

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

片岡 匡史* 中嶋 照幸**
中川 貴博** 湯浅 三郎**

Combustion Characteristics of a CO₂ Mixture Methane & a Microturbine Cogeneration System utilizing Sewage Digester Gas

by Tadashi KATAOKA, Teruyuki NAKAJIMA, Takahiro NAKAGAWA, & Saburo YUASA

An attempt has been made to utilize biogas (sewage digester gas) as a fuel for gas turbines. The sewage digester gas utilized had low Btu, constituting 60% methane and 40% carbon dioxide. Conventional attempts necessitate the optimization of combustion systems to improve flame-holding and other characteristics to enable the use of biogas as gas turbine fuel. The novel approach taken here by the authors was to use mass-produced microturbines and peripherals, with minimal modification and without using specially-designed combustors. The regeneration cycle is started up using a high calorific fuel for the microturbine's RQL (Rich-burn, Quick-mix, and Lean-burn) combustor. The fuel is switched to digester gas once the inlet air gets preheated to 600 K or higher. This method has proven itself to enable reliable startup, stable operation (from idling to the rated power output), and to be equivalent in efficiency to that by an operation wherein high calorific fuel is used. This system is looked forward as an energy-efficient, energy-saving cogeneration system with minimal impact on the environment.

Keywords: Microturbine, Biogas, Combustor, Sewage digester gas, Cogeneration

1. はじめに

下水処理場の汚泥処理に用いられている嫌気性処理プロセスは、汚泥に含有する有機物を嫌気性微生物の作用で低分子化するもので、汚泥の減量化と質の安定化を図り、また衛生面での安全性を向上するために利用されている。消化ガスは嫌気性微生物による汚泥の発酵過程で発生するガスで、メタンと二酸化炭素を主成分とする混合ガスである。地球温暖化防止のためにバイオマスの有効利用の重要性が認識されてきており、従来、嫌気性処理プロセスの余剰副産物とみなされていた消化ガスがエネルギー資源として見直されつつある。

日本の下水道普及率は2006年末現在約70%に達しており、全国に約1600箇所の処理場がある。そのうち、約20%にあたる約320箇所の処理場に嫌気性処理プロセス

が設けられている。消化ガスは年間約2.8億m³発生している。しかし、消化ガス発電設備が併置されている処理場は、比較的大規模な18箇所に過ぎず、年間消化ガス発生量150万m³以下の中小規模においては、費用対効果の問題から消化ガス発電設備の導入は遅れている。このため利用されている消化ガスは、嫌気性処理プロセスの加温用熱源として約30%、発電用として約9%に過ぎず、電力の一次換算エネルギーにしておよそ8億kWhに相当する約47%は余剰ガスとして焼却処理されている。

消化ガスは約60%のメタン、約40%の二酸化炭素で構成されるほか、飽和蒸気、微量の硫化水素やシロキサンなどの有害成分を含有している。消化ガスの成分は処理場に流入する下水の性状や処理プロセスの状態、気候などによって変動するため、メタン濃度が60~65%程度、シロキサン濃度が1~100 mg/m³ (NTP) 程度に分散する¹⁾。消化ガスの発熱量は都市ガスの約1/2であり火炎温度が低く燃焼速度が小さいので着火性や燃焼安定性に劣る。また、含有する微量の硫化水素は、金属部品に対する高温腐食の原因となり、シロキサンは高温で酸化し二酸化けい素となって摩耗や流路閉塞の原因となる

* 風水力機械カンパニー エネルギー事業統括部 マイクロガスタービン技術室

** 同 同 同
技術グループ

** 公立大学法人首都大学東京 システムデザイン学部 航空宇宙システム工学コース ロケット推進・燃焼工学研究室

ことが懸念されるので、これらの有害成分は燃焼前に除去することが必要である。

一般的にガスタービンは多様な燃料に対応することが可能で、燃料の燃焼特性の相違や変動に対する適応力が高い。また燃焼ガスに接する摩擦部やシール部が無いため、燃焼ガスに二酸化けい素などの微粒子が多少混在しても摩耗や流路閉塞が起こりにくい。なかでも、過濃燃焼・急希釈・希薄燃焼 (RQL: Rich-burn, Quick-mix and Lean-burn) 型燃焼器²⁾ をもつガスタービンは低発熱燃料に適しているといわれている。

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は、RQL型燃焼器をもつ一軸再生サイクルのガスタービンであり、定格発電端出力95 kW、熱回収量165 kW (温水) 又は106 kW (蒸気) を安定供給することができる。本システムは年間8400時間運転すると約50万m³の消化ガスを消費するので中小規模の処理場に適している。

