The University of Osaka
Institutional Knowledge Archive

Title	地域冷暖房の省エネルギー性に関する研究
Author(s)	名古田, 知志
Citation	大阪大学, 2008, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/810
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

https://ir.library.osaka-u.ac.jp/

The University of Osaka

地域冷暖房の省エネルギー性に関する研究

2008 年 1 月

名 古 田　知 志

目　次

第１章　　緒論

1.1　序論 1
1.2　地域冷暖房の歴史 2
1.2.1　海外における地域冷暖房の歴史 2
1.2.2　日本における地域冷暖房の歴史 4
1.3　日本における地域冷暖房の現況と課題 5
1.4　地域冷暖房に関する研究状況 7
1.4.1　未利用エネルギーに関する研究 7
1.4.2　ネットワークを活用した地域のエネルギー供給システム 8
1.4.3　地域冷暖房の省エネルギー性 8
1.5　論文の目的 9
1.6　論文の構成 9

第２章 地域冷暖房のエネルギー効率に係る要因の実態分析

2.1　序論 12
2.2　全国 123 プラントのデータを基にしたエネルギー効率に係る要因分析 12
2.2.1　省エネルギー性の評価手法 12
2.2.2　総合エネルギー効率の要因分析 13
2.2.3　重回帰分析によるエネルギー効率の分析 15
2.2.3.1　重回帰分析の評価方法 15
2.2.3.2　段階的重回帰分析の結果 16
2.2.4　CGS 排熱を活用するプラントの総合エネルギー効率評価手法 17
2.3　地域冷暖房プラントにおける熱源機器の運転実態に関する分析 20
2.3.1　吸収ボイラ方式（Aプラント） 20
2.3.1.1　Aプラントの概要 20
2.3.1.2　冷水往還温度差 21
2.3.1.3　冷凍機の運用に関する分析 21
2.3.2　電力主体方式（Bプラント） 24
2.3.3　冷凍機の評価手法に関する検討 25
2.3.3.1　冷凍機の期間成績係数推定手法 25
2.3.3.2　冷凍機の期間成績係数の推計 26
2.4　まとめ 27

第 3 章 地域冷暖房の個別熱源システムに対する省エネルギー性の検証

3.1　序論 30
3.2　吸収ボイラ方式（C プラント） 30
3.2.1　研究概要 30
3.2.1.1　地域冷暖房の個別熱源システムに対する省エネルギー性の検証方法 30
3.2.1.2　検討対象の地域冷暖房プラント　（C プラントの概要） 31
3.2.2　シミュレーションモデルの概要 31
3.2.2.1　熱源システムモデル 31
3.2.2.2　エネルギー効率に係る要素性能 33
3.2.3　シミュレーション結果 35
3.2.3.1　モデルの精度検証 35
3.2.3.2　地域冷暖房と個別熱源システムのエネルギー消費量計算結果 36
3.2.3.3　省エネルギー性の要因分析 38
3.2.4　パラメーターの追加検討 39
3.2.4.1　CGS のパラメータースタディ 39
3.2.4.2　メンテナンス不足による経年的性能劣化 40
3.2.5　熱負荷の集約効果に関する検討 40
3.2.5.1　研究概要 41
3.2.5.2　シミュレーションモデル 41
3.2.5.3　需要要素をパラメーターとした感度解析 42
3.2.5.4　熱源機器分割をパラメーターとした感度解析 45
3.2.5.5　ポンプのインバーター化 47
3.2.5.6　熱負荷の集約効果に関する検討のまとめ 48
3.3　電動主体方式（B プラント） 48
3.3.1　研究概要 48
3.3.2　シミュレーションモデルの概要 49
3.3.2.1　熱源システムモデル 49
3.3.2.2　エネルギー効率に係る要素性能 49
3.3.3　シミュレーション結果 51
3.3.3.1　モデルの精度検証 51
3.3.3.2　地域冷暖房と個別熱源システムのエネルギー消費量計算結果 52
3.3.3.3　省エネルギー性の要因分析 53
3.3.3　パラメーターの追加検討 55
3.4　まとめ 56

第 4 章 地域冷暖房の高効率化手法に関する検討

4.1　序論 60
4.2　吸収ボイラ方式（D プラント） 60
4.2.1　研究概要 60
4.2.2　シミュレーションモデルの概要 61
4.2.2.1　熱源システムモデル 61
4.2.2.2　シミュレーション条件 61
4.2.3　モデルの精度検証（シミュレーション結果） 63
4.2.4　高効率形成要因の評価 65
4.2.5　総合エネルギー効率の最大ポテンシャル評価 66
4.2.5.1　検討項目 66
4.2.5.2　シミュレーション結果 70
4.2.5.3　シミュレーション結果の不確実性に関する検討 71
4.3　電動主体方式（E プラント） 72
4.3.1　研究概要 72
4.3.2　シミュレーションモデルの概要 72
4.3.2.1　熱源システムモデル 72
4.3.2.2　シミュレーション条件 73
4.3.3　モデルの精度検証シミュレーション結果 75
4.3.4　高効率形成要因の評価 75
4.3.5　総合エネルギー効率の最大ポテンシャル評価 78
4.3.5.1　検討項目 78
4.3.5.2　シミュレーション結果 79
4.4　まとめ 80

第 5 章 総括ならびに結論

5.1　総括 83
5.2　論文の課題と発展 84

謝辞 87

第１章　緒論

1. 1　序論

18 世紀に起こった産業革命は近代工業発展の礎として工業史などで大きく扱われているが、環境エネルギー工学的観点からも重大な変革をもたらした史実として位置付けられる。人類はそれまで薪炭・家畜・水力・風力など自然界に分散する間欠的で低質なエネルギーを人間の労働力を多分に用いることにより収穫してきたが、産業革命を契機に化石燃料依存へ急傾倒することとなる。化石燃料は従来のエネルギーに比して高密度なエネルギーを内包し、かつ集約的に大量に賦存していることから、産業革命による莫大なエネルギー需要が創り出される世の中において、当時の人々を大いに魅了したことは想像に難くない。しかし、ストックエネルギーである化石燃料の大量消費はエコシステムの外乱要因として十分に強力であり、種々の環境問題が取り沙汰されていくこととなる。

21 世紀に至る今日においても、依然としてその能率の良さから化石燃料は主たるエネルギー源として消費されており、その圧倒的なエネルギーは大規模な施設で集約的に電力やガス等の二次エネルギーに転換され、巨大なエネルギーネットワークを通して最終消費者へ供給されている。この高度に築き上げられたハードパス型のエネルギーシステムは赴くがままに増加する需要を黙々と満たし続け、また、最終消費者が使用する二次エネルギーは高品質に加工され、あらゆるエネルギー（温度）レベルでの用途に対応している。このように、人々はエネルギーを容易に獲得することが可能となったが、一方で、その極めて高くなった利便性は、人々の意識からエネルギー資源を隔絶し、自律性を欠如させ、エネルギーシステムの本質的な問題に気付かせないまま、他のエネルギー源に対する興味を失わせることとなった。その結果、周辺環境に賦存しているエネルギー的価値のあるもの、いわゆる自然エネルギー（太陽光エネルギー／風力などの力学的エネルギー）や未利用エネルギー（清掃工場などの熱エネルギー／下水道などの温度差エネルギー）に資源的な有用性が見出されなくなっている。しかしながら、地球温暖化を代表とする環境問題がますます深刻化していく中で、資源的な自立性の確保は不可欠であり、その実現に寄与するのは環境エネルギー工学に課せられた使命である。

ここで、自然エネルギーや未利用エネルギーの活用を考えた時、ハードパス型のエネルギーシステムと比べて、次のような短所を有していることに留意しなければならない。

- エネルギー出力は大きくなく、かつ有限である。
- エネルギー出力はエネルギー消費者側の意思で制御できず、また不安定で間欠性がある。
- エネルギーの質は低く、利用できるエネルギー（温度）レベルに制限がある。
- エネルギー源は需要地から離れた場所にあることが多く、地理的ミスマッチが存在する。

これらの短所は、社会活動を正常に機能させる責務を負うエネルギーシステムにとっては相当に不都合であり、何らかの対策が必要とされるが、その解の一つに“ネットワーク化”というキーワードがある。ネットワーク化の意図は、単独での活用が困難なエネルギー源に対して、異なる種類のエネルギー源をネットワークにより繋ぎ合わせることで、エネルギー出力の安定化、エネルギー量の確保など相互補完作用を生じさせ、上述した短所を補うことにある。

以上の観点から、本論文では実用レベルでネットワーク化を活用しているエネルギーシステムとして「地

域冷暖房」に着目する。地域冷暖房とは、1カ所あるいは複数箇所のプラントから複数の建物に向けて導管を敷設し、プラントで集中的に製造した冷水・温水あるいは蒸気を搬送して冷房・暖房を行う熱源システムである。熱源システムの一次エネルギー消費量は建物全体の概ね 50%程度を占めるため、熱源システムの省エネルギー化は特に重要な課題となっており、ネットワーク化により大幅な省エネルギーが期待される地域冷暖房は昨今多くの注目を集めている。地域冷暖房がネットワーク化により得られるエネルギー的な効用は、河川・海水・下水の温度差エネルギーあるいは清掃工場・発電所・コージェネレーションシステムからの人工排熱などの未利用エネルギーの活用だけではなく、それ以外にも次のようなものがある。

- 熱供給地区に存在する異なる建物からの熱負荷を集約することにより、熱負荷の平準化が行われ、熱源機器の高負荷率運用に寄与する。
- 熱負荷が集約され熱負荷量が大きくなることで、熱源機器の分割台数は多くなり、また多様な容量比率を設定できるなどシステムの最適設計を行うことができる。
- 地域冷暖房で採用される熱源機器は容量が大きく、熱源機器のエネルギー効率にスケールメリットが生じる。
- 熱源システムの専門家がプラントに常駐することにより、システムのきめ細かな運用管理が行える。
- 一般的な個別熱源システムでは規模あるいは経済的な観点から採用できない高効率化技術（大規模蓄熱槽、コージェネレーションシステム、インバーター技術など）を導入できる。
- 熱搬送には水が熱媒として使用されているためポンプ動力が必要となり、また、導管は断熱材により保温されているとは言え放熱ロスが必ず発生する。従って、熱搬送によるエネルギー損失は無視できず、広範囲に拡がる導管ネットワークを持つ地域冷暖房は、建物内で配管がクローズしている個別熱源システムに対して、この点では劣ることとなる。

本論文では、上述の要因から得られる地域冷暖房の省エネルギー性に着目し、現状の地域冷暖房が有する省エネルギー効果の把握および要因分析、ならびに将来的なエネルギー効率の向上可能性について検討していく。

1. 2　地域冷暖房の歴史

地域冷暖房は、もともとヨーロッパで始まったシステムであるが、現在では世界各国に拡がり、日本・アメリカなどの先進国、あるいは急速な経済発展を遂げつつある中国[1)]やアラブ首長国連邦[2)]のような途上国においても導入されている。ここでは、地域冷暖房に長い歴史を有しており、且つ、エネルギー高度利用の手段として地域冷暖房を活用しているヨーロッパ、アメリカ、旧ソビエト連邦/東欧圏そして日本について見ていく。

1. 2. 1　海外における地域冷暖房の歴史

（ヨーロッパ）

1875 年にドイツのハンブルグにおいて、市庁舎を建設する際にボイラ室の面積が不足したため、熱源として近くのポストストラッセ発電所より蒸気供給を受けたのが地域暖房（ヨーロッパでは冷熱需要がないため“地域暖房”となる）の始まりである[3)]。それ以降 20 世紀初頭までにベルリン・パリ・コペンハーゲンなど主要都市に導入されるまでに至ったが、その目的は発電所排熱あるいは清掃工場排熱の利用にあった[4)5)6)]。こうして築かれた小規模なネットワークは、国が直接あるいは間接的に運営に関与し、段階的により大規模な熱

供給インフラストラクチャーへと拡大されていった。その後、1970 年代に起こった二度の石油危機を契機に、コージェネレーションシステムや清掃工場からの排熱あるいはバイオマス燃料を有効利用できるシステムとして熱源ネットワークの価値が改めて見直され、国の脱化石エネルギー政策、省エネルギー政策として地域暖房がこれまでよりも広範囲に普及していった。以上のような背景により、ヨーロッパでは地域暖房の導入率が高く、また未利用エネルギー利用も進んでいる（**表-1.1**）。

一方、ヨーロッパの中にも、地域暖房が思うように普及していない国もある [3)7)]。イギリスでは、地域暖房会社と発電会社が対立したため発電プラント排熱の有効利用が進まなかったこと、配管の腐食問題を解決できなかったことなどから、地域暖房はそれほど普及していない。イタリアでは、気候が温暖で熱供給システムがそれほど重視されてこなかったのに加え、地域暖房の整備計画が見直しを繰り返している間に、共同溝内の熱供給用配管スペースが電気・電話・水道など他のインフラストラクチャーによって占有されたという経緯がある。また、国内産の安価な天然ガスを使用した個別熱源システムに対して経済的なメリットを見出せなかったことも普及が進まなかった一因である。ノルウェー及びスイスでは、水力発電が盛んなため電気代が安く、そのため、暖房システムの主体は電動式ヒートポンプであり地域暖房の普及は進んでいない。

表-1.1　ヨーロッパ各国の地域暖房導入率および排熱利用率

国名	普及率	地域冷暖房の燃料構成	
		発電排熱割合	ごみ排熱割合
	(%)	(%)	(%)
ドイツ	12.0	75.0	4.5
スウェーデン	38.0	28.4	10.0
デンマーク	50.0	73.0	0.0
フィンランド	50.0	78.7	0.3
フランス	3.5	16.6	24.6
ノルウェー	3.0	11.0	50.0
参考：日本	1.2	9.6	5.4

普及率　　：民生用熱需要量に占める地域冷暖房の割合
発電排熱割合：熱生産量に対する発電排熱の割合
ごみ排熱割合：地域熱供給用燃料に対するごみ排熱の割合
出典：District Heat in Europe 1995 unichal,District Heat in Europe 1999 SURVEY [8)]

（アメリカ）

アメリカの地域冷暖房の歴史は、1877 年にニューヨークのロックポートにおいて数軒の住宅に対して共同のボイラ室から蒸気供給を行ったことに始まる[9)]。その後、1880 年代にヨーロッパのように大型火力発電所の排熱を利用する地域暖房が現れたが、発電プラントの更なる大型化や環境問題を背景に発電所が郊外へ移され、その結果、地域暖房は排熱利用のない蒸気専用のボイラプラントとなった。しかし、蒸気の製造に石炭などの燃料を用いていたのでは、経済的に成立しにくく、1950 年代頃から、再び都心部に小型発電施設が熱併給発電を行うために設置され始め、地域暖房はその排熱を活用するようになった。

また、寒さがそれほど厳しくないアメリカでは、暖房需要が出るのは冬期の一定期間だけであり、蒸気プラント稼働率の低さが問題となっていた。そこで、蒸気タービン駆動冷凍機や蒸気吸収冷凍機を需要家に設置することで、夏期の冷熱需要にも対応し、年間の蒸気負荷の平準化に努めるようになった。こうして、1962 年にハートフォードで世界初の地域冷暖房が誕生した。現在では、約 33%の熱供給プラントが冷熱供給を行っている [7)]。

ヨーロッパでは、地域暖房は公共的な資産として官によって保護されてきたのに対して、アメリカでは民間

主導で地域冷暖房が構築されてきたため、上述のように経済的なインセンティブが地域冷暖房の発展に大きく影響を与えており、両者は非常に対照的である。

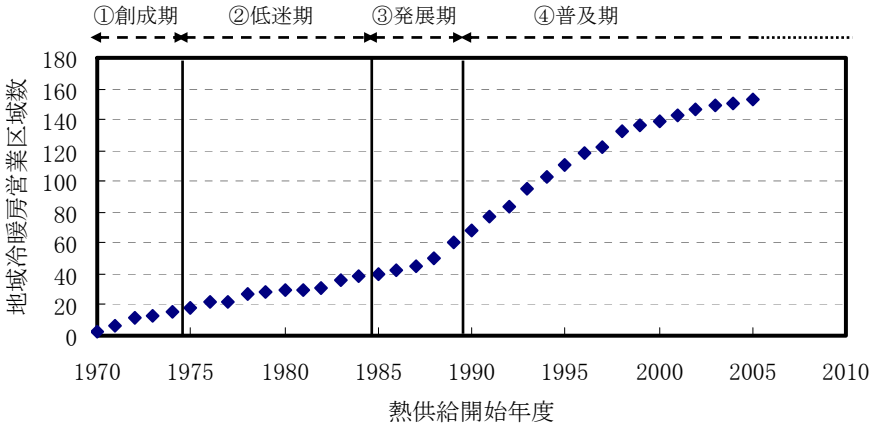
（旧ソビエト連邦圏・東欧圏）

旧ソビエト社会主義共和国連邦圏（以下、旧ソビエト連邦圏）および東欧圏の大部分は寒冷地にあり、ほとんどの大都市において地域暖房が生活基盤システムとして整備されている。その熱源ネットワークの規模は他地域に比べて大きく、年間熱供給量について見ると、世界の上位４地区までを全て本地域の地域暖房プラント（サンクトペテルブルク、モスクワ、ワルシャワ、プラハ）が独占している[7]。

ソビエト連邦時代には、連邦内に豊富な化石資源があったこと、計画経済体制が採られていたことを背景に、地域暖房に投入される燃料は連邦内であれば無償、東欧圏において非常に廉価に得ることができた。そのため、地域暖房の技術者から省エネルギーという概念が欠落することとなり、結果として、エネルギー効率の観点からは優れていると言い難いシステムが構築されていった。しかし、ソビエト連邦の崩壊と共に、無尽蔵かのように錯覚されてきた燃料への認識に変化が生じ、昨今では省エネルギー・省コストを目指す動きが活発化している。例えば、旧ソビエト連邦構成国の一つラトビア共和国の首都リーガにおいては、ソビエト連邦時代の1952年から地域暖房の開発が進み現時点では市全体の熱需要の76%を賄うまでの巨大な熱源ネットワークが構築されているが、ソビエト連邦時代の熱源システムには地域導管の断熱性・熱源機器の効率に課題があった。しかし、ソビエト連邦崩壊後は、システムの合理化がはかられ、供給熱量のうち 70%をコージェネレーション排熱でまかなう、地域導管の改修を進め導管熱損失率を 15.7%低減させるなどの成果を得ている。

1. 2. 2　日本における地域冷暖房の歴史

我が国の地域冷暖房の歴史は 1970 年大阪の千里中央地区から始まり、現在では都市部を中心とした全国の 154 地点で熱供給が行われている[10]。地域冷暖房は 1.1 節で述べたエネルギー的なメリットの他に、「高度排ガス処理による大気汚染防止効果」、「冷却塔・室外機がなくなることによる景観の向上」、「熱源機械室が不要になることによるスペースの有効利用」、「熱源機器の高度な管理および蓄熱槽の災害時非常用水源化による防災性の向上」、「水冷式熱源機器の採用あるいは温度差エネルギー利用によるヒートアイランドの緩和」、「省エネルギー性による地球温暖化対策への寄与」など複数の効用を有している[11][12]。長い歴史を有する日本の地域冷暖房は、時代ごとに社会から求められる効用が変化しており、その変遷も含めて地域冷暖房の普及動向について述べる[13]（**図−1.1**）。



図−1.1　日本における地域冷暖房の普及動向

①創成期（1970～1974 年）

当時、主として石油あるいは石炭が暖房用のエネルギーとして使用されており、煤塵や SO_x 起源による大気汚染が過密化した都市部で深刻化していた。それを背景に、1962 年の東京都都市公害対策審議会において「大気汚染防止については、無数に存在する発生源を抑制するよりも、発生源を集中化することが必要である。」と言及されるなど、地域冷暖房の大気汚染防止効果が認められ、その後 1970 年の「東京都公害防止条例」による地域冷暖房計画区域指定[14)]、1972 年の「熱供給事業法」制定と法整備が進み、暖房用エネルギーを大量に消費している北海道・東京を中心に地域冷暖房の普及が進んだ。

②低迷期（1975-1984 年）

1973 年、1978 年の二度の石油ショックにより、日本経済が高度成長から一変して低成長経済へ転落し、各地の都市開発は大幅な変更や中止を余儀なくされた。その結果、この時期に新設あるいは計画されたプラントは数えるほどしかない。しかし、石油ショックを経験したことで省エネルギーへの関心が高まり、未利用排熱利用（清掃工場排熱）、コージェネレーションシステム、ヒートポンプ・蓄熱システムなど省エネルギー技術が開発され始め、以降の地域冷暖房の省エネルギー性向上のための基礎が作られた。

③発展期（1985-1989 年）

この時期は、地域冷暖房の導入が飛躍的に増加しており、その導入地域も東京だけでなく関西・東海・九州など全国各地に及んでいる。バブル景気により都市開発の動きが活発になったことに加え、地価の高騰により地域冷暖房のスペースの有効利用効果が需要家へ加入するインセンティブを与えた。

④普及期（1990 年～）

バブル経済の崩壊に伴う景気低迷の影響を受け、都市開発計画の見直し、遅延あるいは凍結などが行なわれ、発展期に比べると普及速度に翳りがみられるようになった。しかし、地球温暖化防止に向けた国際的な動き、電気事業法の改正による電力供給の自由化、エネルギーの面的利用の促進[15)]などを背景に、地域冷暖房の価値、特にその省エネルギー効果の重要性が再認識され始めている。

1. 3　日本における地域冷暖房の現況と課題

日本の地域冷暖房はそのエネルギー源によって 3 タイプに大別できる。各システムに対して平成 12 年度時点での導入地区数ならびに未利用エネルギー利用(コージェネレーションシステム利用も含む)している地区の割合を以下に示す。ただし、住宅を中心に熱供給を行っている地域冷暖房は統計対象に含まれない。

a) 吸収ボイラ方式（38 地点　未利用エネルギー利用率 40%）:

都市ガスを主たるエネルギー源として、蒸気吸収冷凍機で冷熱、蒸気ボイラで温熱を製造する。コージェネレーションシステムや清掃工場などの排熱利用が可能である。大量の冷房負荷が発生する夏期はガス料金が安価であること、あるいはコージェネレーションシステムの活用により経済的利益を享受できる。

b) 電動主体方式（20 地点　未利用エネルギー利用率 25%）:

電力を主たるエネルギー源として、電動式ターボ冷凍機で冷熱、電動式ヒートポンプで温熱を製造する。大規模な蓄熱槽ならびに河川水・海水・下水などの温度差エネルギーの活用が可能である。また、夜間の低廉な電気を使用して蓄熱を行うことで、経済的メリットを享受できる。

c) 吸収電動方式（50 地点　未利用エネルギー利用率 52%）：

ガスと電力の両方をエネルギー源として、システム構成は吸収ボイラ方式と電動主体方式の熱源機器が混在した形となっている。そのため、人工排熱や温度差エネルギーなど活用可能な未利用エネルギー種類に幅広い選択がある。また、熱源機器の運用方法を変更することで電力やガスの消費量バランスを調節できるため、経済的なシステム運用を行える。本方式の省エネルギー特性は、電動主体方式と吸収ボイラ方式が合成されたものと考えてよく、省エネルギー効果もその中間にある。そのため、本研究では電動主体方式と吸収ボイラ方式に主眼を置くこととする。

このように、3つのシステムタイプは各々の有する特徴(主に経済的メリット)がそれぞれ評価されており、日本の地域冷暖房は長い歴史を有するのにも拘わらず、いずれのシステムも淘汰されず混在している状況にある。また、初期の導入が大気汚染防止を狙ったものであったように、地域冷暖房の導入には必ずしも未利用エネルギー利用が意図されているわけではなく、未利用エネルギーの活用はそれほど進んでいない。例えば、プラントの近くに河川が流れていても、それを活用せず、冷却塔を導入しているプラントもいくつか見かけられる。

続いて、「エネルギー高度利用型地域熱供給システム研究会」[16)]によって調査された地域冷暖房および個別熱源システムの実測データより、地域冷暖房の省エネルギー性を平均値ベースで検証すると、**表-1.2** にあるように、エネルギー源別に分類された熱源システム３種類全てにおいて、地域冷暖房の総合エネルギー効率〔販売熱量（個別熱源システムの場合は製造熱量）を熱源システムの一次エネルギー消費量で除して算出する、なおコージェネレーション等の排熱は独自の方法で評価している〕は個別熱源システムを上回っており、その省エネルギー性を実証する結果となった。また、未利用エネルギーやコージェネレーションシステムを導入したプラントの総合エネルギー効率は、それらを有していない一般システムの効率より高くなっており、これら省エネルギー技術の有効性を定量的に明らかにしている。

しかしながら、個々のプラントについて見てみると、例えば吸収ボイラ方式（一般）に属するプラントを総合エネルギー効率で昇べきの順に並べた**図-1.2** で示されるように、同類型に属するプラントの中にも総合エネルギー効率にばらつきがあることが認められる。このことは、地域冷暖房の総合エネルギー効率がシステムタ

表-1.2　総合エネルギー効率の熱源システム種類別平均値
（地域冷暖房と個別熱源システム）

システム		総合エネルギー効率	
		地域冷暖房	個別熱源システム
吸収ボイラ	一般	0.608 (23)	0.540 (12)
	ＣＧＳ	0.679 (14)	
	未利用	0.701 (1)	
電動主体	一般	0.849 (15)	0.615 (9)
	未利用	0.991 (5)	
吸収電動	一般	0.675 (24)	0.604 (15)
	ＣＧＳ	0.735 (15)	
	未利用	0.724 (11)	

注　（ ）内の数字はサンプル数を表す

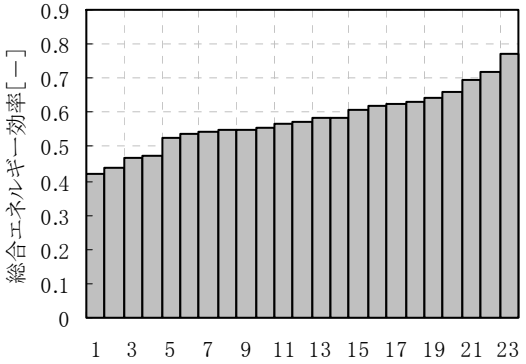


図-1.2　各プラントの総合エネルギー効率
｛ 吸収ボイラ方式（一般）｝

イプの種類（冷凍機の種類）や未利用エネルギー利用の有無などハードの構成によって完全に決まるのではなく、熱供給地区の負荷特性や熱源機器の運用状況など個々のプラントの特性によっても大きく変わることを示唆している。

現在、地域冷暖房に最も求められている効用の一つは省エネルギー性であることから、既存の地域冷暖房のボトムアップあるいはトップランナープラントの更なる高効率化、また新設される地域冷暖房の省エネルギー性の担保は不可欠である。そのためには、上述したように複雑なメカニズムの下に形成されている地域冷暖房のエネルギー効率に対して、その効率に係る要因を把握し、エネルギー効率向上に資する要件を明らかにしなければならない。

1. 4 地域冷暖房に関する研究状況

1. 4. 1　未利用エネルギーに関する研究

日本に賦存する未利用エネルギーの把握を目的に、「未利用熱エネルギー導入基盤整備調査」[17]が日本全国の未利用熱エネルギー発生源（清掃工場、下水関連施設、火力発電所、工場、河川）を対象とした調査を行い、その賦存量は約 1,100PJ/年に達するという結果が得られた。日本全体の一次エネルギー消費量は約 2,400PJ/年であるので、未利用エネルギーによる省エネルギーポテンシャルの大きさが覗える[18]。また、佐土原ら[19]は、熱需要量や未利用熱エネルギー発生源の位置関係などの制約を考慮した上で、日本全国を対象にした未利用エネルギー活用地域冷暖房の導入効果を算出し、88.7PJ/年（日本の一次エネルギー消費量の 0.6%）の省エネルギー効果があることを示した。その他、地域レベルにおいても未利用エネルギーの省エネルギー効果に関する検証が全国の都市部を中心に行われており[20][21][22][23]、例えば、下田ら[24]は大阪市域を対象として未利用熱源水を複数の地域冷暖房プラントで活用した場合を想定し、その省エネルギーポテンシャルは大阪市全体の民生用一次エネルギー消費量の 2.9%に相当することを明らかにしている。

続いて、プラントレベルで未利用エネルギーの詳細な検証を行った研究を見ると、渡辺[25]は既存の海水活用型地域冷暖房プラントを対象として、海水利用なしの場合のエネルギー消費量を推定し、その計算値と実績値を比較することで、当該プラントにおける海水利用の省エネルギー効果は 3.5%あることを示している。また、金田ら[26]は既存の地域冷暖房プラントをケーススタディとした年間月代表日でのシミュレーション評価により、河川水熱源利用は夏期・冬期においては省エネルギーとなるが中間期においては逆にエネルギー消費量を増大させるため、年間を通して見た場合、その省エネルギー効果はほとんどないという結果を出している。清掃工場排熱に関しては、利用可能排熱量の推定方法[27]、排熱の発電利用と熱利用の比較[28][29]など効率的な排熱利用に関する検討が行われている。コージェネレーションシステムからの排熱に関しては、効率的なシステム運用方法あるいはシステム設計について様々な検討がなされており、例えば、既往文献[30][31]においてはシミュレーション評価により電力逆潮を前提とした運用の有効性が示されている。また、既往文献[32]においては既存のコージェネレーションシステム排熱活用型プラントのエネルギー効率を分析することで高効率システムを達成するための要件（需要パターン、発電機容量など）を明らかにしている。その一方で、複数の既存プラントにおいて、排熱源側と地域冷暖房側とのコミュニケーション不足から排熱が十分に活用されていない、未利用エネルギーによるエネルギー取得よりもその搬送に係る動力の方が大きい等を論拠に、未利用エネルギー利用を否定的に捉える意見もある[33]。

1. 4. 2　ネットワークを活用した地域のエネルギー供給システム

ネットワーク化の概念は、地域冷暖房のような熱源システムだけではなく、電源システムにも取り入れられる。その代表例が「マイクログリッド」である。マイクログリッドは、特定の地区への電力供給を目的として太陽光発電・風力発電・コージェネレーションシステムなどの複数の分散型電源(電力貯蓄装置を含む)をネットワークで結んだもので、既存の系統電源とはバックアップや逆潮流のために一点でつながっているものの、基本的には自立した小規模電源システムである。現在の所、マイクログリッドは技術的・制度的な障壁から実用化されていないが、その解決に向けて、アメリカではエネルギー省が中心となり電力供給信頼性向上技術コンソーシアム（CERTS： The Consortium for Electric Reliability Technology Solution）などで研究開発が進められており、ヨーロッパでは MICROGRIDS プロジェクトなど様々なプログラムが施行されている[34)35)36)]。我が国においても青森県八戸市[37)]などで試験的な運用がなされている。

マイクログリッドには、エネルギーセキュリティ強化・地域振興としての役割・エネルギー供給の防災対応など多様な社会的効用[38)]があるが、その中でエネルギー的なメリットに着目すると、自然エネルギーの活用の他に、オンサイト電源であることから、送電ロスが少なく、またコージェネレーションシステムの排熱利用が可能であること等が挙げられる。

ここで、地域冷暖房と比較すると、熱源システム（個別熱源システム）は既にあらゆる建物で導入されているため、地域冷暖房のエネルギー的メリットは、地域冷暖房と個別熱源システムとの比較から評価しなければならないが、電源システムの場合は、マイクログリッドがなければ太陽光発電、風力発電などの分散型電源は構築されないと考えてよいため、必ず省資源に直結する（ただし、コージェネレーションシステムがメインのマイクログリッドは除く）。また、ネットワーク化による影響として、地域冷暖房では熱搬送ロス（ポンプ動力・導管放熱損失）の増加という負の側面があったが、マイクログリッドでは上述のようにポジティブな側面しかない。従って、マイクログリッドの省エネルギー性は、地域冷暖房と異なり、理解しやすく明白である。

1. 4. 3　地域冷暖房の省エネルギー性

地域冷暖房の省エネルギー性はこれまで主に未利用エネルギー利用や熱源機器のスケールメリット[39)]などを論拠に述べられてきたが、近年においては小型冷凍機の効率向上など個別熱源システムの技術革新が進んできたことから地域冷暖房の省エネルギー性が不明瞭となってきた。

地域冷暖房と個別熱源システムの省エネルギー性能の比較を行った研究はこれまでにもいくつかあり、その一つが実態データによる検証であった。例えば、1.3節で述べた「エネルギー高度利用型地域熱供給システム研究会」[16)]では業務施設を対象とした地域冷暖房プラント108件と個別熱源システム36件のエネルギー効率の実態が調査され、地域冷暖房の省エネルギー性が確認された。しかし、実態分析では完全に同一の条件での比較が行えておらず、省エネルギーとなる要因を定量的に説明することもできないため、地域冷暖房の省エネルギー性を主張するには説得力に欠ける部分がある。また、実態分析は現時点での評価に留まるため、地域冷暖房の今後の整備の可否を議論する上で必要な予測が行えないという問題もある。

既往研究[40)]では同一の条件でエネルギー効率を評価する手段としてシミュレーションが用いられてきたが、設計どおりの理想的な熱源システムの運用が仮定されているため、実在するフォルトが考慮されておらず、得られたエネルギー効率は実態値に比べ高くなっており、前述の実態分析との整合がとれていない。

1.5　論文の目的

地域冷暖房は上述したように概念的には確実に資源的な他立性の緩和に寄与するシステムであるが、プラクティカルな見地から検証が行われた研究はこれまでに少ない。本論文は、地域冷暖房が有する実際的な省エネルギー効果について定量的に明らかにし、かつ、その効果が発揮されるメカニズムについて解明することで、地域冷暖房の有用性についての議論を深めていく。また、地域冷暖房のシステムに関して、省エネルギー性が最大限に発揮されるための要件を明確にしていくことで、既存プラントのボトムアップあるいは新設プラントの高効率化に役立て、地域冷暖房プラント全体の効率向上を目指す。以上を本論文の主目的として、各章においては以下のような検討を行う。

地域冷暖房は省エネルギーを期待できるシステムであるが、実際には 1.3 節で見てきたように全ての地域冷暖房プラントが一様に高いエネルギー効率を実現しているわけではなく、各プラントのエネルギー効率にはハードの構成種類別に見ても大きなばらつきが存在していた。そこで、本論文の第 2 章、第３章では、地域冷暖房のエネルギー効率に係る要因、およびその省エネルギー性の把握を目的とする。

また、日本の地域冷暖房は長い歴史を有しているにも拘わらず、その普及は進んでおらず、今後の地域冷暖房事業のあり方について再考すべき段階にきていると言える。地域冷暖房の将来を考える際には、重要な社会的効用の一つである省エネルギー性が将来にわたって担保され続けるのか検討することは不可欠であるため、第４章では将来的な地域冷暖房を想定して達成可能なエネルギー効率の評価、および高効率を実現させるための要件の把握を目的とする。

1.6　論文の構成

第１章：緒論

地域冷暖房の歴史および現況に触れ、本論文が地域冷暖房の省エネルギー性に着目した背景、および、その省エネルギー性について解明されるべき課題を述べる。また、地域冷暖房の省エネルギー性および未利用エネルギー利用に関連した研究のレビューを行う。

第２章：地域冷暖房のエネルギー効率に係る要因の実態分析

地域冷暖房のシステム構成・エネルギー性能はプラントにより大きく異なることから、地域冷暖房のエネルギー効率についての客観的な評価手法は今までのところ確立されていない。そこで、プラント間においてエネルギー性能に差が生じる要因の把握を目的として、全国の地域冷暖房プラント 123 地点のデータをマクロ的に分析する。さらに、プラントシステム運用の最適性について検討することを目的に、既存のプラント２地点（吸収ボイラシステム・電動主体システム）に対して熱源機器一台一台について詳細な分析を行い、実際の熱源機器の効率特性ならびに運用方法を把握する。また、熱源機器運用方法の結果を基に、熱源機器の評価方法についても検討を行っている。

第３章：地域冷暖房の個別熱源システムに対する省エネルギー性の検証

これまでの地域冷暖房を含む熱源システムのシミュレーションは理論的設定に基づいていたため、信頼性の高い評価が行われていなかった。そこで、本章では実態分析よりパラメーターを導出することで妥当性の高いシミュレーションモデルを構築する（このモデル構築手法は第４章でも採用する）。そのモデルを使用し、個別熱源システムと地域冷暖房のエネルギー消費量を比較することで、地域冷暖房の省エネルギー性に対する定

量的評価を行う。さらに、シミュレーションのパラメータースタディにより省エネルギー性の要因分析を行う。

第４章：地域冷暖房の高効率化手法に関する検討

現在および将来にわたっても、地域冷暖房に求められる最も重要な効用の一つは省エネルギー性である。熱供給ネットワークが未整備である日本において、将来的な地域冷暖房の省エネルギー性を把握することは、今後の地域冷暖房事業の方針（拡大あるいは縮小）の決定に際して有益な判断材料となり得る。本章では、実績値として高いエネルギー効率を示す既存プラントをケーススタディとして、シミュレーションにより高効率形成要因の定量的評価および種々の省エネルギー技術を追加導入することによるエネルギー効率の最大ポテンシャルを求める。これらの結果により、今後計画される地域冷暖房の理論的なエネルギー効率の最高値とそれを実現するための要件を明確に示すことができる。

第５章：総括

各章で得られた知見をまとめ、地域冷暖房の省エネルギー性についての総括を行う。

参考文献

1) 韋新東、尹軍：中国の地域冷暖房の動向、地域冷暖房（District heating and cooling）No.1 (通号 80)、pp.4～8、2005 年
2) サフィ・ダニー、日本地域冷暖房協会業務委員会海外文献翻訳分科会訳：風塔から地域冷房へ-アラブ首長国連邦における熱暑の克服、地域冷暖房（District heating and cooling）No.3 (通号 68)、pp.30～34、2001 年 9 月
3) 日本建築センター地域冷暖房研究会、：ヨーロッパにおける地域冷暖房 調査報告書、日本建築センター、1972 年 10 月
4) 落藤澄、谷口孚幸：地域暖房とエネルギーの有効利用：北ヨーロッパを例として、理工図書、1995 年 3 月
5) 社団法人都市環境エネルギー協会：デンマーク初の地域冷暖房施設、第８号地域冷暖房メールマガジン（MM地域冷暖房）、2005 年 6 月
6) 社団法人都市環境エネルギー協会：フランスの黎明期の地域冷暖房、第１１号地域冷暖房メールマガジン（MM地域冷暖房）、2006 年 3 月
7) 独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構：先進国における都市熱利用システム高効率化技術の現状、平成 10 年度調査報告書、2000 年 1 月
8) EUROHEAT & POWER unichal, District Heat in Europe 1999 SURVEY, 1999 年
9) 環境都市再生推進会議：集中的温暖化対策を導入した革新的新地域エネルギーシステムの構築に関する技術開発成果報告書、平成 17 年度環境省委託事業、2006 年 3 月
10) 社団法人日本熱供給事業協会：熱供給事業便覧平成 18 年度、日本熱供給事業協会、2006 年
11) 社団法人日本熱供給事業協会：熱供給事業のあり方特別委員会報告書、日本熱供給事業協会、2003 年 11 月
12) 韋新東ほか：地域冷暖房の評価手法に関する研究 多変量解析法による総合評価の試み、日本建築学会計画系論文集第537号、pp.71-76、2000年11月
13) 地域冷暖房技術手引書作成小委員会：地域冷暖房技術手引書 改訂新版、日本地域冷暖房協会、2002 年 11 月
14) 東京都公害局：地域暖冷房推進に関する指導標準書、1997 年
15) エネルギーの面的利用促進研究会：エネルギーの面的利用促進に関する調査報告書、経済産業省資源エネルギー庁、2005 年 3 月
16) エネルギー高度利用型地域熱供給システム研究会：エネルギー高度利用型地域熱供給システム研究会報告書、経済産業省資源エネルギー庁、2003 年 3 月
17) 日本環境技研：平成 16 年度新エネルギー等導入基礎調査-未利用熱エネルギー導入基盤整備調査報告書、経済産業省資源エネルギー庁、2005 年
18) 秋澤淳：ヒートカスケーディングを実現する地域熱供給、熱供給 Vol.67、2007
19) 佐土原聡　ほか：日本全国の地域冷暖房導入可能性と地球環境保全効果に関する調査研究、日本建築学会計画系論文集 NO.510、1998 年 8 月
20) 河原透、尾島俊雄：低温未利用エネルギー活用の省エネルギー性に関する研究、日本建築学会計画系論文集第 455 号、1994 年 1 月
21) 桐部仁志、河原透、尾島俊雄：東京都区部の地域冷暖房推進地区におけるコージェネレーション導入の省エネルギー性

に関する研究、日本建築学会大会学術講演梗概集（東海）、1994 年 9 月
22) 朴省俊、湯淺和博：未利用エネルギー活用型地域熱供給システムの省エネルギー性、日本建築学会大会学術講演梗概集（関東）、2006 年 9 月
23) 坂本雄三ほか：名古屋市域における未利用エネルギーの活用による省エネルギー効果の推計と評価（第２報）―省エネルギー効果の推計と評価―、空気調和・衛生工学会論文集 No.58、pp.111-118、1995 年 6 月
24) 下田吉之　ほか：都市未利用エネルギーの活用可能性評価手法に関する研究　第二報未利用熱源水供給ネットワークの省エネルギーポテンシャル、空気調和・衛生工学会論文集 No.67、1997 年 10 月
25) 渡辺健一郎：未利用エネルギーを活用した地域冷暖房プラントにおける省エネルギー効果に関する研究-海水の温度差エネルギーを利用した熱源システムのエネルギー消費量調査と従来システムとの比較、日本建築学会環境系論文集 NO.607、2006 年 9 月
26) 金田久隆、中原信生：各種熱源を用いた地域冷暖房システムのシミュレーションによるケーススタディ、日本建築学会学術講演梗概集、1990 年 10 月
27) 垂水 弘夫，早川 一也，藤井 修二：清掃工場における利用可能排熱量の推定 都市排熱の地域冷暖房への導入に関する研究その１、日本建築学会計画系論文報告集 NO.347、1985 年 1 月
28) 村上公哉：清掃工場における焼却廃熱の発電利用と地域熱供給利用の比較研究、日本建築学会学術講演梗概集、2001 年 9 月
29) 吉田聡、梶原慎、佐土原聡：清掃工場におけるゴミ焼却排熱の有効活用のあり方に関する検討　その２東京都区部の清掃工場におけるケーススタディ、日本建築学会学術講演梗概集、2002 年 8 月
30) 海野洋、石福昭：電力逆潮を前提としたコージェネ地域冷暖房のシステム評価に関する研究　ガスタービンコージェネのケーススタディ、日本建築学会計画系論文集第 456 号、1994 年 2 月
31) 大西裕之、村上公哉、尾島俊雄：発電電力の自治体諸施設への託送を考慮した地域冷暖房施設へのコージェネレーションシステム導入の有効性に関する研究、日本建築学会計画系論文集第 532 号、pp.57～64、2000 年 6 月
32) 村上公哉　ほか：大規模CGS排熱の活用によるDHCプラントの効率向上に関する研究その1、２、日本建築学会大会学術講演梗概集（北海道）、2004年8月
33) 田中俊六：省エネルギーシステム概論、オーム社、2003年12月
34) 杉浦利之：レゾナントコミュニケーションを支える分散形電源ネットワーク化の動向、NTTファシリティーズ総合研究所研究報告、2004年
35) Chirs Manay, Owen C.Bailey：The CRETS Microgrid and the Future of the MAicrogrid, Ernest Orlando Lawrence Berkeley national laboratory,、LBNL-55281、pp.1～14、2004年8月
36) S.Abu-Sharkh, R.J.Arnold, J.Kohler, et al.：Can microgrids make a major contribution to UK energy supply?、Renewable and Sustainable Energy Reviews Vol. 10、pp.78～127、2006年
37) 高坂幹：青森県八戸市のマイクログリッドによる地域の再生（特集 マイクログリッドと次世代電力供給システム(1))、クリーンエネルギーVol.15 (通号 165)、pp.32～38、2006 年 4 月
38) 浅野浩志：マイクログリッドによる分散型新エネルギーシステム、日本機械学会誌 Vol.109 No.1052、2006 年 7 月
39) 糸川文崇、渡辺健一郎：地域冷暖房の省エネルギー性能に関する研究（その１）システム効率の実態と性能に関するデータの考察、空気調和衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.1657-1660、2003年9月
40) 小此木時雄、桒原哲、田中良彦ほか：建物のエネルギー消費実態調査に関する研究－地域冷暖房と個別熱源方式の比較－（第２報）、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.305-308、2000 年 9 月

