーションによりエネルギー消費量を算出した。実在の熱源システムでは機器ごとにインバータの下限周波数があると考えられる。しかし、制御方法を導出する際に下限値を設けると、下限値以下の値が最適値であった場合に、下限値の有無によって制御方法が変わるといった影響を受けるため、制御方法の導出過程では下限周波数を設けなかった。

Table 2.2.3 ケーススタディのシミュレーション条件

項目	設定値・制御内容	
外気湿球温度	1～30℃ (1℃ごと)	30通り
熱源機の負荷率	10～100% (10%ごと)	10通り
冷却塔ファン周波数	1～50Hz (1Hzごと)	50通り
冷却水ポンプ制御	変流量	-
冷水出口温度の設定値	7℃	-
冷水一次ポンプ制御	定流量	-

外気湿球温度、熱源機の負荷率、冷却塔ファン周波数の最適値の関係を Figure 2.2.8 に示す。なお、最適な周波数のときの冷却水温度は、熱源機の制御範囲 (20～32℃) を逸脱している場合 (例えば、熱源機負荷率 100%、外気湿球温度 27℃のとき、周波数 38 Hz で冷却水温度 33.3℃) もあるが、それは考慮せずにプロットしている。

熱源機の負荷率が同じとき、外気湿球温度が高くなるにしたがって冷却塔ファン周波数の最適値は小さくなった。これは外気湿球温度が高くなると、冷却塔ファンの風量を増やしても冷却水温度が下がらず、冷却塔ファンの風量を抑えたほうが、全体のエネルギー消費量が小さくなるためだと考えられる。また、外気湿球温度に関わらず、熱源機の負荷率が大きいほど、冷却塔ファン周波数の最適値は高い傾向にあった。これは冷却塔ファンに対する熱源機のエネルギー消費量の割合が大きくなり、冷却水温度の低下による熱源機のエネルギー消費量の減少の影響が大きくなったためと考えられる。

以上の関係は Equation (2.2.2) によって近似的に表すことができ、外気湿球温度と熱源機の負荷率の計測値から最適な冷却塔ファン周波数を算出することができる。

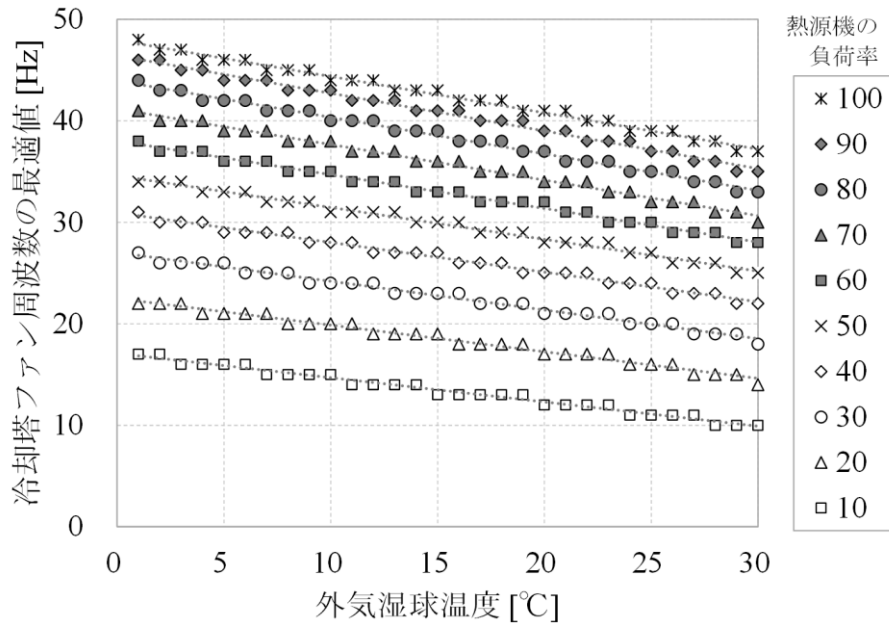


Figure 2.2.8 外気湿球温度と冷却塔ファン周波数の最適値の関係

$$\begin{aligned}
 f &= (a_{11}q_r^2 + a_{12}q_r + a_{13})T_{WB}^2 \\
 &+ (a_{21}q_r^2 + a_{22}q_r + a_{23})T_{WB} \\
 &+ (a_{31}q_r^2 + a_{32}q_r + a_{33})
 \end{aligned} \tag{2.2.2}$$

f : 冷却塔ファン周波数の設定値 [Hz]
 q_r : 熱源機の負荷率 [%]
 T_{WB} : 外気湿球温度 [°C]
 a_{ij} : 任意の定数 [-]

対象システムのシミュレーションモデルにおける Equation (2.2.2) の定数(a_{ij}) の値を Equation (2.2.3) に示す。本システムでは外気湿球温度の 2 乗の項に対する係数がすべて 0 であるが、熱源システムの機器の特性によっては 0 でない定数も含まれる。

$$\begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & -0.0015 & -0.236 \\ -0.0019 & 0.5494 & 12.01 \end{pmatrix} \tag{2.2.3}$$

冷却塔ファン周波数を制御目標とした場合には、冷却水温度がフィードバック制御の目標値とならない。したがって、冷却水温度の上下限界を保証する仕組みが必要となる。対策例を Figure 2.2.9 に示す。対策例では、冷却水温度が 32°C を超えるとき、冷却塔ファン周波数を上限値 (50 Hz) にし、冷却水温度が 20°C を下回るとき、冷却塔ファンを停止するようにしている。

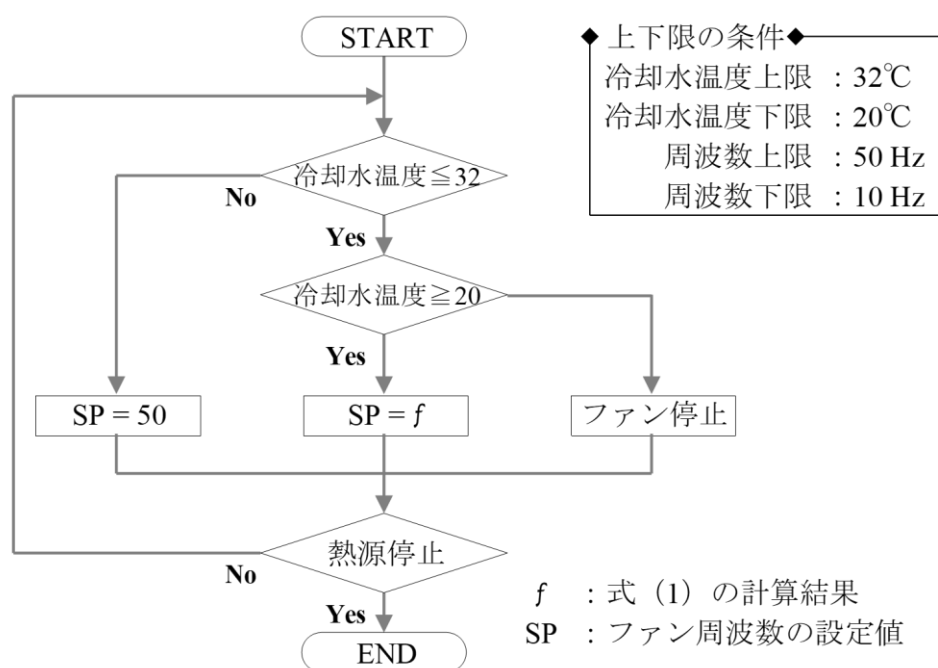


Figure 2.2.9 冷却水温度の上下限値の保証対策例

(3) 実証実験による効果検証

2.2.1 項と同じ建物の熱源システムを対象とした。

(i) 実験条件

実験条件は以下のとおりである。

期 間 : 2016 年 6 月 20 日 ~ 2016 年 10 月 28 日

運転時間 : 平日の 8 : 00 ~ 17 : 00

測定間隔 : 1 分 (温度、流量、周波数)

1 時間 (電力量、燃料消費量)

実験は Equation (2.2.2) による制御を含めて 5 ケースで行った。各ケースの実験条件を Table 2.2.4 に示す。実験は 5 ケースを 1 日ごとに切り替えて行った。各ケースの合計実験日数はそれぞれ 17 日間である。

Table 2.2.4 各ケースの実験条件

	制御目標		制御方法
Case 1	冷却水温度	[°C]	一定 (30)
Case 2	冷却水温度	[°C]	一定 (22)
Case 3	冷却水温度	[°C]	$T_{WB} + 5$
Case 4	冷却水温度	[°C]	$aT_{WB} + b$
Case 5	冷却塔ファン周波数	[Hz]	式 (1)

Case 1 と Case 2 は外気条件や負荷条件に関わらず、冷却水温度を一定の設定値とした方法である。Case 1 は定格仕様の 30°C、Case 2 は受入下限に 2°C 加えた 22°C である。Case 3 は外気湿球温度に 5°C 加えたものを冷却水温度の設定値とした方法である。Case 4 は Figure 2.2.7 (b) の近似直線を用いて冷却水温度の設定値を求める方法である。このとき、近似直線の係数は $a=0.756$ 、 $b=9.09$ とした。Case 5 は Equation (2.2.2) を用いて冷却塔ファン周波数の設定値を求める方法である。このとき、Equation (2.2.2) の定数(a_{ij})の値は以下とした。

$$\begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0.0000001 & 0.0000060 & -0.0064289 \\ -0.0000426 & 0.0035480 & 0.1311220 \\ -0.0001144 & 0.3122656 & 10.4871576 \end{pmatrix} \quad (2.2.4)$$

(ii) 実験結果

冷却水温度の設定値と測定データ、冷却塔ファン周波数の設定値と測定データから、実験の各ケースにおける制御状況を確認した。各ケースの代表日の制御状況を Figure 2.2.10 に示す。Case 1 では冷却水温度の設定値である 30°C に対して、冷却水温度も 30°C 前後で制御されていることが確認できた。Case 2 では、冷却水温度の設定値は 22°C であるが、冷却水温度は 22°C まで下ならず、24°C 前後になっている。このとき、冷却塔ファン周波数は上限周波数である 50 Hz になっていた。Case 3 と Case 4 では、外気湿球温度に合わせて演算される冷却水温度の設定値に合わせて、冷却水温度が追従していることが確認できた。Case 5 は冷却塔ファン周波数を設定値としており、冷却塔ファン周波数が追従していることが確認できた。このとき、冷却水温度は 26°C 前後になっていた。すべてのケースにおいて想定どおりの制御状況になっていた。

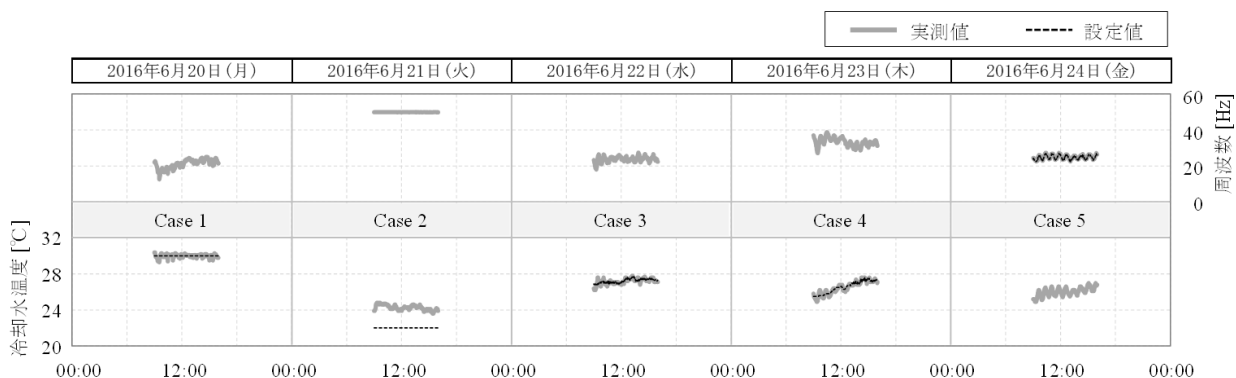


Figure 2.2.10 冷却水温度と冷却塔ファン周波数の時刻推移

実証実験におけるエネルギー消費量の比較を Figure 2.2.11 に示す。実証実験ではケースによって外気条件や負荷条件が異なるため、単位製造熱量当たりのエネルギー消費量にて比較した。Case 1 に対する削減率をみると、Case 5、Case 3、Case 2、Case 4 の順で大きくなっている。本項で考案した制御方法である Case 5 の削減率が小さいといった想定と異なる結果になった原因は、外気条件や負荷条件など運転の条件がケースによって異なるためだと考えられる。実証実験では、実験条件が偏らないように各ケースを 1 日ごとに切り替えて行ったが、実験条件の違いによる影響をなくすことができていないと推測される。実験条件の違いとしては、外気湿球温度と熱源機負荷率の偏りがあるが、特に熱源機負荷率の影響が大きいと考えられる。最も削減率が大きくなった Case 4 の条件は、熱源機が高負荷で安定し

て運転している時間帯が他の条件と比較して多かった。

実証実験のエネルギー消費量の削減率が、想定していた導入効果と大きく異なった原因が、実験条件の違いにあるのか、実システムにおける制御上の問題にあるのか確認するために、実証実験と同じ外気条件と負荷条件を与えてシミュレーションを行った (Figure 2.2.12)。Figure 2.2.11 と Figure 2.2.12 を比較すると、Case 1 に対する削減率の数値に違いはあるものの、エネルギー消費量の削減効果の傾向は同じであった。

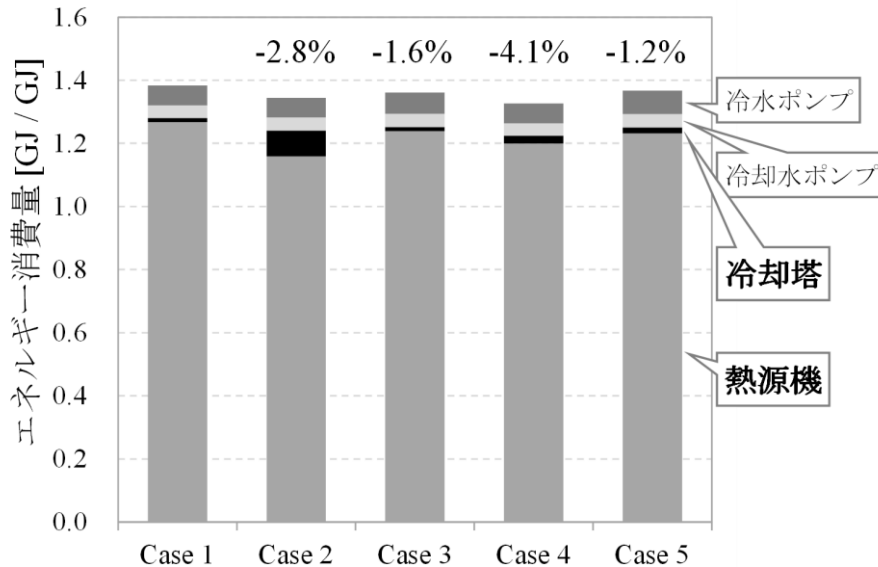


Figure 2.2.11 単位製造熱量当たりのエネルギー消費量の実測結果

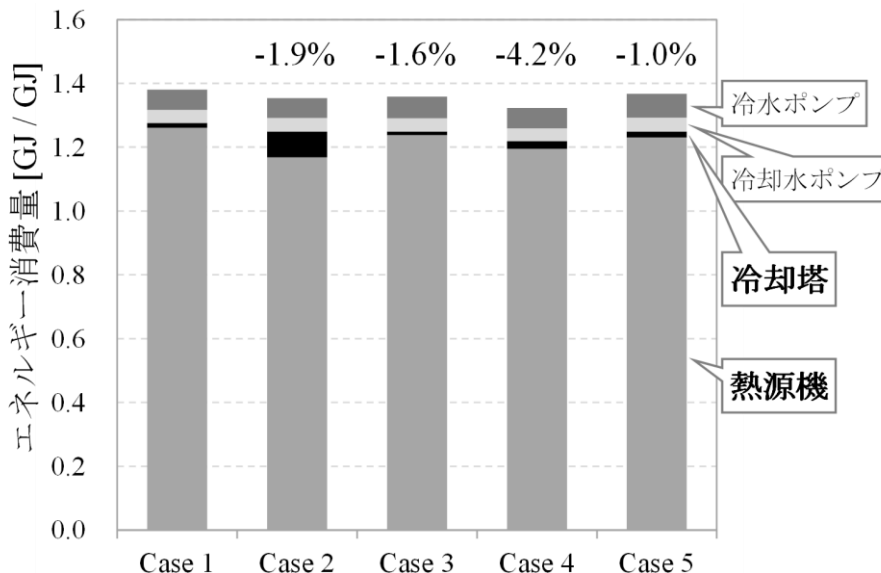


Figure 2.2.12 単位製造熱量当たりのエネルギー消費量の計算結果

実証実験とシミュレーションの比較から、実証実験で想定した効果が得られなかった原因は、実験条件の違いによるものと考えられる。そこで、仮に実証実験の期間である 2016 年 6 月 20 日から 10 月 28 日までの全期間の外気条件と負荷条件を揃えて、それぞれのケースで運転した場合のエネルギー消費量を試算した。試算したエネルギー消費量の比較を Figure 2.2.13 に示す。

外気条件と負荷条件が同じ場合には、考案した Case 5 の方法が最もエネルギー消費量の削減効果が大きいことがシミュレーションにて確認できた。また、Figure 2.2.12 と Figure 2.2.13 の比較からも、実証実験で他のケースと比較して Case 5 の削減効果が小さくなっていった原因は、推測したとおり実験条件の違いによる影響と確認できた。

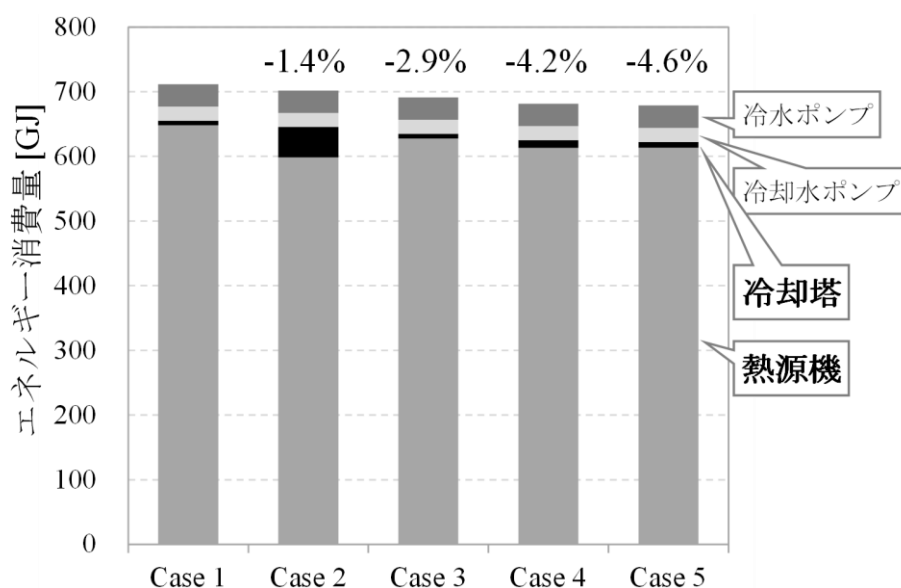


Figure 2.2.13 全期間におけるエネルギー消費量の試算結果

LCEM ツールによるエネルギーシミュレーションの結果をもとに外気湿球温度と熱源機の負荷率の 2 つの計測値から最適な冷却塔ファン周波数を決定する関係式を導出した。この関係式を用いて得られた周波数を制御目標にする制御方法を開発し、実システムに導入した事例を示した。

実証実験とそれを再現したシミュレーションによって、導出した Equation (2.2.2) による制御方法の有効性が確認できた。冷却水温度が定格仕様一定である Case 1 に対してだけでなく、その他の外気湿球温度から最適な冷却水温度を求める関係式に対してもエネルギー消費量の削減効果は大きいことを確認できた。

本項で求めた Equation (2.2.2) は、熱源システムに合わせて定数(a_{ij}) の値を変えることで、汎用的に用いることができる。しかし、定数については、本項と同様にシミュレーションを行い、導出する必要がある。今後は、関係式だけでなく定数についても、シミュレーションを必要としない汎用的な方法を検討する必要がある。

2.2.3 項 インバータターボ冷凍機と蓄熱槽を活用した熱源最適運転支援システム

2.2.1 項と 2.2.2 項の最適化手法は、外気湿球温度や熱源機の負荷率の計測値を用いて最適な設定値をリアルタイムで演算し、最適制御を行うものであった。本項の最適化は、事前に最適な熱源機の運転パターン（発停のタイミングと負荷率）を用意しておき、負荷予測と気象予報を基に運転管理者に対して翌日の最適運転パターンを提示する手法である^{2.52)} ^{2.53)} ^{2.54)}。最適化のコンセプトは、蓄熱槽をクッションタンクとして用いることで、インバータターボ冷凍機の部分負荷特性を最大限活用した高効率運転を実現することである。

(1) 熱源最適運転支援システムの概要

Tビルの熱源システムにおいて、事前のエネルギーシミュレーション結果から最適運転パターンを導出し、熱源最適運転支援システムを構築した。

(i) 建物概要

2014年に開業した地下5階・地上52階の複合用途の超高層建物である^{2.55)}。対象建物の熱源システムの構成を Figure 2.2.14 に示す^{2.56)}。

所在地：東京都港区

主要用途：事務所、店舗、住宅、ホテル、カンファレンス、駐車場

延床面積：244,360 m²

竣工：2014年

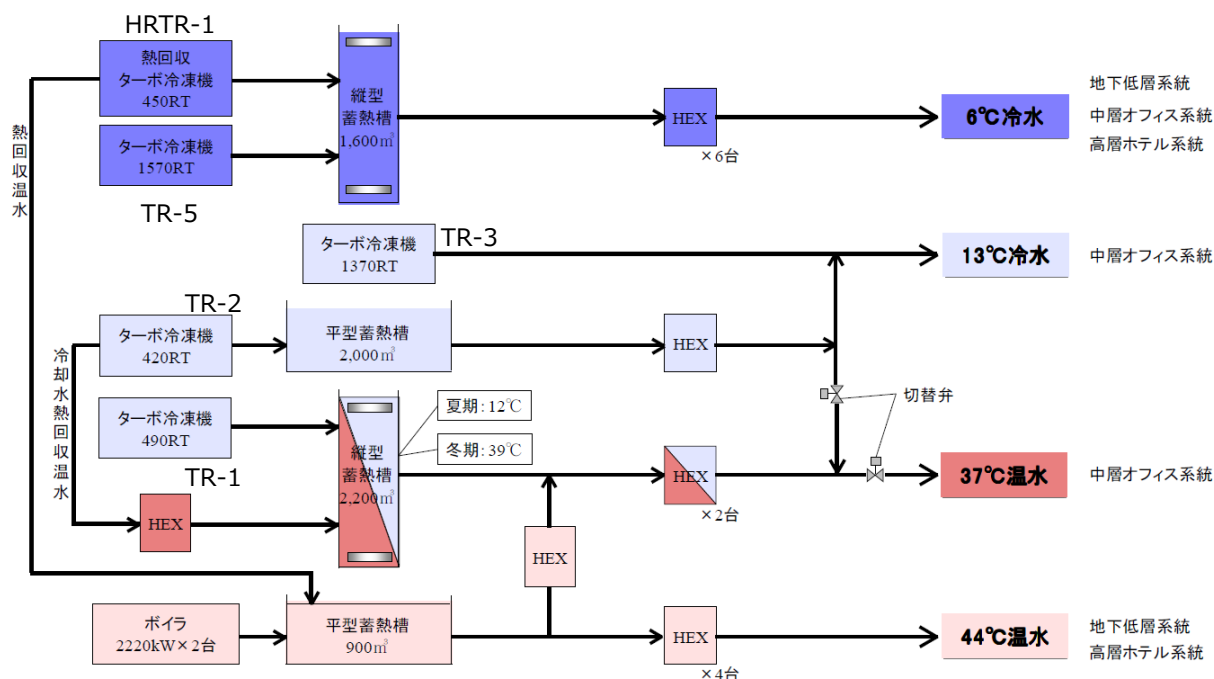
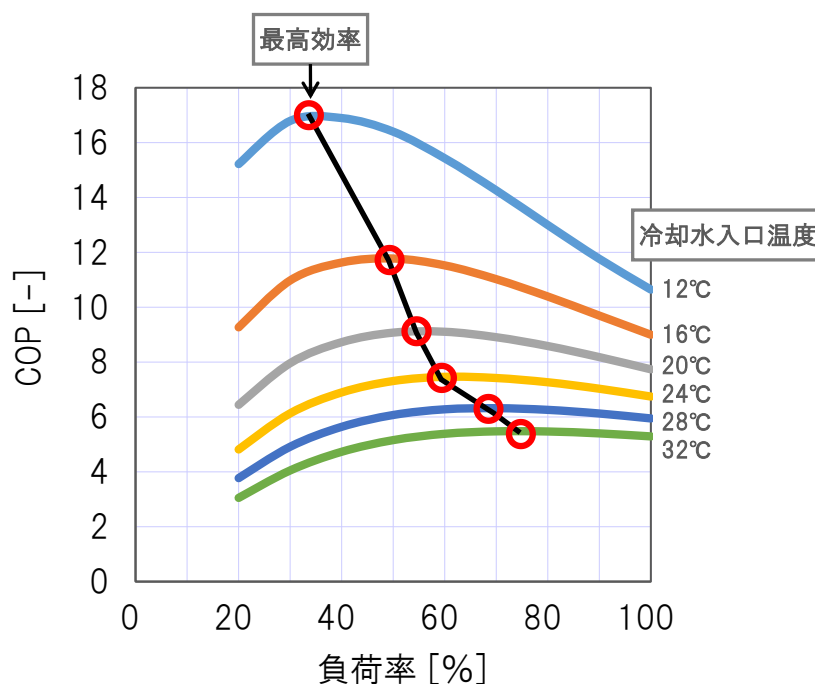


Figure 2.2.14 熱源システム構成

齋藤ら^{2.56)}の論文中より引用

(ii) 最適化のコンセプト

本事例は、インバータターボ冷凍機の特徴および蓄熱槽を活用した最適運転手法であり、最適運転パターンとは、1日の運用の中で、冷凍機の起動・停止時刻や各冷凍機の負荷配分を決定したものである。Tビルで採用したインバータターボ冷凍機（TR-5、冷水出口温度：5°C）の冷却水温度別の部分負荷予測曲線を Figure 2.2.15 に示す。インバータターボ冷凍機は、冷却水温度、負荷率によって COP 特性が大きく変化する特性をもつ。インバータターボ冷凍機を用いた熱源システムの場合、Figure 2.2.15 に示すような冷凍機本体の機器特性と補機類（冷却塔、冷却水ポンプ、冷水ポンプ）のインバータ制御の効果によって、最も効率の良い運転ポイント（負荷率）が存在する。よって、可能な限りその負荷率を維持したまま運転させることが望ましい。本事例では、蓄熱槽を利用し、インバータターボ冷凍機を最適負荷率にて一定出力で運転する考え方にに基づき、システムを構築した。本手法の概念を Figure 2.2.16 に示す。冷凍機の出力が高効率ポイントで一定で運転するという事は、需要変動によって出力過大もしくは出力不足が発生する可能性がある。それに対しては、Figure 2.2.16 に示すように、蓄熱槽がクッションタンクとして機能することで、出力過大もしくは出力不足分を蓄熱もしくは放熱することによって吸収する。なお、本事例では、蓄熱槽を活用するため、熱負荷（要求熱量）は日単位でとらえ、最適運転パターンは、24時間の積算エネルギー消費量が最小となる運転パターンと定義した。



出典：メーカー納入仕様書

Figure 2.2.15 インバータターボ冷凍機（TR-5）の部分負荷予測曲線

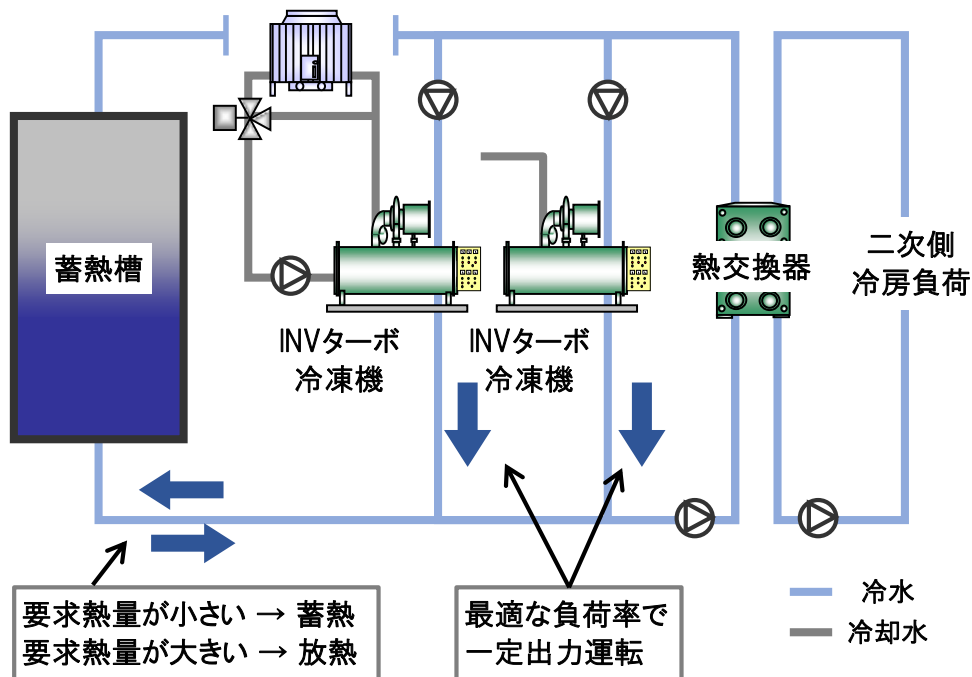


Figure 2.2.16 蓄熱槽利用法の概念

(2) 最適運転パターンの導出と運用方法

最適運転パターンは、「24 時間の積算要求熱量」「外気湿球温度の平均値」の 2 項目を入力条件として、事前のエネルギーシミュレーションによって導出した。入力条件の一覧を Table 2.2.5 に示す。要求熱量は設計時に想定したピーク日の要求熱量を 100% とし、10% ごとの 10 ケースに区分した。外気湿球温度は、6°C~30°C を対象範囲とし、2°C ごとの 13 ケースに条件を区分した。全体として、これらの組合せ 130 ケースに対して、それぞれの最適運転パターンを導出した。

エネルギーシミュレーションのパラメータは、熱源システムの負荷率とし、冷凍機ごとに 0% (停止)、50~100% (10% ごと) の組合せを選択肢とした。また、本事例では 1 日を夜間 (前日 22:00~7:00) と昼間 (7:00~22:00) に分割し、それぞれの時間帯に対して各冷凍機の負荷率を選択することとした (以降、夜間の運転を運転①、昼間の運転を運転②とよぶ)。冷凍機を 2 台 (TR-5、HRTR-1) 有する 6°C 系統冷房運転を例にして組合せの一覧を Table 2.2.6 に示す。

Table 2.2.5 シミュレーションの入力条件

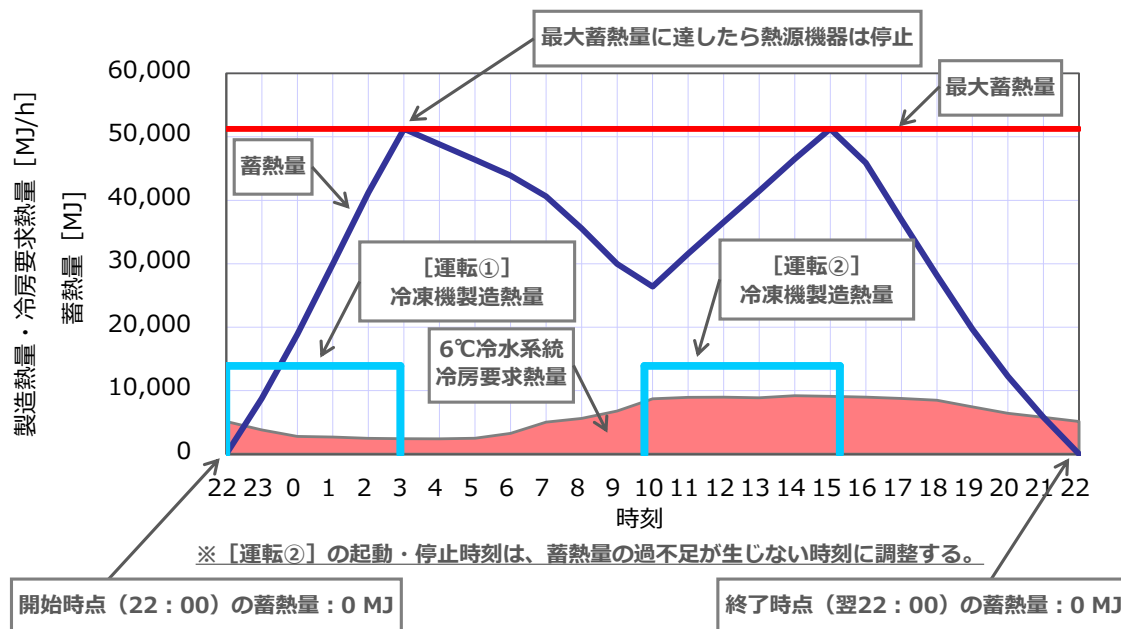
24時間の積算要求熱量 (設計ピークに対する比率)	%	10 20 30 40 50	10 通り
		60 70 80 90 100	
外気湿球温度	°CWB	6 8 10 12 14 16 18	13 通り
		20 22 24 26 28 30	

Table 2.2.6 シミュレーションのパラメータ組合せ一覧

運転 ①	HRTR-1	負荷率 %	0(停止) 50 60 70 80 90 100	7 通り	49 通り
	TR-5	負荷率 %	0(停止) 50 60 70 80 90 100	7 通り	
×					
運転 ②	HRTR-1	負荷率 %	0(停止) 50 60 70 80 90 100	7 通り	49 通り
	TR-5	負荷率 %	0(停止) 50 60 70 80 90 100	7 通り	

以上の条件、パラメータにて LCEM ツールを用いたエネルギーシミュレーションにより 24 時間の積算エネルギー消費量を算出、比較して最適運転パターンを導出した。例として、6℃冷水系統冷房運転における要求熱量がピーク日の 70%、外気湿球温度が 24.0℃の条件の最適運転パターンを Figure 2.2.17 に示す。

本事例では、「翌日 1 日の予想積算要求熱量」と「翌日 1 日の外気湿球温度の予報平均値」の 2 項目を条件として、最適運転パターンのデータベースから翌日の運転パターンを選択するプログラムを専用の端末に搭載し、運転員向けのガイダンスを行う熱源最適運転支援システム（以下、本システムとよぶ）を構築した。最適運転パターンのデータベースと選択方法の概略を Figure 2.2.18 に示す。また、本システムの運用方法の概要を Figure 2.2.19 に示す。



- 冷水出口温度は常に設計値 (= 5.0℃) とする。
- 冷却水入口温度の下限值は 18.0℃ とする。その他の制御は設計仕様を基本とする。
- 熱損失は考慮しない。

Figure 2.2.17 最適運転パターンの一例

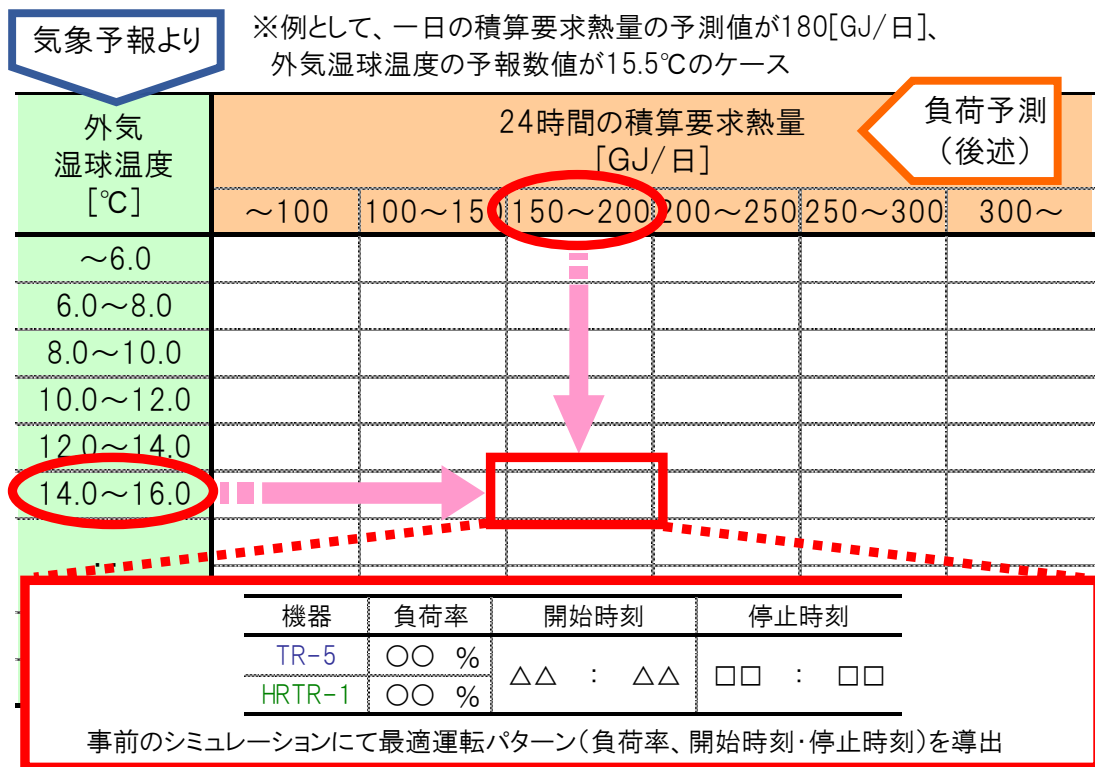


Figure 2.2.18 最適運転パターンのデータベースと選択方法の概略

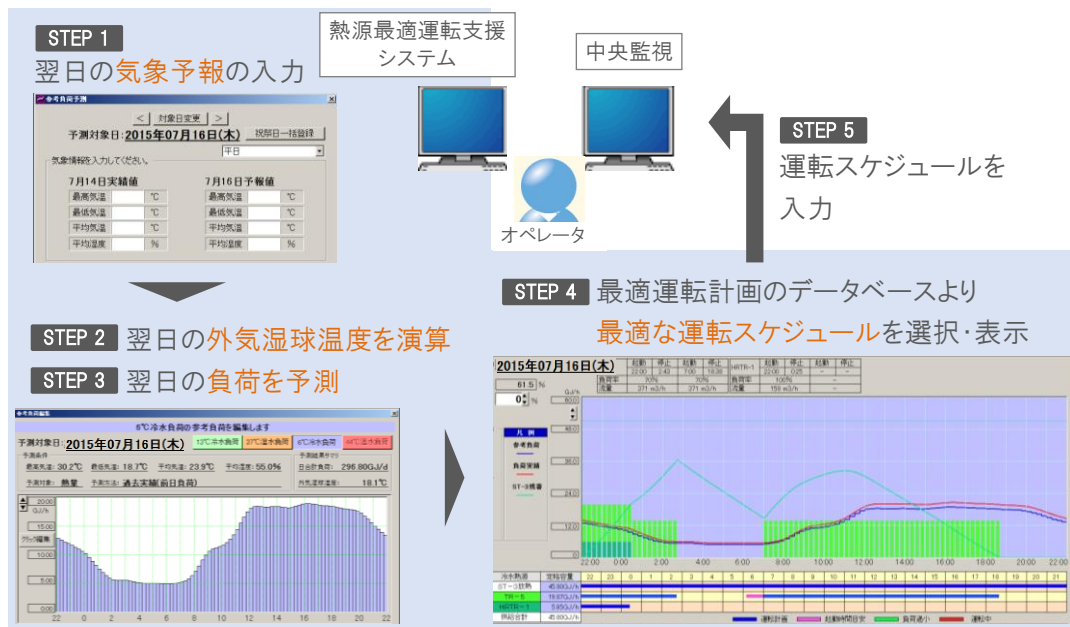


Figure 2.2.19 運用方法の概要

(3) 導入効果

本システムのエネルギー削減効果を確認するため、本システムのガイダンスを参考とせず、冷凍機の負荷率を100%固定とした運用（以下、定格運転とよぶ）とガイダンスを参考とする運用（以下、最適運転とよぶ）の比較を行った。6°C冷水系統冷房運転を対象とし、2015年9月～2016年8月において、定格運転と最適運転を切り替えて運用した。単位製造熱量（1GJ）当たりの機器別エネルギー消費量の比較をFigure 2.2.20に示す。Figure 2.2.20 (a)より、外気湿球温度の実績平均値が18.0°C以上の日においては、最適運転によって3.6%のエネルギー消費量の削減効果があった。また、Figure 2.2.20 (b)より、外気湿球温度の実績平均値が18.0°C未満の日においては、最適運転によって5.7%のエネルギー消費量の削減効果があった。この結果から、最適運転は定格運転よりもエネルギー消費量が削減され、特に外気湿球温度が低い場合にエネルギー削減効果が大きいことが示された。

次に、同期間の定格運転および最適運転それぞれの24時間積算要求熱量の実績値と6°C冷水系統熱源システムCOP（入力および出力の24時間積算値にて算出）の関係をFigure 2.2.21に示す。ここでのシステムCOPは、二次エネルギー換算値とし、熱源システムCOPには冷水ポンプ、冷却水ポンプ、冷却塔の投入エネルギーを含めて算出した。Figure 2.2.21より、要求熱量の大きさに関わらず、概ね最適運転のシステムCOPが高く、期間全体のシステムCOPは最適運転のほうが0.28高かった。以上より、本システムの導入によるエネルギー削減効果を確認した。

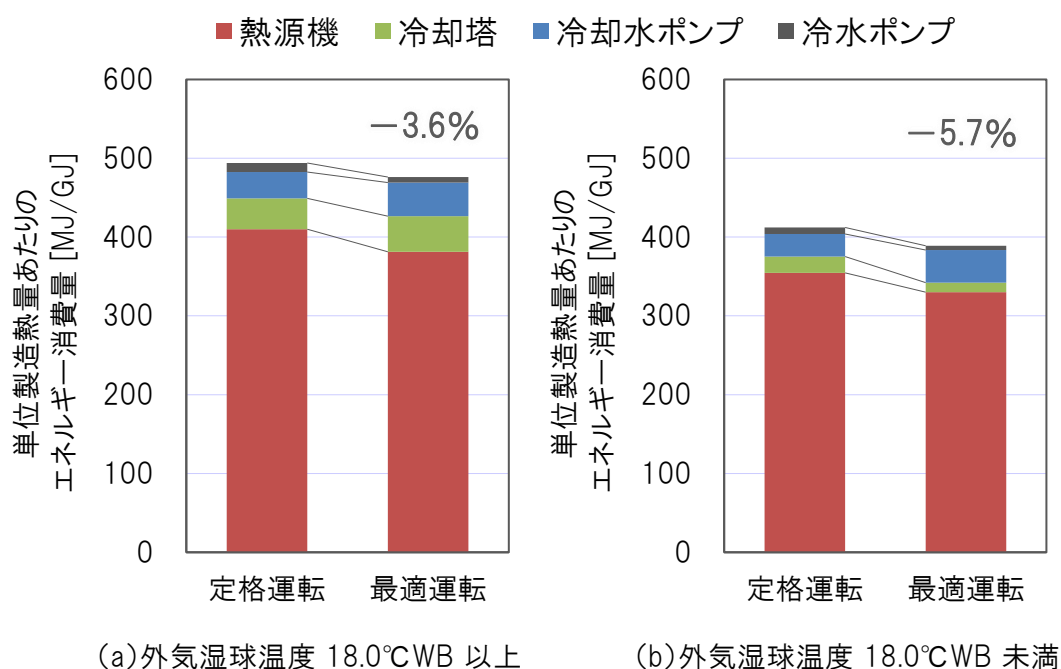


Figure 2.2.20 6°C冷水系統 単位製造熱量当たりのエネルギー消費量の比較

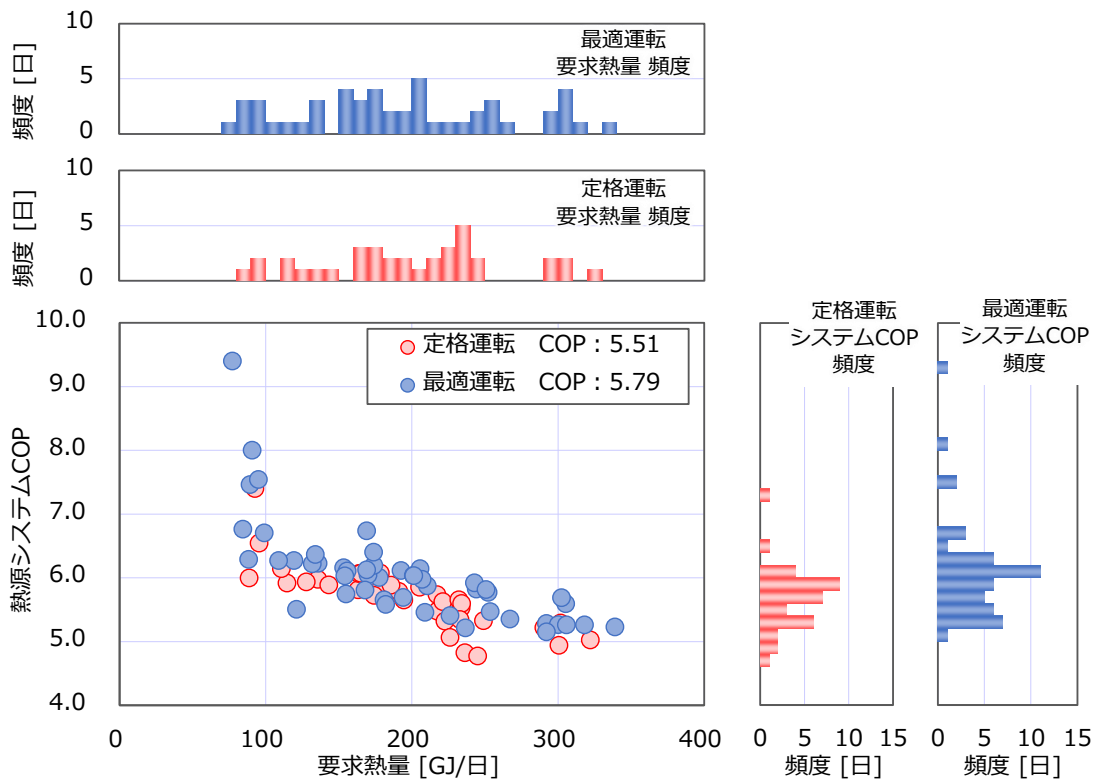


Figure 2.2.21 6°C冷水系統 要求熱量と熱源システム COP の関係

以上に最適化導入の3つの具体例を挙げたが、運用の最適化を行うことでそれぞれ数%のエネルギー削減効果を得ている。しかし、運用段階のある段階（一時点）における最適化に関するものであり、効果や最適化の範囲に限界を感じた。本節で具体例として挙げた最適制御をすることを前提とし、それに合わせた最適設計を行うことでさらに省エネルギー化が図れると考えられる。

最適化の設計変数自体は、導入の具体例では負荷配分や設定値などを対象としている。熱源・空調システムは、これらのほかにも数多くの機器や部材などの要素から構成されている。それら熱源・空調システムの詳細な部分を考慮した最適設計を検討することで、最適制御の効果の幅も広げることができると考えられる。

2.3 節 設計・施工の段階的な最適化

2.3.1 項 既往の最適化と設計・施工の段階的な最適化の違い

本研究で構築しようとしている設計・施工の段階的な最適化と既往の最適化の違いについて、Figure 2.3.1 と Figure 2.3.2 に示す。設計・施工の段階的な最適化では、BIM を活用したシミュレーションをベースとして、設計から運用まで情報的に途切れることなく、継続的に最適化を行う。このことにより、BIM を使って設計図や施工図を描くだけで、改めてシミュレーションモデルを作成することなく、最適化の検討ができるようにする。これまで費用対効果（検討の労力に対するエネルギー削減効果）が小さく、検討されていなかった施工段階の最適化についても、設計など他の検討の延長線上で検討できるようにする。

BIM のメリットであるフロントローディングを生かして、段階を分けずにはじめの段階でできる限り最適化を行うことは有効である。設計・施工の段階的な最適化では、その考え方を一部採用しつつ、段階を分けて継続的に最適化を図ることで、最適化に必要な熱源システムの BIM 情報やコスト情報の確度の高さの変化を反映し、さらに関係者が継続して関わることでより良い熱源システムを構築することを目指す。

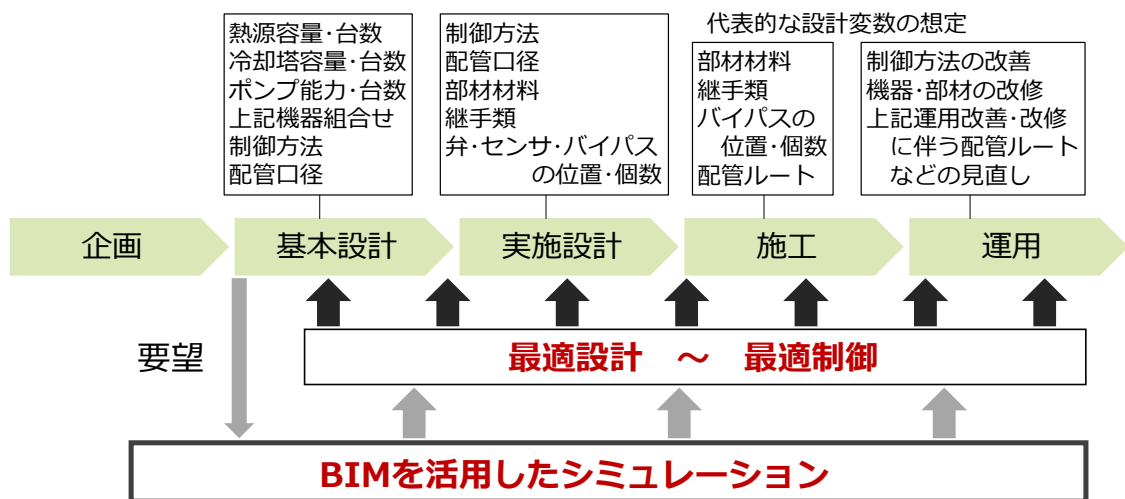


Figure 2.3.1 提案手法：BIM を活用した一連の最適化

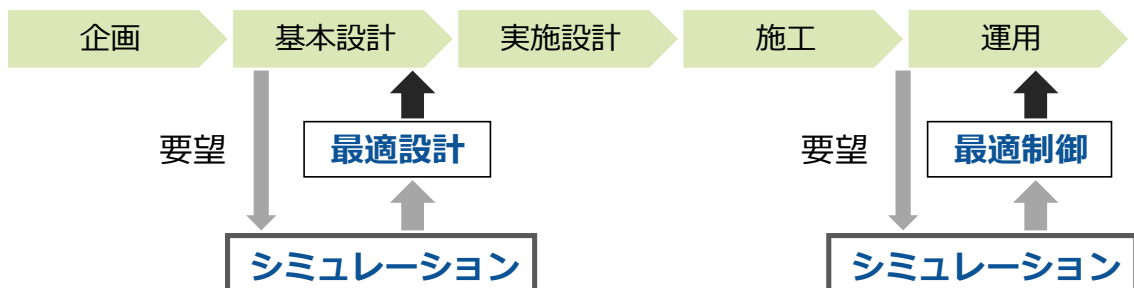


Figure 2.3.2 従来手法：個々に独立した最適化

2.3.2 項 設計・施工の段階的な最適化の適用フロー

本研究の適用フローを Figure 2.3.4 に示す。関係者同士で通常行われる打合せの際に、設計・施工の段階的な最適化で得られる情報を活用して、最適化や VE を行う。BIM 上で検討することで視覚的に情報共有できるようにし、さらにその検討内容を BIM からシミュレーションに反映することで、エネルギーとコストも同時に把握できるようにする。エネルギーとコストの最適解やその設計変数の情報は後の段階に引き継いで検討する。建築プロジェクトの各段階の制約条件、設計変数、情報量などの変化に合わせた適切な最適化を行うことができる。

各段階における設計変数の検討範囲の推移を Figure 2.3.3 に示す。基本設計段階の最適化では、すべての設計変数を対象にしない。この理由は、建築や他設備の設計も確定しておらず、詳細な部分の設計が決定できないためである。最適化の対象とする設計変数の総数は、後の段階になるにしたがって増加する。しかし、各段階までに決定しなければいけない設計変数（例えば、冷却塔など大きな機器の仕様）もあり、一時点ですべての最適化を行うことができないと考えられる。よって、各段階に適した最適化を継続的に行う必要がある。

Figure 2.3.3 中において、基本設計段階で決めなければいけない範囲よりも、実施設計段階の決定済みの範囲が小さくなっているのは、前の段階に戻って検討しなければいけない内容が発生することを表現している。手戻りは、建築工事の仕様が変更、意思決定者の要求事項が変更、別の設計変数を変えたことによって再度検討が必要などさまざまな原因が考えられる。

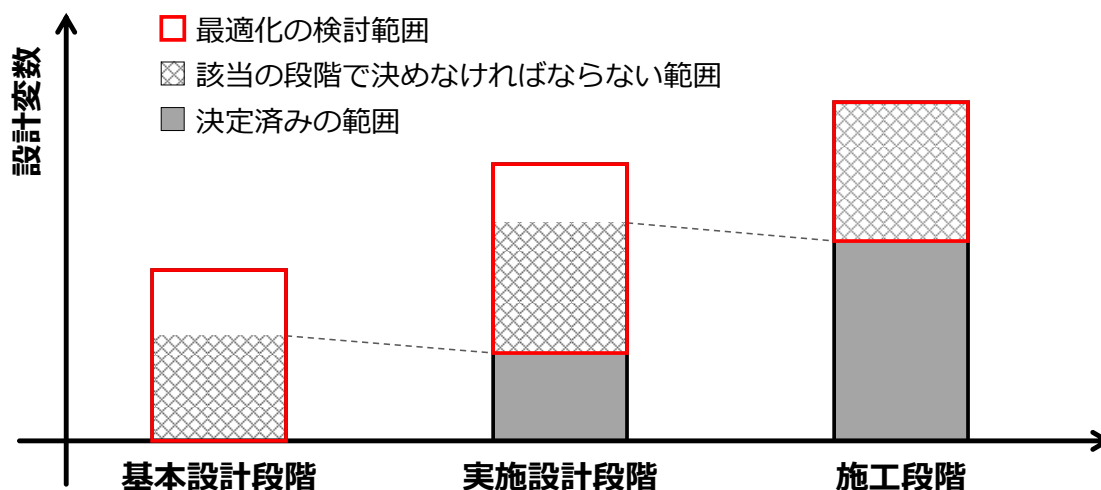


Figure 2.3.3 各段階における設計変数の検討範囲のイメージ

† 縦軸の設計変数の値は、イメージであり恣意的な値

設計・施工の段階的な最適化における設計変数の変化について 3 つの設計変数を例に Figure 2.3.5 に示す。冷却塔台数といった大きな機器は基本設計段階から実施設計段階の初期までに決定し、制御方法は基本設計段階から実施設計段階の間に決定する。配管ルートは、建築も含めた設計がある程度決まった後の実施設計段階から施工段階で決定する。施工段階での配管ルートは、納まりの調整や VE のための軽微なルート変更などである。

一方で既往の最適化では、ある段階（一時点）における最適化となっている。例えば、Figure 2.3.5 に示した①の時点では、冷却塔台数と制御方法を設計変数に最適化を行い、配管ルートは、ある条件を想定するか考慮せずに検討する。②の時点では、冷却塔台数と制御方法は決定済みの内容を条件として与え、配管ルートの最適化を検討する。

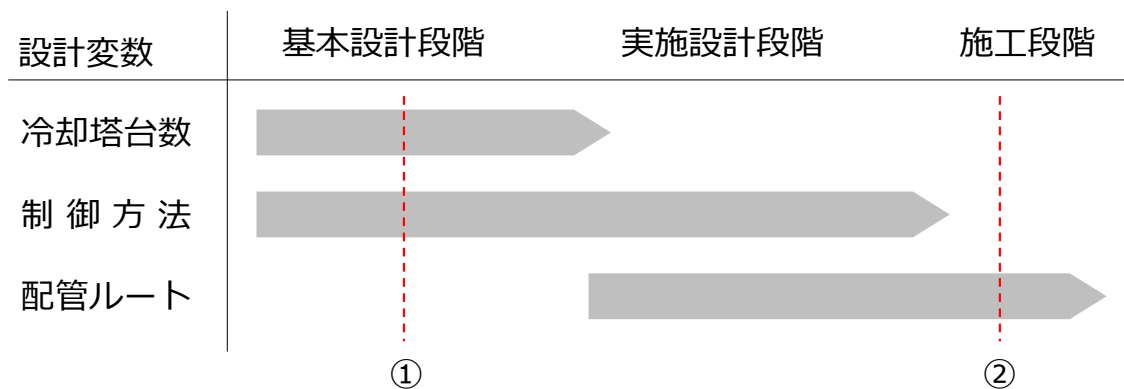


Figure 2.3.5 設計・施工の段階的な最適化における設計変数の変化

2.3.3 項 最適解の評価方法

(1) 目的関数

目的関数は、エネルギー消費量およびイニシャルコストとランニングコストを合計したライフサイクルコスト（以下、LCC）の2つとした。エネルギー消費量は15年の積算値とし、ランニングコストのランニング年数も15年とした。エネルギー消費量とLCC中のエネルギー由来の部分では、電力やガスの換算係数の違いによってわずかに差があると考えられる。さらに、LCCのランニングコストにはエネルギー由来だけでなく、補給水やメンテナンスコストも含まれており、エネルギー消費量とLCCの関係は単純な包含関係ではなく、異なる指標だと考える。

エネルギー消費量とLCCだけでなく、イニシャルコストもしくは投資回収年数はオーナーなどの重要な判断指標だと考えられる。イニシャルコストはLCCの中に含まれ、投資回収年数はLCCのランニング年数を変えることによって求めることができるため、これら2つの指標をエネルギー消費量やLCCと変えて目的関数とすることも可能である。

エネルギー消費量とLCCの2つを目的関数とした理由は、イニシャルコストもしくは投資回収年数といった直近の課題だけでなく、運用を含めて最適化することが必要だと考えたためである。また、経済性（LCC）だけでなく、同時に環境性（エネルギー消費量）を考慮することも重要だと考えたためである。そこで、本研究では多目的最適化を行い、エネルギー消費量とLCCのパレート最適解を求めた。しかし、イニシャルコストもしくは投資回収年数も最適解選択には無視できない重要な指標であるため、本研究では制約条件という形で投資回収年数を考慮した。

(2) パレート最適解

パレート最適解とは、目的関数が複数存在する多目的最適化において、すべての目的関数に対して現状より優れた解が存在しない解のことである。

目的関数を f_1, \dots, f_n , 実行可能集合を X とすると、 $x^* \in X$ がパレート最適解であるということは Equation (2.3.1) のように表現される^{2,57)}。Equation (2.3.1) の不等号に等号を含めた場合は Equation (2.3.2) のように表現される。等号のときの解はパレート最適解に対して、弱パレート最適解とも呼ばれる。これらパレート最適解の概念図を Figure 2.3.6 に示す。

また、多目的最適化において常に存在するわけではないが、すべての目的関数に対して最適である場合には完全最適解と呼ばれ、Equation (2.3.3) のように表現される。

$$\begin{aligned} & \text{minimize } (f_1(x), \dots, f_n(x)) \\ & \text{subject to } x \in X \\ & \forall x \in X, \exists k \in \{1, \dots, n\}, f_k(x) > f_k(x^*) \end{aligned} \tag{2.3.1}$$

$$\forall x \in X, \exists k \in \{1, \dots, n\}, f_k(x) \geq f_k(x^*) \tag{2.3.2}$$

$$\forall x \in X, \forall k \in \{1, \dots, n\}, f_k(x) \geq f_k(x^*) \tag{2.3.3}$$

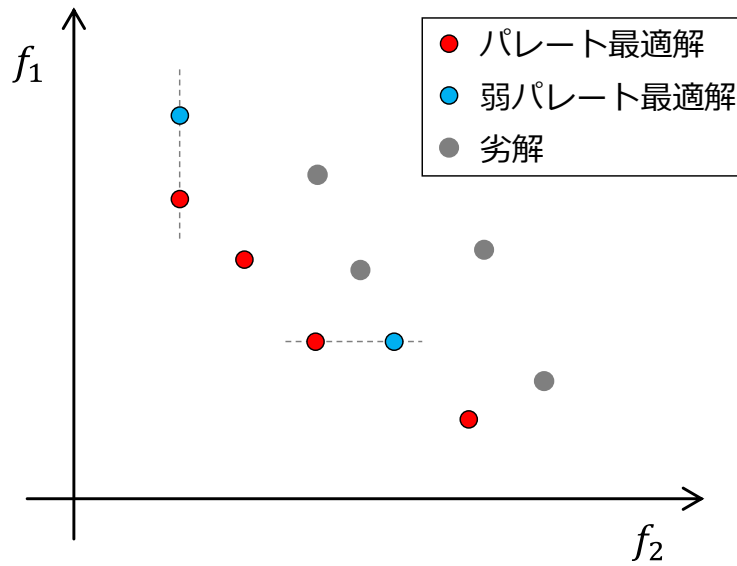
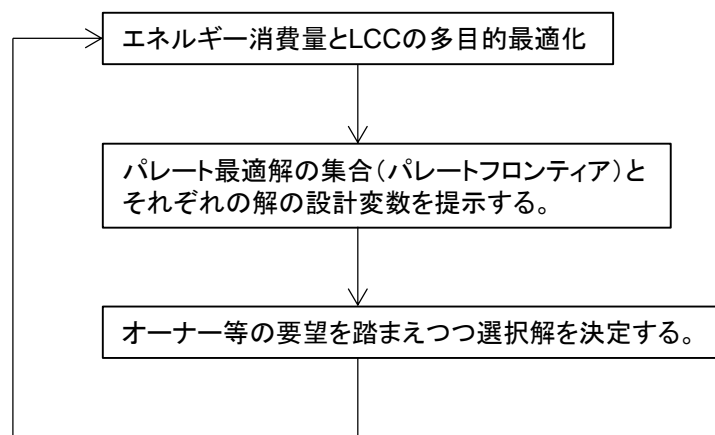


Figure 2.3.6 パレート最適解の概念図

(3) 最適解の選択方法

エネルギー消費量と LCC のパレート最適解での評価であるため、最適化の結果、複数の熱源システム構成がパレート最適解として計算される。実務では、建築プロジェクトそれぞれの思想や状況に合わせて、複数のパレート最適解（パレートフロンティア）から最終的な解を選択する。最適解の選択方法の流れを Figure 2.3.7 に示す。Figure 2.3.4 に示したようなフローの中で、オーナー等の要望を踏まえつつ選択解を決定する。本研究中のケーススタディでは、そのような担当者間でのやり取りがないため、パレート最適解の中から 1 つ選択解を決定する方法をケーススタディごとに設定した。具体的な選択解の決定方法については、第 4 章に個別に記載した。



建設プロセスの進行に合わせて繰り返す。

Figure 2.3.7 最適解の選択方法の流れ

第3章 設計・施工の段階的な最適化を実現するための要素技術

3.1節 エネルギーシミュレーション

エネルギー消費量とランニングコストを算出するためのシミュレーションモデルは、BIMと情報連携を可能にするプログラムの開発を見通し、MATLAB/Simulinkを用いて自作した。各機器の特性はThe BEST Programの機器特性^{3.58)}を基本として、対象とするシステムの仕様を基に作成した。4章のケーススタディのように過去の実測データがある場合は、実測データを用いて補正した。制御弁の開度やインバータ周波数のPID制御を含む流量バランスの計算方法は、既往の研究^{3.59)}を基にした。

3.1.1項 シミュレーション全体のフロー

本研究では、エネルギーの計算とともに、配管経路やコストの計算などを行う。計算フローをFigure 3.1.1に示す。

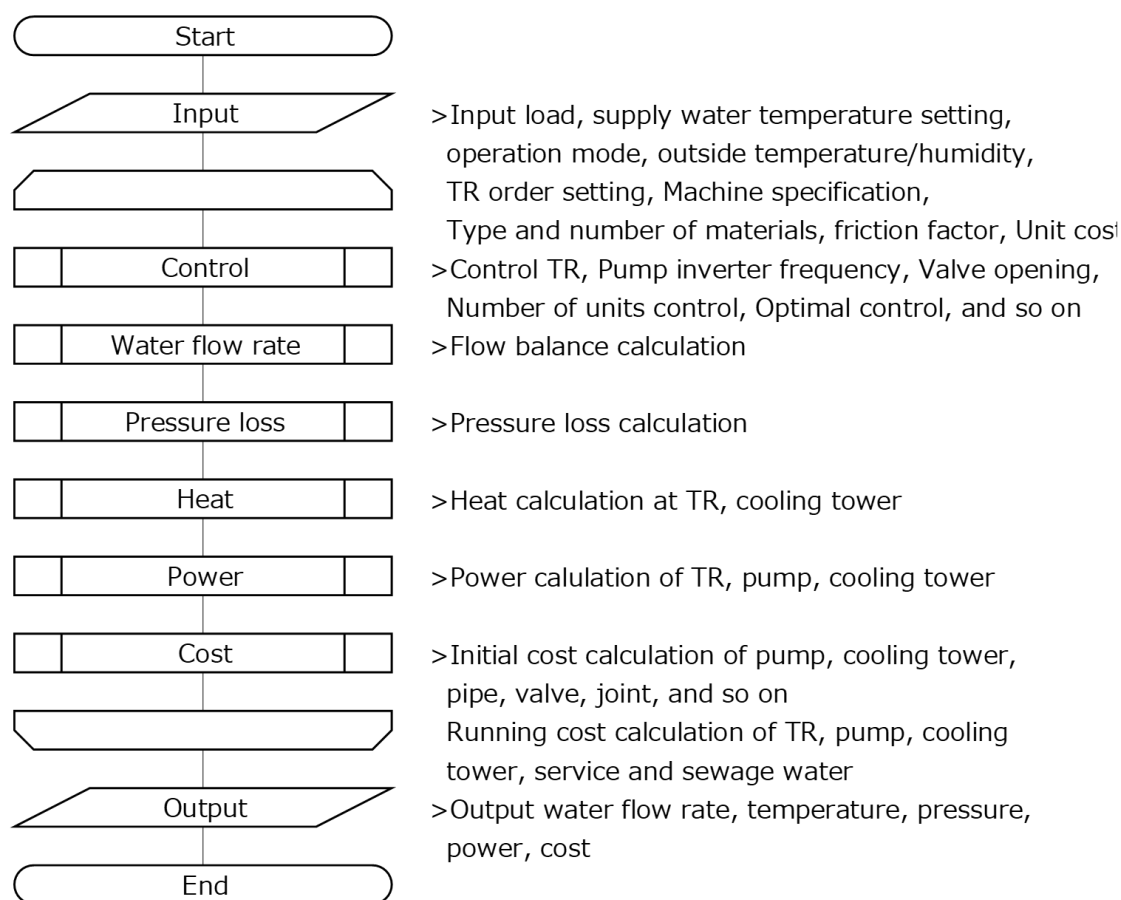


Figure 3.1.1 シミュレーションフロー概要

†TR : 冷凍機

Input	: 機器仕様、部材の種類・数、(摩擦係数を計算するための) 局部抵抗係数や長さ、単価を入力する。
Control	: 台数制御や最適制御など制御方法を設定する。
Water flow rate	: 次項に示す流量バランス計算を行う。
Pressure loss	: 配管経路に応じた圧力損失の計算を行う。Water flow rate 部分と同時に計算する。
Heat	: 冷却水温度や冷水温度などを計算する。
Power	: 上流のフローで計算した流量や温度を基に、消費電力などエネルギー消費量を計算する。
Cost	: イニシャルコストとランニングコストの計算を行い、LCC を算出する。
Output	: エネルギー消費量と LCC を出力し、エネルギーと LCC のパレート最適解を求める。

3.1.2 項 流量バランス計算

(1) 流量バランス計算の理論と計算方法

配管内の圧力分布を求めることで流量を計算した。これにより、配管ルートでの圧力損失を反映した各分岐への流量の分配や三方弁制御時の弁開度による分岐流量の変化などを計算できる。また、揚程と流量から搬送動力を計算でき、部材変更などによる圧力損失の違いが搬送動力に与える影響を考慮することができる。

流量バランス計算は、キルヒホッフの第一法則（電流則）を流量に適用し、キルヒホッフの第二法則（電圧則）を圧力に適用して計算を行った^{3,60}。各法則を Equation (3.1.1) と Equation (3.1.2) に示す。

1. 任意の節点において、流入する量の総和と流出する量の総和が等しい。

$$\sum_{i=1}^N G_i = 0 \quad (3.1.1)$$

2. 任意の閉ループにおいて、圧力の向きを一方向にとったとき、その圧力の総和は 0 である。

$$\sum_{i=1}^N P_i = 0 \quad (3.1.2)$$

簡易的なシステムを例として、流量バランスの計算手順を Figure 3.1.2 に示す。

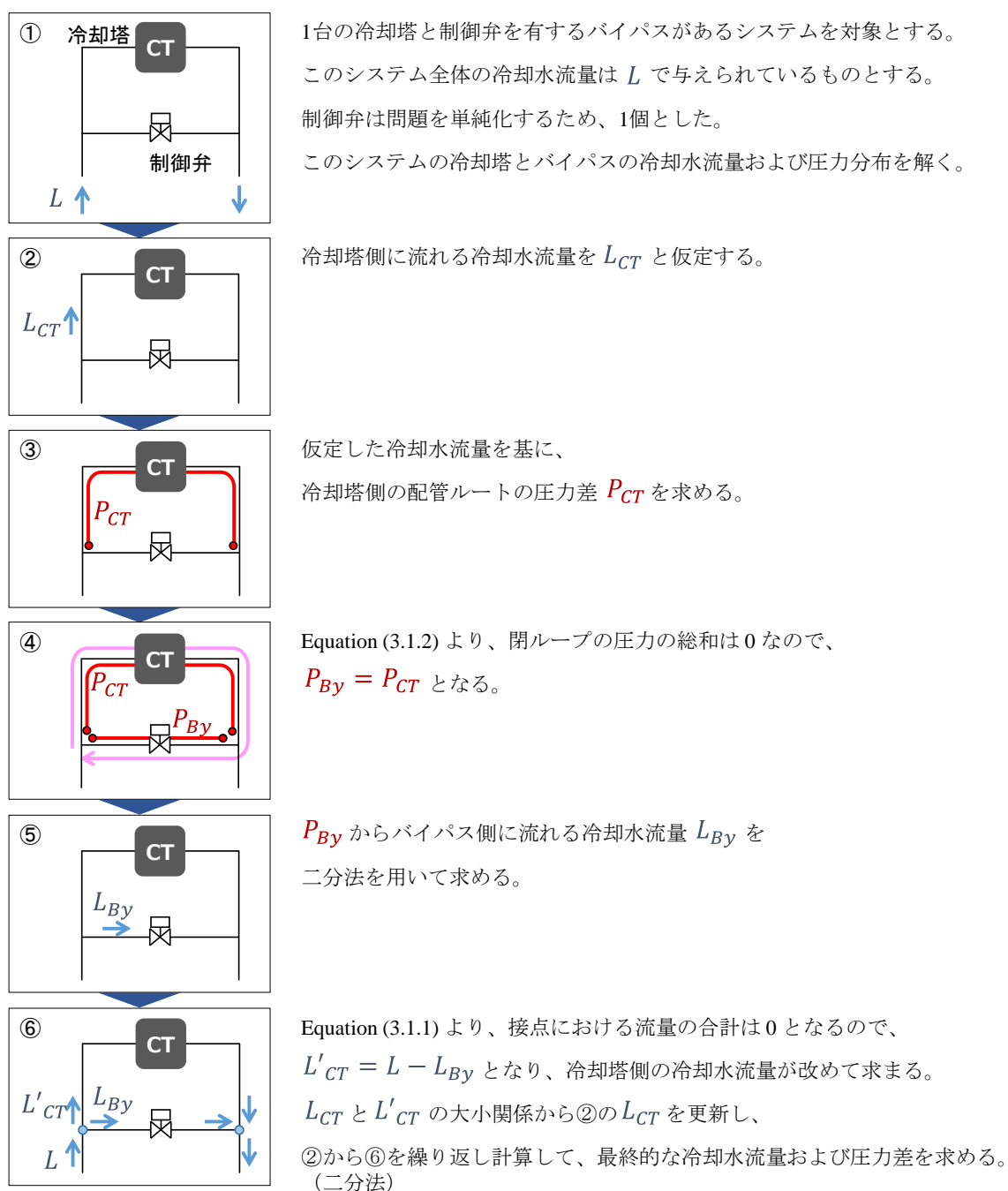


Figure 3.1.2 流量バランスの計算手順

(2) 配管圧力損失の計算方法

配管系の圧力損失を詳細に計算するために、Figure 3.1.3 のように流量バランス計算の枝 (Branch) を分けた。冷却水システムの部材情報の一覧を Table 3.1.1 に示す。Table 3.1.1 に示す部材情報から各部材での圧力損失を計算した。

Table 3.1.1 中にて、枝 (Branch) をさらに細かく①～⑥に分けているのは、圧力損失に影響する水温が異なるためである。Branch 10n は⑤、①、②に分かれている。⑤の配管部分の冷却水温度が 25°C の場合、冷却水ポンプの水温上昇が 0.1°C だとすると①の温度が 25.1°C になり、その後冷凍機の凝縮器を通して冷却水温度が更に上昇する。これらの温度の違いを反映させて圧力損失の計算を行った。