本報では、消化ガスの燃焼特性、RQL型燃焼器を内蔵する再生サイクルタービンへの消化ガス燃料の適用、主にその始動、停止方法に関する調査報告を行い、次に本システムの主構成装置のガス前処理装置、燃料ガス圧縮機について紹介する。最後に、福岡県久留米市南部浄化センターで行っている商用運転で得られた性能、耐久性などについて報告する。

2. 燃焼特性

2-1 消化ガスの燃焼特性

消化ガスはメタンと二酸化炭素で構成される混合ガスである。消化ガスの燃焼特性を把握するにあたり、

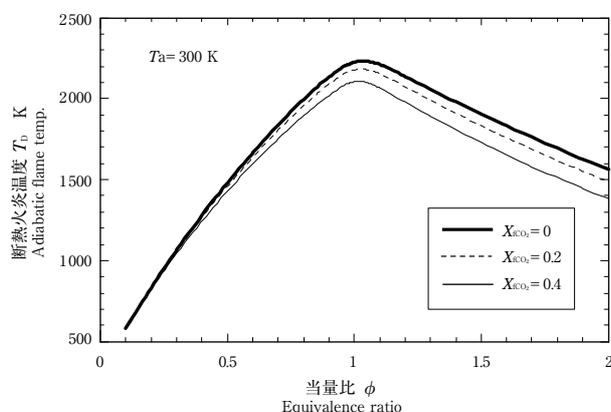


図1 断熱火炎温度に対する二酸化炭素濃度の影響
Fig. 1 Effect of mixture ratio of carbon dioxide on adiabatic flame temperature

メタンと二酸化炭素の混合ガスと空気との断熱火炎温度及び燃焼速度について計算と実験による調査を行った。

混合ガス中の二酸化炭素濃度による影響について、メタンと二酸化炭素のモル分率をパラメータにして断熱火炎温度を調査した。再生サイクルガスタービンでは燃焼用空気は再生器で予熱されるので、空気予熱の影響について調査する必要がある。ここでは、アイドリング、定格負荷時の燃焼用空気に相当する300 K、600 K、900 Kにおいて断熱火炎温度の調査を行った。燃焼速度については900 Kがメタンの自発着火温度程度であり、燃焼速度自体が意味をなさなくなるため、300 K、600 Kの二つの条件について調査を行った。なお、断熱火炎温度の計算は、全過程を混合過程と燃焼過程の二つに分けて解く方法³⁾を用いた。各成分の物性値はJANAFの表⁴⁾から引用した。

一方、層流燃焼速度の計算には、汎用化学反応計算プログラムCHEMKIN III (Premix)⁵⁾を用いた。反応スキームにはMillerとBowmanによって編集されたもの⁶⁾を用い、18種の成分 (CH₄, CH₃, CH₂, CH, CH₂O, HCO, CO₂, CO, H₂, H, O₂, O, OH, HO₂, H₂O₂, H₂O, N₂, Ar) と、60組の素反応を考慮した。計算結果は、燃焼用空気温度Ta300 Kにおいて、矩形ノズルバーナの先端に形成したtent状火炎をシュリーレン法で撮影した実験結果と比較検討した。

2-2 解析結果

図1に、メタンと二酸化炭素の混合ガスの混合率を変えた場合の断熱火炎温度T_bと当量比φの関係を示す。図1中のX_{CO₂}は混合ガス中の二酸化炭素のモル分率、すなわち混合率を示す。混合率が0のとき純メタン、0.4な

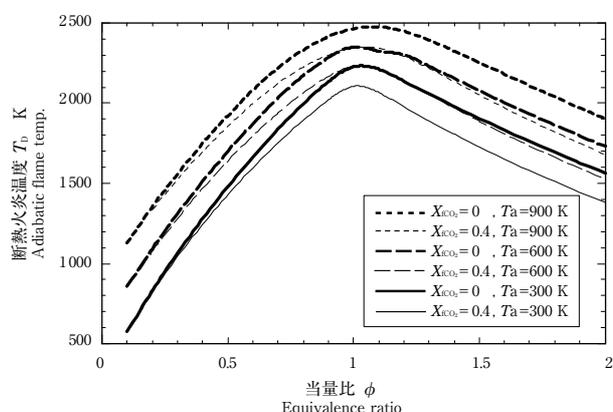


図2 断熱火炎温度に対する空気予熱の影響
Fig. 2 Effect of preheated air temperature on adiabatic flame temperature

らば消化ガスの成分比率とほぼ等しくなる。二酸化炭素の混合率が増加すると断熱火炎温度は低下し、当量比が1の付近において、混合率が0.4の場合の断熱火炎温度は純メタン（混合率0）と比較して約120 K低い。当量比が1以下の希薄側では二酸化炭素濃度の影響は小さくなり、当量比が1以上の過濃側では二酸化炭素濃度の影響は大きく、当量比が2の場合、混合率が0.4の場合純メタン（混合率0）に比べ約180 K低い。