第２章　地域冷暖房のエネルギー効率に係る要因の実態分析

2.1　序論

地域冷暖房のエネルギー効率は、第１章で述べたように、冷凍機の種類や未利用エネルギー利用の有無などハードの構成によって完全に決まるのではなく、熱供給地区の負荷特性や熱源機器の運用状況など個々のプラントの特性によっても大きく変わる。これまで、エネルギー効率に係る要因については、熱需要密度や供給面積[1)]、熱源機器の分割台数や冷凍機のスケールメリット[2)]などが挙げられているが、それらは実際に地域冷暖房が普及している地区特性から推測した経験的なものであったり、エネルギー効率に対する影響力の大小が議論されていなかったりと明確な根拠が示されていない。これらの関係を明らかにすることは、既存もしくは新規の地域冷暖房の省エネルギーポテンシャルの向上に資すると考えられる。以上の背景を踏まえ、本章では実態データに基づいて地域冷暖房のエネルギー効率に係る要因を検証する。2.2 節では、全国の地域冷暖房プラント 123 地点のデータからマクロ的にエネルギー効率に係る要因分析を行い、2.3 節ではプラントシステム運用の最適性について検討することを目的に、既存のプラント２地点（吸収ボイラシステム・電動主体システム）に対して熱源機器一台一台について詳細な分析を行っている。

2.2　全国 123 プラントのデータを基にしたエネルギー効率に係る要因分析

分析に使用するデータはエネルギー高度利用型地域熱供給システム研究会によるアンケート調査結果[3)]（研究会報告書の完成後に行われたデータ補完により分析が可能となったプラントデータも含む）であり、これは同様な目的で行われてきた既往研究[4)5)]の分析データよりもサンプル数が多く詳細な項目にまで調査されており、信頼性の高い分析が可能となる。

2.2.1 省エネルギー性の評価手法

アンケート調査結果は、エネルギー効率の分析に必要なデータ（エネルギー消費量、販売熱量、未利用エネルギー使用量など）が123地点の業務地区を対象としたプラントにて詳細に調査されており、熱源システムはエネルギー源の種類と未利用エネルギー利用の有無で計８システムに類型化されている｛吸収ボイラ方式（一般、CGS、未利用）、電動主体方式（一般、未利用）、吸収電動方式（一般、CGS、未利用）｝。ここで、CGS はコージェネレーションシステムを意味する。本章においても同じ類型方法に基づいて分析を行っているが、吸収ボイラ方式（未利用）、電動方式（未利用）、吸収電動方式（未利用）の三システムについてはプラント数が十分でなかったため分析対象から外している。

省エネルギー性の評価指標は「総合エネルギー効率（式-2.1)」・「プラントエネルギー効率（式-2.2)」を使用する。これらの評価指標は本論文を通して使用している。プラントエネルギー効率は配管での熱損失・自家使用を含まないのに対して、総合エネルギー効率はそれらを考慮した値である(図-2.1)。ここで、上記指標は「効率」という言葉にも関わらず、1.0 を超える場合が存在するが、これまでの研究報告等で使われてきた用語との連続性を考慮すると共に、省エネルギー法等で使われている「エネルギー消費効率」の例にならって引き続き使用していく。

なお、省エネルギー性を一次エネルギー換算で論じる都合上、以下ガス機器（ボイラ、吸収式冷温水機、

コージェネレーション機器等）の効率表示は全て高発熱量基準 46.05MJ/Nm^3 で統一して示すこととする。また、電力の一次換算値は、本章においては時間に依らず平成 14 年当時の省エネルギー法に定められた 10,260kJ/kWh とする。ただし、３章以降においては、平成 15 年当時の省エネルギー法に定められた 9,830kJ/kWh を採用している。

$$\text{総合エネルギー効率} = \frac{\text{需要家消費熱量（冷熱・温熱の合計）}}{\text{プラント一次エネルギー消費量}} \quad \cdots 2.1$$

$$\text{プラントエネルギー効率} = \frac{\text{熱源機製造熱量（冷熱・温熱の合計）}}{\text{プラント一次エネルギー消費量}} \quad \cdots 2.2$$

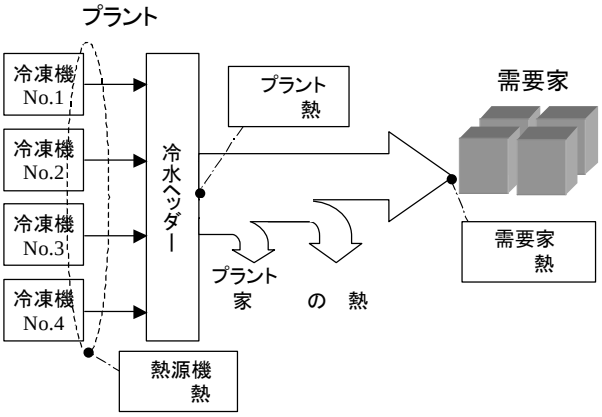


図-2.1　プラントから需要家までの熱フロー

2. 2. 2 総合エネルギー効率の要因分析

総合エネルギー効率（*SEER*）は式-2.3 のように製造熱量 Q[GJ]、導管熱損失量 q_{loss} [GJ]、熱源機本体のエネルギー消費量 E[GJ]、熱源機本体以外の補機（搬送系ポンプ、冷却塔/加熱塔ファン、熱源機本体の補機）エネルギー消費量 e_{acc}[GJ]によって表せる。q_{loss} は製造熱量から販売熱量を差し引いてこれを導管熱損失量と定義し求めている。これを式-2.4 に示すように熱源機器本体の平均一次エネルギー利用効率 COP[－]、導管熱損失率 r_{loss}[－]、熱源機本体のエネルギー消費量に対する補機エネルギー消費量の割合 r_{acc}[－]の３つの要因に分解し、各種要因と総合エネルギー効率の関係について上述のアンケート調査結果（年間値データ）を用いて分析した（図-2.2～2.4）。

$$SEER = \frac{Q - q_{loss}}{E + e_{acc}} \quad \cdots 2.3$$

$$SEER = \frac{Q/E - q_{loss}/Q \times Q/E}{1 + e_{acc}/E} = \frac{COP(1 - r_{loss})}{1 + r_{acc}} \quad \cdots 2.4$$

上述の３つの要因ではコージェネレーションシステム排熱や未利用エネルギーによる影響を表現できないため、分析対象はそれらを利用していない「吸収ボイラ方式（一般）」、「電動主体方式（一般）」、「吸収電動方式（一般）」の３システムとした。ただし、それらのカテゴリに属するプラントであっても、データが不十分な場合は分析対象から外している。

１）吸収ボイラ方式（図-2.2）

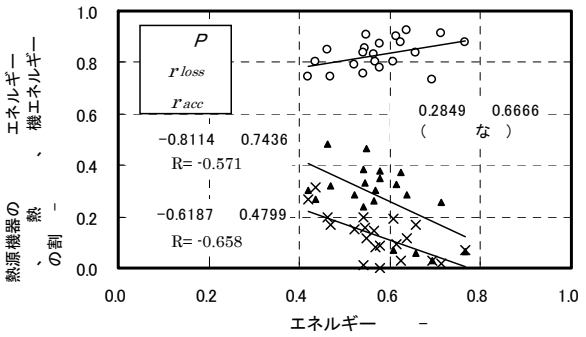
総合エネルギー効率は熱源機器の平均一次エネルギー利用効率よりも補機エネルギー消費量の割合や導管

熱損失率による影響を強く受けている。ガス系熱源機器であるボイラや吸収式冷凍機のエネルギー利用効率は、一部最新式の機器を除けば定格値に大きな差はなく、かつ運転時の負荷率や冷却水温度の影響も電動式熱源機器に比べれば小さいため、平均一次エネルギー利用効率はどのプラントにおいても同様な値をとっている。平均一次エネルギー利用効率は全エネルギー消費量に対し大きな割合を占める熱源機本体のエネルギー消費量を決定する指標であるので総合エネルギー効率に大きく影響するが、本システムではその値にほとんど差が生じないことで、その他の要因(補機エネルギー消費量と導管熱損失率)からの影響が現れやすくなったと考えられる。

ここで、補機エネルギー消費量と導管熱損失について考察すると、補機エネルギー消費量の大部分を占める搬送系ポンプはインバーターを使用しなければ熱源機器の運転台数と強い関係があるため、設計時における適切な台数分割と運転台数を最小限にする最適な運用（機器負荷率を高く保つ運用）が補機エネルギー消費量の削減に寄与すると言える。次に、本システムの大部分のプラントは蒸気を熱媒として温熱供給を行っているため、その温度特性から導管熱損失量は大きくなる傾向にある。そのため、導管熱損失に係る他の要素（導管の断熱性能、導管長さ）について他のシステムよりも留意する必要がある。例えば、導管熱損失率削減のためには、効率的な熱搬送が可能となる熱需要量が多くコンパクトな地区で熱供給を行うこと等が肝要になってくると考えられる。

２）電動主体方式（図-2.3）

総合エネルギー効率に対しては熱源機器の平均一次エネルギー利用効率が支配的な要因となっている。電動式熱源機器の平均一次エネルギー利用効率は機種やグレードなどのハード面だけではなく、運転中の負荷率・冷却水温度によっても大きく変動する。従って、平均一次エネルギー利用効率の向上のため



注　相関係数について有意水準 95%で検定を行い有意であった場合のみ、相関係数 R の値を表示している。図-2.3、図-2.4 についても同様である。

図-2.2　総合エネルギー効率と各要因の関係
{吸収ボイラ方式（一般）}

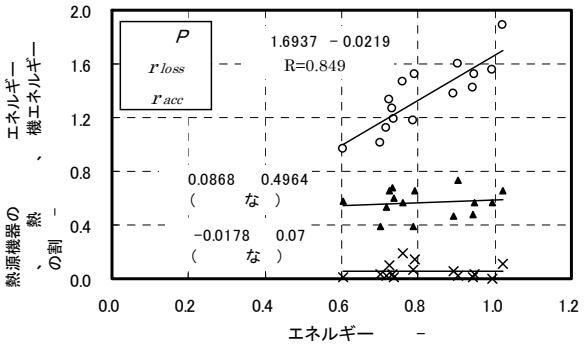
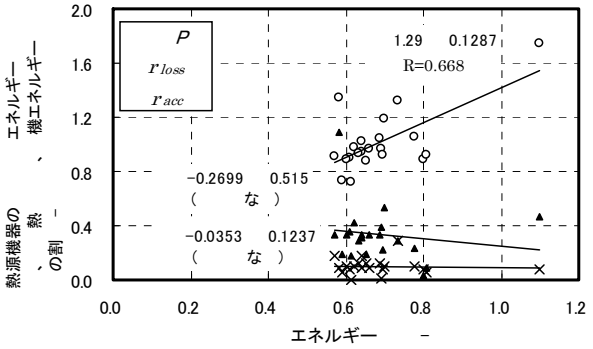


図-2.3　総合エネルギー効率と各要因の関係
{電動主体方式（一般）}



注　総合エネルギー効率 1.1 のサンプルは他の母集団から大きく離れており、それが分析結果に強く影響している可能性がある。そこで、総合エネルギー効率 1.1 のサンプルを除外すると、各要素の近似式の傾きと相関係数は COP：0.408（有意でない）,r_{acc}：－1.400（R=－0.459）,r_{loss}：0.011（有意でない）のように変化した。総合エネルギー効率と COP は正の相関にあり r_{acc} は負の相関にあるという傾向は除外前と変わっていない。一方、r_{loss} は、正から負の相関に変わり、導管熱損失率が大きいほど総合エネルギー効率が高くなるという理論的に整合性がとれない結果となった。ただし、統計的に有意でないため信頼性はない。

図-2.4　総合エネルギー効率と各要因の関係
{吸収電動方式（一般）}

には高効率な機器選定のみならず年間を通してエネルギー利用効率を高く維持する運転が望まれ、そのことはプラント全体の総合エネルギー効率の上昇にも大きく寄与する。

３）吸収電動方式（図-2.4）

総合エネルギー効率は熱源機器の平均一次エネルギー利用効率と補機エネルギー消費量の割合による影響を受けていると考えられるが、１）２）の分析結果ほど近似式の傾きは大きくない。これは、吸収電動方式にはガス系と電動式の熱源機器が混在しており、どちらの機器を優先的に使用するかによって総合エネルギー効率に強く影響する要因が異なってくるためである。ここで、平均一次エネルギー利用効率（電動式熱源機器）と補機エネルギー消費量の割合はともに上述したように熱源機器の適切な運用管理により改善される要因である。そのため、本システムにおいて運用管理は重要な因子の一つとなってくると考えられる。

2.2.3　重回帰分析によるエネルギー効率の分析

地域冷暖房の総合エネルギー効率は１章でも述べたように複数の要因から影響を受けている。本節では、それら複数の要因について考慮できる評価手法として重回帰分析を採用し、各要因が総合エネルギー効率に与える影響の大きさについて検討した。

2.2.3.1　重回帰分析の評価方法

重回帰分析の目的変数には総合エネルギー効率を用い、説明変数には表-2.1 に示す九つの要因を用いた。これらの要因は単相関分析から類型別に見て総合エネルギー効率と相関があると考えられるものに

表-2.1　重回帰分析に用いる説明変数

明		
台　分割	台	熱源機器の台
	2	需要家の
地域　　さ		地域　　の
冷熱	－	熱　に　　る冷熱　　熱　の割
熱需要密度	（年・ 2）	地　　当たりの年　の　　熱
電力	－	エネルギー　　に　　る 電力　エネルギー　　の割
熱割	－	エネルギー　　に　　る　熱　　エネルギー　　の割 （　熱の　　エネルギー　　方法に　2.2.4　る　　方法　　る）
負荷　当	年	地域の熱負荷　　表す 熱　　プラントの冷 温熱　　力の し　求　る
熱	年	プラント　年　当たりに　　さ　る熱

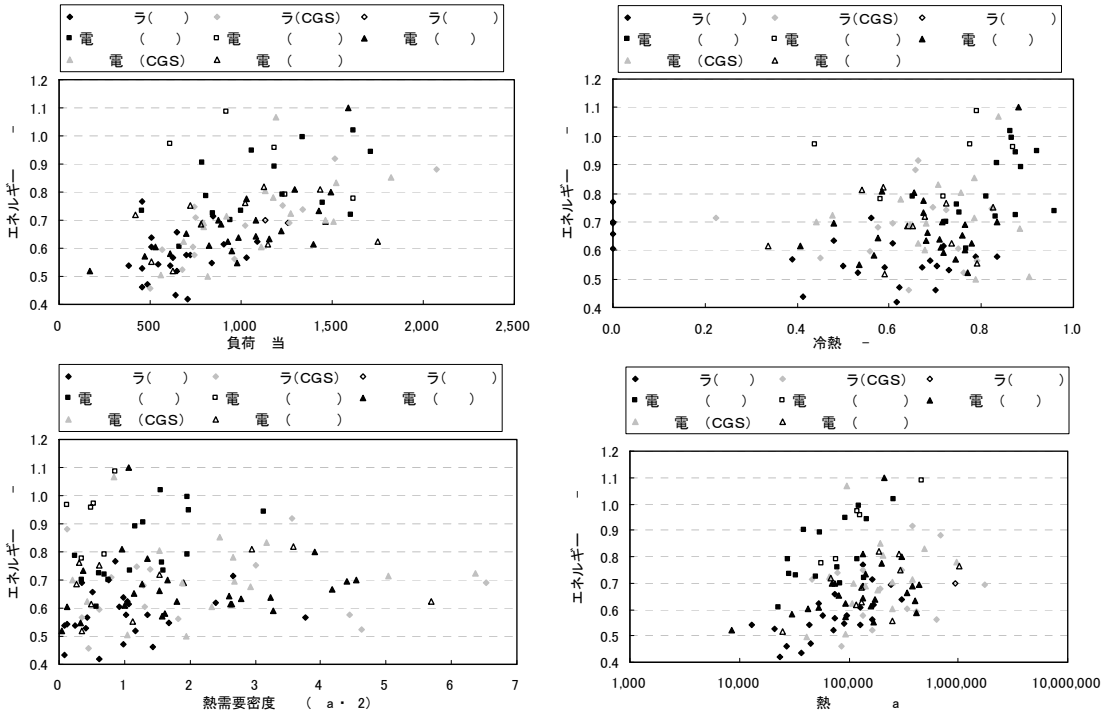


図-2.5　各要因と総合エネルギー効率の相関

ついて抽出している（文献[6]）。**図-2.5** に単相関分析の例を示す。重回帰分析手法には複数の分析手法が存在するが、本節では段階的重回帰分析法（Stepwise regression）を採用した。この分析手法は一定の検定基準により逐次、説明変数の追加・除去を行うもので、九つの説明変数の中から有意な説明変数だけを残して回帰式を作成するものである[7]。

【段階的重回帰分析手順の概略】

STEP1　目的変数との単相関係数の絶対値が最も大きい説明変数を選定する。

STEP2　続いて、残りの説明変数群の中から１個の説明変数を追加し、重回帰分析を行う説明変数の追加前と比較し、最も寄与率（重相関係数の２乗）の増分が大きくなった説明変数を選定する。

STEP3　その寄与率の増分が0.01以上の場合はSTEP2で選定された説明変数を採用し、STEP2へ戻り再度同様な方法を繰り返す。寄与率の増分が0.01未満の場合は、STEP2で選定された説明変数は採用せず重回帰分析が終了したこととする。

2. 2. 3. 2　段階的重回帰分析の結果

分析対象である全５システムに対して段階的重回帰分析を行った。結果は**表-2.2**に示すように、どのシステムの重相関係数も高く検討統計量 F 値も有意な値を示しており比較的精度の高い回帰式を得ることができた。続いて、その中でも特に有意性の高い結果が得られた吸収ボイラ方式（一般）、吸収ボイラ方式（CGS）、電動吸収方式（一般）の３システムについて、重回帰式による理論値と実績値の比較を**図-2.6**に、詳細な分析結果を**表-2.3**に示し考察を行う。本検討では、各説明変数と目的変数（総合エネルギー効率）の関係の強さを表す指標として標準偏回帰係数に着目した。標準偏回帰係数の絶対値が大きいほど目的変数に大きく寄与していると言える。

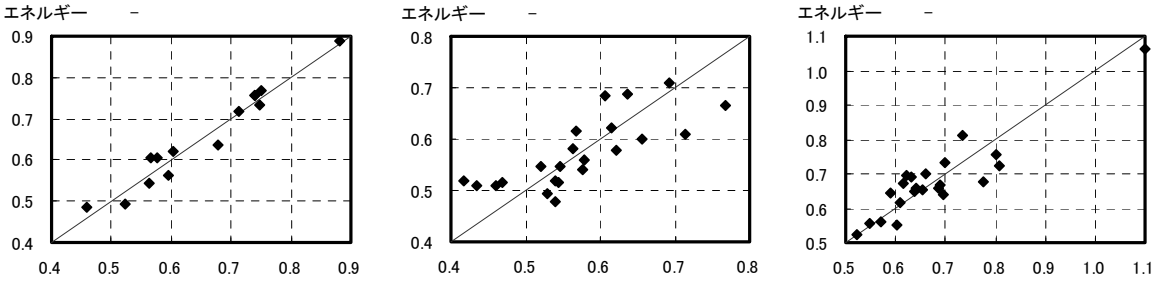
表-2.2　各システムの重相関係数と回帰式の有意性

有意水準 99%**　有意水準 95%*

				水準99	定
ラ（　）	0.77	6.7	(4,18,0.01)	4.58	
ラ（CGS）	0.98	22.8	(7,7,0.01)	6.99	
電　（　）	0.78	5.8	(3,11,0.01)	6.22	
電　（　）	0.91	16.0	(5,16,0.01)	4.44	
電　（CGS）	0.85	4.8	(5,9,0.01)	6.06	

１）吸収ボイラ方式（一般）

標準偏回帰係数は全ての説明変数で正となっており、全て増加要因（総合エネルギー効率と正の相関がある）であることが分かる。まず、全負荷相当運転時間について考えると、この指標は地域の熱負荷率を表しており、一般的に数値が大きいほど低熱負荷率時間帯が短くなる。低熱負荷率時間帯においては熱媒温度差問題(2.3.1.2参照)による機器負荷率の低下が発生することを考慮すると、全負荷相当運転時間は熱源機器の負荷率に影響を及ぼす要因であると見なせる。本システムの場合、全負荷相当運転時間が長いこと（高負荷率での熱



吸収ボイラ方式（一般）　　吸収ボイラ方式（CGS）　　吸収電動方式（一般）

図-2.6　実績値と重回帰式から算出した計算値の比較

源機器の運用）は特に補機エネルギー消費量の削減に寄与する（2.2.2参照）。

残りの説明変数である延床面積、製造熱量、熱需要密度はどれも需要側と関係があり、2.2.2節で述べたように熱需要が大きくコンパクトな地区での熱供給が望ましいことを示している。

２）吸収ボイラ方式（CGS）

標準偏回帰係数の絶対値は大きい順に、地域導管長さ（減少要因）、製造熱量（増加要因）、排熱割合（増加要因）、全負荷相当運転時間（増加要因）などとなっている。地域導管長さが短く製造熱量が大きい立地条件の良い場所が好ましく、全負荷相当運転時間が長いことが重要であるなど、１）と同様な知見が得られた。加えて、CGSの排熱利用が総合エネルギー効率の向上に寄与することが分析結果から実証された。ここで、熱需要密度の偏回帰係数は負の値つまり減少要因となっており今までの知見に反するが、標準偏回帰係数・有意性が共に他の説明変数よりも低いことから回帰式の中での役割はさほど重要でないと考えられる。

表-2.3　各システムの重回帰分析結果

ラ(　　)　　有意水準99%**　有意水準95%*

明		準		定		
負荷　当　　年	1.0 −04	0.28	2.5		0.35	0.32
2	2.5 −07	0.66	7.6		0.54	0.68
熱需要密度　（年・ 2）	1.4 −02	0.14	0.8		0.20	0.16
熱　　年	6.2 −08	0.05	0.0		0.05	0.64
定	4.3 −01					

ラ(CGS)　　有意水準99%**　有意水準95%*

明		準		定		
台　分割 台	1.1 −02	0.44	7.2		0.71	0.35
負荷　当　　年	1.8 −04	0.58	20.1		0.86	0.81
地域　　さ	−1.9 −05	−1.03	28.6		−0.90	0.31
熱割　−	3.2 −03	0.69	28.0		0.89	0.65
熱　　年	2.2 −07	0.73	17.9		0.85	0.29
熱需要密度　（年・ 2）	−2.4 −02	−0.35	8.2		−0.73	0.08
電力　−	2.7 −01	0.24	4.0		0.60	0.07
定	2.9 −01					

電（　　）　　有意水準99%**　有意水準95%*

明		準		定		
負荷　当　　年	3.5 −04	1.03	59.5		0.89	0.65
冷熱　−	5.7 −01	0.51	18.2		0.73	0.23
電力　−	2.0 −01	0.28	5.9		0.52	0.27
台　分割 台	9.3 −03	0.27	2.6		0.38	0.10
熱　　年	−2.9 −07	−0.31	2.6		−0.37	0.18
定	−1.5 −01					

３）吸収電動方式（一般）

標準偏回帰係数の高い説明変数には、全負荷相当運転時間（増加要因）、冷熱比（増加要因）、電力比（増加要因）があり、いずれの要因も有意水準99%で有意であることから総合エネルギー効率に対して強い影響力を持っていると言える。全負荷相当運転時間の増加は高負荷率での熱源機器の運用につながるため他のシステムと同様に本システムでも重要な指標の一つである。次に、冷熱比と電力比が増加要因となっているのは、熱源機器別の一次エネルギー利用効率（定格値ベース）が現状の標準的な機器で見れば温熱製造機器、吸収式冷凍機、電動式冷熱製造機器の順に大きくなる傾向にあることに由来する。従って、総合エネルギー効率の観点からは冷熱割合の高い需要特性、電動式熱源機器による製造熱量割合が高くなるような機器運用（機器構成）が望ましいと言える。

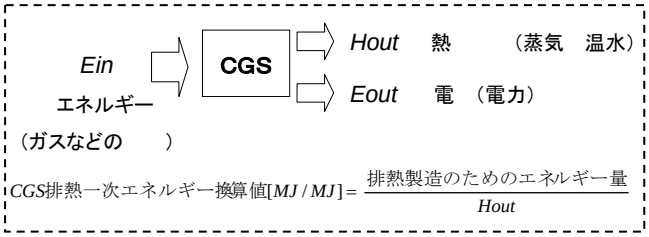
2. 2. 4　CGS排熱を活用するプラントの総合エネルギー効率評価手法

コージェネレーションシステム（CGS）はその省エネルギー性が期待され積極的に地域冷暖房への導入がはかられており、H12年度時点で吸収ボイラ方式では37%、吸収電動方式では30%のプラントにて利用されている。一方、個別建物では病院やホテル以外ではまとまった熱需要がなく高額な初期投資を行いにくいなどの理由から現時点ではCGSの普及がそれほど進んでいない。従って、CGSの利用は地域冷暖房のメリットの一つであると言える。

CGSは電力と排熱という２つの質の異なるエネルギーを製造するシステムであり、その電力と排熱の価値の考え方（CGSに投入されたエネルギー量の配分方法）は複数存在する。電力消費者と排熱消費者が同一の

場合はその考え方に対する議論は必ずしも必要とならないが、地域冷暖房では多くの場合排熱はプラントで消費し電力は顧客に逆潮流しているため、CGS評価手法の確立が必要となってくる。これは地域冷暖房の評価のみに限らず、今後電力自由化に伴いCGSの利用に多様な仕組み（熱融通、電力融通など）が現れてきた場合にも有用な手法となると考えられる。

本節では、CGS排熱一次エネルギー換算値について以下に示す２つの評価方法（**図−2.7**参照）を用いた検討を行い、評価方法の違いがプラントの総合エネルギー効率に与える影響について考察した。CGSの種類にはガスエンジンや燃料電池などがあるが、地域冷暖房では大部分のプラントでガスタービンが使用されているため、本節ではガスタービンを対象とする。



評価方法A：排熱製造のためのエネルギー量$= Ein \times \dfrac{Hout}{Eout' + Hout}$

評価方法B：排熱製造のためのエネルギー量$= Ein - \dfrac{Eout}{\eta}$

注１　η は商用電力の受電端効率
本検討では平成 14 年度当時の省エネルギー法設定値を使用
注２　*Eout'* は電力の一次換算値

図−2.7　CGS 排熱一次エネルギー換算値の評価方法

・評価方法Ａ

一次エネルギー換算した電力とCGS排熱は同等のエネルギーとみなす考え方であり、CGSへの投入エネルギー量を両者のエネルギー量の比率で按分して、各エネルギーの製造に要したエネルギー量を算出する。この場合、CGS導入によるエネルギー的なメリット（系統電源とボイラの組み合わせより投入エネルギー量が多くなる場合はデメリット）は排熱消費者と電力消費者が共に受け取ることになる。アンケート調査[3)]ではCGS排熱の評価に本手法が採用されている。

・評価方法Ｂ

CGSの発電効率が商用電力の受電端効率より低いために発生する余分なエネルギー投入量を排熱製造のためのエネルギー量と定義する。この場合、電力に投入されたエネルギー消費量は常にその一次エネルギー換算値に等しくなり、CGS導入によるエネルギー的なメリット（またはデメリット）は全て排熱消費者が享受することになる。文献[8)] においても同様な評価手法の提案がなされている。

続いて、地域冷暖房に設置されているガスタービンの実測データからCGS排熱一次エネルギー換算値を評価方法Ａ, Ｂそれぞれの手法にて算出した（**表−2.4**）。算出用データには、ガスタービンのエネルギー収支が計測されていた七つのプラントの実測値（H12年度の年間値）と標準的なカタログ効率（発電効率25%、排熱回収効率50%）を用いた。ここで、**表−2.4**の結果から以下のことが言える。

１）プラントによる CGS 排熱一次エネルギー換算値の違い

CGS 排熱一次エネルギー換算値は**表−2.4** に示すようにプラントによって大きく異なっている。ガスタービンの効率は一部の最新機器を除けば機種によって大きな差はないため、このばらつきは CGS の運用状況に起因していると考えられる。CGS の運用は主に電力需要と熱需要（吸収式冷凍機の蒸気需要も含む）のバランスに依るため両者のバランスが重要となってくるが、それが当初の計画と異なる場合は低い排熱回収効率または低い発電負荷率での稼動を余儀なくされ発電効率が低下する。その結果、適切な運用が行えているプラントとそうでないプラントで**表−2.4** のようなばらつきが生じたものと考えられる。

表-2.4　CGS 排熱一次エネルギー換算値の算出結果

プラント	電	熱	CGS　熱　　エネルギー		備
			方法	方法	
1	23	66	0.77	0.54	方法 ,B　に
2	22	52	0.86	0.68	
3	21	52	0.90	0.79	
4	22	46	0.91	0.78	
5	19	54	0.94	0.87	
6	19	40	1.06	1.13	
7	18	39	1.12	1.27	方法 ,B　に
	－	－	0.94	0.87	プラント1　7の
タ	25	50	0.82	0.57	

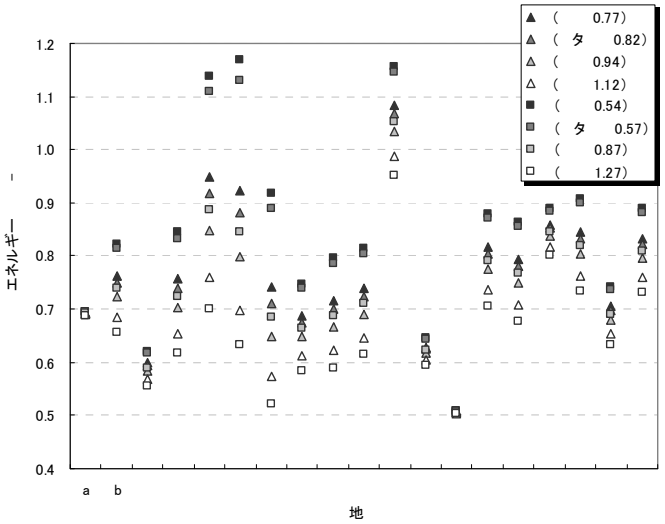
２）評価方法による CGS 排熱一次エネルギー換算値の違い

評価方法Ａ，Ｂで CGS 排熱一次エネルギー換算値は大きく異なっている。評価方法Ｂでは CGS のエネルギー的なメリットは全て排熱消費者が享受するのに対して、評価方法Ａではそれを排熱消費者と電力消費者で分け合っている。このように、評価方法の違いによって排熱の価値は大きく異なってくる。

３）CGS の省エネルギー性

CGS の省エネルギー性についてボイラとの比較により検討を行った。ボイラ効率を高位発熱量基準で 0.8 とした場合、蒸気の一次エネルギー換算値は 1.25[MJ/MJ]となる。この値と**表-2.4** を比べると、プラント No7（評価方法Ｂ）の結果は 1.27[MJ/MJ]でありボイラの換算値 1.25[MJ/MJ]より大きいことが分かる。これは、CGS を活用するより電力は系統電源から購入し蒸気はボイラで発生させる方がエネルギー消費量の観点から見れば好ましいということを意味する。従って、CGS が適切に運用されない場合は、逆にエネルギー消費量を増加させる可能性もあることに留意する必要がある。

続いて、**表-2.4**に示した結果から評価方法Ａ，ＢそれぞれにCGS排熱一次エネルギー換算値の最小値（単位排熱量の製造に必要なエネルギー量は最小）、最大値、平均値、カタログ効率の値を選び、それらを使用してガスタービン排熱を利用している全19プラントの総合エネルギー効率を求めた（**図-2.8**）。結果より、総合エネルギー効率は同一プラントでもCGS排熱一次エネルギー換算値によって大きく変動し、変動幅（最大値と最小値の差）は平均で0.19、最大で0.54になることが分かった。このようにCGS排熱一次エネルギー換算値が総合エネルギー効率に与える影響は大きく、CGSを利用している地域冷暖房の総合エネルギー効率について論じる場合にはCGSの正しい評価が必要となってくる。そのためには、プラントごとにCGSの運用状況を把握すること、電力と熱の価値についての議論を整理することが重要となってくる。このことは、地域冷暖房だけではなくCGSを有する全てのシステムにおいても同じであり、CGSの評価手法の確立が望まれる。



注　凡例内の数値は CGS 排熱一次エネルギー換算値を表す。

図-2.8　CGS 排熱の評価方法による総合エネルギー効率の変化

2. 3 地域冷暖房プラントにおける熱源機器の運転実態に関する分析

2.2 節の分析結果より、熱源機器の運用は総合エネルギー効率に大きく寄与する重要なファクターであることが明らかとなった。そのため、エネルギー効率の向上に資する熱源機器の運用方法について、より具体的に明らかにしていくことが求められる。

また、これまでエネルギー効率に係る要素について把握を行ってきたが、実績データにはデータ項目やデータ計測周期などに制限があり、エネルギー効率のメカニズムに対する詳細な検討（冷／温熱源システム別の分析、定量的評価など）が行えていない。そのような検討についてはシミュレーション手法が有効であると考えられるため、第３章にて取り扱うこととする。ただし、熱源システムのシミュレーション評価には以下のような課題が存在する。実態分析において示されている総合エネルギー効率は 0.6～0.7 程度のものが多く、冷凍機・ヒートポンプの一次エネルギー効率の定格値が低いものでも約 1.0、ボイラの一次エネルギー効率が約 0.8 であることを考えると、従来のシミュレーションでこれまで予想されている値よりもかなり小さいものであることが分かる。この乖離は、ポンプなど補機の消費エネルギーが大きいことの他、実際の空調熱源システムがシミュレーションで予想し得ない設備上、運用上の不具合をもって運転されていることを示唆する。これまでの空調熱源システムの実態分析に関する既往研究は機器特性を明らかにすることに主眼が置かれており、分析対象は機器単体に限られていた[9) 10)]。従って、システム全体を対象とした機器運用についての分析、その評価手法に関する研究はこれまで少ない。

以上の背景から、本節では地域冷暖房プラントの熱源機器一台一台について詳細に分析を行い、実際の熱源機器特性・プラントの熱源機器運用方法を把握する。分析対象は、吸収ボイラ方式・電動主体方式の２種類について、それぞれ１プラント（計２プラント）とした。プラント選定にあたっては、年間を通してエネルギーの入出力が各機器単位で1時間毎に記録されていること、また最適に近い冷凍機運用状況を把握するためエネルギー効率の高いプラント（調査結果[3)] を参考）であることを考慮した。

2. 3. 1 吸収ボイラ方式（Ａプラント）

2. 3. 1. 1 Ａプラントの概要

Ａプラントの熱源システムは蒸気吸収式冷凍機、電動式ターボ冷凍機、炉筒煙管ボイラ、ガスタービン発

表-2.5 Ａプラントの熱源機器

記号	種類	容量[kW]
R1	蒸気吸収式冷凍機	7,040
R2	蒸気吸収式冷凍機	7,040
R3	蒸気吸収式冷凍機	4,928
R4	蒸気吸収式冷凍機	4,928
R5	蒸気吸収式冷凍機	1,760
R7	電動式ターボ冷凍機	2,112
R8	電動式ターボ冷凍機	2,112
GT1	ガスタービン	1,500
GT2	ガスタービン	1,500
B1	炉筒煙管ボイラー	10,467
B2	炉筒煙管ボイラー	10,467
B3	炉筒煙管ボイラー	6,699
B4	炉筒煙管ボイラー	6,699
B5	排熱ボイラー	3,489
B6	排熱ボイラー	3,489

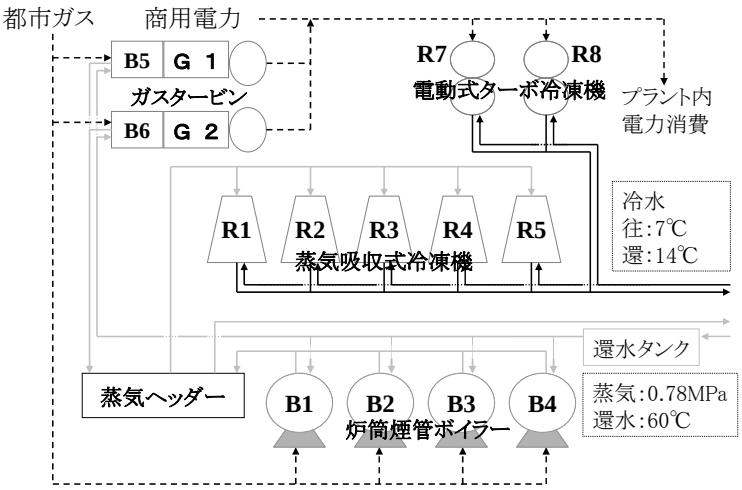


図-2.9 熱源システムの概要（Ａプラント ）

電機で構成されている（表-2.5）。ガスタービン発電機と炉筒煙管ボイラにより蒸気を製造し、蒸気吸収冷凍機とターボ冷凍機で冷水を製造している。ガスタービンで発電した電力は主にターボ冷凍機に供給されるなどプラント内で全量消費され、プラント外への逆潮流はおこなわれていない。熱源システムの概要を図-2.9に示す。熱供給方式は冷水・蒸気の４管方式で通年 24 時間の供給を行っている。分析対象データは特に記さない限り 2001 年のものを使用している。

2. 3. 1. 2　冷水往還温度差

需要側の冷水入口水温と冷水出口水温の温度差（以下：冷水温度差と表記する）は一定となるように設計されている。しかし、実際にはファンコイルの特性などから需要家が設定温度差で熱を利用できずに設定冷水温度差が確保されないという問題が発生する。これはＡプラント特有のものでなく、水を熱媒として用いるセントラル熱源方式共通の問題である[11)]。そこで、冷水往還温度差の実態およびエネルギー効率に与える影響について分析した。

冷水温度差の実態を把握するためにプラント全体の負荷を表す冷熱プラント負荷率（冷熱供給量／プラント冷却能力）と温度差の関係（図-2.10）をみると、冷熱プラント負荷率 0.1 以下の領域において、急激に温度差が小さくなっており設定温度差が確保されていないことが確認される。続いて、温度差が確保されていない冷熱プラント負荷率 0.1 以下の領域に着目し、冷熱プラント COP（冷熱供給量／冷熱製造用一次エネルギー消費量）と温度差の関係を調べた（図-2.11）。図より、設定温度差が確保されない場合に効率低下が生じていることが分かる。この効率低下の原因は、冷水流量確保のために冷凍機の運転台数が増加し不合理な熱源機器システム制御を強いられることにある。冷凍機の台数増加は、熱源機器の負荷率低下すなわち機器 COP(機器製造熱量／機器投入エネルギー量)の低下、および熱源機器と連動して稼動する冷水ポンプや冷却水ポンプなど補機の動力増加を引き起こす。

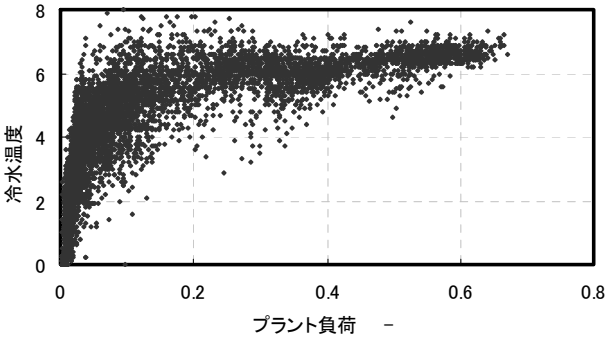


図-2.10　冷水温度差と冷熱プラント負荷率

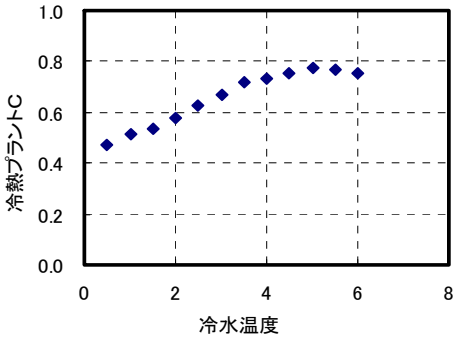


図-2.11　冷水温度差と冷熱プラント COP

2. 3. 1. 3　冷凍機の運用に関する分析

（１）各冷熱機器の運転状況

Aプラントに設置されている７台の冷凍機について、毎時の負荷率を高い順に並べた累積負荷曲線を作成し、うち４台について図-2.12に示す(R2,R4,R8はそれぞれR1,R3,R7とほぼ同じ特性を示すので図を省略している。以下の分析においても同様である)。図から冷凍機の役割分担が読み取れるが、冷凍機７機はそれぞれ以下のように運転されている。

