

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	スターリングエンジンを用いたバイオマスガス化発電システムの運転特性に関する研究
Title(English)	
著者(和文)	村上恵一
Author(English)	KEIICHI MURAKAMI
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:甲第6881号, 授与年月日:2007年3月26日, 学位の種別:課程博士, 審査員:
Citation(English)	Degree:Doctor of Engineering, Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:甲第6881号, Conferred date:2007/3/26, Degree Type:Course doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

スターリングエンジンを用いた
バイオマスガス化発電システムの運転特性
に関する研究

村上 恵一

平成 18 年度
東京工業大学
大学院総合理工学研究科
環境理工学創造専攻

目次

第1章 緒論

1.1 背景	5
1.2 バイオマスガス化発電技術の現状と課題	5
1.3 STAR-MEET システム	7
1.4 主な動力機関	8
1.4.1 主な動力機関の登場	8
1.4.2 主な動力機関の構造	9
1.5 スターリングエンジン	12
1.5.1 スターリングエンジンの主な形式	12
1.5.2 スターリングエンジンの長所と課題	13
1.5.3 スターリングエンジンの開発状況	15
1.5.4 STM Power 社製スターリングエンジン	17
1.5.5 スターリングエンジンを用いたバイオマス発電の状況	17
1.6 本研究の目的	19
1.7 本論文の構成	19
参考文献	20

第2章 スターリングエンジンの運転特性に及ぼす燃料ガスの 発熱量の影響

2.1 緒言	23
2.2 スターリングエンジン発電機	23
2.3 実験条件及び装置	31
2.3.1 実験条件	31
2.3.2 実験装置及び方法	33
2.4 実験結果及び考察	35
2.4.1 発電出力及び発電効率	35
2.4.2 排出ガス特性	40
2.4.3 スターリングエンジンの特徴	43
2.5 結論	46
参考文献	47

第3章 鶏糞ガス化ガスを用いたスターリングエンジンの発電実証

3.1 緒言	49
3.2 実証設備と運転方法	49
3.2.1 スターリングエンジンを用いたガス化発電システム	49
3.2.2 スターリングエンジン発電機運転方法及び測定項目	52
3.3 運転結果及び考察	53
3.3.1 鶏糞ガス化ガスを用いたスターリングエンジン発電実証	53
3.3.2 酸素改質による鶏糞ガス化ガスを用いた スターリングエンジン発電実証	56
3.3.3 スターリングエンジンを用いたガス化発電システムの エネルギー収支	61
3.4 結論	65
参考文献	66

第4章 動物系バイオマスのガス化発電時における有害窒素化合物の挙動

4.1 緒言	68
4.2 ガス化発電システム中における有害窒素化合物の測定	70
4.2.1 ガス化発電システム中における測定場所	70
4.2.2 測定項目	71
4.3 燃焼時（スターリングエンジン前後）における有害窒素化合物の 挙動	71
4.3.1 燃焼時における Fuel NO _x 転換率の評価法	72
4.3.2 測定結果及び考察	72
4.4 鶏糞を用いたガス化発電システム中の改質時における 有害窒素化合物の挙動	73
4.4.1 ガス化発電システム中における高温空気/水蒸気改質	73
4.4.2 有害窒素化合物測定時における改質条件	75
4.4.3 測定結果及び考察	75
4.5 実験室規模の熱分解・改質ガス化模擬装置を用いた有害窒素化合物 の改質過程における挙動	77
4.5.1 実験試料	77
4.5.2 実験装置及び実験方法	78
4.5.3 実験条件	81

4.5.4	平衡計算による NH ₃ , HCN の挙動予測	81
4.5.5	実験結果及び考察	83
4.6	結論	90
	参考文献	91
第5章 結論		92
付録 A		97
謝辞		102

第1章 緒論

1.1 背景

化石燃料消費量の削減（燃料多様化）、エネルギーの有効利用、低環境負荷といった観点から、廃棄物やバイオマス等の新エネルギーの積極的利用が求められている^[1-1]。このような資源は、分散的に生成されるという性質を有するため、大規模集約型の発電システムよりも高効率で小型の分散型発電システムにより発電及び有効に熱利用を行うコージェネレーションシステムを利用する方が有効であると考えられる^[1-2]。

バイオマスとは、生物に由来する資源の総称であり、木屑などの植物や動物の糞尿等も含まれる^[1-3]。従って、一概にバイオマスといっても様々な性状のものが存在し、効率的にエネルギー抽出を行うためには、その試料の特徴に応じて最も適した技術の開発及び選択が必要とされる。

そのような技術のなかで、現在、固体廃棄物やバイオマス資源からガス化技術により燃料ガスを生成して、エンジンを用いて発電を行う発電システムの開発が行われている^{[1-4][1-5]}。しかし、小規模なガス化設備の場合、経済的な理由からガス化剤として空気を用いる事が多く、廃棄物やバイオマスをガス化して得られる燃料ガスの持つ主な特徴は、1) 低カロリーであること、2) ガスの発熱量と流量が変動すること、3) タール分を含むことが挙げられる。特に、3つ目の特徴であるタール分が含まれることは、ガス化発電技術の実用化にあたり、大きな障害となっている。従って、このような生成ガスを有効に利用するためには、燃料ガスに対する制約が緩いエンジンが必要とされる。

また、エネルギー源及びエネルギー有効利用技術の多様性ととともに、今後ますます環境保全に対する取組みが強化されていくものと思われ、環境負荷の少ない技術が求められてくることは必須である。そのため、化石燃料資源に比べて、発熱量や清浄度合いといった点から、燃料としての品質の劣るバイオマス資源のような低質な燃料を活用していくためには、単に利用効率を高める事だけに精力を集中するのではなく、エネルギー変換時に生ずる環境汚染の問題も十分に考慮しながら、技術開発を進めていかなければならない。

1.2 バイオマスガス化発電技術の現状と課題

バイオマス資源は、木屑などの植物由来のものや、畜産廃棄物といった動物由来のものがあるが、その多くは固体物質である。これを用いて発電をする事を考えた場合、既存のエンジンでは、後述するように液体燃料もしくは、気体燃料を用いる構造となっているため、固体燃料を既存の発電技術で利用出来る

形に変換するか、あるいは、固体燃料を利用出来るように既存の発電技術を改良する必要がある。前者の方法のうちの一つに、固体燃料のガス化技術がある。特に、バイオマス資源からガス化ガスを生成させて、エンジンの燃料として利用する方法が現在多く取り組まれている。

このようなガス化により生成されるバイオマスガス化ガスについては、前述したように、その特徴は、まず低カロリーであるということである。低カロリーガスの利用を目的としたレシプロタイプのガスエンジンの研究開発は多く行われてきているが^[1-6]、火花点火機関を用いる場合、燃料ガス発熱量が低下すると発電出力も低下してしまうという問題がある。そこで、燃料ガス発熱量が低下しても発電出力を一定に保つために、軽油や重油等の液体燃料を補助燃料として利用する混焼方式圧縮着火機関を用いた事例もある^{[1-7][1-8]}。これらの機関を用いる場合、発電効率は高いものの、間欠燃焼であることから、排出ガス中にCOやHCが多く含まれてしまうという問題がある。また、ガスタービンを用いる報告例^[1-9]もあるが、この場合、連続燃焼であることから排出ガスの清浄度は高いが、出力規模が数十 kW 程度と小さくなると、発電効率が大きく低下してしまうという問題がある^{[1-10][1-11][1-12]}。

また、これら内燃機関に、ガス化で生成した燃料ガスを利用する場合の大きな問題として、求められる燃料ガスの精製度合いのレベルが非常に高いことがある。前述したように、ガス化ガス中にはタール分が含まれるため、エンジンに投入する前にタール分を除去しなければならず、運転上支障をきたさないようにするためには、投入する燃料ガスにはかなり高いレベルの清浄性が求められている。そこで、後述する外燃機関であるスターリングエンジンであれば、求められるガスの清浄性のレベルは低くなってもよく、その点で内燃機関に比べて優位性があると考えられる。しかし、スターリングエンジンを用いた発電システムが実用化されるには到っていない。

また、バイオマスガス化発電を行うにあたり、近年行われてきた石炭を燃料とするガス化発電技術^[1-13]において生成される石炭ガス化ガスは、バイオマスガス化ガスに比べると、発熱量はやや高い。しかし、石炭ガス化ガス及びバイオマスガス化ガスともに、燃料ガスとしての清浄度合いが、天然ガスやLPGに比べて劣るという点においては共通している。従って、石炭ガス化発電技術中において用いられている技術、特に環境負荷を低減させるための技術という面では、現在のバイオマスガス化発電技術の開発において参考にする点が多いものと考えられる。

びガス精製の処理に係わる設備が複雑になってしまうということが明らかになってきた。そこで、動力機関として、求められる燃料の清浄度合いが低くなくても良いと考えられる外燃機関の利用を検討する必要性が生じた。

1.4 主な動力機関

このようにバイオマスを用いた発電システム技術の開発は、大きくわけて燃料生成の問題と発電用動力の問題があるが、本研究においては、そのうちの動力部に主に焦点を当てている。そこで、次に、主な動力機関の歴史と構造について簡単にまとめることで、様々な動力機関のもつ特徴を考察する。

1.4.1 主な動力機関の登場

現在の高度な文明社会において、動力機関が果たしている役割は非常に大きく、動力機関の発展は、現代の文明の発展に大きく寄与してきた。そこで、まず、主な動力機関を登場した時系列順に表にまとめて、動力機関の発展の歴史と求められている動力機関について考察した(表 1-1) [1-15][1-16][1-17]。各機関の構造図は図 1-2 に示す。

表 1-1 主な動力機関の登場

年	動力機関	燃料
1712	ニューコメン蒸気機関	
1769	ワット蒸気機関	
1816	スターリング機関	
1876	火花点火機関 (ガソリンエンジン)	
1884	蒸気タービン機関	
1894	圧縮着火機関 (ディーゼルエンジン)	
1930	ガスタービン機関	

動力機関の登場の歴史は、古くは紀元前からあるとされているが、ここでは、ニューコメンの蒸気機関以降を取り上げる。これは、水蒸気の加熱・冷却に伴う体積変化を利用して動力を取り出す蒸気機関であり、シリンダー内に蒸気を

作動ガスとして用いる往復動蒸気エンジンと呼ばれるものであった。その後、効率を向上させるために、シリンダーの外部で蒸気加熱及び冷却を行うワットの蒸気機関が発明された。これら蒸気機関は、今日ではボイラーとして発展してきている。それから約 100 年後に火花点火機関や圧縮着火機関などのピストン・シリンダーで構成される内燃機関が登場し、化石燃料の本格的な使用の始まりやエンジンに用いられる材料の開発と共に、大出力化、高効率化が進んでいった。本研究で利用するスターリングエンジンであるが、上表にも示すように、その登場が火花点火機関より古いことは注目すべき点である。発明時点では、蒸気機関において、高効率化・大出力化のための蒸気の高圧化に伴う事故が多発していたのに対して、当時のスターリング機関は空気を利用するものであったため、安全性が大きく向上するというメリットがあった。スターリングエンジンの概要については、後述する。また、その後の蒸気タービン機関やガスタービン機関の登場は、電力システムの発展とともに、発電機関の大出力化と高効率化を可能とし、現在の大規模集約型の発電システムに利用されるに至っている。

一方、これらの動力機関を使用するにあたって、必要不可欠なものは燃料である。燃料の歴史を大雑把に調べると、18 世紀からは固体燃料である石炭、そして、20 世紀に入ると液体燃料である石油がその主流となり今日までその状況が続いている。そして、最近では、天然ガスや LPG 等のガス燃料の使用も増加している。このように、動力用の主たる燃料は少しずつ変化をしてきている。

従って、動力機関と燃料の関係は切ってもきれず、すなわち動力機関はその時点で使用出来る燃料に強く依存した構造をとっているものと考えられ、現在使用されている動力機関のほとんどは、クリーンな化石燃料である液体燃料または、ガス燃料の使用を前提としたものとなっていることが多い。

一方で、このような動力源の発展は、莫大な燃料を使用して文明を大きく発展させてきたと同時に、地球温暖化や環境汚染といった負の要素も生み出してきた。また、燃料の問題、環境の問題に加えて、動力機関の製造に伴うコスト低減といった経済性の問題がある。従って、今日要求されている動力機関は、高効率であることに加えて、燃料面、環境面さらに経済面から見たときに最も適合するものが求められていると考えられる。

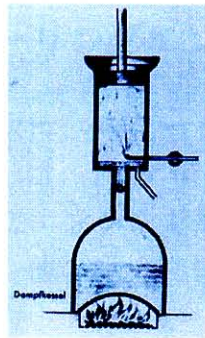
1.4.2 主な動力機関の構造

次に上述した各動力機関の構造を図 1-2 に示した^{[1-15][1-18]}。動力機関はエネルギー変換装置であり、上述した各動力機関は、熱エネルギーを動力エネルギーへと変換させるため、すべて高温部を作るために燃焼という現象を利用してい

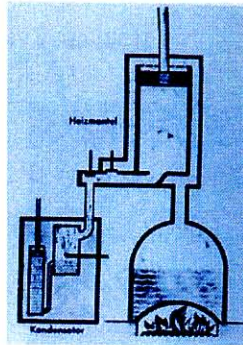
る。従って、動力機関にとって、燃焼器は非常に重要な要素である。そこで、これらの動力機関の燃焼器に着目してみると、スターリング機関以外の機関はすべて、燃焼ガス自体が燃焼室内を流れており往復可動部のピストンや回転可動部のタービンと直接接触している。この燃焼ガスのことを作動流体というが、このような構造のエンジンは、内燃機関として分類される。しかし、スターリング機関は、燃焼ガスが直接往復可動部であるピストンと接触しておらず、シリンダーの外側から燃焼ガスとは別にシリンダー内に閉じ込められている作動流体を加熱する構造となっている。このような構造のスターリング機関は、外燃機関に分類される。従って、外燃機関は、構造上、その燃料が固体燃料であっても良く、燃料に対する制約が緩い。一方で、内燃機関と比べて高度な熱交換技術が要求される。

また、これら動力機関における燃焼は、容積一定下の定容燃焼及び圧力一定下である定圧燃焼の 2 つに大きく分類されるが、スターリング機関は、ガスタービン機関における燃焼のように定圧燃焼である。従って、燃料ガス流量が燃焼室容積の制限を受けず、ガス流量の総流量や空燃比を大きな範囲で変動させることが出来る。