図2に、メタンと二酸化炭素の混合ガスの断熱火炎温度 T_D に及ぼす空気予熱による影響を示す。断熱火炎温度は、純メタン（混合率0）の場合も混合率が0.4の場合も空気予熱により同程度に上昇することが分かった。当量比が1の付近において、混合率が0.4、燃焼用空気が600 Kの断熱火炎温度は、燃焼用空気温度が300 Kの純メタンの断熱火炎温度とほぼ同じになる。

図3に、メタンと二酸化炭素の混合ガスの燃焼速度 S_u に及ぼす空気予熱による影響を示す。燃焼速度は二酸化炭素の混合率が増加すると低下し、その程度は当量比が1の付近で最も大きく、混合率が0.4、燃焼用空気が300 Kでの燃焼速度は純メタンに比べておよそ1/2になる。また、計算結果は実験結果に比べて幾分か大きい、その差は最大燃焼速度のときでも4 cm/s程度であり、ほぼ同様の傾向を示している。空気予熱が燃焼速度に与える影響は、断熱火炎温度に比べて大きく、混合率が0.4、空気予熱温度が600 Kでの燃焼速度は、空気予熱温度が300 Kの純メタン（混合率0）の燃焼速度より2倍以上大きくなる。

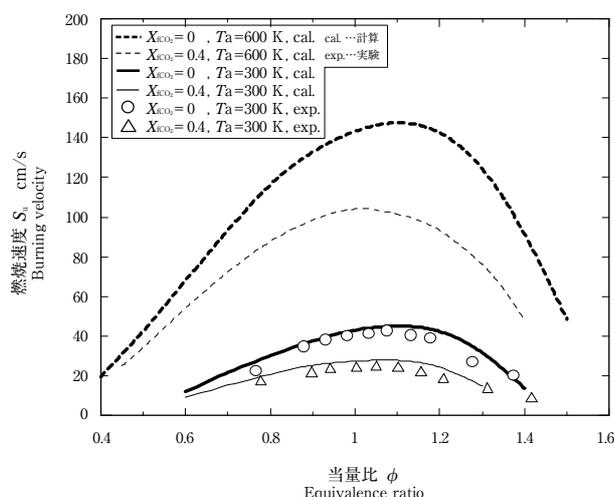


図3 燃焼速度に対する二酸化炭素濃度と空気予熱の影響
 Fig. 3 Effect of mixture ratio of carbon dioxide and preheated air temperature on burning

以上のことから、消化ガスの燃焼速度は、常温では純メタンに比べて大きく劣るが、空気予熱により大きく改善されることが分かった。

3. 消化ガスの適用

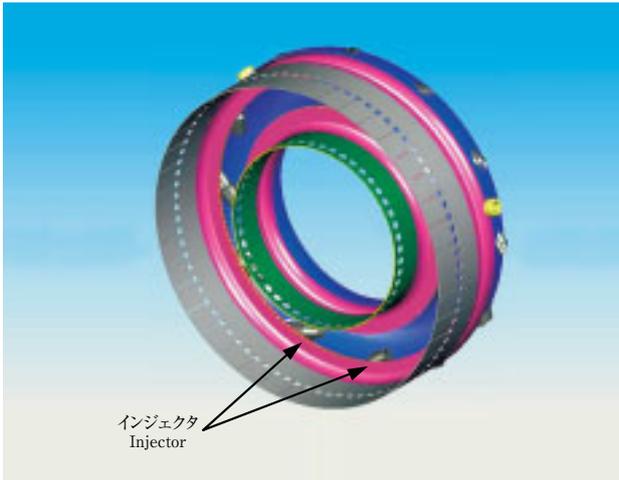
3-1 再生サイクルガスタービンの始動方法

冷間始動時、着火からしばらくの間は、圧縮機で加圧昇温された燃焼用空気は、再生器が保有する熱容量のために再生器内で冷却され、常温（300 K）で燃焼器に供給される。燃焼用空気が300 Kの場合、前述どおり、消化ガス（混合率0.4）の断熱火炎温度は当量比1において純メタン（混合率0）より100 K以上低く、燃焼速度はおおよそ1/2程度と小さいため、保安性を確保し燃焼を安定維持させることが難しい。そのため、始動時は消化ガスで安定した始動を確保することが困難であると予想された。一方、定常運転時、燃焼用空気は再生器において十分予熱され、アイドリング時は600 K以上、定格出力時には900 K近くの温度で燃焼器に供給される。消化ガスの燃焼特性は空気予熱により改善され、断熱火炎温度は600 K以上では300 Kでの純メタンとほぼ同等で、燃焼速度は2倍以上になるので、定常運転状態では安定した燃焼が期待できる。