R1,R2(7,040kW)：夏期の昼間（年間約1,000時間)、高い負荷率で運転される。

R3,R4(4,928kW)：年間を通じて昼間を中心に運転され（約3,600時間）、プラント負荷の変動に対応して運転される。

R5(1,760kW)：年間を通じて夜間を中心に（約 3,600 時間）、プラント負荷の変動に対応して運転される。

R7,R8(2,112kW)：夏期・中間期の昼間、ガスタービンに連動して（約2,000時間）高い負荷率で運転される。

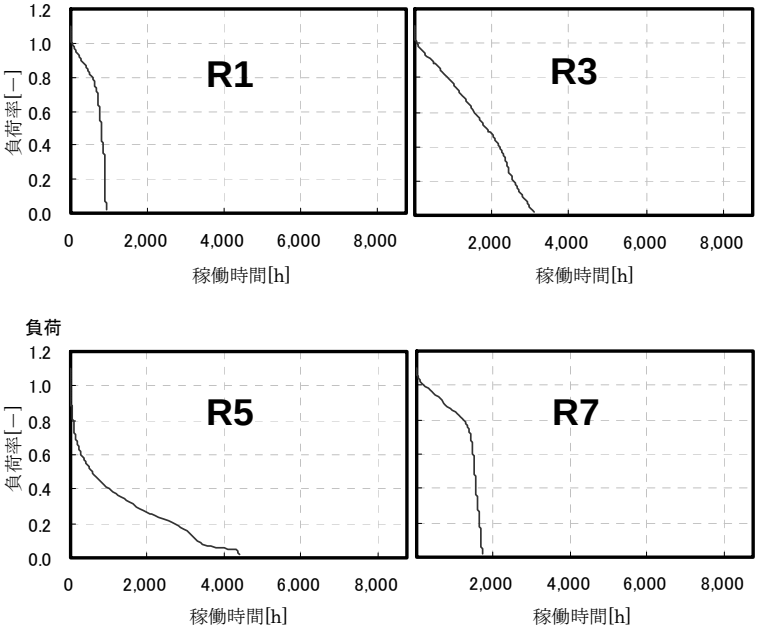


図-2.12　各機器の累積負荷曲線

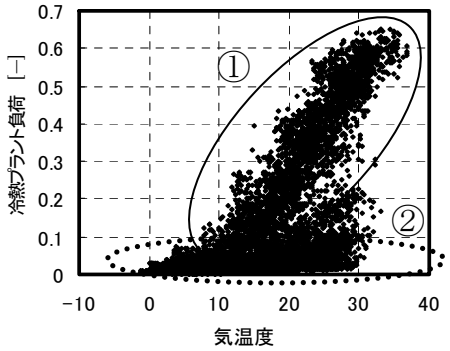


図-2.13　冷熱プラント負荷率と外気温度

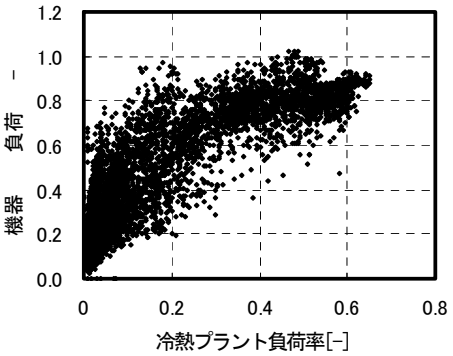


図-2.14　冷熱プラント負荷率と機器平均負荷率

（２）プラントの負荷発生状況と機器負荷率との関係

外気温と冷熱プラント負荷率の関係（図-2.13）を見ると、需要家の商業施設等の稼働時間である９時から20時まで（図中①）とそれ以外の時刻（図中②）の間に大きな差が見られるが、両グループ内では気温との相関が非常に高い。冷熱プラント負荷率に関しては、年間8760時間中ピーク負荷の0.1以下の時間が67%、0.5以下の時間が93%と低負荷時間が極めて長い。しかし、毎時に稼働している機器の負荷率の平均値を機器平均負荷率と定義すれば、図-2.14に示すように冷熱プラント負荷率が低い場合にも台数分割による小容量機器の稼働により機器平均負荷率は高く保たれることから、プラントから供給された熱量の大部分（75.1%）は機器平均負荷率0.6以上の状態で製造されている。

（３）各機器のCOPと負荷率、冷却水温度の関係

冷凍機のCOPは主として負荷率、低熱源温度および高熱源温度の３者に依存する。地域冷暖房プラントでは一般に低熱源温度（冷水温度）は一定に制御されるので、負荷率と冷却水温度（高熱源温度）がCOPを決めるパラメータとなる。図-2.15, 16に各冷凍機のCOPと負荷率、COPと冷却水温度の関係を示す。蒸気吸収式冷凍機（R1,R3,R5）において低負荷領域でCOPが極めて大きくなるデータが見られるが、低流量時の蒸気・冷水熱量の測定誤差が原因であると考えられる。また、図-2.16のR3,R5,R7の相関で不連続的に変化している

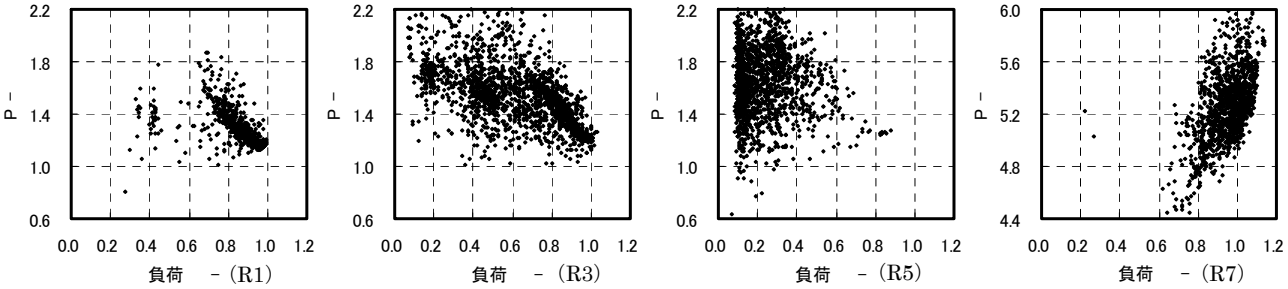


図-2.15　負荷率と COP の関係

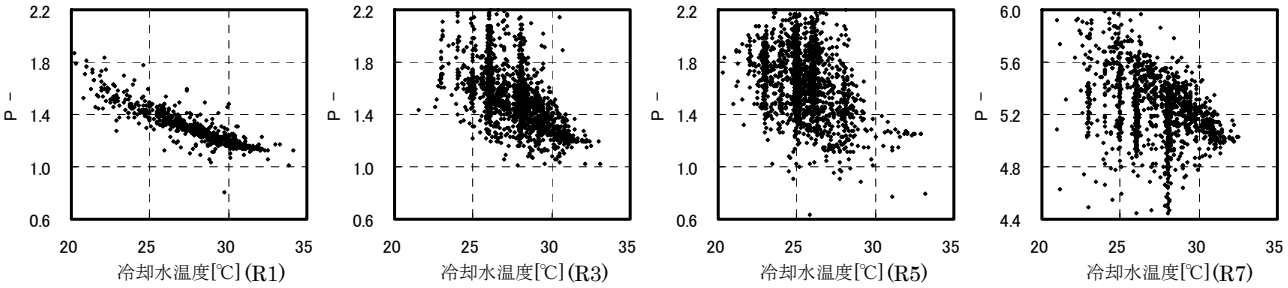
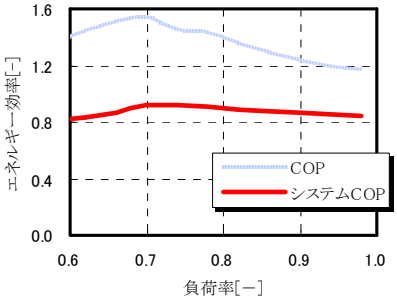


図-2.16　冷却水温度と COP の関係

（縞になっている）部分が見受けられるが、それは冷却水温度制御によって発生している。

R1 は負荷率 0.7 以上のところで COP に対して負の相関が見られ、また冷却水温の低下に応じて COP が上昇しており、吸収式冷凍機の一般的な特性を示している。ここで、負荷率とエネルギー効率の関係（低負荷領域の結果はサンプル数が十分でなく上述したように信頼性が低いため示していない）について、周辺補機の動力を考慮したシステム COP でみると、負荷率上昇に伴う効率低下は緩やかになる(図-2.17)。COP の算定には分母に熱源機本体の動力のみを考慮しているのに対し、システム COP は熱源機本体に加え冷却水・冷水ポンプ、冷却塔の動力を含んでいる。R5 は幅広い負荷率・冷却水温度で運転されることから、COP と負荷率あるいは COP と冷却水温度の単相関関係を見ても関係は弱い。R3 の特性は R1 と R5 の中間と見ることができる。R7（ターボ冷凍機）の COP（電動機器の COP は二次換算値で表す）は負荷率と正の相関、冷却水温度と負の相関があり、一般的な機器特性を示している。負荷率は 0.8 から 1.0 と変動が小さいのに対して、冷却水温度のばらつきは大きくなっている。



注　エネルギー効率は当該負荷率での年間製造熱量を年間エネルギー消費量で除して求めている。

図-2.17　負荷率と各エネルギー効率（R1）

また、2.3.3 節で詳述する冷凍機の期間成績係数推定手法 IPLV (Integrated Part Load Value)の算出について問題となるのは、台数分割運転を行っているプラントにおいて、各冷凍機の負荷率の発生頻度の変化および負荷率と冷却水温度の関係がプラント全体のものと異なることである。そこで、図-2.18 には冷凍機 R1 の負荷率と冷却水温の関係を、従来の IPLV 指標に関する研究で提案された負荷率(y)と冷却水温(x)の関係式 $y=20x+12$（文献[12]）、$y=32.2x^{0.4549}$（文献[13]）とともに示す。高負荷率領域では冷却水温度が単機運転の場合の計算値よりも小さくなる。一方、図-2.19 に示すように標準化した冷熱プラント負荷率（冷熱プラント負

荷率の最大値が 1.0 となるように標準化）と冷却水温度についてみると既往の関係式に近いものとなっている。このことから、台数分割により冷却水温度が低い（冷熱プラント負荷率の低い）時間帯においても冷凍機の負荷率は高い状態で運転されていることが分かる。これは台数分割のメリットである高負荷率の運転と合わせて地域冷暖房の COP 向上の要因となっている。

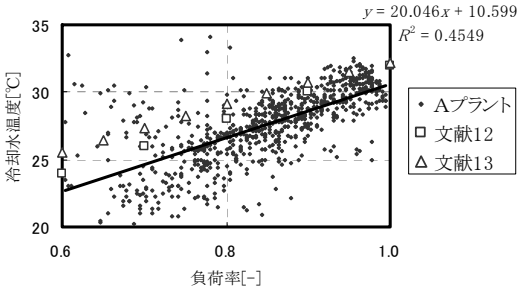
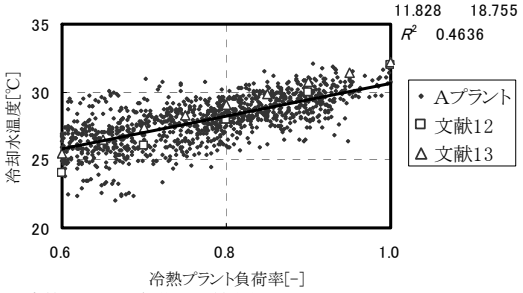


図-2.18　負荷率と冷却水温度（R1）



注　冷熱プラント負荷率は最大値が 1.0 になるように標準化した。

図-2.19 冷熱プラント負荷率と冷却水温度の回帰式

2. 3. 2 電力主体方式（Ｂプラント）

分析対象は電力をエネルギーソースとし、大型の蓄熱槽を有している B プラントとした。熱源機はターボ冷凍機(TR) 2 台、熱回収ターボ冷凍機(DB) 2 台、ヒーティングタワーヒートポンプ(HTHP) 2 台から構成されている（図-2.20、表-2.6）。HTHP は夏期・中間期は冷房運転、冬期は暖房運転を行っており、DB はほぼ常に排熱回収モードで稼動している。分析データは 2002 年度の毎時データを使用した。まず、冷凍機の 1 年間の運転状況を把握するために、図-2.21～2.23 に TR1, HTHP1(冷房運転), DB1(排熱回収モード)それぞれについて毎時の負荷率を高い順に並べたものについて示す。全機器共に高負荷率での運転が実現しており、TR1 に関しては負荷率が 1.0 以上となっている時間帯も 1,000 時間程度あることがわかる。本プラントは国内最大級の蓄熱槽（19,060m³）を有しているため、夏のピーク負荷が発生する時期を除けば蓄熱容量が需要量に対して十分に大きい。そのた

表-2.6 B プラントの熱源機器

記号	機器名称	運転モード	冷温種別	容量[GJ/h]
TR1・TR2	電動式ターボ冷凍機	冷水専用	冷水	14.9
DB1・DB2	熱回収ターボ冷凍機	冷水専用	冷水	5.4
		熱回収	冷水	5.0
			温水	6.8
HTHP1・HTHP2	ヒーティングタワーヒートポンプ	冷水専用	冷水	18.3
		温水専用	温水	12.7
		冷温同時	冷水	18.3
			温水	12.7
		冷熱回収	冷水	12.7
			温水	8.9

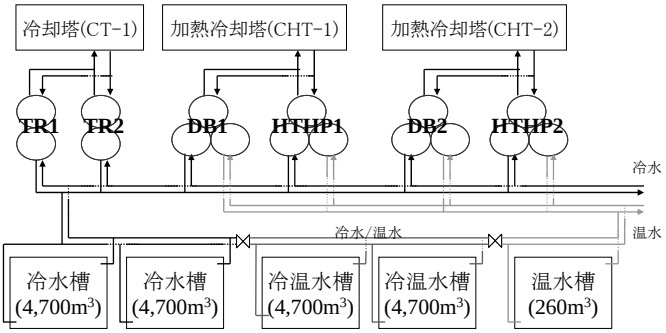


図-2.20 熱源システムの概要（B プラント ）

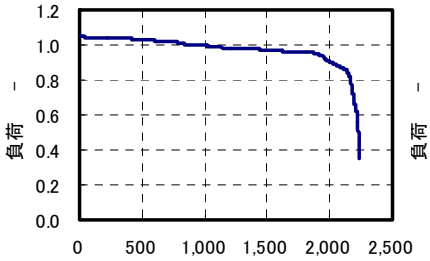


図-2.21　累積負荷曲線（TR1）

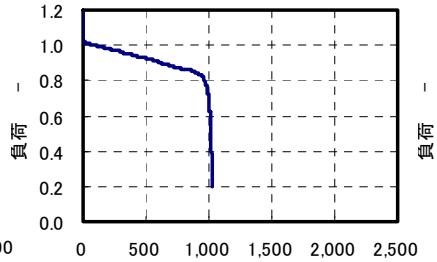


図-2.22 累積負荷曲線(HTHP1:冷房運転)

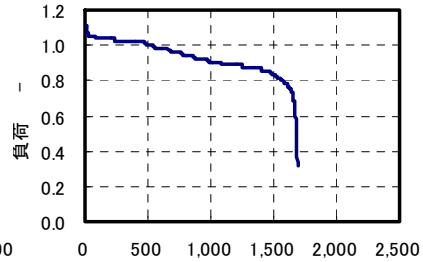


図-2.23 累積負荷曲線(DB1:熱回収モード)

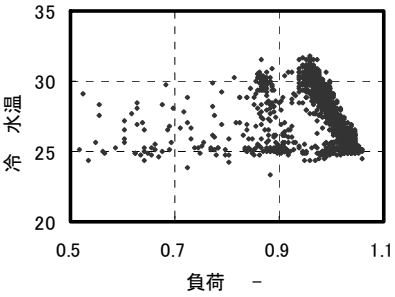


図-2.24　負荷率と冷却水温度（TR1）

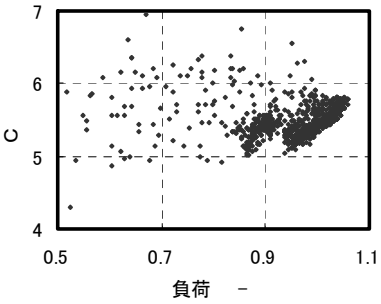


図-2.25　負荷率と COP（TR1）

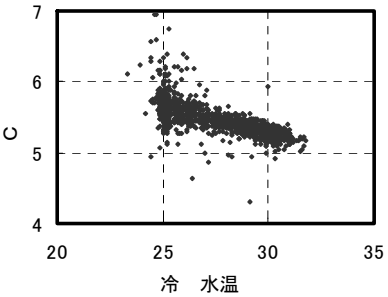
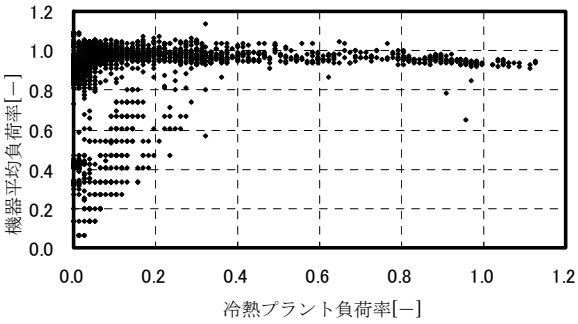


図-2.26　冷却水温度と COP（TR1）

め、蓄熱時のみならず、追い掛け時（製造した熱を直接需要家に供給する）においても蓄熱槽からの放熱量を調節することにより冷凍機を全負荷で稼動させることが可能となっている。

続いて、ターボ冷凍機 TR1 について 1 時間毎の冷却水温、負荷率、COP の関係で分析した結果を図-2.24 2.26 に示す。他の機器についてもほぼ同様な関係が得られているので個々の図は省く。図-2.25,26 から、機器の COP は、負荷率に正の相関、冷却水温度に負の相関という関係が見られており、一般的なターボ冷凍機の特性と一致している。また、COP は 5.0 から 6.0 の間にあり、変動幅は 20%程度と大きい。負荷率と冷却水温の関係（図-2.24）を見ると、両者は負の相関関係にあり、また同負荷率においても冷却水温度のばらつきが大きくなっている。図-2.18 にも示したように今まで冷凍機の期間成績係数の推定に使用されていた両者の関係式は、負荷率と冷却水温度がそれぞれ 1 対 1 に対応し、且つ比例関係にあるというものであった。従って、既存の関係式を蓄熱槽を有したシステムに対して用いることは適当でない。また、負荷率が定格以上となる原因は、図-2.24 で負荷率と冷却水温が負の相関関係にあることからわかるように、冷却水温が定格点（32℃）以下になることによる冷凍能力の増大によるものである。同プラントではこのように冷却水温度の低下による容量増大効果を含め、蓄熱槽を利用して最大の負荷率で運転するように制御されていることを考慮すれば、同機器の COP は冷却水温度に強く依存していると言える。

図-2.27 に示すように、プラント全体の冷熱負荷率と同時刻における稼働中の機器平均負荷率の関係を見れば、プラント全体の冷熱負荷率が非常に低い時間にあっても各機器は高い負荷率で運転されていることがわかり、本プラントでは蓄熱槽を有効に利用することによって、各冷熱源機器を高い効率で稼働させることが可能になっていることが分かる。



注　冷熱プラント負荷率は供給冷熱量を冷熱供給能力で除して求めている。供給冷熱量には蓄熱槽からの冷熱供給も含まれるため、冷熱プラント負荷率が 1.0 を超える場合もある。

図-2.27　冷熱プラント負荷率と機器平均負荷率

2. 3. 3　冷凍機の評価手法に関する検討

2. 3. 3. 1　冷凍機の期間成績係数推定手法

空調熱源システムのエネルギー消費に関しては、従来定格運転時における性能が主として論じられ、部分負荷運転や気温・供給温度による効率変化についてはこれまであまり重視されてこなかった。しかし、通常の熱源プラントでよく用いられている台数分割運転や蓄熱運転は低負荷時の効率向上効果が大きく、これらの効果を適切に評価する必要がある[14)15)16)]。

これまでの分析で見てきたように、冷凍機をはじめとする空調熱源機器は、負荷率や冷水・冷却水温度など運転条件によって効率が変化するため、その省エネルギー性の評価には期間成績係数を用いることが望ましい。期間成績係数を推定する手法としては米国ARIで策定されたIPLV指標が代表的である。しかし、IPLV指標は冷凍機１台で１建物の全ての熱負荷を賄うとの仮定の下に定められているため、一般的な空調熱源システムにおける熱源機器の省エネルギー評価に用いる上では、台数分割運転を考慮していない点が問題となる[17)]。この問題点は米国でも指摘されており[18)]、キャリア社によれば一建物を一冷凍機でまかなう冷凍機は全出荷数のわずか15%に過ぎないと報告されている。そのため、複数台数の冷凍機で運転される熱源プラントにおける、それぞれの冷凍機のエネルギー消費特性を設計時に簡易に評価するための期間成績係数評価手法の提案が望まれる。

2. 3. 3. 2　冷凍機の期間成績係数の推計

本節では、冷凍機の期間成績係数を既存の期間成績係数推計手法によって推定することの可能性について検討を行う。米国ARIの提案するIPLV/NPLV指標によれば、期間成績係数は**式-2.5**で推定される。

$$NPLV = A \cdot COP_a + B \cdot COP_b + C \cdot COP_c + D \cdot COP_d \qquad \cdot\cdot\cdot 2.5$$

上式でCOP_a～COP_dは４つの試験点(a,b,c,d)における冷凍機の成績係数、A,B,C,Dは各試験点に対応した供給熱量の比率（重み）である。COP_a～COP_dを求める試験条件をARIのStandard通りに実施した場合をIPLV、任意の負荷率と冷却水温度で試験した場合を Non-standard part load value（ここでは、NPLVとする） と呼ぶ。IPLV指標では台数分割運転を考慮していないために、A（負荷率100%の重み）が極端に小さくなること、入手の困難な冷凍機のCOPの冷却水温度依存性が必要になること等の問題点がある。そこで、本研究では実績値からNPLV式が作成できるようにNPLVを以下のように重みを含めて再定義し、各プラントの冷凍機の期間成績係数を評価した。

まず、データを負荷率を基準として、A,B,C,D の四つの領域に分ける。b,c,d の試験点の負荷率を領域内データの負荷率の平均値と定め、それらが ARI の Standard が定める値（0.75,0.50,0.25）に近づくように、各領域の範囲（B,C,D）を決定する。一例をあげると、Aプラントの R１の B 領域の範囲を 0.6＜ x ≦0.8（x：負荷率）と定めると、その時の平均負荷率は 0.752 となり、0.75(ARI の Standard)に十分に近いため、B 領域の範囲を 0.6＜ x ≦0.8 と定める。A の領域は残った領域、つまり B 領域よりも負荷率の高い領域とする。ただし、a の試験点の負荷率はデータの平均値を用いるのではなく ARI の Standard に従い 100%とする。続いて、各重みを推計すると共に、各プラントから提供を受けた各冷凍機の試験データ（負荷率に関係なく冷却水温度は常に 31℃）による COP の負荷率依存性を用いて、**式-2.5** より NPLV を計算する。

A,Bプラントに対してNPLVを求めた結果を**表-2.8, 2.9**に示す。表より、COP の負荷率依存性が高いターボ冷凍機に関しては、いずれの冷凍機・プラントにおいても高負荷率域であるA領域の係数が極めて高くなっていることがわかる。一方、吸収式冷凍機についてみると、Aプラントのベース機においては負荷率が低い領域の重みが大きくなっているが、吸収式冷凍機では負荷率依存性が小さいためにNPLV 計算値はピーク対応機

表-2.8　Aプラントにおける冷凍機のNPLV

	運転パターン	A	B	C	D	NPLV
R1	ピーク対応	**0.740**	0.198	0.061	0.000	1.21
R3	ベース	0.217	**0.578**	0.132	0.073	1.23
R5	ベース	0.070	0.025	**0.511**	0.395	1.22
R7	ピーク対応	**0.946**	0.054	0.000	0.000	4.67

表-2.9　Bプラントにおける冷凍機のNPLV

	A	B	C	D	NPLV
TR1	**0.966**	0.030	0.003	0.000	5.49
TR2	**0.979**	0.018	0.002	0.000	5.49
TR1(2003年度)	**0.944**	0.037	0.017	0.003	5.49
TR2(2003年度)	**0.912**	0.060	0.024	0.003	5.49

表-2.10　A,Bプラントにおける冷凍機の成績係数

Aプラント

	定格COP	期間成績係数	NPLV
R1	1.17	1.27	1.21
R7	4.69	4.98	4.67

Bプラント

	定格COP	期間成績係数	NPLV
TR1	5.30	5.46(5.57)	5.49(5.49)
TR2	5.30	5.55(5.65)	5.49(5.49)

注1　P　　**表-2.8, 2.9**の結果である。
注2　**Bプラントの**()内の数値は2003年度の値を表す。
ただし、機関成績係数はデータの都合で2003年度4～7月の平均値となっている。

とほとんど変わらない。もちろん、冷水・冷却水ポンプが定流量であれば、負荷率が低い領域の運転では期間成績係数が低くなるが、Aプラントでは低負荷率領域の重みが大きい冷凍機ほど**表-2.5**に示したように冷凍能力（ポンプ容量）が小さくなっており、台数分割計画が良くできているといえる。以上のことから、両プラントとも機器特性を活かした良好な運用がなされていることが分かる。

続いて、**表-2.10**において、各冷凍機のNPLV値（**表-2.8, 2.9**）と、カタログに記載されている定格COP値と、実績値より得られた期間成績係数［=（年間の総製造冷熱量）／（年間の総エネルギー消費量）］を比較すると、各冷凍機とも、三者には差異が見られる。この理由をそれぞれについてみると、

１）A プラントにおいては、推計されたNPLVは定格COP に近いものとなったが、得られた期間成績係数はこれよりも高くなった。この原因として、実際のプラントで冷却水温度が試験条件（31℃）よりも低いところで運用されていることが考えられる。

２）Bプラントのターボ冷凍機でNPLVが定格COPよりも高くなっているのは、NPLV の計算に用いた試験データで、負荷率1.0（冷却水温度31℃）時における試験成績が定格COP（冷却水温32℃）よりも高い5.56 であったことに起因している。

３）B プラントでは、2003 年度には冷却水温度の設定値を下げて高効率化を図ったところ、７月までの期間成績係数は**表-2.10**に示すように改善された。しかし、この間の運転状況からNPLVを計算すると**表-4**に示すように改善前の数値と同一となり、この手法では年間の冷却水温度管理の効果を評価できない。（**図-2.24**に示した冷却水温度と負荷率の関係自体が、IPLVの定義と反対に負荷率が高いほど冷却水温度が低くなっている）

本研究で再定義した NPLV 推定手法の考え方に基づけば、冷凍機の試験情報、冷凍機の役割（ピーク対応・ベース対応）、需要家の種類を入力情報として、冷凍機の期間成績係数を運転実績値のない設計段階においても容易に推定することができる。今後の課題としては、上述で指摘したように冷却水温度管理を考慮できるようにすること、冷凍機の重みをデータベースとして整理することが挙げられる。

2. 4 まとめ

本章では、地域冷暖房のエネルギー効率に係る要因の把握を目的として、国内の業務施設を対象として熱供給を行っている地域冷暖房123地点の実態データの分析（2.2節）、さらに、吸収ボイラ方式・電動主体方式の２種類のプラントに対して熱源機器の運用・管理を含めた詳細な分析（2.3節）を行った。主な結論は以下のとおりである。

１）総合エネルギー効率に係る要因として、全方式に共通して示されたのは熱源機器の運用管理の重要性である。この要素は、吸収ボイラ方式では補機エネルギー消費量の削減、電動主体方式では熱源機器のエネルギー利用効率向上、吸収電動方式では補機と熱源機器の両者のエネルギー消費量削減に強く寄与する。

２）吸収ボイラ方式・吸収電動方式では、プラントの総合エネルギー効率は需要負荷特性によっても影響を受

けていることが確認され、熱源機器の負荷率の観点からは全負荷相当運転時間が長く、導管熱損失率の観点からは熱需要が大きくコンパクトな地区が望ましいことが明らかとなった。

3）CGS排熱を利用しているプラントの総合エネルギー効率はCGSで製造される電力と排熱の価値の考え方、CGSの運用状況によって大きく異なることが明らかとなった。今後の課題としては、電力と熱の価値についての議論を整理するなどしてCGSの評価手法を確立しなければならない。

4）良く設計・管理された非蓄熱のプラントでは、冷凍機がピーク対応（夏期昼間などピーク負荷の発生する時間のみに運転される）、ベース対応（年中を通じて運転され、負荷の変化に対応して出力を増減させる）等役割に応じて明確に運転状況が異なっている。

5）各冷凍機の負荷状況（負荷率・冷却水温度）の発生状況を整理すると、ピーク対応の冷凍機では高い負荷率で運転されている時間が多く、COPは主として冷却水温度に依存して変化している。一方、ベース対応の冷凍機では幅広い負荷率で運転され、COPの負荷率、冷却水温依存性は弱い。

6）プラント全体の負荷率と冷却水温度の関係は、空気調和衛生工学会省エネルギー指針[12)]や文献[13)]が計算した冷凍機１台で構成されている（台数分割が行われていない）熱源システムの場合に近い形となる。しかし、冷凍機一台一台でみれば、たとえばピーク対応機では高負荷率で冷却水温度が低くなるような運転が多くなるなど大きく異なり、IPLV指標が前提としている「負荷率と冷却水温度は比例関係にあるので、年間の運転時間を負荷率で区分すれば、各区分の冷却水温度は負荷率から推定できる」という仮定が成立しない。

7）実際のプラントでは、熱源機器一台一台の稼働は異なり、その運用方法はエネルギー効率に大きく寄与していることが明らかとなった。そのため、第３章のシミュレーション評価においては、熱源機器一台一台の稼働を再現するような詳細なモデルが求められる。

参考文献

1) 佐土原聡、長野克則、三浦昌生ほか：日本全国の地域冷暖房導入可能性と地球環境保全効果に関する調査研究、日本建築学会計画系論文集No.510、pp.61-67、1998年8月
2) 糸川文崇、渡辺健一郎：地域冷暖房の省エネルギー性能に関する研究（その１）システム効率の実態と性能に関するデータの考察、空気調和衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.1657-1660、2003 年 9 月
3) 経済産業省資源エネルギー庁：エネルギー高度利用型地域熱供給システム研究会報告書、平成15年3月
4) 時津晴司、吉田聡ほか：地域熱供給の実態分析、日本建築学会大会学術講演梗概集、pp.599-600、1999年9月
5) 田中俊彦、尾島俊雄ほか：全国の地域冷暖房施設のプラントCOPに関する調査研究（その１、その２）、日本建築学会大会学術講演梗概集、pp.571-574、1998年9月
6) 下田吉之、佐土原聡、福島朝彦：地域熱供給システムの省エネルギー性評価に関する検討その 1、日本建築学会大会学術講演梗概集、 pp.531-532、2003 年 9 月
7) 河口至商：多変量解析入門Ｉ、数学ライブラリー32、1973 年 6 月
8) 門田年生、吉崎大助、村上公哉：CGS を活用した DHC プラントの熱製造効率の評価方法に関する研究、空気調和衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.1661-1664、2003 年 9 月
9) 高橋淳一、小林光、近藤雅史、岡建雄：複合熱源蓄熱システムの熱源機器効率解析、空気調和・衛生工学会論文集 74 号、(1999),pp.91-100
10) 沢畠雄司、中原信生：岡崎地域冷暖房の運転実績　第３報、日本建築学会東海支部講演論文集、(1991),pp.353-356
11) 田中良彦、藤井研一、古田島雄太、西尾治：空調冷熱源システムの運転実態と最適化改善手法に関する研究　第１報、空気調和・衛生工学会論文集、91(2003-10)、pp.55-63
12) 空気調和・衛生工学会：建築・設備の省エネルギー技術指針(1994)、pp.382-385
13) 下田吉之、厳向明、春江哲夫、水野稔：熱源機器の期間エネルギー消費効率推定手法に関する研究 第１報、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集(2002.9)、pp.1645-164
14) 百田真史、井上隆ほか：大規模蓄熱槽を有する DHC の導入効果（第９報）大規模蓄熱槽と高効率熱源機の導入効果に関するシミュレーション、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集（2004.9)、pp.181-184
15) Johnson G.A., Optimization techniques for a centrifugal chiller plant using a programmable controller, ASHRAE Transactions 91(2),(1985), pp.835-847
16) Chow T.T., Zhang G.Q., Lin Z., Song C.L., Global optimization of absorption chiller system by genetic algorithm and neural network, Energy and Buildings, 34,(2002) ,pp.103-109
17) 下田吉之、名古田知志、ジュンジュアジャン ナッタポン、水野稔：熱源機器の期間エネルギー消費効率推定手法に関する研究　第２報、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集(2004.9)、pp.1579-1582
18) Heating/Piping/AirConditioning May 1999、 pp.53-61

第３章　地域冷暖房の個別熱源システムに対する省エネルギー性の検証

3. 1　序論

地域冷暖房の省エネルギー性は主に未利用エネルギー利用[1)]や熱源機器のスケールメリット[2)]などを論拠に述べられてきたが、近年においては小型冷凍機の効率向上など個別熱源システムの技術革新が進んできたことから地域冷暖房の省エネルギー性が不明瞭となってきた。

地域冷暖房と個別熱源システムの省エネルギー性能の比較を行った研究はこれまでにもいくつかあり、その一つが実態データによる検証であった。例えば、第一章で示した既往研究[3)]では、地域冷暖房プラント108件と個別熱源システム36件のエネルギー効率の実態が調査され、地域冷暖房の省エネルギー性が確認されている。しかし、実態分析では完全に同一の条件での比較が行えておらず、省エネルギーとなる要因を定量的に説明することもできないため、地域冷暖房の省エネルギー性を主張するには説得力に欠ける部分がある。

既往研究[4)]では同一の条件でエネルギー効率を評価する手段としてシミュレーションが用いられてきたが、設計どおりの理想的な熱源システムの運用が仮定されているため、実在するフォルトが考慮されておらず、得られたエネルギー効率は実態値に比べ高くなっており、実態分析との整合がとれていなかった。

以上の背景より、本章では実態に即したシミュレーションモデルを構築し、地域冷暖房の省エネルギー性について検討を行うこととする。本章で開発したシミュレーションモデルは現実的な評価を可能とするために、地域冷暖房と個別熱源システムのエネルギー消費データの実態分析結果を利用している。実態分析ではシミュレーションで使用するパラメーターの導出において、機器性能や運用上のフォルトなど、エネルギー効率に係る実態を反映するように工夫を行っている。

3. 2　吸収ボイラ方式（C プラント）

3. 2. 1　研究概要

3. 2. 1. 1　地域冷暖房の個別熱源システムに対する省エネルギー性の検証方法

既存の地域冷暖房が実際に熱供給を行っている地区をケーススタディ対象とし、その地区内の需要家に対し地域冷暖房方式・個別熱源システム方式で１年間熱負荷を処理した場合についてそれぞれシミュレーションを行い、エネルギー効率を算出しその優劣を比較する（図-3.1）。エネルギー効率の評価には総合エネルギー効率を使用する。電力の一次エネルギー換算値は 9,830kJ/kW･h（平成 15 年度当時の省エネルギー法設定値）を使用している。

（地域冷暖房方式）　各需要家の熱需要の合計量に導管熱損失量とプラント自家使用量を加えた熱負荷に対して地域冷暖房プラントで熱製造を行う。

（個別熱源システム方式）　各需要家に個別熱源システムを設け熱需要に対して個別

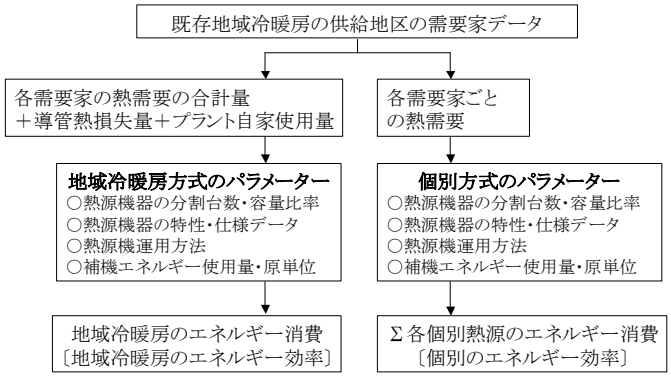


図-3.1　検証方法の流れ

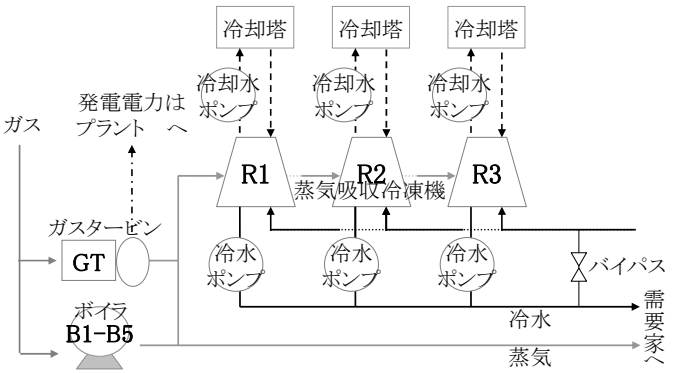
に熱供給を行う。

3. 2. 1. 2 検討対象の地域冷暖房プラント（Cプラントの概要）

本節では都市ガスを主なエネルギー源とする吸収ボイラ方式に着目しCプラントを検討対象とする。Cプラントは業務ビル・商業施設・イベント施設など計9建物（総延べ床面積：684,200m²）に対して冷熱・温熱（熱媒：蒸気）供給を行っており、熱源システムはガスタービン1台・蒸気吸収冷凍機7台・ボイラ5台によって構成されている（表-3.1、図-3.2）。調査データ[5]より得た同方式プラントの平均値との比較によりCプラントの一般性を検証すると、熱需要密度は 0.98GJ/m²(平均:1.36GJ/m²)と小さく、単位供給区域面積当りの導管長さは 0.025m⁻¹(平均:0.022m⁻¹)と長くなっているため、効率的な熱搬送は行いにくい条件にある。また、熱源機器構成について、冷凍機分割台数は平均値(6台)に近く、コージェネレーションシステム（CGS）はH12年度時点で37%のプラントで利用されており、また近年では大部分の新設プラントがCGSを設置していることから、CGSを吸収ボイラ方式の標準的な設備とみなすことができる。

表-3.1　Cプラントの熱源機器

記号	種類	容量[kW]
R1	蒸気吸収冷凍機	4,395
R2	蒸気吸収冷凍機	4,395
R3	蒸気吸収冷凍機	8,790
R4	蒸気吸収冷凍機	8,790
R5	蒸気吸収冷凍機	17,580
R6	蒸気吸収冷凍機	17,580
R7	蒸気吸収冷凍機	17,580
GT	ガスタービン	発電2,000kW
		蒸気6 t/h
B1	水管ボイラ	45 t/h
B2	水管ボイラ	45 t/h
B3	炉筒煙管ボイラ	12 t/h
B4	炉筒煙管ボイラ	12 t/h
B5	炉筒煙管ボイラ	24 t/h



注　スペースの関係で冷凍機は3台しか描かれていないが、シミュレーションモデルでは7台（R1-R7）設置されている。

図-3.2　地域冷暖房プラントモデル（Cプラント）

3. 2. 2 シミュレーションモデルの概要

3. 2. 2. 1 熱源システムモデル

１）　地域冷暖房プラントモデル（Cプラント）

熱源システムは実際のCプラントと同じ機器構成とし(図-3.2参照)、熱源機器やポンプの諸元(定格COP、定格動力、定格流量）に関しても実際の値を採用している。

２）　個別熱源システムモデル

各需要家に個別熱源システムを設ける。熱源システムはCプラントと同じく都市ガスを主たるエネルギーソースとし、熱源機器は後述する3.2.2.2節のデータおよび文献[4]から一般的に個別熱源システムで採用されているガス吸収冷温水機とした（図-3.3）。冷凍機一台当りの容量は各需要家の最大冷熱需要量（計算対象期間の最大値）に余裕率を乗じたものを容量比率で分割し決定する。また、3.2.2.2節のデータおよび文献[4]から一般的な熱源

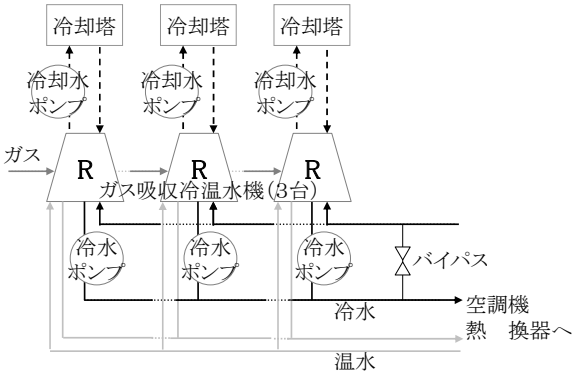


図-3.3　個別熱源システムモデル

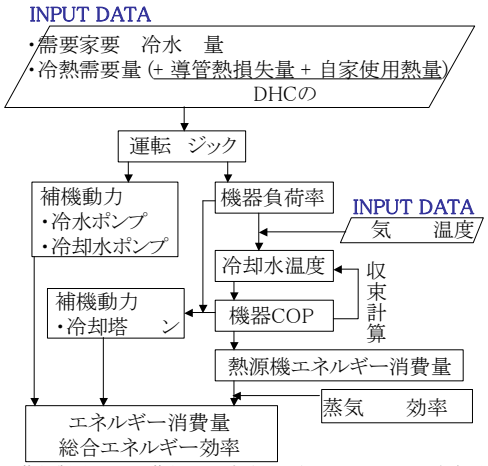
機器の分割について検討し、分割台数３台、余裕率1.2、容量比率1：1：1と設定した。

地域冷暖房プラントモデル、個別熱源システムモデルともに、シミュレーションはタイムステップ１時間で年間計算が行われ、入力データにはＣプラントの実測データ（建物毎／プラント合計の熱負荷量、要求冷水流量、外気湿球温度）を使用する。ここで、地域冷暖房の入力データ（プラント合計の熱負荷量）には導管熱損失量およびプラント自家使用量が含まれており、それら熱損失による影響を考慮できている。実測データは 2003 年 4 月から 2004 年 3 月までの１年間毎時に計測されている。冷熱源システムのエネルギー消費量は**図-3.4** に示すアルゴリズムによって求めており、温熱源システムのエネルギー消費量は温熱負荷量を以下に定義する蒸気製造効率で除して算出している。

（蒸気製造効率）

蒸気製造効率は個別熱源システム方式ではガス吸収冷温水機の効率と等しいが、地域冷暖房方式ではボイラに加え CGS の効率も考慮する必要がある。C プラントの CGS は 2003 年 7 月中旬から稼動し始めているため、分析対象データ（2003 年 4 月 - 2004 年 3 月）では CGS の年間での稼働状況が把握できず、また稼動初期ということで運転状況が安定していなかった。そこで、CGS の評価には以下の仮定条件を用いた。

全国地域冷暖房の調査データ [5]からガスタービン CGS 排熱を利用しているプラントを抽出し、プラント全体で製造した蒸気熱量に占める CGS 排熱回収熱量の割合（CGS 排熱量割合と定義する）を求めた（**図-3.5**）。図から CGS 排熱量割合は 0.5 付近が平均的であると考えられるため、C プラントにおいてもプラントで消費する 50%の蒸気は CGS によって製造されると仮定する。また、蒸気製造量の増大に伴い発電電力量も増加するが、プラント近隣の大型ビルに発電機を設置する等の工夫により電力は全て使い切ることとする。