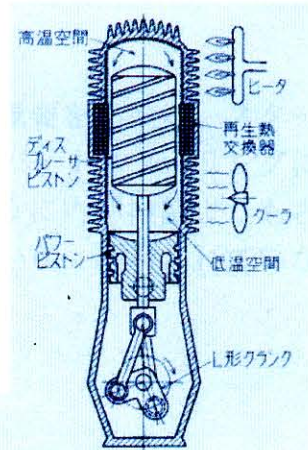
このように、動力機関は、作動方式、作動流体に熱を与える方法や、燃焼形態によって分類することが出来る。そして、他の動力機関との比較をすることにより外燃機関であるスターリング機関がもつメリットが明確になる。



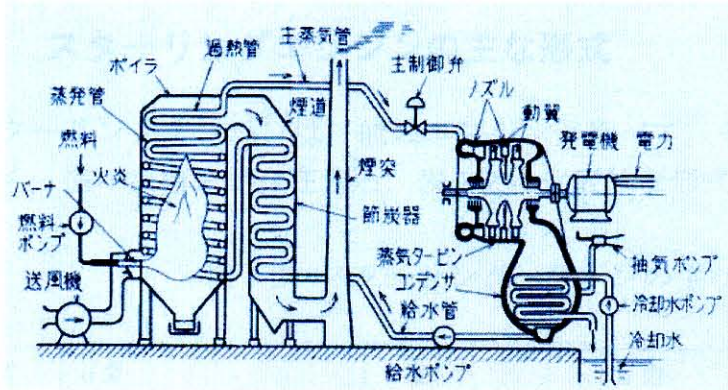
ニューコメン蒸気機関



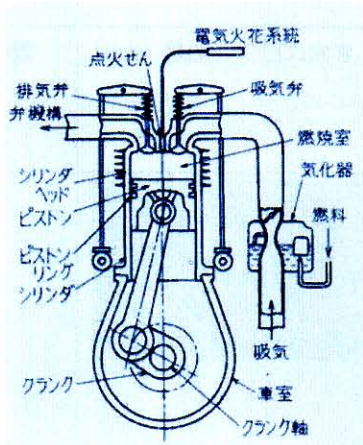
ワット蒸気機関



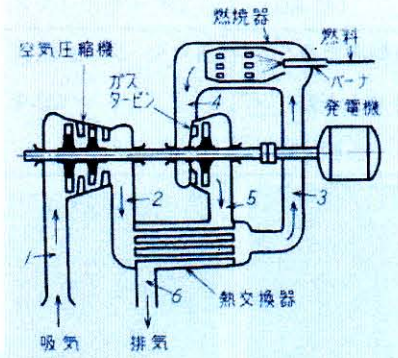
スターリング機関



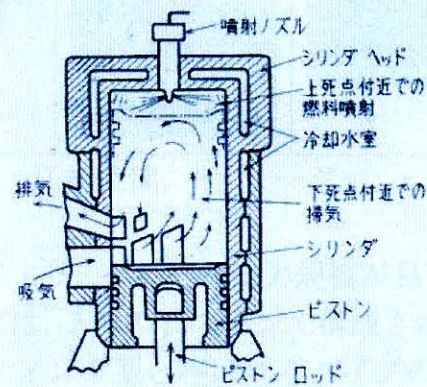
蒸気タービン機関



火花点火機関



圧縮着火機関



ガスタービン機関

図 1-2 様々な動力機関の構造

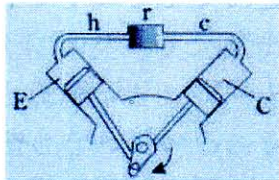
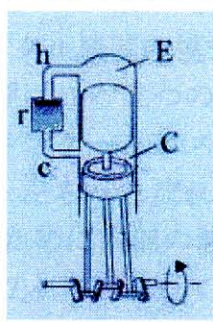
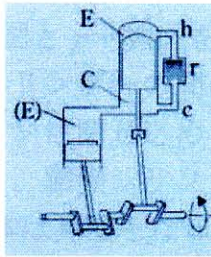
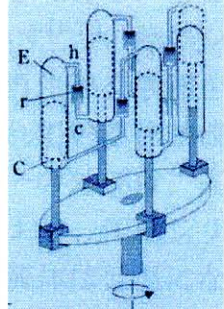
1.5 スターリングエンジン^{[1-19][1-20][1-21]}

そこで、次に、スターリングエンジンについてその概要を述べる。スターリングエンジンは、1816年にスコットランドの牧師、ロバートスターリングにより考案されたエンジンである。その誕生は前述したように内燃機関よりも古い。現在は、他の動力機関に比べて、全くといって良い程、利用されていない機関である。

1.5.1 スターリングエンジンの主な形式

スターリングエンジンは、他のエンジンと比べて、その構造が一形式のみではなく、様々な構造が存在する。表 1-2 に代表的な形式とその特徴を示す。

表 1-2 スターリングエンジンの主な形式

形式	α 型 (2ピストン形)	β 型 (単シリンダ・ディ スプレーサー形)	γ 型 (2シリンダ・ディ スプレーサー形)	ダブルアクティング 型 (DA形)
特徴	10kW 程度の中出力向き	数 kW 以下の小出力向き	実用系エンジンは少ない	<ul style="list-style-type: none"> 多気筒構成 数十 kW 程度以上向き
図				

(E：膨張空間，C：圧縮空間，h：ヒーター，r：再生器，c：クーラー)

このような構造の違いにより、それぞれ出力規模が異なっている。10kW 規模以上の実用エンジンとしては、2つのピストンで構成される α 型、または多気筒で構成されるダブルアクティング型と呼ばれるタイプのものが適している。スターリングエンジンは、ここに示した4つのタイプ以外にも様々なタイプが存在するため、基本形式がほぼ一つである火花点火機関のように成熟したエンジ

ンであるというよりも、未だ発展途上中にあるエンジンであると考えられ、他の動力機関とは異なる非常にユニークなエンジンである。

1.5.2 スターリングエンジンの長所と課題

次に、スターリングエンジンの長所と課題について表 1-3 にまとめた。

表 1-3 スターリングエンジンの長所と課題

長所	課題
<ul style="list-style-type: none"> • 理論的に高熱効率 • 多様な燃料が利用可能 • 低騒音 • 排出ガスが清浄 	<ul style="list-style-type: none"> • 出力の増大 • 技術的な問題（コスト高の原因） <ul style="list-style-type: none"> - シールの構造 - 耐圧構造 - 燃焼ガスにさらされるため材料の耐熱性の問題 - 様々な熱交換器の改良 • 低い信頼性 • 他の既存エンジンと競合しないような応用利用分野の模索

スターリングエンジンの長所の一つは、理論熱効率が高いことである。そこで、図 1-3 にスターリングサイクル機関の模式図と $p-v$ 線図を示す^[1-22]。膨張シリンダーと圧縮シリンダーと呼ばれる二つのシリンダーの間に再生熱交換器を挟んだ構造となっている。シリンダーとピストンに閉じ込められている作動流体は、再生熱交換器を通過して、左右へと流れる。膨張シリンダーの外部は、高温の熱源 (T_h) に囲まれているために内部の流体は高温となっており、圧縮シリンダーは、外部を低温の熱源 (T_c) に囲まれているために内部の流体は低温になっている。再生熱交換器は、蓄熱器及び冷却器の役目を果たしており、高温側の流体がピストンに押されて低温側に流れるときは、再生熱交換器は流体により加熱されるが、低温側の流体が高温側へ流れるときには、再生熱交換器はその蓄熱した熱を流体に与えて、流体を加熱する。図 1-3 中の、状態 1 から状態 2 では、圧縮シリンダー内の低温の流体がピストンに押されて圧縮されるが、このとき、外部へ熱を放出して作動流体が等温に維持されるため、等温圧縮過程となる。次に、状態 2 から状態 3 では、圧縮シリンダー内の低温の流体が再生

熱交換器を通して、膨張シリンダー内へと移動し、再生熱交換器中に蓄えられている熱を受取って、高温の流体となる。この間は、流体の体積は変化せず等容加熱過程となる。状態3から状態4では、膨張シリンダー内の高温流体が、外部より加熱されて膨張するため、等温膨張過程となる。そして、状態4から状態1では、膨張シリンダー内の高温流体が再びピストンに押されて圧縮シリンダー内へ移動して、同体積の低温の流体となるため、等容冷却過程となる。スターリングサイクルは理論的には、この4つの状態を連続的に繰り返している。図1-3中には、 $p-v$ 線図と熱の流れを示す。状態4から状態1の等容冷却過程時に再生熱交換器に蓄えられる熱量が、状態2から状態3の等容加熱過程時における再生熱交換器による流体の加熱のために100%利用されるとすると、このスターリングサイクルの理論熱効率は、2つの熱源間から仕事に変換する場合に、最も効率の高いカルノー効率と等しく表されることが特徴である。

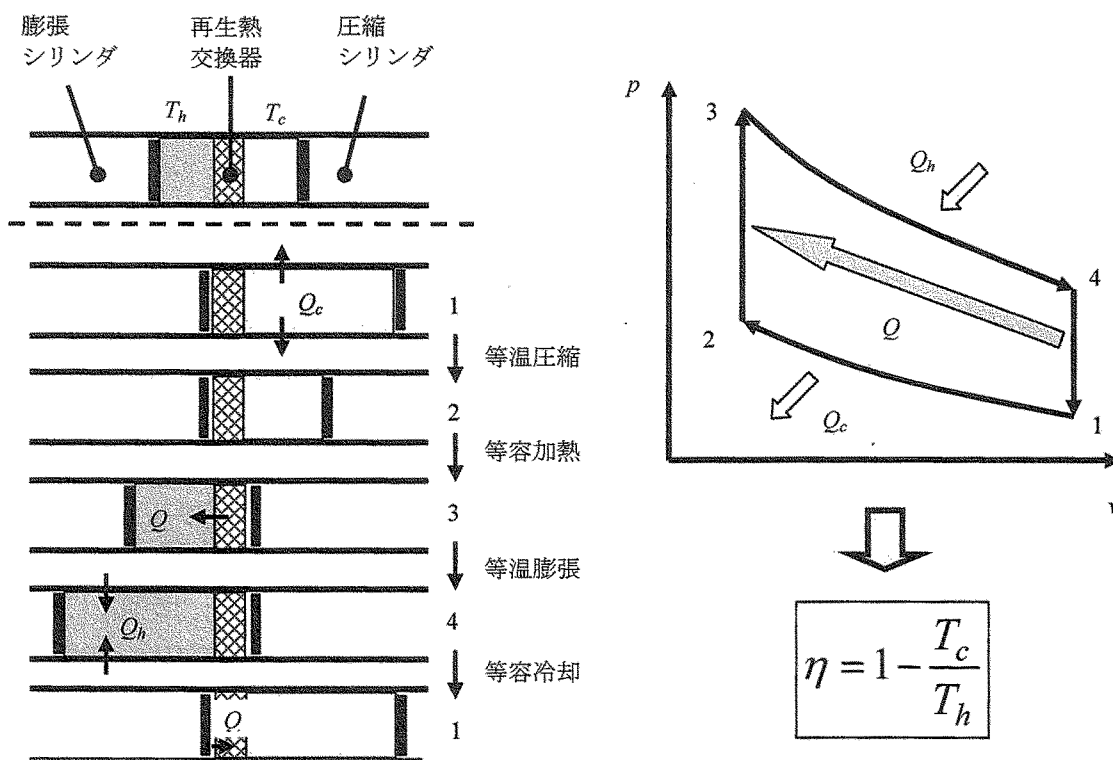


図1-3 スターリングサイクル

そして、もう一つの長所は、燃料多様性があるということである。つまり、図1-3中における高温の部分と低温の部分とが、それぞれ膨張シリンダーと圧縮シリンダーの周りにあればスターリングサイクルは成立する。従って、高温の部

分として、燃料を燃焼させる時に生じる燃焼熱を利用することに限定すれば、低温部に比べて高温な部分を作り、温度差を与えれば良い。従って、ピストン・シリンダーで構成されるような内燃機関のように、1 サイクルごとに着火させる必要もなく、燃料の着火性を考慮する必要もない。スターリングサイクルでは、一度着火した燃料は、連続的に燃料供給を続けることで定常に燃焼状態が保たれるため、内燃機関に比べて低騒音となり、排出ガスも清浄になる。

このような長所をもつスターリングエンジンは、これまでに発電利用を目的とした開発及び性能評価が行われており^[1-23]、高効率であることや低環境負荷であることが実証されているが、商品化には至らなかった。その主な要因として、表 1-3 中にまとめた課題が挙げられてきた。

一つには、スターリングエンジンの出力規模が、これまでは数 kW 程度の小規模のものがほとんどで、実用化のためには、出力規模を増大させる必要があった。出力を増大させるにあたって、最も大きな問題としては、高圧の作動流体の漏れの問題があった。スターリングエンジンのシリンダー内部では、流体が往復流動しているため、作動流体には、粘性の小さな流体を用いることが望ましい。かつ、高出力で高効率にするためには、作動流体を高圧にする方が良い。しかし、その点で最も望ましい流体である水素を利用する場合、シリンダーからの水素の漏れの問題が実用レベルにおけるスターリングエンジンの開発における大きな技術的問題の一つであった。また、スターリングエンジンが上述したような外燃機関であることから、燃焼ガスからヒーターチューブ内の作動流体への伝熱特性の向上がエンジンの効率向上に極めて重要であるため、ヒーター、クーラー、再生熱交換器といった熱交換器の改良も要求される。さらに、このような技術的な問題から、商業的な製造がほとんど行われる事がなく、使用実績が少ないために、信頼性が低いことも問題として挙げられていた。また、化石燃料の使用の増大と共に、急速に発展してきた様々な既存エンジンがそれぞれ確固たる利用分野を確立していることから、スターリングエンジンの開発において、他の既存エンジンと競合しないようなスターリングエンジンの特徴が最も生かされる応用利用分野の模索が課題としてあった。

1.5.3 スターリングエンジンの開発状況

これまでのスターリングエンジンの開発状況であるが、日本では 1982-1987 年度に、当時の通商産業省主導で、ムーンライト計画の一環として「汎用スターリングエンジンの研究開発」プロジェクトが行われた。その結果、スターリングエンジンについて大きな成果を収めている。しかし、その後スターリングエンジンの研究は続けられているが、商品化への動きはほとんど見られず、現