以上から、燃焼用空気が600 K未満となる始動時は、消化ガスよりも断熱火炎温度及び燃焼速度が高い高発熱量の燃料を用い、600 K以上となる運転状態では消化ガスを用いることにより、全運転領域で安定燃焼を確保することができると考えられる。そこで、ガスタービンを始動するときは、都市ガスやプロパンガスなどの高発熱量で着火性の良い燃料を使用し、再生器が加熱され燃焼用空気が600 K以上に達してから消化ガス燃料に切り替える方法を採用した。この方法により、確実な始動と安定した燃焼を得ることが可能となった。

3-2 RQL型燃焼器をもつマイクロタービンへの適用

ガスタービンは永久磁石型発電機をもつ一軸再生サイクルガスタービンであり、定格発電出力は95 kW、定格回転速度は68000 min⁻¹、燃焼器はアニュラーRQL型であり、都市ガス用の標準燃焼器を消化ガス用にそのまま転用した。定格運転時の設計当量比は過濃燃焼時で2.0、希薄燃焼時で0.5、燃料は12のインジェクタから燃焼器内に円周方向に噴射される（図4）。消化ガスの体積流量は都市ガスの2倍になるため、燃料の噴出速度が都市ガス仕様とほぼ同等になるようにインジェクタの噴出口径を広げ、マニホールド及び燃料配管のサイズ、燃料制御弁の定格容量を適正化した。



インジェクタ
Injector

図4 燃焼器外観

Fig. 4 Combustor appearance

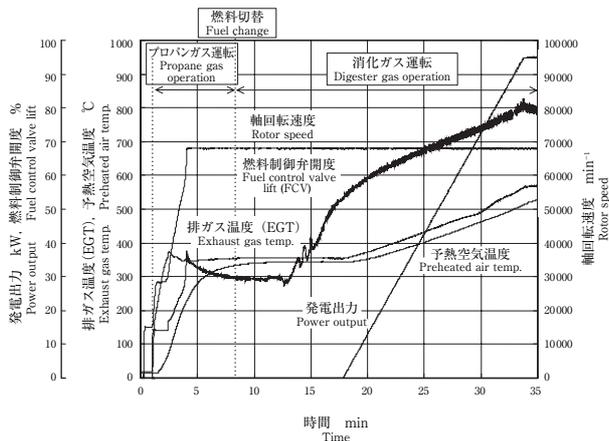


図5 冷間始動時のトレンドデータ

Fig. 5 Typical transient data of cold start

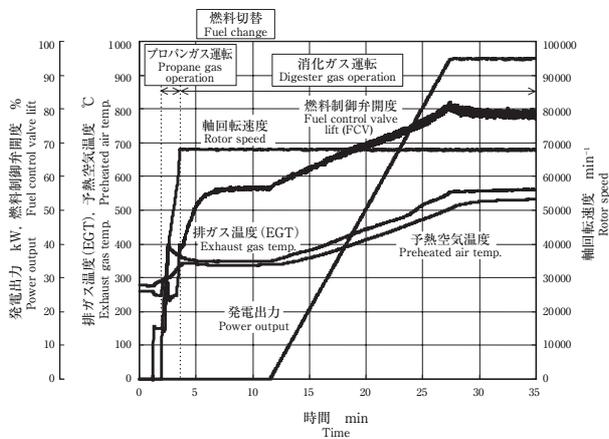


図6 熱間始動時のトレンドデータ

Fig. 6 Typical transient data of hot start

冷間始動時の燃料は、中小規模の下水処理場において都市ガスが使用されていないことを考慮し、プロパンガスを用いることとした。燃料ガス圧縮機内の吸入側のプロパンガスと消化ガスの燃料配管に燃料切り替え用の電動弁を設けた。燃料切り替えは再生器出口排ガス温度が、設定値を超えると自動的に行うようにした。

