

博士論文

バイオガス・コジェネレーションシステムの
性能解析および最適化

2012年3月

モハマド フィルダウス ビン バスラウィ
MOHAMAD FIRDAUS BIN BASRAWI

目次

目次	i
主な記号	v
研究概要	ix
第1章 序論	1
1.1. エネルギー問題	
1.2. バイオマスとコージェネレーションシステム	
1.3. 下水処理施設におけるバイオガスを燃料としたコージェネレーションシステムの現状	
1.4. 下水処理施設における小型コージェネレーションシステムのコスト比較	
1.5. 主な研究目的および検討した項目	
1.6. 本論文の構成	
参考文献	
第2章 実験・解析方法	22
2.1. 気温データ	
2.2. モデル下水処理施設の解析方法	
2.2.1. 下水処理施設でのエネルギー利用の概要	
2.2.2. マイクロガスタービンコージェネレーションシステムの稼働台数	
2.2.3. 下水処理施設での熱需要量の解析	
2.3. マイクロガスタービンコージェネレーションシステムの解析方法	
2.3.1. マイクロガスタービン解析方法	
2.3.2. 排熱回収ボイラの解析方法	
2.3.3. 吸収型冷凍機の解析方法	

-
- 2.4. バイオガス前処理
 - 2.5. メタンハイドレート貯蔵法の導入
 - 2.5.1. メタンハイドレートの実験装置および方法
 - 2.5.2. メタンハイドレート貯蔵のための所要動力の解析方法
 - 2.6. 施設での熱エネルギーバランスの解析方法
 - 2.7. コージェネレーションシステムの主な評価法
- 参考文献

第3章 メタン発酵のエネルギーバランスと気温との影響 64

- 3.1. 緒言
 - 3.2. 温度条件の整理
 - 3.3. 解析法
 - 3.3.1. メタン発酵の解析モデル
 - 3.3.2. メタン発酵の熱需要
 - 3.3.3. エネルギーバランスおよび有効利用エネルギー
 - 3.4. 解析結果
 - 3.4.1. 熱需要と気温
 - 3.4.2. 各温度条件および季節におけるエネルギーバランスの詳細
 - 3.4.3. 気温とエネルギーバランス指標との関係
 - 3.5. 結言
- 参考文献

第4章 マイクロガスタービンコージェネレーションシステムの性能と吸気温度との影響 81

- 4.1. 緒言
- 4.2. 温度条件の整理
- 4.3. 解析法
- 4.4. 解析結果
 - 4.4.1. 解析モデルの検証結果
 - 4.4.2. マイクロガスタービンコージェネレーションシステムの性能
 - 4.4.3. マイクロガスタービンコージェネレーションシステムの省エネルギーおよび環境性能
- 4.5. 結言

第5章 寒冷地におけるバイオガスを燃料としたコージェネレーションシステムの最適化 102

- 5.1. 緒言
 - 5.2. 解析法
 - 5.2.1. 寒冷地でのバイオガス燃料としたコージェネレーションシステム
 - 5.2.2. コージェネレーションシステムの配列
 - 5.2.3. 下水処理施設でのエネルギー利用システム
 - 5.3. 解析結果
 - 5.3.1. 施設の熱需要量およびバイオガス発生量との関係
 - 5.3.2. 施設におけるエネルギーバランス
 - 5.3.3. 各コージェネレーションシステム配列の有効性
 - 5.4. 結言
- 参考文献

第6章 バイオガスを燃料としたコージェネレーションシステムの最適な構成方法 120

- 6.1. 緒言
- 6.2. 解析法
 - 6.2.1. コージェネレーションシステムによるバイオガスの利用法
 - 6.2.2. 想定したシステム
- 6.3. 解析結果
 - 6.3.1. 施設のエネルギーバランス指標($Q_{h,d} / Q_{b,p}$ 値)とコージェネレーションシステムの排熱性能(η_{ehr})との関係
 - 6.3.2. 施設内でのエネルギーバランス
 - 6.3.2a. 施設のエネルギー指標がコージェネレーションシステムの排熱性能に一致する場合($Q_{h,d} / Q_{b,p} (=0.48) = \eta_{ehr}$ の場合)
 - 6.3.2b. 施設のエネルギー指標がコージェネレーションシステムの排熱性能に一致しない場合($Q_{h,d} / Q_{b,p} (=0.60) > \eta_{ehr}$ の場合)
 - 6.3.2c. 施設のエネルギー指標がコージェネレーションシステムの排熱性能に一致しない場合($Q_{h,d} / Q_{b,p} (=0.35) < \eta_{ehr}$ の場合)
 - 6.3.2d. 施設のエネルギー指標がコージェネレーションシステムの排熱性能に一致しない場合($Q_{h,d} / Q_{b,p} (=0.20) < \eta_{ehr}$ の場合)

- 6.3.3. 施設のエネルギー指標($Q_{h,d} / Q_{b,p}$ 値)と原動機の排熱性能(η_{ehr})との関係と稼働方式
- 6.3.4. 施設のエネルギー指標($Q_{h,d} / Q_{b,p}$ 値)に対応するシステム構成とその最適化
- 6.4. 結言
- 参考文献

第7章 マイクロガスタービンコージェネレーションシステムの規模と施設の規模との関係 142

- 7.1. 緒言
- 7.2. 解析方法
 - 7.2.1. 気温条件と施設の規模の縮小法
 - 7.2.2. マイクロガスタービンコージェネレーションシステムおよびその性能
 - 7.2.3. 施設でのエネルギー利用およびマイクロガスタービンコージェネレーションシステムの評価法
- 7.3. 解析結果
 - 7.3.1. 各規模および気温条件での施設における熱需要量およびバイオガス発生量の状況
 - 7.3.2. 施設におけるエネルギーバランス
 - 7.3.3. マイクロガスタービンコージェネレーションシステムの性能
 - 7.3.3a. 発電効率および稼働状況
 - 7.3.3b. バイオガスエネルギー回収効率
 - 7.3.3c. マイクロガスタービンコージェネレーションシステムの規模と電力需要低減率
- 7.4. 結言
- 参考文献

第8章 結論 170

謝辞 176

研究業績 177

主な記号

<i>A</i>	伝熱面積, m^2
<i>C</i>	熱容量, kW/K
<i>CA</i>	燃料中の炭酸質量含有率, $kg-C/kg-fuel$
<i>COP</i>	成績係数, -
<i>Co</i>	コスト, 円
<i>CR</i>	排熱回収ボイラの熱容量比, -
<i>c_p</i>	定圧比熱, kJ/kgK
<i>E</i>	エネルギー, kW
<i>FESI</i>	燃料低減係数, -
<i>h</i>	エンタルピ, kJ/kg
<i>I</i>	機器能力, kg/h
<i>K</i>	総括伝熱係数, kW/m^2K
<i>k</i>	比熱比, -
<i>LHV</i>	低発熱量, MJ/m^3 or MJ/kg
<i>m</i>	体積または質量流量, m^3/s or kg/s
<i>m'</i>	メタンハイドレートの実験に使用した砕氷質量, g
<i>P</i>	圧力, Pa
<i>PB</i>	回収できる料金, yen
<i>PBP</i>	導入コストを回収できる期間, year
<i>P_e</i>	発電量 または 電力, kW or kWh
<i>Q</i>	熱, kW or kWh
<i>r</i>	圧力比 または CGS の排熱量と発電量との比, -
<i>T</i>	絶対温度, K
<i>TS</i>	汚泥の固形物濃度, -
<i>t</i>	温度, °C
<i>Unit</i>	台数, -
<i>v</i>	ハイドレートへのガス吸収量, $m^3-gas/kg-ice$
<i>v'</i>	実験でのハイドレートへのガス吸収量, $cm^3-gas/25g-ice$
<i>W</i>	電力, -
<i>ρ</i>	密度, kg/m^3
<i>η</i>	効率, -
<i>ω</i>	回転数, rpm
<i>α</i>	吸収型冷凍機の容量比, -

μ	吸収型冷凍機の熱媒体の流量の修正率, -
ε	温度交換効率, -
φ	燃料中または排ガス中のある成分の質量比, -

下付

<i>a</i>	マイクロガスタービンコージェネレーションシステムの作動媒体
<i>a.b</i>	管理棟
<i>air</i>	空気
<i>amb</i>	大気
<i>an</i>	年間
<i>BER</i>	バイオガスエネルギー回収
<i>b or boiler</i>	ボイラ
<i>b.p</i>	バイオガス発生量
<i>b.l</i>	ボイラ損失
<i>biogas</i>	バイオガス
<i>C</i>	圧縮機, 炭素
<i>c</i>	冷房時
<i>CO₂</i>	二酸化炭素
<i>c.f</i>	低温側の流体
<i>CGS</i>	コージェネレーションシステム
<i>co&ab</i>	コンデンサおよび吸収器
<i>conv.</i>	従来のシステム
<i>d</i>	需要
<i>e.b</i>	余剰バイオガス
<i>e.m</i>	余剰メタンガス
<i>ehr</i>	排熱回収
<i>ele</i>	電力
<i>exe, e</i>	排気
<i>f</i>	燃焼器
<i>FL</i>	全負荷
<i>fuel</i>	燃料
<i>g</i>	吸収型冷凍機の熱媒体の入熱
<i>g.c</i>	昇圧用コンプレッサ
<i>g.s</i>	ガス分離
<i>grid</i>	電力系統
<i>H</i>	高温熱源
<i>h</i>	暖房時
<i>h.d</i>	熱需要

<i>h.f</i>	高温側の流体
<i>heat</i>	熱
<i>hmfr</i>	吸収型冷凍機の熱媒体流量比
<i>HP</i>	ヒートポンプ
<i>i</i>	入り口または内側
<i>install</i>	導入
<i>i.c</i>	砕氷機
<i>i.m</i>	製氷機
<i>l</i>	低温熱源
<i>m</i>	維持管理
<i>max</i>	最高
<i>mech</i>	機械
<i>min</i>	最低
<i>MGT</i>	マイクロガスタービン
<i>MH</i>	メタンハイドレート
<i>net1</i>	正味エネルギー 1 (機械の仕事を含まない)
<i>net2</i>	正味エネルギー 2 (機械の仕事を含む)
<i>o</i>	出口または外側
<i>p.p</i>	発電所
<i>p.p.l</i>	発電所での損失
<i>PL</i>	部分負荷
<i>PSA</i>	圧カスウィング吸着法
<i>R</i>	再生器
<i>r.b</i>	残留バイオガス
<i>r. g. d</i>	冷凍式除湿器
<i>r.h.d</i>	残りの熱需要
<i>red</i>	電力 または バイオガス量の低減
<i>ref</i>	冷凍機
<i>s</i>	汚泥 または サイクルでの理想的な温度
<i>S.C</i>	吸収型冷凍機の定格暖房能力
<i>S.G</i>	吸収型冷凍機の定格の熱媒体入熱量
<i>S.H</i>	吸収型冷凍機の定格の冷房能力
<i>s.h</i>	汚泥加温
<i>s.i</i>	流入汚泥
<i>T</i>	タービン
<i>t.l</i>	消化タンクからの放熱
<i>total or t</i>	総合
<i>tr</i>	総合エネルギー回収
<i>u.b</i>	利用したバイオガス

<i>used</i>	使用された熱または電力
<i>unused</i>	未利用熱または電力
<i>w</i>	温水
<i>w.t</i>	下水処理

略語

AHE	吸収型冷凍機
CGS	コージェネレーションシステム
EHE	排熱回収ボイラ
FC	燃料電池
GE	ガスエンジン
HP	ヒートポンプ
MGT	マイクロガスタービン
MH	メタンハイドレート

研究概要

エネルギーの資源確保と環境保全両立の立場から、再生可能エネルギーの中でもとくに安定的に供給可能なバイオマスエネルギーの活用が急がれている。現在、下水処理施設において下水汚泥からメタン発酵によって生じる未利用のバイオガスを利用する試みが注目されており、その際、高効率の発電システムの導入が不可欠となる。

本研究では、環境性能に優れ低発熱量の燃料使用が可能となるマイクロガスタービン（MGT）を動力源の中心に据えたコジェネレーションシステム（CGS）を構築することを想定して、バイオガスの有効利用を図るための最適なシステム構成法について検討した。研究の第一段階では、これまであまり明らかになっていない下水処理過程でのメタン発酵のエネルギーバランスおよび排熱も有効利用するマイクロガスタービンのコジェネレーションシステムの性能と気温の違いに大きく影響を受けることを示した。この結果を踏まえ、熱需要が高く年間を通して大きく変化する寒冷条件下でのバイオガスCGSの高効率化に着目した。この場合、CGSだけでは処理施設内での熱需要全量を賄えないため、その他にもボイラ、ヒートポンプあるいはガス貯蔵装置等の補助機器が必要となることが推察され検討を行った。その結果、ボイラの代わりにヒートポンプを組み込んだCGSの場合により高い性能改善効果をもたらされること、ガス貯蔵装置を組み込んだCGSの場合に生成されたバイオガス量と排熱回収量をともに全量利用できること等を明らかにした。

研究の第二段階では、地域や気温条件に関わらず、バイオガス全量をさらに効果的に利用するためのCGS構成法について検討を加えた。寒冷地以外でのMGT-CGSの利用をも想定すると、CGSの排熱性能の指標となる排熱回収効率 η_{chr} を施設内の特性値と見なせる年間平均熱需要量 $Q_{h,d}$ と年間平均バイオガス発生熱量 $Q_{b,p}$ との比である $Q_{h,d}/Q_{b,p}$ 値に一致させることでエネルギー利用率の上で最も効果的なCGSのシステム構成が得られることを明らかにした。

このほか、主動力源としてMGTを想定する際、現状ではその出力範囲として30～300kWの発電容量を持つMGTタイプが存在しているが、研究の第三段階では、現状施設の規模に応じて適切な発電容量を持つMGT-CGSのシステム性能の予測と最適化についても試みた。その結果、MGT-CGSの全負荷時の燃料入熱量が施設のバイオガス発生熱量と同程度となる場合に最も高効率なMGT-CGSが得られることを明らかにした。

以上のことから、本研究では、排熱エネルギーを有効利用できる発電システムとしてのバイオガスCGS方式を具体的に明確にし、その高効率化についての貴重な指針を得ることができた。

第1章

序論

エネルギー資源枯渇と環境問題の観点から、再生可能なエネルギー、とくにエネルギーを安定的に供給できるバイオマスの利用が急がれている。しかし、バイオマスの特徴は広い地域で薄く分散されているため、バイオマスを利用するには収集するためのコスト・エネルギーが必要となる。一方で、一般に廃棄物系バイオマスとなる下水汚泥や家畜排せつ物などは既に一ヶ所に収集されているため、その利用が比較的容易である。とくに、下水処理施設では、下水汚泥のメタン発酵によってバイオガスに変換し、常に利用しやすいバイオマス燃料になっている。また、施設では、メタン発酵・冷暖房の熱および下水処理のために様々なポンプ等の機器類を稼働させるための電力が必要となる。本研究では、それらの熱・電力需要を賄うために発生したバイオガスの効率的な利用法として、分散配置型コージェネレーションシステム(CGS)に注目した。これによって、施設で発生したエネルギーを同じ施設内で利用することができ、地産地消の概念に基づいて、損失を最低限に抑えることができる。さらに、不運なことに2011年3月11日に、東日本大震災によって福島第一原子力発電所事故が発生した。この事故により停電あるいは電力不足の被害は東北地方だけでなく東京にまで至ることとなった。また、この被害から、原子力発電に関する社会的関心や、場合によっては国民の批判を引き起こしたのは記憶に新しい。このように、とくに廃棄物系バイオマスを分散配置型CGSによって効率的に利用する技術はますます必須となっている。本論文では、下水処理施設におけるバイオガスを燃料としたCGSの普及を目指して、そのバイオガスCGSの性能やバイオガス全量を効率的に利用するためのCGSの最適な稼働条件を明らかにし、また、バイオガスCGSの性能向上のための手段についても検討した。

1.1. エネルギー問題

近年、人類はエネルギーに関する二つの大きな問題に直面している。エネルギー資源となる化石燃料の枯渇およびその使用による環境破壊の問題である。国際エネルギー機関の報告により、現状のエネルギー消費率では石油、天然ガスおよび石炭の確定埋蔵量はそれぞれ約 42, 64, 164 年間に相当する[1]。さらに、世界人口が上昇し続けていることによりこれらの問題の深刻さをより増している。図 1.1 に、現状のエネルギー使用状況を基に推定される世界のエネルギー需要の増加量を示す[2]。図より、石油、石炭および天然ガスが世界の主なエネルギー源となっていることが分かるが、1980 年以來エネルギー需要が上昇し続けており、年率で約 1.6% 上昇している。しかも、2030 年には 1980 年に比べて約 2 倍のエネルギー量が必要になると予想されている。また、図 1.2 は、各エネルギー分野の増加割合を示したものであるが、おおよそ増加分の半分は発電分野に占めることが分かる[1]。このように、環境を維持しながら将来的に世界のエネルギー需要を十分に賄うために、特に発電分野においては、化石燃料に依存しないバイオマス・風力・太陽等の再生可能エネルギーを積極的に利用しながら、さらにそのエネルギーを効率高く利用する必要性が高まっていることが分かる。

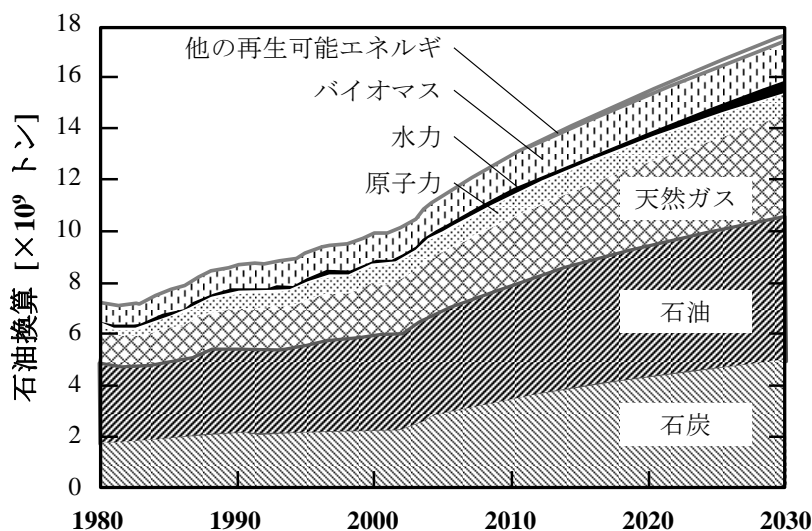


図 1.1 世界のエネルギー需要の増加量

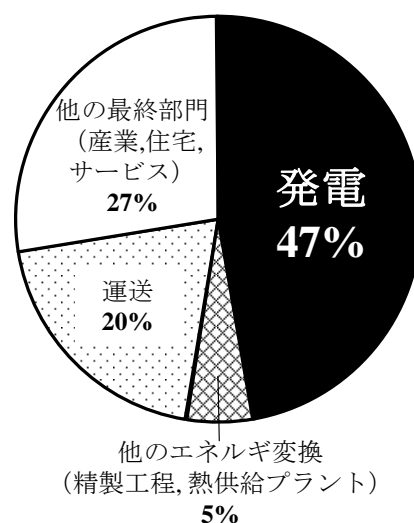


図 1.2 2004～2030 年における各エネルギー分野の増加割合

1.2. バイオマスとコジェネレーションシステム

バイオマスは化石燃料を除き、生物に由来する有機物であり、エネルギー源として利用できる。植物は、太陽から光をエネルギー源とし、水と二酸化炭素から炭化水素を生成し、この光合成による有機物の化学エネルギーはバイオマスの由来となる。図1.3に示されるように、地球に入射する173PWの太陽エネルギーの内、大気における反射や吸収によって減少され、地球に達するのは約82PWである。これによる光合成の純生産量は乾燥質量で年間約170Gt、エネルギー量では約100TWとなる。この量は人類が消費するエネルギー量の約7～10倍である。しかし、地球上には2Ttのバイオマスストックが存在することから、このバイオマスストックを考慮しながら太陽から得られるバイオマスフロー範囲内に利用すれば、バイオマスは再生・持続可能なエネルギーである[3]。この莫大な量の他にバイオマスの利点としては、他の再生可能エネルギーに比べて自然の影響をあまり受けず、安定的にエネルギーを供給できることである[4]。さらに、バイオマスを燃焼させれば二酸化炭素が発生するが、その分だけ植物が成長するために利用されるため、バイオマスはカーボンニュートラルエネルギーとして存在する。これらの特徴から、バイオマスの有効利用への期待が大きく寄せられることになる。

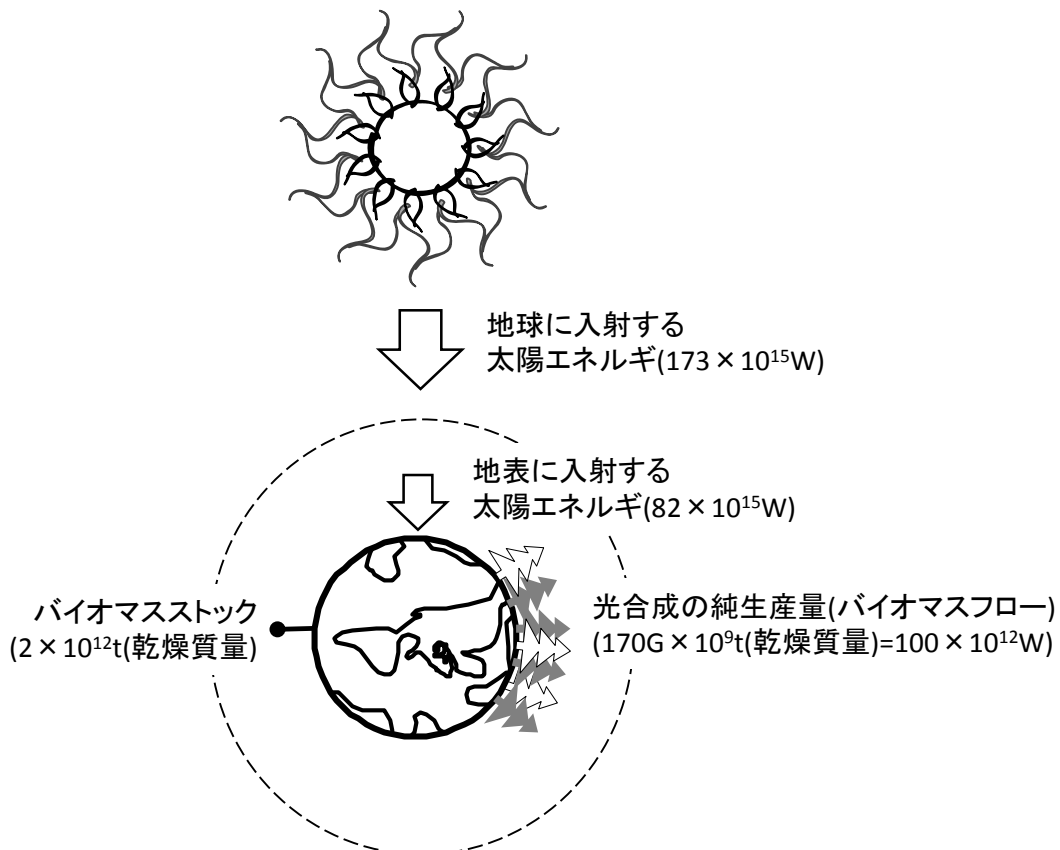


図1.3 地球上のバイオマス

国内では、1997年に一定量以上の電力をバイオマス等の再生可能な新エネルギーから得ることを電気事業者に対して義務づけた“新エネルギー利用等の促進に関する特別法”が成立し、地球温暖化の抑制や循環型社会の確立を目指し、2002年12月にはバイオマス・ニッポン総合戦略が策定された[4]–[5]。一方、欧州では、欧州連合のバイオマス行動計画によりバイオマス（固形バイオマス、バイオガス、バイオ燃料、再生可能な都市廃棄物）の利用が促されている。この場合、例えば、2010年にはバイオマス消費が約15 000万トンにも至ると予想されている[6]。

しかし、バイオマスの特徴は数多く存在するが、エネルギー密度が低い[3], [7]–[9]などの点から必ずしも有効利用されているとは言えない。そのため、バイオマスを収集するための相当量のコスト・エネルギーが必要なことを考えると、分散配置型電源、とくに熱を効率的に利用できるコジェネレーションシステム（CGS）を有効活用することが重要であり、地産地消の概念が必要となる。また、分散し

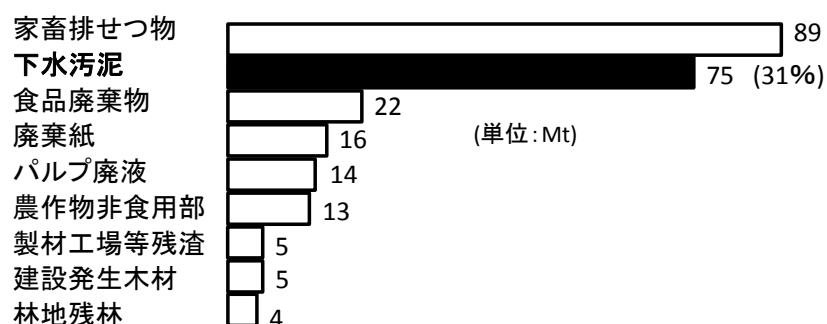
ている再生可能エネルギーの積極的な利用も、現在注目されている将来的な電力ネットワークとなるスマートグリッドの普及への大きな要因となる。

国内の現行エネルギー基本計画では、エネルギー自給率およびゼロエミッション電源比率の拡大を目的とし、2030年までにはエネルギー自給率を18%から40%まで向上させる目標がある。そのため、発電分野において安価でゼロエミッションとなる原子力発電を26%から53%に向上させる必要があるとされている[10]。しかし、不運なことに、2011年3月11日に東日本大震災によって福島第一原子力発電所事故が発生した。電力以外の被害を除き、この事故により停電・電力不足の被害は東北地方だけでなく東京にまで至っている。また、発生した事故から原子力発電に関する社会的関心や、場合によっては国民の批判を引き起こし、今年度以降に国のエネルギー計画を見直すきっかけとなっている。このように、バイオマスエネルギー源を分散配置型CGSによって効率的に利用する技術はますます重要となっている。

1.3. 下水処理施設におけるバイオガスを燃料としたコジェネレーションシステムの現状

表1.1に示すように、一般に廃棄物系バイオマスとなる家畜排せつ物、下水汚泥、食品廃棄物などは通常一ヶ所の集約されるため、他のバイオマスに比べてそのエネルギー源としての利用が比較的簡単であり、有効活用できる可能性は高い[4]–[11]。下水処理施設では良好な水環境の保全のため、都市部から回収される下水を処理して、処理済みの上水が再利用されるか、または、河川等に放流される。下水処理過程で残された下水汚泥の安定化、減量化、無害化させるために、汚泥をメタン発酵により副産物のバイオガスに変換して、利用しやすい燃料としている[12], [13]。国内にメタン醗酵が最も盛んに導入されているは通常、下水処理施設である。そこで発生したバイオガスの一部は、施設の熱需要を賄うために燃料としてボイラで燃焼されている。しかし、これまでは施設所属の管理職員の主な仕事は水質管理が中心となり、バイオガスエネルギーの利用ではないため、その残りのバイオガスの大部分が利用されないまま焼却されているのが一般的である [6], [14]。

表1.1 廃棄物系・未利用系バイオマスの年間発生量



一方で、施設ではメタン発酵および管理棟の加温用の熱需要の他は、下水処理プロセスの中でポンプやコンプレッサ等種々の機器が使用され、一般には熱需要より電力需要の方が高くなる。そこで、本研究では、発生したバイオガスを効率高く利用する一手段として、バイオガスを燃料としたCGSの構成を利用に注目した。CGSは、一つのエネルギー源から効率高く電力および熱を同時に発生できるシステムを意味する。図1.4に示すように国内では、約1900箇所の下水処理施設の内、消化タンクを有する下水処理施設は300箇所(全体の16%)程度にとどまっており、バイオガス発電が行われている施設は約30箇所(全体の2%)になっている[12], [14]。米国でも、同様な現状が見られ、16042箇所の下水処理施設の内、消化タンクを有する施設は3452箇所(全体の22%)程度で、バイオガス発電が行われている施設は266箇所(全体の2%)である[21]。このように、全体の残りの98%の施設は下水処理施設でのバイオガス全量は利用されていないが今後、その利用の可能性は非常に大きいと目される。

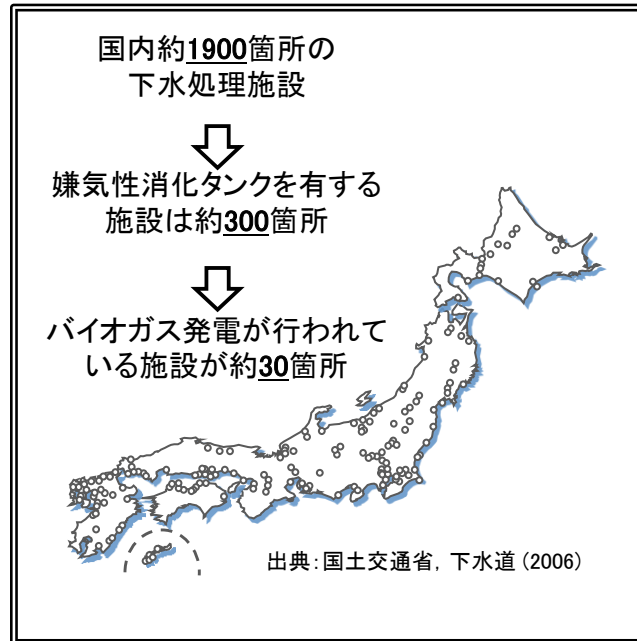


図 1.4 国内におけるバイオガス CGS の現状

最近までは全国で本格的にバイオガス燃料発電を利用している施設は約 30 箇所になっている。表 1.2 は、その 30 箇所の下水処理施設におけるバイオガス発電の建設場所や規模を示し、その項目は北から南の地域の順に示されている[3], [12], [14]–[19]。表より、各施設の年間のバイオガス発生量を見てみると、そのほとんどでバイオガス発生量が 150 万 m^3 を超えていることが分かる。このように、バイオガスを燃料とする CGS は比較的大規模な施設へのその導入が図られつつあるが、バイオガス発生量がさほど多いとは言えない、150 万 m^3 以下の中小規模の施設 [17]においては、導入そのものの進行が遅れていることが明らかである。

その原因はコスト高のほか、バイオガス中での不純物の存在およびバイオガス発生量の変動である。バイオガス燃料に基づく発電設備を導入するためには、初めにコストが要求される。しかし、これでバイオガス発電によく用いられてきたガスエンジンは、エンジン部品や NO_x 除去触媒の寿命が短く、その結果、設備維持費用がさらに高くなるという課題も併せ持っている。その要因の一つとなるバイオガス中のシロキサンがエンジン内で燃焼して生成するシリカの存在が明らかになったのは近年のことであったため、CGS そのものも導入が遅れている一つの

表 1.2 国内におけるバイオガス発電の状況

処理場名			バイオガス発電状況			
			原動機	発電容量 [kW]	バイオガス発生量 [×万m ³ /年]	電力需要の低減 [%]
1	北海道	北見, 北見市浄化センター	ガスタービン	6×30	156	12
2	北海道	函館, 南部下水終末処理場	ガスエンジン	1×500	217	21
3	北海道	江別浄化センター	ガスエンジン	1×250	166	28
4	北海道	旭川下水処理センター	ガスエンジン	1×700	254	13
5	北海道	苫小牧, 西町下水処理センター	ガスエンジン	3×80	268	-
6	青森	八戸, 東部終末処理場	ガスエンジン	3×170	-	-
7	岩手	北上川上流, 東南浄化センター	ガスエンジン	1×590	410	9
8	山形	山形市浄化センター	ガスエンジン	1×178	147	18
			燃料電池	2×100		41
9	新潟	長岡中央浄化センター	-	-	-	-
10	茨城	日立市池の川処理場	ガスエンジン	1×500	74	18
11	茨城	伊師浄化センター	ガスエンジン	280	-	-
12	群馬	伊勢崎浄化センター	ガスタービン	1×30	42	16
13	東京	小台浄化センター	ガスエンジン	3×680	528	19
14	東京	森ヶ崎水処理センター	ガスエンジン	1×3 200	1 202	16
15	神奈川	横浜, 北部汚泥資源化センター	ガスエンジン	4×920 1×1100	1 649	69
			燃料電池	1×200		5
16	神奈川	横浜, 南部汚泥資源化センター	ガスエンジン	2×1200	1 351	43
17	石川	大聖寺川浄化センター	ガスタービン	2×30	17	13
18	京都	洛南浄化センター	ガスエンジン	1×990	-	-
19	大阪	中浜下水処理場	ガスエンジン	2×600	318	28
20	大阪	原田処理場	ガスエンジン	1×400	712	6
21	大阪	海老江下水処理場	燃料電池	1×200	357	3
22	広島	西部浄化センター	ガスエンジン	1×200	599	4
			ガスエンジン	1×450		9
23	山口	防府市防府浄化センター	ガスエンジン	2×200	64	4
24	福岡	日明浄化センター	ガスエンジン	2×200 6×25	511	1
25	福岡	中部水処理センター	ガスエンジン	1×500	178	5
26	熊本	熊本北部浄化センター	燃料電池	4×100	180	50
27	宮崎	宮崎処理場	ガスエンジン	1×250	183	22
28	宮崎	妙田下水処理場	ガスエンジン	1×250	65	20
29	佐賀	佐賀市浄化センター	ガスエンジン	16×25	110	-
30	沖縄	那覇浄化センター	ガスエンジン	3×270	465	34
31	沖縄	名護下水処理場	ガスエンジン	2×25	-	12

要因となってきた[19]–[20]。また、バイオガス発生量が比較的少ない下水処理施設では、バイオガス自体の発熱量がメタンガス単体での利用の場合に比べて低いことから、現在普及している数百キロワット以上の発電能力を持つ原動機の使用が困難になる。バイオガスを燃料とする発電に用いられるガスエンジンは、その構造上、冷却水・潤滑油の管理など日常点検項目が多くメンテナンス周期も短く維持管理に手間がかかるため、ある程度の発電容量を確保できないと経済性が悪化する傾向にある。その結果、大規模な処理場では有効な手段であっても、中小規模の施設にまでは広く普及するには至らなかった[20]。

一方、これ以下の出力範囲の原動機では、これまで普及してきた小型ガスエンジンの他に、最近注目されているのはマイクロガスタービン(MGT)および燃料電池である[6], [14], [21]–[28]。燃料電池は効率および環境の観点から最も有望な原動機であるが下水処理施設に限っては、コストや耐久性の点で未だに実用的な普及がなされているとは言えない[29]–[30]。MGTは部品点数が少ないことから維持管理費が安い、また、低公害や発電出力密度が高いなどのメリットから [31]–[33]、これからもバイオガス燃料源にとっては広く利用される原動機と考えられる。また、MGTは他の原動機に比べて熱電比が高いため、冷暖房・メタン発酵用加温という熱需要が比較的高い下水処理施設では、バイオガスを効率良く利用できると考えられる。

表 1.3 に各原動機の基本性能とコスト比較を示す[34]–[37]。なお、これらの文献によって性能やコストの値が少し異なるため、表 1.3 には4つの文献から参照したデータ A, B, C, D を示す。表より、MGTはガスエンジンに比べて発電効率が若干低い、燃焼温度が低く、低公害である。また、ガスエンジンに比べて、設備費がデータ B 以外のコストを見てみると MGTの方がガスエンジンより少し高いが、維持管理費の点からは特にデータ C と D を見てみると、MGTの方が安いことが明らかである。また、表 1.4 にはガスエンジン(GE)と MGT の環境性能を示す[38]。表より、MGTは NO_x, CO および THC の排出量が非常に低く、環境性能が優れていることが分かる。

表1.3 各原動機の基本性能とコスト比較

	往復機関		ディーゼルエンジン		ガスエンジン		MGT	燃料電池	太陽光発電	風力発電	ガスタービン	蒸気タービン	コンバインドサイクル
A[文献34]													
発電容量	MW	0.01-5.0					0.03-0.25	0.005-2.0				0.50-50	
発電効率 (HHV)	%	30-37				23-26	30-46				22-37	15-5	
CGS総合効率(HHV)	%	69-78				61-67	65-72				65-72	80	
発電のみの設備費	\$/kW	700-1000				1500-2300	2800-4700				600-1400	300-900	
CGSの設備費	\$/kW	900-1400				1700-2600	3200-5500				700-1900	300-900	
維持管理費	\$/kWh	0.008-0.018				0.013-0.020	0.02-0.040				0.004-0.010	<0.004	
NOx 排出量	lb/MWh	0.2-6.0				0.5-1.25	<0.10				0.8-2.4		
B[文献35]													
発電効率 (HHV)	%	30				24					30		
単位重量あたり出力	kW/t	30				280					150		
燃焼温度	°C	>2000				840					<1500		
NOx 排出量	ppm	900				9					50		
発電のみの設備費※	万円/kW	20		25		20	>70		90		30		
C[文献36]													
発電容量	MW	0.02-10.0		0.05-5.0		0.03-0.20	0.05-1.0		>1.0		>1.0		
発電効率 (HHV)	%	36-43		28-42		25-30	35-54		n.a.		21-40		
発電のみのパッケージコスト	\$/kW	125-300		250-600		350-750	1500-3000		n.a.		300-600		
発電のみの設備費	\$/kW	350-500		600-1000		600-1100	1900-3500		5000-10000		650-900		
排熱回収用のコスト	\$/kW	n.a.		75-150		75-350	incl.		n.a.		100-200		
維持管理費	\$/kWh	0.005-0.010		0.007-0.015		0.005-0.010	0.005-0.010		0.001-0.004		0.003-0.008		
D[文献37]													
発電容量	MW			0.10		0.10	0.20		0.10		0.01		100
発電のみの設備費	\$/kW			1030		1485	3866		6675		3866		690
CGSの設備費	\$/kW			1491		1765	3674						
維持管理費	\$/kWh			0.018		0.015	0.01		0.005		0.005		0.006

^ANational Renewable Energy Laboratory, Gas-Fired Distributed Energy Resource Technology Characterizations, 2003, pg. 1-8.

^B石井國義, マイクロガスタービンシステム, オーム社, 2002, pp. 146, 169.

^CDistributed Generation Forum, The role of Distributed Generation in Competitive Energy Markets, 1999, pp. 4.

^DThe Congress of the United States: Congressional Budget Office, Prospects for Distributed Electricity Generation, 2003, pp. 11.

※B以外はコストの単位がドルで示す

表 1.4 ガスエンジンと MGT の環境性能

		ガスエンジン	MGT
NOx	[ppm]	2100	<9
CO	[ppm]	340	<25
THC	[ppm]	150	<9

1.4. 下水処理施設における小型コジェネレーションシステムのコスト比較

バイオガスを燃料とする小型 GCS の原動機としては MGT, ガスエンジン(GE) および燃料電池(FC)があることは前節で説明した. ここでは, 施設に各 CGS を導入する場合のコストメリットの計算結果を比較する. 一般に, CGS 導入のコストメリットを算出するために, 従来のシステムとなるボイラおよび火力発電所から熱および電力の出力を CGS の出力と同一と仮定し, CGS の導入コストおよびランニングコストを従来のシステムのランニングコストと比較し, 評価を行う. この場合, CGS のランニングコストにはその大部分を占める燃料コストも計算する必要がある. 一般に, 燃料コストはランニングコストの 8 割も占める[39].

一方で, 下水処理施設の場合, 比較対象となる従来のシステムが異なる. この場合, 燃料として施設で発生するバイオガスを使用し, ボイラで燃焼させることで施設の熱需要全量を賄い, また, 余剰分のバイオガスを焼却するのが現状のシステムである. そのため, 施設で導入する CGS はボイラの役割を果たし, 施設の熱需要全量を賄いながら, 電力需要も賄うことになる. このように, 下水処理施設では, 燃料コストを考慮する必要がなくなり, バイオガスが電力に変換できることが CGS の導入メリットである.

そこで, 各 CGS のコストメリットは, バイオガス全量を CGS で発電する際に積算される料金について何年間で導入コストを回収できるか, つまり, 導入コストの回収期間 *PBP* を算出した. 計算で用いた主な諸元値を表 1.5 に示す. 計算の主な仮定を以下に示す.

施設の規模について

- ❖ 下水処理施設の規模は施設で発生できるバイオガス量が基準となるが、計算で使用したモデルは第2章に示す中規模の施設である。

CGSの発電容量について

- ❖ 各CGSの効率は表1.3のデータCから計算した。バイオガス発生量と効率との関係から、バイオガス全量が使い切れるように各CGSの適切な発電容量を想定した。

CGSの導入コストについて

- ❖ 導入コストは幅の広い発電容量に対する値を示すデータAおよびCに対して、発電容量が小さいCGSのみの値を示すデータDの方から計算した。
- ❖ 導入コストは原動機および熱交換器の他には補助機器類や土木工事などがあるが、一般にCGS単体のコストは総合コストの55%を占める[39]。そのため、この値を基準にしてCGS導入コスト(総合)を算定した。
- ❖ バイオガス中の不純物となる水分および硫化水素が含まれている。ここでは、不純物を取り除くバイオガス前処理の装置のコストを考慮していない。

ランニングコストについて

- ❖ ランニングコストは以上で述べた燃料コストの他に、維持管理コスト、貸付利子や保険などがあるが、ここでは、維持管理コストのみを考慮した。
- ❖ 電力レートは北電の事務所ビル・商業施設・工場などのレートを参照に決定した[40]。

表 1.5 コスト計算で用いた主な諸元値

		GE	MGT	FC
燃料(バイオガス発生量)	[kW]	1073	1073	1073
発電容量	[kW]	450	350	500
効率	[-]	0.40	0.30	0.45
CGS 導入コスト(単体)	[万円/kW]	5166	4757	14145
CGS 導入コスト(総合)	[万円/kW]	9393	8649	25718
ランニング(維持管理)コスト	[円/kWh]	1.39	1.16	0.77
電力レート	[円/kWh]	12.3	12.3	12.3

CGS が年間で発電した電力量 $Pe_{CGS,an}$ は CGS の発電効率 $\eta_{CGS,ele}$ と年間でのバイオガス発生量 $Q_{b,p,an}$ から次式(1.1)で算出できる。

$$Pe_{CGS,an} = Q_{b,p,an} \cdot \eta_{CGS,ele} \quad [\text{kWh}] \quad (1.1)$$

また、年間で回収できる料金 PB_{an} は年間で発電した電力によるコスト低減 $Co_{Pe,an}$ および年間での CGS の維持管理コスト $Co_{m,an}$ から以下の式(1.2)~(1.3)で算出できる。なお、 Co_{Pe} および Co_m はそれぞれ電力レートおよび維持管理コストである。

$$PB_{an} = Co_{Pe,an} - Co_{m,an} \quad [\text{円}] \quad (1.2)$$

$$PB_{an} = Pe_{CGS,an} \cdot Co_{Pe} - Pe_{CGS,an} \cdot Co_m \quad [\text{円}] \quad (1.3)$$

最終的に、導入コストを回収できる期間 PBP を次式(1.4)で算出した。

$$PBP = \frac{C_{install,total}}{PB_{an}} \quad [\text{year}] \quad (1.4)$$

図 1.5 に各 CGS の発電による回収できる料金 PB と時間との関係を示す。なお、図中には各 CGS の総合コストも示す。図より、FC は最高の PB を示す一方で、MGT は最低の PB を示す。これらは、各 CGS の効率によるものである。しかし、FC は総合の導入コストが他の原動機に比べて非常に高いため、回収期間が 5.3 年間となった。また、MGT および GE を比較すると 0.4 年間の回収期間の差があり、大きな差ではないことが分かる。これは、MGT の PB は少ないが、MGT の総合の導入コストも少ないため、MGT の PBP の期間も少し短くなった。

また、ここで示す PBP の結果が全般に短い期間を示しているのは、以下の 3 つのことに基づく。

- ❖ バイオガス発電では，一般にランニングコスト 8 割を占める燃料コスト[39]を考慮する必要がないためである。
- ❖ バイオガスの前処理の導入コストを考慮しなかったためである。
- ❖ 熱需要が高い地域では，ボイラなどの同時稼働が必要になるが，ここでは熱需要が低い亜熱帯地域のような場合を仮定して，バイオガス全量が CGS だけで熱需要全量が賄える場合を仮定したためである。

以上のことから，MGT については，バイオガス発電から回収できる料金 PB は最も低いことが分かった。しかし，MGT-CGS の PBP が FC の半分程度となり，GE よりも 0.4 年間程度長くなり，GE とわずかながら差が見られた。

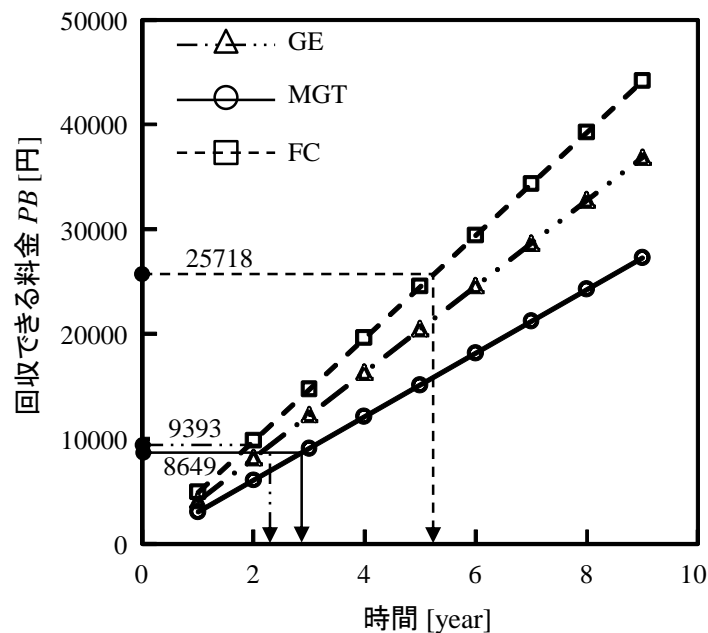


図 1.5 各 CGS の発電による回収できる料金 PB と期間との関係

このように，前節にも述べたように環境および効率の面では FC が最も有望な原動機であるが，コスト面では必ずしも優位には立っていないことが分かる。さらに，FC の寿命が短いことも考慮すると，バイオガスを燃料とする FC の普及にはまだある程度の時間を要すると考えられる。一方で，MGT と GE を比較すると，

MGT は表 1.4 に示したように GE より環境面では優れている一方、ここで明らかとなったコスト面では、GE よりは若干劣ることが分かる。しかし、今後ますます要求される環境性能向上の点からは、とくに下水処理施設への導入については現状での選択肢の 1 つとして MGT にある程度の導入メリットがあるのではないかと考えられる。

1.5. 主な研究目的および検討した項目

本研究では、今まで述べてきたように下水処理施設におけるバイオガスを燃料とした CGS の普及を目指して、その性能やバイオガスを燃料とした際の CGS の最適なシステム構成、CGS の性能向上の手段を明らかにした。主に検討した項目を以下に示す。

❖ メタン発酵のエネルギーバランスと気温の影響

バイオガス CGS の性能を検討する前に、バイオガスを発生させる手段となるメタン発酵の性能を明らかにする必要がある。下水汚泥のメタン発酵では、一般に消化温度を 30~37°C に維持する必要があることから、周囲の気温が消化温度より低い場合には、発生したバイオガスの一部を燃焼させて消化タンクを温める必要がある。とくに、気温低下の影響が顕著となる寒冷地では、消化タンクからの放熱量も多く、消化温度を維持するためにより多くのバイオガスが必要となる。最終的には得られたバイオガス、つまり、メタン発酵から得られた正味エネルギーはどの程度得られるのかが重要である。ここでは、気温の影響が顕著となる寒冷地においてメタン発酵のエネルギーバランスを明らかにし、その正味エネルギーの有無を明らかにした。さらに、寒冷地だけでなくより気温が高い地域での利用も想定し、本研究で定義したエネルギーバランス指標を使用しながら、気温がメタン発酵のエネルギーバランスにどの程度影響を与えるかを明らかにした。

❖ マイクロガスタービンコジェネレーションシステムの性能と吸気温度の影響

バイオガス発生量が少なく、季節に応じて利用できるバイオガスが変化する中小規模の下水処理施設では、バイオガスを利用できる原動機として MGT がある。

しかし、MGT はより規模の大きなガスタービンと同様に吸気温度によって性能が大きく左右される。MGT の発電出力および発電効率に気温が及ぼす影響は広く報告されているが、CGS としての他の指標となる排熱性能や熱電比に気温が及ぼす影響はまだ広く報告されていない。ここでは、とくに年間を通して気温の変動幅が大きい寒冷地での各季節で稼働する場合の MGT-CGS について基本的な性能を明らかにした。

❖ 寒冷地におけるバイオガスコジェネレーションシステムの最適化

寒冷地における下水処理施設で稼働するバイオガス CGS は、年間を通して熱需要が大きく変化するため、CGS だけでは施設の熱需要全量を賄うことができない。そのため、一般に CGS と共に補助機器としてボイラも使用される。ここでは、ボイラの他にヒートポンプおよびガス貯蔵システムの補助機器も導入し、施設でのエネルギーシステムの高効率化の可能性を検討した。バイオガス全量を効率的に利用することを目指し、使用できる補助機器で様々な組み合わせを提案し、効率的な組み合わせ法を明らかにした。

❖ バイオガス燃料とした CGS の最適な構成方法

CGS によるバイオガスの利用はその報告が未だ多いとは言えず、特にメタン発酵から生成されたバイオガス全量を有効利用するための具体的な CGS 構成法等についてはまだ十分に明らかにされているとは言えない。ここでは、以上で検討したバイオガス MGT-CGS を寒冷地以外の地域にも適用し、バイオガス全量を効率的に利用できる条件およびバイオガス CGS の構成方法を検討してみた。ここでは、施設内の特性値と見なせる年間平均熱需要量 $Q_{h,d}$ と年間平均バイオガス発生量の熱量 $Q_{b,p}$ との比 $Q_{h,d} / Q_{b,p}$ 、および CGS の排熱性能の指標となる排熱回収効率 η_{ehr} との関係に基づき、効率高くバイオガス全量を利用できる CGS について明らかにした。そのため、第4章で検討した MGT を用いて、MGT の η_{ehr} に対して施設の $Q_{h,d} / Q_{b,p}$ が同程度 ($Q_{h,d} / Q_{b,p} \approx \eta_{ehr}$)、より大きい ($Q_{h,d} / Q_{b,p} > \eta_{ehr}$)、およびより小さい ($Q_{h,d} / Q_{b,p} < \eta_{ehr}$) 条件となるような三つの場合での利用を想定し、各場合の性能比較を行い、最適な稼働条件を明らかにした。

❖ CGSの原動機のスケールと施設のスケールとの関係

ここまで原動機の種類を目安となる η_{ehr} と施設の $Q_{h,d} / Q_{b,p}$ との関係を示しましたが、次に MGT では一般に発電容量が 30kW のものから 300kW のものまで市販で存在することに注目した。MGT の発電容量の違いは定格の発電容量が大きくなるほど発電効率が高くなるが、一般に部分負荷になると発電効率が低下する特徴がある。一方で、全体的にみると下水処理施設と一口に言っても規模の程度が様々であり、各施設における下水処理の規模に応じてどの程度発電容量の MGT が性能上適切なかを明らかにする必要がある。例えば、部分負荷を使用しながら大きな MGT-CGS を使用する方法、あるいは、部分負荷を使用せずに小さな MGT-CGS を何台か使用する方法、または、それらを組み合わせる等、いくつか方法の選択肢が考えられる。ここでは、30kW、65kW、200kW の発電容量を持つ MGT-CGS とこれらの組み合わせの MGT-CGS を三つの異なる施設の規模および様々な温度条件に適用し、施設の規模に応じて最適となる発電容量の形態を検討してみた。

1.6. 本論文の構成

本論文の構成は全 8 章からなり、その内容は以下の通りである。

第 1 章は序論であり、研究の背景、目的、意義を具体的に記述した。

第 2 章では、主な実験・解析方法を具体的に記述した。

第 3 章では、本論文で定義したエネルギーバランスの指標を使用しながら、気温がメタン発酵のエネルギーバランスに及ぼす影響を明らかにした。

第 4 章では、気温の変化幅が大きい寒冷地での年間での温度条件を想定しながら、吸気温度が MGT-CGS の性能に及ぼす影響について明らかにした。

第 5 章では、寒冷地における下水処理施設で稼働するバイオガス CGS の高効率化を図るために CGS の他に補助機器が必要となる。ここで、ボイラ、ヒートポンプ、

ガス貯蔵システムからの補助機器を様々な組み合わせを検討し、各補助機器の効果およびエネルギーシステム全体の効果について明らかにした。

第6章では、下水処理施設に限らず、供給側のバイオガス発生量および需要側の熱・電力需要の関係を考慮しながら、バイオマスを利用するために最適なCGS構成法の概念を考察した。最後に、その結果を基に、下水処理施設でのバイオガスCGSの場合の効率的な構成法について検討した。

第7章では、MGT-CGSの発電容量となるCGSの規模および施設側における下水処理の規模との関係を明らかにし、施設に一致するMGT-CGSの規模について明らかにした。

第8章は結論であり、本研究で明らかになった重要な項目や知見を総括した。

参考文献

1. International Energy Agency, “World Energy Outlook 2006”, pp. 72, 71.
2. International Energy Agency, “World Energy Outlook 2007”, p. 76.
3. NTS 株式会社, バイオマスからの気体燃料製造とそのエネルギー利用, (2007), pp. 3-5, 225-228.
4. 日本太陽エネルギー学会編, 持続可能エネルギー総論, 2007, pp. 125, 142.
5. Y. Kuzuhara, Biomass nippon strategy - why “biomass nippon” now?, *Biomass and Bioenergy*, 29, 2005, pp. 331-335.
6. J.C. Bruno, V.O. Lopez, A. Coronas, Integration of absorption cooling systems into micro gas turbine trigeneration systems using biogas: case study of a sewage treatment plant, *Applied Energy*, 86, 2009, pp. 837-847.
7. C.C. Antonio, P. Mario, M.P. Pacifico, S. Federica, Economics of biomass energy utilization in combustion and gasification plants: effects of logistic variables, *Biomass and Bioenergy*, 28, 2005, pp. 35-51.
8. S. Jagtar, B.S. Panesar, S.K. Sharma, A mathematical model for transporting the biomass to biomass based power plant, *Biomass and Bioenergy*, 34, 2010, pp. 483-488.