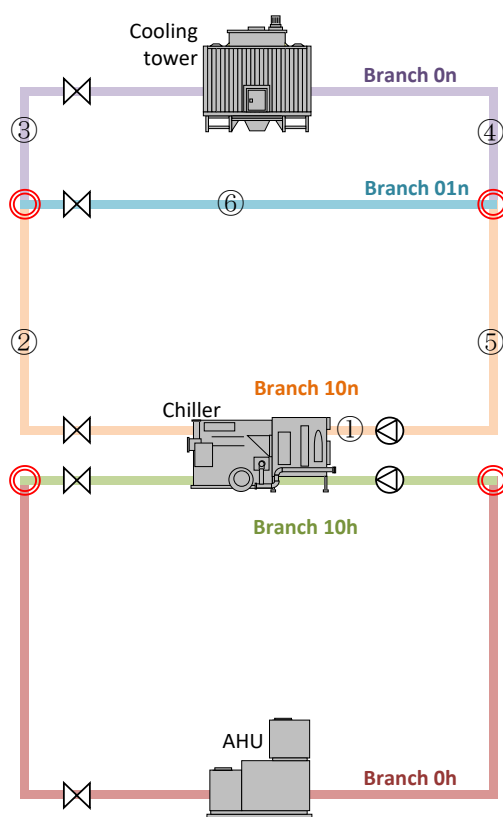


Figure 3.1.3 各部材の圧力損失を考慮した計算の概要フロー

Table 3.1.1 部材一覧

名称	サイズ [A]	サイズ 2 [A]	長さ [m]	個数 [個]	局部抵 抗係数 [-]	直管か どうか [-]	①	②	③	④	⑤	⑥
配管用炭素鋼鋼管 (白) 直管 125A～	150		41.27			1	4.95	12.0	7.16	5.73	8.73	0.59
溶接継手 ストレート レ ジューサ 2口径差以下	150	125		3	0.2		1	1			1	
溶接継手 ストレート レ ジューサ 3口径差以上	150	80		1	0.2		1					
溶接継手 分岐 チーズ 同径	150	150		3	0.09				1			2
溶接継手 曲がり 45°ロ ングエルボ	150			5	0.18			1	1	1	2	
溶接継手 曲がり 90°シ ョートエルボ	150			31	0.3		4	6	7	3	5	3
溶接継手 曲がり 90°ロ ングエルボ	150			1	0.2			1				
ゴム製 2山(空調用) F J	150			2	0.6				1	1		
鋼製シングルフランジ 10K FLG10K	80			1	0							
鋼製シングルフランジ 10K FLG10K	125			3	0							
鋼製シングルフランジ 10K FLG10K	150			28	0							
フランジ Y形 10K ダク タイル Y形ストレナー	150			1	10						1	
一般弁類 ウェハー(ギヤ ハンドル)JIS10K バタフ ライ弁	150			8	0.3		2	1	2	1	1	1
一般弁類 ウェハー(電動 式)JIS10K(単相) バタフ ライ弁	150			2	0.3				1			1
一般弁類 ウェハー JIS10K 青銅 逆止弁	150			1	4.5		1					

(i) 各部材の圧力損失の計算式

各部材や直管部の圧力損失は、文献^{3.61)}を参考にダルシー・ワイスバッハの式やムーディの近似式から求めた。計算の手順を次に示す。

管呼び径から管内径を得る。圧力配管用炭素鋼鋼管の直管の例を Table 3.1.2 に示す。

Table 3.1.2 呼び径と内径の対応表

呼び径 [A]	100	125	150	175	200	225	250	300
内径 [mm]	105.3	130.8	155.2	180.1	204.7	229.4	254.2	304.7

管の等価粗さを配管の材質ごとに入力する。次に圧力配管用炭素鋼鋼管の例を示す。

$$\varepsilon = 0.0005 \quad (3.1.3)$$

ε : 等価粗さ [m]

管内径と流量から管断面積と流速を求める。

$$S = \pi \times \left(\frac{ID}{2}\right)^2 \quad (3.1.4)$$

$$V = \left(\frac{L}{60}\right) \times \frac{1}{S} \quad (3.1.5)$$

S : 管断面積 [m²]

ID : 管内径 [m]

V : 流速 [m/s]

L : 流量 [m³/min]

Figure 3.1.4 の近似式を用いて流体の温度から流体の密度と動粘度を求める。近似式を求めるためのプロットは、文献^{3.62)}から得た。

$$\rho = -0.0035563 \times T^2 - 0.072817 \times T + 1000.657 \quad (3.1.6)$$

$$\gamma = (0.000032763 \times T^4 - 0.0091135 \times T^3 + 0.98789 \times T^2 - 55.198 \times T + 1780.025) \times 10^{-9} \quad (3.1.7)$$

ρ : 密度 [kg/m³]

T : 温度 [°C]

γ : 動粘度 [m²/s]

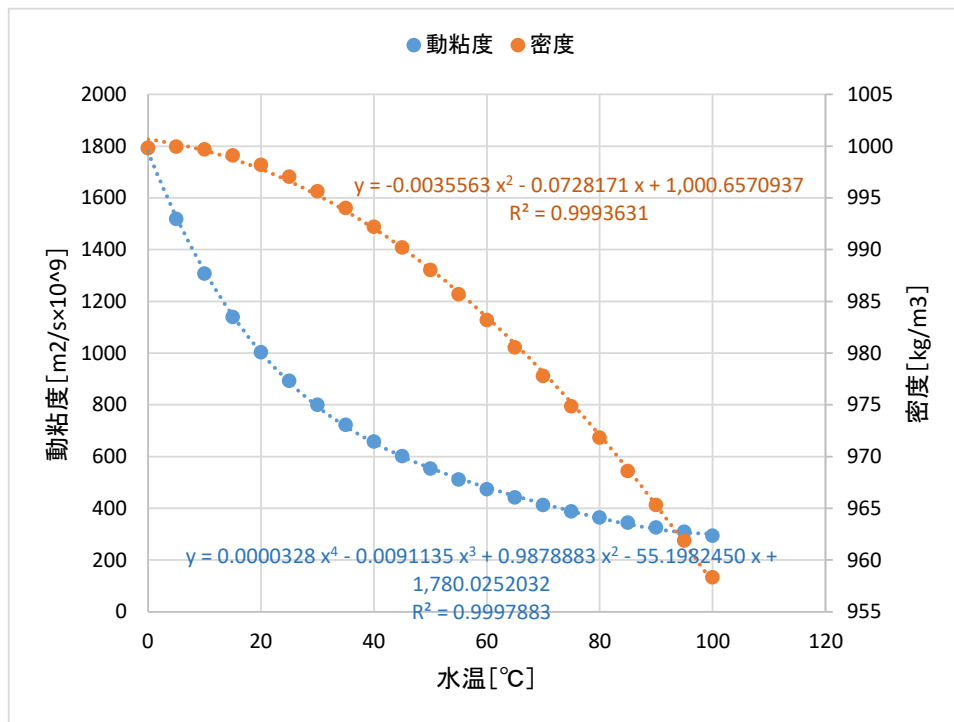


Figure 3.1.4 密度と動粘度の近似式

Equation (3.1.3), (3.1.5)~(3.1.7) からレイノルズ数、摩擦係数、単位圧力損失を求めた。

$$Re = \frac{ID \times V}{\gamma} \quad (3.1.8)$$

$$\lambda = 0.0055 \times \left(1 + \left(20000 \times \frac{\varepsilon}{ID} + \frac{10^6}{Re} \right)^{\frac{1}{3}} \right) \quad (3.1.9)$$

$$\Delta PL = \frac{\lambda}{ID} \times \frac{1}{2} \times \rho \times V^2 \quad (3.1.10)$$

Re : レイノルズ数 [-]

λ : 管摩擦係数 [-]

ΔPL : 単位圧力損失 [Pa/m]

摩擦損失と局部抵抗係数から相当長を計算した。直管の場合は 1 m とした。

$$EL = \begin{cases} 1 & \text{直管} \\ \zeta \times \frac{ID}{\lambda} & \text{直管以外} \end{cases} \quad (3.1.11)$$

EL : 相当長 [m]

ζ : 局部抵抗係数 [-]

単位圧力損失と相当長から局部圧力損失を求めた。

$$PL = \frac{\Delta PL}{1000} \times EL \quad (3.1.12)$$

PL : 局部圧力損失 [kPa]

各部材の個数や長さとして局部圧力損失の積を合計して部材の圧力損失を求めた。制御弁の圧力損失は、他の部材とは別に求めた。また、冷凍機や冷却塔など機器の圧力損失は、上記と別に流量から求めた。各部材、直管、制御弁と機器の圧力損失を合計して、枝 (Branch) 全体での圧力損失を求めた。

(ii) 制御弁の圧力損失

制御弁の圧力損失は、文献^{3.63) 3.64)}を参考に求めた。

$$R = \frac{L_{max}}{L_{min}} = \frac{Cv_{max}}{Cv_{min}} \quad (3.1.13)$$

R : レンジアビリティ [-]

L_{max} : 弁開度最大時 流量 [m³/min]

L_{min} : 弁開度最小時 流量 [m³/min]

Cv_{max} : 弁開度最大時 バルブ容量係数 [-]

Cv_{min} : 弁開度最小時 バルブ容量係数 [-]

管内径と局部圧力損失から、弁開度最大時のバルブ容量係数を求めた。

$$Cv_{max} = 4.624 \times \frac{(ID/10)^2}{\sqrt{\zeta}} \quad (3.1.14)$$

ID : 管内径 [m]

ζ : 局部圧力損失 [-]

弁開度から、バルブ容量係数を求めた。イコールパーセント特性における計算式を Equation (3.1.15) に、リニア特性における計算式を Equation (3.1.16) に示す。

$$Cv = Cv_{max} R \left(\frac{S}{S_{max}} - 1 \right) \quad (3.1.15)$$

$$Cv = Cv_{max} \frac{S}{S_{max}} \quad (3.1.16)$$

Cv : バルブ容量係数 [-]

S : バルブ開度 [-]

S_{max} : 弁開度最大時 バルブ開度 [-]

弁の圧力損失（前後の差圧）から、バルブ容量係数を求める式は、Equation (3.1.17) で示される。

$$Cv = \frac{11.6 \times W/1000}{\sqrt{\frac{\rho}{\rho_w} \times \Delta P_v}} \quad (3.1.17)$$

W	: 流体の重量流量	[kg/h]
ρ	: 流体の密度	[kg/m ³]
ρ_w	: 水の密度 (15°C)	[kg/m ³]
ΔP_v	: 弁の圧力損失	[kPa]

Equation (3.1.17) を弁の圧力損失の式に整理すると、Equation (3.1.18) となる。

$$\Delta P_v = 1743 \cdot \frac{\rho_w}{\rho} \cdot \frac{L^2}{Cv^2} \quad (3.1.18)$$

Equation (3.1.15), (3.1.16) で求めた Cv を代入し、制御弁の圧力損失を求めた。

3.1.3 項 熱源システムを構成する機器の計算方法

機器の計算式は、The BEST Program の機器特性マニュアル^{3.58)} を基に作成した。

(1) 冷凍機の計算式

吸収式冷凍機を例に冷凍機の計算方法を示す。

冷水出口温度を算出する。負荷が定格冷凍能力以下の場合は、冷水出口設定温度と同じ温度になる。負荷が定格冷凍能力を超える場合は、Equation (3.1.19) で求めた。

$$T_{oh} = T_{ih} - \frac{R \times 3.6}{L_h \times c_l \times 60} \quad (3.1.19)$$

T_{oh}	: 冷水出口温度	[°C]
T_{ih}	: 冷水入口温度	[°C]
R	: 定格冷凍能力	[kW]
L_h	: 冷水流量	[m ³ /min]
c_l	: 水の比熱 (=4.184)	[kJ/kg·°C]

蒸気消費量を算出するための各種補正係数を、次の Equation (3.1.20)~(3.1.22) で求めた。

$$C_T = \frac{c_{T2} \times nT_{oh}^2 + c_{T1} \times nT_{oh} + c_{T0}}{c_{T2} \times T_{oh}^2 + c_{T1} \times T_{oh} + c_{T0}} \quad (3.1.20)$$

$$C_{L_h} = c_{L_h2} \times \left(\frac{L_h}{nL_h}\right)^2 + c_{L_h1} \times \left(\frac{L_h}{nL_h}\right) + c_{L_h0} \quad (3.1.21)$$

$$C_{L_n} = c_{L_n2} \times \left(\frac{L_n}{nL_n}\right)^2 + c_{L_n1} \times \left(\frac{L_n}{nL_n}\right) + c_{L_n0} \quad (3.1.22)$$

C_T	: 冷水出口温度補正係数	[-]
$c_{T0\sim2}$: 冷水出口温度補正係数用補正係数	[-]
nT_{oh}	: 定格冷水出口温度	[°C]
C_{L_h}	: 冷水流量補正係数	[-]
$c_{L_h0\sim2}$: 冷水流量補正係数用補正係数	[-]
nL_h	: 定格冷水流量	[m ³ /min]
C_{L_n}	: 冷却水流量補正係数	[-]
$c_{L_n0\sim2}$: 冷却水流量補正係数用補正係数	[-]
L_n	: 冷却水流量	[m ³ /min]
nL_n	: 定格冷却水流量	[m ³ /min]

機器仕様書の性能曲線 (Figure 3.1.5) を基に Table 3.1.3 のような蒸気消費率の表を作成し、冷凍機の負荷率と冷却水入口温度から、補正前の蒸気消費率を求めた。表で示されていない値は、内挿、外挿で求めた。

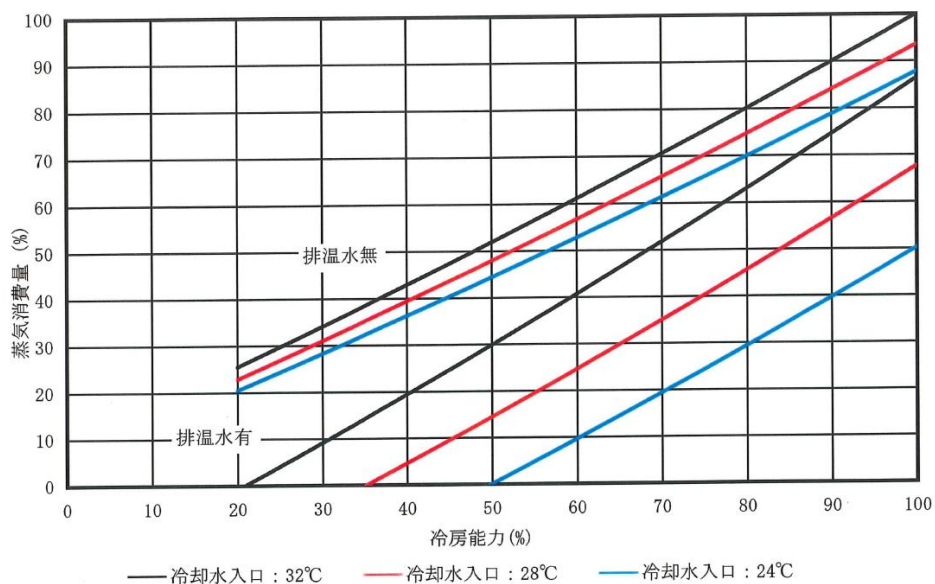


Figure 3.1.5 性能曲線の一例

日立アプライアンス株式会社 検査成績表より引用

Table 3.1.3 蒸気消費率

	冷却水入口温度 [°C]		
	24	28	32
0	0	0	0
10	0.125	0.144	0.169
20	0.201	0.224	0.252
30	0.279	0.305	0.338
40	0.359	0.389	0.425
50	0.440	0.474	0.515
60	0.524	0.562	0.607
70	0.609	0.651	0.702
80	0.696	0.742	0.798
90	0.785	0.836	0.897
100	0.875	0.931	1.000

Table 3.1.3 の蒸気消費率と、Equation (3.1.20)～(3.1.22) の冷水出口温度、冷水流量、冷却水流量の補正係数から、蒸気消費量を求めた。

$$S_r = S_r' \times C_T \times C_{L_h} \times C_{L_n} \quad (3.1.23)$$

$$S = c_{S1} \times nS \times S_r + c_{S0} \quad (3.1.24)$$

S_r	: 蒸気消費率	[-]
S_r'	: 補正前の蒸気消費率	[-]
S	: 蒸気消費量	[kg/h]
nS	: 定格蒸気消費量	[kg/h]
$c_{S0\sim1}$: 蒸気消費量補正係数	[-]

冷凍機の負荷率から消費電力を求めた。

$$P_w = c_{P1} \times nP_w \times LF + c_{P0} \quad (3.1.25)$$

P_w	: 消費電力	[kW]
nP_w	: 定格消費電力	[kW]
LF	: 冷凍機の負荷率	[%]
$c_{P0\sim1}$: 消費電力補正係数	[-]

製造熱量、消費電力、蒸気消費量から冷却塔での放熱量を算出し、冷却水出口温度を求めた。

$$T_{on} = T_{in} + \frac{R \times LF/100 + P_w + S \times c_s/3.6}{L_n \times c_l \times 60/3.6} \quad (3.1.26)$$

T_{on}	: 冷却水出口温度	[°C]
T_{in}	: 冷却水入口温度	[°C]
c_s	: 飽和蒸気の換算係数 (=2.675)	[MJ/kg]

流量比から圧力損失を求めた。

$$P_h = nP_h \times \left(\frac{L_h}{nL_h} \right)^{1.8} \quad (3.1.27)$$

$$P_n = nP_n \times \left(\frac{L_n}{nL_n} \right)^{1.8} \quad (3.1.28)$$

P_h	: 冷水圧力損失	[kPa]
nP_h	: 定格冷水圧力損失	[kPa]
P_n	: 冷却水圧力損失	[kPa]
nP_n	: 定格冷却水圧力損失	[kPa]

(2) 冷却塔の計算式

水と空気の微小体積 dV 当たりの交換熱量は Equation (3.1.29) で表される。

$$dq = Ka(h_l - h)dV \quad (3.1.29)$$

- q : 交換熱量 [kJ/h]
 Ka : エンタルピー基準総括体積熱伝達率 [kJ/m³・h・Δh]
 h_l : 水の温度と同じ温度の飽和空気の比エンタルピー [kJ/kg]
 h : 空気の比エンタルピー [kJ/kg]
 V : 熱交換部の体積 [m³]

冷却塔内の局所の冷却水と空気の交換熱量は、Equation (3.1.29) から、

$$c_l L dt_l = G dh = Ka(h_l - h)dV \quad (3.1.30)$$

- c_l : 水の比熱 (=4.184) [kJ/kg・°C]
 L : 冷却水流量 [kg/h]
 t_l : 冷却水温度 [°C]
 G : ファン風量 [kg/h]

冷却塔の熱交換部 $V (= AZ_d = A'X_d)$ について、Figure 3.1.6 のように座標軸を定めると、向流型と直交流型の基礎式はそれぞれ Equation (3.1.31), (3.1.32) で表される。

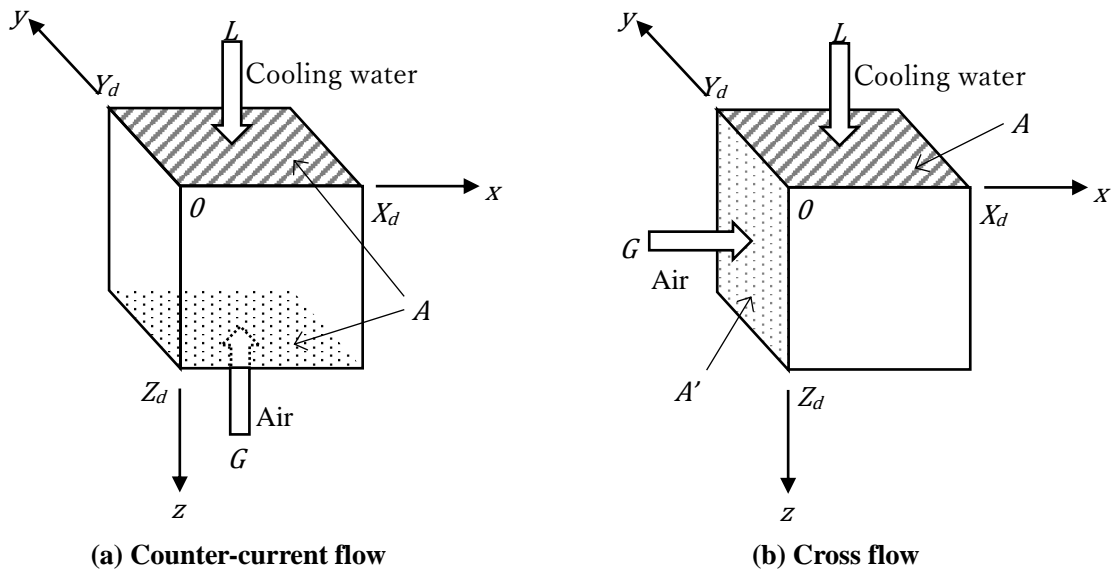


Figure 3.1.6 冷却塔の熱交換部の座標と流れの方向

$$c_l \frac{L dt_l}{A dz} = \frac{G dh}{A dz} = -Ka(h_l - h) \quad (3.1.31)$$

$$c_l \frac{L \partial t_l}{A \partial z} = -\frac{G \partial h}{A' \partial x} = -Ka(h_l - h) \quad (3.1.32)$$

また、以下の Equation (3.1.33), (3.1.34) を用いて

$$\text{水空気比} \quad N = \frac{L}{G} \quad (3.1.33)$$

$$\text{塔特性 NTU} \quad \frac{U}{N} = \frac{KaZ_d}{L/A} = \frac{KaV}{L} \quad (3.1.34)$$

Equation (3.1.31), (3.1.32) を、 $\xi = x/X_d$ 、 $\zeta = z/Z_d$ として書き直すと、それぞれ Equation (3.1.35), (3.1.36) で表される。

$$c_l \frac{dt_l}{d\zeta} = -\frac{1}{N} \frac{dh}{d\zeta} = -\frac{U}{N} (h_l - h) \quad (3.1.35)$$

$$c_l \frac{\partial t_l}{\partial \zeta} = -\frac{1}{N} \frac{\partial h}{\partial \xi} = -\frac{U}{N} (h_l - h) \quad (3.1.36)$$

まず、冷却水出入口温度、外気湿球温度、水空気比それぞれの設計条件から NTU を算出した。求めた NTU を用いて Equation (3.1.35), (3.1.36) を差分法で解くことにより、冷却水出口温度と冷却塔出口の空気エンタルピーを求めた。

以上に示した冷却塔の計算方法を、文献^{3.65)}を参考にシミュレーションプログラムに反映させた。

(3) ポンプの計算式

ポンプ効率を算出するためのポンプ負荷率を求めた。

$$LF_p = \frac{L}{nL \times INV} \quad (3.1.37)$$

LF_p : ポンプ負荷率 [-]

L : 流量 [m³/min]

nL : 定格流量 [m³/min]

INV : インバータ周波数 (0~1) [-]

流量とインバータ周波数から、運転中のポンプ効率、モータ効率、インバータ効率を求めた。

$$EF_p = nEF_p \times (ef_4 \times LF_p^4 + ef_3 \times LF_p^3 + ef_2 \times LF_p^2 + ef_1 \times LF_p + ef_0) \quad (3.1.38)$$

$$EF_m = nEF_m \times (a \times e^{b \times nM} \times \ln INV + 1) \quad (3.1.39)$$

$$EF_{inv} = nEF_{inv} \times (0.058 \times nM^{-0.11} \times \ln INV + 1) \quad (3.1.40)$$

EF_p	: ポンプ効率	[-]
nEF_p	: 定格ポンプ効率	[-]
$ef_{0\sim4}$: ポンプ効率補正係数	[-]
EF_m	: モータ効率	[-]
nEF_m	: 定格モータ効率	[-]
nM	: 定格モータ出力	[-]
a	: 係数 (標準型 0.20、高効率型 0.20、IPM 0.10)	[-]
b	: 係数 (標準型 -0.02、高効率型 -0.025、IPM -0.02)	[-]
EF_{inv}	: インバータ効率	[-]
nEF_{inv}	: 定格インバータ効率	[-]

流量と揚程から軸動力を算出し、消費電力を求めた。

$$SP_w = \frac{L/60 \times H}{EF_p} \quad (3.1.41)$$

$$P_w = \frac{SP_w}{EF_m \times EF_{inv}} \quad (3.1.42)$$

SP_w	: 軸動力	[kW]
H	: 揚程	[kPa]
P_w	: 消費電力	[kW]

ポンプから媒体への発熱量を求めた。

$$Q = \frac{SP_w \times (1 - EF_p)}{2} \quad (3.1.43)$$

Q	: 媒体への発熱量	[kW]
-----	-----------	------

3.1.4 項 シミュレーションモデルの検証

前項の冷凍機、冷却塔、ポンプの計算モデルについて、実システムの実測データを用いてモデルを作成し検証を行った。ポンプは冷却水ポンプを対象とした。対象システムの概略フローと機器仕様を Figure 3.1.7 と Table 3.1.4 に示す。Figure 3.1.7 に示す熱源システムのシミュレーションモデルを作成し、外気湿球温度の実測値を外気条件として、冷水流量と冷水出入口温度差の実測値を負荷条件として与えた。実測データの期間は、2016年6月20日から2016年10月28日である。ただし、対象システムは平日の昼間のみの運転であるため、運転している時間帯を抜き出して計算した。また、シミュレーションモデルは1分間隔で計算できるように作成しているが、実測データが1時間間隔のため、実測データに合わせて1時間間隔でシミュレーションを行った。

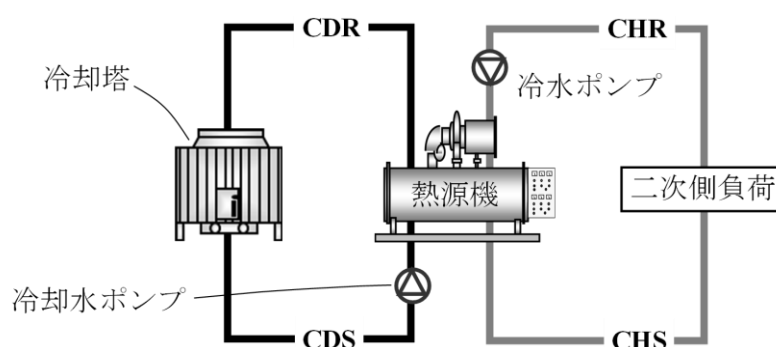


Figure 3.1.7 熱源システムの概略フロー

Table 3.1.4 機器仕様

機器	仕様	
蒸気吸収式冷凍機	冷凍能力	422 kW
		120 USRT
	消費電力	2.4 kW
	蒸気消費量	432 kg/h
	冷却水流量	2,000 L/min
	冷水流量	1,008 L/min
開放型冷却塔	ファン消費電力	7.5 kW
	冷却水流量	3,000 L/min
冷却水ポンプ	冷却水流量	2,000 L/min
	揚程	18.0 mAq
	モータ出力	11.0 kW

(1) 冷凍機 蒸気消費量

Equation (3.1.24) で計算される蒸気消費量の推移を Figure 3.1.8 に、期間全体の計算値と実測値の関係を Figure 3.1.9 に示す。シミュレーションの計算値と実測値は、よく一致しておりシミュレーションモデルとして活用可能と考えられる。

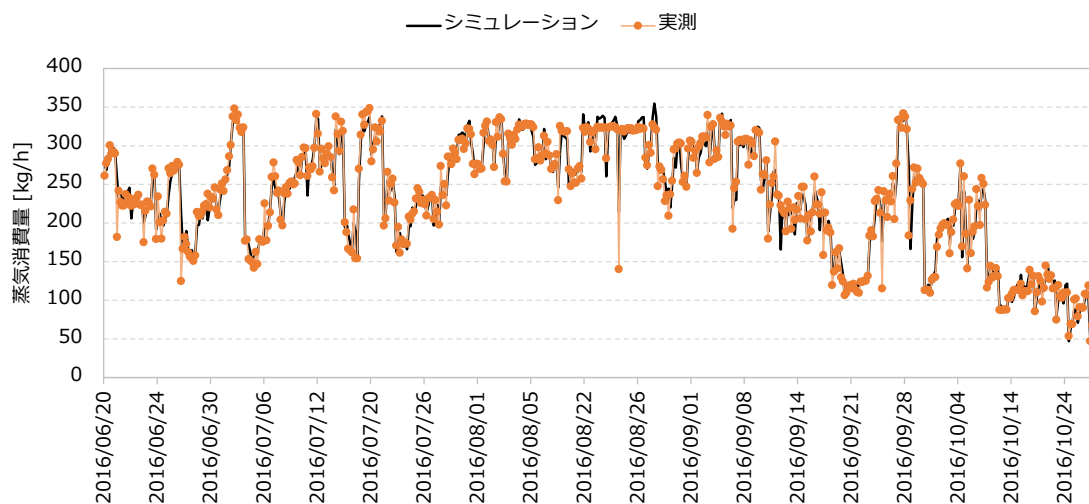


Figure 3.1.8 蒸気消費量の推移

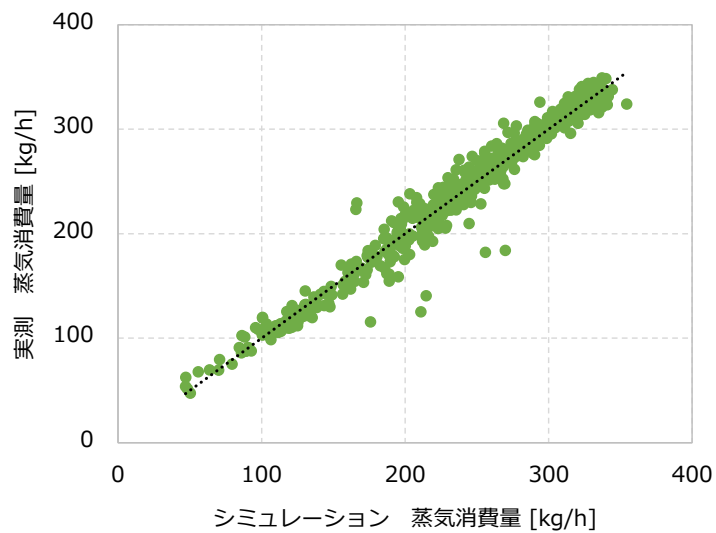


Figure 3.1.9 蒸気消費量の計算値と実測値の比較

(2) 冷却塔 冷却水出口温度

Equation (3.1.35), (3.1.36) で計算される冷却水出口温度の推移を Figure 3.1.10 に、期間全体の計算値と実測値の関係を Figure 3.1.11 に示す。シミュレーションの計算値と実測値は、おおむね一致しておりシミュレーションモデルとして活用可能と考えられる。

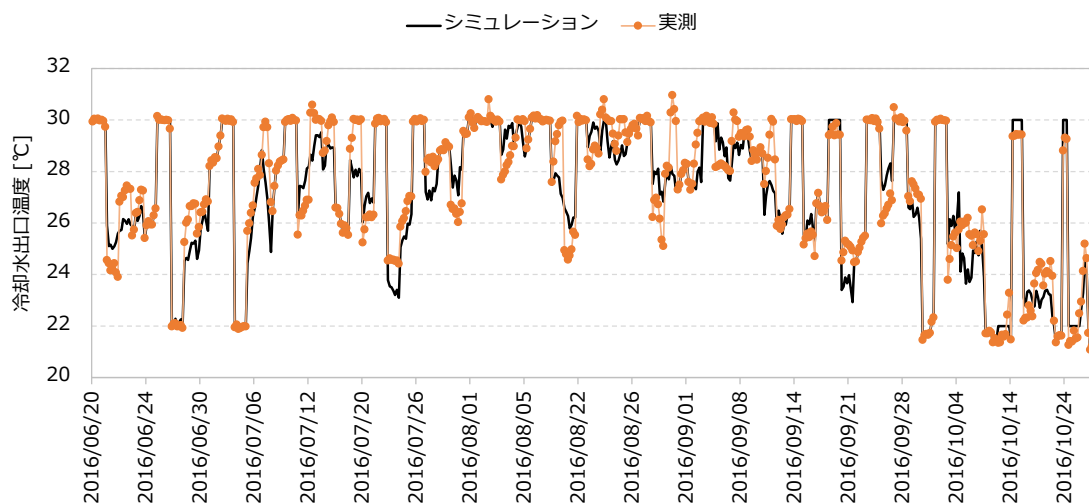


Figure 3.1.10 冷却水出口温度の推移

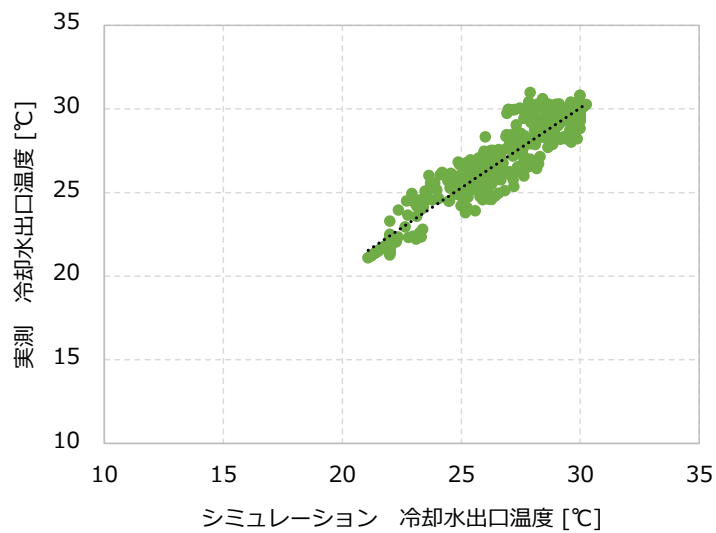


Figure 3.1.11 冷却水出口温度の計算値と実測値の比較

(3) 冷却水ポンプ 消費電力

Equation (3.1.42) で計算される消費電力の推移を Figure 3.1.10 に、期間全体の計算値と実測値の関係を Figure 3.1.13 に示す。実測値の消費電力は、計測の最小表示値が 1 kW のため、1 kW ごとのプロットとなっている。そのため、正確な比較はできないが、シミュレーションの計算値と実測値は、おおむね一致しておりシミュレーションモデルとして活用可能と考えられる。

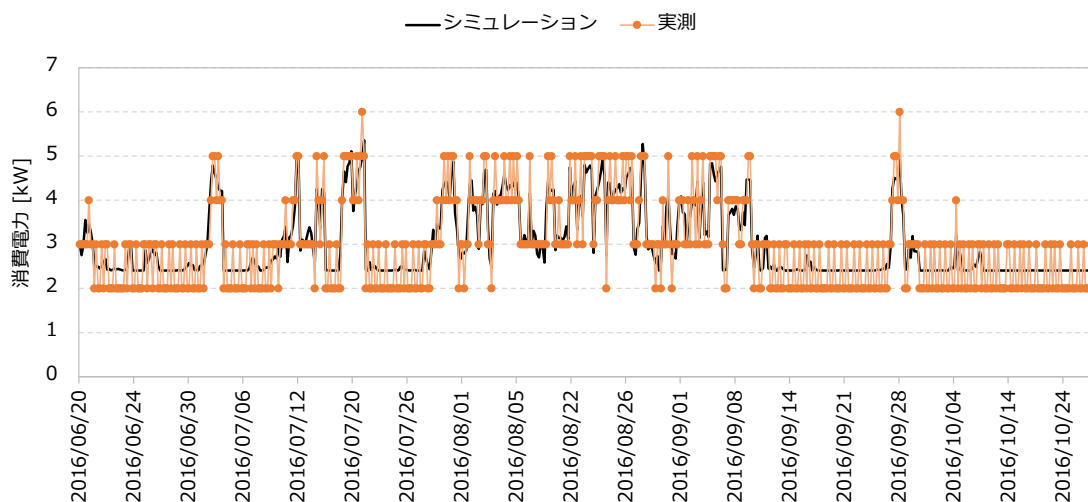


Figure 3.1.12 冷却水出口温度の推移

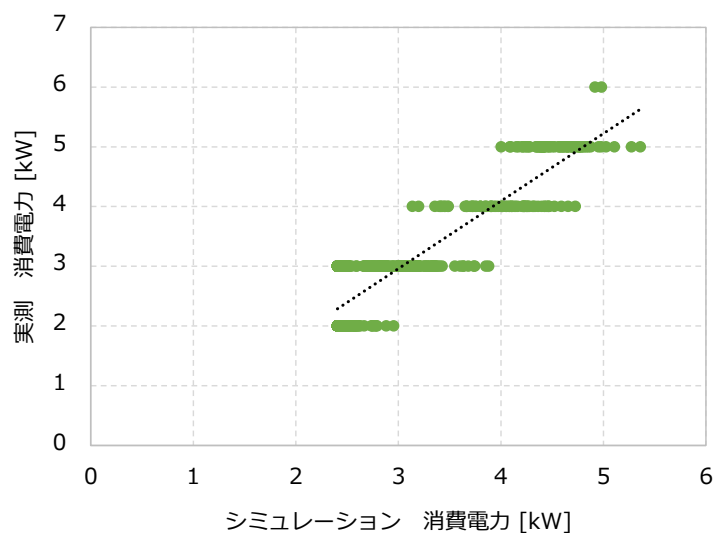


Figure 3.1.13 冷却水出口温度の計算値と実測値の比較

3.2 節 コストシミュレーション

3.2.1 項 イニシャルコストの計算方法

(1) 機器・部材の計算方法

参考文献^{3.66)}^{3.67)} から、配管呼び径や機器容量ごとに、部材（機器）単価、施工単価、塗装単価を得た。圧力配管用炭素鋼鋼管の直管の例を Figure 3.2.1, Figure 3.2.2 に示す。

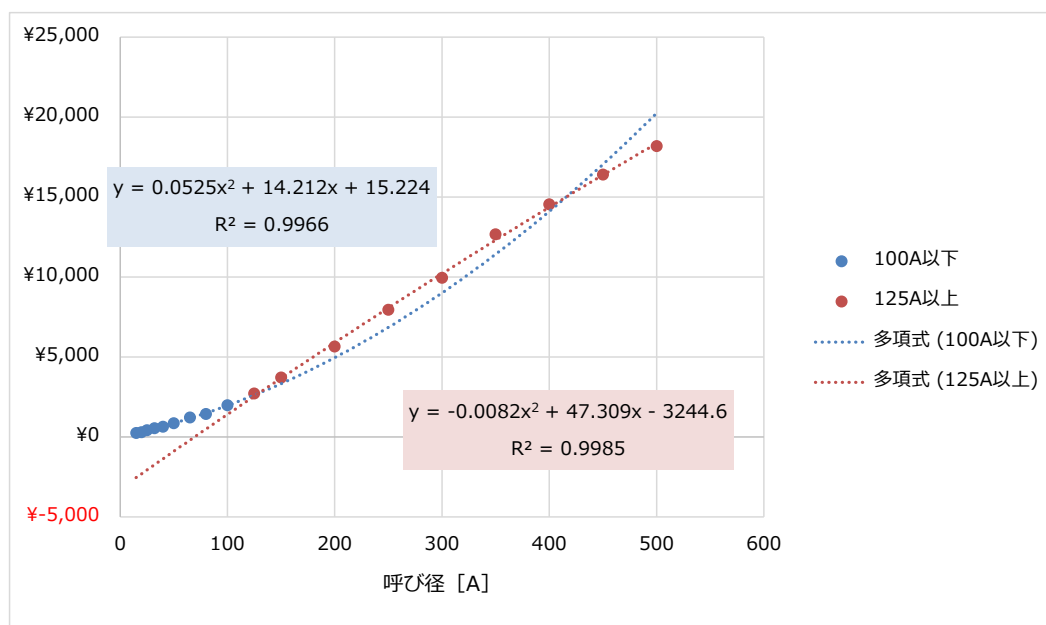


Figure 3.2.1 直管（SGP）の部材コスト

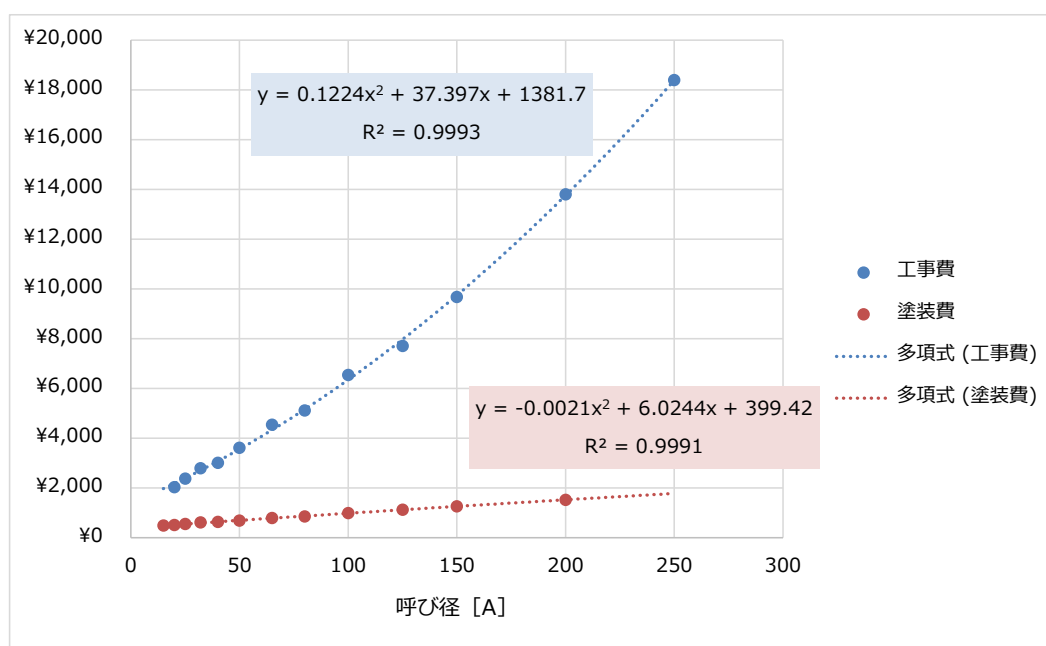


Figure 3.2.2 直管（SGP）の施工コストと塗装コスト

以上の関係から近似式を作成し、Equation (3.2.1)~(3.2.3) を用いて、それぞれの単価を求めた。その他の機器・部材についても同様の方法で求めた。

$$MC = -0.00824 \times A^2 - 47.309 \times A - 3244.6 \quad (3.2.1)$$

$$CC = 0.12239 \times A^2 - 37.397 \times A + 1381.7 \quad (3.2.2)$$

$$PC = -0.00206 \times A^2 + 6.0244 \times A + 399.42 \quad (3.2.3)$$

MC	: 部材単価	[円/個], [円/m]
CC	: 施工単価	[円/個], [円/m]
PC	: 塗装単価	[円/個], [円/m]
A	: 配管呼び径	[A]

(2) その他の要素の計算方法

(i) 設備スペースの計算方法

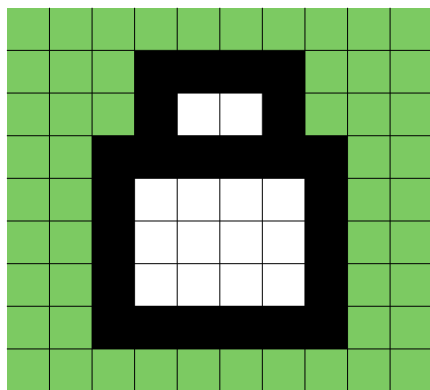
設備スペースを計算するために3次元モデルを x, y, z 軸断面の平面にした。各平面のモデルを画像に変換し、平面上の機器や配管ルートが占める割合（占有率）を画像処理技術を用いて色の割合から求めた。占有率の計算例を Equation (3.2.4), (3.2.5) と Figure 3.2.3, Figure 3.2.4, Figure 3.2.5 に示す。本来は手すり内側の黄緑部分も設備スペースに含めるべきであるが、その部分は無視した。

各平面で占有率を計算し、重み付けをして合算した。例えば、Figure 3.2.4 と Figure 3.2.5 に示したように xy 平面のみ定数が 0.4 で、 yz 平面と zx 平面は定数が 0.3 などである。この場合には、 xy 平面、すなわち平面のスペースを鉛直方向のスペースよりも重視している。これらの図では、同じ平面上でスペース全て同じ重要度になっているが、グリッドごとに値を変えた重みづけをすることで、設置場所のコストを考慮した優先度なども検討できる。

$$O_{fac} = a \cdot o_{fac_x} + b \cdot o_{fac_y} + c \cdot o_{fac_z} \quad (3.2.4)$$

$$O_{pip} = a \cdot o_{pip_x} + b \cdot o_{pip_y} + c \cdot o_{pip_z} \quad (3.2.5)$$

O_{fac}	: 設備機器の設置スペースに対する占有率	[-]
O_{pip}	: 配管ルートのスペースに対する占有率	[-]
$o_{fac_{x,y,z}}$: 三次元座標 x, y, z 軸断面上における設置スペースの 水平投影面積に対する設備機器の水平投影面積の割合	[-]
$o_{pip_{x,y,z}}$: 三次元座標 x, y, z 軸断面上における配管スペースの 水平投影面積に対する配管の水平投影面積の割合	[-]
a, b, c	: 任意の定数	[-]



全体のピクセル数：90
 緑色のピクセル数：52（設置スペース）
 黒色のピクセル数：24（機器の輪郭）
 白色のピクセル数：14（機器）

設備機器の設置スペース：90
 設備機器：24 + 14 = 38

占有率：38 / 90 = 0.42

Figure 3.2.3 占有率の計算例

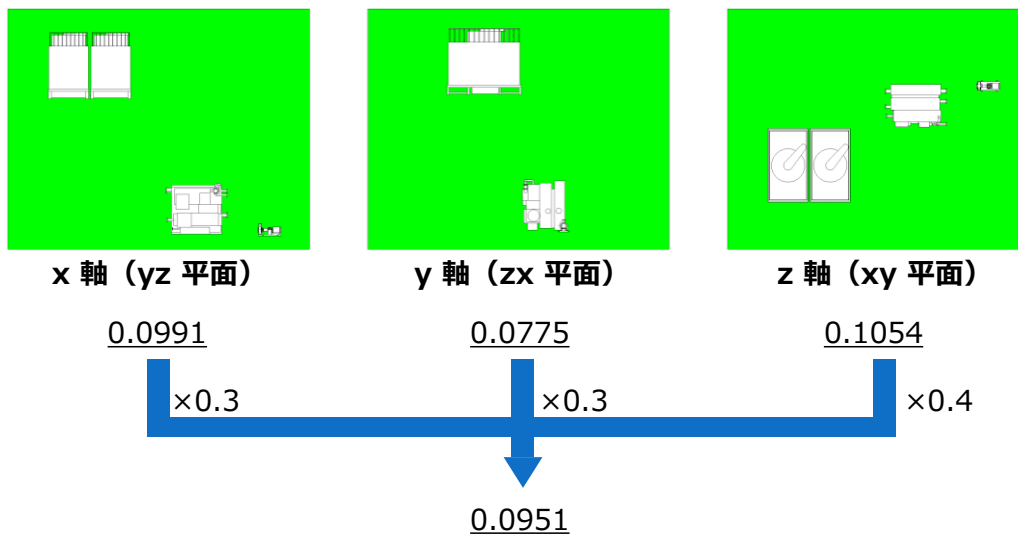


Figure 3.2.4 設備機器の設置スペースに対する占有率の計算例

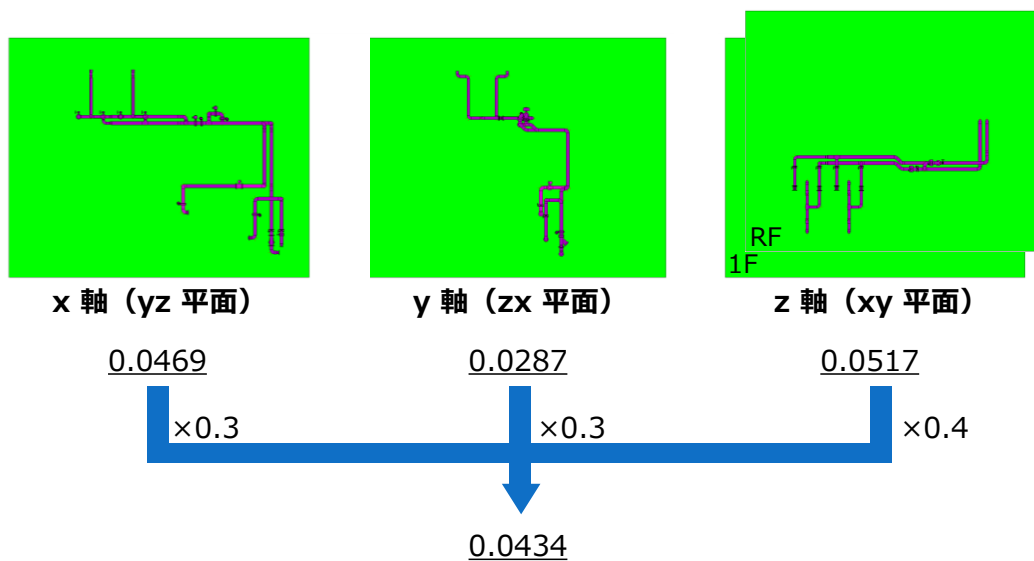


Figure 3.2.5 配管ルートのためのスペースに対する占有率の計算例

計算した占有率に、平面（Figure 3.2.4 や Figure 3.2.5 中の黄緑の長方形）の面積と面積単価を掛けて設備スペースのインシヤルコストを計算した。面積単価は、対象システムごとに単一の値（例えば、土地分譲単価：約 30,000 円/m²）を設定した。面積単価を同じ平面上でも変えることで設置場所のコストを考慮した優先度なども検討できる。

(ii) 設備重量の計算方法

設備重量が大きくなることで補強が必要になるなど、建築構造に影響を与えてコストが増加するという内容を反映させるための項目である。設備重量は、重量によって建築構造に影響を与え、段階的にコストが増加すると考えられるが、本研究では簡易的に冷却塔の重量に重量単価（例えば、100 円/kg）を掛けて計算した。

(iii) 制御導入コストの計算方法

制御導入コストとは、定格仕様で制御した場合に対する増額コストである。制御導入コストは、制御ポイント数に係数を掛けて求めた。計算式の一例を Figure 3.2.6 に示す。最適化演算の有無で分けているが、最適化演算ありとは、最適化手法等を用いて設定値や制御を決定した場合を指す。最適化演算なしとは、負荷の値から流量の設定値を決定するといったように、特殊な演算をしていない場合を指す。

なお、その制御を行うために必要なセンサやインバータ化などのコストは制御導入コストには含めず、機器・部材のコストで別途計算した。

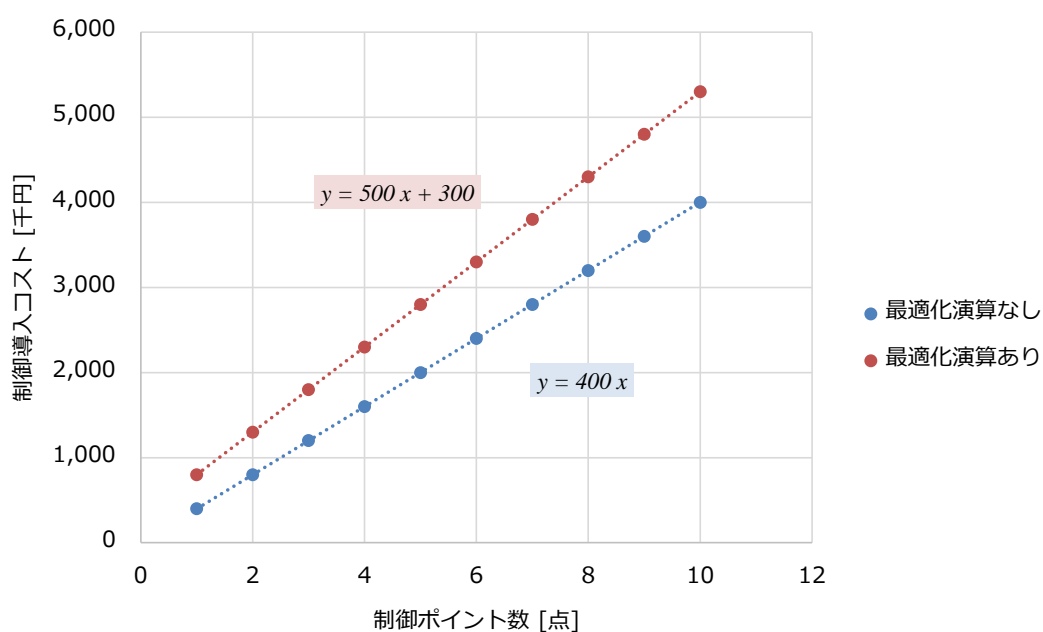


Figure 3.2.6 制御導入コストの計算式

3.2.2 項 ランニングコストの計算方法

電力やガス由来のランニングコストは、エネルギーシミュレーションの計算結果にコストの換算係数を乗じて求めた。換算係数は、建物ごとに計画値や実績値を参考に設定した。

冷却塔まわりの水使用量に関するコストは、次のように計算した。蒸発損失水量は、冷却塔出入口温度差と循環水量から水の比熱と蒸発潜熱を用いて計算し^{3.68)}、飛散損失水量は、循環水量の0.05%とした。ブローダウン量は、濃縮倍数を3倍として、蒸発損失水量と飛散損失水量から計算した。蒸発損失水量、飛散損失水量、ブローダウン量の合計である補給水量に上水料金を乗じ、ブローダウン量に下水料金を乗じてコストを計算した。

$$E = \frac{\Delta t_n \times L_n \times c_l}{Q_{lh}} \quad (3.2.6)$$

E : 蒸発損失水量 [m³/min]

Δt_n : 冷却塔冷却水出入口温度差 [°C]

L_n : 冷却水流量 [m³/min]

c_l : 水の比熱 [kJ/kg・°C]

Q_{lh} : 水の蒸発潜熱 [kJ/kg]

$$C = L_n \times 0.0005 \quad (3.2.7)$$

C : 飛散損失水量 [m³/min]

$$B = \frac{E}{N-1} - C \quad (3.2.8)$$

B : ブローダウン量 [m³/min]

N : 濃縮倍数 (=3) [-]

$$M = E + C + B \quad (3.2.9)$$

M : 補給水量 [m³/min]

$$RC_w = M \times UC_c + B \times UC_s \quad (3.2.10)$$

RC_w : 冷却塔まわりの水使用量に関するコスト [m³/min]

UC_c : 上水単価 [円/m³]

UC_s : 下水単価 [円/m³]

部材や機器の種類ごとにメンテナンスにかかる費用を設定し、それを合計することでメンテナンスコストとした。具体的な数値例を Table 3.2.1 に示す。冷却塔やポンプなど毎年メンテナンスを行わないものもあるが、それらは1年分に分割して計算した。例えば、冷却塔において3年ごとに300,000 円の費用がかかる場合、100,000 円/年とした。

Table 3.2.1 部材・機器ごとのメンテナンスコスト例

ゴム製 2山(空調用) F J	10,000 円/年
Y形 10K ダクティルストレーナ	30,000 円/年
一般弁類 ウェハー(ギヤハンドル)JIS10K バタフライ弁	10,000 円/年
一般弁類 ウェハー(電動式)JIS10K(单相) バタフライ弁	20,000 円/年
一般弁類 ウェハーJIS10K 青銅 逆止弁	10,000 円/年
温度計	10,000 円/年
温湿度計	10,000 円/年
流量計	10,000 円/年
冷却塔	100,000 円/年
冷却水ポンプ	50,000 円/年

前述した設備スペース、設備重量、制御導入コスト、メンテナンスコストの計算方法ではさまざまな係数を用いているが、単価などの係数は実績に基づいた大まかな値であり、プロジェクトごとに変わると考えられる。これらの係数は、今後体系的にまとめて精度を高めていく必要がある。

3.3 節 最適化手法

2.3.3 項 (3) の最適解の選択方法で示したとおり、建築プロジェクトそれぞれの思想や状況に合わせて、複数のパレート最適解 (パレートフロンティア) から最終的な解を選択する。オーナー等への情報提供の観点から、すべての設計変数の組合せに対してエネルギー消費量と LCC を求める総当たり法を用いた。

制御方法において、冷却水温度や冷却水流量の設定値などを最適化して制御する場合に、その最適値はパターン探索を用いて求めた。パターン探索は、直接探索法のひとつであり、直接探索法はいくつかの点の候補から目的関数の値が最も小さくなる点を選択し、更新していく手法である^{3.69)}。このパターン探索は、シミュレーションモデルの作成に用いた MATLAB に機能として含まれているアルゴリズムを用いた。MATLAB のパターン探索では、GPS (Generalized Pattern Search)、GSS (Generating Set Search) および MADS (Mesh Adaptive Search) の 3 つの直接探索アルゴリズムのいずれかを使用して最適化問題を解くが、本研究では GPS の手法を用いた。パターン探索によって最適解を求めるアルゴリズムの概要を Figure 3.3.1 に示す。

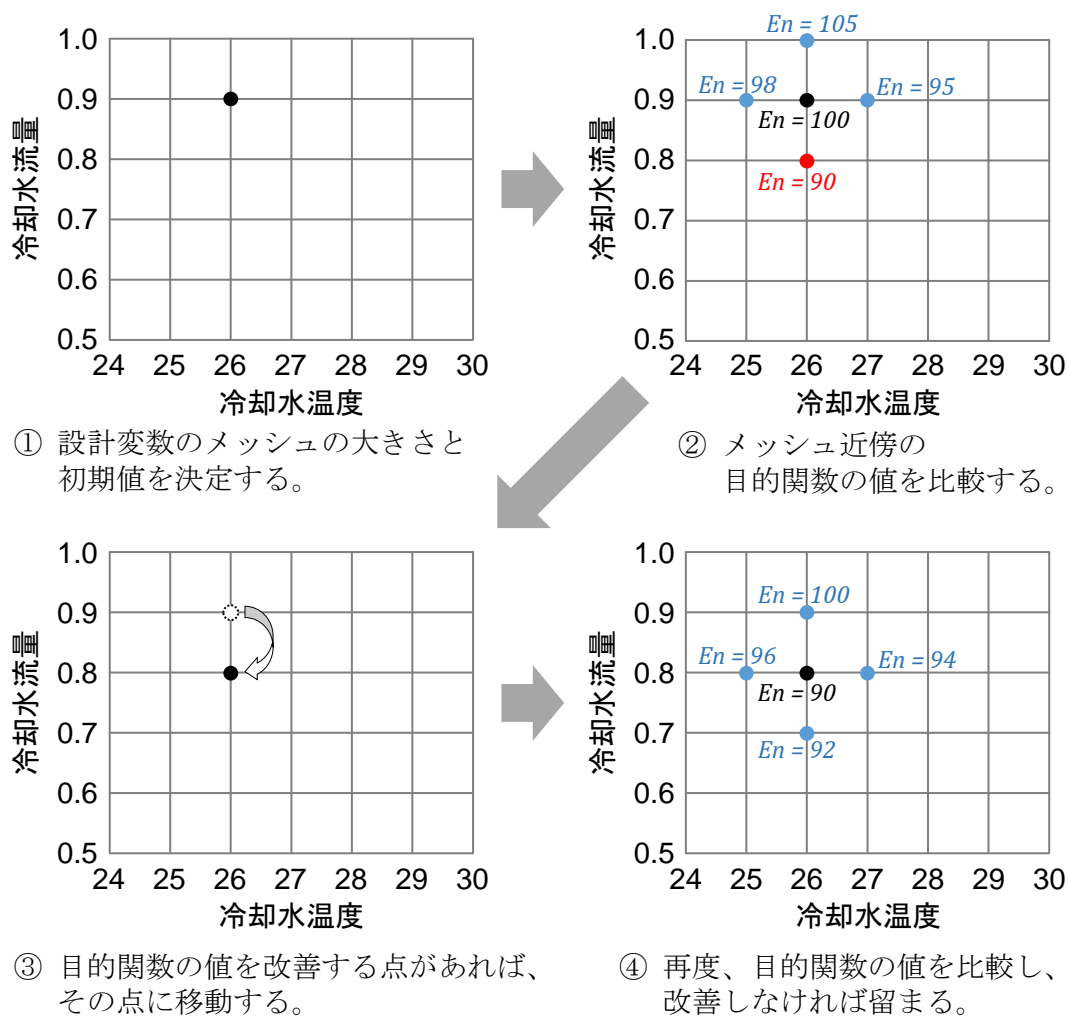


Figure 3.3.1 アルゴリズムの概要

Figure 3.3.1 には、アルゴリズムの基本的な流れを示したが、実際にはメッシュの大きさを目的関数の値の改善の有無によって変動させる。本研究に用いたアルゴリズムでは、Figure 3.3.2 に示すようにメッシュの大きさを改良させた。

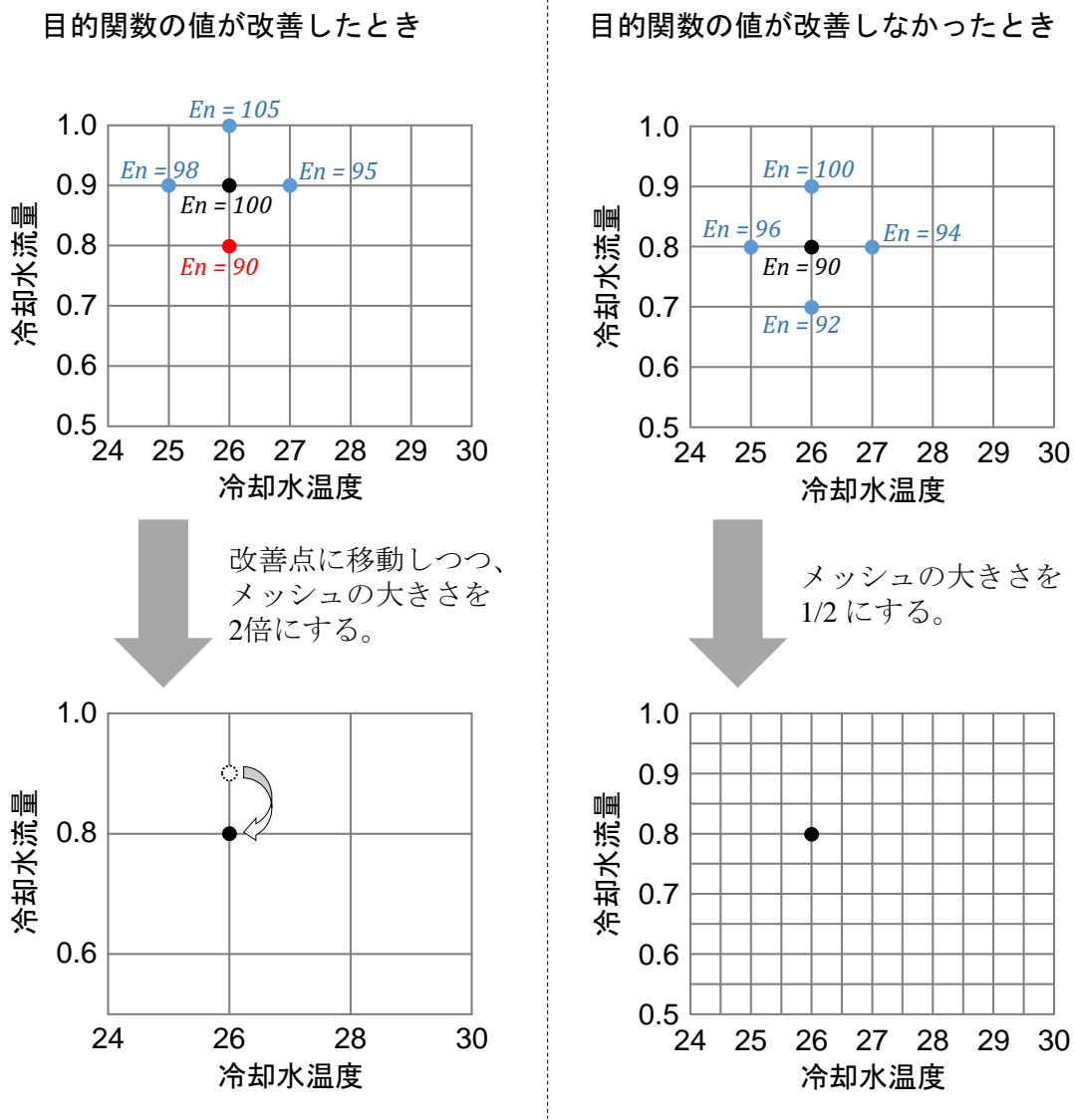


Figure 3.3.2 メッシュの大きさの変更方法

3.4 節 BIM とシミュレーションの連携

本研究の BIM とシミュレーションの連携では、BIM から出力されたものをシミュレーションに入力するためのツールを構築した。

3.4.1 項 連携プログラム概要

BIM データからシミュレーションモデルへの変換の流れを Figure 3.4.1 に示す。まずは、BIM データを共通フォーマットへ変換する (矢印 1)。この変換は、多くの 3D-CAD の標準機能になっているため、それを活用する。

つぎに、共通フォーマットから MATLAB 用の M 言語に変換する (矢印 2)。このとき、シミュレーションに必要な情報の抽出と不足している情報の入力を行う。また、BIM モデルの物理的な接続情報 (配管同士の接続など) をシミュレーションで認識できるように作成する。

最後に、M 言語からシミュレーションモデルに変換する (矢印 3)。機器や、機器間の配管経路のまとめりで、同じ値を持つ変数同士を接続する。例えば、冷却水ポンプ出口の冷却水温度と冷凍機入口の冷却水温度は同じ値を持つので、計算された冷却水ポンプ出口の冷却水温度が、冷凍機入口の冷却水温度の入力値となるように接続する。

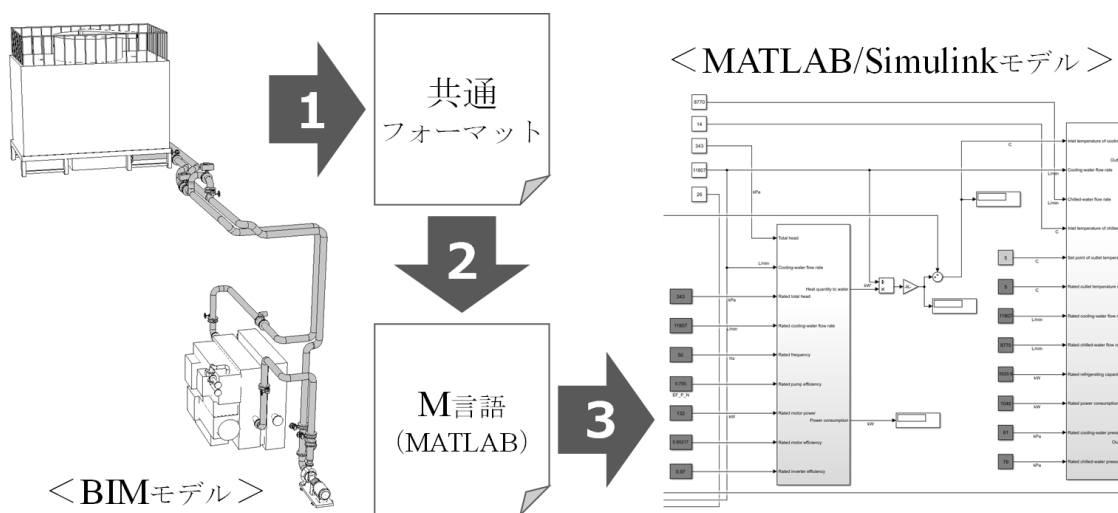


Figure 3.4.1 BIM モデルからシミュレーションモデルへの変換

3.4.2 項 BIM からシミュレーションモデル作成までの流れ

BIM からシミュレーションへ情報を連携させる流れを Figure 3.4.2 に示す。Figure 3.4.1 の共通フォーマット部分と矢印 2 の途中までの部分である。

1) BIM データの出力

3D-CAD から共通フォーマットで情報を出力する。多くの 3D-CAD に共通フォーマットへの出力は標準機能で備わっているため、その機能を用いる。共通フォーマットは、異なる CAD システム間でも部材属性を伴った CAD データの交換ができるように開発された BE-Bridge (Building Equipment – Brief Integrated format for Data exchanGE)^{3.70)} を用いた。

2) 部材情報の読み取り

BE-Bridge に含まれる各機器や各部材の部材コード (形式名称)、座標、仕様、用途、接続先などの情報を読み取る。ここでは、機器、電動弁、合流・分岐、配管系のブロックに分類する (Figure 3.4.3)。配管を例に BE-Bridge の出力項目を Figure 3.4.4 に示す。

3) 名称の設定

BE-Bridge の各コード (部材コード、機器分類コード) で設定されている詳細な名称 (形式名称) から、同様な種類の機器・部材をまとめたシミュレーションで扱う名称を付ける。名称は、Figure 3.4.4 の 5~7 行目の情報を基に設定する。(Figure 3.4.4 の場合、名称=90°エルボ、と設定)。また、機器番号 (機器の場合) または用途名 (配管の場合) からブロック名を設定する。2) で分類したブロックの種類ごとに処理する項目の内容や数が異なるので、2) と 3) の手順は、ブロックの種類ごとに異なる情報読み取り・名称設定フローを用意する。機器を例に設定フローを Figure 3.4.5 に示す。

4) 接続関係の整理

3) で付けたブロック名を使って各部材の接続先のブロック名を設定する。接続関係は、Figure 3.4.4 の 29~32 行目の接続先コードを利用して読み取る (配管の場合)。具体例を Figure 3.4.6 に示す。出力された情報に接続先コードが記載されていない場合には、接続先コードの代わりに X, Y, Z 座標が同じ部材を検索して接続先を設定する。

5) 配管系の部材集計

配管系のブロックは複数部材から成るため、部材の種類、口径、個数などの情報を集計する。また、ブロック端の接続先を設定する。

6) 定数・係数の設定

シミュレーションに必要な各種定数・係数で BIM の情報が不足している値を手作業で設定する。設定テーブルは、Excel などの外部ファイルを用意して、そこから読み込み・書き込みを行う。例えば、冷凍機の性能曲線などである。これらは論文執筆時点では BIM に情報として含まれていないことが多いが、BIM 情報の充実によって将来的には設定しなければいけない情報は少なくなると考えられる。

7) 整理した情報の出力

以上の手順で整理・追加した情報をシミュレーションで扱いやすいように M 言語に変換して出力する。

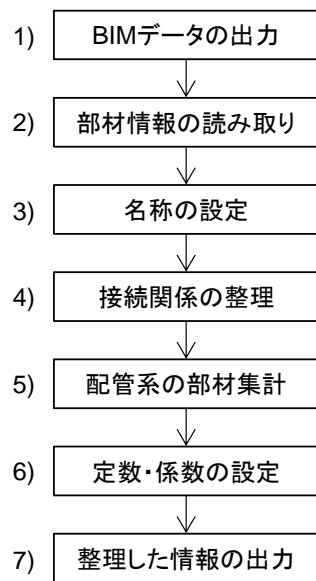


Figure 3.4.2 BIM からシミュレーションへ情報を連携させる流れ

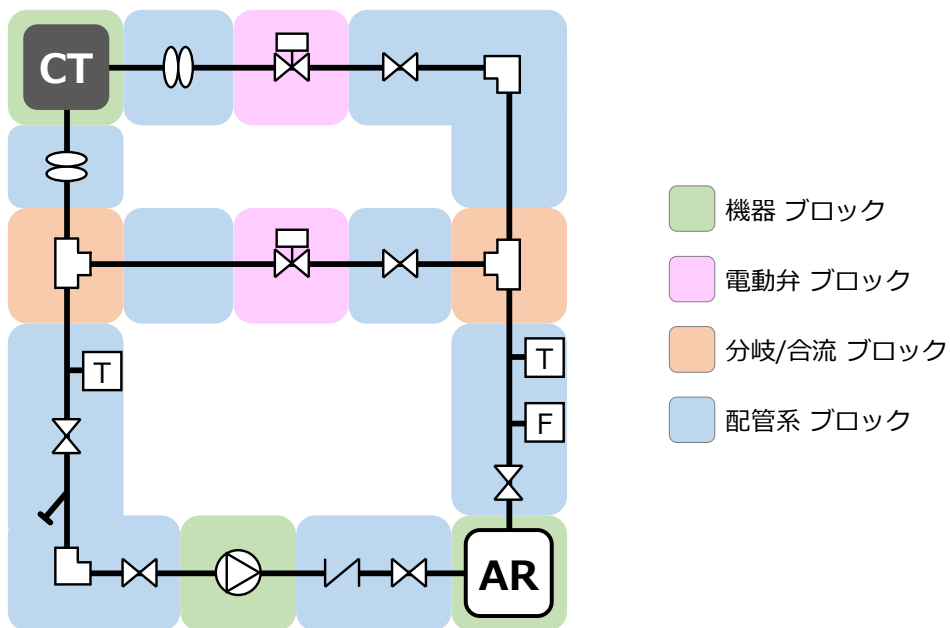


Figure 3.4.3 ブロックの分類例 (冷却水系統)

【行】	【記載例】	【説明】
1	P00001SP201810191008	部材コード (データ種別,SEQ 番号,会社コード,日付)
2	10	出力時レイヤ No.
3		系統名
4		系統番号
5	B01	部材コード 大分類 (B01 : 鋼管継手)
6	06	部材コード 中分離 (06 : 一般配管用鋼製突合せ溶接)
7	02	部材コード 小分類 (02 : 90°ロングエルボ)
8	0	単複区分 : 「0 : 複線」「1 : 単線」
9	0	メーカー : 「0 : 未定・その他」
10	125,139.8000000	配管寸法データ
11	125,139.8000000	
12	0	未使用は"0"
13	0	接続点 1~4 に対応した呼径, 外径を
..	0	接続点 1~4 の順に 1 行毎にセット
..	0	呼径, 外径は、カンマ区切り
..	0	外径あり : 100,114.3 、外径なし : 100,
..	0	
24	0	(ここまで) 配管寸法データ
25		配管部材番号(出力なしの場合 : 空欄)
26	0	ベクトル主軸(特殊形状のみ記載, その他 : 0)
27	0	ベクトル副軸 (同上)
28	19140.000000,12730.000000,770.000000	配置基準点 X,Y,Z
29	18949.500000,12730.000000,770.000000,P00003	接続点 1 ※接続点番号は規定あり
30	19140.000000,12730.000000,960.500000,P00031	接続点 2 ※中心座標+接続先コード
31	0	接続点 3
32	0	接続点 4
33	0,0,-1,-1	接続工法 (接続点 1~4 の順, 0 : 未定, -1 : なし)
34	0	質量 (0 : 未使用)
35	A16	用途 (A16 : 冷却水送り管)
36	0	流量 (0 : 未使用)
37		積算情報 (未使用 : 空欄)
38	1	データ終了フラグ (0 : 最終データ, 1 : 後続あり)