3-3 実機の始動・停止特性

吸気温度20℃における、冷間始動時のトレンドデータを図5に示す。始動後40秒間パーズした後、プロパンガスを供給して着火させ、回転速度を28000 min⁻¹で1分間保った後、定格回転速度68000 min⁻¹まで昇速する。排ガス温度 (EGT) は着火後ほぼ直線的に上昇し、アイドリング時に380℃に漸近している。燃焼用空気温度は、再生器の熱容量のためにEGTより遅れて緩やかに上昇し約360℃に漸近している。始動からおよそ8分後、燃焼用空気温度が330℃ (603 K) を超えたところで、まず消化ガス側の電動弁を開き、次にプロパンガス側の電動弁を閉じて燃料を切り替える。燃料制御弁の開度は、燃料ガス圧縮機や配管中に残存したプロパンガスが消化ガスと混合しながら置換してゆくため、多少変動しながら徐々に大きくなっている。燃料切り替えからおよそ10分後、燃料がほぼ消化ガスに切り替ったところから発電を開始する。発電出力の変動に伴う燃料制御弁のオーバーシュートを防ぐため、出力こう配は0.1 kW/sと緩やかに上昇させている。この上昇率は都市ガスの0.33 kW/sに比べて小さい。始動から定格発電出力に到達するまでに、都市ガスのおよそ3倍の33分を要する。定格出力到達後の運転は安定している。

熱間始動時のトレンドデータを図6に示す。熱間始動時は再生器の余熱によって燃焼用空気が加熱されるた

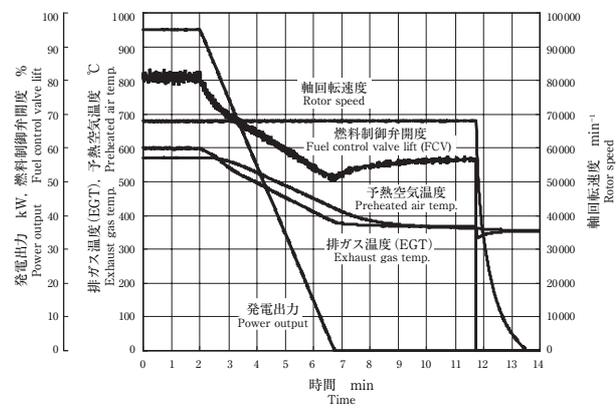


図7 停止時のトレンドデータ

Fig. 7 Typical transient data of stopping

め、着火直前の燃焼用空気温度は既に300℃ (573 K) を超えている。熱間始動時も始動の初期段階ではプロパンガスを用いるが、昇速中に燃料切り替えを開始し、始動後約12分で発電を開始し、27分後に定格出力に到達している。燃料切り替え時に燃焼用空気温度は330℃に達しており、燃料制御弁の変動は小さく円滑に燃料が切り替えられていることを示している。

停止時のトレンドデータを図7に示す。再生器の余熱による回転速度のオーバーシュートを防ぐため、発電出力は0.33 kW/sで緩やかに下げられ、5分間の冷却運転の後に燃料供給をシャ断し停止する。燃料は停止するまで消化ガスが用いられる。部分負荷又は無負荷でも消化ガス燃料で安定した運転ができるのは、負荷が小さくなるほど過濃燃焼側の当量比が1に近づき、火炎温度が高く燃焼速度が大きくなるからであり、RQL型燃焼器の特性によるものと推定される。

4. 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

4-1 構成装置

下水プラントの嫌気性処理プロセスのフローを図8に示す。消化槽に投入された濃縮汚泥はかくはんされ、対流しながら発酵分解する。汚泥の一部がタンクから抽出され熱交換器で加熱されて再びタンクに戻される。発酵過程で発生した消化ガスは脱硫塔を通してガスタンクに

貯留される。消化ガスの一部は、汚泥加温のため加温(温水) ボイラで消費されるが、残りは余剰ガス燃焼装置で焼却処理される。図8は、汚泥を温水で加熱するプロセスの例を示すが、蒸気ボイラで発生させた蒸気を直接、消化槽に投入して加熱するプロセスもある。

マイクロタービンコージェネレーションシステムは、ガスタンクに貯留された消化ガスをガス前処理装置に通して燃料として用い、電力とともに汚泥加温用の温水又は蒸気を供給する。マイクロタービンコージェネレーションシステムの詳細フローを図9に示す。消化ガスは脱硫塔で硫化水素を除去した後、プロワで昇圧され冷凍式除湿機、シロキサン除去装置で水分とシロキサンを除去し、燃料ガス圧縮機で0.59 MPaに加圧された後マイクロタービンに供給される。燃料ガス圧縮機の上流に電動弁があり、同じく電動弁を介してプロパンガスボンベが接続されており、同じく電動弁を介してプロパンガスボンベが接続されており、マイクロタービンからの信号により、消化ガスとプロパンガスを切り替えるようになっている。

脱硫塔はプラントに既設の脱硫塔の脱硫性能が不十分な場合に必要となる。脱硫剤には既設の脱硫塔と同じ酸化鉄を用い、硫化水素が1 ppm以下になるまで除去する。シロキサン除去には、樹脂吸着剤を用いたThermal Swing Adsorption Type (TSA) 装置を採用し、シロキサンを0.1 ppm以下まで除去する。樹脂吸着剤は加熱することにより再生され繰り返し使用できるので、長期間にわたり樹脂を交換することなく運転することができ