注１ 蒸気製造効率は蒸気吸収冷凍機を採用している地域冷暖房システムでのみ使用する。個別熱源方式はガス吸収冷温水機を採用しているため、冷熱製造には蒸気は不要である。

注２ （冷却水温度の収束計算）冷却塔からの放熱量[⊿t(冷却水出入口温度差)×冷却水流量]が高熱源への汲み上げ熱量[(1+1/COP)×製造冷熱量]と等しくなるような⊿t’を算出し、外気湿球温度と冷却水出口/入口温度の関係（メーカ資料）から⊿t’を用いて冷却水出口温度を求める。ここで、湿球温度を固定すると、冷却水出口/入口温度は⊿t に対して一意に決まる。

図-3.4　冷熱源システムの計算アルゴリズム

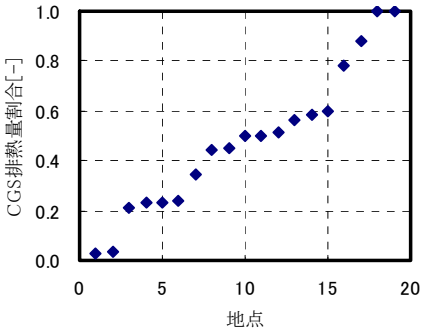
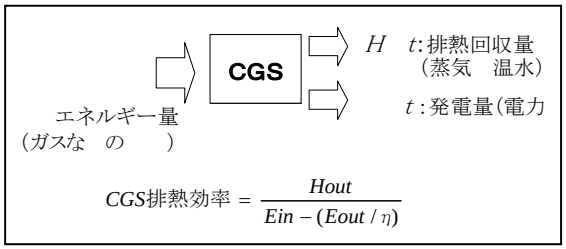


図-3.5　CGS 排熱量の割合（ガスタービン排熱）



注　η は比較対象とする商用電力の受電端効率
本検討では平成 15 年度省エネルギー法設定値（36.6%）を使用する

図-3.6　CGS 排熱効率の算出方法

続いて、CGS 排熱の価値については様々な考え方（2.2.4 節や文献[6]）があるが、本研究では CGS の発電効率が商用電力の受電端効率より低いために発生する余分なエネルギー投入量を排熱製造のためのエネルギー量と定義する（**図-3.6**、2.2.4 節の評価方法Ｂの考え方）。この評価方法を用いて C プラントのガスタービ

ンの実測データの年間値[発電効率（CGS 補機動力含む）0.214、排熱回収率 0.489]から CGS 排熱効率を算出すると 1.179 であった。

以上より、C プラントの都市ガスによる蒸気製造効率は時間に依らず**式-3.1** で表される一定値を取ることとする。

$$蒸気製造効率＝\frac{1}{\dfrac{(1.0-CGS排熱量割合)}{ボイラ効率}+\dfrac{CGS排熱量割合}{CGS排熱効率}} \quad ・・・3.1$$

3. 2. 2. 2 エネルギー効率に係る要素性能

エネルギー効率に係る各要素の性能は地域冷暖房と個別熱源システムで異なると考えられる。そこで、地域冷暖房(11地点)と個別熱源システム（18建物）の実測データおよびメーカーカタログからその差異について分析を行った。得られた結果は**表-3.2**に示すようにパラメーター化しシミュレーションモデルで使用する。

表-3.2　実態分析から得られたパラメーター

		単位	地域冷暖房	個別熱源
設要	温熱源機の効率	-	0.820	0.791
	冷凍機の定格COP	-	蒸気吸収冷凍機	ガス吸収冷温水機
			1.3	1.0
	冷凍機補機動力	kW/kW	$-2.43 \quad 10^{-7} \quad R$(機器容量) + 0.00785	
	冷却塔　ン動力	kW/kW	0.0058	0.0078
	冷水ポンプ動力	kW/kW	0.030	0.015
	冷却水ポンプ動力	kW/kW	0.033	0.033
運用要	バイパス　量		20(　機器　量比)	50(　機器　量比)
	動　間		10	30

(1) 熱源機のエネルギー効率

a 温熱源機

毎時実測データより温熱源機のエネルギー利用効率と負荷率の関係について分析し､エネルギー利用効率が負荷率に依存しないことを確認した上、その結果の平均値を基に、ボイラ（地域冷暖房モデル）の効率を高位発熱量基準で0.83、ガス吸収冷温水機（個別熱源モデル）の効率を0.80と設定する。ボイラの補機はメーカーカタログより26.2kW･h/GJ(単位蒸気製造熱量当たりの電力消費量)の電力消費があると設定する。また、ガス吸収冷温水機の補機についても同じ比率で電力消費が発生することとする。

b 冷凍機

蒸気吸収冷凍機（地域冷暖房モデル）の定格COPはCプラントで実際に使用されている機器の設計値と同じ1.3とし、ガス吸収冷温水機（個別熱源モデル）の定格COPは毎時実測データよりCOPについて分析した結果

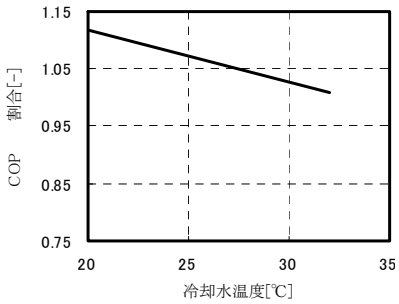
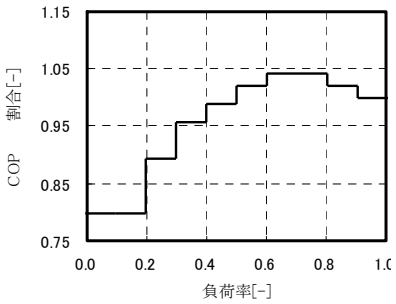
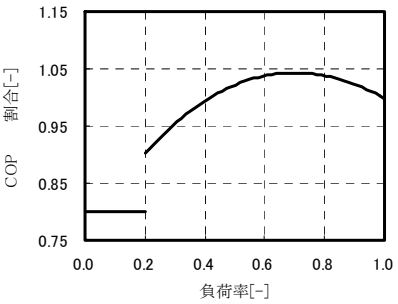


図-3.7　吸収冷凍機の冷却水温度特性



a　機器容量 351.6kW 未満



b　機器容量 351.6kW 以上

図-3.8　吸収冷凍機の負荷特性

を基に1.0とする。また、冷凍機の冷却水温度特性、負荷特性は蒸気吸収冷凍機、ガス吸収冷温水機ともにメーカーカタログ[7]から得た**図-3.7, 3.8**に示す特性を使用する。ただし、負荷特性に関して、負荷率0.2以下の領域では冷凍機がON-OFF運転に入るためCOPは一定値をとるものとし、また容量が351.6kWを下回る冷凍機に関してはHi-Lo-Off制御(**図-3.8a**)となるため**図-3.8b**のように連続的とはならず段階的に変化するものとする。

(2) 冷凍機の周辺機器（ポンプ、ファン、冷凍機補機）

a 冷凍機の補機動力

蒸気吸収冷凍機のカタログを26件収集し、単位機器容量当りの補機動力と機器容量の相関関係から近似式3.2を求め、それを地域冷暖房・個別熱源の両モデルで使用し補機動力を算出する。**式-3.2**から冷凍機の補機動力にはスケールメリットが存在することが分かる。また、補機は冷凍機の負荷率に関わらず常に定格で稼動すると仮定する。

$$Pa[\mathrm{kW/kW}] = -2.43\times10^{-7}\times R[\mathrm{kW}] + 0.00785 \qquad \cdot\cdot\cdot 3.2$$

Pa：単位機器容量当りの補機動力[kW/kW]

R ：冷凍機容量[kW]

b 冷水ポンプ動力

地域冷暖房モデルはCプラントで実際に使用されている冷水ポンプ動力の設計値0.030kW/kW（単位機器容量当りのポンプ動力）を使用する。個別熱源モデルでは、単位機器容量当りの一次ポンプ動力（設計値）を分析データから求め、その平均値0.015kW/kWを採用する。また、冷水ポンプは全て定流量ポンプと仮定する。

c 冷却水ポンプ動力

地域冷暖房と個別熱源システムで冷却水ポンプ動力に目立った差異は認められなかったため、本モデルでは両システムともにCプラントの設計値0.033kW/kWを使用する。また、冷却水ポンプは全て定流量ポンプを使用すると仮定する。

d ファン動力

冷却塔からの放熱量は製造冷熱量と冷凍機のエネルギー消費量の和に等しいと仮定し、年間実績値から単位放熱量に必要なファン動力について分析を行った。結果から、地域冷暖房の単位放熱量当りのファン動力の平均値は0.0058kW/kWで個別熱源システムの平均値0.0078kW/kWより小さくスケールメリットが存在する。

(3) 冷凍機の運転ロジック

冷凍機の運転は以下に述べる冷水流量ベース･冷熱量ベースの２つの運転ロジックを用いて決定される。具体的には、各運転ロジックからそれぞれ稼動させる機器の組み合わせを求め、そのうち稼動機器容量の合計が大きい組み合わせを採用する。このように冷水流量ベースでの運転も加味することで熱源システムのエネルギー効率低下を引き起こす冷水温度差問題を再現することができる。冷水温度差問題は、2.3.1.2節で述べたように、需要家側の冷水温度差が設計値を下回るフォルトで、特に冷熱需要負荷率が低い時間帯に発生し（**図-3.9**：Cプラント）、熱源機器負荷率の低下や補機動力の増加を引き起こす。

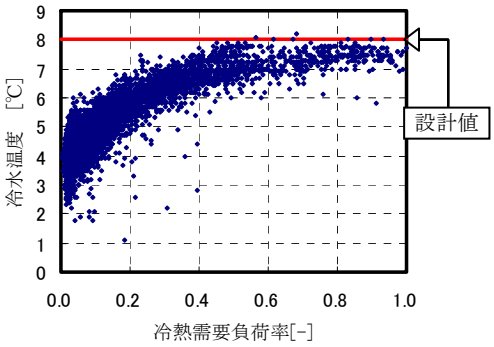


図-3.9 冷水温度差と冷熱需要負荷率の関係（Cプラント）

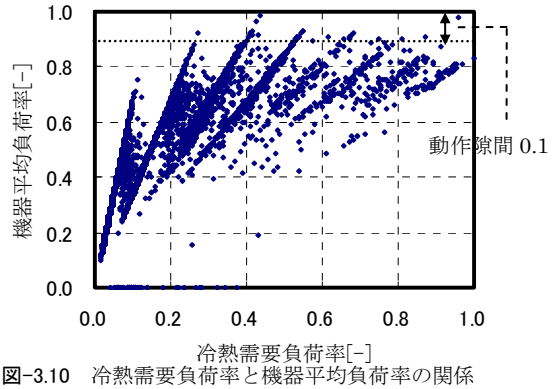


図-3.10　冷熱需要負荷率と機器平均負荷率の関係
（C プラント）

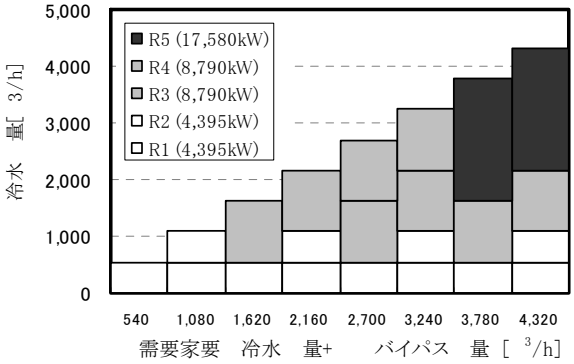


図-3.11　冷凍機の冷水流量ベースの運転ロジック
（地域冷暖房モデル）

a 冷熱量ベースの運転ロジック

稼動する機器は冷熱負荷量と動作隙間の大きさによって決定される。動作隙間とは冷凍機の増減段時のタイミングを決めるパラメーターで、急激な熱負荷変動に対応できるように設定されている。**図-3.10**に示すように冷凍機はある負荷率（＝1.0－動作隙間）を超えないように制御されており、実態分析結果より動作隙間の大きさは個別熱原システムでは平均0.3、地域冷暖房では一般的にそれより小さく例えばCプラントでは0.1となっていた。

b 冷水流量ベースの運転ロジック

稼動する機器は**図-3.11**（地域冷暖房モデル）のように需要家要求冷水流量と最低バイパス流量から決定される。地域冷暖房では専門のオペレーターが最適に近い運用を行っているのに対して、個別熱源システムでは専門の熱源管理者が存在しないため最適性よりは安定供給が優先された運用となる傾向にあると考え、最低バイパス流量は地域冷暖房モデルで最小冷凍機の設計流量値の20%、個別熱源モデルで50%と設定する。需要家側の冷水温度差が設計値通りに確保されている状態であれば冷水流量の増加には動作隙間で確保されている冷水流量（余裕量）で対応できるが、実際には**図-3.9**のように冷水温度差は常に確保されているわけではないため最低バイパス流量の確保が必要となる。

3. 2. 3 シミュレーション結果

3. 2. 3. 1 モデルの精度検証

シミュレーションの精度を確認するためにCプラントの実測値との比較を行った（**表-3.3**）。ただし、シミュレーションは実態と条件を揃えるためにCGS排熱量割合を分析対象期間中の実績値0.088［3.2.3.2以降での設定は0.5である（3.2.2.1節参照）］に揃え計算を行っている。表より、シミュレーション結果と実測値の差は合計で1%となっている。各項目について見ると、冷凍機補機およびボイラ補機で差異が大きくなっている。これは、補機のモデル化において、実際の機器特性の代わりに一般的なカタログ特性を使用したことが原因である。補機は複数の機器類（抽気ポンプ、冷媒循環用ポンプなど）によって構成されており、それぞれの挙動を再現するために

表-3.3　シミュレーションの精度検証

		実測値	モデル	差
電力［GWh］	冷凍機補機	185	458	148%
	ポンプ・ファン	4, 726	4, 859	3%
	ボイラ補機	517	399	-23%
	ＣＧＳ補機	142	142	0%
	小計	5, 570	5, 858	5%
ガス［Nm^3］	ボイラ	6, 376	6, 364	0%
	ＣＧＳ	1, 037	1, 037	0%
	小計	7, 413	7, 401	0%
合計［GJ］（一次換算値）		396, 146	398, 384	1%
総合エネルギー効率		0. 72	0. 71	

は詳細な資料が必要となるが本研究では入手できていない。

3. 2. 3. 2 地域冷暖房と個別熱源システムのエネルギー消費量計算結果

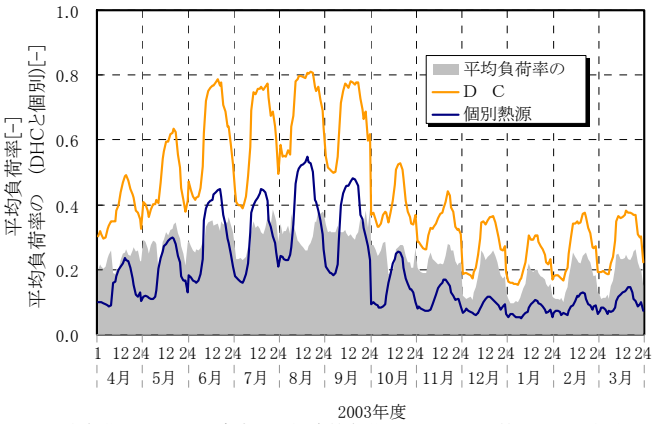
地域冷暖房と個別熱源システムの年間一次エネルギー消費量と省エネルギー率のシミュレーション結果を**表-3.4**に示す。省エネルギー率は個別熱源システムを基準にした地域冷暖房のエネルギー消費量の削減率を表している。結果より地域冷暖房は個別熱源システムに比べて冷熱源システムで24%、温熱源システムで5%、全体で15%の省エネルギー性を有することが分かった。さらに項目別に考察した結果を以下に示す。

表-3.4 年間一次エネルギー消費量

一次エネルギー量[GJ]		地域冷暖房	個別熱源	省エネルギー率
冷熱源システム	冷凍機	101, 298	120, 385	16%
	冷凍機補機	4, 500	9, 880	54%
	冷却塔ファン	3, 721	5, 087	27%
	冷水ポンプ	20, 832	20, 560	-1%
	冷却水ポンプ	23, 213	45, 387	49%
	小計	153, 563	201, 300	24%
温熱源システム	温熱源機	173, 074	181, 488	5%
	温熱源機補機	1, 241	2, 137	42%
	小計	174, 315	183, 625	5%
合計		327, 877	384, 924	15%
総合エネルギー効率		0. 80	0. 68	

(1) 冷熱源システム

冷凍機のエネルギー効率は蒸気吸収冷凍機（地域冷暖房）で1.07[＝1.3×0.82（定格COP×ボイラ効率）]、ガス吸収冷温水機（個別熱源システム）で1.00（定格COP）となっており冷凍機の性能自体に大きな差はなく、また負荷率や冷却水温度による影響(**図-3.7,3.8**）も小さいことから熱源システムの運用方法にも左右されない。しかし、地域冷暖房ではCGSを活用することにより蒸気製造効率が高まるため導管熱損失（8.8%）を加味しても表のように16%の省エネルギー効果が得られている。



注 平均負荷率の値は当該時間の総冷熱負荷量を稼動した熱源機器の総容量で除して求めた。

図-3.12 冷凍機の時刻別平均負荷率
（地域冷暖房と個別熱源システム）

冷凍機の周辺機器（ポンプ、ファン等）についてみると地域冷暖房で大幅にエネルギー消費量が削減されている。ファン動力に関してはスケールメリットが大きく寄与しているが、その他の機器に関しては以下に述べる冷凍機の運用方法が影響している。**図-3.12** は年間の冷凍機の時刻別平均負荷率を表したものだが、地域冷暖房は常に個別熱源システムより高い負荷率で冷凍機を稼動させていることが分かる。周辺機器動力は稼動している冷凍機の容量と相関があるため（本モデルでは比例関係を与えている）、地域冷暖房の高負荷率での運転つまり熱負荷量に対して過剰な容量の冷凍機を立ち上げない運転が周辺機器動力の削減につながっている。このような運転が可能となることについて以下のように要因分析を行った。個別熱源システムを基準にして地域冷暖房の稼動機器容量の削減分を稼動抑制された冷凍機容量と定義し、それを３つの要因(a,b,c)に分解した（**表-3.5**）。

a 機器制御　3.2.2.2 節の実態分析で示した通り地域冷暖房には専門のオペレーターの存在により適切な冷凍機の運用が実施されている。

b 集約効果　地域冷暖房では冷熱需要が集約されることで過剰に冷凍機を立ち上げることなく少ない冷凍機台数でまとめて熱供給を行える。例えば、夜間などの冷熱需要が少ない時間帯は個別熱源システムであれば各需要家で負荷を上回る容量の冷凍機を１台ずつ低負荷率で稼動させなければならないが、地域冷暖房では１台

または少数台の負荷に見合った規模の冷凍機でまとめて熱供給を行うことができる[8]。

c 導管熱損失　地域冷暖房ではプラント自家使用と導管熱損失が発生するため個別熱源システムに比べ多くの冷熱を製造する必要があり、その増加分のために冷凍機を多く稼動させなければならない場合がある。

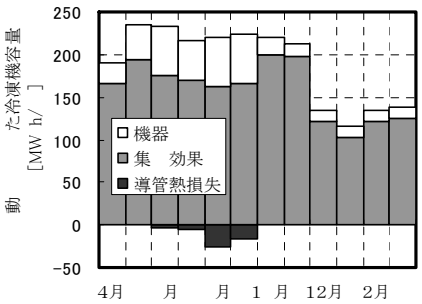
表-3.5　稼動抑制された冷凍機容量の計算方法

稼動抑制された冷凍機容量
＝個別－地域冷暖房
＝(個別-個別α)+ (個別α-地域冷暖房α) + (地域冷暖房α-地域冷暖房)
機器制御　**集約効果**　**導管熱損失**

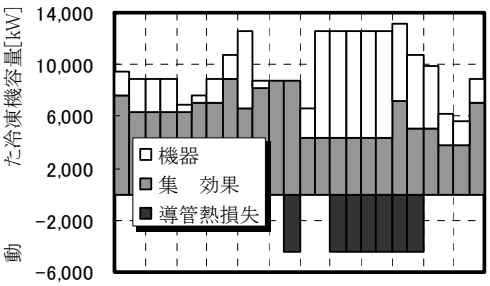
注 1　記の式は　動している機器容量を表している。
注 2　個別　:個別熱源の機器　を地域冷暖房と同　動　間 10　、　バイパス　量(　冷凍機　)20　と設定した　合
注 3　地域冷暖房　:冷熱負荷量を個別と同　冷熱需要量の　(導管熱損失、プラント自家使用量を　しない)と設定した　合

要因分析の結果（**図-3.13a**月別日平均）より、『集約効果』が年間を通して大きく現れており、『機器制御』による効果は冷熱需要が多く発生する中間期・夏期に大きくなっていることが分かる。また『導管熱損失』の影響は夏期のみに現れているが、これは**図-3.12**（地域冷暖房の負荷率）から分かるように夏期以外は冷水温度差問題の影響で負荷率が低くなっており、導管熱損失量程度の熱負荷の増加では新しく機器を立ち上げる必要がないためである。更に時刻別（**図-3.13b**）で見ると、夏期においては先述したように冷熱需要の少ない夜間に『集約効果』が大きく現れているが、冬期においては夜間に冷熱需要が全く発生しなくなる建物も存在するためその効果はそれ程大きく現れない。

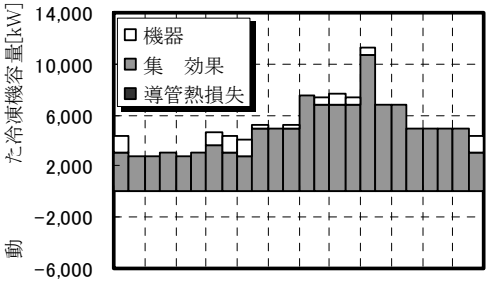
続いて、『集約効果』『機器制御』についてさらに詳しく検討した。**図-3.14**より『集約効果』は冷熱需要が発生している需要家の件数と正の相関があり、多くの需要家の冷熱需要を集約するほど効果が大きくなることが示された。また**図-3.15**は『機器制御』の効果と冷水温度差の関係を示しているが、冷水温度差が比較的確保されている領域では効果が大きく出ているのに対して冷水温度差が確保されていない領域ではその効果は小さくなっていることが分かる。この原因は冷水温度差が確保されていない時間帯は前述の通り不合理な冷凍機運転を強いられ機器制御の良さを発揮できないことにある。Cプラントの実績値（**図-3.10**）を例に見ても冷熱需要負荷率の低い領域（冷水温度差が小さい）では高負荷率での機器運用ができていないことが分かる。従って、機器制御による効果を得るためには冷水温度差の確保が必要条件となると言える。



a 月別日平均値　2003年度

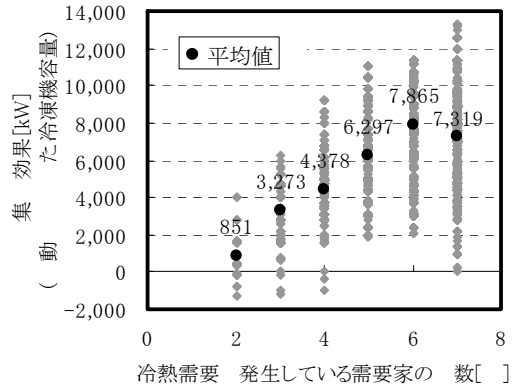


b 時刻別（8月1　）



b 時刻別（12月1　）

図-3.13　稼動抑制された冷凍機容量



注　C プラントの実際の需要家は 8 建物だがデータの都合上シミュレーションでは 7 建物としている。

図-3.14　集約効果と冷熱需要が発生している需要家件数の関係

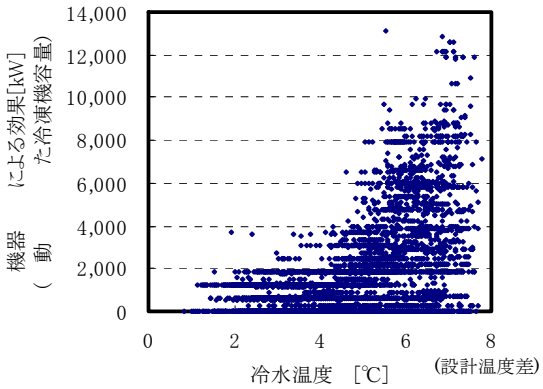


図-3.15　機器制御効果と冷水温度差の関係

(2) 温熱源システム

吸収ボイラ方式の地域冷暖房は一般的に蒸気を熱媒として温熱供給を行うため導管からの熱損失が大きくなるという問題があり、C プラントでも 10.4%の導管熱損失が発生している。また温熱源機の効率についても地域冷暖房と個別熱源システムでほとんど差異はない。しかし、地域冷暖房では CGS を使用しているため蒸気製造効率が高くなり、その結果導管熱損失を考慮しても個別熱源システムに対して５%の省エネルギー性を示すことができている。

3. 2. 3. 3 省エネルギー性の要因分析

3.2.3.2 節より地域冷暖房が省エネルギーであるという結果が示されたが、本節ではその省エネルギー量を**表-3.6** のように要因別に分解し、各要因の省エネルギー効果を把握した（**図-3.16**）。冷熱源システムの結果（**図-3.16a**）についてみると、集約効果が大きく示されており 3.2.3.2 節で述べた冷熱需要が集約されることによるメリットが定量的に示されている。また、自明とされてきた機器制御の良さ、機器のスケールメリット、CGS の有効性についてもそれぞれ定量的に示すことができた。導管搬送損失に関しては『冷水ポンプ動力の増大』と『導管熱損失（冷水ポンプ動力増大によるポンプ熱取得の増加分を含む)』の２つの要因が影響しており、『冷水ポンプ動力の増大』起因の損失が導管搬送損失量全体に占める割合は 48%であった。続いて、温熱源システム（**図-3.16b**）についてみると、温熱源機は機器負荷率による影響を受けず常に一定のエネルギー利用効率で稼動すると仮定しているため、集約効果や機器制御による負荷率向上効果は認められなかった。また、導管搬送損失が大きく出ているが、CGS による省エネルギー効果がそれを上回るためトータルでは地域冷暖房の方が省エネルギーとなっている。

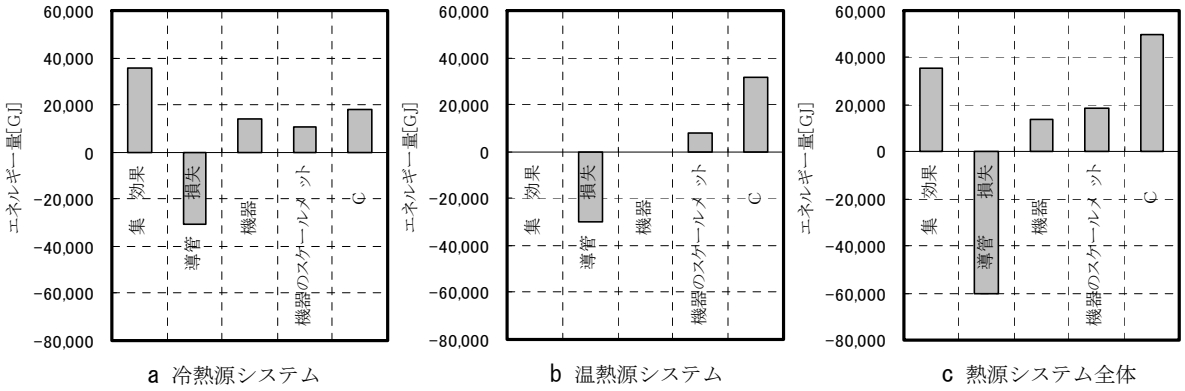


図-3.16　要因別の省エネルギー量（C プラント）

表-3.6　省エネルギー性の要因分析手法

《冷熱源システム》

省エネルギー量

=CASE0（個別熱源システム）－CASE5（地域冷暖房）

=(CASE0-CASE1)+ (CASE1-CASE2) + (CASE2-CASE3)
集約効果　導管搬送損失　機器のスケールメリット
+ (CASE3-CASE4) + (CASE4-CASE5)
機器制御　CGS

シ　ーシ ン	CAS 0	CAS 1	CAS 2	CAS 3	CAS 4	CAS 5
熱供給方式	個別	地冷	地冷	地冷	地冷	地冷
導管熱損失	し	し				
冷水ポンプ動力	個別	個別	地冷	地冷	地冷	地冷
機器仕様	個別	個別	個別	地冷	地冷	地冷
機器	個別	個別	個別	個別	地冷	地冷
CGS	し	し	し	し	し	

注 1 熱供給方式に準じて機器構成は以下のように変わる。個別熱源：冷凍機３台、地域冷暖房：冷凍機７台
注 2（冷水ポンプ動力[単位機器容量当りのポンプ動力]）個別熱源：0.015kW/kW、地域冷暖房：0.030kW/kW
注 3（機器仕様）個別熱源：[ガス吸収冷温水機、ファン動力 0.0078kW/kW]、地域冷暖房：[蒸気吸収冷凍機、ファン動力 0.0058kW/kW]
注 4（機器制御）個別熱源：[動作隙間 30%、　バイパス　量(　冷凍機　)50　]、地域冷暖房：[動作隙間 10%、　バイパス　量(　冷凍機　)20　]

《温熱源システム》

省エネルギー量

=CASE0（個別熱源システム）－CASE3（地域冷暖房）

=(CASE0-CASE1)+ (CASE1-CASE2) + (CASE2-CASE3)
導管搬送損失　機器のスケールメリット　CGS

シ　ーシ ン	CAS 0	CAS 1	CAS 2	CAS 3
熱供給方式	個別	地冷	地冷	地冷
導管熱損失	し			
機器仕様	個別	個別	地冷	地冷
CGS	し	し	し	

注 5（機器仕様）個別熱源：ガス吸収冷温水機、地域冷暖房：ボイラ

3. 2. 4 パラメーターの追加検討

3. 2. 4. 1 CGSのパラメータースタディ

3.2.2.2節の設定条件（ベースケース）ではCGSのパラメーター（CGS排熱量割合、CGS排熱効率）に仮定値を与えて計算していたが、3.2.3.3節の分析からCGSは地域冷暖房の省エネルギー性に大きく寄与する重要なファクターであることが示されたため、さらに検討が必要であると考えられる。そこで、以下のようにCGSのパラメーターを変化させ総合エネルギー効率の評価を行った。

CGS排熱量割合：実績値（図-3.5）をみるとCGS排熱量割合はプラントによって大きく異なり最小でほぼ0、最大で1となっていたため、本検討でも同様にCGS排熱割合を0から1まで0.2間隔で変化させる。

CGS排熱効率：調査結果[5)]を用いてCGSデータの揃っている７プラントについてCGS排熱効率を算出し、その中の最高値・平均値・最低値をそれぞれ求め検討に使用する。また、ガスタービンのカタログ効率[5)]、CプラントCGSの実績値（ベースケースで使用）についても併せて検討対象とする。

検討結果を示した表-3.7 より、パラメーターの違いによって総合エネルギー効率が大きく変化しており CGS の影響の大きさが確認された。また、CGS 排熱効率を高く保ち（高負荷率での運用）、CGS で多くの蒸気を賄うことにより相当な省エネルギー効果が期待できることも示された。

ただ、２つのパラメーターはトレードオフの

表-3.7　CGS のパラメーターと総合エネルギー効率の関係

		総合エネルギー効率[-]	CGS排熱量割合[-] 0.0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0
CGS排熱効率[-]	調査　果(　高)	1.85	0.70	0.77	0.86	0.98	1.13	1.34
	調査　果(平均)	1.15	0.70	0.74	0.78	0.82	0.87	0.93
	調査　果(　)	0.79	0.70	0.69	0.69	0.68	0.68	0.67
	タ　グ値	1.75	0.70	0.77	0.86	0.96	1.10	1.29
	Cプラント	1.18	0.70	0.74	0.78	0.83	0.88	0.95

注　ガスタービンのカタログ値は発電効率 25%、排熱回収効率 50%である。

関係にあり、例えば負荷率を高める運用を行えばCGSが稼動できる時間帯は限られCGS排熱量割合は減少することになる。そのため、CGSの設計・運用は地域特性やプラント機器構成などを十分に考慮し最適化を図らなければならないことが分かる。

3. 2. 4. 2 メンテナンス不足による経年的性能劣化

ベースケースでは個別熱源システムの総合エネルギー効率は0.68と調査結果[5]（0.54）を上回る結果となった。このことから、3.2.2.2節の実態分析では把握されていないエネルギー効率低下の要因がまだ存在すると考えられる。そこで、その要因の一つと考えられる熱源機器の経年的性能劣化について検討を行った。

熱源機器は使用年数とともにエネルギー効率が低下していくが､その劣化の程度はメンテナンスの良さによって大きく変わってくる[9)10)11)]。地域冷暖房では一般的にメンテナンスが適切に行われているのに対し、個別熱源システムでは管理が不十分なためエネルギー効率の低下が引き起こされやすい(定期的にメンテナンスをしない場合は5年目でCOPが20%低下する[9)])。そこで、ガス吸収冷温水機のCOPが20%、ボイラ効率が10%低下した場合について検討を行った。

検討結果を示した**表-3.8** より、経年的性能劣化による総合エネルギー効率の低下は 0.08 と大きくメンテナンスの重要性がうかがえる。また、総合エネルギー効率に着目すると経年的性能劣化を考慮した場合は 0.60 となり調査結果 [5]（0.54）[**表-1.2** 参照]に近い値となったが、数値には依然として開きがある。この差については調査結果の代表性についても検討する必要があり､より現実的な評価を行うためには個別熱源システムに対して更なる実態調査を行う必要があると考えられる。

表-3.8 メンテナンス不足による経年的性能劣化の影響

一次エネルギー[GJ]		個別熱源（ベースケース）	個別熱源（経年的性能劣化）	差
冷熱	冷凍機	120, 385	150, 481	-25%
	冷凍機補機	9, 880	9, 880	0%
	冷却塔ファン	5, 087	5, 728	-13%
	冷水ポンプ	20, 560	20, 560	0%
	冷却水ポンプ	45, 387	45, 387	0%
	小計	201, 300	232, 036	-15%
温熱	温熱源機	181, 488	201, 654	-11%
	温熱源機補機	2, 137	2, 137	0%
	小計	183, 625	203, 790	-11%
合計		384, 924	435, 826	-13%
総合エネルギー効率		0. 68	0. 60	

3. 2. 5 熱負荷の集約効果に関する検討

3.2.3 節の分析から、吸収ボイラ方式地域冷暖房において、熱負荷の集約効果は省エネルギー量が大きいことが明らかとなった。この熱負荷集約効果は個別熱源システムにはない地域冷暖房特有の効果であり、また、未利用エネルギーの活用などと異なり全てのプラントでその効果が発揮されるという観点からも､その重要性は高い。しかしながら､熱負荷集約効果については以下に示す２つの要素が関係しているためその効果を容易に把握することができず､また各要素に関する既往研究[12)13)]はあるものの各要素と熱源システムのエネルギー効率の関係については定量的には明らかにされていない。

Ⅰ 需要要素：複数の需要家からの熱需要/熱媒流量が集約されることで熱負荷パターンや熱媒往返温度差（以下：熱媒温度差と表記する）特性が変化する。

Ⅱ 熱源機器分割：熱負荷量が大きくなることで個別熱源システムに比べて熱源機器の分割台数が多く、また多様な容量比率を設定することが可能である。

従って、熱負荷集約効果を高める条件について明らかにすることは、地域冷暖房熱供給地区の選定ならびに熱源システム設計に対して有用な知見を与えると期待され、地域冷暖房全体のエネルギー効率向上に大きく資すると考えられる。以上の背景より、本節では熱負荷集約効果に係る要素（需要要素、熱源機器分割）に着目し、両要素が熱源システムのエネルギー効率に与える影響について明らかにすることを目的にシミュレーションを用いた感度解析を行う。

3. 2. 5. 1 研究概要

熱源システムのエネルギー効率は図-3.17に示すように様々な要素からの影響を受けている。その中から、本検討では熱負荷集約効果に関わる要素として、需要要素（熱負荷パターン、熱媒温度差特性）と熱源機器分割（分割台数、容量比率）に着目し、それらをパラメーターとした熱源システムのエネルギー効率についての感度解析をシミュレーションにより行なう。熱負荷集約効果から独立している要素については一定の設定を与える。具体的には、熱源機器や補機の性能は一般的なものとし、運用方法は常に必要最低限の機器のみ稼動させる合理的な運用(3.2.5.2節)とし、未利用エネルギーや高効率化技術は導入しないこととする。

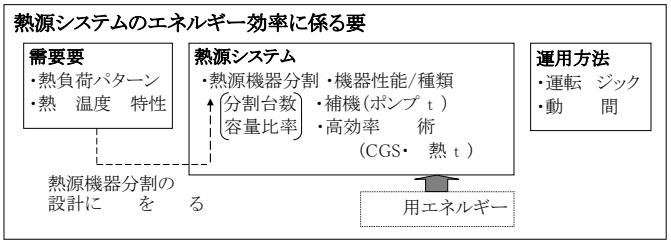


図-3.17　熱源システムのエネルギー効率に係る要素

検討対象とする熱源システムは吸収ボイラ方式地域冷暖房であり、そのシステム構成は蒸気吸収冷凍機とボイラの組み合わせとする。CGS を採用していないのは、本検討が熱負荷集約効果のみを評価することを目的としており、蒸気製造効率に影響を与える CGS は除外する必要があったためである。また、温熱源機器であるボイラのエネルギー効率は負荷率などの変化に対してそれ程大きな変動が生じないことから、温熱源システムについては検討を行わず、冷熱源システムのみを対象とする。

冷熱源システムのエネルギー効率の評価には製造冷熱量を冷熱源システムの一次エネルギー消費量で除した冷熱源システム効率を使用する。

3. 2. 5. 2 シミュレーションモデル

シミュレーションモデルの概要は 3.2.2 節と同様とする。熱源機器および補機の諸元も基本的には 3.2.2 節と同様であるが、以下の点で変更がある。

(1) 熱源機器

蒸気吸収冷凍機の定格COPは現在の一般的な機器仕様を考慮して1.2とする。冷凍機の総容量は最大冷熱負荷量の120%となるように設定し、その総容量に容量比率を乗じて各冷凍機の容量を求める。最大冷熱負荷量の値には吸収ボイラ方式地域冷暖房プラントの中で平均的なエネルギー効率[5)]を示しているプラント1の2003年度実績値（111.4GJ/h）を使用し、冷凍機容量は複数のメーカーカタログ値[例えば14)など]を参考に527kWから17,580kWまでの範囲に制限する。また、冷凍機の設計冷水流量は冷凍機容量を設計冷水温度差で除して決定する。

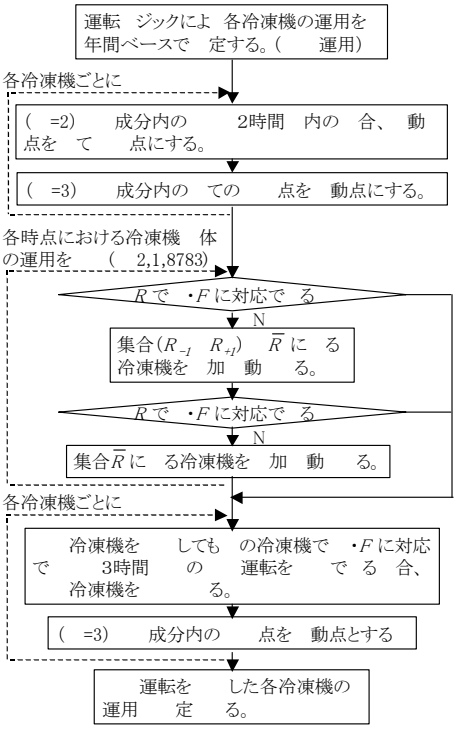
(2) ポンプ

ポンプ動力はプラント１の値を使用し、冷水ポンプ動力は0.030kW/kW（単位機器容量当りのポンプ動力）、

冷却水ポンプ動力は0.033kW/kWと設定する。ポンプの定格流量については、冷水ポンプは冷凍機の設計冷水流量に合わせ、冷却水ポンプは冷水ポンプの1.62倍（プラント１の値）の流量があるとする。また、冷水/冷却水ポンプは共に定流量ポンプと仮定する。

(3) 運転ロジック

冷凍機の運転はまず冷水流量ベース・冷熱量ベースの２つの運転ロジックを用いて決定される(3.2.2.2 節参照)。続いて、運転ロジックにより求めた冷凍機の運転計画（年間ベース）に起停回数低減手法[15]を適用し、冷凍機の起動/停止が頻繁に発生しないように修正する。起停回数低減手法のアルゴリズムは**図-3.18** に示す通りであり、冷凍機は停止してから３時間以内に再起動することがなく、また最低３時間は連続して運転されるようになっている（ただし、冷熱負荷が短時間だけ突出している場合は運転時間が３時間に満たないこともある）。アルゴリズム中にある連結成分とは、冷凍機の停止が κ 時間以上連続している時間帯から次にそのような時間帯が現れるまでの間にある時間帯を指している（**図-3.19**）。起停回数低減手法の採用により、冷凍機１台当りの起停回数（ON/OFF あるいは OFF/ON の切り替えを１回と数えた回数の和）は 3.2.5.3 節のシミュレーション結果より最大でも月 100 回程度となる。



R　時点　に　動する冷凍機の集合
　　時点　における冷熱負荷量
F　時点　における需要家要　冷水　量

注　追加稼動する冷凍機は $Q_j \cdot F_j$ に対応が可能となる条件の下で冷凍機容量の合計が最小となるような組み合わせとなっている。

図-3.18　起停回数低減手法のアルゴリズム

3. 2. 5. 3 需要要素をパラメーターとした感度解析

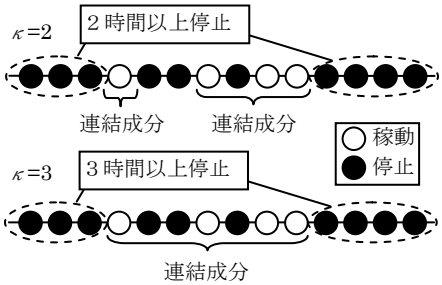
需要要素（冷熱負荷パターン、冷水温度差特性）が冷熱源システム効率に与える影響について感度解析を行った。

1) 需要要素のパラメーター

感度解析にはデータ収集を行うことができた地域冷暖房プラント（7 地点）の実績値を基に冷熱負荷パターン（Type-A, Type-B, Type-C）３通り、冷水温度差特性（境界値 0.1, 0.4, 0.7, 1.0）４通りを用いる。