<次の部材コード>

Figure 3.4.4 BE-Bridge の出力例 (配管)

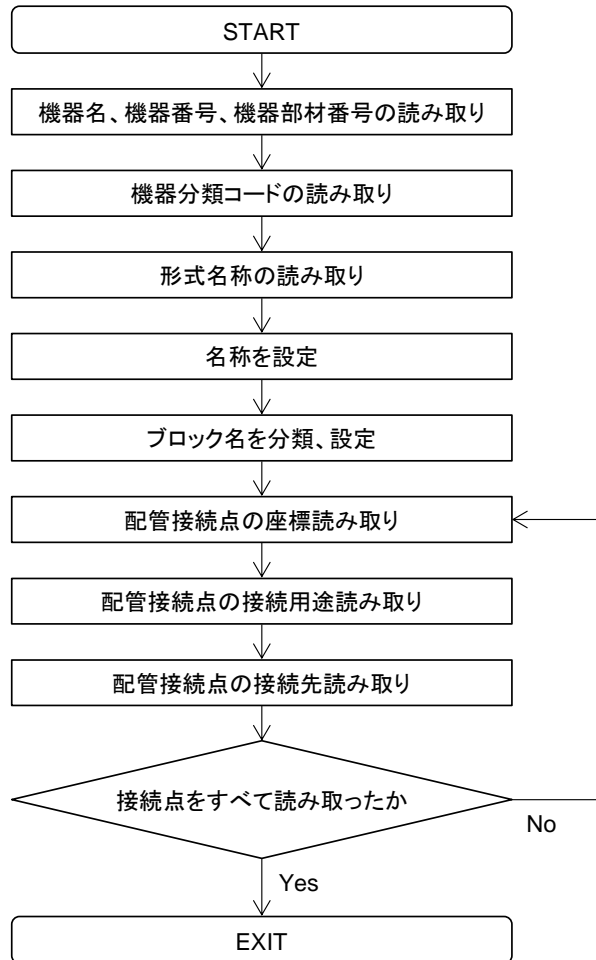


Figure 3.4.5 機器の情報読み取り・名称設定フロー

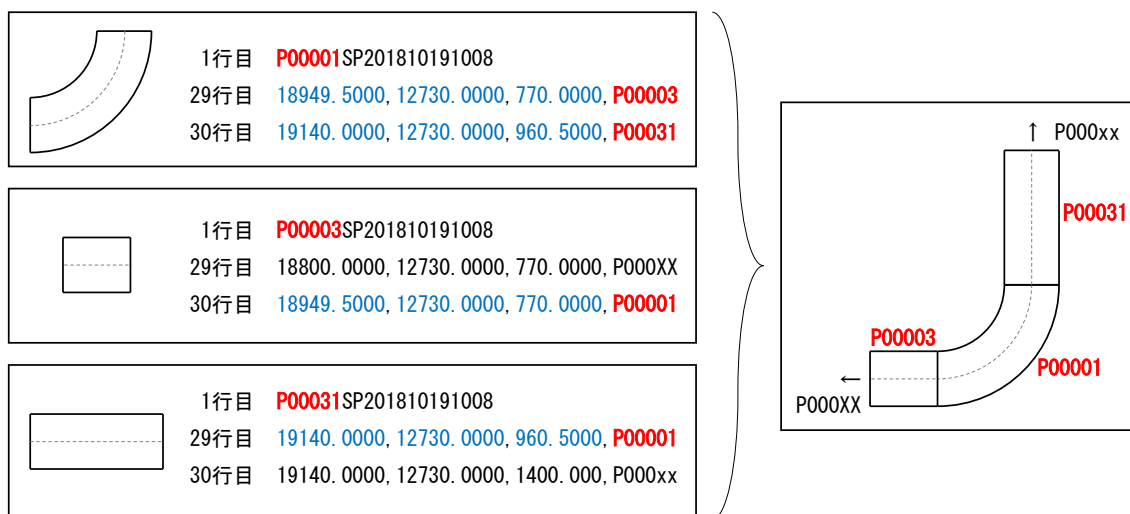


Figure 3.4.6 接続関係の整理例

Figure 3.4.2 で整理されて出力された情報を MATLAB/Simulink で扱えるように M 言語に変換する。Figure 3.4.3 に示したブロックを Simulink 上でも計算上のまとまり（ブロック）として用いる。Simulink のブロックは、事前に機器の種類や電動弁、合流・分岐、配管系ごとに内部の共通の計算式を作成したものを用意しておき、そこに 3D-CAD から出力された計算対象のシステム固有の情報（冷凍機の性能曲線など）を割り当てる。出力された接続情報を基に Simulink のブロック間で温度や流量などの情報をやり取りできるように、ブロック同士の入出力を接続する。Simulink のモデルを Figure 3.4.7 に示す。このモデルは、Figure 3.4.3 に示したシステムに対応したモデルである。Figure 3.4.7 では、簡易的に冷却水温度と冷却水流量の 2 つの値のみの接続を示している。実際のモデルでは、外気条件の入力やエネルギー消費量の出力など様々な要素が追加される。

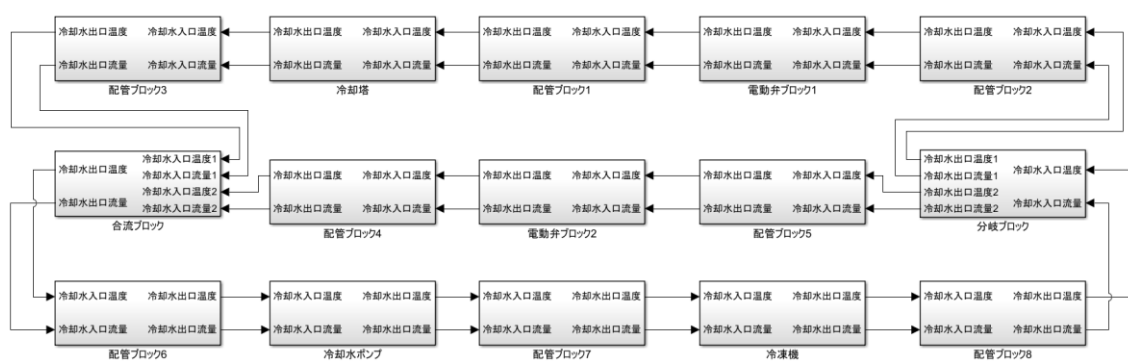


Figure 3.4.7 Simulink モデルの例

3.4.3 項 今後の展望

本研究では、BIM からシミュレーションへの連携方法の仕様を作成し、その連携方法の概要を述べた。また、BIM からシミュレーションへの連携で実現している部分について、それを活用し次章からのケーススタディを行った。

BIM からシミュレーションへの完全な連携を実現することが今後の課題の 1 つであるが、さらにシミュレーションから BIM への連携を実現することもその先の課題としてとらえている。BIM とシミュレーションの連携で最終的に目指す形について Figure 3.4.8 に示す。ここで示す内容は、本研究の目的のための BIM とシミュレーションの連携が理想とするイメージについて言及したものである。

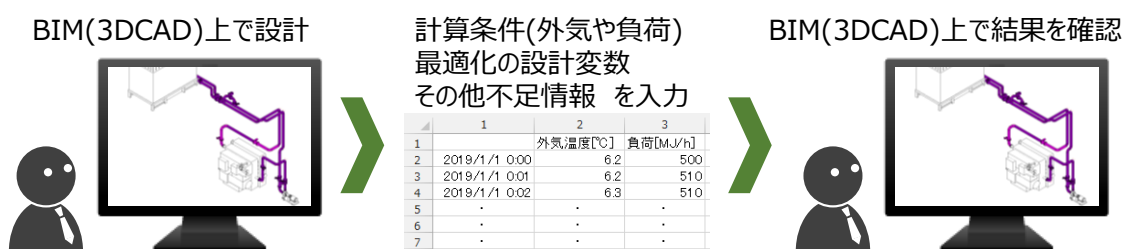


Figure 3.4.8 BIM とシミュレーションの連携の最終的なイメージ図

BIM とシミュレーションの連携の最終的なイメージでは、まず設計者が BIM (3D-CAD) 上で熱源・空調システムを設計する。つぎに最適化を行うために必要な計算条件や設計変数、BIM に不足している情報を入力し、最適化を実行する。その後、最適化の結果である目的関数の値 (エネルギーやコストなど) とそのときの熱源・空調システムの設計情報 (配管ルートや機器分割・配置) を出力する。出力された結果は、設計時の BIM (3D-CAD) 上で確認する。

BIM とシミュレーションの連携に関して本研究中では、実行できるプログラムとして作成済みの連携機能、連携方法の仕様を作成、イメージする最終形と 3 つの完成度の連携が混在している。3 つの完成度における最適化を行うときの流れを Figure 3.4.9~Figure 3.4.11 に示す。図中の入力条件とは、外気条件や負荷条件など BIM に含まれない情報である。

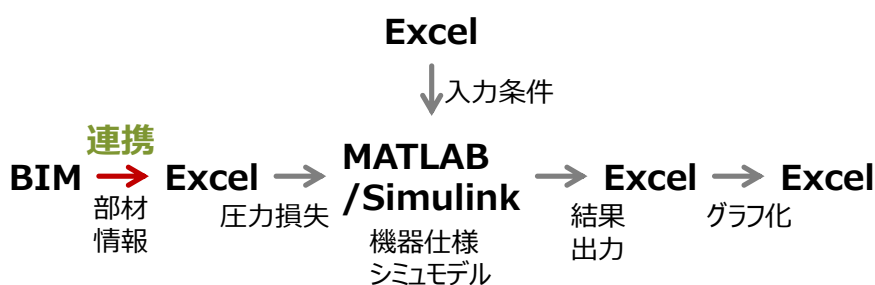


Figure 3.4.9 プログラム作成済みの連携機能と最適化の流れ

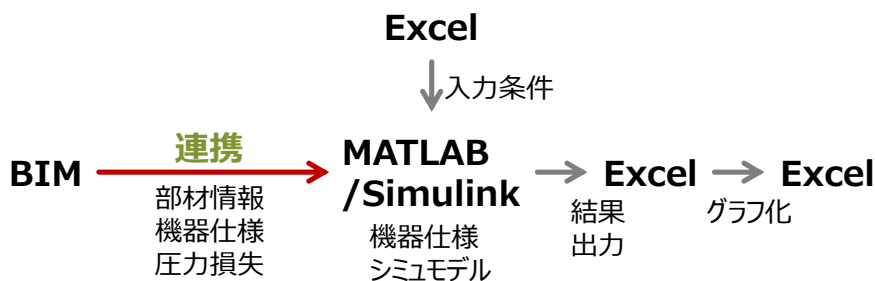


Figure 3.4.10 連携方法の仕様を作成した部分と最適化の流れ

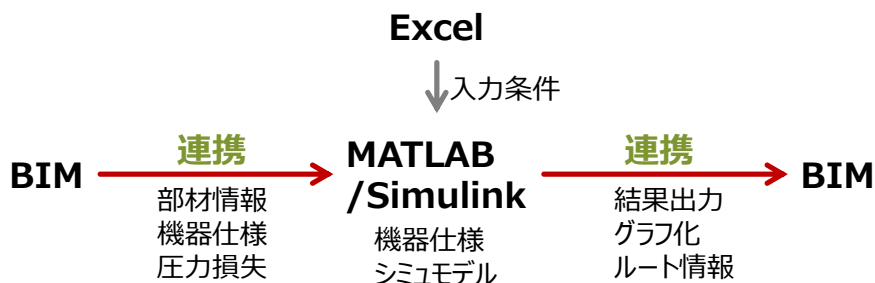


Figure 3.4.11 最終的な連携イメージと最適化の流れ

†Excel: Microsoft 社の表計算ソフト Microsoft Excel

3.5 節 BIM との連携効果の検証

BIM とエネルギー/コストのシミュレーションを連携させることは、シミュレーションモデル構築の効率化につながり、熱源システムの最適化などのさまざまな検討が容易になる。BIM との連携は、設計・施工の段階的な最適化には不可欠な要素である。BIM 活用の効果については一部既往文献^{3.71) 3.72) 3.73) 3.74)}があるが、空調設備用の BIM 情報を活用して、どの程度シミュレーションモデル構築の効率化が図れるかは明らかでない。そこで、連携プログラムがある場合（以下、BIM 連携）とない場合（以下、手作業）で、図面からシミュレーションに必要な入力データを作成する作業実験を行い、作業時間と計算結果を比較し評価した。

3.5.1 項 作業実験の概要

作業者（11 名）の作業スケジュールを Figure 3.5.1 に、作業者情報を Table 3.5.1 に示す。作業者は、練習問題、問題①、問題②の 3 種類の熱源システムを対象に、BIM 連携と手作業でそれぞれ入力データの作成を実施した。同じ問題において手作業を先に行い BIM 連携を後に行った場合は、後の作業への影響は小さいと考えられる。しかし、BIM 連携を先に行った場合は、システムのイメージが頭に残り、後の作業である手作業の効率が向上する可能性がある。BIM 連携と手作業どちらを先に実施するかによって作業時間が変化する影響を考慮するため、作業者を A と B の 2 つのグループに分け、BIM 連携と手作業の順番を問題ごとに入れ替えた。

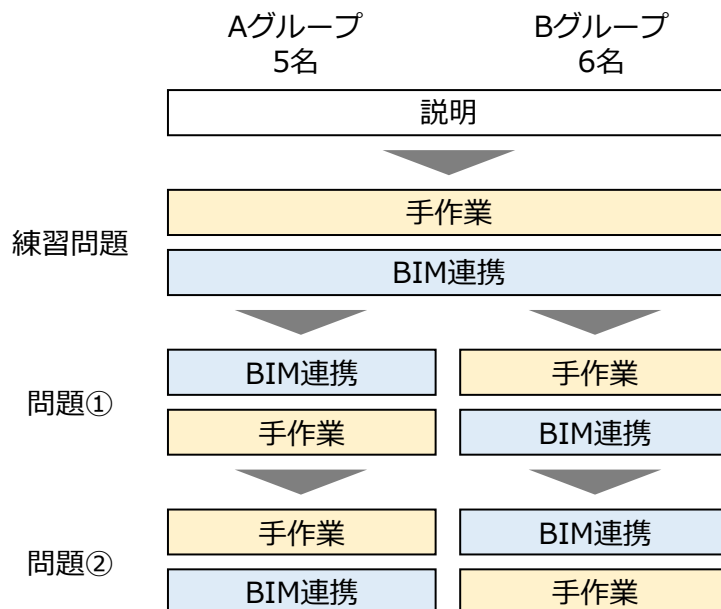


Figure 3.5.1 作業スケジュール

問題①と問題②の熱源システムの概略フローを Figure 3.5.2 に示す。問題①よりも問題②のほうが、機器や部材が多く複雑なシステムとした。作業者は、Figure 3.5.2 中に色分けや名称 (CT_in など) を記載した配管ルートごとに部材の長さや数を集計した。

Table 3.5.1 作業者情報一覧

	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k
作業グループ	A	A	A	A	A	B	B	B	B	B	B
業務経験年数	17	19	2	39	10	21	19	10	8	4	18
性別	男	男	女	男	男	男	男	男	男	男	男

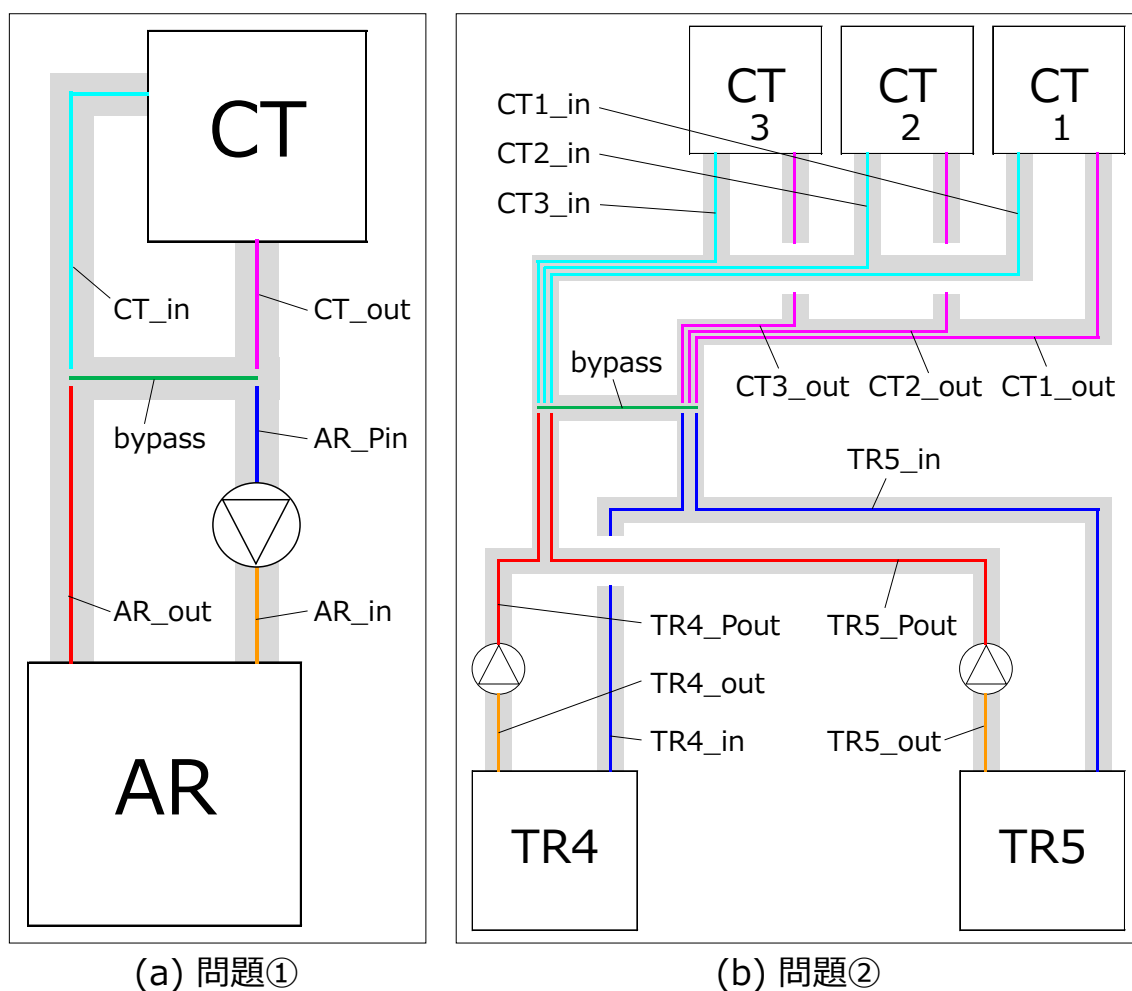


Figure 3.5.2 作業対象の熱源システム

3.5.2 項 作業内容

作業内容は、機器を除く配管ルート上のすべての部材の種類と個数および配管の長さを集計し、シミュレーション入力データとしてまとめるものとした。作業内容と作業範囲をFigure 3.5.3に示す。BIM連携と手作業どちらの作業も「NumandZeta.csv」というファイルを作成することが目的である。作成したファイルを入力として、MATLABのシミュレーションモデルでエネルギー消費量とライフサイクルコストを計算する。それらの計算は筆者がまとめて行い、作業者は入力ファイルの作成までの作業を行った。

BIM連携は、3D-CADモデル、熱源システム模式図と作業手順を基に材料集計機能を用いて系統ごとの集計ファイルを出力した。出力したファイルを「集計用マクロ.xlsm」のマクロを実行して自動でまとめ、かつ目的のファイルを自動作成した。

手作業は、平面図・断面図、熱源システム模式図、局部抵抗係数一覧表と作業手順を基に目的のファイルに部材の数量と配管の長さおよび局部抵抗係数を手入力した。

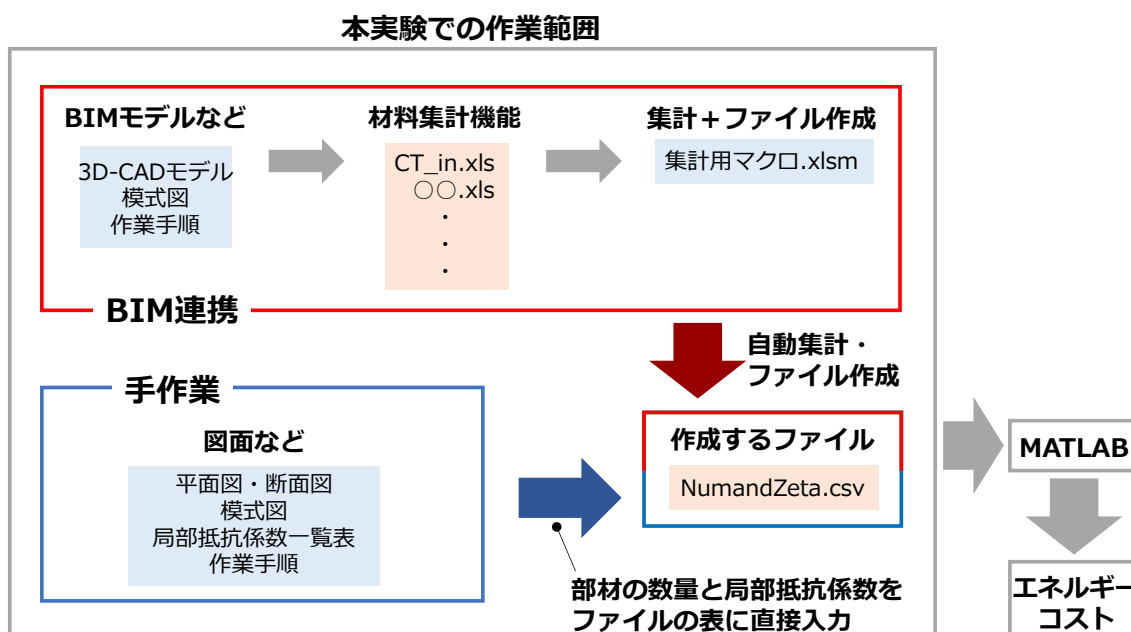


Figure 3.5.3 BIM連携と手作業の各作業内容

作業者に渡した作業手順の内容を次の(1)と(2)に示す。練習問題を例に手順や注意事項などを記載したものである。以下に示した手順のほかに操作画面の説明図なども作業者に提示した。

(1) BIM連携

- 1) 練習問題の3D-CADモデルを開き、材料集計機能を立ち上げる。
- 2) 「熱源システム模式図」を参照しながら経路ごとに部材を選択し、材料集計を実行する。このとき、出力されるファイル名「oo.xls」は、経路の名前にするなど自由で構わない。

- 3) 経路すべての部材を選択し、材料集計を実行する。
 - 4) 「集計用マクロ.xlsx」を開き、2) 3) で作成したファイル名を【入力】シートの該当箇所に入力する。
 - 5) 集計実行ボタンを押し、マクロが停止したら「集計用マクロ.xlsx」と同じフォルダ内に「NumandZeta.csv」が作成されていることを確認する。
- ※1 経路内に分岐がある場合には、一番遠い経路のみ集計し、分岐の別経路は集計しない。ただし、「経路すべて」は分岐の別経路も集計する。

(2) 手作業

- 1) 「NumandZeta_手入力用.xlsx」を開き、ファイル内の表 (Table 3.5.2) に部材の数量と局部抵抗係数を入力する。作業者が入力するセルは、黄色の網掛けセルのみである。
 - 2) 部材の数量 (長さや個数) は、「平面図・断面図」を参照しながら入力する。
 - 3) 局部抵抗係数は、「局部抵抗係数一覧表」を参照しながら入力する。
 - 4) 対象システムは複数の経路に分かれており、部材の数量 (長さや個数) は、経路ごとと経路すべてでそれぞれ集計する。経路ごとの始端・終端と名前は、「熱源システム模式図 (Figure 3.5.2)」を参照する。
 - 5) 入力が終了したら、「NumandZeta_手入力用.xlsx」を「NumandZeta.csv」として名前を付けて保存する。
- ※1 経路内に分岐がある場合には、一番遠い経路のみ集計し、分岐の別経路は集計しない。ただし、「経路すべて」は分岐の別経路も集計する。
- ※2 手入力の場合、フランジの個数を拾うのは難しいので、計算結果への影響はほぼないため、わからないものは無視してかまわない。

Table 3.5.2 「NumandZeta_手入力用.xlsx」内の表

名称	配管用炭素鋼鋼管 (白) 直管	溶接継手ストレート偏心レジューサ	溶接継手ストレートレジューサ	ゴム製 1 山(高耐圧型) FJ	溶接継手曲がり 90° ショートエルボ	鋼製シングルフランジ 10K FLG10K	鋼製シングルフランジ 10K FLG10K	一般弁類 ウェハ (ギヤハンドル) JIS10K バタフライ弁	一般弁類 ウェハ 10K ダクタイル 逆止弁	冷却水ポンプ
サイズ	300A	300A×200A	450A×300A	300A	300A	200A	300A	300A	300A	
Size [A]	300	300	450	300	300	200	300	300	300	0
Size2 [A]										
Length [m]										
Number [pcs.]										1
Local loss coefficient [-]										
Straight pipe or not [-]	1									
①										
②										

名称：部材の名称

サイズ：部材の口径

Size, Size2：プログラムで処理する際に使用する部材の口径

Length：直管の長さ (経路すべて)

Number：直管を除く部材の個数 (経路すべて)

Local loss coefficient : 局部抵抗係数

Straight pipe or not : プログラムで処理する際に使用する項目。直管か、そうでないか。

① : 経路①の部材の長さ (直管) と部材の個数 (直管以外)

② : 経路②の部材の長さ (直管) と部材の個数 (直管以外)

作業者に渡した平面図と断面図の一例を Figure 3.5.4 に示す。

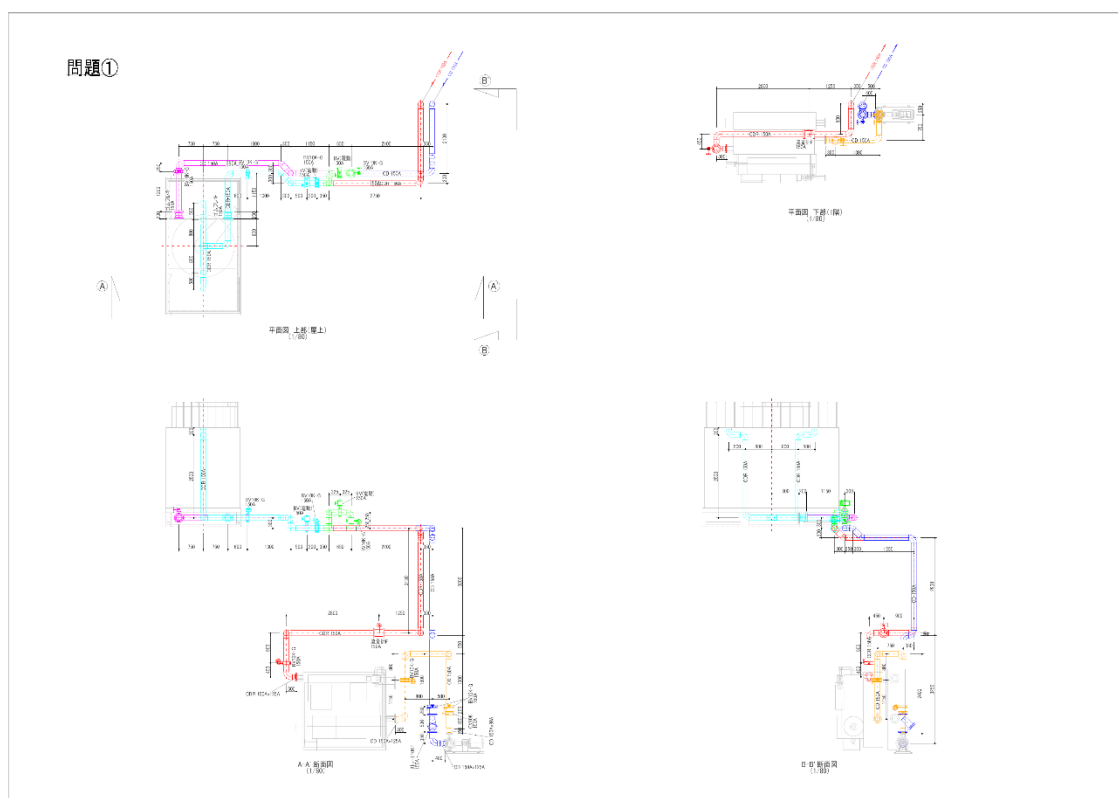


Figure 3.5.4 問題①の平面図・断面図

3.5.3 項 作業実験の結果

(1) 作業時間の比較

作業時間の結果を問題①を Figure 3.5.5 に、問題②を Figure 3.5.6 に示す。Figure 3.5.5、Figure 3.5.6 中の緑系統の棒グラフが A グループ、赤系統の棒グラフが B グループの作業者が行った結果である。BIM 連携→手作業の順番に作業したのは、問題①が A グループ、問題②が B グループである。BIM 連携を先に行った場合は、システムのイメージが頭に残り、後の作業である手作業の効率が向上する可能性があるという仮説を立てたが、BIM 連携と手作業の順番に関して傾向はみられなかった。BIM 連携と手作業の順番以上に、個人差による影響のほうが大きく表れた。

Figure 3.5.5 と Figure 3.5.6 の枠なしの棒グラフが BIM 連携、枠ありの棒グラフが手作業の

作業時間である。また、BIM連携と手作業それぞれの作業者の平均時間を破線で示した。作業者全員の平均時間は、問題①のBIM連携が14.5 min、手作業が42.0 minであり、問題②のBIM連携が24.5 min、手作業が119.5 minであった。BIM連携に対する手作業の時間は、問題①が約3倍、問題②が約5倍であった。BIM連携の作業時間のほうが短く、また対象システムが複雑なほど、その効果が大きいことが分かった。

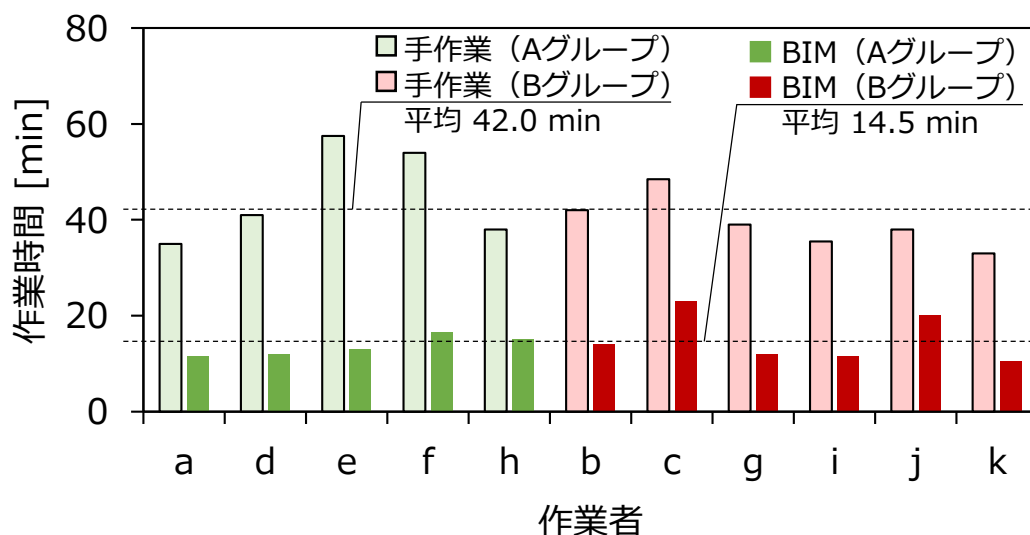


Figure 3.5.5 問題①の作業時間の結果

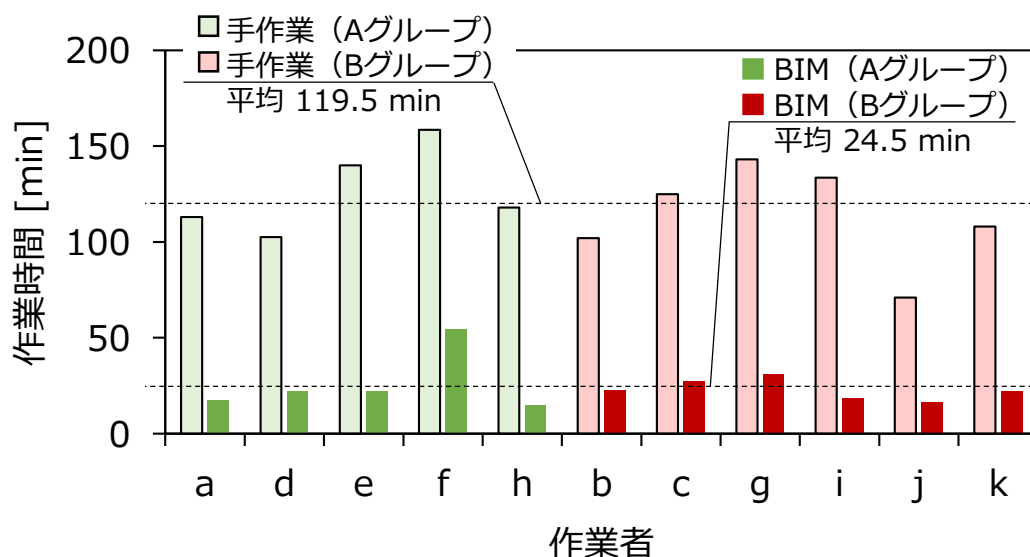


Figure 3.5.6 問題②の作業時間の結果

BIM 連携で自動化できた作業の内訳を Figure 3.5.7 に示す。Figure 3.5.7 は、各作業にどれくらいの時間をかけたか作業者の申告値から作成したグラフで、客観的かつ定量的なデータではないので、参考例として示す。経路の理解は、部材や直管が Figure 3.5.2 のどの経路に該当するか判断に必要な時間であり、BIM 連携で 6 割程度まで削減できた。ファイル操作は、入力に用いた表計算ソフトや 3D-CAD の操作に要した時間であり、BIM 連携と手作業で同程度の時間だった。集計入力作業は、部材の数が何個あるか数えて入力する作業や直管の長さを合計して入力する作業に要した時間である。集計入力作業は、手作業で最も時間がかかっている作業であるが、BIM 連携では完全に自動化できた。プログラム独自作業は、自動集計で作成したファイルをまとめて入力データ形式に変換する作業であり、BIM 連携にのみ追加された。問題の複雑さや個人差によって、Figure 3.5.7 の各作業割合は増減するが、Figure 3.5.7 から BIM 連携でどの項目の作業時間がどの程度減少するかといった傾向を把握できると考えられる。

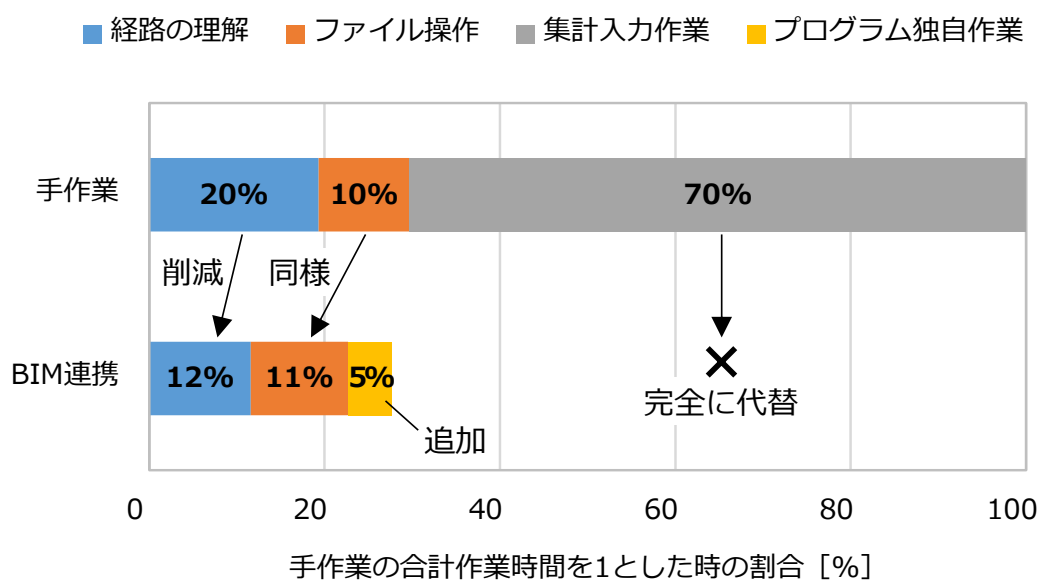


Figure 3.5.7 BIM 連携による作業時間の短縮の内訳

(2) 集計結果と計算結果の比較

各作業者によって作成された入力データを基に、エネルギー消費量と LCC を計算した結果と筆者が計算した正解を問題①を Figure 3.5.8 に、問題②を Figure 3.5.9 に示す。箱ひげ図では、線（ひげ）で計算結果の最小値と最大値を表現し、箱で第 1 四分位数、中央値、第 3 四分位数を表現した。各作業者のエネルギー消費量と LCC の値は、どちらも手作業と比較して BIM 連携のほうが狭い範囲に集中した。BIM 連携では、異なる人物がシミュレーションに取り組んでも同じような計算結果を得られ、精度が高いと考えられる。

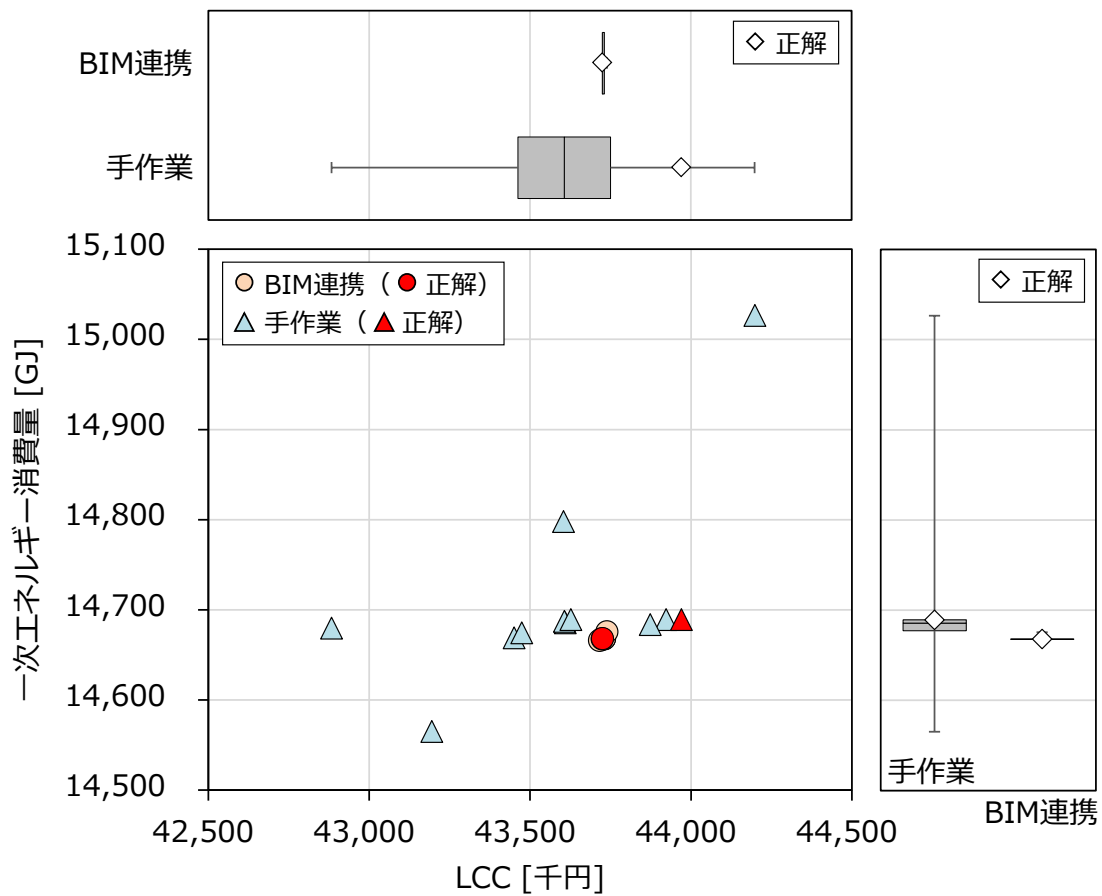


Figure 3.5.8 問題①のエネルギー消費量と LCC の計算結果

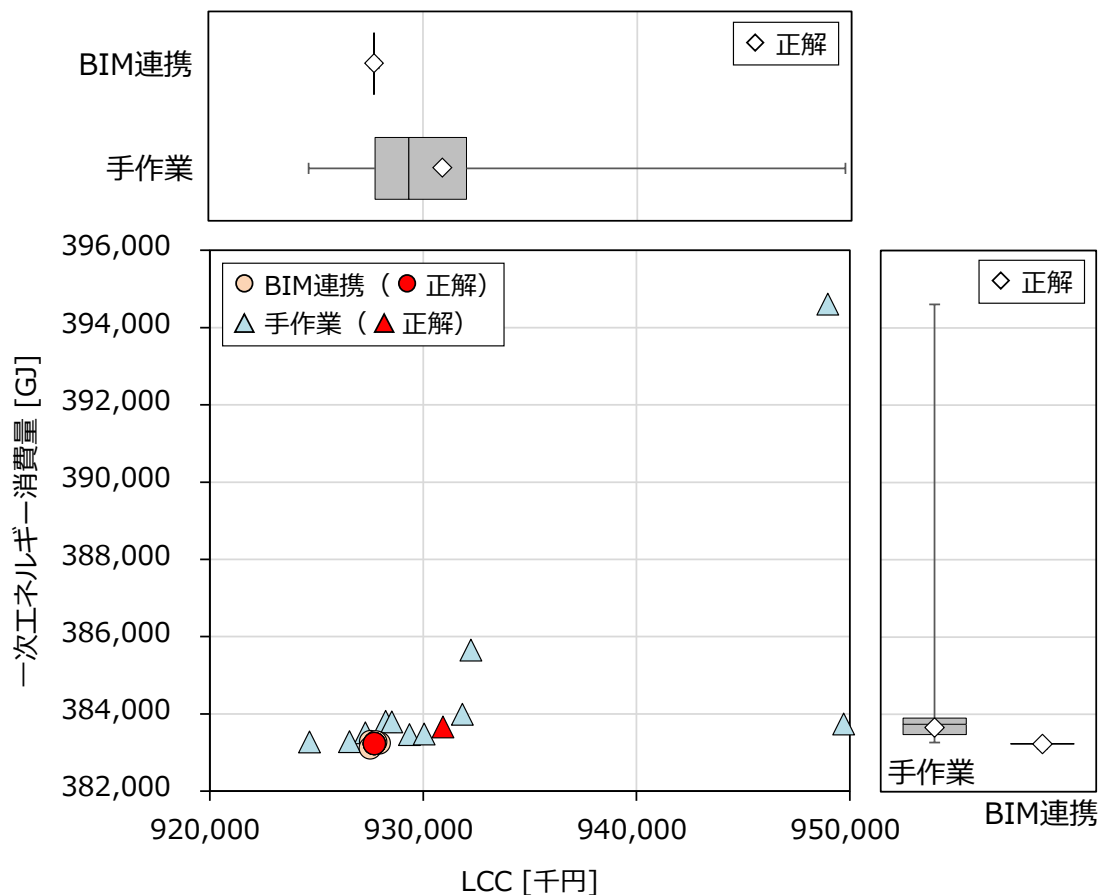


Figure 3.5.9 問題②のエネルギー消費量と LCC の計算結果

計算結果に精度の差がある理由を調べるため、作業者が集計したファイルを分析した。作業者が集計した長さや部材数の結果を Figure 3.5.10 ~ Figure 3.5.13 に示す。また、作業者とは別に筆者が作成した正解を示す。箱ひげ図では、線（ひげ）で集計結果の最小値と最大値を表現し、箱で第 1 四分位数、中央値、第 3 四分位数を表現した。部材数は、直管とフランジを除くすべての部材の個数である。

配管の長さや部材数どちらも BIM 連携は作業者間でばらつきが少なく、手作業はばらつきが大きかった。BIM 連携においてばらつきは小さいものの誤差が出る理由は、作業者によって Figure 3.5.2 に示した熱源システムの概略フローと 3D モデルの該当箇所を一致できず、正解とは異なる箇所を選択して集計することや、作業手順上の単純な選択ミスなどが考えられる。

配管の長さは、BIM 連携よりも手作業のほうが全体的に長かった。これは、手作業では図面から直管のみの長さを集計するのは手間がかかるため、芯々間の長さを集計するのを認めているためである (Figure 3.5.14)。継手などの部材の長さを除いた直管の長さを拾うほうが正確だが、その場合の手作業の作業時間は、本節の作業実験で得られた結果よりも大幅に長くなると考えられる。

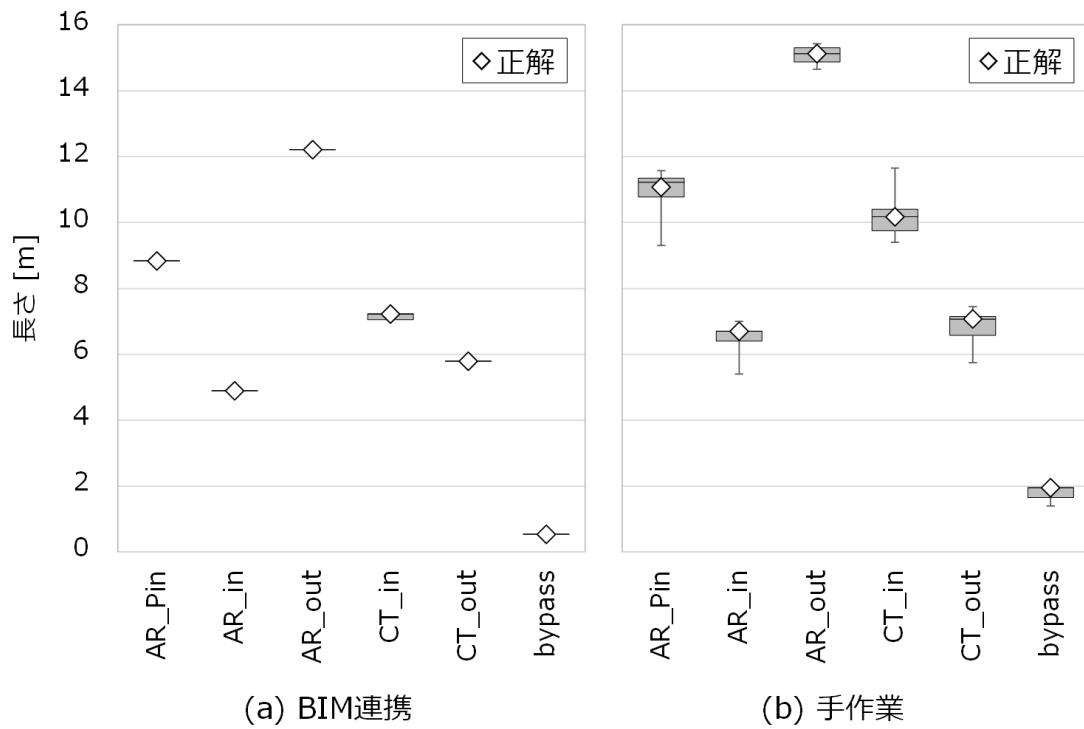


Figure 3.5.10 問題①の経路別の長さ

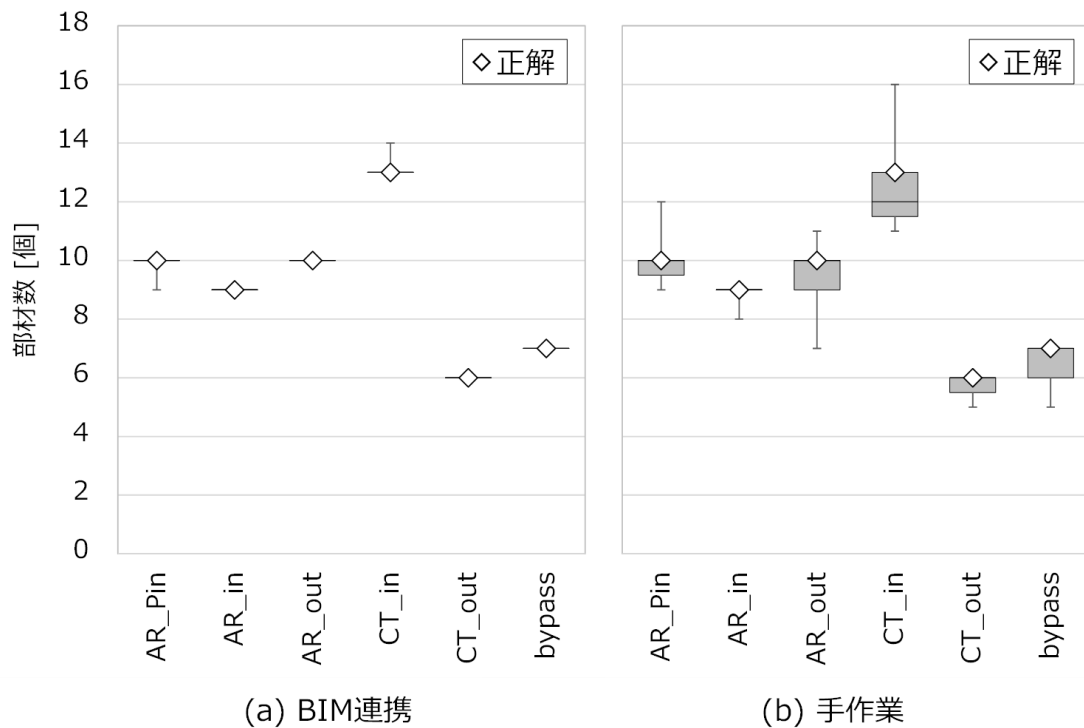
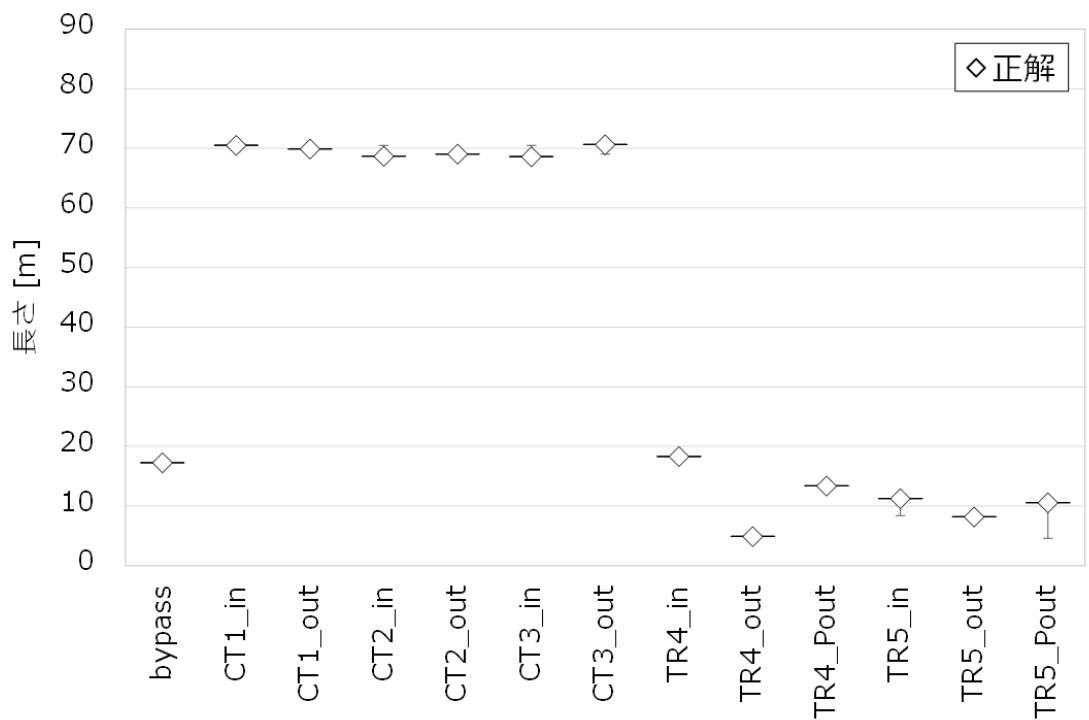
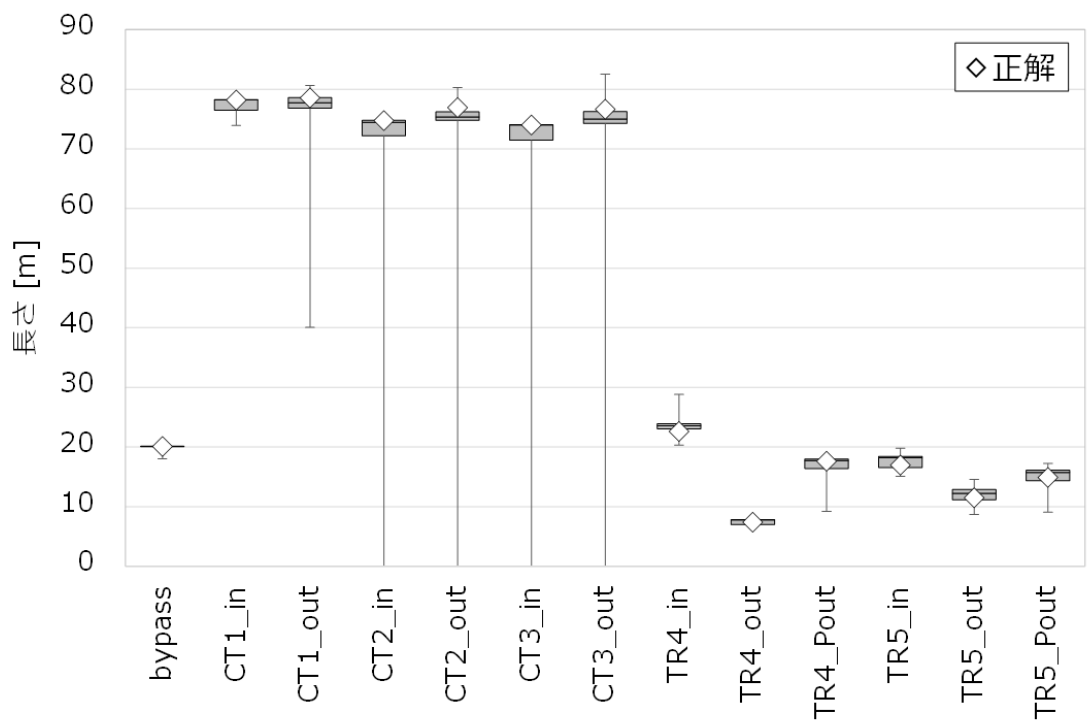


Figure 3.5.11 問題①の経路別の部材数

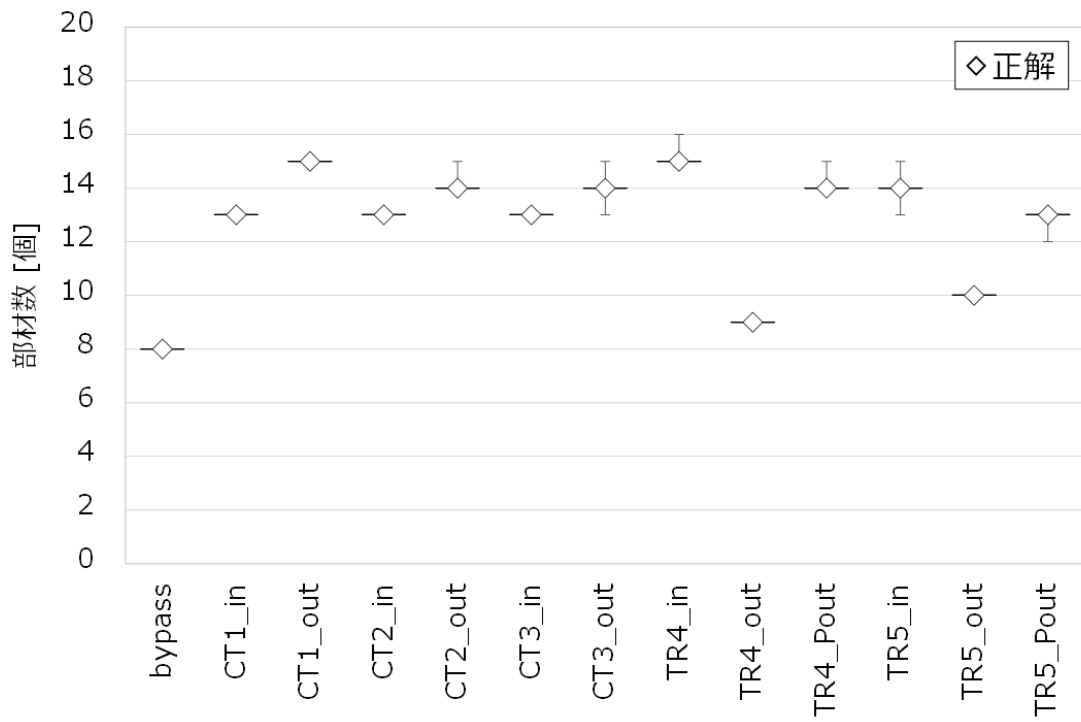


(a) BIM連携

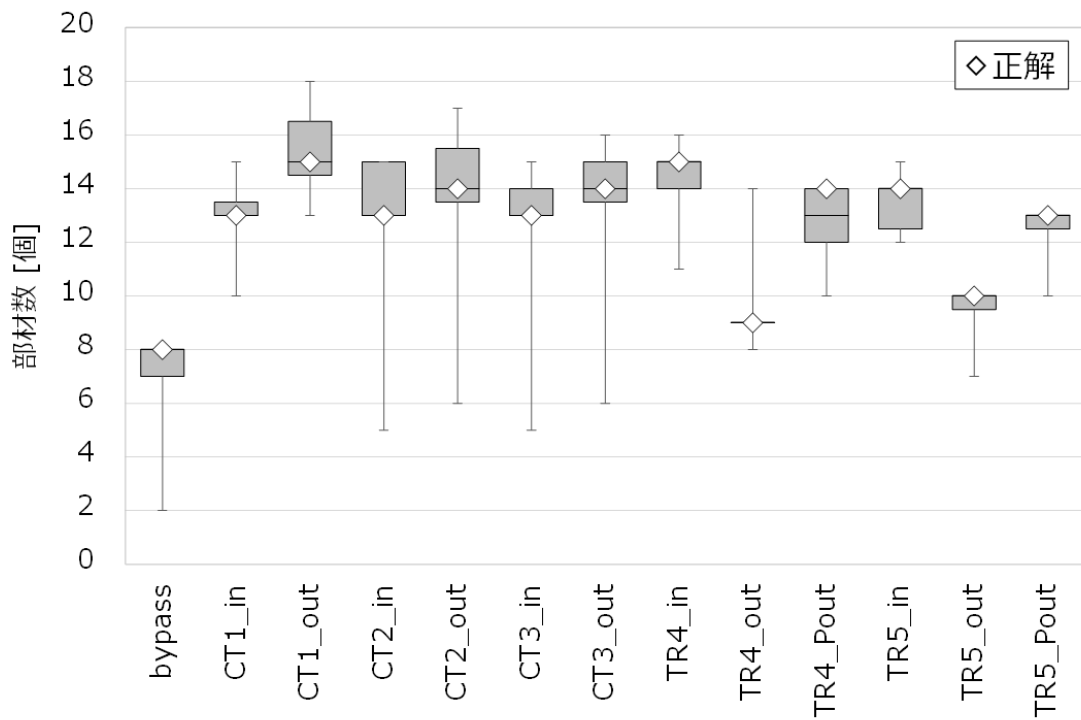


(b) 手作業

Figure 3.5.12 問題②の経路別の長さ

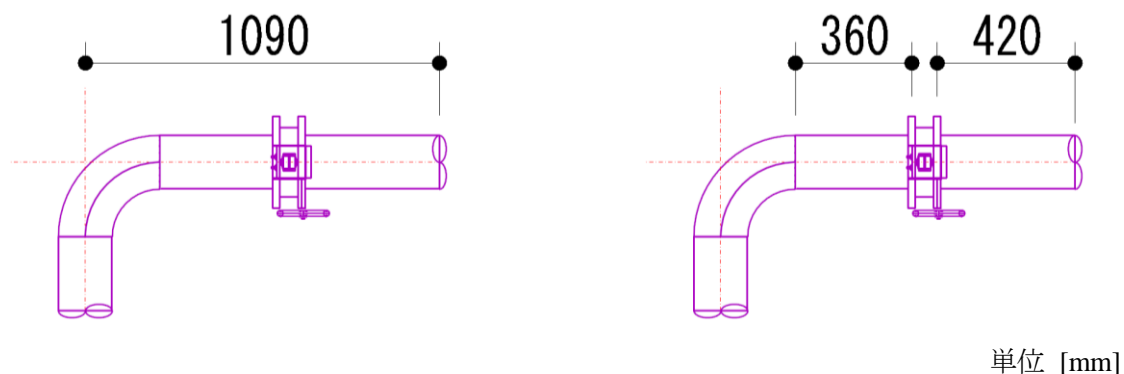


(a) BIM連携



(b) 手作業

Figure 3.5.13 問題②の経路別の部材数



(a) 芯々間で集計する方法

(b) 直管のみ集計する方法

Figure 3.5.14 直管の長さの集計方法の違い

Figure 3.5.8 と Figure 3.5.9 の手作業の LCC の値は、問題①と問題②ともに正解と作業者の中央値が乖離しており、作業者中央値よりも正解のほうが高かった。この傾向を Figure 3.5.10 (b) ~ Figure 3.5.13 (b) の結果を含めて考察すると、手作業では部材や長さの拾い漏れが発生して小さい値になったと考えられる。

上述したように手作業では芯々間の長さを集計するため、手作業のほうが BIM 連携よりも直管の長さが長くなると考えられる。したがって、エネルギー消費量と LCC の値は、ともに手作業のほうが大きくなると考えられる。しかし、Figure 3.5.8 の手作業の LCC の中央値は BIM 連携の中央値よりも低くなった。これも、拾い漏れが原因と考えられ、本来は正解のように手作業のほうが大きくなると考えられる。

以上の結果から、BIM とシミュレーションの連携プログラムの一部分を抜き出した比較ではあるが、BIM 連携のほうが手作業と比較して、作業時間と精度ともに優れていることが確認できた。

BIM とエネルギー/コストのシミュレーションの連携が作業の大幅な効率化とシミュレーション結果の精度向上につながる可能性を示した。

3.5.4 項 既往研究との比較

本項では、BIM とシミュレーションの連携で既往研究として挙げたうち、Zhigang らの研究^{3.7)}と本研究の作業時間と精度について比較した。Zhigang らの研究を比較対象に選んだ理由は、他の既往研究が BIM との連携手法や連携機能を使って得られた結果に主眼を置いているのに対し、連携の効果に主眼を置いているからである。Zhigang らの研究が建築の BIM を用いているのに対し、本研究は設備の BIM を用いているところが主な違いである。

(1) Zhigang らの研究の概要

比較対象とする Zhigang らの研究について、詳細は論文を参照することとするが、比較のために概要を以下に記述する。

建築積算における BIM 支援ツールの定量的評価を目的としている。定量的な評価を行うために、BIM の活用度合いが異なる 3 種類のツールを使用して、3 種類のモデルを対象に積算作業を 36 名が実施した。参加者は 36 名であるが、3 種類のツールごとに参加者を割り振っているため、各ツールにおける参加者は 12 名である。

1) BIM の活用度合いが異なるツール (3 種類)

Manual: 2D 図面と Microsoft Excel を使用

Viewer: 集計機能を持たない BIM を使用

The Prototype: 集計機能を持つ BIM を使用

2) 対象モデル (3 種類)

Case 1: 鉄筋コンクリート造の基礎、コンクリートブロック外壁、スラブ

Case 2: 内部乾式壁 (直線、曲線)

Case 3: 天井、屋根

Zhigang らの研究では上述した 3 種類のツールを用いているが、本研究との比較は Manual と The Prototype の 2 種類のみで行った。Manual が本研究の手作業に該当し、The Prototype が本研究の BIM 連携に該当する。

(2) 作業時間の比較

Zhigang らの研究では、3 種類の対象モデル (Case 1, Case 2, Case 3) ごとに作業時間の結果を示し、Case 1 と Case 2 の合計時間、Case 1 ~ Case 3 すべての合計時間の結果を示している。Case 1 ~ Case 3 すべての合計時間の結果を Figure 3.5.15 に示す。

本研究の作業時間は Figure 3.5.5 と Figure 3.5.6 に示したが、比較しやすくするために Figure 3.5.15 と同じ書式のグラフにし、かつデータを問題①と問題②の合計作業時間にして Figure 3.5.16 に再掲する。

Figure 3.5.15 と Figure 3.5.16 から、The Prototype や BIM 連携のほうが Manual や手作業よりも作業時間は短かった。また、Manual と The Prototype の差よりも手作業と BIM 連携の差のほうが大きかった。作業内容や使用したツールの連携度合いなどが異なるため単純な比較はできないが、他の研究で見込まれている効果に対し、設備の BIM とシミュレーションの連携が同等以上の効果があることが確認できた。

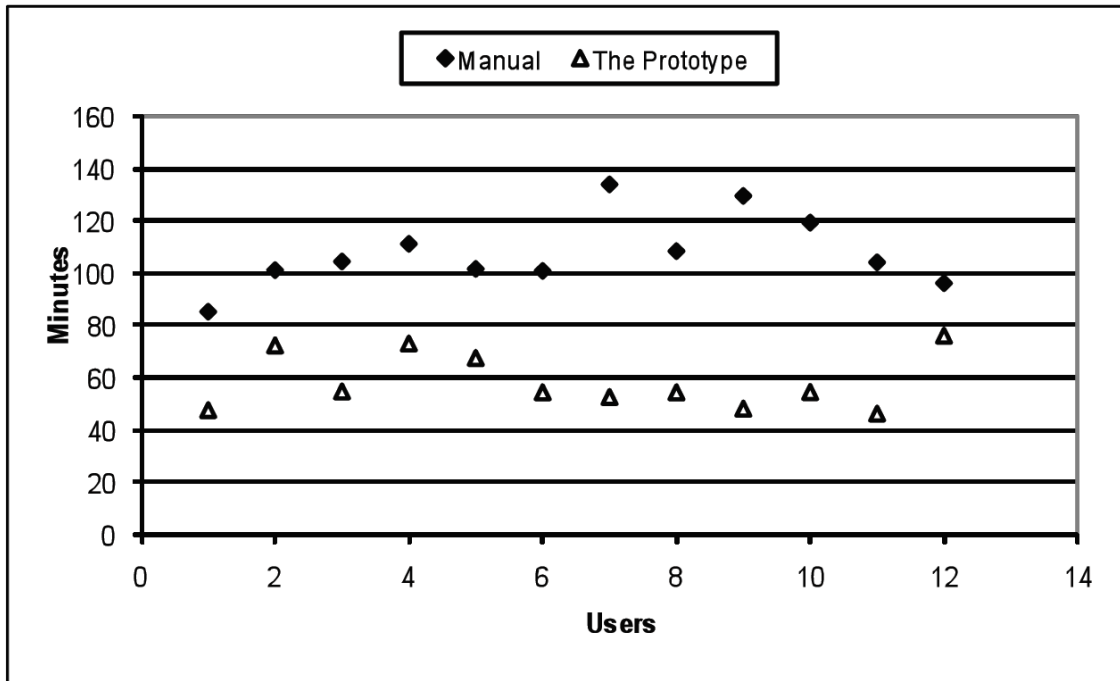


Figure 3.5.15 Test Cases 1+2+3 - Durations for estimating task performances using two methods.

Zhigang らの論文より引用

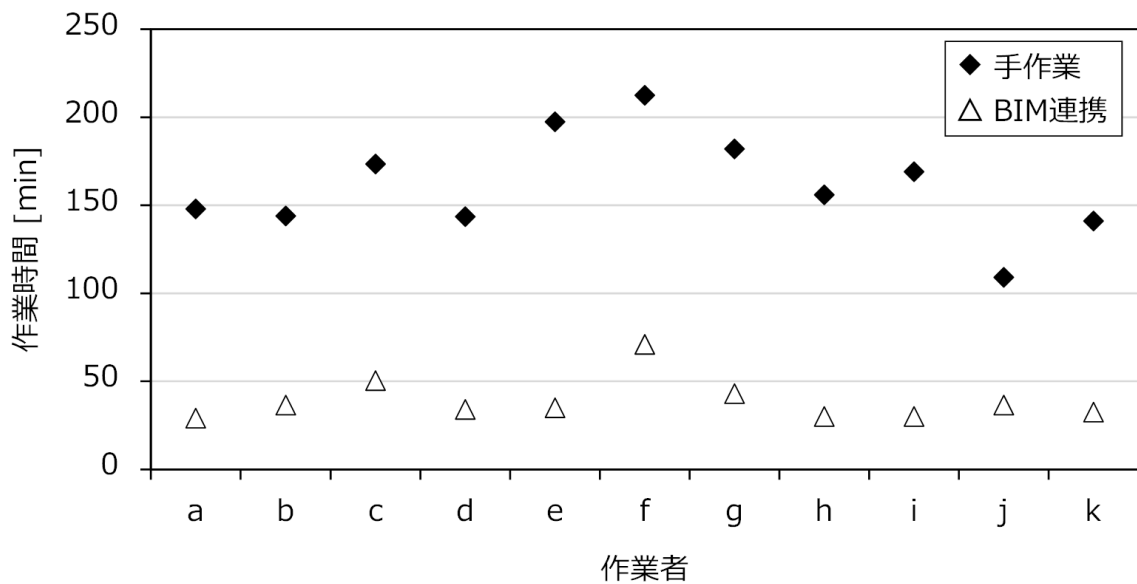


Figure 3.5.16 問題① + 問題②の作業時間の結果

(3) 精度の比較

Zhigang らの研究では、精度を正しい値からの偏差として比較している。偏差は、次の Equation (3.5.1) に示す計算方法で求めている。Manual における偏差の頻度とその累計の結果を Figure 3.5.17 に、The Prototype の結果を Figure 3.5.18 に示す。

ED (Estimate Deviation)

$$= \frac{|(\text{Value of the Estimate} - \text{Correct Value})|}{\text{Correct value}} \times 100\% \quad (3.5.1)$$

本研究の作業者の集計結果に対して、Equation (3.5.1) と同様の方法で偏差を求め、手作業の結果を Figure 3.5.19 に、BIM 連携の結果を Figure 3.5.20 に示す。偏差は、問題①と問題②の経路ごと（問題①：6 経路、問題②：13 経路）、作業員ごと（11 名）、長さや部材数ごと（2 種類）に計算した。Figure 3.5.19 と Figure 3.5.20 中の頻度の合計は、418 個 $((6 + 13) \times 11 \times 2)$ となっている。

Figure 3.5.17 と Figure 3.5.18 から、Manual よりも The Prototype のほうが 5%以下の偏差の割合が多かった。同様に Figure 3.5.19 と Figure 3.5.20 から、手作業よりも BIM 連携のほうが 5%以下の偏差の割合が多かった。Figure 3.5.18 と Figure 3.5.20 を比較すると、BIM 連携は The Prototype よりも比率の累計が 100%に近い値で推移した。作業内容や使用したツールの連携度合いなどが異なるため単純な比較はできないが、他の研究で見込まれている効果に対し、設備の BIM とシミュレーションの連携が同等以上の効果があることが確認できた。

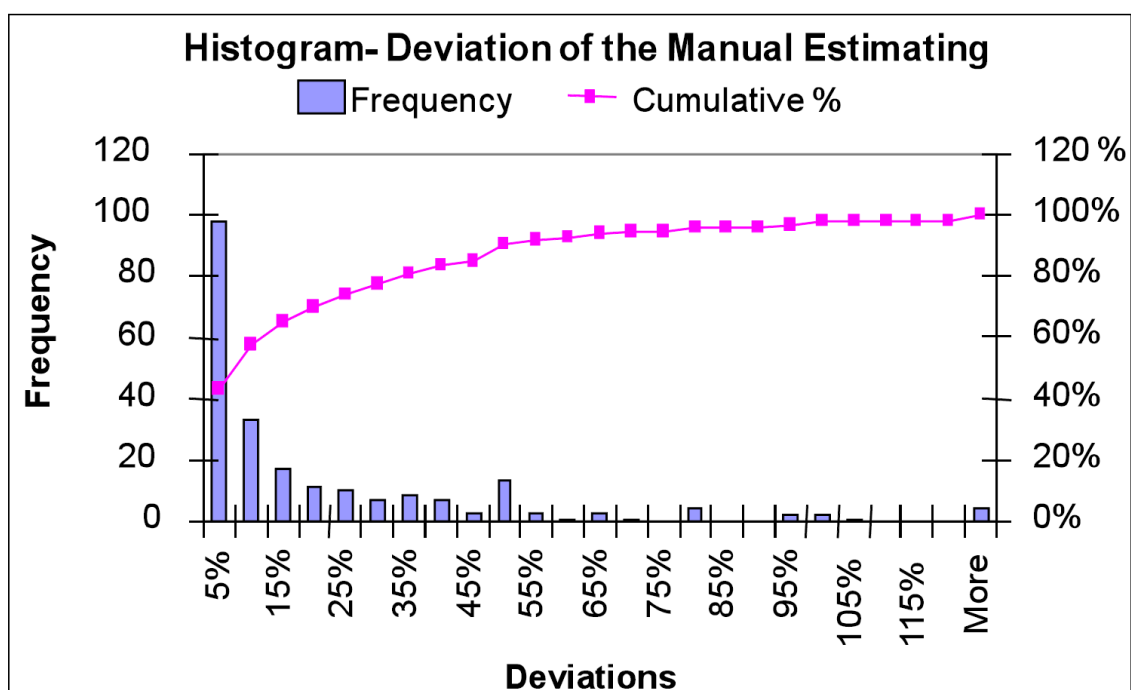


Figure 3.5.17 Deviations from the correct estimate value using the manual estimating method.