在も商品化に到っている企業はない。欧米においても、研究が主体であるが、商品化を目指した企業もあり、現在、僅かながらスターリングエンジンの商品化に成功した企業もある。そこで、2002年の研究報告の中で、実用スターリングエンジンの開発に取り組む企業をまとめた表があったため、表 1-4 に抜粋した [1-24]。

表 1-4 スターリングエンジンの実用化に成功した主な企業
とスターリングエンジンの仕様

国名	アメリカ	ニュージーランド	ドイツ	アメリカ	スウェーデン
会社名	STC 社	WhisperTech 社	SOLO 社	STM Power 社	Kockums 社
機種名	RG-1000	WhisperGen PPS16	V161	STM4-120	V4-275Mk II
熱源	天然ガス, プロパン	灯油, 天然ガス, プロパン	灯油, 天然ガス, プロパン	多種	多種
発電出力	1kW	0.75kW	9kW	25kW	
軸出力			10kW	30kW	75kW
発電端 効率	23%	14%	24%	30%	
熱効率			30%	36%	37%
回転数	50Hz (リニア)	1,700rpm	1,500rpm	1,800rpm	2,000rpm
作動ガス	ヘリウム	窒素	ヘリウム	水素	ヘリウム
平均圧力	不明	2MPa	15MPa	13.6MPa	13.5MPa
形式	フリーピストン 発電機	4 気筒複動揺動ヨーク	V2 気筒単動クランク	4 気筒複動回転斜板	V4 気筒複動クランク
行程容積	不明	122 cm ³	160 cm ³	4 × 120cm ³	4×275 cm ³
重量	60kg	90kg (含発電機)	350kg (含発電機)	136kg	約 800kg
主な用途	発電機	コージェネレーション	コージェネレーション 太陽熱発電	コージェネレーション 太陽熱発電	潜水艦 発電機

この表に示すように、スターリングエンジンの商品化に成功した企業は非常に少ない。また、発電出力も数 kW 規模と小さいものがほとんどであり、発電端効率も 30%に満たないものがほとんどである。このような状況の中で、STM Power 社 (米国) は、出力 55kW のスターリングエンジンの開発に成功した数少

ない企業のうちの一つである^[1-25]。STM Power 社のスターリングエンジンは、現在実用段階にあるスターリングエンジンの中では出力が大きく、汎用型のスターリングエンジンであるというメリットもある。

1.5.4 STM Power 社製スターリングエンジン

本研究においては、上述したスターリングエンジンの開発に取り組む企業のスターリングエンジンの中から、発電出力が大きく、かつ汎用性のある STM Power 社製のスターリングエンジンを採用した。STM Power 社は、スターリングエンジンの開発に長く取り組んできた米国のベンチャー企業である。過去には、当社が取り組んできたスターリングエンジンの研究開発及び試験評価の報告例がある^{[1-26][1-27]}。STM Power 社製のスターリングエンジンは、スターリングエンジンの実用化への技術的問題のうちの一つであった、作動流体の水素の漏れの問題に対して、水の電気分解を利用した水素製造装置を内蔵させることで、自動補給しながら高圧の水素を作動ガスとして用いていることに特徴がある。本研究を開始した 2004 年当時、STM Power 社では、燃焼器と受熱部が一体となった Fuel Fired Unit (FFU) と、燃焼器が一体とされていない受熱部のみの Heat Power Unit (HPU) の 2 タイプのスターリングエンジンを販売することとなっていた。本研究では、後者の HPU を用いる予定となっていたが、急遽、STM Power 社が HPU の販売を中止することとなり FFU のみの販売となったという経緯がある。本エンジンの詳細については、第 2 章において述べる。

1.5.5 スターリングエンジンを用いたバイオマス発電の状況

次に、バイオマス発電システムにスターリングエンジンを用いた研究事例について調査を行った。スターリングエンジンを発電用に利用する目的での応用システムの研究報告例は欧米において多く見られ、その多くは、燃焼排ガスを利用するコージェネレーションシステムへの利用や、太陽熱を利用して発電を行う太陽熱発電システムへの利用である。このような状況の中で、スターリングエンジンを用いたバイオマス発電の報告例のみに焦点を絞り調査を行った結果を、表 1-5 に示した。

表 1-5 スターリングエンジンを用いたバイオマス発電研究報告例

	年	燃料	発電出力
Sunpower, Inc. [1-28]	1998	木屑	1kW
一関工業高等専門学校 [1-29] (スターリングエンジン (株))	2004-	木屑	3kW
Technical University of Denmark [1-30][1-31]	1996-	木屑	9kW, 35kW, 75kW
中部電力 (株) [1-33]	2006	木屑	55kW

これらの研究報告の中で、特にデンマークの Technical University of Denmark における、スターリングエンジンを利用したバイオマス発電に関する研究は、目を見張るものがある。発電出力も 9kW から始まり、段階的に大出力化していき、現在では 75kW までに達している。

しかし、これらは、すべて燃料として植物由来のバイオマスである木屑を用いている研究事例である。従って、木屑以外のバイオマス、特に家畜糞尿等の動物系バイオマスを燃料として用いた研究報告例は見当たらない。また、これらの研究報告例においては、燃料を燃焼させてその燃焼熱を利用する発電システムとしており、ガス化ガスを利用するという研究報告例は、Technical University of Denmark に一例のみあるだけである^[1-32]。これらの報告例の中には、バイオマスの燃焼時に生成される灰がスターリングエンジンのヒーター部に付着することによるヒーターの腐食の問題やヒーター内部の作動流体への伝熱効率の低下という問題も述べられている。

また最近では、中部電力により、本研究と同様に STM Power 社のスターリングエンジンを用いてバイオマス直噴燃焼バーナを組み合わせた発電システムにより発電実証を行った報告もなされている。

これらの研究報告例では、不純物含有量が少ない木屑を燃料として用いているため、燃焼時の排出ガスが清浄であり、特に際立った環境汚染の問題が生じていない。しかし、木屑などの植物由来のバイオマスに比べて不純物含有量の高い動物系バイオマスを燃料として用いることは、少なからずとも無視することは出来ない環境汚染の問題が生じるものと考えられる。このような問題の一つに NO_x の問題が挙げられる。本来、スターリングエンジンの特徴として、火花点火機関や圧縮着火機関のような内燃機関に比べて燃焼器内の火炎温度が低いことに起因して Thermal NO_x の排出が少ないという長所がある。しかし、動物系バイオマスは窒素含有量が高いために、火炎温度が低くとも生じ得る Fuel NO_x を発生させる原因となる。従って、動物系バイオマスを燃料として用いた発電を考える場合には、Fuel NO_x の問題が重要になるものと考えられる。

1.6 本研究の目的

上述したように、スターリングエンジンに関する調査を行った結果、スターリングエンジンが、他のエンジンと比べて固体燃料であるバイオマスを用いた発電を行うにあたり、有効なエンジンであることがわかった。また、スターリングエンジンをバイオマス発電に用いた既往研究の調査を行った結果、これまでに動物系バイオマスを利用したスターリングエンジン発電報告例は見当たらない。そこで、本研究では、バイオマスガス化発電システムにスターリングエンジンを利用することを旨し、動物系バイオマスガス化ガスを燃料として用いるときのスターリングエンジン及びガス化発電システムの運転特性を実験により明らかにすることにした。

1.7 本論文の構成

本論文は全5章から構成される。

第1章「緒論」では、本研究の背景、スターリングエンジンの概要と既往研究について述べた上で、本研究の目的を明確にした。

第2章「スターリングエンジンの運転特性に及ぼす燃料ガスの発熱量の影響」では、窒素希釈LPGを用いて、燃料ガス発熱量の変化に対するスターリングエンジンの運転特性の変化について調べた。

第3章「鶏糞ガス化ガスを用いたスターリングエンジンの発電実証」では、ガス化発電システムにおいて、鶏糞を燃料とするガス化・改質設備から生成される改質ガスを用いて、スターリングエンジンで発電実証を行った結果について述べる。また、運転結果を踏まえて、スターリングエンジンを用いたガス化発電システムのエネルギー収支の評価を行った。

第4章「動物系バイオマスのガス化発電時における有害窒素化合物の挙動」では、動物系バイオマスガス化ガスを用いた発電において生じ得るFuel NO_xの低減策を検討するために、ガス化発電システム及び実験室規模の熱分解・改質ガス化模擬装置を用いて、改質及び燃焼時の有害窒素化合物の挙動を調べた。

第5章「結論」では、本研究において得られた知見をまとめた。

参考文献

- 1-1 資源エネルギー庁ホームページ
- 1-2 平田賢, 省エネルギー論, (1994), オーム社
- 1-3 井熊均, バイオエネルギー, (2004), 日刊工業新聞社
- 1-4 Hara, T. et al., Performance Demonstration of Gasification and Power Generation from Woody Biomass, Journal of the Japan Institute of Energy, Vol.83, No.10, (2004), pp.815-820
- 1-5 Sasauchi, K., Application for Electric Generator by Pyrolysis Gasification of Biomass, Journal of the Combustion Society of Japan, Vol.47, No.139, (2005), pp.31-39
- 1-6 Ando, Y. et al., Research and development of a low-BTU gas-driven engine for waste gasification and power generation, Energy, Vol.30, (2005), pp.2206-2218
- 1-7 Min, T. et al., A study on Dual-fueled Diesel Engine for Waste Gasification and Power Generation, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.70, No.697, (2004), pp.2468-2473
- 1-8 Goto, S. et al., High Density Gas Engine with Micro Pilot Compression Ignition Method, Proceedings of the 2003 Spring Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division, Vol.40, (2003), pp.707-712
- 1-9 Federico, B. and Giacomo P., Ansaldo Energia Gas Turbine Operating Experience with Low BTU Fuels, Proceedings of the ASME Turbo Expo 2004, Vol.7, (2004), pp.69-77
- 1-10 石井國義, マイクロガスタービンシステム, (2002), オーム社
- 1-11 V.M. Phi. et al., Fuel Injection and Emissions Characteristics of a Commercial Microturbine Generator, Proceedings of the ASME Turbo Expo 2004, Vol.1, (2004), pp.687-695
- 1-12 山田健一 渡辺達也, 木質系バイオマスによる小規模分散型高効率ガス化発電システムの開発, 日本ガスタービン学会誌, Vol.34, NO.5, (2006), pp.325-330
- 1-13 Hasegawa, T., Development and Background of Gas Turbine Combustor for Each Gasified Fuel, Journal of the Japan Institute of Energy, Vol.85, (2006), pp.291-298
- 1-14 Yoshikawa, K., Overview of R&D Achievements of CREST MEET Project, CREST Fifth International Symposium on High Temperature Air Combustion and Gasification, (2002), pp.A1-1 – A1-14
- 1-15 西川兼康, 熱工学の歩み, (1999), オーム社

- 1-16 博康博之 他, 改訂内燃機関, (2003), コロナ社
- 1-17 一色尚次 他, 新蒸気動力工学, (2000), 森北出版株式会社
- 1-18 草間秀俊 他, 機械工学概論, (1967), 理工学社
- 1-19 山下 巖 他, スターリングエンジンの理論と設計, (1999), 山海堂
- 1-20 兵働務, スターリングエンジン, (1990), パワー社
- 1-21 一色尚次, スターリングエンジンの開発, (1982), 工業調査会
- 1-22 森康夫 他, 熱力学概論 第23版, (1997), 養賢堂
- 1-23 Endo, N. et al., Test and Evaluation Method of the Kinematic Stirling Engines and Their Application Systems Used in the Moon Light Project, The 4th International Conference on STIRLING ENGINES, (1988), pp.315-320
- 1-24 濱口和洋, スターリングエンジンの現状とフロンティア研究, 日本機械学会誌, Vol.105, No.1007, (2002), pp.698-702
- 1-25 C.M.Hargreaves, The Philips Stirling Engine, (1991), Elsevier
- 1-26 T.M. Godett et al., STM4-120 Stirling Engine Test Development, SAE Technical Paper Series, (1989)
- 1-27 Charles E. Andraka et al., Solar Heat Pipe Testing of the Stirling Thermal Motors 4-120 Stirling Engine, Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Vol.2, (1996), pp.1295-1300
- 1-28 N.W.Lane et al., A Biomass-Fired 1 kWe Stirling Engine Generator and Its Applications in South Africa, The 9th International Stirling Engine Conference, (1999)
- 1-29 鬼頭俊介 他, スターリングエンジンの連続運転特性, 第10回スターリングサイクルシンポジウム, (2006)
- 1-30 G. Marinitsch et al., Development of a hot gas heat exchanger and a cleaning system for a 35kW_{el} hermetic four cylinder Stirling engine for biomass fuels, The 12th International Stirling Engine Conference and Technology Exhibition, (2005)
- 1-31 H. Carlsen et al., Large Eight-Cylinder Stirling Engine for Biofuels, Proceedings of the 11th International Stirling Engine Conference, (2003)
- 1-32 N.Jensen et al., CHP from Updraft Gasifier and Stirling Engine, Proceedings of 12th European Biomass Conference, pp.726-729, (2002)
- 1-33 佐藤克良 大岩徳雄 他, バイオマス利用スターリングエンジン発電システムの研究開発, 第10回スターリングサイクルシンポジウム, (2006)

第2章 スターリングエンジンの運転特性 に及ぼす燃料ガスの発熱量の影響

2.1 緒言

本研究で用いる STM Power 社製のスターリングエンジンは、緒論でも述べたように、燃焼器とヒーターヘッド等の受熱部がパッケージとなっており、仕様範囲内の発熱量である燃料ガスを供給する構造になっている。しかし、本スターリングエンジンについて、燃料ガスの発熱量を変化させた時に、運転特性がどのように変化するのかについて、詳細な報告はなされていない。また、過去のスターリングエンジンに関する研究報告を見ても、燃焼ガスを利用した発電実験報告例^[2-1]や、太陽光を利用した発電実験報告例^[2-2]はあるが、ガス化ガスのような低カロリーガスを用いた発電を目的として、燃料ガス発熱量の変化に対するスターリングエンジンの発電特性の変化を実験的に調べた報告例は見当たらない。

そこで、本章では、本スターリングエンジンが、低カロリーガスを用いた発電に適用できるかどうかを検討することを目的として、燃料ガス発熱量を変化させてスターリングエンジン発電実験を行い、燃料ガス発熱量の変化に対する運転特性及び排出ガス特性の変化を調べた。