(1) 冷熱負荷パターン

冷熱負荷パターンを評価する指標として全負荷相当運転時間（冷熱負荷量の年間積算値/最大冷熱負荷量）を採用し、地域冷暖房プラント 7 地点の冷熱負荷量データを分析した。全負荷相当運転時間はプラントによりばらつきがあり最小 1,099h・平均 1,717h・最大 2,651h であった。本検討では、全負荷相当運転時間が最小の冷熱負荷パターン（Type-A）、平均に近い値を示した冷熱負荷パターン（Type-B：全負荷相当運転時間 1,710h）、最大の冷熱負荷パターン（Type-C）の計３パターンを感度解析に使用することとする。続いて、それぞれの冷熱負荷パターンの負荷形状を把握するために年間累積負荷曲線を**図-3.20** に示す。図中の冷熱負荷率は最大冷熱負



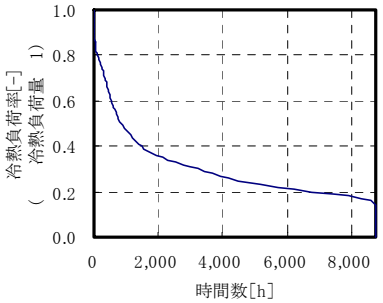
注　１時間毎の各冷凍機の状態（稼動または停止）を点の集合と捉えている。

図-3.19　連結成分

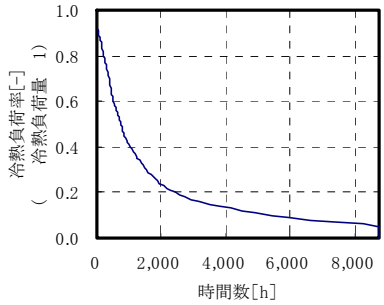
荷量を 1.0 に基準化した値である。ここで、冷熱負荷量は熱需要量と導管熱損失量の合算値としているが、導管熱損失量が全体に占める割合は年間値ベースで 3%～9%（地域冷暖房プラント(7 地点)の結果）と小さく負荷形状は主に熱需要量によって形成されている。**図-3.20** より、全負荷相当運転時間が長くなるにつれて（Type-A→Type-B→Type-C）、低冷熱負荷率時間帯が短くなっていることが分かる。特に、Type-C では冷熱負荷率 0.2 以下の時間帯がほとんどなく中・高冷熱負荷率が常に保たれているが、これは需要家の中に電算機を多く備えたビルがあり中間期や冬期においてもある程度まとまった冷熱需要が発生しているためである。

(2) 冷水温度差特性

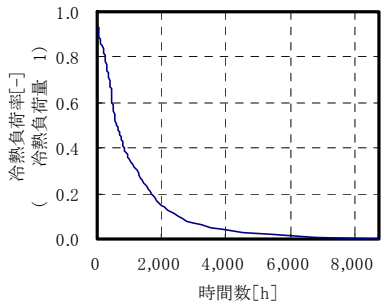
地域冷暖房プラント 7 地点について、冷水温度差(熱負荷量/需要家要求冷水流量)を算出した。プラントによって設定温度差は異なるため、冷水温度差の確保率（設定温度差を 1.0 に基準化した値）という指標を用いて冷水温度差特性を分析している。**図-3.21** に分析結果から得られた 4 つの異なる冷水温度差特性を示しているが、どの特性からも特に低冷熱負荷率領域において設定温度差が確保されていないことが分かる。冷水温度差は設定温度差で一定となるように設計されているが、実際には冷熱負荷量が小さい場合ファンコイル



Type-C

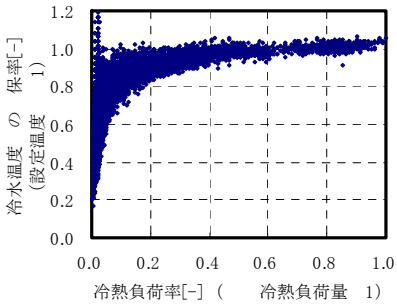


Type-B

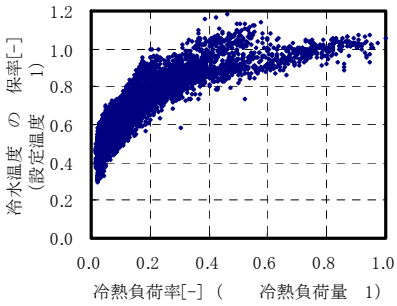


Type-A

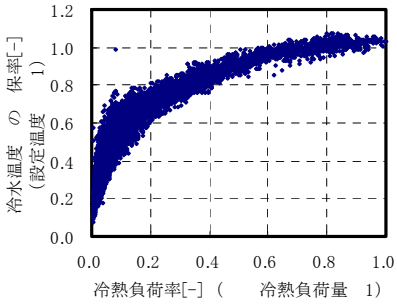
図-3.20 年間累積負荷曲線（冷熱）



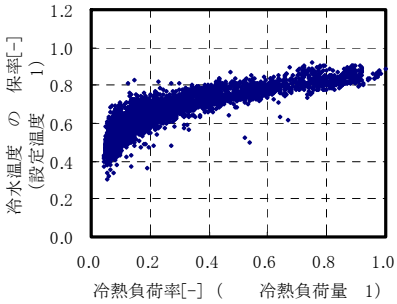
境界値 0.1



境界値 0.3



境界値 0.7



境界値 1.0

図-3.21 冷水温度差特性（実績値）

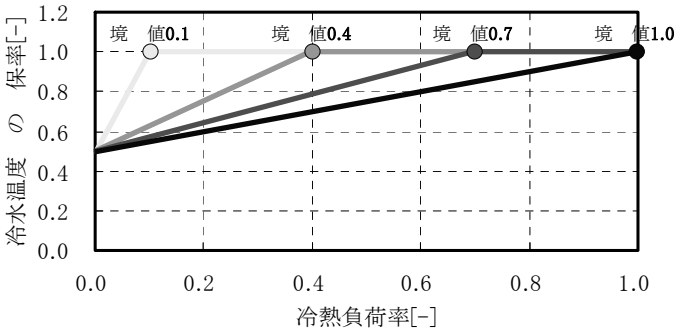


図-3.22 冷水温度差特性（シミュレーション）

の特性などから需要家が設定温度差で熱を利用できずこのような現象が発生する。シミュレーションでは、**図-3.21** で得られた特性を基に、冷水温度差が低下し始める冷熱負荷率を境界値として着目し、冷水温度差特性を**図-3.22** のように表現したものを使用する。

2) シミュレーションの設定

(1) インプットデータ

冷熱負荷量は Type-A, Type-B, Type-C の冷熱負荷パターンを示した各プラントの年間時系列冷熱負荷率データに最大冷熱負荷量（冷凍機容量の設定（3.2.5.2 節）と条件を揃え 111.4GJ/h とする）を乗じて作成する。需要家要求冷水流量は冷水温度差特性（境界値 0.1、0.4、0.7、1.0）から求めた冷水温度差で冷熱負荷量を除して作成する。設計冷水温度差はプラント 1 と同じく 8℃差としている。湿球温度はプラント 1 の実測データ（2003 年度）を使用する。

(2) 熱源機器分割

冷凍機の分割台数は全国の吸収ボイラ方式地域冷暖房プラントの平均(平成 12 年度時点)をとって 6 台とする。また、容量比率は、全冷凍機とも容量が等しい「等分割」と、1 台は小型機（容量：他冷凍機の 50%）で残りの冷凍機は等分割とする「等分割（小型機あり）」の 2 パターンについて検討する。

3) 感度解析結果（需要要素）

図-3.23 に冷熱源システム効率のシミュレーション結果を示す。最高冷熱源システム効率（Type-C、境界値 0.1）と最低冷熱源システム効率（Type-A、境界値 1.0）には、等分割で 0.13、等分割（小型機あり）で 0.11 もの差があり、需要要素による影響が大きい事が確認された。また、容量比率の違いについて、等分割の方が冷熱負荷パターンに対する感度（冷熱負荷パターンの違いによる冷熱源システム効率の変動量）が多少大きくなっているものの、それ以外に大きな差異は認められない。以下に、詳細な考察を示す。

まず、冷熱負荷パターンに着目すると、同じ条件（分割方法、冷水温度差特性の境界値が等しい）の下で冷熱源システム効率は Type-A, Type-B, Type-C の順に高くなっており（Type-A→Type-C の変動幅：0.06～0.11）、冷熱負荷パターンは冷熱源システム効率に大きく影響することが示された。このことを統計的に確認するために、地域冷暖房プラント（7 地点：Type-A,B,C の 3 地点含む）の冷熱負荷パターンからシミュレーションを用いて冷熱源システム効率を求め、その冷熱源システム効率と全負荷相当運転時間との関係について単回帰分析を行った（**図-3.24**）。冷熱源システム効率を求める際のシミュレーション設定は上述の設定と同じとしている（ただし、境界値は 0.4 とした）。図より、等分割（小型機あり）、等分割ともに正の相関が

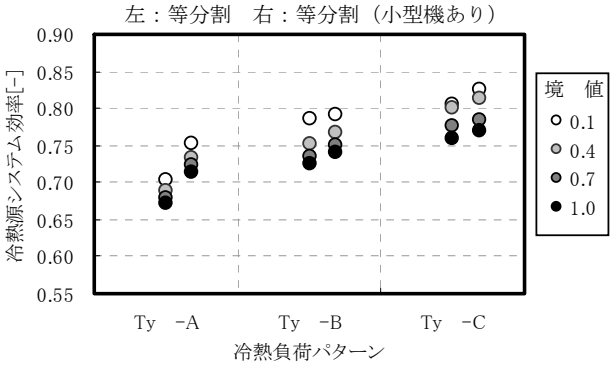


図-3.23　需要要素と冷熱源システム効率の関係

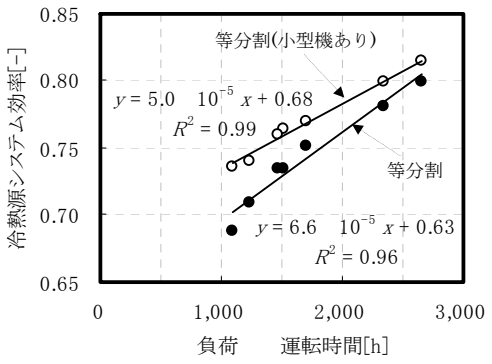


図-3.24　冷熱源システム効率と全負荷相当運転時間の関係
（地域冷暖房プラント 7 地点の結果、境界値 0.4）

得られており、相関係数も有意水準（両側）1%で有意であった。この結果から、冷熱負荷パターンの重要性が確認されると共に、熱負荷パターンの評価指標として全負荷相当運転時間が適していることも明らかとなった。続いて、冷水温度差特性について、同じ条件の下で境界値 0.1 と 1.0 の結果を比較した場合（**図-3.23**）、冷熱源システム効率に 0.03～0.06 程度の差が認められた。影響の程度は冷熱負荷パターンに比べ大きくないものの冷水温度差特性も重要な要因の一つであることが示されている。

次に、容量比率は等分割として、需要要素が冷熱源システム効率に影響を与えるメカニズムについて分析した。**図-3.25** に全てのパラメータケースについて年間平均冷凍機 COP(製造冷熱量/冷凍機本体の一次エネルギー消費量)、年間平均冷凍機負荷率（製造冷熱量/稼動した冷凍機の総容量）、単位製造熱量当りのポンプ動力（冷水・冷却水ポンプの一次エネルギー消費量/製造冷熱量）を示す。年間平均冷凍機 COP は冷熱負荷パターン、冷水温度差特性に依らずほぼ一定となっているが、これは蒸気吸収冷凍機の COP が**図-3.7,3.8** にあるように運用状況（負荷率・冷却水温度）にほとんど依存しないことに起因する。一方、単位製造熱量当りのポンプ動力にはばらつきが見られる。ポンプ動力はインバーターを使用しなければ冷凍機の負荷率と強い関係があるため、境界値が小さく（冷水往返温度差問題による冷凍機負荷率の低下が小さい）、全負荷相当運転時間の長い冷熱負荷パターンほど、冷凍機の負荷率が高くなり効率的な熱搬送が実現される。ポンプ動力が冷熱源システムの全エネルギー消費量に占める割合は 20%～30%と大きいため、この要素が冷熱源システム効率に大きく影響を与えていると考えられる。続いて、冷熱負荷パターン毎に月別の単位製造熱量当りのポンプ動力を示す（**図-3.26**）。このとき、境界値は 0.4、容量比率は等分割としている。図より、各冷熱負荷パターンのポンプ動力は冷熱負荷率の低下する中間期・冬期において大きく異なっており、Type-A と Type-C には最大で 7 倍もの差が生じていることが分かる。

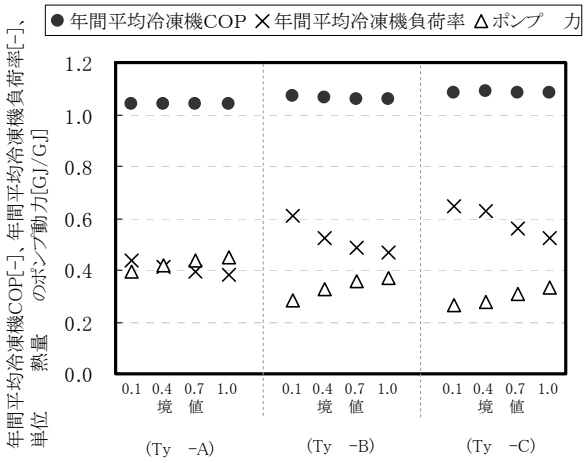


図-3.25　各種エネルギー効率（等分割）

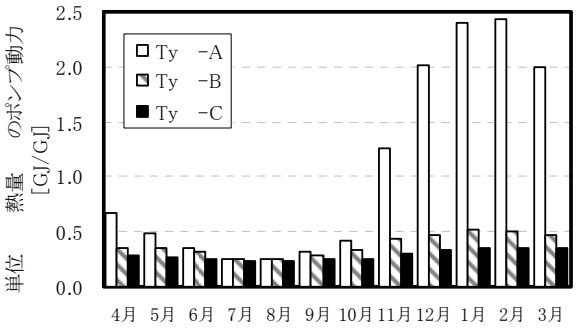


図-3.26　月別単位製造熱量当りのポンプ動力の比較
（境界値 0.4、等分割）

3. 2. 5. 4　熱源機器分割をパラメーターとした感度解析

熱源機器分割（冷凍機の分割台数、容量比率）が冷熱源システム効率に与える影響について感度解析を行った。シミュレーションの基本設定やインプットデータの作成方法は 3.2.5.4 節と同じである。

1）熱源機器分割のパラメーター

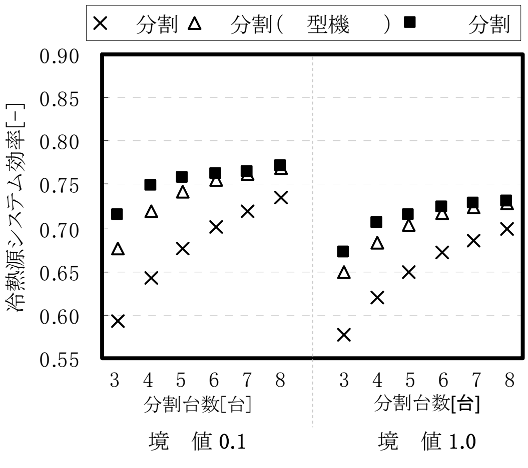
感度解析にはパラメーターとして分割台数６通り（３台から８台）、容量比率３通り（等分割・等分割（小型機あり）・最適分割）を使用する。分割台数の設定に関しては、全国の吸収ボイラ方式プラントのうち 81%

が３台から８台分割を採用している 5)ことに加え、それ以上の冷凍機を有していても全ての冷凍機が同時に稼動する可能性は低いと考えられるため、本設定は現実的であると考える。容量比率に関しては、特に一般的な比率がないため、ここでは等分割、等分割（小型機あり）、最適分割について検討する。最適分割には一般的に混合整数線形計画法16)など数学的な解法が採用されるが、それらは計算時間や記憶容量の問題から代表日の検討しか行えない。本研究は１時間毎の年間データを使用しており代表日のみの検討だけでは最適性に課題が残るため、以下のように繰り返し計算から最適容量比率を求めている。まず、容量比率の合計を 100 とする。この時、比率の値は全て整数とする(例:３台分割 97:2:1→97+2+1=100)。この条件の下で、全パターンについてシミュレーションを行い、その中で最も冷熱源システム効率が高くなった時の容量比率を最適解とする。

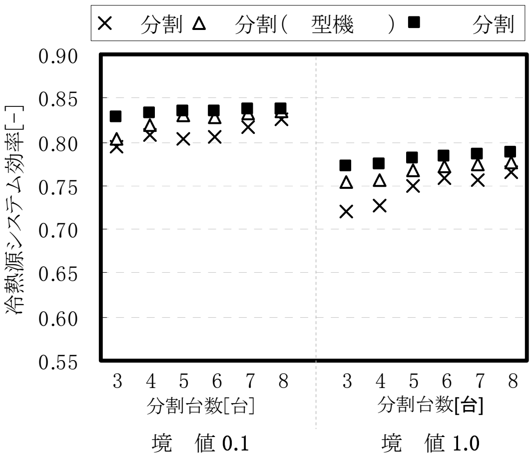
2) 感度解析結果（熱源機器分割）

図−3.27, **3.28** に冷熱源システム効率のシミュレーション結果を示す。**図−3.27** は冷熱負荷パターンを Type-A とした場合、**図−3.28** は Type-C とした場合で、それぞれ境界値 0.1 と 1.0 の２パターンについて結果を示している。

分割台数はその台数が多くなるにつれて、容量比率は多様化（等分割→等分割(小型機あり)→最適分割）するにつれて、冷熱源システム効率が高くなることが確認されたが、その変動量は Type-A の方が Type-C より大きくなっている（この傾向は境界値 0.1 と 1.0 共に同じである)。熱源機器分割の良し悪しは、特に低冷熱負荷率領域における冷凍機の負荷率に影響を与えるため、低冷熱負荷率時間帯の長い Type-A で熱源機器分割に対する感度が大きくなっている。次に、最適分割の容量比率（**表−3.9**）について見ると、その構成は大容量冷凍機１台、中容量冷凍機１台、残りの冷凍機は等分割となっていることが分かる。ただ、このように最適化せずとも、等分割（小型機あり）で最適分割に近い冷熱源システム効率が実現できることが**図−3.27**,



図−3.27　熱源機器分割と冷熱源システム効率の関係（冷熱負荷パターン：Type-A）



図−3.28　熱源機器分割と冷熱源システム効率の関係（冷熱負荷パターン：Type-C）

表−3.9　最適分割の容量比率

冷熱負荷パターン	境　値	分割台数[台] 3	4	5	6	7	8
Ty　−A	0.1	47 42 11	47 37 8 8	47 32 7 7 7	43 33 6 6 6 6	42 33 5 5 5 5 5	47 11 7 7 7 7 7 7
	1.0	47 38 15	47 35 9 9	47 35 6 6 6	44 32 6 6 6 6	45 25 6 6 6 6 6	45 19 6 6 6 6 6 6
Ty　−C	0.1	45 32 23	35 25 20 20	36 22 14 14 14	46 22 8 8 8 8	47 23 6 6 6 6 6	40 30 5 5 5 5 5 5
	1.0	47 35 18	44 34 11 11	46 33 7 7 7	47 29 6 6 6 6	45 30 5 5 5 5 5	46 30 4 4 4 4 4 4

3.28 の結果より示されている。

一般的な吸収ボイラ方式地域冷暖房プラントの熱源機器分割について文献 [5]を基に考えると、容量比率は等分割ではなくある程度の多様性が持たされており、また分割台数は平均で 6 台とこれ以上台数を増加させてもそれ程効果が望めない状況にある。ただし、規模の小さい地域冷暖房については、冷熱負荷パターンの全負荷相当運転時間が短く（Type-A に近い）、分割台数も 2～3 台と少ないプラントがよく見られるため、熱源機器分割の改善により省エネルギーが期待されると考える。

3. 2. 5. 5 ポンプのインバーター化

これまでの分析では、ポンプは全て定流量ポンプと仮定してきたが、実際にはインバーターポンプを採用しているプラントもいくつか存在する。将来的に、ポンプのインバーター化は技術の低廉化に伴い一般化していくと考えられるため、本節では全ての冷水/冷却水ポンプをインバーター化した場合について検討を行った。シミュレーションの設定はインバーターの導入により以下のように変更している。

冷水流量は、冷凍機から送出される流量と需要家要求冷水流量が等しくなるように、つまりバイパス流量がゼロとなるように制御する。最低バイパス流量の確保については、ポンプのインバーター化により急激な需要家要求冷水流量変動にも対応可能となるためその制限を外している。冷却水流量は、冷却水温度（冷却塔出口側）が常に 24℃となるように制御する。ただし、冷却水流量が定格値になっても 24℃まで下げられない場合はその限りではない。インバーター特性は冷水/冷却水ポンプにインバーターを使用している既存地域冷暖房プラントの実測データを近似して**図-3.29** のように求めている。理論的なインバーター特性は３乗式で表現できるが、実際には、負荷側バルブの制御あるいは他ポンプの吐出圧力が影響して必ずしも理論通りの特性とはならない。ここでは、相関係数が最も大きくなった指数関数を近似式に採用している。

図-3.30 に Type-A の冷熱負荷パターンで熱源機器分割の感度解析を行なった結果を示す。**図-3.27** の定流量ポンプの結果と比較すると、パラメーター（分割台数、容量比率）に対する感度が小さくなっていることが分かる。この原因について、冷熱源システム効率を決定するポンプ動力（3.2.5.3 節の結果参照）に着眼し説明する。これまで、熱源機器分割が冷熱負荷に合致していない場合は、熱負荷に対して過大な容量の冷凍機が稼動し、その結果、冷水/冷却水ポンプも必要以上の熱媒を供給していた。しかし、インバーターを導入した場合は流量を調節できるため過大な熱媒供給を抑制することができ、過剰に投入されていたポンプ動力を削減できる。従って、熱源機器分割の良し悪しがポンプ動力へ与える影響はインバーターの導入によって

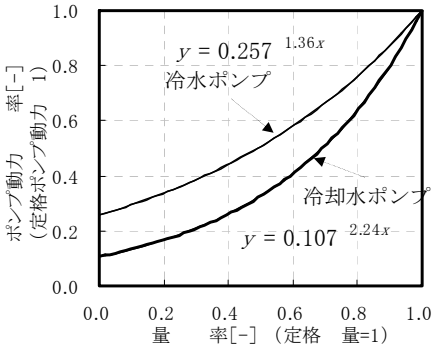


図-3.29 ポンプのインバーター特性

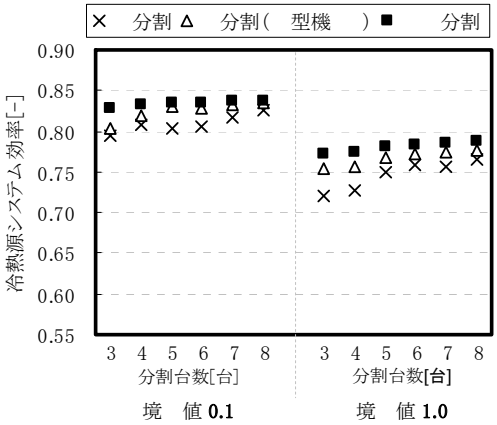


図-3.30 熱源機器分割と冷熱源システム効率の関係（冷熱負荷パターン：Type-A）

それほど大きくなくなったと言える。

3. 2. 5. 6 熱負荷の集約効果に関する検討のまとめ

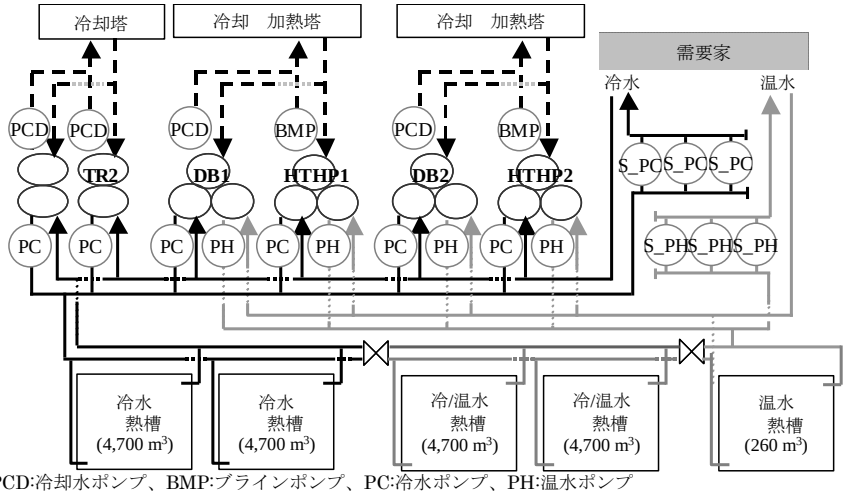
本検討では、吸収ボイラ方式システムの冷熱源システムを対象として、熱負荷集約効果に係る要素（需要要素、熱源機器分割）がエネルギー効率に与える影響についてシミュレーションによる感度解析を行った。以下に結果から得られた知見を示す。

1) 需要要素は冷熱源システム効率に対して最大で 0.11～0.13 程度の変動をもたらすことが示された。また、冷熱負荷パターンは全負荷相当運転時間が長いほど、冷水温度差特性は境界値が小さい（冷水温度差が設計通り確保される）ほど、冷熱源システム効率が良くなることが示された。
2) 吸収ボイラ方式の場合、冷熱源システム効率に対してポンプ動力が支配的な要因となり、そのポンプ動力に大きな差が生じるのは冷熱負荷量が少なくなる中間期・冬期であることが明らかとなった。
3) 熱源機器分割に関して、容量比率は等分割（小型機あり）で最適分割に近い冷熱源システム効率が実現できること、冷凍機の分割台数は多いほど冷熱源システム効率が高くなるが 6 台を越えたあたりからその効果は小さくなることが示された。ただし、低冷熱負荷率時間帯が短い（全負荷相当運転時間が長い）冷熱負荷パターンの場合は、熱源機器分割は冷熱源システム効率にほとんど影響を与えない。また、ポンプにインバーターを採用した場合は部分負荷でも効率の良い熱搬送を実現できるため、熱源機器分割に対する冷熱源システム効率の感度は小さくなる。プラント設計時に冷熱負荷パターンを精度良く予測することは難しいため、インバーターの有用性は大きいと考えられる。

3. 3 電動主体方式（Ｂプラント）

3. 3. 1 研究概要

本節では電力を主なエネルギー源とする電動主体方式に着目し、Ｂプラント(2.3.2 節の分析対象プラントと同一)を検討対象として分析を行なう。なお、省エネルギー性の検証手法は 3.2.1 節と同じとする。Ｂプラントは業務ビル・商業施設など計５建物（総延床面積：415,000m²、最小延床面積建物：31,610m²、最大延床面積建物：136,068m²）に対して冷水（106.6PJ 2002 年度）・温水(41.8PJ 2002 年度)供給を行っており、



注１　PCD:冷却水ポンプ、BMP:ブラインポンプ、PC:冷水ポンプ、PH:温水ポンプ
　　S_PC:二次冷水ポンプ、S_PH:二次温水ポンプ、熱源機器の記号は表-3.10 参照
注２　冷却/加熱塔の運用モードはヒーティングタワーヒートポンプの運転モード（冷房/暖房）に合わせて切り替わる。
注３　図中の二次ポンプの数は実際の数と異なる。

図-3.31　地域冷暖房プラントモデル（B プラント）

表-3.10　B プラントの熱源機器

記号	機器名称	運転モード	冷温種別	容量[GJ/h]	COP
TR	電動式ターボ冷凍機	冷水専用	冷熱	14.9	5.3
DB	熱回収ターボ冷凍機	熱回収	冷熱	5.0(冷)	6.7
			温熱	6.8(温)	
HTHP	ヒーティングタワーヒートポンプ	冷水専用	冷熱	18.3	4.7
		温水専用	温熱	12.7	3.2

注　表中の COP は定格値であり、定格条件は負荷率 100%・冷却水温度 32℃/ブライン温度-7℃である。

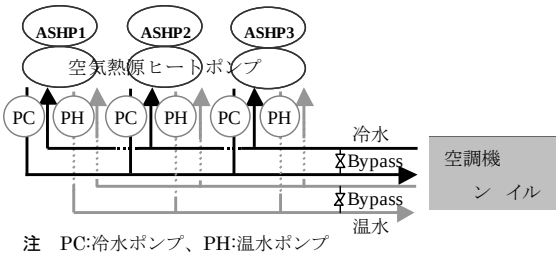
熱源システムは電動式冷凍機 6 台と蓄熱槽(19,060m^3)によって構成されている（表-3.10、図-3.31）。調査データ [5]より得た同方式プラントの平均値との比較により B プラントの一般性を検証すると、熱需要密度は 2.43GJ/m^2(平均:1.08GJ/m^2)と大きく、単位供給区域面積当りの導管長さは 0.018m^{-1}(平均:0.023m^{-1})と短いため、他プラントよりも効率的な熱搬送が期待される。また、熱源機器構成について、冷凍機分割台数は 6 台（平均: 7 台）であり、採用機種も一般的であると考えられる。蓄熱槽の規模は、平均値が 5,202m^3 であることを考慮すると突出して大きいと言える。

3. 3. 2 シミュレーションモデルの概要

3. 3. 2. 1 熱源システムモデル

１）　地域冷暖房プラントモデル（Bプラント）

熱源システムは実際のBプラントと同じ機器構成とし(図-3.31 参照)、熱源機器やポンプの諸元(定格 COP、定格動力、定格流量）に関しても実際の値を採用している。



注　PC:冷水ポンプ、PH:温水ポンプ

図-3.32　個別熱源システムモデル

２）　個別熱源システムモデル

各需要家に個別熱源システムを設ける。熱源システムは B プラントと同じく電力を主たるエネルギーソースとし、熱源機器は後述する 3.3.2.2 節のデータから個別熱源システムで一般的に採用されている空気熱源ヒートポンプとした（図-3.32）。空気熱源ヒートポンプ一台当りの冷熱製造能力は各需要家の最大冷熱需要量（計算対象期間の最大値）に余裕率を乗じたものを容量比率で分割し決定する。ここで、定格温熱製造能力（室外機吸込空気 7℃）はメーカーカタログ[17]を基に定格冷熱製造能力（室外機吸込空気 35℃）の 1.15 倍とする。また、3.3.2.2 節のデータおよび文献 [4]から一般的な熱源機器の分割について検討し、分割台数 3 台、余裕率 1.2、容量比率 1：1：1 と設定した。

地域冷暖房モデル・個別熱源システムモデルともに、シミュレーションはタイムステップ 1 時間で年間計算が行われ、入力データには B プラントの実測データ（建物毎あるいはプラント合計の熱負荷量、要求冷温水流量、外気湿球温度）を使用する。実測データは 2002 年 4 月から 2003 年 3 月までの 1 年間毎時に計測されている。熱源システムのエネルギー消費量は図-3.33、3-34 に示すアルゴリズムによって求めている。

3. 3. 2. 2 エネルギー効率に係る要素性能

分析データ〔地域冷暖房(11地点)と個別熱源システム（18建物）の実測データ：3.2.2.2節と同様〕およびメーカーカタログから、シミュレーションモデルに用いるパラメーターを以下のように導出した。

(1) 熱源機のエネルギー効率

地域冷暖房モデルの熱源機の定格 COP は、実際に B プラントで使用されている機器と同じとし(表-3.10)、負荷特性・冷却水（ブライン）温度特性は、B プラントの納入機器仕様書にある特性曲線あるいは B プラン

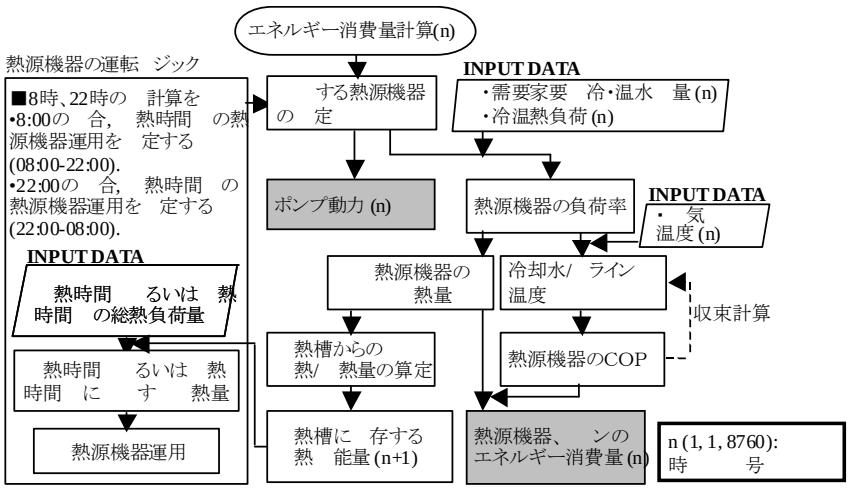


図-3.33 シミュレーションアルゴリズム（B プラント）

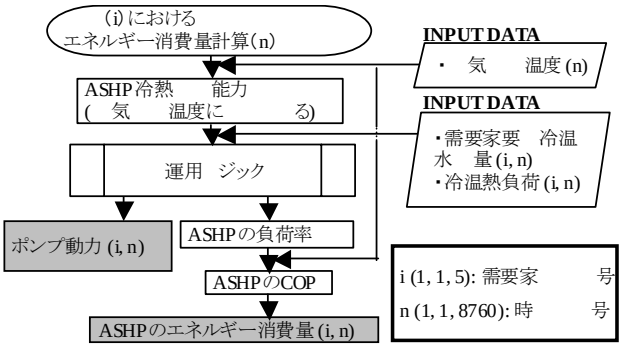


図-3.34 シミュレーションアルゴリズム（個別熱源システム）

表-3.11 単位熱源機器容量当たりのポンプ動力

	地域冷暖房			個別熱源システム	
冷水ポンプ	ターボ冷凍機		0.009 [kW/kW]	空気熱源ヒートポンプ(冷房モード)	0.015 [kW/kW]
	熱回収ターボ冷凍機		0.007 [kW/kW]		
	ヒーティングタワーヒートポンプ		0.012 [kW/kW]		
	次ポンプ	量ポンプ (2)	336 [m3/h] 116 [kW]	-	
		定 量ポンプ (5)	672 [m3/h] 180 [kW]		
温水ポンプ	熱回収ターボ冷凍機		0.008 [kW/kW]	空気熱源ヒートポンプ(暖房モード)	0.015 [kW/kW]
	ヒーティングタワーヒートポンプ		0.011 [kW/kW]		
	次ポンプ	量ポンプ (2)	252 [m3/h] 75 [kW]	-	
		定 量ポンプ (3)	504 [m3/h] 132 [kW]		

注 二次ポンプの項目にある括弧内の数値はポンプの個数を表す。

トの実績データから得た近似式を使用している（例として、ターボ冷凍機の機器特性を**図-3.39** に示す）。個別熱源システムモデルの熱源機器である空気熱源ヒートポンプの定格 COP は、汎用シミュレーター[18)]で使用されている値を基に冷房時 2.96、暖房時 3.12 とし、負荷特性・外気温度特性に関しても同シミュレーターで使用されている特性を採用する。

(2) 冷凍機の周辺機器（ポンプ、ファン）

a ポンプ動力

地域冷暖房モデルは、B プラントで実際に使用されている冷水/温水/冷却水/ブラインポンプ動力の設計値を使用する。個別熱源モデルは、空冷方式を採用しているため冷水/温水ポンプのみの使用となり、そのポンプ動力は、分析データから求めた単位機器容量当りの一次ポンプ動力（設計値）の平均値 0.015kW/kW とする。地域冷暖房・個別熱源システムの両モデルの冷水/温水ポンプ動力を**表-3.11** に示す。なお、単位流量の搬送に必要な動力を検証すると、地域冷暖房モデル（二次ポンプの動力まで考慮）は導管圧力損失が大きいため個別熱源システムの約 2.5 倍の動力が必要となっている。

地域冷暖房モデルでは、二次ポンプシステムにおいて変流量ポンプが採用されており、その動力は実績データをもとに得た**式-3.3, 3.4** より算出する。

$F \leqq 0.5 \times F_{rated}$: $P = P_{rated} \times (F/F_{rated})^3$ ・・・3.3

$F < 0.5 \times F_{rated}$: $P = P_{rated} \times (1/2)^3$ ・・・3.4

ここで、P:当該時刻におけるポンプの動力、P_{rated}:ポンプの定格動力、F:当該時刻における冷水/温水流量、F_{rated}:ポンプの定格冷水/温水流量

b ファン動力

冷却塔の単位放熱量当りのファン動力は、3.2.2.2 節と同様に、地域冷暖房モデルで 0.0058kW/kW とする。個別熱源システムモデルでは、ファン動力は空気熱源ヒートポンプ本体の動力に含まれている。ヒーティングタワーヒートポンプの暖房モード時に使用する加熱塔ファンに関しては、加熱塔の吸熱量は製造温熱量からヒートポンプへの投入エネルギー量を控除した値に等しいと仮定し、B プラントの年間実績値から単位吸熱量に必要なファン動力について求め、その値 0.0224 kW/kW を採用する。

(3) 蓄熱槽

地域冷暖房モデルは、**図-3.31** に示すように 5 つの蓄熱槽を有している。蓄熱槽からの放熱ロスは、単位時間当たり残存熱量（放熱可能量）の 0.12%とする。この設定は、シミュレーションにおける放熱ロスが年間値ベースで実績値と等しくなるように定めている。また、蓄熱槽と熱源機の運用制御は以下のように行っている。

（蓄熱）　蓄熱時間帯の制約から、22 時に蓄熱を開始し、蓄熱時間帯が終了する 8 時までに満蓄に近い状態となるように熱源機器は制御される。この時、熱源機器の運用は、機器負荷率は 100%になるように、かつ、効率の高い機器が優先的に稼働するようにロジックが組まれている。

（放熱）　放熱時は熱源機が機器負荷率 100%で稼働できるように放熱量が調節されている。また、電力のピーク調整時間帯（13:00～16:00）は、可能な限り放熱のみで熱負荷に対応することにする。

(4) 熱源機器の運転ロジック

地域冷暖房モデルの場合、効率の高い熱源機から優先的に稼働するようにロジックが組まれている。例えば、冷熱製造に際しては、温熱需要も十分にある場合には熱回収ターボ冷凍機が最優先で稼働する。温熱需要が少ない場合には、ターボ冷凍機がまず稼働し、それでも冷熱をまかなえない場合にヒーティングタワーヒートポンプが稼働する。個別熱源システムモデルの場合は、熱源機器種類は空気熱源ヒートポンプの 1 種類のみでかつ容量は等分割であるため、単純に稼働台数を決定するだけでよい。

熱源機器は需要家要求冷温水流量と冷温熱負荷の両方に対応できるように稼働する。稼働に際して、3.2.2.2 節で述べたように動作隙間と最低バイパス流量の 2 つの制約が存在するが、地域冷暖房モデルは蓄熱槽により負荷や要求流量の急激な変動に対応できるため、それらの制約は受けない。一方、個別熱源システムモデルにおいては、3.2.2.2 節と同様に最低バイパス流量 50%、動作隙間 30%と設定する。

3. 3. 3 シミュレーション結果

3. 3. 3. 1 モデルの精度検証

シミュレーションの精度を確認するために B プラントの実測値との比較を行った。まず、総合エネルギー効率を比較すると、シミュレーション値は 1.25 であったのに対して、B プラントの 2002 年度実績値は 1.19 と両者には 5%程度の差異がある。次に、熱源機器別のエネルギー消費量を月別に比較した**図-3.35** より、両

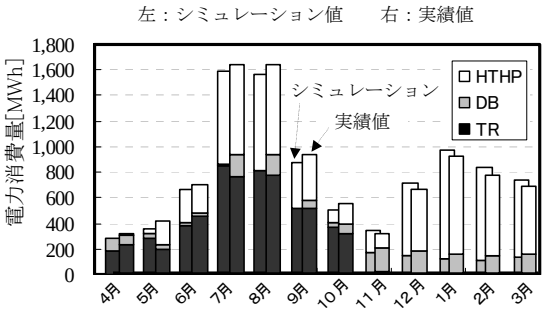


図-3.35　熱源機の電力消費量比較（B プラント）

者のエネルギー消費は以下の事項を除きほぼ同様な傾向を示している。

・実際の運転においては、夏期の夜間に、熱回収ターボ冷凍機が蓄熱を目的に冷熱製造専用モード（定格 COP 3.8）で運転されている。これは、2002 年度において B プラントで、経済的観点から製造熱量の夜間移行率を高める運用が行われていたためである。しかしながら、シミュレーションの運用は、エネルギー効率を高めることに主眼が置かれており、冷熱製造専用モード時の COP が冷水専用機に劣る熱回収ターボ冷凍機が冷熱製造専用モードで稼働することはない。この差異が、シミュレーションの総合エネルギー効率が実績値より高くなった主な原因の一つである。

3. 3. 3. 2 地域冷暖房と個別熱源システムのエネルギー消費量計算結果

地域冷暖房と個別熱源システムの年間一次エネルギー消費量と省エネルギー率のシミュレーション結果を**表-3.12** に示す。省エネルギー率は個別熱源システムを基準にした地域冷暖房のエネルギー消費量の削減率を表している。結果より地域冷暖房は個別熱源システムに比べて冷熱源システムで 29%、温熱源システムで 5%、全体で 22%の省エネルギー性を有することが分かった。ここで、シミュレーションから得られた個別熱源システムの総合エネルギー効率は 0.97 であり、実態データの分析結果[19]の 0.71 を大きく上回っている（ただし、分析結果[19] はサンプル数が 13 と少なく信頼性に欠ける可能性があることに留意が必要である）。さらに項目別に考察した結果を以下に示す。

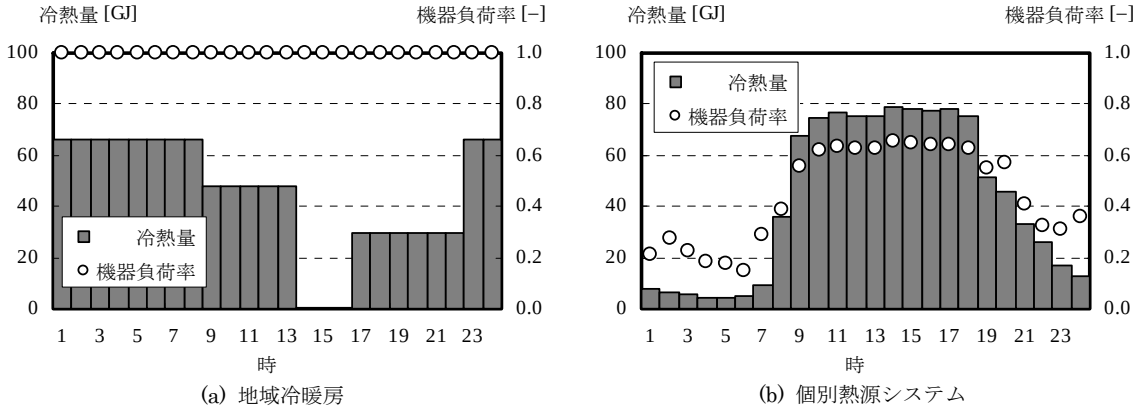
表-3.12 年間一次エネルギー消費量

一次エネルギー消費量[GJ]			地域冷暖房	個別熱源	エネルギー率[%]
冷熱源システム	冷凍機		6,077	9,407	35%
	冷却塔　ン		207	-	-
	冷却水ポンプ		540	-	-
	供給ポンプ	冷水ポンプ	318	1,714	39%
		冷水　次　ンプ	723	-	
	計		7,865	11,121	29%
温熱源システム	温熱源機		3,371	3,450	2%
	加熱塔　ン		151	-	-
	ラインポンプ		239	-	-
	供給ポンプ	温水	128	952	56%
		温水　次　ンプ	294	-	
	計		4,183	4,402	5%
合計			12,048	15,523	22%
総合エネルギー効率			1.25	0.97	-