9. N.H. Carlo, A.A.S. Roald, P.C.F. Andre, International bioenergy transport costs and energy balance, *Biomass and Bioenergy*, 29, 2005, pp. 114-134.
10. 経済産業大臣, 海江田万里, エネルギー政策見直しの基本的視点, 2011, p. 2.
11. 農林水産省(MAFF), 2005.
<http://www.maff.go.jp/j/biomass/pdf/riyo_zyokyo.pdf>
12. 塚原 建一郎, 柳下 立夫, 澤山 茂樹, 我が国におけるバイオガス発電の現状と課題, 日本エネルギー学会誌, 84, 2005, pp. 537-543.
13. Y. Chen, J. J. Cheng, K. S. Creamer, Inhibition of anaerobic digestion process: A review, *Bioresource Technology*, 99, 2008, pp. 4044-4064.
14. 資源の道委員会, 下水汚泥のエネルギー利用について, 下水汚泥資源利用の現状と課題, 国土交通省, 2006. <<http://www.mlit.go.jp/>>
15. 村野昭人, 鈴木武, 廃棄物からエネルギーを回収する技術の調査, 国土技術政策総合研究所資料, (2004), p. 5.
16. ヤンマー株式会社, ニュースリリース, 佐賀市下水浄化センター向けバイオガスコージェネレーションシステムの契約締結について, 2010.
<<http://www.yanmar.co.jp/news/2010/0707.html>>
17. 片岡 匡史, 中嶋 照幸, 中川 貴博, 湯浅 三郎, 消化ガスの燃焼特性とマイクロタービン消化ガスコージェネレーションシステムへの適用, エバラ時報, 218, 2008, pp. 8-15.
18. 日本下水道協会(JSWA)の資料, 消化ガス発電 (ガスエンジン、マイクロガスタービン) , p. 70. <<http://www.jswa.jp/energy/pdf/jirei/03.pdf>>
19. 石川県環境部水環境創造課, 日本初! 消化ガスを利用したマイクロガスタービン・コージェネレーションシステムの本格導入について.
<<http://www.pref.ishikawa.lg.jp/mizukankyo/gesui/maikuro.html>>
20. 下水汚泥処理における消化ガス発電の現状と動向, 建設電気技術, 6, 2003, pp. 32-33.
21. Cogeneration and On-Site Power Production, Biogas-fuelled microturbines – a positive outlook for growth in the US, 2003, pp. 31-40.
22. Global case studies, Capstone turbine cooperation official website.
<<http://www.capstoneturbine.com/company/global/>>
23. Naing, S., Yamada, T., Nakanishi, K., Applied Performance Research of a Cogeneration Arrangement with Proposed Efficiency Well-Balance Method,

- Journal of Power and Energy System*, 1, 2007, pp. 199-210.
24. Naing, S., Yamada, T., Nakanishi, K., Renewable Fuel Utilization in a Cogeneration Arrangement with Hydrate Storage Method, *Journal of Power and Energy System*, 1, 2007, pp. 239-250.
 25. マイクロガスタービンを用いた消化ガスコージェネレーションシステムに関する研究, 下水汚泥機構財団法人下水道新技術推進機構, 2004.
<<http://www.jiwet.jp/>>
 26. J., B., Holm-Nielsen, T., Al Seadi, P., Oleskowicz-Popiel, The Future of Anaerobic Digestion and Biogas Utilization, *Bioresource Technology*, 100, 2009, pp. 5478-5484.
 27. R., J., Spiegel, J., L., Preston, Test Result for Fuel Cell Operation on Anaerobic Digester Gas, *Journal of Power Sources*, 86, 2000, pp. 283-288.
 28. L. Dong, H. Liu, S. Riffat, Development of small-scale and micro-scale biomass-fuelled CHP systems – A literature review, *Applied thermal engineering*, 29, 2009, pp. 2119-2126.
 29. I. Staffell, R. Green, K. Kendall, Cost targets for domestic fuel cell CHP, *Journal of power sources*, 181, 2008, pp. 339-349.
 30. P. Zegers, Fuel cell commercialization: The key to a hydrogen economy, *Journal of power sources*, 154, 2006, pp. 497-502.
 31. Capstone catalogue.
<http://www.microturbine.com/_docs/datasheets/CR30_331033D_lowres.pdf>
 32. P. A. Pilavachi, Mini- and micro-gas turbines for combined heat and power, *Applied thermal engineering*, 22, 2002, pp. 2003-2014.
 33. 株式会社オーム社, 石井 國義, マイクロガスターンビン, 2002, pp. 5-7.
 34. National Renewable Energy Laboratory, Gas-Fired Distributed Energy Resource Technology Characterizations, 2003, pg. 1-8.
 35. 石井國義, マイクロガスタービンシステム, オーム社, 2002, pp. 146、169.
 36. Distributed Generation Forum, The role of Distributed Generation in Competitive Energy Markets, 1999, pp. 4.
 37. The Congress of the United States: Congressional Budget Office, Prospects for Distributed Electricity Generation, 2003, pp. 11.
 38. C. Tanner, Microturbines: A disruptive technology, PMA online magazine.
<retailenergy.com/articles/microturbines.htm>. Originally published in the

Cogeneration and Competitive Power Journal.

39. EDUCOGEN, An Educational Tool for Cogeneration, 2001, p. 101, 104.
40. ほくでん, 電気料金メニュー, 業務用電力(一般料金).
<<http://www.hepco.co.jp/e-assist/price/general.html>>

第2章

実験・解析方法

本章では、本論文の第3～7章に使用された実験・解析法について記述する。解析および実験に関する主な記載項目は、入力値となる気温データ、解析モデルとした下水処理施設、コジェネレーションシステム（CGS）およびガス貯蔵手段となるメタンハイドレート（MH）である。計算に必要な気温を選択するためにはあらかじめ国内の各地域別の気温変化を調べ、そこから解析のために適切な温度条件を設定した。また、モデル下水処理施設は典型的な実在の下水処理施設を基に解析モデルを設定し、解析データの一部には実測値を使用した。また、熱需要を算出した際にも実在の建造物に関する諸元値を基に計算を行った。CGSとしてマイクロガスタービン（MGT）および排熱回収ボイラを使用し、MGTでは、ブレイトンサイクルを基に計算解析を行う一方で、排熱回収ボイラでは ϵ -NTU法で評価を行った。MGTの解析から得られる出力値を排熱回収ボイラに関する解析の入力値とし、CGSの解析結果と実験および仕様データとの比較をしながら、結果の妥当性について検討した。また、MH貯蔵システムでは、あらかじめ実験室規模のMHを生成し、その結果を基にMH貯蔵システムの性能について推定した。貯蔵システムを導入するためにどの程度の貯蔵動力が必要となるか算出するために、実在の機器類の仕様を使って解析を進めた。解析の最終段階では、下水処理施設におけるCGSおよびMH貯蔵からなる全体のシステムのエネルギーバランスと性能評価を行った。

2.1. 気温データ

本論文では、気温の影響が大きいメタン発酵および MGT-CGS を使用することから、解析の入力データとして妥当な気温条件を選択する必要がある。図 2.1 に、2005 年から 2009 年までの 4 年間の期間における国内の代表的な各地域別の平均気温の変化を示す[1]。図より、この中で北海道地方の北海道東部は通年で最低の平均気温を示す一方、沖縄地方の那覇が最高の平均気温を示す。その間の地域では、北から南にかけて次第に気温が上昇するが、東京以南にあっては年間の平均気温の変化が概ね一致することが分かる。そのためここでは、夏季と冬季での平均気温差により解析対象とする温度条件を便宜的に北海道東部、東京、および那覇の気温に対応する低温、中温、高温の三つに大別した。これらの気温条件はケッペンの気候区分に分類することもできる。ケッペンの気候区分では、北海道、東京および沖縄はそれぞれ、グループ D の亜寒帯、グループ C の温帯およびグループ A の熱帯に分類される。

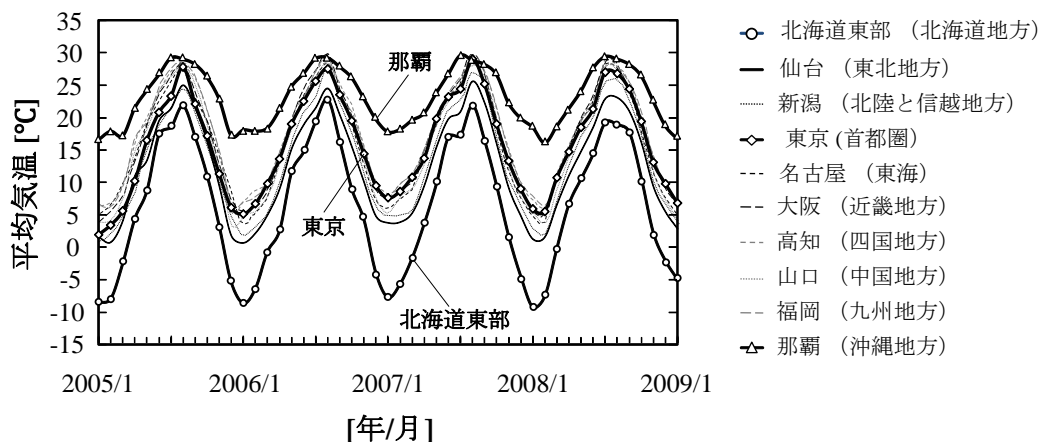


図 2.1 国内における地域別の平均気温の変化

図 2.2 に、以上で設定した三つの温度条件の範囲を示す。図 2.2 より、高温条件では、夏季と冬季の平均気温差が小さく、 $30 \sim 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ とした。また、中温条件は主に冬季の気温が $15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ より下回る場合を想定し、温度範囲が $30 \sim 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ とし、低温条件では、夏季と冬季の平均気温差が大きく、 $25 \sim -10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ と仮定した。

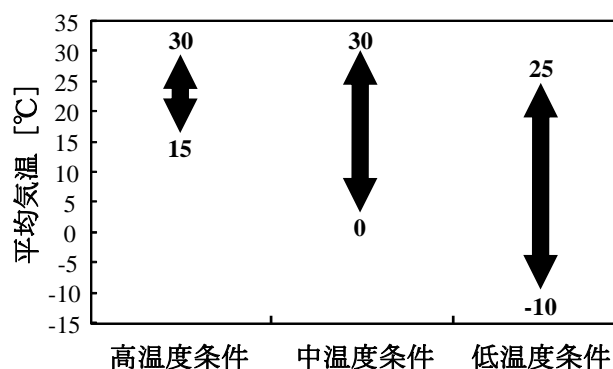


図 2.2 想定した各温度条件の温度範囲

2.2. モデル下水処理施設の解析方法

2.2.1. 下水処理施設でのエネルギー利用の概要

ここでは、いずれの温度条件においても基本的に同一のシステムを使用すると想定し、その解析モデルとした下水処理施設内のシステム概要図を図 2.3 に示す。また、各部分の実物写真を図 2.4 に示す。施設内の主な熱需要先には、まず第 1 に消化タンク内汚泥の加温、そして次に管理棟の暖房・給湯であり、これらの熱需要全量を賄うために、発生したバイオガスを CGS に燃料として供給すると仮定した。そのため、バイオガスの前処理を行うためには電力が必要となる。なお、気温が低い温度条件で、熱需要が高くなり CGS のみで熱需要全量を賄うことが不可能になる場合、CGS 内に加温用ボイラも設置して同時稼働できると想定した。さらに、バイオガス発生量に過不足が生じる地域では、夏季には、余剰バイオガスを一時的に MH 化して貯蔵し、各所の加温燃料としてバイオガスが不足する冬季には、これを解離再生して利用するものとした。

本 CGS の解析では、バイオガス発生量に応じた複数台の MGT 稼働とこれらの排熱を回収する排熱回収器の利用を前提とした。一方、CGS から得られる電力は、施設内の電力需要の一部を補い、系統連携によって作動することで施設内の電力需要量を低減させるものとした。

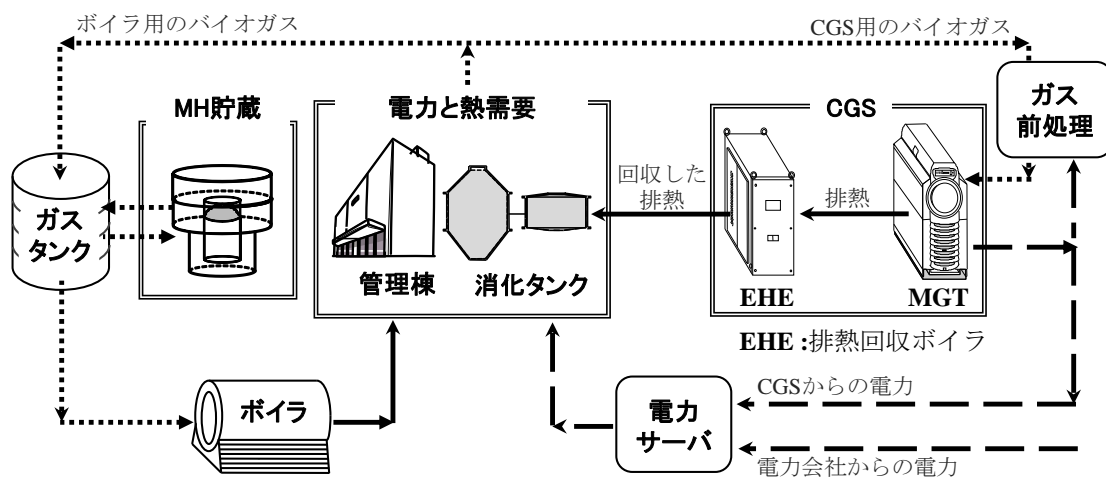


図 2.3 下水処理施設内のシステム概要



図 2.4 下水処理施設内の各部分の写真

2.2.2. マイクロガスタービンコジェネレーションシステムの稼働台数

CGS の原動機として複数台からなる MGT を使用することにより、いくつかのメリットとデメリットがある[2], [3]. バイオガス発生量が比較的少なく、時間経過と共に大きく変化する場合、または、熱需要量に応じて原動機の稼働台数を変化させるような場合でもシステムを容易に構築でき、原動機の部分負荷時の発電効率低下の影響を最小限に抑えながら、CGS を効率良く稼働することが可能になる。メンテナンス時でも、万一、一台が停止してもシステム全体が稼働できる。また、インシヤルコストの面からはシステムの分割導入も可能になる。さらに、一般に下水処理施設では比較的広い敷地内を有するため、管理棟のみならず MGT を消化タンクにも分散することによって配管による熱損失が回避でき、土木工事のコストを最小限に抑えられる。しかし、発電容量が小さい MGT の利用では発電効率が低く、また、複数台の MGT を使用することにより MGT 台数が多くなる他に、ある時期に稼働しない MGT も存在しうるため、インシヤルコストの面からは不利な場合もあり、MGT の稼働台数を詳しく検討する必要がある。

本論文では、CGS として複数台の MGT-CGS を使用するが、第7章では、性能の面から複数台および単台の MGT を構築した場合の比較、また、施設の規模に応じた MGT の適切な発電容量およびその台数を詳しく検討した。

2.2.3. 下水処理施設での熱需要量の解析

熱需要量の計算方法としては施設内各所に応じた最適温度をいずれも一定に維持するための熱需要量としてそれぞれ、①汚泥の発酵熱量、②消化タンクからの放熱量および管理棟の暖房・給湯熱量の二つに大別し、以下にその算出方法について説明する。なお、本解析では、日射や放射冷却等周囲大気間との流出入熱量は考慮しなかった。また消化タンクとしては、国内に一般的に普及している円筒型とし、稼働方式は2タンク2段階消化式であり[3], [4], その概要および基本仕様をそれぞれ図2.5および表2.1に示す。この消化タンクは、人口10万人規模の都市から吐出される下水水量として月平均1 564 000 m³/monthが回収され、その下水水量から月平均129 500 m³/monthのバイオガスが発生できる能力を持つと仮定した。

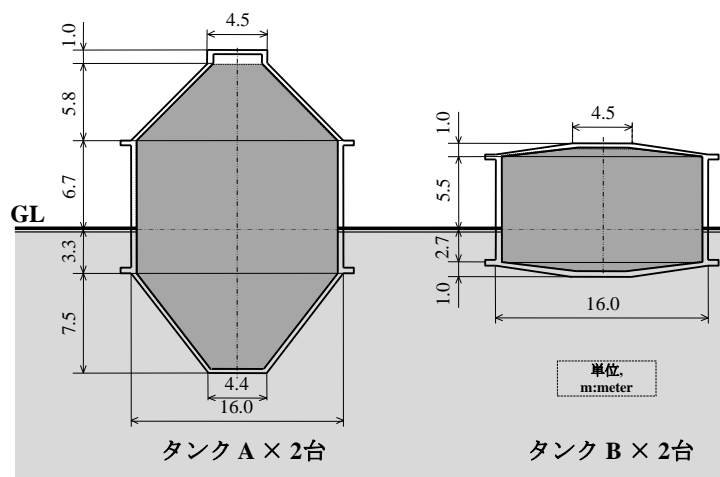


図 2.5 消化タンクの概要

表 2.1 メタン発酵の基本仕様

人工	[人]	100000		
消化タンク容量				
タンク A (2台)	[m ³]	6438		
タンク B (2台)	[m ³]	3650		
		最低	最高	平均
下水量	[m ³ /month]	1163000	2254000	1564000
消化率	[%]	47	83	62
バイオガス発生量	[m ³ /month]	102400	151400	129500
流入汚泥				
汚泥の量	[m ³ /month]	5731	9794	7461
汚泥の濃度	[%]	3.1	5.4	4.0
有機物の濃度	[%]	74.5	88.5	80.8
pH	[-]	5.2	6.1	5.6
流出汚泥				
汚泥の量	[m ³ /month]	3267	7278	5821
汚泥の濃度	[%]	1.41	3.8	2.0
有機物の濃度	[%]	53.3	67.8	61.0
pH	[-]	7.0	7.5	7.3
流入汚泥の温度		最低	最高	平均
北海道東部	[°C]	9.3	18.6	14.2
東京	[°C]	17.1	27.6	21.7
那覇	[°C]	23.2	29.8	26.8

① 汚泥の発酵熱量

下水汚泥を効率よく発酵させるためには、利用する嫌気性メタン発酵菌群の最適温度の点から、汚泥温度を中温発酵の 30～37℃、または高温発酵の 50～55℃の温度範囲内に維持する必要がある[5]。しかし、有機物濃度が高い食品廃棄物では、高温発酵が主流となっているに対して、有機物濃度が低い下水汚泥では、高温発酵より中温発酵が主流となっている[6]。そのためここでは、一般に国内施設で適用されている中温発酵を前提として、低温条件での消化タンク内汚泥温度を 39℃一定に維持すると想定し[7]、それ以外の温度条件では 37℃一定と仮定して、次式(2.1)で投入汚泥に必要な発酵熱量 $Q_{s,h}$ を算出した。なお、流入汚泥の温度は流入する下水温度と同一と仮定し、各地域での下水温度を参照し、それらの温度は表 2.1 に示すとおりである[8]–[10]。また、汚泥の主成分としては水分がそのほとんどを占めるため、発酵熱量を算出した際の汚泥の比熱 c_s には水の値と同一と仮定した[11]。

$$Q_{s,h} = m_s \cdot c_s \cdot (t_{s,h} - t_s) \quad [\text{kW}] \quad (2.1)$$

② 消化タンクからの放熱量および管理棟の暖房・給湯熱量

汚泥の発酵熱量の他に、熱需要の大部分は消化タンクからの放熱量および管理棟内の暖房・給湯熱量である。これらの熱量は気温の変化に影響され、その値は壁面材料および壁面両端における空気、汚泥、地下の熱伝達性能に依存し、これらを次式(2.2)で算出した。ここで管理棟内の熱需要量 Q_n は便宜的に通年で 23℃以上を維持するために必要な熱量とした。なお、総括伝熱係数 K_n は実在の建造物の材質および寸法から算出し、これらの基本的な値を表 2.2 に示す。また、式中の n は施設での各所を示す。

$$Q_n = K_n \cdot A_n \cdot (t_n - t_{amb}) \quad [\text{kW}] \quad (2.2)$$

表 2.2 建造物の基本的な計算諸元値

	総容量 [m ³]	壁面の 総面積 [m ²]	壁面の総括 伝熱係数 X 10 ⁻³ [kW/(m ² K)]	窓の 総面積 [m ²]	窓の総括 伝熱係数 X 10 ⁻³ [kW/(m ² K)]
消化タンク					
消化タンクA	3003	1115	2.47		
消化タンクB	1716	816	2.30		
管理棟					
中央管理室	1363.7	924.7	4.11	25.5	3.60
事務室	622.2	494.9	〃	40.3	〃
自家発電機室	787.5	577.9	〃	16.5	〃

2.3. マイクロガスタービンコージェネレーションシステムの解析方法

2.3.1 マイクロガスタービンの解析方法

ここで使用したマイクロガスタービンコージェネレーションシステム(MGT-CGS)は、基本的にはマイクロガスタービン(MGT)および排熱回収ボイラ(EHE)を中心として構成されるとした。MGTからの排熱利用は、暖房の他に冷房にも利用できるため、第四章では冷房時の性能についても明らかにした。とくに冷房時には、吸収型冷凍機(AHE)の使用を前提とした。CGSとして、MGT、EHEおよびAHEを導入した場合のシステム全体の概要と基本仕様をそれぞれ図2.6および表2.3に示す。

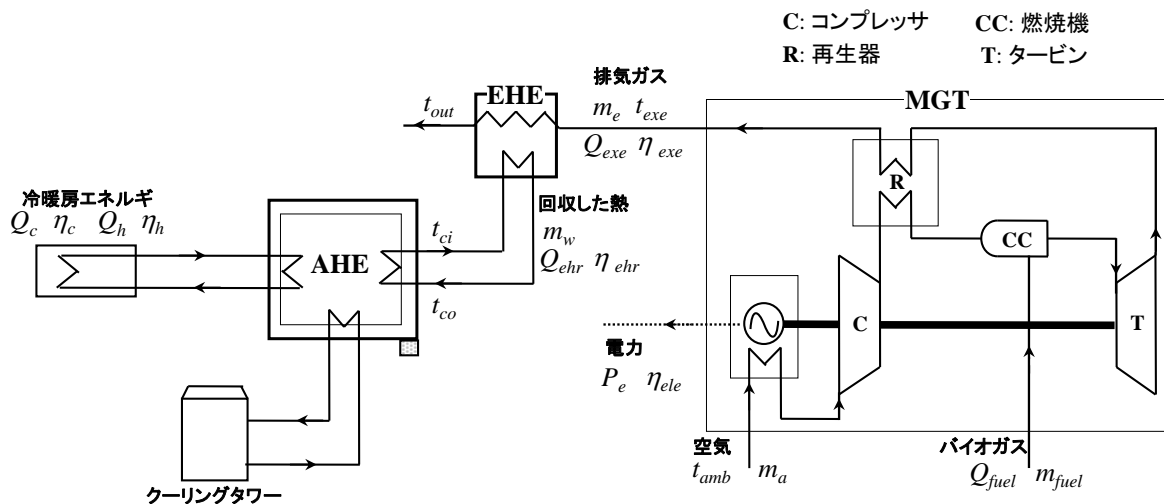


図2.6 MGT-CGSのシステム全体の概要

一般に、MGTは発電容量が約30～300 kW程度の小型なガスタービンを示す。MGTの基本作動サイクルはブレイトンサイクルであり、解析で想定したMGTは主に発電機、圧縮機、燃焼器、タービン、再生器から構成され、回転する内部機器が単一軸に取り付けられた、いわゆる、一軸再生型のものである。図2.7にMGTの概要およびそのサイクルの*h-s*線図を示す。

表2.3 MGT-CGSの基本仕様

MGT		EHE	
メーカー	Capstone社(カナモト経由)	メーカー	サムソン(カナモト経由)
モデル	CR30 または 330	熱交換型式	シェルチューブ式
燃料	天然ガス, バイオガス	最高圧力	0.30MPa
バイオガス流量	約20 m ³ /h	温度交換効率	0.80
質量流量	0.31 kg/s	低温側出入り口温度	80～90 °C
気圧	101.3 kPa	伝熱面積	4.99m ²
定格タービン出口温度	593 °C	温水質量流量	1.616 kg/s
定格排気温度	275 °C	最大排熱回収量	55 kW
タービン効率	0.78	容量比	0.054 ~ 0.063
圧縮機効率	0.76	電源	200V × 50Hz × 3φ
燃焼効率	0.99		
再生器の温度交換効率	0.74		
定格回転数	96,300 rpm		
発電出力	28 ± 2 kW (400V × 50Hz)		
発電効率	25 ± 2 %		
圧力比	3.4		
NO _x 排出量	<9ppmV@ 15 %O ₂		
質量	405 kg		
寸法	0.75 x 1.50 x 1.9m		
クーリングタワー			
メーカー	矢崎エネルギーシステム		
モデル	CT-WFC7EN		
温水量	144L		
定格冷暖房の温水流量	65.2L/min		
重量	114kg		
定格放熱量	AHEと同一		
定格放熱の温水流量	AHEと同一		
		AHE	
		メーカー	矢崎エネルギーシステム
		モデル	WFC-SCB77
		冷房温度	7 °C
		暖房温度	55 °C
		定格冷房能力	25 kW
		定格暖房能力	35.7 kW
		定格の放熱量	60.7 kW
		定格の熱媒体入熱量	35.7 kW
		電源	200V × 50/60Hz
		重量	785kg
		定格熱媒流量	102.4L/min
		定格冷暖房の温水流量	65.2L/min
		定格放熱の温水流量	217.6L/min

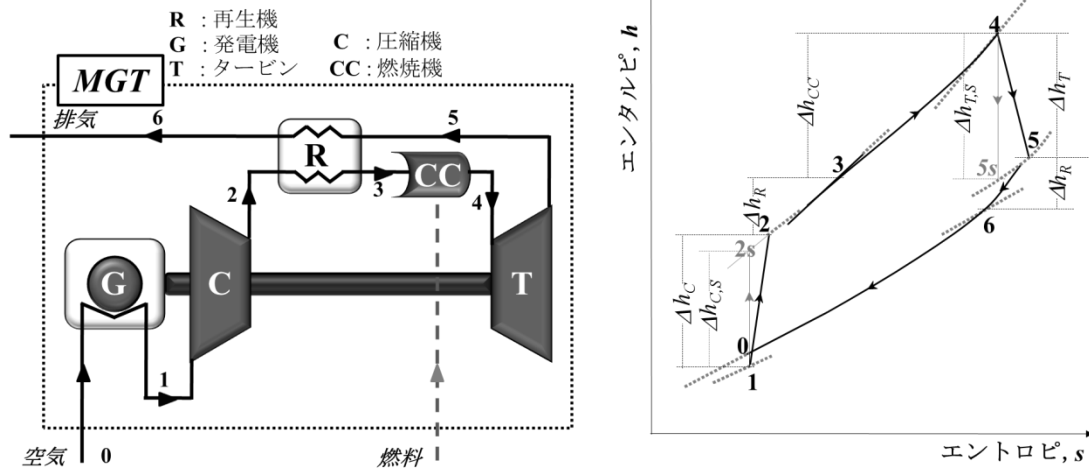


図 2.7 MGT の概要およびサイクルの h-s 線図

本論文では、第7章以外には実験データを収集してきた30kW級のキャプストン社のMGTを使用して実験で得られたデータと仕様データから解析を行った。MGT内部の燃焼器およびローターの写真を図2.8に示す[12]。このMGTの特徴は、維持管理費が低く、低公害で発電密度も高くなることであり、その主な要因を以下に示す。

- ❖ このMGTの小型化が図れる最大の要因は96300rpmという超高速回転である。
- ❖ 高速回転を支える空気軸受けは摩擦増加やメタルタッチによる保守性、耐久性の問題がない。
- ❖ 発電機は永久磁石の採用と発電機の冷却に燃焼用空気を用いることで、通常の発電機に必要な励磁装置や冷却水が不要となる。
- ❖ 再生器を使用することで高い発電効率を達成できる。
- ❖ 燃料温度が低く、予混合燃焼器を使用するため、NO_xの発生量が少ない。

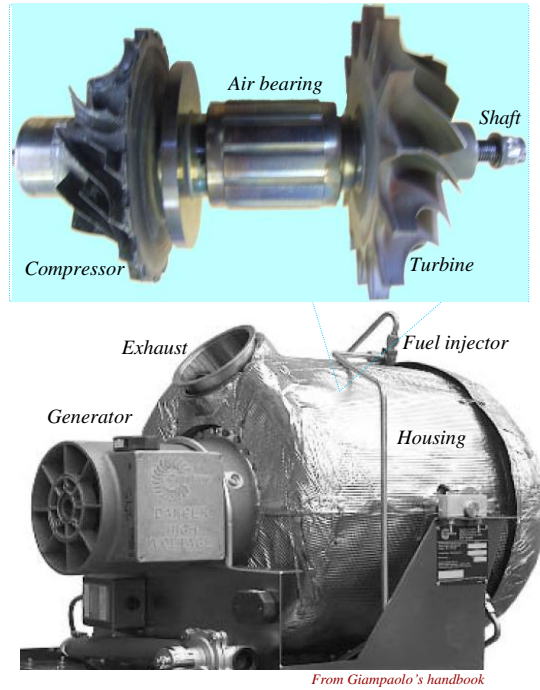


図 2.8 ガスタービン内部の図

解析においては MGT 内の各温度，比エンタルピ，定圧比熱等の値を算出した．MGT の作動流体には空気と想定し，その空気流量 m_{air} はタービンの回転数および空気の密度に依存するため，過去の実験および仕様データ基に次式(2.3)，(2.4)で算出できる．

[$t_{amb} \leq 18.3^\circ\text{C}$ の場合]

$$m_{air} = 0.0005t_{amb} + 0.3046 \quad [\text{kg/s}] \quad (2.3)$$

[$t_{amb} > 18.3^\circ\text{C}$ の場合]

$$m_{air} = -0.0017t_{amb} + 0.3444 \quad [\text{kg/s}] \quad (2.4)$$

MGT の回転数 n も吸気温度に強く依存して変化するため、例えば吸気温度が上昇すると定格発電効率を維持するために MGT の回転数も最高回転数まで増加する。MGT の回転数と吸気温度のとの関係は、過去の実験データおよび仕様データから以下の式(2.5), (2.6)で算出できる。

[$t_{amb} \leq 18.3^\circ\text{C}$ の場合]

$$n = 340t_{amb} + 89990 \quad [\text{rpm}] \quad (2.5)$$

[$t_{amb} > 18.3^\circ\text{C}$ の場合]

$$n = 96300 \quad [\text{rpm}] \quad (2.6)$$

ここでは、排熱回収ボイラの解析の入力値となる MGT の排熱量を得るために、サイクル解析を基に未知の温度、圧縮機入口温度 t_1 、圧縮機出口温度 t_2 、再生器出口温度 t_3 、タービン入口温度 t_4 および排ガス温度 t_6 を算出した。初めに、流入する外気は圧縮前に発電機外周を通過する際、発電機からの熱ロスで温められる。これは、一般に、この種の発電機では、吸気が発電機を冷却する役割も果たすためであり、そのときの空気の温度上昇は本機種の実験データを参考にして 12°C とした。したがって、圧縮機入口温度 t_1 は次式(2.7)で算出できる。

$$t_1 = t_0 + 12 \quad [\text{K}] \quad (2.7)$$

サイクルの圧縮行程では、理論上、断熱圧縮として取扱うため、圧縮機の出口温度 t_2 は圧縮機断熱効率 η_c および断熱変化の式から次式(2.8)で算出した。

$$t_2 = \left(\frac{t_{2,s} - t_1}{\eta_C} \right) + t_1 \quad [\text{K}] \quad (2.8)$$

なお、理想的な圧縮機出口温度 $t_{2,s}$ は断熱変化の式から算出し、次式(2.9)で求めた。

$$t_{2,s} = t_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = t_1 (r_C)^{\frac{k-1}{k}} \quad [\text{K}] \quad (2.9)$$

その後、圧縮した空気は燃焼器に導入する前に再生器を通過して加熱される。これにより、燃料消費量が低減され、発電性能の高効率化につながる。その再生器出口温度 t_3 については、再生器の温度交換効率 η_R から次式(2.10)で算出した。なお、 t_5 はタービン出口温度を示す。

$$t_3 = \eta_R (t_5 - t_2) + t_2 \quad [\text{K}] \quad (2.10)$$

温められた空気は燃焼器を経由し、高圧高温になった燃焼ガスはタービンにより膨張される。タービンにおいても、圧縮行程と同様に理想的には断熱膨張となるため、タービン入口温度 t_4 はタービン断熱効率および断熱変化から次式(2.11)で算出できる。

$$t_4 = \frac{\eta_T t_{5,s} - t_5}{\eta_T - 1} \quad [\text{K}] \quad (2.11)$$

なお、理想的なタービン出口温度 $t_{5,s}$ を断熱変化の式より算出し、次式(2.12)で算出した。

$$t_{5,s} = t_4 \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} = t_4 \left(\frac{1}{r_T} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad [\text{K}] \quad (2.12)$$

排気タービンを通過後、燃焼ガスの温度は 866 K に達して再生器を通過して機外に排出される。その再生器出口、または排ガス温度 t_6 を算出するために、熱エネルギーバランスから、次式(2.13)、(2.14)で算出した。なお、下付きで表記した h,f および c,f は、それぞれ高温側および低温側のガスの意味を表している。

$$m_{h,f} \cdot c_{p,h,f} \cdot (t_5 - t_6) = m_{c,f} \cdot c_{p,c,f} \cdot (t_3 - t_2) \quad [\text{kW}] \quad (2.13)$$

$$t_6 = t_5 - \frac{m_{c,f} \cdot c_{p,c,f} \cdot (t_3 - t_2)}{m_{h,f} \cdot c_{p,h,f}} \quad [\text{K}] \quad (2.14)$$

したがって、排ガス温度から排熱量 Q_{exe} を次式(2.15)で、また、その排熱効率 η_{exe} を式(2.16)で算出できる。

$$Q_{exe} = m_{air} (h_6 - h_1) \quad [\text{kW}] \quad (2.15)$$

$$\eta_{exe} = \frac{Q_{exe}}{Q_{fuel}} \quad [\text{kW}] \quad (2.16)$$

ここで、比エンタルピ h 、定圧比熱 c_p を算出した際、簡単のために流動ガスが空気に等しいと仮定し、温度 T が 223~673 K、673~1073 K、1073~1573 K の各範囲で、比エンタルピ、定圧比熱を式(2.17)~(2.22)で算出した[13].

[$T = 223 \sim 673$ K の場合]

$$h = 4.19 \times \left[-0.789 + 247.56 \left(\frac{T}{1000} \right) - 34.68 \left(\frac{T}{1000} \right)^2 + 55.01 \left(\frac{T}{1000} \right)^3 - 16.70 \left(\frac{T}{1000} \right)^4 \right] \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2.17)$$

$$c_p = 4.19 \times \left(0.24756 - 0.06936 \left(\frac{T}{1000} \right) + 0.1650 \left(\frac{T}{1000} \right)^2 - 0.0668 \left(\frac{T}{1000} \right)^3 \right) \quad [\text{kJ/kgK}] \quad (2.18)$$

[$T = 673 \sim 1073$ K の場合]

$$h = 4.19 \times \left[8.425 + 200.88 \left(\frac{T}{1000} \right) + 51.51 \left(\frac{T}{1000} \right)^2 - 12.49 \left(\frac{T}{1000} \right)^3 - 1.52 \left(\frac{T}{1000} \right)^4 \right] \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2.19)$$

$$c_p = 4.19 \times \left(0.15663 + 0.20685 \left(\frac{T}{1000} \right) - 0.11534 \left(\frac{T}{1000} \right)^2 - 0.02430 \left(\frac{T}{1000} \right)^3 \right) \quad [\text{kJ/kgK}] \quad (2.20)$$

[$T = 1073 \sim 1573$ K の場合]

$$h = 4.19 \times \left[22.203 + 156.66 \left(\frac{T}{1000} \right) + 103.43 \left(\frac{T}{1000} \right)^2 - 38.475 \left(\frac{T}{1000} \right)^3 + 6.075 \left(\frac{T}{1000} \right)^4 \right] \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2.21)$$

$$c_p = 4.19 \times \left(0.20088 - 0.10301 \left(\frac{T}{1000} \right) + 0.03746 \left(\frac{T}{1000} \right)^2 - 0.0668 \left(\frac{T}{1000} \right)^3 \right) \text{ [kJ/kgK]} \quad (2.22)$$

また、MGT では、通常発電出力 Pe が吸気温度に強く依存して変化し、例えば吸気温度が上昇すると発電出力が低下する。これは、吸気温度の上昇により、MGT 内に流入する空気の密度が低下するためである。その発電出力は、実験データおよび装置の仕様を基に次式(2.23)、(2.24)で算出した。

[$t_{amb} \leq 18.3^\circ\text{C}$ の場合]

$$Pe = 29 \quad \text{[kW]} \quad (2.23)$$

[$t_{amb} > 18.3^\circ\text{C}$ の場合]

$$Pe = -0.2903 \times t_{amb} + 34.52 \quad \text{[kW]} \quad (2.24)$$

また、本 CGS には複数台からなる MGT を使用していることから、全稼働台数 Unit からの発電出力 Pe_{MGT} は次式(2.25)で算出した。

$$Pe_{MGT} = Pe \cdot \text{Unit} \quad \text{[kW]} \quad (2.25)$$

2.3.2. 排熱回収ボイラの解析方法

MGTから排熱エネルギーを回収するため排熱回収ボイラを使用し，その熱交換器の型式としてシェルアンドチューブ型熱交換器を想定した．その概要を図2.9に示す．図より，このタイプでは，シェルの中に多数のチューブが設置され，チューブ内とシェル内にそれぞれ温度差のある流体が流動し，チューブ表面上で熱交換が行われる．前表2.3に示されているように，MGTの排熱を最大55 kWを回収できる排熱回収ボイラを使用する際の実験データを基にして温水の流入温度は80 °C，また，その出入口の温度差は8~10°Cとした[14]–[16]．また，排ガス流量と温水流量はそれぞれ0.28~0.32kg/sと1.616kg/sである．このとき温度交換効率は80%と仮定した．この計算では，入力値にはMGTの排ガス温度，流量，比エンタルピおよび定圧比熱を使用し，解析から得られた結果を ϵ -NTU法[17]で評価した．

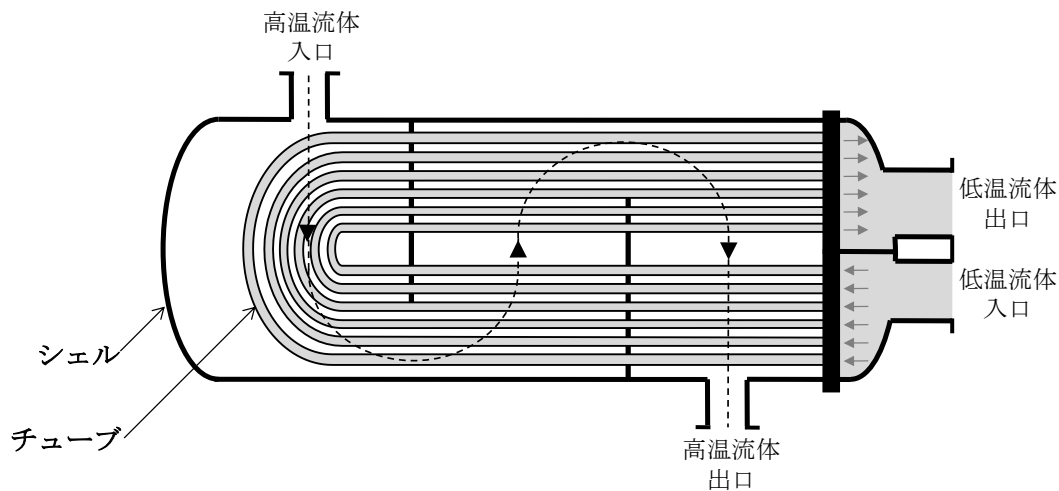


図 2.9 シェルアンドチューブ型熱交換器の概要図

排熱回収量 Q_{ehr} を算出するために，初めに熱交換器における解析を基に未知数となる温水の熱容量 $C_{c,f}$ ，ガスの熱容量 $C_{h,f}$ ，温水出口温度 $t_{c,f,o}$ ，ガス出口温度 $t_{h,f,o}$

をそれぞれ算出した。その際、ガスおよび温水の各熱容量は以下の式(2.26)および(2.27)で算出した。

$$C_{h,f} = m_{h,f} \times c_{p,h,f} \quad [\text{kW/K}] \quad (2.26)$$

$$C_{c,f} = m_{c,f} \times c_{p,c,f} \quad [\text{kW/K}] \quad (2.27)$$

また、ガス出口温度は以下の熱交換器効率 ε の式 (2.28), (2.29) から算出できる。ここでは、低温および高温側の作動流体が異なるため、温度の他にも作動流体の熱容量も考慮する必要がある。

$$\varepsilon = \frac{C_{c,f}(t_{c,f,o} - t_{c,f,i})}{C_{\min}(t_{h,f,i} - t_{c,f,i})} \quad [-] \quad (2.28)$$

または、

$$\varepsilon = \frac{C_{h,f}(t_{h,f,i} - t_{h,f,o})}{C_{\min}(t_{h,f,i} - t_{c,f,i})} \quad [-] \quad (2.29)$$

なお、この二式の中で、 C_{\min} は熱容量が小さい作動流体について、熱交換効率が $0 < \varepsilon < 1$ の範囲に存在する条件を満たす式を使用する。この場合では、式(2.29)で条件を満たしているためその式を使用し、ガス出口温度 $t_{h,f,o}$ を次式(2.30)で算出した。

$$t_{h,f,o} = t_{h,f,i} - \varepsilon \frac{C_{\min}}{C_{h,f}} (t_{h,f,i} - t_{c,f,i}) \quad [\text{K}] \quad (2.30)$$

温水出口温度 $t_{c,f,o}$ に関しては、熱交換器における熱エネルギーバランスから次式(2.31)および(2.32)で算出するとし、また、温水の定圧比熱 $c_{p,c,f}$ は以下の式(2.33)で算出した[18].

$$m_{c,f} c_{p,c,f} (t_{c,f,o} - t_{c,f,i}) = m_{h,f} c_{p,h,f} (t_{h,f,i} - t_{h,f,o}) \quad [\text{kW}] \quad (2.31)$$

$$t_{c,f,o} = t_{c,f,i} - \frac{m_{h,f} c_{p,h,f} (t_{h,f,i} - t_{h,f,o})}{m_{c,f} c_{p,c,f}} \quad [\text{K}] \quad (2.32)$$

$$c_{p,c,f} = 3.0 \times 10^{-9} \times t_{c,f}^4 - 7.0 \times 10^{-7} \times t_{c,f}^3 + 8.0 \times 10^{-5} \times t_{c,f}^2 - 0.0031 \times t_{c,f} + 4.2197 \quad [\text{kJ/kgK}] \quad (2.33)$$

排熱回収量 Q_{ehr} は、高温側の作動流体であるガス、または、低温側の作動流体である温水の熱量から算出できることとなり、次式(2.34)で計算した.

$$Q_{ehr} = m_{c,f} c_{p,c,f} (t_{c,f,o} - t_{c,f,i}) = m_{h,f} c_{p,h,f} (t_{h,f,i} - t_{h,f,o}) \quad [\text{kW}] \quad (2.34)$$

また，ここではシェルアンドチューブ型の熱交換器を使用すると想定したため，使用した ε - NTU の関係式は以下の式(2.35)となる．

$$NTU = -(I + CR^2)^{-0.5} \cdot \ln \left[\frac{\left(\frac{2}{\varepsilon}\right) - I - CR - (I + CR^2)^{0.5}}{\left(\frac{2}{\varepsilon}\right) - I - CR + (I + CR^2)^{0.5}} \right] \quad [一] \quad (2.35)$$

以上で得られた高温側および低温側の熱容量比 CR を次式(2.36)で算出した．

$$CR = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{C_{h.f}}{C_{c.f}} \quad [一] \quad (2.36)$$

2.3.3. 吸収型冷凍機（AHE）の解析方法

解析で使用したAHEは，水を冷媒とし，臭化リチウムを吸収液として使用する水－臭化リチウム吸収型冷凍機である．前表2.3に示したように，定格冷房能力および暖房能力はそれぞれ25kWおよび35.7kWである．AHEの全体のシステムおよびその概要をそれぞれ図2.10および図2.11に示す．

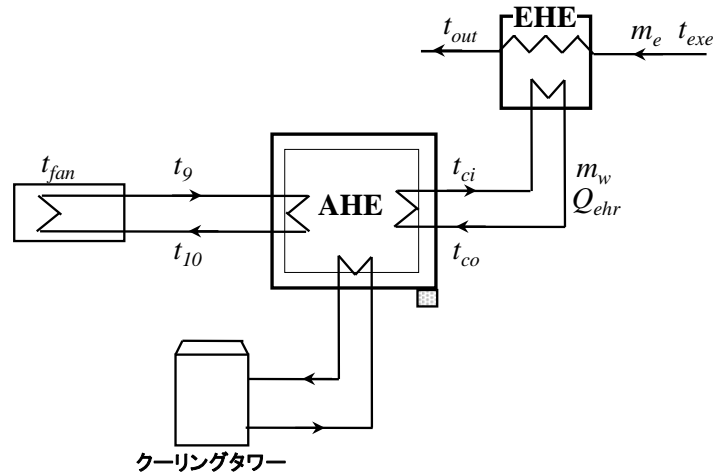


図2.10 AHEの全体のシステム

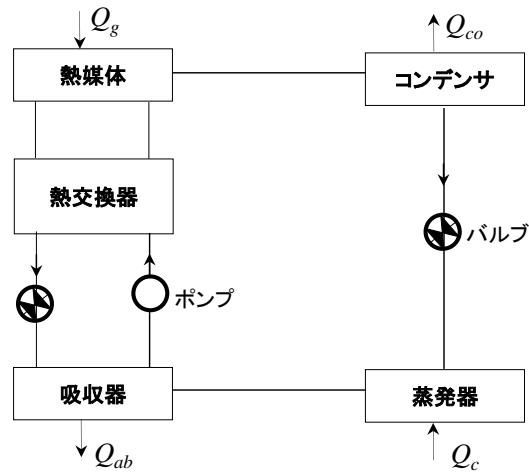


図2.11 AHEの概要図

AHEの解析法としてはゼロ次モデルを使用し，内部および環境への損失を無視し，また，AHEに出入りする全体の熱エネルギーバランスをゼロとした [19]．システム内への入熱量は熱媒体からの熱量 Q_g および冷房熱量 Q_c である．また，コンデンサおよび吸収器からの熱量 $Q_{co\&ab}$ は全体の放熱量となる．それらの熱量バランスは次式(2.37)で計算できる．

$$Q_{co\&ab} = Q_g + Q_c \quad [\text{kW}] \quad (2.37)$$

暖房時では、コンデンサおよび吸収器に熱の出入りがなく、 $Q_{co\&ab}$ がゼロとなる。そのため、暖房能力はそのまま熱媒体の定格の暖房能力 $Q_{s,h}$ に依存することになる。ここで、暖房容量比 α_h および熱媒体の流量の修正率 μ が仕様値から参照できるならば、実際の暖房容量 Q_h は以下の式(2.38)で計算できる。

$$Q_h = \alpha_h \times \mu \times Q_{s,H} \quad [\text{kW}] \quad (2.38)$$

一方で、冷房容量を算出する際にも同様である。もし、冷房容量比 α_c が仕様値から参照できるならば、実際の冷房容量 Q_c は以下の式(2.39)で計算できる。

$$Q_c = \alpha_c \times \mu \times Q_{s,C} \quad [\text{kW}] \quad (2.39)$$

熱媒体からの熱量も上記と同様に以下の式(2.40)で算出できる。

$$Q_g = \alpha_g \times \mu \times Q_{s,G} \quad [\text{kW}] \quad (2.40)$$

なお、上式において用いられている以上の暖房容量比 α_h 、冷房容量比 α_c および熱媒体容量比 α_g は、いずれも仕様データから以下の式(2.41)～(2.43)で算出できる。なお、入熱の温度 t_g は排熱回収ボイラで排熱を回収した後の温水の温度 $t_{c,fo}$ となり、温度はカ氏度で示してある。

$$\alpha_h = -6.9552 \times 10^{-6} \times t_g^3 + 3.6339 \times 10^{-3} \times t_g^2 - 0.59977 \times t_g + 31.482 \quad [-] \quad (2.41)$$

$$\alpha_c = -2.0326 \times 10^{-10} \times t_g^5 + 3.6881 \times 10^{-7} \times t_g^4 - 2.0536 \times 10^{-4} \times t_g^3 - 5.0716 \times 10^{-2} \times t_g^2 - 5.8144 \times t_g + 253.22 \quad [-] \quad (2.42)$$

$$\alpha_g = -1.1208 \times 10^{-8} \times t_g^5 - 1.0657 \times 10^{-5} \times t_g^4 + 4.0292 \times 10^{-3} \times t_g^3 - 0.7574 \times t_g^2 + 70.821 \times t_g + 2636.3 \quad [-] \quad (2.43)$$