2.2 スターリングエンジン発電機

図 2-1 に、本実験で使用した STM Power 社製スターリングエンジン発電機の外観を示す。高さは約 1.8m である。スターリングエンジン発電機の内部は、左から燃焼器、動力変換部、発電機となっている。また、図 2-2 にスターリングエンジンの構造図を示す。図 2-2 に示すように、本スターリングエンジンは、大出力向きのダブルアクティング型に分類されるタイプである^[2-3]。図 2-3 にはスターリングエンジンの展開図を示すが、4つのシリンダーがヒーター管群・再生熱交換器・クーラーを間に挟んで連結しており、4つのピストンが 90°の位相角を持って往復運動する。その往復運動は、スワッシュプレートドライブによって、回転運動へと変換される。

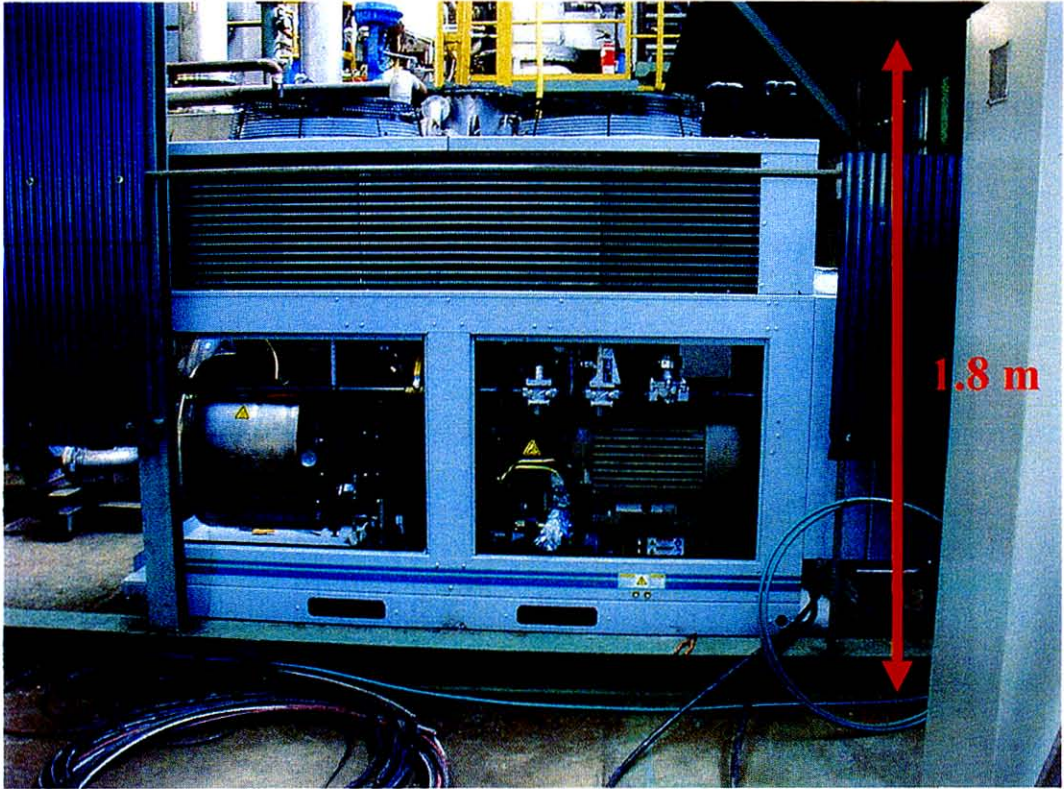


図 2-1 STM Power 社製スターリングエンジン発電機

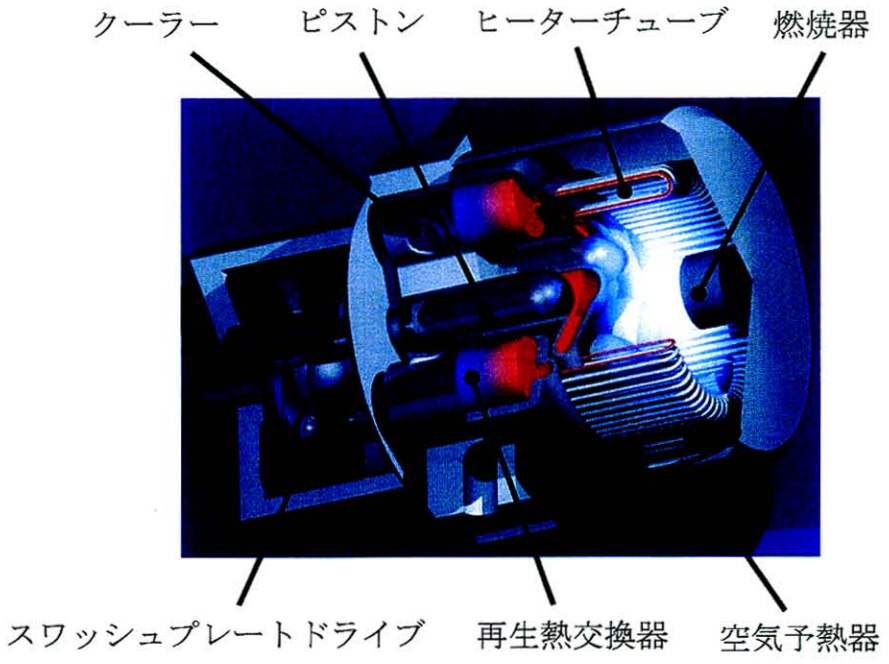


図 2-2 スターリングエンジンの構造

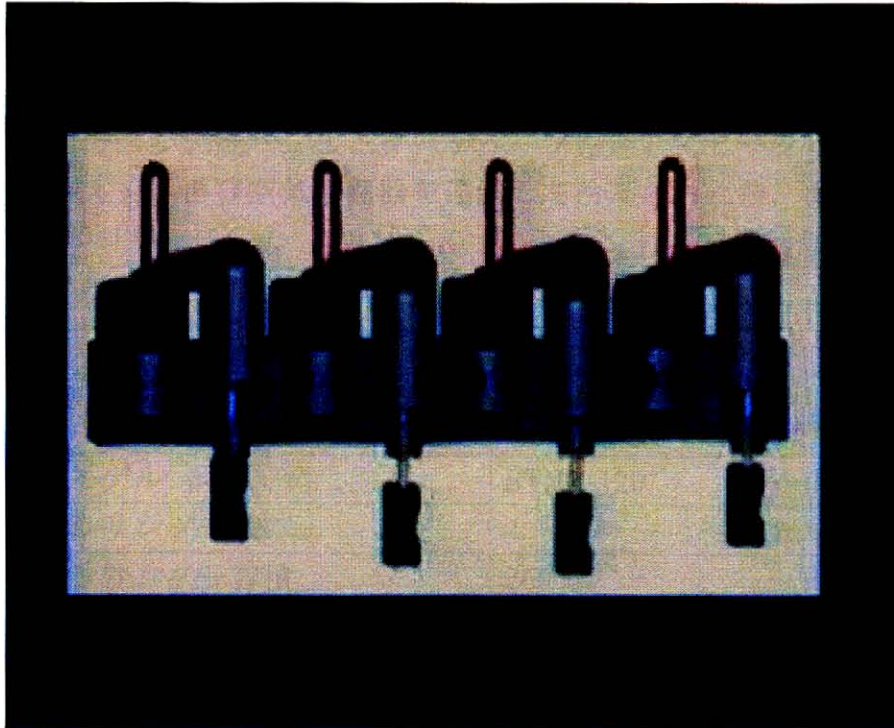


図 2-3 スターリングエンジンの展開図

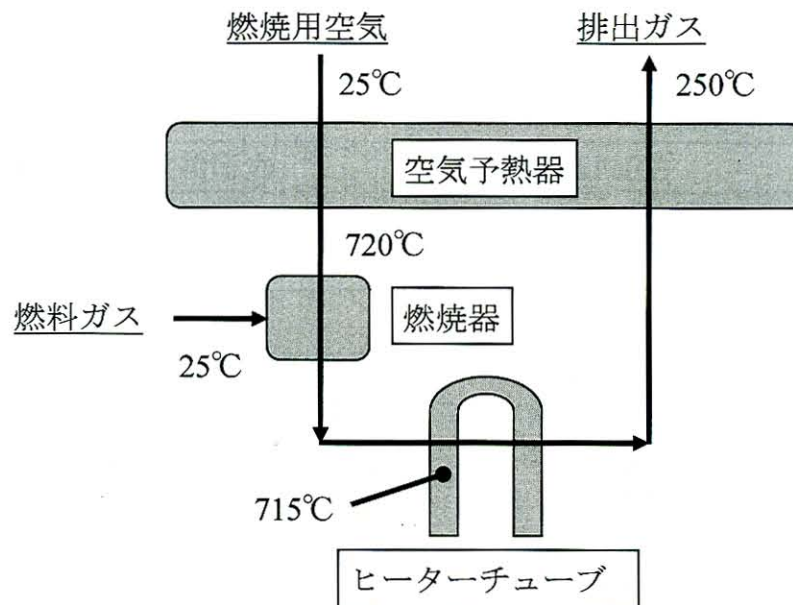


図 2-4 スターリングエンジン内部のガスの流れ

図 2-4 に、スターリングエンジン内部のガスの流れと主な温度を示す。本スターリングエンジンには空気予熱器が設置されており、燃焼ガスとの熱交換によって、燃焼用の空気は約 700℃に予熱される。そして、燃焼器内でこの予熱空気によって燃料ガスが燃焼し、ヒーターチューブを通じてヒーターチューブ内の水素に熱を与えて、再び空気予熱器を通過して冷却された後、大気へ排出される。

表 2-1 に本スターリングエンジンの仕様を示す^{[2-4][2-5]}。

表 2-1 スターリングエンジンの仕様

モデル	STM4-120
シリンダー数	4
シリンダー容積	260cc
ボア	55mm
ストローク	47mm
回転数	1,500rpm at 50Hz 1,800rpm at 60Hz
発電出力	48kW at 1,500rpm 55kW at 1,800rpm
作動流体	水素(H ₂)
燃料ガス HHV	13.8-25.6MJ/Nm ³
対象燃料ガス	バイオガス (埋立地ガス, 消化ガス)
燃料ガス供給圧力	12.4-15.2kPa(G)
発電効率	29-31%
総合効率	79-82%

表 2-1 中に示すように、定格の発電出力は、周波数が 50Hz と 60Hz の場合でそれぞれ 48kW, 55kW である。作動ガスには水素が用いられている。本スターリングエンジンには、バイオガスを対象とした中カロリー燃料ガス用のバーナーが取り付けられているため、燃料ガスの仕様発熱量範囲は 13.8-25.6MJ/Nm³ となっている。さらに、燃料ガスの仕様供給圧力の範囲は 12.4-15.2kPa(G) である。また、発電効率は約 30%、発電電力と冷却水との熱交換により生成される温水の熱利用も含めた総合熱効率は約 80% である。ただし、ここで言う総合熱効率は、発生する温水のもつ熱を完全に利用できた場合の効率であり、外界の大気温度の影響を受ける。また、エクセルギーの観点から見ると電力に比べて低質

な温水を、完全に有効に利用することは困難であり、このような高い総合熱効率を得るためには、特に熱利用について十分に検討する必要がある。

図 2-5 に、スターリングエンジンの内部構造の模式図を、表 2-2 に、図 2-5 のスターリングエンジンの内部構造の模式図中における各部名称を示す^[2-5]。図 2-5 を見るとわかるように、燃料ガスと燃焼用空気は、それぞれ別の供給口から取込まれており、燃焼用空気は空気予熱器を通過して予熱されている。そして、これら燃料ガスと燃焼用空気は、バーナーのノズル内で混合されている。図 2-6 に本スターリングエンジン燃焼器内のバーナーの写真を示す。図 2-6 を見るとわかるように、円柱型のバーナーの側面に複数のノズルが設けられている。図 2-7 に、本スターリングエンジン燃焼器内のバーナー及びノズルの近接写真を示すが、一つ一つのノズルの底面に燃料ガスの供給穴があり、ノズルの壁面に 4 つの空気供給穴がある。従って、これらの各ノズルの中で、燃料ガスと燃焼用空気は混合しており、円柱状のバーナーの外周に火炎が形成されて、バーナーを円周上に沿って囲っているヒーターチューブ（図 2-8）に火炎面が位置するようになっているものと考えられる。