(1) 冷熱源システム

冷凍機の定格 COP を比べると、地域冷暖房で使用する冷凍機は個別熱源システムの空気熱源ヒートポンプより約 1.5 倍程度効率が良い。それに加え、地域冷暖房の場合は蓄熱槽を活用しているため、**図-3.36** に示すように冷凍機は常に全負荷運転となり、部分負荷運転による COP 低下が発生しない。従って、地域冷暖房の冷凍機エネルギー消費量は個別熱源システムに比べて大幅に少なくなっている。

また、単純に計算した単位流量当たりの搬送動力（冷水/温水ポンプ動力）は 3.3.2.2 節で述べたように地



(a) 地域冷暖房　　(b) 個別熱源システム

図-3.36 熱源機器の制御（8 月 14 日）

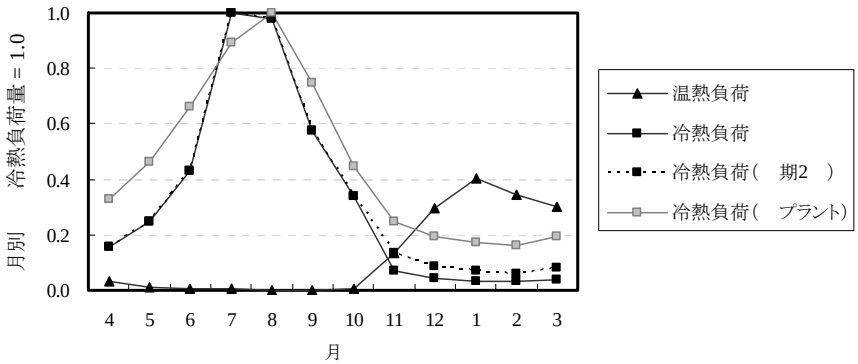
域冷暖房の方が大きかったが、**表-3.12** の結果を見ると、地域冷暖房の方が 39%の省エネルギーとなっている。これは主に以下の２つの要因に起因する。

・ 二次ポンプシステムに変流量ポンプを採用しているため、回転数制御による搬送動力の最適化が可能となる。(定流量ポンプのみの場合では、過剰に冷水を加圧することになるので、その圧力低減のために配管バルブが閉の方向に動作する。従って、エネルギー的に無駄な制御となる。)

・ 冷凍機が全負荷運転されることにより効率的な熱搬送が可能となる。具体的に言えば、機器負荷率が高いほど、単位熱量を搬送するためのポンプ動力は小さくなる。

(2) 温熱源システム

地域冷暖房の運転ロジックにおいては、熱回収ターボ冷凍機が優先的に稼働するようになっているが、B プラントの熱負荷パターンは**図-3.37** に示すように冬期の冷熱負荷が温熱負荷に対して極端に少なく、熱回収ターボ冷凍機の稼働が難しくなっている。その結果、熱回収ターボ冷凍機で製造した温熱量は、全体のわずか 28%しかなく、残りの 72%はヒーティングタワーヒートポンプで製造している。ヒーティングタワーヒートポンプは、定格 COP で評価すれば空気熱源ヒートポンプとほぼ同等のエネルギー効率を有すると言えるが、ブラインポンプ動力・加熱塔ファン動力が必要である事を考慮すると、システム COP では空気熱源ヒートポンプに劣る。このため、温熱源システムにおいては、冷熱源システムと異なり、それほど省エネルギー効果が発揮されていない。



注　冷熱負荷パターン（他プラント）は、B プラント以外の 3 プラントの冷熱負荷パターンを平均化したものである。

図-3.37　月別冷温熱負荷パターン（B プラント）

3. 3. 3. 3 省エネルギー性の要因分析

3.3.3.2 節より地域冷暖房が省エネルギーであるという結果が示されたが、本節ではその省エネルギー量を**表-3.13, 3.14** に示す追加シミュレーション（Run0～Run5）を用いたパラメータースタディにより以下のように要因分解する。

(a) Run0 と Run1 の差は「集約効果」であり、熱負荷が集約されることによるエネルギー的メリットについて表す（3.2.3.2 節参照)。

(b) Run1 と Run2 の差は「導管熱損失」であり、導管放熱ロスの発生および搬送動力（ポンプ動力）の増加による影響を表す。

(c) Run2 と Run3 の差は「機器のスケールメリット」であり、大型熱源機器の採用によるエネルギー的メリットを表す。

(d) Run3 と Run4 の差は「機器制御」であり、地域冷暖房の専門オペレーターによる適切な冷凍機運用の効

表-3.13　追加シミュレーションのパラメーター

	Run-0	Run-1	Run-2	Run-3	Run-4	Run-5
熱源機器の　成	個別	地冷 (　熱　し) :Type1	地冷 (　熱　し) :Type1	地冷 (　熱　し) :Type2	地冷 (　熱　し) :Type2	地冷 (　熱　　)
導管熱損失	し	し				
冷水/温水 ポンプ動力	個別	個別	地冷 (　熱　し)	地冷 (　熱　し)	地冷 (　熱　し)	地冷 (　熱　　)
機器	個別	個別	個別	個別	地冷 (　熱　し)	地冷 (　熱　　)

注　パラメーターの詳細は表-3.14 に示す。

表-3.14　パラメーターの詳細

		個別	地冷 (　熱　し) Type1	地冷 (　熱　し) Type2	地冷 (　熱　　)
熱源機器の　成		空気熱源ヒートポンプ 3台	空気熱源 ヒートポンプ 7台	ヒーティングタ ワーヒートポンプ 7台	表-3.10
冷水/温水ポンプ動力		0.015[kW/kW]	(冷水) 0.012[kW/kW] ＋　次ポンプ (温水) 0.011[kW/kW] ＋　次ポンプ		表-3.11 地域冷暖房
機器	動　　間[%]	30	10		し
	バイパス 量	50 (　冷凍機の設計 量比)	20 (　冷凍機の設計　量比)		し

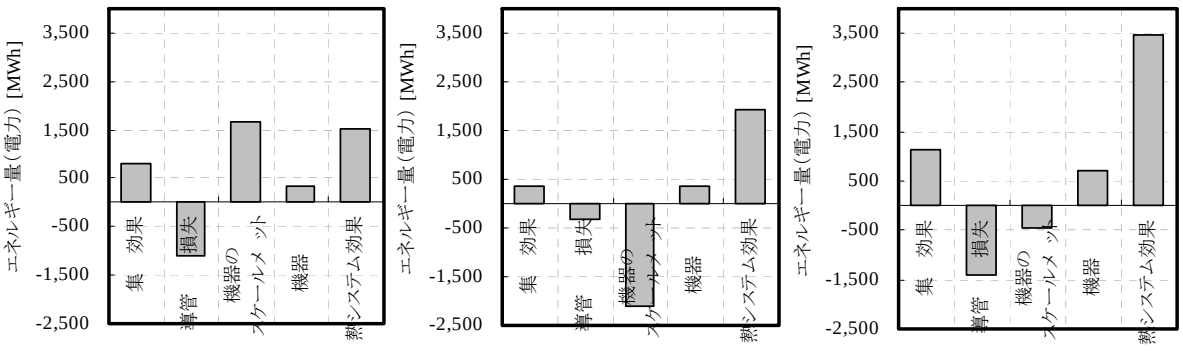
注 1　“地冷（蓄熱無し）”の熱源機器構成について、C プラント（蓄熱槽を有していない）と同じ台数分割 7 台としている。

注 2　“個別”、”地冷（蓄熱無し）”の冷凍機の容量は、余裕率 1.2 で等分割とする。(3.3.2.1 節参照)

果を表す。

(e) Run4 と Run5 の差は「蓄熱システム効果」であり、蓄熱槽の導入により熱源機器の高負荷率運転が可能となる効果、および、熱回収ターボ冷凍機の導入が可能となる効果を表す。熱回収ターボ冷凍機は蓄熱槽があることで日単位の冷温熱負荷バランスに合わせた冷熱・温熱の同時製造が可能となる。

要因分析の結果を図-3.38 に示す。冷熱源システムにおいては「機器のスケールメリット」と「蓄熱システム効果」による省エネルギー効果が大きく、一方、温熱源システムにおいては「機器のスケールメリット」が総合エネルギー効率を低下させている要因の一つであることが明らかとなった。ヒーティングタワーヒートポンプ（暖房モード）は、補機動力まで考慮したシステム COP で評価した場合、空気熱源ヒートポンプに劣る。従って、電動主体方式においては温熱を熱回収ターボ冷凍機などの高効率熱源機によって製造することが、高い総合エネルギー効率を実現するために肝要となってくる。



a 冷熱源システム　　b 温熱源システム　　c 熱源システム全体

図-3.38　要因別の省エネルギー量（B プラント）

（導管搬送損失の追加検討）　B プラントは 3.3.1 節で述べたように平均的なプラントに比べて効率的な熱搬送が可能となっているため、**図-3.38** に示した導管搬送損失は一般的なプラントよりも小さくなっている可能性がある。ここでは、単位供給区域面積当りの導管長さが平均値 0.023m^{-1}(B プラント：0.018m^{-1})であった場合の導管搬送損失を求める。検討に際しては以下の仮定を設けている。プラント自家使用量は既存プラントの実績データを参考に導管放熱ロス（導管延長前）の 25%とし、導管の延長に伴う管放熱ロスの増加幅は 1.24 倍（=0.023/0.018）とする。二次ポンプの全揚程のうち配管抵抗が占める割合は 50%とし、導管の延長に伴う配管抵抗の増加は 1.24 倍（=0.023/0.018）とする。シミュレーション結果より、導管搬送損失は冷熱源システム 1,279GJ、温熱源システム 397GJ となり、導管搬送損失はベースケースに比して 20%増加となった。これに伴い B プラントの省エネルギー量は全体で 8.1%減少している。B プラントでは顕著に現れなかった導管搬送損失であったが、導管に係るパラメーターを一般化すると影響は大きく、その重要性が再認識された。

3. 3. 4 パラメーターの追加検討

地域冷暖房は高効率化技術の導入により更なる省エネルギーポテンシャル向上が可能となると考えられる。また、これまでの検討では個別熱源システムの熱源機器として空気熱源ヒートポンプを採用してきたが、実際には、全てのシステムで空気熱源ヒートポンプが採用されているわけではない。このように 3.3.3 節（ベースケース）では検証されなかった要素について検討する。

検討１：ターボ冷凍機を採用した個別熱源システム

ベースケースでは、個別熱源システムの熱源機として空気熱源ヒートポンプを採用していたが、大規模建物においては個別熱源システムであってもターボ冷凍機を導入している事例もある。そこで、空気熱源ヒートポンプの代わりにターボ冷凍機を導入した場合について検討する。

検討２：冬期における冷熱負荷の増大

地域冷暖房のベースケースでは、冬期（11 月～3 月）の冷熱負荷量が温熱負荷量に対してわずか 28%しかなく、その結果、熱回収ターボ冷凍機を十分に活用できなかった。そこで、熱回収ターボ冷凍機がより稼働できるように冬期の冷熱負荷が 2 倍になった場合について検討する。この場合、冬期における温熱負荷量に対する冷熱負荷量の割合は 56%に達することになるが、他プラントの熱負荷パターンとの比較を示した**図-3.37** から、本仮定は十分に現実的であると言える。

検討３：インバーター・ターボ冷凍機の導入

インバーター・ターボ冷凍機は従来の定速ターボ冷凍機に比べ、部分負荷特性・冷却水温度特性において優れている（**図-3.39**）。そこで、地域冷暖房モデルにおいて、ターボ冷凍機とヒーティングタワーヒートポンプ（冷房モード）がインバーター仕様となった場合について検討する。なお、冷凍機の定格 COP は変更せずベースケースと同じ値を使用する（**表-3.10**）。

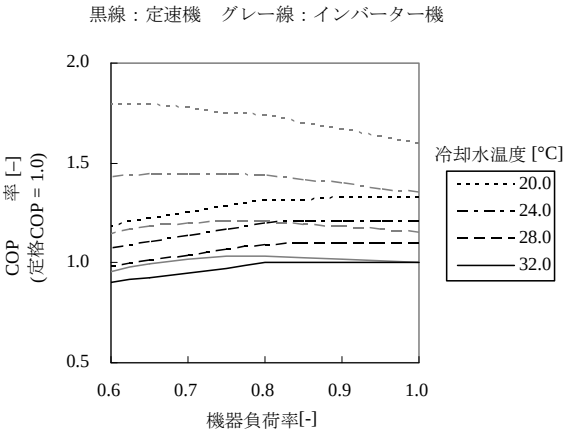


図-3.39　冷凍機の部分負荷特性と冷却水温度特性
（定速機とインバーター機）

検討４：熱源水としての河川水利用

地域冷暖房の利点の一つは、第一章の冒頭でも述べたように、未利用エネルギーの活用が可能なことであるが、Bプラント（ベースケース）では未利用エネルギーが活用されていない。そこで、地域冷暖房モデルにおいて、熱源水として河川水を活用した場合について検討する。河川水温度および河川水の搬送に係るポンプ動力については、既存の河川水利用地域冷暖房プラントの実績データに基づいて設定する。

以上の検討1～4のシミュレーション結果を**表-3.15**に示す。検討1（個別熱源システムへのターボ冷凍機導入）においては、冷熱源システムの電力消費量が個別熱源システムのベースケースに比べて12%削減されている。しかしながら、地域冷暖房の結果と比較するとまだ電力消費量は大きい。個別熱源システムにターボ冷凍機が導入されることによって、地域冷暖房の重要な省エネルギー要因の一つである「機器のスケールメリット」の効果（**図-3.39**）がなくなるが、地域冷暖房には「蓄熱システム効果」「集約効果」など他の効用もあるため、ターボ冷凍機を導入した個別熱源システムを比較対象としても地域冷暖房の省エネルギー性は担保される。

検討2（冬期冷熱負荷の増大）においては、冬期の冷熱負荷を2倍にすることによって、熱回収ターボ冷凍機が製造した温熱量の割合がベースケースの26%から39%へ上昇した。その結果、温熱源システムの電力消費量が6.8%削減されている。

検討3（インバーター・ターボ冷凍機の導入）においては、インバーター機を導入することによって、冷熱源システムの電力消費量が5.2%削減される結果となった。地域冷暖房のベースケースでは、蓄熱槽の活用により冷凍機は常に全負荷運転となっているため、インバーター機の導入による部分負荷特性の改善効果は現れない。従って、インバーター機の導入は冷却水温度特性の改善効果のみしかもたらさず、省エネルギー効果はそれほど現れない。なお、インバーター機の効果が顕著に現れると考えられるのは、吸収電動方式プラントであり、本方式では蓄熱槽の容量が小さいあるいは設置していない場合が多数であり、電動式冷凍機が部分負荷で稼動せざるをえない状況にある。そのため、インバーター機導入による部分負荷特性の改善効果はエネルギー消費量の削減に大きく寄与する[20)]。

検討4（河川水利用）においては、河川水の活用がエネルギー消費量削減に非常に効果的であることが示された。夏期・中間期における河川水温度は20℃～30℃であるため冷却水温度との間にそれ程大きな差異はないが、一方、冬期における河川水温度は10℃～15℃であり、加熱塔からのブライン温度（－5℃～0℃）と比べると相当に高くなっている。結果として、河川水を利用した場合のヒーティングタワーヒートポンプ

表-3.15　追加検討のシミュレーション結果

		年間電力消費量 [MWh]			総合エネルギー効率
		冷熱源システム	温熱源システム	合計	
個別	ベースケース	11,121	4,402	15,523	0.97
	検討1	9,823	4,402	14,225	1.06
地域冷暖房	ベースケース	7,865	4,183	12,048	1.25
	検討2	7,967	3,897	11,864	1.32
	検討3	7,457	4,183	11,640	1.30
	検討4	7,334	3,500	10,834	1.39

注　検討2においては、冷熱負荷量が他ケースより多い。そのため、合計の電力消費量が大きくても総合エネルギー効率は高くなっている。

（暖房モード）の COP は大きく向上し、温熱源システムの電力消費量の大幅な削減に寄与している。しかしながら、河川水を含む未利用熱源水の利用に際しては、そこから得られる省エネルギー効果は、未利用熱源とプラントの距離（ポンプ動力に影響）および未利用熱源の温度に大きく影響されることに留意しなければならない。

3. 4　まとめ

本章では個別熱源システムに対する地域冷暖房の省エネルギー性について検討を行うことを目的に、吸収ボイラ方式地域冷暖房プラント（Cプラント）、電動主体方式地域冷暖房プラント（Bプラント）をケーススタディとしたシミュレーション評価を行った。なお、比較基準システムは、吸収ボイラ方式はガス吸収冷温水機、電動主体方式は空気熱源ヒートポンプを採用した個別熱源システムとしている。地域冷暖房・個別熱源システムの両シミュレーションには、実態分析（使用データ：地域冷暖房11地点と個別熱源システム18建物）から得られたパラメーターを使用し、かつ熱源機器一台一台の運用を再現しているため、現実的かつ詳細な評価が可能となっている。熱源機器一台一台の運用を再現することの重要性は、例えば、電動主体方式において熱回収ターボ冷凍機の運用一つで総合エネルギー効率が大きく変化したことからも分かる。

以下に本章の分析により得られた知見を示す。

a) 吸収ボイラ方式地域冷暖房プラント（Cプラント）

1) 地域冷暖房は個別熱源システムに対して導管からの熱損失や熱搬送動力が増加するというデメリットがあるものの、熱需要の集約効果やCGSによる省エネルギー効果などが大きく、Cプラントの場合は個別熱源システムに対してベースケースでエネルギー消費量を15%削減できることが示された。

2) 個別熱源システムでは地域冷暖房に比べて低い負荷率での機器稼動を余儀なくされており、その差がエネルギー効率に大きく影響していることが明らかとなった。しかし、インバーター技術をポンプや冷凍機などに導入すればエネルギー効率が負荷率に左右されなくなるため、低負荷率稼動に起因するエネルギーロスが生じない。また、個別熱源システムでは専門の熱源管理者がいないため熱源機器制御をきめ細かく行うことができていなかったが、BEMS(Building Energy Management System)などコンピューターによる運用管理で今後改善される可能性がある。

3) 本検討では個別熱源システム（18建物）からパラメーターの抽出、フォルトの把握を行ったが、サンプル数が十分とは言えないため、シミュレーションから得られた個別熱源システムの総合エネルギー効率はベースケースで0.68、機器の経年的性能劣化を考慮した場合でも0.60と、実態データの分析結果[5)]の0.54からやや乖離した結果となった。従って、より現実的な評価を行うためには上記結果の代表性も含め、個別熱源システムに対して更なる実態調査を行う必要があると考えられる。

4) CGSは地域冷暖房の省エネルギー性に大きく寄与する重要なファクターであることが示された。そのため、CGSの設計・運用は地域特性やプラント機器構成などを十分に考慮し最適化を図らなければならないと言える。

5) 需要要素および熱源機器分割の感度解析から、需要要素は冷熱源システム効率に対して最大で0.11～0.13程度の変動をもたらし、全負荷相当運転時間は長く、冷水温度差は設計通り確保されることが、冷熱源システム効率向上の要件であることが示された。また、熱源機器分割に関しては、容量比率は等分

割（小型機あり）で最適分割に近い冷熱源システム効率が実現できることを明らかにした。

b) 電動主体方式地域冷暖房プラント（B プラント）

1) 地域冷暖房は冷熱源システムにおいて「機器のスケールメリット（ターボ冷凍機の導入が可能）」や「蓄熱システム効果」により個別熱源システムに対して 29%の省エネルギー性を有することが示された。一方、温熱源システムでは、「蓄熱システム効果」による省エネルギー効果が大きく現れているものの、大部分の温熱を製造しているヒーティングタワーヒートポンプのシステム COP は個別熱源システムで使用されている空気熱源ヒートポンプに劣るため、結果として、温熱源システムの省エネルギー量は大きくなく 5%のエネルギー消費量削減に留まっている。

2) 熱負荷パターンの改善および未利用熱源の活用によって、地域冷暖房の総合エネルギー効率はさらに向上する可能性があることが示された。検討した手法は、特に温熱源システムの省エネルギー化に大きく寄与しており、高効率化実現のためには温熱源システムのエネルギー効率向上が重要であると言える。本検討から、熱負荷パターンの改善はエネルギー効率に係る重要な要因であることが明らかとなったため、エネルギー効率と熱負荷パターンの関係について詳細に分析を行う必要がある。また、未利用熱源の活用に関しても、省エネルギーの観点からその有用性が示されたため、今後その活用を積極的に促進することが望まれる。

3) インバーター技術は地域冷暖房のエネルギー効率向上に寄与することが示されたが、個別熱源システムにおいても同様に省エネルギー効果があると考えられる。インバーター技術を含む高効率化技術が、経済的また技術的に個別熱源システムにおいても導入可能となった場合、地域冷暖房の省エネルギー性に変化が生じると考えられる。従って、将来の地域冷暖房の省エネルギー性を把握するために、今後の技術革新を踏まえた検討が必要となってくる。ここで得られる知見は、地域導管ネットワークが未発達な日本において特に有用であり、今後の熱供給事業の方向性を決定するのに不可欠なものである。

4) シミュレーションから得られた個別熱源システムの総合エネルギー効率は 0.97 であり、実態データの分析結果[19]の 0.71 を大きく上回っている（ただし、分析結果[19] はサンプル数が 13 と少なく信頼性に欠ける可能性があることに留意が必要である）。従って、より現実的な評価を行うためには、個別熱源システムに対して更なる実態調査を行う必要があると考えられる。

参考文献

1) 坂本雄三ほか：名古屋市域における未利用エネルギーの活用による省エネルギー効果の推計と評価（第２報）―省エネルギー効果の推計と評価―、空気調和・衛生工学会論文集No.58、pp.111-118、1995年6月
2) 糸川文崇、渡辺健一郎：地域冷暖房の省エネルギー性能に関する研究（その１）システム効率の実態と性能に関するデータの考察、空気調和衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.1657-1660、2003 年 9 月
3) 佐土原聡、福島朝彦、下田吉之：地域熱供給システムの省エネルギー性能とCO2 削減インパクトー地域熱供給システムの省エネルギー性、CO2 削減効果に関する実態研究・その３－、日本建築学会大会学術講演集（東海）、pp.535-536、2003年9月
4) 小此木時雄、栗原哲、田中良彦ほか：建物のエネルギー消費実態調査に関する研究－地域冷暖房と個別熱源方式の比較－（第２報）、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.305-308、2000年9月
5) 経済産業省資源エネルギー庁：エネルギー高度利用型地域熱供給システム研究会報告書、平成15年3月
6) 朴炳植、中村健一、鈴木胖：ガスタービンコージェネレーションシステムの各種高効率化手法のエクセルギー評価、電気学会論文誌Ｃ Vol.109 No.12、pp.877/884、平成元年 12 月
7) 空気調和設備委員会地域冷暖房システム検討小委員会：熱源系設備の技術情報収集と将来動向調査（１）現状の機器性能動向調査、空気調和衛生工学会、2002年
8) Shimoda Y., Nagota T., Isayama N. and Mizuno.M: Verification of Energy Efficiency of District Heating and Cooling System Using Realistic Parameters, Building and Environment Volume 43 Issue 4, pp.569-577, April 2008
9) 高橋淳一、小林光、近藤雅史、岡建雄：複合熱源蓄熱システムの熱源機器効率解析、空気調和・衛生工学会論文集74号、pp.91-100、1999年
10) 沢畠雄司、中原信生：岡崎地域冷暖房の運転実績　第３報、日本建築学会東海支部講演論文集、pp.353-356、1991年
11) 栗原哲、岡村明彦、田中良彦ほか：建物のエネルギー消費実態調査に関する研究－地域冷暖房と個別熱源方式の比較－（第４報），空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.589-592、2002 年 9 月
12) 渡辺健一郎、澤田雅浩ほか：都区部における熱供給ネットワークの有効性に関する研究－その２　累積負荷曲線による有効性の検討、日本建築学会大会学術講演梗概集、pp.1023-1024、1995 年 8 月
13) 柳正秀、植草常雄ほか：高次元アルゴリズムによる熱源装置台数分割の最適化、日本建築学会計画系論文集 No545、pp.51-57、2001 年 7 月
14) 三菱重工業株式会社：三菱重工技報Vol.37 No.2、2000年3月
15) 栗山憲、中村安弘ほか：空調用熱源プラントの最適運転制御に関する研究―熱冷凍機器の起停回数低減手法の提案、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.429-432、2002年9月
16) 横山良平、長谷川泰士、伊東弘一：混合整数線形計画法の一分解法によるエネルギー供給システムの機器構成最適化、日本機械学会論文集（Ｃ編）66巻652号、pp.204-211、2000年12月
17) 日立アプライアンス株式会社：空冷ヒートポンプＲＨＵＰシリーズ仕様値、2006年
18) Institute for building environment and energy conservation, Manual of building energy consumption simulator, 1999
19) Agency for Natural Resources and Energy, Report on the promotion of small-scale area energy network, 2005
20) 地域熱供給事業協会：地域熱供給シンポジウムテキスト、2007 年

第４章　地域冷暖房の高効率化手法に関する検討

4. 1　序論

第２章・第３章では、既存の地域冷暖房を分析対象として、エネルギー効率向上の要件および省エネルギー性能の要因把握について検証した。本章では、地域冷暖房の将来的なエネルギー効率に主眼を置くこととする。

現在、日本には 154 地点において地域冷暖房が導入されているが、それらが供給する熱量は民生用熱需要量の 1.2%程度を占めるに過ぎない（第１章参照）。しかし、文献[1)]によれば、熱需要密度の観点から評価した地域冷暖房導入可能地区は日本全国で合計 1,302 地区あり、それらの地区における熱需要量は民生用熱需要量の 11.1%に達することが示されている。このように、普及する余地を多分に残している地域冷暖房であるが、熱量料金の高さ[2)]や地域一体が協調することの難しさなどから民間事業者のモチベーションは高くなく、また行政としても地域冷暖房は省エネルギー性能を持つシステムであると認識する傾向にあるものの[3)4)]、東京都が地域冷暖房への加入を一部の地区で実質的に義務化していること[5)]を除けば、積極的な対応はとられていない。その結果、特に近年において地域冷暖房の新規導入件数は鈍化傾向にある（**図−1.1** 参照）。

地域冷暖房はこれまでの分析で示してきたように「未利用エネルギーの活用」「熱負荷の集約効果」「機器のスケールメリット」「機器制御の良さ」などの省エネルギー要因を有しており、特に「未利用エネルギーの活用」や「熱負荷の集約効果」は個別熱源システムの技術革新が進んでも実現できない固有のメリットであることから、個別熱源システム方式に比べ高いエネルギー効率を期待できるシステムであり更なる普及が望まれる。ただし、地域冷暖房はインフラストラクチャー整備のために莫大な資本投入を要するシステムであり、その投資回収のためには必然的にライフスパンも長期になることから、地域冷暖房の事業方針を決定する上で将来に渡っても有意性を持続できるのか慎重に検討を行う必要がある。

以上の背景から、本章では、実績値として高いエネルギー効率を示す既存プラントをケーススタディとして、今後計画される地域冷暖房において達成しうるエネルギー効率の最高値とそれを実現するための要件を示すことを目的に、将来的な技術進歩を考慮した高効率化技術の導入によるエネルギー効率の最大ポテンシャルを求める。これは、将来的な地域冷暖房事業の方向性を決定する上で重要な情報となり得ると考えられる。

4. 2　吸収ボイラ方式（D プラント）

4. 2. 1　研究概要

既存の吸収・ボイラ方式地域冷暖房の中で、工場排熱や清掃工場排熱などを利用せず、都市ガスを主たるエネルギーソースとしているプラント（コージェネレーションシステム利用プラント含む）のうち実績値として最高のエネルギー効率を実現している D プラントを対象に、実態を再現できるシミュレーションモデルを構築し、そのモデルを用いて以下の２つの検討を行う。

① 高効率を実現させるための要件を把握することを目的に、本プラントの高効率形成要因について検証する。

② 運用改善や機器更新など現状で可能な対策、また燃料電池など将来的に実用化されるであろう先端的技術による対策を講じた場合を想定し、本プラントあるいは今後同様な機器構成で建設される吸収ボイラ方式地域冷暖房が達成可能なエネルギー効率の最高値について検証する。

分析対象とする D プラントは、1994 年に熱供給を開始し、オフィスビル・住宅・ホテル・文化施設など計 9 建物（総延床面積：391,000m²）に対して冷水および蒸気供給を行っている。熱源システムは蒸気吸収冷凍機 7 台、蒸気ボイラ 5 台とガスタービン・コージェネレーションシステム（以下：ガスタービン CSG）4 台によって構成されている（表-4.1）。ガスタービン CGS4 台のうち 1 号機～3 号機は需要家ビルの所有、4 号機はプラントの所有となっており、発電された電力はすべて需要家建物に供給され、排熱はプラントで受け入れている。なお、総合エネルギー効率は冷温熱負荷量をプラントエネルギー消費量（以下で定義するガスタービン CGS の排熱蒸気用エネルギー消費量を含む）で除して算出する。D プラントのシステム系統図を図-4.1 に示す。

表-4.1　機器構成（D プラント）

記号	種類	容量
R1	蒸気吸収冷凍機	7,032
R2	蒸気吸収冷凍機	7,032
R3	蒸気吸収冷凍機	7,032
R4	蒸気吸収冷凍機	7,032
R5	蒸気吸収冷凍機	3.516
R6	蒸気吸収冷凍機	3.516
R7	蒸気吸収冷凍機	3.516
B1	炉筒煙管式蒸気ボイラ	15.0
B2	炉筒煙管式蒸気ボイラ	15.0
B3	炉筒煙管式蒸気ボイラ	15.0
B4	炉筒煙管式蒸気ボイラ	4.8
B5	炉筒煙管式蒸気ボイラ	4.8
1　機	ガスタービン発電機	1500
	排熱ボイラ	4.45
2　機	ガスタービン発電機	1500
	排熱ボイラ	4.45
3　機	ガスタービン発電機	1500
	排熱ボイラ	4.45
4　機	ガスタービン発電機	1500
	排熱ボイラ	4.45

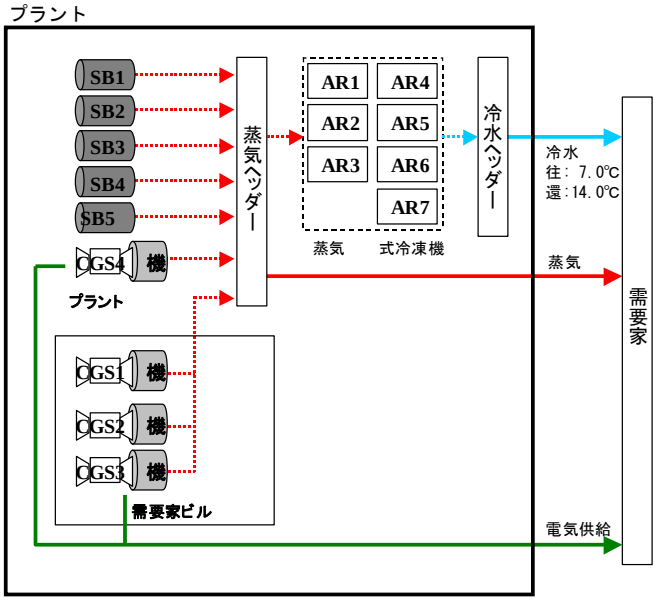


図-4.1　D プラントの熱源システム系統図

4. 2. 2　シミュレーションモデルの概要

4. 2. 2. 1　熱源システムモデル

シミュレーションはタイムステップ 1 時間で年間計算が行われ、入力データには D プラントの実測データ（建物毎／プラント合計の熱負荷量、要求冷水流量、外気湿球温度、ガスタービン CGS1 号機～4 号機の各発電電力量・CGS 補機電力使用量・CGS 排熱回収量）を使用する。実測データは 2004 年 4 月から 2005 年 3 月までの 1 年間毎時に計測されている。冷熱源システムのエネルギー消費量には 3.2.2.1 節の C プラントと同じアルゴリズムを採用し（図-3.4）、温熱源システムのエネルギー消費量は温熱負荷量を 3.2.2.1 節で定義した蒸気製造効率で除して算出している。なお、一次エネルギー算出に際しては、電力の一次エネルギー換算値は 9,830kJ/kW･h（平成 15 年度当時の省エネルギー法設定値）を使用している。

4. 2. 2. 2　シミュレーション条件

シミュレーションは、Dプラント特有のパラメーター（冷凍機の定格COP値・ポンプ動力・ガスタービン

CGS特性）以外は、3.2.2.2節で定めた地域冷暖房の一般的なパラメーター設定を採用している。

(1) 熱源機のエネルギー効率

蒸気吸収冷凍機の定格COPはDプラントで実際に使用されている機器の設計値と同じ1.2とし、冷凍機の冷却水温度特性・負荷特性は**図-3.7, 3.8**に示す特性を使用する。ボイラの諸元は、3.2.2.2節と同様とし、ボイラ効率は高位発熱量基準で0.83、ボイラの補機は26.2kW･h/GJ(単位蒸気製造熱量当たりの電力消費量)の電力消費があると設定する。

(2) 冷凍機の周辺機器（ポンプ、ファン、冷凍機補機）

a 冷凍機の補機動力・ファン動力

冷凍機の補機動力は**式-3.2**から算出し、冷却塔ファン動力（単位放熱量当りの動力）は0.0058kW/kWとする（3.2.2.2節参照）。

b 冷水/冷却水ポンプ動力

本プラントでは、すべての冷水/冷却水ポンプ動力にインバーターを導入している。ポンプ動力は実績値からポンプ動力と流量の関係を求めた近似式により算出する。例として、冷凍機（容量7,032kW）のポンプインバーター特性を**図-4.2, 4.3**に示す。

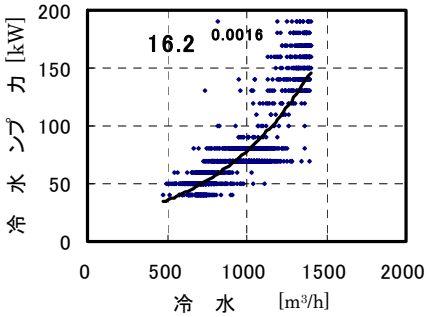


図-4.2 ポンプ動力と冷却水流量の関係（冷凍機 7,032kW）

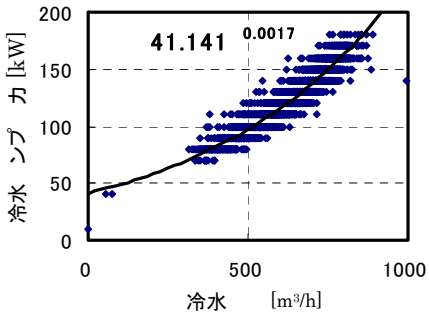


図-4.3 ポンプ動力と冷水流量の関係（冷凍機 7,032kW）

(3) ガスタービンCGS

定格時の効率はDプラント納入機器仕様書より、発電効率21%・蒸気排熱効率48.6%とする。発電効率特性には、**図-4.4**に示すガスタービンCGS1号機の発電負荷率と発電効率の関係（実績値）から導かれた近似線を全てのガスタービンCGS機で用いる。ここで、ガスタービンCGS1号機の特性については、他３台でも同様な特性となっていることが認められている。CGS排熱回収量（CGSから排出された蒸気のうち実際に使用された蒸気熱量）には、各ガスタービンCGS機の毎時CGS排熱回収量の実績値をインプットデータとして用いる。

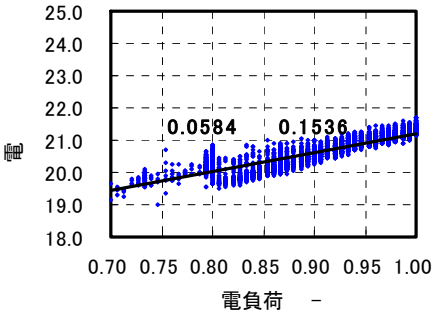


図-4.4 発電負荷率と発電効率の関係（CGS１号機）

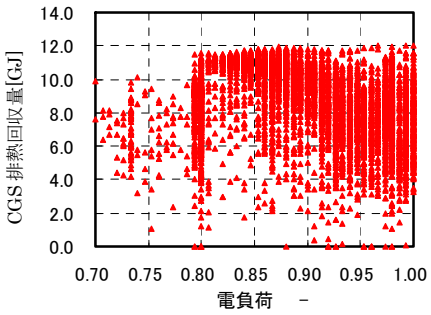


図-4.5 CGS 排熱回収量の実態（CGS１号機）

つまり、シミュレーションと実績値で各ガスタービンCGS機からの排熱回収量は同じとなる。このような設定にしたのは、需要家ビル側所有のガスタービンCGS３台（1号機～3号機）からの排熱蒸気は**図-4.5**に示すように十分に回収されていない時間帯が多く見られ、このような規則性のない不合理な運用は実績値を用いなければシミュレーションで再現できないためである。因みに、プラント側所有のガスタービンCGS4号機はほとんどの時間で全負荷運転しており、排熱蒸気もほぼ全量がプラントで回収されている。

ガスタービンCGS機の運用は、ガスタービンCGS1号機～４号機の各発電電力量の毎時実績データからシミュレーションでも同量の発電を行うように設定している。また、ガスタービンCGSで製造した電力は需要家側で、排熱蒸気はプラント側でと同一の場所で消費されていないため、ガスタービンCGSに投入したエネルギー消費量を発電用と排熱蒸気用に分離する必要がある。分離方法には**図-3.6**に示しCGS排熱効率という考え方を採用し、ガスタービンCGSの排熱蒸気用エネルギー消費量を**図-4.6**に示すフロー図より求める。なお、CGS排熱効率は単位蒸気熱量を製造するために必要なエネルギー投入量を表し、ボイラ効率などと単純比較することができる。

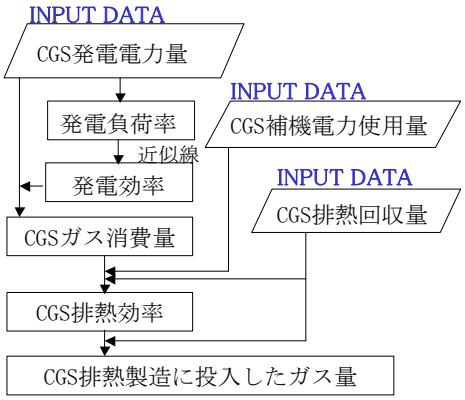


図-4.6　ガスタービン CGS の排熱蒸気用エネルギー消費量算出フロー

(4) 冷凍機の運転ロジック

冷凍機の運転は冷水流量ベース・冷熱量ベースの２つの運転ロジックを用いて決定される(3.2.2.2節参照)。冷凍機運用には、動作隙間と最低バイパス流量の２つの制約が存在するが、本プラントは冷水ポンプにインバーターを採用しており、要求冷水流量の急激な変動に対応できるため、最低バイパス流量を確保する必要がない。動作隙間については、実績値より10%と設定する。

4. 2. 3 モデルの精度検証（シミュレーション結果）

シミュレーションの精度を確認するために、D プラントの年間一次エネルギー消費量について実績値とベースケース（4.2.2.2 節の条件でのシミュレーション）の計算値の比較結果を**表-4.2** に示す。“電力消費量（補機）”の項目で差異が 8.5%と大きくなっているが、これはシミュレーションで採用している冷凍機補機動力特性は一般的なメーカーカタログから抽出したものであり、D プラントの仕様と異なるためである。それ以外の項目は、両者の値が比較的合致しており、総合エネルギー効率を見ても差異は 1.7%となっている。続いて、月別・時刻別（代表日２日）の比較結果を**図-4.7, 4.8** に示す。時刻別に示した**図-4.8** から、機器の起動時（６～９時）/停止時（１９～２２時）に実績値とシミュレーション値の乖離が大きくなっていることが分かる。本シミュレーションモデルは、機器の起動時あるいは停止時のエネルギー消費量特性を考慮しておらず、そのため、上記のような乖離が生じたものと思われる。

表-4.2　年間一次エネルギー消費量と総合エネルギー効率

ス		363,595	304,025	360,665	299,602	-1.5
	ラ		59,570		61,063	2.5
カ　（　機）			45,712		41,827	-8.5
			409,307		402,493	-1.7
エネルギー		0.77		0.78		1.7