Zhigang らの論文より引用

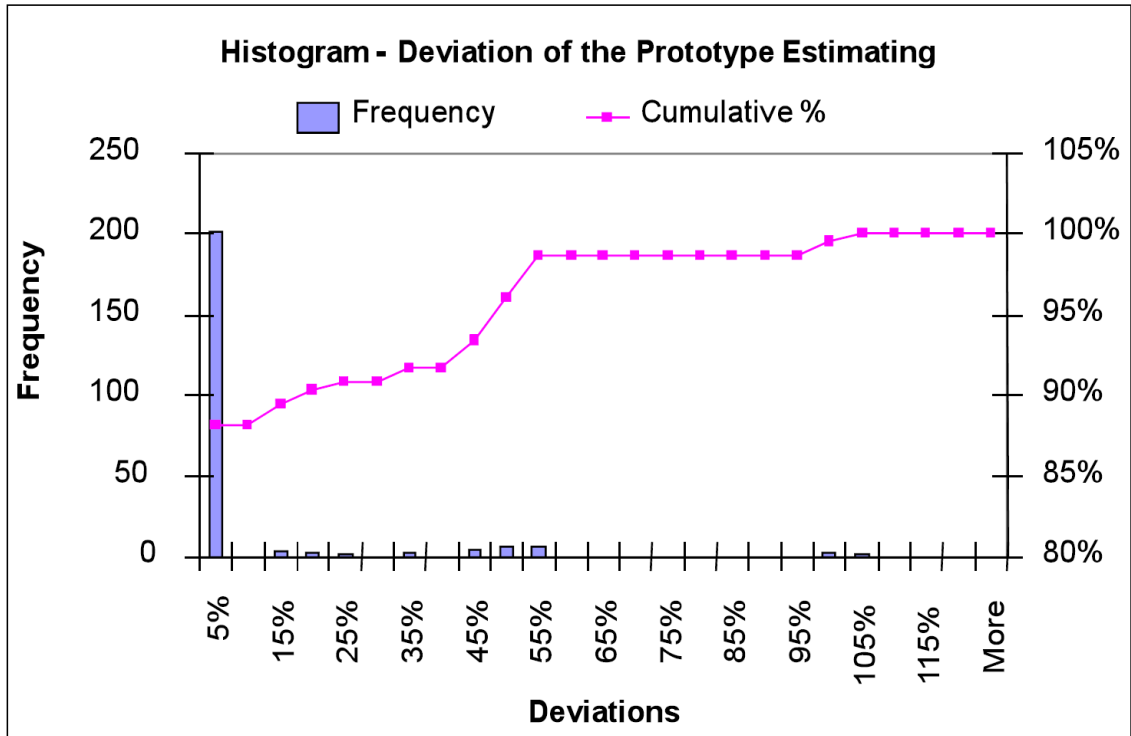


Figure 3.5.18 Deviations from the correct estimate value using the prototype estimating method.

Zhigang らの論文より引用

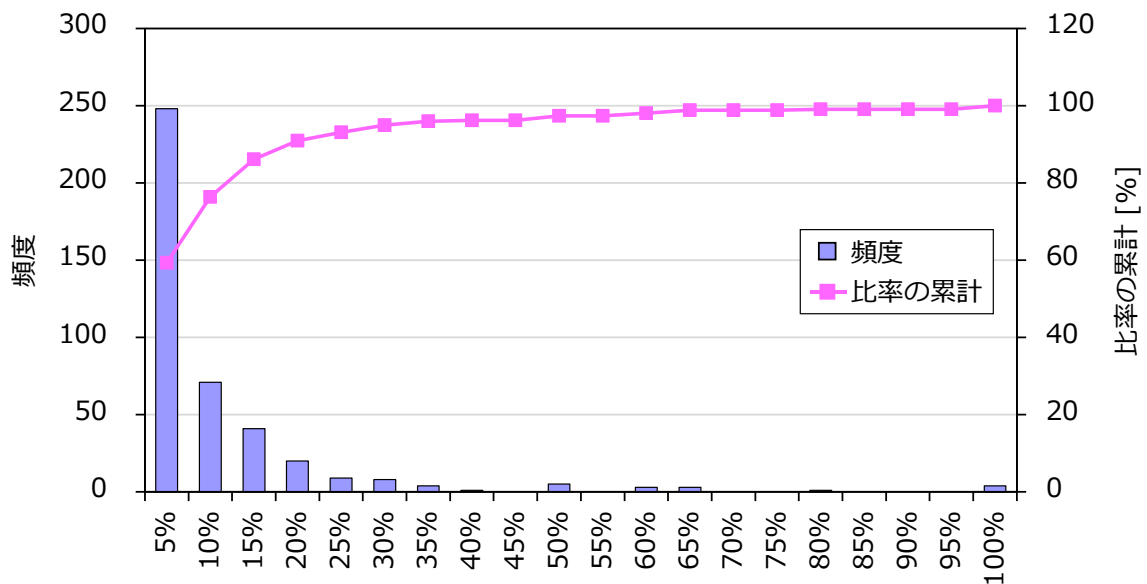


Figure 3.5.19 手作業における偏差の頻度とその累計

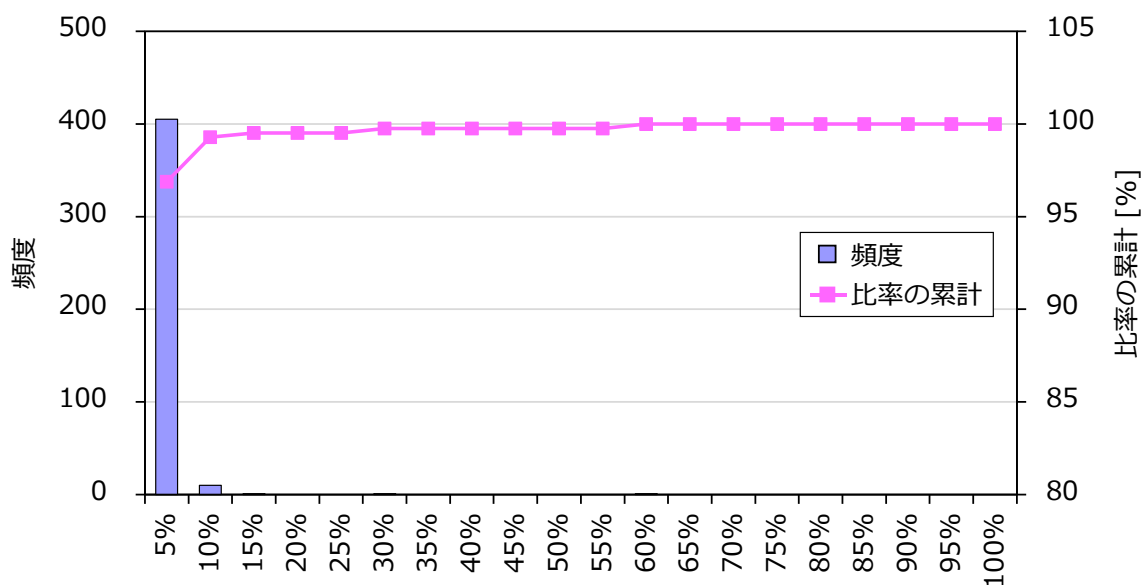


Figure 3.5.20 BIM連携における偏差の頻度とその累計

3.5.5 項 小括

BIM とシミュレーションの連携について作業実験から、作業の大幅な効率化とシミュレーション結果の精度向上につながる可能性が示された。既往研究との比較から、他の分野で見込まれている連携効果に対し、設備の BIM とシミュレーションの連携が同等以上の効果があることが確認できた。

BIM を導入していない建築プロジェクトでは、シミュレーションとの連携のために BIM モデルを作成することは連携しないよりも時間がかかり、逆効果である。しかし、1.2.2 項に示したとおり、BIM を導入することにより業務の前倒しなど生産性の向上が図られる。BIM を活用したシミュレーションもこのような BIM のメリットの一部である。シミュレーションのためだけに BIM モデルを作成するのは逆効果であるが、その際にはシミュレーション以外の BIM のメリットも同時に享受できると考えられる。

BIM を導入している建築プロジェクトにおいては、本節の作業実験にて検討した内容以外の時間やコストなどを追加することはなく、時間と精度のみが向上すると考えられる。

本研究の目的である設計・施工の段階的な最適化を実現するためには、BIM とシミュレーションの連携が不可欠である。BIM とシミュレーションの連携の目的は、実務的な課題として挙げた最適化検討の時間的な制約の解決と継続的に最適化を行うことができるようにすることである。本節で連携の効果が確認されたことにより、シミュレーションモデル構築が効率化され、詳細なシミュレーションを用いた最適化の普及が期待される。また、BIM からシミュレーションモデルを構築することは、建築のプロセスが進むにつれて充実する BIM が持つ情報を活用することにつながり、継続的な最適化を容易にする。

第4章 設計・施工の段階的な最適化の適用

本章では、本研究で提案する手法を実システムに適用した例を2つの対象建物で示す。冷水側は、他設備との納まりの仮定や、室内環境への影響を加味する必要があるため、適用例では設計・施工の段階的な最適化の方法論と有用性を示すことに重点を置き、冷却水システムを中心に最適化を行った。

4.1 節 研究用途建物への設計・施工の段階的な最適化の適用

実在の熱源システムに設計・施工の段階的な最適化を適用し、設計・施工の段階的な最適化の手順、効果、課題について確認、検証した。

対象とする熱源システムは、運用中のシステムであり、既に最適化のプロセスを適用せずに設計され、制御されている。そこで、設計・施工の段階的な最適化の効果を算出する際には、運用中のシステムを「基準設計」として比較の基準とした。

4.1.1 項 対象システム

(1) 建物概要

1990年に竣工した建物であり、所在地は茨城県つくば市である。主な建物用途は、研究、事務である。熱源システムは、2010年に改修が行われ、2019年現在まで運用されている。対象建物の全景を Figure 4.1.1 に、規模や用途の詳細を Table 4.1.1、Table 4.1.2 に示す。

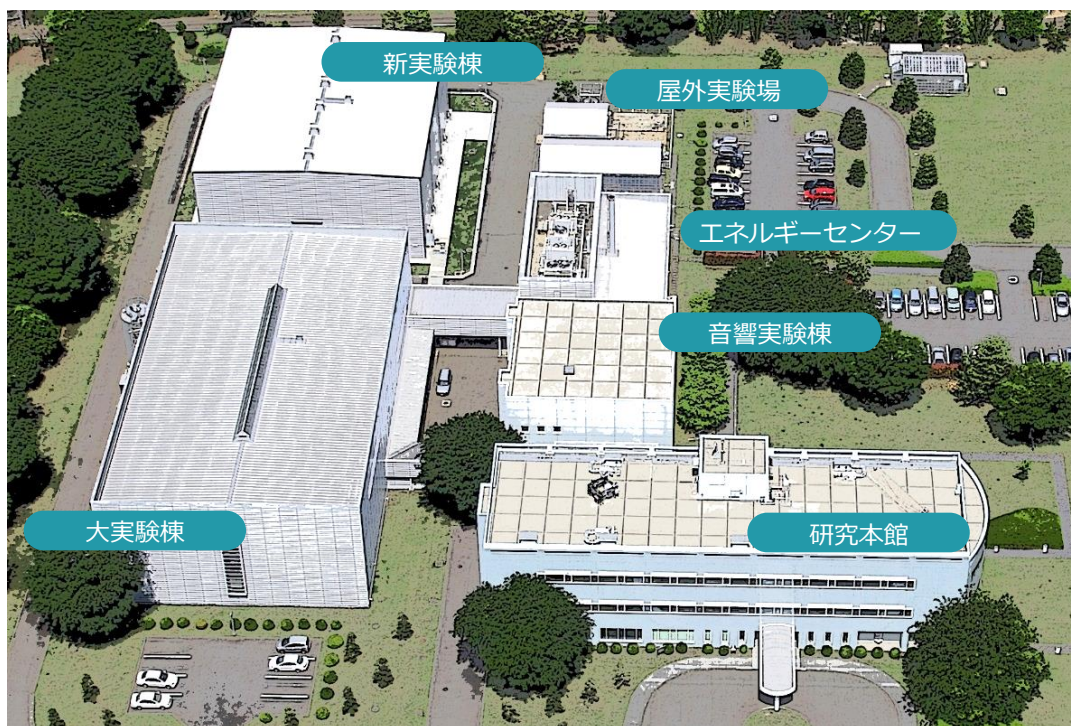


Figure 4.1.1 対象建物の全景

Table 4.1.1 対象建物の規模

敷地面積	34,684.80 m ²
建築面積	5,028.79 m ²
延床面積	8,127.18 m ²

Table 4.1.2 対象建物の詳細

	内 容	階 数	構 造	延べ面積
研究本館 連絡通路	玄関ホール、大会議室、 管理室、プロジェクト室、 資料室、食堂、研究室、 多目的実験スペース	地上 3 階 塔屋 1 階	RC 一部 SRC	3,262.29 m ²
大実験棟	空間シミュレーションルーム、 気流実験室、大実験スペース、 工作室、計測監視室	地上 1 階	S	2,144.33 m ²
新実験棟	大実験スペース	地上 1 階	S	1,093.80 m ²
音響実験棟	無響室、残響室、測定室、解析室	地上 3 階 地下 1 階	RC 一部 SRC	1,175.36 m ²
エネルギー センター	電気室、発電所、ボイラ室、 冷凍機室、ガバナ室、 廃棄物一時保管所	地上 1 階	S	451.40 m ²
その他施設	屋外実験場 (324 m ²)、 駐車場 (68 台)、 地下オイルタンク、ボンベ庫	—	—	—

(2) 熱源システム系統図

対象建物全体の熱源システム系統図を Figure 4.1.2 に示す。本研究では、その中で Figure 4.1.3 に示す冷却水系統を対象として設計・施工の段階的な最適化を適用した。Figure 4.1.3 には、冷却水の流れの抵抗になる弁やストレーナ、制御に用いられる制御弁や各種計測器も表記した。

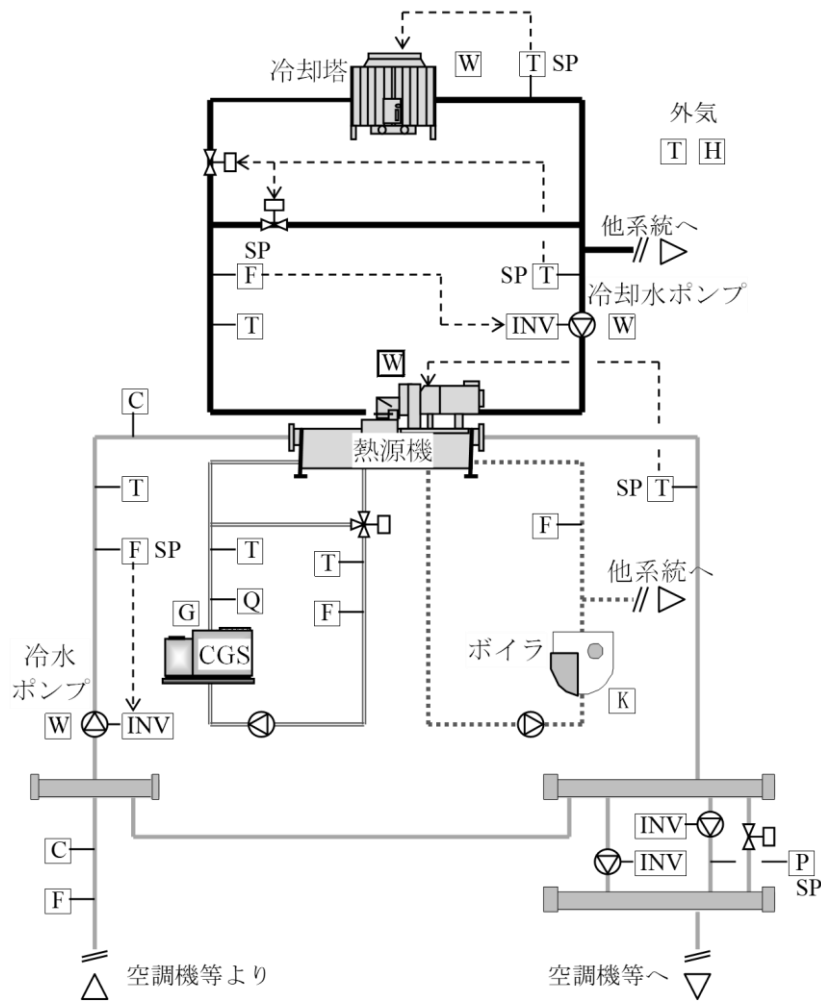


Figure 4.1.2 熱源システム系統図 (対象建物全体)

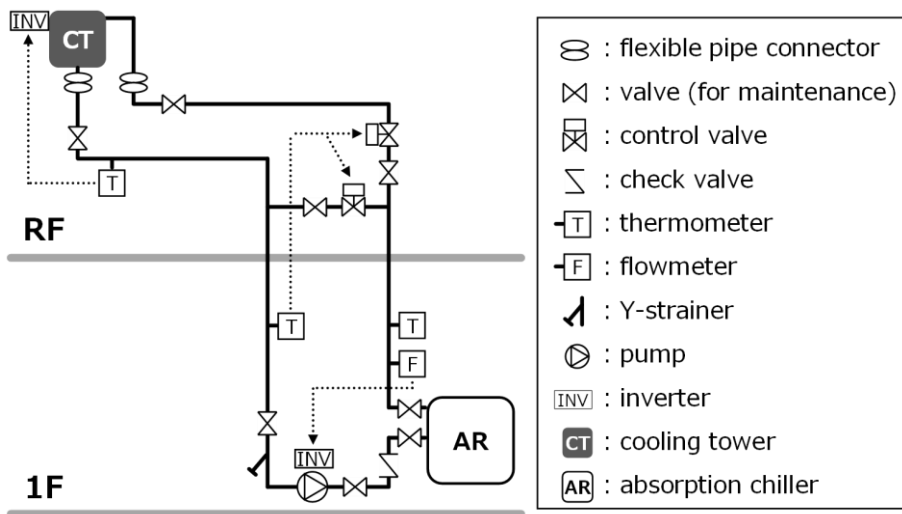


Figure 4.1.3 熱源システム系統図 (設計・施工の段階的な最適化の適用範囲)

(3) 熱源システム機器表

熱源システムを構成する機器の仕様を Table 4.1.3 に示す。設計・施工の段階的な最適化の適用範囲に含めていない冷水一次ポンプを記載している理由は、冷水側の制御も冷凍機の効率に影響を与えるためである。よって、冷水ポンプの PI 制御や発停の影響を考慮したシミュレーションを行った。ただし、制御の方法はすべての条件で統一して、エネルギーやコストの計算からは除外し、最適解への影響をなくした。

冷却塔の定格冷却水流量は 3,000 L/min であるのに対し、冷凍機の定格冷却水流量は 2,000 L/min であり、両者の数値が異なっている。これは、設計当初の冷却塔の使い方として、対象としている冷凍機以外の系統からの放熱も兼用するように計画されていたからである。しかし、兼用する計画であった系統の放熱に冷却塔は使われておらず、その結果、冷凍機に対して放熱能力の大きい冷却塔が設置されている。

Table 4.1.3 機器仕様

機器	仕様		
蒸気吸収式冷凍機	冷凍能力	422	[kW]
		120	[USRT]
	消費電力	2.4	[kW]
	蒸気消費量	432	[kg/h]
	冷却水流量	2,000	[L/min]
	冷水流量	1,008	[L/min]
開放型冷却塔 (ファンインバータ制御)	ファン消費電力	7.5	[kW]
	冷却水流量	3,000	[L/min]
冷却水ポンプ (インバータ制御)	冷却水流量	2,000	[L/min]
	揚程	18.0	[mAq]
	モータ出力	11.0	[kW]
冷水一次ポンプ (インバータ制御)	冷水流量	1,008	[L/min]
	揚程	18.0	[mAq]
	モータ出力	5.5	[kW]

(4) BIM モデル

対象システムの BIM モデルを Figure 4.1.4 に示す。機器は、建築設備専用の建物（エネルギーセンター）に設置されている。2階建ての1階部分に冷凍機やポンプが設置されており、大気に開放された2階部分に冷却塔が設置されている。Figure 4.1.4 中に紫色で表示した配管が冷却水配管である。

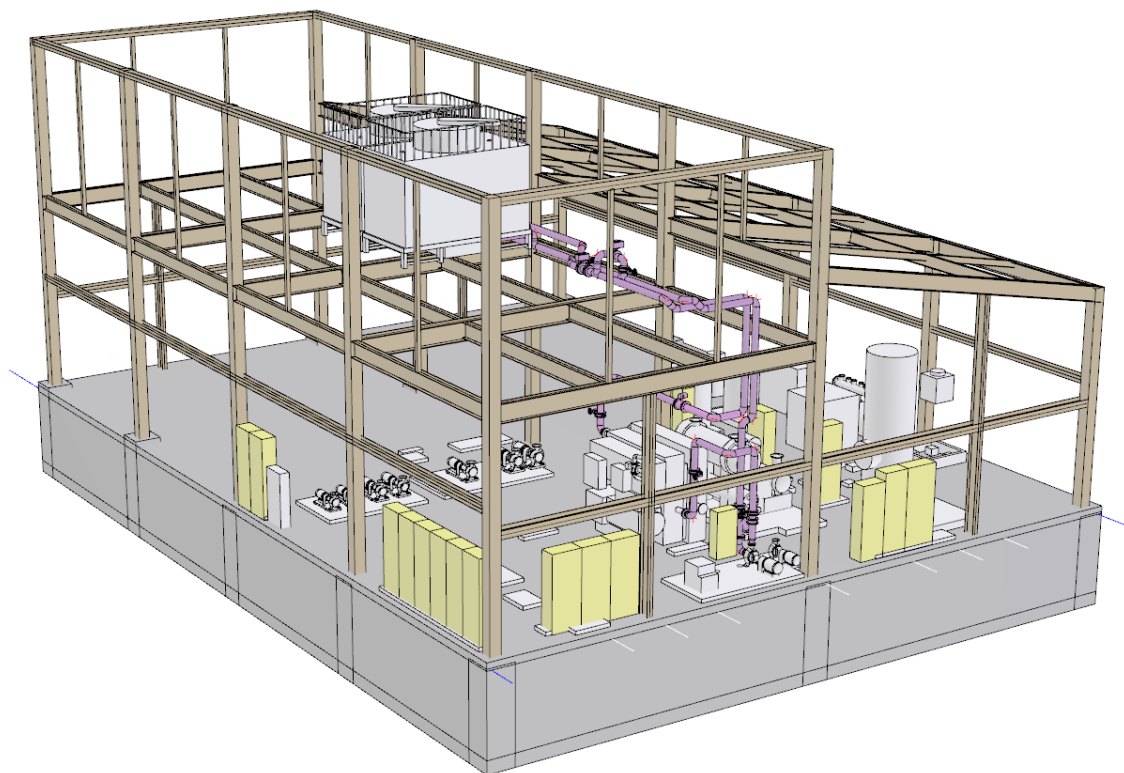


Figure 4.1.4 対象システムの BIM モデル

4.1.2 項 最適化問題の定義

(1) 計算条件

(i) 外気条件と負荷条件

外気条件と負荷条件は対象建物の 2016 年の 1 分間隔の実測値を用いた。対象システムは運用しているため実測値を用いるが、通常は設計時に想定した値を補間するなどして用いる。具体的な入力項目は、冷水製造熱量、冷水流量、外気温度、相対湿度の 4 つである。対象システムの運用期間は、5 月から 10 月の平日 8 時から 17 時の間である。ただし、計算時間を短縮するために、この期間から代表日を 3 日間選択してエネルギー消費量やランニングコストを計算し、その計算結果に年間の運転日数の係数をかけることで年間のエネルギー消費量やランニングコストとした。計算方法を次に示す。

- 1) 8 月、9 月、10 月の各月で各時刻の外気温度と外気相対湿度と冷水負荷の平均値を求め、それを代表日 3 日間の外気条件と負荷条件とした。
- 2) 1) で求めた外気条件や負荷条件の下、エネルギー消費量やランニングコストを計算した。
- 3) 計算結果に、5 月から 10 月の運転日数である 120 日間の 3 分の 1 である 40 日間をかけて、年間のエネルギー消費量やランニングコストとした。

以上の方法によって、計算時間を 40 分の 1 に短縮できるが、計算精度に問題がないか確

認する必要がある。計算結果の評価は相対評価であるものの、実態とかけ離れた結果では妥当性が低下する。そこで、同一の設計・制御の条件において、実測期間全体で計算した場合と上記の代表日のみで計算した場合のエネルギー消費量とランニングコストを比較・検証した。

実測期間は2016年6月20日から2016年10月28日であり、運用期間とのズレがあるため、上記3)の40日間ではなく、28.3(85/3)日間をかけた。エネルギー消費量の比較をFigure 4.1.5、ランニングコストの比較をFigure 4.1.6に示す。なお、ランニングコストにメンテナンスコストは含めていない。各機器のエネルギー消費量とランニングコストの誤差は5%以内に収まっており、計算結果の精度に問題ないと考えられる。

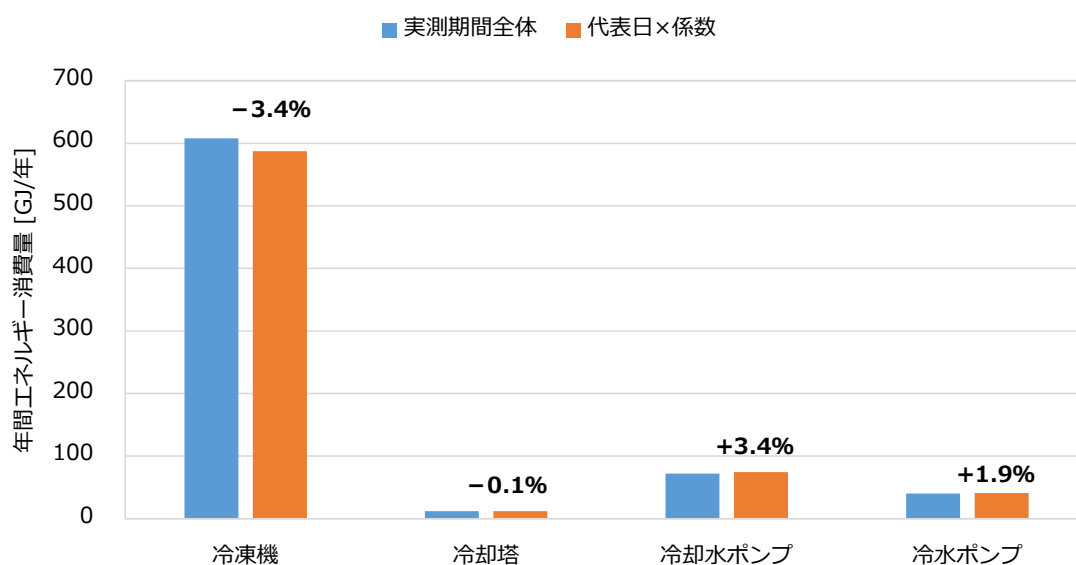


Figure 4.1.5 エネルギー消費量の計算精度比較

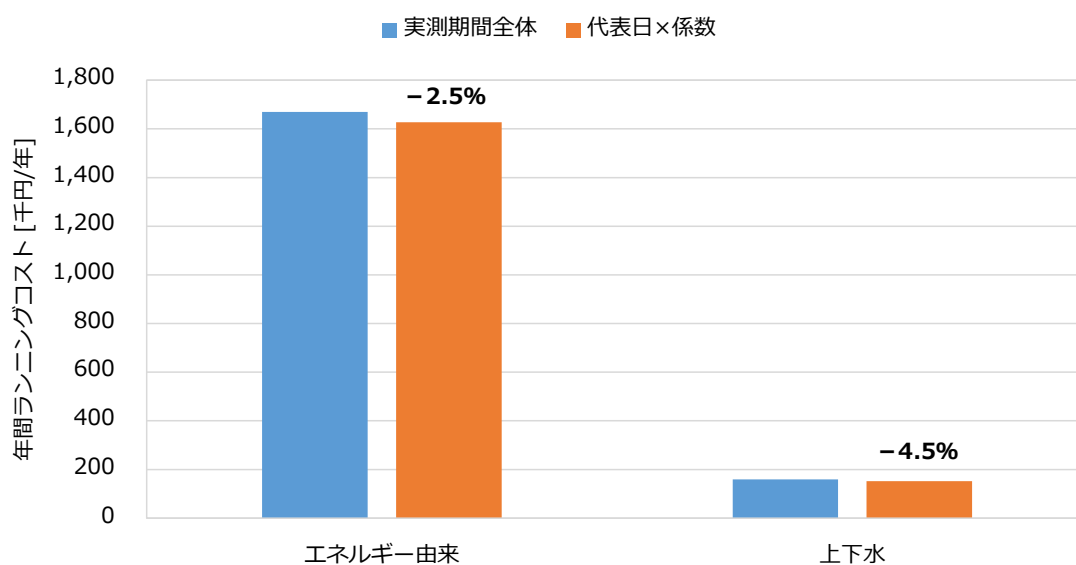


Figure 4.1.6 ランニングコストの計算精度比較

(ii) 計算対象

計算対象の項目を Table 4.1.4 に示す。各項目の計算方法は第 3 章に示したとおりである。エネルギー消費量の計算対象は、吸収式冷凍機、冷却塔、冷却水ポンプ、冷水ポンプである。ライフサイクルコストは、吸収式冷凍機、冷却塔、冷却水ポンプ、冷水ポンプのエネルギー由来のコストに加えて、冷却塔の補給水と排水のコスト、メンテナンスコストを対象とした。イニシャルコストは、冷却塔、冷却水ポンプ、冷水ポンプ、配管継手類、弁、計測器、制御導入コスト、設備重量の影響、設備スペースの影響を対象とした。

エネルギー消費量とランニングコストに吸収式冷凍機を含めているが、イニシャルコストには含めていない。これは、吸収式冷凍機は設計変数ではなく固定の条件（同じ機種・容量）を用いるため、すべてのケースでイニシャルコストは同じ値になるからである。一方でエネルギー消費量とランニングコストは、制御方法や熱源システム構成によって同じ吸収式冷凍機でも値が変わるため、計算対象に含めた。同様の理由で、すべてのケースで同じ値になり結果に影響しないものは計算対象に含めていない。例えば、制御方法によらず必要不可欠な計装工事のコストなどである。制御方法が基準設計から変わるときは、基準設計からの増減分のみを評価した。

Table 4.1.4 計算対象の項目一覧

エネルギー消費量	吸収式冷凍機、冷却塔、冷却水ポンプ、冷水ポンプ
ランニングコスト	吸収式冷凍機、冷却塔、冷却水ポンプ、冷水ポンプ、補給水等、メンテナンス
イニシャルコスト	冷却塔、冷却水ポンプ、冷水ポンプ、配管、継手、弁、計測器、最適制御導入（以上、施工コスト含む）、設備スペース、重量

(iii) その他条件

本節のケーススタディ特有のコスト換算係数を Table 4.1.5 に示す。これらの係数は、対象建物の実績値を用いた。

Table 4.1.5 コスト換算係数

灯油	87 円/L
電力	18 円/kWh
上水	230 円/m ³
下水	160 円/m ³

(2) 目的関数

目的関数は 2.3.3 項に示したとおり、エネルギー消費量およびイニシャルコストとランニングコストを合計したライフサイクルコスト（以下、LCC）の 2 つとした。エネルギー消費量は 15 年の積算値とし、ランニングコストのランニング年数も 15 年とした。

(3) 設計変数

設計変数を建築プロジェクトの段階ごとに Table 4.1.6 に示す。基本設計段階と実施設計段階で重複する設計変数があるが、これは、新しく追加された設計変数と相互に影響を与える可能性を検討するためである。

Table 4.1.6 設計変数一覧

	設計変数	設計変数の値（下線は基準設計）
基本設計段階	冷却塔分割数	<u>1</u> 台, 2 台, 3 台
	冷却塔容量	1 倍, 1.25 倍, <u>1.5</u> 倍, 1.75 倍, 2 倍
	冷却水配管口径	125A, <u>150A</u> , 200A
	配管経路構成	(a), (b), (<u>c</u>)
	制御方法	<u>定格仕様</u> , 省エネルギー制御, 最適制御
実施設計段階	冷却水配管口径	125A, <u>150A</u> , 200A
	配管経路構成	(a), (b), (<u>c</u>)
	制御方法	<u>定格仕様</u> , 省エネルギー制御, 最適制御
	継手類 1	<u>ショートエルボ</u> , ロングエルボ
	継手類 2	<u>溶接継手</u> , ハウジング継手
配管材料	<u>SGP(白)</u> , SUS	
施工段階	配管ルート	—

(i) 冷却塔分割数

冷却塔台数の条件は、1 台、2 台、3 台とした。基準設計は、1 台である。

台数を変えたときの各冷却塔容量は、合計の冷却塔能力が同じになるように均等に分割した。対象の熱源システムは冷凍機が 1 台なので、複数の冷却塔の条件では冷却水配管のヘッダーで各冷却塔を接続した（集合型冷却塔）。

(ii) 冷却塔容量

冷却塔容量の条件は、容量算定基準の 1 倍から 2 倍とした。基準設計は、1.5 倍である。

ここで、容量算定基準とは冷凍機の冷凍能力から選定されたものであり、蒸気吸収式冷凍

機であれば冷凍能力と燃料消費量を合計した値である。建築設備設計基準^{4.75)}における冷却塔の冷却能力の計算式を Equation (4.1.1) に示す。

$$H_{ct} = 1.86 \times H_{Rc} \quad (4.1.1)$$

H_{ct} : 冷却能力 [kW]

H_{Rc} : 冷熱源機器の冷凍能力 [kW]

対象システムの冷却塔は、他システムからの放熱も兼用するように計画されていたため、基準設計が容量算定基準の 1.5 倍となっている。

(iii) 冷却水配管口径

冷却水配管口径の条件は、125A、150A、200A とした。基準設計は、150A である。

配管は規格品以外を使用するのは現実的でないと考え、離散的な値とした。上記に示した条件は、主管の口径である。配管系統の一部が主管と異なる口径になる場合が多い。例えば、冷却塔が複数ある場合、各冷却塔に接続する分岐後の配管は、流れる冷却水流量によって主管から口径を小さくするほうが適当である。その場合には、主管の口径の増減に合わせて、それら支管の口径を規格品の 1 サイズ分増減させた。

(iv) 配管経路構成

配管経路の中で制御に関わる弁・計測器・バイパスの位置や個数の条件は、Figure 4.1.7 に示す 3 通りとした。基準設計は、Figure 4.1.7 (c) である。バイパスの制御は、三方弁で制御するなど他の方法も考えられるが、ここでは問題を単純化するため 2 個の二方弁を用いた制御に統一した。

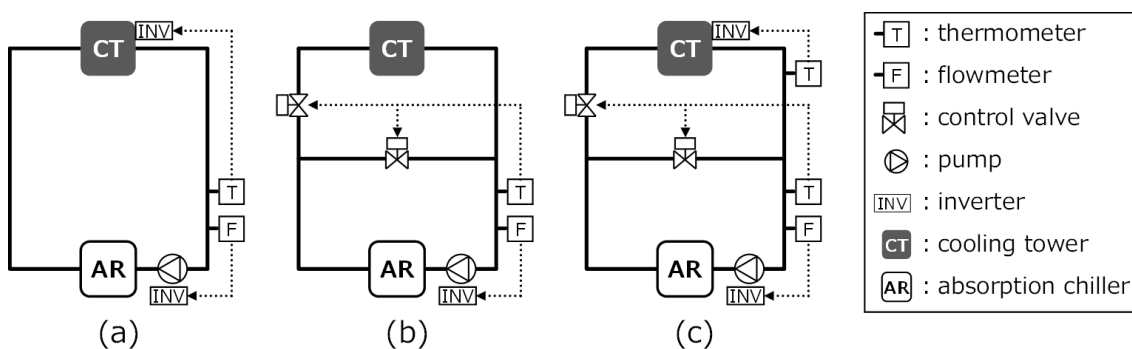


Figure 4.1.7 弁・計測器・バイパスの模式図

Figure 4.1.7 (a)は、バイパスを設けず、冷却塔ファンのインバータ制御のみで冷却水温度を制御するシステムである。冬期の負荷が小さいときなど、ファンを停止しても冷凍機の冷却水温度の下限値を下回る場合には採用できない。

Figure 4.1.7 (b)は、冷却塔ファンを制御せず、バイパス制御のみで冷却水温度を制御する

システムである。

Figure 4.1.7 (c)は、バイパス制御により冷却水温度の下限値を保障しつつ、冷却塔出口温度による冷却塔ファンのインバータ制御を行うシステムである。基本的にはバイパスは閉じて制御し、冷却塔ファンを停止しても冷却水温度が冷凍機の冷却水温度の下限値を下回る場合にバイパス制御を行う。

(v) 制御方法

制御方法は、次に示す3通りとする。基準設計は、定格仕様である。設定値を可変にする場合の変更間隔は、1時間ごととする。

1) 定格仕様

冷却水温度の設定値：30℃

冷却水流量の設定値：定格流量×100%

2) 省エネルギー制御

冷却水温度の設定値：外気湿球温度 + 5℃

冷却水流量の設定値：負荷に合わせて制御 (Figure 4.1.8)

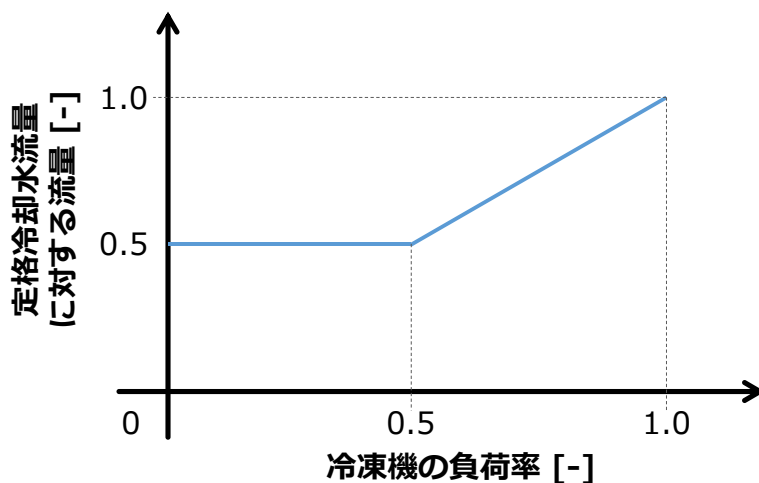


Figure 4.1.8 冷却水流量の制御方法

3) 最適制御

冷却水温度の設定値：22℃～30℃

冷却水流量の設定値：定格流量×50%～100%

上記の範囲において、冷却水温度と冷却水流量の最適な組合せをパターン探索を用いて求めた。

(vi) 継手・配管材料

1) 継手類 1

継手類 1 の条件は、ショートエルボとロングエルボとした。基準設計は、ショートエルボである。

ショートエルボは、曲率半径が配管直径の 1 倍のものをいい、ロングエルボは曲率半径が配管直径の 1.5 倍のものをいう (Figure 4.1.9)。ショートエルボは、ロングエルボと比較して配管スペースを軽減できる一方で、配管抵抗が大きい。

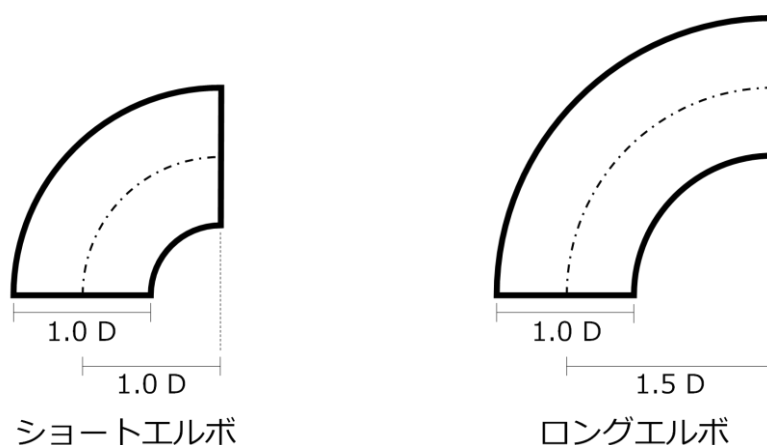


Figure 4.1.9 ショートエルボとロングエルボの違い

2) 継手類 2

継手類 2 の条件は、溶接継手とハウジング継手とした。基準設計は、溶接継手である。

溶接継手は、溶接技術を用いて被膜アーク溶接、マグ溶接などさまざまな溶接方法により接合させる継手である。高い信頼性を有するが、施工時の安全性への配慮や高い技術力が必要である^{4.76)}。

ハウジング継手は、定められた手順で施工することで水漏れや抜け防止が機械的に機能する接合方法である。施工性が良いが、安易に施工してミスが起きると配管が抜けるなど重大な損害が発生する可能性があり、施工手順を順守するなど施工管理を適切に行う必要がある^{4.77)}。

3) 配管材料

配管材料の条件は、配管用炭素鋼鋼管の白管 (SGP(白)) とステンレス鋼管 (SUS) とした。基準設計は、SGP(白)である。

配管用炭素鋼鋼管は、強じんで、価格も安いいため、建築設備用として古くから使用されている^{4.78)}。黒管と白管があり、白管は黒管に熔融亜鉛めっきを施したものである。

ステンレス鋼管は、軽量かつ耐食性・耐久性に優れている^{4.78)}。

4.1.3 項 設計・施工の段階的な最適化の適用結果

基本設計段階、実施設計段階、施工段階の順に Table 4.1.6 に示した設計変数に対して計算した結果と考察を示す。また、最適解の選択手順についても示す。

(1) 基本設計段階

エネルギー消費量と LCC の計算結果を Figure 4.1.10 に示す。冷却塔分割数、冷却塔容量、冷却水配管口径、配管経路構成、制御方法の 5 種類の設計変数の組合せ数は 405 (3×5×3×3×3) である。しかし、実際にプロットされている数は、次の理由から 270 となっている。配管経路構成の条件のうち、バイパスを設けない Figure 4.1.7 (a) の計算結果は、中間期の負荷が小さくファンを停止しても冷凍機の冷却水温度の下限値を下回ったため、採用できず除外した。

計算した解は、正の相関がみられた。これは、エネルギー消費量と LCC に含まれるランニングコストの一部が共通の計算を行っているためだと考えられる。基準設計を Figure 4.1.10 中に赤の菱形で示したが、基準設計よりもエネルギー消費量と LCC とともに小さい解が多数あり、基準設計が最適な解でないことがわかった。

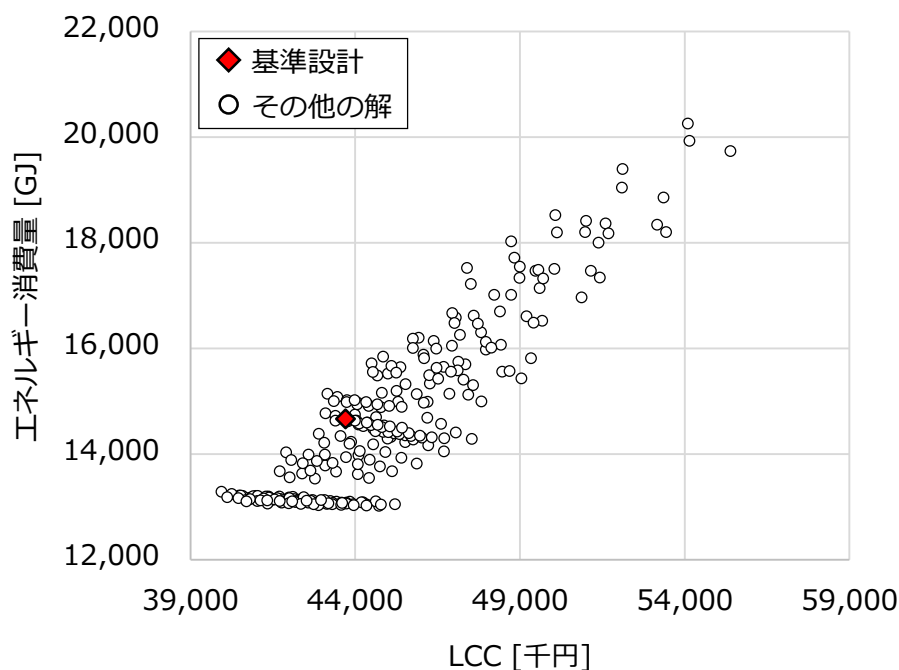


Figure 4.1.10 エネルギー消費量と LCC

Figure 4.1.7 に示した配管経路構成によって分類した計算結果を Figure 4.1.11 に示す。Figure 4.1.7 (b) と Figure 4.1.7 (c) で傾向が異なり、Figure 4.1.7 (b) は LCC とエネルギー消費量が連動して増加する正の相関関係がみられ、Figure 4.1.7 (c) は反比例する傾向がみられた。

Figure 4.1.7 (b) は、冷却塔ファンを制御せずにバイパスで冷却水温度制御するため、冷却塔容量を大きくするほど冷却塔のエネルギー消費量が増加し、エネルギー消費量とランニングコストが大きかった。同時に冷却塔容量を大きくするほどイニシャルコストも大きか

った。冷却塔容量の大小に起因して正の相関が表れたと考えられる。

Figure 4.1.7 (c)は、Figure 4.1.7 (b)とは逆に冷却塔の容量を大きくしても、イニシャルコストは大きくなるが、冷却水温度を冷却塔ファンによって適切に制御することによってエネルギー消費量が減少する傾向がみられた。

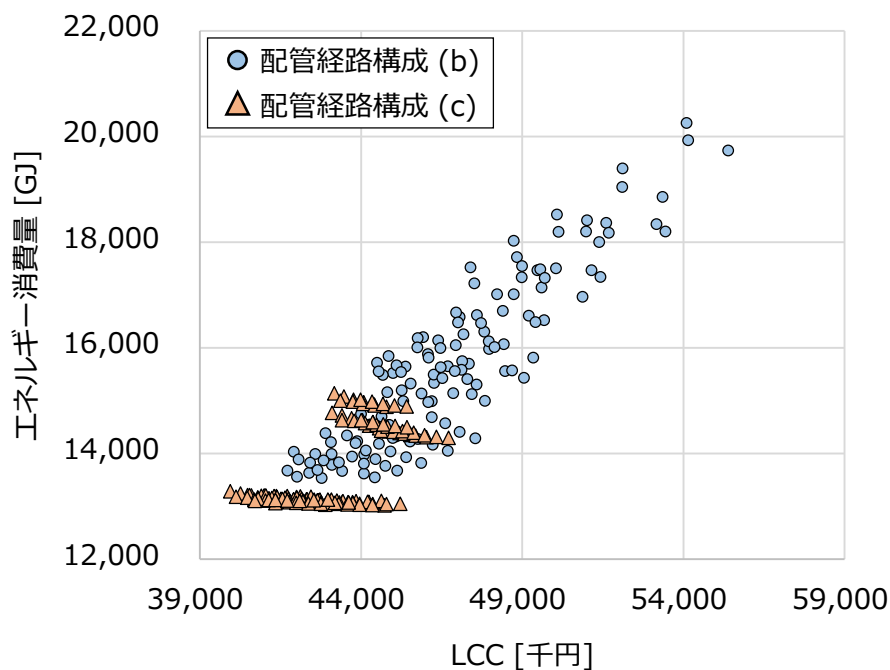


Figure 4.1.11 配管経路構成別のエネルギー消費量と LCC

4.1.2 項の(3)の (v) に示した3種類の制御方法によって分類した計算結果を Figure 4.1.12 に示す。

定格仕様で制御した場合と比較して、省エネルギー制御や最適制御のエネルギー消費量が小さくなる傾向がみられた。特に Figure 4.1.11 の配管経路構成 (c)に対応する部分のみをみると、エネルギー消費量が 14,000 GJ 以上の解は、すべて制御方法が定格仕様の場合である。エネルギー消費量が 14,000 GJ 未満の解は、制御方法が省エネルギー制御あるいは最適制御となった。エネルギー消費量に関しては、制御方法が定格仕様と省エネルギー制御・最適制御の場合で大きく異なることがわかった。

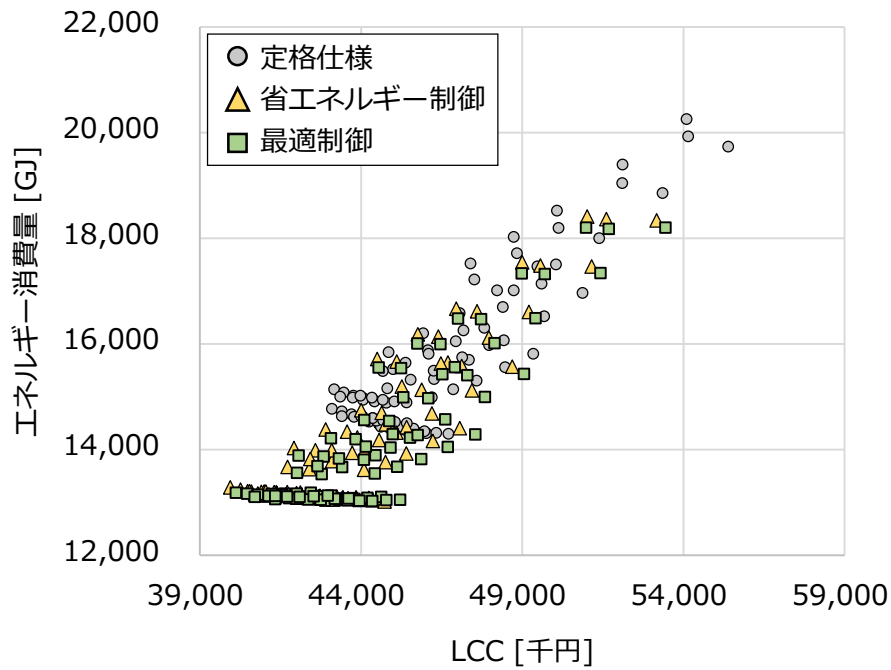


Figure 4.1.12 制御方法別のエネルギー消費量と LCC

各計算結果の分析を詳しく行い、かつ現実的でない解を除外するため、投資回収を7年と設定し、それ以外の解と分けた結果を Figure 4.1.13 に示す。投資回収年数は、基準設計に対するイニシャルコストの増加分をランニングコストの減少分が上回った年数とした。投資回収7年以内の解は、ランニング年数7年で計算した LCC の値が基準設計よりも小さ

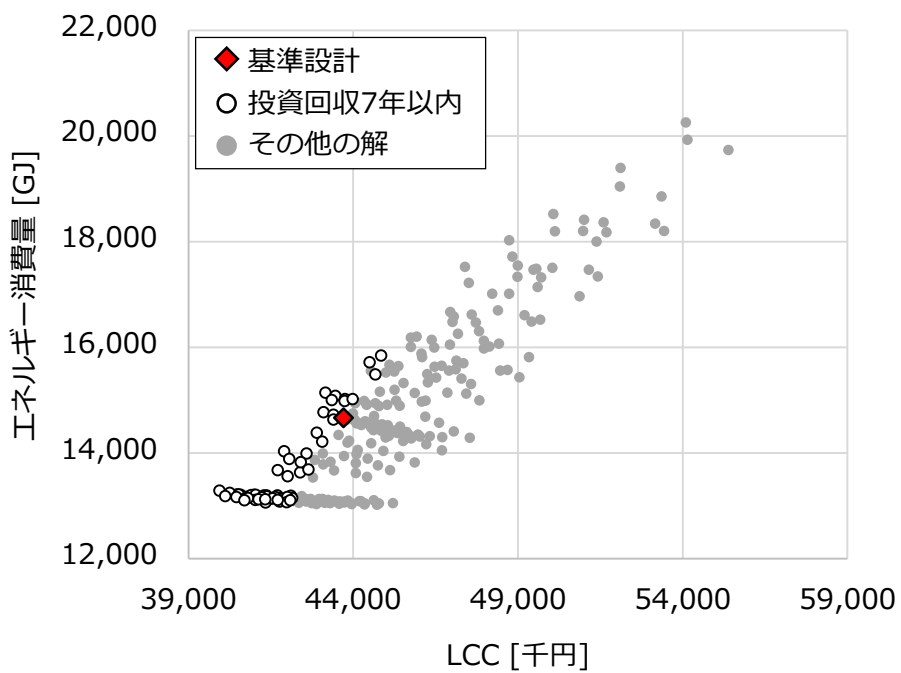


Figure 4.1.13 投資回収7年以内のエネルギー消費量と LCC

い解である。

この投資回収年数の制約条件によって、解の総数は 270 から 64 に絞られた。投資回収 7 年以内の解は、基準設計を中心としてエネルギー消費量と LCC の値が小さい Figure 4.1.13 中の左下にプロットが集中した。この部分を拡大した計算結果を Figure 4.1.14 に示す。

Figure 4.1.14 では、投資回収 7 年以内の解を配管経路構成別と制御方法別に分類した。同じ制御方法では、配管経路構成は Figure 4.1.7 (b) よりも Figure 4.1.7 (c) のほうがエネルギー消費量と LCC とともに小さかった。同じ配管経路構成では、定格仕様よりも省エネルギー制御や最適制御のほうがエネルギー消費量と LCC とともに小さかった。Figure 4.1.7 (c) かつ省エネルギー制御・最適制御の解を拡大したものを Figure 4.1.15 に示す。

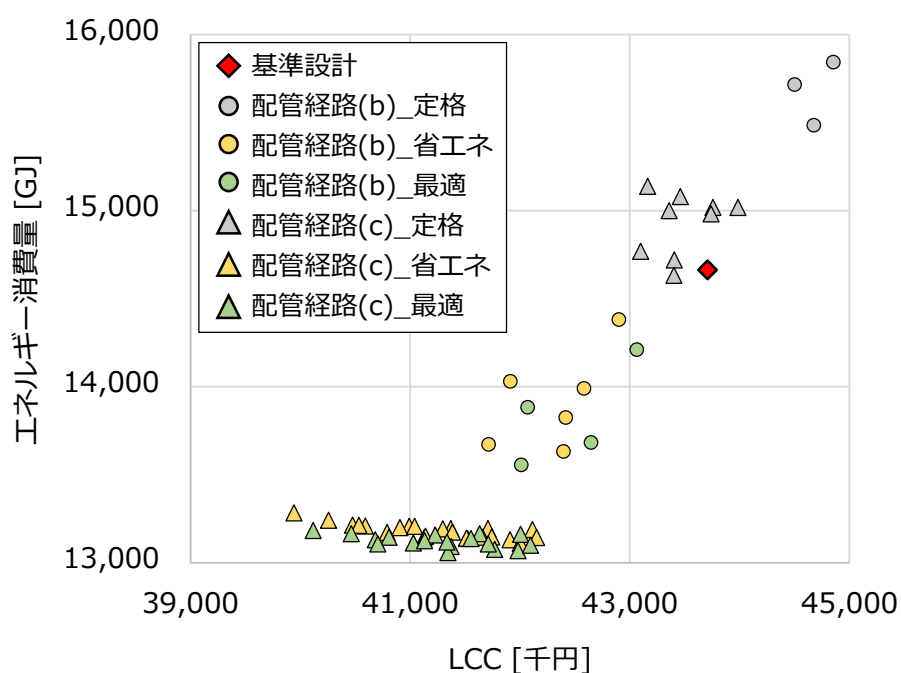


Figure 4.1.14 配管経路構成別と制御方法別のエネルギー消費量と LCC

Figure 4.1.15 では、パレート最適解とそれ以外の解（劣解）で分け、さらにパレート最適解 6 条件について、選択された設計変数を記載した。この範囲に含まれる解は、すべて Figure 4.1.7 (c) であったので配管経路構成については記載していない。6 つのパレート最適解のうち、5 つは制御方法が最適制御である。制御導入コストは最も高いが、それを上回るエネルギー消費量とランニングコストの低減効果があったと考えられる。

冷却塔分割数と冷却塔容量は、分割数が少なく容量が小さい組合せがパレート最適解に共通しており、設備容量を大きくする効果が小さいことがわかった。対象システムの冷凍機である吸収式冷凍機は、冷却水温度を低下させたときの効率向上がインバーターターボ冷凍機などに比べて小さい。冷却塔の設備容量を大きくしてエネルギー消費量やランニングコストを小さくするよりも、冷却塔の設備容量を小さくしてインシヤルコストを小さくするような解がパレート最適解となったと考えられる。冷却水温度の低下による効率向上が大きいインバーターターボ冷凍機では、同様のシステムでもこの結果と異なる解が選択される可能性がある。

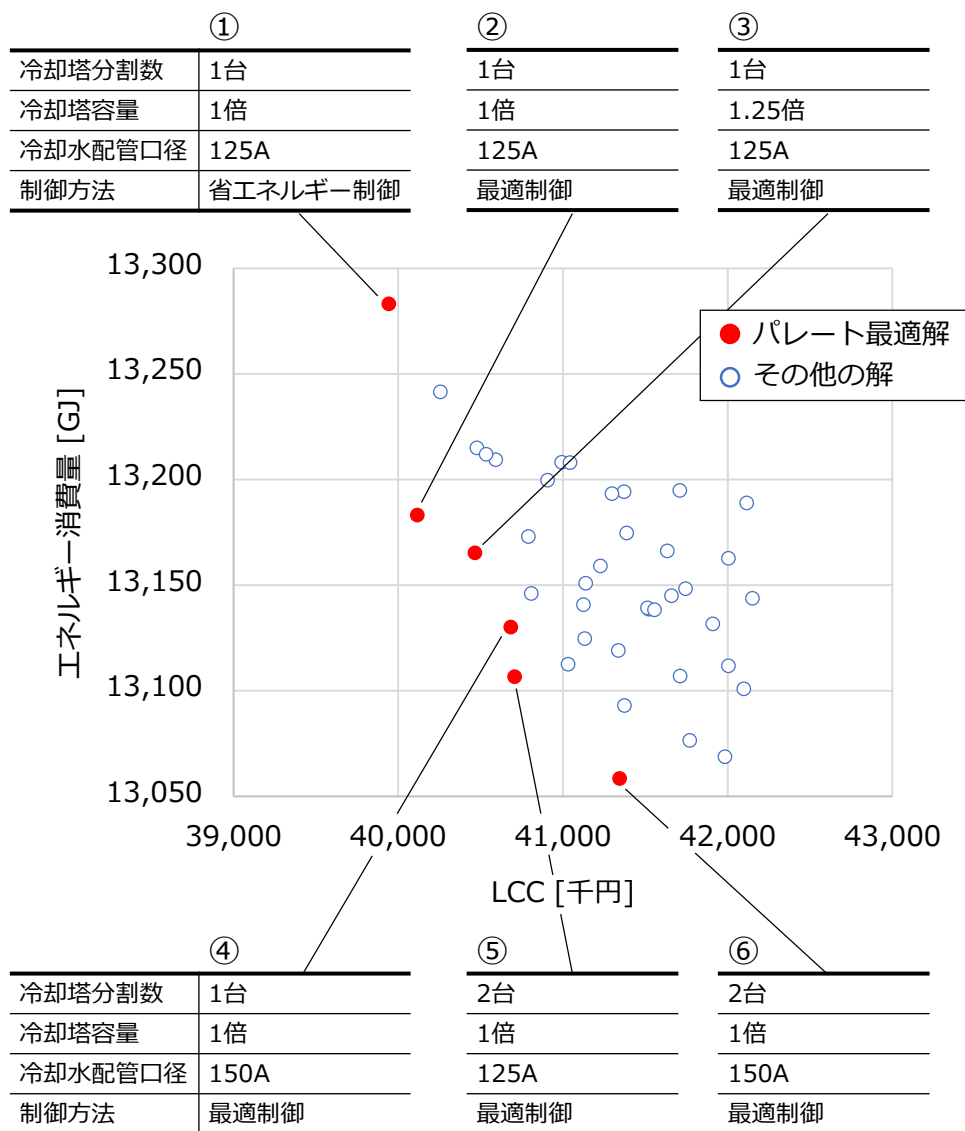


Figure 4.1.15 パレート最適解と設計変数

パレート最適解のエネルギー消費量と LCC の内訳を Figure 4.1.16 と Figure 4.1.17 に、項目別の比較を Figure 4.1.18 (a) ~ (k) に示す。グラフの項目名は、Figure 4.1.15 と対応しており、「冷却塔分割数_冷却塔容量_冷却水配管口径_制御方法」の順に記載している。項目別の考察を次に示す。

1) 冷凍機 (Figure 4.1.18 (a))

省エネルギー制御よりも最適制御のエネルギー消費量が小さかった。冷却塔容量は、1.25 倍のほうが 1 倍よりも小さかった。冷却塔台数が変化しても冷凍機のエネルギー消費量はほぼ変化していない。これは、冷却塔台数が変化しても冷却塔容量の合計は変わらず、冷却水温度がほぼ同じ値に制御されているためと考えられる。

2) 冷却塔 (Figure 4.1.18 (b))

冷却塔容量が小さく冷却塔台数が多いほど、エネルギー消費量は小さかった。冷却塔台

数が多いほど小さくなった理由は、冷却塔ファンの周波数が下限になるような低い負荷のときに、冷却塔の台数制御を行って消費電力を抑えられるためである。また、最適制御のほうが省エネルギー制御よりも冷却水温度を下げて冷凍機の効率を上げる傾向があり、エネルギー消費量が大きかった。

3) 冷却水ポンプ (Figure 4.1.18 (c))

配管口径が大きいほど搬送動力が低下し、エネルギー消費量は小さかった。また、省エネルギー制御よりも最適制御のエネルギー消費量が小さかった。

4) 冷水ポンプ (Figure 4.1.18 (d))

設計変数によって運転の条件が変わらないため、すべてのパレート最適解で同じ値となった。

5) エネルギー由来ランニングコスト (Figure 4.1.18 (e))

コストなので換算係数は異なるが、1)~4)のエネルギー消費量の合計である。冷却塔台数分割数が多いほど、冷却塔容量が大きいほど、冷却水配管口径が大きいほど、制御方法が最適制御のほうが、エネルギー由来のランニングコストが低かった。設備に余裕を持たせて、高度な制御方法を導入したほうがエネルギー消費量やランニングコストは小さくなるという結果は、コストをかけるほどエネルギー消費量が小さい熱源システムを構築することができることを示している。イニシャルコストやLCCとの兼ね合いで最適な解を選択する必要がある。

6) 上下水のランニングコスト (Figure 4.1.18 (f))

冷却塔台数が多いほど、上下水のコストは高くなった。また、省エネルギー制御よりも最適制御のほうがコストは低くなった。

7) メンテナンスコスト (Figure 4.1.18 (g))

冷却塔台数が多いほど、メンテナンスコストは高くなった。これは、メンテナンスを行う機器の数が増えたためである。

8) 機器・部材のイニシャルコスト (Figure 4.1.18 (h))

設備に余裕を持たせて、高度な制御方法を導入したほうがコストは高くなった。影響の大きい順に並べると、配管口径、冷却塔容量、冷却塔台数である。

9) 制御導入コスト (Figure 4.1.18 (i))

設計変数の条件どおり、最適制御のほうが省エネルギー制御よりもコストが高かった。

10) 設備の設置スペースのイニシャルコスト増加分 (Figure 4.1.18 (j))

冷却塔台数が多くなるとコストが高くなり、次いで冷却塔容量が大きくなるとコストが高くなった。冷却塔の合計容量が同じ場合において、1台で容量を大きくするよりも台数を増やして容量を大きくするほうが、スペースの効率が悪くなることが確認できた。

11) 設備重量の影響による建築構造のイニシャルコスト増加分 (Figure 4.1.18 (k))

冷却塔容量が大きい1.25倍のとき、コストが高くなった。冷却塔の台数が多くなっても冷却塔容量が1倍であれば合計容量は変わらず、コストはほぼ変わらない結果となった。

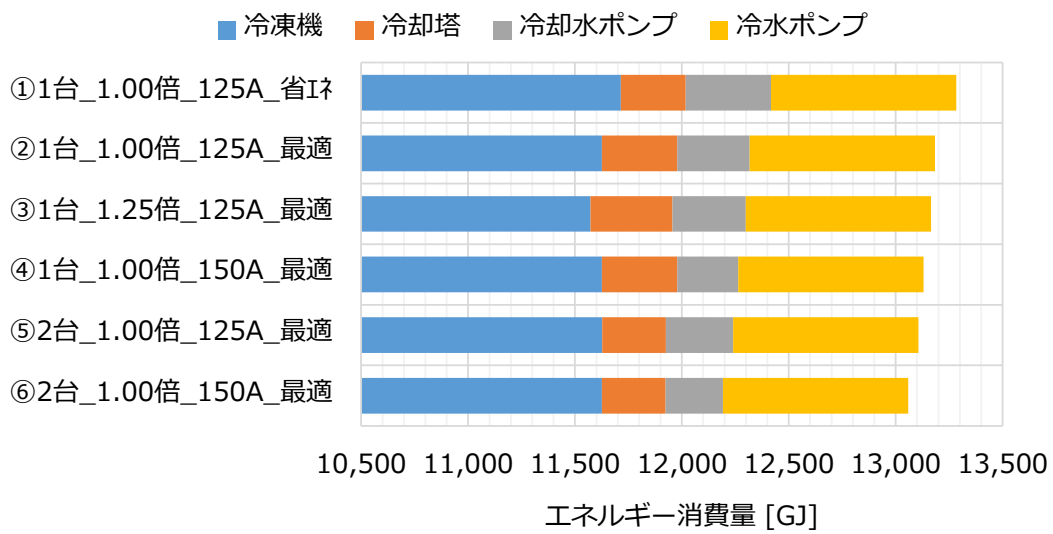


Figure 4.1.16 パレート最適解のエネルギー消費量の内訳

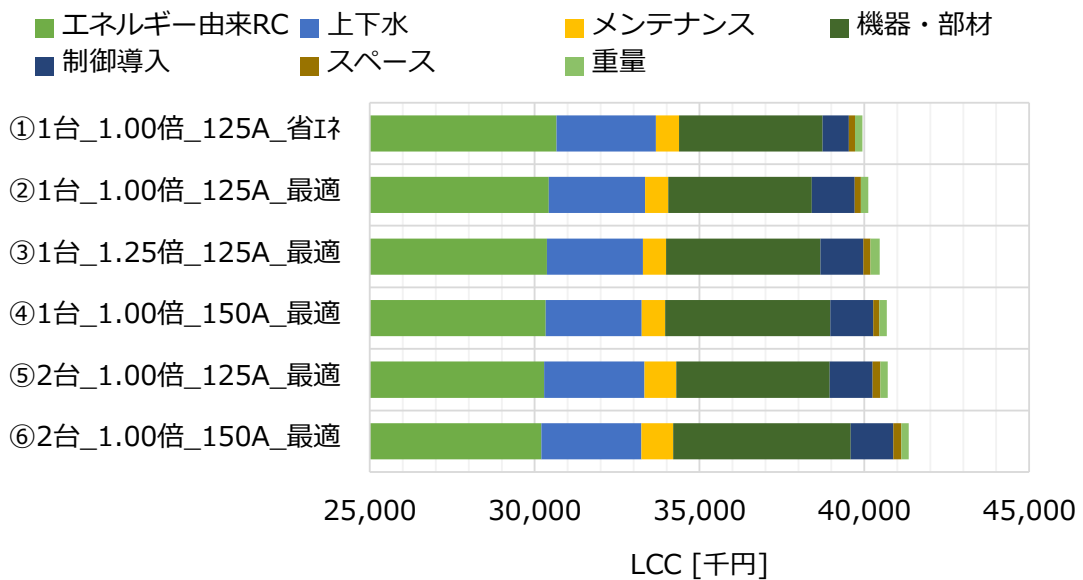
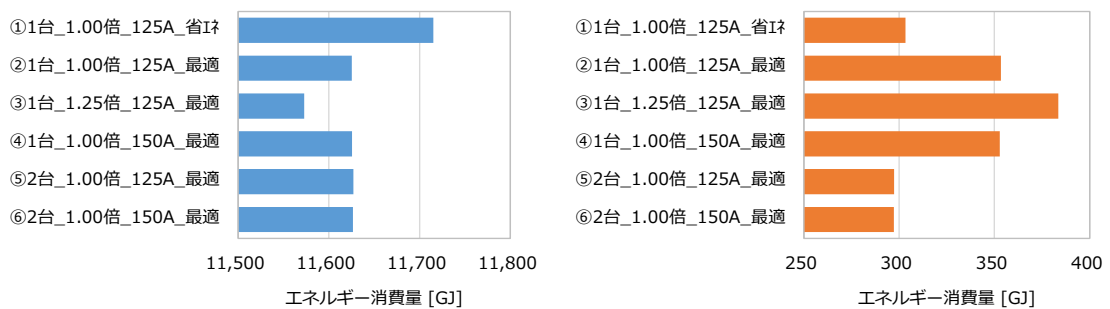


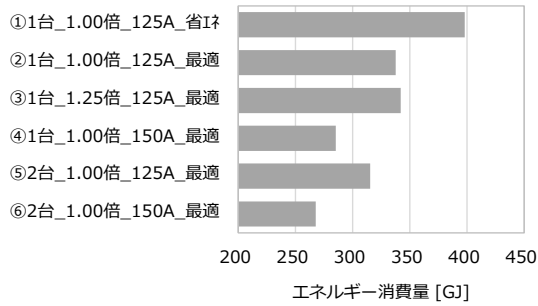
Figure 4.1.17 パレート最適解のLCCの内訳



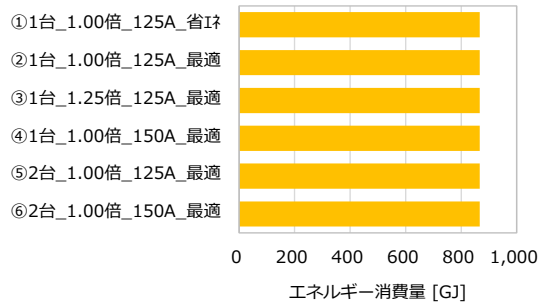
(a) 冷凍機

(b) 冷却塔

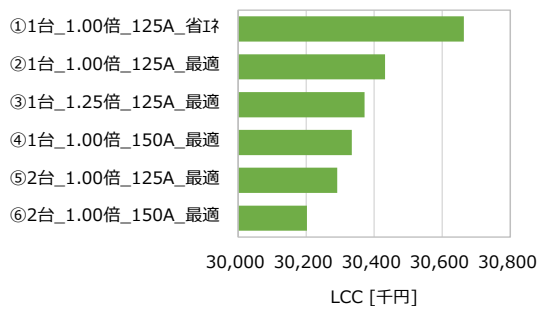
Figure 4.1.18 項目別のエネルギー消費量とLCCの比較



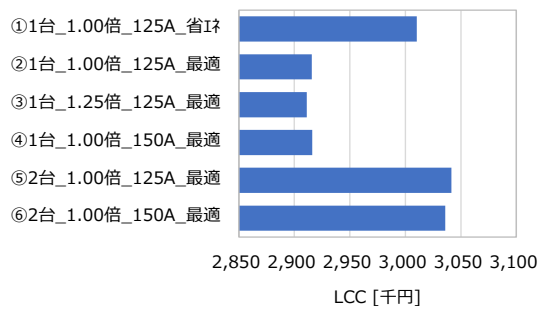
(c) 冷却水ポンプ



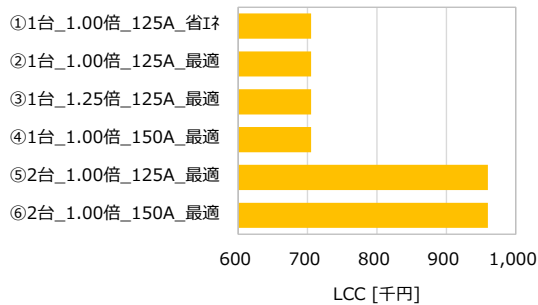
(d) 冷水ポンプ



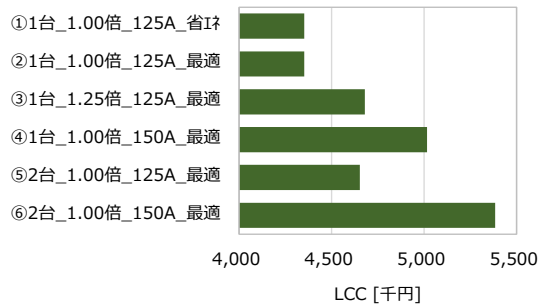
(e) エネルギー由来 RC



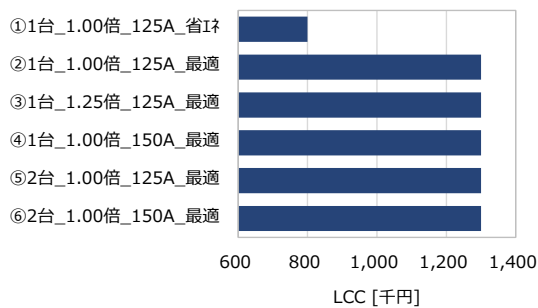
(f) 上下水



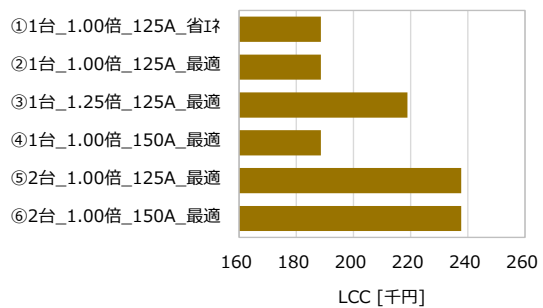
(g) メンテナンス



(h) 機器・部材

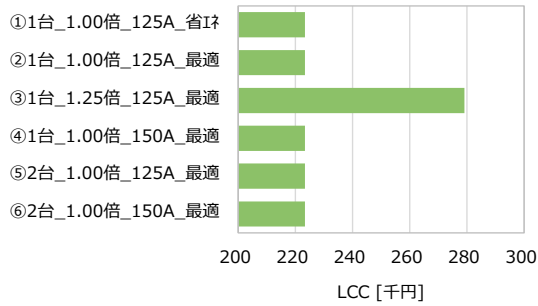


(i) 制御導入



(j) スペース

Figure 4.1.18 項目別のエネルギー消費量と LCC の比較



(k) 重量

Figure 4.1.18 項目別のエネルギー消費量と LCC の比較

6つのパレート最適解から選択解を決定する。6つのパレート最適解について、エネルギー消費量と LCC の計算結果と項目別の細かな分析をしたが、これらの情報を基に建築プロジェクトごとに最適解の選択基準を決めて選択する。本節のケーススタディでは、エネルギー消費量が最も小さいものを選ぶという選択基準を設けることとした。