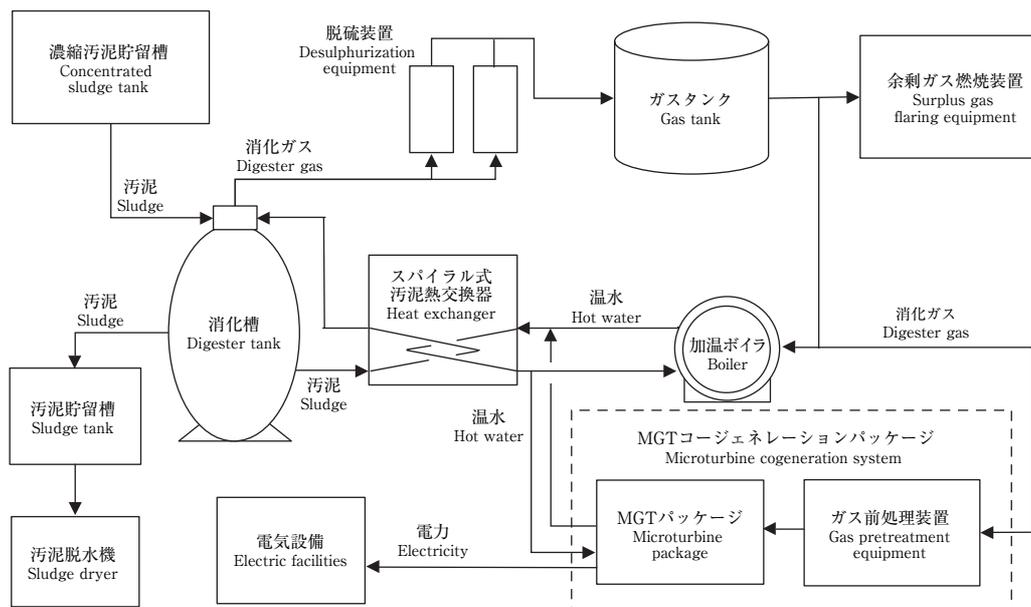


図8 嫌気性処理プロセス
Fig. 8 Typical flow of the digester process at a wastewater treatment plant

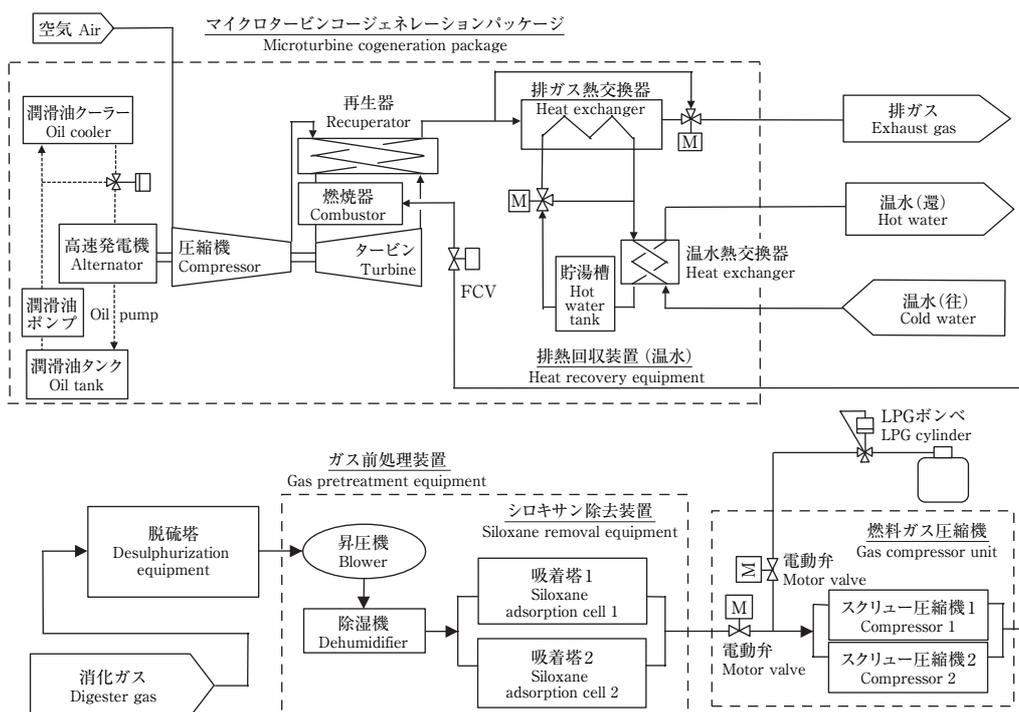


図9 マイクロタービン消化ガスコージェネレーションシステムフロー
 Fig. 9 Flow of the microturbine cogeneration system