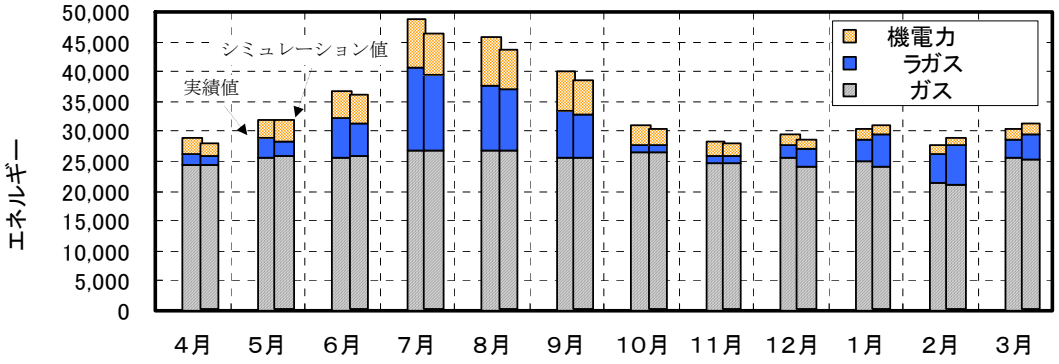


図-4.7　月別エネルギー消費量（左：実績値、右：シミュレーション値）

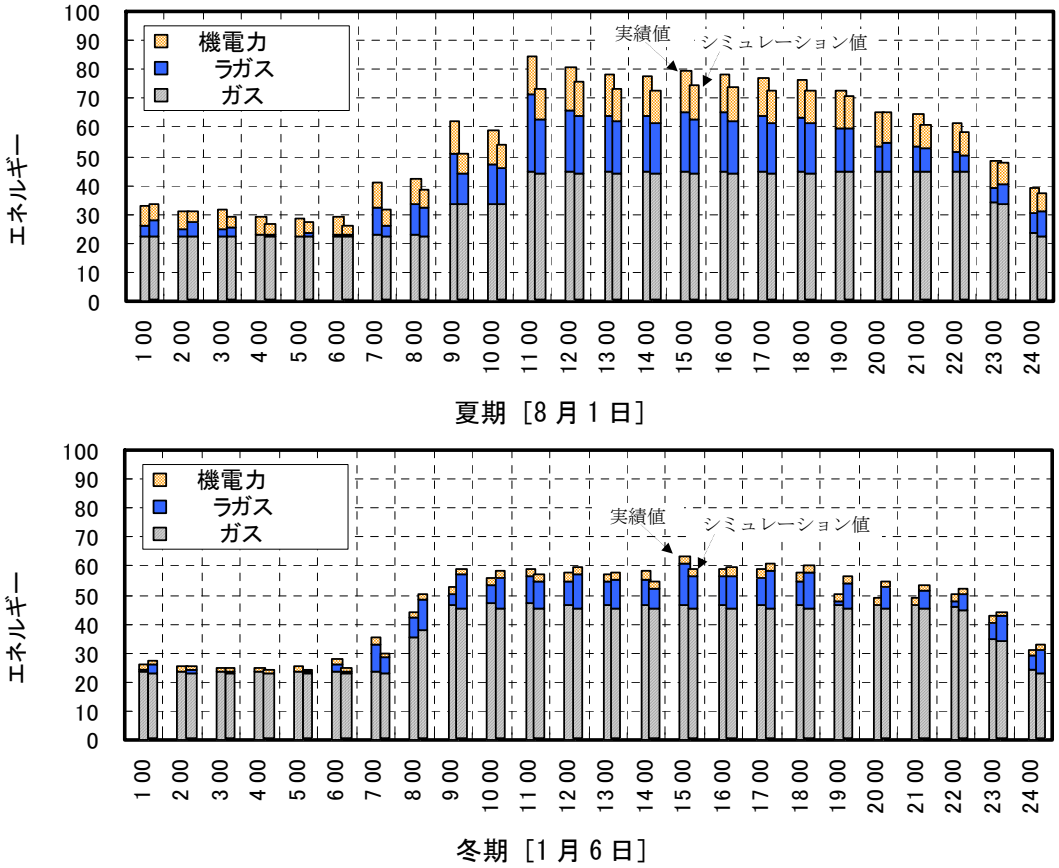


図-4.8　代表日の時刻別エネルギー消費量（左：実績値、右：シミュレーション値）

4. 2. 4 高効率形成要因の評価

本節では、エネルギー効率向上の要件を把握することを目的に、D プラントの実際のシステム構成および運用に着目し、省エネルギーに寄与していると考えられる高効率形成要因の定量評価をシミュレーションにて行う。以下に、検討を行う高効率形成要因を示す。

高効率形成要因①　大規模ガスタービン CGS の導入効果

D プラントには計４台のガスタービン CGS があり、ガスタービン CGS からの排熱蒸気はプラント側で受け入れられ蒸気吸収冷凍機の稼動および需要家への蒸気供給に利用されている。実態分析の結果、ガスタービン CGS 機４台全体の CGS 排熱効率の年間値は 0.87 となっており、蒸気ボイラの一般的な効率 0.82（補機電力消費量込み）をやや上回っており、ガスタービン CGS 導入による蒸気製造効率の向上が確認された。本検討では、ガスタービン CGS 導入によるプラントのエネルギー効率向上の効果を評価するために、D プラントの蒸気製造をボイラのみでまかなった場合についてシミュレーションを行い、その結果をベースケースと比較することでガスタービン CGS 導入による効果を算定する。ここで、ボイラ効率は負荷率に依存せず 0.82 で一定としている。

高効率形成要因②　ポンプのインバーター化による効果

D プラントでは、全ての蒸気吸収冷凍機の冷水ポンプおよび冷却水ポンプにインバーターが採用されている。**図-4.2, 4.3** にポンプ動力と流量の関係を示している通り、インバーター化は定格流量が必要ない場合にポンプ動力の削減を行えるため省エネルギーに寄与している。本検討では、ポンプのインバーター化による効果を評価するため、インバーターポンプを全て定流量ポンプ（定格動力値は同じ）とした場合についてシミュレーションを行い、その結果をベースケースと比較することでインバーターポンプ採用による効果を算定する。

高効率形成要因①・②の検討結果を**表-4.3** に示す。表より、CGS 導入は、冷熱源システムで 4%・温熱源システムで 3%のエネルギー消費量削減となっており、総合エネルギー効率では 0.03 の向上効果があることが示された。ただし、**図-4.5** に示すように D プラントにおいて CGS の排熱が有効に活用されていない実態を鑑みると、CGS がエネルギー消費量の観点から適正に運用された場合 CGS 導入による効果は更に大きく

表-4.3　各検討ケースの一次エネルギー消費量

		D プラント（　ース）	なし		ン　ータ　ンプなし		なし ン　ータ　ンプなし	
冷水	冷凍機	191,406	201,969	5	190,867	0	201,359	5
	冷凍機　機	5,618	5,618	0	5,823	4	5,823	4
	冷　　ン	6,172	6,172	0	6,164	0	6,164	0
	冷　水　ンプ	14,211	14,211	0	20,963	32	20,963	32
	冷水　ンプ	15,082	15,082	0	23,584	36	23,584	36
		232,489	243,052	4	247,401	6	257,893	10
蒸気	ラ	169,704	173,954	2	169,804	0	173,954	2
	ラ　機	300	2,123	86	297	−1	2,123	86
		170,004	176,077	3	170,101	0	176,077	3
		402,493	419,129	4	417,502	4	433,970	7
エネルギー	冷水	0.90	0.87		0.85		0.82	
	蒸気	0.61	0.59		0.61		0.59	
		0.78	0.75		0.75		0.72	

注　表中の%値は当該ケースを基準としたベースケースの省エネルギー率*である。
*省エネルギー率＝（当該ケース－ベースケース）／当該ケース×100

なると考えられる。

次に、インバーターポンプ採用による効果は冷凍機補機・冷水ポンプ・冷却水ポンプの動力削減に大きく寄与しており、冷熱源システムで6%のエネルギー消費量削減、総合エネルギー効率で0.03の向上となった。また、この両者の省エネルギー技術がともに導入されていない場合には、総合エネルギー効率は0.72となりベースケースと比べて 0.06 減少している。総合エネルギー効率 0.72 という結果は、実績値ベースの CGS 排熱を利用していない吸収ボイラ方式地域冷暖房の総合エネルギー効率の平均値 0.61 よりも依然として高い数値を示しており、高効率形成要因①・②の他にも D プラントにはエネルギー効率の向上に寄与する要因があると考えられる。例えば、D プラントでは、単位冷凍機容量当たりのポンプ動力が定格値で冷水ポンプ 0.026kW/kW・冷却水ポンプ 0.021kW/kW となっており、C プラントと比較した場合（冷水ポンプ 0.030kW/kW・冷却水ポンプ 0.033kW/kW）、ポンプ動力が小さいことが分かる。因みに、C プラントと同じポンプ動力だった場合についてシミュレーションを行うと、総合エネルギー効率（CGS・インバーターなし）は 0.70 となる。

4. 2. 5 総合エネルギー効率の最大ポテンシャル評価

本検討では、現状における機器運用の改善あるいは将来的な技術進歩を考慮した高効率化技術の導入による省エネルギー技術を組み合わせたときの総合エネルギー効率の最大ポテンシャルを評価する。

4. 2. 5. 1 検討項目

対策 A：最新式の冷凍機の導入

本プラントの蒸気吸収冷凍機はいずれも定格 COP が 1.2 と現状における同機器の一般的な性能を示している。しかし、最新式の吸収冷凍機では定格 COP は 1.35 まで向上している[6)]。本対策では、既存プラントにおける機器更新時に導入が予想される最新式の高効率冷凍機を想定し、定格 COP を現状の 1.2 から 1.35 に変更した場合について検討を行う。なお、負荷率特性及び冷却水温度特性についてはベースケースの設定と同一としている

対策 B：CGS 排熱蒸気の最大利用

ベースケースでは、需要家ビル側所有のガスタービン CGS1 号機～3 号機からの排熱蒸気を十分に有効利用できていなかった（図-4.5）。この原因としては、ガスタービン CGS1 号機～3 号機は電力需要追従運転を行っているため排熱蒸気がプラントの蒸気需要に対して過剰になるというだけでなく、排熱蒸気が余っている状態でボイラが稼動するという不合理な機器運用がなされていること（図-4.9）も一因として挙げられる。

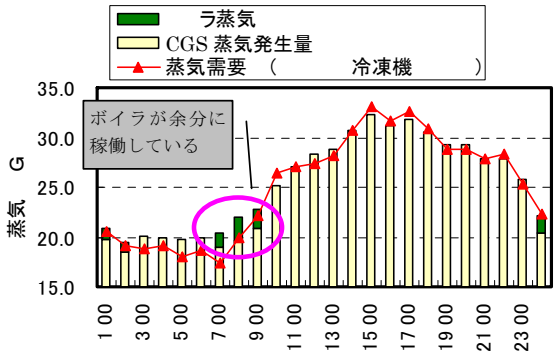


図-4.9 蒸気製造量と需要量の関係（4 月 25 日）

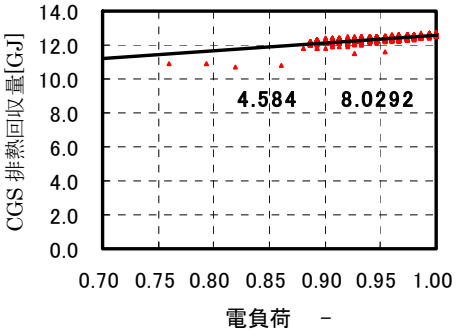


図-4.10 ガスタービン CGS の機器特性（4 号機）

この不合理な運用に対する改善策として、排熱蒸気を最大限に回収してボイラの稼働を最小限に抑制する、つまり排熱蒸気が過剰な時はボイラを停止する場合について検討を行う。なお、ガスタービン CGS の稼働状況はベースケースと同一とし、排熱蒸気発生量特性については、実態の運用において排熱蒸気がほぼ常に全量回収されている（排熱蒸気発生量と排熱回収量が等しい）CGS4 号機の機器性能を使用する（**図-4.10**）。

対策 C： 他種類の CGS の導入

（①ガスエンジン CGS　②燃料電池 CGS）

D プラントではガスタービン CGS［発電効率 21.0%、蒸気排熱効率 48.6%（定格時、高発熱基準）］を導入している。本検討では、このガスタービン CGS に代えて、発電効率の高いガスエンジン CGS を導入した場合、現在はまだ実用段階にない将来技術である固体酸化物型燃料電池（SOFC）CGS を導入した場合について検討を行う。なお、全国の地域冷暖房（154 地点）における現状の CGS 導入状況は、ガスタービン CGS が 38 地点、ガスエンジン CGS が 10 地点、リン酸型燃料電池 CGS が 2 地点、SOFC・CGS が 0 地点である[7]。現状では本プラントを含めガスタービン CGS を導入している地域冷暖房プラントが多く見られるが、電気事業法改正[8]による電力供給の緩和により、発電効率の高い後者 3 つの CGS については今後さらなる普及が予想される。

①ガスエンジン CGS

本検討では、現状のガスタービン CGS に代えて、同容量・同台数（1,500kW、4 台）のガスエンジン CGS を導入した場合を想定する。ガスエンジン CGS の性能は、既存の地域冷暖房プラントで現在導入が進められている A 社製のガスエンジン CGS のデータを基に、発電効率 41.2%・蒸気排熱効率 19.4%・温水回収効率 8.7%（定格時、高発熱基準）と設定した。部分負荷特性は**図-4.11** に示す通りである。また、ガスエンジン CGS の場合、蒸気とは別に温水も排出することになるため、その温水を活用するために単効用吸収式冷凍機も併せて導入する（冷凍機性能の設定：**表 4.4** 参照）。

熱源機器の運用方法について、CGS は各機ともベースケースと全く同じ運用（電力需要に合わせて CGS を稼働させる）として、同時間に同量の発電電力を需要家に供給する。冷凍機の運用は、排熱を優先的に使用するという条件の下、稼働する冷凍機の総容量を最小とする制御がなされている。

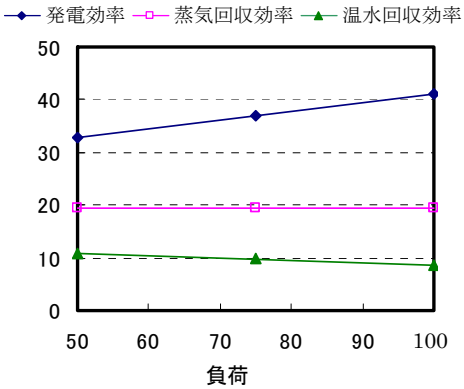


図-4.11　ガスエンジン CGS の部分負荷特性

表-4.4　単効用吸収式冷凍機の機器特性

冷凍機性能	定格COP	0.7
	COP特性	負荷率特性・冷却水温度特性は蒸気吸収冷凍機と同一
補機動力	冷凍機補機	蒸気吸収冷凍機と同一
	ポンプ	冷水/冷却水ポンプともインバーターポンプを採用
台数		4台（CGSの台数と同一）
容量		222kW（CGS1台の定格点での温水回収量から設定）

注　蒸気吸収冷凍機の特性は 4.2.2.2 節参照のこと

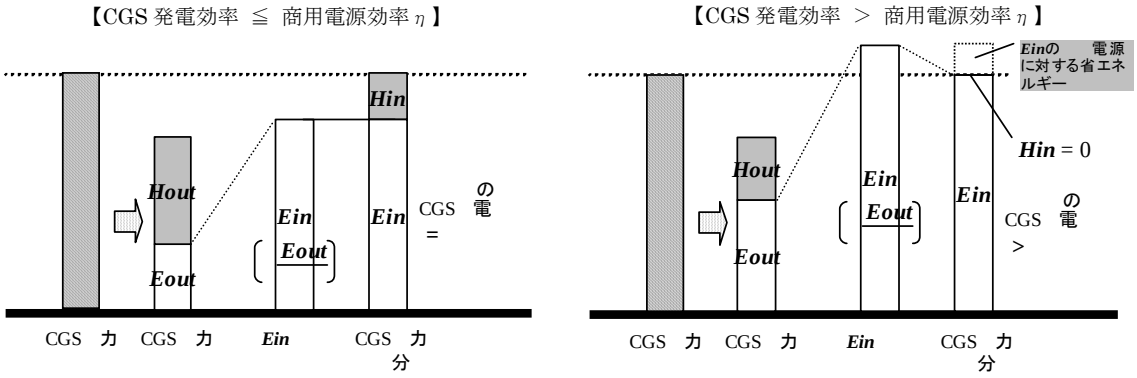
② 固体酸化物型燃料電池（SOFC）CGS

燃料電池 CGS は発電効率が高く部分負荷特性が良いという利点を持つことから、エネルギー効率の向上に大きく寄与する技術として注目を集めている。現状では、リン酸型燃料電池（発電効率 40%・排熱回収効率 30%）が実用化されており、実際に地域冷暖房プラントで利用されているが、それよりも高い効率を期待できる燃料電池に SOFC・CGS がある。現在は、まだ研究開発段階にあるが、実用化されれば発電効率は 45～60%に達すると言われている[9)10)]。

本検討では、現状のガスタービン CGS に代えて、同容量・同台数の SOFC･CGS を導入した場合を想定する。SOFC･CGS は、発電効率 50%・蒸気排熱効率 30%（排熱はすべて蒸気）として、それらの効率は発電負荷率に拠らず常に一定とする。CGS および蒸気吸収冷凍機の運用については、検討①（ガスエンジン CGS）と同じとする。

（CGS 排熱効率の考え方）

CGS 排熱効率については 2.2.4 節の評価方法Ｂの「ＣＧＳの発電効率が商用電力の受電端効率より低いために発生する余分なエネルギー投入量を排熱製造のためのエネルギー量と定義する。」という考え方を基本とするが、ガスエンジン CGS および SOFC･CGS の場合には、その発電効率が商用電源の 36.6%（平成 15 年度当時の省エネルギー法設定値）を超えるため、このままでは排熱製造のためのエネルギー投入量が負の値となってしまう。そこで、CGS 発電効率が 36.6%以上の時は、排熱製造のためのエネルギー投入量はゼロとするという条件を追加する（図-4.12 参照）。この時、従来なら CGS からのエネルギー的メリット（あるいはデメリット）は全て排熱用のエネルギー消費量で評価されていたため、評価上の CGS 発電効率は商用電源効率と同じく常に 36.6%で一定であったが、CGS 発電効率が 36.6%を超える場合は、CGS 発電用のエネルギー消費量にも CGS からのエネルギー的メリットの一部が反映されることとなり CGS 発電効率も 36.6%以上となる。



注　Hout:排熱量 Eout:発電量 Hin:排熱製造用エネルギー投入量 Ein: 発電用エネルギー投入量 η:商用電源効率

図-4.12　CGS の評価方法

対策Ｄ：　ターボ冷凍機の導入および CGS 発電電力のプラント内使用

（検討対象 CGS：ガスタービン CGS、ガスエンジン CGS、SOFC・CGS）

本検討では、従来では需要家への供給のみに限定されていた CGS 発電電力をプラント内でも使用可能として、CGS 稼働率および負荷率の向上をはかる。この時、ベースケースではプラント内の電力需要を発生さ

せるのはポンプ類などの補機のみであるため、電力需要の増大を目的にターボ冷凍機を新しく設置する。ターボ冷凍機の消費電力は必ず CGS 発電電力でまかなうこととし、補機類（蒸気吸収冷凍機補機・ボイラ補機・冷水ポンプ・冷却水ポンプ・冷却塔ファン）については CGS 容量に余裕があれば CGS 発電電力で対応する。

（機器の設定）　ターボ冷凍機は、定格 COP6.0 として機器特性は 3.3.2.2 節で採用したターボ冷凍機の特性を使用する。また、冷水/冷却水ポンプには蒸気吸収冷凍機と同様にインバーターを採用する。CGS およびターボ冷凍機の容量は等分割として、あらゆるパターンについて計算を行い、年間エネルギー消費量が最小となる組合せを採用している。なお、機器台数は、CGS は４台、ターボ冷凍機は容量を 3,516kW（D プラントのベース機器容量）以下に抑えるという条件の下で最小台数となるように設定する。

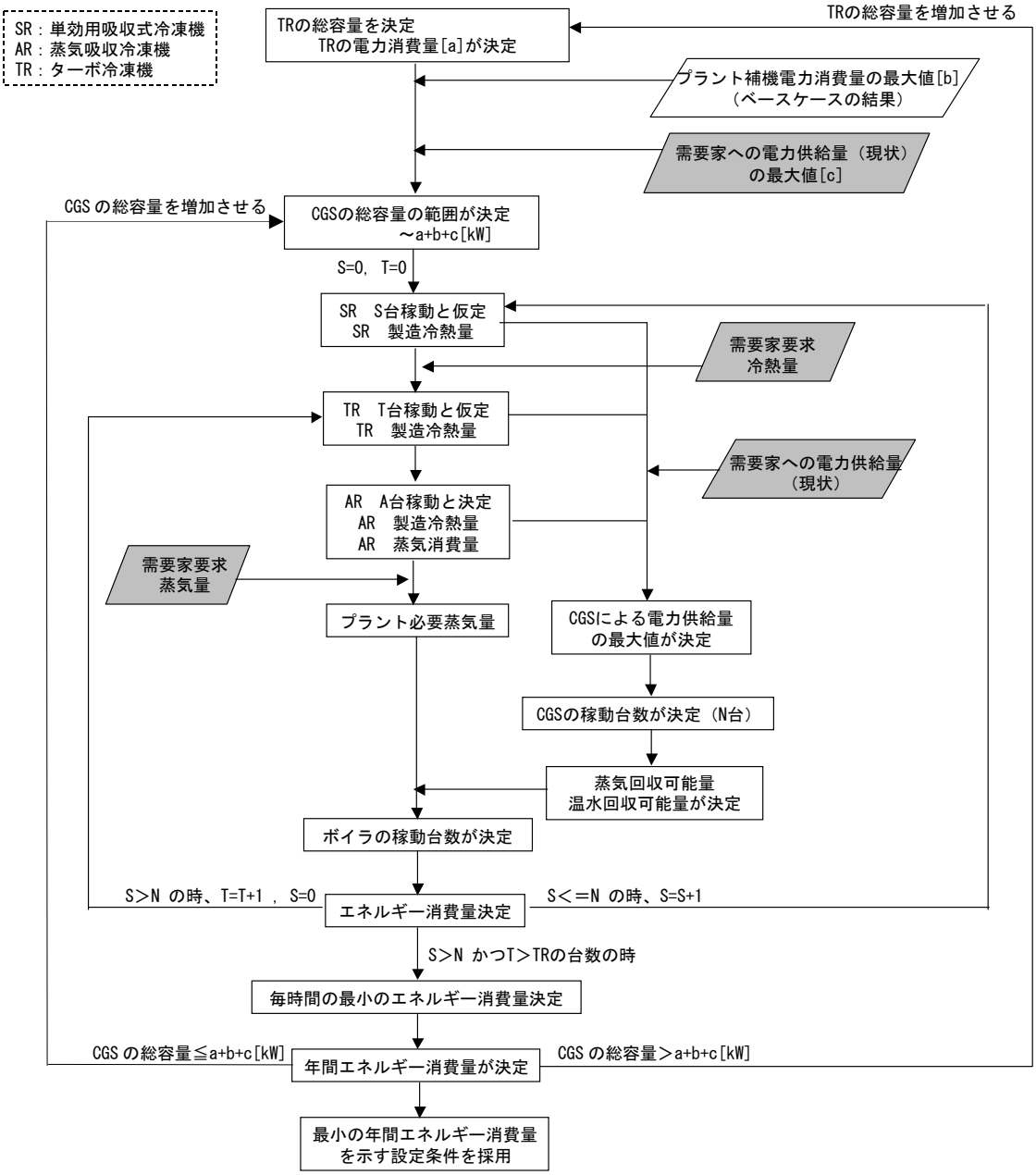
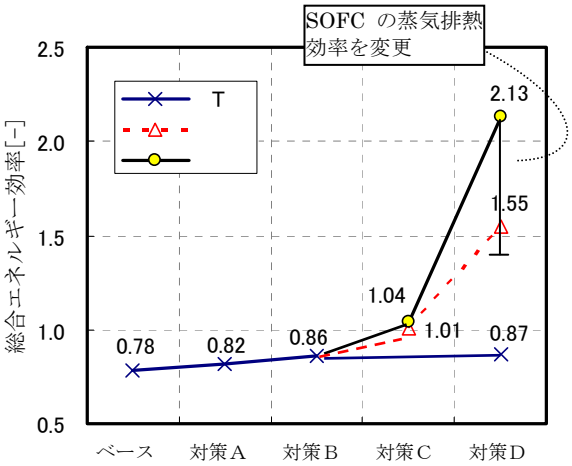


図-4.13　熱源機器の容量および熱源機器の運用決定アルゴリズム

（機器運用）　CGS および冷凍機の運用は毎時間においてエネルギー消費量が最小となるように各冷凍機の稼動台数を決定している。全体の計算フローを**図-4.13** に示す。

4. 2. 5. 2　シミュレーション結果

4.2.5.1 **節**の各対策を複合的に順次導入した場合のシミュレーション結果を**図-4.14** に示す。また、**表-4.6** には各ケースにおける蒸気の製造量/消費量の内訳を示す。以下に各対策について考察を行う。



注　SOFC の蒸気排熱効率の検討については 4. 2. 6 節参照のこと。

図-4.14　総合エネルギー効率の変化

表-4.6　各ケースにおける蒸気の製造量/消費量の内訳

年		蒸気製造量				蒸気消費量（冷凍機+蒸気需要）
		排熱発生量	余剰排熱量	排熱回収量	ボイラ製造量	
ベースケース		330,237	68,903 21	261,334 79	50,682	312,016
検討	高効率冷凍機	330,237	72,556 22	257,681 78	35,486	293,167
検討B	GT排熱最大利用	330,237	56,738 17	273,499 83	19,668	293,167
検討	導入	64,660	0	64,660 100	218,915	283,575
	導入	79,536	2	79,533 100	213,634	293,167
検討D	T TR	348,914	59,367 17	289,547 83	8,297	297,844
	TR	88,842	4,712	84,130 95	63,982	148,112
	TR	108,604	5,438 5	103,167 95	49,544	152,711

注 1　GT:ガスタービン　GE:ガスエンジン　TR:ターボ冷凍機
注 2　検討 C(GE 導入)の蒸気消費量が検討 A,B,C(SOFC)より小さいのは、ガスエンジンからの排熱温水が利用でき、冷凍機投入蒸気が少なくてすむためである。

（**対策** A）高効率蒸気吸収冷凍機を導入した場合には、蒸気吸収冷凍機の COP 向上に伴い蒸気消費量が減少するため、ボイラ製造蒸気量が削減されプラントのエネルギー効率向上に寄与した。ただし、本プラント（ベースケース）では、多くの時間帯で CGS 排熱蒸気が過剰となっており、冷凍機用の蒸気消費量が削減されることの効果が顕著に現れにくい状況にあった。

（**対策** B）CGS 排熱を最大限に有効利用することにより、プラント蒸気消費量に占める CGS 排熱回収量の割合が「対策 A」の結果 78%から 83%まで向上した。その結果として、総合エネルギー効率が検討Aの結果基準で 5.0%向上している。このことから、CGS およびボイラの連携運用を最適化することが重要であると示された。

（**対策** C）ガスエンジン CGS あるいは SOFC・CGS を導入した場合には、その高い発電効率から蒸気製造のための投入エネルギー消費量が小さくなり（本評価手法では、CGS 発電効率が商用電源を上回る場合には蒸気/温水製造用のエネルギー消費量はゼロとなる）、総合エネルギー効率は 1.0 を超える。また、**表-4.6** においてボイラ製造蒸気量がベースケースに比べ大きく増加しているのは、ガスエンジン CGS（蒸気排熱効率 19.4%）と SOFC・CGS（蒸気排熱効率 30.0%）はガスタービン CGS（蒸気排熱効率 48.6%）に比べて蒸気発生量が少ないためである。ボイラの稼働抑制はエネルギー効率向上に寄与するため、CGS の稼働の増大、つまり電力需要の更なる増大が望まれる。これについては対策 D で検討を行っている。

（**対策** D）本検討では、ガスタービン・ガスエンジン・SOFC の 3 機種の CGS について、ターボ冷凍機の導入効果を評価している。なお、CGS およびターボ冷凍機の容量選定については、繰り返し計算からエネル

ギー消費量が最小となるように最適化を行っており、**表-4.7** に各ケースで採用した機器容量を示す。また、併せて冷凍機種別の冷温熱製造量についても示している。

表-4.7　各ケースの容量設定および冷凍機機種別製造熱量

	機器容量		製造冷熱量[GJ]		
	CGS	ターボ冷凍機	蒸気吸収冷凍機	単効用吸収冷凍機	ターボ冷凍機
GT+TR	3,000 4台	8,087	204,127 92	0 0	17,938 8
GE+TR	3,750 4台	28,480	4,988 2	22,645 10	194,432 88
SOFC+TR	4,000 4台	31,292	10,197 5	0 0	211,868 95

ガスタービン CGS の場合には、総合エネルギー効率が 0.87 となり、対策Ｂ（ガスタービン CGS からの蒸気排熱を最大利用）と大差のない結果となった。対策Ｂの段階で既に CGS 排熱が過剰であったため、ターボ冷凍機への電力供給を可能にしても、CGS 蒸気回収率の低下を避けるためにガスタービン CGS の稼働が大幅に増加することはなかった。結果として、ターボ冷凍機の導入はベースケースでボイラが稼働していた一部の蒸気消費量の大きい時間帯を除き、ほとんど効果を発揮していない。

ガスエンジン CGS の場合には、総合エネルギー効率が 1.55 となり、大幅なエネルギー効率の向上が達成されている。ガスエンジン CGS の発電効率は商用電源よりも高いため稼働が増すほど省エネルギーとなり、その結果、ターボ冷凍機およびプラント内補機動力までをすべて CGS からの電力でまかなうこととなった。また、**表-4.7** に示すようにターボ冷凍機および単効用吸収冷凍機により冷熱製造量の 98%を製造することで、蒸気吸収冷凍機の稼動が抑制できプラントの蒸気消費量が減少する。そのため、対策 C（ガスエンジン CGS）と比較してボイラの稼動が抑えられている（**表-4.6**）。

SOFC・CGS の場合には、CGS 発電効率がガスエンジン CGS よりも高いこと、また排熱をすべて蒸気として回収できることにより、ガスエンジン CGS の場合よりボイラの稼動を抑制でき、蒸気製造のエネルギー消費量が大幅に削減される。また、ターボ冷凍機および補機動力に関しても、発電効率の高い CGS の電力を使用することでエネルギー消費量が大幅に削減されている（CGS 評価手法：**図-4.12**）。

以上、既存プラントの中で最高効率を実現しているプラントであっても、SOFC などの高効率化技術を採用することで大幅なエネルギー効率向上のポテンシャルを有していることが示された。

4. 2. 5. 3　シミュレーション結果の不確実性に関する検討

(1) SOFC の蒸気排熱効率

4.2.5.3 節の結果から、吸収・ボイラ方式地域冷暖房の高い省エネルギーポテンシャルが示された。しかしながら、総合エネルギー効率の向上は SOFC・CGS の導入に依るところが大きく、本機の今後の技術開発状況により結果は大幅に変わることが予想できる。そこで、現状の SOFC・CGS の設定の中で、不確実性の大きい蒸気排熱効率を現状の設定（30%）から 20%、10%と変更した場合について検討を行った。なお、発電効率についてはフィールドテストにおいて 47～53%の効率が達成されており [8)] 現状の設定値（50%）は実現可能性が高いと考えられる。シミュレーション（最大ポテンシャル評価）の結果、蒸気排熱効率 10%時の総合エネルギー効率は 1.41、20%時は 1.75 となり、蒸気排熱効率の違いにより省エネルギー性能値が大幅に変化することが明らかとなった（**図-4.14** 参照）。

(2) CGS 排熱蒸気の評価方法

4.2.5.2 節における CGS 評価手法では、ガスエンジン CGS および SOFC・CGS の導入を検討した場合に、その発電効率の高さから排熱製造のためのエネルギー投入量がゼロとなる。従って、排熱を有効に利用しないことによるエネルギー的なロスを正当に評価することができておらず、この点は本評価手法の問題点であると言える。そこで、電力の一次エネルギー換算値と排熱回収量を同等の価値を有するエネルギーとみなし、両者の比率で投入エネルギー量を電力製造用と排熱製造用に按分する評価手法（2.2.4 節の評価方法Aと同じ）でも検討を行った。**表-4.8** に対策 B が導入された時点での総合エネルギー効率のシミュレーション結果を示す。この手法では、電力の一次エネルギー換算値と排熱回収量を同等の価値とみなすため、排熱回収効率が高いガスタービン CGS の評価が高く、排熱回収効率が低いガスエンジン CGS で最も低い評価となっている。このように、CGS については排熱の評価方法によっても結果が大きく異なるため、この点について今後さらなる検討が必要である。

表-4.8　評価手法の違いによる総合エネルギー効率の比較

	ガスタービン	ガスエンジン	SOFC
ベースケース	0.82	1.01	1.04
一次エネルギー換算値による按分法	0.90	0.85	0.90

注　対策Ｂ導入時のシミュレーション結果である。

4. 3　電動主体方式（E プラント）

4. 3. 1　研究概要

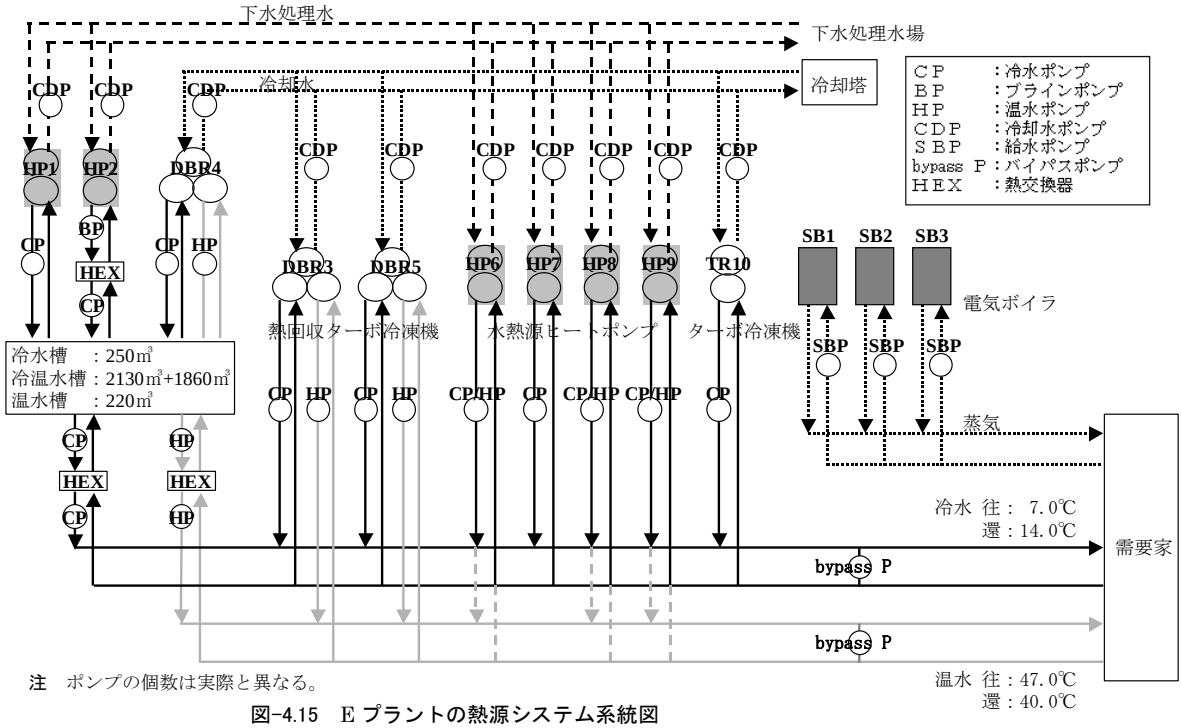
本節では、電動主体方式地域冷暖房として実績値で高い総合エネルギー効率を示している E プラントを対象に、高効率を実現させるための要件および高効率化技術の導入による達成可能なエネルギー効率を示す。研究方法については、4.2 節と同様で、実態を再現できるシミュレーションモデルを構築し、そのモデルを用いて検討を進めていくこととする。

分析対象とする E プラントは、1990 年に熱供給を開始し、業務ビル計 14 建物（総延床面積：932,300㎡）に対して冷水（2004 年度：290.7PJ）・温水(65.5PJ)・蒸気(8.6PJ)供給を行っている。熱源システムは水熱源ヒートポンプ 6 台、熱回収ターボ冷凍機 3 台、冷房専用のターボ冷凍機 1 台、電気ボイラ 3 台、冷温熱蓄熱槽 4 槽によって構成されている（**図-4.15**、**表-4.9**）。また、本プラントは水熱源ヒートポンプ 6 台の熱源水として下水処理水を活用している。プラントと下水処理場の位置関係を**図-4.16** に示す。下水処理水をプラントまで引き込む導管は、下水処理場と第 2 下水処理場を結ぶ連絡導管を利用するもので、連絡導管のほぼ中央部に分岐が設けられそこから下水処理水の一部をプラントへ引き込んでいる。なお、水熱源ヒートポンプを除く熱回収ターボ冷凍機とターボ冷凍機に下水処理水が利用されなかったのは、下水処理水利用量に制限が設けられていること、および定期的な下水処理施設のメンテナンスによる下水処理水の供給停止を考慮したことによる。

4. 3. 2　シミュレーションモデルの概要

4. 3. 2. 1　熱源システムモデル

シミュレーションはタイムステップ 1 時間で年間計算が行われ、入力データには E プラントの実測データ（建物毎／プラント合計の熱負荷量、要求冷温水流量、外気湿球温度、下水処理水温度）を使用する。実測データは 2004 年 4 月から 2005 年 3 月までの 1 年間毎時に計測されている。熱源システムのエネルギー消費量には 3.3.2.1 節の B プラントと同じアルゴリズムを採用する（**図-3.33**）。なお、一次エネルギー算出に際



注　ポンプの個数は実際と異なる。

図-4.15　E プラントの熱源システム系統図

表-4.9　対象プラントの熱源機器

		冷房	暖房
HP1	水熱源　ート　ンプ	4,386 (4.2)	
HP2	水熱源　ート　ンプ	2,988 (3.4)	
DBR3	熱　ター　冷凍機 (熱　)	2,637 (8.5)	3,340 (8.5)
DBR4	熱　ター　冷凍機 (熱　)	2,637 (8.0)	3,391 (8.0)
DBR5	熱　ター　冷凍機 (熱　)	5,274 (8.5)	6,681 (8.5)
HP6	水熱源　ート　ンプ	10,549 (4.0)	11,063 (5.0)
HP7	水熱源　ート　ンプ	10,549 (4.0)	
HP8	水熱源　ート　ンプ	10,549 (4.0)	11,063 (5.0)
HP9	水熱源　ート　ンプ	10,549 (4.0)	11,063 (5.0)
TR10	ター　冷凍機	10,549 (4.5)	
B1	電気　ラ	0.7	
B2	電気　ラ	1.7	
B3	電気　ラ	1.7	

注　( )内の数値は COP を表す。

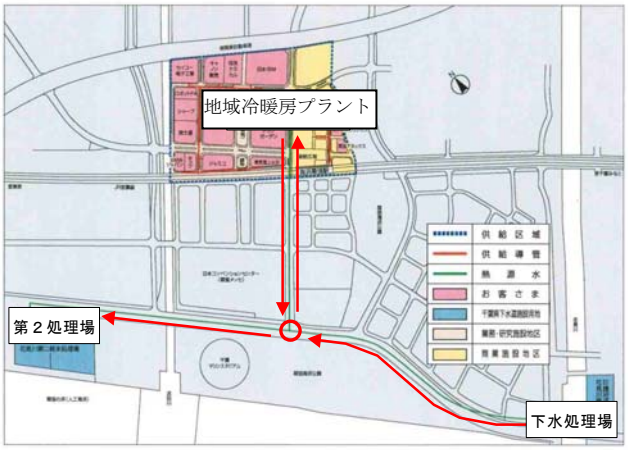


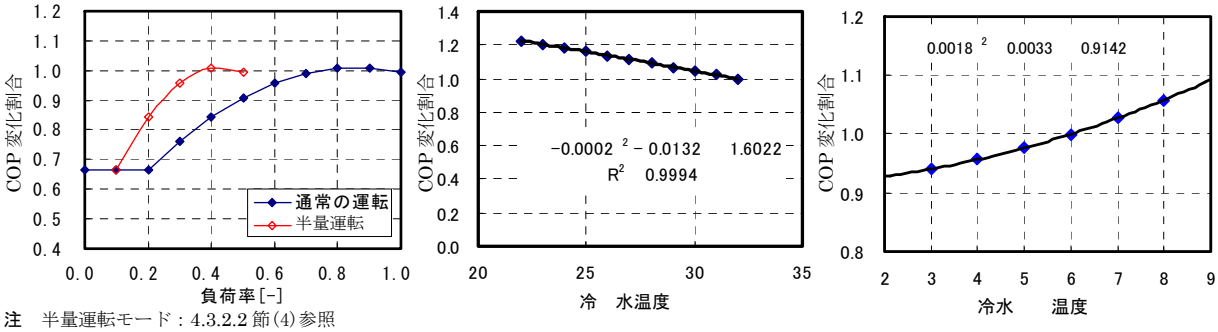
図-4.16　プラントと下水処理水場の位置関係

しては、電力の一次エネルギー換算値は 9,830kJ/kW･h（平成 15 年度当時の省エネルギー法設定値）を使用している。

4. 3. 2. 2　シミュレーション条件

(1) 熱源機のエネルギー効率

熱源機の定格 COP は、実際に E プラントで使用されている機器と同じとし、負荷特性・冷却水（下水）温度特性・冷水温度特性は、メーカーカタログや文献[11]から収集した一般的な機器特性を使用している。例として、図-4.17 に水熱源ヒートポンプの特性を示す。なお、水熱源ヒートポンプ[暖房時]の下水温度特性については、メーカーカタログに無かったため実績データから得た近似式を使用する。



注　半量運転モード：4.3.2.2 節(4)参照

図-4.17　冷熱源ヒートポンプ（冷房時）の機器特性

(2) 冷凍機の周辺機器（ファン、ポンプ）

a 冷凍機の補機動力・ファン動力

冷却塔を使用している熱回収ターボ冷凍機とターボ冷凍機のファン動力（単位放熱量当りの動力）は3.2.2.2節を参照に0.0058kW/kWとする。

b 冷温水/冷却水（下水処理水）ポンプ動力

実際に E プラントにおいて使用されているポンプ動力（冷水ポンプ、冷却水ポンプ、下水処理水ポンプ、温水ポンプ）を使用する。なお、本プラントの冷温水ポンプは、定格流量に対して過大な能力設計となっており、冷水温度差が確保されていない時には定格流量以上で運用されている｛DBR3～DBR5：145%（定格流量比）、HP6～HP9・TR10：120%｝。その際のポンプ動力の算出は、ポンプの仕様書にある吐出量と軸動力の関係から求めることとする。

c 熱交換器/バイパスポンプ動力

熱交換器およびバイパスポンプは、定流量ポンプとインバーターポンプが混合した複数台数で構成されている。例えば、冷水蓄熱槽の放熱に使用される熱交換器のポンプ（**図-4.15** 中の左下）は、冷水蓄熱槽側は定流量ポンプ４台・インバーターポンプ１台で、需要家へ通じる冷水供給側は定流量ポンプ２台・インバーターポンプ１台で構成されている。このように、分割台数を多くして且つインバーターポンプを採用することで、連続的に変化する蓄熱槽からの放熱量（冷温水の流量）あるいはバイパス流量に対して最小のポンプ動力で制御できる。なお、インバーターポンプ動力の算出には、電動主体方式プラント B で採用したインバーター特性式（**式-3.3, 3.4**）を用いる。

(3) 蓄熱槽

E プラントには冷水槽が１槽、温水槽が１槽、冷温水槽が２槽設置されており、冷温水槽は季節（冬期／その他）に応じて切り替えられている。蓄熱槽からの放熱ロスは、冷水蓄熱槽で単位時間当たり残存熱量（放熱可能量）の 0.95%／h、温水蓄熱槽で 3.05%／h とする。この設定は、シミュレーションにおける放熱ロスが年間値ベースで実績値と等しくなるように定めている。また、蓄熱槽と熱源機の運用制御は以下のように行っている。

（蓄熱）　蓄熱時間帯の制約から、22 時に蓄熱を開始し、蓄熱時間帯が終了する 8 時までに満蓄に近い状態となるように熱源機器は制御される。この時、熱源機器の運用は、機器負荷率は 100%になるように、かつ、効率の高い機器が優先的に稼働するようにロジックが組まれている。