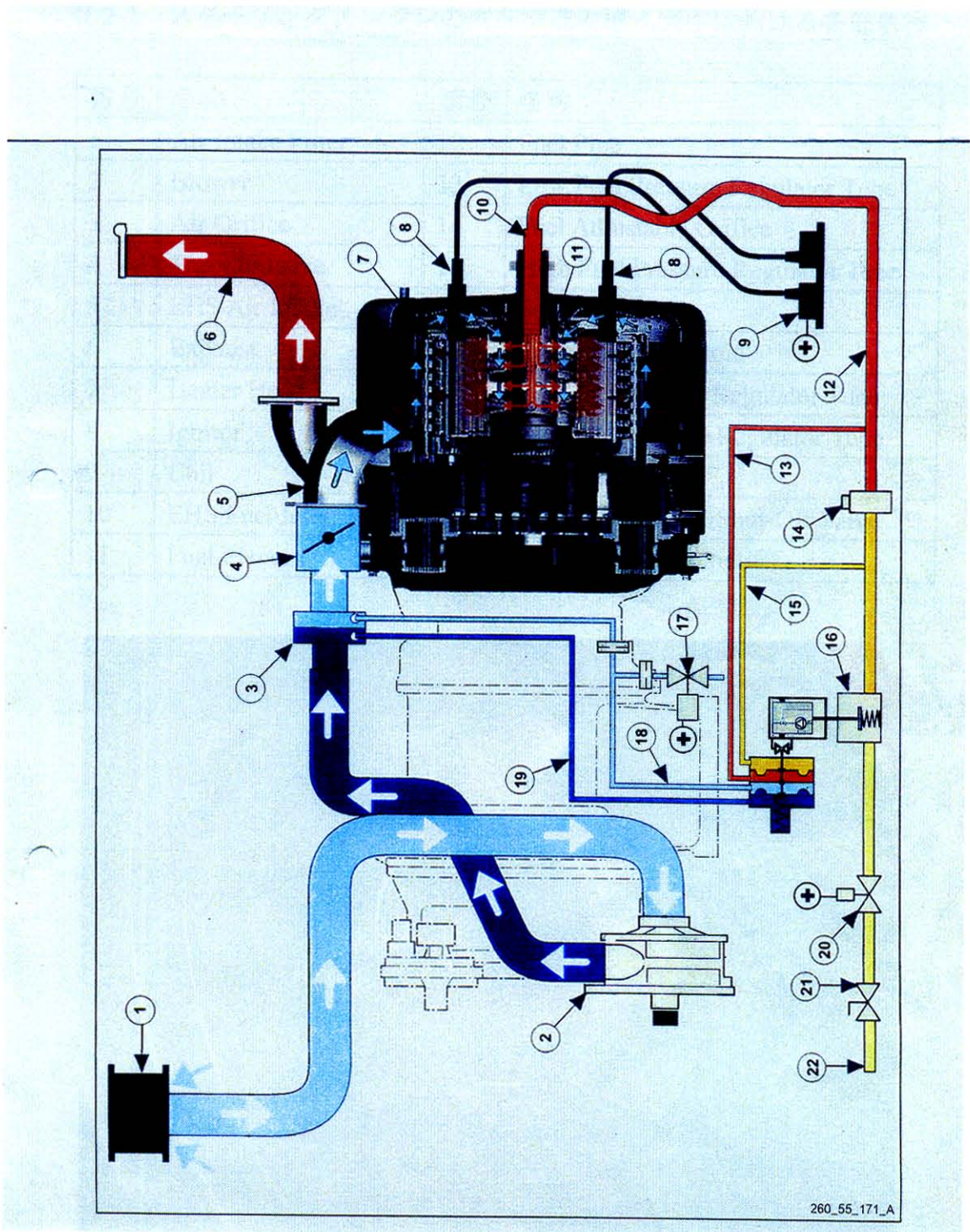


図 2-5 スターリングエンジンの内部構造の模式図

表 2-2 スターリングエンジンの内部構造の模式図中における各部名称

番号	名称	番号	名称
1	Air Intake Filter	12	Fuel Pipe
2	Blower	13	Low Fuel Pressure Regulator Tube
3	Air Orifice	14	Fuel Adjustable Orifice
4	Throttle Valve	15	High Fuel Pressure Regulator Tube
5	EHS Air Intake	16	Fuel Regulator
6	Exhaust	17	Enrichment Solenoid
7	Heater Head	18	Low Air Pressure Regulator Tube
8	Ignitor	19	High Air Pressure Regulator Tube
9	Coil	20	Fuel Solenoid
10	EHS Fuel Inlet	21	Customer Manual Shut-Off Valve
11	Fuel Plenum	22	Customer Fuel Supply

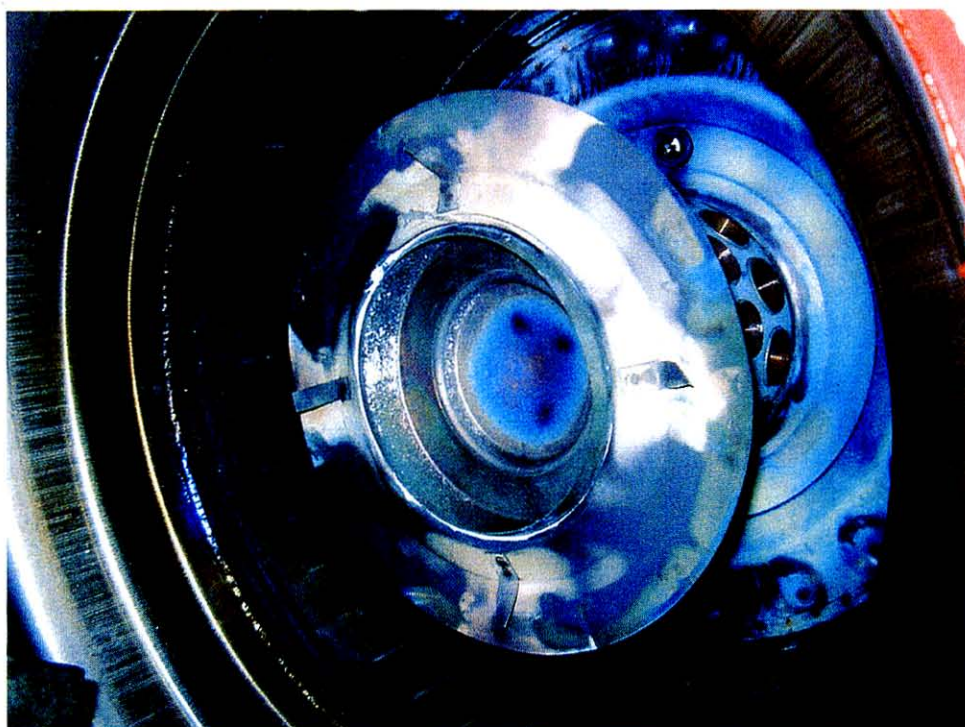


図 2-6 スターリングエンジン燃焼器内のバーナーの写真



図 2-7 スターリングエンジン燃焼器内のバーナー及びノズルの近接写真

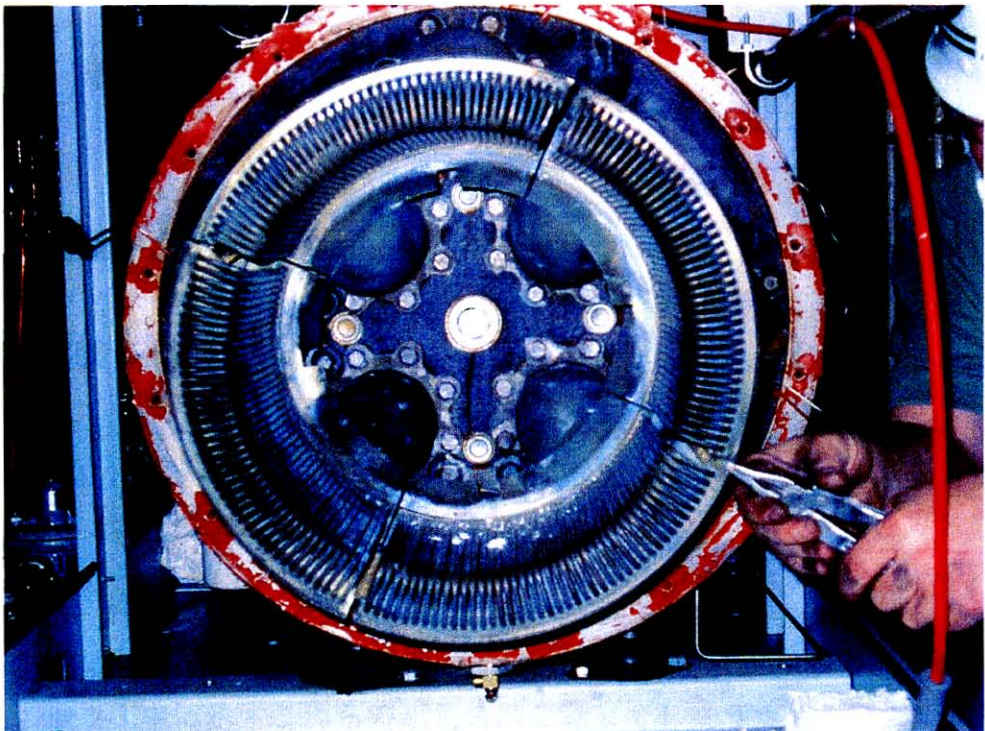


図 2-8 スターリングエンジン燃焼器内のヒーターチューブ群の写真

また、図 2-9 に本スターリングエンジンのヒーターチューブ、シリンダー、再生熱交換器の一部の写真を示す。これを見ると、ヒーターチューブ内の水素温度測定用の熱電対は、ヒーターチューブとシリンダー間に設置されていることが確認できる。

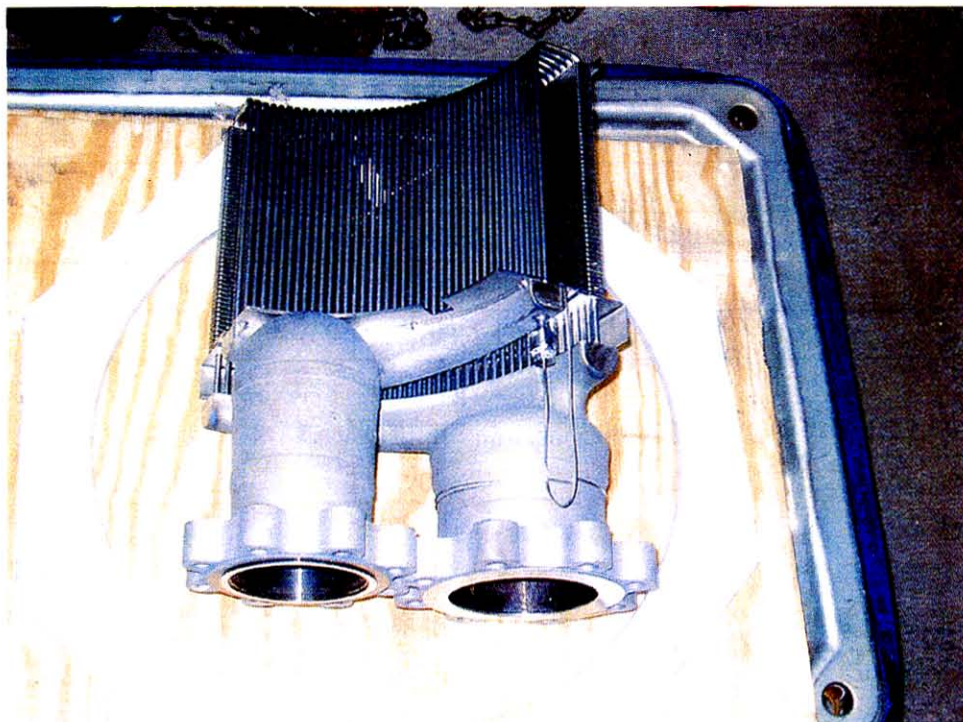


図 2-9 ヒーターチューブ、シリンダー、再生熱交換器の一部の写真

2.3 実験条件及び装置

2.3.1 実験条件

実験条件を表 2-3 に示す。本実験では、燃料ガスには、LPG (C_3H_8 : 97.6vol%, LHV: $91.1MJ/Nm^3$) を窒素ガスで希釈した混合ガスを用いた。バイオマス資源等のガス化によって生成されるガスは、 H_2 , CO , THC といった可燃性ガス成分を含んでおり、本実験で用いた模擬ガスの成分とは異なる^[2-6]。表 2-1 中のスターリングエンジンの発電効率と燃料ガス発熱量の仕様範囲を参考にして、表 2-3 に示す実験条件を定めた。しかし、実際のスターリングエンジンの運転時には、表 2-3 中に示すこれらの流量値は変動してしまうため、表 2-3 の実験条件は、実験設定条件として用いた。

表 2-3 実験条件

No.	燃料ガス LHV [MJ/Nm ³]	LPG 流量 [vol%]	N ₂ ガス 流量 [vol%]	総燃料ガス 流量 [Nm ³ /h]	予混合燃料ガス 流量 [Nm ³ /h]
1	25.6	28.1	71.9	22.5	0.0
2	19.7	21.6	78.4	29.2	0.0
3	13.8	15.1	84.9	41.7	0.0
4	10.5	11.5	88.5	54.8	13.1
5	8.4	9.2	90.8	68.6	26.9
6	6.3	6.9	93.1	91.7	50.0

スターリングエンジンは、原理的に高温部と低温部の温度のみによって効率が定まるため、高温部に相当する火炎の温度を一定に維持することが出来れば、燃料ガス発熱量に関わらず、ほぼ一定の発電効率で発電が可能であると予想される。そこで、表 2-3 の実験条件を定めるために、まず、表 2-1 の発電出力と発電効率の値を用いて LPG 流量を算出して、表 2-3 中の実験条件範囲において一定値とした。そして、仕様燃料ガス発熱量範囲内（条件 1～3）における、それぞれの窒素ガス流量値を算出し、このときの排出ガス中の O₂ 濃度が約 13vol% となるように仮定して、火炎温度を予想した。次に、仕様ガス発熱量の下限值を下回る条件（条件 4～6）においては、仕様燃料ガス発熱量の下限值（条件 3）において予想された火炎温度になるように、各条件における燃料ガス発熱量に対する総燃料ガス流量（LPG 流量と窒素ガス流量の和）と排出ガス中の O₂ 濃度を定めた。従って、燃料ガス発熱量が低くなるにつれて、燃空比は大きな値となる。このとき燃料ガスは空気過剰で完全燃焼すると仮定した。

表 2-3 からわかるように、燃料ガス発熱量が低くなるにつれて、火炎温度を一定に保つために必要な燃料ガス流量が大きく増加する。本スターリングエンジンには、燃料ガス供給ラインに燃料ガス流量調節用のオリフィスが設けられているため、ガス発熱量仕様範囲内における燃料ガス流量の調整は、これを用いて行うことができる。ところが、仕様燃料ガス発熱量下限限界値（条件 3）を下回るような燃料ガスを大量に供給しなければならない場合、本スターリングエンジンでは、燃料ガス供給口から供給可能である燃料ガス流量には、その構造上から上限があり、全燃料ガス流量を燃料ガス供給口のみから供給することはできない。そこで、その燃料ガス流量増加分を燃焼用空気供給口から供給することにし、これを表 2-3 中における予混合燃料ガスとした。従って、本実験では、

次のような 2 種類の実験を行い、それぞれ、1) 非予混合実験、2) 予混合実験と名付けた。

1) 非予混合実験 (Non-premix test)

仕様の燃料ガス発熱量範囲内 ($13.8\text{-}25.6\text{MJ}/\text{Nm}^3$) の発熱量である燃料ガスを用いて、燃料ガスを燃料ガス供給口のみから供給する発電実験

2) 予混合実験 (Premix test)

仕様の燃料ガス発熱量範囲の下限値を下回る発熱量である燃料ガス ($6.3\text{-}13.8\text{MJ}/\text{Nm}^3$) を用いて、燃料ガスを燃料ガス供給口及び燃焼用空気供給口の両方から供給する発電実験