基本設計段階では最適解の選択基準として次の2つを設け、本節のケーススタディでは、この選択基準を実施設計段階や施工段階でも共通の基準として用いた。

- 1) 基準設計からの増額イニシャルコストは、7年以内に回収できるものとする。
- 2) 1)を満たす中で、エネルギー消費量が最も小さいものとする。

この選択基準の下でパレート最適解の中から選択解を選ぶと、Figure 4.1.19 と Table 4.1.7 に示す設計変数の解が選択された。次の段階である実施設計段階では、この選択解を引き継いで最適化の検討を行った。

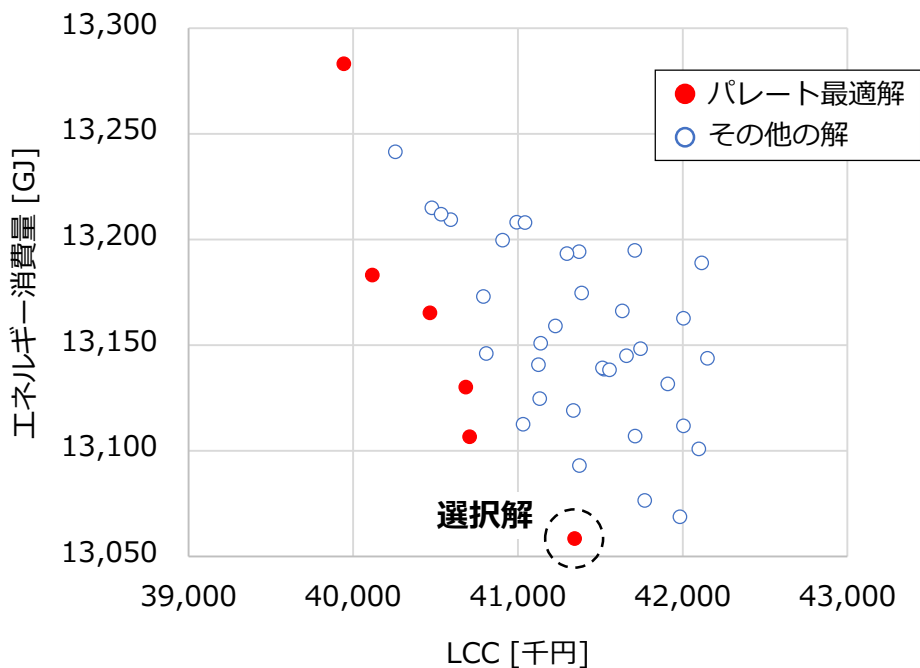


Figure 4.1.19 パレート最適解と選択解

Table 4.1.7 基本設計段階の選択解の設計変数

	設計変数	設計変数の値（下線は基準設計）
基本設計段階	冷却塔分割数	1台, <u>2台</u> , 3台
	冷却塔容量	<u>1倍</u> , 1.25倍, 1.5倍, 1.75倍, 2倍
	冷却水配管口径	125A, <u>150A</u> , 200A
	配管経路構成	(a), (b), <u>(c)</u>
	制御方法	定格仕様, 省エネルギー制御, <u>最適制御</u>

□：選択解の設計変数

(2) 実施設計段階

基本設計段階では、Table 4.1.7 に示した設計変数が選択された。このうち冷却塔分割数（2台）と冷却塔容量（1倍）は、基本設計段階で確定させ、つぎの実設計段階では設計変数に含めない。その他の冷却水配管口径と配管経路構成と制御方法は、引き続き設計変数として検討した。新たに継手類と配管材料を設計変数として加えた。実施設計段階の設計変数を Table 4.1.8 に再掲する。

エネルギー消費量と LCC の計算結果を Figure 4.1.20 に示す。冷却水配管口径、配管経路構成、制御方法、継手類 1、継手類 2、配管材料の 6 種類の設計変数の組合せ数は 216（3×3×3×2×2×2）である。プロットされている数は、Figure 4.1.7 (a) の計算結果を除外し 144 である。また、最適解の選択基準の 1 つである投資回収 7 年以内の解とそれ以外の解で分けた。

計算した解は、基本設計段階の同じグラフである Figure 4.1.13 と比較してエネルギー消費量と LCC とともに狭い範囲に集中した。これは、基本設計段階のみ検討した設計変数と実施設計段階のみ検討した設計変数では、基本設計段階のほうがエネルギー消費量と LCC の増減への影響が大きいことを示唆している。基本設計段階の影響のほうが大きいものの、実施設計段階の最適化の意味がないわけではなく、基本設計段階では検討できなかった新しい設計変数について最適化が可能となった。

なお、「基本設計段階では検討できなかった」と記載したが、BIM によるフロントローディングが進展すれば、すべての設計変数を基本設計段階や計画段階など初期の段階において

Table 4.1.8 実施設計段階の設計変数

	設計変数	設計変数の値（下線は基準設計）
実施設計段階	冷却水配管口径	125A, <u>150A</u> , 200A
	配管経路構成	(a), (b), <u>(c)</u>
	制御方法	定格仕様, 省エネルギー制御, 最適制御
	継手類 1	<u>ショートエルボ</u> , ロングエルボ
	継手類 2	<u>溶接継手</u> , ハウジング継手
	配管材料	<u>SGP(白)</u> , SUS

検討できるようになる可能性がある。その場合は、本研究の技術を用いて、初期の段階ですべての設計変数に対して最適化を行う。しかし本節のケーススタディでは、現状の設計・施工プロセスにおける各設計変数の検討段階に合わせ、基本設計段階、実施設計段階、施工段階に分けて検討した。

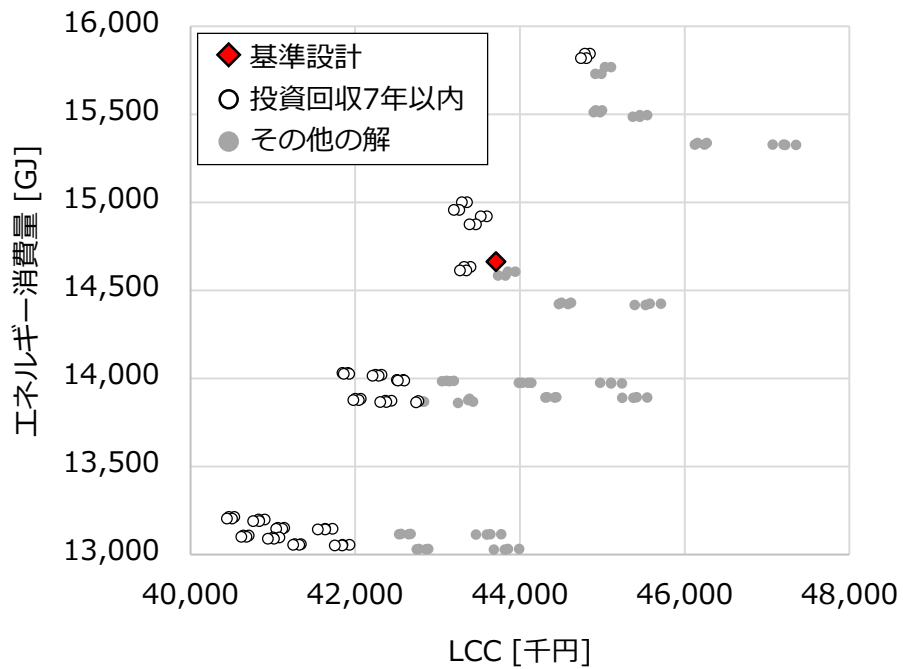


Figure 4.1.20 投資回収 7 年以内のエネルギー消費量と LCC

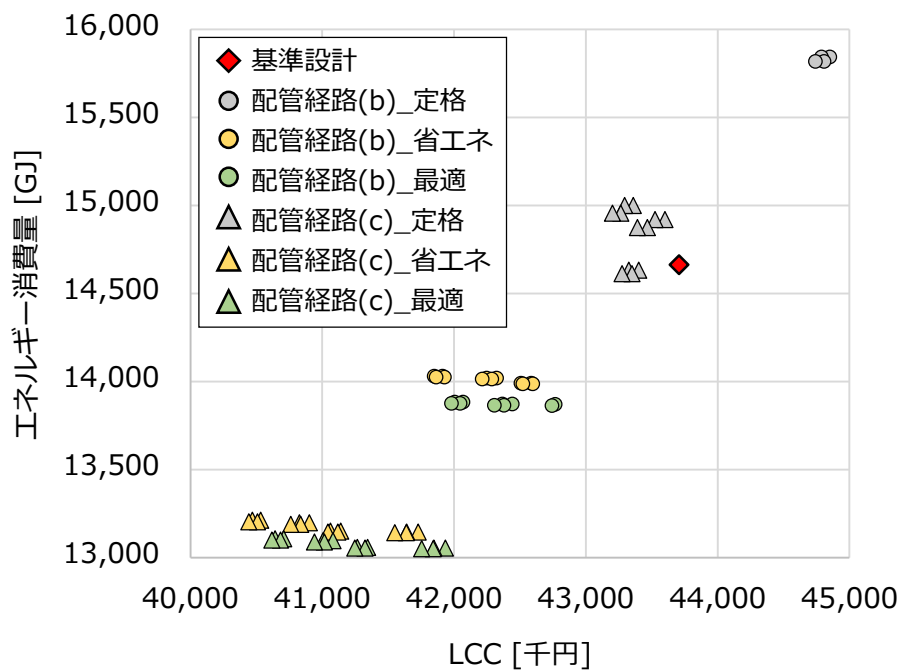


Figure 4.1.21 配管経路構成別と制御方法別のエネルギー消費量と LCC

Figure 4.1.20 の解は、4つの範囲に分かれてエネルギー消費量とLCCの計算結果がプロットされた。これらの解がどのような分類となっているか分析するため、配管経路構成と制御方法別に分け、投資回収7年を超える解を除外し、Figure 4.1.21 に示す。

基本設計段階の Figure 4.1.14 と同様に、同じ制御方法では、配管経路構成は Figure 4.1.7 (b)よりも Figure 4.1.7 (c)のほうがエネルギー消費量とLCCともに小さかった。同じ配管経路構成では、定格仕様よりも省エネルギー制御や最適制御のほうがエネルギー消費量とLCCともに小さかった。Figure 4.1.7 (c)かつ省エネルギー制御・最適制御の解を拡大したものを Figure 4.1.22 に示す。

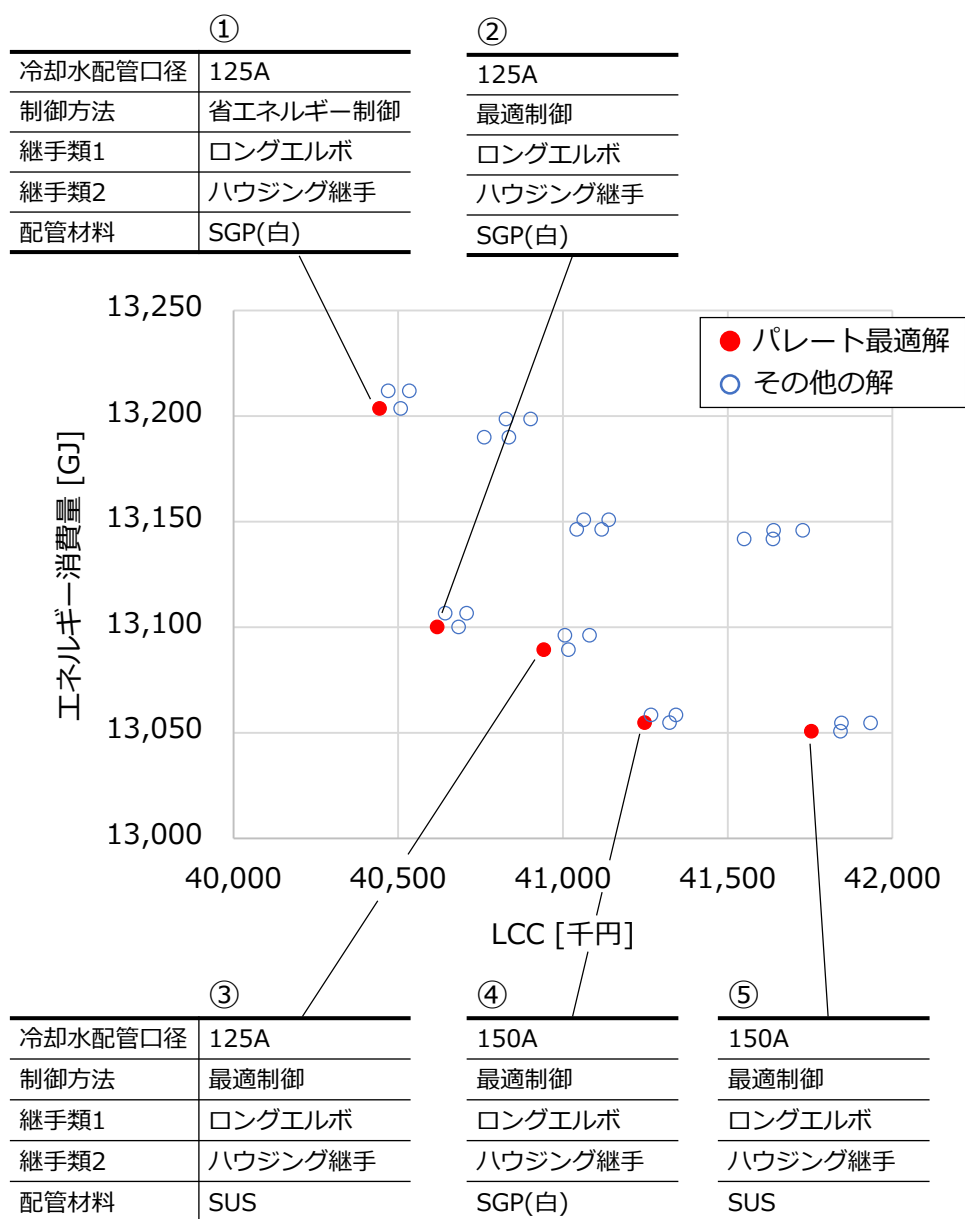


Figure 4.1.22 パレート最適解と設計変数

Figure 4.1.22 では、パレート最適解とそれ以外の解（劣解）で分け、さらにパレート最適解 5 条件について、選択された設計変数を記載した。この範囲に含まれる解は、すべて Figure 4.1.7 (c)であったので配管経路構成については記載していない。5つのパレート最適解のうち、4つは制御方法が最適制御である。基本設計段階と同様に制御導入コストは最も高いが、それを上回るエネルギー消費量とランニングコストの低減効果があると考えられる。

継手類は、すべてのパレート最適解でロングエルボとハウジング継手が選択された。配管材料は、SGP と SUS どちらも選択された。これらの実施設計段階で追加した設計変数がエネルギー消費量と LCC の計算結果にどのような影響を与えたか分析するため、基本設計段階の選択解を基準に継手類と配管材料の設計変数のみを変更した解を Figure 4.1.23 に示す。

溶接継手からハウジング継手に変更したとき、配管内の抵抗は同じで計算したため、施工コストの低いハウジング継手の LCC が小さかった。

ショートエルボからロングエルボに変更したとき、エネルギー消費量と LCC ともに小さかった。ショートエルボの局部抵抗係数は 0.30、ロングエルボの局部抵抗係数は 0.20 で計算したため、ロングエルボの搬送動力が小さく、エネルギー消費量とランニングコストが小さかった。また、文献^{4.79)}では、ロングエルボのほうがショートエルボに対し、同じ口径の単価が安かったため、イニシャルコストも低かった。

配管材料を SGP から SUS に変更したとき、管壁等価粗さが $5.0 \times 10^{-4} \text{ m}$ から $1.0 \times 10^{-5} \text{ m}$ になり、SUS の搬送動力が小さく、エネルギー消費量とランニングコストが小さかった。しかし、LCC は SUS のイニシャルコストが高いため、SUS のほうが高かった。本研究では、ランニングの年数を 15 年で計算したためこのような結果となったが、ランニングの年数を増やした場合には、SUS と SGP のメンテナンスコストの違いから、LCC の差は小さくなると考えられる。

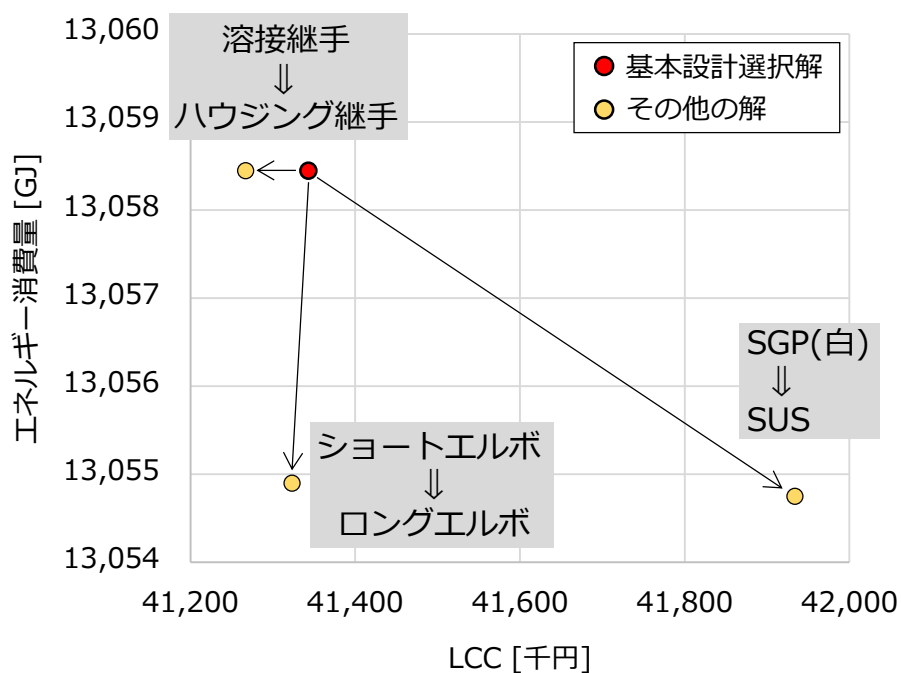


Figure 4.1.23 継手類と配管材料によるエネルギー消費量と LCC の変化

パレート最適解のエネルギー消費量と LCC の内訳を Figure 4.1.24 と Figure 4.1.25 に、項目別の比較を Figure 4.1.26 (a) ~ (k) に示す。グラフの項目名は、Figure 4.1.22 と対応しており、「冷却水配管口径_制御方法_配管材料」の順に記載している。項目別の考察を次に示す。

1) 冷凍機 (Figure 4.1.26 (a))

省エネルギー制御よりも最適制御のエネルギー消費量が小さかった。

2) 冷却塔 (Figure 4.1.26 (b))

最適制御よりも省エネルギー制御のエネルギー消費量が小さかった。1)の冷凍機と逆の結果となっており、冷凍機と冷却塔の結果から最適制御のほうが省エネルギー制御よりも冷却水温度を下げて冷凍機の効率を上げる傾向があることがわかった。

3) 冷却水ポンプ (Figure 4.1.26 (c))

冷却水配管口径が大きいほど搬送動力が低下し、エネルギー消費量は小さかった。また、省エネルギー制御よりも最適制御のエネルギー消費量が小さかった。SGP よりも SUS にすると管壁等価粗さが 5.0×10^{-4} m から 1.0×10^{-5} m になり、SUS の搬送動力のほうが小さく、エネルギー消費量が小さかった。

4) 冷水ポンプ (Figure 4.1.26 (d))

設計変数によって運転の条件が変わらないため、すべてのパレート最適解で同じ値となった。

5) エネルギー由来ランニングコスト (Figure 4.1.26 (e))

コストなので換算係数は異なるが、1)~4)のエネルギー消費量の合計である。冷却水配管口径が大きいほど、制御方法が最適制御のほうが、配管材料が SUS のほうがエネルギー由来のランニングコストが低かった。冷却水ポンプのエネルギー消費量と同じ傾向を示した。

6) 上下水のランニングコスト (Figure 4.1.26 (f))

省エネルギー制御よりも最適制御のほうがコストは低かった。また、冷却水配管口径が大きいほうが、配管材料が SUS のほうがわずかにコストは低かった。

7) メンテナンスコスト (Figure 4.1.26 (g))

すべてのパレート最適解で機器・部材の数が変わらないため、同じ値となった。

8) 機器・部材のイニシャルコスト (Figure 4.1.26 (h))

冷却水配管口径が大きいほうが、配管材料が SUS のほうがコストは高かった。

9) 制御導入コスト (Figure 4.1.26 (i))

設計変数の条件どおり、最適制御のほうが省エネルギー制御よりもコストが高かった。

10) 設備の設置スペースのイニシャルコスト増加分 (Figure 4.1.26 (j))

設計変数によって設備スペースが変わらないため、すべてのパレート最適解で同じ値となった。

11) 設備重量の影響による建築構造のイニシャルコスト増加分 (Figure 4.1.26 (k))

設計変数によって設備重量が変わらないため、すべてのパレート最適解で同じ値となった。本来は、SGP と SUS で配管重量が変わるはずであるが、本ケーススタディでは考慮してないため同じとなった。

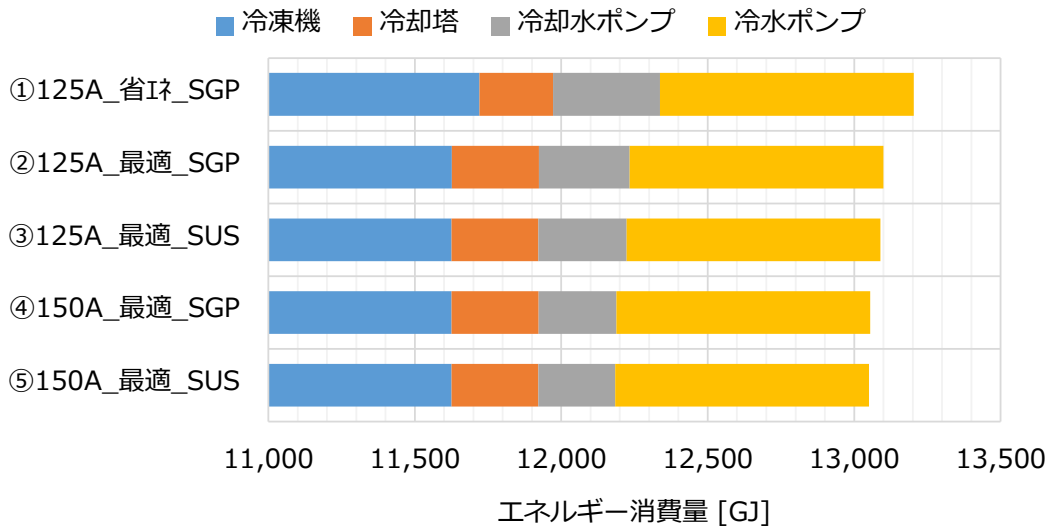


Figure 4.1.24 パレート最適解のエネルギー消費量の内訳

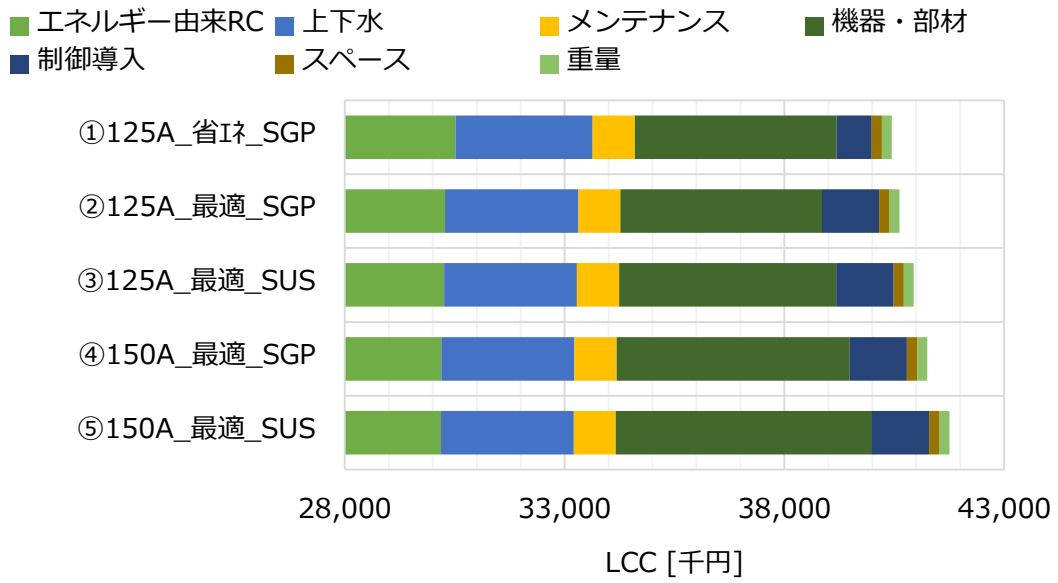
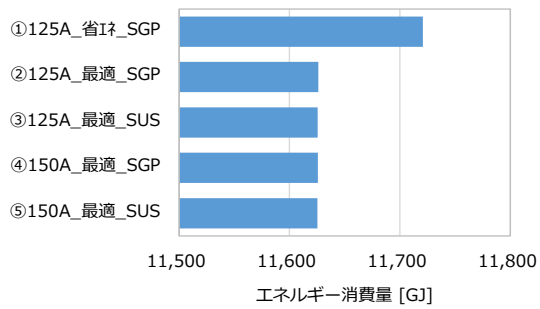
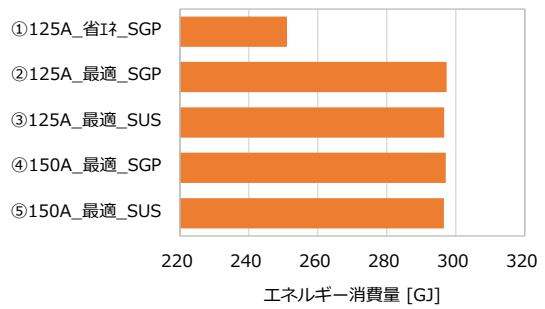


Figure 4.1.25 パレート最適解のLCCの内訳

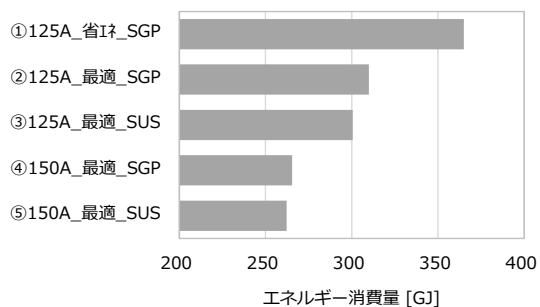


(a) 冷凍機

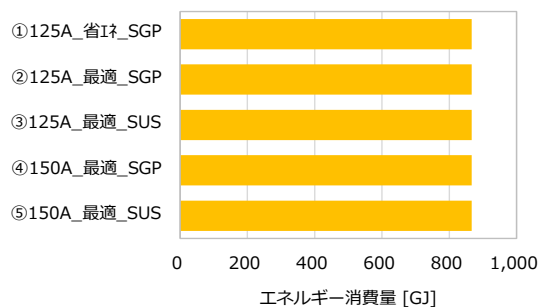


(b) 冷却塔

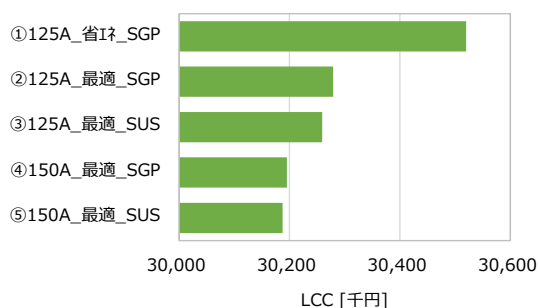
Figure 4.1.26 項目別のエネルギー消費量と LCC の比較



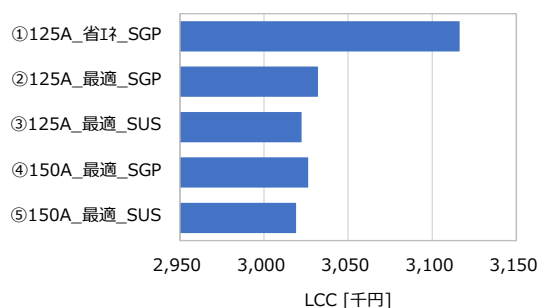
(c) 冷却水ポンプ



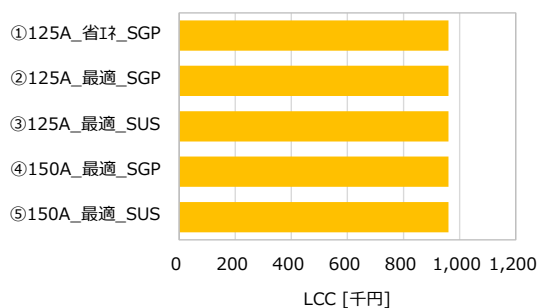
(d) 冷水ポンプ



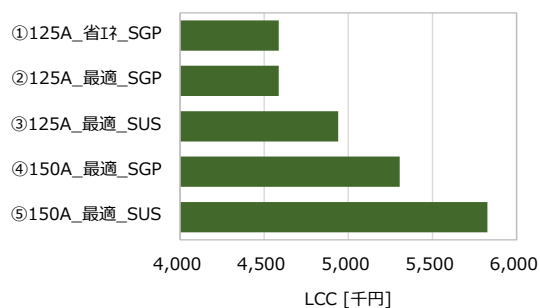
(e) エネルギー由来 RC



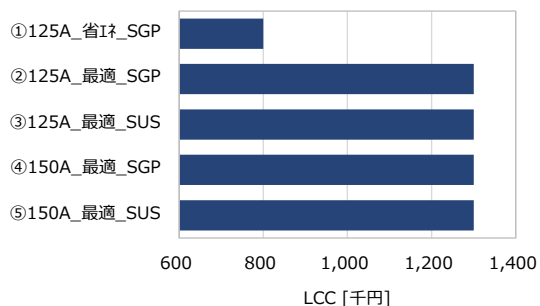
(f) 上下水



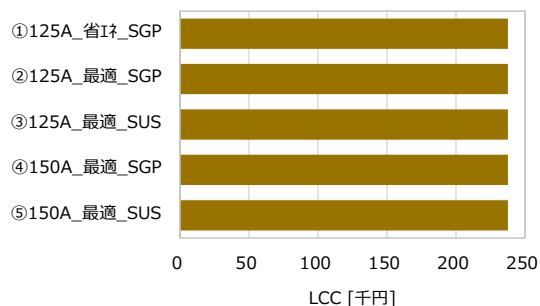
(g) メンテナンス



(h) 機器・部材

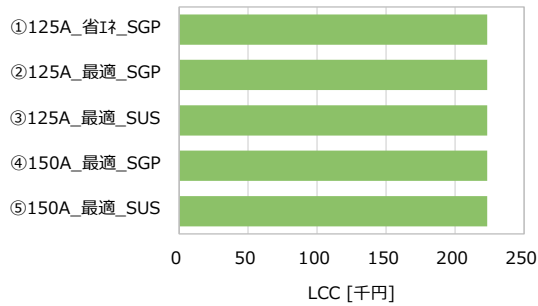


(i) 制御導入



(j) スペース

Figure 4.1.26 項目別のエネルギー消費量と LCC の比較



(k) 重量

Figure 4.1.26 項目別のエネルギー消費量と LCC の比較

5つのパレート最適解から基本設計段階同様に選択解を決定する。5つのパレート最適解について、エネルギー消費量と LCC の計算結果と項目別の細かな分析をしたが、これらの情報を基に建築プロジェクトごとに最適解の選択基準を決めて選択する。基本設計段階と実施設計段階で選択基準が変わる場合が建築プロジェクトによっては生じる可能性があるが、本節のケーススタディでは、基本設計段階で定めた次の選択基準を用いた。

- 1) 基準設計からの増額イニシャルコストは、7年以内に回収できるものとする。
- 2) 1)を満たす中で、エネルギー消費量が最も小さいものとする。

この選択基準の下でパレート最適解の中から選択解を選ぶと、Figure 4.1.27 と Table 4.1.9 に示す設計変数の解が選択された。次の段階である施工段階では、この選択解を引き継いで最適化の検討を行った。

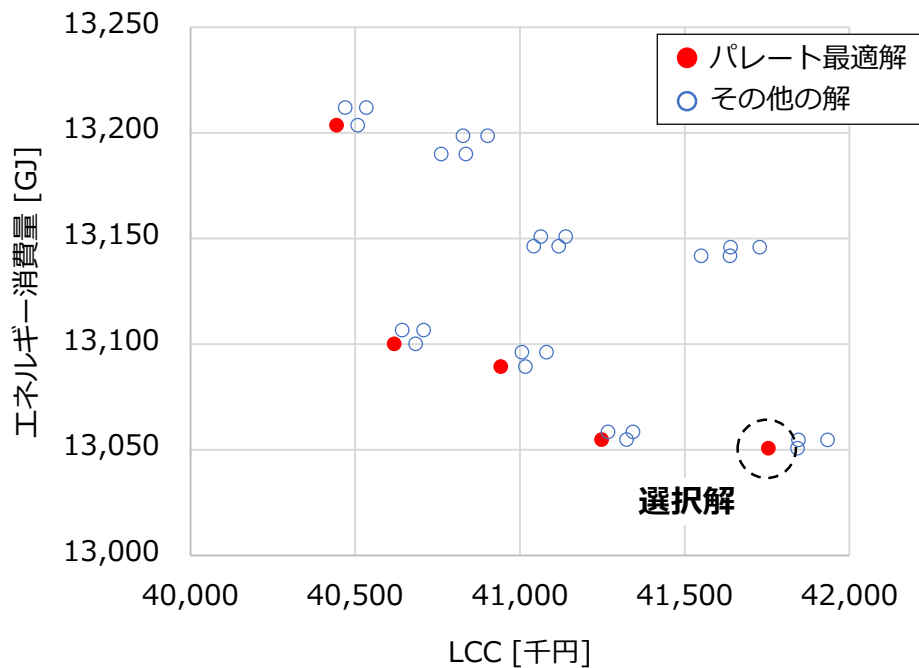


Figure 4.1.27 パレート最適解と選択解

Table 4.1.9 実施設計段階の選択解の設計変数

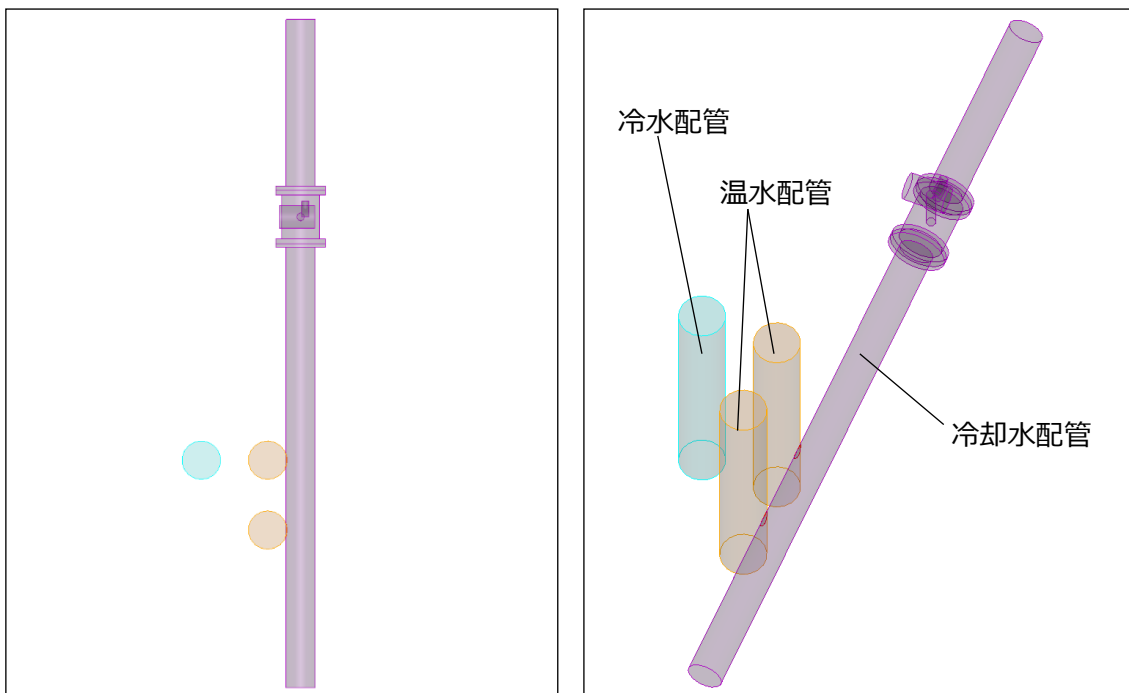
	設計変数	設計変数の値（下線は基準設計）
実施設計段階	冷却水配管口径	125A, <u>150A</u> , 200A
	配管経路構成	(a), (b), <u>(c)</u>
	制御方法	定格仕様, 省エネルギー制御, <u>最適制御</u>
	継手類 1	ショートエルボ, <u>ロングエルボ</u>
	継手類 2	溶接継手, <u>ハウジング継手</u>
	配管材料	SGP(白), <u>SUS</u>

□ : 選択解の設計変数

(3) 施工段階

実施設計段階において、Table 4.1.9 に示したさまざまな設計変数を決定し、最適な熱源システム構成を選択した。施工段階では、建築工事や他設備との納まり、設計変更への対応が求められる。これらは、建築プロジェクトによって多種多様である。そこで本研究では、次の内容を基に本研究の技術によって実現可能な検討例を示す。

冷却水配管の配管経路中において、一部が他設備と干渉し、配管ルートの再考が必要な状況を想定した (Figure 4.1.28)。



(a) 上面

(b) アイソメ

Figure 4.1.28 冷却水配管と他設備との干渉

干渉への対策案を Figure 4.1.29 に示す。Figure 4.1.29 (a)は、干渉部分のみの配管口径を縮小する案である。もう一方の Figure 4.1.29 (b)は、配管口径は変えずに干渉部分を迂回して避ける案である。口径縮小で生まれる空間は小さいので実際に実行する例は少ないかもしれないが、本節のケーススタディでは、本研究の技術を用いることでこのような検討が可能という検討例を示す。ダクトではアスペクト比を変更したり、ダクトの断面積を縮小したりすることで生まれる空間が大きいため、径の縮小は施工現場で行われる一般的な方法である。

また、配管によっては保温をする場合があるが、3D-CAD 上に保温厚の情報を反映させた口径を表示する機能が備わっているため、保温の有無を考慮した検討も可能である。本ケーススタディでは、冷却水配管であり保温しないため、保温厚は考慮していない。

干渉対策案を実行したとき、エネルギー消費量と LCC がどのように変化するか計算した結果を Figure 4.1.30 に示す。口径変更と迂回どちらの対策案も干渉している初期配管ルートと比較し、エネルギー消費量と LCC が大きかった。対策案同士の比較では、口径を縮小して避けるほうがエネルギー消費量と LCC どちらも小さい結果となった。実務上は、エネルギー消費量と LCC 以外に施工性なども考慮しつつ検討する必要がある。

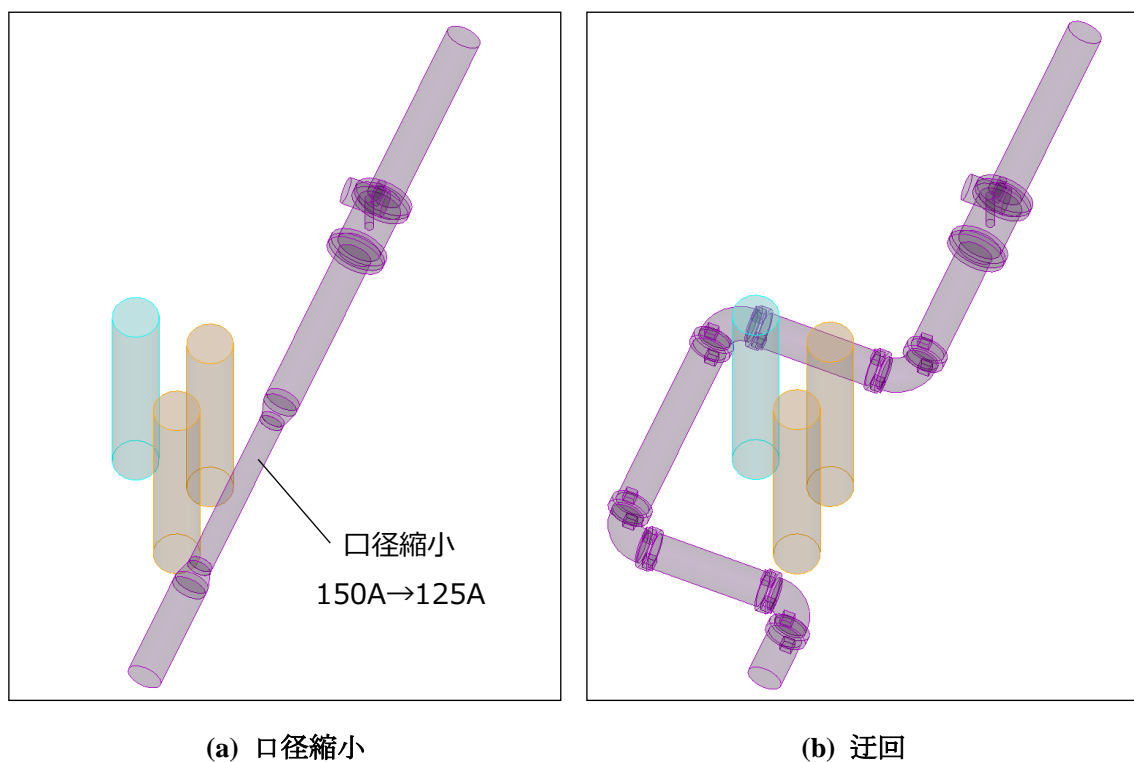


Figure 4.1.29 干渉の対策案

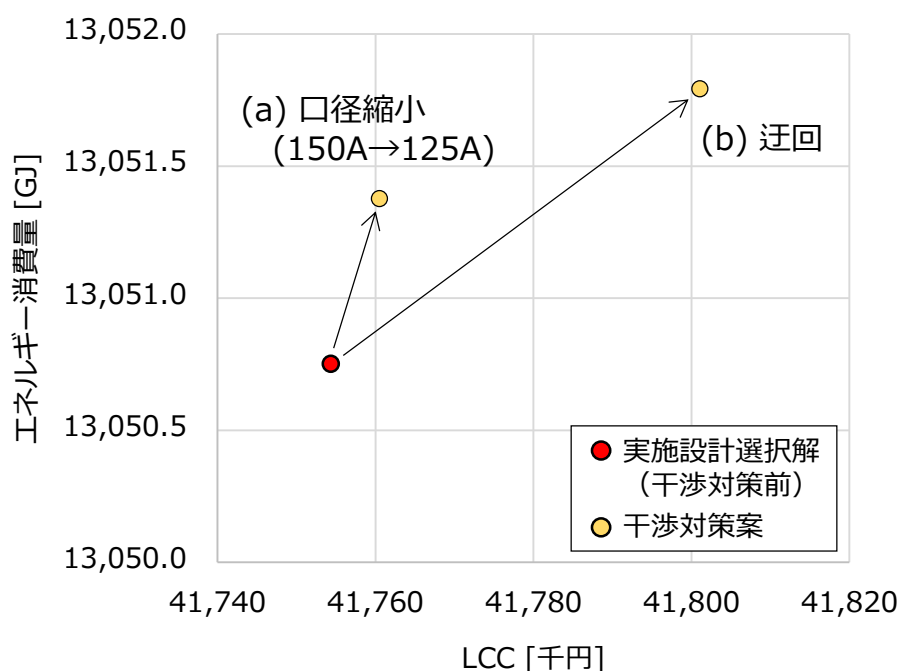


Figure 4.1.30 対策別のエネルギー消費量と LCC

解同士のエネルギー消費量と LCC の差が小さいため、項目別の比較のみ Figure 4.1.31 (a) ~ (c) に示す。また、解同士で変わらない項目が多いため、差がある項目のみ示す。項目別の考察を次に示す。

1) 冷却水ポンプ (Figure 4.1.31 (a))

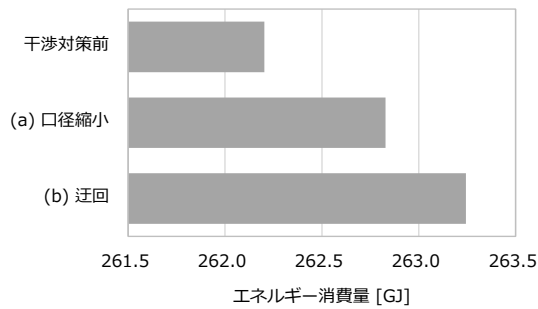
干渉対策前に対し、口径縮小と迂回どちらもエネルギー消費量は大きかった。口径縮小よりも迂回のほうがエネルギー消費量は大きかった。よって、口径を縮小して配管抵抗が増加した分よりも、迂回して配管抵抗が増加した分のほうが大きかった。

2) エネルギー由来 RC (Figure 4.1.31 (b))

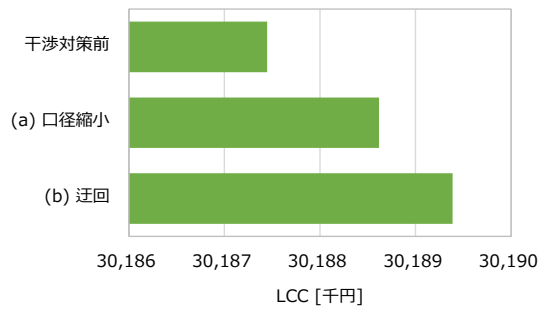
コストなので換算係数は異なるが、冷凍機、冷却塔、冷却水ポンプ、冷水ポンプのエネルギー消費量の合計である。変化があったのは冷却水ポンプのみであるため、冷却水ポンプの搬送動力の違いが、そのままこの項目に表れた。

3) 機器・部材 (Figure 4.1.31 (c))

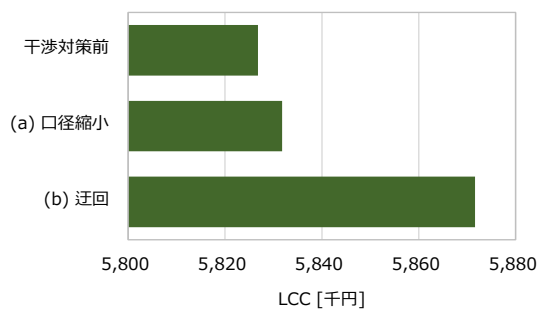
干渉対策前に対し、口径縮小と迂回どちらもコストは高かった。口径縮小よりも迂回のほうがコストは高かった。これは、口径を縮小する際に増えた部材はレジューサ 2 個のみで一部直管の口径も縮小しているが、迂回の場合にはエルボが 4 個増え、配管経路も伸びたためと考えられる。



(a) 冷却水ポンプ



(b) エネルギー由来 RC



(c) 機器・部材

Figure 4.1.31 項目別のエネルギー消費量と LCC の比較

以上から、実施設計段階までの選択解に加え、口径を縮小した配管ルートを本節のケーススタディの最終的な選択解とした。

4.1.4 項 小括

本節では、本研究の手法である設計・施工の段階的な最適化をモデルケースの1つである研究用途建物のシステムに適用し、基本設計段階、実施設計段階、施工段階と順を追って最適な熱源システム構成を選択した。各段階でのすべての解と選択解を Figure 4.1.32 に示す。各段階の選択解は、基準設計に対してエネルギー消費量と LCC とともに小さく、最適化を適用することで環境的にも経済的にもメリットの大きい熱源システムを設計・運用できると考えられる。また、基本設計段階と実施設計段階の解を比較すると、実施設計段階のほうがエネルギー消費量と LCC が小さい部分に集中しており、設計・施工プロセスの段階が進むごとに設計変数の組合せが最適な解に近づいていることが確認できた。

基本設計段階、実施設計段階、施工段階の3つの選択解は、Figure 4.1.32 ではエネルギー消費量と LCC が近い値であり、差が判断できないため、選択解の部分を拡大したものを Figure 4.1.33 に示す。基本設計段階の選択解から実施設計段階の選択解の変化では、LCC が増加しエネルギー消費量が減少した。実施設計段階の解の中には、基本設計段階の選択解よりもエネルギー消費量と LCC がともに小さい解も存在するが、エネルギー消費量を最も小さいものとするという選択基準から実施設計段階では Figure 4.1.33 に示した選択解となっ

た。実施設計段階の選択解から施工段階の選択解の変化では、エネルギー消費量と LCC ともに増加した。これは、4.1.3 項の (3) に示したように干渉を回避するという問題設定をしたためである。施工段階では、エネルギー消費量と LCC が増加する中で、より増加量の少ない解が選択された。

本節のケーススタディにおける計算時間は、制御方法が最適制御以外の場合は 1 ケース当たり 0.28 min、最適制御の場合は 1 ケース当たり 16.5 min であった。これをすべての組合せについて計算し、合計すると約 80 h となった。この計算時間は目安として示したものであり、この他にシミュレーションモデルの作成、設計変数の検討、入力条件の作成などさまざまな時間が追加されるので、ケーススタディにかかる時間は更に長くなる。

設計・施工の段階的な最適化を適用することで、基準設計からエネルギー消費量と LCC を削減できることを本節のケーススタディにて確認できた。基準設計から何も工夫されずに設計・運用されている建物もあるが、既往の最適化が導入されている建物も存在する。本研究の設計・施工の段階的な最適化が既往の最適化に対して優位性があるか確認する必要がある。本節のケーススタディで得られた結果と既往の最適化との比較評価は次章で行う。

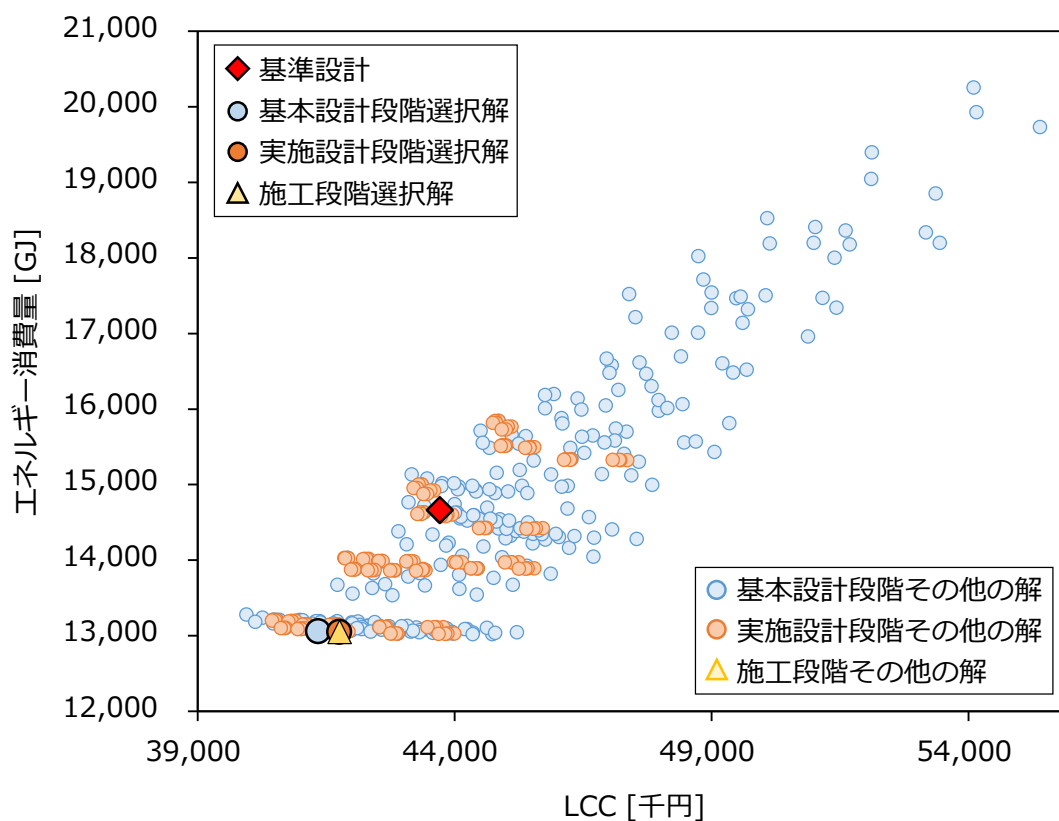


Figure 4.1.32 各段階における選択解

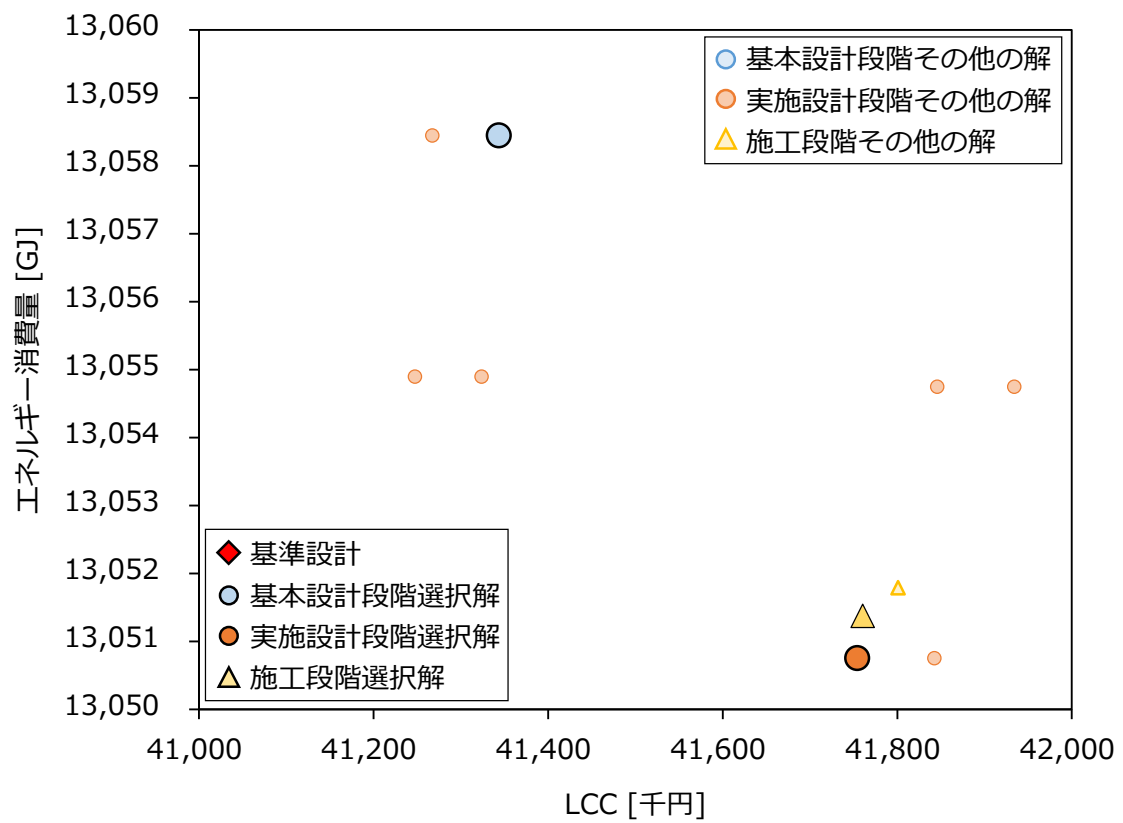


Figure 4.1.33 各段階における選択解の一部拡大図

4.2 節 大規模複合用途建物への設計・施工の段階的な最適化の適用

4.1 節と同様に実在の熱源システムに設計・施工の段階的な最適化を適用し、設計・施工の段階的な最適化の手順、効果、課題について確認、検証した。

対象とする熱源システムは、運用中のシステムであり、既に最適化のプロセスを適用せずに設計され、制御されている。そこで、設計・施工の段階的な最適化の効果を算出する際には、運用中のシステムを「基準設計」として比較の基準とした。4.1 節の研究用途建物と比較して建物規模が大きく、熱源システムも複数台の冷凍機から構成されているため、それらを活かして 4.1 節 3.1 節とは異なる設計変数を含めたケーススタディを行う。

4.2.1 項 対象システム

(1) 建物概要

2014 年に竣工した建物であり、所在地は東京都港区である。主な建物用途は事務所、住宅、ホテル、カンファレンス、店舗、駐車場である。対象建物の概要を Table 4.2.1 に示す。

Table 4.2.1 対象建物の概要

敷地面積	17,068.95 m ²
建築面積	9,390.76 m ²
延床面積	244,360.27 m ²
構造	S 造、一部 SRC 造、RC 造
階数	地下 5 階、地上 52 階、塔屋 1 階

(2) 熱源システム系統図

対象建物の熱源システム系統図を Figure 4.2.1 に示す。本研究では、その中で冷却水システムを対象として設計・施工の段階的な最適化を適用した。対象建物の冷房用冷水システムは、6°C と 13°C の 2 システム存在する。Figure 4.2.1 に温度を記載したが、この温度は記載した場所での冷水温度を示す。冷房用の熱源機はインバーターターボ冷凍機が 5 台設置され、TR1、TR2、TR3 が 13°C 系統用の冷凍機で、TR4、TR5 が 6°C 系統用の冷凍機である。TR3 のみ熱交換器を介さない直送の冷凍機となっており、それ以外の 4 台の冷凍機は熱交換器を介している。各冷凍機の冷水出口温度は、13°C 系統で熱交換器を介している TR1 と TR2 は 12°C であり、13°C 系統で直送の TR3 は 13°C であり、6°C 系統で熱交換器を介している TR4 と TR5 は 5°C である。

(3) 熱源システム機器表

熱源システムを構成する機器の仕様を Table 4.2.2 に示す。設計・施工の段階的な最適化の適用範囲に含めていない冷水ポンプを記載している理由は、冷水側の制御も冷凍機の効率に影響を与えるためである。よって、冷水ポンプの PI 制御や発停の影響を考慮したシミュレーションを行った。ただし、制御の方法はすべての条件で統一して、エネルギーやコストの計算からは除外し、最適解への影響をなくした。

Figure 4.2.1 に示したように各冷凍機で冷水出口温度が異なっているため、冷却水温度の

下限値もそれに合わせて異なっている。冷却水温度の下限値は、冷水出口温度に 5°C加算した値である。

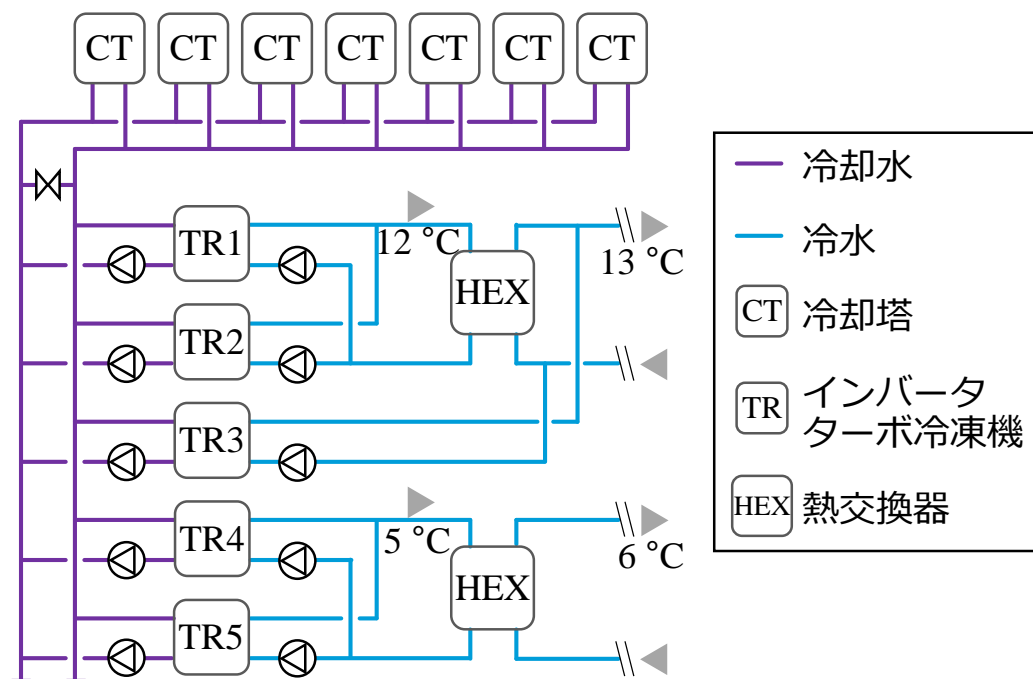


Figure 4.2.1 熱源システム系統図

Table 4.2.2 機器仕様

		TR1	TR2	TR3	TR4	TR5
本体	冷凍能力 [USRt]	490	420	1,370	450	1,570
	消費電力 [kW]	228	191	670	319	1,040
	冷却水温度の下限値 [°C]	17	17	18	12	12
	冷却水流量 [L/min]	3,447	2,947	9,887	3,422	11,807
	冷水流量 [L/min]	3,528	3,025	9,872	2,513	8,770
冷却水ポンプ	冷却水流量 [L/min]	3,447	3,062	9,887	3,422	11,807
	揚程 [kPa]	294	294	343	343	343
	消費電力 [kW]	30	30	75	37	132
冷水ポンプ	冷水流量 [L/min]	3,528	3,024	9,872	2,520	8,791
	揚程 [kPa]	147	441	519.4	196	196
	消費電力 [kW]	15	45	132	15	45
冷却塔	冷却水流量 [L/min]	4,501 × 7				
	消費電力 [kW]	22 × 7				

(4) BIM モデル

対象システムの BIM モデルを Figure 4.2.2 に示す。Figure 4.2.2 には躯体やさまざまな系統の配管が含まれているが、対象とする冷却水系統のみを抜き出した BIM モデルを Figure 4.2.3 に示す。冷凍機とポンプは地下 5 階に設置されており、大気に開放された地上 4 階部分に冷却塔が設置されている。地上 4 階の冷却塔設置スペースは吹き抜けとなっており、冷却塔は地上 5 階部分も占有している。

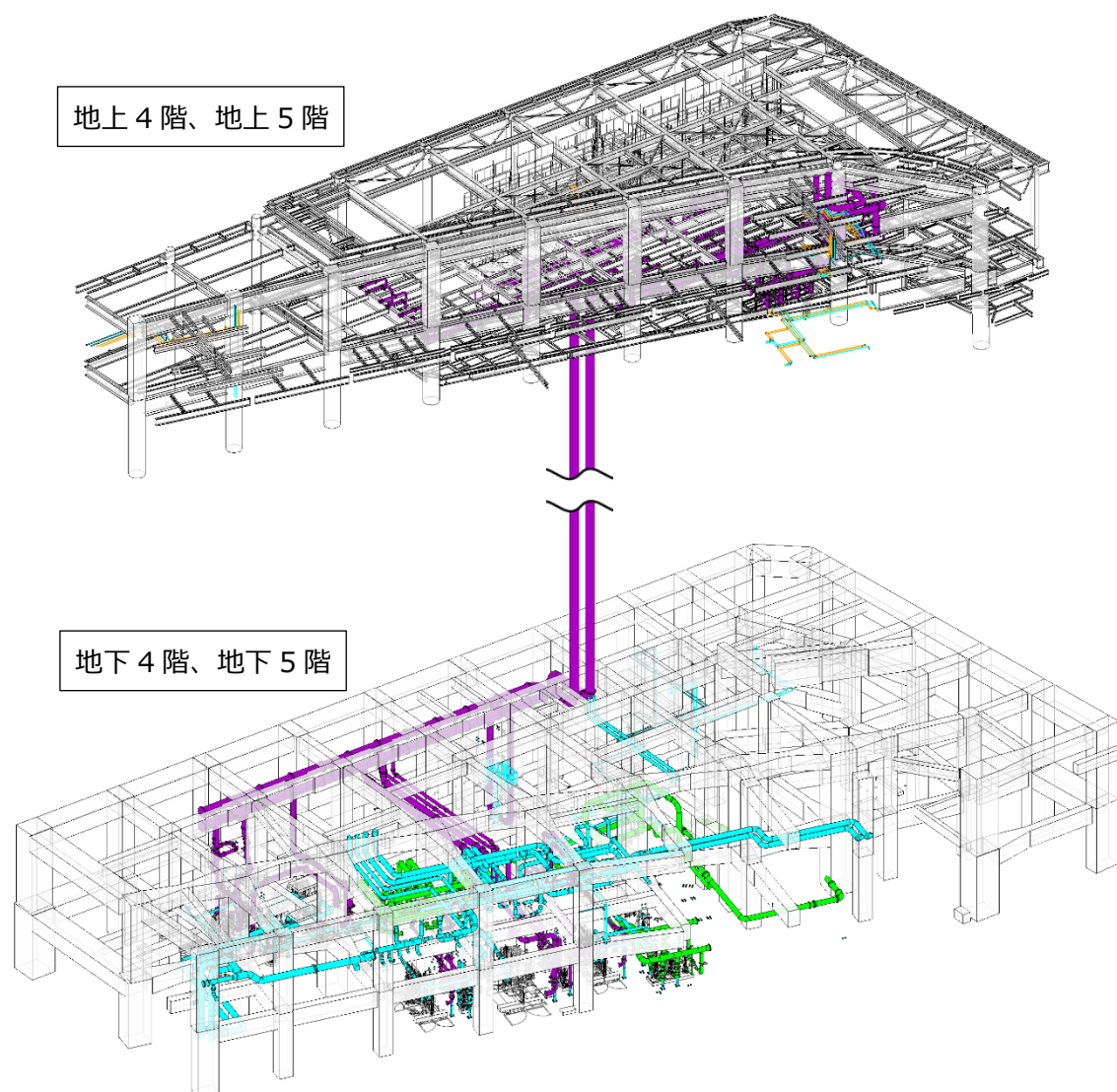


Figure 4.2.2 対象システムの BIM モデル

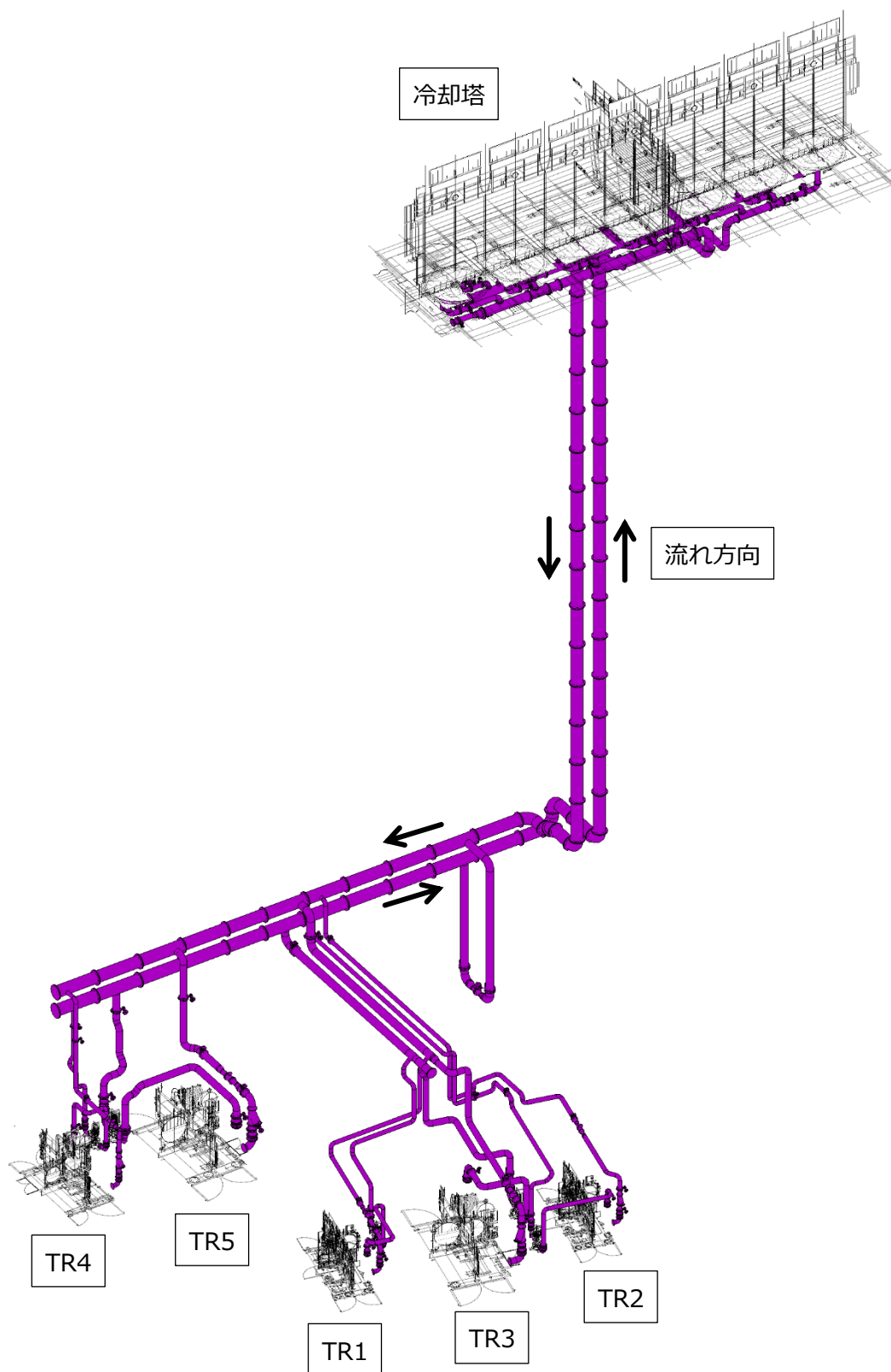


Figure 4.2.3 対象システムの BIM モデル (冷却水系統抜粋)

4.2.2 項 最適化問題の定義

(1) 計算条件

(i) 外気条件と負荷条件

外気条件と負荷条件は対象建物の2016年度の1分間隔の実測値を用いた。対象システムは運用されているため実測値を用いたが、通常は設計時に想定した値を補間するなどして用いる。具体的な入力項目は、冷水製造熱量、冷水流量、外気温度、相対湿度の4つである。ただし、計算時間を短縮するために、夏期(6,7,8,9月)、中間期(4,5,10,11月)、冬期(1,2,3,12月)から代表日3日間を選択した。4.1節と同様に代表日のエネルギー消費量やランニングコストを計算し、その計算結果に年間の運転日数の係数をかけることで年間のエネルギー消費量やランニングコストとした。

(ii) 計算対象

計算対象の項目をTable 4.2.3に示す。各項目の計算方法は第3章に示したとおりである。エネルギー消費量の計算対象は、インバータターボ冷凍機、冷却塔、冷却水ポンプ、冷水ポンプである。ランニングコストは、インバータターボ冷凍機、冷却塔、冷却水ポンプ、冷水ポンプのエネルギー由来のコストに加えて、冷却塔の補給水と排水のコスト、メンテナンスコストを対象とした。イニシャルコストは、冷却塔、冷却水ポンプ、冷水ポンプ、配管継手類、弁、計測器、制御導入コスト、設備重量の影響、設備スペースの影響を対象とした。

4.1節と同様にすべてのケースで同じ値になり結果に影響しないものは計算対象に含めていない。

Table 4.2.3 計算対象の項目一覧

エネルギー消費量	インバータターボ冷凍機、冷却塔、冷却水ポンプ、冷水ポンプ
ランニングコスト	インバータターボ冷凍機、冷却塔、冷却水ポンプ、冷水ポンプ、補給水等、メンテナンス
イニシャルコスト	冷却塔、冷却水ポンプ、冷水ポンプ、配管、継手、弁、計測器、最適制御導入(以上、施工コスト含む)、設備スペース、重量

(iii) その他条件

コスト換算係数をTable 4.2.4に示す。本来は、本節の対象建物の値を用いるべきであるが、情報が得られなかったため4.1節の対象建物の実績値を用いた。実際の建築プロジェクトでも設計段階でこれらの係数が確定していないことが考えられるが、その場合には仮の値を用いて検討し、プロジェクトが進行することで係数が確定したときに係数を入れ替えればよい。このようにプロジェクトの初期段階で不確定な情報があっても、それを後の段階で更新して精度のよい検討ができることが本研究のメリットの1つである。

Table 4.2.4 コスト換算係数

電力	18 円/kWh
上水	230 円/m ³
下水	160 円/m ³

(2) 目的関数

目的関数は 2.3.3 項に示したとおり、エネルギー消費量およびイニシャルコストとランニングコストを合計したライフサイクルコスト（以下、LCC）の 2 つとした。エネルギー消費量は 15 年の積算値とし、ランニングコストのランニング年数も 15 年とした。

(3) 設計変数

設計変数を建築プロジェクトの段階ごとに Table 4.2.5 に示す。本研究では全体像を分かりやすく示すためケーススタディで検討するすべての段階の設計変数を記載したが、実際の建築プロジェクトではその時々状況により適時決定されることを想定している。

Table 4.2.5 設計変数一覧

	設計変数	設計変数の値（下線は基準設計）
基本設計段階	冷却塔分割数	5 台, <u>7 台</u> , 9 台
	冷却塔容量	<u>1 倍</u> , 1.25 倍, 1.5 倍
	冷却塔の分配	個別, 系統別, 温度帯別, <u>統合</u>
	冷却水配管口径	サイズダウン, <u>標準</u> , サイズアップ
	制御方法	<u>定格仕様</u> , 下限温度, 最適制御
実施設計段階	冷却水配管口径	サイズダウン, <u>標準</u> , サイズアップ
	制御方法	<u>定格仕様</u> , 下限温度, 最適制御
	バイパス数	<u>1 個</u> , 2 個, 3 個, 5 個
	継手類 1	<u>ショートエルボ</u> , ロングエルボ
	継手類 2	<u>溶接継手</u> , ハウジング継手
施工段階	配管ルート/バイパスの位置	-
	冷却水ポンプの見直し	-

(i) 冷却塔分割数

冷却塔台数の条件は、5 台、7 台、9 台とした。基準設計は、7 台である。

冷却塔台数を変えても合計の冷却塔能力が同じになるように各冷却塔の容量を分割した。

(ii) 冷却塔容量

冷却塔容量の条件は、容量算定基準の1倍、1.25倍、1.5倍とした。基準設計は、1倍である。

ここで、容量算定基準とは冷凍機の冷凍能力から選定されたものであり、インバータターボ冷凍機であれば冷凍能力と電動機入力を合計した値である。建築設備設計基準^{4.58)}における冷却塔の冷却能力の計算式を Equation (4.2.1) に示す。以下に示した係数 1.3 は、一般的な値であり冷凍機の効率によって変化する。本節では、各冷凍機の冷凍能力と電動機入力の合計値を用いた。

$$H_{ct} = 1.3 \times H_{Rc} \quad (4.2.1)$$

H_{ct} : 冷却能力 [kW]