る。燃料ガス圧縮機はスクリー型圧縮機2台を並列とし、プロパンガスを供給するときは1台、消化ガスを供給するときは2台運転として、更にインバータを使った可変速運転により容量制御を行っている。

排熱回収装置はマイクロタービンパッケージに内蔵され、排ガス熱を回収して温水又は蒸気を供給する。温水出力の場合、定格熱出力は165 kWであり、蒸気出力の場合には、定格蒸気圧力0.4 MPa、定格熱出力は106 kWである。

4-2 実証運転, 商用運転

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は福岡県久留米市南部浄化センターにおいて、2005年2月～2007年3月まで実証運転を行い、2007年4月から商用運転を行っている(写真1)。南部浄化センターの消化ガス発生量は年間約70万m³である。発電電力は系統連系を行い所内動力として消費され、温水で回収した熱は処理タンクの加熱用に使用している。マイクロタービンの運転は自動化されており、同センターの要員によって管理されている。運転は、処理場及びコージェネレーション設備の点検を除き24時間連続運転とし、遠隔監視システムによって24時間連続監視されている。

表1に前処理前後の消化ガスの成分を示す。消化ガス成分から算出した発熱量は21000 MJ/m³ (NTP)である。シロキサン濃度は年間を通して1 ppmから13 ppmの範囲で変動した。ガス前処理後のシロキサン濃度はおおむね0.1 ppm以下を示したが、実証運転初期のある期



08-06 01/218

写真1 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
 Photo 1 Microturbine cogeneration system utilizing sewage digester gas

表1 消化ガス成分分析
Table 1 Composition of the digester gas

成分 Composition	前処理前 Before pretreatment	前処理後 After pretreatment
CH ₄	58.9 vol %	59.3 vol %
CO ₂	38.0 vol %	38.3 vol %
O ₂	0.5 vol %	0.3 vol %
N ₂	1.9 vol %	1.2 vol %
H ₂ O	2.2 vol %	0.5 vol %
H ₂ S	4 ppm	< 1 ppm
シロキサン Siloxane	1.1 ppm	< 0.1 ppm

間に、吸着材の再生条件の調整不足により、ある程度の量のシロキサンが燃料ガスに混じって供給され、燃焼器内にシロカの生成が観察された。

発電及び熱回収性能を図10に示す。吸気温度が15℃において発電出力95 kW、熱回収出力170 kW、発電効率30%、総合効率85%を示している。ガス前処理装置と燃料ガス圧縮機の合計消費動力は14 kW以下なので、常時80 kW以上の電力を供給することができる。

ガスタービンの排ガス成分を表2に示す。都市ガス燃

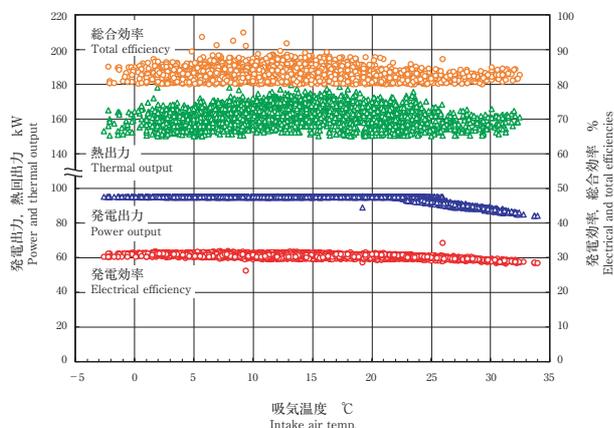


図10 発電性能と熱回収性能
Fig. 10 Cogeneration performance

表2 排ガス分析
Table 2 Composition of the exhaust gas

成分 Composition	計測値 Measured	換算値 (15% O ₂) Conversion value (15% O ₂)
O ₂	17.7 %	—
CO	43 ppm	79 ppm
NO _x	8 ppm	14.5 ppm
SO _x	< 1 ppm	< 2 ppm
THC	< 1 ppm	< 2 ppm

料の場合のNO_x値は25 ppmないし30 ppmであるので、半分以下の値を示している。これは、消化ガスの火炎温度が都市ガスに比べて低いためであり、特に当量比が大きい過濃燃焼領域の火炎温度低下が大きいことが貢献していると考えられる。

写真2は7400時間運転した後の燃焼器内部である。燃焼器の腐食や摩耗、変形はほとんど見られず、健全な状態を保っている。シリカの微粉末がわずかに認められたが、それが固着や凝固していることはなかった。8200時間運転後のタービンプレードの写真を写真3に示す。タービン翼の翼面チップ側に、シリカの粉末によって磨かれたと推測される光沢のある帯が見られたが、摩耗や腐食は全く見られなかった。その他の部品にも摩耗や腐食、シリカの固着やたい積は見られなかった。