2.3.2 実験装置及び方法

実験装置を図 2-10 に示す。実験装置は、燃料ガス供給設備、スターリングエンジン発電機、及び排出ガス測定設備から構成される。

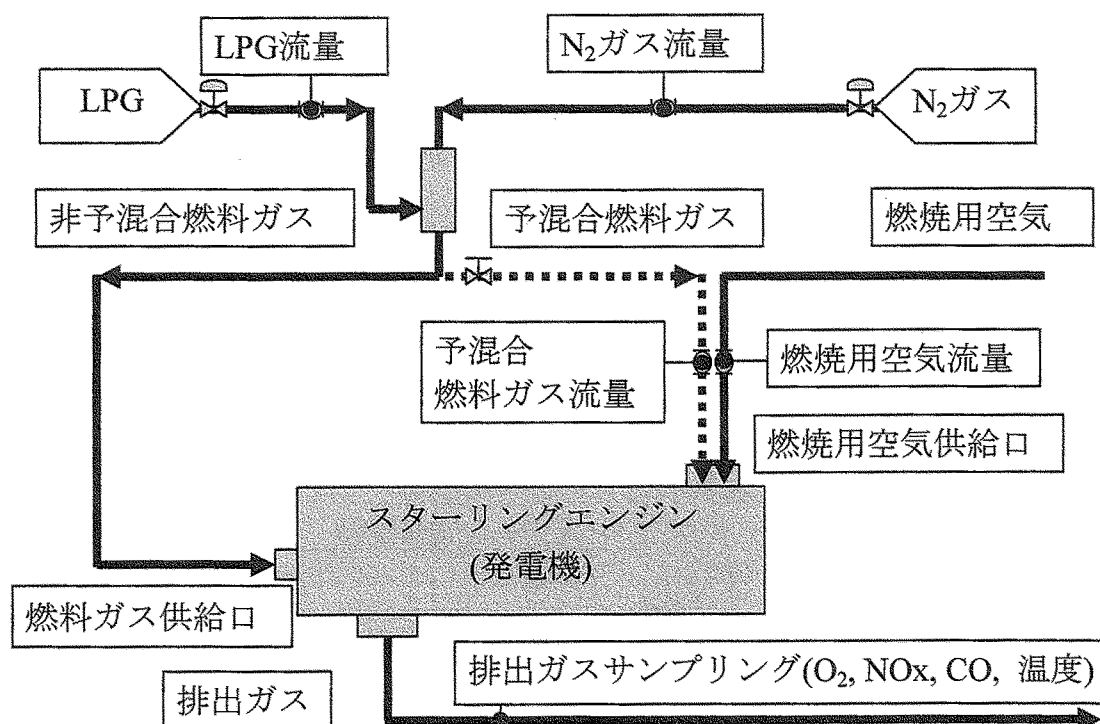


図 2-10 実験システムフロー図

図 2-10 に示すように、本実験装置では、LPG と窒素ガスを任意の割合で混合して燃料ガスの発熱量を調整して、燃料ガスをエンジンの燃料ガス供給口及び燃烧用空気供給口のどちらからも供給することができるようになっている。非予混合実験では、本スターリングエンジン内の燃料ガス供給ラインに燃料ガス流量調節用のオリフィスが設けられているため、これを用いて燃料ガス流量を調整した。また、予混合実験では、燃料ガス供給口から最大の燃料ガス流量を供給した状態から、燃料ガス発熱量を徐々に低下させながら、表 2-3 中の値を参考にしながら燃烧用空気供給口へ供給される予混合燃料ガス流量を予混合燃料ラインに設置したバルブにより調節して増加させた。このときの LPG と窒素ガスの流量を測定して、全燃料ガス流量と発熱量を算出した。また、そのときの発電出力、4 本のヒーターチューブ内の水素の温度、4 本のシリンダー内の水素の圧力等のエンジンに関するデータ及び排出ガス中の O_2 濃度、 NO_x 濃度、CO 濃度と排出ガス温度を測定した。このとき、4 本のシリンダー内の水素の圧力値には僅かながら差があったため、4 本のシリンダー内の水素圧力の相加平均値を、シリンダー内の水素ガスの圧力の平均値とした。

また、本スターリングエンジンは、シリンダー内の水素の圧力が一定に保たれるようになっており、ヒーターチューブ内の水素温度により発電出力が変動し、水素温度が $715^{\circ}C$ の時に定格の発電出力が得られるようになっている。従って、ヒーターチューブ内の水素の温度が一定に維持されるように、燃料ガス流量と燃烧用空気流量が自動的に調整されている。

さらに、予混合実験を行う際には、スターリングエンジン本体内の燃烧用空気配管中における燃料ガスの自着火の問題が考えられる。表 2-3 に示したように、燃料ガス発熱量が低くなるにつれて、火炎温度を一定に保つためには、燃烧用空気供給口から供給する LPG の流量が増加してしまう。そのため、燃料ガスの発熱量を低くするにつれて、燃烧用空気ライン中の LPG 濃度が増加していき、LPG の可燃限界の下限值に達して着火に至る可能性がある。そこで、予混合実験では、燃烧器に設置されている着火器の外壁に熱電対を取り付けて、温度変化を検出することにより、燃烧用空気ライン中における予混合燃料ガスによる自着火の有無を調べながら実験を行った。

2.4 実験結果及び考察

2.4.1 発電出力及び発電効率

燃料ガス発熱量に対する発電出力及び発電効率の結果を、図 2-11 及び図 2-12 に示す。図 2-12 の発電効率の算出には、発電出力、燃料ガスのガス発熱量 (LHV) とガス流量を用いた。

図 2-11, 図 2-12 中には、それぞれ非予混合実験及び予混合実験における実測値と予測値を示す。予測値については後述する。凡例中のそれぞれ括弧内に示す数値は、4 本のシリンダー内の水素ガスの圧力の平均値であり、実験時に 11.8-13.8MPa であった。また、このときのスターリングエンジンの回転数は、非予混合実験及び予混合実験ともに 1,500rpm であった。

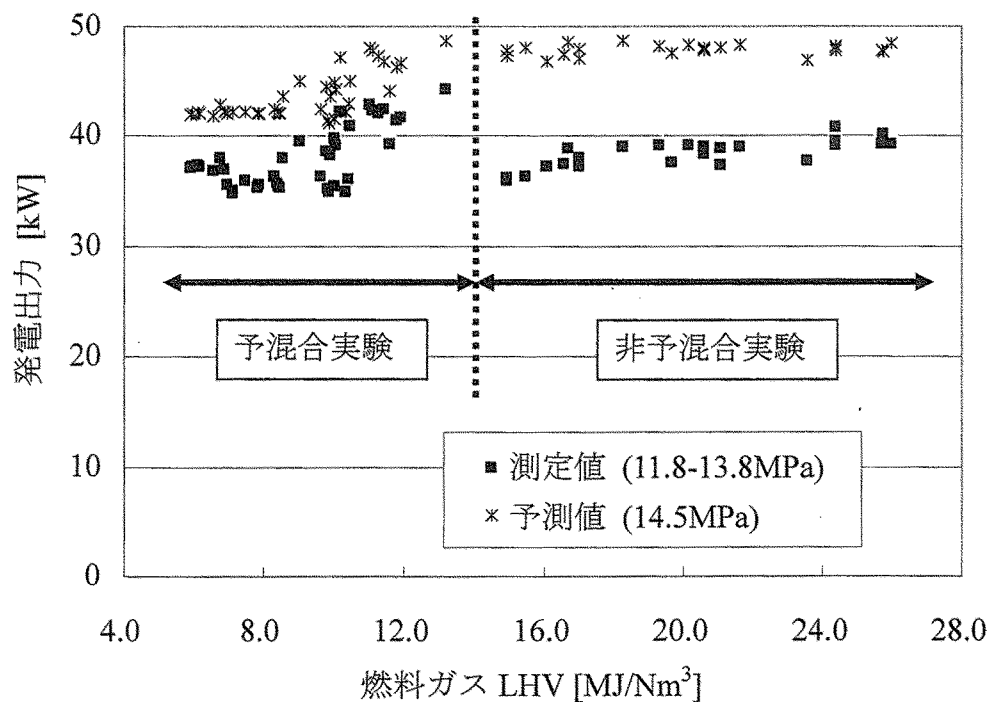


図 2-11 発電出力

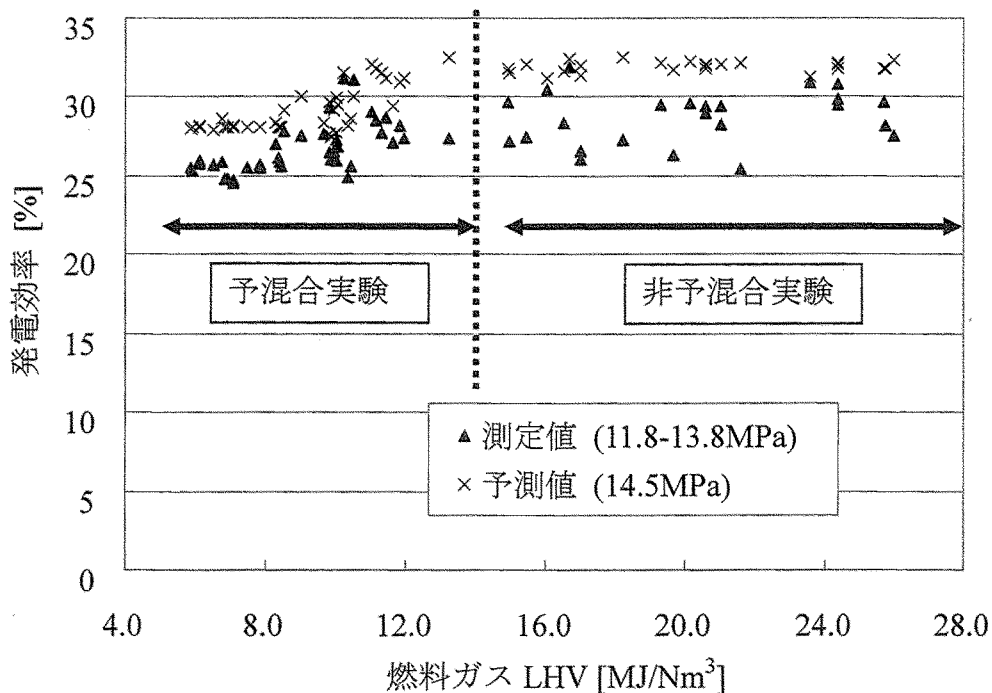


図 2-12 発電効率

これらの結果より，非予混合実験においては，燃料ガス発熱量を $13.8\text{-}25.6\text{MJ/Nm}^3$ の範囲で変化させた場合，発電出力は約 $35\text{-}45\text{kW}$ ，発電効率は約 $25\text{-}31\%$ の範囲で変化している．また，予混合実験においては，燃料ガス発熱量約 13.8MJ/Nm^3 から，ガス発熱量を徐々に下げていき，約 6.0MJ/Nm^3 までガス発熱量を下げてでも失火せずに，発電が可能であることを確認した．このとき，燃焼用空気供給配管中における予混合燃料ガスによる自着火は生じなかった．これより，予混合実験及び非予混合実験の結果を併せると，燃料ガス発熱量約 $6.0\text{-}26.0\text{MJ/Nm}^3$ の広い範囲で，発電が可能であることがわかった．しかし，図 2-11 中における発電出力の実測値は，定格出力の 48kW に達していない．

そこで，図 2-13 に，4 本のヒーターチューブ内の水素温度のうち最も高い水素温度が 715°C である時の，4 本のシリンダー内の水素の平均圧力と発電出力の関係を示す．本スターリングエンジンは，シリンダーから少しずつ漏れていく水素の問題に対して，内蔵された水素製造装置により水素を供給することで，運転時におけるシリンダー内の水素の圧力が一定値に保たれる制御が行われている．しかし，本実験時には，この水素製造装置に不具合があったため，時間経過とともにシリンダー内の水素圧力が一定に保たれず，水素の圧力が徐々に低下してしまっていた．

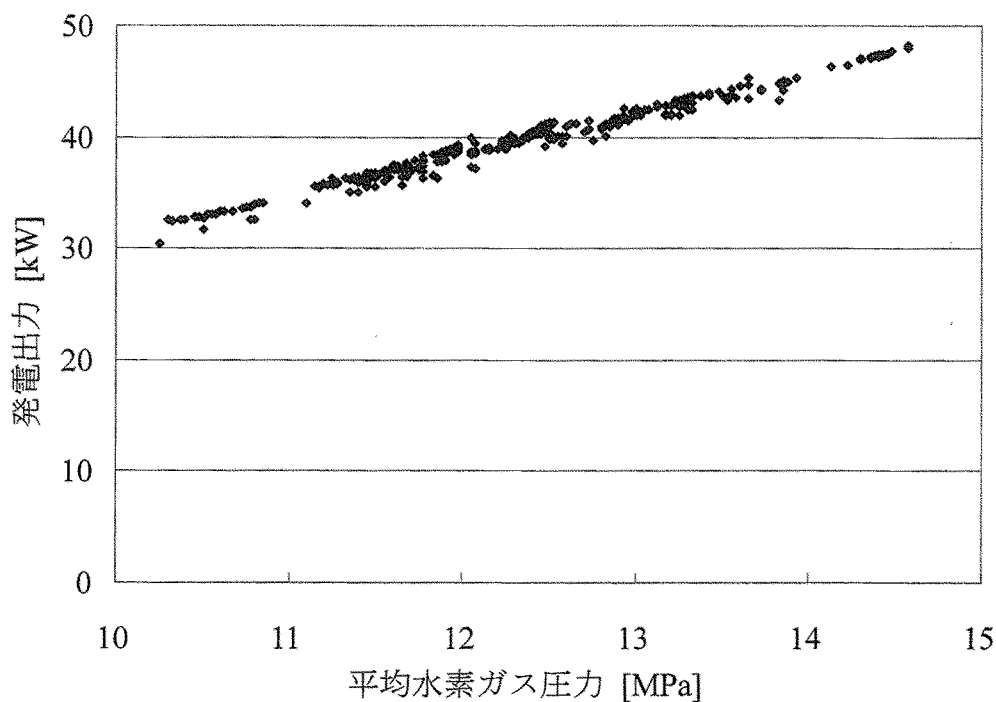


図 2-13 平均水素ガス圧力と発電出力 (ヒーターチューブ内水素温度=715°C)