計算では，熱媒体の流量として定格の流量を用いたが，もしこれより少ない場合では，定格流量の修正率 μ は熱媒体流量比 $hmfr$ を基に流量の修正率が以下の式(2.44)により算出できる。

$$\mu = 6 \times 10^{-10} \times hmfr^5 - 2 \times 10^{-7} \times hmfr^4 + 3 \times 10^{-5} \times hmfr^3 - 0.0018 \times hmfr^2 + 0.0607 \times hmfr - 0.037 \quad [-] \quad (2.44)$$

例として以下の図 2.12 に熱媒体の入熱温度と冷房能力の比との関係を示す。入熱の温度が増加すると冷房能力の比も増加する。また，三つの線はそれぞれ $t_9=80 \sim 88^\circ \text{F}$ と異なる場合の近似線をそれぞれ示している。図中の他の場合の詳細な計算は[12]，[20]から参照できる。

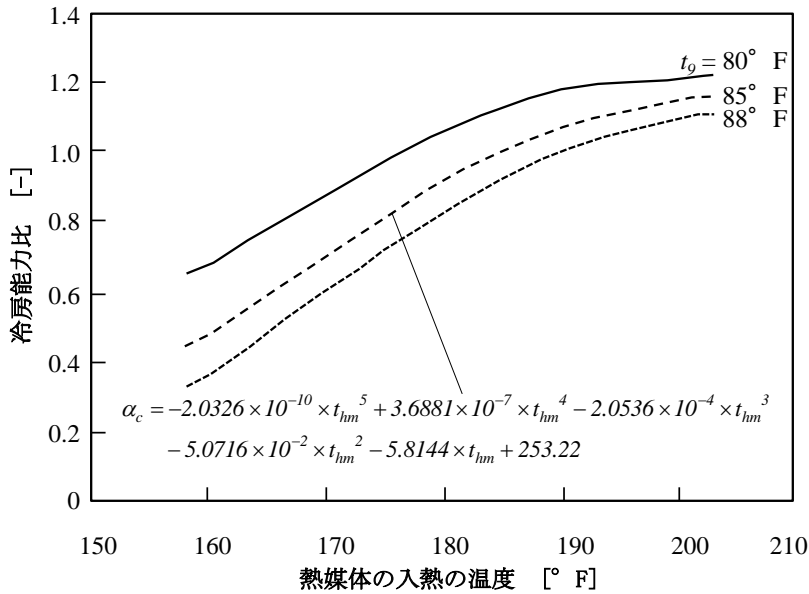


図2.12 入熱温度と冷房能力比との関係

一般に AHE の冷暖房性能は COP によって表され、以上の式(2.38)~(2.40)の Q_h , Q_c および Q_g の値から COP を以下の式(2.45)で算出した。

$$COP = \frac{Q_c \text{ または } Q_h}{Q_g} \quad [\text{kW}] \quad (2.45)$$

なお、AHE システムを稼働させるための電力は表 2.4 に示されるように合計で 2.2kW となる。この値は媒体の入熱量に比較して小さいため、ここではこの値を無視した。

表 2.4 AHE システムを稼働させるための動力

媒体用ポンプ	クーリング タワー用ポンプ	稼働するため のポンプ	ファンコイル 用ポンプ	ファンの稼働	合計
0.4kW	0.4kW	0.75kW	0.25kW	0.4kW	2.2kW

また、AHE の冷房・暖房サイクルの関係から、暖房時の COP_h は以下式(2.46)で表される。

$$COP_h = COP_c + 1 \quad [\text{kW}] \quad (2.46)$$

2.4. バイオガス前処理

汚泥のメタン発酵からのバイオガスはその主成分が 50–60%のメタンおよび 38～48%の二酸化炭素である。その他にも不純物となる水分、シロキサン、硫化水素も微量含んでいる。このように、バイオガスを MGT の燃料として使用する際に、MGT の他に、バイオガスの前処理装置となる脱硫塔、バイオガス昇圧用コンプレッサ、冷凍式除湿器、シロキサン吸着塔が必要となる。

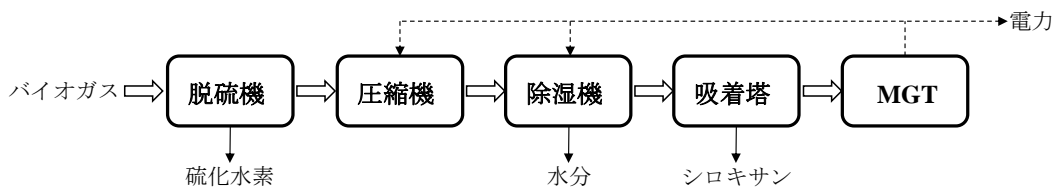


図 2.13 バイオガス前処理の概要

硫化水素は硫黄が嫌気性細菌によって還元される。また、硫化水素に対する MGT の耐食性は比較的高く、その限度も硫化水素濃度が 7%程度までとされているが、ガスコンプレッサや配管系統など MGT の付属機器類への影響を考えると、許容できる濃度は 40ppm 程度となる[21]。しかし、一般的な汚泥処理設備においては、脱硫器で数 ppm 程度にまで除去されていることを考えると特別な前処理は不要である。また、昇圧用コンプレッサが必要となるのは燃料を高圧で MGT 内の燃焼器に大気圧より高い圧力で噴射する必要があるためである。また、バイオガス中の水分は周辺の機器に悪影響を与えること、また、寒冷地域の場合、とくに

冬季では屋外にも設置されるバイオガスパイプラインの内側にその水分が結露，さらには凍結して，バイオガスの流動を妨げ，MGTの急停止に引き起こすことがある。また，これまで消化ガスを燃料とするガスエンジンの設備維持費用が高くなるという課題があったが，シリカ（ SiO_2 ）に起因することが解明されていた[21]－[22]。シロキサンはシャンプーやリンスなどに含まれる柔軟剤に由来するケイ素化合物であり，これを燃焼させると固形物となるシリカが生成し，MGTのタービンなどエンジン内に付着することで損傷を被る。以下に，使用されている各機器の仕様を表2.5に示す。

表2.5 バイオガス前処理の各装置の仕様

バイオガス昇圧用コンプレッサ	
メーカー	北越工業
型式	スクルー型コンプレッサ
冷却方式	オイル潤滑
運転方法	インバータによる吐出圧力一定制御
重量	255kg
処理ガス量	40Nm ³ /h
ガス入り口圧力	0.78MPa
電源	7.5kW × 200V × 50Hz × 3φ
1台あたりのMGT台数	2台
冷凍式除湿器	
メーカー	北越工業
型式	冷凍式除湿器
処理ガス量	40Nm ³ /h
ガス入り口圧力	0.78MPa
電源	200V × 50Hz × 3φ
1台あたりのMGT台数	2台
吸着塔	
メーカー	コウクリエイト
型式	縦形定置式活性炭吸着塔
処理ガス量	40Nm ³ /h
寸法	Φ400 × 800H
本体材質	SUS304

図 2.13 に示すバイオガスの利用過程の内、電力が必要となる装置は冷凍式除湿器 $Pe_{r.g.d}$ およびバイオガス昇圧用コンプレッサ $Pe_{g.c}$ である。そのため、MGT から得られた電力 Pe_{MGT} はこれら装置の駆動用エネルギーを賄うため、最終的に CGS から得られた電力 Pe_{CGS} は以下の式(2.47)のようになる。

$$Pe_{CGS} = Pe_{MGT} - (Pe_{g.c} + Pe_{r.g.d}) \quad [\text{kW}] \quad (2.47)$$

実験データからは、昇圧用コンプレッサおよび除湿器の電力消費量は、それぞれ $0.094 \text{ kWh/m}^3\text{-biogas}$ および $0.014 \text{ kWh/m}^3\text{-biogas}$ である。これらの合計値は MGT の最大発電量の約 7% の分を占める。他研究も同様な値を報告し、MGT の最大発電量の約 10% の分を占める[23]。

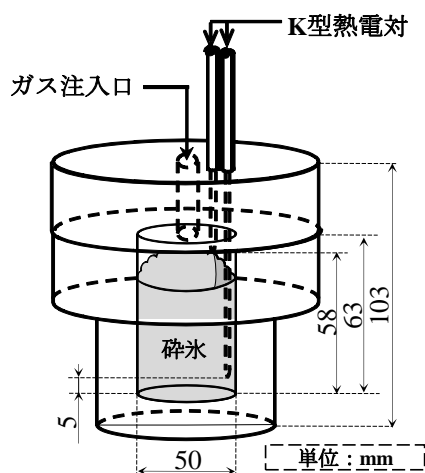
2.5. メタンハイドレート貯蔵法の導入

2.5.1. メタンハイドレートの実験装置および方法

本研究では、夏季に生じたバイオガスの余剰分を冬季へ持越すために、省エネルギーおよび寒冷地に適する貯蔵手段となる MH 貯蔵システムの導入を想定した [24]–[25]。実際には、メタンハイドレート生成を行うために様々な方法が検討されている。例えば、多孔質内における水とメタンガスからの生成法、メタンガスを水中に拡散・混合させる生成法、メタンガス中に微粒化水を噴射させて混合する生成法などがある[26]–[29]。いずれも高い生成率を生成するためにメタンガスおよび水との接触面積を増すことを主目的とする生成方法である。

本研究では、とくに寒冷地における大量の未利用雪の有効利用法の一つとして、ホスト物質に砕氷を用いた場合の MH 生成についてその可能性を調べることにした。さらに、一般にはバイオガス中のメタンに関して、最短時間で生成される

MH の生成速度はほとんど不明のままであるため、図 2.14 に示すような小型の MH 生成用圧力容器を試作して MH を実際に生成して、これ以降の計算に必要な MH 生成時の基礎データ集収を試みることにした。MH 生成のために使用した圧力容器は、SUS316 製で内容積 142 cm^3 を有し、これには圧力計のほかシースタイプの K 型熱電対が 2 本装着され、ガスと砕氷の各温度がリアルタイムに測定できるようにしている。



実験条件

貯蔵温度	[°C]	0
ガス		メタン
砕氷の粒子径	[mm]	1.0~2.0
砕氷の密度	[kg/m ³]	570, 625, 690, 772

図 2.14 MH の生成実験用容器および実験条件

実験では、砕氷粒子径 1.0–2.0 mm の砕氷 25 g を用意し、これを 0 °C 一定に保持した本圧力容器に入れた後にメタンガスを 6 MPa になるまで封入して低温恒温器内に設置した。これ以降、内部のガス圧力、温度および砕氷温度の各変化から MH の生成完了時間を判断し、生成速度、吸収量およびガス生成率を計算した。

図 2.15 に、砕氷密度が異なる場合の生成時間に対するメタンハイドレートのガス吸収量および生成率の変化を示す。図より、砕氷密度が 570 から 625 kg/m³ に、また、625 から 690 kg/m³ に高くなると、ガス吸収量が少し低下した。しかし、砕氷密度が 690 から 772 kg/m³ に高くなる場合、ガス吸収量は極端に低下した。したがって、砕氷密度がある程度高くなるとガス吸収量が少なくなり、または、生成

率が低くなることが分かる。以上の結果から、省スペースでメタンハイドレートを貯蔵する場合には、ガス吸収量が多く、砕氷密度も高い砕氷密度が高い 690 kg/m^3 の方が望ましいと考えられる。この実験条件からは、24時間の生成時間後に $0.133 \text{ m}^3/\text{kg}$ の吸収量(61%の生成率)を持つメタンハイドレートが得られた。

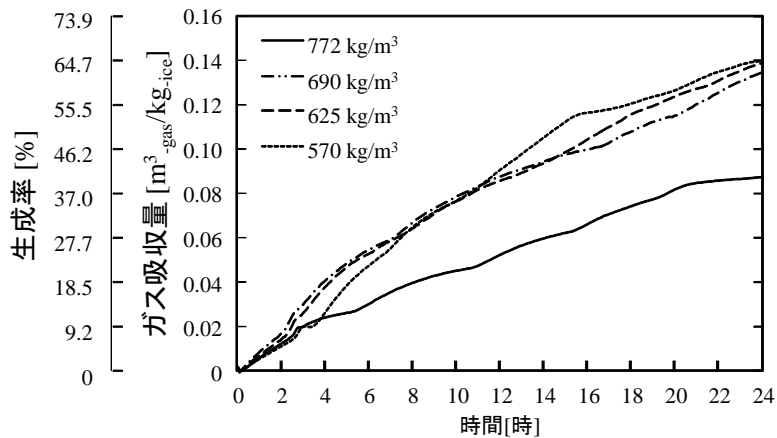


図 2.15 異なる砕氷密度におけるガス吸収量および生成率の変化

メタンハイドレートの生成時の性能の他に、貯蔵時の性能を確認することも重要である。実験では、圧力容器に生成したメタンハイドレートをそのまま貯蔵し、温度およびガス圧力の変化からハイドレートが解離しているかどうかを確認した。5つの 690 kg/m^3 の砕氷密度を持つメタンハイドレートのサンプル生成し、それらを周囲温度が異なる条件(-5, -2, 0, 2 および 5°C)で貯蔵した。実験結果を以下の図 2.16 に示す。図より、周囲温度条件が 0°C より高い場合、吸収量とこれに基づく生成率は低くなるが、 0°C 以下のより低温の条件では、これらの値はほぼ一定に維持できることが分かった。このように、メタンハイドレートは 0°C 以下のより低温の条件では、解離が起らずに十分な貯蔵性能が確保できることが分かる。以上のことから、省エネルギー性かつ貯蔵性能の両方を共存させるには、解離が起らずに貯蔵温度が比較的高い 0°C の条件が最適と考えられる。

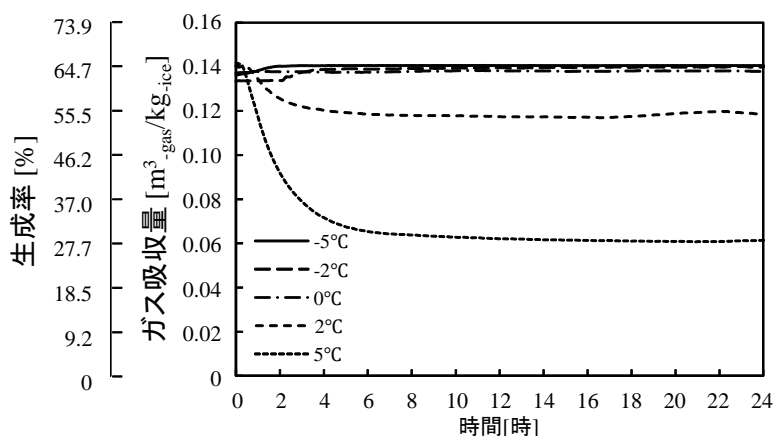


図 2.16 異なる周囲温度におけるガス吸収量および生成率の変化

2.5.2. メタンハイドレート貯蔵のための所要動力の解析方法

以上の実験結果を踏まえた上で、夏季で得られる余剰バイオガスを冬季まで持ち越すために、メタンハイドレート貯蔵システムを使用する場合について、過去4年間の解析期間、2004年1月～2008年1月において、施設においてどの程度の所要動力が必要になるかを検討した。そこで、夏季での余剰バイオガスと砕氷からメタンハイドレートを生成し、また、ハイドレートの安定・不安定の平衡曲線を基に、生成したハイドレートの温度を 0°C 以下、圧力を 2.55MPa 以上の条件下で貯蔵すると仮定した。なお、冬季の解離・再生時には、メタンガスを回収する際に貯蔵したメタンハイドレートを大気圧下で取り出し、即座に再ガス化できると考えて計算を行った。

メタンハイドレート貯蔵の概要を図 2.17 に示す。ここで、ゲストガスとしたメタンには、①ガス圧縮行程、② CO_2 分離行程が必要となる一方、ホスト物質の砕氷には、③製氷行程、砕氷行程が必要となる。また、圧力容器(低温室)で生成された MH には、④MH 貯蔵行程が必要となる。冬期間を通じて、必要な分だけ貯蔵したバイオガスを使用するためには、これに対応する量の MH を大気圧下で取り出す必要があることから実現的には低温室を分割する必要があると思われる。

以上の各行程を実現するため、実在する製氷機，砕氷機，圧縮機，冷凍機をそれぞれ選定し，各機器のカタログ仕様値や以下の計算過程を基に解析を行った．使用した各機器の基本的な仕様を表 2.6 に示す[30]－[33]．

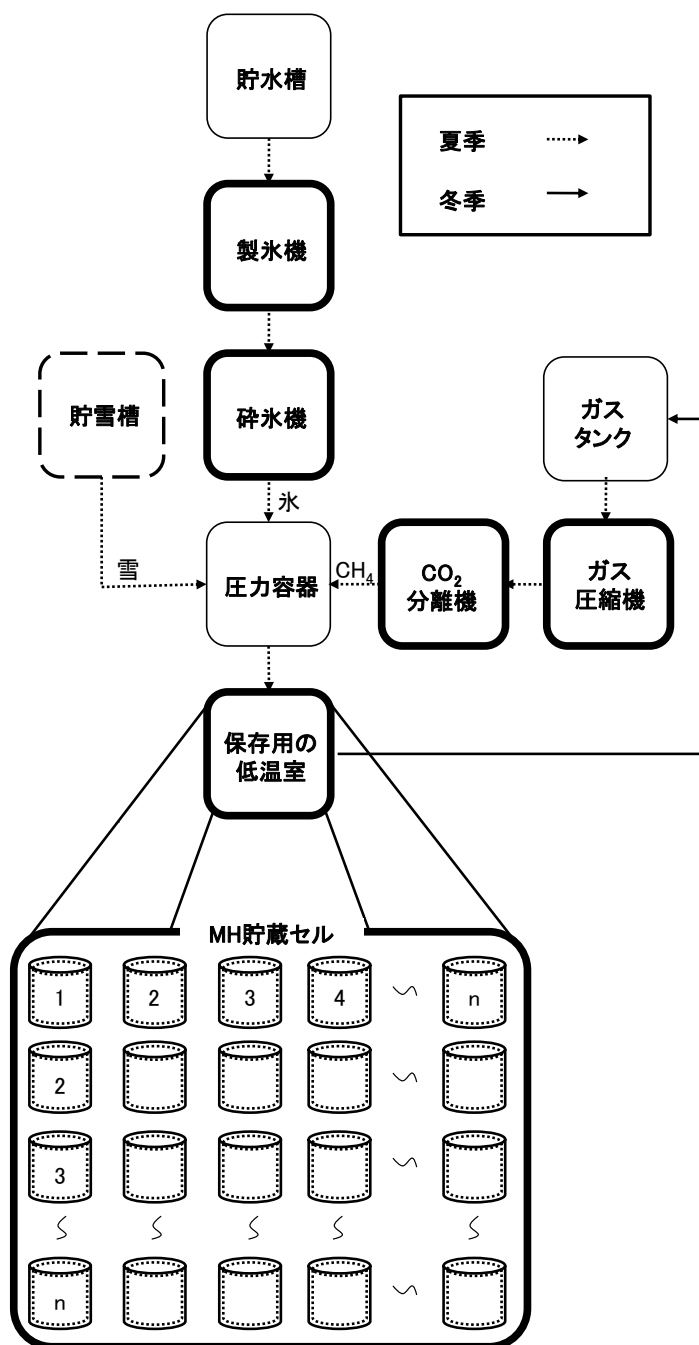


図 2.17 MH 貯蔵の概要

表 2.6 MH 貯蔵のために使用を想定した各機器の基本仕様

製氷機		ホシザキ電機株式会社	砕氷機		北榮鐵鋼株式会社
型式		F-5000SB	型式		L-50
消費電力	[kW]	22.5	消費電力	[kW]	13.6
製氷能力	[kg/h]	200.0	砕氷能力	[kg/h]	10 000.0
圧縮機		ハイドロパック社	冷凍機		日立アプライアンス株式会社
型式		C01.2-10-2CXCN	型式		KU-8MH9
消費電力	[kW]	7.5	温度範囲	[°C]	-5~15
最大吐口	[MPa]	8.2	冷却能力	[kW]	12.6
最大流量	[m ³ /h]	20.0	消費電力	[kW]	6.9
			COP		1.8

① ガスの圧縮行程

MH は低温、高圧条件で安定して存在することから、MH を生成する際に、コンプレッサを用いてガスを加圧する行程が必要となる。その際のガスの所要圧縮動力 $Pe_{g.c}$ を次式(2.48)で算出した。

$$Pe_{g.c} = \frac{V_{e.b} \times W_{g.c}}{m_{g.c} \times dys \times hrs} \quad [\text{kW}] \quad (2.48)$$

② CO₂ 分離行程

本解析でバイオガスの成分としては、メタンが 60-vol%、二酸化炭素が 40-vol% 各一定としたが、ハイドレート化貯蔵を行う場合、バイオガスをそのままハイドレート化するか、または、バイオガスを分離してメタン成分のみをハイドレート化するかの二通りの方法が考えられる。省スペースと省エネルギーの両立を目指し、ここでは、メタン成分のみをハイドレート（メタンハイドレート）化して貯蔵を行うと仮定した。バイオガスの分離方法として、高圧で二酸化炭素の濃度が高い

ガスに適するとされる圧カスウィング吸着法(Pressure Swing Adsorption, PSA 法)[34]を用いるものとした。ガス分離行程における所要動力 $Pe_{g.s}$ を次式(2.49)で算出した。なお、PSA 法における消費電力 Pe_{PSA} は NEDO の研究報告資料[35]を参照した。

$$Pe_{g.s} = \frac{V_{e.b} \times (Pe_{PSA} \times \rho_{CO_2} \times 0.4)}{dys \times hrs} \quad [\text{kW}] \quad (2.49)$$

③ 製氷・砕氷行程

製氷・砕氷行程の計算では、初めにホスト物質のガス吸収能力 v を実験結果より次式(2.50)で算出した。ここで、ガス吸収能力はホスト物質 1 kg 当たりに吸収できるゲストガス量を意味している。

$$v = \frac{v'}{m' \times 10^3} \quad [\text{m}^3\text{-CH}_4/\text{kg-ice}] \quad (2.50)$$

砕氷のガス吸収能力 v と貯蔵する余剰メタンガス体積 $V_{e.m}$ から必要となる砕氷の質量が得られ、その値から製氷機および砕氷機の各仕様値を基に、製氷・砕氷行程の所要動力 $Pe_{i.m}$ 、 $Pe_{i.c}$ を以下の式(2.51)、(2.52)で算出した。

$$Pe_{i.m} = \frac{V_{e.m}}{v \times (dys \times hrs)} \times \left(\frac{W_{i.m}}{I_{i.m}} \right) \quad [\text{kW}] \quad (2.51)$$

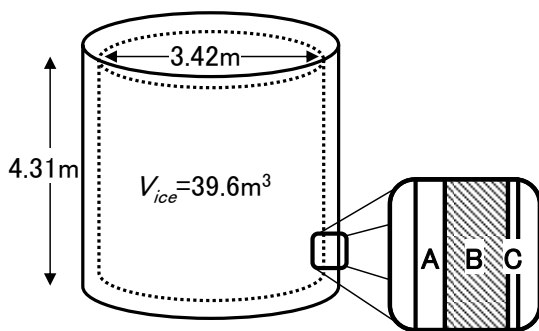
$$Pe_{i.c} = \frac{V_{e.m}}{v \times (dys \times hrs)} \times \left(\frac{W_{i.c}}{I_{i.c}} \right) \quad [\text{kW}] \quad (2.52)$$

④ MH 貯蔵行程

MH 貯蔵行程では、実験結果を基に常に解離が起こらない様に MH を 0°C 一定で低温室に貯蔵すると想定した。そのため、貯蔵の所要動力を算出するために、低温室内と気温の温度差から通年における低温室への流入熱量 Q_{ref} を次式(2.53)で算出し、その熱量に対応できる冷凍能力の冷凍機を選定し、冷凍機の仕様値を基に低温室を冷却するための所要動力 Pe_{ref} を以下の式(2.54)で算出した。なお、低温室の具体的な材質・寸法および基本的な計算条件を図 2.18 に示す。

$$Q_{ref} = A \times K \times (t_o - t_i) \quad [\text{kW}] \quad (2.53)$$

$$Pe_{ref} = \frac{Q_{ref}}{COP_{ref}} \quad [\text{kW}] \quad (2.54)$$



材料	厚さ [m]
A SUS410	0.045
B スタイロフォーム	0.152
C SS400	0.010
総括伝熱係数 [W/m²K or W/mK]	
円筒部分	0.622
上面	0.170
下面	0.168

図 2.18 低温室の具体的な材質・寸法，および基本的な計算条件

以上で計算した各行程の所要動力値から、MH 貯蔵する際に必要な所要動力全量 Pe_{MH} を次式(2.55)で算出した。計算結果では、バイオガスを貯蔵するためには

水または雪から MH を生成する場合、その動力がそれぞれ、約 1.5kWh/m³ および 0.62 kWh/m³ となった。

$$Pe_{MH} = Pe_{g.s} + Pe_{i.m} + Pe_{i.c} + Pe_{g.c} + Pe_{ref} \quad [\text{kW}] \quad (2.55)$$

2.6. 施設での熱エネルギーバランス

以上の解析モデルで想定した下水処理施設について CGS、MH 貯蔵システムから施設におけるエネルギーバランスの検討を行った。初めに、施設のエネルギー源となる発生バイオガス量を次式(2.56)で熱量に換算した。ここでバイオガスの低発熱量 Q_{LHV} は、バイオガスの 60-vol% を占めるメタン成分の発熱量に相当する 21.5 MJ/m³ と仮定した。一方で、CGS には複数台からなる MGT システムを使用の前提としていることから、全稼働台数 Unit からの排熱回収量 Q_{CGS} は次式(2.57)で算出した。

$$Q_{b,p} = m_{b,p} \cdot LHV \quad [\text{kW}] \quad (2.56)$$

$$Q_{CGS} = Q_{ehr} \cdot Unit \quad [\text{kW}] \quad (2.57)$$

CGS と共にボイラ燃焼を併用するような熱需要量が多い地域では、発生したバイオガスの一部は CGS に供給し、また、CGS に供給しない残留バイオガスについてはボイラで燃焼するものとした。バイオガス量に対応する残りの熱需要量 $Q_{r.h.d}$ を次式(2.58)で算出した。なお、ボイラは解析モデルとした下水処理施設で設置している2台のボイラの使用を想定し、それらの仕様を表 2.7 に示す。

$$Q_{r.h.d} = Q_{h.d} - Q_{CGS} \quad [\text{kW}] \quad (2.58)$$

表 2.7 ボイラの仕様

ボイラA		
最大出力	[kW]	732
最大入力	[kW]	832
伝熱面積	[m ²]	18.7
最高使用水頭	[m]	5
ガス種類	[-]	バイオガス 4B(都市ガス3A)
ガス供給圧力	[mmAq]	100
ボイラB		
最大蒸気量	[t/h]	10
定格蒸気量	[t/h]	3.6
伝熱面積	[m ²]	32.9
ガス種類	[-]	バイオガス 4B(都市ガス3A)
最高使用圧力	[kg/cm ²]	100

また、CGS に消費されないバイオガスとなる残留バイオガス量 $Q_{r,b}$ の内、残りの熱需要量を賄うためにボイラに消費される。残留バイオガス熱量およびボイラに投入されるバイオガス量 $Q_{fuel,b}$ を以下の式(2.59)および(2.60)で算出した。

$$Q_{r,b} = Q_{b,p} - Q_{fuel,CGS} \quad [\text{kW}] \quad (2.59)$$

$$Q_{fuel,b} = \frac{Q_{r,h,d}}{\eta_b}, \quad [\text{kW}] \quad (2.60)$$

一方で、ボイラしか使用しない従来のシステムでは、発生したバイオガスをボイラに燃焼させ、熱需要全量を賄う。しかし、使用し切れなかったバイオガスが発生し、それに相当する熱量 $Q_{u,b}$ は以下の式(2.61)で算出できる。

$$Q_{u,b} = Q_{b,p} - \frac{Q_{h,d}}{\eta_b} \quad [\text{kW}] \quad (2.61)$$

また、このシステムでは、CGS と共に加温用ボイラを使用する場合、過去 4 年間の解析期間となる 2004 年 1 月～2008 年 1 月を通して、その残留バイオガス量で残りの熱需要分を十分に賄っているか、または、残留バイオガスの全量を使い切れるかを判断するために以下の計算を行った。その際、バイオガス全量を使用することを目指し、その値ができるだけ 0 になるように MGT 稼働台数を変更した。もし、値が 0 以上になれば、その分はこのシステムで使用し切れない余剰バイオガス分であることを意味する。ここでは、解析対象期間における月毎のボイラから発生した熱量と残りの熱需要量の差を合計して、年間内の差を算出した。ここで、使用し切れなかったバイオガスに相当する熱量 $Q_{u,b}$ は以下の式(2.62)で表される。ただし、 i は計算月次を表すものとする。

$$Q_{u,b} = \frac{1}{4} \sum_{i=1}^n Q_{r,b_i} \times \eta_b - Q_{r,h,d_i} \quad [\text{kW}] \quad (2.62)$$

2.7. コージェネレーションシステムの主な評価法

熱エネルギーバランスの他、CGS 単独およびシステム全体の性能を比較するために、以下の評価項目を検討した。まず、CGS はバイオガスからどんなエネルギーに、どの程度の効率で利用できるかを検討するために、次式(2.63)～(2.65)から発電効率 η_{Pe} 、排熱回収効率 η_{ehr} および総合効率 η_{total} を算出した。なお、本論文では、 Pe はバイオガス前処理を考慮しない場合には Pe_{MGT} で、一方、考慮する場合には Pe_{CGS} として使い分けた。

$$\eta_{Pe} = \frac{Pe_{MGT}}{Q_{fuel}} \quad [-] \quad (2.63)$$

$$\eta_{ehr} = \frac{Q_{ehr}}{Q_{fuel}} \quad [-] \quad (2.64)$$

$$\eta_{total} = \frac{Pe_{MGT} + Q_{ehr}}{Q_{fuel}} \quad [-] \quad (2.65)$$

その他に、従来のシステムに比較して CGS の導入メリットとなる年間での電力需要の低減効率 $\eta_{Pe,red}$ およびバイオガスの利用率 $\eta_{u,b}$ を次式(2.66), (2.67)で計算した。ここで、施設の電力需要としての指標は、下水処理のための必要電力 $Pe_{w,t}$ 、および以上で算出した MH 貯蔵のための必要電力 Pe_{MH} になる。

$$\eta_{Pe,red} = \frac{Pe_{CGS} - Pe_{MH}}{Pe_{w,t}} \quad [-] \quad (2.66)$$

$$\eta_{u,b} = \frac{Q_{fuel,CGS} + Q_{fuel,b}}{Q_{b,p}} \quad [-] \quad (2.67)$$

さらに、設置したシステムの全体の効率を検討するために、バイオガスエネルギー回収効率を次式(2.68)で計算した。このバイオガスエネルギー回収効率は、施設で

発生したバイオガスから設置したシステムで最終的にどの程度熱と電力施設に使用されるかを表す指標である。

$$\eta_{BER} = \frac{(Pe_{CGS} - Pe_{MH}) + (Q_b + Q_{CGS} - Q_{CGS,unused})}{Q_{b,p}} \quad [一] \quad (2.68)$$

参考文献

1. 日本気象庁, 気象庁統計情報. <<http://www.jma.go.jp/>>
2. N., Zhang., R., Cai., Analytical Solutions and Typical Characteristics of Part Load Performances of Single Shaft Gas Turbine and Its Cogeneration, *Energy Conversion & Management*, 43, 2002, pp. 1323-1337.
3. NTS 株式会社, バイオマスからの気体燃料製造とそのエネルギー利用, (2007), pp. 170, 207.
4. M. Hiraoka, Z. Yoshino, *Sludge treatment engineering: process planning and design*, Kodansha, (1983), p. 191.
5. 環境技術研究会, 下水・廃水・汚泥処理ガイドブック, 1979, p. 500.
6. 塚原 建一郎, 柳下 立夫, 澤山 茂樹, 我が国におけるバイオガス発電の現状と課題, *日本エネルギー学会誌*, 84, 2005, pp. 537-543.
7. Naing, S., Yamada, T., Nakanishi, K., Applied Performance Research of a Cogeneration Arrangement with Proposed Efficiency Well-Balance Method, *Journal of Power and Energy System*, 1, 2007, pp. 199-210.
8. 北見市浄化センター, 北見市浄化センター維持管理年報, 2004-2008.
9. Y., Nakayama, M., Kanda, T., Kinouchi, Research regarding water and heat transfer in urban sewage system based on water temperature observation in the sewage treatment facility, *Journal of Japan Society of Hydrology and Water Resources*, Vol.1, No.20, (2007), pp.25-33.

10. 沖縄浄化センター, 下水維持管理年報, 2007. <
<http://www.pref.okinawa.jp/gekan/>>
11. Metcalf & Eddy, Inc, Wastewater Engineering: Treatment and Reuse, Fourth Edition, McGraw-Hill, 2003, p. 1525.
12. Soe Naing, Ph. D thesis of Kitami Institute of Technology, Performance Analysis of Micro Gas Turbine Cogeneration System with Seasonal Temperature Changes, 2009.
13. 須之部量寛, 藤江邦男, ガスタービン, 共立出版株式会社, 1967, p. 27.
14. 山田 貴延, 山田 哲夫, 中西 喜美雄, 山田 勇治, 寒冷地域の下水処理施設における MGT コージェネレーションシステムの適用, 環境工学総合シンポジウム講演論文集, 15, 2005, pp. 462-465.
15. 橋 佐知夫, 山田 貴延, 石谷 博美, 積雪寒冷地でのマイクロガスタービン コージェネレーションシステムの適応性, JSME 年次大会講演論文集, 3, 2004, pp. 359-360.
16. S. Naing, T. Yamada, K. Nakanishi, Renewable fuel utilization in a cogeneration arrangement with hydrate storage method, Journal of Power and Energy Systems, 1, 2007, pp. 239-250.
17. Frank, P., I., David, P., D., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Fifth Edition, John Wiley & Sons, Inc, 2002, pp. 659-668.
18. 続木 誠悟, 橋 佐知夫, 山田 貴延, 石谷 博美, 佐々木 正史, 寒冷地域における屋外マイクロガスタービンコージェネシステムの実証研究, ガスタービン定期講演会講演論文集(31), 2003, pp. 19-23.
19. K.E. Herold, R. Radermacher, Optimum allocation of heat transfer surface in an absorption heat pump, *Proceedings of 25th IECEC*, 2, 1990, pp. 217-221.
20. 矢崎, 排熱利用のベストソリューション, 温水焚吸収冷温水機, 2003.
21. 石川県環境部水環境創造課, 日本初! 消化ガスを利用したマイクロガスタービン・コージェネレーションシステムの本格導入について.
<<http://www.pref.ishikawa.lg.jp/mizukankyo/gesui/maikuro.html>>

22. 日本下水道協会(JSWA)の資料, 消化ガス発電 (ガスエンジン、マイクロガスタービン) , p. 70. <<http://www.jswa.jp/energy/pdf/jirei/03.pdf>>
23. Pöschl M, Ward S, Owende P, Evaluation of energy efficiency of various biogas production and utilization pathways, *Applied Energy*, 87, 2010, pp. 3305-3321.
24. E., D., Sloan, C., A., Koh, Clathrate hydrates of natural gases, Third edition (2007), p. 21, CRC PressCRC
25. BASRAWI Firdaus, 山田 貴延, 中西 喜美雄, 寒冷条件下の下水処理施設におけるコージェネレーション・システムの性能評価, 2009年度年次大会講演論文集, 3, 2009, pp.153-154.
26. S. Bergeron, P. Servio, CO₂ and CH₄ mole fraction measurements during hydrate growth in a semi-batch stirred tank reactor and its significance to kinetic modeling, *Fluid phase equilibria*, 276, 2009, pp. 150-155.
27. W. Hoa, J. Wang, S. Fan, W. Hoa, Evaluation and analysis method for natural gas hydrate storage and transportation processes, *Energy conversion and management*, 49, 2008, pp. 2546-2553.
28. 長安 弘貢, 木村 隆宏, 伊原 賢, 奥井 智治, 坂東 克彦, 天然ガス輸送システムに係るハイドレート連続生成装置の開発, 動力・エネルギー技術の最前線講演論文集: シンポジウム, 9, 2004, pp. 339-340.
29. Q. Chen, C. Liu, Y. Ye, Experimental study on geochemical characteristic of methane hydrate formed in porous media, *Journal of natural gas chemistry*, 18 (2009), pp. 217-221.
30. ホシザキ電機株式会社 . <<http://www.hoshizaki.co.jp/p/oic/f.html>>
31. 北 榮 鐵 鋼 株 式 会 社 3 段 式 微 粒 碎 氷 機 . <<http://www.hokueitekko.co.jp/index.html>>
32. ハイドロパック社. <<http://www.nihon-hydropac.com/>>
33. 日立スクロールクーリングシステム, プレハブ冷蔵庫・冷凍庫システムカタログ, 2005.

34. 風間伸吾, CO₂ 分離回収技術の現状と課題, RITE World 創刊号, 2003.
<http://www.rite.or.jp/Japanese/kicho/kikaku/world/world04/01-12_13.pdf>
35. 産業技術総合開発機構, 地球温暖化対策技術開発に関する調査 CO₂ の分離・回収技術に関する調査研究, 新エネルギー, 2002.

第3章

メタン発酵のエネルギーバランスと気温との影響

本章では、メタン発酵のエネルギーバランスと気温との関係を明らかにした。ここでは、寒冷地における下水処理施設での典型的なメタン発酵を解析モデルとし、とくに気温の影響が顕著となる寒冷地でのメタン発酵に関するエネルギーバランスを検討した。さらに、この解析モデルを第二章に定義した中温条件(東京)、高温条件(那覇)となる様々な温度環境での使用も考慮し、本章で定義したエネルギーバランス指標を使用しながら、メタン発酵と気温との関係について検討した。

解析結果では、寒冷地においてもメタン発酵から有効利用可能なエネルギーを発生でき、冬季でもそのエネルギーはバイオガス発生量全体の 29%にまで達した。また、消化タンクからの熱損失量は、熱需要全量の 26～39%に至ることが分かった。また、エネルギーバランスの観点から、寒冷地を含めて、国内のいずれの地域・季節でもメタン発酵から有効利用可能なエネルギーが発生でき、メタン発酵によるバイオガス製造は新たなエネルギー発生源として期待できる。さらに、気温が発酵温度に近づくほど、より効率的なメタン発酵が得られることが分かった。ここで定義したエネルギーバランス指標から、気温がバイオガス発生量に対する熱需要との比と反比例の関係を示した一方で、バイオガス発生量に対する有効利用可能なエネルギーとの比との間に比例関係を示し、国内の場合、これらの値は、それぞれ 0.13～0.44 および 0.45～0.84 の範囲にあることも明らかにした。

3.1. 緒言

一般に、バイオガス製造法としては熱化学的変換および生成物学的変換に大別される。一般に生成物学的変換はメタン発酵のことを示し、この手法は古くから利用されているが化石燃料が安価で容易に入手であったことから、メタン発酵は、とくに下水処理施設における廃棄物の減量化、安定化、無害化の手法にとどまった[1], [2]。しかし、エネルギー資源枯渇・環境問題が深刻となる現在では[3]、バイオガスは再生可能エネルギーでカーボンニュートラルであるため、メタン発酵によるバイオガス製造は再び注目を浴びている[4]–[6]。バイオマスニッポン戦略では、メタン発酵は水分含有量の多いバイオマスの変換法として注目されている[7]。そのため、メタン発酵を普及させるためには、メタン発酵の様々な面を検討する必要がある。

例えば、メタン発酵によって最終的にどの程度の有効エネルギーが発生できるかを含めて、メタン発酵のエネルギーバランスを検討するのが重要な項目の一つである。メタン発酵では、少量の電力需要の他に消化タンク内汚泥の加温・温度維持のために発生した多くのバイオガスが利用される。そのため、メタン発酵のエネルギーバランスに直接影響を与えるのは熱需要であり、また、この熱需要の程度は気温に依存するものである。とくに、寒冷地では汚泥の加温や温度維持のために消費されたバイオガスを除いて、最終的にメタン発酵からいかに有効利用可能なエネルギーが取り出せるかが重要となる。

元来、メタン発酵は多方面で古くから利用され、そのエネルギーバランスに関しても多くの研究者により報告されてきた。しかし、得られた結果はエネルギーバランスの観点から、気温とメタン発酵との関係まで言及されたものはなかった[6], [8]–[16]。

本研究では、とくに寒冷地でのメタン発酵に対して気温が発酵過程のエネルギーバランスに及ぼす影響を検討するために、寒冷地における典型的な下水処理施設でのメタン発酵を解析モデルとした。さらに、解析モデルでのメタン発酵においては、国内における様々な気温条件の影響について明らかにした。メタン発酵の

エネルギーバランスでは、バイオガス発生量、熱・電力需要、ボイラ・発電の損失および有効利用エネルギーを基にした検討を行った。とくに、エネルギーバランスに関する四つの無次元指標を定義し、他研究の結果と比較しながらそれらの指標と気温との関係について明らかにした。

3.2. 温度条件の整理

ここでは、気温の入力データとして、第2.1節で説明した低温・中温・高温条件での値を利用した。ただし、実際の計算ではより多くの温度条件値が必要となるため、さらに条件を四つの季節により細かく分け、一つの温度条件を冬季(12～2月)、春季(3～5月)、夏季(6～8月)、秋期(9～11月)に分けた。また、解析期間は2001～2008年となり、各月の温度条件を図3.1に示す。図より、各月の気温は年度の違いに依存せず、ほぼ同程度の温度で得られた。ここでは、各月における7年間のデータを平均化し、これを解析のための温度条件として使用した。これらの温度条件を表3.1に示す。

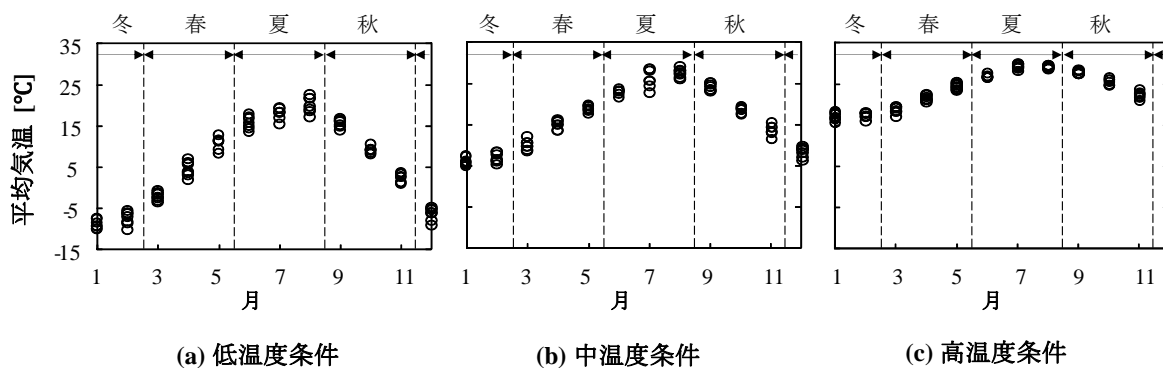


図 3.1 2001～2008年における各月の気温

表 3.1 解析で使した温度条件

		平均気温 [°C]		
		平均	最高	最低
低温度条件	年間平均	6.4	22.8	-9.5
	冬	-6.9	-4.1	-9.5
	春	4.9	13.1	-3.0
	夏	18.0	22.8	13.9
	秋	9.4	17.0	1.4
中温度条件	年間平均	16.6	29.0	5.1
	冬	7.3	9.9	5.1
	春	14.7	19.8	8.7
	夏	25.5	29.0	25.3
	秋	18.8	25.2	11.6
高温度条件	年間平均	23.3	29.9	15.7
	冬	18.0	20.2	15.7
	春	21.6	25.5	17.2
	夏	28.4	29.9	26.6
	秋	25.3	28.5	21.1

3.3. 解析法

3.3.1. メタン発酵の解析モデル

一般にメタン発酵によるバイオガス製造は下水汚泥，農業・家畜廃棄物，食品廃棄物，食品加工の下水からの汚泥などの水分含有量が多いバイオマスに使用されている。メタン発酵は理論的に微生物が高分子の有機化合物から低分子の有機化合物に分解する過程であり，最終的に嫌気性条件下でバイオガスが発生される。様々な微生物が働くメタン発酵は一般に複雑な過程を持ち，有機物の種類，固形物濃度(TS)，有機物濃度，消化温度，pH 値といった様々な要因の影響を受ける。ここでは，典型的な下水汚泥のメタン発酵過程を解析モデルとして使用し，その詳細は第 2.2.3 項ですでに説明した。なお，このメタン発酵の平均の TS，有機物濃度，pH 値，消化率はそれぞれ 4.0% TS，80.8%，5.6，62%としている。

3.3.2. メタン発酵の熱需要

微生物活動に影響を与える要因となる温度は最も重要な要因であり、メタン発酵の適切な温度を維持する必要がある。ここでは、基本的に、第2.2.3.項で説明したように熱需要を計算し、メタン発酵の熱需要量については、消化タンク内汚泥の加温量および消化タンクからの放熱損失量に分けた。ただし、ここでは、メタン発酵の部分だけを考慮するため管理棟の給湯・暖房に要する熱量については計算しなかった。

3.3.3. エネルギーバランスおよび有効利用エネルギー

図3.2にメタン発酵のエネルギーバランスの概要を示す。図より、発生したバイオガスの一部はメタン発酵の熱需要 $Q_{h,d}$ を賄うために燃料として使用されるが、その過程で所定量の電力 E_{mech} も必要となる。そのため、ボイラおよびパワープラントに使用されないバイオガス燃料分がこの過程での正味の有効利用エネルギーとなる。

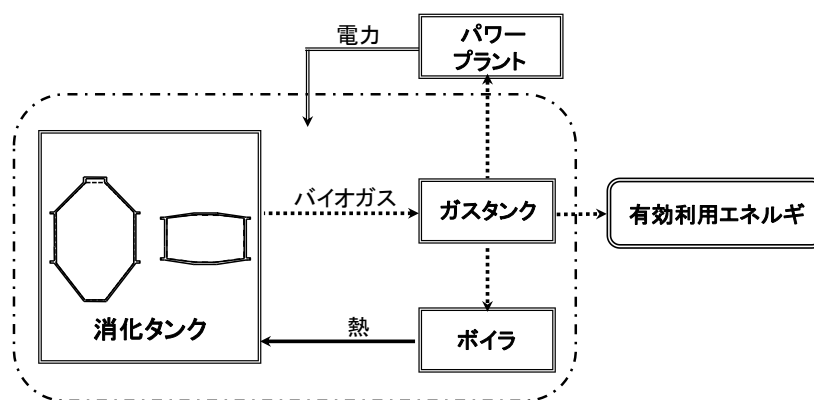


図 3.2 メタン発酵のエネルギーバランス

有効利用エネルギー E_{net1} は以下の式(3.1)で計算できる。なお、 $Q_{b,p}$ および $Q_{b,l}$ はそれぞれ、バイオガス発生量の熱量とボイラでの熱損失量を示す。

$$E_{net1} = Q_{b,p} - (Q_{h,d} + Q_{b,l}) \quad [\text{kW}] \quad (3.1)$$

もし、ボイラ効率が次式(3.2)で表されることができれば、 E_{net1} は次式(3.3)で表すこともできる。なお、ボイラ効率 η_b を 80% とした[17]。

$$\eta_b = \frac{Q_{h,d}}{Q_{fuel}} = \frac{Q_{h,d}}{Q_{h,d} + Q_{b,l}} \quad [\text{kW}] \quad (3.2)$$

$$E_{net1} = Q_{b,p} - \frac{Q_{h,d}}{\eta_b} \quad [\text{kW}] \quad (3.3)$$

電力需要の詳細を図 3.3 に示す。示している値は 2007 年 3 月～2010 年 3 月における月毎の電力需要量の平均値である。図より、主な電力需要は消化タンク内の汚泥を攪拌するための電力(汚泥攪拌機)、汚泥を消化タンク内にポンプする電力(流入汚泥用ポンプ)、汚泥を農縮するための電力(汚泥濃縮機)、空気およびバイオガスを吹き込む電力(空気・ガスブロワー)、熱交換用の温水・汚泥の循環させるための電力(汚泥・温水循環ポンプ)である。ただし、消化済み汚泥を消化タンクから取り出す過程は重力が駆動力となるため、ポンプ電力は不要となる。また、図より、メタン発酵の電力需要量は気温の影響を受けずに、夏季と冬季の間に少量の差を示す汚泥・温水の各循環ポンプ以外は、年間を通してほぼ同程度の値を示す。汚泥・温水の循環ポンプの変化量は電力需要全量の 7.5% にも過ぎないため、いずれの温度条件においても、電力需要は年間通してその年間平均となる 62.5kW の値を使用した。

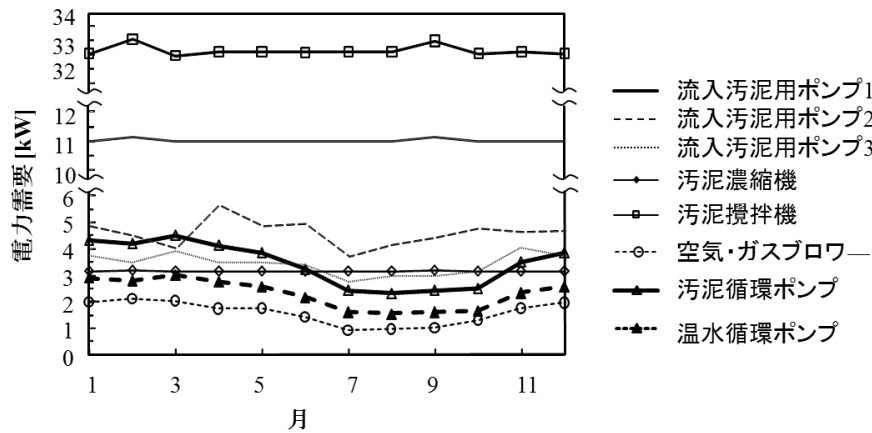


図 3.3 メタン発酵における電力需要の詳細 (2007年)