（放熱）　放熱時は熱源機が機器負荷率 100%で稼働できるように放熱量が調節されている。また、電力の

ピーク調整時間帯（13:00～16:00）は、可能な限り放熱のみで熱負荷に対応することにする。

(4) 熱源機器の運転ロジック

運転ロジックは、実際の運用を基に、季節別（夏期/その他）・時間帯別（夜間蓄熱時間帯/昼間放熱時間帯）に立ち上げる熱源機器の順序を変えている。本ロジックは、効率の高い機種から優先的に、かつ同機種の中でも容量の小さい熱源機から稼働するように組み立てられている。例えば、中間期の昼間放熱時間帯においては、ベース機として熱回収ターボ冷凍機（2,637kW）が立ち上がり、続いて、熱回収ターボ冷凍機（5,274kW）の半量運転モード、水熱源ヒートポンプ（10,549kW）が順々に稼働していく。なお、半量運転モードとは、圧縮機を 2 台有する仕様の熱源機がそのうちの 1 台のみで稼働する場合を指し、**図-4.17** に示すように部分負荷特性の向上を目的としている。本プラントにおいては、水熱源ヒートポンプとターボ冷凍機で本運転モードが可能となる。

また、熱源機の稼働に際しては一般的に動作隙間と最低バイパス流量の 2 つの制約が存在するが、本プラントは十分に大きい蓄熱槽を有していることにより、負荷や要求流量の急激な変動に対応できるため、それらの制約は受けない。

4. 3. 3 モデルの精度検証シミュレーション結果

シミュレーションの精度を確認するために、D プラントの年間一次エネルギー消費量について、冷凍機本体（水熱源ヒートポンプ/熱回収ターボ冷凍機/ターボ冷凍機）・補機（熱交換ポンプ/その他補機動力）・電気ボイラ別に、ベースケース（4.3.2.2 節の条件でのシミュレーション）の計算値と実績値を比較した結果を**表-4.10** に示す。各項目において、両者にそれほど大きな差異はなく、総合エネルギー効率で見ても 0.8%の差異となっている。続いて、月別・時刻別（代表日 2 日）の比較結果を**図-4.18, 4.19** に示す。時刻別に示した**図-4.18** より、実績値では稼動していない機器がシミュレーションでは稼動している時間帯のあることが分かる（8 月 1 日：02:00 熱回収ターボ冷凍機、18:00 ターボ冷凍機）。これは、本シミュレーションモデルが運用機器決定の際に、機器稼動の継続性を考慮したロジックになっておらず、短時間の稼動も可能にしているためである。この他に（8 月 1 日：09：00）においても、稼動機器が実績値とシミュレーションで異なって

表-4.10 シミュレーション値と実績値の年間一次エネルギー消費量（E プラント）

冷凍機	水熱源　ート　ンプ	158,065	230,979	159,905	228,498	-1.1
	熱　　ター　冷凍機	68,212		66,710		
	ター　冷凍機	4,701		1,883		
機	熱　　ンプ	14,396	55,505	14,268	56,002	1.5
	の	41,108		41,733		
電気　　ラ			24,968		24,369	-2.4
			311,452		308,868	-0.8
エネルギー		1.29		1.30		0.8

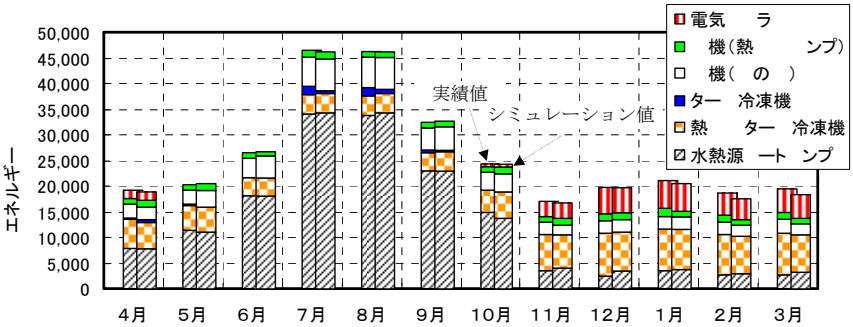


図-4.18 月別エネルギー消費量（左：実績値、右：シミュレーション値）

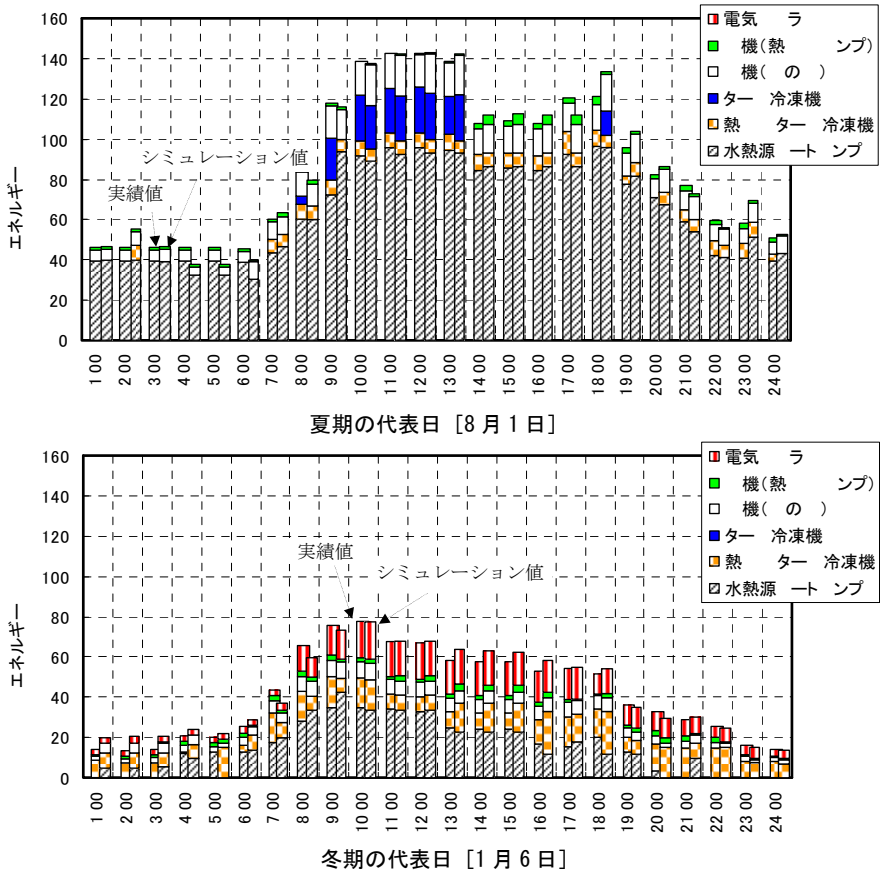


図-4.19　代表日の時刻別エネルギー消費量（左：実績値、右：シミュレーション値）

いるが、これはオペレーターが通常の運用ロジックとは異なる制御を行なったためである。天候などから熱負荷を予測して、早い段階でのターボ冷凍機起動を決定したものと思われる。

4. 3. 4 高効率形成要因の評価

本節では、エネルギー効率向上の要件を把握することを目的に、E プラントの実際のシステム構成および運用に着目し、省エネルギーに寄与していると考えられる高効率形成要因の定量評価をシミュレーションにて行う。以下に、検討を行う高効率形成要因を示す。

高効率形成要因①　下水処理水の活用効果

E プラントでは、下水処理水を水熱源ヒートポンプの冷却水/熱源水として利用することで通常の冷却/加熱塔システムよりも温度面で有利となり、COP の高い運用が可能となっている。本検討では、下水処理水を利用しない場合を想定し、下水処理水を利用している水熱源ヒートポンプの冷房モードは冷却塔利用のターボ冷凍機、暖房モードは加熱塔利用のヒーティングタワーヒートポンプに置き換えた場合についてシミュレーションを行い、ベースケースの結果との比較によりその効果を求める。なお、代替する機器の容量は水熱源ヒートポンプの能力と等しく、水熱源ヒートポンプが稼働していた同時間に同熱量を製造することとする。また、機器特性（定格 COP・COP 特性）については、ターボ冷凍機は水熱源ヒートポンプ(冷房モード)と同じ、ヒーティングタワーヒートポンプは B プラント(3.3 節)のヒーティングタワーヒートポンプと同じとする。

高効率形成要因②　熱回収ターボ冷凍機の導入効果

熱回収ターボ冷凍機は電動主体方式プラントの多くに導入されており、本来なら捨てられるはずの排熱も温熱として回収するため非常に省エネルギー性の高い機器となっている。本検討では、熱回収ターボ冷凍機の代わりに、冷熱製造用としてターボ冷凍機、温熱製造用としてヒーティングタワーヒートポンプを採用して、熱回収ターボ冷凍機がない場合を想定する。ここで、代替する機器性能に関しては「高効率形成要因①」と同様な手法で設定する。

高効率形成要因①・②の検討結果を**表-4.11** に示す。シミュレーション結果から、下水処理水利用による省エネルギー効果はプラント年間エネルギー消費量ベースで、冷水で 7.8%、温水で 11.5%、全体で 8.0%あることが示された。温水において効果が大きくなったのは、下水処理水を利用した場合は冬期において 18℃～20℃程度の熱源水が得られるのに対して、加熱塔の場合はブライン温度が－7℃～＋7℃程度と大幅に低下してしまうためである。ちなみに、下水処理水と冷却水の温度差は 4℃～8℃とそれ程大きくない。ただし、本検討では大部分の温水が熱回収ターボ冷凍機により製造されヒーティングタワーヒートポンプの温水製造量が全体に占める割合は 17%と小さかったことを勘案すれば、その割合が高くなるようなプラント（例 : 冷温熱需要のバランスが好ましくなく熱回収ターボ冷凍機が稼働しにくいプラント）においては下水処理水の効果は更に大きくなると考えられる。

次に、熱回収ターボ冷凍機の導入による省エネルギー効果は、冷水で 8.3%、温水で 48.2%、全体で 19.4%であった。特に温水における冷凍機本体のエネルギー消費削減量が 50.5%と大きくなっており、温水製造用にヒーティングタワーヒートポンプを用いる場合と比較して大きな省エネルギー効果を生む要素となっている。ただし、このように大きな効果がどのプラントにおいても生じるわけではなく、熱回収ターボ冷凍機の省エネルギー効果は冷温熱需要バランスに大きく左右されることに留意する必要がある。本プラントの場合、冷温熱需要比が熱回収ターボ冷凍機の冷温熱製造能力比と年間を通してよく適合しているため、83%もの温水を熱回収ターボ冷凍機により製造できている。

以上、高効率形成要因①・②の検討結果から、両要因とも本プラントの高効率化に大きく寄与しており、特に温水製造に対して効果のあることが明らかとなった。電動主体方式における一般的な温熱製造熱源機としてはヒーティングタワーヒートポンプしかなく、そのシステム COP（一次エネルギー基準）は定格で 1.06

表-4.11　各検討ケースの一次エネルギー消費量

		ベース	①下水処理水	②熱回収ターボ	省エネルギー率	
					①	②
冷水	冷凍機	182,218	196,661	199,742	7.3	8.8
	冷却塔ファン	648	5,520	1,781	88.3	63.6
	冷却水ポンプ	13,893	13,893	15,849	0.0	12.3
	冷水ポンプ	18,153	18,153	18,153	0.0	0.0
	熱交換ポンプ	11,892	11,892	11,892	0.0	0.0
	バイパスポンプ	1	1	1	0.0	0.0
	小計	226,806	246,120	247,419	7.8	8.3
温水	熱源機	46,280	53,585	93,569	13.6	50.5
	加熱塔ファン		158	749		
	冷却水ポンプ	958	958	6,686	0.0	85.7
	温水ポンプ	7,908	7,908	7,897	0.0	−0.1
	熱交換ポンプ	2,377	2,377	2,377	0.0	0.0
	バイパスポンプ	171	171	171	0.0	0.0
	小計	57,693	65,156	111,450	11.5	48.2
蒸気	電気ボイラ	24,369	24,369	24,369	0.0	0.0
	小計	24,369	24,369	24,369	0.0	0.0
合計		**308,868**	**335,645**	**383,238**	**8.0**	**19.4**

注　**表中の**%値は当該ケースを基準としたベースケースの省エネルギー率*である。
*省エネルギー率＝（当該ケース－ベースケース）／当該ケース×100

程度と非常に低くエネルギー効率の観点からは好ましくない。本プラントでは、熱回収ターボ冷凍機および下水処理水利用という高効率化技術を導入して、ヒーティングタワーヒートポンプの使用を避けており、このことは E プラントが実績値として最高効率を達成している主な要因の一つであると言える。なお、3.3 節の高効率化手法の検討において、温熱製造効率の向上が重要であるという知見が得られていたが、それを具体化して高い総合エネルギー効率を達成しているのが E プラントであるということが明らかとなった。

4. 3. 5 総合エネルギー効率の最大ポテンシャル評価

本検討では、現状における機器運用の改善あるいは将来的な技術進歩を考慮した高効率化技術の導入による省エネルギー技術を組み合わせたときの総合エネルギー効率の最大ポテンシャルを評価する。

4. 3. 5. 1 検討項目

対策 A：高効率冷凍機の導入

対象プラントでは旧式の熱源機器を使用しているので、対策 A として最新式の高効率冷凍機（定格 COP6.4）[12]を導入した場合について検討を行う。**図-4.20** にベースケースの水熱源ヒートポンプ（冷房モード）の COP 特性及び最新型高効率水熱源ヒートポンプの COP 特性を示す。また、暖房モードの定格 COP は冷房モードの場合と同様の比率で高め 7.0 とし（負荷特性・熱源水温度特性は変更せず）、熱回収ターボ冷凍機についてはベースケースで既に高性能機器が導入されているため変更は行わない。

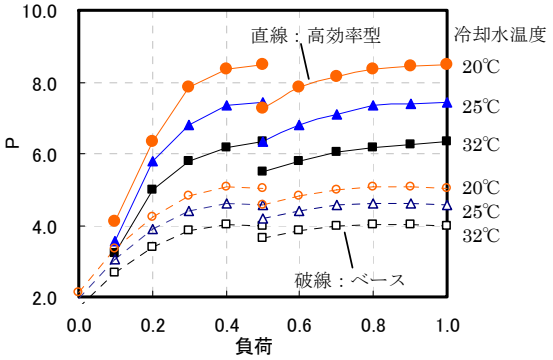
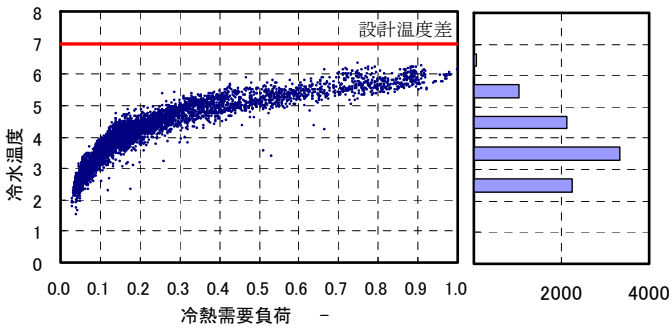


図-4.20 冷凍機性能（ベースケースと高効率型）

対策 B：過流量制御冷凍機の導入

本プラントでは、**図-4.21** に示すように需要家熱媒温度差が年間を通して確保されていない。熱媒温度差問題に関しては、ベースケースにおいても、還り冷水／温水の一部は冷凍機を通さずバイパス（通常のバイパス使用とは逆方向送水）などによって往きヘッダへ直接送水する、あるいはポンプを定格流量以上で稼働させる（過流量制御であるが、流量変動範囲が最大でも 145%と小さい）などの対策をとっていたが、それだけでは対策に限界があった。そこで、本検討では、熱媒温度差対策の一つである過流量制御冷凍機を導入する。過流量制御[13]は、熱媒温度差が設計通りに確保されていない場合に、熱源機器の熱媒ポンプ流量を定格値（100%）以上（例えば 200%，300%など）に熱媒温度差の変動に応じて最適に制御し、冷凍機の負荷率を高めると共に過剰な熱源台数の起動を抑制する（**図-4.22**）。これによるエネルギー消費量の削減効果は次の 2 点である。

①本体効果：冷凍機の起動台数を抑制して、冷凍機の負荷率を高め、冷凍機本体の効



注 冷熱需要負荷率は当該冷熱量を年間最大冷熱需要量で除して算出している。

図-4.21 冷熱需要負荷率と冷水温度差の関係（E プラント）

率を向上させる。

②補機効果：冷凍機の冷水/冷却水ポンプなどの補機動力について、起動台数が抑制された分省エネルギーとなる。

本検討では、蓄熱対応以外の冷凍機８台すべてを過流量冷凍機とする。また、冷水／温水ポンプの流量変動範囲は 1.0 倍～3.0 倍（定格流量比）として、熱媒流量を変動させるために用いるインバーターポンプの動力は定格動力に定格流量を基準とした流量変動率の 1.5 乗を乗じて算出する[14]。なお、ポンプの能力（定格流量・定格動力）はベースケースと同じとしている。

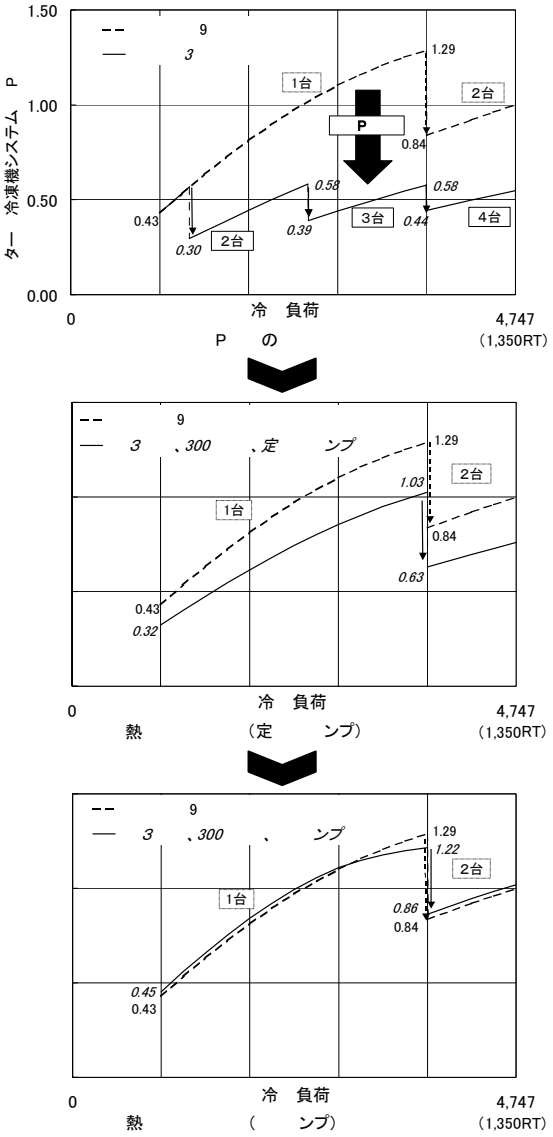
対策 C：電気ボイラからガスボイラへの変更

本プラントでは、需要家への蒸気供給として電気ボイラを用いているが、その一次エネルギー効率は 0.36 ｛＝0.98（電気ボイラの二次エネルギー効率）× 0.366（商用電源効率）｝であり、一般的なガスボイラにエネルギー効率で劣る。そこで、本検討は、現在の電気ボイラの代わりにガスボイラ（負荷率に依存せず一次エネルギー効率は 0.82 で一定）を用いた場合を考える。

4. 3. 5. 2　シミュレーション結果

4.3.5.1 節の各対策を複合的に順次導入した場合のシミュレーション結果を図-4.23 に示す。

（対策 A）高効率冷凍機を導入した場合には、総合エネルギー効率がベースケースの 1.30 から 1.62 へ大幅に上昇している。本プラントでは、熱源機器の運用に関して工夫を行っており、蓄熱槽を有効に活用する、部分負荷運転となる場合は半量運転へ切り替えて負荷率を向上させる、ポンプを定格流量以上で稼働させ冷水温度差対策を行うなどの対策により熱源機器を高い負荷率で稼働させている。しかし、熱源機器が旧式であったため、高度な運用にも拘わらず、省エネルギーポテンシャルが十分に発揮されていない状態にあった。このことから、熱源機器は運用（ソフト面）のみではなく、機器単体の性能（ハ



注　INV:インバーター

図-4.22　過流量制御による効果

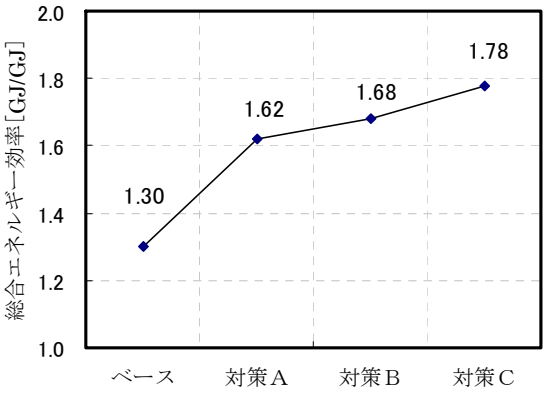


図-4.23　総合エネルギー効率の変化

ード面）も重要であり、新規計画の際には高効率機器の採用、また運用段階ではメンテナンスによる性能の維持、適切な時期での機器更新が肝要であることが分かる。

（**対策** B）過流量制御冷凍機を導入した場合には、総合エネルギー効率が対策 A の結果から 0.06 向上しており、過流量制御が有効であったことが示された。熱媒温度差問題は、需要家側のファンコイルや空調機の特性により必ず発生する問題であり、特に本プラントのように年間を通して熱媒温度差が確保されていない場合は、何らかの対策が必要となる。熱媒温度差問題対策としては、他に、空調機に三方弁を設けて還り温度を一定に保つブリードイン制御[15)]や部分負荷対策としてのインバーター冷凍機の採用などがある。

（**対策** C）電気ボイラより一次エネルギー効率の高いガスボイラを導入することで、総合エネルギー効率が対策 B の結果から 0.10 向上している。この場合、電動主体方式のプラントではなく吸収電動方式のプラントとしての位置付けとなるが、効率向上を考える場合には、エネルギーソース基準ではなく機器性能基準での機器の選定が重要となってくることが示された。現状では、多くの地域冷暖房プラントの運営にエネルギー会社が関連しており、その影響によりエネルギーソースの選択が制限されている。しかし、地域冷暖房が社会へ訴求すべき効用の最大のものが省エネルギー性であることを考えると、そのような枠に囚われない姿勢が地域冷暖房の発展のためにも望ましい。また、E プラントの運用に従事する人からのヒアリングによると、需要家側の熱消費形態から判断すると蒸気供給を行う必然性はないとされる。蒸気供給がない場合は、これまで見てきたように効率的な温水製造が可能であるため、更なるエネルギー効率の向上が期待される。地域冷暖房側には熱効率改善のノウハウがある一方で、需要家側にはそのような知識がほとんどなく非効率的な空調システムの運用管理が行われている可能性が多分にある。そのため、地域冷暖房は、需要家との契約をただ遂行するのではなく、デマンドサイド側へ踏み込みシステム全体の効率化へつながる提案を積極的に行っていくことが大事である。

以上、E プラントは、上記 3 つの対策を行うことにより大幅なエネルギー効率向上のポテンシャルを有していることが示された。今回検討した対策はすべて技術的に完成しているため、この結果は実現性が高く、仮に、高効率冷凍機を導入するだけでも、総合エネルギー効率は 1.62 まで達することが明らかとなった。既存の電動主体方式プラント（一般システム）の総合エネルギー効率は平均値ベースで 0.85、未利用活用プラントでも 0.99 であること[16)]を考えると、その数値の高さがうかがえる。

なお、今後商用電源効率はより高くなっていくと考えられるため、それを考慮すると電動主体方式の向上のポテンシャルは更に大きくなると言える。

4. 4　まとめ

本章では、実績値として高いエネルギー効率を示す既存プラント（吸収ボイラ方式 D プラント、電動主体方式 E プラント）をケーススタディとして、実態を再現できるシミュレーションモデルを構築し、そのモデルを用いて、高効率を実現させるための要件および高効率化技術の導入による達成可能なエネルギー効率について検討した。本章において得られた知見を以下にまとめる。

a) 吸収ボイラ方式地域冷暖房プラント（D プラント）

1)　D プラントにおいては、インバーターポンプおよびガスタービン CGS の採用がエネルギー効率の向上に大きく寄与していることが明らかとなった。ただし、ガスタービン CGS に関しては、現状の運用制

御にて蒸気排熱を十分に有効利用できていないため、更なる効率改善のポテンシャルが望める。

2) CGS は発電機種により発電効率および蒸気排熱効率が異なり、本評価手法においては、ガスタービン CGS、ガスエンジン CGS、SOFC・CGS の順にエネルギー効率向上効果が大きくなっている。また、ガスエンジン CGS、SOFC・CGS に関しては、蒸気製造量が少ないため、電力需要が少ない場合にはプラントに十分な量の蒸気を供給できない。そこで、本検討ではプラントにターボ冷凍機を導入して電力需要を増大させる手法を提案し、その効果の高いことを示した。

3) 吸収ボイラ方式プラントは、将来技術を含む様々な高効率化技術を導入することによって、総合エネルギー効率が 2.0 を超える高い省エネルギーポテンシャルを有していることが示された。ただし、その省エネルギー性の実現は、今後の技術開発に依るところが大きく、また CGS 排熱の評価方法によっても結果が大きく異なるため、これらの不確実性については留意が必要である。

b) 電動主体方式地域冷暖房プラント（E プラント）

1) E プラントにおいては、下水処理水利用および熱回収ターボ冷凍機の導入がエネルギー効率の向上に大きく寄与していることが明らかとなった。電動主体方式における一般的な温熱製造熱源機としてはヒーティングタワーヒートポンプしかなく、そのシステム COP は非常に低くエネルギー効率の観点からは好ましくないのだが、上記の両手法はともに、ヒーティングタワーヒートポンプの使用を避け、効率的な温水製造を可能にしている。

2) 電動主体方式プラントは、高効率化対策を施すことで、総合エネルギー効率が 1.8 程度まで向上することが明らかとなった。今回検討した対策はすべて技術的に完成しているため、この結果は実現性が高く、仮に、高効率冷凍機を導入するだけでも、総合エネルギー効率は 1.62 まで達することが明らかとなった。なお、今後商用電源効率はより高くなっていくと考えられるため、それを考慮すると効率向上のポテンシャルは更に大きくなると言える。

3) E プラントにおいては、蒸気製造のために電気ボイラを採用していた。しかし、エネルギー効率の観点からは、ガスボイラの方が好ましいため、エネルギーソース基準ではなく機器性能基準での機器選定を行う柔軟な対応が求められる。また、蒸気供給を受けている需要家の熱消費形態から、あえて蒸気を供給する必要がないことも分かっており、デマンドサイド側まで範囲を広げたシステム全体での最適化によるエネルギー効率の改善が望まれる。これは、地域冷暖房・需要家側・環境性にとって WIN-WIN の関係となる望ましい形態の新たなビジネスになりうる。

参考文献

1 佐土原聡　ほか：日本全国の地域冷暖房導入可能性と地球環境保全効果に関する調査研究、日本建築学会計画系論文集 NO.510、1998 年 8 月
2 蓮沼賢志、三浦昌生：住戸内設備および経済性の評価から見た超高層集合住宅への地域熱供給の現状と課題その３、日本建築学会大会学術講演梗概集、2001 年 9 月
3 エネルギーの面的利用導入ガイドブック作成研究会（経済産業省委託事業報告書）：エネルギーの面的利用ガイドブック、2005 年
4 環境省：地球温暖化対策推進大綱、1998 年
5 東京都：東京都地域冷暖房推進に関する指導要綱、2005 年
6 秋澤淳：省エネルギーに向けたヒートカスケード空調技術の展開、季報エネルギー総合工学 Vol28No.1、2005 年 4 月
7 社団法人日本熱供給事業協会：地域熱供給事業事例集－省エネルギー都市の実現
8 総務省：電気事業法、1995 年
9 Siemens Westinghouse 社：燃料電池カタログ
URL:http://www.powergeneration.siemens.com/en/fuelcells/demonstrations/index.cfm、2007 年
10 Raymond A. George：Status of tubular SOFC field unit demonstrations, Journal of Power Sources, No.86, pp.134-139, 2000 年
11 空気調和設備委員会地域冷暖房システム検討小委員会：熱源系設備の技術情報収集と将来動向調査（１）現状の機器性能動向調査、空気調和衛生工学会、2002 年
12 日立アプライアンス株式会社：高効率ターボ冷凍機「HC-F-GX シリーズ」カタログ、2007 年 3 月
13 古田島雄太　ほか：空調冷熱源システムの運転実態と最適化改善手法に関する研究（第二報）、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.277-290、2004 年 9 月
14 名古田知志　ほか：空調冷熱源システムの運転実態と最適化改善手法に関する研究（第五報）、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、2005 年 9 月
15 田中良彦　ほか：特許申請書　特開２００６－８４１４２（Ｐ２００６－８４１４２Ａ）、2004 年 9 月
16 エネルギーの面的利用促進研究会：エネルギーの面的利用促進に関する調査報告書、経済産業省資源エネルギー庁、2005 年 3 月

第５章　総括ならびに結論

5.１　総括

現在､地球温暖化を代表とする環境問題が深刻化しており､資源的な他立性の緩和は不可欠となっている。その中で、地域冷暖房は、都市排熱など未利用エネルギーの活用が可能であること、あるいは熱源機器にスケールメリットがあることなどから、大きな省エネルギーポテンシャルが期待されている。しかし、実際には、全ての地域冷暖房プラントが一様に高いエネルギー効率を実現しているわけではなく、各プラントのエネルギー効率にはハードの構成種類別に見たとしても大きなばらつきが存在しており、地域冷暖房のエネルギー効率は個々のプラントの特性など様々な要因によって大きく変わることが示された。そこで、本論文では、地域冷暖房のエネルギー効率に係る要因、およびその省エネルギー性を把握することを目的に以下の検討を行った。

・地域冷暖房プラントの実態データを用いたエネルギー効率に係る要因の分析（第２章）
・シミュレーションによる地域冷暖房の省エネルギー性の検証、および省エネルギー要因の定量的評価（第３章）

また、日本の地域冷暖房は長い歴史を有しているにも拘わらず、その普及は進んでおらず、今後の地域冷暖房事業のあり方について再考すべき段階にきていると言える。地域冷暖房の将来を考える際には、重要な社会的効用の一つである省エネルギー性が担保され続けるのか検討することは不可欠である。そこで、将来的な地域冷暖房を想定して以下の検討を行った。

・シミュレーションによる地域冷暖房の達成可能なエネルギー効率、および高効率を実現させるための要件の把握（第４章）

各章で得られた知見を以下にまとめる。

第１章では、地域冷暖房が資源的な自立性の確保に有効なシステムであることを述べた後、地域冷暖房の歴史および現況に触れ、①地域冷暖房の各プラントのエネルギー効率にはハードの構成種類別に見たとしてプラント間においてエネルギー性能に差が生じておりエネルギー効率には多くの要因が関係していること、②日本における地域冷暖房の普及は進んでおらず事業のあり方について再考すべき段階にきていることを示し、以降で扱うテーマの重要性を説いた。

第２章では、全国にある主に業務施設へ熱供給している地域冷暖房プラント 123 地点をハード別に類型化した上で、各プラントの年間実績データをマクロ的に統計分析（単回帰分析、重回帰分析）し、エネルギー効率に大きく係る要因の把握を行った。分析結果から全類型に共通して示されたのは、熱源機器の運用管理の重要性であり、この要素は、吸収ボイラ方式では補機エネルギー消費量の削減、電動主体方式では熱源機器のエネルギー利用効率向上に強く寄与することが明らかとなった。ただし、実態分析からはエネルギー効率のメカニズムに対する詳細な分析が行えないため、それについては第３章のシミュレーション評価で検討している。

続いて、熱源機器の運用管理の重要性が示された結果を受けて、実際の熱源機器特性・プラントの熱源機

器運用方法の把握を目的に、吸収ボイラ方式・電動主体方式の２種類の地域冷暖房プラントについて熱源機器一台一台に対する詳細な分析を行い、良く設計・管理された非蓄熱のプラントでは、冷凍機はベース、ピーク対応などの役割に応じて明確に運転状況が異なっていることが示された。また、その結果から、従来の冷凍機の期間成績係数評価手法の問題点が明らかとなり、精度の高い評価手法を確立するためには、冷却水温度管理を考慮できるようにすること、冷凍機の重みをデータベースとして整理することが必要であるとの見解を得た。

第３章では、個別熱源システムに対する地域冷暖房の省エネルギー性について検討を行うことを目的に、既存の地域冷暖房プラント（吸収ボイラ方式・電動主体方式）をケーススタディとしたシミュレーション評価を行った。シミュレーションモデルには実態分析から得られたパラメーターを使用しているため、機器性能や運用上のフォルトなどの要素を反映できており、熱源機器一台一台の運用が精度よく再現されている。このように詳細なモデル作成を行ったのは、第２章から「熱源機器一台一台の稼働は異なっており、その運用方法はエネルギー効率に大きく寄与する」という知見が得られており、エネルギー効率を適切に評価するためには本モデルのような精度が不可欠であったためである。

分析結果からは、吸収ボイラ方式においては、個別熱源システムに対して「導管からの熱損失」や「熱搬送動力が増加する」というデメリットがあるものの、「熱需要の集約効果」や「コージェネレーションシステム（CGS）」による省エネルギー効果などが大きく、個別熱源システムに対してエネルギー消費量を15%削減できていることが示された。電動主体方式においては、「機器のスケールメリット（ターボ冷凍機の導入が可能）」や「蓄熱システム効果」により個別熱源システムに対して29%の省エネルギー性を有することが示されたが、その一方で、温熱源システムでは大部分の温熱を製造しているヒーティングタワーヒートポンプのシステムCOPが低いため5%のエネルギー消費量削減に留まっていた。

第４章では、実績値として高いエネルギー効率を示す既存プラント（吸収ボイラ方式・電動主体方式）をケーススタディとして、実態を再現できるシミュレーションモデルを構築し、そのモデルを用いて、高効率を実現させるための要件および高効率化技術の導入による達成可能なエネルギー効率について検討した。吸収ボイラ方式においては、インバーターポンプや CGS などの高効率化技術による省エネルギー効果が大きく現れ、特に CGS については技術開発に伴う大幅な効率改善が達成された場合に、地域冷暖房の総合エネルギー効率は 2.0 を超えると推定される。電動主体方式については、効率的な温熱製造が総合エネルギー効率向上のためのキーポイントとなっており、その対策としては下水処理水利用および熱回収ターボ冷凍機の導入といった手法が非常に効果的であることが示された。電動主体方式の効率は、商用電源効率の影響を受けるため将来的には更なる省エネルギーポテンシャルが望めるが、現時点の評価では種々の高効率化対策を施すことで、総合エネルギー効率は 1.8 程度まで向上すると推定される。

5. 2　論文の課題と発展

（１）地域冷暖房の経済性

本論文では、地域冷暖房の省エネルギー性に着目し、市場において最も重視される経済性についての議論は行っていない。地域冷暖房の熱料金単価は、一般に個別熱源システムより高いものの、需要家は地域冷暖房に加入することで熱源システムに係る運用管理および機械室が不要となるため、それらの経済的メリット

まで考慮すれば、地域冷暖房に経済性があるとされる[1)2)]。しかしながら、実際には、地域冷暖房の熱料金単価に対する需要家からの不満は大きく[3)]、地域冷暖房からの熱供給を停止して個別熱源システムへ移行した事例もいくつかある。地域冷暖房の熱料金が不利となる原因の一つは、我が国における地域導管整備費用にあり、他のインフラストラクチャーや欧州に比べ高い水準となっていることに課題がある[4)]。

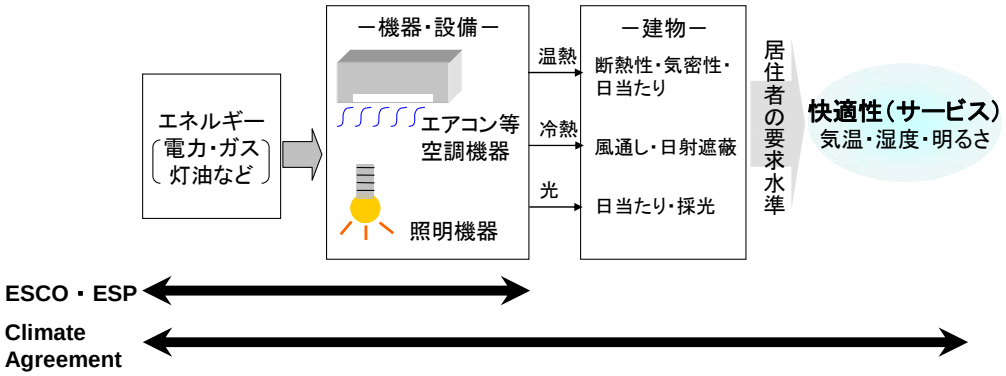
資本主義社会において経済性の高くないシステムが普及することは難しく、事実、日本における地域冷暖房事業は停滞している。しかし、地域冷暖房が様々な社会的効用（ヒートアイランド緩和効果、省エネルギー性、大気汚染防止効果など）を有していることを考慮すると、行政等が主体となりそれらに対する評価を適切に行う必要がある。具体的には、社会的効用を定量的に検証でき、かつそれを経済価値へ換算する評価手法の確立および制度構築が今後の課題となる。

（2）デマンドサイドマネージメント

地域冷暖房事業においては、運用管理するのは熱源システム側のみで、デマンドサイド側については需要家に一任されている。しかし、両者の垣根を取り除き運用管理を統一できれば、以下に示すように省エネルギー手法の幅を拡げることができる。

- デマンドサイドへの熱媒供給条件（圧力、温度）を緩和すれば、負荷に応じた送水温度／圧力の調整を行うことができる。
- 熱媒温度差問題に対して熱源システム側だけではなくデマンドサイド側での対策も可能となる。
- デマンドサイドにおける不適切な空調設備の運用管理を最適化することで、システムの効率化がはかれる。

このように熱源システム側とデマンドサイド側が協調することにより、省エネルギーポテンシャルは更に大きくなると考えられるため、デマンドサイドまで踏み込んだ地域冷暖房事業の可能性について検討を行う必要がある（本論文の評価は、熱源システム側のみに留まっている）。なお、このようなビジネスモデルを実践している地域暖房がスウェーデンのイエテボリ市にあり、Climate Agreementというビジネスを展開している[5)]。このビジネスは、サービスを取引対象にするサービサイジング（レンタカーサービス、家電リースなど）の一種で、部屋の室温を快適に保つという所までをサービスとして提供している。図-5.1で見れば最終段階に位置する室温の快適性を事業の目的とすることで、事業範囲をデマンドサイドにまで拡張でき、システム全体の最小コストプランニングを行うことが可能となっている[6)]。



注　ESCO:Energy Service Company ESP:Energy Service Provider

図-5.1　エネルギーがサービスに転換されるまでのフロー

（３）個別熱源システムモデル

①　本論文においては、個別熱源システムはセントラル熱源方式を指していたが、実際にはビルマルチやパッケージ空調など多様な方式が個別熱源システムにて導入されている。特に、ビルマルチは、従来ならセントラル熱源方式が導入されていたような延床面積の大きい建物でも採用され始めており、地域冷暖房の省エネルギー性を検証する上では、比較対象に含む必要が出てきている。

②　一般的に個別熱源システムに関するデータ計測は行われておらず、本論文においても収集できたサンプルは僅かであった。そのため、本論文で作成した個別熱源システムモデルは実態の運用を再現できておらず、シミュレーション結果は実績値から少し乖離したものとなっていた。しかし、将来的にはBEMS(Building Energy Management System)の普及に伴い、個別熱源システムに関しても実態データが充実してくると予想されるため、より精度の高い検証が可能となると考える。

（４）個別熱源システムモデル

本論文において、実績値とシミュレーション結果を比較した場合に、シミュレーションの再現性を悪くしている課題がいくつか見つかった。年間値ベースで評価する際には大きな影響はないが、各要素について詳細な検討を行う際には、シミュレーションモデルの精度向上が望まれる。

参考文献

1 日本地域冷暖房協会：地域冷暖房システムと個別冷暖房方式との比較評価、1998 年

2 日本熱供給事業協会：熱供給事業のあり方特別委員会報告書、2003 年

3 蓮沼賢志、三浦昌生：住戸内設備および経済性の評価から見た超高層集合住宅への地域熱供給の現状と課題その３、日本建築学会大会学術講演梗概集、2001 年 9 月

4 日本地域冷暖房協会：都市熱源ネットワーク整備費用縮減方策検討調査、1999 年

5 Goteborg Energi：Annual Report 2004, 2004 (http://www.goteborgenergi.se/)

6 名古田知志、下田吉之、水野稔：地域熱供給システムにおける環境保証型ビジネスへの展開に関する研究－スウェーデンの地域熱供給会社によるエネルギーサービスに関する調査－、空気調和衛生工学会学術講演会講演論文集、2006 年

謝 辞

本論文は著者の大阪大学大学院工学研究科環境･エネルギー工学専攻における研究の成果をとりまとめたものである。

大阪大学　水野稔名誉教授、下田吉之教授、鳴海大典助教には、本研究に対して、研究室会議などを通して数多くの助言やご指導を賜った。また、西川誠行技官には、研究および研究室生活が円滑に進むように御尽力頂いた。ここに同先生方に対して厚く御礼申し上げる。

特に、下田吉之教授には研究の着手から完了まで終始一貫して懇切丁寧な御指導を賜った。著者は、博士後期課程１年時にラトビア共和国で１年間のインターンシップ留学を行い､博士後期課程３年時からは株式会社山武へ就業したため、その間は研究室から離れて師事することとなったが、同先生は遠方からでも常に適切なる御助言あるいは激励を下さった。それらがなければ、このように本論文をまとめ上げることは難しく、ここに改めて心より感謝の意を表す。

大阪大学　加賀昭和教授、相良和伸教授、高田孝准教授には本論文をまとめるに当たり多くの貴重な御意見を賜った。ここに深く謝意を表す。

日本熱供給事業協会熱供給事業のあり方推進部会 WG1 各委員、空気調和・衛生工学会の地域冷暖房システムの省エネルギー性評価手法に関する研究委員会の各委員には、本研究の遂行に当たり、多大なご支援を賜った。また、各地域冷暖房プラント関係者の皆様からはプラントデータの提供をして頂くと共にプラント運用に対するヒヤリングにも御協力頂いた。以上の皆様に対して厚く御礼を申し上げる。

大阪大学下田研究室　諫山直亮君、久原玲子さんには、共同研究者としてシミュレーションモデルの作成あるいは地域冷暖房システムの実績データ解析などあらゆる面で御協力頂いた。また、その他の研究室の学生諸氏にも研究に関することのみならず、様々な面で支えて頂いた。以上の皆様の御協力に対し厚く御礼を申し上げる。

最後に、著者の博士後期課程進学に賛同し、卒業まで応援して下さった両親に対し、心より感謝の意を表する。

2008 年 1 月 16 日　名古田知志