図 2-13 は実験において得られた値を整理した結果であり、このときのエンジンの回転数は 1,500rpm である。図 2-13 の結果より、シリンダー内の水素の圧力が増加するとほぼ比例的に発電出力が増加し、水素の圧力が 14.5MPa の時に、定格の発電出力である 48kW に達するということが確認された。そこで、このシリンダー内の水素の圧力と発電出力の関係を一次直線で近似し、その勾配を用いることで、シリンダー内の水素の圧力を実測値である 11.8-13.8MPa から、14.5MPa に補正を行った結果が、図 2-11 中における予測発電出力である。さらに、シリンダー内の水素の平均圧力が 14.5MPa で定格の発電出力 48kW が達成されている時の熱入力値を用いることで、燃料ガス流量の予測値を算出して、この予測ガス流量値と前述した予測発電出力を用いて、図 2-12 中における予測発電効率を算出した。この結果、非予混合実験では、予測発電出力は定格の 48kW となり、予測発電効率は 33%に達することが予想される。しかし、図 2-11、図 2-12 を見るとわかるように、予混合実験において燃料ガス発熱量が約 10.0MJ/Nm³ 以上では、予測発電出力は 48kW で予測発電効率も 30%を達成しているが、燃料ガス発熱量が約 10.0MJ/Nm³ 以下になると、発電出力、発電効率ともに低下している。

そこで、図 2-12 の燃料ガス発熱量に対する発電効率の結果に、このときの 4 本のヒーターチューブ内の最高水素温度を併せた結果を図 2-14 に示す。また、図 2-15 に、このときの燃料ガス発熱量に対する熱入力の結果を示す。

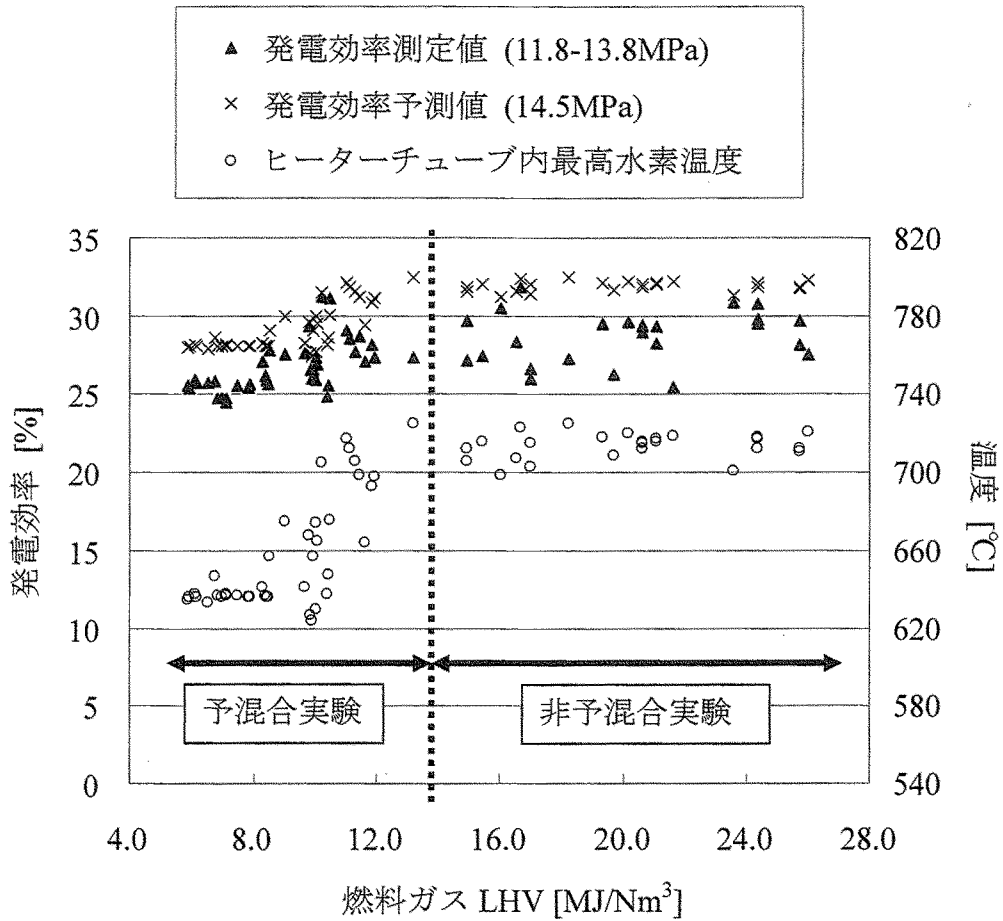


図 2-14 発電効率とヒーターチューブ内最高水素温度

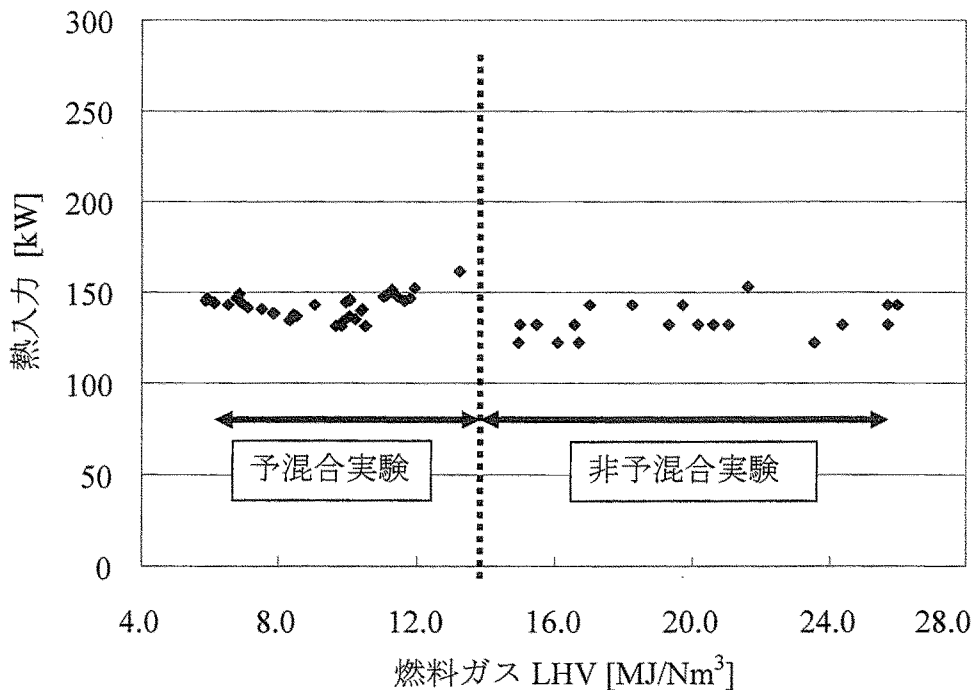


図 2-15 熱入力

図2-14を見るとわかるように、燃料ガス発熱量が約 10.0MJ/Nm^3 以上のときは、ヒーターチューブ内の水素温度は 700°C 以上に維持されている。しかし、予混合実験において燃料ガス発熱量が約 10.0MJ/Nm^3 以下になると、ヒーターチューブ内の水素温度が 700°C を下回り、 650°C 以下にまで低下している。一方で、図2-15を見ると、非予混合実験及び予混合実験時における熱入力は、若干の変動があるものの、その変動幅はほとんど同じである。図2-15の結果を考慮すると、本実験においては、燃料ガス発熱量が約 10.0MJ/Nm^3 以下になったときに、空気比が増加したために、火炎温度が低下し、これに伴い予熱空気の温度が低下することで、さらに火炎温度が低下して、燃焼ガスからヒーターチューブ内の水素への熱入力が小さくなり、ヒーターチューブ内の水素温度が低下したものと考えられる^[2-3]。その結果、発電出力が低下して発電効率も低下したものと考えられる。従って、予混合時におけるスターリングエンジンの燃料ガス流量及び燃焼用空気流量の制御の問題が改善されれば、予混合実験時においても、発電出力及び発電効率ともに一定での発電が可能であると考えられる。

また、前述したように、燃料ガス発熱量が低くなると、本スターリングエンジン発電機の燃焼用空気供給口から供給するLPGの流量が増加するため、燃焼用空気ライン中におけるLPG濃度が増加する。そのため、LPG濃度が可燃限界の下限界値(C_3H_8 : $2.1\text{vol}\%$)に達して、自着火が起こる可能性がある。さらに、

本スターリングエンジン発電機においては、燃焼用空気の予熱（約 700℃）が行われているため、LPG の可燃限界の下限界値は、2.1vol%よりもさらに低くなっているとも考えられる^[2-7]。しかし、上述した実験結果は自着火が起きていないときのものである。

2.4.2 排出ガス特性

図 2-16 に燃料ガス発熱量に対する排出ガス中の O₂ 濃度と燃焼用空気流量を、図 2-17、図 2-18 に、それぞれ燃料ガス発熱量に対する排出ガス中の NO_x 濃度と CO 濃度を示す。NO_x 濃度と CO 濃度については、排出ガス中の残存 O₂ 濃度 14vol%を用いて換算した値である。この値を用いた理由は、スターリングエンジンには、現在のところ法律による NO_x 等の排出規制値が定められておらず^[2-8]、本実験において非予混合実験で得られた排出ガス成分中の O₂ 濃度の測定結果が 14vol%であったために、これを基準として予混合実験、非予混合実験時のデータを整理することにしたからである。

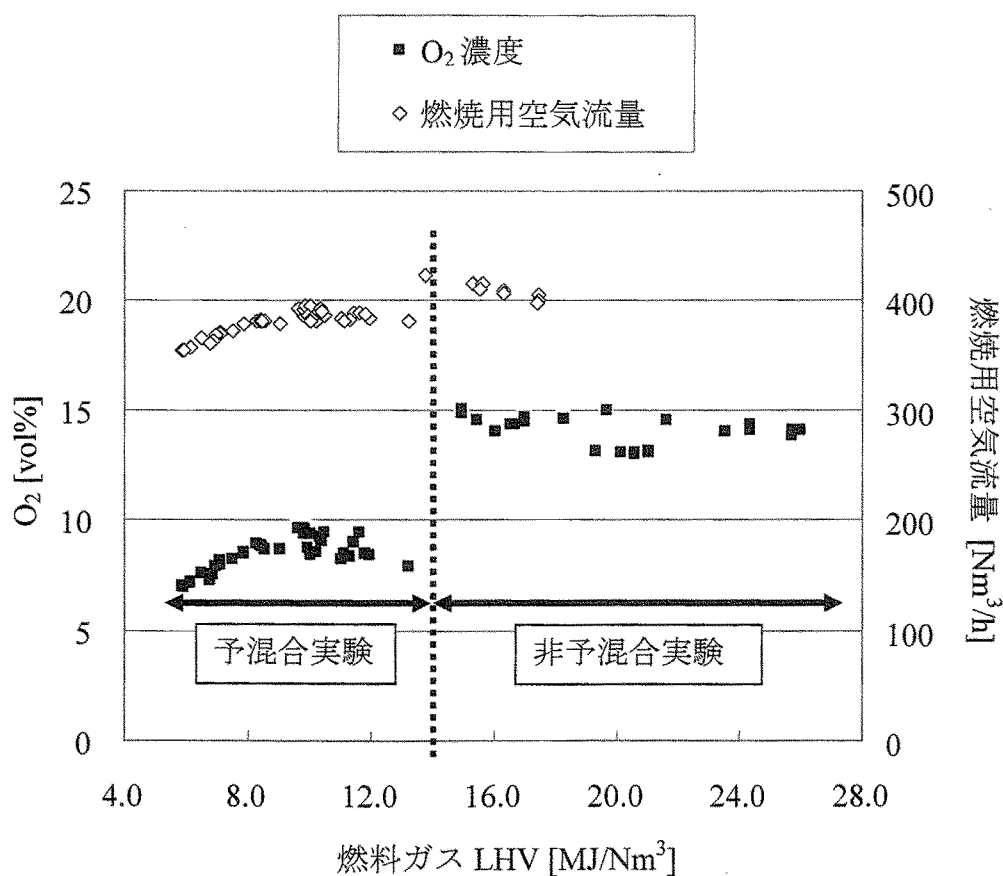


図 2-16 排出ガス中の O₂ 濃度と燃焼用空気流量

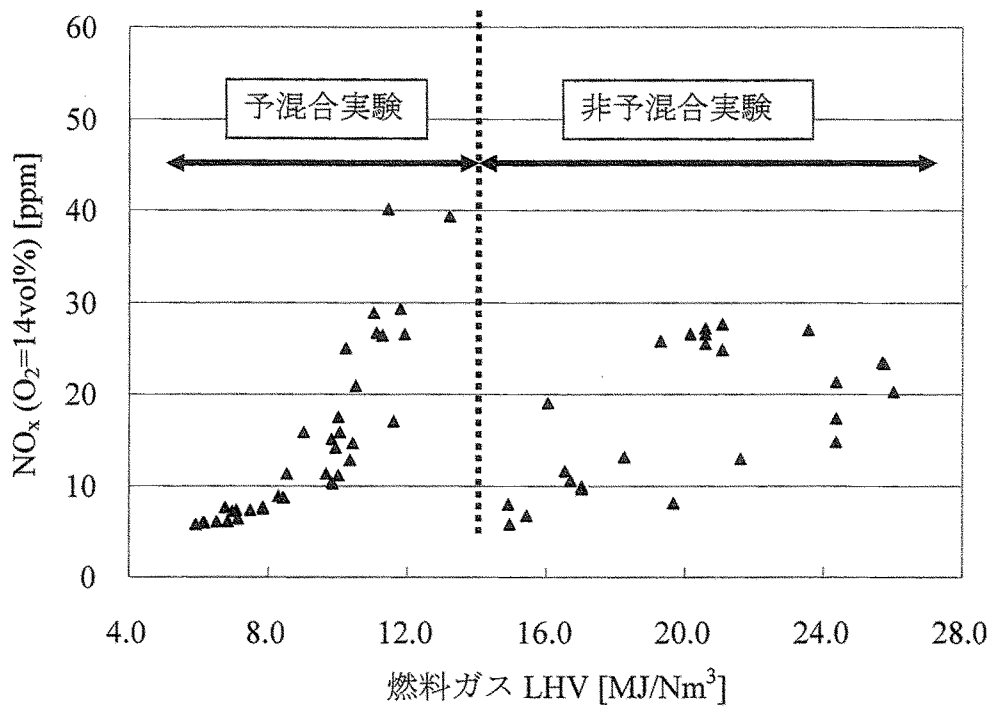


図 2-17 排出ガス中の NO_x 濃度

図 2-16 を見ると、非予混合実験では O₂ 濃度は約 14vol% で、予混合実験では 燃焼用空気供給口から供給する予混合燃料ガスの流量が増加するにつれて、燃焼用空気流量が減少していくため、燃料ガス発熱量が 13.8MJ/Nm³ から 6.0MJ/Nm³ へと低くなるにつれて、排出ガス中の O₂ 濃度が約 10vol% から約 7vol% へと減少していることがわかる。図 2-17 を見ると、排出ガス中の NO_x 濃度は、非予混合実験と予混合実験において共に約 30ppm 以下で同程度であった。予混合実験において、燃料ガス発熱量が低くなるにつれて、NO_x 濃度が低くなっているのは、火炎温度が低下したためと考えられる。これら排出ガス中の NO_x 濃度を考慮すると、燃焼器内は Thermal NO_x が生成しない程度の最高火炎温度 (1500℃程度以下) に維持されていると考えられる。