他の関連研究では、電力需要分の E_{mech} がエネルギー需要全量に対して無視できるほど少ないことから、エネルギーバランスの計算には考慮されなかった[8], [12]. しかし、エネルギー需要全量に対して電力需要量の割合は低くても、熱需要量も低い場合には、その電力需要量の割合が無視できない. さらに、一次エネルギーから電力へのエネルギー変換効率は、一般には熱へのエネルギー変換効率より大幅に低くなるため、発電のためにはより多くの一次エネルギーが必要となる. そのため、電力需要を考慮しながら有効利用エネルギーを評価することが重要であり、ここでは電力需要を考慮する場合と考慮しない場合に分けて計算を行った. 電力・熱需要の両者を考慮する場合の計算を以下の次式(3.4)に示す. なお、ここで $Q_{p,p,l}$ は、発電所での損失量である. この損失量 $Q_{p,p,l}$ と電力需要量 E_{mech} の合計は発電所に供給されたバイオガス量と一致する.

$$E_{net2} = Q_{b,p} - (Q_{h,d} + Q_{b,l} + E_{mech} + Q_{p,p,l}) \quad [\text{kW}] \quad (3.4)$$

もし、発電効率が以下の式(3.5)のように表すことができれば、 E_{net2} はさらに次式(3.6)のように表すこともできる。なお、ここでの発電効率 $\eta_{p,p}$ は 37%一定とした [17].

$$\eta_{p,p} = \frac{E_{mech}}{E_{mech} + Q_{p,p,l}} \quad [\text{kW}] \quad (3.5)$$

$$E_{net2} = Q_{b,p} - \left(\frac{Q_{h,d}}{\eta_b} + \frac{E_{mech}}{\eta_{p,p}} \right) \quad [\text{kW}] \quad (3.6)$$

さらに、メタン発酵過程の規模を考慮せずに発酵自体の性能評価を行うため、以下に示す四つの無次元指標を定義した。それらは熱需要量とバイオガス発生量との比 $r_{h,d/b,p}$ 、熱需要量と電力需要量との比 $r_{h,d\&m,d/b,p}$ 、有効利用エネルギー量とバイオガス発生量との比 $r_{net1/b,p}$ および $r_{net2/b,p}$ のエネルギーバランス指標であり、次式(3.7)~(3.11)で算出できる。注目すべき点は、他の研究者[8], [12]の評価方法と同じように $r_{h,d/b,p}$ および $r_{net1/b,p}$ は $Q_{h,d}$ だけを考慮して計算したものである。それに対して、式(3.4)~(3.6)にも関連して、以上で述べた理由で電力も考慮した本研究では、 $r_{h,d\&m,d/b,p}$ および $r_{net2/b,p}$ には $Q_{h,d}$ および E_{mech} も考慮して計算したものである。

$$r_{h,d/b,p} = \frac{Q_{h,d}}{Q_{b,p}} \quad [\text{kW}] \quad (3.7)$$

$$r_{h,d\&m,d/b,p} = \frac{Q_{h,d} + E_{mech}}{Q_{b,p}} \quad [\text{kW}] \quad (3.8)$$

$$r_{net1/b,p} = \frac{E_{net1}}{Q_{b,p}} \quad [\text{kW}] \quad (3.10)$$

$$r_{net2/b,p} = \frac{E_{net2}}{Q_{b,p}} \quad [\text{kW}] \quad (3.11)$$

これらの指標はメタン発酵のエネルギーバランスおよび性能の全体像を示すことができる。例えば、 $r_{h.d/b,p}$ および $r_{h.d\&m.d/b,p}$ が低く、 $r_{net1/b,p}$ および $r_{net2/b,p}$ が高いメタン発酵ならば、高い効率で行われるメタン発酵を意味する。一方、 $r_{h.d/b,p}$ が 1.0 より高く、 $r_{net/b,p}$ がマイナス値を示すメタン発酵の場合には、消費したエネルギーが発生したエネルギーを上回ることを意味し、発酵の性能としては低いことになる。

3.4. 解析結果

3.4.1. 熱需要と気温の関係

各温度条件下でメタン発酵に必要な一年間における熱需要量を図 3.4 に示す。図の左側から、(a)、(b)および(c)はそれぞれ低温度、中温度および高温度条件における熱需要量の結果を示す。図より、低温度条件から気温が上昇して、高温度条件に変わると、熱需要量も減少する。さらに、年間を通して熱需要量の変化を見てみると、気温が低い1月には最大値を示す一方で、8月には最小値を示す。このように、気温がメタン発酵の熱需要量に影響を与えることが分かる。また、熱需要全量の内、消化タンクからの放熱損失の割合は 26~39%程度であることも図中の結果から計算できる。

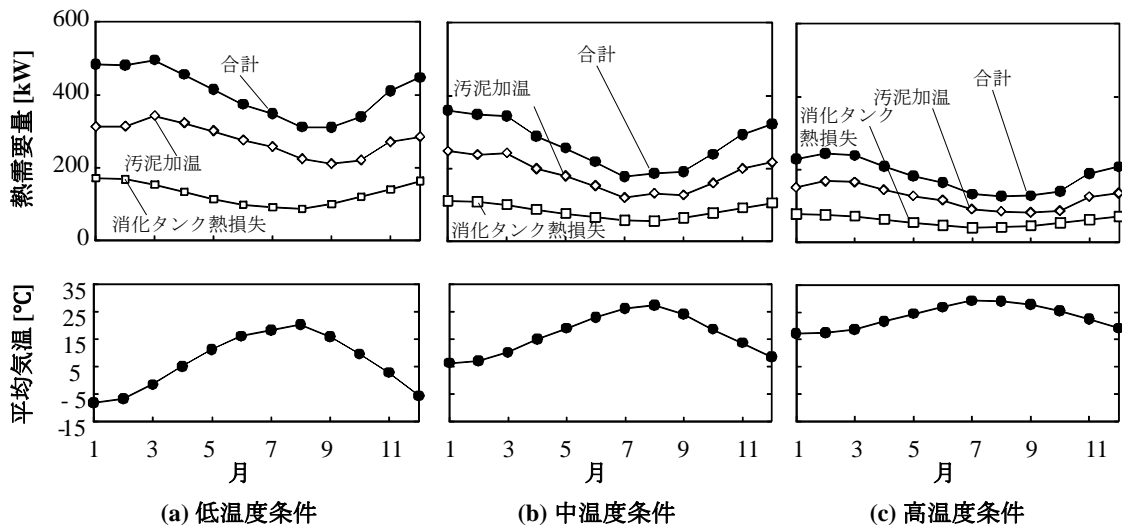


図 3.4 各温度条件における熱需要量の詳細

3.4.2. 各温度条件におけるエネルギーバランス

各温度条件における年間平均エネルギーバランスを図 3.5 に、各温度条件に対応する季節でのエネルギーバランスの詳細を表 3.2 に示す。なお、同表には計算した各項目とバイオガス発生量との比率も併記してある。

図および表より、熱需要量が高くなる寒冷地のような低温度条件の場合でも、有効利用エネルギー量が十分に得られるが、その量が少ないことが明らかとなった。同じ低温度条件でも年間を通して気温が常に変化するため、エネルギーバランスも季節によって変化する。冬季では、305kW の有効利用エネルギー量 E_{net2} が得られ、これはバイオガス発生全量の 29%にあたる。一方で、高温度条件の夏季では、より多くの有効利用エネルギー E_{net2} が発生可能となり、765kW のエネルギーが得られ、これはバイオガス発生量の 69%にも達する。以上のことから、気温が低い寒冷地においてもメタン発酵には十分な有効利用エネルギーを発生でき、また、気温がメタン発酵時の消化温度に近くなるほど有効利用エネルギーが増すことが分かる。メタン発酵は国内のどんな地域および季節においても新しいエネルギー源を生み出す手段として有効であることが分かる。

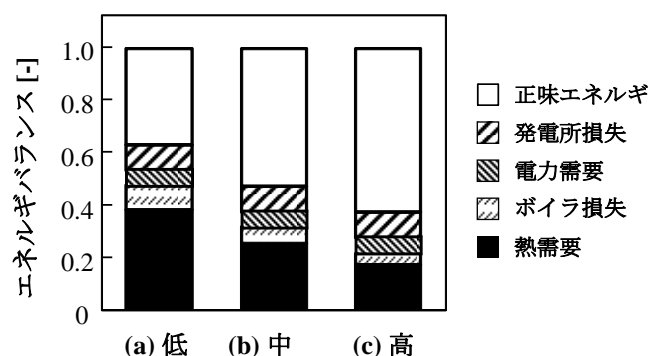


図 3.5 各温度条件における年間平均エネルギーバランス

表 3.2 各温度条件におけるエネルギーバランスの詳細

		バイオガス	熱需要量	ボイラ	電力	発電所	正味	正味
		発生量 $Q_{b,p}$	$Q_{h,d}$	損失 $Q_{b,l}$	需要量 E_{mech}	損失 $Q_{p,p,l}$	エネルギー $1E_{net1}$	エネルギー $2E_{net2}$
		[kW]	[kW] [-]	[kW] [-]	[kW] [-]	[kW] [-]	[kW] [-]	[kW] [-]
低温度条件	年間	1071	406 0.379	101 0.095	63 0.058	107 0.099	564 0.526	395 0.369
	冬	1062	470 0.443	118 0.111	63 0.059	107 0.100	474 0.446	305 0.287
	春	1058	455 0.430	114 0.108	63 0.059	107 0.101	489 0.462	320 0.302
	夏	1111	344 0.310	86 0.077	63 0.056	107 0.096	681 0.613	512 0.460
	秋	1055	354 0.335	88 0.084	63 0.059	107 0.101	613 0.581	443 0.420
中温度条件	年間	1071	269 0.251	67 0.063	63 0.058	107 0.099	735 0.686	566 0.529
	冬	1062	343 0.323	86 0.081	63 0.059	107 0.100	633 0.596	463 0.437
	春	1058	296 0.280	74 0.070	63 0.059	107 0.101	688 0.650	518 0.490
	夏	1111	195 0.175	49 0.044	63 0.056	107 0.096	868 0.781	699 0.629
	秋	1055	241 0.228	60 0.057	63 0.059	107 0.101	754 0.714	584 0.554
高温条件	年間	1071	183 0.171	46 0.043	63 0.058	107 0.099	843 0.787	674 0.629
	冬	1062	227 0.214	57 0.054	63 0.059	107 0.100	777 0.732	608 0.573
	春	1058	210 0.198	52 0.050	63 0.059	107 0.101	796 0.752	626 0.592
	夏	1111	141 0.127	35 0.032	63 0.056	107 0.096	935 0.841	765 0.689
	秋	1055	153 0.145	38 0.036	63 0.059	107 0.101	864 0.819	695 0.659

3.4.3. 気温とエネルギーバランス指標との関係

気温とエネルギーバランス指標との関係を図 3.6 に示す。熱需要量とバイオガス発生量との比 $r_{h,d/b,p}$ 、熱・電力需要量とバイオガス発生量との比 $r_{h,d\&m,d/b,p}$ 、有効利用エネルギー 1 および 2 とバイオガス発生量との比 $r_{net1/b,p}$ および $r_{net2/b,p}$ は、それぞれ図 3.6(a)~(d)に示す。

ここで、得られた結果について他の研究結果との比較を試みた。北海道の中標津(N)[6]および北海道，酪農学園大学(R)[9]における家畜排せつ物のメタン発酵，チュニジアにおける果物・野菜廃棄物のメタン発酵(T)[8]，熊本県の中部下水処理施設における下水汚泥のメタン発酵(K)[10]，そして，アイルランドにおける草のメタン発酵(I)[11]の結果も同図に掲載した。なお，夏季(N(s))および冬季(N(w))の結果を示す北海道の中標津以外の研究の結果については，いずれも年間平均値を示している。さらに，チュニジアにおけるメタン発酵に使用された汚泥は，固形物濃度(TS)が異なるもので，図には TS 値が 4% (T_4)，6% (T_6)および 8% (T_8)の結果について示してある。

図より， $r_{h.d/b,p}$ および $r_{h.d\&m.d/b,p}$ は気温との間に単調減少の関係を示す一方で， $r_{net1/b,p}$ および $r_{net2/b,p}$ は気温の間に比例的な増加の関係を示す。国内の場合， $r_{h.d/b,p}$ および $r_{h.d\&m.d/b,p}$ の範囲はそれぞれ，おおよそ 0.13~0.44 および 0.18~0.50 となる一方で， $r_{net1/b,p}$ および $r_{net2/b,p}$ の範囲はそれぞれ，おおよそ 0.45~0.84 および 0.29~0.68 となった。低温度条件では，最大の $r_{h.d/b,p}$ および $r_{h.d\&m.d/b,p}$ ，または，最小の $r_{net1/b,p}$ および $r_{net2/b,p}$ を示す一方で，高温度条件では，その逆となり，最大の $r_{net1/b,p}$ および $r_{net2/b,p}$ ，または，最小の $r_{h.d/b,p}$ および $r_{h.d\&m.d/b,p}$ を示す。

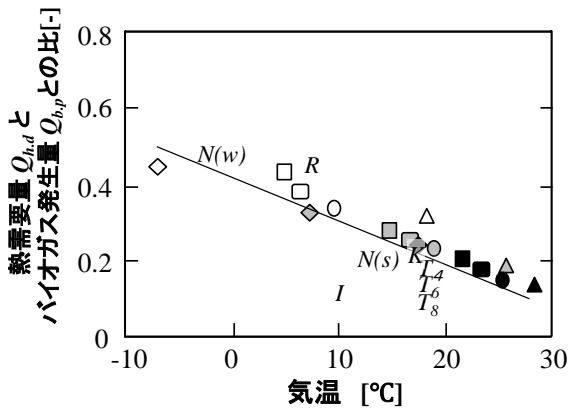
また，本研究で提案した $r_{h.d\&m.d/b,p}$ および $r_{net2/b,p}$ は，より正確な値が得られると考えられる。電力需要も考慮した $r_{h.d\&m.d/b,p}$ は熱需要しか考慮しない $r_{h.d/b,p}$ に比べて，いずれの気温条件においても比率が約 0.1 程度上昇することが分かる。一方で， $r_{net2/b,p}$ は $r_{net1/b,p}$ に比べて，いずれの気温条件においても比率が約 0.2 程度低下することが分かる。このように，電力需要も考慮する場合，熱需要だけを考慮する場合よりも，最終的に利用できるバイオガス量が少なくなることを示し，実際の場合と近い値が得られ，より正確に評価できることが分かる。

さらに， T_6 ， T_8 および I の場合を除いて，ここで得られた $r_{h.d/b,p}$ および $r_{net1/b,p}$ は他の研究の報告した値と一致していることが分かる。 T_6 ， T_8 および I が本研究で得られた結果と一致しないのは，それぞれの場合の汚泥の TS 値が 6%，8% および 10% となり，ここで想定した 4% の TS 値より高いためである。つまり，TS 値が高

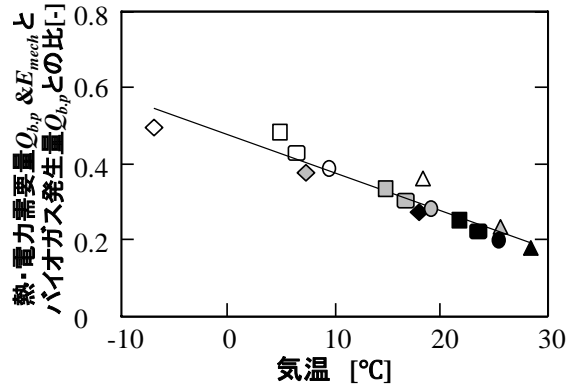
い汚泥では、汚泥内により多くの有機物が存在することから、より多くのバイオガスを発生できることに起因する。さらに、高性能の断熱材を持つ消化タンクも、Iの場合に使用されていることも一因である。その結果、その場合の消化タンクからの放熱量の割合は熱需要全量の12.8%となった[11]。この値は本研究で得られた結果に比べて約2~3(26~39%)倍となった。

以上のことから、メタン発酵過程ではいずれの温度条件・季節においても比較的多量のバイオガスを発生できることが分かった。その際、気温がメタン発酵の消化温度に近くなるほど、より効率的なメタン発酵が得られ、気温の違いによってメタン発酵のエネルギーバランスが推定できると言える。なお、寒冷地のような低温度条件では、より高い性能を持つ断熱材の使用することにより、より多くの有効利用エネルギーを発生できると考えられる。

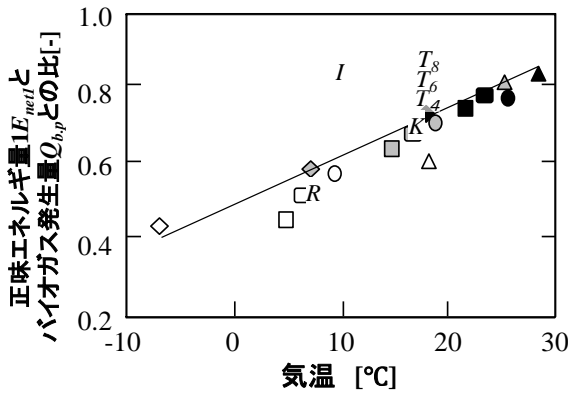
低温度条件: 年間	□	中温度条件: 年間	□	高温度条件: 年間	■
低温度条件: 冬	◇	中温度条件: 冬	◇	高温度条件: 冬	◆
低温度条件: 春	□	中温度条件: 春	□	高温度条件: 春	■
低温度条件: 夏	△	中温度条件: 夏	△	高温度条件: 夏	▲
低温度条件: 秋	○	中温度条件: 秋	○	高温度条件: 秋	●
アイルランド: 年間 I		酪農学園大学: 年間 R			
熊本県: 年間 K		チュニジア: 年間(TS = 4%) T_4			
中標津: 冬 $N(w)$		チュニジア: 年間(TS = 6%) T_6			
中標津: 夏 $N(s)$		チュニジア: 年間(TS = 8%) T_8			



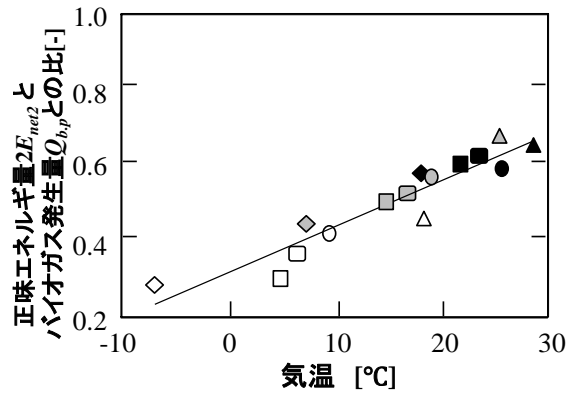
(a) 気温と $r_{h,d/b,p}$ との関係



(b) 気温と $r_{h,d\&m,d/b,p}$ との関係



(c) 気温と $r_{net1/b,p}$ との関係



(d) 気温と $r_{net2/b,p}$ との関係

図 3.6 気温とエネルギーバランス指標との関係

3.5. 結論

気温がメタン発酵時のエネルギーバランスに及ぼす影響を検討した結果、得られた主な知見を以下に示す。

1. 気温がメタン発酵の熱需要量に大きく影響を与えることが明らかとなった。また、本研究で想定した中規模の下水汚泥のメタン発酵の場合、熱需要量の内、消化タンクからの放熱損失量の割合はおよそ 26~39%であることが分かった。
2. 気温が低い寒冷地においてもメタン発酵から十分な有効利用エネルギーを発生でき、冬季においてはそのエネルギー量が 305kW となり、バイオガス発生量の 29%であることが分かった。また、気温が消化温度に近くなるほど有効利用エネルギーが多くなることが分かった。一方、高温度条件では、765kW となる最大の有効利用エネルギーが得られ、これはバイオガス発生量の 69%となった。
3. 定義したエネルギーバランス指標($r_{h,d/b,p}$, $r_{h,d\&m,d/b,p}$, $r_{net1/b,p}$, $r_{net2/b,p}$)は気温との間に比例関係を示し、気温が分かれば、メタン発酵のエネルギーバランスも推定できる。熱需要量とバイオガス発生量の熱量との比 $r_{h,d/b,p}$ および熱・電力需要量とバイオガス発生量の熱量との比 $r_{h,d\&m,d/b,p}$ はメタン発酵と単調減少の関係を持ち、日本国内では、それぞれ 0.13~0.44 および 0.18~0.50 の範囲にある。一方で、 $r_{h,d/b,p}$ を考慮した有効利用エネルギーとバイオガス発生熱量との比 $r_{net1/b,p}$ および $r_{h,d\&m,d/b,p}$ を考慮した有効利用エネルギーとバイオガス発生熱量との比 $r_{net2/b,p}$ は気温変化に対して比例関係を示し、国内では、それぞれ 0.45~0.84 および 0.29~0.68 の範囲にある。
4. 本研究で提案した $r_{h,d\&m,d/b,p}$ および $r_{net2/b,p}$ の指標で得られた値は実際の場合により近い値となった。電力需要も考慮した指標は熱需要だけを考慮した指標よりも、最終的に利用できるバイオガス量が少なくなることを示し、より正確な評価ができる。

参考文献

1. Y. Chen, J. J. Cheng, K. S. Creamer, Inhibition of anaerobic digestion process: A review, *Bioresource Technology*, 99, (2008), pp. 4044-4064.
2. 塚原 建一郎, 柳下 立夫, 澤山 茂樹, 我が国におけるバイオガス発電の現状と課題, *日本エネルギー学会誌*, 84, 2005, pp. 537-543.
3. International Energy Agency, *World energy outlook*, (2006), pp. 37.
4. J. B. Holm-Nielsen, T. A. Seadi, P. Oleskowicz-Popiel, The future of anaerobic digestion and biogas utilization, *Bioresource Technology*, 100, (2009), pp. 5478-5484.
5. A. J. Ward, P. J. Hobbs, P. J. Holliman, D. L. Jones, Optimisation of the anaerobic digestion of agricultural resources, *Bioresource Technology*, 99, (2008), pp. 7928-7940.
6. NTS 株式会社, バイオマスからの気体燃料製造とそのエネルギー利用, (2007), pp. 3-4, 170, 290-291.
7. Y. Kuzuhara, Biomass nippon strategy - why “biomass nippon” now?, *Biomass and Bioenergy*, 29, (2005), pp. 331-335.
8. H. Bouallagui, O. Haouari, Y. Touhami, R. B. Cheikh, L. Marouani, M. Hamdi, Effect of temperature on the performance of an anaerobic tubular reactor treating fruit and vegetable waste, *Process Biochemistry*, 39, (2004), pp. 2143-2148.
9. 畜産環境整備機構(LEIO)からの資料. < www.leio.or.jp/pdf/119/tokus1_36f.pdf >.
10. 熊本市ホームページ.
<http://www.city.kumamoto.kumamoto.jp/Content/Web/Upload/file/Bun_3598_228%8F%CD-2.pdf>
11. B. M. Smyth, J. D. Murphy, C. M. O'Brien, What is the energy balance of grass biomethane in Ireland and other temperate northern European climates, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13, 2009, pp. 2349-2360.

12. M. Lubken, M. Wichern, M. Schlattmann, A. Gronauer, H. Horn, Modelling the energy balance of an anaerobic digester fed with cattle manure and renewable energy crops, *Water Research*, 41, (2007), pp. 4085-4096.
13. I. Bohn, L. Bjornsson, B. Mattiasson, The energy balance in farm scale anaerobic digestion of crop residues at 11-37°C, *Process Biochemistry*, 42, (2007), pp. 57-64.
14. G. D. Zupancic, N. Uranjek-Zevart, M. Ros, Full-scale anaerobic co-digestion of organic waste and municipal sludge, *Biomass & Bioenergy*, 32, (2008), pp. 162-167.
15. 大隅省二郎, 坪田 潤, 超高温可溶化技術導入によるメタン発酵施設のエネルギーバランス改善試算, *日本エネルギー学会誌*, 89, 2010, pp. 167-171.
16. Y. Arai, K. Takahashi, N. Wada, Feasibility study of biogas plant system from animal manure, *Proceedings of the Japan Institute of Energy Conference*, 13, (2004), pp. 132-133.
17. S. Naing, T. Yamada, K. Nakanishi, Applied performance research of a cogeneration arrangement with proposed efficiency well-balance method, *Journal of Power and Energy Systems*, 1, (2007), pp. 199-210.

第4章

マイクロガスタービンコージェネレーションシステムの性能と吸気温度との影響

本章では、マイクロガスタービンコージェネレーションシステム(MGT-CGS)の性能に対して周囲温度の変化に基づく吸気温度が与える影響を明らかにした。過去の実験データおよびメーカーからの仕様データを比較しながら、MGT、排熱回収ボイラおよび吸収型冷凍機から構成されるMGT-CGSの解析モデルの性能を検討した。吸気温度となる入力データとしては、年間における気温の幅が大きい寒冷地での値を使用した。解析結果から、吸気温度が10°Cの時、排熱効率、排熱回収効率および発電効率は、それぞれ0.67、0.46、0.26となった。吸気温度が上昇すると発電効率が減少するが、その際、排熱効率および排熱回収効率は増加する。また、吸気温度が上昇すると、排熱量と質量流量との比および排熱回収量と質量流量との比も増加し、夏季ピークになるとそれぞれ、259kJ/kg および 200kJ/kg の最大値に到達する。さらに、排熱量と発電量との比は排熱回収量と発電量との比と同様な特徴を持っており、吸気温度が増加すると両者の指標も増加する。また、いずれの気温条件においてもMGT-CGSは気温条件によって異なる総合効率、燃料消費低減およびCO₂排出量低減の各値が得られたが、MGT-CGSは従来のシステムより有効なシステムであることが分かった。さらにMGT-CGSは年間で約30000~80000m³/yの燃料消費量および約35~94t-CO₂/yの排出量を低減できることが明らかとなった。

4.1. 結言

バイオガスの資源となるバイオマスは広い領域で薄く存在するため、その利用法は小規模バイオマスプラントか、または、集約型バイオマスプラントに移送する場に限定されている[1]–[3]。さらに、バイオガス中の CH_4 割合が低く、普及している数百キロワット以上の原動機での使用が困難である。これ以下の発電容量を持つ原動機にはガスエンジン、燃料電池および MGT が存在している。しかし、将来的に最も有望な原動機である燃料電池は、信頼性やコストなどの面の問題を抱えている[4]–[6]。また、MGT とガスエンジンを比較すると、MGT は多種燃料が使用可能であり、発電密度が高く、維持管理費が安いとともに、低公害であることから注目を浴びている[7]–[8]。そのため、バイオガスを燃料とする MGT-CGS は普及しつつある[9]–[15]。

一般に大型ガスタービンでは吸気温度の影響を受けることが知られ、広く報告されている[16]–[23]。MGT の場合にも同様に、吸気温度が発電出力および発電効率に影響を与えることは広く報告されている[7], [24]–[28]ものの、気温がその排熱の基本性能に与える影響はあまり広く報告されていない。本章では、吸気温度が MGT-CGS の基本性能に与える影響を明らかにするために、過去の実験および仕様データを基にした解析モデルの MGT-CGS を確立し、これを用いて寒冷地における様々な気温条件下でシステム性能の評価を行った。ここでは、発電・排熱の各効率、質量流量、排熱と質量流量との比、熱電比などに基づいて解析モデルの性能を検討した。さらに、MGT-CGS の総合効率、燃料消費量の低減、 CO_2 排出量の低減といった観点から従来のシステムと比較した。

4.2. 温度条件の整理

実際の MGT の多くは屋外で配置されているため、ここでは、吸気温度として気温を用いた。また、寒冷地における気温として、解析期間における時間毎の平均気温を参照した。解析期間としては、2004年5月–2005年4月とした[29]。気温

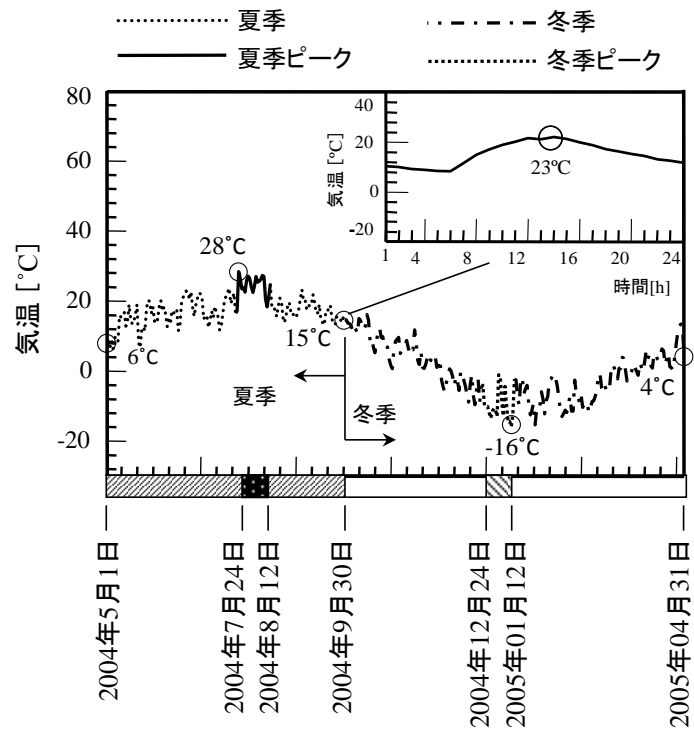
は年間を通して季節によって異なるため、ここでは表 4.1 に表すように寒冷地における気温を夏季、冬季、夏季ピーク、冬季ピーク、年間平均、5 つの気温条件に分割して検討を行った。

解析期間における日毎の平均気温の変化を図 4.1(a)に示す。図より、気温は5月から夏季ピークに向けて次第に上昇し、夏季ピークを過ぎると冬季ピークに向けて低下する。夏季の最終日は9月30日となり、その日の平均気温は15°Cとなった。同図の右上隅に示すようにその日の昼間の平均気温は23°Cとなるが、この日を基準にして、これより暑い日を夏季と、より寒い日を冬季とした。夏季ピークの最も暑い日は7月25日で、その日の平均気温は28°Cとなった。一方で、冬季ピークの最も寒い日は1月12日でその日の日平均気温が-16°Cとなった。表 4.1 に各期間の日数および気温の範囲を表す。表より、冬季の期間は夏季より長く、192日となり、寒冷地の特徴を表す。

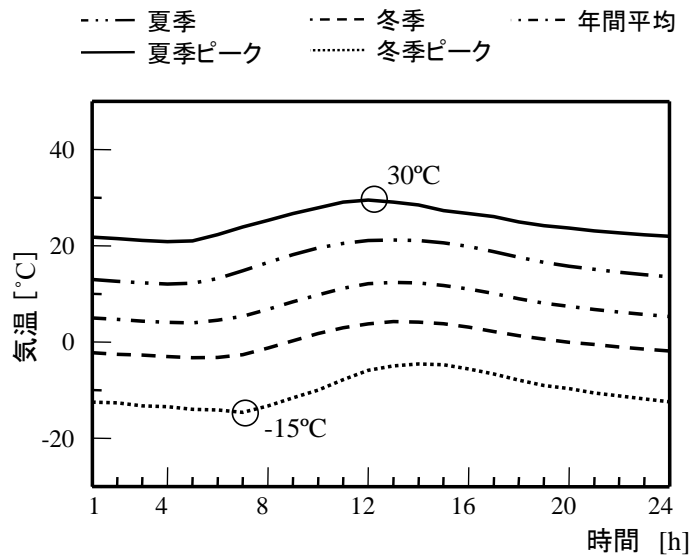
各気温条件における24時間での時間毎平均気温を図 4.1(b)に示す。図より、いずれの気温条件においても一日を通して気温が変化することが分かる。最高気温は30°Cで夏季ピークの12:00頃に達する一方で、最低気温は-15°Cで冬季ピークの7:00頃に達した。

表 4.1 各気温条件における日数およびその気温の範囲

No.	期間	日数 [日]	気温範囲 [°C]
1	夏季	133	12 ~ 22
2	冬季	192	-3 ~ 5
3	夏季ピーク	20	20 ~ 30
4	冬季ピーク	20	-15 ~ -5
5	年間平均	365	4 ~ 12



(a) 一日毎の平均気温



(b) 各気温条件における一時間毎の平均気温

図 4.1 解析期間における一時間毎および一日毎の平均気温

4.3. 解析法

第2章で述べたように MGT-CGS は MGT, 排熱回収ボイラ(EHE)および吸収型冷凍機(AHE)から構成され, それぞれ, ブレイトンサイクル, $NTU-\varepsilon-C_R$ 関係およびゼロ次モデルを基に解析を行った. ここでは, MGT-CGS の性能・有効性を評価するために, 従来システムを比較対象とし, 総合効率, 消費燃料の低減量, および CO_2 排出低減量を基に評価を行った. ここでの従来システムとしては電力および熱を得る手段として従来の発電所およびボイラを使用し, 電力および熱を別々で発生するものとなるモノジェネレーションを想定した. MGT-CGS の年間での総合効率 $\eta_{t,an}$ および年間におけるエネルギー回収効率 $\eta_{tr,an}$ は次式(4.1)で算出できる.

$$\eta_{t,an} = \eta_{exe,an} + \eta_{ele,an} \quad \text{and} \quad \eta_{tr,an} = \eta_{ehr,an} + \eta_{ele,an} \quad [一] \quad (4.1)$$

発電所に関しては, 典型的な火力発電所か, または, より高効率のコンバインドサイクルで構成される火力発電所によってその発電効率が大きく変わる. そのため, ここでは両者を考慮し, 前者の場合には, 典型的な発電効率 $\eta_{p,p}$ およびボイラ効率 η_b をそれぞれ 0.37 および 0.85[25]とする一方で, 後者の場合, 発電効率 $\eta_{p,p}$ およびボイラ効率 η_b はそれぞれ 0.50 および 0.85 として区別した. CGS と従来システムを比較するためには, 従来システムの熱・電力の出力を CGS の出力と一致させるようにした. 従来の総合効率 $\eta_{t,conv}$ は次式(4.2)で表すことができる.

$$\eta_{t,conv} = \frac{Q_b + Pe_{p,p}}{Q_{fuel,conv}} \quad [一] \quad (4.2)$$

さらに，MGT-CGS の経済面および環境面の効果を評価するために，燃料低減率 $FESI$ および CO_2 排出量を算出した．排熱量と発電量との比は r とする時， $FESI$ は次式(4.3)で算出できる[25]．また，もし MGT において完全燃焼が行われると仮定すれば，一般に CO_2 の排出量は次式(4.4)で算出できる[30]．なお，燃料中の炭酸質量含有率 CA は典型的な燃料化合物のもので 75% とした．

$$FESI = 1 - \frac{1+r}{r\eta_{t,an} \left[\frac{1}{r\eta_{ele,conv.}} + \frac{1}{\eta_{heat,conv.}} \right]} \quad [-] \quad (4.3)$$

$$m_{CO_2} = \frac{44 CA \times Q_{exe}}{12 \eta_{exe} \times LHV_{biogas}} \quad [-] \quad (4.4)$$

4.4. 解析結果

4.4.1. 解析モデルの検証結果

MGT-CGS の実験結果[10], [11]と解析結果を比較し，その妥当性を確認した．基本的な MGT-CGS の性能と気温との関係を図 4.2 に示す．図において，排気温度 t_{exe} と質量流量 m_e を図 4.2(a)，排熱量 Q_{exe} と発電出力 Pe を図 4.2(b)，そして排気とコンプレッサ入り口におけるエンタルピ h を図 4.2(c)にそれぞれ示し，これらと排熱回収量 Q_{ehr} および熱損失量 Q_{loss} と排熱量と発電量との比 Q_{ehr}/Pe との関係を示す．

図 4.2(a)より，気温が上昇すると排気温度も上昇するのが分かる．また，気温が $18^\circ C$ まで上昇すると質量流量は少し増加するもののほぼ一定となるが，それ以降になると次第に低下する．ガスタービンの作動流体となる空気は気温が上昇すると導入吸気の密度が低下し，それによって質量流量およびタービン仕事は低下する一方でコンプレッサ仕事が増加する．そのため，気温が $18^\circ C$ まで上昇する時に

は、空気の質量流量および MGT の定格発電出力を維持するために、回転数も増加させるように MGT が動作制御される。しかし、気温が 18°C に達すると MGT は最大回転数に達するため、気温がさらに上昇すると質量流量が低下する。

図 4.2(b)より、気温が 18°C まで上昇すると排熱量が増加する一方で、発電出力は 29kW で一定となる。また、気温が 18°C より高くなると、排熱量および発電出力は次第に減少する。定格発電出力を維持するために回転数が制御されるため、気温が 18°C まで上昇すると発電出力は一定となる。一方で、排気温度が上昇するために排熱量も上昇する。また、気温が 18°C より高くなると質量流量が低下するため、排熱量および発電出力も低下する。

図 4.2(c)より、気温が上昇すると、コンプレッサ入り口および排気におけるエンタルピが上昇する。これは、気温が上昇すると、両者でのガス温度も上昇するためである。図 4.2(d)より、気温が 18°C まで上昇すると排熱回収量は徐々に増加するが、気温が 18°C より高くなると排熱回収量は少しずつ増加する。これは、気温が 18°C より高くなると、図 4.2(c)に示されるように排熱量が低下するが、周囲への熱損失量も低下するため排熱回収量は低下しない。また、気温が上昇すると排熱回収量と発電出力との比も増加することが分かる。

ここでは、解析結果および実験結果との定量誤差およびその割合も検討し、その結果を表 4.2 にまとめた。図 4.2 および表 4.2 より、解析モデルは実験結果とおおそ一致し、解析モデルの妥当性が確認できた。

発電出力および発電効率しか報告されなかった他の研究例においても、ここで得られた結果と同様な結果が示されている[7], [24], [28]。例えば、研究例[24]では、気温が 15°C まで上昇すると、発電出力が 28kW 一定となり、気温が 15°C より上昇すると発電出力が低下する。一方で、[28]では、気温が -14°C まで上昇すると発電出力が 30kW 一定となり、それより気温が上昇すると発電出力が低下している。この研究では、MGT の発電出力が低くなるが、再生器が使用されないためと考えられる。このように、他研究の結果と比較しても、ここで得られた MGT-CGS の基本性能は妥当であることを確認できる。

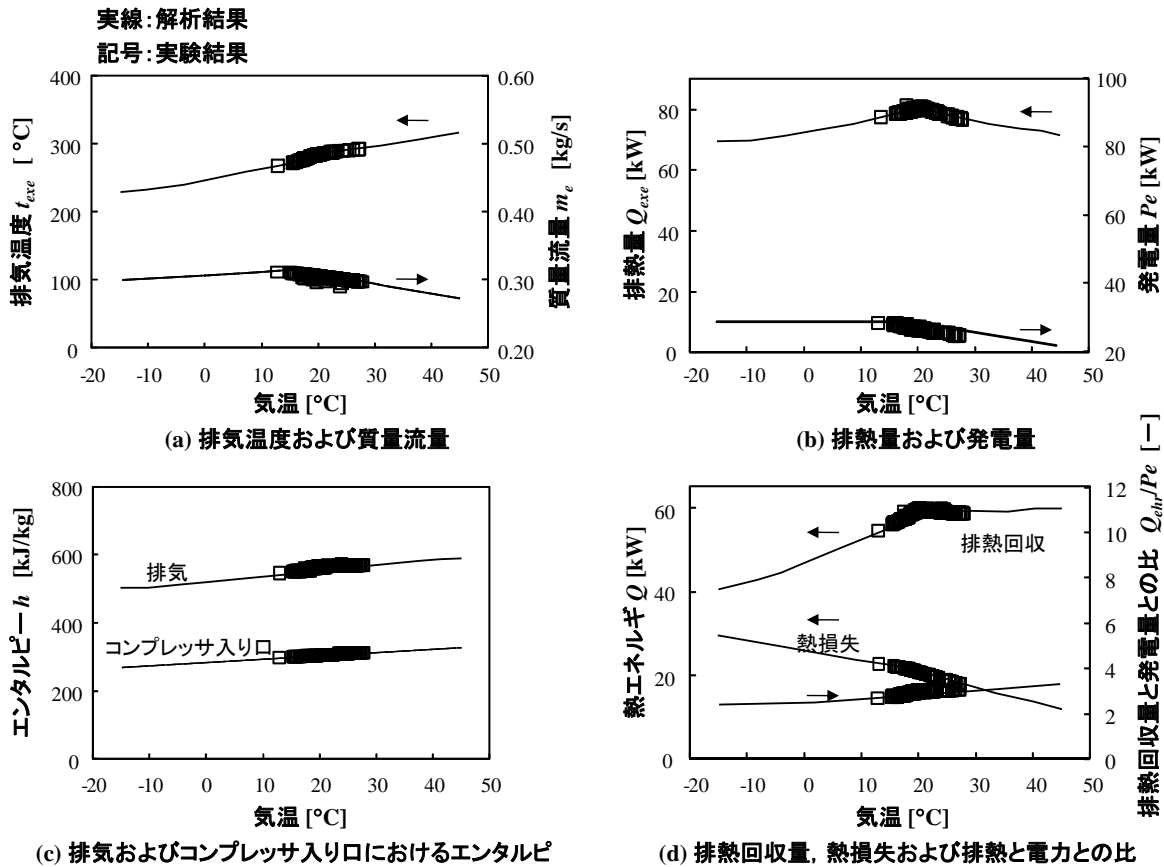


図 4.2 MGT-CGS の基本的な性能と気温との関係

表 4.2 解析結果および実験結果との定量誤差

項目	計算結果との平均絶対誤差	割合 [%]
排気温度	1.50 °C	0.5
質量流量	0.002 kg/s	0.5
排熱量	0.23 kW	0.3
発電出力	1.40 kW	5.1
排気におけるエンタルピ	1.60 kJ/kg	0.3
コンプレッサ入り口におけるエンタルピ	0.99 kJ/kg	0.3
排熱回収量	0.15 kW	0.3
熱損失	0.38 kW	1.9
排熱と電力との比	0.14 -	5.1

4.4.2. マイクロガスタービンコージェネレーションシステムの性能

各気温条件における MGT の発電効率を図 4.3 に示す. 図より, 冬季ピークに最高の発電効率を得られた一方で, 夏季ピークに最低の発電効率を得られた. いずれの気温条件においても, 最低の発電効率は 12:00~13:00 の時間帯に得られた.

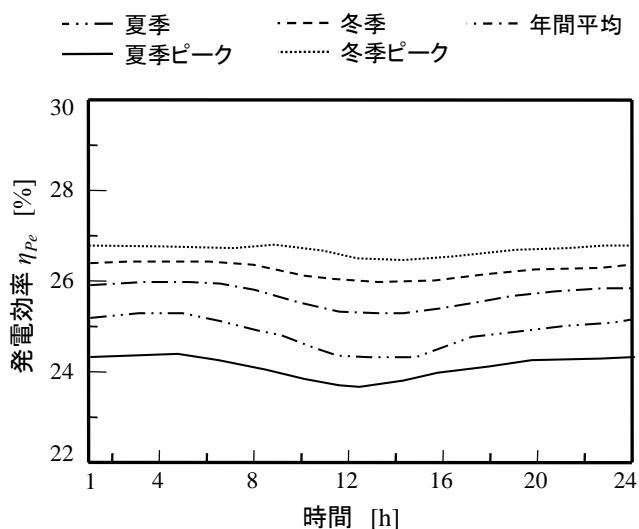


図 4.3 各気温条件における発電効率

各気温条件における質量流量 m_a の変化を図 4.4 に示す. 図より, 定格発電量を維持するために回転数が制御されることから, 気温条件が冬季ピークから夏季ピークに変わると一般に質量流量は次第に上昇するが, 夏季および夏季ピークでは異なる曲線が得られた. これは, 稼働状態で最大の回転数に達したため, MGT の質量流量は夏季の 7:00~18:00 および夏季ピークの 5:00~24:00 の時間帯で低下した. 最低の質量流量となる 0.294kg/s は夏季ピークの 12:00 頃に, 一方, 最高の質量流量となる 0.314kg/s は夏季の 9:00 頃に得られた.

質量流量が排熱量 Q_{exe} に与える影響を同図に示す. 図より, 気温条件が冬季ピークから夏季に変わると一般に排熱量は増加する. しかし, 夏季ピークでは, 質量流量が大きく低下するため, 排熱量の異なる曲線が得られた. 最高の排熱量と

なる 80kW は夏季の 10 : 00 頃に、一方、最低の排熱量となる 70kW は冬季ピークの 7 : 00 頃に得られた。

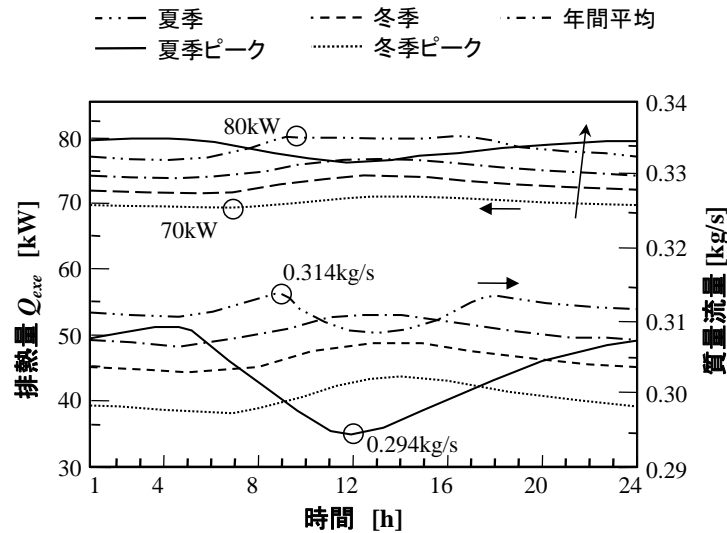


図 4.4 各気温条件における質量流量および排熱量の変化

各気温条件における気温と排熱効率 η_{exe} 、排熱回収効率 η_{ehr} および発電効率 η_{ele} との関係を図 4.5 に示す。なお、同図中のエラーバーは異なる気温条件の間の境界を示す。図より、気温が上昇すると排熱効率および排熱回収効率が増加するが、発電効率は低下する。また、気温が 10°C の時、排熱効率、排熱回収効率および発電効率は、それぞれ 0.67, 0.46, 0.26 となった。実際には、MGT が設置される施設において、夏季には熱需要が低くなる一方、逆にエアコン作動等のための電力需要が高くなる。しかし、ここで示す結果を見てみると、夏季には排熱効率が高く発電効率が低下する。そのため、とくに夏季では、施設の熱・電力需要と CGS の熱・発電出力をできる限り一致させるためには、夏季における吸気の前冷も重要と考えられる。

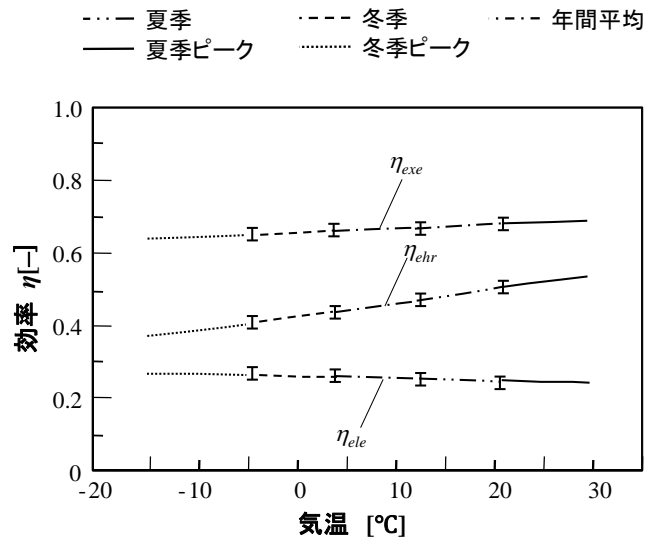


図 4.5 各気温条件における気温と排熱と排熱回収効率および発電効率の変化

MGT-CGS の排熱は寒冷地域での暖房・給湯のほか融雪用の熱としての利用，または，AHE による冷房としての利用など幅広く使用されている．そのため，これらの利用を考慮して，排熱量と質量流量との比 Q_{exe}/m_e ，排熱回収量と質量流量との比 Q_{ehr}/m_e ，暖房・冷房能力と質量流量との比 Q_h/m_e ， Q_c/m_e ，および暖房・冷房の COP と気温との関係を検討し，その結果を図 4.6(a)，(b)，(c)および(d)に示す．また，熱電比は CGS としての重要な指標のため，排熱量と発電量との比 Q_{exe}/P_e の結果を図 4.6(e)に，排熱回収量と発電量との比 Q_{ehr}/P_e の結果を図 4.6(f)に示す．

図 4.6(a)，(b)より，冬季ピークから夏季ピークに変わると，排熱量と質量流量との比 Q_{exe}/m_e および排熱回収量と質量流量との比 Q_{ehr}/m_e が上昇する．しかし，図 4.6(a)の夏季ピークには異なる曲線が得られている．前図 4.4 にも示したように，夏季ピークの 5:00~24:00 の時間帯には排熱量および質量流量の両者が低下した結果，排熱量と質量流量との比がほぼ一定の値になった．夏季ピークには，排熱量と質量流量との比 Q_{exe}/m_e および排熱回収量と質量流量との比 Q_{ehr}/m_e がそれぞれ，259kJ/kg および 200kJ/kg と最大値を到達した．一方で，冬季ピークには，排熱量と質量流量との比 Q_{exe}/m_e ，および排熱回収量と質量流量との比 Q_{ehr}/m_e がそれぞれ 234kJ/kg および 136kJ/kg の最低値にそれぞれ達した．

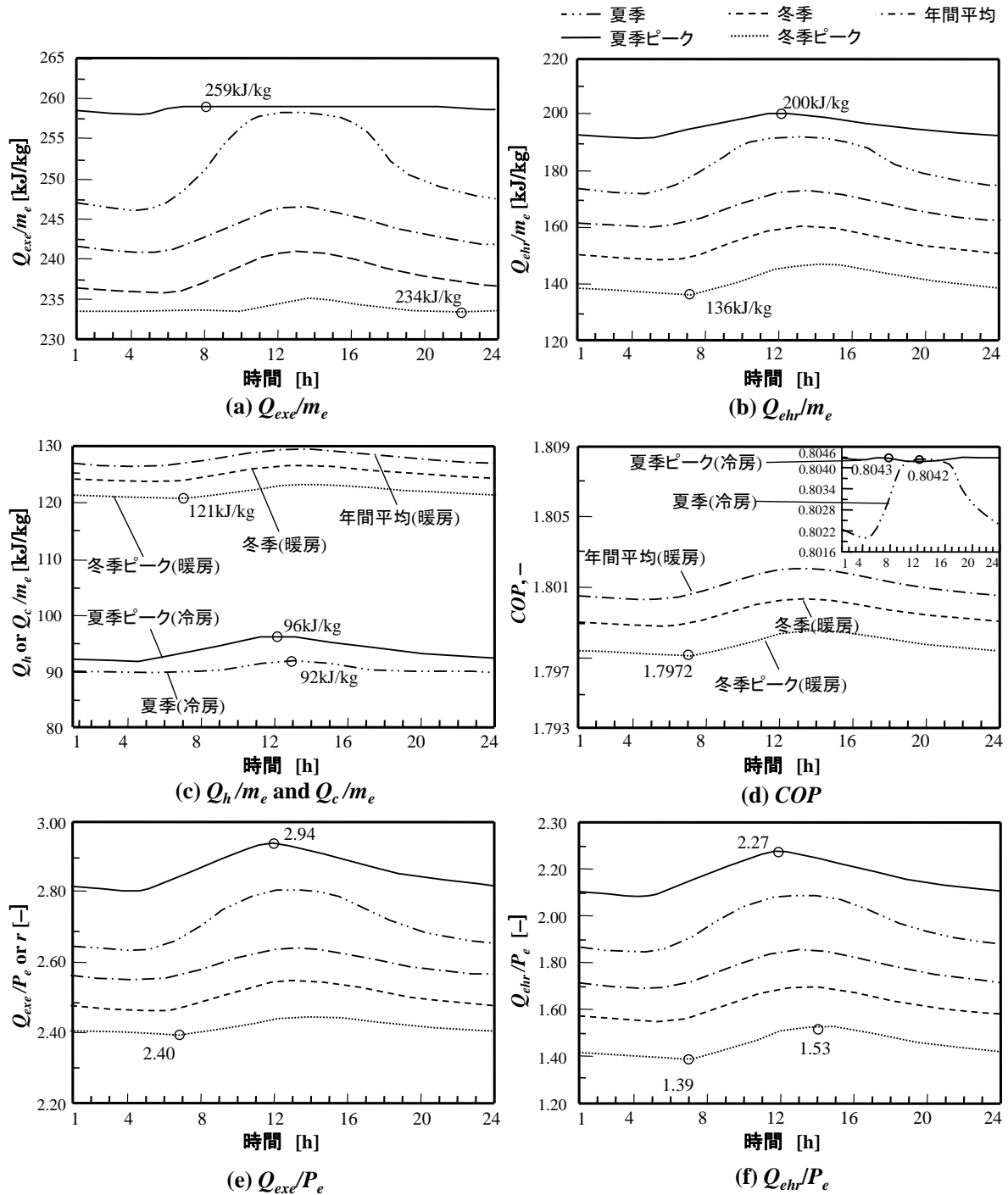


図 4.6 各気温条件における 24 時間での MGT-CGS の基本的な性能の変化

AHE の性能を図 4.6(c), (d)に示す. なお, 年間平均, 冬季および冬季ピークには暖房時の性能を示し, 夏季および夏季ピークには冷房時の性能を示す. 図 4.6(c)より, 暖房能力と質量流量との比 Q_h/m_e および冷房能力と質量流量との比 Q_c/m_e の最大値は, それぞれ年間平均および夏季ピークの気温条件に得られている. また, 暖房時は冷房時よりも高い効率が得られた. 図 4.6(d)に示す COP を見てもそのことが確認でき, 年間平均における暖房時の COP は最大値に達している. 図 4.6(d)の右上隅に示すように, 夏季ピークでの冷房時には異なる曲線が得られた. これは, AHE の熱媒体への入り口温度(EHE からの温水)が直接, 冷房時の COP に影響を与えるためである. 計算では, 熱媒体への入り口温度はほぼ一定となったため, その冷房時の COP もほぼ一定となった. 夏季ピークには, 冷房時の COP が 0.8043 の最大値を示している. 一方で, 冬季ピークには, 暖房時の COP が 1.797 の最小値を示した.