H_{Rc} : 冷熱源機器の冷凍能力 [kW]

(iii) 冷却塔の分配

冷却塔の分配の条件は、個別、系統別、温度帯別、統合とした。基準設計は、統合である。各設計変数について冷却塔台数が7台のときを例に Figure 4.2.4 (a) ~ (d) に示す。

1) 個別 (Figure 4.2.4 (a))

冷凍機ごとに冷却塔を分けたものである。TR1, TR2, TR4 の冷凍能力は 420 ~ 490 USRt に対し、TR3, TR5 の冷凍能力は 1,370 ~ 1,570 USRt と大きいので、TR3, TR5 のみ冷却塔を2台ずつ割り当てた。Figure 4.2.4 に示した赤字の温度は、各冷却水系統での冷却水下限温度である。冷凍機ごとに冷却水系統が分かれているので、冷凍機の仕様の冷却水下限温度と同じ値となる。

2) 温度帯別 (Figure 4.2.4 (b))

冷凍機冷水出口温度ごとに冷却塔を分けたものである。冷水出口温度が 12°C である TR1, TR2、13°C である TR3、5°C である TR4, TR5 の3つの温度別に冷却塔を割り当てた。冷却水下限温度が異なる冷凍機ごとに冷却水系統が分かれているので、個別と同様に冷凍機の仕様の冷却水下限温度まで冷却水温度を下げるができるシステムとなる。

3) 系統別 (Figure 4.2.4 (c))

冷水温度の系統ごとに冷却塔を分けたものである。二次側へ送水する冷水温度が 13°C である TR1, TR2, TR3、6°C である TR4, TR5 の2つの冷水温度系統別に冷却塔を割り当てた。TR1 と TR2 の冷却水下限温度は 17°C であるが、TR3 と同じ冷却水系統となるため冷却水下限温度は 18°C となる。

4) 統合 (Figure 4.2.4 (d))

冷却塔をすべての冷凍機に対して統合したものである。最も冷却水下限温度の仕様が低い TR3 の影響を受けて、すべての冷凍機の冷却水下限温度は 18°C となる。

個別から統合へと冷却塔をまとめていくにつれて、部分負荷時など冷凍機の運転台数が少ないときに各冷凍機で利用できる冷却塔の台数は増えるが、冷却水温度の下限値の自由度が下がる。

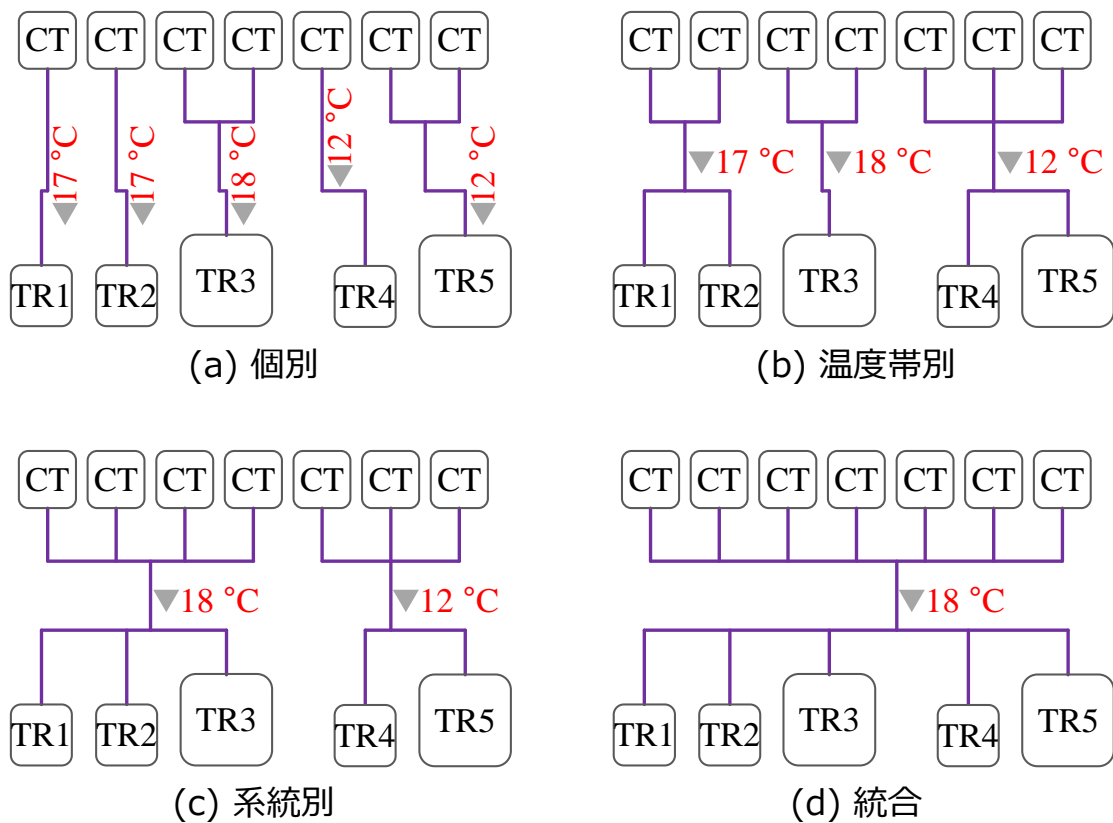


Figure 4.2.4 冷却塔の分配の模式図

(iv) 冷却水配管口径

冷却水配管口径の条件は、サイズダウン、標準、サイズアップとした。基準設計は、標準である。

4.1 節では具体的な配管口径を設計変数として記載していたが、本節の対象システムは場所によってさまざまな配管口径が使われているため、基準設計を標準として規格品の 1 サイズ小さくしたものと 1 サイズ大きくしたものを設計変数とした。

(v) 制御方法

制御方法は、次に示す 3 通りとする。基準設計は、定格仕様である。設定値を可変にする場合の変更間隔は、1 時間ごととする。

1) 定格仕様

冷却水温度の設定値を 32°C とする。

2) 下限温度

冷却水温度の設定値を各冷凍機の冷却水下限温度とする。ただし、冷却塔の分配の条件によっては上述したように制限される場合がある。

3) 最適制御

冷却水温度の設定値を下限温度と定格仕様の間において、最適な値をパターン探索を用いて求めた。

(vi) バイパス数

バイパス数の条件は、1 個、2 個、3 個、5 個とした。基準設計は、冷却塔の分配が「統合」のとき 1 個である。

統合型の冷却塔の場合において、バイパス数の違いを Figure 4.2.5 (a) ~ (d) に示す。

1) 1 個 (Figure 4.2.5 (a))

システム全体に対して 1 個のバイパス。冷却水下限温度は、最も高い TR3 に合わせて 18°C となる。

2) 2 個 (Figure 4.2.5 (b))

1)から冷水温度が高い系統に 1 個バイパスを追加。冷却水下限温度は TR1, TR2, TR3 が 18°C、TR4, TR5 が 12°C となる。

3) 3 個 (Figure 4.2.5 (c))

2)に冷水温度が最も高い TR3 にバイパスを追加。冷凍機の仕様の冷却水下限温度まで冷却水温度を下げるができるシステムとなる。

4) 統合 (Figure 4.2.5 (d))

共通のバイパスを廃し、各冷凍機にバイパスを設置。3)と同様に冷凍機の仕様の冷却水下限温度まで冷却水温度を下げるができるシステムとなる。

バイパス数を増やすことによって、冷却水温度の下限値の自由度を上げることができる。バイパス数が 3 個と 5 個では冷却水温度に関する制御内容は同じだが、配管各部の冷却水流量が変わることで、搬送動力にわずかな違いが表れると考えられる。

冷却塔の分配が「統合」の場合には、上述したように設計変数は 1 個、2 個、3 個、5 個である。冷却塔の分配がその他の設計変数のときには以下のように変化する。

個別：5 個

温度帯別：3 個、5 個

系統別：2 個、3 個、5 個

(vii) 継手・配管材料

継手類と配管材料は、4.1.2 項の設計変数と同じ条件を用いた。

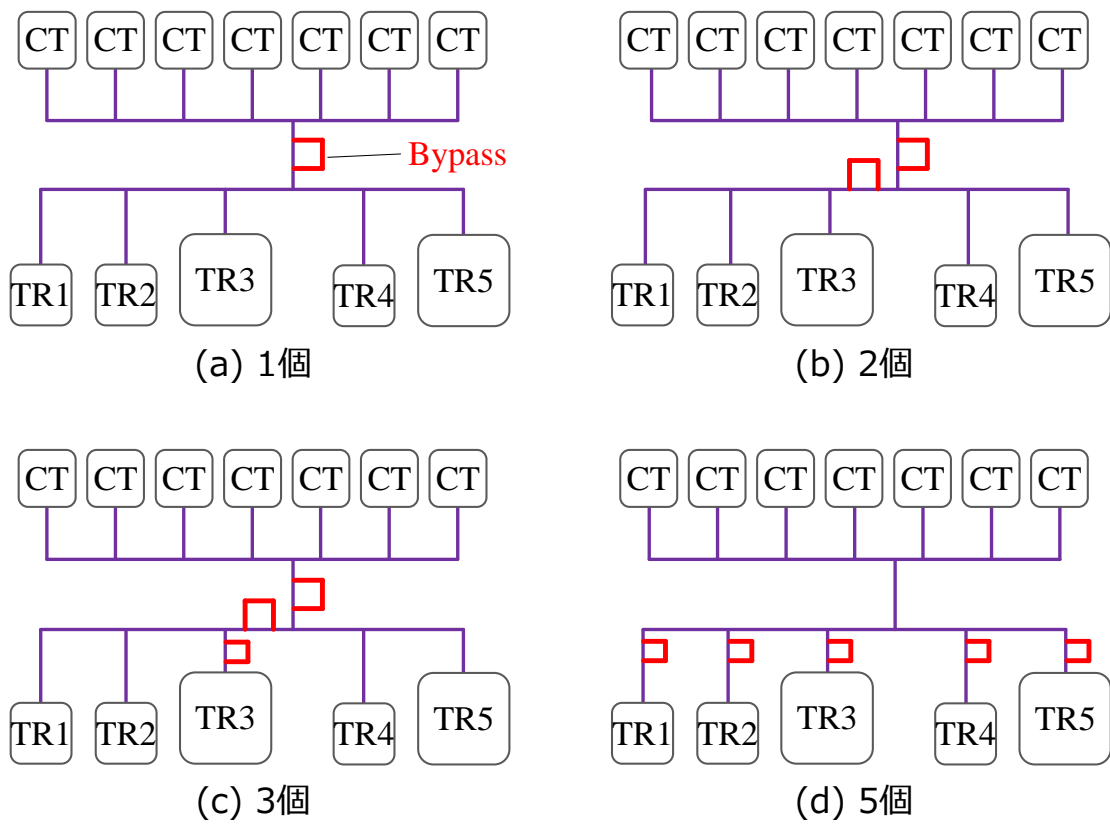


Figure 4.2.5 バイパス数の違いの模式図 (統合)

4.2.3 項 設計・施工の段階的な最適化の適用結果

基本設計段階、実施設計段階、施工段階と順に Table 4.2.5 に示した設計変数に対して計算した結果と考察を示す。また、最適解の選択手順についても示す。

(1) 基本設計段階

エネルギー消費量と LCC の計算結果を Figure 4.2.6 に示す。現実的でない解を除外するため投資回収を 7 年以内とし、それ以外の解と分けた。投資回収年数は、基準設計に対するイニシャルコストの増加分をランニングコストの減少分が上回った年数とした。投資回収 7 年以内の解は、ランニング年数 7 年で計算した LCC の値が基準設計よりも小さい解である。

冷却塔分割数、冷却塔容量、冷却塔の分配、冷却水配管口径、制御方法の 5 種類の設計変数の組合せ数は 324 ($3 \times 3 \times 4 \times 3 \times 3$) である。その中で投資回収 7 年以内の解は、基準設計を含め 231 個あった。エネルギー消費量が 490,000 GJ 以下と 510,000 GJ 以上の大きく 2 つの範囲に解が分かれた。エネルギー消費量が 490,000 GJ 以下の解は、すべて投資回収 7 年以内の解であった。

4.2.2 項の (3) の (v) に示した 3 種類の制御方法によって分類した計算結果を Figure 4.2.7 に示す。エネルギー消費量が 510,000 GJ 以上の解はすべて定格仕様であり、490,000 GJ 以下の解は下限温度か最適制御の解であることがわかった。また、下限温度と最適制御を比較すると、重なる部分はあるものの下限温度よりも最適制御のほうがエネルギー消費量と LCC が小さい傾向がみられた。

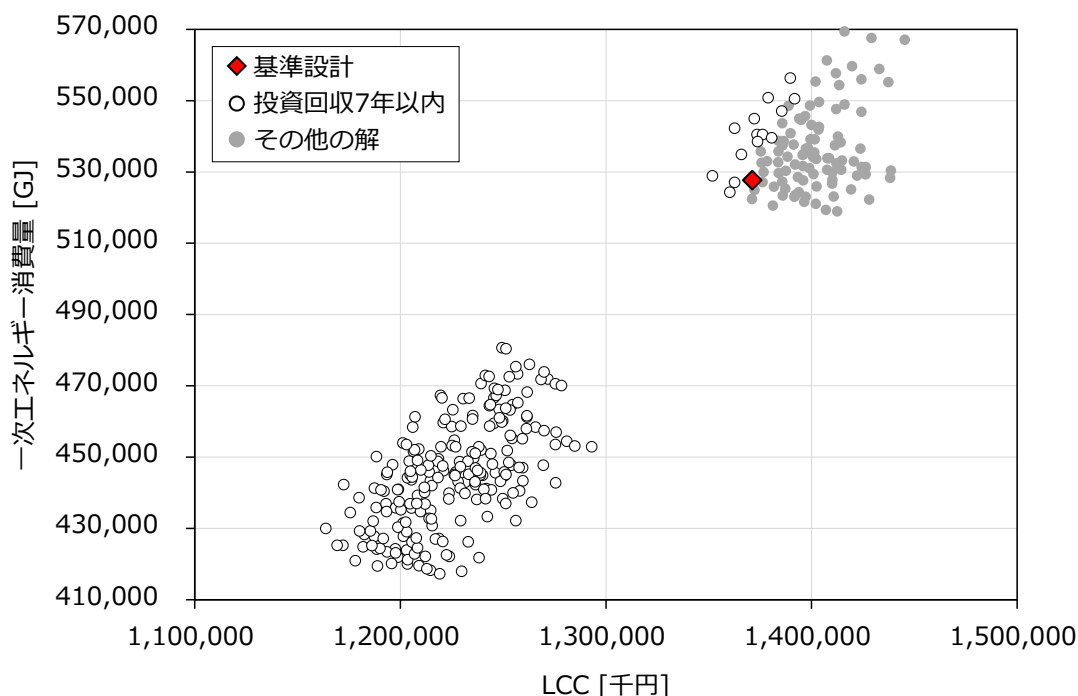


Figure 4.2.6 投資回収 7 年以内のエネルギー消費量と LCC

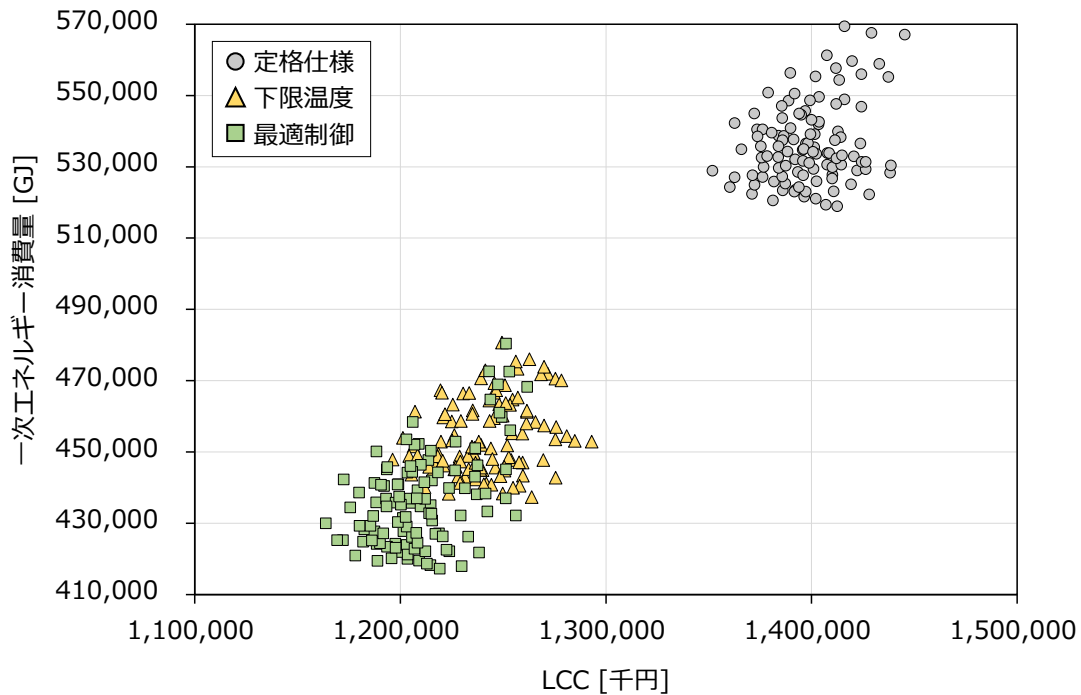


Figure 4.2.7 制御方法別のエネルギー消費量と LCC

Figure 4.2.7 から、パレート最適解に近い解は制御方法が最適制御であったので、以下の分析は最適制御の解のみを対象に行う。

冷却塔の分配別に分類した結果を Figure 4.2.8 に、冷却塔分割数別に分類した結果を Figure 4.2.9 に、冷却塔容量別に分類した結果を Figure 4.2.10 に、冷却水配管口径別に分類した結果を Figure 4.2.11 に示す。Figure 4.2.8 ~ Figure 4.2.11 はさまざまな設計変数が混在して影響を及ぼしあっており、傾向がつかみにくい。そこで、他の設計変数が同じ条件のプロットを比較した場合にどのような傾向があるか示した模式図を Figure 4.2.12 に示す。例えば Figure 4.2.12 (a) は、Figure 4.2.8 で冷却塔分割数、冷却塔容量、冷却水配管口径の設計変数が同じプロットで、冷却塔の分配を変えるとどのような傾向を示すか表している。ただし、Figure 4.2.12 に示したような傾向をすべての条件で取るとは限らないことに注意する必要がある。

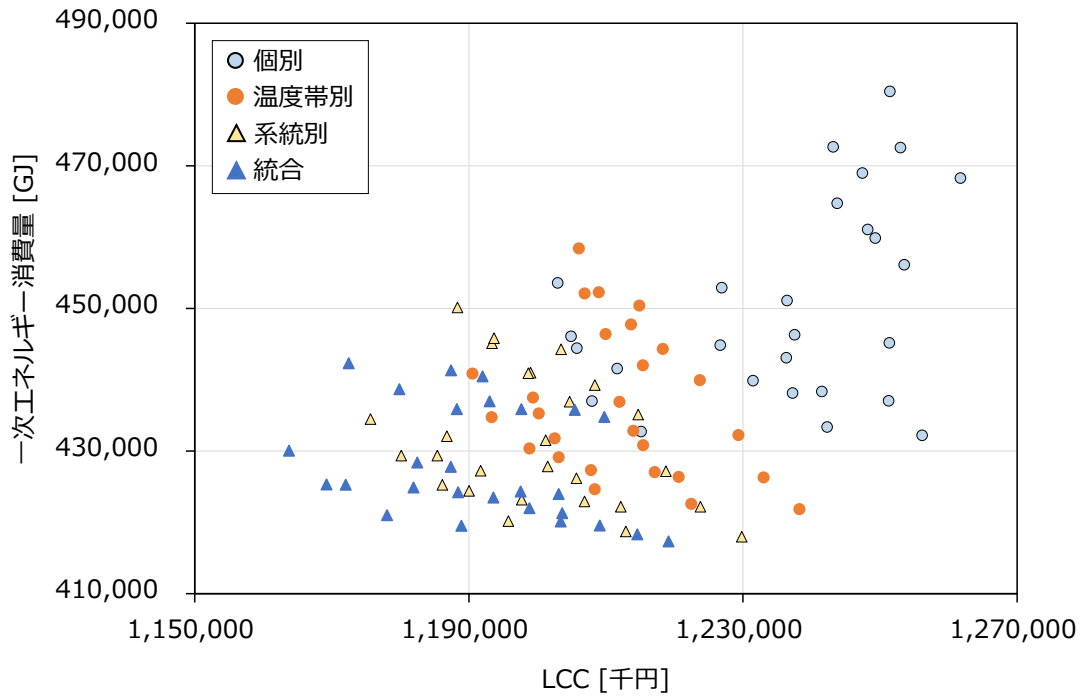


Figure 4.2.8 冷却塔の分配別のエネルギー消費量と LCC

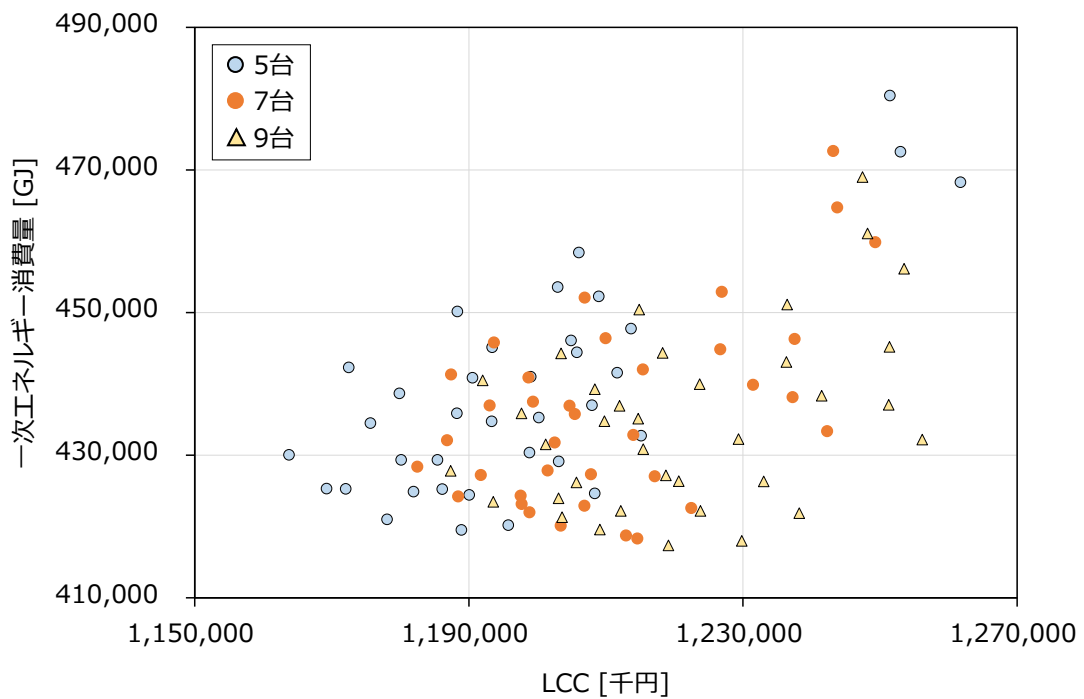


Figure 4.2.9 冷却塔分割数別のエネルギー消費量と LCC

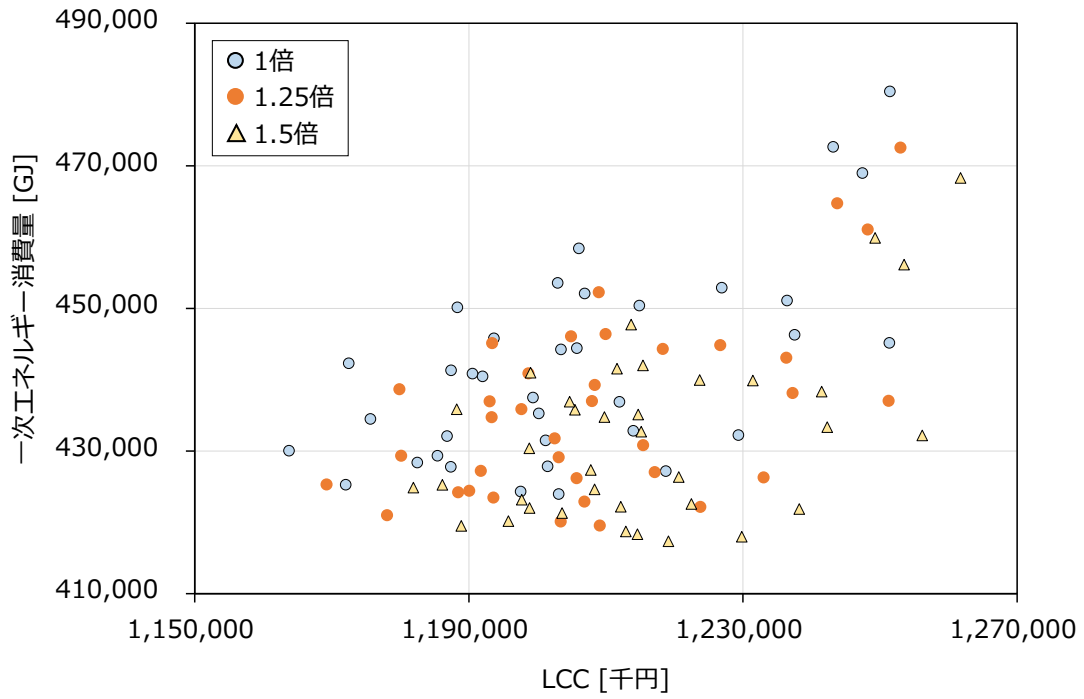


Figure 4.2.10 冷却塔容量別のエネルギー消費量と LCC

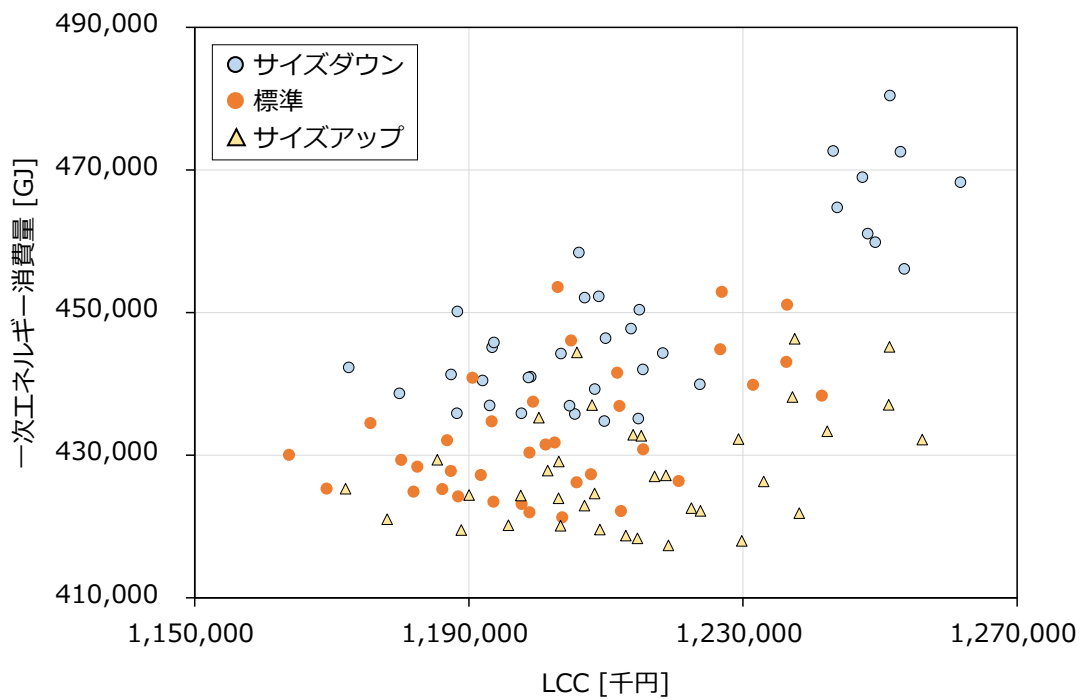


Figure 4.2.11 冷却水配管口径別のエネルギー消費量と LCC

Figure 4.2.8 と Figure 4.2.12 (a) から冷却塔を個別から統合へと冷却塔をまとめていくにつれて、エネルギー消費量と LCC は小さくなる傾向にあった。冷却水温度の下限値は「個別」のほうが低くできるが、部分負荷時に冷凍機が利用できる冷却塔台数が増える「統合」のほうがエネルギー消費量と LCC を削減する効果が大きかったと考えられる。

Figure 4.2.9 と Figure 4.2.12 (b) から冷却塔分割数を多くすると、冷却塔ファン周波数が下限になったとき冷却塔の台数制御することで消費電力を抑えられ、エネルギー消費量が小さくなった。しかし、冷却塔分割数を多くすると、冷却塔本体のインシヤルコストや設置スペース、重量が増加することにより LCC が大きくなった。ただし、冷却塔の分配が個別の場合に限り、5 台よりも 7 台のエネルギー消費量が大幅に小さく LCC も小さかった。

Figure 4.2.10 と Figure 4.2.12 (c) から冷却塔容量を大きくすると、冷却水温度を下げる能力が上がりエネルギー消費量が小さくなった。1 倍から 1.25 倍にするほうが 1.25 倍から 1.5 倍にするよりもエネルギー消費量の減少の変化量が大きかった。LCC は冷却塔分割数を多くすると、冷却塔本体のインシヤルコストや設置スペース、重量が増加することで大きくなった。

Figure 4.2.11 と Figure 4.2.12 (d) から冷却水配管口径を大きくすると、冷却水ポンプの搬送動力が抑えられることでエネルギー消費量が小さくなった。冷却水配管口径を大きくすると部材のコストが上がるため、インシヤルコストは増加した。サイズダウンから標準にするとランニングコストの減少量がインシヤルコストの増加量を上回り、LCC は小さくなった。標準からサイズアップにするとランニングコストの減少量よりもインシヤルコストの増加量のほうが大きく、LCC は大きくなった。

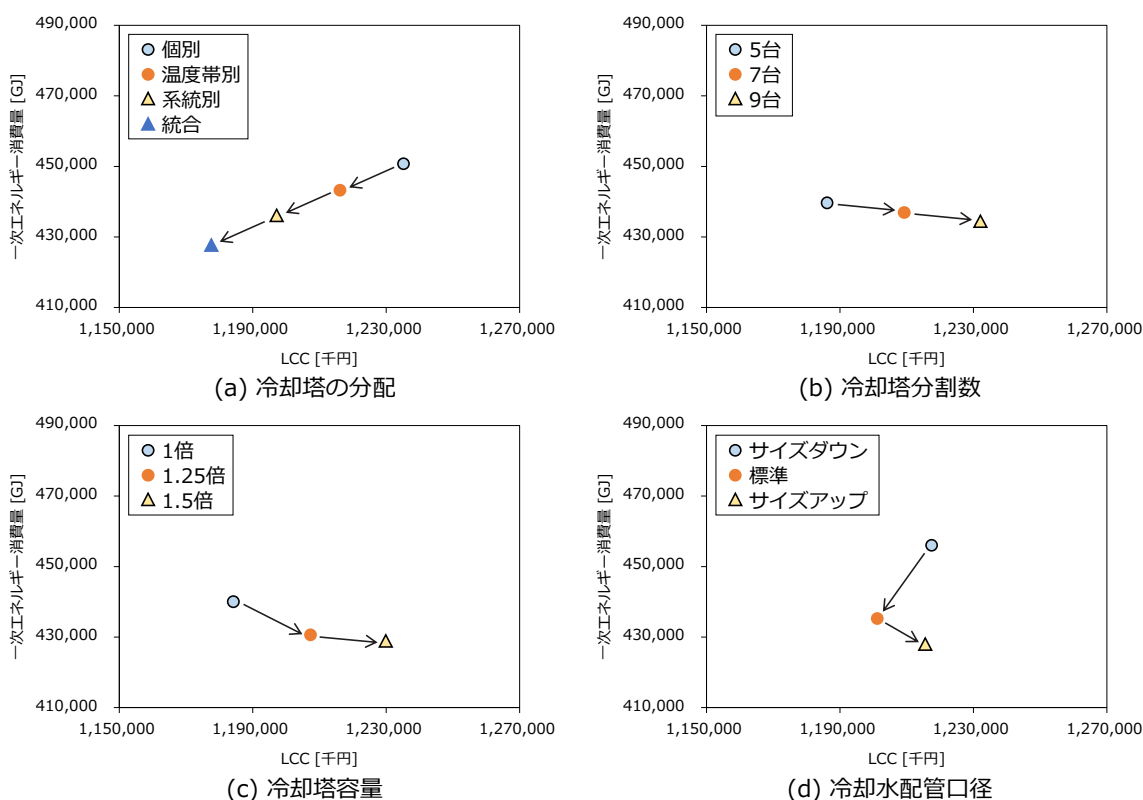


Figure 4.2.12 各設計変数の傾向を示す模式図

パレート最適解周辺の解を Figure 4.2.13 に示す。Figure 4.2.13 は、パレート最適解とそれ以外の解（劣解）で分け、さらにパレート最適解 8 条件について選択された設計変数を記載した。この範囲に含まれる解は、すべて最適制御であったので制御方法については記載していない。

冷却塔分割数と冷却塔容量はすべての設計変数の値が含まれ、特に冷却塔分割数は 5 台が、冷却塔容量は 1.5 倍が多く選択された。冷却塔の分配は、8 個のパレート最適解のうち 7 個の解で統合が選択された。冷却水配管口径は、6 個の解でサイズアップ（一番大きい配管口径）が選択された。

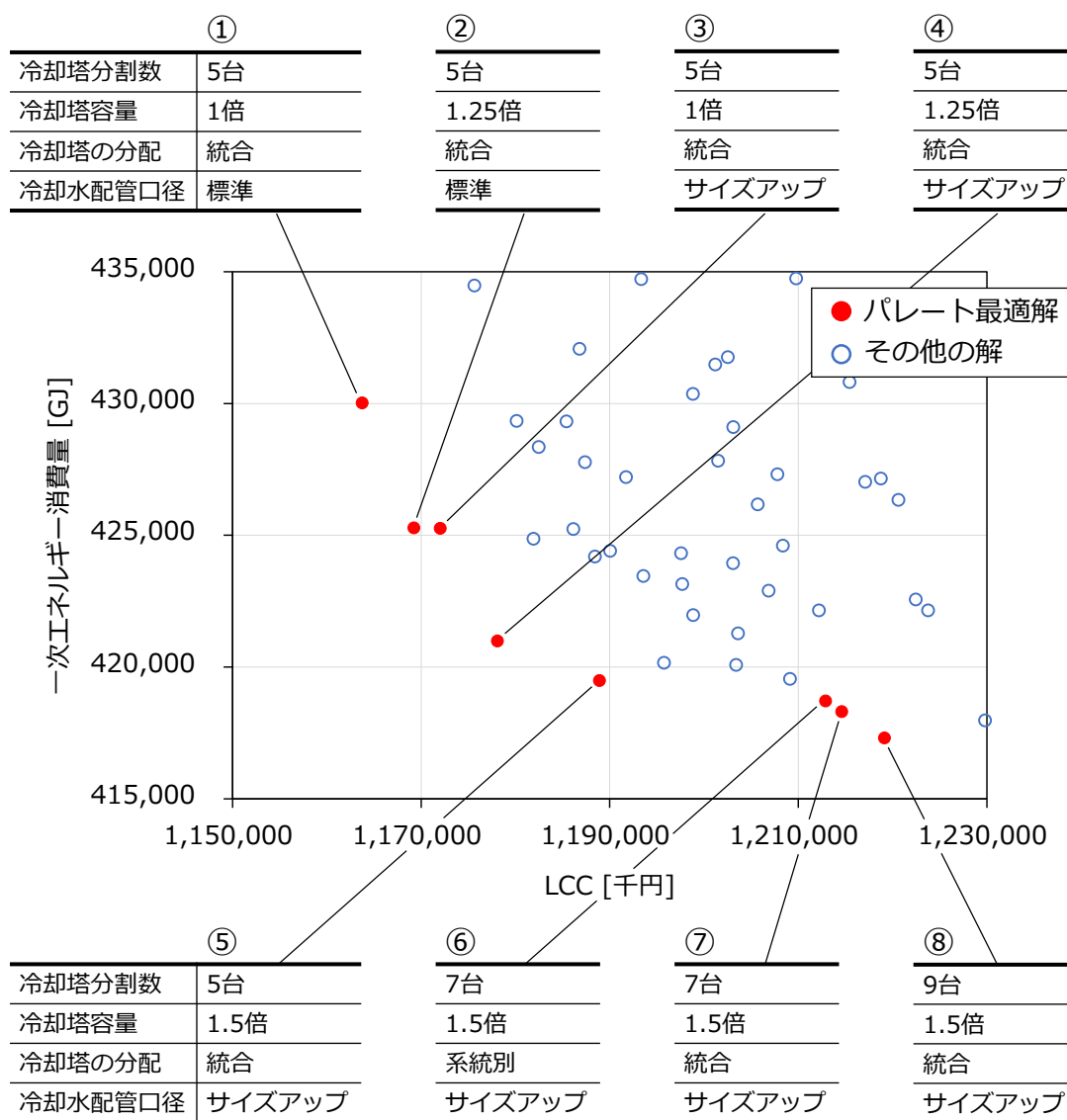


Figure 4.2.13 パレート最適解と設計変数

8 個のパレート最適解から選択解を決定する。エネルギー消費量と LCC を基に建築プロジェクトごとに最適解の選択基準を決めて選択する。4.1 節のケーススタディではエネルギー消費量が最も小さいものを選ぶという選択基準を設けたが、本節のケーススタディではエネルギー消費量と LCC の加重和を最小にするという選択基準を設けた。

加重和の比率は、エネルギー消費量 [GJ]:LCC [千円]=1:10 とした。この数値に意味はなく、Figure 4.2.13 のデータを基に著者が恣意的に決めた値である。実際の建築プロジェクトでは、これらの基準は関係者間の議論を経て決定される。ここで設けた選択基準のようにエネルギー消費量と LCC の値から選択解を決定する方法や、各パレート最適解の設計変数を基に選択解を決定する方法など状況に合わせてさまざまな方法が考えられる。

本節のケーススタディでは、次の設計基準に基づき選択解を決定した。この選択基準を実施設計段階や施工段階でも共通の基準として用いた。

- 1) 基準設計からの増額イニシャルコストは、7 年以内に回収できるものとする。
- 2) 1)を満たす中で、エネルギー消費量と LCC の加重和が最も小さいものとする。

この選択基準の下でパレート最適解の中から選択解を決定すると、Figure 4.2.14 と Table 4.2.6 に示す設計変数の解が選択された。次の段階である実施設計段階では、この選択解を引き継いで最適化の検討を行った。

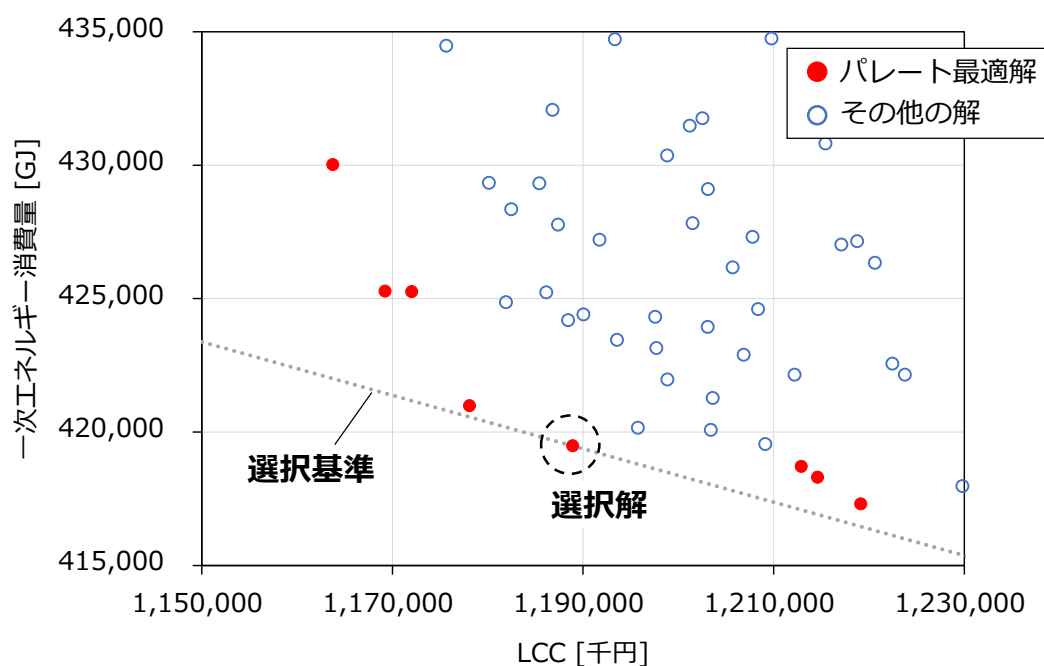


Figure 4.2.14 パレート最適解と選択解

Table 4.2.6 基本設計段階の選択解の設計変数

	設計変数	設計変数の値（下線は基準設計）
基本設計段階	冷却塔分割数	<u>5台</u> , 7台, 9台
	冷却塔容量	<u>1倍</u> , 1.25倍, <u>1.5倍</u>
	冷却塔の分配	個別, 系統別, 温度帯別, <u>統合</u>
	冷却水配管口径	サイズダウン, <u>標準</u> , <u>サイズアップ</u>
	制御方法	定格仕様, 下限温度, <u>最適制御</u>

□：選択解の設計変数

(2) 実施設計段階

基本設計段階では、Table 4.2.6 に示した設計変数が選択された。このうち冷却塔分割数（5台）と冷却塔容量（1.5倍）と冷却塔の分配（統合）は、基本設計段階で確定させ、実施設計段階では設計変数に含めない。その他の冷却水配管口径と制御方法は、引き続き実施設計段階の設計変数として検討した。新たにバイパス数と継手類と配管材料を設計変数として加えた。実施設計段階の設計変数を Table 4.2.7 に再掲する。

4.2.2 項の (3) の (vi) でバイパス数の設計変数について記載したが、基本設計段階の最適化によって冷却塔の分配は「統合」が選択されたので、バイパス数は1個、2個、3個、5個の4種類について検討した。

Table 4.2.7 実施設計段階の設計変数

	設計変数	設計変数の値（下線は基準設計）
実施設計段階	冷却水配管口径	サイズダウン, <u>標準</u> , サイズアップ
	制御方法	<u>定格仕様</u> , 下限温度, 最適制御
	バイパス数	<u>1個</u> , 2個, 3個, 5個
	継手類 1	<u>ショートエルボ</u> , ロングエルボ
	継手類 2	<u>溶接継手</u> , ハウジング継手
	配管材料	<u>SGP(白)</u> , SUS

エネルギー消費量と LCC の計算結果を Figure 4.2.15 に示す。冷却水配管口径、制御方法、バイパス数、継手類 1、継手類 2、配管材料の 6 種類の設計変数の組合せ数は 288 (3×3×4×2×2×2) である。また、最適解の選択基準の 1 つである投資回収 7 年以内の解とそれ以外の解で分けた。

制御方法別に分類した結果を Figure 4.2.16 に示す。定格仕様、下限温度、最適制御の 3 種類の制御方法によって、エネルギー消費量と LCC の値が明確に分かれる結果となった。最適制御が最もエネルギー消費量と LCC の値が小さかった。Figure 4.2.15 と Figure 4.2.16 から、制御方法が定格仕様の場合は投資回収 7 年以内の解が少なく、下限温度の場合は一部投資回収 7 年以内でない解があり、最適制御の場合はすべて投資回収 7 年以内の解であった。

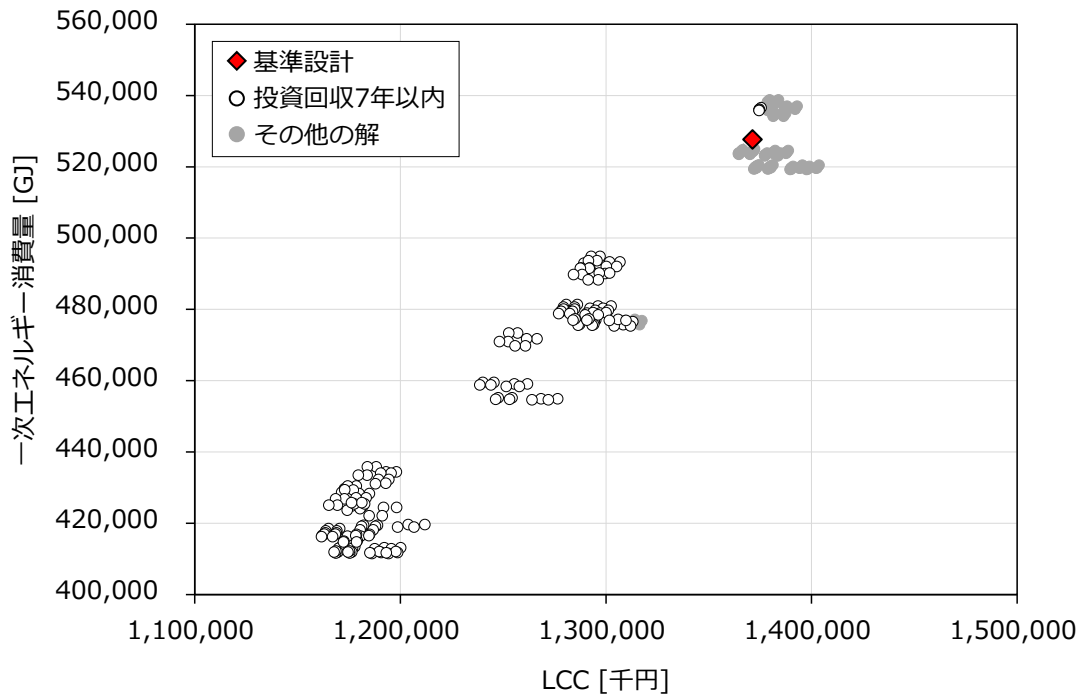


Figure 4.2.15 投資回収7年以内のエネルギー消費量とLCC

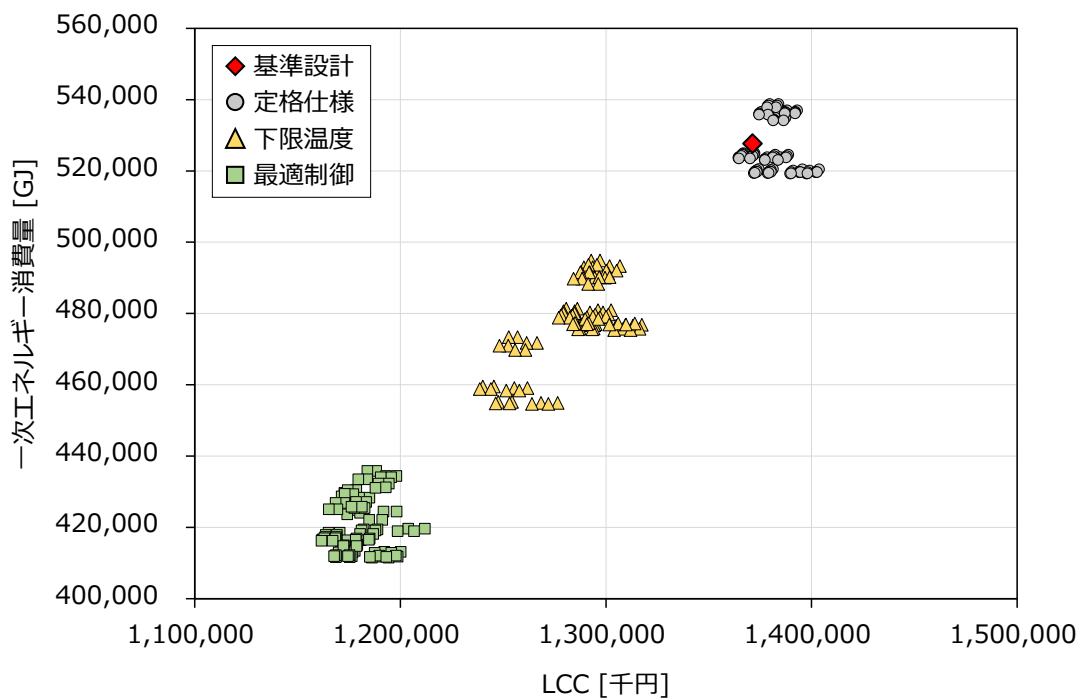


Figure 4.2.16 制御方法別のエネルギー消費量とLCC

Figure 4.2.16 から、パレート最適解に近い解は制御方法が最適制御であったので、以下の分析は最適制御の解のみを対象に行う。

バイパス数別に分類した結果を Figure 4.2.17 に、冷却水配管口径別に分類した結果を Figure 4.2.18 に、継手類 1 別に分類した結果を Figure 4.2.19 に、継手類 2 別に分類した結果を Figure 4.2.20 に、配管材料別に分類した結果を Figure 4.2.21 示す。Figure 4.2.17 ~ Figure 4.2.21 はさまざまな設計変数が混在して影響を及ぼしあっており、傾向がつかみにくい。そこで、他の設計変数が同じ条件のプロットを比較した場合にどのような傾向があるか示した模式図を Figure 4.2.22 に示す。例えば Figure 4.2.22 (a) は、Figure 4.2.17 で冷却水配管口径、継手類 1, 2、配管材料の設計変数が同じプロットで、バイパス数を変えるとどのような傾向を示すか表している。ただし、Figure 4.2.22 に示したような傾向をすべての条件で取るとは限らないことに注意する必要がある。

Figure 4.2.17 と Figure 4.2.22 (a) からバイパス数を 1 個→2 個→3 個と多くすると、冷却水温度の下限值の自由度を上がりエネルギー消費量とランニングコストが小さくなった。バイパス数が 1 個→2 個→3 個と多くなると、バルブ等の部材は増えてインシヤルコストが高くなるが、ランニングコストの減少分のほうが大きく LCC も低くなった。

バイパス数が 3 個と 5 個では冷却水温度に関する制御内容は同じだが、配管各部の冷却水流量が変わることで、搬送動力にわずかな違いが表れた。バイパス数が 5 個のとき、3 個よりも各冷凍機の近くで冷却水がバイパスするため、配管抵抗の大きい冷却水配管口径が「サイズダウン」の場合にはエネルギー消費量とランニングコストが小さかった。逆に「サイズアップ」の場合には配管抵抗よりもバイパス中のバルブ抵抗のほうが相対的に大きくなり、3 個のほうがエネルギー消費量とランニングコストが小さかった。インシヤルコスト

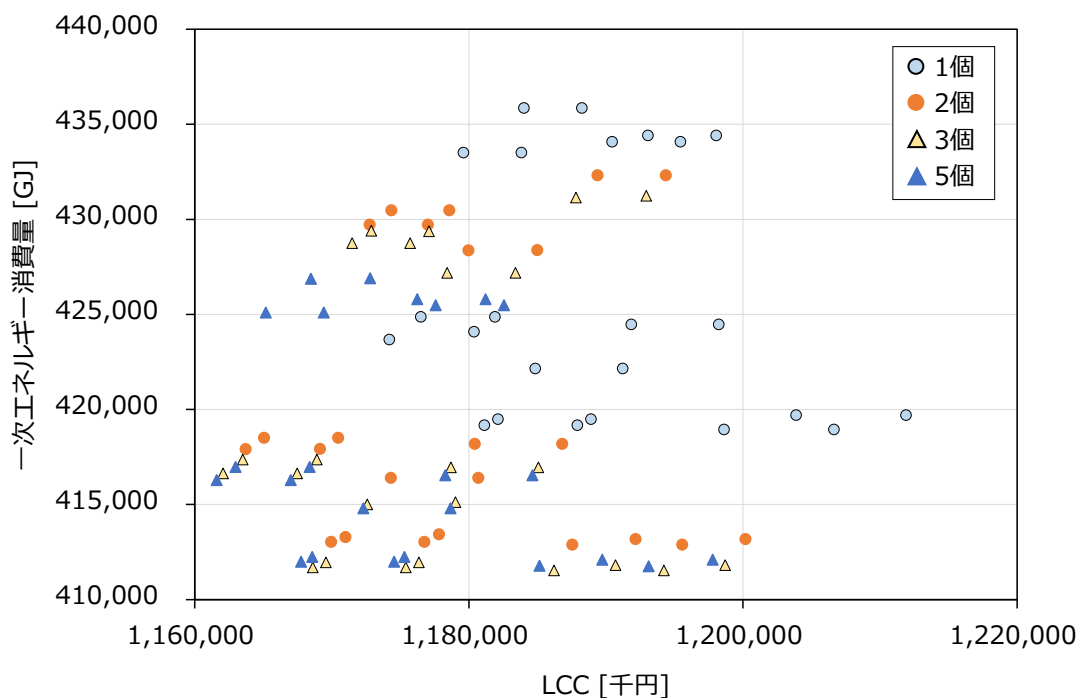


Figure 4.2.17 バイパス数別のエネルギー消費量と LCC

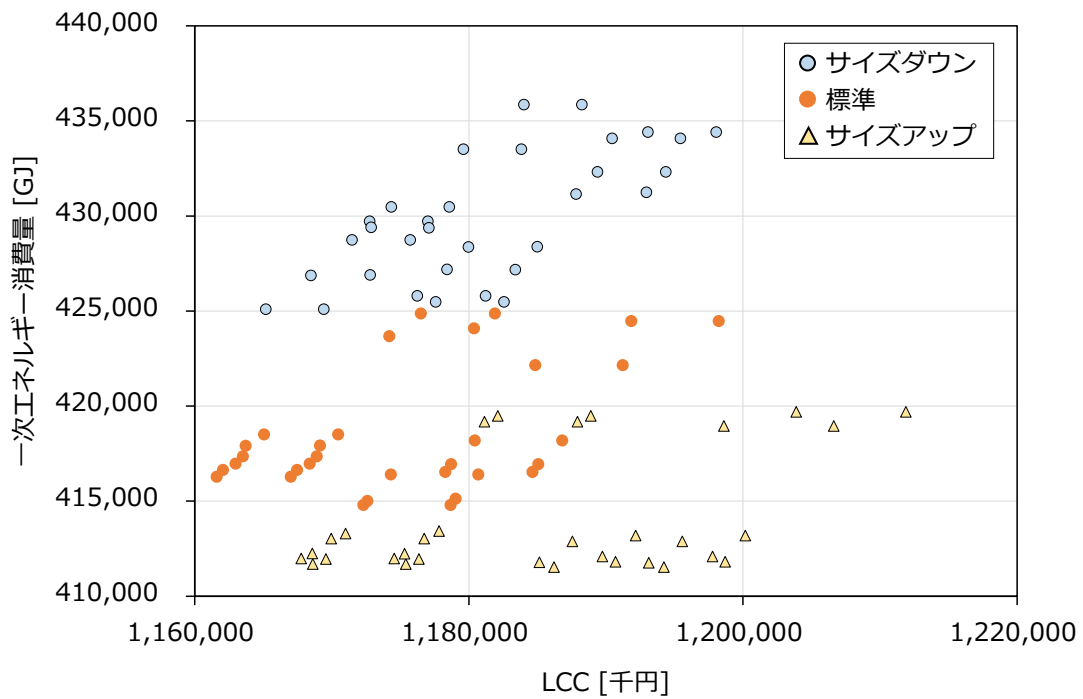


Figure 4.2.18 冷却水配管口径別のエネルギー消費量と LCC

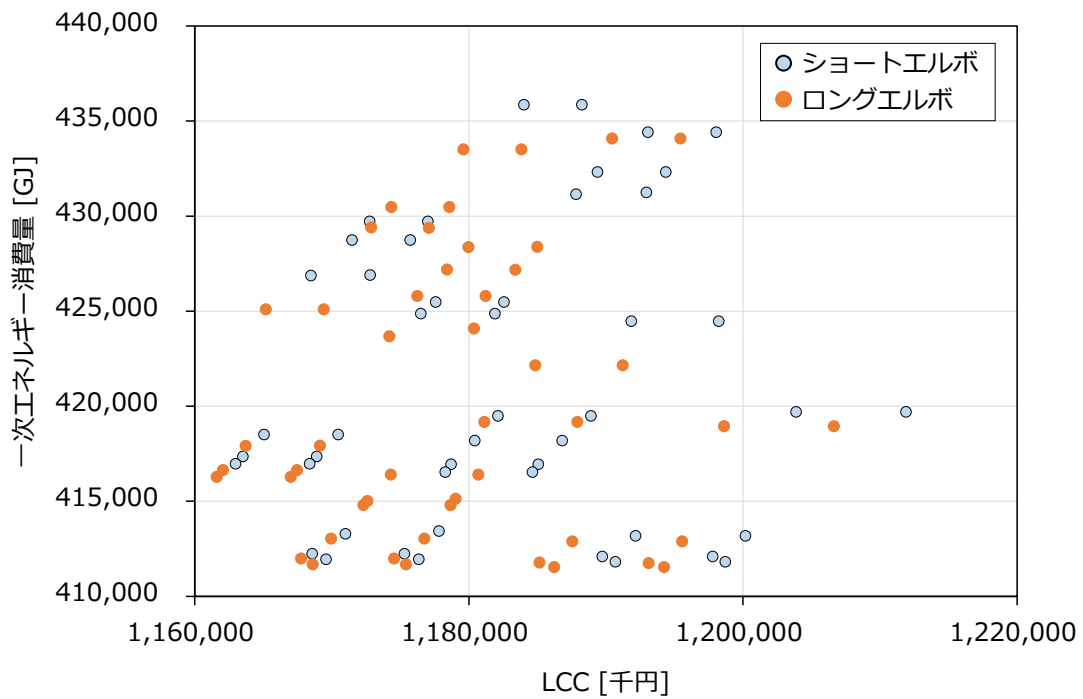


Figure 4.2.19 継手類 1 別のエネルギー消費量と LCC

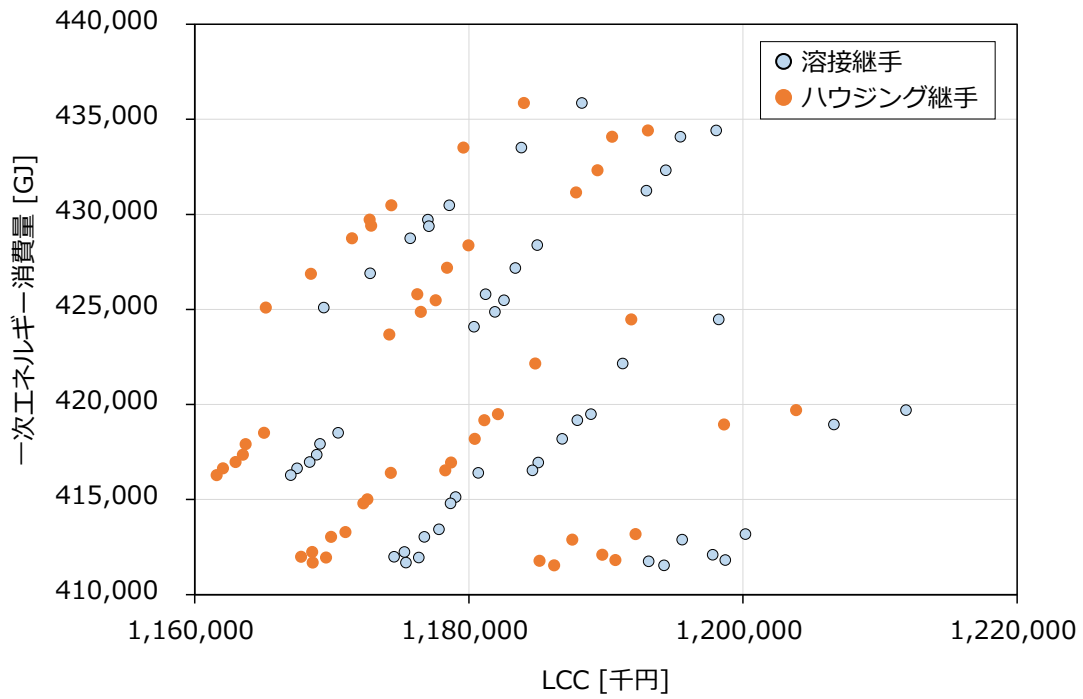


Figure 4.2.20 継手類 2 別のエネルギー消費量と LCC

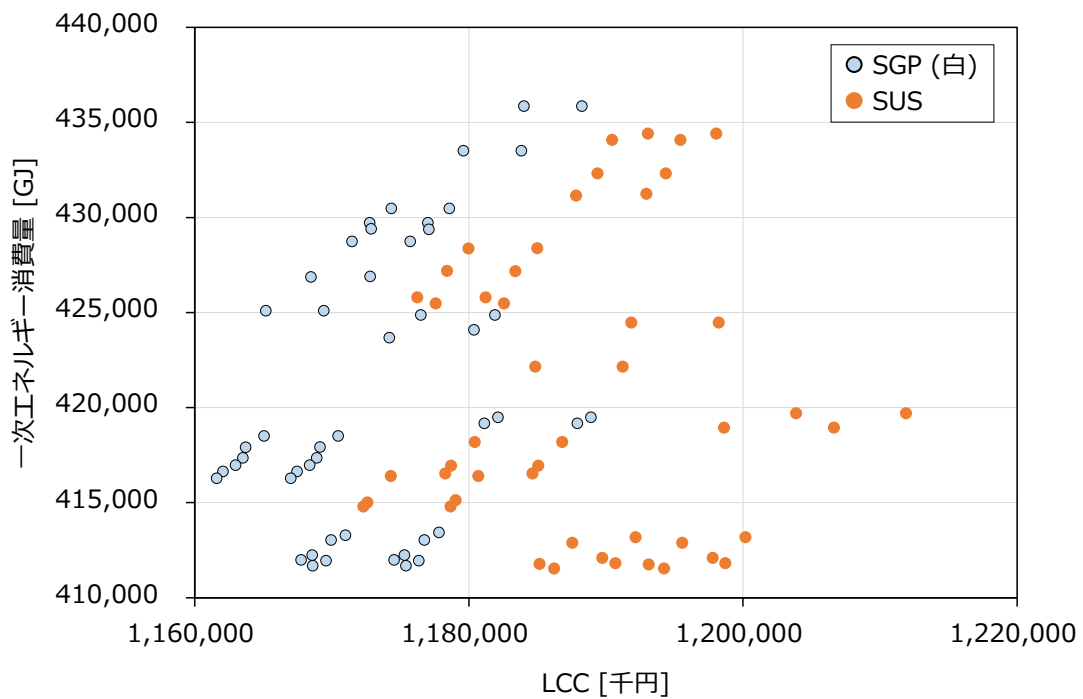


Figure 4.2.21 配管材料別のエネルギー消費量と LCC

は、バイパス数は 5 個のほうが多いが、バイパスの配管口径が 3 個のときよりも小さくなるため、5 個のほうが低くなった。その結果、3 個と 5 個ではエネルギー消費量と LCC の大小が逆転した。

Figure 4.2.18 と Figure 4.2.22 (b) から冷却水配管口径を大きくすると、冷却水ポンプの搬送動力が抑えられることでエネルギー消費量が小さくなった。冷却水配管口径を大きくすると部材のコストが上がるため、インシヤルコストは増加した。サイズダウンから標準にするとランニングコストの減少量がインシヤルコストの増加量を上回り、LCC は小さくなった。標準からサイズアップにするとランニングコストの減少量よりもインシヤルコストの増加量のほうが大きく、LCC は大きくなった。

Figure 4.2.19 と Figure 4.2.22 (c) からショートエルボよりもロングエルボのほうがエネルギー消費量と LCC ともに小さかった。Figure 4.2.20 と Figure 4.2.22 (d) から溶接継手よりもハウジング継手のほうが LCC が低かった。Figure 4.2.20 と Figure 4.2.22 (e) から SGP(白)よりも SUS のほうがエネルギー消費量が小さく LCC が高かった。この結果は 4.1.3 項の (2) と同様の結果であり、その理由も同様である。

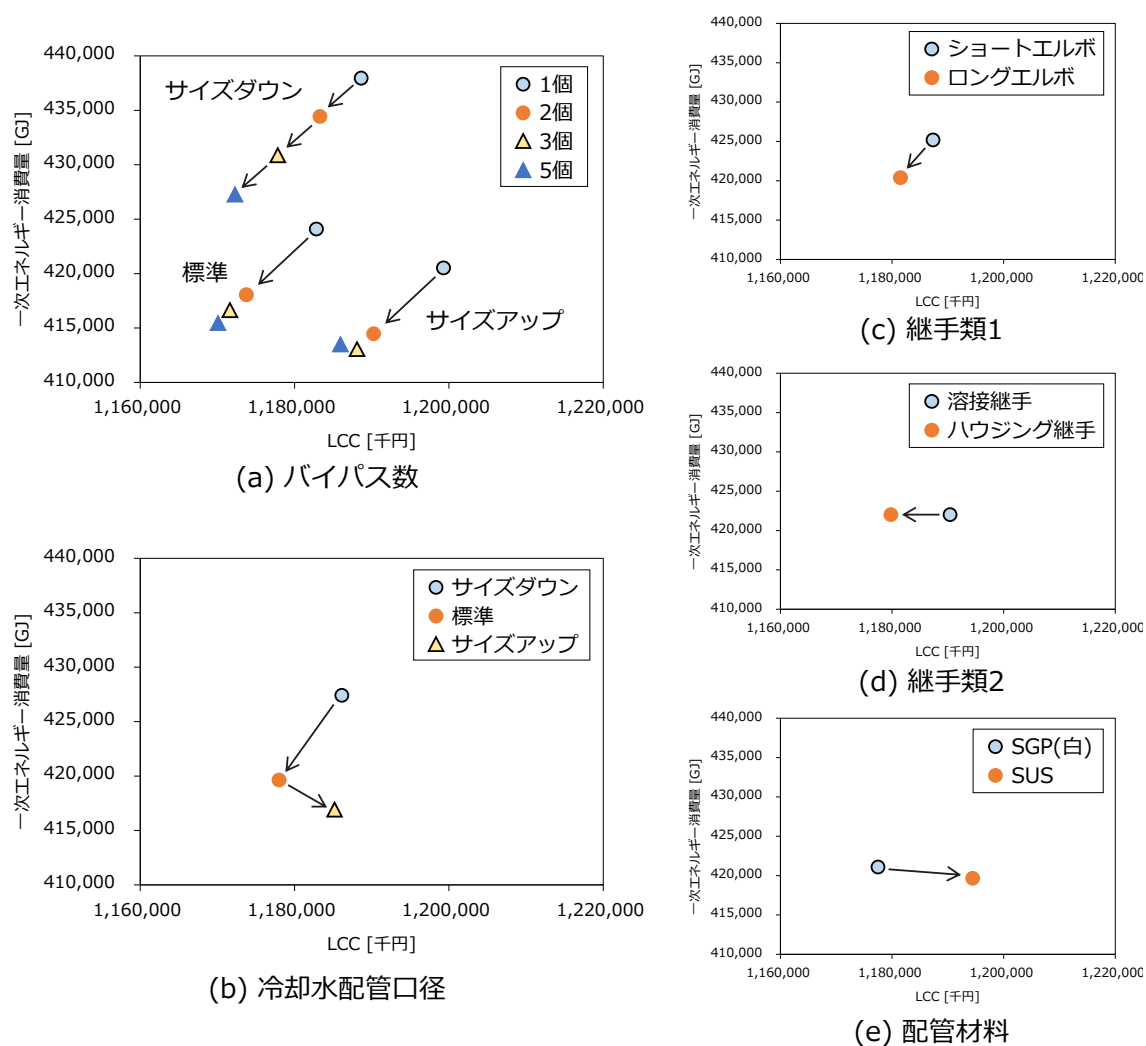


Figure 4.2.22 各設計変数の傾向を示す模式図

パレート最適解周辺の解を Figure 4.2.23 に示す。Figure 4.2.23 は、パレート最適解とそれ以外の解 (劣解) で分け、さらにパレート最適解 6 条件について選択された設計変数を記載した。この範囲に含まれる解は、すべて最適制御であったので制御方法については記載していない。また、図中の②と⑥は弱パレート最適解であり、実質は 4 つのパレート最適解である。

継手類 1 はすべてロングエルボとなっており、これは Figure 4.2.19 と Figure 4.2.22 (c) で示された傾向を反映した結果となった。弱パレート最適解の②と⑥のみ継手類 2 が溶接継手であり、それ以外の解はすべてハウジング継手であった。これは Figure 4.2.20 と Figure 4.2.22 (d) の結果と一致している。

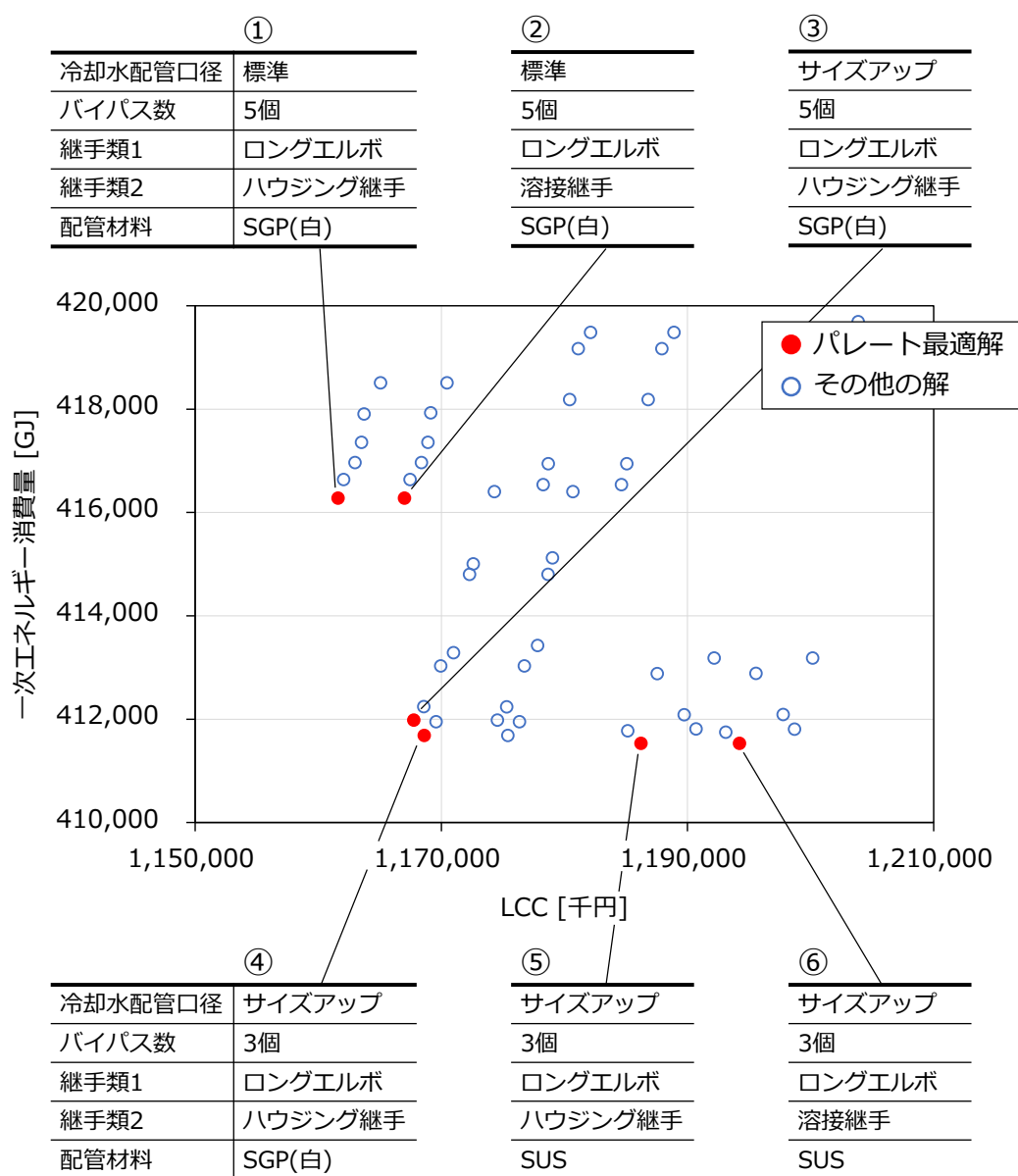


Figure 4.2.23 パレート最適解と設計変数

6個（弱パレート最適解を除くと4個）のパレート最適解から基本設計段階同様に選択解を決定する。8個のパレート最適解について、エネルギー消費量とLCCを基に建築プロジェクトごとに最適解の選択基準を決めて選択する。基本設計段階と実施設計段階で選択基準が変わる場合が建築プロジェクトによっては生じる可能性があるが、本節のケーススタディでは、基本設計段階で定めた次の選択基準を用いた。

- 1) 基準設計からの増額イニシャルコストは、7年以内に回収できるものとする。
- 2) 1)を満たす中で、エネルギー消費量とLCCの加重和が最も小さいものとする。
加重和の比率は、エネルギー消費量 [GJ] : LCC [千円] = 1 : 10 とした。

この選択基準の下でパレート最適解の中から選択解を選ぶと、Figure 4.2.24 と Table 4.2.8 に示す設計変数の解が選択された。次の段階である施工段階では、この選択解を引き継いで最適化の検討を行った。