連続運転を開始した2005年2月から2006年1月までの1年間に8294時間運転し、645765 kWh発電した。この



08-06 02/218

写真2 燃焼器 (7400時間後)
Photo 2 Interior of the combustor after 7400 hours of operation



08-06 03/218

写真3 タービンプレード (8200運転後)
Photo 3 Turbine blades after 8200 hours of operation

間の始動回数は56回で、始動信頼性は100%であった。また、緊急停止は6回で、合計停止時間は4.5時間、稼働信頼性は99.95%であった。緊急停止の半数は燃料中の水分の結露により燃料フィルタの抵抗が増したのが原因であり対策がとられた。

同センターにおける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導入前の消化ガス利用率はおよそ32%であったが、導入後は57%に改善された。同センターの消費電力は年間を通して320~380 kW程度なので、マイクロタービンが処理場のおよそ1/4の電力需要を担っている。また処理タンクの加温用ボイラの運転は不要になり余剰ガス焼却設備の稼働率も約1/3に減少した。なお、温室効果ガス削減量は、電気と温水を合わせ年間約670トン-CO₂ (95 kW 定格出力, 年間8400時間運転) となる。

5. ま と め

消化ガスは約60%のメタンと約40%の二酸化炭素を成分とし、発熱量は都市ガスの約1/2である。燃焼用空気温度が300 Kの場合、当量比1における消化ガスの断熱火炎温度は、純メタンより120 K低く、燃焼速度は約1/2であるが、燃焼用空気温度が600 Kでは、燃焼用空気温度が300 Kの純メタンの場合と比較して、断熱火炎温度はほぼ同等に、燃焼速度は2倍以上になる。

定格発電出力95 kWの再生サイクルマイクロタービンと都市ガス用標準RQL型燃焼器を用いて、ガスタービン始動から燃焼用空気が600 K以上に加熱されるまでは高発熱量燃料を用い、燃焼用空気温度が600 K以上になったところで消化ガス燃料に切り替え、発電出力を定格まで緩やかに上げることにより、確実な始動と安定運転が得られた。

消化ガスを燃料とする運転では、アイドリングから定格発電出力まで安定して運転することができ、発電出力及び発電効率は高発熱量燃料と同等の性能が得られた。排ガス中のNO_xは、高発熱量燃料と比較して定格出力時で約1/2であった。消化ガスを用いたマイクロター

ビンコージェネレーションシステムの信頼性と耐久性を、年間8000時間以上の運転において確認した。

主 な 記 号

S_u : 燃焼速度
 T_a : 予熱空気温度
 T_D : 断熱火炎温度
 X_{CO_2} : 混合ガスに占める二酸化炭素のモル分率
 ϕ : 当量比

6. あとがき

下水処理場が外部から導入している電気やその他のエネルギーを削減することは、枯渇資源の消費を抑制すると同時に、温室効果ガスの排出を抑制することにつながる。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は、未利用エネルギーの利活用と分散発電及び温室効果ガス削減を実現する有効な手段と考える。

最後に、本開発の意義を理解し実証試験を積極的に支援していただいた久留米市南部浄化センターをはじめ地方自治体の公共下水道関係者及び消化ガス燃焼特性の調査を行った首都大学東京の関係者に感謝の意を表する。

参 考 文 献

- 1) Japan Institute of Wastewater Engineering Technology, 2005, "The study of digestive gas co-generation system using micro-gas turbines", <http://www.jiwet.or.jp/english/>
- 2) Douglas L. Straub, Kent H. Casleton, Robie E. Lewis, Todd G. Sidwell, Daniel J. Maloney, George A. Richards, 2005, "Assessment of Rich-Burn, Quick-Mix, Lean-Burn Trapped Vortex Combustor for Stationary Gas Turbines", ASME J. Eng. Gas Turbines and Power, 127, pp. 36-41.
- 3) Yuasa, S., 1980, 'Adiabatic Flame Temperatures and Equilibrium Flame Gas Compositions of Pre-Heated or Oxygen-Enriched Air-Fuel Mixtures', Memoirs of Metropolitan College of Technology, Tokyo, Vol.8, pp71-77.
- 4) JANAF Thermo chemical Tables, 1965, Dow Chemical Company, Midland, Michigan.
- 5) Kee, R. J., Rupley, M., Meeks, E., and Miller, J. A., 1996, Sandia National Laboratories Report No. SAND96-8216 UC-405.
- 6) Miller, J.A., and Bowman, C.T., 1989, Progress in Energy and Combustion Science, 15, pp.287.