図 4.6(e), (f)より, 気温条件が冬季ピークから夏季ピークに変わると, 排熱量と発電量との比 Q_{exe}/P_e が増加するのが分かる. また, いずれの気温条件においても 12:00 頃には排熱量と発電量との比が最大値に達成した. 排熱量と発電量との比の最大値となる 2.94 は夏季ピークの 12:00 頃に, 一方, 排熱量と発電量との比の最低値となる 2.40 は冬季ピークの 7:00 頃に得られた. また, 排熱回収量と発電量との比 Q_{ehr}/P_e は排熱量と発電量との比 Q_{exe}/P_e と同様な変化傾向が見られ, 気温条件が冬季ピークから夏季ピークに変わると排熱回収量と発電量との比が増加し, その最大値も夏季ピークの 12:00 頃に得られた. また, 排熱回収量と発電量との比の最大値となる 2.27 は夏季ピークの 12:00 頃に, 一方, 排熱回収量と発電量との比の最低値となる 1.39 は冬季ピークの 7:00 頃に得られた.

以上のことから, もし, MGT-CGS からの排熱・発電出力およびこの MGT システムが設置される施設の熱・電力需要が明らかになれば, 吸気予冷等の対策が必要な時間帯が分かると推測される. また, 夏季での AHE からの冷熱の利用としては, 直接冷房に使用するか, または, MGT の発電効率を高くするために吸気予冷に使用するかの選択肢も考えられる.

4.4.3. マイクロガスタービンコージェネレーションシステムの省エネルギーおよび環境性能

MGT-CGS は各気温条件においてエネルギーの総合効率，燃料消費低減および CO₂ 排出低減量の効果を基に従来のシステムに比べて，どの程度の効果が得られるかを検討した．図 4.7 に，各気温条件における MGT-CGS の年間でのエネルギー総合効率 $\eta_{t,an}$ およびエネルギー回収効率 $\eta_{tr,an}$ ，と従来のシステムの年間でのエネルギー総合効率 $\eta_{t,conv}$ を示す．なお， $\eta_{t,conv.1}$ および $\eta_{t,conv.2}$ はそれぞれ，最先端の従来のシステムおよび典型的な従来のシステムでの値を示す．

図より，MGT-CGS の年間でのエネルギー総合効率 $\eta_{t,an}$ およびエネルギー回収効率 $\eta_{tr,an}$ は，それぞれ 0.91~0.93 および 0.64~0.77 の範囲内で得られた．いずれも典型的な従来のシステムのエネルギー総合効率 $\eta_{t,conv.2}$ より高かったが，冬季ピークでは，エネルギー回収効率 $\eta_{tr,an}$ は最先端の従来のシステムのエネルギー総合効率 $\eta_{t,conv.1}$ より少し低かった．このように，一般に MGT-CGS は従来のシステムより効率的なシステムであるが，冬季ピークではボイラおよびコンバインドサイクル発電所から構成される従来のシステムの効率より若干低くなる．

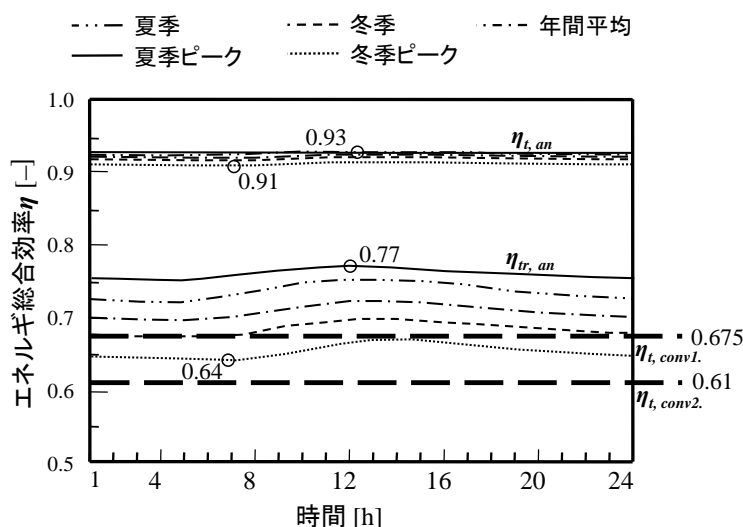


図 4.7 各気温条件における MGT-CGS および従来のシステムのエネルギー総合効率

各気温条件における燃料消費低減率 *FESI* と気温との関係は図 4.8 に示す。24 時間における *FESI* の状況と気温条件を図 4.8(a), (c)に、気温との関係を図 4.8(b), (d)に示す。なお、図の上段には MGT-CGS を最先端の従来のシステム(従来システム 1)と比較する場合を、一方、図の下段には MGT-CGS を典型的な従来のシステム(従来システム 2)と比較する場合の結果をそれぞれ示す。また、エラーバーは異なる気温条件の間の存在範囲を示す。

図より、MGT-CGS の *FESI* では、従来システム 2 と比較する場合より、従来システム 1 と比較する場合の方が高い値が得られた。また、*FESI* と気温との関係の結果を見てみると、夏季ピークおよび冬季ピークとの差は少なく、*FESI* の範囲は従来システム 1 と比較した場合では 0.222~0.229、従来システム 2 と比較した場合では 0.310~0.325 となった。図 4.8(b)より、気温が 13°Cまで上昇すると *FESI* は次第に増加するがそれ以降は徐々に低下した。従来システム 1 と比較した場合、最大値は気温が 12~14°Cの範囲で得られた。図 4.8(d)より、気温が-6°Cまで上昇すると *FESI* は次第に増加するが、それ以降は徐々に低下した。従来システム 2 と比較した場合、最大値は気温が-5~-8°Cの範囲で得られた。また、各場合の *FESI* の最大値と最小値との差は 0.015 および 0.007 となった。このように、MGT-CGS は従来のシステムより燃料消費量を低減でき、夏季ピークに比べて冬季ピークの方が 0.7~1.5%程度燃料消費量を低減できることが分かる。

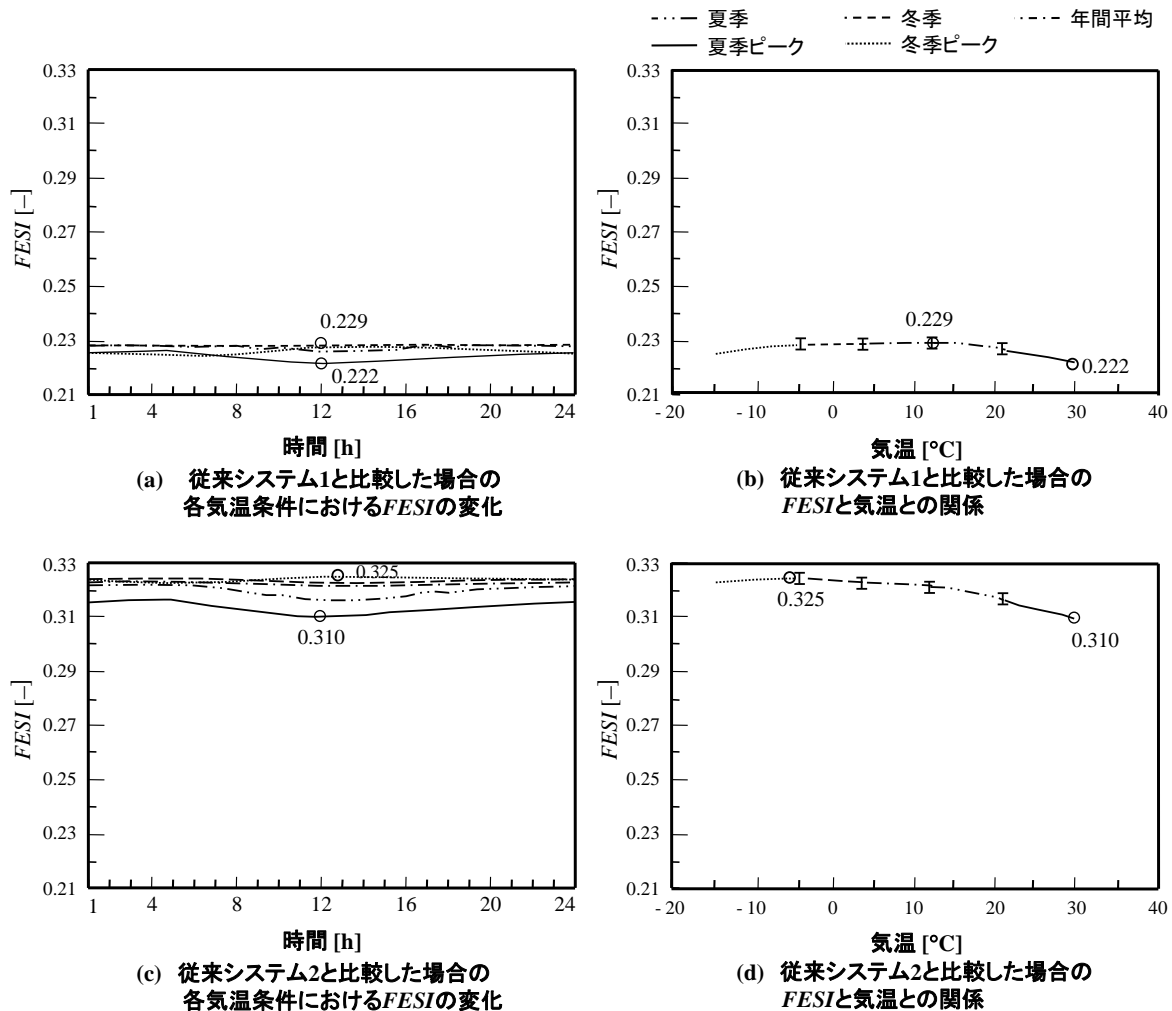


図 4.8 各気温条件と気温と MGT-CGS の FESI との関係

図 4.9(a)および 4.9(b)に各気温条件における MGT-CGS および従来のシステムの燃料消費量および CO₂ の排出量を示す。図 4.9(a)より、MGT-CGS はいずれの気温条件においても燃料消費量を低減できることが分かる。また、MGT-CGS は従来システム 1 および従来システム 2 に比べて、年間平均で約 30000m³/y および 80000m³/y の燃料を低減でき、CO₂ 排出量にも同様な傾向が見られた。MGT-CGS は従来システム 1 および従来システム 2 に比べて、年間平均で約 35t-CO₂/y および 94t-CO₂/y の燃料を低減できることが分かった。

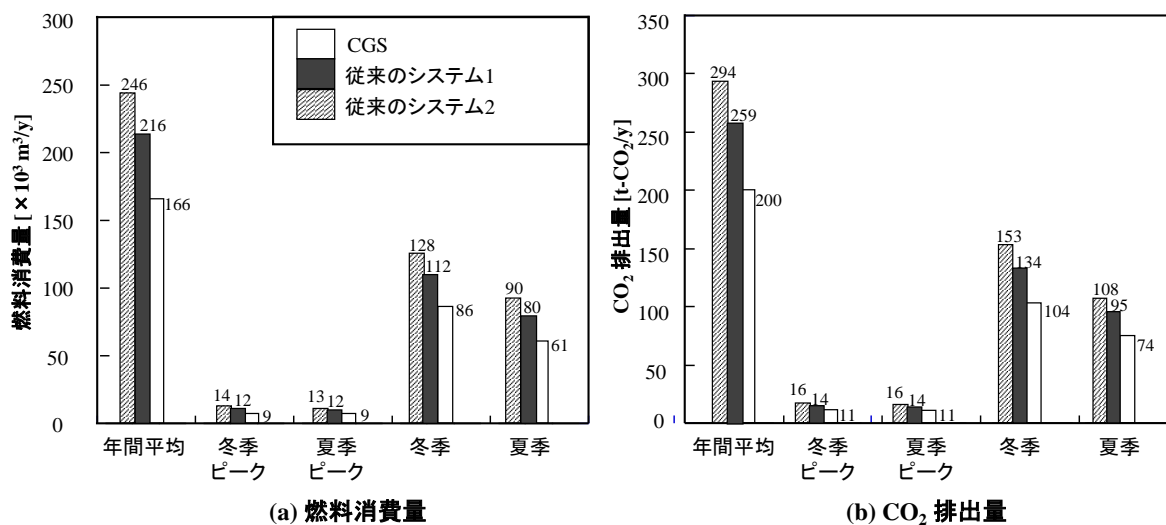


図 4.9 各気温条件における CGS および従来のシステムの燃料消費量および CO_2 の排出量

4.5. 結論

本章では、気温の幅が大きい寒冷地での利用を考慮しながら、吸気温度がマイクロガスタービンコジェネレーションシステム(MGT-CGS)の性能に与える影響を明らかにし、得られた主な知見を以下に示す。

1. 吸気温度が 10°C の時、MGT-CGS の排熱効率，排熱回収効率および発電効率は、それぞれ 0.67，0.46，0.26 となった。吸気温度が上昇すると発電効率が減少する一方、排熱効率および排熱回収効率が増加する。
2. 吸気温度が上昇すると、排熱量と質量流量との比 Q_{exe}/m_e および排熱回収量と質量流量との比 Q_{ehr}/m_e も増加し、夏季ピークになるとそれぞれ 259kJ/kg および 200kJ/kg となる最大値に到達する。
3. 排熱量と発電量との比 Q_{exe}/P_e は、排熱回収量と発電量との比 Q_{ehr}/P_e と同様な特徴を持っていることが分かる。吸気温度が増加するとこれらの指標が増加し、夏季ピークの 12:00 時になるとそれぞれ 2.94 および 2.27 となる最大値に達成する。

4. 様々な気温条件における MGT-CGS の性能を明らかにすることによって、熱および発電の出力を制御することができる。例えば、MGT-CGS が設置される施設の熱・電力需要に一致するように、吸気の予冷が必要かどうかの判断ができる。
5. いずれの気温条件においても MGT-CGS は気温条件によって異なる総合効率、燃料消費低減、CO₂ 排出量低減の値が得られたが、従来のシステムより有効なシステムと言える。年間での総合効率 $\eta_{t,an}$ およびエネルギー回収効率 $\eta_{tr,an}$ が典型的な従来のシステムより高い効率が得られたが、エネルギー回収効率については冬季では最先端の従来のシステムより低い値が得られた。MGT-CGS は年間 $30000\sim 80000\text{m}^3/\text{y}$ の燃料消費量および $35\sim 94\text{t-CO}_2/\text{y}$ の排出量を低減できる。

参考文献

1. NTS 株式会社, バイオマスからの気体燃料製造とそのエネルギー利用, (2007), pp. 3-4.
2. C.C. Antonio, P. Mario, M.P. Pacifico, S. Federica, Economics of biomass energy utilization in combustion and gasification plants: effects of logistic variables, *Biomass and Bioenergy* 28 (2005), pp. 35-51.
3. N.H. Carlo, A.A.S. Roald, P.C.F. Andre, International bioenergy transport costs and energy balance, *Biomass and Bioenergy* 29 (2005), pp. 114-134.
4. I. Staffell, R. Green, K. Kendall, Cost targets for domestic fuel cell CHP, *Journal of Power Sources* 181 (2008), pp. 339-349.
5. K. Schoots, G.J. Kramer, B.C.C van der Zwaan, Technology learning for fuel cells: An assessment of past and potential cost reductions, *Energy Policy* 38 (2010), pp. 2887-2897.
6. P. Zegers, Fuel cell commercialization: The key to a hydrogen economy, *Journal of Power Sources* 154 (2006), pp. 497-502.

7. Capstone catalogue. Available from:
<http://www.microturbine.com/_docs/datasheets/CR30_331033D_lowres.pdf>.
8. P.A. Pilavachi, Mini- and micro-gas turbines for combined heat and power, *Applied Thermal Engineering* 22 (2002), pp. 2003-2014.
9. J.C. Bruno, V.O. Lopez, A. Coronas, Integration of absorption cooling systems into micro gas turbine trigeneration systems using biogas: Case study of a sewage treatment plant, *Applied Energy* 86 (2009), pp. 837-847.
10. 山田 貴延, 山田 哲夫, 中西 喜美雄, 山田 勇治, 寒冷地域の下水処理施設における MGT コージェネレーションシステムの適用, *環境工学総合シンポジウム講演論文集*, 15, 2005, pp. 462-465.
11. 橋 佐知夫, 山田 貴延, 石谷 博美, 積雪寒冷地でのマイクロガスタービン コージェネレーションシステムの適応性, *JSME 年次大会講演論文集*, 3, 2004, pp. 359-360.
12. S. Naing, T. Yamada, K. Nakanishi, Renewable Fuel Utilization in a Cogeneration Arrangement with Hydrate Storage Method, *Journal of Power and Energy Systems* 1 (2007), pp.239-250.
13. Global Case Studies, Capstone Turbine Cooperation official website. Available from: <<http://www.capstoneturbine.com/company/global/>>.
14. L. Dong, H. Liu, S. Riffat, Development of small-scale and micro-scale biomass-fuelled CHP systems – A literature review, *Applied Thermal engineering* 29 (2009), pp. 2119-2126.
15. K.B. Hur, S.K. Rhim, J.K. Park, Mechanical characteristics evaluation of biogas micro turbine power systems, *Journal of Loss Prevention in the Process Industry* 22 (2009), pp. 1003-1009.
16. R. Yokoyama, K. Ito, Effect of inlet air cooling by ice storage on unit sizing of a gas turbine cogeneration plant, *Journal of engineering for gas turbines and power* 126 (2004), pp. 351-357.
17. M.M. Alhazmy, Y.S.H. Najjar, Augmentation of gas turbine performance using air coolers, *Applied Thermal Engineering* 24 (2004), pp. 415-429.

18. J.P. Bedecarrats, F. Strub, Gas turbine performance increase using an air cooler with a phase change energy storage, *Applied Thermal Engineering* 29 (2009), pp. 1166-1172.
19. B. Dawoud, Y.H. Zurigat, J. Bortmany, Thermodynamics assessment of power requirements and impact of different gas-turbine inlet air cooling techniques at two different locations in Oman, *Applied Thermal Engineering* 25 (2005), pp. 1579-1598.
20. O.O. Badran, Gas-turbine performance improvements, *Applied Energy* 64 (1999), pp. 263-273.
21. F.R.P. Arrieta, E.E.S. Lora, Influence of ambient temperature on combined-cycle power-plant performance, *Applied Energy* 80 (2005), pp. 261-272.
22. A.M. Bassily, Performance improvements of the intercooled reheat recuperated gas-turbine cycle using absorption inlet-cooling and evaporative after-cooling, *Applied Energy* 77 (2004), pp. 249-272.
23. H. Caniere, A. Willockx, E. Dick, M.D. Paepe, Raising cycle efficiency by intercooling in air-cooled gas turbines, *Applied Thermal Engineering* 26 (2006), pp. 1780-1787.
24. 続木 誠悟, 橘 佐知夫, 山田 貴延, 石谷 博美, 佐々木 正史, 寒冷地域における屋外マイクロガスタービンコージェネシステムの実証研究, *ガスタービン定期講演会講演論文集(31)*, 2003, pp. 19-23.
25. S. Naing, T. Yamada, K. Nakanishi, Applied performance research of a cogeneration arrangement with proposed efficiency well-balance method, *Journal of Power and Energy Systems* 1 (2007), pp. 199-210.
26. Greenhouse Gas Technology Center, Environmental technology verification report: Capstone 60 kW microturbine CHP system (2003).
27. Midwest CHP Application Center and Avalon Consulting, Inc., Combined heat & power (CHP) resource guide, Second edition (2005), pp. 11.
28. U.S. Environmental Protection Agency Combined Heat and Power Partnership, Catalog of CHP Technologies.

29. Information of weather statistics. Japan Meteorology Agency. Available from:
<<http://www.jma.go.jp/jma/menu/report.html>>.
30. EDUCOGEN, The European educational tool on cogeneration (2001), pp. 83-84.

第5章

寒冷地におけるバイオガスを燃料としたコージェネレーションシステムの最適化

本章では、寒冷地におけるバイオガスを燃料としたコージェネレーションシステム(CGS)の性能とその最適化を検討した。寒冷地では、気温が低く、年間を通して大きく変化するため、施設の熱需要も高く、年間を通して大きく変化する。そのため、年間を通して施設の熱需要量を賄うためには、ボイラ、ヒートポンプ、ガス貯蔵システムとなるような補助機器が必要不可欠である。これらの補助機器を用いながら、CGSの四つの可能な配列を提案し、その性能比較を行った。その結果、いずれのCGS配列においても、熱需要全量を賄えることが分かった。また、CGSはバイオガス全量を消費し、従来のシステムに比べて23～31%の電力需要の低減と17～27%の二酸化炭素の排出量の低減が可能であり、74～78%のバイオガスエネルギーが回収できることを明らかにした。また、ヒートポンプを組み込んだCGS配列はボイラを組み込んだCGS配列よりも5%程度より多くの電力需要を低減できることも分かった。また、ガス貯蔵システムを組み込んだCGS配列はバイオガスおよび排熱を有効利用でき、有望なCGSの配列になる可能性がある一方、システム全体の効率はそのガス貯蔵システムの効率に依存することを明らかにした。

5.1. 緒言

一般に下水処理施設では、汚泥の減量化、安定化、無害化させるためにメタン発酵を使用しているため、バイオガス有効利用の可能性が高いと言える[1]–[3]。このとき施設では、熱需要を賄うためにバイオガスの一部が利用されているが、その大部分が焼却されているのが通例である。しかし、エネルギー資源枯渇、環境問題が叫ばれている昨今、バイオガスを燃料とする市販のエンジンが開発され、バイオガスを燃料とした CGS の導入が進んでいる[2], [4]–[6]。その一方で、とくに寒冷地における効率的なバイオガスを燃料とした CGS はまだ多くは報告されていない。

寒冷地では、気温が低いだけでなく、年間を通して大きくそのレベルが変化するため、メタン発酵および管理棟の熱需要全量も多くなり、年間を通して大きく変化する。一方で、バイオガス発生量は年間を通してあまり変化しない。そのため、熱需要が高くなる冬季では、バイオガスを燃料とする CGS が熱需要を賄えない可能性がある。そのため、年間を通して熱需要全量を賄うためにはボイラ、ヒートポンプ、ガス貯蔵システムなどの補助機器も必要不可欠である。このように、バイオガスを効率的に電力および熱に変換していることを確認するために、寒冷地における下水処理施設での CGS を検討することが重要である。

本研究では、マイクロガスタービンコジェネレーションシステム(MGT-CGS)に補助機器を組み込む四つの構成可能な配列を考案し、また、これらの有効性を確認するために、従来形式のシステムの効率と比較した。この場合の性能比較は、電力需要低減率、バイオガスエネルギー回収効率、バイオガスの利用率、排熱回収の使用率および二酸化炭素排出量の低減率を基に検討を行った。

5.2. 解析法

5.2.1. 寒冷地でのバイオガス燃料としたコジェネレーションシステム

寒冷地での気温を検討する場所には第 2.1 節で述べた日本の最も寒冷な地域の 1 つとして北海道東部地域とし、図 5.1 にその具体的な気温状況を示す[7]。図より、解析期間となる 2004 年 1 月～2008 年 1 月において、気温が大きく変化し、最高気

温，年間平均気温および最低気温は，それぞれ 35.1°C，6.3°C および -23°C となること
 が分かる．なお，計算で使⽤した気温は平均気温とした．

また，解析モデルとした下水処理施設の具体的な仕様，熱需要量の計算法，
 MGT-CGS の仕様は第2章で詳しく記述した．

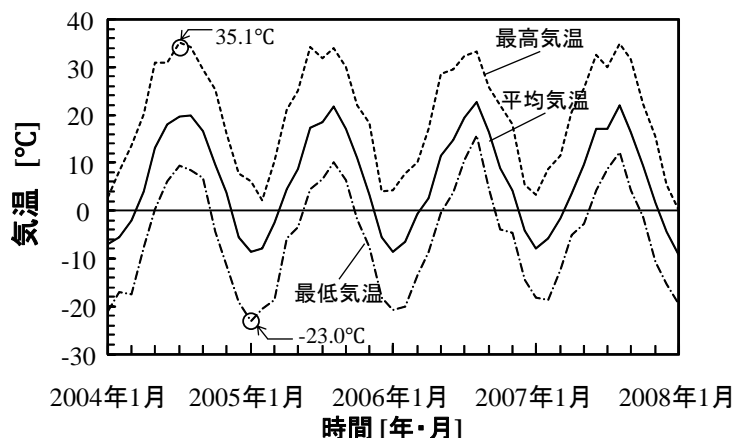


図 5.1 解析期間における気温変化

5.2.2. コジェネレーションシステムの配列

図 5.2 にバイオガスを燃料とした CGS の全体のシステムの概要を示す．このシステムは，発生したバイオガスだけで熱需要全量を賅うために配置されると想定した．熱需要が高い冬季では，熱供給のための補助機器となるボイラか，または，ヒートポンプ(HP)の常時稼働を想定した．ボイラ燃料には CGS に使⽤されない残留バイオガスを，また HP の電源には CGS からの電力の一部を⽤するとした．夏季での余剰バイオガスを冬季に効率的に利⽤するためには，ガス貯蔵システムの導入も想定した．

四つの CGS 配列の具体的なコンポーネントを表 5.1 に示す．CGS 配列 1(CGS1) は最も単純な配列であり，熱需要全量を賅えるように，季節によって CGS およびボイラに供給されるバイオガス量は調整される．熱需要が低い夏季には，多くのバイオガスは CGS に供給される一方，熱需要が高い冬季には，多くのバイオガスはボイラに供給される．しかし，熱需要が低い夏季では，回収した排熱量の一部

は施設に有効に利用されない可能性がある。この配列で稼働する CGS 台数の範囲は 0～11 台となった。

CGS 配列 2(CGS2)には、CGS、ボイラおよびガス貯蔵システムで構成されている。CGS1 と異なるのは、ガス貯蔵システムの導入を想定した点である。CGS から排熱回収全量を利用するために、熱需要が低い夏季では発生したバイオガスの一部を貯蔵し冬季に持ち越されるとしている。この配列で稼働する CGS 台数の範囲は 4～8 台となった。

CGS 配列 3(CGS3)には、CGS および熱供給の最先端技術となる HP から構成される。発生したバイオガス全量を熱および電力に変換するためには CGS に供給される。とくに冬季では、CGS からの電力の一部を HP の電源とし、CGS で賄えない熱需要の分を賄うと仮定している。しかし、この配列では、CGS1 と同様に夏季では回収した排熱量の一部は施設に有効に利用されない可能性がある。この配列で稼働する CGS 台数の範囲は 7～11 台となった。

CGS 配列 4(CGS4)には、CGS、HP およびガス貯蔵システムで構成される。基本的に CGS3 と同じであるが、バイオガスを効率的に利用するために、ガス貯蔵システムの導入も考慮した。この配列で稼働する CGS 台数の範囲 5～11 台となった。

ここでのガス貯蔵システムとしては、メタンハイドレート(MH)貯蔵システムを想定し、その具体的な解析方法はすでに 2.5.1 項で記述した。MH のホスト分子としては砕氷を使用した。その砕氷を得るための方法として二つの場合を考案した。それは、表 5.1 に示したように、CGS2 には貯蔵媒体となる砕氷は水から製造するか(CGS2a)、そのままの雪を砕けるか(CGS2b)である。また、下水処理施設では、比較的温度が高い下水が大量に流入するため、外気の代わりに下水を熱源とする HP の使用も可能である。そのため、CGS3 にも、HP の熱源として外気(CGS3a)および下水(CGS3b)となる二つの場合を検討した。なお、CGS4b には、最高の効率が得られると考えられるシステムとして、MH 貯蔵には雪を使用し、また、HP の熱源には下水を使用した。

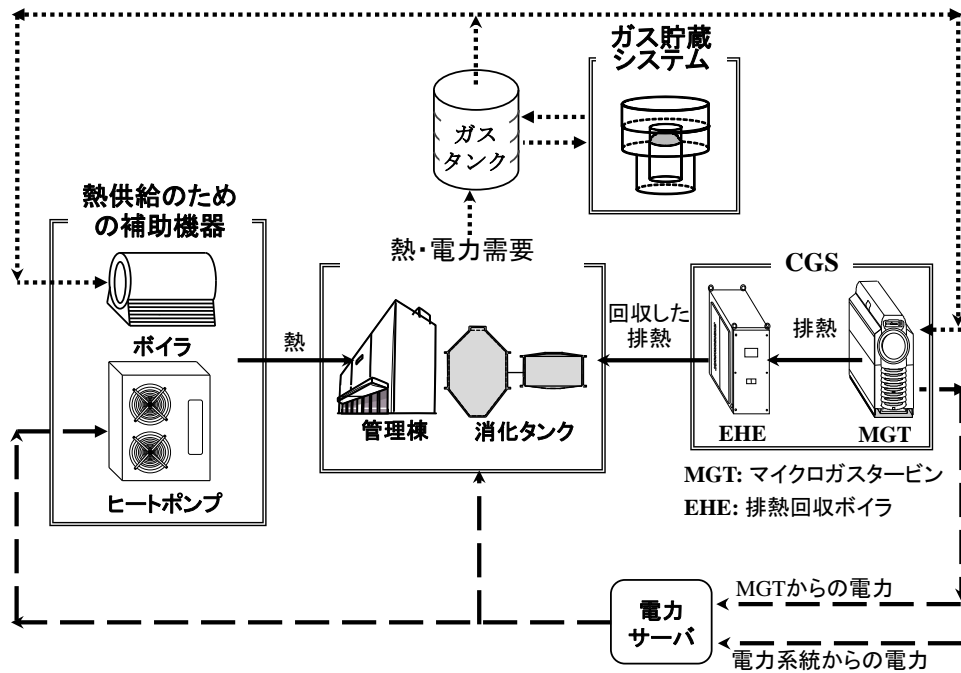


図 5.2 バイオガスを燃料とした CGS の全体のシステムの概要

表 5.1 各 CGS 配列の具体的なコンポーネント

CGS配列	コンポーネント	CGS台数
(CGS1) CGSおよびボイラ	CGS, ボイラ	0~11
(CGS2) CGS, ボイラおよびガス貯蔵システム	CGS, ボイラ, ガス貯蔵システム	4~8
a. 貯蔵媒体は水から製造		
b. 貯蔵媒体は雪を使用		
(CGS3) CGSおよびHP	CGS, HP	7~11
a. HPの熱源として外気を使用		
b. HPの熱源として下水を使用		
(CGS4) CGS, HPおよびガス貯蔵システム	CGS, HP, ガス貯蔵システム	5~11
a. HPに外気, 貯蔵媒体に水		
b. HPに下水, 貯蔵媒体に雪		

5.2.3. 下水処理施設でのエネルギー利用システム

MH貯蔵システムのための電力や施設でのエネルギーバランスの具体的な解析法は第2章に記述した。しかし、本章で初めてヒートポンプを使用するため、これに関する追加計算方法を以下に示す。まず、CGS3のように残りの熱需要 $Q_{r,h,d}$ をヒートポンプで賄う場合には、HPのための電力需要量 Pe_{HP} は次式(5.1)で計算できる。

$$Pe_{HP} = \frac{Q_{r,h,d}}{COP} \quad [\text{kW}] \quad (5.1)$$

HPの典型的なCOPは、逆カルノーサイクルのCOPの50~60%となっている[8]。しかし、近年のHPは各コンポーネントとなるコンプレッサ、モータ、熱交換器、冷媒、断熱材に様々な工夫で性能改善されていることから、そのCOPは増している[9]–[13]。そのため、ここでは、HPのCOPを逆カルノーサイクルのCOPの65%とした。COPは次式(5.2)で算出した。

$$COP = \frac{T_H}{T_H - T_L} \times 0.65 \quad [\text{kW}] \quad (5.2)$$

なお、 T_H および T_L は、それぞれ高熱源および低熱源の絶対温度である。この計算からは、温度が-9~23°Cの範囲にはHPのCOPは2.4~3.5の範囲にあった。

提案した各CGS配列の有効性を比較するために、電力需要低減率 $\eta_{Pe,red}$ 、バイオガスエネルギー回収効率 η_{BER} 、バイオガスの利用率 $\eta_{u,b}$ 、排熱回収の使用率 $\eta_{ehr,used}$ および二酸化炭素排出量の低減率 $\eta_{CO2,red}$ を算出した。電力需要低減率、バイオガスエネルギー回収効率およびバイオガスの各利用率に関しては、基本的に第2.7節に説明した計算法と同様であるが、HPを使用する場合の電力需要低減率およびバイオガスエネルギー回収効率は以下の式(5.3)–(5.4)で計算できる。

$$\eta_{Pe,red} = \frac{Pe_{CGS} - Pe_{MH} - Pe_{HP}}{Pe_{w,t}} \quad [\text{kW}] \quad (5.3)$$

$$\eta_{BER} = \frac{(Pe_{CGS} - Pe_{MH} - Pe_{HP}) + (Q_{CGS} + Q_b + Q_{HP} - Q_{ehr,unused})}{Q_{b,p}} \quad [\text{kW}] \quad (5.4)$$

また、CGS で回収した排熱全量を施設で使用されるかどうかを確認するために次式(5.5)で排熱回収の使用率 $\eta_{ehr,used}$ を算出した。

$$\eta_{ehr,used} = \frac{Q_{CGS} - Q_{CGS,unused}}{Q_{CGS}} \quad [\text{kW}] \quad (5.5)$$

また、二酸化炭素排出量の低減率 $\eta_{CO_2,red}$ を算出するために、二酸化炭素の排出量は、施設の熱および電力需要全量を賄うために発生する二酸化炭素排出量と仮定した。ここでは、従来のシステムのみを使用する場合と CGS も使用する場合を比較し、各機器類からの二酸化炭素排出量を算出した。施設での二酸化炭素の主な排出源としては MGT、ボイラおよび未利用の余剰バイオガスの燃焼器があり、さらに、MGT で賄えきれない不足分の電力となる外部電力を発電する際の排出量を想定した。従来のシステムを基にした二酸化炭素排出量の低減率 $\eta_{CO_2,red}$ は次式(5.6)から算出できる。

$$\eta_{CO_2,red} = \frac{m_{CO_2,conv.} - m_{CO_2,CGS}}{m_{CO_2,conv.}} \quad [-] \quad (5.6)$$

以上の二酸化炭素排出量の低減率を計算する前に、各機器類での燃焼から発生する二酸化炭素の排出量を算出する必要がある。もし、燃焼器が良好の場合、かつ過剰空気の状態で燃料を燃焼させれば、実際の場合でも完全燃焼に近い燃焼が

生じると考えられる。この場合、バイオガスに含まれる炭素の質量比 φ_C は 0.45 となり、バイオガスの燃焼による二酸化炭素排出量比 φ_{CO_2} は次式(5.7)から算出できる。

$$\varphi_{CO_2} = \frac{44}{12} \varphi_C \quad [\text{kg-CO}_2/\text{kg-fuel}] \quad (5.7)$$

また、各機器類の燃料消費量 $m_{fuel,x}$ は、熱または電力となるエネルギーの出力 E_x 、各機器類の効率 η_x およびバイオガスの低位発熱量 LHV_{biogas} から次式(5.8)で算出できる。なお、 LHV_{biogas} は 19.62MJ/kg となる。

$$m_{fuel,x} = \frac{E_x}{\eta_x \cdot LHV_{biogas}} \quad [\text{kg-fuel} / \text{s}] \quad (5.8)$$

また、燃焼による二酸化炭素の排出量の他にバイオガス中の 40% の二酸化炭素が燃焼されずにそのまま排出量されるため、全体の二酸化炭素の排出量は次式(5.9)から算出できる。

$$m_{CO_2,x} = (\varphi_{CO_2} \cdot m_{fuel,x} + 0.40 \cdot m_{fuel,x}) \quad [\text{kg-fuel} / \text{s}] \quad (5.9)$$

最後に、MGT からの排出量 $m_{CO_2,MGT}$ 、ボイラからの排出量 $m_{CO_2,b}$ 、外部電力の発電による排出量 $m_{CO_2,p,p}$ および焼却処理による排出量 $m_{CO_2,f}$ の合計が従来のシステムおよび各 CGS 配列における二酸化炭素排出量 $m_{CO_2,total}$ となり、次式(5.10)で算出した。

$$m_{CO_2,total} = m_{CO_2,MGT} + m_{CO_2,b} + m_{CO_2,p,p} + m_{CO_2,f} \quad [\text{kg-fuel} / \text{s}] \quad (5.10)$$

5.3. 解析結果

5.3.1. 施設の熱需要量およびバイオガス発生量との関係

施設における熱需要量 $Q_{h,d}$ およびバイオガス発生量 $Q_{b,p}$ との関係を図 5.3 に示す。図より、熱需要量は年間を通して 340~910kW の範囲で大きく変化する一方で、バイオガス発生量はエネルギー換算値で 850~1233kW とする小さい範囲で変化した。ボイラしか使用しない従来のシステムの場合、発生したバイオガスだけで熱需要全量を賄えるが、とくに夏季にはバイオガス発生量の大部分が焼却しなければならなくなる。CGS の場合、排熱回収効率は 46%程度であるため、もし、発生したバイオガス全量が CGS に供給されれば、とくに冬季では熱需要全量を賄えない。このように、寒冷地における CGS は熱需要量およびバイオガス発生量とのエネルギーバランスに一致させなければいけないことが分かる。

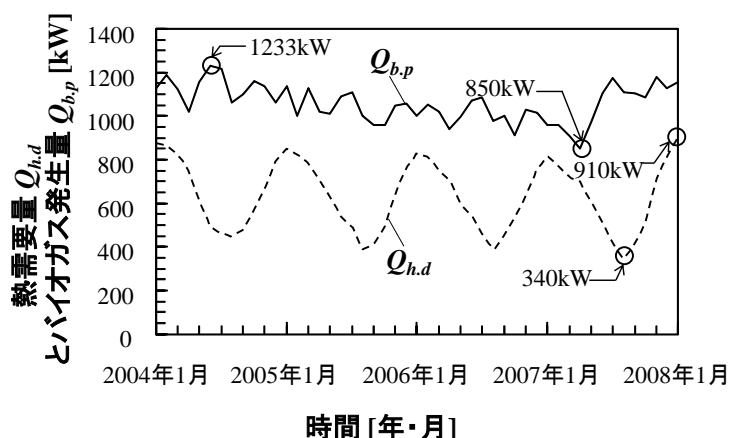


図 5.3 施設における熱需要量およびバイオガス発生量との関係

5.3.2. 施設におけるエネルギーバランス

CGS1, CGS2, CGS3, CGS4 の施設におけるエネルギーバランスの結果をそれぞれ、図 5.4(a), (b), 図 5.5(a), (b)に示す。図の上段には熱需要量 $Q_{h,d}$ および全台の CGS からの排熱回収量 Q_{CGS} との関係を示す。そのため、図中の灰色の部分には CGS で賄えきれない残りの熱需要量 $Q_{r,h,d}$ を示す。また、図の下段にはその残りの熱需

要量および残留バイオガスの熱量 $Q_{r,b}$ を示す。

図 5.4(a)の上段の図で、CGS1 の場合、CGS からの熱量は年間を通して 0～609kW の範囲で大きく変化している。夏季にはそれが熱需要量を超える一方で、冬季には熱需要量の一部しか賄えていないことが分かる。一方で、図の下段に示す残りの熱需要量および残留バイオガスも年間を通して大きく変化し、冬季にはそれらの量が多くなっている。しかし、いずれの季節においても残留バイオガスは残りの熱需要量より多く、残留バイオガスをボイラで燃焼すれば、熱需要全量を賄えることが分かる。

CGS2 にも同様な結果が得られたが、CGS1 に比べて CGS からの熱量が変化する幅が小さく、最低でも CGS からの熱量は熱需要の 169kW 分を賄えた。また、夏季では、CGS からの熱量は熱需要量を超えなかったことが分かる。図の下段より、冬季には残留バイオガスより残りの熱需要量が高くなったが、夏季では、その逆の状態となる。そのため、もし、夏季での余剰バイオガスを冬季に持ち越し、ボイラで燃焼することができれば、熱需要全量を賄えることが分かる。CGS2 の場合、年間でのバイオガス発生量の 8%となる約 129 000 m³のバイオガスを夏季に貯蔵しなければならぬが、この量は夏季・冬季での熱需要量の変化やメタン発酵の効率に依存する。このような MH 貯蔵によるバイオガス貯蔵システムは[14]–[15]にも検討されている。

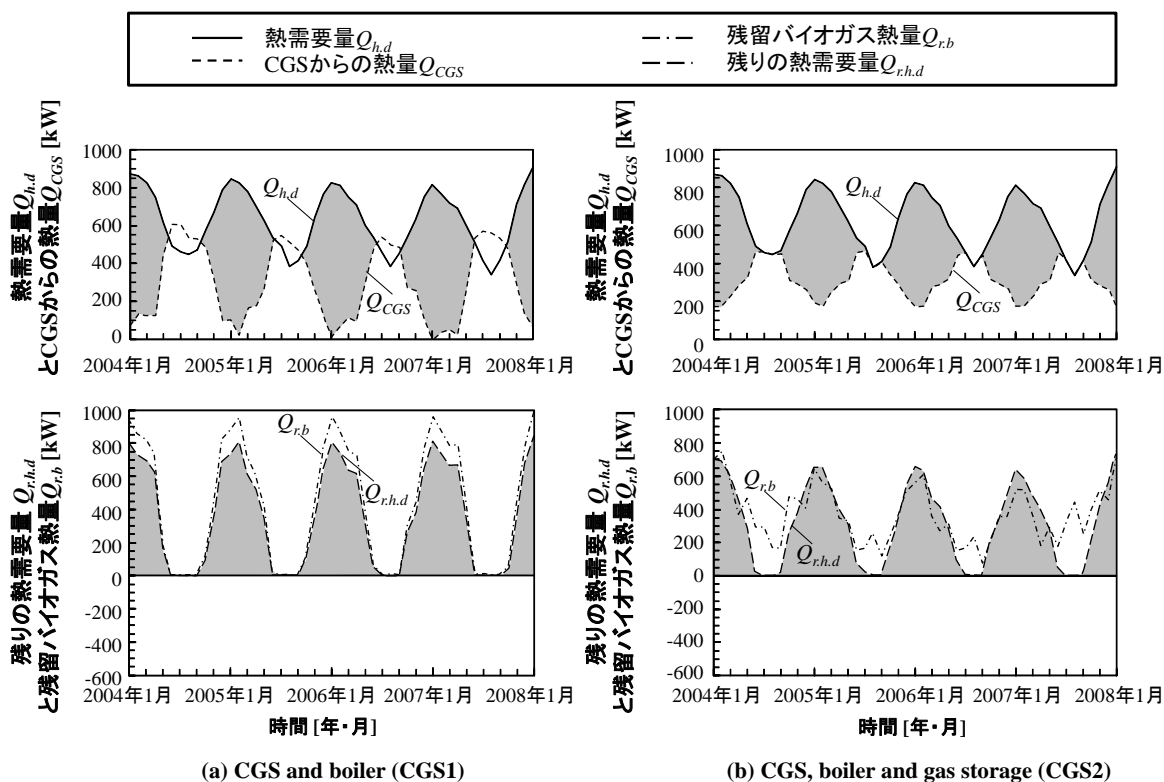


図 5.4 施設における CGS1 および CGS2 の場合のエネルギーバランスの結果

図 5.5(a)より，年間を通して CGS からの熱量が 370～609 kW となる比較的少ない範囲で変化する CGS3 では，CGS1 と同様に夏季にはそれが熱需要量を超えたことが分かる．HP の導入を想定したこの配列では，発生したバイオガス全量が CGS に消費されるため，残留バイオガスはほぼ 0kW となった．一方で，残りの熱需要量は 0～438kW の範囲で変化した．もし，CGS から得られた電力の一部を HP の電源とすれば，熱需要全量を賄えることが分かる．近年，ダイキン工業株式会社により開発された大型 HP ではこのような残りの熱需要量を賄える．この HP は並列連結が可能であるため，35～400kW の範囲の熱需要量の変化に対応できる [16]．最近，大学やオフィスビルに大型 HP が導入されていることを[17]に報告された．

CGS4 にも CGS3 と同様な結果が得られたが，CGS3 に比べて，夏季では，CGS からの熱量は熱需要量を超えなかったことが分かる．同程度の残りの熱需要量が得られたが，もし，HP が使用されると熱需要全量を賄えることが分かる．一方で，

冬季には残留バイオガスがマイナスの値を示す。これは、CGS に供給されたバイオガスはバイオガス発生量を超えたことを示す。しかし、もし、ガス貯蔵システムが導入されると、残留バイオガスのプラスの部分がマイナスの部分に持ち越すことができ、このような CGS の配列でも可能であることが分かる。この場合では、年間でのバイオガス発生量の7%となる約 105 000 m³のバイオガスを夏季に貯蔵しなければならない。

このように、ガス貯蔵システムを導入する CGS2 および CGS4 では CGS から回収された排熱全量を利用できることが分かる。また、いずれの CGS 配列においても従来のシステムと同様に熱需要全量を賄えることが分かる。

さらに、分散配置形電源として CGS は従来のシステムと違って、バイオガスが発生した場所、熱および電力に変換される場所およびそれらのエネルギーが使用される場所は同一場所である。このようなエネルギーにおける地産地消の概念を基にしたシステムは損失を最低限に抑えることができる。ただし、短所としてはインシヤルコストの増加が挙げられ、熱需要の変動に応じたバイオガスを使用するための CGS のコントロールシステムの効率化などで機器コストの上昇につながりやすいことが考えられる。しかし、今後ますます厳しさを増すエネルギー源の新規開拓や見直し、また、これと同時に達成しなければならない環境性能保持の上から、国内外を問わずこのようなシステムがますます拡大していくのではないかと考えられる。

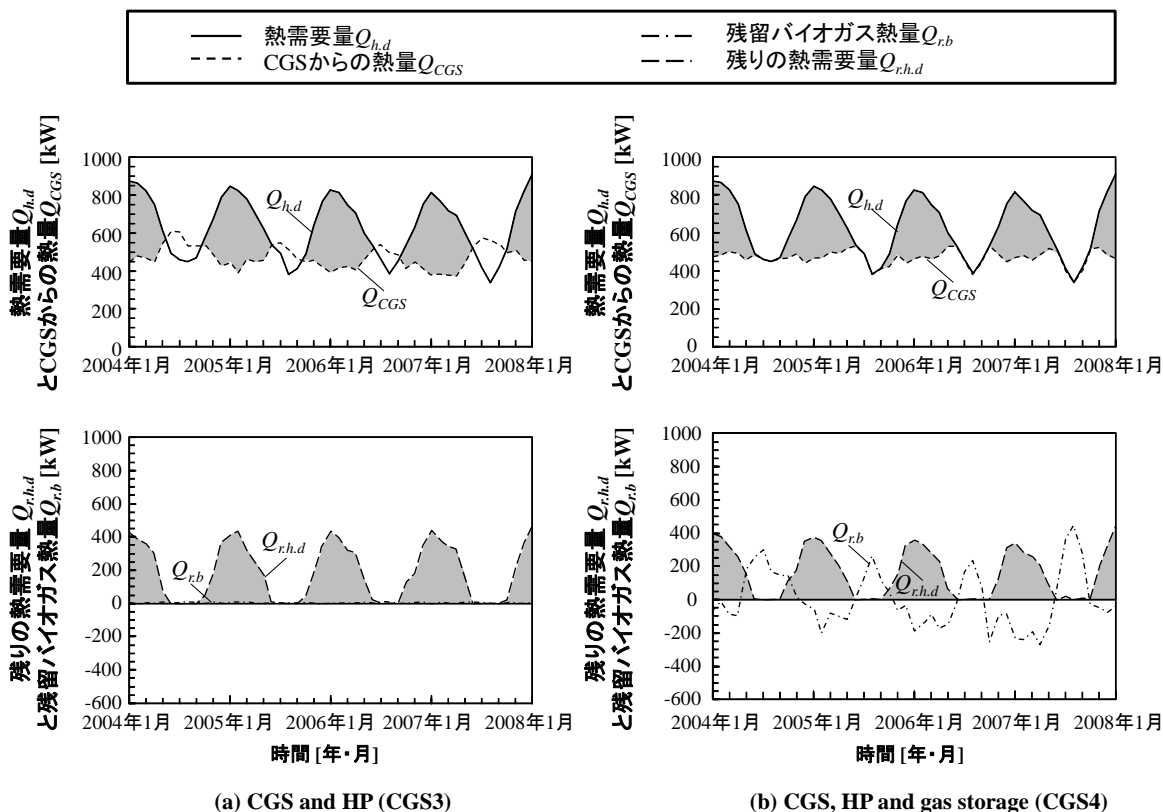


図 5.5 施設における CGS3 および CGS4 の場合のエネルギーバランスの結果

5.3.3. 各コジェネレーションシステム配列の有効性

主な CGS 配列のバイオガスの利用率 $\eta_{u,b}$, 電力需要低減率 $\eta_{Pe,red}$, バイオガスエネルギー回収効率 η_{BER} , 排熱回収利用効率 $\eta_{chr,used}$ および二酸化炭素排出量の低減率 $\eta_{CO2,red}$ を図 5.6 に示す. また, 図 5.7 および図 5.8 に HP の熱源として外気の代わりに下水を, さらに, MH のホスト分子として水から製造した砕氷の代わりに雪を使用した場合の効果を示す.