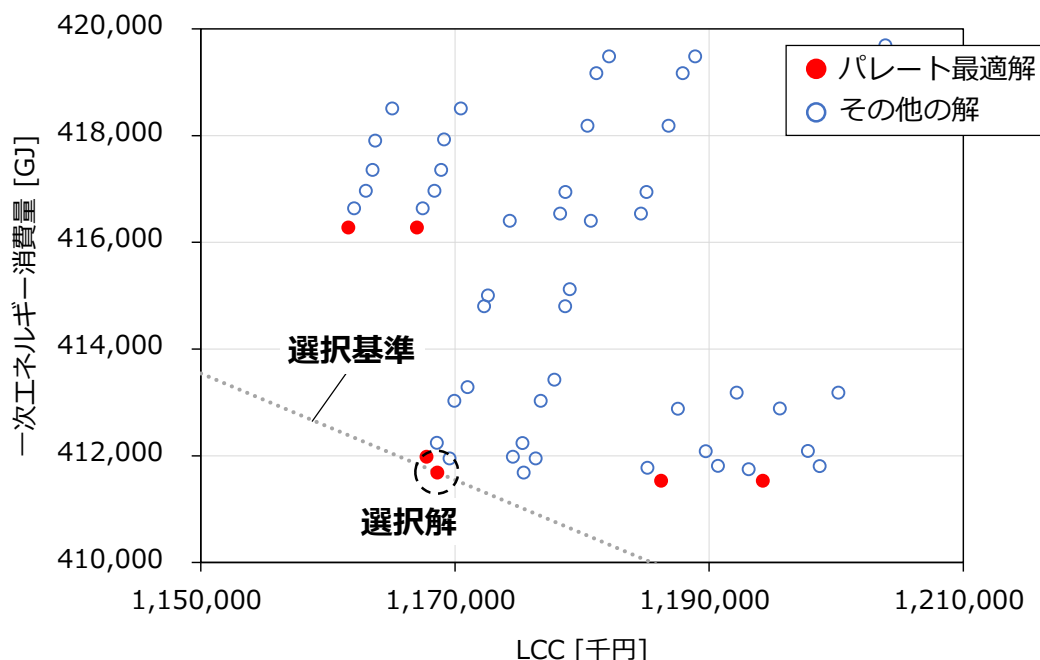


Figure 4.2.24 パレート最適解と選択解

Table 4.2.8 実施設計段階の選択解の設計変数

	設計変数	設計変数の値（下線は基準設計）
実施設計段階	冷却水配管口径	サイズダウン, 標準, サイズアップ
	制御方法	定格仕様, 下限温度, 最適制御
	バイパス数	1個, 2個, 3個 , 5個
	継手類 1	ショートエルボ, ロングエルボ
	継手類 2	溶接継手, ハウジング継手
	配管材料	SGP(白) , SUS

□ : 選択解の設計変数

(3) 施工段階

実施設計段階において、Table 4.2.8 に示したさまざまな設計変数を決定し、最適な熱源システム構成を選択した。施工段階では、建築や他設備との納まり、設計変更への対応が求められる。これらは、建築プロジェクトによって多種多様である。そこで本研究では、次の内容を基に本研究の技術によって実現可能な検討例を示す。

本節のケーススタディでは、バイパスの位置と冷却水ポンプの見直しについて検討した。

(i) バイパスの位置の検討

実施設計段階において、バイパス数は3個の解が選択された。ここでは、その3個のバイパスの位置やそれに伴う配管ルートについて検討した。バイパスの位置の条件や検討方法を示す前に、検討内容をシンプルに分かりやすくするため Figure 4.2.3 の配管ルートを変更・修正した。変更内容を Figure 4.2.25 に示す。修正前後の各図にインバータターボ冷凍機が5台あるが、それぞれ左から TR4, TR5, TR1, TR3, TR2 の順に設置されている。このうち TR1, 2, 3 の3台の主管からの分岐が修正前後で異なっている。修正前は行き還りで2本ずつ主管から TR1, 2, 3 へ分岐していたが、修正後は行き還りで1本ずつにまとめた。

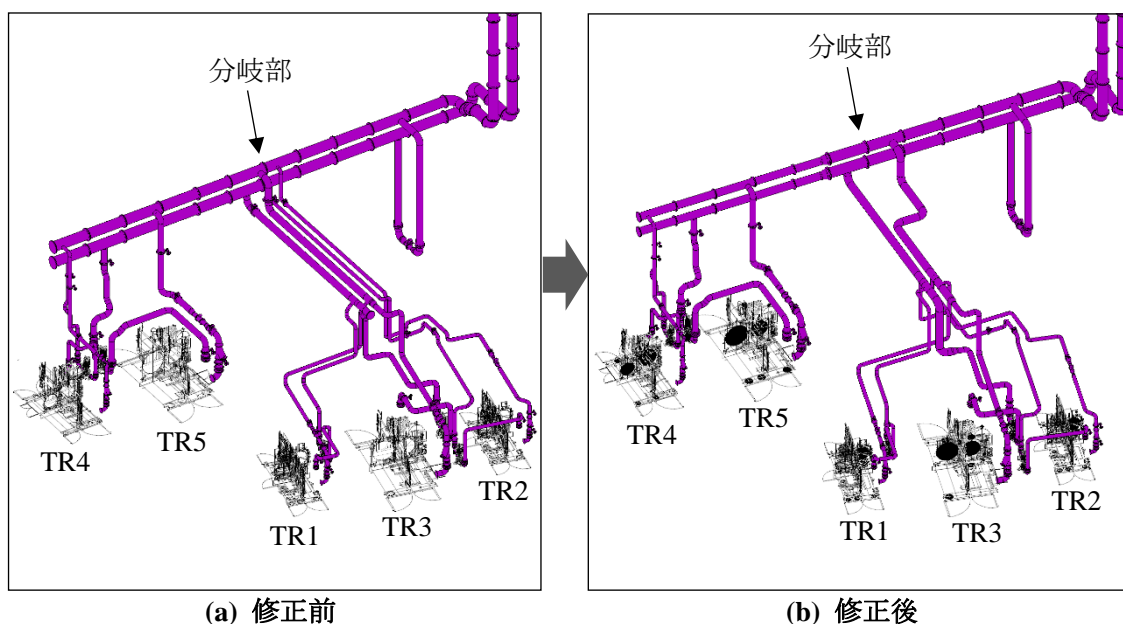


Figure 4.2.25 配管ルートの修正

修正前と修正後でエネルギー消費量と LCC がどの程度変化したか Figure 4.2.26 に示す。配管ルートの修正によって、エネルギー消費量は減少し LCC は増加した。Figure 4.2.25 に示した分岐部が2つから1つにまとまったことで冷却水配管口径が大きくなり、搬送動力が小さくなることでエネルギー消費量が小さくなった。ランニングコストも同様の理由で減少するが、インシャルコストがそれ以上に増加したことで LCC は大きくなった。施工段階以降の検討では、この修正後のエネルギー消費量と LCC の値をベースとした。

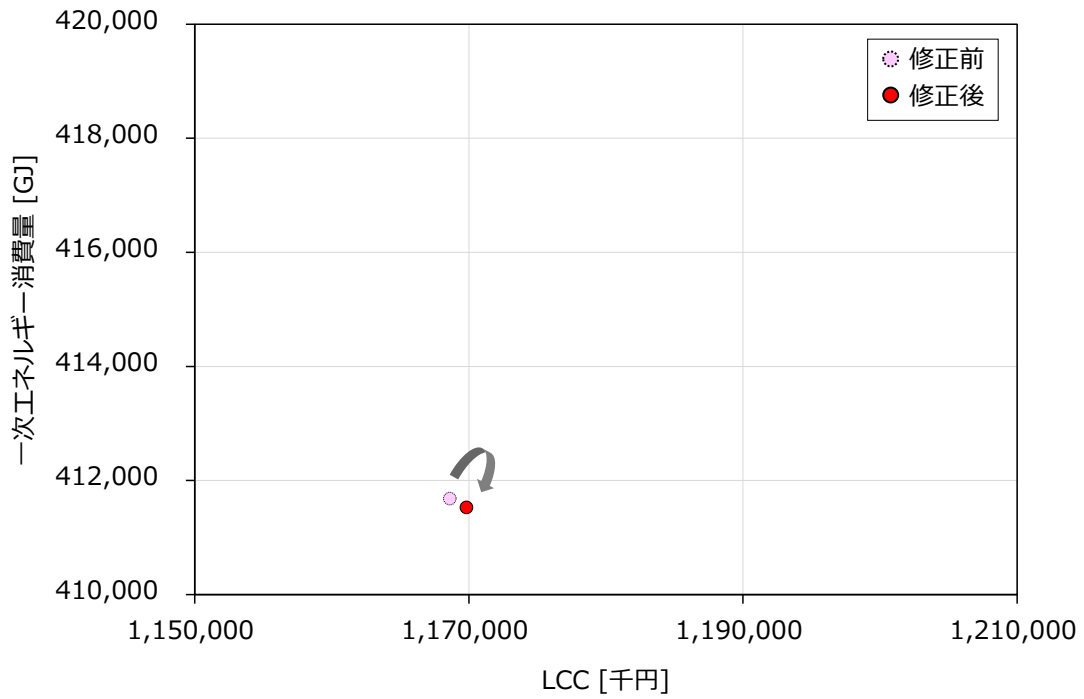


Figure 4.2.26 配管ルートの変更によるエネルギー消費量と LCC の変化

この配管ルートの変更・修正は、バイパスの位置の検討を分かりやすくするためのものであったが、実際の建築プロジェクトでもさまざまな理由でこのような変更が行われる可能性がある。このように後の段階になるにつれてモデルの精度を向上しながら検討できることが本手法のメリットの1つである。

3 個のバイパスの基準設計の初期位置と名称の定義を Figure 4.2.27 に示す。3 個のバイパスの名称をメインバイパス、サブバイパス、個別バイパスとした。メインバイパスは、すべての冷凍機共通のバイパスである。サブバイパスは、6°C冷水系統の TR4, 5 と 13°C冷水系統の TR1, 2, 3 で冷却水温度の下限値が大きく異なる (12°Cと 18°C) ため、それに対応するためのバイパスである。また、13°C冷水系統の中で TR3 のみ熱交換器を介さず直接二次側へ冷水を送水しているため、冷却水温度の下限値が TR1, 2 と異なる (18°Cと 17°C)。個別バイパスは、この違いに対応するための TR3 専用のバイパスである。

各バイパスの位置は、Figure 4.2.27 に赤色で示した。各バイパスの配管口径は、メインバイパスが 400 A、サブバイパスが 300 A、個別バイパスが 200 A であり、各バイパスには電動二方弁が設置されている。

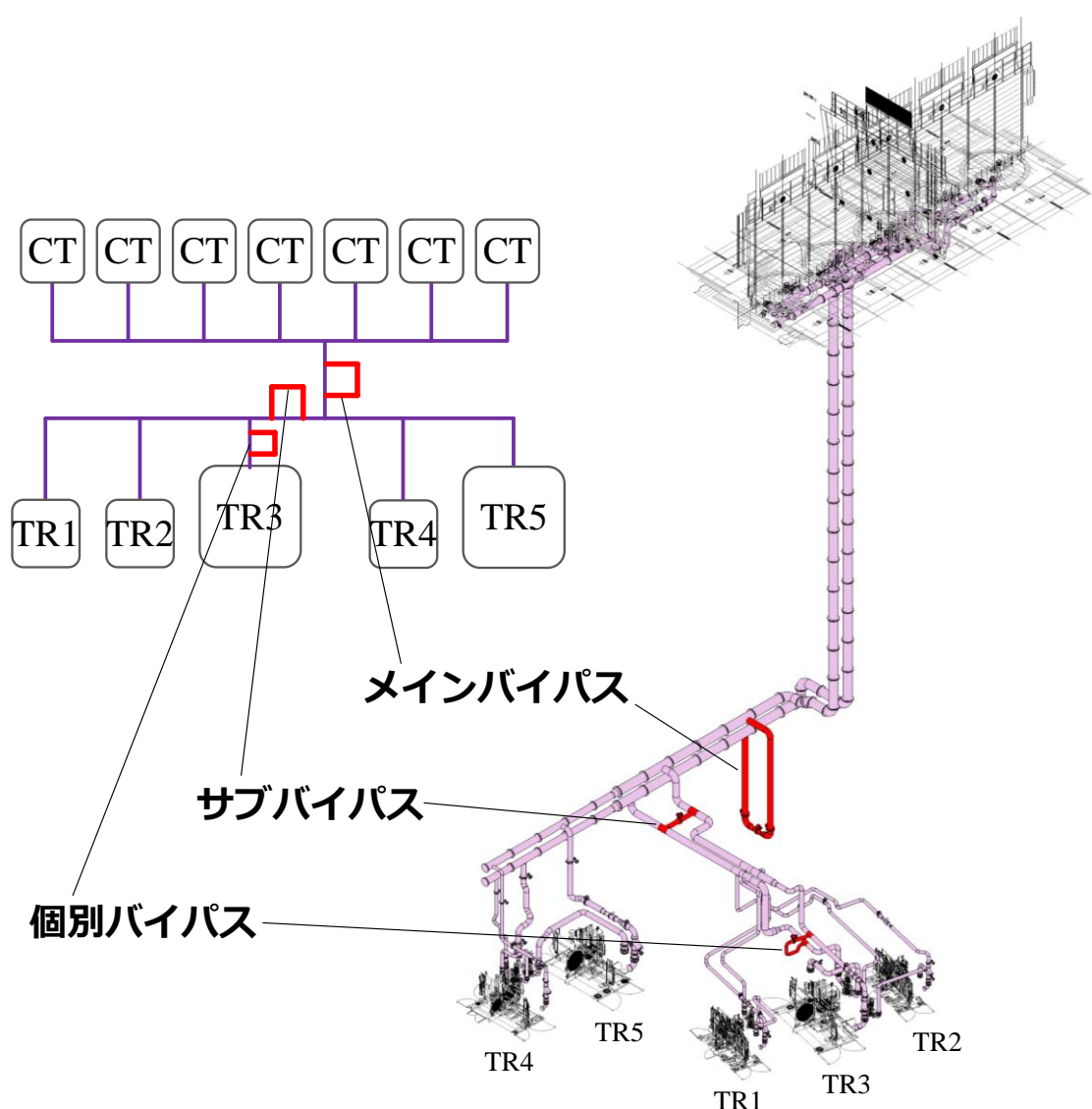


Figure 4.2.27 バイパスの初期位置と名称の定義

- メインバイパスの検討位置を Figure 4.2.28 に示す。以下の 4 ルートについて検討した。
- メインバイパス 1：基準設計の位置。地下 4 階に横引きされている冷却水配管の主管から制御弁のメンテナンス用に地下 5 階までバイパス配管を通す。
 - メインバイパス 2：メインバイパス 1 と同じ思想・同じ配管ルートであるが、主管からの分岐位置を冷凍機側に近い位置に移動
 - メインバイパス 3：地下 3 階の立管スペースにバイパスを設置
 - メインバイパス 4：地上 3 階の立管スペースにバイパスを設置

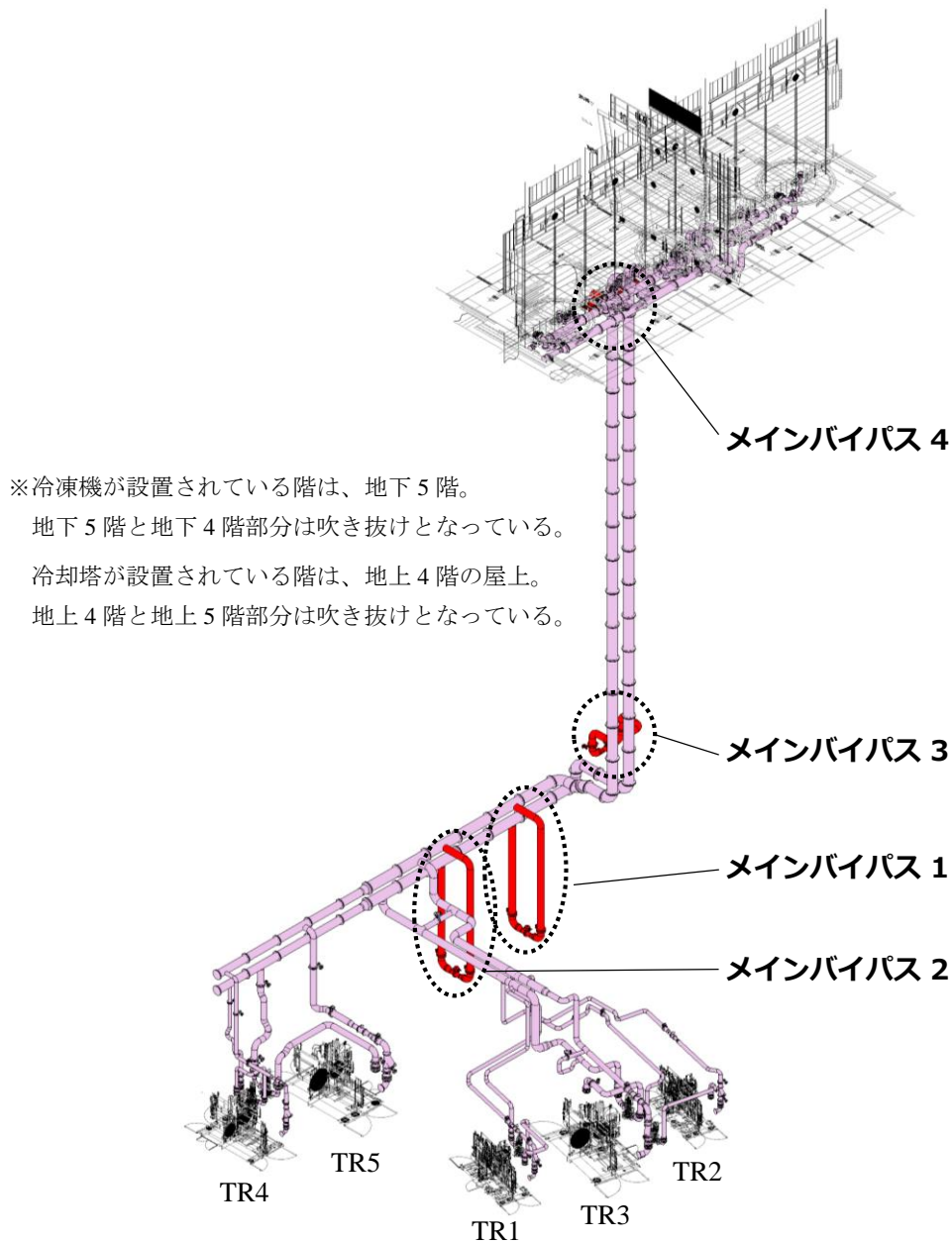


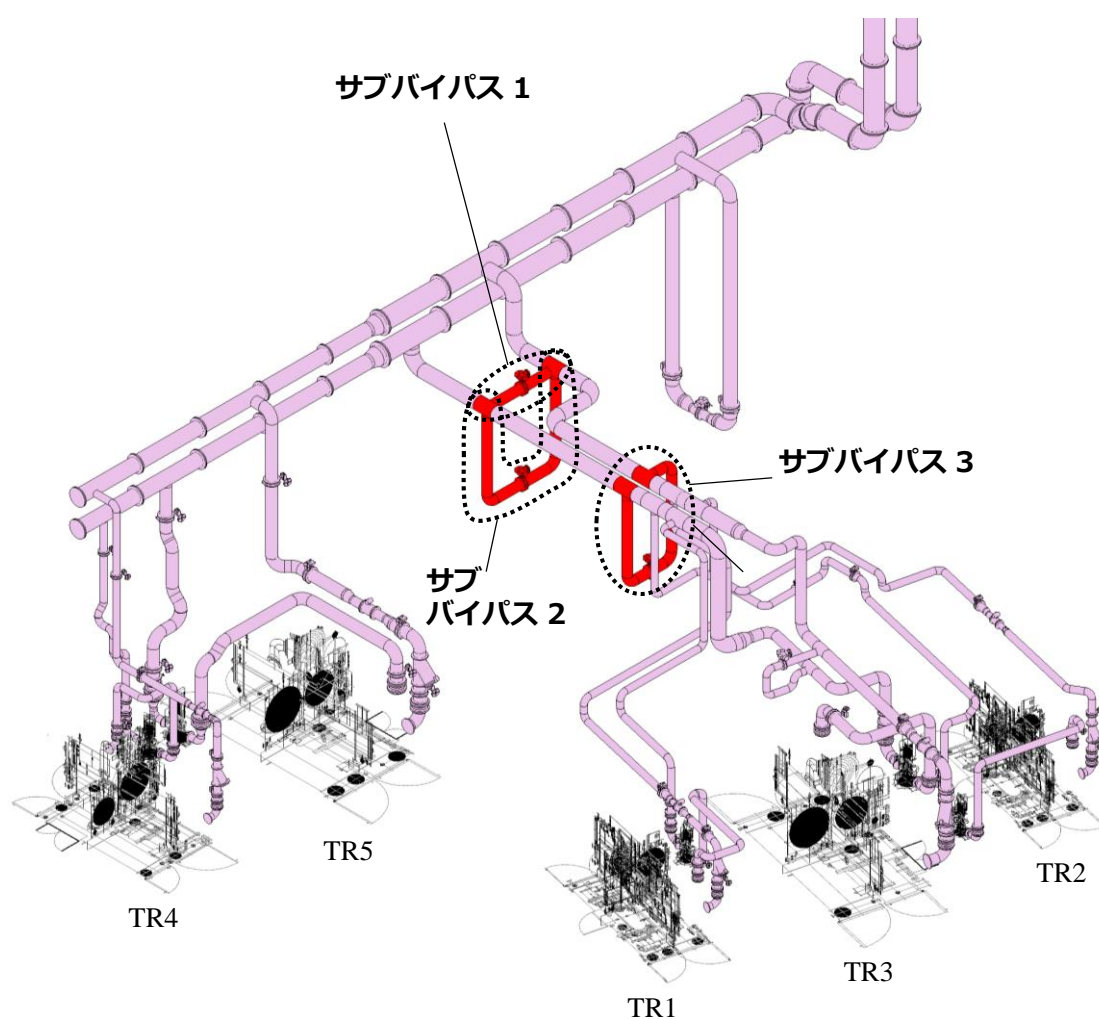
Figure 4.2.28 メインバイパスの検討位置

サブバイパスの検討位置を Figure 4.2.29 に示す。以下の 3 ルートについて検討した。

サブバイパス 1：基準設計の位置。オーナーからメインバイパス 1 と同様に地下 5 階部分でメンテナンスできるようにと要望あり。つまり、最適解として選択されない（計算は参考に行う）。

サブバイパス 2：サブバイパス 1 と分岐箇所は同じで、地下 5 階からでも制御弁をメンテナンスできるように配管ルートを変更

サブバイパス 3：サブバイパス 2 を冷凍機に近い位置に移動



※冷凍機が設置されている階は、地下 5 階。地下 5 階と地下 4 階部分は吹き抜けとなっている。

冷却塔が設置されている階は、地上 4 階の屋上。地上 4 階と地上 5 階部分は吹き抜けとなっている。

Figure 4.2.29 サブバイパスの検討位置

個別バイパスの検討位置を Figure 4.2.30 に示す。以下の 2 ルートについて検討した。

個別バイパス 1：基準設計の位置

個別バイパス 2：配管ルートを見直すことで、エルボの数を個別バイパス 1 から減らした位置

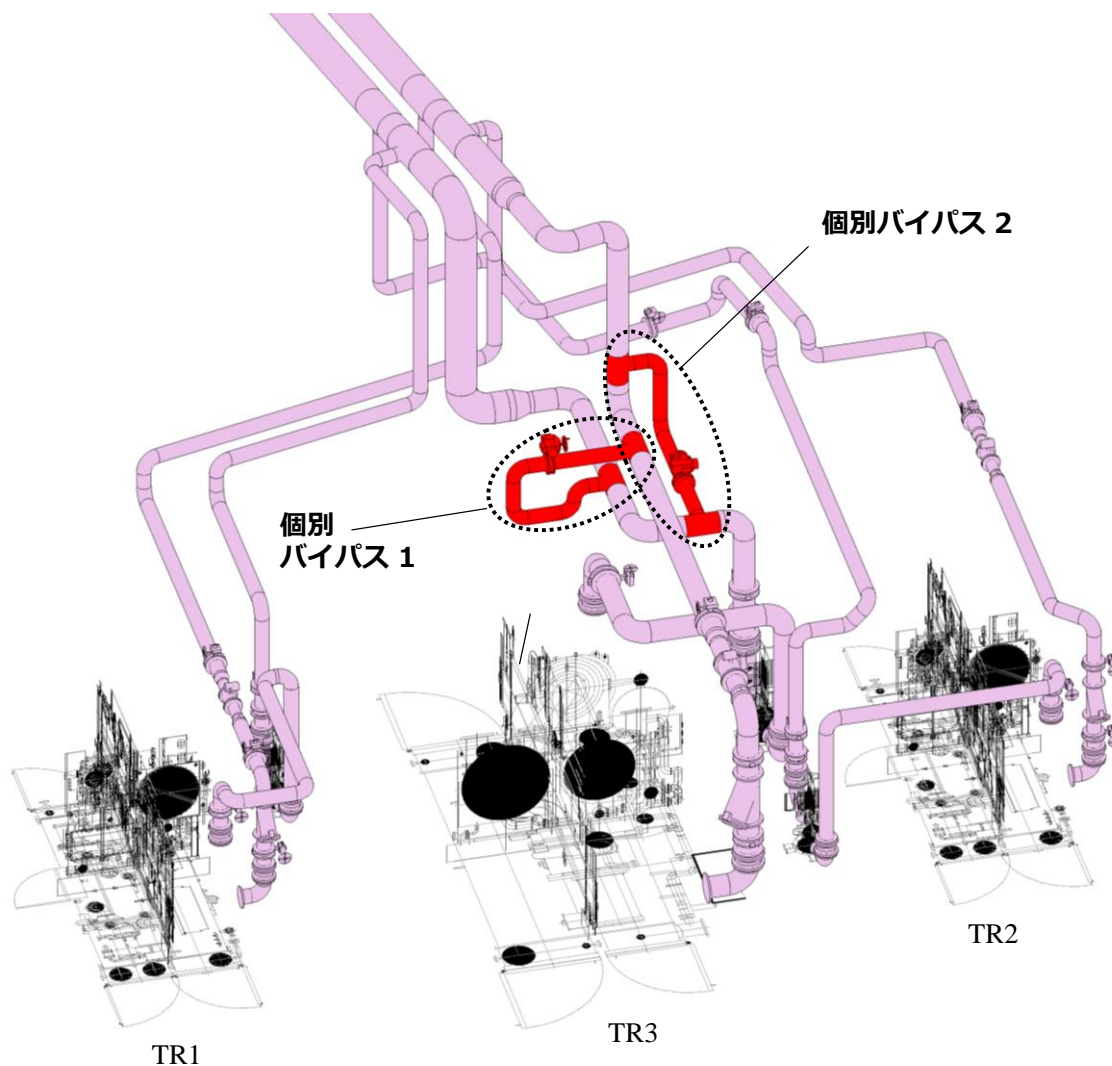


Figure 4.2.30 個別バイパスの検討位置

以上のメインバイパス 4 通り、サブバイパス 3 通り、個別バイパス 2 通りの合計 24 通りのバイパスの位置についてエネルギー消費量と LCC を計算した。

メインバイパスの位置別に分類した結果を Figure 4.2.31 に示す。メインバイパス 1 と 2、3 と 4 はそれぞれ同じ配管ルートで分岐部の位置が異なるという違いがある。メインバイパス 1 と 2、3 と 4 でそれぞれエネルギー消費量と LCC を比較すると、分岐部が冷凍機に近いメインバイパス 2 と 3 のほうがメインバイパス 1 と 2 よりもエネルギー消費量と LCC が小さい傾向にあった。これは冷却水がバイパスしたとき、分岐部が冷凍機に近いほど、バイ

パスする前の流量が多い冷却水が流れる配管ルートが短くなるためだと考えられる。バイパス前の流量が多い配管ルートが短くなり、バイパス後の流量が少ない配管ルートが長くなることで、搬送動力が低減されエネルギー消費量とランニングコストが小さくなったと考えられる。メインバイパス 1 と 2 よりも分岐部の位置が大きく異なるメインバイパス 3 と 4 のエネルギー消費量と LCC の差が大きいこともそれを裏付けている。

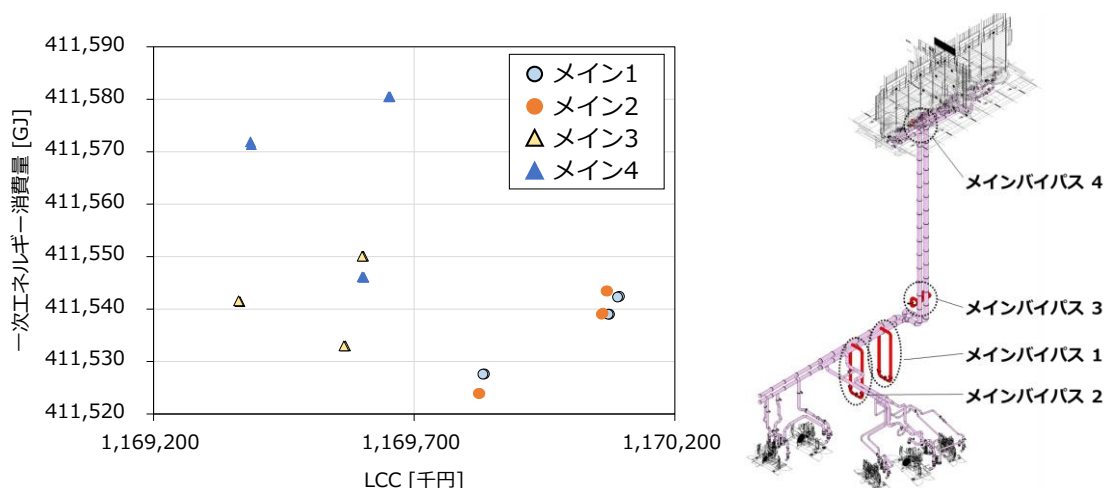


Figure 4.2.31 メインバイパスの位置別のエネルギー消費量と LCC

サブバイパスの位置別に分類した結果を Figure 4.2.32 に示す。サブバイパス 1 の配管ルートは単純で部材数も少ないので、サブバイパス 2 と 3 と比較してインisialコストが低くなり LCC が低かった。しかし、サブバイパスの条件に記載したようにサブバイパス 1 はメンテナンスの利便性の理由から選択されない。サブバイパス 2 と 3 を比較すると、サブバイパス 3 のほうがエネルギー消費量と LCC とともに小さかった。これは、メインバイパスと同様の理由で分岐部が冷凍機に近いほど、バイパス前の流量が多い配管ルートが短くなり、バイパス後の流量が少ない配管ルートが長くなることで、搬送動力が低減されエネルギー消費量とランニングコストが小さくなったと考えられる。

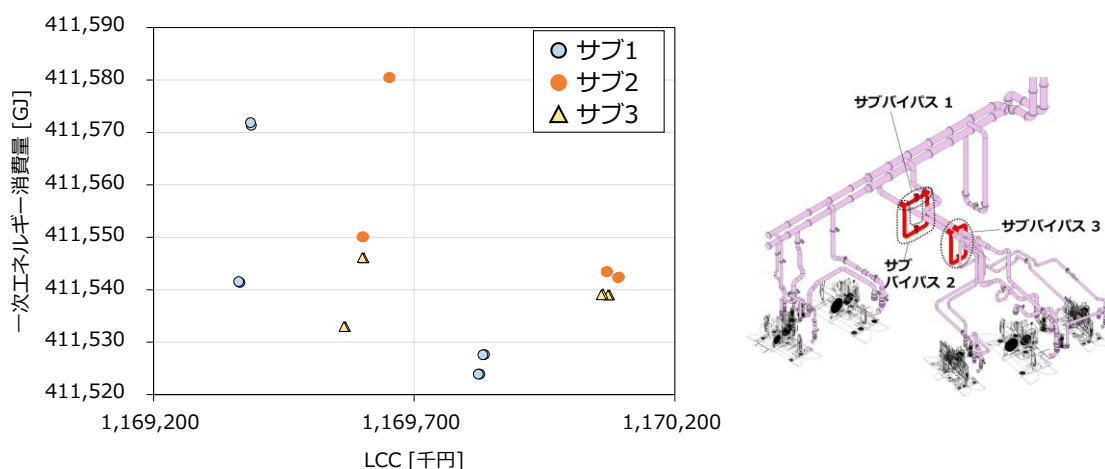


Figure 4.2.32 サブバイパスの位置別のエネルギー消費量と LCC

個別バイパスの位置別に分類した結果を Figure 4.2.33 に示す。個別バイパス 1 と 2 は分岐部の位置に大きな差はなく、配管ルートの違いで部材数が異なっている。Figure 4.2.33 でも大きな差はみられないが、個別バイパス 2 のほうがエルボが少ないことによるイニシャルコストの削減によって、LCC がわずかに低くなった。

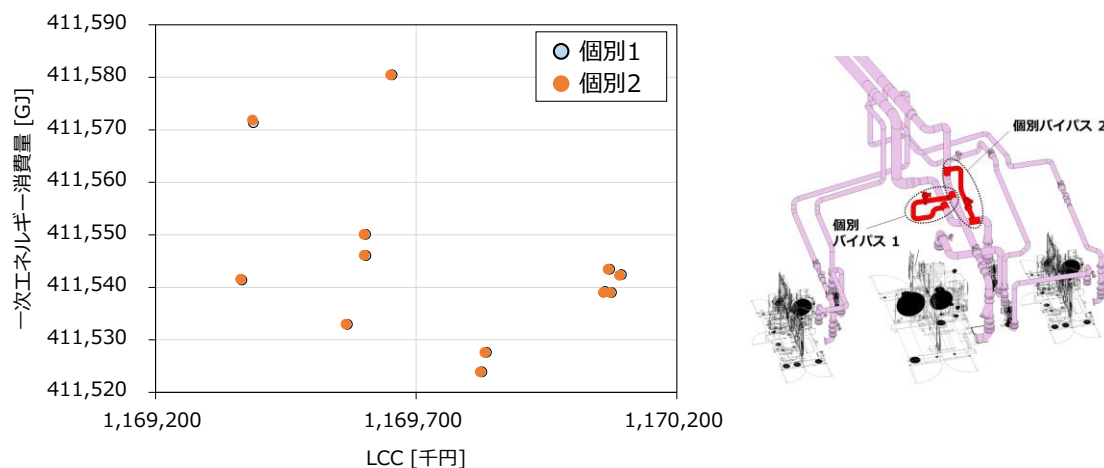


Figure 4.2.33 個別バイパスの位置別のエネルギー消費量と LCC

パレート最適解とその解の設計変数を Figure 4.2.34 に示す。Figure 4.2.34 は、パレート最適解とその他の解 (劣解) で分け、さらにパレート最適解 2 条件について選択された設計変数を記載した。また、サブバイパスの条件に記載したようにサブバイパス 1 はメンテナンスの利便性の理由から除外しており、図にはサブバイパス 1 が含まれる解は選択されない解として示した。

2 個のパレート最適解は、どちらもメインバイパス 3、サブバイパス 3 が選択された。メインバイパス 3 は、メインバイパスの中では配管ルートが短い立管スペースに設置されたバイパスで、冷凍機に近い部分に分岐があるバイパスである。サブバイパス 3 は、サブバイパス 2 に比べて冷凍機に近い部分に分岐があるバイパスである。パレート最適解では、イニシャルコストを低くするために配管ルートを短くし、かつ搬送動力を小さくするために冷凍機に近い部分に分岐部があるバイパスの位置が選択された。

2 個のパレート最適解からどちらが選択解かを決定する。基本設計段階と実施設計段階同様に次の選択基準を用いて選択した。

- 1) 基準設計からの増額イニシャルコストは、7 年以内に回収できるものとする。
- 2) 1) を満たす中で、エネルギー消費量と LCC の加重和が最も小さいものとする。

加重和の比率は、エネルギー消費量 [GJ] : LCC [千円] = 1 : 10 とした。

この選択基準の下でパレート最適解の中から選択解を選ぶと、Figure 4.2.24 に示す設計変数の解が選択された。このときの BIM モデルを Figure 4.2.36 に示す。個別バイパスは配管ルートを見直すことで、エルボの数を減らした個別バイパス 2 であった。

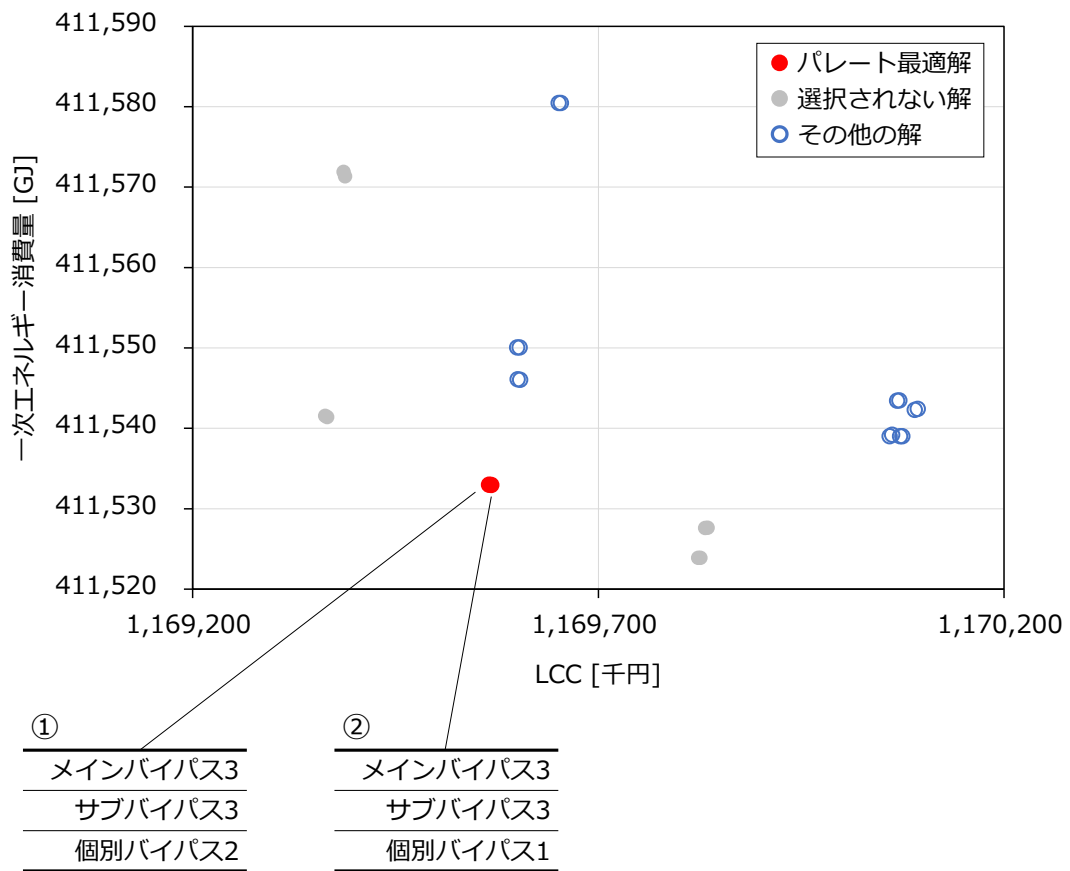


Figure 4.2.34 パレート最適解と設計変数

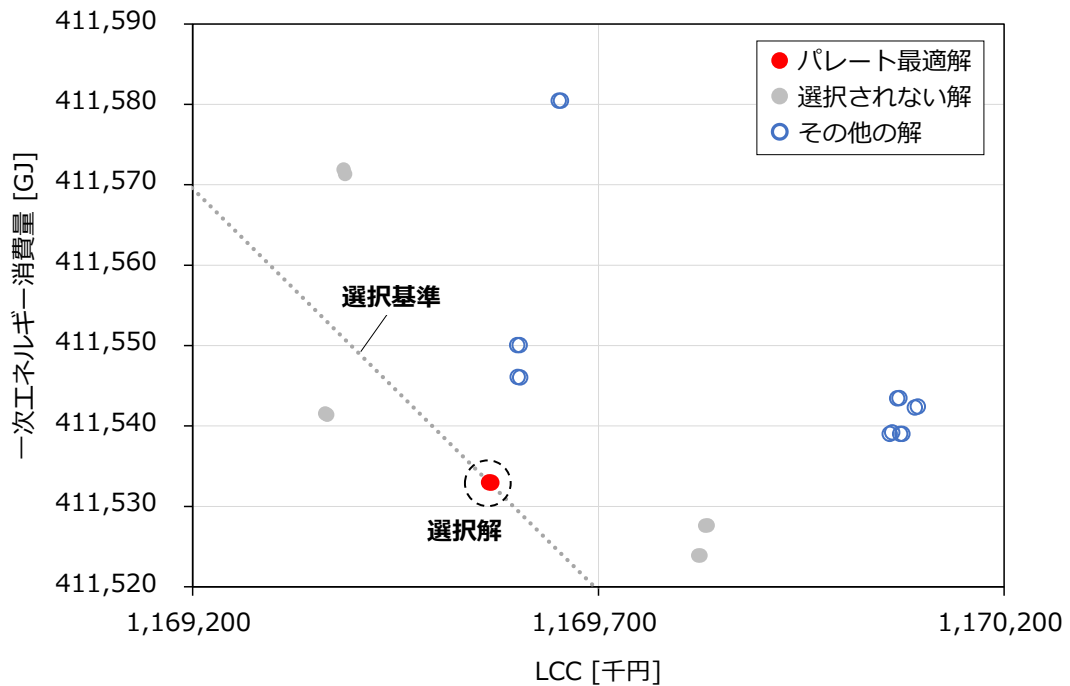


Figure 4.2.35 パレート最適解と選択解

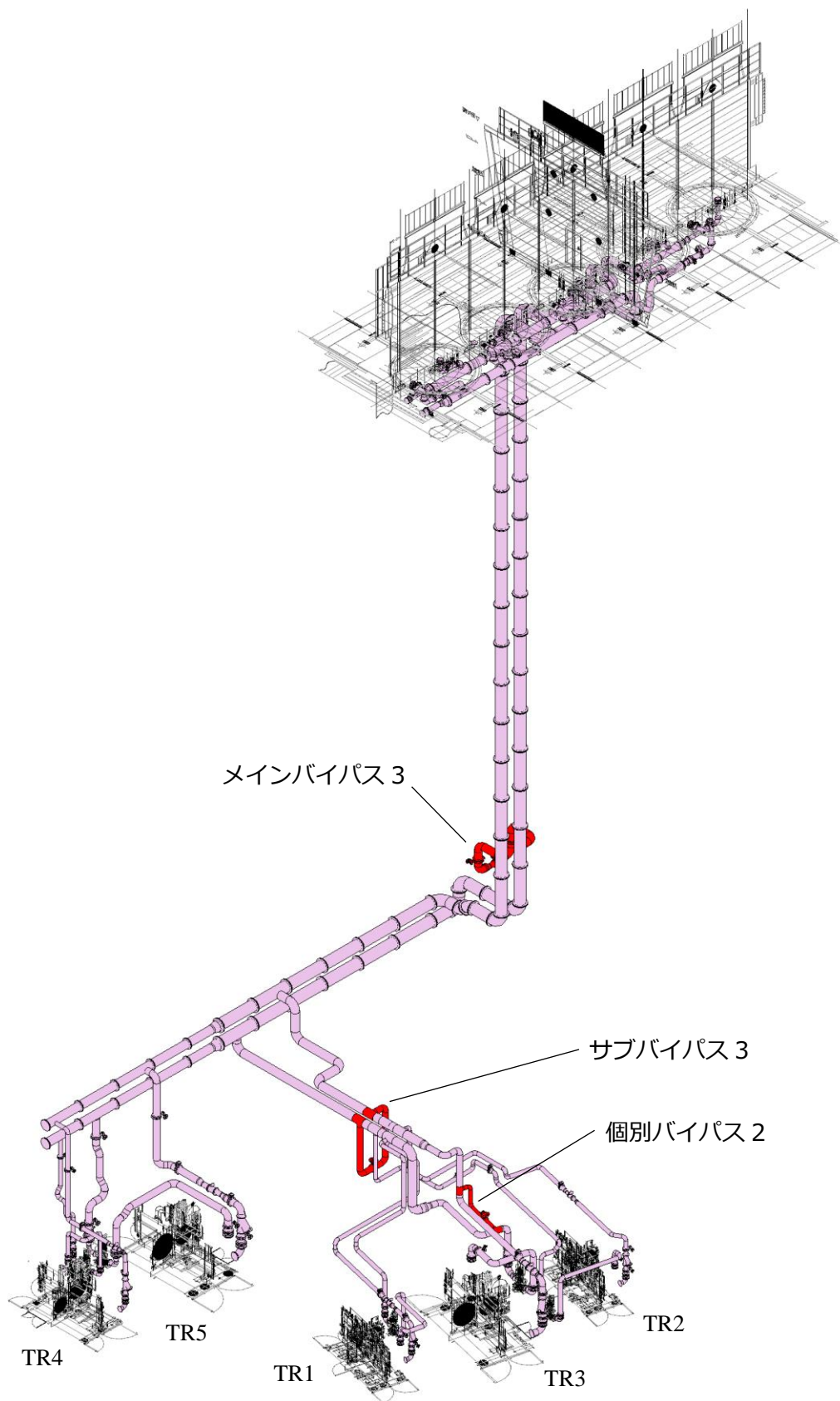


Figure 4.2.36 選択解のバイパスの位置

(ii) 冷却水ポンプの見直し

ここまでの設計・施工の段階的な最適化によって、冷却水配管口径の拡大などで配管抵抗の低減が行われた。また、最適化を検討する際の部材ひとつひとつを考慮した詳細なシミュレーションや配管ルート確定によって、正確に揚程が計算できるようになった。各冷却水ポンプの機器仕様の揚程と計算によって得られた揚程の最大値を Table 4.2.9 に示す。

各冷却水ポンプの定格仕様に対し、計算によって得られた揚程の最大値は6割～7割程度となった。これは、上述したように冷却水配管口径が変わったことや、定格仕様の揚程自体が余裕をもった設計となっていることに起因する。計算の最大値を基に冷却水ポンプの揚程を見直した。見直し際には計算の最大値に対し、約10%の余裕率を考慮した。見直し後の各冷却水ポンプの揚程を Table 4.2.10 に示す。

Table 4.2.9 冷却水ポンプの機器仕様の揚程と計算で得られた揚程の最大値

	TR1	TR2	TR3	TR4	TR5
冷却水流量 [L/min]	3,447	3,062	9,887	3,422	11,807
消費電力 [kW]	30.0	30.0	75.0	37.0	132.0
機器定格仕様の揚程 [kPa]	294.0	294.0	343.0	343.0	343.0
計算の最大値の揚程 [kPa]	172.5	162.2	247.6	211.4	225.9

Table 4.2.10 見直し後の冷却水ポンプの仕様

	TR1	TR2	TR3	TR4	TR5
冷却水流量 [L/min]	3,447	3,062	9,887	3,422	11,807
見直し後の消費電力 [kW]	18.5	18.5	75.0	22.0	110.0
見直し後の揚程 [kPa]	196.0	196.0	294.0	245.0	245.0

冷却水ポンプの見直しによるエネルギー消費量とLCCの変化を Figure 4.2.37 に示す。エネルギー消費量は、冷却水ポンプのエネルギーが小さくなったことで、システム全体で6,553 GJ削減された。LCCは、エネルギー由来のランニングコストが低くなったほか、冷却水ポンプのインシヤルコストが抑えられ、システム全体で17,425千円低くなった。

以上から、実施設計段階までの選択解に加え、バイパスの位置の最適化と冷却水ポンプの見直しを行った解を本節のケーススタディの最終的な選択解とした。

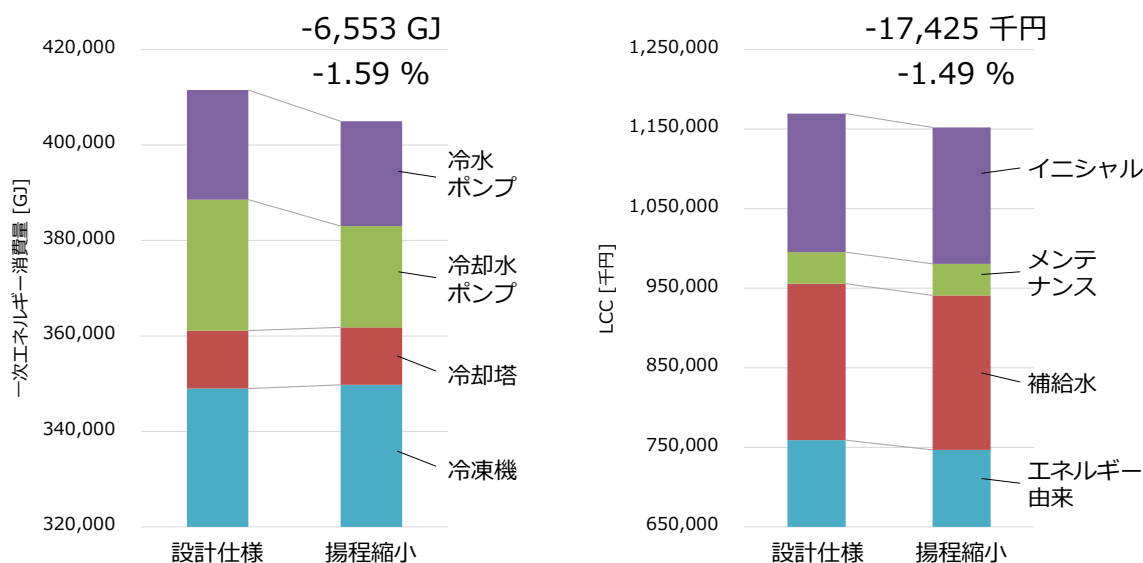


Figure 4.2.37 冷却水ポンプの見直しによるエネルギー消費量と LCC の削減効果

4.2.4 項 小括

本節では、本研究の手法である設計・施工の段階的な最適化をモデルケースの1つである大規模複合用途建物のシステムに適用し、基本設計段階、実施設計段階、施工段階と順を追って最適な熱源システム構成を選択した。各段階でのすべての解と選択解を Figure 4.2.38 に示す。各段階の選択解は、基準設計に対してエネルギー消費量と LCC ともに小さく、最適化を適用することで環境的にも経済的にもメリットの大きい熱源システムを設計・運用できると考えられる。また、基準設計段階、実施設計段階、施工段階の選択解を比較すると、段階を追うごとにエネルギー消費量と LCC が小さくなっていくことが確認できた。ひとつの段階のみで最適化するのではなく、本研究の設計・施工の段階的な最適化のように継続して最適化を行うことで、よりエネルギー消費量と LCC が最適な解に近づけることができると考えられる。

基本設計段階と実施設計段階の選択解およびその他の解を比較すると、実施設計段階のほうがエネルギー消費量と LCC が狭く小さい部分に集中しており、設計・施工プロセスの段階が進むごとに設計変数の組合せが最適な解に近づいていることが確認できた。

本節のケーススタディにおける計算時間は、制御方法が最適制御以外の場合は1ケース当たり 3.7 min、最適制御の場合は1ケース当たり 158.0 min であった。これをすべての組合せについて計算し、合計すると約 468h となった。この計算時間は目安として示したものであり、この他にシミュレーションモデルの作成、設計変数の検討、入力条件の作成などさまざまな時間が追加されるので、ケーススタディにかかる時間は更に長くなる。4.1 節の対象建物に比べて熱源システムが複雑になり、計算時間が大幅に長かった。最適制御の場合の計算時間が長いので、建築プロジェクトに適用する際には計算の効率化も課題である。一方で、計算以外に時間のかかるシミュレーションモデル作成は、BIM との連携によって効率化され熱源システムが複雑になっても大きくは変化しないと考えられる。

設計・施工の段階的な最適化を適用することで、基準設計からエネルギー消費量と LCC

を削減できることを本節のケーススタディにて確認できた。基準設計から何も工夫されずに設計・運用されている建物もあるが、既往の最適化が導入されている建物も存在する。本研究の設計・施工の段階的な最適化が既往の最適化に対して優位性があるか確認する必要がある。本節のケーススタディで得られた結果と既往の最適化との比較評価は、4.1 節と同様に次章で行う。

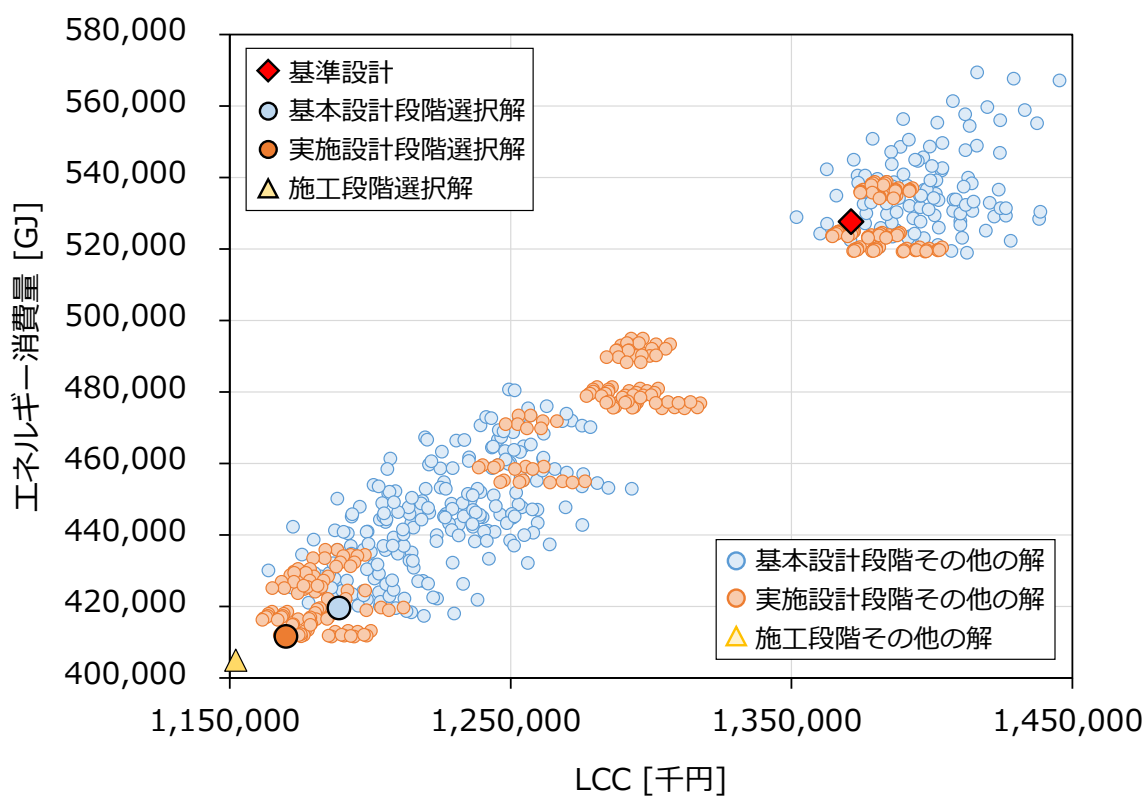


Figure 4.2.38 各段階における選択解

第5章 設計・施工の段階的な最適化の効果検証

5.1 節 既往の最適化との比較

第4章で設計・施工の段階的な最適化のモデルケースへの適用結果について述べた。ここでは、本研究の最適化と既往の最適化の比較を行う。第4章で最適化を行った2つの熱源システムを対象に、エネルギー消費量とLCCを比較して評価した。

5.1.1 項 研究用途建物での評価

4.1節で設計・施工の段階的な最適化を適用した研究用途建物を対象に、つぎの5ケースについてエネルギー消費量とLCCの計算結果を比較した。

ケース① 基準設計・定格仕様制御

ケース② 最適設計・定格仕様制御

ケース③ 基準設計・最適制御

ケース④ 最適設計・最適制御

ケース⑤ 設計・施工の段階的な最適化

各ケースで最適化の対象とする設計変数をTable 5.1.1に示す。この設計変数は、4.1節で適用した最適化の設計変数と同じものである。ケース①は、基準設計どおりの設計・制御としたものである。ケース②は、設計のみ最適化を行い、制御は定格仕様で行うものである。ケース③は、設計は基準設計どおりで、制御のみ最適化したものである。ケース④は、最適な制御を行う前提で最適な設計をし、制御も最適化したものである。Table 5.1.1に示した設計変数の違い以外は、すべて同じ条件とする。

Table 5.1.1 各ケースの最適化の対象となる設計変数一覧（‘－’は基準設計）

設計変数	ケース①	ケース②	ケース③	ケース④	ケース⑤
冷却塔分割数	－	○	－	○	○
冷却塔容量	－	○	－	○	○
冷却水配管口径	－	－	－	－	○
配管経路構成	－	－	－	－	○
制御方法	－	－	○	○	○
継手類 1	－	－	－	－	○
継手類 2	－	－	－	－	○
配管材料	－	－	－	－	○
配管ルート	－	－	－	－	○

Table 5.1.1 では、各ケースでどの設計変数が最適化の対象となるか示した。それぞれの設計変数について具体的にどのような条件で計算したかを Table 5.1.2 に示す。

ケース②とケース④の違いは、制御方法が定格仕様か最適制御かということだけで、冷却塔分割数と冷却塔容量は同じになっている。ケース②は定格仕様において最適な冷却塔分割数と冷却塔容量を探索しており、ケース④は最適制御において最適な冷却塔分割数と冷却塔容量を探索している。ケース②とケース④の冷却塔分割数と冷却塔容量の値が同じ値になるように選択したわけではなく、結果的に同じ値となっている。

Table 5.1.2 各ケースの具体的な設計変数

設計変数	ケース①	ケース②	ケース③	ケース④	ケース⑤
冷却塔分割数	1 台	2 台	1 台	2 台	2 台
冷却塔容量	1.5 倍	1 倍	1.5 倍	1 倍	1 倍
冷却水配管口径	150A	150A	150A	150A	150A
配管経路構成	c	c	c	c	c
制御方法	定格仕様	定格仕様	最適制御	最適制御	最適制御
継手類 1	ショートエルボ	ショートエルボ	ショートエルボ	ショートエルボ	ロングエルボ
継手類 2	溶接継手	溶接継手	溶接継手	溶接継手	ハウジング継手
配管材料	SGP	SGP	SGP	SGP	SUS
配管ルート	迂回	迂回	迂回	迂回	口径縮小

各ケースのエネルギー消費量と LCC の計算結果を Figure 5.1.1 に、ケース①に対するエネルギー消費量と LCC それぞれの削減率を Table 5.1.3 に、LCC の内訳を Figure 5.1.2 に示す。

ケース①とケース②はどちらも定格仕様制御で、設計が基準か最適かの違いである。また、ケース③とケース④はどちらも最適制御で、設計が基準か最適かの違いである。このように設計のみ「基準設計」から「最適設計」に最適化したとき、エネルギー消費量と LCC の削減効果は小さかった。一方で、ケース①からケース③や、ケース②からケース④のように制御のみ「定格仕様制御」から「最適制御」に最適化したとき、エネルギー消費量と LCC の削減効果は大きかった。これらの結果から、4.1 節で対象とした熱源システムにおいては、最適設計の効果よりも最適制御の効果のほうが大きいことが分かった。Figure 5.1.2 からケース③と④は最適制御導入のためのコストはかかるものの、それ以上にエネルギー由来のランニングコストがケース①と②に比べて大きく減少していることが確認できた。最適設計の効果が小さかった理由としては、対象システムが冷凍機 1 台で設計の幅が小さかったことが考えられる。

設計・施工の段階的な最適化であるケース⑤は、ケース④と比較して LCC は大きい、エネルギー消費量はわずかに小さかった。0.1%という削減率の差に有意性があるかは議論の余地があると思われるが、本研究で行った比較は同じシミュレーション上での相対比較のため、有意性があるとして評価した。この差は、継手類、配管材料、配管ルートを変更したことによるエネルギー削減効果である。しかし、エネルギー消費量に大きな影響を与える冷却塔分割数、冷却塔容量、冷却水配管口径や配管経路構成がケース④とケース⑤で同じで

あったため、削減率が小さかったと考えられる。特に、ケース⑤の設計・施工の段階的な最適化でのみ設計変数として扱う冷却水配管口径や配管経路構成が、ケース①～④と同じ結果であったことも影響したと考えられる。

ケース⑤はケース④と比較してエネルギー消費量の削減率が0.1%大きかったが、LCCの削減率は1.0%小さかった。つまり、ケース⑤のほうがエネルギー消費量は最も小さいものの、LCCはケース④のほうが小さい。これは、4.1節で定めた最適解の選択基準2)によって、LCCが大きくなってもエネルギー消費量を小さくすることを優先したためである。

4.1節で定めた最適解の選択基準は以下のとおりである。

- 1) 基準設計からの増額イニシャルコストは、7年以内に回収できるものとする。
- 2) 1)を満たす中で、エネルギー消費量が最も小さいものとする。

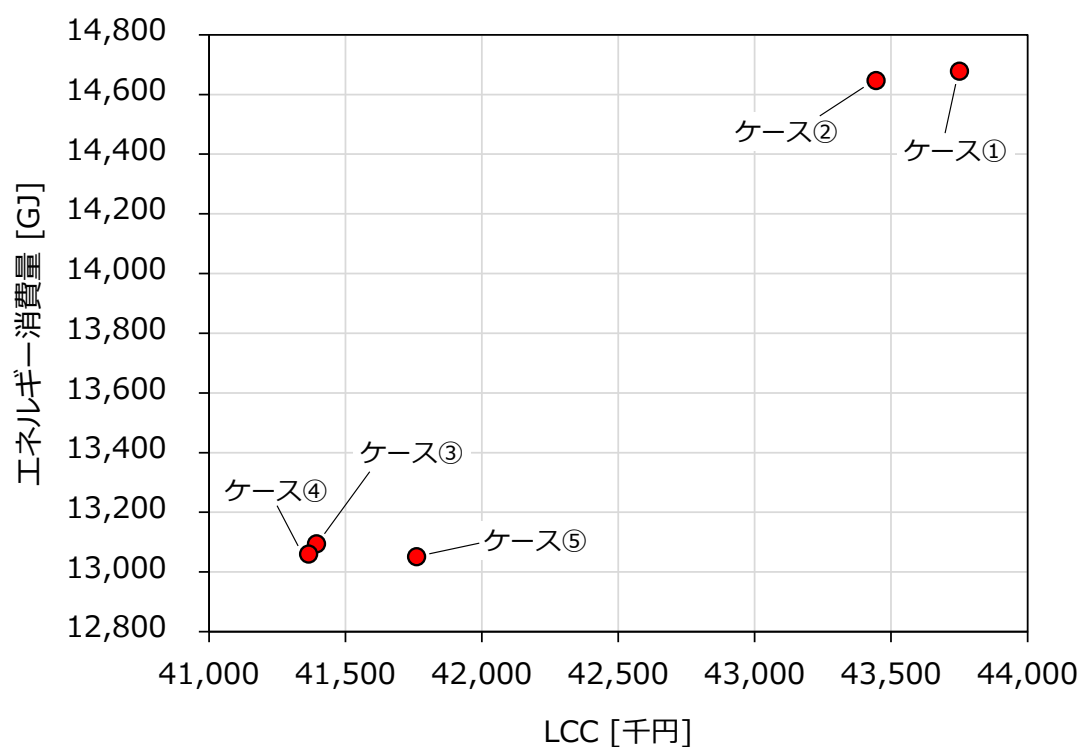


Figure 5.1.1 ケース別のエネルギー消費量とLCC

Table 5.1.3 ケース①に対するエネルギー消費量とLCCの削減率

設計変数	ケース①	ケース②	ケース③	ケース④	ケース⑤
エネルギー消費量	—	-0.2%	-10.8%	-11.0%	-11.1%
LCC	—	-0.7%	-5.4%	-5.5%	-4.5%

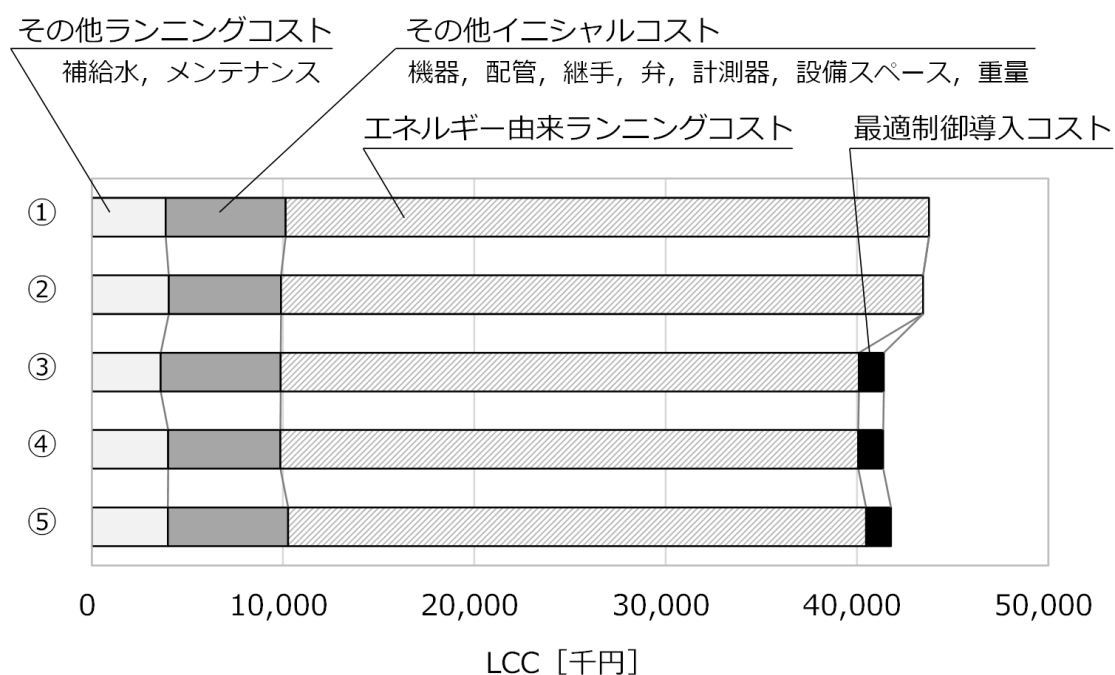


Figure 5.1.2 ケース別のLCCの内訳

設計・施工の段階的な最適化と既往の最適化のエネルギー消費量とLCCを比較した結果、設計・施工の段階的な最適化による削減効果は、既往の最適化と比較して同程度であった。エネルギー消費量は最も小さくなったものの差はわずかであり、LCCは既往の最適化よりも高い場合があった。設計・施工の段階的な最適化における最適解の選択基準が、エネルギー消費量を重視してLCCは最低基準として設けただけだったので、最終的な選択解の設計変数がLCCが増加しつつエネルギー消費量の削減余地が小さい変数に偏ったことが原因と考えられる。

最適解の選択基準は、建築プロジェクトの目的に合わせて適切に定める必要があることがわかった。また、本研究では実際の建築プロジェクトと異なり統一した選択基準を用いているが、設計・施工プロセスで結果を分析し意思決定をしていく中で適切な設計基準を定めることで、偏った変数の解が選択されることはないと考えられる。

5.1.2 項 大規模複合用途建物での評価

5.1.1 項と同様に 4.2 節で設計・施工の段階的な最適化を適用した大規模複合用途建物を対象に、つぎの 6 ケースについてエネルギー消費量と LCC の計算結果を比較した。

- ケース① 基準設計・定格仕様制御
- ケース② 最適設計・定格仕様制御
- ケース③ 基準設計・最適制御
- ケース④ 最適設計・最適制御
- ケース⑤ 設計・施工の段階的な最適化（冷却水ポンプの見直し 除く）
- ケース⑥ 設計・施工の段階的な最適化

各ケースで最適化の対象とする設計変数を Table 5.1.4 に示す。この設計変数は、4.2 節で適用した最適化の設計変数と同じものである。ケース①は、基準設計どおりの設計・制御としたものである。ケース②は、設計は基準設計どおりで、制御のみ最適化したものである。ケース③は、設計のみ最適化を行い、制御は定格仕様で行うものである。ケース④は、最適な制御を行う前提で最適な設計をし、制御も最適化したものである。ケース⑤とケース⑥の違いは、冷却水ポンプの見直しの有無である。冷却水ポンプの見直しは、詳細なシミュレーションや設計・施工の段階的な最適化を進めることで可能となったが、設計の詳細な検討でも可能なので、設計・施工の段階的な最適化に含む場合と含まない場合を参考として比較した。Table 5.1.4 に示した設計変数の違い以外は、すべて同じ条件とする。

Table 5.1.4 では、各ケースでどの設計変数が最適化の対象となるか示した。それぞれの設計変数について具体的にどのような条件で計算したかを Table 5.1.5 に示す。

ケース②とケース④は、制御方法が定格仕様か最適制御であるかの違いだけである。5.1.1 項では、冷却塔分割数と冷却塔容量は同じになっていたが、Table 5.1.5 では異なっている。ケース②は定格仕様において最適な冷却塔分割数と冷却塔容量を探索した結果「5 台」と

Table 5.1.4 各ケースの最適化の対象となる設計変数一覧（‘－’は基準設計）

設計変数	ケース①	ケース②	ケース③	ケース④	ケース⑤	ケース⑥
冷却塔分割数	－	○	－	○	○	○
冷却塔容量	－	○	－	○	○	○
冷却塔の分配	－	－	－	－	○	○
冷却水配管口径	－	－	－	－	○	○
制御方法	－	－	○	○	○	○
バイパス数	－	－	－	－	○	○
継手類 1	－	－	－	－	○	○
継手類 2	－	－	－	－	○	○
配管材料	－	－	－	－	○	○
配管ルート/バイパスの位置	－	－	－	－	○	○
冷却水ポンプの見直し	－	－	－	－	－	○

「1.5 倍」となっており、ケース④は最適制御において最適な冷却塔分割数と冷却塔容量を探索した結果「9 台」と「1.5 倍」となっている。制御方法を変更すると最適な設計が変化することを示している。

Table 5.1.5 各ケースの具体的な設計変数

設計変数	ケース①	ケース②	ケース③	ケース④	ケース⑤	ケース⑥
冷却塔分割数	7 台	5 台	7 台	9 台	5 倍	5 倍
冷却塔容量	1 倍	1.5 倍	1 倍	1.5 倍	1.5 倍	1.5 倍
冷却塔の分配	統合	統合	統合	統合	統合	統合
冷却水配管口径	標準	標準	標準	標準	サイズアップ [°]	サイズアップ [°]
制御方法	定格仕様	定格仕様	最適制御	最適制御	最適制御	最適制御
バイパス数	1 個	1 個	1 個	1 個	3 個	3 個
継手類 1	ショートエルボ [°]	ショートエルボ [°]	ショートエルボ [°]	ショートエルボ [°]	ロングエルボ [°]	ロングエルボ [°]
継手類 2	溶接継手	溶接継手	溶接継手	溶接継手	ハウジング継手	ハウジング継手
配管材料	SGP	SGP	SGP	SGP	SGP	SGP
配管ルート	メイン 1 サブ 2	メイン 1 サブ 2	メイン 1 サブ 2	メイン 1 サブ 2	メイン 3 サブ 3	メイン 3 サブ 3
バイパスの位置	個別 1	個別 1	個別 1	個別 1	個別 2	個別 2
冷却水ポンプの見直し	なし	なし	なし	なし	なし	あり

各ケースのエネルギー消費量と LCC の計算結果を Figure 5.1.3 に、ケース①に対するエネルギー消費量と LCC それぞれの削減率を Table 5.1.6 に、LCC の内訳を Figure 5.1.4 に示す。Figure 5.1.3 中の点線と Table 5.1.6 の選択基準は、4.2 節で定めた最適解の選択基準 2) である。4.2 節で定めた最適解の選択基準は以下のとおりである。

- 1) 基準設計からの増額イニシャルコストは、7 年以内に回収できるものとする。
- 2) 1)を満たす中で、エネルギー消費量と LCC の加重和が最も小さいものとする。
加重和の比率は、エネルギー消費量 [GJ] : LCC [千円] = 1 : 10 とした。

ケース①とケース②はどちらも定格仕様制御で、設計が基準か最適かの違いである。また、ケース③とケース④はどちらも最適制御で、設計が基準か最適かの違いである。このように設計のみ「基準設計」から「最適設計」に最適化したとき、エネルギー消費量と LCC の削減効果は小さかった。一方で、ケース①からケース③や、ケース②からケース④のように制御のみ「定格仕様制御」から「最適制御」に最適化したとき、エネルギー消費量と LCC の削減効果は大きかった。これらの結果から、4.2 節で対象とした熱源システムにおいては、5.1.1 項と同様に最適設計の効果よりも最適制御の効果のほうが大きいことが分かった。最適制御の効果が高い理由は、インバータターボ冷凍機の冷却水温度低下による効率向上の影響が大きく表れたためだと考えられる。

Figure 5.1.2 からケース③と④は最適制御導入のためのコストはかかるものの、それ以上にエネルギー由来のランニングコストがケース①と②に比べて大きく減少していることが

確認できた。最適制御導入コストは 800 千円であるが、Figure 5.1.4 中では他の項目に比べて小さかった。5.1.1 項の対象システムよりも本項の対象システムの規模は大きく、最適制御導入コストは、規模に依存するランニングコストやイニシャルコストに対して、相対的に値が小さくなったと考えられる。最適制御の仕組みにもよるが、同じような考え方・仕組みであれば、システムの規模が大きいほど最適制御導入のメリットがあることを示している。

Figure 5.1.3 の選択基準の点線で比較すると、ケース①からケース②への最適設計の効果よりもケース③からケース④への最適設計の効果のほうが大きかった。最適制御を考慮した最適設計を行うことで、最適設計単独もしくは最適制御単独よりも効果が大きくなると考えられる。

設計・施工の段階的な最適化であるケース⑤とケース⑥は、既往の最適化であるケース①～ケース④に比べてエネルギー消費量と LCC が小さかった。この理由は、詳細なシミュレーションによって、さまざまな設計変数を検討できるようになったことと、基本設計段階から施工段階まで継続して最適化を行ったからである。冷却水ポンプの見直しを行ったケース⑥のほうがケース⑤よりもエネルギー消費量と LCC ともに小さかった。