図より, いずれの CGS 配列においてもバイオガス発生量のほぼ 100% を利用できたことが分かる. なお, 解析結果では, 従来のシステムではバイオガス発生量 69.7% しか利用できなかったことが分かっている.

補助機器としてボイラしか使用しない最も単純な CGS 配列となる CGS1 では, 従来のシステムに比べると電力需要低減率, バイオガスエネルギー回収効率および

二酸化炭素排出量の低減率がそれぞれ 23.2%，73.8%および 18.2%となった。しかし，前項にも述べたようにこの CGS 配列は排熱回収全量を利用できず，年間を通しての CGS の台数変動も大きい。

ボイラの代わりに HP を使用した CGS3 では，電力需要および二酸化炭素の排出量をさらに 5%および 8.5%低減でき，バイオガスエネルギーもさらに 3%回収できる一方，排熱回収全量は利用できないことが分かる。また，図 5.7 および図 5.8 を見ると，HP の熱源に下水を使用する CGS3b では，電力需要低減率およびバイオガスエネルギー回収効率 はさらに 1~2%程度増加した。

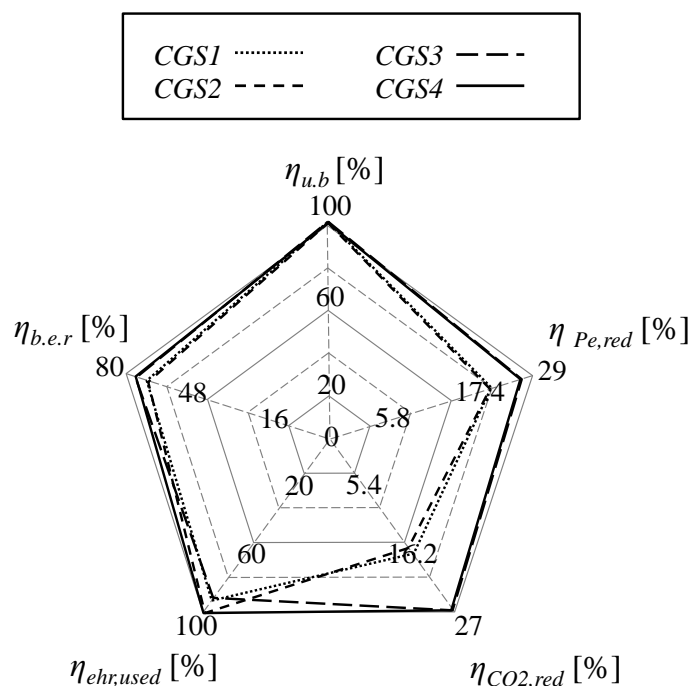


図 5.6 施設における各 CGS 配列のバイオガスの利用率，電力需要低減率，バイオガスエネルギー回収効率および排熱回収利用効率

これに対して，ガス貯蔵システムが組み込まれた CGS2 および CGS4 は，CGS1 および CGS3 と比較すると多少ではあるが，さらに排熱を 5%回収でき，排熱回収の 100%を利用できることが分かる。ただし，電力需要および二酸化炭素排出量の低減率，バイオガスエネルギー回収効率を見てもガス貯蔵システムが組み込ま

れていない CGS とほぼ同様な結果が得られた。しかし、図 5.7 および図 5.8 を見てみると、雪を使用した CGS2b では、電力需要低減率およびバイオガスエネルギー回収効率、さらに 1% 程度増加している。

このように、ガス貯蔵システムが組み込まれた CGS2 および CGS4 はより効率的な CGS 配列になる可能性があるが、その総合効率がガス貯蔵システムの効率に依存することが分かる。本研究では、実験結果から MH の生成率 67% となる結果を得ているが、将来、それより高い生成率が達成できれば、より効率的な貯蔵システムになる可能性がある。

以上のことから、従来のシステムの代わりに単純な CGS(CGS1)だけを導入するだけで、大幅な性能向上が得られることが分かる。また、ガス貯蔵システムを導入することにより、バイオガス全量および排熱回収全量が利用できるため、さらなる性能向上が得られることが分かる。さらに、ボイラの代わりに HP を導入することにより、バイオガスを燃料とした CGS の周囲の熱源が利用でき、システムの性能向上が図られることが分かる。

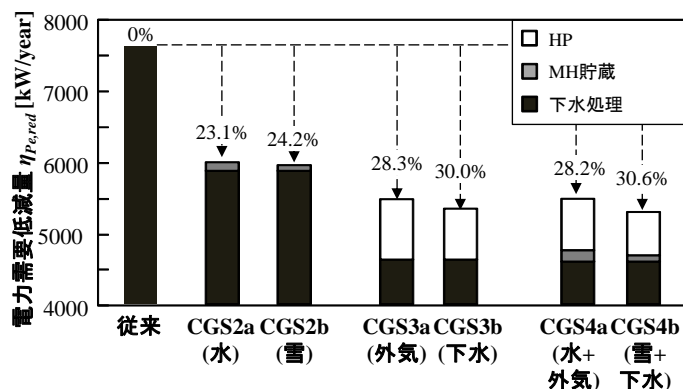


図 5.7 施設における各 CGS 配列の電力重要低減量

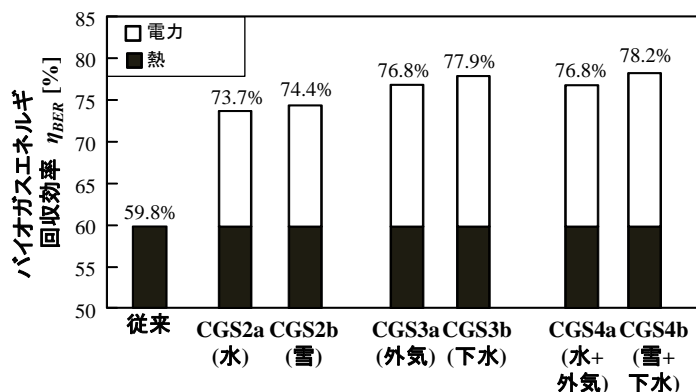


図 5.8 施設における各 CGS 配列のバイオガスエネルギー回収効率

5.4. 結論

本章では、下水処理施設におけるバイオガスを燃料としたコージェネレーションシステム(CGS)を検討し、得られた主な知見を以下に示す。

1. 寒冷地における下水処理施設では、バイオガス発生量が年間を通してあまり変化しない一方で、熱需要が年間を通して約 340~910 kW の範囲で大きく変化する。そのため、設置した CGS はこのようなエネルギーバランスと一致させなければならない。
2. 想定したいずれの CGS 配列においても、発生したバイオガスだけで熱需要全量を賄えることが分かった。バイオガス発生量の 69.7%しか利用できない従来のシステムに対して、CGS 導入の場合には発生したバイオガスの全量を利用できる。
3. ボイラを組み込んだ単純な CGS 配列を設置するだけで、大幅な性能向上が得られる。この CGS 配列では電力需要および二酸化炭素の排出量を 23.2%および 18.2%低減でき、バイオガスエネルギーを 73.8%回収できる。しかし、この CGS 配列では排熱回収全量は利用できず、年間を通して CGS 台数の変動も 0~11 台となって大きい。
4. ボイラの代わりにヒートポンプを導入することによって、さらなる高効率化

が図られる。電力需要および二酸化炭素の排出量をさらに 5%および 8.5%低減でき、バイオガスエネルギーもさらに 3%多く回収できる。しかし、この CGS 配列の場合でも排熱回収全量利用はできない。

5. CGSにガス貯蔵システムを組み込むことにより、夏季での余剰バイオガスを冬季に持ち越せることが分かった。そのため、ガス貯蔵システムが組み込んだCGS配列では、バイオガスおよび排熱回収を効率的に利用できる。なお、システム全体の総合効率はガス貯蔵システムの性能も依存する。
6. 下水処理施設では、ヒートポンプの利用による効率向上も可能である。ヒートポンプの熱源として外気の代わりに下水を使用する場合、電力需要をさらに2%程度低減でき、バイオガスエネルギーもさらに1%多く回収できる。

参考文献

1. Y. Chen, J. J. Cheng, K. S. Creamer, Inhibition of anaerobic digestion process: A review, *Bioresource technology*, 99 (2008), pp. 4044-4064.
2. 塚原 建一郎, 柳下 立夫, 澤山 茂樹, 我が国におけるバイオガス発電の現状と課題, *日本エネルギー学会誌*, 84, 2005, pp. 537-543.
3. 資源の道委員会, 下水汚泥のエネルギー利用について, 下水汚泥資源利用の現状と課題, 国土交通省, 2006. <<http://www.mlit.go.jp/>>
4. J. C. Bruno, V. O. Lopez, A. Coronas, Integration of absorption cooling systems into micro gas turbine trigeneration systems using biogas: Case study of a sewage treatment plant, *Applied energy*, 86 (2009), pp. 837-847.
5. Global case studies, Capstone turbine cooperation official website. Available from: <<http://www.capstoneturbine.com/company/global/>>.
6. L. Dong, H. Liu, S. Riffat, Development of small-scale and micro-scale biomass-fuelled CHP systems – A literature review, *Applied thermal engineering*, 29 (2009), pp. 2119-2126.
7. 日本気象庁, 気象庁統計情報. <<http://www.jma.go.jp/jma/menu/report.html>>

8. H. L. V. Cube, F. Steimle, Heat pump technology - Fundamentals and applications, Japanese edition by the Energy Conservation Centre, (1983), p. 22. [in Japanese]
9. 北陸電力株式会社のホームページ, 高効率ヒートポンプ.
< http://www.rikuden.co.jp/heatpump2/c_kucho_shitoku01.html#d>
10. 東京電力株式会社のホームページ, プレスリリース, 2007.
< <http://www.tepco.co.jp/cc/press/07012902-j.html> >
11. ダイキン工業株式会社のホームページ, ニュースリリース.
< <http://www.daikin.co.jp/press/2001/011002/index.html> >
12. 日立アプライアンス株式会社のホームページ, 高効率シリーズ.
<http://www.hitachi-ap.co.jp/products/business/ac/chiller/h_air/efficiency/index.html>
13. パナソニック株式会社のホームページ, パナソニックエコキュート.
< http://sumai.panasonic.jp/hp/2point/2_4.html>
14. 丸本 隆之, 大家 龍一, 板谷 真積, 坂上 寛敏, 庄子 仁, 高橋 信夫, NGH 技術のバイオガスシステムへの適用, 環境工学総合シンポジウム講演論文集(第15回), 2005, pp.158-163.
15. F. Cotana, D. Giraldi, Bio-methane from biogas purified and stored by hydrate technology, Journal of biotechnology, 150 (2010), p. 174.
16. 東京電力株式会社のホームページ, プレスリリース, 2008.
< <http://www.tepco.co.jp/cc/press/08121601-j.html>>
17. S. O'Connell, S. F. Cassidy, Recent large-scale ground-source heat pump installations in Ireland, GHC bulletin, 24 (2003), pp. 8-12.

第6章

バイオガスを燃料としたコジェネレーションシステムの最適な構成方法

本章では、下水処理施設におけるバイオガスを燃料としたコジェネレーションシステム(CGS)の効率的な構成方法について検討した。その構成方法は、CGSの性能を表す排熱回収効率 η_{ehr} と施設の熱需要とバイオガス発生量との比 $Q_{h,d}/Q_{b,p}$ との関係に基づき明らかにした。CGSは $Q_{h,d}/Q_{b,p} < \eta_{ehr}$, $Q_{h,d}/Q_{b,p} \approx \eta_{ehr}$, $Q_{h,d}/Q_{b,p} > \eta_{ehr}$ の条件下での使用を想定し、バイオガスエネルギー回収効率、バイオガスの利用率および電力需要低減率の点から、各CGS構成に対する評価を行った。解析結果から最も効率的なCGSは $Q_{h,d}/Q_{b,p} = \eta_{ehr}$ の条件下で得られた。その場合、バイオガスエネルギー回収効率、バイオガスの利用率および電力需要低減率はそれぞれ、0.69, 0.99, および0.34となった。一方で、 $Q_{h,d}/Q_{b,p} < \eta_{ehr}$ および $Q_{h,d}/Q_{b,p} > \eta_{ehr}$ 条件下ではバイオガスエネルギー回収効率、バイオガスの利用率および電力需要低減率はそれぞれ、0.28–0.74, 0.39–0.99, および0.15–0.27の範囲にあった。ここで、 $Q_{h,d}/Q_{b,p} < \eta_{ehr}$ の条件下では、燃料電池のようにより低い排熱回収効率を持つCGSを、また、 $Q_{h,d}/Q_{b,p} > \eta_{ehr}$ の条件下では、蒸気タービンのようにより高い排熱回収効率を持つCGSをそれぞれ使用できれば、より効率的なCGSが得られると考えられる。最後に、施設の $Q_{h,d}/Q_{b,p}$ にCGSの η_{ehr} が一致させられない場合、どのような補助機器をCGSに組み込めばより高効率なエネルギーシステムが得られるのかも検討した。

6.1. 緒言

近年、化石燃料の枯渇問題およびその使用による環境問題といった二つのエネルギーに関する問題がより深刻化する中で[1]、省エネルギー技術であるコジェネレーションシステム（CGS）によるカーボンニュートラルで再生可能なバイオガスの利用が注目され、その導入が進んでいる[2]–[9]。しかし、CGSによるバイオガスの利用はその報告が未だ多いとは言えず、特にメタン発酵から製造されたバイオガス全量を有効利用するための具体的なCGS構成法等については、まだ十分に明らかにされているとは言えない。

そこで本研究では、メタン発酵技術が最も盛んに導入されている下水処理施設におけるCGSを適用したバイオガス利用に注目し、施設内の特性値と見なせる年間平均熱需要量 $Q_{h,d}$ と年間平均バイオガス発生量の熱量 $Q_{b,p}$ との比 $Q_{h,d}/Q_{b,p}$ 、およびCGSの排熱性能の指標となる排熱回収効率 η_{ehr} との関係を基に、効率高くバイオガス全量を利用できるCGSについて明らかにした。そのため、 $Q_{h,d}/Q_{b,p}$ 値が2.3節で説明したマイクロガスタービン(MGT)の η_{ehr} に対して、同程度($Q_{h,d}/Q_{b,p} \approx \eta_{ehr}$)、より大きい($Q_{h,d}/Q_{b,p} > \eta_{ehr}$)、およびより小さい($Q_{h,d}/Q_{b,p} < \eta_{ehr}$)条件となるような三つの場合での利用を想定し、バイオガスエネルギー回収効率、バイオガスの利用率および電力需要低減率を基に、これらの性能比較を行い最適な条件を明らかにした。

6.2. 解析法

6.2.1. コジェネレーションシステムによるバイオガスの利用法

コジェネレーションシステム(CGCS)によるバイオガスの利用法としては、バイオガスプラントの熱および電力の需要によって二つの場合が考えられ、それらはバイオガスプラントの設置箇所周辺に熱と電力が必要となる施設がある場合とない場合である。一般に、メタン発酵で発生したバイオガスのエネルギーは、発酵過程

に要するエネルギーよりも多い。そのため、バイオガスプラントの周辺に熱と電力が必要となる施設がない場合では、発生したバイオガスの一部だけを CGS に供給してメタン発酵過程の熱と電力需要を賄うことになる。また、余剰分のバイオガスの利用法としては、バイオガスを精製してから天然ガス自動車[11]–[12]や都市ガス[12]–[13]に供給する方法等が考えられる。

一方、バイオガスプラントの周辺に熱と電力が必要となる施設がある場合では、その施設での熱と電力の需要量がバイオガスプラントの熱と電力の各需要量の一部に相当すると考えられる。この場合では、発生したバイオガス全量を CGS の燃料として損失なく熱と電力需要を賄うために、どのように CGS を構成すれば良いかを考える必要がある。そこで、CGS の構成方法として、バイオガス発生量と施設全体の電力および熱の各需要量との関係からいくつかの稼働モードを想定してみた。それらを図 6.1 に示す。なお、図では、バイオガスプラントを「BP」、バイオガスプラント周辺の施設を「OF」と表記した。またこの例では、バイオガス発生熱量を仮に $Q_{b,p}=100\text{kW}$ として、排熱回収熱量 $Q_{ehr}=45\text{kW}$ および MGT 発電量 $Pe=35\text{kW}$ とした場合を基準として比較・検討してみる。

図 6.1 において、(a)は熱と電力の各需要を一致させるモードであるが、バイオガス発生量 $Q_{b,p}$ だけで熱需要量 $Q_{h,d}$ と電力需要量 Pe_d を十分に賄える場合に対応する。この場合、CGS から発生した熱 Q_{ehr} と電力量 Pe が施設の熱と電力需要量に一致するように、すなわち CGS の熱電比 Q_{ehr} / Pe を施設の熱と電力需要比 $Q_{h,d} / Pe_d$ に一致させるように CGS を構成すれば良いと考えられる。(b)の熱需要を一致させるモード、または(c)の電力需要を一致させるモードでは、各図に示すようにバイオガス発生量だけでは熱と電力需要全量を賄えない場合に対応する。つまり(b)の熱需要の一致させるモードの場合、CGS から回収した熱量が施設の熱需要量に一致するように、CGS の排熱回収効率 $\eta_{ehr}=Q_{ehr} / Q_{fuel}$ が、各施設固有の特性値と見なせる熱需要量 $Q_{h,d}$ とバイオガス発生量の熱量 $Q_{b,p}$ との比 $Q_{h,d} / Q_{b,p}$ に一致するように CGS を構成すれば良いと考えられる。一方、(c)の電力需要を一致させるモードの場合、CGS の発電量が施設の電力需要量に一致するように、CGS の発電効率

$\eta_{Pe} = Pe / Q_{fuel}$ が施設内の特性値と見なせる電力需要量 Pe_d とバイオガス発生量の熱量 $Q_{b,p}$ との比 $Pe_d / Q_{b,p}$ に一致するように CGS を構成すれば良いと考えられる。また、バイオガス発生量が施設の熱と電力需要全量より比較的少ない場合には、(d)の熱と電力需要の一致しないモードが考えられ、発生したバイオガスで熱と電力需要の一部だけ賄うことになる。

一般的な下水処理施設では、汚泥を原料としたバイオガスプラントが下水処理施設内にあるため、バイオガス全量を CGS で利用することができる。また、同施設では、下水処理過程のために様々なコンプレッサ、ポンプ類が使用され、それらを稼働させるために大量の電力が必要となるのが通例である。そのため、発生したバイオガスだけでは電力需要全量を賄えきれなく、CGS を構成するには(b)の熱需要を一致させるモードが最も適用可能な手法と考えられる。

本研究では、この構成方法の有効性を明らかにするために、典型的な下水処理施設および施設に付属すると仮定したマイクロガスタービン・コージェネレーションシステム(以下、MGT-CGS と略記)の性能特性について調べることにした。そこで、MGT-CGS の排熱回収量が施設の熱需要量と一致する場合と一致しない場合で CGS の効果を比較するために、施設の熱需要を変化させ様々な地域の気温条件下における MGT-CGS の稼働を検討してみた。

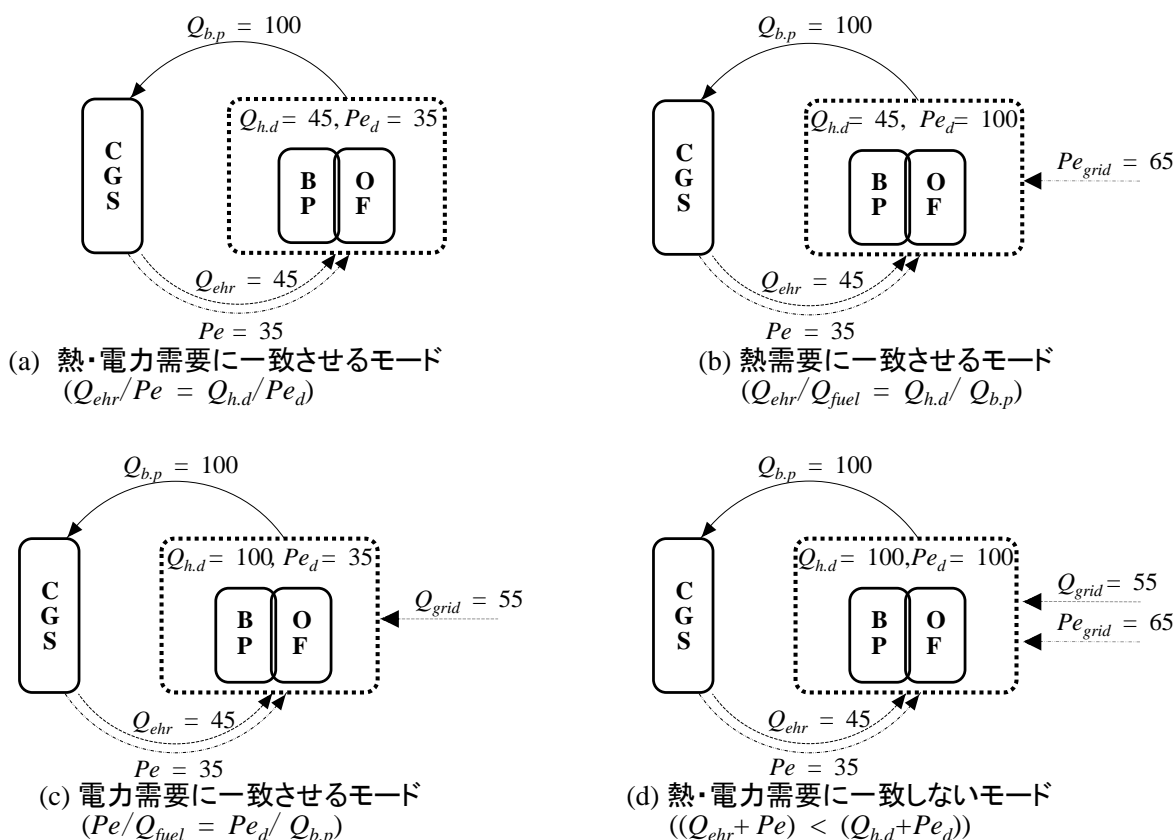


図 6.1 バイオガス発生量と施設全体の電力と熱需要量との関係から CGS の可能な稼働モード

6.2.2. 想定したシステム

下水処理施設内のシステムの概要は基本的に 2.2 節に説明したものと同一とする。 $Q_{h,d} / Q_{b,p}$ 値が異なる施設の特性を得るために、解析モデルには年間平均気温の異なる地域で利用した場合を想定し、各地域での施設の熱需要を算出してみた。特に、 $Q_{h,d} / Q_{b,p} > \eta_{ehr}$ の場合には北海道東部地域を、 $Q_{h,d} / Q_{b,p} < \eta_{ehr}$ の場合には沖縄(那覇)での利用となる等の実際面での応用も想定した。そのため、熱需要が低い $Q_{h,d} / Q_{b,p} < \eta_{ehr}$ の場合には CGS のみ、 $Q_{h,d} / Q_{b,p} \approx \eta_{ehr}$ の場合には CGS と MH 貯蔵、熱需要が高い $Q_{h,d} / Q_{b,p} > \eta_{ehr}$ の場合には CGS、MH 貯蔵およびボイラをそれぞれ稼働させると仮定した。

CGS を構成する基本的な設置の仕様も第 2.2 節で述べたものと同一とする。その場合、1 台当たりの CGS からはそれぞれ最大で 29 kW, 54 kW の発電出力と排熱回収量が得られ、その発電効率 η_{Pe} 、排熱回収効率 η_{ehr} 、総合効率 η_{total} はそれぞれ 0.25, 0.48, 0.73 である。ここでは、できるだけ損失なく排熱を利用するために施設の熱需要量に応じて CGS の台数を変化させるものとした。

6.3. 解析結果

6.3.1. 施設のエネルギーバランス指標 ($Q_{h,d} / Q_{b,p}$ 値) とコージェネレーションシステムの排熱性能 (η_{ehr}) との関係

図 6.2 に、ここで想定した施設についての $Q_{h,d} / Q_{b,p}$ 値の計算結果と MGT-CGS の η_{ehr} との関係を示す。図より、 $Q_{h,d} / Q_{b,p} \approx \eta_{ehr}$ の場合には 0.48 に、一方、 $Q_{h,d} / Q_{b,p} < \eta_{ehr}$ の場合として 0.20 および 0.35、 $Q_{h,d} / Q_{b,p} > \eta_{ehr}$ の場合としては 0.60 をそれぞれ仮定して以後の計算を行った。

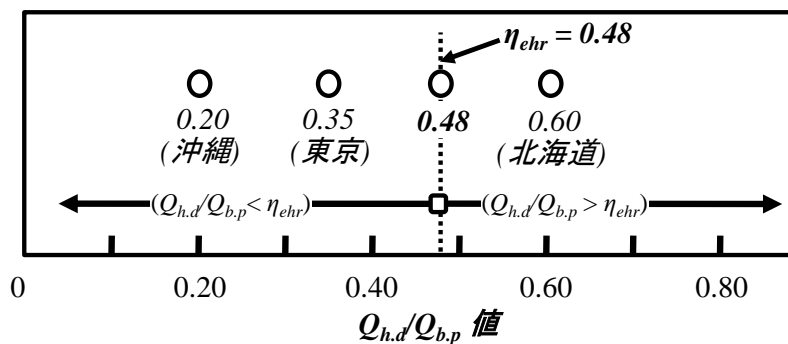


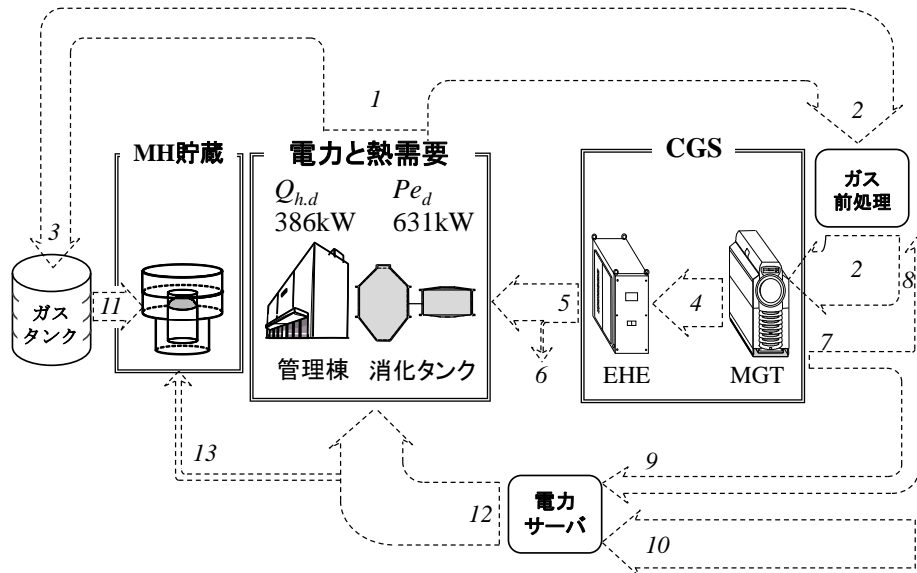
図 6.2 想定した $Q_{h,d} / Q_{b,p}$ 値と CGS 値との関係

6.3.2. 施設内でのエネルギーバランス

6.3.2(a). 施設のエネルギー指標がコジェネレーションシステムの排熱性能に一致する場合 ($Q_{h,d} / Q_{b,p} (=0.48) = \eta_{ehr}$ の場合)

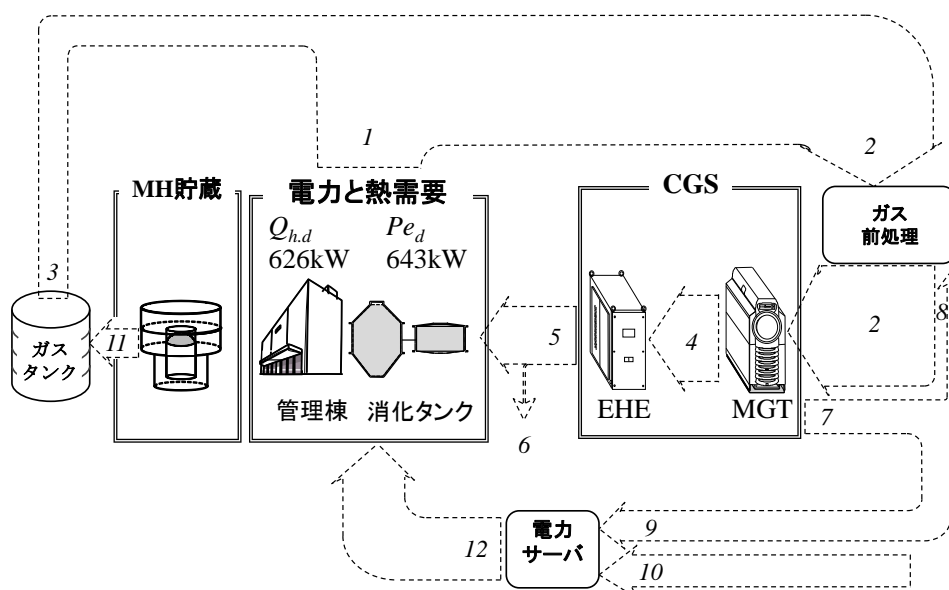
まず、バイオガス全量を効率高く使用できると仮定した $Q_{h,d}/Q_{b,p} \approx \eta_{ehr}$ の場合の解析結果について説明する。ここで、夏季の場合の結果を図 6.3 に、冬季の場合は図 6.4 に示す。図より、夏季では熱需要が低いため、1069kW のバイオガス発生量の内、759kW となる大部分が CGS に消費され、CGS だけで熱需要全量を賄えることが分かる。また、冬季では熱需要が高いため、310kW となる残りのバイオガスは MH 貯蔵され冬季に持ち越した。MGT からの 184kW の発電量の一部はガス前処理に使用され、最終的に CGS からは 170kW 分の電力需要量を賄え、残りの電力需要量は電力系統で賄えた。また、MH 貯蔵するためには、供給された 57kW 分の電力量が必要となった。

一方で図 6.4 より、冬季では貯蔵した 310kW 分のバイオガスを含めて、1356kW となるバイオガス全量を CGS により消費されることで 626kW の熱需要全量を賄えることが分かる。MGT からの 346kW の発電量の一部はガス前処理に使用され、最終的に CGS からは 322kW 分の電力需要量を賄え、残りの電力需要量は電力系統で賄えた。また、MH を再ガス化するためには 2.5 節にも記述したように、MH を常圧で取り出すと安定しなくなり、再ガス化が進むと考えられるため、再ガス化するには電力は不要と考えられる。したがって、この場合では、年間通してバイオガス全量を電力・熱として有効利用できることが分かる。



1	バイオガス発生量の熱量 $Q_{b,p}$	1069kW	8	前処理の電力量 $Pe_{b,p,t}$	14kW
2	CGSの燃料熱量 $Q_{fuel, CGS}$	759kW	9	CGSからの正味発電量 Pe_{CGS}	170kW
3	残留バイオガスの熱量 $Q_{r,b}$	310kW	10	残りの電力需要量 Pe_{short}	519kW
4	CGSの排熱 $Q_{exe, CGS}$	520kW	11	貯蔵、または、回収されたバイオガス $Q_{g,s}$	310kW
5	CGSの排熱回収量 $Q_{ehr, CGS}$	389kW	12	供給された電力量 Pe_{sup}	689kW
6	CGSの未利用排熱回収量 $Q_{u,ehr, CGS}$	3kW	13	MH用の電力量 Pe_{MH}	57kW
7	MGTの発電量 Pe_{MGT}	184kW			

図 6.3 $Q_{h,d} / Q_{b,p} (=0.48) \approx \eta_{ehr}$ の場合の夏季でのエネルギーバランス



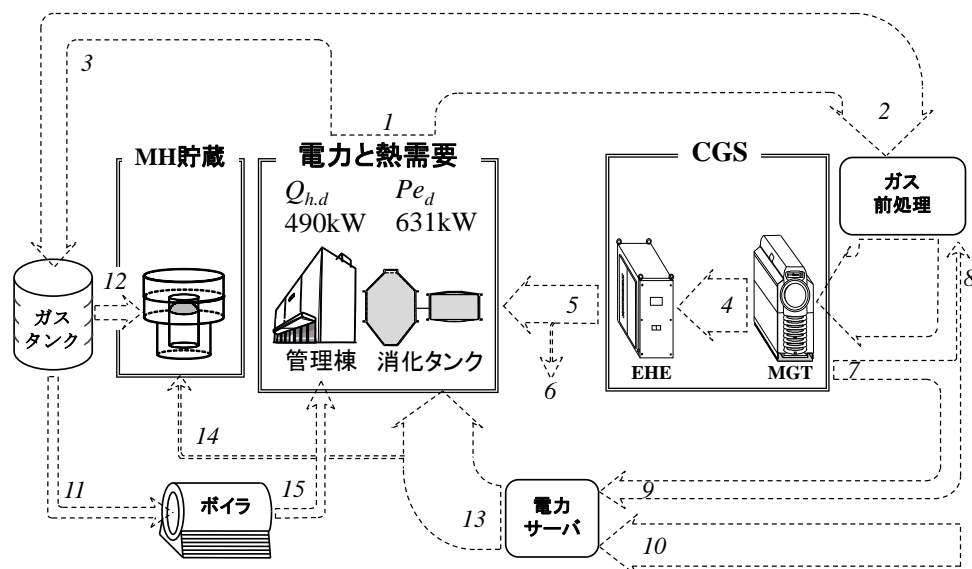
1 バイオガス発生量の熱量 $Q_{b,p}$	1046kW	8 前処理の電力量 $Pe_{b,p,t}$	24kW
2 CGSの燃料熱量 $Q_{fuel, CGS}$	1356kW	9 CGSからの正味発電量 Pe_{CGS}	322kW
3 残留バイオガスの熱量, $Q_{r,b}$	310kW	10 残りの電力需要量 Pe_{short}	321kW
4 CGSの排熱 $Q_{exe, CGS}$	905kW	11 貯蔵、または、回収されたバイオガス $Q_{g,s}$	310kW
5 CGSの排熱回収量 $Q_{ehr, CGS}$	626kW	12 供給された電力量 Pe_{sup}	643kW
6 CGSの未利用排熱回収量 $Q_{u,ehr, CGS}$	0kW		
7 MGTの発電量 Pe_{MGT}	346kW		

図 6.4 $Q_{h,d} / Q_{b,p} (=0.48) \approx \eta_{ehr}$ の場合の冬季でのエネルギーバランス

6.3.2(b). 施設のエネルギー指標がコージェネレーションシステムの排熱性能に一致しない場合 ($Q_{h,d} / Q_{b,p} (=0.60) > \eta_{ehr}$ の場合)

図 6.5 および 6.6 に、 $Q_{h,d} / Q_{b,p} > \eta_{ehr}$ ($=0.60$) の場合のエネルギーバランスの結果を示す。なお、夏季の場合には図 6.5 に、冬季の場合には図 6.6 に示す。図より、この場合では、熱需要が高いため、夏季および冬季においても CGS と共にボイラを同時稼働する必要がある。また、冬季での熱需要が夏季より高いため、夏季のバイオガスの一部を貯蔵する必要がある。夏季では熱需要が比較的低いため、バ

バイオガスの多くが CGS に供給され、より多くの電力が得られる。一方で、冬季では熱需要が高いため、貯蔵したバイオガスを含めてバイオガスの多くがボイラに供給された。また、この場合では最終的に CGS からの電力は比較的少なく、夏季では 188kW、冬季では 141kW となった。



1	バイオガス発生量の熱量 $Q_{b,p}$	1069kW	8	前処理の電力量 $Pe_{b,p,t}$	15kW
2	CGSの燃料熱量 $Q_{fuel, CGS}$	809kW	9	CGSからの正味発電量 Pe_{CGS}	188kW
3	残留バイオガスの熱量 $Q_{r,b}$	260kW	10	残りの電力需要量 Pe_{short}	476kW
4	CGSの排熱 $Q_{exe, CGS}$	547kW	11	ボイラ用のバイオガス熱量 $Q_{fuel,b}$	114kW
5	CGSの排熱回収量 $Q_{ehr, CGS}$	393kW	12	貯蔵、または、回収されたバイオガス $Q_{g,s}$	145kW
6	CGSの未利用排熱回収量 $Q_{u,ehr, CGS}$	0kW	13	供給された電力量 Pe_{sup}	664kW
7	MGTの発電量 Pe_{MGT}	202kW	14	MH用の電力量 Pe_{MH}	32kW
			15	ボイラからの熱量 Q_b	97kW

図 6.5 $Q_{h,d} / Q_{b,p} (=0.60) > \eta_{ehr}$ の場合の夏季でのエネルギーバランス

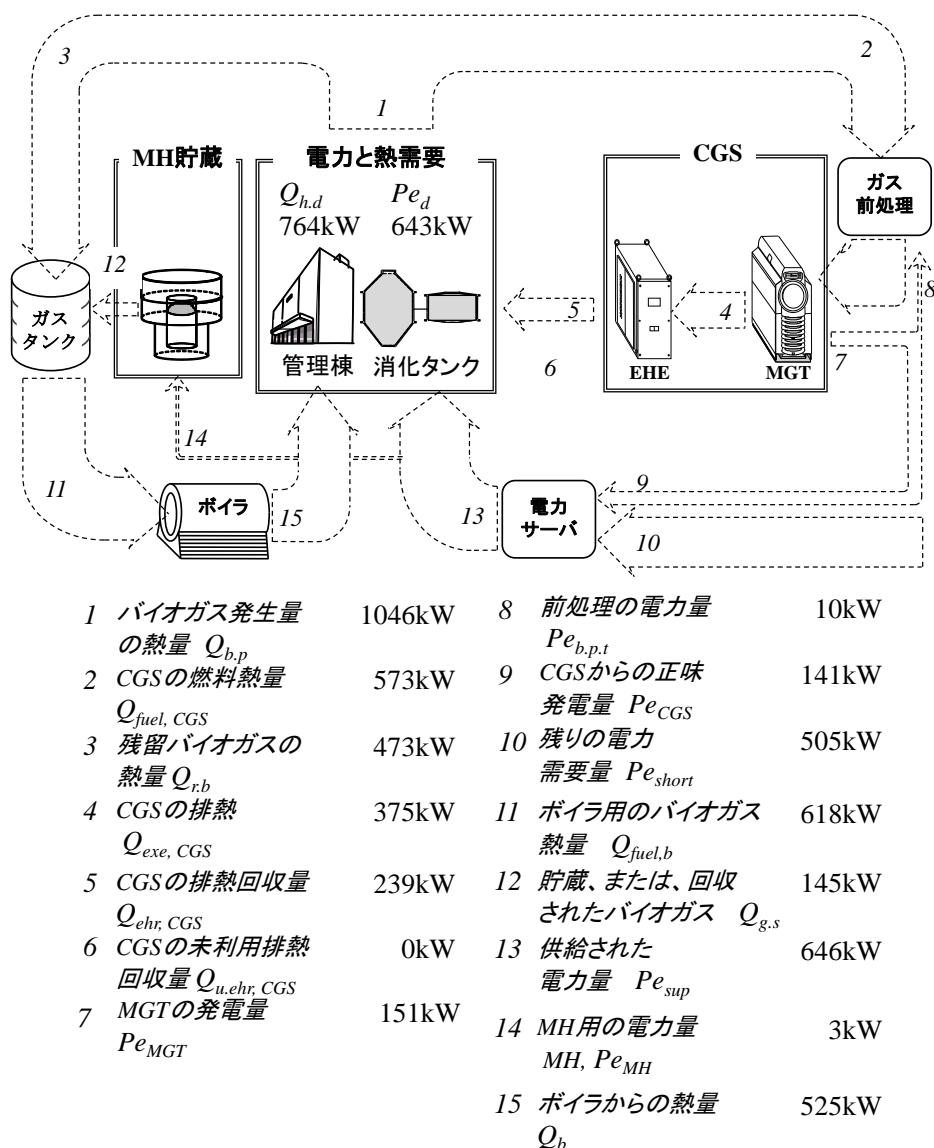


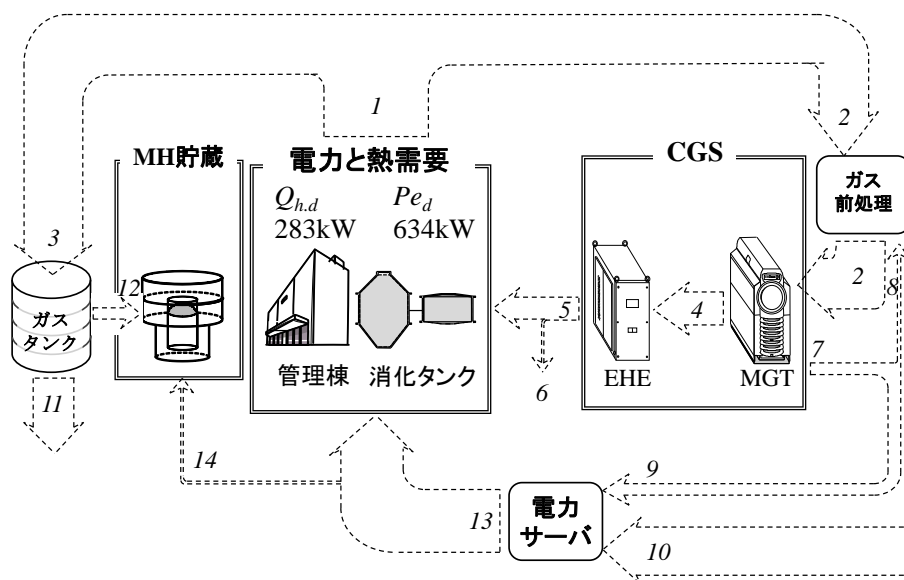
図 6.6 $Q_{h,d} / Q_{b,p} (=0.60) > \eta_{ehr}$ の場合の冬季でのエネルギーバランス

6.3.2(c). 施設のエネルギー指標がコジェネレーションシステムの排熱性能に一致しない場合 ($Q_{h,d} / Q_{b,p} (=0.35) < \eta_{ehr}$ の場合)

図 6.7 および 6.8 に $Q_{h,d} / Q_{b,p} (=0.35) < \eta_{ehr}$ の場合のエネルギーバランスの結果を示す。なお、夏季の場合には図 6.7 に、冬季の場合には図 6.8 に示す。図より、この場合では熱需要が比較的低いため、ボイラが不要で CGS からの排熱回収量だけで熱需要全量を賄えることが分かる。しかし、冬季では、発生したバイオガス全

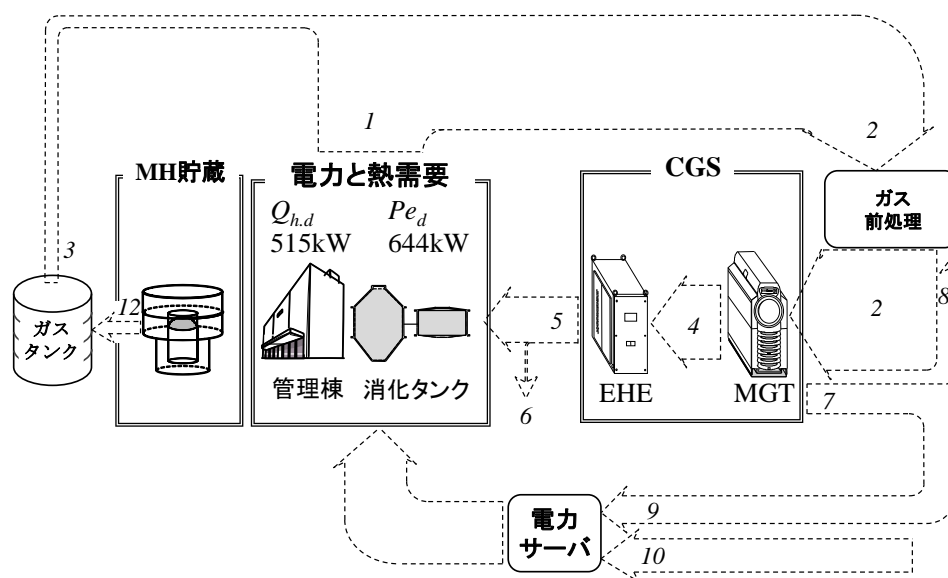
量を CGS で消費されても熱需要量全量を賄えないため、夏季のバイオガスの一部を貯蔵する必要がある。

このように、この場合では、年間を通して熱需要量全量を賄えることが分かる。しかし、夏季でのバイオガス発生量の 377kW の分はまだ未利用となり、この分も利用できるようにシステム構成の改善を考える必要がある。



1	バイオガス発生量の熱量 $Q_{b,p}$	1059kW	8	前処理の電力量 $Pe_{b,p,t}$	11kW
2	CGSの燃料熱量 $Q_{fuel, CGS}$	584kW	9	CGSからの正味発電量 Pe_{CGS}	133kW
3	残留バイオガスの熱量 $Q_{r,b}$	475kW	10	残りの電力需要量 Pe_{short}	511kW
4	CGSの排熱 $Q_{exe, CGS}$	397kW	11	未利用の余剰バイオガス熱量 $Q_{u,b}$	377kW
5	CGSの排熱回収量 $Q_{ehr, CGS}$	291kW	12	貯蔵、または、回収されたバイオガス $Q_{g,s}$	98kW
6	CGSの未利用排熱回収量 $Q_{u,ehr, CGS}$	8kW	13	供給された電力量 Pe_{sup}	644kW
7	MGTの発電量 Pe_{MGT}	144kW	14	MH用の電力量 Pe_{MH}	10kW

図 6.7 $Q_{h,d} / Q_{b,p} (=0.35) < \eta_{ehr}$ の場合の夏季でのエネルギーバランス



1	バイオガス発生量の熱量 $Q_{b,p}$	1061kW	8	前処理の電力量 $Pe_{b,p,t}$	21kW
2	CGSの燃料熱量 $Q_{fuel, CGS}$	1159kW	9	CGSからの正味発電量 Pe_{CGS}	277kW
3	残留バイオガスの熱量 $Q_{r,b}$	98kW	10	残りの電力需要量 Pe_{short}	367kW
4	CGSの排熱 $Q_{exe, CGS}$	771kW	11	未利用の余剰バイオガス熱量 $Q_{u,b}$	0kW
5	CGSの排熱回収量 $Q_{ehr, CGS}$	525kW	12	貯蔵、または、回収されたバイオガス $Q_{g,s}$	98kW
6	CGSの未利用排熱回収量 $Q_{u,ehr, CGS}$	10kW	13	供給された電力量 Pe_{sup}	644kW
7	MGTの発電量 Pe_{MGT}	298kW			

図 6.8 $Q_{h,d} / Q_{b,p} (=0.35) < \eta_{ehr}$ の場合の冬季でのエネルギーバランス

6.3.2(d). 施設のエネルギー指標がコジェネレーションシステムの排熱性能に一致しない場合 ($Q_{h,d} / Q_{b,p} (=0.20) < \eta_{ehr}$ の場合)

図 6.9 に $Q_{h,d} / Q_{b,p} (=0.20) < \eta_{ehr}$ の場合のエネルギーバランスの結果を示す。なお、この場合では年間を通して同様な傾向が見られたため、夏季および冬季の結果を年間の結果としてまとめた。図よりこの場合では、年間を通して熱需要が低いため、ボイラや MH 貯蔵を使用しなくても CGS からの排熱回収量だけで熱需要

全量を賄えることが分かる。しかし、前項の $Q_{h,d}/Q_{b,p} < \eta_{ehr}$ ($=0.35$) の場合よりも、この場合では未利用の余剰バイオガスが多く、その量は年間を通して 644kW となり、バイオガス発生量の 61%分にも達する。したがって、この場合でも熱需要全量を賄えるが、バイオガス全量を利用できるようにシステム構成法の改善やバイオガスの別の利用法を考える必要がある。

以上のことから、いずれの場合においても CGS は熱需要全量を賄えることが分かった。 $Q_{h,d}/Q_{b,p} \approx \eta_{ehr}$ の場合、バイオガス全量を電力・熱として利用できる。一方、 $Q_{h,d}/Q_{b,p} > \eta_{ehr}$ の場合になると熱需要が高いためボイラの利用も必要となり、最終的に得られた CGS からの発電量も少ない。また、 $Q_{h,d}/Q_{b,p} < \eta_{ehr}$ の場合、未利用の余剰バイオガスが多くなるためそれを利用できるように新たなバイオガスの利用法やシステム構成の改善が必要となる。

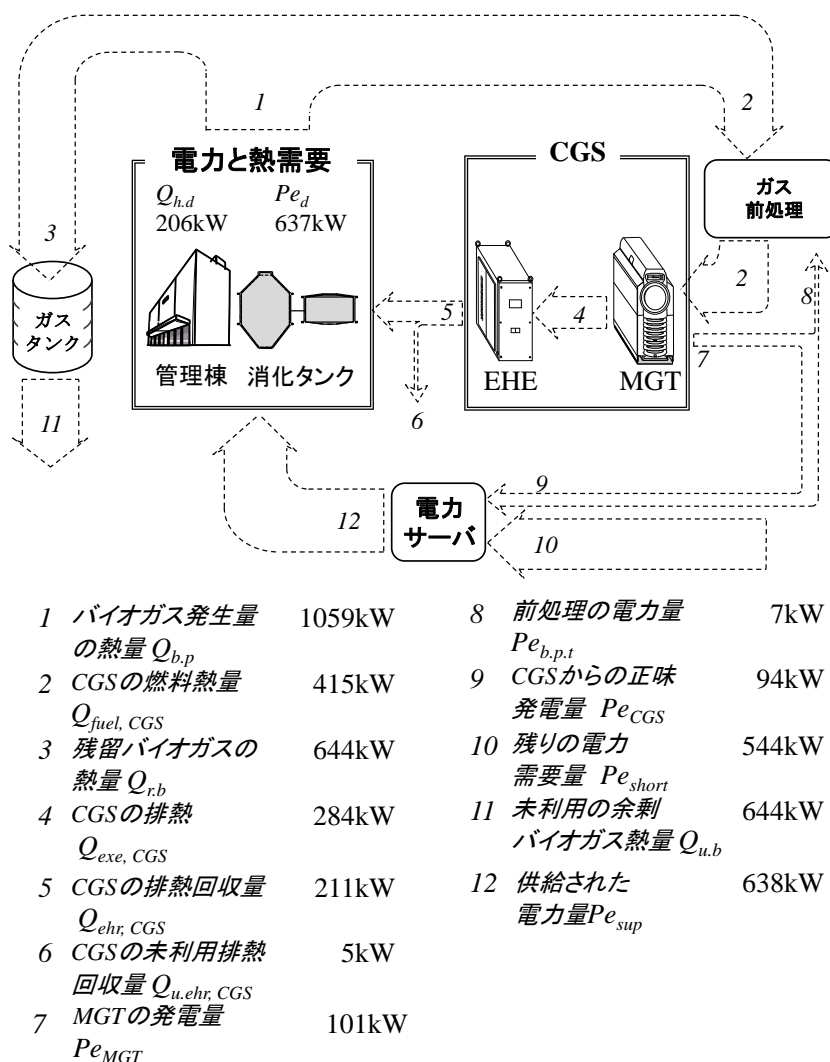


図 6.9 $Q_{h,d} / Q_{b,p} (=0.20) < \eta_{ehr}$ の場合の年間でのエネルギーバランス

6.3.3. 施設のエネルギー指標 ($Q_{h,d} / Q_{b,p}$ 値) と原動機の排熱性能 (η_{ehr}) との関係と稼働方式

図 6.10 に、前項各条件でのバイオガスの利用率 $\eta_{u,b}$ 、電力需要の低減率 $\eta_{Pe,red}$ およびバイオガスエネルギー回収効率 $\eta_{b.e.r}$ のバランスを示す。 $Q_{h,d} / Q_{b,p} (=0.48) \approx \eta_{ehr}$ 、 $Q_{h,d} / Q_{b,p} (=0.60) > \eta_{ehr}$ 、 $Q_{h,d} / Q_{b,p} (=0.35) < \eta_{ehr}$ および $Q_{h,d} / Q_{b,p} (=0.20) < \eta_{ehr}$ の場合の結果、それぞれ、図 6.10(a), (b), (c) および (d) として示す。

図 6.10(a)の $Q_{h,d} / Q_{b,p} (=0.48) \approx \eta_{ehr}$ の場合、他の場合に比べてバイオガスの利用率、電力需要の低減率およびバイオガスエネルギー回収効率が最大に近くなる傾向が見られることから、最も効果的な CGS 構成が得られると判断できる。この場合、 $\eta_{u,b}=0.99$ 、 $\eta_{BER}=0.69$ であり、かつ、最大の電力需要低減効果 $\eta_{Pe,red}=0.34$ に達することが分かる。

一方、図 6.10(b)の $Q_{h,d} / Q_{b,p} > \eta_{ehr}$ の場合、 $\eta_{u,b}=0.99$ 、 $\eta_{BER}=0.74$ となり、 $Q_{h,d} / Q_{b,p} \approx \eta_{ehr}$ の場合と同程度の性能を示す。しかし、 $\eta_{Pe,red}=0.16$ となり、 $Q_{h,d} / Q_{b,p} \approx \eta_{ehr}$ の場合よりも電力需要の低減効果は低い。これは、施設の熱需要量が CGS の排熱回収量より多くなるため、ボイラの同時稼働により CGS の発電量が少なくなることに基づくと考えられる。

また、図 6.10(c)および(d)、 $Q_{h,d} / Q_{b,p} (=0.20, 0.35) < \eta_{ehr}$ の場合、それぞれ $\eta_{u,b}=0.39$ および 0.73 、 $\eta_{BER}=0.28$ および 0.52 、 $\eta_{Pe,red}=0.15$ および 0.27 となり、いずれの点からみても $Q_{h,d} / Q_{b,p} \approx \eta_{ehr}$ の場合よりも各効果が低いことが分かる。この条件では、熱需要量が少ないことで、CGS によるバイオガスの利用が抑えられるため、バイオガスの利用率および電力需要の低減率が低くなる。したがって、仮に、 $Q_{h,d} / Q_{b,p}$ が η_{ehr} に一致しない場合においても MGT 以外の原動機を使用し、CGS の η_{ehr} を施設の $Q_{h,d} / Q_{b,p}$ に等しく設定できるならば、 $Q_{h,d} / Q_{b,p} \approx \eta_{ehr}$ の場合のように効率高くバイオガス全量を効果的に使用できると考えられる。

以上のことから、下水処理施設に CGS を構成する際、CGS の η_{ehr} を施設固有の $Q_{h,d} / Q_{b,p}$ 値に一致させるように原動機、補機類を構成できれば、エネルギー利用上、最も有効な CGS が得られることが明らかとなった。

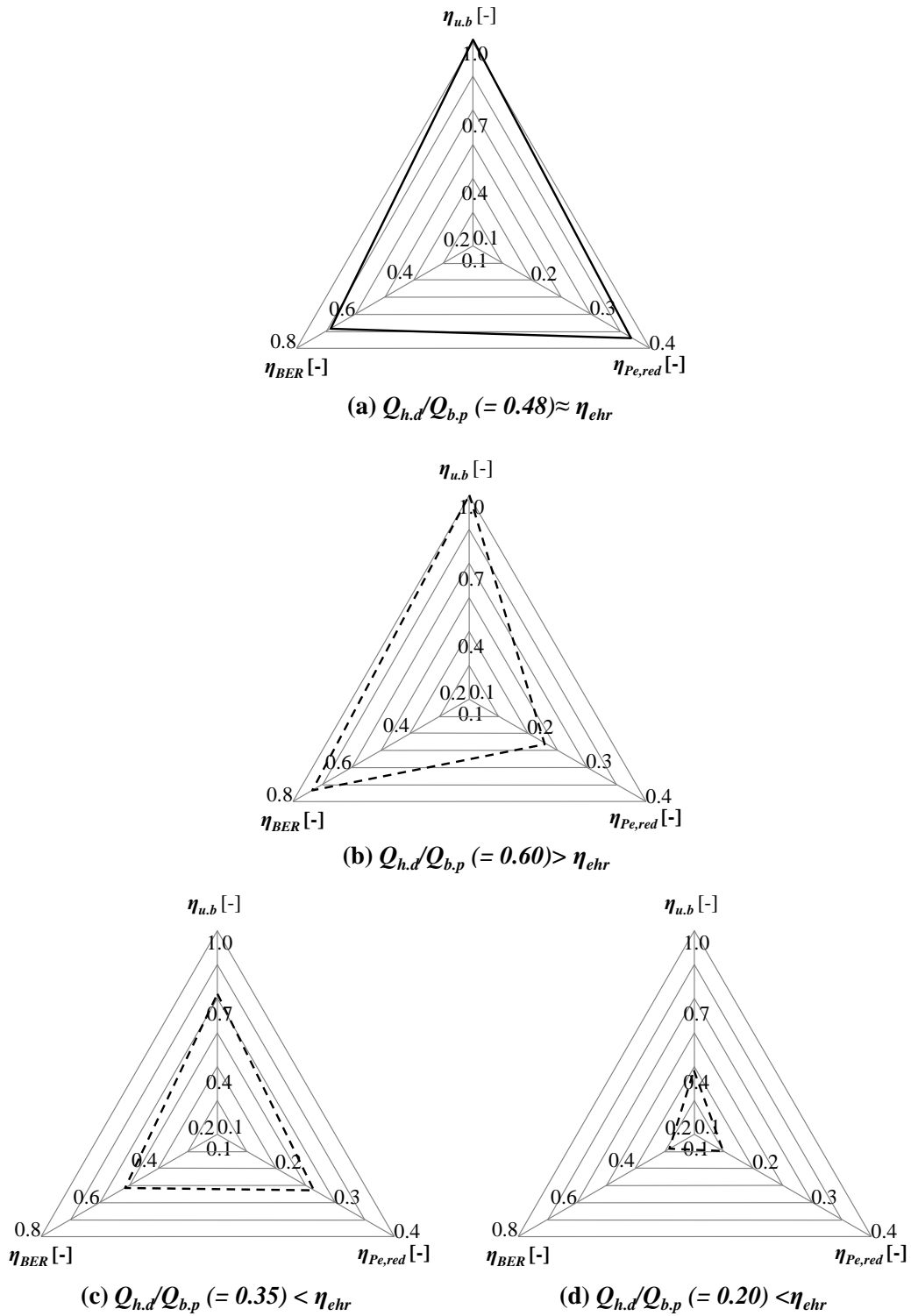


図 6.10 各場合の CGS の効果と性能の比較

6.3.4. 施設のエネルギーバランス指標 ($Q_{h,d}/Q_{b,p}$ 値) に対応するシステム構成とその最適化

図 6.11 に、原動機の典型的な仕様[14]–[19]から推定した CGS の排熱回収効率 η_{ehr} を示す。なお、大規模な CGS には蒸気タービン(ST)、ガスタービン(GT)、コンバインドサイクル(CC)を、また、中小規模の CGS にはスターリングエンジン(SE)、ガソリンエンジン(GE)、燃料電池(FC)、MGT をそれぞれ例に挙げ、それらの η_{ehr} の範囲をおおよそ示す。

前図 6.10(a)の $Q_{h,d}/Q_{b,p}(=0.48) \approx \eta_{ehr}$ の場合には、MGT だけではなく、他の原動機の η_{ehr} もこの範囲に入るため、排熱回収効率が同程度であれば、他の原動機を使用しても同程度の結果が得られると考えられる。一方、前図 6.10(b)の $Q_{h,d}/Q_{b,p} > \eta_{ehr}$ の場合には、取りうる η_{ehr} の値は大規模な CGS の値の範囲に限られているが、仮に CGS の原動機として MGT の代わりに蒸気タービン(ST)が使用可能であれば、より高い効果が期待できる。また、前図 6.10(c)および(d)の $Q_{h,d}/Q_{b,p} < \eta_{ehr}$ の場合、CGS の原動機として MGT の代わりに熱電比が低くなる燃料電池(FC)を使用する仮定すると、バイオガス全量を CGS で効率高く利用できることが期待できる。

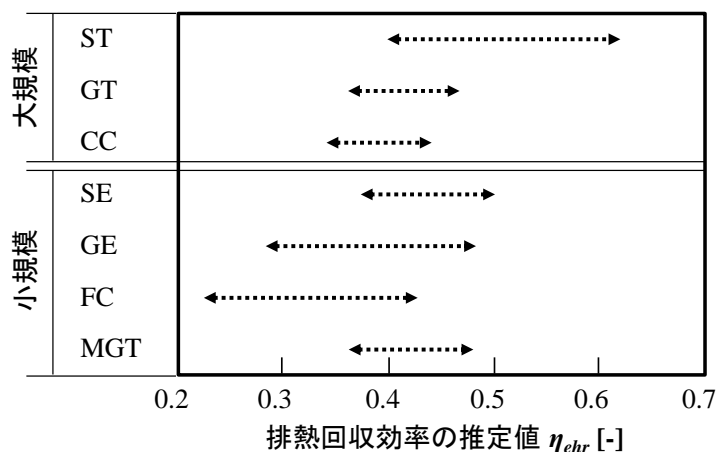


図 6.11 様々な CGS の排熱回収効率の推定値

CGSを導入する際にコストや構成規模などの点から最適な原動機を選択してシステムを構成できない場合もあるため、現状のシステムの良否を検討してみる必要がある。図 6.12 に、最適な原動機を選定できない際、どのような補助機器をCGSに組み込めば、より高効率なエネルギーシステムが得られるかを検討した結果を示す。図中で $Q_{h,d}/Q_{b,p} > \eta_{ehr}$ の場合には、熱需要が高いため、熱を効率高く供給できるシステムが必要となる。たとえば、第五章に検討したように、ボイラの代わりにヒートポンプを使用すれば、より高い効率が得られると予想される。

一方で、 $Q_{h,d}/Q_{b,p} < \eta_{ehr}$ の場合には、使用しきれないバイオガスが多いため、バイオガスそのままの利用か、またはバイオガスを燃焼させての熱利用を考える必要がある。6.2.1 項で述べたように一例として、バイオガスを精製して都市ガスや天然自動車に供給するシステムが考えられる。他にも、バイオガス全量で発電を行い、余った熱を施設外に移送して冷暖房に使用するかボトムリングサイクルを組み合わせる等の対策も考えられる。

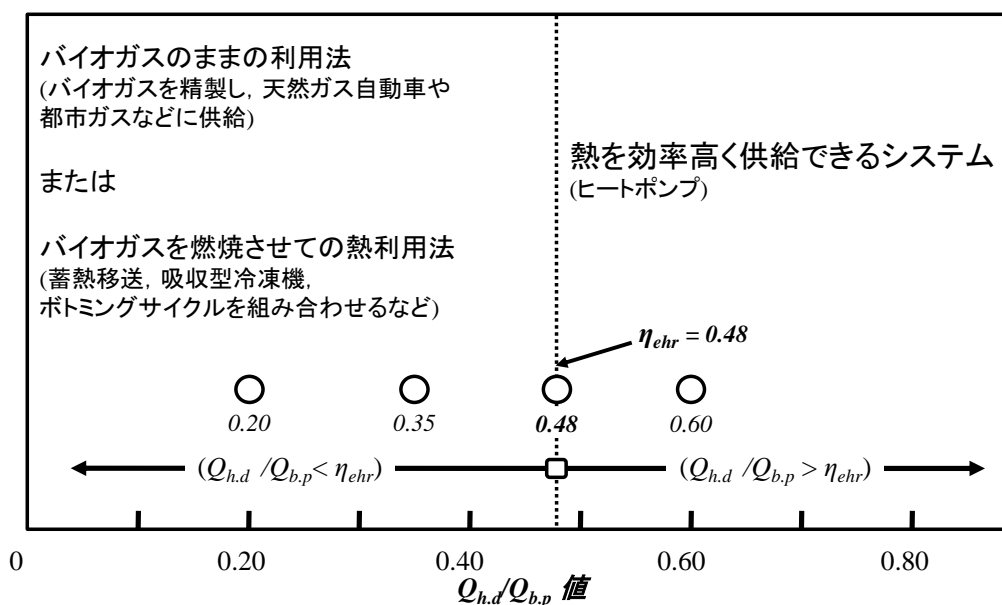


図 6.12 $Q_{h,d}/Q_{b,p} < \eta_{ehr}$ および $Q_{h,d}/Q_{b,p} > \eta_{ehr}$ における CGS の性能最適化

6.4. 結言

- (1) バイオガスプラントの周辺に熱と電力が必要となる他の施設がある場合、それらの熱と電力需要全量によって CGS の構成方法が種々考えられ、特に下水処理施設では熱需要を一致させるモードが適用可能である。
- (2) 様々な下水処理施設において、発生したバイオガスを最大限有効利用するためには、CGS の排熱回収効率 η_{ehr} と施設内の特性値となる年間平均熱需要量と年間平均バイオガス発生量の熱量との比 $Q_{h,d} / Q_{b,p}$ 値との間の関係を調べる必要がある。
- (3) 下水処理施設に CGS を構成する際、CGS の η_{ehr} を施設固有の $Q_{h,d} / Q_{b,p}$ 値に一致させるように原動機や補機類を構成できれば、エネルギーを効果的に利用する上で有効な CGS が得られる。
- (4) CGS の構成機器としては $Q_{h,d} / Q_{b,p} > \eta_{ehr}$ の場合には MGT の代わりに熱電比がより高い原動機を、一方、 $Q_{h,d} / Q_{b,p} < \eta_{ehr}$ の場合には逆に熱電比がより低い原動機を使用することで、バイオガス全量を効率高く利用できることが期待できる。

参考文献

1. International Energy Agency, World Energy Outlook, 2006, pp. 37.
2. 資源のみち委員会, “下水汚泥資源利用の現状と課題”, 2006, 国土交通省, <<http://www.mlit.go.jp/crd/sewage/shingikai-iinkai/shigen/sigen1st.html>>
3. Bruno, J.C., Victor, O.L., Coronas, A., Integration of Absorption Cooling Systems into Micro Gas Turbine Trigeneration Systems Using Biogas, *Applied Energy*, Vol. 86, No. 6, 2009, pp. 837-847.
4. Naing, S., Yamada, T., Nakanishi, K., Applied Performance Research of a Cogeneration Arrangement with Proposed Efficiency Well-Balance Method, *Journal of Power and Energy System*, Vol.1, No.3, 2007, pp.199-210.

5. Naing, S., Yamada, T., Nakanishi, K., Renewable Fuel Utilization in a Cogeneration Arrangement with Hydrate Storage Method, *Journal of Power and Energy System*, Vol.1, No.3, 2007, pp. 239-250.
6. 片岡匡史, 中島照幸, 中川貴博, 湯浅三郎, 消化ガスの燃焼特性とマイクロタービン消化ガスコージェネレーションシステムへの適用, エバラ時報, No.218, 2008, pp. 8-15.
7. 下水道機構, マイクロガスタービンを用いた消化ガスコージェネレーションシステムに関する研究, 研究成果年報, 2004.
<<http://www.jiwet.jp/result/annual/sludgeprocessing/2004a1-2-3-15m.htm>>
8. J., B., Holm-Nielsen, T., Al Seadi, P., Oleskowicz-Popiel, The Future of Anaerobic Digestion and Biogas Utilization, *Bioresource Technology*, Vol. 100, No. 22, 2009, pp. 5478-5484.
9. R., J., Spiegel, J., L., Preston, Test Result for Fuel Cell Operation on Anaerobic Digester Gas, *Journal of Power Sources*, Vol. 86, No. 1-2, 2000, pp. 283-288.
10. フィルダウス バスライ, 山田貴延, 中西喜美雄, 下水処理施設におけるマイクロガスタービンコージェネレーションシステムの性能評価 (年間平均気温の異なる地域での性能解析), 日本機械学会論文集, B編, 77, 2011, pp. 342-352.
11. 日本ガス協会, バイオマスエネルギー利用, <<http://www.gas.or.jp/default.html>>
12. European Biomass Association, A biogas Roadmap for Europe, pp.8-9.
13. バイオエナジー株式会社, バイオガスの都市ガス導管への注入について. <http://www.bio-energy.co.jp/news/bio_gas.php>
14. 日本コージェネレーションセンター, コージェネレーションシステム総合マニュアル新版, 通産資料出版会, 2003, p. 30-31,
15. U.S. Environmental Protection Agency Combined Heat and Power Partnership, Catalog of CHP Technologies, 2008, p. 7.
16. EDUCOGEN, An Educational Tool for Cogeneration, 2001, p. 57.

17. Midwest CHP Application Center and Avalon Consulting, Inc., Combined Heat & Power (CHP) Resource Guide, Second Edition, 2005, pp. 3-4.
18. International Energy Agency, Distributed Generation in Liberalised Electricity Markets, 2002, p. 3.
19. Energy Solution Center, The Energy Solutions Center DG Applications Guide, 2004, pp. 35, 47, 54, 68.

第7章

マイクロガスタービンコージェネレーションシステムの規模と施設の規模との関係

本章では、下水処理施設固有の規模に応じて、どのような発電容量の規模のマイクロガスタービンコージェネレーションシステム(MGT-CGS)が適切なのかを明らかにした。異なる施設の規模を得るためには、第二章で説明した中規模の施設として下水処理量を 0.50 および 0.25 倍に縮小したものを検討した。さらに、MGT-CGS の部分負荷の影響も調べるために、年間を通して熱需要量が増加する場合での使用も想定した。各場合には 30 kW、65 kW および 200 kW となる異なる発電容量を持つ MGT-CGS を使用すると想定して計算した。また、さらなる最適化を目指し、30 kW、65 kW および 200 kW の組み合わせシステム(MGT-Combination)も考案した。その結果、MGT-Combination を除いて、通常、MGT の全負荷燃料入熱量が施設のバイオガス発生量の熱量と同程度になると最も効率的なシステムが得られることが分かった。しかし、寒冷地のように熱需要が大きく変化する場合、部分負荷の使用率が高くなり全体効率も低下することが分かった。また、一般に MGT-Combination は最も効率的なシステムであるが、熱帯地域のように年間を通して熱需要量があまり変わらない場合では、その効果もさほど大きくないことを明らかにした。

7.1. 結言

バイオマスを燃料とした MGT-CGS については比較的多く報告されている[1]–[7]が、中小規模の下水処理施設において、その規模に応じて発電容量が異なる MGT-CGS の性能比較や適切な発電容量等の観点では、まだほとんど報告されていない。一般に、300kW 以下のガスタービンは MGT として分類されるが、発電容量が異なると各 MGT-CGS の総合効率も異なる。通常、発電容量が大きい MGT はその発電効率も高く、作動条件としてある程度の部分負荷の範囲まで低下しても、発電容量が小さい MGT での全負荷時の発電効率よりも高い。一方で、バイオガス発生量が 125 000 m³/month 程度の下水処理施設を中小規模の施設として分類されている[1]が、同じ規模でも、気温条件が異なると施設の熱需要の状況も変わるため MGT の稼働状況も変わる。

本章では、3つの異なる規模の下水処理施設、さらに国内における3つの異なる気温条件において、30 kW, 65 kW および 200 kW と異なる発電容量を持つ MGT-CGS の性能比較を行った。第2章で説明した実際の中規模の下水処理施設を解析モデルとした。また、MGT の部分負荷時の稼働の効率低下も考慮し、既に高い発電効率を維持するためには、発電容量が異なる MGT の最適な組み合わせ(MGT-Combination)を考案した。これらの MGT-CGS の性能を前章と同様に発電効率、バイオガスエネルギー回収効率および電力需要低減率を基に検討を行った。

7.2. 解析方法

7.2.1. 気温条件と施設の規模の縮小法

異なる熱需要を得るためには、解析モデルとした施設を2.1節で説明した低温・中温・高温条件での使用を想定した。また、規模が異なる施設における MGT-CGS の性能を検討するために、2.2節で説明した解析モデルとした消化タンクのバイオガス発生量を基に、その規模を0.50および0.25倍に縮小させた。0.50および0.25倍の規模の場合、そのバイオガス発生量はそれぞれ65000および32000 m³となった。通常、メタン発酵によるバイオガス発生量は汚泥の種類、濃度、pHによって影響を受ける。下水処理施設の場合、その他にも、流入する汚泥量、汚泥温

度によってバイオガス発生量が増える。ここでは、下水処理施設の規模を縮小変化させるためには、施設に流入する汚泥の質、消化温度を実際の解析モデルとした下水処理施設と同一として流入する量を減少させた。そのためには、汚泥量と共に値が減少する諸元値は施設がカバーする人口、電力需要および消化タンク容量である。消化タンクの形式に関しては、コストの面では一般に中小規模には円筒型の消化タンクが使用され、大規模には卵型の消化タンクが使用されている。ここでは、中小規模を考えるため、解析モデルとした円筒型の消化タンクを基に、容積だけを 0.25 および 0.50 倍に縮小変化させた。各規模の諸元値を表 7.1 に、また、熱需要を算出するために使用した諸元値を表 7.2 にそれぞれ示す。1.0 倍の規模は 2.2 節に説明した実際の値を示したものである。

表 7.1 各規模の施設の主な諸元値

規模		0.25	0.50	1.0
人口	[人]	25000	50000	100000
平均の電力需要	[kW]	160	319	638
消化タンクと総容積 (2台)	[m ³]	2524	5044	10088
平均の流入汚泥量	[m ³ /month]	1883	3766	7533
平均のバイオガス発生量	[m ³ /month]	32415	64827	129654

表 7.2 各規模の施設の熱需要を算出するために使用された諸元値

		壁の総合面積	壁の総括伝熱係数	窓の総合面積	窓の総括伝熱係数
		[m ²]	× 10 ⁻³ [kW/(m ² K)]	[m ²]	× 10 ⁻³ [kW/(m ² K)]
規模 : 0.25	消化タンク	675	2.44		
	管理棟	901	4.11	41	3.60
規模 : 0.50	消化タンク	940	2.76		
	管理棟	1204	4.11	55	3.60
規模 : 1.0	消化タンクA	1115	2.76		
	消化タンクB	816	2.44		
	管理棟	2773	4.11	82	3.60
流入汚泥温度			最低	最高	平均
	低	[°C]	9.3	18.6	14.2
	中	[°C]	17.1	27.6	21.7
	高	[°C]	23.2	29.8	26.8

7.2.2. マイクロガスタービンコージェネレーションシステムおよびその性能

使用を想定した MGT-CGS は、発電容量が 30kW(MGT-30), 65kW(MGT-65)および 200kW(MGT-200)の各 MGT-CGS となり、各 MGT-CGS の ISO 条件下における諸元値を表 7.3 に示す。なお、これらの MGT は再生器を有する比較的高効率なキャップストーン社製の MGT である[8]–[15]。排熱回収ボイラの部分の解析方法は、2.3 節で記述したものと同一方法とし、それらの容量比および *NTU* 値を同表に示す。また、吸気温度による MGT の性能変化に関しては[8]–[15]から参照できる。

表 7.3 各 MGT-CGS の ISO 条件下における諸元値

マイクロガスタービン		MGT-30	MGT-65	MGT-200
排ガス温度	[°C]	273	309	279
排ガスの質量流量	[kg/s]	0.31	0.49	1.33
定格発電出力	[kW]	30	65	200
定格燃料発熱量	[kW]	115	224	609
発電効率	[-]	0.26	0.29	0.33
排熱回収ボイラ				
温度交換効率	[-]	0.80	0.80	0.80
温水入り口温度	[°C]	80	80	80
温水の質量流量	[kg/s]	1.22	1.81	5.28
定格排熱回収量	[kW]	56	105	246
容量比	[-]	0.062	0.066	0.062
NTU	[-]	1.719	1.727	1.718

本章では、部分負荷時の稼働も考慮し、MGT-30, MGT-65 および MGT-200 の部分負荷時の出力は、それぞれ [12], [13]および[14]で参照できる。以上の文献から、各 MGT-CGS の部分負荷時の発電出力 Pe , 排熱回収量 Q_{ehr} , および燃料熱量 Q_{fuel} を次式(7.1)~(7.9)で算出できる。なお、 PL は部分負荷率[-]。また、得られた結果から、発電効率 η_{Pe} , 排熱回収効率 η_{ehr} および総合効率 η_E を算出した。

$$Pe_{MGT-30,PL} = Pe_{MGT-30,FL} \cdot PL \quad [\text{kW}] \quad (7.1)$$

$$Q_{ehr,MGT-30,PL} = Q_{ehr,MGT-30,FL} \left(0.1718 + 0.6529 \cdot PL + 0.1706 \cdot PL^2 \right) \quad [\text{kW}] \quad (7.2)$$

$$Q_{fuel,MGT-30,PL} = Q_{fuel,MGT-30,FL} \left(0.1513 + 0.7824 \cdot PL + 0.06004 \cdot PL^2 \right) \quad [\text{kW}] \quad (7.3)$$

$$Pe_{MGT-65,PL} = Pe_{MGT-65,FL} \cdot PL \quad [\text{kW}] \quad (7.4)$$

$$Q_{ehr,MGT-65,PL} = Q_{ehr,MGT-65,FL} \left(0.1240 + 0.9707 \cdot PL - 0.1173 \cdot PL^2 \right) \quad [\text{kW}] \quad (7.5)$$

$$Q_{fuel,MGT-65,PL} = Q_{fuel,MGT-65,FL} \left(0.1228 + 0.9766 \cdot PL + 0.1131 \cdot PL^2 \right) \quad [\text{kW}] \quad (7.6)$$

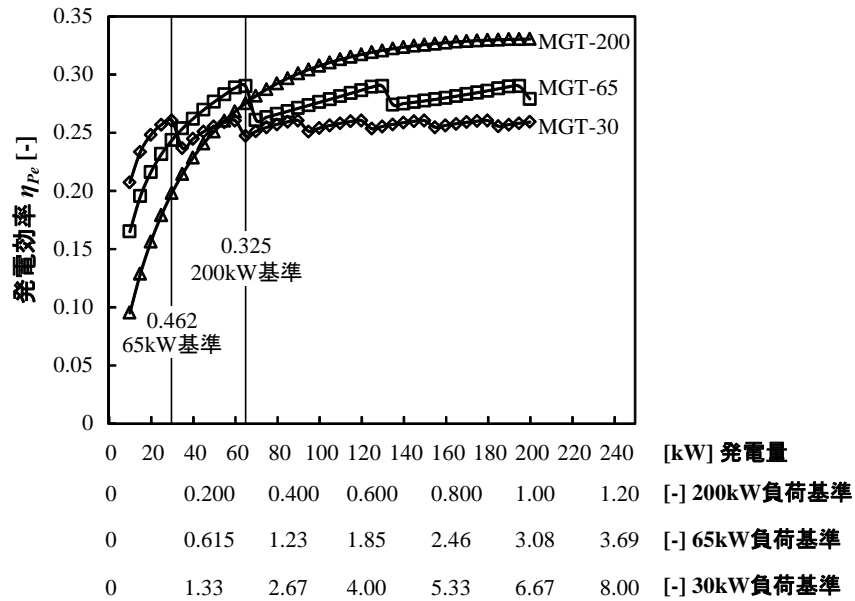
$$Pe_{MGT-200,PL} = Pe_{MGT-200,FL} \cdot PL \quad [\text{kW}] \quad (7.7)$$

$$Q_{ehr,MGT-200,PL} = Q_{ehr,MGT-200,FL} \left(0.1117 + 0.5346 \cdot PL + 0.3416 \cdot PL^2 \right) \quad [\text{kW}] \quad (7.8)$$

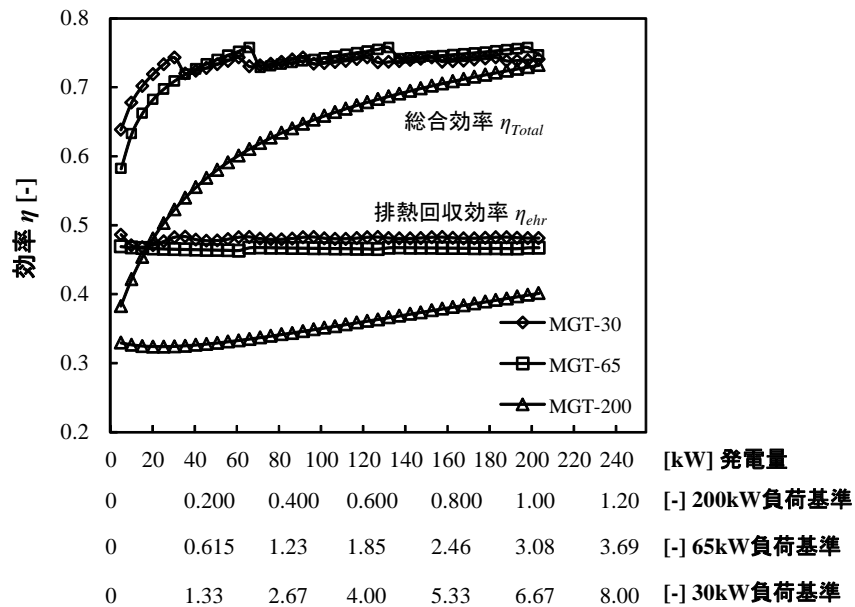
$$Q_{fuel,MGT-200,PL} = Q_{fuel,MGT-200,FL} \left(0.1350 + 0.7373 \cdot PL + 0.1213 \cdot PL^2 \right) \quad [\text{kW}] \quad (7.9)$$

また、異なる発電容量を持つ MGT の適切な組み合わせ方法を調べるために、全 MGT-CGS の発電出力と各効率との関係を検討したところ、その関係が図 7.1 のようになった。なお、MGT-200 の場合には 1 台の稼働となり、MGT-65 および MGT-30 の場合は複数台の場合の値を示す。図 7.1 では、MGT-30、MGT-65 および MGT-200 の全負荷時の出力を基にした発電出力の値を x 軸に、一方各効率を y 軸に示す。

図 7.1(a)より、発電出力が 200kW の場合、MGT-200 が最高の発電効率を示す一方で MGT-30 が最低の発電効率を示す。しかし、発電出力が 30kW 以下の時、つまり MGT-65 の定格発電出力の 0.462 倍の時には、MGT-30 の方が最高の発電効率を示す。一方で、発電出力が 30~65kW の時、つまり MGT-200 の定格発電出力の 0.150~0.325 倍の時には、MGT-65 の方が最高の発電効率を示す。このように、これらの MGT の適切な組み合わせ方法によってより高い発電効率を持つ MGT システムは可能であることが分かる。



(a) 発電効率



(b) 排熱回収および総合効率

図 7.1 各 MGT の発電出力および各効率と負荷との関係

また、排熱回収効率およびエネルギー効率の変化を図 7.1(b)に示す。図より、MGT-30 および MGT-65 は同程度の排熱回収効率が得られたが、MGT-200 はとくに部分負荷時に、低い排熱回収効率値を示す。発電出力が 200kW の時、いずれの MGT-CGS は 73~75%の同程度のエネルギー効率を示す。

熱需要量が高い場合では、熱効率が高いボイラも同時稼働するため、ここでは、MGT-CGS 排熱回収効率は焦点としなかった。そのため、MGT-Combination は高い発電効率を維持するためのシステムと想定し、以下に想定した稼働方法を示す。

- 施設の電力需要量が MGT-200 の部分負荷の 0.325 以上になると、MGT-200 が稼働し始める。
- 施設の電力需要量が MGT-65 の部分負荷の 0.462 以下になると、MGT-30 が稼働し始める。
- それ以外には、MGT-65 が稼働する。
- MGT-30 は MGT-65 および MGT-200 に比べてより低い部分負荷が使用できるため、MGT-65 および MGT-200 が消費できなかった残留バイオガスを利用するためには MGT-30 が稼働する。

7.2.3. 施設でのエネルギー利用およびマイクロガスタービンコジェネレーションシステムの評価法

本章では、基本的に 2.6 節で記述した方法でエネルギーバランスを検討した。しかし、ここでは、ガス貯蔵システムを考慮せず、発生したバイオガス全量を MGT-CGS およびボイラに供給するものとした。バイオガスを MGT-CGS に供給され、MGT-CGS からの排熱量 Q_{CGS} および供給されたバイオガス量 $Q_{CGS, fuel}$ を次式(7.10)、(7.11)で算出した。

$$Q_{CGS} = Q_{chr,FL} \cdot Unit + Q_{chr,PL} \quad [kW] \quad (7.10)$$

$$Q_{CGS, fuel} = Q_{CGS, fuel, FL} \cdot Unit + Q_{CGS, fuel, PL} \quad [\text{kW}] \quad (7.11)$$

なお、*Unit* は CGS の台数を示す変数である。この全台数からの排熱回収量およびボイラからの熱量が発生したバイオガスで熱需要全量を賄えるかどうか検討した。また、MGT-CGS の性能を評価・比較するためには、前章と同様にバイオガスエネルギー回収効率 η_{BER} および電力需要低減率 $\eta_{Pe, red}$ も計算した。

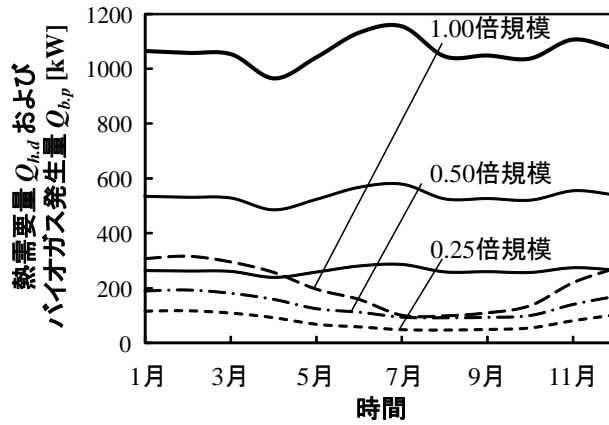
7.3. 解析結果

7.3.1. 各規模および気温条件での施設における熱需要量およびバイオガス発生量の状況

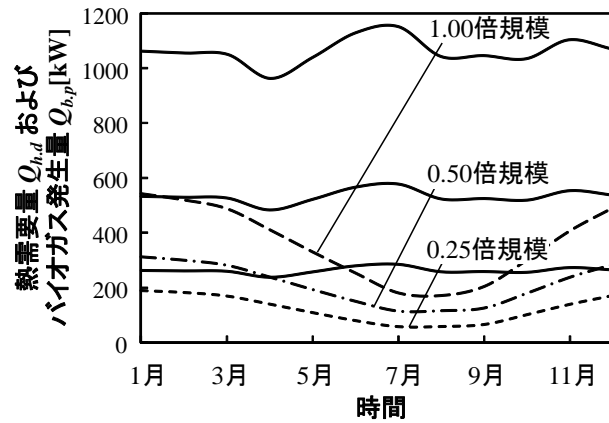
各規模および気温条件での施設の熱需要量 $Q_{h,d}$ およびバイオガス発生量の熱量 $Q_{b,p}$ を図 7.2 に示す。なお、高温、中温および低温度条件の結果を、それぞれ図 7.2(a), (b) および (c) に示す。また、実線はバイオガス発生量の熱量を、点線は熱需要量を、それぞれ示す。

図より、いずれの気温条件および規模においても、11～4月の間に熱需要が高くなり、5～10月の間に熱需要が低くなった。また、規模が小さくなると熱需要量が少なくなった。

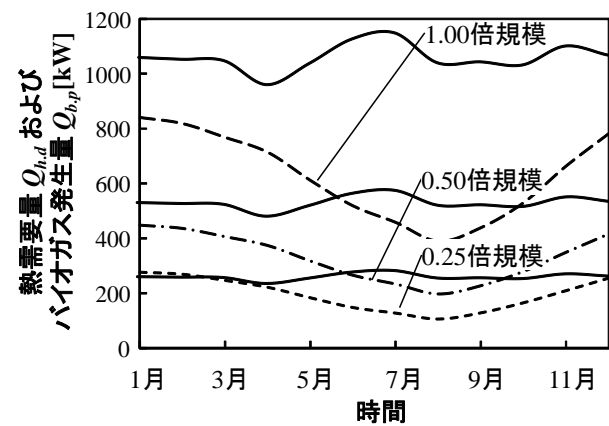
第三章にも述べたように、熱需要量とバイオガス発生量との比 $Q_{h,d}/Q_{b,p}$ は下水処理施設でのエネルギーバランスの全体像を示すために重要な指標である。各場合の $Q_{h,d}/Q_{b,p}$ 値を図 7.3 に示す。図より、施設の規模が小さくなると、 $Q_{h,d}/Q_{b,p}$ 値が大きくなることが分る。これは、消化タンクの表面積と体積との比と消化タンクのサイズとの関係に基づくもので、消化タンクの容量は施設の規模(バイオガス発生量)と同じ比率で小さくなったが、消化タンクの伝熱面積はそれほど小さくならなかったため、その分の建造物からの放熱量が多くなる。そのため、規模が小さくなると $Q_{h,d}/Q_{b,p}$ 値が少し大きくなることが分かる。



(a) 高温条件



(b) 中温度条件



(c) 低温条件

図 7.2 各規模および各気温条件での施設の熱需要量およびバイオガス発生量

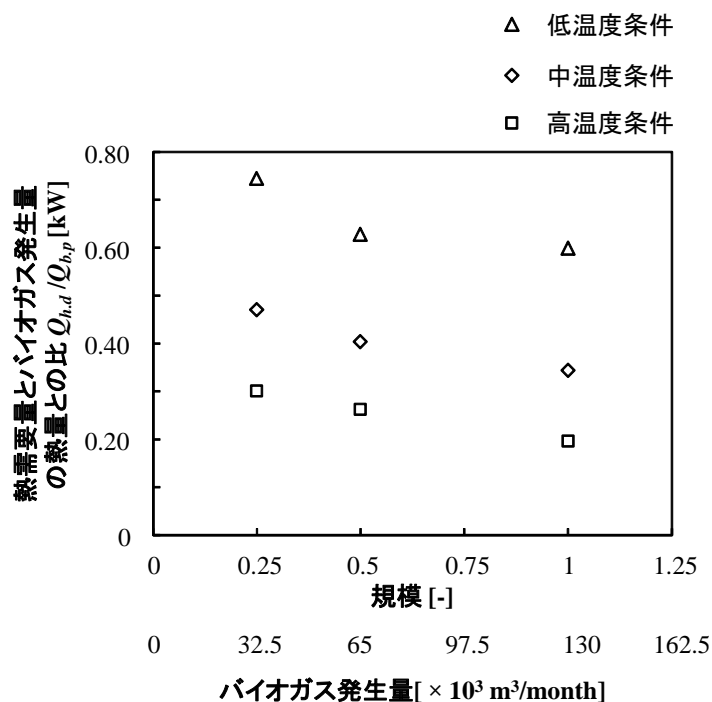


図 7.3 各場合の $Q_{h,d}/Q_{b,p}$ 値

7.3.2. 施設におけるエネルギーバランス

高温、中温および低温度条件におけるエネルギーバランスの結果を、それぞれ図 7.4、図 7.5 および図 7.6 に示す。図の左側から規模が 0.25 倍の規模の結果を示す。また、熱需要 $Q_{h,d}$ および CGS からの熱量 Q_{CGS} との関係を図の上段に、残留バイオガスの熱量 $Q_{r,b}$ を図の下段に示す。なお、この結果は 4 年間の解析期間の月毎平均値で示している。

図 7.4 より、高温度条件では熱需要が低いため、発生したバイオガス全量が MGT-CGS に供給できて、熱需要全量を賄えた。しかし、0.25 倍の規模となると冬季では MGT-200 は熱需要全量を賄えなかった。しかし、図の下段に示すように、もし、残留バイオガスがボイラで燃焼すれば熱需要全量を賄えることができる。

中温度条件の結果を示す図 7.5 より、夏季では MGT-CGS だけで熱需要全量を賅えたが、冬季では、熱需要が高いため残留バイオガスをボイラに供給する必要がある。また、図 7.6 より、低温度条件での熱需要は高く年間を通して変化するため、 Q_{CGS} も年間を通して変化した。冬季での熱需要全量を賅うためには、MGT-CGS はほとんど稼働せずにバイオガスはボイラに供給されている。さらに、解析結果から、0.25 および 0.50 倍の規模ではそれぞれ、1292 および 13167 m^3/year の都市ガスも必要となることが分かった。

このように、エネルギー供給システムの稼働状況は気温および規模により異なる。とくに、低温度条件ではボイラが必要不可欠となり、MGT-CGS の稼働状況も年間を通して大きく変わることになる。

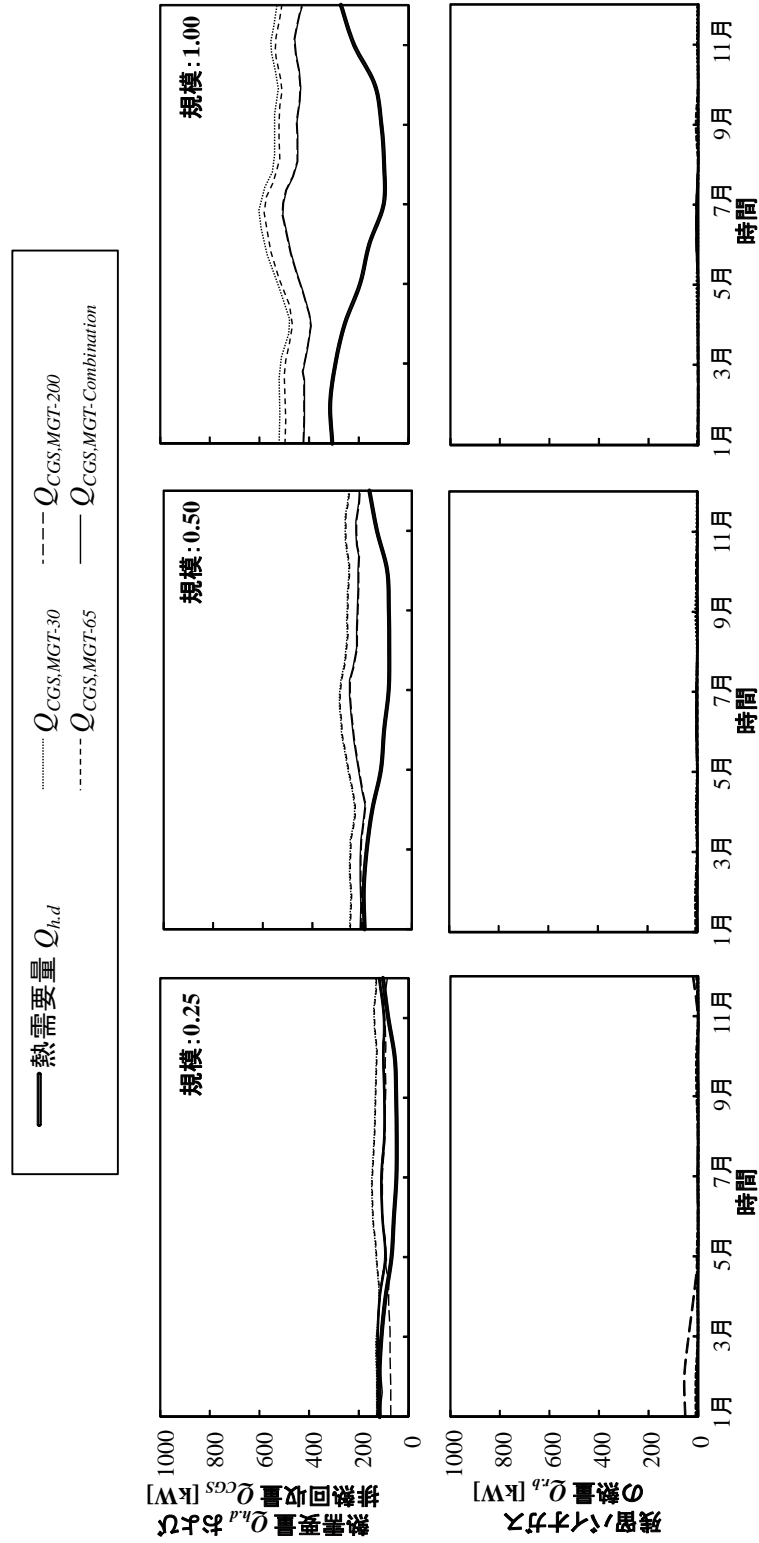


図7.4 高温条件におけるエネルギーバランスの結果

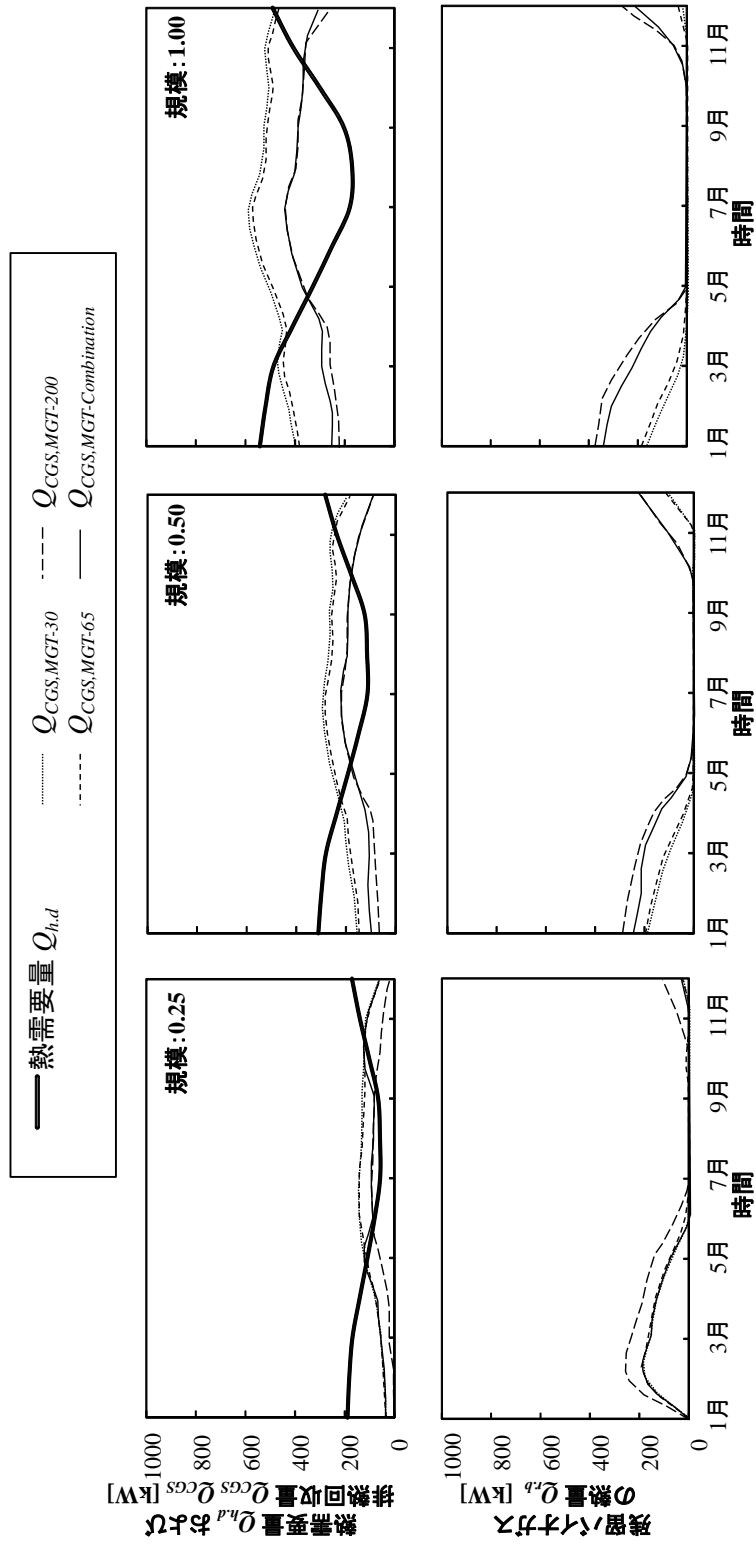


図7.5 中温度条件におけるエネルギーバランスの結果

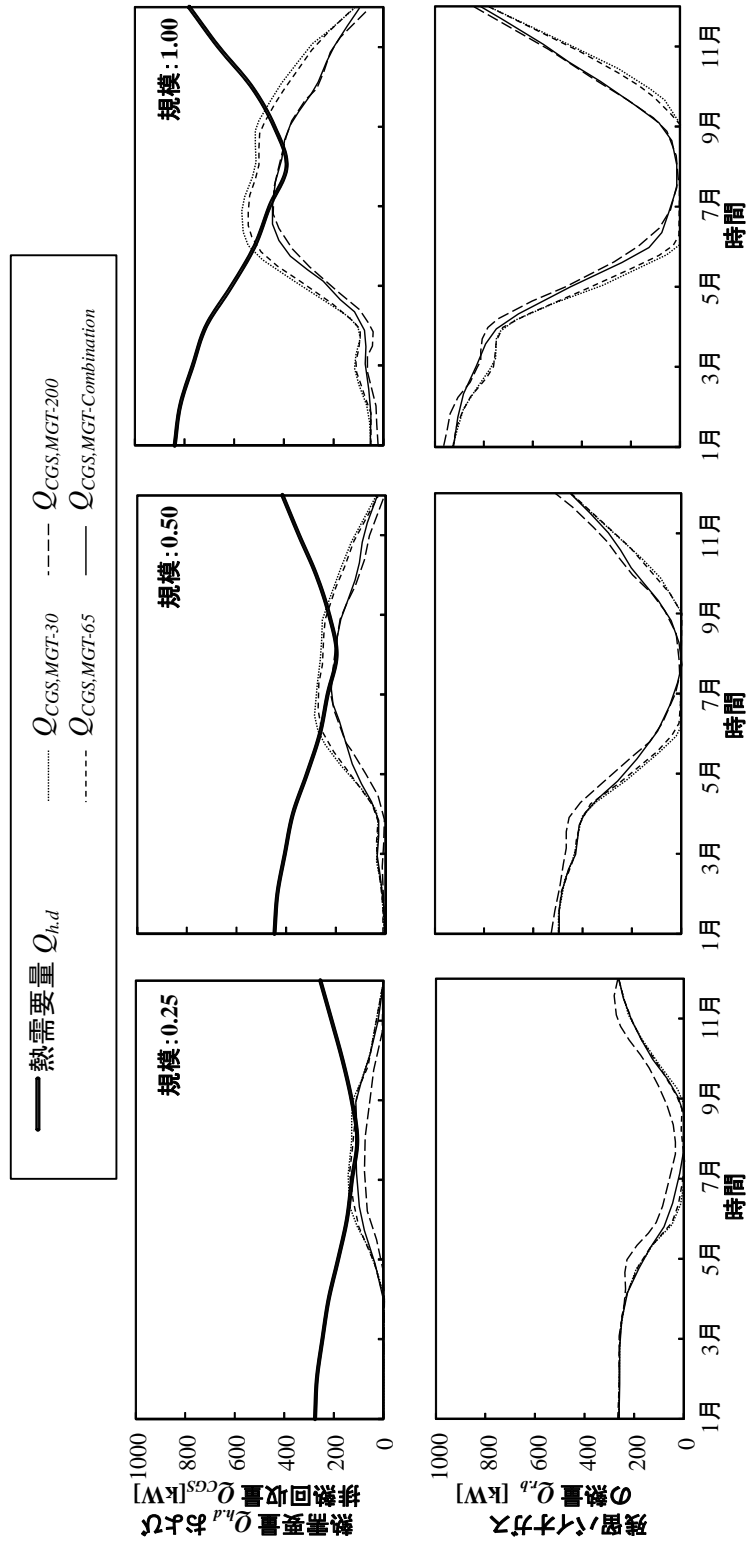


図7.6 低温度条件におけるエネルギーバランスの結果

7.3.3 マイクロガスタービンコジェネレーションシステムの性能

7.3.3(a). 発電効率および稼働状況

各 MGT-CGS の発電効率 η_{Pe} および部分負荷時の稼働状況について、なお、高温、中温および低温度条件の各結果を、それぞれ図 7.7、図 7.8 および図 7.9 に示す。さらに、全負荷で稼働する MGT-CGS の台数を表 7.3 に表す。なお、この結果は 4 年間の解析期間の月毎平均値で示している。図 7.7 の上段には各 MGT-CGS の発電効率を、中段には MGT-30、MGT-65 および MGT-200 の部分負荷の状況を、下段には MGT-Combination の部分負荷の状況を示す。斜線部分は図 7.1 に記述した MGT-65 および MGT-200 の部分負荷の許容範囲を示す。