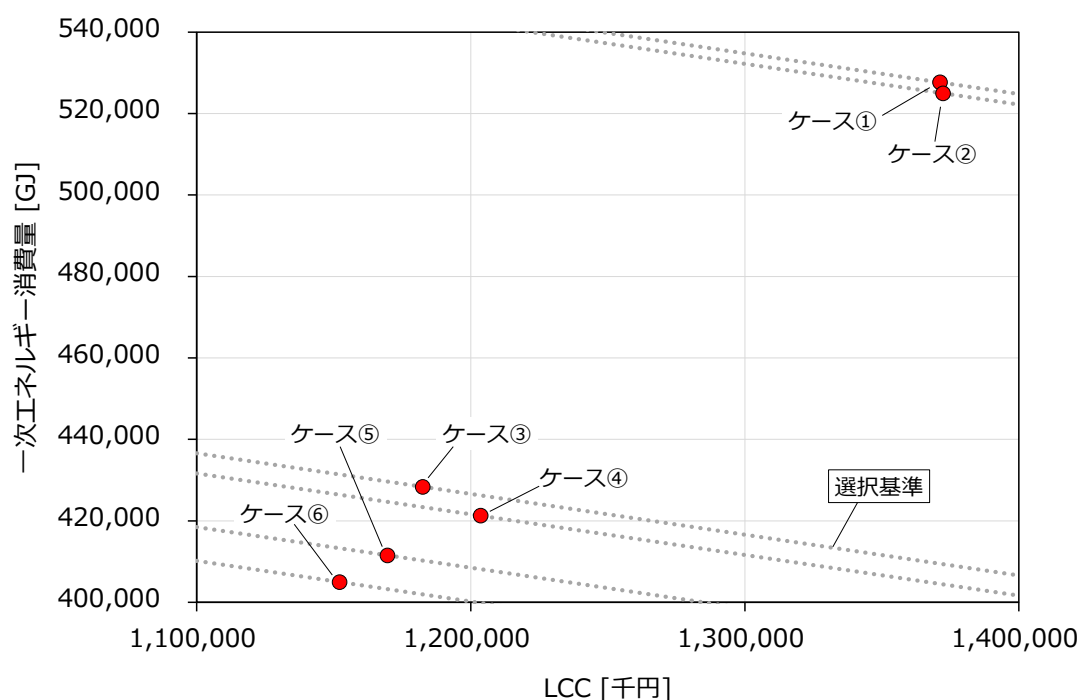


Figure 5.1.3 ケース別のエネルギー消費量と LCC

Table 5.1.6 ケース①に対するエネルギー消費量と LCC の削減率

設計変数	ケース①	ケース②	ケース③	ケース④	ケース⑤	ケース⑥
エネルギー消費量	—	-0.5%	-18.8%	-20.2%	-22.0%	-23.2%
LCC	—	+0.1%	-13.8%	-12.2%	-14.7%	-16.0%

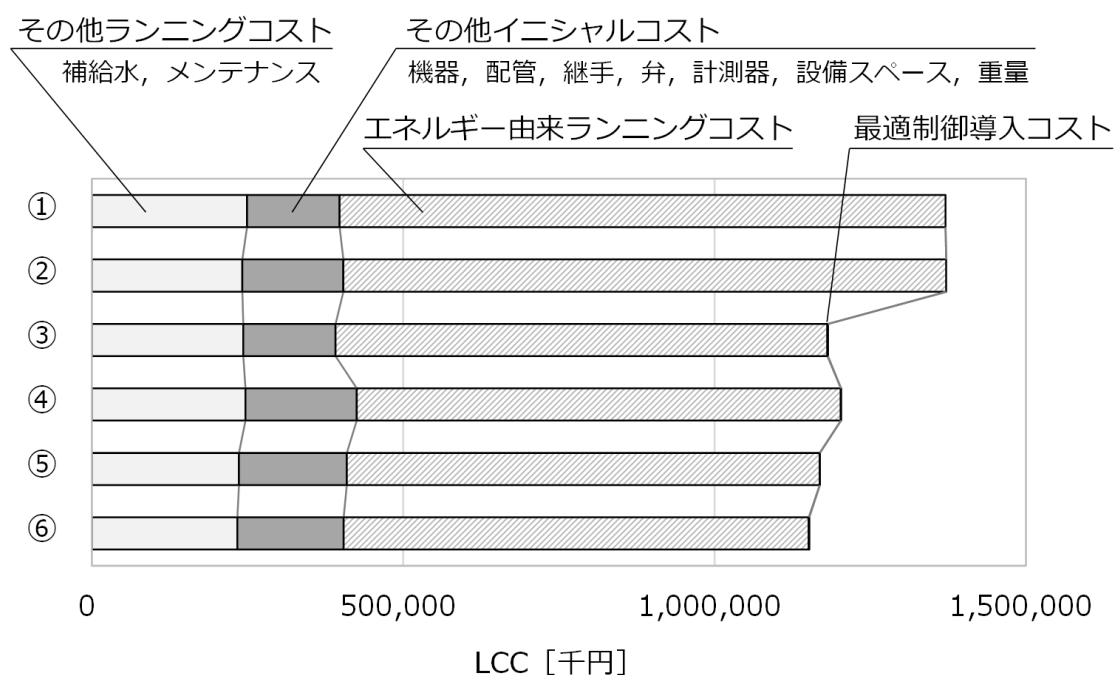


Figure 5.1.4 ケース別のLCCの内訳

設計・施工の段階的な最適化と既往の最適化のエネルギー消費量とLCCを比較した結果、設計・施工の段階的な最適化による削減効果は、既往の最適化と比較して大きかった。これにより、本研究で構築しようとした設計・施工の段階的な最適化が有効であることがわかった。

5.1.1 項では、設計・施工の段階的な最適化の効果は既往の最適化と同程度であった。それに対し本項の効果が大きかったのは、対象システムが複雑で設計の自由度が大きかったことと、選択基準2) をエネルギー消費量基準だけではなく加重和にしてエネルギー消費量とLCCともに考慮したことが理由だと考えられる。

5.2 節 設計・施工の段階的な最適化の評価

本研究の熱源システム設計・施工の段階的な最適化の特長は、最適化を検討できる設計変数の種類を既往研究から広げ、既知としなければならなかった変数を最適化することで継続的な最適化が可能になるということである。本節では、本研究で意図した効果があるか検証した。検証は、次に示す方法で、大規模複合用途建物を対象に行った。

比較は、エネルギー消費量、LCC、最適解の選択基準 2) のエネルギー消費量と LCC の加重和の計算値で行った。加重和の比率は、エネルギー消費量 [GJ] : LCC [千円] = 1 : 10 としており、加重和の計算値は、Equation (5.2.1) から求められる。

$$S_w = En + 0.1 \times LCC \quad (5.2.1)$$

S_w	: エネルギー消費量と LCC の加重和	[-]
En	: 一次エネルギー消費量	[GJ]
LCC	: ライフサイクルコスト	[千円]

本研究の 1 つ目の特長は、最適化を検討できる設計変数の種類を既往研究から広げるということだが、これは 5.1.2 項において比較した。5.1.2 項のケース④は、既往の設計変数について最適化したものである（本節では、これを「既往の設計変数」とよぶ）。一方でケース⑥は、BIM を活用した詳細なシミュレーションによって設計変数の種類を広げて最適化したものである（本節でも、これを「設計・施工の段階的な最適化」とよぶ）。この 2 つのケースで最適化の対象とした設計変数を Table 5.2.1 に再掲する。本研究によって冷却塔の分配、冷却水配管口径、バイパス数、継手類、配管材料、バイパスの位置、冷却水ポンプの見直しが既往の設計変数から追加されている。既往の設計変数と設計・施工の段階的な最適化の解の分布を Figure 5.2.1 と Figure 5.2.2 に示す。上述したさまざまな設計変数を検討できるようになったことによって、既往の設計変数ではいくつかの分散した解しか選択肢がなかったのに対し、設計・施工の段階的な最適化ではより連続的な多くの解の中から最適解を選択できることがわかる。配管材料や継手などこれまで一般的な設計を想定していた項目を最適化の対象とすることで、多くの選択肢をオーナー等に提示できる。既往の最適化で用いるシミュレーションでも Table 5.2.1 に示したいくつかの設計変数について扱うことができるかもしれないが、既存のシミュレーションツールの改造が必要になり、また検討に時間がかかると考えられる。

2 つ目の特長は、ひとつの段階における最適化だけでなく、建築プロジェクトの各段階に合わせた適切な最適化を継続的に行うことである。これを検証するために、4.2 節で行った基本設計段階、実施設計段階、施工段階の段階的かつ継続的な最適化ではなく、各段階単独の設計変数について最適化を行った。4.2 節の各段階の設計変数を Table 5.2.2 に再掲する。基本設計段階の 5 種類の設計変数についてのみ最適化したものを本節では「基本設計段階のみ」とよぶ。実施設計段階の 6 種類の設計変数についてのみ最適化したものを本節では「実施設計段階のみ」とよぶ。施工段階の 2 種類の設計変数についてのみ最適化したものを本節では「施工段階のみ」とよぶ。各段階の最適化で対象としない設計変数は基準設計で計算した。

Table 5.2.1 各ケースの最適化の対象となる設計変数一覧（‘-’は基準設計）

設計変数	ケース④ 既往の設計変数	ケース⑥ 設計・施工の段階的な最適化
冷却塔分割数	○	○
冷却塔容量	○	○
冷却塔の分配	-	○
冷却水配管口径	-	○
制御方法	○	○
バイパス数	-	○
継手類 1	-	○
継手類 2	-	○
配管材料	-	○
配管ルート/バイパスの位置	-	○
冷却水ポンプの見直し	-	○

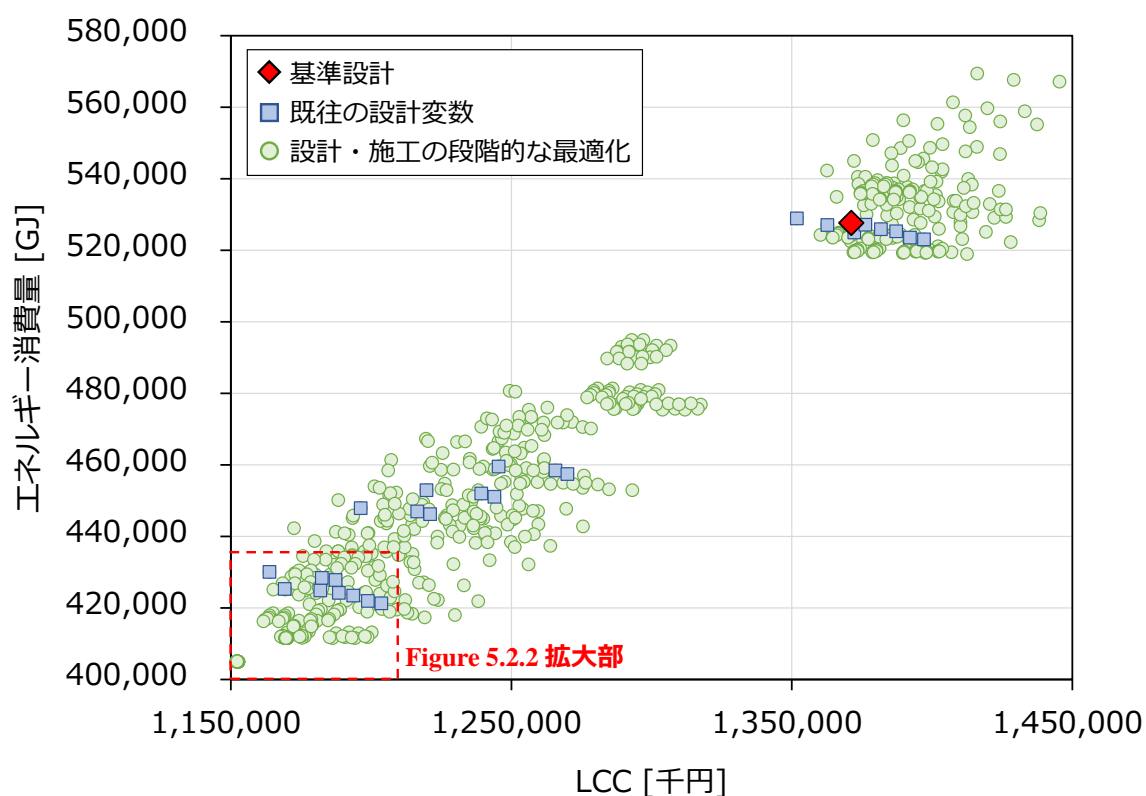


Figure 5.2.1 既往の設計変数と設計・施工の段階的な最適化の解

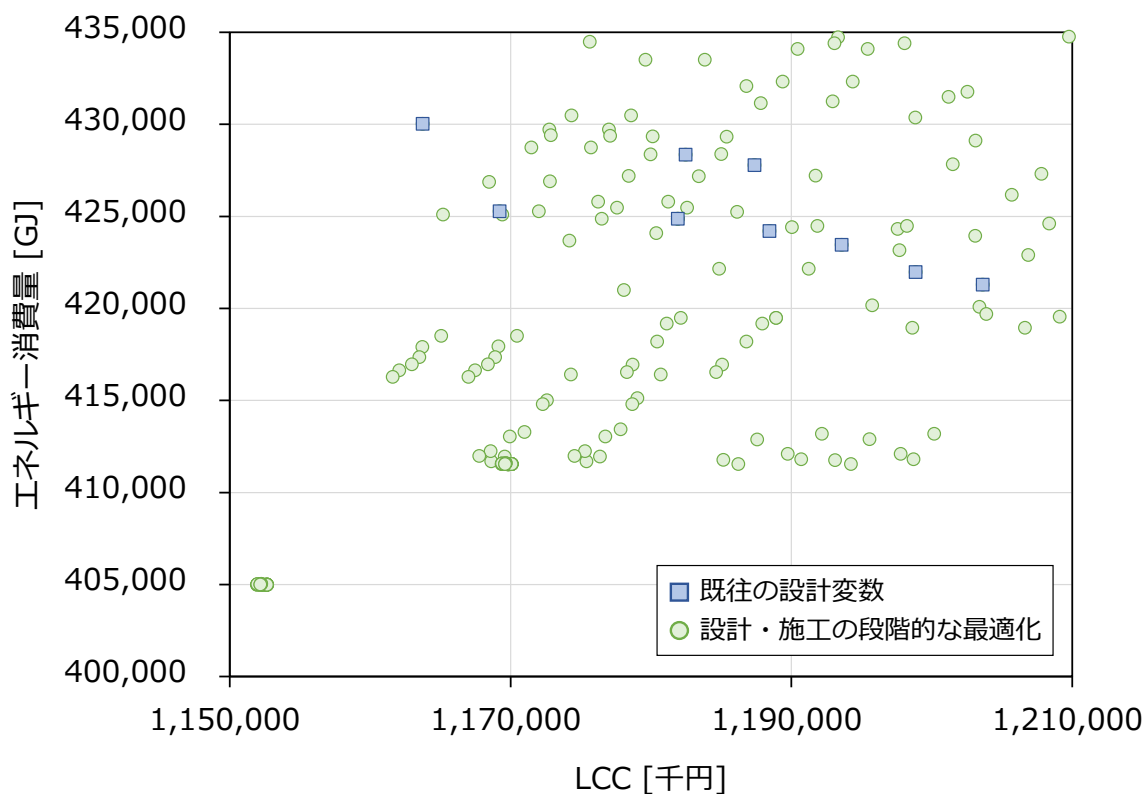


Figure 5.2.2 既往の設計変数と設計・施工の段階的な最適化の解（拡大）

Table 5.2.2 設計変数一覧

	設計変数	設計変数の値（下線は基準設計）
基本設計段階	冷却塔分割数	5台, <u>7台</u> , 9台
	冷却塔容量	<u>1倍</u> , 1.25倍, 1.5倍
	冷却塔の分配	個別, 系統別, 温度帯別, <u>統合</u>
	冷却水配管口径	サイズダウン, <u>標準</u> , サイズアップ
	制御方法	<u>定格仕様</u> , 下限温度, 最適制御
実施設計段階	冷却水配管口径	サイズダウン, <u>標準</u> , サイズアップ
	制御方法	<u>定格仕様</u> , 下限温度, 最適制御
	バイパス数	<u>1個</u> , 2個, 3個, 5個
	継手類 1	<u>ショートエルボ</u> , ロングエルボ
	継手類 2	<u>溶接継手</u> , ハウジング継手
	配管材料	<u>SGP(白)</u> , SUS
施工段階	配管ルート/バイパスの位置	-
	冷却水ポンプの見直し	-

基準設計と上記で定義した既往の設計変数、基本設計段階のみ、実施設計段階のみ、施工段階のみ、設計・施工の段階的な最適化の LCC の計算値を Figure 5.2.3 に示す。

既往の設計変数と設計・施工の段階的な最適化を比較すると、基準設計からの LCC の削減率は、それぞれ 12.2% と 16.0% であった。最適化を検討できる設計変数の種類を拡充することで、LCC の削減効果が大きくなることが確認できた。

建築プロジェクトの各段階の設計変数のみで最適化をした場合と比較すると、基準設計からの LCC の削減率は、それぞれ基本設計段階のみが 13.3%、実施設計段階のみが 14.1%、施工段階のみが 0.4%、設計・施工の段階的な最適化が 16.0% であった。建築プロジェクトの各段階に合わせた適切な最適化を継続的に行うことで、各段階単独の最適化よりも LCC の削減効果が大きくなることが確認できた。

一次エネルギー消費量の計算値を Figure 5.2.4 に、加重和の計算値を Figure 5.2.5 に示す。LCC の結果と同様に、設計変数の拡充や段階的な最適化によって一次エネルギー消費量や加重和の削減効果が大きくなることが確認できた。

本研究の特長である最適化を検討できる設計変数の種類を既往研究から広げ、継続的な最適化を行うことで、既往の最適化の方法よりもエネルギー消費量や LCC を小さくすることができ、本研究の有効性が示された。

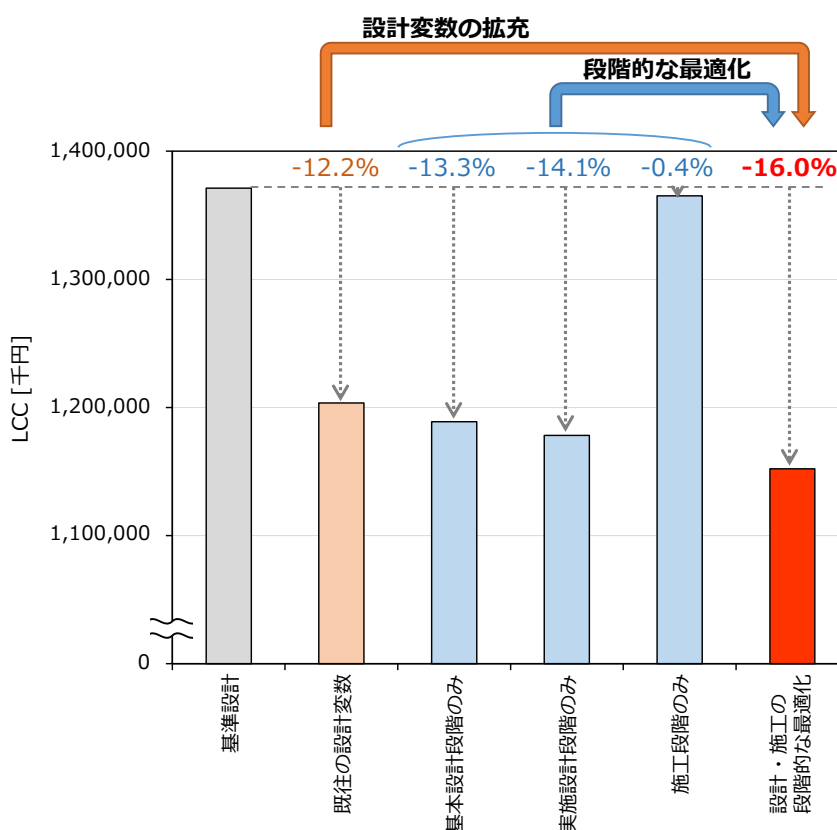


Figure 5.2.3 設計・施工の段階的な最適化と各最適化の LCC の比較

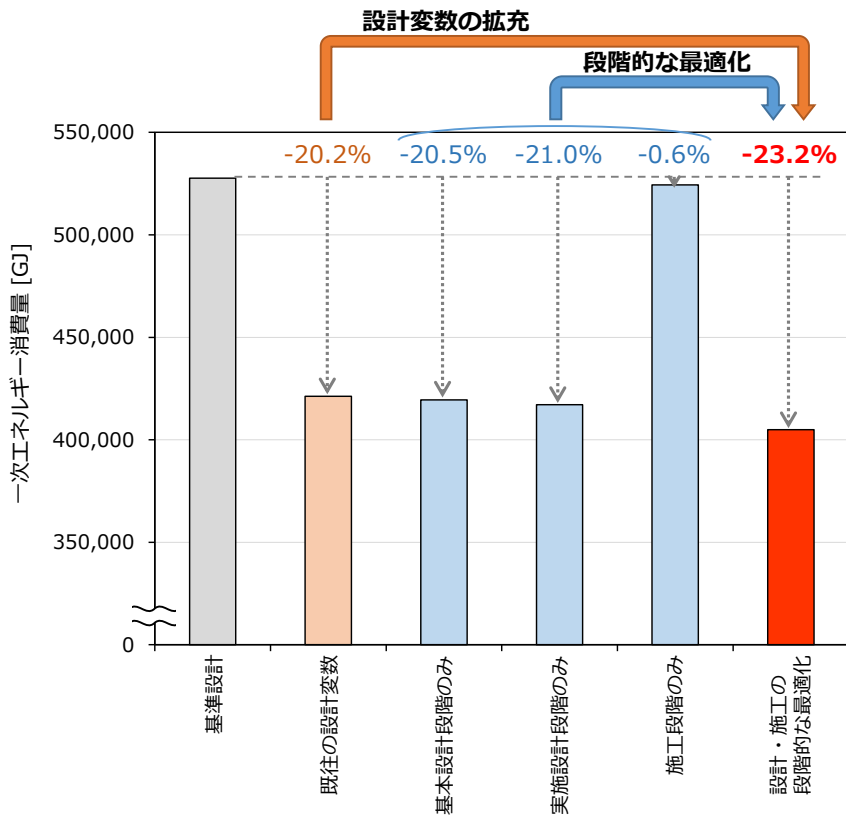


Figure 5.2.4 設計・施工の段階的な最適化と各最適化の一次エネルギー消費量の比較

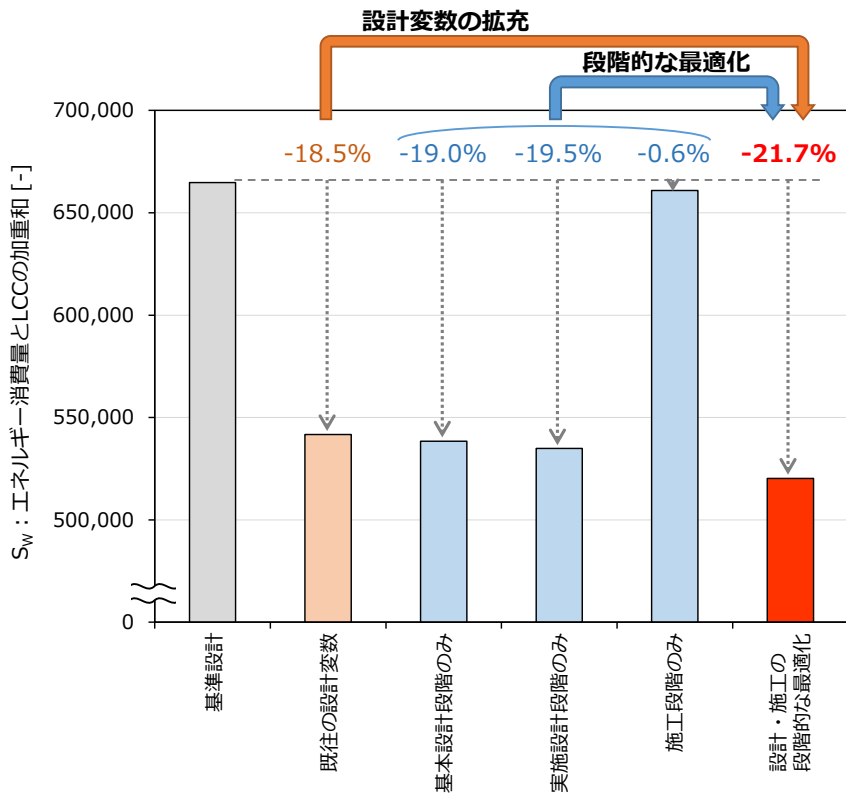


Figure 5.2.5 設計・施工の段階的な最適化と各最適化の加重和の比較

Figure 5.2.3～Figure 5.2.5 では、基本設計段階のみ、実施設計段階のみ、施工段階のみといった建築プロジェクトの各段階におけるエネルギー消費量や LCC の削減効果の違いを確認した。4.2 節のケーススタディでは、Table 5.2.2 に示した設計変数にて最適化を行った。これらの設計変数で最適化を行った場合には、実施設計段階、基本設計段階、施工段階の順にエネルギー消費量や LCC の削減率が大きかった。本研究のケーススタディにおける設計変数と異なる設計変数で最適化を行った場合には、各段階のエネルギー消費量や LCC の削減効果の傾向が変わる可能性がある。

本研究の設計変数がそれぞれの程度エネルギー消費量や LCC の削減に寄与しているか検証することで、他の建物に適用する際の参考とする。設計・施工の段階的な最適化における基準設計からの LCC の削減量と削減率を Table 5.2.3 に示す。削減量の負の値は削減量を示し、正の値は増加量を示す。削減率は、負の値と正の値を合計した値が-100%となる。設計変数別の LCC の削減量を、Figure 5.2.3 に重ね合わせたグラフを Figure 5.2.6 に示す。斜線の棒グラフが Figure 5.2.3 の LCC の値を示し、その斜線の上に乗せた棒グラフが各設計変数の LCC の削減量または増加量を示している。上に乗せた棒グラフ 2 列のうち、左側の列が基準設計からの LCC の増加量であり、右側の列が LCC の削減量を示している。Figure 5.2.6 の設計・施工の段階的な最適化の値と Table 5.2.3 の値が対応している。同様にエネルギー消費量の削減量と削減率を Table 5.2.4 に、設計変数別の削減量を Figure 5.2.7 に示す。また、加重和の削減量と削減率を Table 5.2.5 に、設計変数別の削減量を Figure 5.2.8 に示す。

LCC は、冷却塔容量と冷却水配管口径が増加に寄与し、その他の設計変数が削減に寄与した。選択解の冷却塔容量は「1.5 倍」、冷却水配管口径は「サイズアップ」だったので、基準設計に比べてイニシャルコストが増加する項目が選択されており、LCC が増加したと考えられる。削減に寄与した設計変数の中では、制御方法が最も割合が大きくなった。この理由としては、インバータターボ冷凍機の冷却水温度低下による効率向上の影響が大きいことと、熱源システムの規模が大きいので最適制御導入コストに対するランニングコストの削減量が大きくなったためだと考えられる。

エネルギー消費量は、冷却塔分割数が増加に寄与し、その他の設計変数が削減に寄与した。選択解の冷却塔分割数は「5 台」だったので、基準設計の 7 台に比べ台数が少なく、負荷が小さい場合の冷却塔台数制御が細かくできずエネルギー消費量が増加したと考えられる。削減に寄与した設計変数の中では、LCC と同様の理由で制御方法が最も割合が大きくなった。

エネルギー消費量と LCC の加重和は、増加に寄与した設計変数はなかった。削減に寄与した設計変数の中では、LCC と同様の理由で制御方法が最も割合が大きくなった。

また、施工段階で冷却水ポンプの見直しを行ったが、LCC、エネルギー消費量、加重和共通で施工段階のみの削減量よりも設計・施工の段階的な最適化の削減量のほうが大きくなった。これは、施工段階のみでは、冷却水ポンプの揚程を変更できる幅が小さく、設計・施工の段階的な最適化では、冷却水配管口径や制御方法などの最適化によって揚程を変更できる幅が広がったためだと考えられる。

本研究の設計変数がそれぞれの程度エネルギー消費量や LCC の削減に寄与しているか検証した。本研究の設計変数の中では、制御方法が最も削減に寄与していたが、制御方法のみを最適化すれば良いというわけではなく、その他の設計変数の最適化との相互作用によって更に大きな削減効果を得ることができるため、各建物で適切な設計変数について最適化を継続的に行うことが重要である。

Table 5.2.3 LCC の削減量と削減量の内訳 (符号が正の値は増加量)

設計変数	基準設計からの LCC の削減量 [千円]	LCC の 削減量の内訳 [%]
冷却塔分割数	-22,534	-10.29
冷却塔容量	18,834	8.60
冷却塔の分配	0	0.00
冷却水配管口径	9,267	4.23
制御方法	-193,360	-88.26
バイパス数	-6,475	-2.96
継手類 1	-1,068	-0.49
継手類 2	-6,085	-2.78
配管材料	0	0.00
配管ルート/バイパスの位置	-257	-0.12
冷却水ポンプの見直し	-17,409	-7.95
合計	-219,087	-100.00

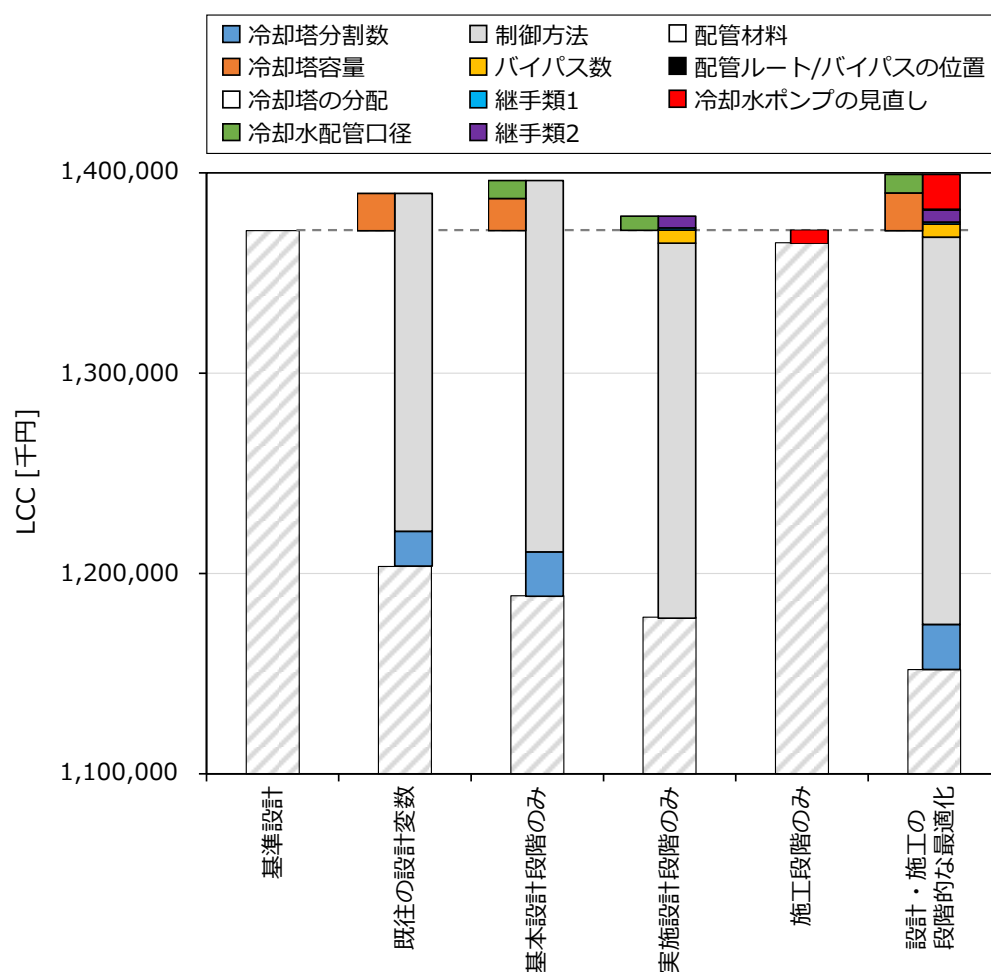


Figure 5.2.6 設計変数別の LCC の削減量

Table 5.2.4 エネルギー消費量の削減量と削減量の内訳（符号が正の値は増加量）

設計変数	基準設計からの エネルギーの削減量 [GJ]	エネルギーの 削減量の内訳 [%]
冷却塔分割数	1,210	0.99
冷却塔容量	-4,984	-4.06
冷却塔の分配	0	0.00
冷却水配管口径	-4,793	-3.91
制御方法	-103,077	-84.02
バイパス数	-3,967	-3.23
継手類 1	-450	-0.37
継手類 2	0	0.00
配管材料	0	0.00
配管ルート/バイパスの位置	3	0.00
冷却水ポンプの見直し	-6,616	-5.39
合計	-122,675	-100.00

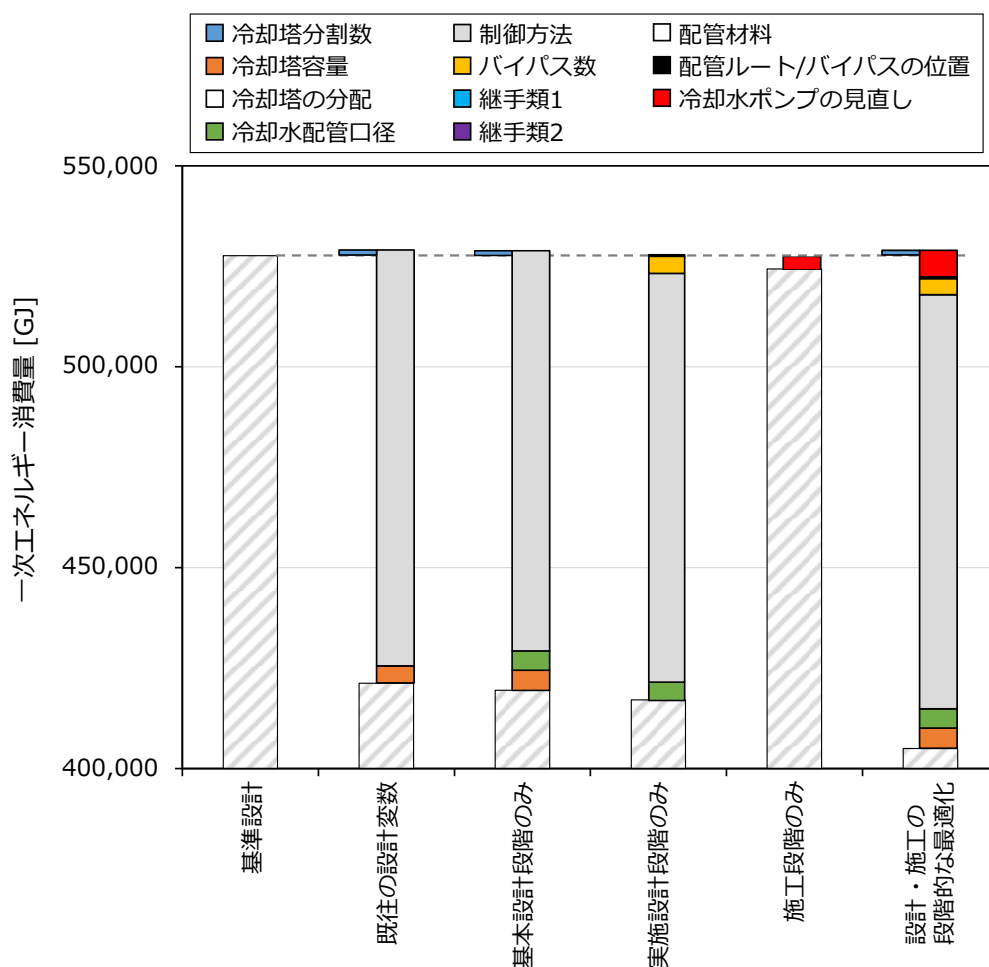


Figure 5.2.7 設計変数別のエネルギー消費量の削減量

Table 5.2.5 加重和の削減量と削減量の内訳 (符号が正の値は増加量)

設計変数	基準設計からの 加重和の削減量 [-]	加重和の 削減量の内訳 [%]
冷却塔分割数	-1,068	-0.74
冷却塔容量	-3,073	-2.13
冷却塔の分配	0	0.00
冷却水配管口径	-3,848	-2.66
制御方法	-122,422	-84.67
バイパス数	-4,614	-3.19
継手類 1	-557	-0.38
継手類 2	-615	-0.43
配管材料	0	0.00
配管ルート/バイパスの位置	-23	-0.02
冷却水ポンプの見直し	-8,362	-5.78
合計	-144,583	-100.00

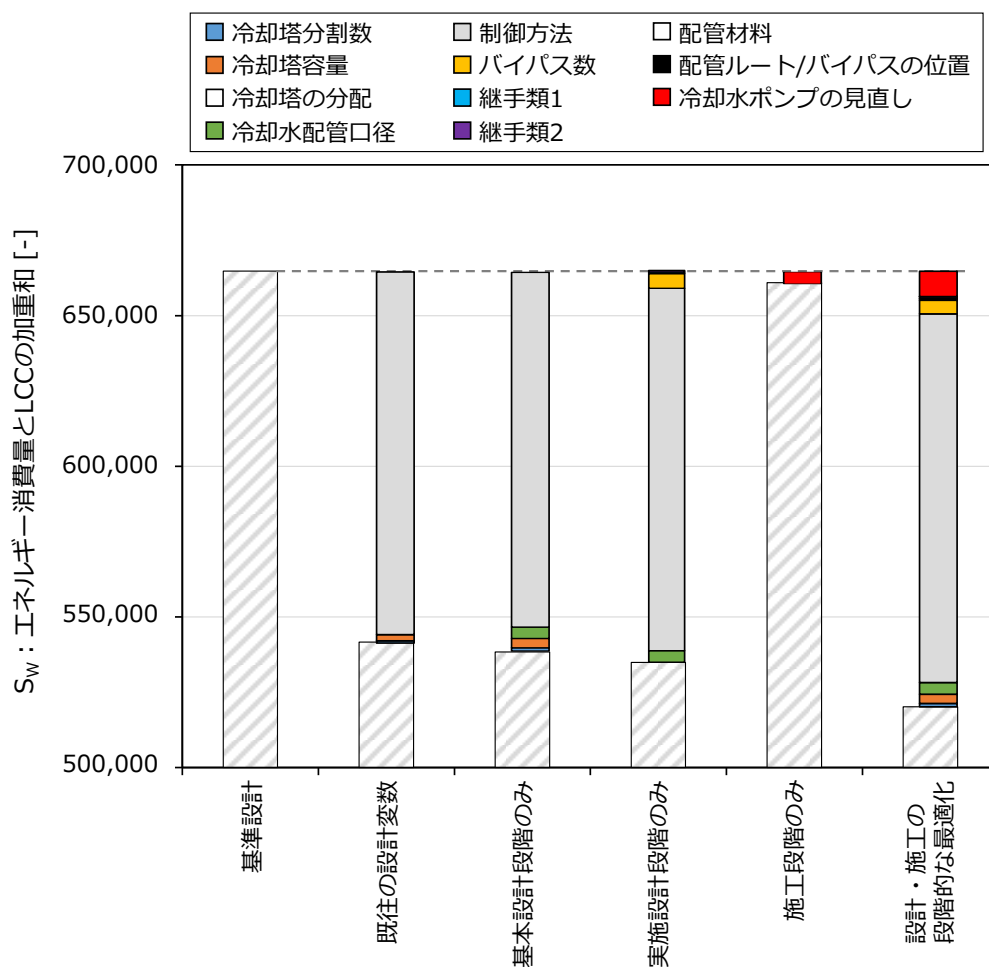


Figure 5.2.8 設計変数別の加重和の削減量

第6章 総括

本研究は、設計・施工・運用を通じて熱源システムの設計・制御を最適化することを目指し、設計・施工の段階的な最適化や BIM とシミュレーションの連携方法の研究成果についてとりまとめたものであり、以下の5章からなる。

第1章では、持続可能な開発や気候変動へ対応するためには、省エネルギーに関する取り組みが必要なことを述べた。省エネルギーが必要な分野として建築分野が挙げられ、とりわけ空調用エネルギー消費量および CO₂ 排出量が多いことを述べた。空調用エネルギー消費量や CO₂ 排出量が多いのは、適切な設計、施工、運用がなされていないからであり、最適な設計や制御をすることでエネルギー消費量や CO₂ 排出量を削減することができる。設計や制御の最適化については多くの研究・取り組みがなされており、その一例について示した。しかし、既往研究では基本設計段階、運用段階などある段階における最適化に関するものであり、施工段階の VE のような熱源システムの詳細な部分の最適化は行われていない。また、最適な設計や制御の考え方が広く普及していない理由として技術的な課題がある。

BIM を取り巻く環境や BIM と環境シミュレーションの連携に関する既往研究などを挙げながら、本研究の BIM とシミュレーションの連携の位置づけを明確にした。CFD や熱負荷計算に BIM の3次元形状データを活用するメリットは大きく、研究・実用化が進んでいるのに対し、設備用 BIM とシステムシミュレーションの連携は進んでいない。しかし、本研究で目指す設計・施工の段階的な最適化には詳細なシミュレーションが必要であり、そのためには入力項目が多くモデル構築に時間がかかるという問題があった。BIM とシミュレーションを連携することでモデル構築が効率化できるため、設計・施工の段階的な最適化に必要なことを示した。

以上のような背景から、継続的に熱源システム構成に必要な環境性と経済性の情報を得られる設計・施工の段階的な最適化の構築という目的を示した。目的を実現するための具体的な研究開発内容として、エネルギーとコストの詳細なシミュレーションが可能なツールの開発およびそのツールと BIM との連携プログラムの開発をすることを述べた。

第2章では、本研究の目的である設計・施工の段階的な最適化の特長に関して、主に既往の最適化と比較して述べた。はじめに一般的な設計・施工プロセスについて整理し、最適化は考慮されていないことを示した。つぎに冷却水温度設定値の最適化、冷却塔ファン周波数設定値の最適化、インバータターボ冷凍機と蓄熱槽を活用した熱源最適運転支援システムといった既往の最適化に関する導入事例を3件紹介した。各事例では、最適化の導出方法と導入後の実測による効果の検証を行い、各事例で数%のエネルギー消費量の削減効果が得られたことを示した。

前述した最適化の導入事例では、要望に合わせて最適化の検討のためのシミュレーションモデルを作成し、最適化の検討を行い、最適化導入および検証をして終わりという流れであった。それに対し、本研究の設計・施工の段階的な最適化では、BIM を活用したシミュレーションをベースとして、設計から運用まで情報的に途切れることなく、継続的に最適化を行うことを述べた。設計・施工の段階的な最適化の適用フローを示し、目的関数やパレート

最適解の考え方、パレート最適解の中から最終的な選択解を決定する方法を示した。

第3章では、設計・施工の段階的な最適化を実現するための要素技術について述べた。要素技術は、エネルギーシミュレーション、コストのシミュレーション、最適化手法、BIMとシミュレーションの連携の4つである。

エネルギーシミュレーションは、流量バランス計算と部材1つ1つの圧力損失を反映させた計算を行っており、その計算方法を示した。また、熱源システムを構成する機器のモデル式を示し、その式を用いたシミュレーションモデルと実測との比較により、本研究のケーススタディに用いるモデルが十分な精度であることを示した。

コストのシミュレーションは、機器・部材、設備スペース、設備重量、制御導入コスト、メンテナンスコスト、補給水の使用量などを考慮しており、その計算方法を示した。一部の項目は実績に基づいた大まかな値を計算に用いており、今後体系的にまとめて精度を高める必要があるという課題について言及した。

最適化手法は、パターン探索を制御の最適化に用いており、パターン探索のアルゴリズムの概要を述べた。

BIMとシミュレーションの連携では、BIMとシミュレーションの連携プログラムの概要や今後の展望について述べた。

BIMとシミュレーションを連携することによるシミュレーションモデル構築の効率化について、作業実験を行って作業時間と作業結果の精度を評価した。作業時間を連携プログラムがない「手作業」と連携プログラムがある「BIM連携」で比較した結果、BIM連携の作業時間のほうが短く、また対象システムが複雑なほど、その効果が大きいことが示された。作業者が作成したシミュレーション入力ファイルを基に計算を行った結果、エネルギー消費量とLCCの値はどちらも手作業と比較してBIM連携のほうが狭い範囲に集中した。BIM連携では、異なる人物がシミュレーションに取り組んでも同じような計算結果を得られ、精度が高いということが示された。以上の結果から、BIM連携のほうが手作業と比較して、作業時間と精度ともに優れていることが確認できた。BIMとエネルギー/コストのシミュレーションの連携が作業の大幅な効率化とシミュレーション結果の精度向上につながる可能性を示した。また、この作業時間と精度の差を既往研究と比較し、既往研究で見込まれている連携効果に対し、本研究のBIMとシミュレーションの連携が同等以上の効果があることが確認できた。

第4章では、第2章で考え方、第3章で要素技術を述べた設計・施工の段階的な最適化の手法を2つの実在の熱源システムに適用した。

1つは研究用途建物であり、吸収式冷凍機1台の簡単な熱源システムを対象とした。設計・施工の段階的な最適化を適用し、基本設計段階、実施設計段階、施工段階と順を追って最適な熱源システム構成を選択した。設計変数には継手や配管材料などVEに関わるような項目も含み、施工段階では干渉を避けるための配管ルートの検討を行った。各段階の選択解は、基準設計に対してエネルギー消費量とLCCともに小さく、最適化を適用することで環境的にも経済的にもメリットの大きい熱源システムを設計・運用することができることを示した。基本設計段階と実施設計段階の解を比較すると、実施設計段階のほうがエネルギー消費量とLCCが小さい部分に集中しており、設計・施工プロセスの段階が進むごとに設計

変数の組合せが最適な解に近づいていることが確認できた。

もう 1 つは大規模複合用途建物であり、インバーターターボ冷凍機が 5 台ある、研究用途建物に対して複雑な熱源システムを対象とした。研究用途建物と同様に設計・施工の段階的な最適化を適用し、基本設計段階、実施設計段階、施工段階と順を追って最適な熱源システム構成を選択した。設計変数は冷却塔の分配、バイパス数、バイパスの位置といった複雑なシステムならではのものについて検討した。各段階の選択解を比較すると、段階を追うごとにエネルギー消費量と LCC が小さくなっていくことが確認できた。

本研究では、運用も考慮しながら基本設計から施工段階の最適化を検討した。今後は、部材の耐用年数を考慮した長いライフサイクルでの最適化などを検討できるようにし、企画、運用、改修など適用範囲の拡大・継続を図る。

第 5 章では、第 4 章で得られた最適解と既往の最適化の最適解のエネルギー消費量と LCC を比較し、設計・施工の段階的な最適化の評価を行った。比較対象の既往の最適化は、基準設計どおりの設計・制御としたものをケース①、設計のみ最適化を行い制御は定格仕様で行うものをケース②、設計は基準設計どおりで制御のみ最適化したものをケース③、設計・制御ともに最適化したものをケース④とした。

研究用途建物では、設計・施工の段階的な最適化は基準設計どおりのケース①に対して、エネルギー消費量が 11.1%、LCC が 4.5% 削減された。しかし、設計・施工の段階的な最適化によるエネルギー消費量と LCC の削減効果は、既往の最適化と比較して同程度であった。エネルギー消費量は最も小さくなったものの差はわずかであり、LCC は既往の手法よりも高い場合があった。設計・施工の段階的な最適化における最適解の選択基準が、エネルギー消費量を重視して LCC は最低基準として設けただけだったので、最終的な選択解の設計変数が LCC が増加しつつエネルギー消費量の削減余地が小さい変数に偏ったことが原因と考えられる。

大規模複合用途建物では、設計・施工の段階的な最適化は基準設計どおりのケース①に対して、エネルギー消費量が 23.2%、LCC が 16.0% 削減された。設計・施工の段階的な最適化による削減効果は、既往の最適化と比較して大きかった。研究用途建物に対して効果が大きかったのは、対象システムが複雑で設計の自由度が大きかったことと、最適解の選択基準をエネルギー消費量基準だけではなく加重和にしてエネルギー消費量と LCC ともに考慮したことが理由だと考えられる。最適解の選択基準は、建築プロジェクトの目的や状況に合わせて適切に定める必要があることがわかった。

本研究の特長である最適化を検討できる設計変数の種類を既往研究から広げたことと、継続的な最適化を行うことの効果があるのか検証した。「既往の設計変数」での最適化、「基本設計段階のみ」の最適化、「実施設計段階のみ」の最適化、「施工段階のみ」の最適化と設計・施工の段階的な最適化の LCC の計算値で比較を行った。その結果、設計・施工の段階的な最適化の基準設計からの削減率が 16.0% であるのに対し、それ以外の最適化では 0.4% ~ 14.1% であった。

以上より、本研究で構築しようとした設計・施工の段階的な最適化が有効であり、**BIM** を活用することでその検討を効率化できることが示された。本研究によって、設計から施工に至る建築プロセス全体での最適化を行うことができる方法論と有効性が示された。

本研究の **BIM** とシミュレーションの連携は、**3D-CAD** の種類によらずシミュレーションと連携できるものとして開発し、また、シミュレーション部分もオープンとする。これにより、最適な設計や制御の考え方が広く普及できない理由として挙げた技術的な課題を軽減・解決し、熱源・空調システムの最適な設計・制御を業務の一環として行うことができるようになることを期待する。また、空調専門工事会社の技術的な課題を解決することを目的に開発したツールであるが、空調設備に関わるすべての技術者が活用できるようなツールとなることを期待する。

本研究に関連した発表論文リスト

1. 審査付論文

- 1) 矢島和樹, 赤司泰義, 桑原康浩, 福井雅英. (2017). 熱源・空調システムの最適制御技術の導入に向けた研究, (第1報) 冷却水温度の設定値最適化と実測による効果検証. 空気調和・衛生工学会論文集. No. 248. pp. 11-19.
- 2) 矢島和樹, 赤司泰義, 桑原康浩, 福井雅英. (2018). 熱源・空調システムの最適制御技術の導入に向けた研究, (第2報) 冷却塔ファン周波数の設定値最適化と実測による効果検証. 空気調和・衛生工学会論文集. No. 254. pp. 33-42.
- 3) 矢島和樹, 福井雅英, 赤司泰義, 林鍾衍. (2019). BIM を活用した熱源システムの設計・施工の段階的な最適化, (副題) 吸収式冷凍機の冷却水系統まわりへの設計プロセスの最適化の適用. 空気調和・衛生工学会論文集. No. 264. pp. 23-33.

2. 国際会議論文 (審査付)

- 1) Kazuki Yajima, Yasunori Akashi, Jongyeon Lim, Masahide Fukui. (2019). Optimization of Design and Construction Process of Heat Source System Utilizing Building Information Modeling. Proceedings of the 16th IBPSA Conference - Building Simulation 2019. (2019年9月掲載予定)

3. 口頭発表論文

- 1) 矢島和樹, 植田俊克, 前田幸輝, 福井雅英. (2014). 熱源・空調システムの最適制御技術の導入に向けた研究, (第1報) 冷却水系統における最適制御手法の検討とエネルギー削減効果の試算. 空気調和・衛生工学会大会学術講演会論文集. 第9巻. pp. 117-120.
- 2) 矢島和樹, 植田俊克, 前田幸輝, 福井雅英, 近都州彦. (2015). 熱源・空調システムの最適制御技術の導入に向けた研究, (第2報) 冷却水入口温度の設定値最適化の導入と実測による効果検証. 空気調和・衛生工学会大会学術講演会論文集. 第9巻. pp. 73-76.
- 3) 矢島和樹, 赤司泰義, 桑原康浩, 植田俊克, 前田幸輝, 福井雅英, 近都州彦. (2016). 熱源・空調システムの最適制御技術の導入に向けた研究, (第3報) 冷却塔ファン周波数の

設定値最適化とエネルギー削減効果の試算. 空気調和・衛生工学会大会学術講演会論文集. 第9巻. pp. 25-28.

- 4) 近都州彦, 植田俊克, 前田幸輝, 福井雅英, 矢島和樹.(2017). 熱源・空調システムの最適制御技術の導入に向けた研究, (第4報) 冷水送水温度の最適制御手法の検討. 空気調和・衛生工学会大会学術講演会論文集. 第9巻. pp. 133-136.
- 5) 福井雅英, 大森一郎, 浅利直記, 野村勝, 嶋田泰平, 佐々木真人, 宮崎久史, 桐生拓馬, 矢島和樹.(2016). 大規模オフィスでの中温冷水を利用した高効率熱源・空調システムに関する研究, (第9報) 熱源最適運転支援システムの運用実績. 空気調和・衛生工学会大会学術講演会論文集. 第2巻. pp. 305-308.
- 6) 福井雅英, 大森一郎, 浅利直記, 野村勝, 嶋田泰平, 佐々木真人, 宮崎久史, 桐生拓馬, 矢島和樹.(2017). 大規模オフィスでの中温冷水を利用した高効率熱源・空調システムに関する研究, (第12報) 熱源最適運転支援システムの実績評価と考察. 空気調和・衛生工学会大会学術講演会論文集. 第2巻. pp. 133-136.
- 7) 矢島和樹, 赤司泰義, 林鍾衍, 植田俊克, 前田幸輝, 福井雅英, 近都州彦.(2017). BIM活用に向けた熱源システムの最適化プロセスに関する研究, (第1報) 実務で扱う要素を設計変数とした運用時の制御を考慮した設計の多目的最適化. 空気調和・衛生工学会大会学術講演会論文集. 第9巻. pp. 129-132
- 8) 福井雅英, 赤司泰義, 林鍾衍, 山本誠, 矢島和樹.(2018). BIM活用に向けた熱源システムの最適化プロセスに関する研究, (第2報) 最適化プロセスの概要と適用例. 空気調和・衛生工学会大会学術講演会論文集. 第9巻. pp. 113-116.
- 9) 矢島和樹, 赤司泰義, 林鍾衍, 福井雅英.(2018). BIM活用に向けた熱源システムの最適化プロセスに関する研究, (第3報) 最適化プロセスの適用結果と評価. 空気調和・衛生工学会大会学術講演会論文集. 第9巻. pp. 117-120.

4. 特許

- 1) 矢島和樹, 福井雅英.(2016). 熱源システム制御方法及びその装置. 日本国特許庁, 特許公報. 特許第 5944957 号.
- 2) 近都州彦, 福井雅英, 矢島和樹.(2019). 熱源システム制御方法及びその装置. 日本国特許庁, 特許公報. 特許第 6503029 号.

謝辞

本研究は、多くの方々のご指導やご支援によってまとめることができました。ここに深く感謝の意を示します。

東京大学大学院 工学系研究科 建築学専攻 赤司泰義 教授には、指導教員として博士論文の研究テーマの決定や博士後期課程への入学など、一から研究活動を見守っていただきました。研究の方向性や進め方について日頃のゼミでご指摘いただき、研究の目的を明確にし、本研究の枠組みを決定するための多くの助言をいただきました。その結果として本研究をまとめることができました。ここに深く感謝の意を示します。

東京大学 生産技術研究所 人間・社会系部門 大岡龍三 教授には、副担当教員として定期的に論文の進捗のご確認やご意見をいただきました。報告時点で研究に不足している内容をどのように補完すると良いか技術的なご指摘をいただき、研究の完成度を高めることができました。ここに深く感謝の意を示します。

東京大学大学院 工学系研究科 建築学専攻 平手小太郎 教授、同専攻 前真之 准教授、東京電機大学 未来科学部 建築学科 百田真史 教授には、副査として研究の審査をしていただきました。研究内容に関する議論に時間を割き、さまざまなご指摘をいただきました。学術的な内容から実務的な内容までさまざまなご意見をいただき、研究を多方面からの視点で改善していくことができました。ここに深く感謝の意を示します。

東京大学大学院 工学系研究科 建築学専攻 林鍾衍 助教には、日頃からゼミでご指摘をいただきました。赤司教授とは異なる視点で研究の改善点や方向性を見出していただきました。研究内容や研究室に関する細かなことを気軽に相談することができ、研究活動を円滑に進めることができました。ここに深く感謝の意を示します。

赤司泰義研究室の皆様には、研究活動を共に行い、研究を進める力となりました。社会人である筆者も研究室に馴染むことができ、研究に取り組みやすい環境でした。ゼミでは、研究室に所属する学生のさまざまな研究テーマとその内容に触れることができ、多くの刺激をいただきました。また、同研究室 博士課程3年 宮田翔平 氏には、シミュレーションの計算手法や既往研究などに関する情報をいただき、研究を進める手助けとなりました。同研究室 卒業生 (清水建設株式会社) 伊藤清 氏には、同じ博士後期課程の先輩として審査や論文発表のスケジュールについて助言をいただきました。ここに深く感謝の意を示します。

森ビル株式会社 浅利直記 氏には、本研究で対象とした建物のデータを提供していただきました。そのデータを基にしたケーススタディによって研究の有効性を示すことができ、研究をまとめるための重要な資料となりました。ここに深く感謝の意を示します。

筆者の所属する新菱冷熱工業株式会社の関係者には、研究に取り組む環境や業務のサポートなどさまざまなご支援をしていただきました。技術統括本部 中央研究所 佐原恭彦 所長、三上秀人 次長には、研究に取り組む環境の整備やご理解をいただき、本研究の内容に関する相談や方向性の確認をさせていただきました。また、研究目的の整理にご支援いただきました。管理本部 情報システム部 植田俊克 部長補には、博士論文の研究に取り組むきっかけや博士後期課程に入学する機会をつくっていただきました。技術統括本部 中央研究所 前田幸輝 課長には、直属の上司として業務との調整や研究を進めていく上で必要なさまざまな事柄について相談に乗り、あたたかく研究活動を見守っていただきました。同研

究所 福井雅英 主査には、業務のサポートや研究活動の最初から最後まで相談・確認をさせていただきました。研究の進め方や修正内容など数多くの助言をいただきました。ここに深く感謝の意を示します。

最後に、妻には、業務をしながら研究に取り組むために帰りが遅く、家事や育児などすべてを任せてきたにもかかわらず、いつも応援していただきました。在学中に生まれた娘にも励まされました。ここに深く感謝の意を示します。

2019年7月

矢島 和樹

参考文献

- 1.1) United Nations. (2015). Transforming our world: the 2030 Agenda for Sustainable Development. Resolution adopted by the General Assembly on 25 September 2015. <https://sustainabledevelopment.un.org/post2015/summit>, Reference date: November 19, 2018.
- 1.2) SDGs 推進本部. (2017). 持続可能な開発目標 (SDGs) 実施指針. 編集・発行: 外務省. <http://www.kantei.go.jp/jp/singi/sdgs/>, Reference date: November 19, 2018.
- 1.3) IPCC. (2007). Climate Change 2007: Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change [Core Writing Team, Pachauri, R.K and Reisinger, A. (eds.)]. IPCC, Geneva, Switzerland. 104 pp.
- 1.4) IPCC. (2014). Climate Change 2014: Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change [Core Writing Team, R.K. Pachauri and L.A. Meyer (eds.)]. IPCC, Geneva, Switzerland. 151 pp.
- 1.5) 環境省. (2018). 2016 年度 (平成 28 年度) 温室効果ガス排出量. 温室効果ガス排出・吸収量等の算定と報告～温室効果ガスインベントリ等関連情報～, 温室効果ガス排出量の算定結果. <https://www.env.go.jp/earth/ondanka/ghg-mrv/emissions/results/index.html>, Reference date: November 20, 2018.
- 1.6) 一般財団法人省エネルギーセンター. (2009). オフィスビルの用途別エネルギー消費. オフィスビルの省エネルギー.
- 1.7) 国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課監修. (2018). 建築設備設計基準 平成 30 年版. 一般社団法人 公共建築協会.
- 1.8) 平岡雅哉, 菰田英晴, 奥宮正哉, 尹奎英. (2015). 空調設計条件および機器選定の余裕度による省エネルギー・室温への影響に関する研究. 空気調和・衛生工学会論文集. No222. pp.13-21.
- 1.9) 松下直幹, 米田稔. (2007). エネルギー消費面から見た現在の建築設備設計基準の問題点とその改善策に関する検討. 京都大学環境衛生工学研究会機関誌. pp.183-186.
- 1.10) 矢島和樹. (2012). 大学キャンパスにおける既存施設の省エネルギー化に関する研究. 東京大学大学院工学系研究科建築学専攻, 2011 年度修士論文.
- 1.11) 加藤和彦, 木下賢司, 高野匡裕. (1999). 直轄事業における設計 VE 方式の導入効果と今後の課題. 建設マネジメント研究論文集. Vol.7. pp.33-40.
- 1.12) 田中良彦, 松尾陽, 坂本雄三, 下田吉之, 佐藤友昭, 高田修. (2007). 空調システムの最適化を目的とした統合的設計と運転に関する研究, (第 1 報) 研究の目的と構成. 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集. pp.899-902.
- 1.13) 公益社団法人日本バリュー・エンジニアリング協会. VE とは.

<https://www.sjve.org/vecan/ve>, Reference date: November 20, 2018.

- 1.14) 国土交通省 総合政策局 情報政策課 建設経済統計調査室 建築統計係. (2019). 建築着工統計調査 (2018年), 構造別、用途別、規模別 (鉄骨造) / 建築物の数、床面積.
- 1.15) 赤木新介, 伊東弘一, 板東宏. (1984). 船用熱・電力供給プラントの最適設計・運用計画. 日本機械学会論文集(C編). 50巻 449号. pp.222-229.
- 1.16) 前原則保. (2015). 業務用建物における空調熱源システムの最適設計及び最適運用に関する研究. 博士学位論文, 大阪大学大学院工学研究科, 環境・エネルギー工学専攻.
- 1.17) 池田伸太郎, 大岡龍三. (2017). 地域エネルギーシステムの最適化における学習的探索手法と機械学習の複合アルゴリズムの開発. 空気調和・衛生工学会論文集. No241. pp.11-20.
- 1.18) Hassan Harb, Christian Schwager, Rita Streblov, and Dirk Müller. (2015). Optimal Design of Energy Systems in Residential Districts with Interconnected Local Heating and Electrical Networks. Proceedings of the 14th IBPSA Conference - Building Simulation 2015. pp.2027-2034.
- 1.19) Boran Morvaj, Ralph Evins, and Jan Carmeliet. (2015). The Impact of Low Energy Buildings on the Optimal Design of Distributed Energy System and Networks. Proceedings of the 14th IBPSA Conference - Building Simulation 2015. pp.2035-2042.
- 1.20) 瀧井直樹, 坂齊雅史, 山田崇暁, 下田吉之, 國友理, 廣島雅則, 笹嶋賢一. (2015). 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, (第7報) 熱源最適制御システム・Energy Quest (エナジー・クエスト) の実績評価. 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集. 第2巻, pp.265-268.
- 1.21) 安井亮人, 吉田治典, 松下直幹, 柳原隆司, 牛尾智秋, 高浦敬之. (2018). 大規模複合用途建物の熱源・空調設備改修プロジェクトのコミッションング, (第14報) 冷熱源システムの最適制御の実装システムの構築. 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集. 第8巻. pp.81-84.
- 1.22) 樋山恭助, 加藤信介, 窪田真和. (2012). BIM 普及による空調設備設計プロセスへの影響の分析, (第2報) 設備設計ワークフローと BIM ソフトウェアの Fit and Gap Analysis. 空気調和・衛生工学会論文集. No184. pp.19-27.
- 1.23) 国土交通省大臣官房官庁営繕部. (2014). 官庁営繕事業における BIM モデルの作成及び利用に関するガイドライン. 国営施第15号
- 1.24) 木本健二. (2010). BIM の積算への影響の最新事情. 建築コスト研究, 2010年春.
- 1.25) 関俊祐. (2016). BIM を用いたファシリティマネジメントに関する事例研究. 三重大学大学院工学研究科 建築学専攻, 修士論文.
- 1.26) 大塚和彦. (2013). BIM によるフロントローディングの実践. 電気設備学会誌. Vol.33. No.6. pp.42-45.
- 1.27) 河野良坪, 中川純, 眞下茜. (2013). CFD 解析時における建物周辺地形・周辺街区の再現手法. 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集. 第10巻, pp.257-260.

- 1.28) 永瀬修, 塚見史郎, 久保洋香, 財木陽平, 橋爪修彦, 羽地朝亮. (2017). 室内の排気熱をカスケード利用した改良型床置ウォールスルー空調システムの検討, (第 14 報) CFD の BIM 連携と境界条件. 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集. 第 5 巻, pp.197-200.
- 1.29) Emira El Asmi, Sylvain Robert, Khaldoun Zreik, and Bruno Hilaire. (2015). Leveraging Building Design Model from Energy Performance Model: from an IFC/BIM to Cometh Simulation Engine. Proceedings of the 14th IBPSA Conference - Building Simulation 2015. pp.496-503.
- 1.30) Georgios I. Giannakis, Georgios N. Lilis, Miguel Angel Garcia, Giorgos D. Kontes, Cesar Valmaseda, and Dimitrios V. Rovas. (2015). A Methodology to Automatically Generate Geometry and Material Inputs for Energy Performance Simulation from IFC BIM Models. Proceedings of the 14th IBPSA Conference - Building Simulation 2015. pp.504-511.
- 1.31) 飯田玲香, 村上周三, 石野久彌, 野原文男, 長谷川巖, 田岡知博. (2015). 外皮・躯体と設備・機器の総合エネルギーシミュレーションツール「BEST」の開発, (その 157) BEST と BIM の連携に関する検討. 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集. 第 5 巻, pp.17-20.
- 1.32) 許雷. (2018). IFC データによる空調ダクトシステムの情報解析. 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集. 第 4 巻, pp.21-24.
- 1.33) 一般財団法人日本建設業連合会. (2018). 建設業ハンドブック 2018. p.23.
- 1.34) BIMForum. (2018). Level of Development (LOD) Specification Part I & Commentary.
- 1.35) The MathWorks, Inc. (2018). MATLAB, Simulink, R2018a (Version 9.4). <https://jp.mathworks.com/>, Reference date: May 18, 2018.
- 2.36) 一般社団法人建築設備技術者協会. (2002). 建築設備設計マニュアル 第三版 I 空気調和編.
- 2.37) 公益社団法人空気調和・衛生工学会. (2017). 空気調和設備計画設計の実務の知識 改訂 4 版.
- 2.38) 公益社団法人空気調和・衛生工学会. (2010). 第 14 版 空気調和・衛生工学便覧 3 空気調和設備編.
- 2.39) 経済産業省 資源エネルギー庁 省エネルギー対策課. (2015). ZEB ロードマップ検討委員会とりまとめ.
- 2.40) 一般財団法人建築環境・省エネルギー機構. (2015). 建築物総合環境性能評価認証制度要綱.
- 2.41) 一般社団法人住宅性能評価・表示協会. (2019). BELS 評価業務実施指針.
- 2.42) 国土交通省 大臣官房 官庁営繕部. ライフサイクルエネルギーマネジメント (LCEM) . http://www.mlit.go.jp/gobuild/sesaku_lcem_lcem.html, Reference date: December 6, 2016.

- 2.43) 矢島和樹, 赤司泰義, 桑原康浩, 福井雅英. (2017). 熱源・空調システムの最適制御技術の導入に向けた研究, (第1報) 冷却水温度の設定値最適化と実測による効果検証. 空気調和・衛生工学会論文集. No248. pp. 11-19.
- 2.44) 矢島和樹, 植田俊克, 前田幸輝, 福井雅英. (2014). 熱源・空調システムの最適制御技術の導入に向けた研究, (第1報) 冷却水系統における最適制御手法の検討とエネルギー削減効果の試算. 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集. 第9巻. pp. 117-120.
- 2.45) 矢島和樹, 植田俊克, 前田幸輝, 福井雅英, 近都州彦. (2015). 熱源・空調システムの最適制御技術の導入に向けた研究, (第2報) 冷却水入口温度の設定値最適化の導入と実測による効果検証. 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集. 第9巻. pp. 73-76.
- 2.46) 新宮浩丈, 吉田治典, 王福林, 小野永吉, 辻裕伸. (2007). 地域冷暖房熱源システムの復コミッションング及び最適冷却水温度に関する研究. 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集. pp. 2105-2108.
- 2.47) 矢島和樹, 赤司泰義, 桑原康浩, 福井雅英. (2018). 熱源・空調システムの最適制御技術の導入に向けた研究, (第2報) 冷却塔ファン周波数の設定値最適化と実測による効果検証. 空気調和・衛生工学会論文集. No254. pp. 33-42.
- 2.48) 矢島和樹, 赤司泰義, 桑原康浩, 植田俊克, 前田幸輝, 福井雅英, 近都州彦. (2016). 熱源・空調システムの最適制御技術の導入に向けた研究, (第3報) 冷却塔ファン周波数の設定値最適化とエネルギー削減効果の試算. 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集. 第9巻. pp. 25-28.
- 2.49) 市川卓也, 下田吉之, 松尾陽. (2010). 空調システムの最適化を目的とした統合的設計と運転に関する研究, (第15報) 冷却塔制御方式による省エネルギー. 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集. pp. 1559-1562.
- 2.50) 松下直幹, 李霽憲, 吉田健一, 赤司泰義, 住吉大輔, 宮田征門, 田中誠, 藤村昌弘. (2010). 空調用熱源システムの部分負荷運転制御法の開発と導入効果の検証. 空気調和・衛生工学会論文集. No.164. pp. 39-47.
- 2.51) 吉田健一, 李霽憲, 松下直幹, 赤司泰義, 住吉大輔. (2011). 空調システム制御設定値の最適化による省エネルギー効果と室内温熱環境に関する研究. 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集. pp. 2289-2292.
- 2.52) 福井雅英, 大森一郎, 浅利直記, 関輪一弥, 嶋田泰平, 佐々木真人, 宮崎久史, 天野浩二, 齋藤静男. (2015). 大規模オフィスでの中温冷水を利用した高効率熱源・空調システムに関する研究, (第5報) 熱源最適運転計画の概要. 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集. 第2巻. pp. 205-208.
- 2.53) 福井雅英, 大森一郎, 浅利直記, 野村勝, 嶋田泰平, 佐々木真人, 宮崎久史, 桐生拓馬, 矢島和樹. (2016). 大規模オフィスでの中温冷水を利用した高効率熱源・空調システムに関する研究, (第9報) 熱源最適運転支援システムの運用実績. 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集. 第2巻. pp. 305-308.

- 2.54) 福井雅英, 大森一郎, 浅利直記, 野村勝, 嶋田泰平, 佐々木真人, 宮崎久史, 桐生拓馬, 矢島和樹. (2017). 大規模オフィスでの中温冷水を利用した高効率熱源・空調システムに関する研究, (第12報) 熱源最適運転支援システムの実績評価と考察. 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集. 第2巻. pp. 133-136.
- 2.55) 浅利直記, 大森一郎, 関輪一弥, 嶋田泰平, 佐々木真人. (2015). 大規模オフィスでの中温冷水を利用した高効率熱源・空調システムに関する研究, (第1報) 建物概要と設備概要. 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集. 第2巻. pp. 189-192.
- 2.56) 齋藤静男, 宮崎久史, 天野浩二, 大森一郎, 浅利直記, 関輪一弥, 嶋田泰平, 佐々木真人. (2015). 大規模オフィスでの中温冷水を利用した高効率熱源・空調システムに関する研究, (第3報) 熱源設備概要と運転実績. 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集. 第2巻. pp. 197-200.
- 2.57) 中山弘隆, 谷野哲三. (1994). 多目的計画法の理論と応用.
- 3.58) 一般財団法人建築環境・省エネルギー機構. (2014). The BEST Program 機器特性マニュアル.
- 3.59) 宮田翔平, 赤司泰義, 林鍾衍, 桑原康浩. (2016). 熱源システムシミュレーションを用いた蓄熱システムにおける直送系冷凍機制御手法の検討. 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集. 第2巻, pp.237-240.
- 3.60) 宮田翔平. (2017). 熱源システムのライフサイクル運用最適化のためのシミュレーション開発. 東京大学大学院工学系研究科建築学専攻 平成28年度修士論文. pp.16-18.
- 3.61) 公益社団法人空気調和・衛生工学会. (2010). 第14版 空気調和・衛生工学便覧 3 空気調和設備編. pp.235-240.
- 3.62) 日本化学会. (1984). 化学便覧 基礎編II 改訂3版. p.3, p.42.
- 3.63) 宮田翔平. (2017). 熱源システムのライフサイクル運用最適化のためのシミュレーション開発. 東京大学大学院工学系研究科建築学専攻 平成28年度修士論文. p.24, p.25.
- 3.64) 巴バルブ株式会社. 技術資料 巻末資料. pp.1-5.
http://www.tomoevalve.com/index_product.html, Reference date: January 18, 2019.
- 3.65) 手塚俊一, 藤田稔彦. (1984). 湿り空気線図とその応用(4), III 冷却塔 (その1). 空気調和・衛生工学. 第58巻. 第3号. pp.269-278.
- 3.66) 一般財団法人建設物価調査会. (2016). 月刊 建設物価 2016年9月.
- 3.67) 一般財団法人建設物価調査会. (2016). 季刊 建築コスト情報 2016年秋.
- 3.68) 佐々木国興. (2002). 冷却水系の腐食と管理 開放式冷却塔. 冷凍. 第77巻. 第897号. pp.47-53.

- 3.69) 山口拓未. (2011). 直接探索法を用いた赤池情報量基準の最適化. 京都大学 大学院情報学研究科 数理工学専攻 最適化数理分野, 卒業論文.
- 3.70) 一般財団法人建設業振興基金建設産業情報化推進センター. (2015). 設備 CAD データ交換仕様 BE-Bridge Ver.7.0.
- 3.71) Zhigang Shen, Raja R.A. Issa. (2010). Quantitative evaluation of the BIM-assisted construction detailed cost estimates. *Journal of Information Technology in Construction (ITcon)*, Vol. 15. pp.234-257.
- 3.72) Sha Liu, Xianhai Meng, Chiming Tam. (2015). Building information modeling based building design optimization for sustainability. *Energy and Buildings*, 105. pp.139-153.
- 3.73) Mohammad Rahmani Asl, Saied Zarrinmehr, Michael Bergin, Wei Yan. (2015). BPOpt: A framework for BIM-based performance optimization. *Energy and Buildings*, 108. pp.401-412.
- 3.74) Glenn Reynders, Ando Andriamamonjy, Ralf Klein, Dirk Saelens. (2017). Towards an IFC-Modelica tool facilitating model complexity selection for building energy simulation. *Proceedings of the 15th IBPSA Conference - Building Simulation 2017*. pp.2257-2266.
- 4.75) 国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課監修. (2018). 建築設備設計基準 平成 30 年版. 一般社団法人 公共建築協会.
- 4.76) 公益社団法人空気調和・衛生工学会. (2010). 第 14 版 空気調和・衛生工学便覧 2 機器・材料編.
- 4.77) 公益社団法人空気調和・衛生工学会. (1996). 空気調和・給排水衛生設備 施工・維持管理の実務の知識.
- 4.78) 公益社団法人空気調和・衛生工学会. (2010). 空気調和・衛生設備の知識 改訂 3 版.
- 4.79) 一般財団法人建設物価調査会. (2016). 月刊 建設物価 2016 年 9 月.