図 7.7 より、0.50 および 1.0 倍の規模では、MGT-30 が最も低い発電効率を示す一方で、MGT-200 および MGT-Combination が最も高い発電効率を示す。MGT-Combination の部分負荷を示す図 7.7 の下段より、MGT-Combination の場合でも、MGT-200 しか稼働しなかったため、MGT-200 および MGT-Combination の発電効率が同程度となった。また、0.25 の場合でも同様な傾向が見られたが、冬季に高い発電効率を維持できた MGT-Combination に対して、MGT-200 ではその発電効率が少し低下した。これは、規模が 0.25 倍の場合、MGT-200 の部分負荷が発電効率が低くなる範囲にあるためである。一方、MGT-Combination の場合、MGT-200 から MGT-65 および MGT-30 に切り替えることによって発電効率を維持できた。

図 7.8 より、0.50 および 1.00 倍の規模では前図 7.7 と同様な結果が得られ、一般に MGT-Combination および MGT-200 が最も高い発電効率を示し、冬季では MGT-200 の発電効率が少し低下する傾向が見られた。このように、年間を通して MGT-CGS の稼働状況があまり変わらない場合、MGT-Combination においても稼働する MGT は MGT-200 のみとなるため、MGT-200 および MGT-Combination との間に結果的にあまり大きな差は生じない。そのため、熱帯地域のような年間を通して熱需要があまり変化しない場合になると、MGT-Combination は必要ないと言える。

このように、図 7.8 および図 7.9 に示すように、中温度条件の 0.25 倍の規模および低温度条件の 1.0 倍の規模では、MGT-200 を MGT-Combination と比較において、大きな差が見られる。熱需要量が増えるこれらの場合では、MGT-CGS の稼働状況も変わり、とくに MGT-200 の場合、部分負荷の使用率が高くなった。そのため、とくに冬季ではその発電効率が低下した。しかし、MGT-Combination を使用すると、年間を通して高い発電効率を維持できたことが分かる。また、MGT-65 および MGT-30 が MGT-200 より高い発電効率の場合も多かった。

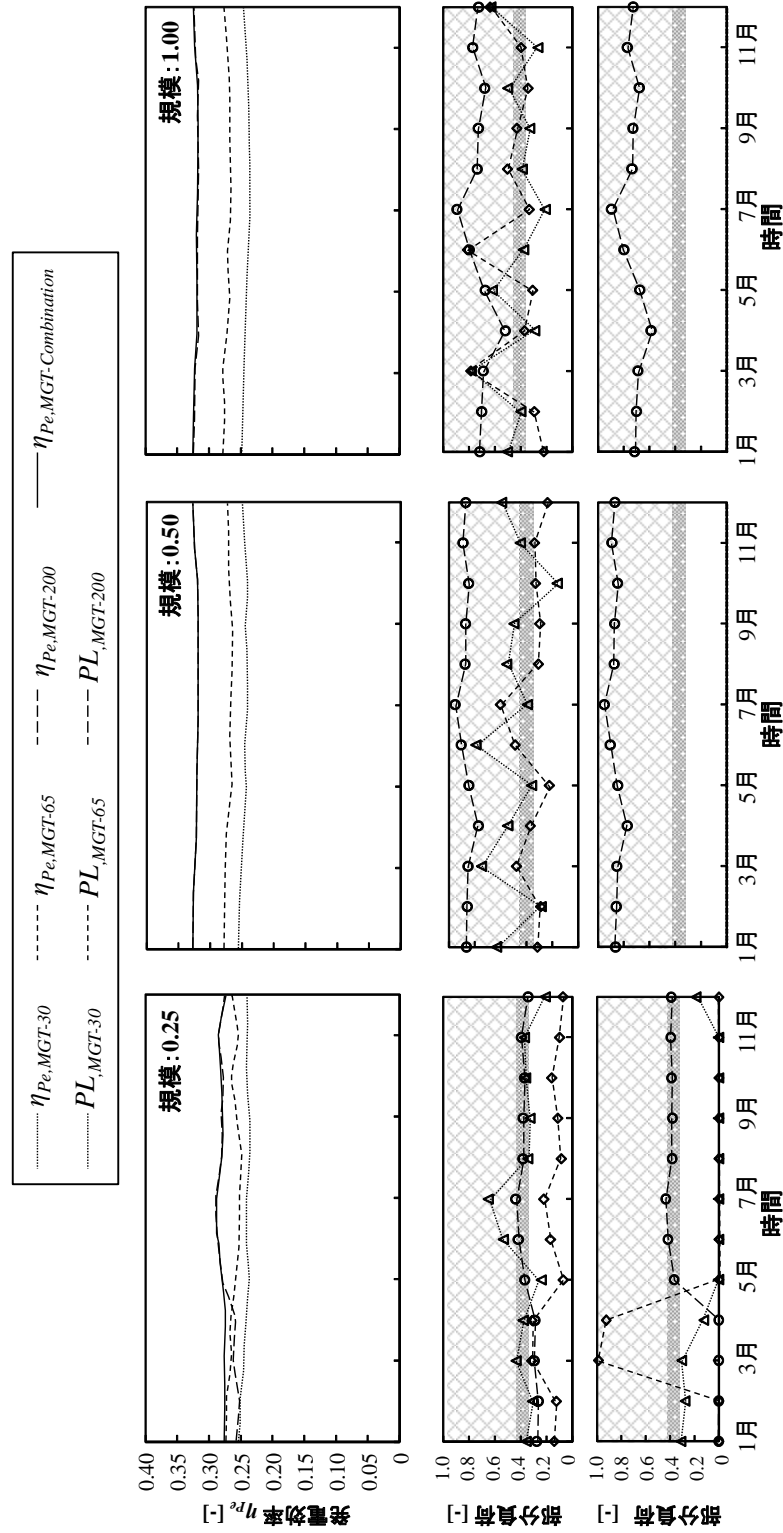


図7.7 高温度条件における各MGT-CGSの発電効率および部分負荷時の稼働状況

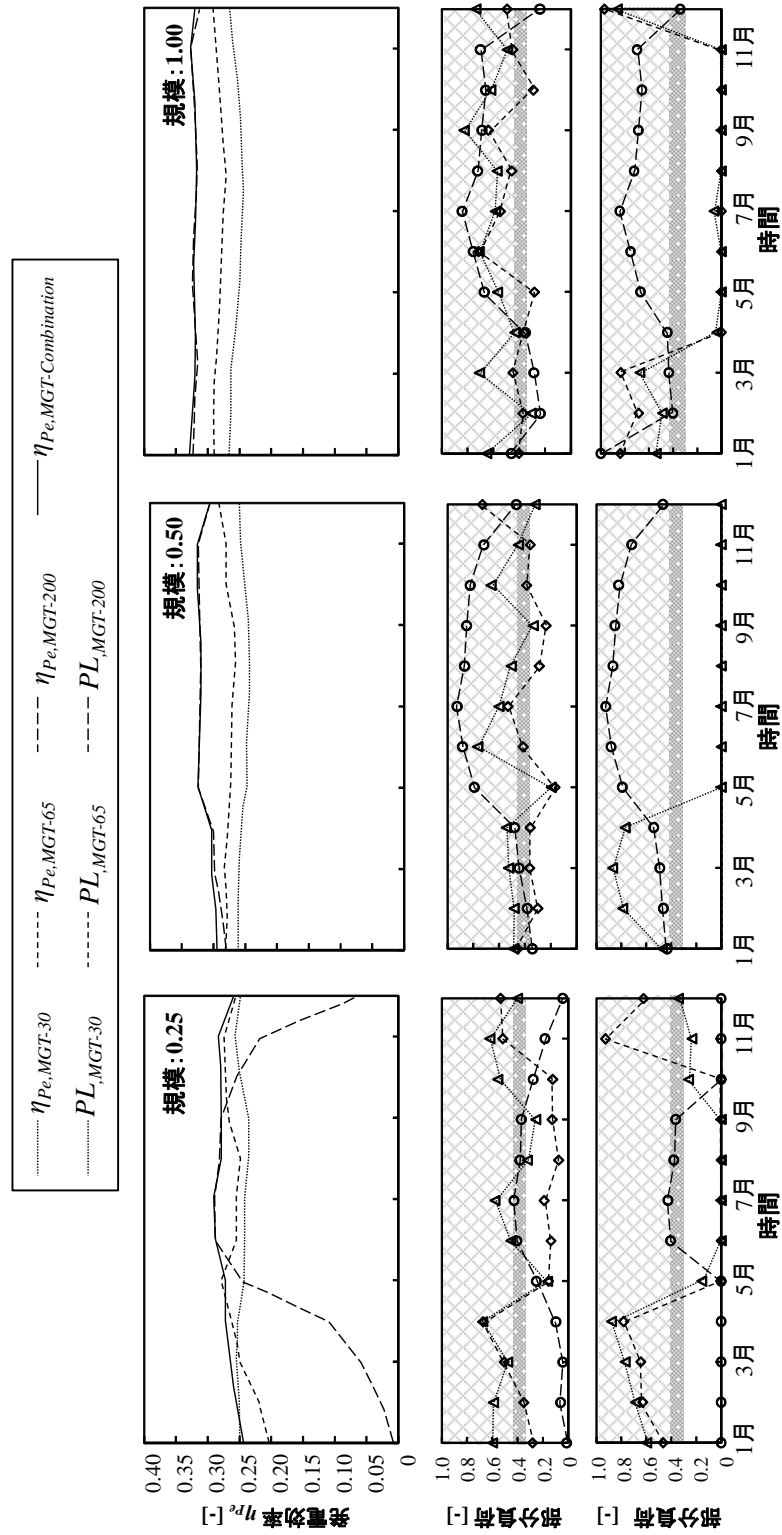


図7.8 中温度条件における各MGT-CGSの発電効率および部分負荷時の稼働状況

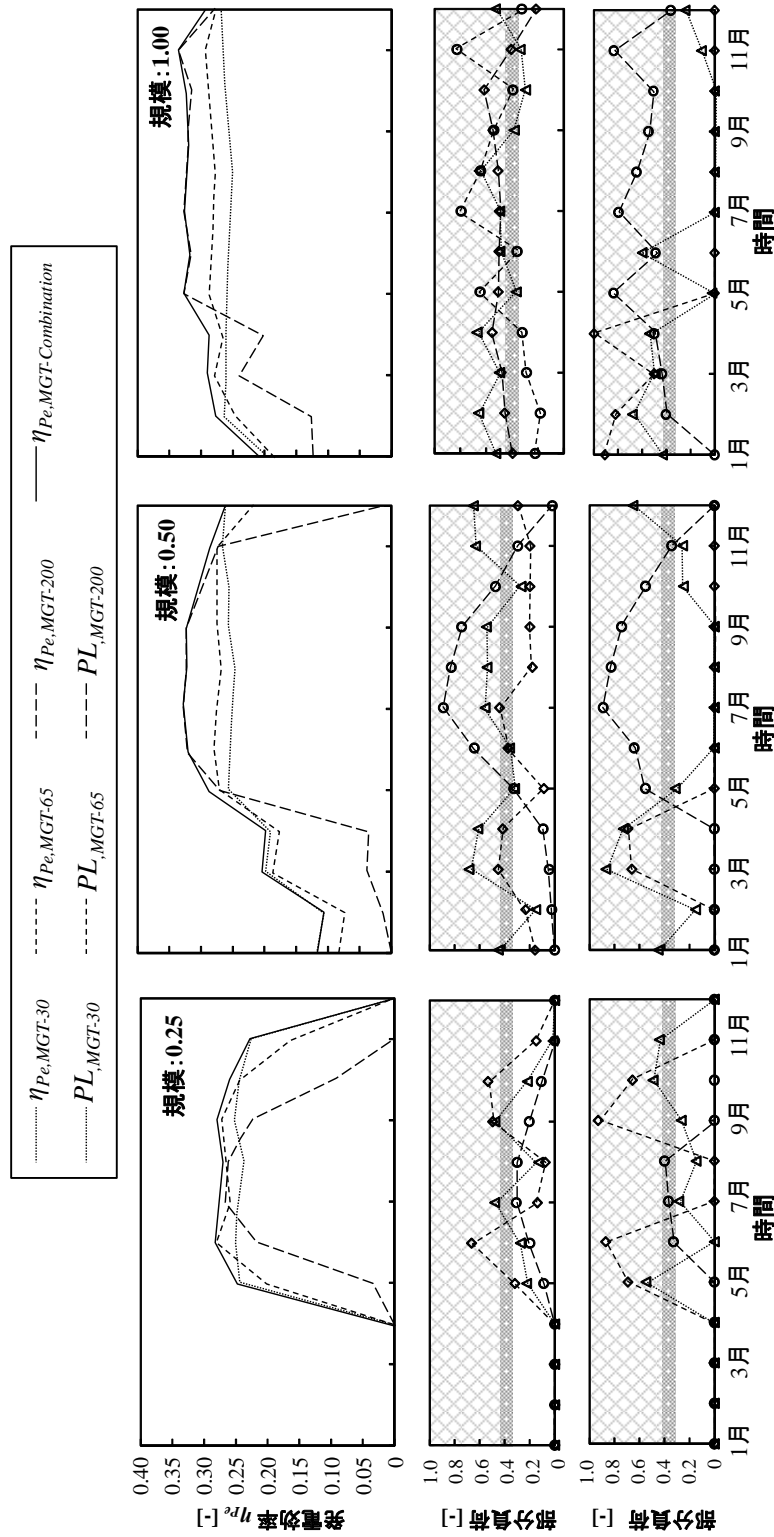


図7.9 低温度条件における各MGT-CGSの発電効率および部分負荷時の稼働状況

表 7.3 全負荷で稼働する MGT-CGS の台数

第7章 マイクロガスタービンコジェネレーションシステムの規模と施設の規模との関係

		1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	
低温度 条件	0.25	MGT-30	0	0	0	0	1	1-2	2	2	1-2	1	0	0
		MGT-65	0	0	0	0	0	1	1	1	1	0	0	0
		MGT-200	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	MGTCombination	MGT-30	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		MGT-65	0	0	0	0	0	1	1	1	1	0	0	0
		MGT-200	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0.50	MGT-30	0	1	1	1	2-4	4-5	4-5	4	4	2-4	2	1
		MGT-65	0	0	0	0	1-2	2	2	2	2	1-2	1	0
		MGT-200	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0
	MGTCombination	MGT-30	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
		MGT-65	0	0	0	0	1	0	0	0	0	1	1	0
		MGT-200	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0
1.00	MGT-30	1-2	2	2	2	5-8	9	9-10	8-9	8-9	5-9	5-6	2	
	MGT-65	1	1	1	1	2-4	4-5	4-5	4	4	2-4	2-3	1	
	MGT-200	0	0	0	0	1	1-2	1	1	1	1	1	0	
MGTCombination	MGT-30	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	
	MGT-65	1	0	1	1	1	1	0	0	0	0	0	1	
	MGT-200	0	0	0	0	1	1-2	1	1	1	1	1	0	
中温度 条件	0.25	MGT-30	1	1	1	1	2	2	2	2	1-2	1-2	1	
		MGT-65	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	0
		MGT-200	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	MGTCombination	MGT-30	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1
		MGT-65	0	0	0	0	1	0	0	0	0	1	1	0
		MGT-200	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0.50	MGT-30	2-4	2-4	2-4	2-4	4-5	4-5	4-5	4-5	4-5	3-4	4-5	3-4
		MGT-65	1	1-2	1-2	1-2	2	2	2	2	2	2	2	1-2
		MGT-200	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0
	MGTCombination	MGT-30	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		MGT-65	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0
		MGT-200	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0
1.00	MGT-30	6-9	8	7-9	7-8	8-10	9-11	10	9	9	7-9	9	8-9	
	MGT-65	3-4	3-5	4	3-4	4-5	4-5	4-5	4-5	4	4-5	4-5	4-5	
	MGT-200	1	1	1	1	1	1-2	1-2	1	1	1	1	1	
MGTCombination	MGT-30	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	MGT-65	1	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	1	
	MGT-200	1	1	1	1	1	1-2	1-2	1	1	1	1	1	
高温 条件	0.25	MGT-30	2	2	1-2	1-2	2	2	2	2	2	2	2	2
		MGT-65	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		MGT-200	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	MGTCombination	MGT-30	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		MGT-65	1	1	1	1	0	0	0	0	0	1	0	1
		MGT-200	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0.50	MGT-30	4	4-5	3-4	3-4	4-5	4-5	5	4-5	4-5	4-5	4-5	4
		MGT-65	2	2	1-2	1-2	2	2	2	2	2	2	2	2
		MGT-200	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0
	MGTCombination	MGT-30	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		MGT-65	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		MGT-200	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0
1.00	MGT-30	8-9	8-10	7-9	7-9	9	10	10-11	9-10	8-10	9	9-10	8-9	
	MGT-65	4-5	4-5	4	3-4	4-5	4-5	5	4-5	4.5	4-5	4-5	4	
	MGT-200	1	1	1	1	1	1-2	1-2	1	1	1	1	1	
MGTCombination	MGT-30	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	MGT-65	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	MGT-200	1	1	1	1	1	1-2	1-2	1	1	1	1	1	

7.3.3(b). バイオガスエネルギー回収効率

0.25, 0.50 および 1.0 倍の規模におけるバイオガスエネルギー回収効率 η_{BER} の結果を、それぞれ図 7.10(a), (b)および(c)に示す。各図には図の左側から高温条件の結果を示す。

図より、MGT-CGS は最低でも 40%程度の発生バイオガスのエネルギー量を回収できることが分かる。いずれの規模においても、高温条件から低温条件に変わるとその効率が増加する。低温条件では、いずれの CGS においても 74%以上のバイオガスエネルギー回収効率を示す一方で、高温条件では、排熱回収全量が利用できなかったためいずれの MGT-CGS も低い値を示す。

また、同じ温度条件では熱需要量が同一であったため、熱量分のエネルギー回収効率 $\eta_{BER,Q}$ も同一となった。また、このとき、規模が 0.25 倍から 1.0 倍へと大きくなると、熱需要とバイオガス発生量との比 $Q_{h,d}/Q_{b,p}$ が低下するため、熱量分のエネルギー回収効率が低下する。一方で、規模が 1.0 倍から 0.25 倍に小さくなると、熱需要が低くなることにより、より多くのバイオガスが CGS に供給できるため電力分のバイオガスエネルギー回収効率が増加する。

発電効率の結果を示した図 7.7–7.9 と同様に、低温条件のいずれの規模および中温度条件の 0.25 の規模では、MGT-200 のバイオガスエネルギー回収効率が他の MGT-CGS に比べて低い値が得られた。一方、高温条件では、他の MGT-CGS に比べて MGT-200 および MGT-Combination で最も高いバイオガス回収効率を得られた。

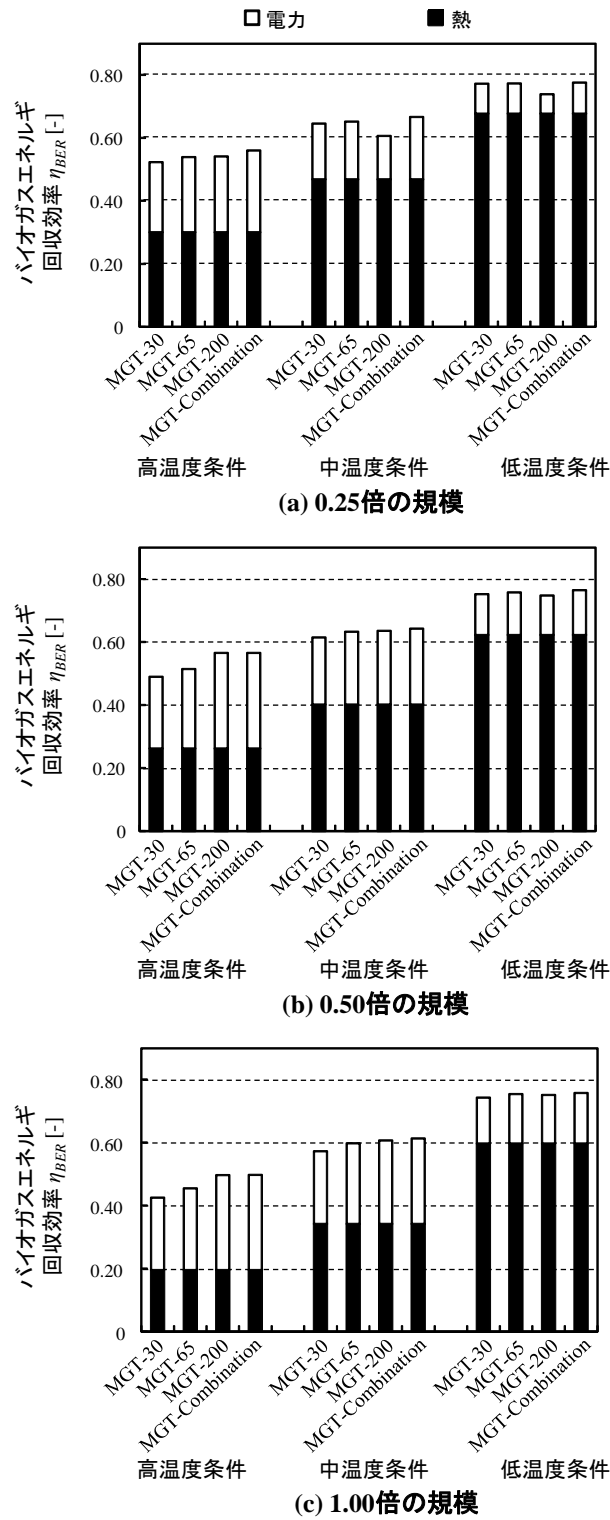


図 7.10 各場合のバイオガスエネルギー回収効率 η_{BER} の結果

7.3.3(c). マイクロガスタービンコジェネレーションシステムの規模と電力需要低減率

MGT-CGS の発電容量および施設の規模と電力需要低減率 $\eta_{Pe,red}$ との関係を図 7.11 に示す。図の上段から 0.25 倍の規模の結果を示す。実線は施設のバイオガス発生量の熱量、また、点線は全負荷時の各 MGT の燃料入熱量である。なお、MGT-Combination の場合には、燃料入熱量は全 MGT の平均値を使用した。

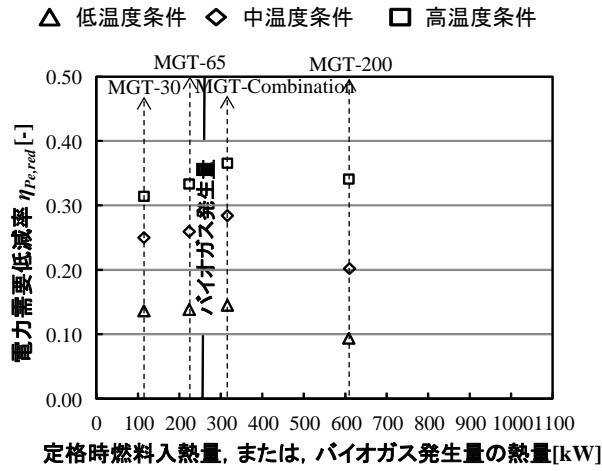
一般に、MGT-Combination を除いて、MGT の全負荷時燃料入熱量 $Q_{fuel,FL}$ が施設のバイオガス発生量の熱量 $Q_{b,p}$ と近い値($Q_{fuel,FL} \approx Q_{b,p}$)になるほど電力需要低減率が增加する。0.25 倍の規模では、MGT-65 が最高の電力需要低減率を示す一方で、0.50 および 1.00 倍の規模では MGT-200 が最高の電力需要低減率を示す。このように、もし 1.0 倍の規模の場合に 200kW 以上の発電容量を持つ MGT が使用できれば、より効率的な MGT-CGS が得られると考えられる。一方で、0.10 倍の規模の場合には MGT-30 の使用で最も効率的な MGT-CGS を構成できると考えられる。これは、 $Q_{fuel,FL} \approx Q_{b,p}$ の場合、発生したバイオガス全量で MGT は全負荷で発電を行うため、高い発電効率が得られる。一方、 $Q_{fuel,FL} < Q_{b,p}$ の場合、複数台の発電効率の低い小型 MGT が必要となる。また、 $Q_{fuel,FL} > Q_{b,p}$ の場合、効率が低下する部分負荷範囲での稼働が多くなるため、発電効率が低下する。

しかし、三角の記号で表す低温度条件のように、年間を通して熱需要量が大きく変化する場合、MGT の燃料入熱量が施設のバイオガス発生量の熱量と同程度になっても電力需要低減率が低下する。

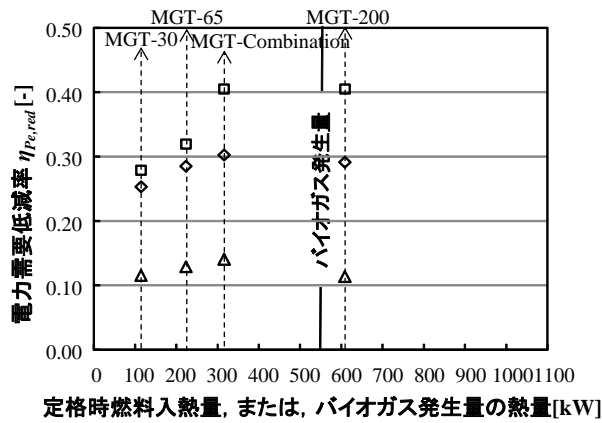
また、図 7.11c に示すように、中温・高温度条件の 1.0 の規模の場合、三角およびひし形の記号で示す MGT-30 および MGT-65 の電力需要低減率が同程度となった。一方、MGT-200 の場合、中温度条件より高温度条件の方がもっと高い電力需要低減率が得られた。これは、MGT-30 および MGT-65 では、より多くのバイオガスが MGT-CGS に供給されても、高温度条件($t_{amb} = 16 - 30^{\circ}\text{C}$)では MGT の発電効率が低下するため、MGT-30 および MGT-65 からの発電量も少なくなったことに基づく。

一般に、いずれの条件においても MGT-Combination は最も効率的な MGT-CGS である。しかし、中・高温度条件となる熱需要量が比較的变化しない場合には、部分負荷の使用率が低くなったため、その効果もあまり大きくなかった。とくに、高温度条件での 0.50 および 1.0 倍の規模では、MGT-Combination の場合には MGT-200 とほぼ同じ結果が得られた。

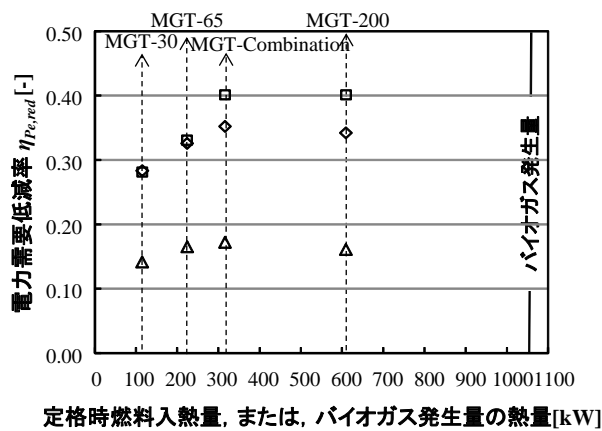
このように、年間を通して比較的一定の負荷で稼働する場合、MGT の定格の燃料入熱量が施設のバイオガス発生量の熱量と同程度となる MGT が最も適切な MGT の規模となる。また、年間を通して比較的一定の負荷で稼働する場合を除いて、MGT-CGS を MGT-Combination にすることにより、さらなる高効率を図れる。ただし、今後は、詳細の経済的な面の検討も必要になると思われる。



(a) 0.25倍の規模



(b) 0.50倍の規模



(c) 1.00倍の規模

図 7.11 MGT-CGS の発電容量および施設の規模と電力需要低減率 η_{EPDR} との関係

7.4. 結言

様々な規模および温度条件において発電容量が異なる MGT-CGS の性能を比較し、以下に得られた主な知見を示す。

1. 施設の規模が小さくなると、施設の熱需要量とバイオガス発生量の熱量との比は大きくなる。これは、消化タンクの容量は施設の規模と同じ比率で減少するが消化タンクの伝熱面積はそれほど減少しないためである。
2. 高温度条件のような年間を通して熱需要量があまり変化しない場合、200kW の発電容量を持つ MGT-CGS(MGT-200)および発電容量が異なる MGT-CGS を適切に組み合わせる MGT-CGS(MGT-Combination)で最高の発電効率が得られる。しかし、低温度条件のような年間を通して熱需要量が大きく変化する場 合、MGT-200 では発電効率が大きく低下するのに対して、MGT-Combination は高い発電効率を維持できる。
3. ここに示した発電出力 30~200kW の MGT による CGS では MGT-CGS は発生するバイオガスエネルギーの 40%以上を熱および電力として回収できる。低温度条件でも 74%以上のバイオガスエネルギーを回収できるが、温度条件が低温度条件から高温度条件に変わると、排熱回収全量が施設内で利用できないためその値は低下する。
4. MGT-Combination を除いて、一般に施設の規模(バイオガス発生量の熱量)が MGT-CGS の規模(全負荷時の燃料入熱量)と同程度の場合に、最高の電力需要低減率が得られる。
5. いずれの条件においても MGT-Combination で、最も高い電力需要低減率が得られたが、高温度条件のような年間を通して熱需要量があまり変化しない場合に、その効果が大きくない。

参考文献

1. 片岡 匡史, 中嶋 照幸, 中川 貴博, 湯浅 三郎, 消化ガスの燃焼特性とマイクロタービン消化ガスコージェネレーションシステムへの適用, エバラ時報, 218, 2008, pp. 8-15.

2. Karellas S, Karl J, Kakaras E. An innovative gasification process and its coupling with microturbine and fuel cell systems. *Energy*, 33, 2008, pp. 284-291.
3. BASRAWI Firdaus, 山田 貴延, 中西 喜美雄. 下水処理施設におけるマイクロガスタービンコージェネレーションシステムの性能評価 (年間平均気温の異なる地域での性能解析), 日本機械学会論文集, B 編, 76, 2010, pp. 1661-1670.
4. Basrawi F, 山田 貴延, 中西 喜美雄. 下水処理施設におけるマイクロガスタービンコージェネレーションシステムの性能評価 (第2報, コージェネレーションシステム構成方法の最適化). 日本機械学会論文集, B 編, 77, 2011, pp. 342-352.
5. Jurado F, Cano A, Carpio J. Biomass based micro-turbine plant and distribution network stability. *Energy Conversion and Management*, 45, 2004, pp.2713-2727.
6. Bruno JC, Lopez VO, Coronas A. Integration of absorption cooling systems into micro gas turbine trigeneration systems using biogas: Case study of a sewage treatment plant. *Applied Energy*, 86, 2009, pp. 837-847.
7. Hur KB, Rhim SK, Park JK. Mechanical characteristics evaluation of biogas micro turbine power systems. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 22, 2009, pp. 1003-1009.
8. Naing S, Yamada T, Nakanishi K. Applied performance research of a cogeneration arrangement with proposed efficiency well-balance method. *Journal of Power and Energy Systems*, 1, 2007, pp. 199-210.
9. Greenhouse Gas Technology Center, Environmental Technology Verification Report: Capstone 60 kW Microturbine CHP System. Greenhouse Gas Technology Center, 2003.
10. Basrawi F, Yamada T, Nakanishi K, Naing S. Effect of ambient temperature on the performance of micro gas turbine with cogeneration system in cold region. *Applied Thermal Engineering*, 31, 2011, pp. 1058-1067.
11. Technology characterization-microturbine. Energy Nexus Group, USA Environmental Protection Agency, 2002.

12. Document library of Interstate Power Solution. Technical Reference of Capstone Model C30 Performance. <<http://www.interstatepower.us/documents.htm>.>
13. Document library of Interstate Power Solution. Technical Reference of Capstone Model C65 Performance. <<http://www.interstatepower.us/documents.htm>.>
14. Document library of Interstate Power Solution. Technical Reference of Capstone Model C200 Performance. <<http://www.interstatepower.us/documents.htm>.>
15. Capstone Catalogue. Available from:
<http://www.microturbine.com/_docs/datasheets/CR30_331033D_lowres.pdf.>

第8章

結論

エネルギー資源枯渇およびその利用による環境破壊に関する二つの問題がより深刻になる現代，再生可能なエネルギーの利用およびエネルギー利用の高効率化が求められている．下水処理施設では，一ヶ所に集約される廃棄物系バイオマスとなる下水汚泥において，その処理過程で，バイオガス燃料に変換され，エネルギー源としての利用できる可能性が高い．そこで本研究では，下水処理施設での下水汚泥を分散配置型コジェネレーションシステム（CGS）による効率的な利用に関して検討を行った．とくに，下水処理施設におけるバイオガスを燃料としたコジェネレーションシステムの性能解析，性能向上のための手段やバイオガスを燃料とした際のCGSの形状について明らかにした．CGS用の原動機としては，その環境性能に優れ，高いメンテナンス性を有するマイクロガスタービン（MGT）を使用した，本論文では，マイクロガスタービンコジェネレーションシステム（MGT-CGS）の実験で得た基本性能および実際の下水処理施設のデータをベースに検討を行い，各章でおおよそ得られた結果を本章では項目ごとにまとめた．

メタン発酵のエネルギーバランスと気温の影響に関する結果について

1. 気温がメタン発酵の熱需要量に大きく影響を与えることが明らかとなった。また、本研究で想定した中規模の下水汚泥のメタン発酵の場合、熱需要量の内、消化タンクからの放熱損失量はおよそ 26~39%を占めることが分かった。
2. 気温が低い寒冷地においてもメタン発酵は正味エネルギーを発生でき、冬季においても、バイオガス発生量の 29%であることが分かった。また、気温が消化温度に近くなるほど正味エネルギーが多くなることが分かった。高温条件では、バイオガス発生量の 69%となった。メタン発酵は国内のどんな地域・季節においても新しいエネルギー源を生み出す手段として有効であることが分かった。
3. 定義したエネルギーバランス指標($r_{h,d/b,p}$, $r_{h,d\&m,d/b,p}$, $r_{net1/b,p}$, $r_{net2/b,p}$)も気温と比例関係を示し、消化温度に近くなるほどより効率的なメタン発酵が得られる。また、気温が分かればメタン発酵のエネルギーバランスも推定できる。熱需要量とバイオガス発生量の熱量との比 $r_{h,d/b,p}$ および熱・電力需要量とバイオガス発生量の熱量との比 $r_{h,d\&m,d/b,p}$ はメタン発酵と反比例関係を持ち、国内では、それぞれが 0.13~0.44 および 0.18~0.50 の範囲にある。一方で、 $r_{h,d/b,p}$ を考慮した正味エネルギーとバイオガス発生量の熱量との比 $r_{net1/b,p}$ および $r_{h,d\&m,d/b,p}$ を考慮した正味エネルギーとバイオガス発生量の熱量との比 $r_{net2/b,p}$ は気温と比例関係を示し、国内ではそれぞれ 0.45~0.84 および 0.29~0.68 の範囲にある。
4. 本研究で提案した $r_{h,d\&m,d/b,p}$ および $r_{net2/b,p}$ の指標で得られた値は実際の場合により近い値となった。電力需要も考慮した指標は熱需要だけを考慮した指標よりも、最終的に利用できるバイオガス量が少なくなることを示し、より正確な評価ができる。

マイクロガスタービンコージェネレーションシステムの性能と吸気温度の影響に関する結果について

1. 吸気温度が 10°C の時, MGT-CGS の排熱効率, 排熱回収効率および発電効率は, それぞれ 0.67, 0.46, 0.26 となった. 吸気温度が上昇すると発電効率が減少する一方, 排熱効率および排熱回収効率が増加する.
2. 吸気温度が上昇すると, 排熱量と質量流量との比 Q_{exe}/m_e および排熱回収量と質量流量との比 Q_{ehr}/m_e も増加し, 夏季ピークになると, それぞれ 259kJ/kg および 200kJ/kg となる最大値に達する.
3. 排熱量と発電量との比 Q_{exe}/P_e は排熱回収量と発電量との比 Q_{ehr}/P_e と同様な特徴を持っていることが分かる. 吸気温度が増加するとこれらの両者の指標が増加し, 夏季ピークの 12:00 時になるとそれぞれ 2.94 および 2.27 となる最大値に到達する.
4. 様々な気温条件における MGT-CGS の性能を明らかにすることによって, 熱および電力の出力を制御することができる. 例えば, MGT-CGS が設置される施設の熱・電力需要に一致するように, 吸気の予冷が必要かどうかの判断ができる.
5. いずれの気温条件においても MGT-CGS は気温条件によって異なる総合効率, 燃料消費低減, CO₂ 排出量低減の値が得られたが, 従来のシステムより有効なシステムである. 年間での総合効率 $\eta_{r,an}$ およびエネルギー回収効率 $\eta_{tr,an}$ が典型的な従来のシステムより高い効率が得られたが, エネルギー回収効率は冬季では, 最先端の従来のシステムより低い効率が得られた. MGT-CGS は年間で 30000~80000m³/y の燃料消費量および 35~94t-CO₂/y の排出量を低減できる.

寒冷地におけるバイオガスを燃料としたコージェネレーションシステムの最適化に関する結果について

1. 寒冷地における下水処理施設では, バイオガス発生量が年間を通してあまり変化しない一方で, 熱需要が大きく変化する. 施設の熱需要は年間を通して

約 340–910 kW 範囲で変化した。そのため、設置した CGS はこのようなエネルギーバランスと一致させなければならない。

2. いずれの CGS 配列においても、発生したバイオガスだけで熱需要全量を賄えることが分かった。バイオガス発生量の 69.7%しか利用できない従来のシステムに対して、CGS は発生したバイオガスの 100%を利用できる。
3. ボイラを組み込んだ単純な CGS 配列を設置するだけで、大幅な性能向上が得られる。この CGS 配列では電力需要および二酸化炭素の排出量を 23.2%および 18.2%低減でき、バイオガスエネルギーを 73.8%回収できる。しかし、この CGS 配列では排熱回収全量は利用できず、年間を通して CGS 台数の変動も 0–11 台となって大きい。
4. ボイラの代わりにヒートポンプを導入することによって、さらなる高効率化が図られる。電力需要および二酸化炭素の排出量をさらに 5%および 8.5%低減でき、バイオガスエネルギーもさらに 3%多く回収できる。しかし、この CGS 配列の場合でも排熱回収全量利用はできない。
5. CGSにガス貯蔵システムを組み込むことにより、夏季での余剰バイオガスを冬季に持ち越せることが分かった。そのため、ガス貯蔵システムが組み込んだCGS配列はバイオガスおよび排熱回収を効率的に利用できる。しかし、システム全体の総合効率はガス貯蔵システムにも依存する。
6. 下水処理施設では、ヒートポンプの効率向上も可能である。ヒートポンプの熱源として外気の代わりに下水を使用する場合、電力需要をさらに2%低減でき、バイオガスエネルギーもさらに1%回収できる。

バイオガスを燃料としたコジェネレーションシステムの最適な構成方法に関する結果について

1. バイオガスプラントの周辺に熱と電力が必要となる他の施設がある場合、それらの熱と電力需要全量によって CGS の構成方法が種々考えられ、特に下水処理施設では熱需要一致させるモードが適用可能である。

2. 様々な下水処理施設において、発生したバイオガスを最大限有効利用するためには、CGSの排熱回収効率 η_{ehr} と施設内の特性値となる年間平均熱需要量と年間平均バイオガス発生量の熱量との比 $Q_{h,d}/Q_{b,p}$ 値との間の関係を調べる必要がある。
3. 下水処理施設にCGSを構成する際、CGSの η_{ehr} を施設固有の $Q_{h,d}/Q_{b,p}$ 値に一致させるように原動機、補機類を構成できれば、エネルギーを効果的に利用する上で有効なCGSが得られる。
4. CGSの構成機器としては $Q_{h,d}/Q_{b,p} > \eta_{ehr}$ の場合には、MGTの代わりに熱電比がより高い原動機を、一方、 $Q_{h,d}/Q_{b,p} < \eta_{ehr}$ の場合には、逆に熱電比がより低い原動機を使用することで、バイオガス全量を効率高く利用できることが期待できる。

マイクロガスタービンコジェネレーションシステム規模と施設の規模との関係に関する結果について

1. 施設の規模が小さくなると、施設の熱需要量とバイオガス発生量の熱量との比は大きくなる。これは、消化タンクの容量は施設の規模と同じ比率で減少するが、消化タンクの伝熱面積はそれほど減少しないためである。
2. 高温条件のような年間を通して熱需要量があまり変化しない場合、200kWの発電容量を持つMGT-CGS(MGT-200)および発電容量が異なるMGT-CGSを適切に組み合わせるMGT-CGS(MGT-Combination)で最高の発電効率を得られる。しかし、低温条件のような年間を通して熱需要が大きく変化する場合同、MGT-200の発電効率が大きく低下するのに対し、MGT-Combinationは高い発電効率を維持できる。
3. ここに示した発電出力30~200kWのMGTによるCGSではMGT-CGSは発生するバイオガスエネルギーの40%以上を熱および電力として回収できる。低温条件でも74%以上のバイオガスエネルギーを回収できるが、温度条件が低温条件から高温条件に変わると、排熱回収全量が施設内で利用できないためその値は低下する。

4. MGT-Combination を除いて、一般に、施設の規模(バイオガス発生量の熱量)が MGT-CGS の規模(全負荷時の燃料入熱量)と同程度の場合、最高の電力需要低減率が得られる。
5. いずれの条件においても MGT-Combination で、最も高い電力需要低減率が得られるが、高温度条件のような年間を通して熱需要量があまり変化しない場合、その効果が大きくない。

本研究では、バイオガス発電する際に、排熱も有効利用するバイオガス CGS を様々な場合での効率的な形状を明確にし、バイオガス利用に期待されている MGT-CGS を使用する場合の高効率化の手段を明らかにした。本研究の今後の展開としては、CGS の原動機として MGT のほかにもガスエンジンおよび燃料電池を使用し、その性能比較や、コスト面などの総合的な評価を行い、総合的に最適なバイオガス CGS 形式を明らかにしていきたいと考えている。

謝辞

この論文の完成を神に感謝を申し上げます。研究の初めからこの論文の完成までに丁寧な指導をして頂きました山田貴延教授には、心より深く感謝を申し上げます。また、研究を遂行する際には様々な意見・知見を教えて頂きました 2007～2011 年までの伝熱システム研究室メンバー全員にも、深く感謝を申し上げます。研究をする際に必要となる機械の基礎知識を教えて頂きました北見工業大学の機械システム工学科の先生の方々にも感謝を申し上げます。また、研究に必要な基礎データを提供して下さった北見市浄化センターにも深く感謝を申し上げます。

海外での生活に必要な奨学金を支給して頂きましたマレーシア政府およびマレーシアパハン大学にも感謝を申し上げます。また、留學生活の支援をして頂きました国際交流センターの職員にも感謝を申し上げます。最後に、忘れずに心の支えとなる母国での家族のメンバーにも感謝を申し上げます。

研究業績

論文一覧

1. Firdaus BASRAWI, 山田 貴延, 中西 喜美雄. 下水処理施設におけるマイクロガスタービンコージェネレーションシステムの性能評価(年間平均気温の異なる地域での性能解析), 日本機械学会論文集, B 編, 76, 2010, pp. 1661-1670.
2. Firdaus BASRAWI, Takanobu YAMADA, Kimio NAKANISHI. Effect of Ambient Temperature on the Energy Balance of Anaerobic Digestion Plants, *Journal of Environment and Engineering*, Vol. 5, No. 3, 2010, pp.526-538.
3. Firdaus BASRAWI, 山田 貴延, 中西 喜美雄. 下水処理施設におけるマイクロガスタービンコージェネレーションシステムの性能評価(第2報, コージェネレーションシステム構成方法の最適化), 日本機械学会論文集, B 編, 77, 2011, pp. 342-352.
4. Firdaus BASRAWI, Takanobu YAMADA, Kimio NAKANISHI, Naing SOE. Effect of ambient temperature on the performance of micro gas turbine with cogeneration system in cold region. *Applied Thermal Engineering*, 31, 2011, pp. 1058-1067.
5. Firdaus BASRAWI, Takanobu YAMADA, Kimio NAKANISHI. Analysis of the Performance of a Biogas Cogeneration System in a Sewage Treatment Plant in a Cold Region, *Journal of Environment and Engineering*, Vol. 6, No. 3, 2011, pp.512-526.
6. Firdaus BASRAWI, Takanobu YAMADA, Kimio NAKANISHI. Analysis of the performances of biogas-fuelled micro gas turbine cogeneration systems (MGTCGSs) in middle- and small-scale sewage treatment plants: Comparison of performances and optimization of MGTs with various electrical power outputs, *Energy*, 38, 2012, pp. 291-304.
7. Firdaus BASRAWI, Takanobu YAMADA, Kimio NAKANISHI. Evaluation of the Performance of a Micro Gas Turbine Cogeneration System in a Sewage Treatment

Facility: Optimized Configuration of a Cogeneration System, *Heat Transfer-Asian Research*, Early View, DOI: 10.1002/htj.20389.

講演論文一覧

1. Firdaus BASRAWI, 山田 貴延, 中西 喜美雄. バイオガス・コジェネレーションシステムの性能解析, 日本機械学会環境工学総合シンポジウム講演論文集, 20, 2010, pp. 285-287.
2. Firdaus BASRAWI, Takanobu YAMADA, Kimio NAKANISHI. Optimization of a Biogas-Fueled Cogeneration System in a Sewage Treatment Plant, *Proceedings of International Conference on Power Engineering (ASME Power)*, Paper No. :POWER2011-55357, 2011, pp. 1-10.
3. Firdaus BASRAWI, 山田 貴延, 中西 喜美雄. 下水処理施設で稼働するバイオガスコジェネレーションシステムの性能最適化, 日本機械学会環境工学総合シンポジウム講演論文集, 21, 2011, pp. 276-279.

その他の論文一覧

1. Firdaus BASRAWI, 山田 貴延, 中西 喜美雄. 下水処理施設で稼働するバイオガスコジェネレーションシステムの性能最適化, 日本機械学会論文集, B 編, ノート特集号「環境工学の新展開」5月号, 2012. (Publication process)

その他の講演論文一覧

1. M.フィルダウス, 木村 順平, 梅田 健大, 山田 貴延, 中西 喜美雄. 寒冷地向け住宅用熱交換エレメントの凍結防止, 第 37 回学生員卒業研究発表講演会, 2008, pp. 220-221.
2. 梅田 健大, モハマド フィルダウス, 山田 貴延, 中西 喜美雄, 2008 年度日本機械学会年次大会講演論文集, 3, 2008, pp. 19-20.

-
3. ソーナイン, 山田貴延, 中西喜美雄, モハマドフィルダウス. Analysis of Total Energy Efficiency with the Cogeneration System Arrangement of Micro Gas Turbine, 第13回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集, 2008, pp. 199-202.
 4. Soe NAING, Takanobu YAMADA, Kimio NAKANISHI, Mohamad FIRDAUS. Performance Analysis with Optimized Arrangement of Cogeneration System, *Proceedings of the 2nd International Forum on Heat Transfer*, 230, 2008, pp.1-4.
 5. Firdaus BASRAWI, 山田 貴延, 中西 喜美雄. 寒冷条件下の下水処理施設におけるコジェネレーション・システムの性能評価, 2009年度日本機械学会年次大会講演論文集, 3, 2009, pp.153-154.
 6. 勝又英明, Firdaus BASRAWI, 中西喜美夫, 山田貴延, メタンハイドレート生成における砕氷粒子径の影響, 日本機械学会北海道支部第50回講演会, 112-2, pp. 217-218.