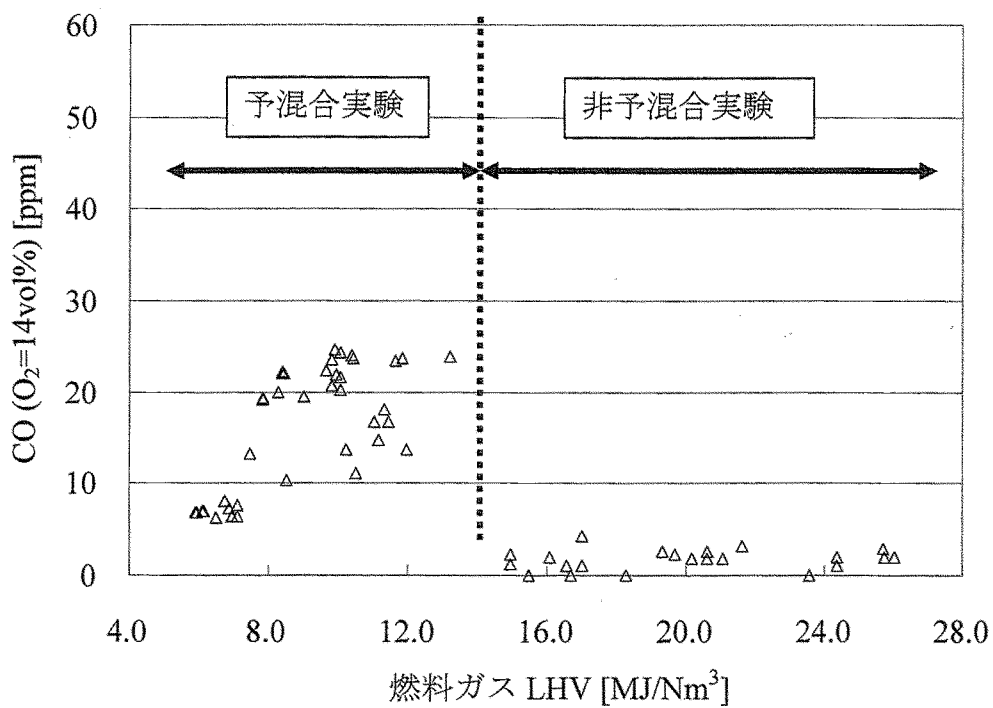


図 2-18 排出ガス中の CO 濃度

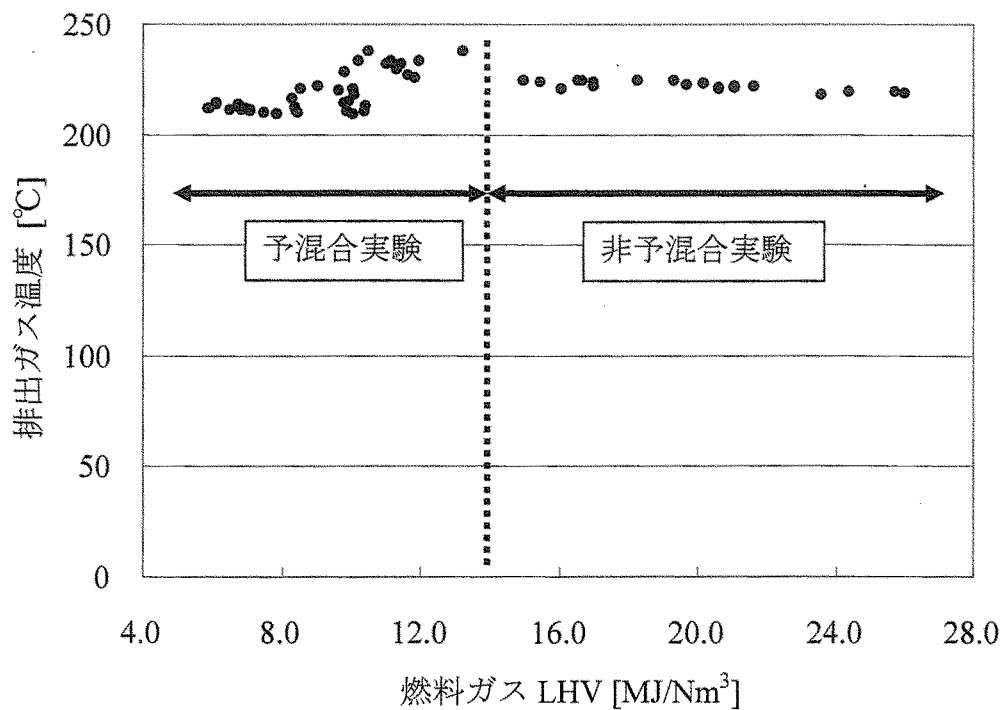


図 2-19 排出ガス温度

また、図 2-18 の CO 濃度を見ると、非予混合実験では 10ppm 以下であったのが、予混合実験では 10-20ppm 程度増加した。しかし、これらの結果から、非予混合実験及び予混合実験において、NO_x 濃度と CO 濃度は共に約 30ppm 以下であることがわかった。

また、図 2-19 には排出ガスの温度を示すが、これを見ると排出ガスの温度は 220°C 程度であり、予混合実験において約 10.0MJ/Nm³ 以下の発熱量の燃料ガスを用いたときに、前述したとおり、空気比が増加したことにより、排出ガスの温度が若干低下したことがわかる。これらの結果より、ガス発熱量 6.0-25.6MJ/Nm³ の範囲において、燃焼器内の燃料ガスの燃焼特性は良好で、ほぼ完全燃焼が行われていることが示された。

2.4.3 スターリングエンジンの特徴

次に、スターリングエンジンの特徴を明確にするために、デュアルフューエル式ディーゼルエンジンの実験結果との比較を行うこととした^[2-9]。図 2-20 にデュアルフューエル式ディーゼルエンジンの模式図を示す。

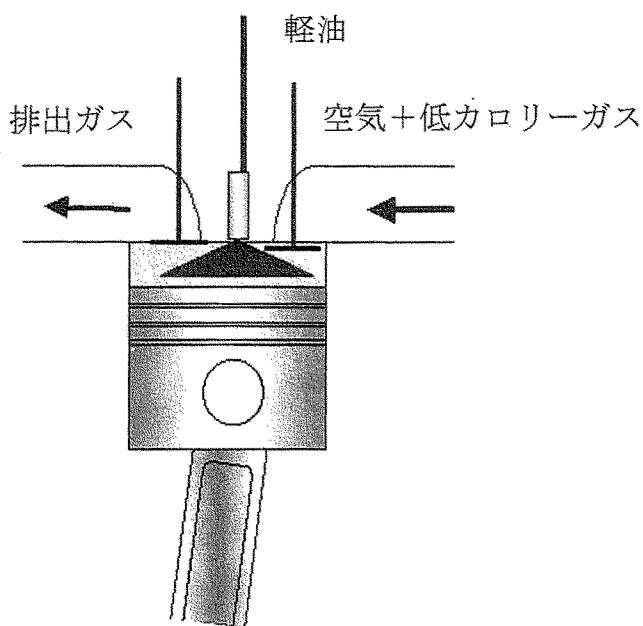


図 2-20 デュアルフューエル式ディーゼルエンジン

デュアルフューエル式ディーゼルエンジンは、軽油と低カロリーガスとの混焼方式ディーゼルエンジンであり、空気ラインから低カロリーガスを同時に供給して、着火源として軽油を使用する方式になっている。従って、燃料ガスのカロリー値が変動した場合、軽油の噴霧量が自動的に調節されることで、常に出力が一定に保たれるように制御されている。

図 2-21 には、横軸に燃料ガスの発熱量をとり、縦軸にはガス燃料に起因する発電出力を定格の発電出力で割った値を示す。これより、スターリングエンジンはガス燃料のみで運転されるエンジンであることから、広い発熱量範囲の燃料ガスに対して一定値となる。しかし、デュアルフューエル式ディーゼルエンジンの場合には、燃料ガスが低カロリーになるにつれて軽油の噴射量が大きくなっていくことから、この値は小さくなってしまふ。

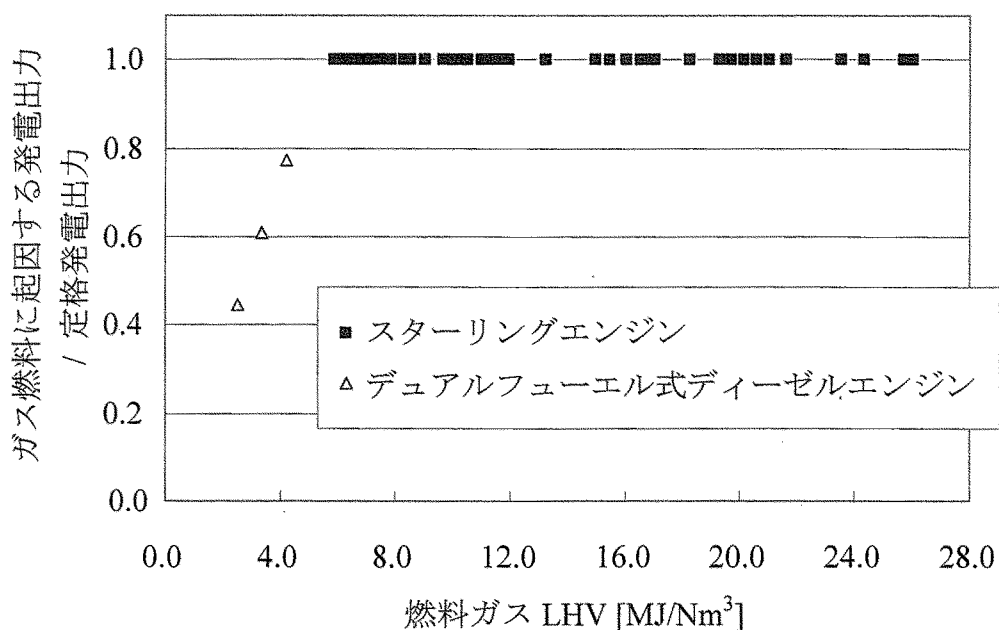


図 2-21 スターリングエンジンとデュアルフューエル式ディーゼルエンジンにおけるガス燃料に起因する発電出力 / 定格発電出力の比較

また、図 2-22 にスターリングエンジンとデュアルフューエル式ディーゼルエンジンの排出ガス特性を比較したグラフを示す。スターリングエンジンの結果と同様に、NO_x濃度、CO濃度ともに、残存 O₂濃度 14vol%で整理した値である。

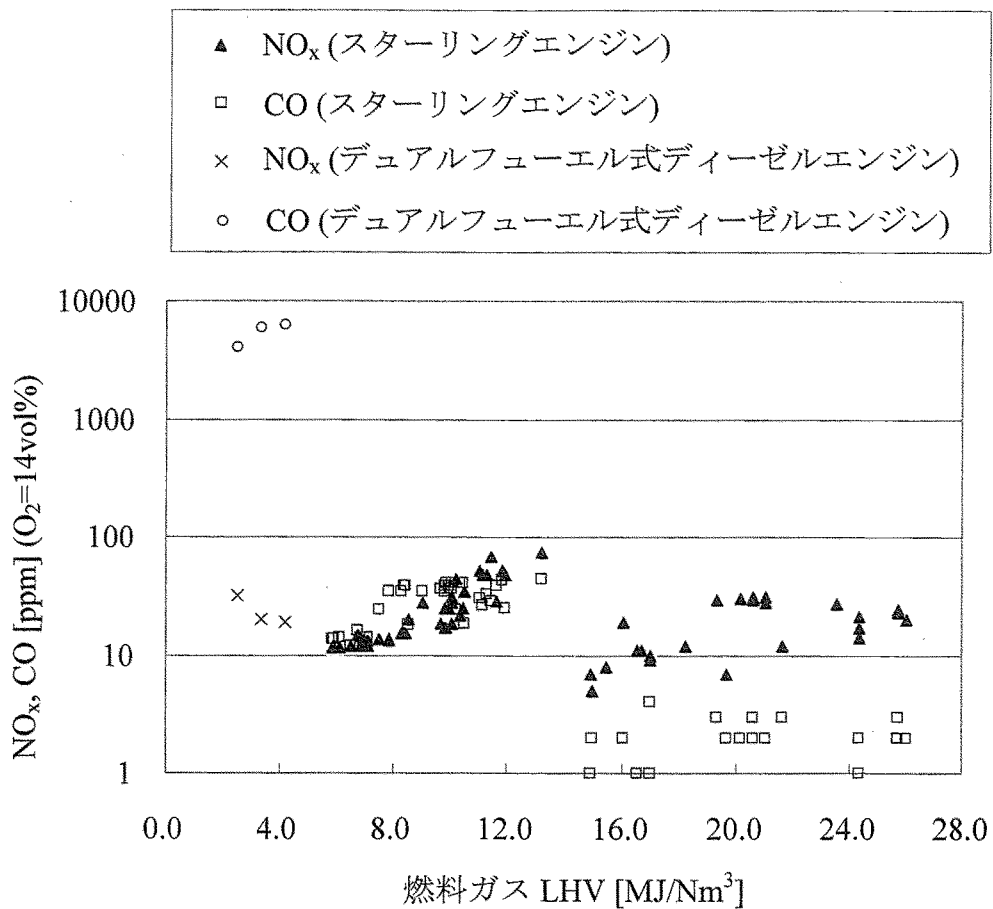


図 2-22 スターリングエンジンとデュアルフューエル式ディーゼルエンジンにおける排出ガス中の NO_x 濃度 と CO 濃度 の比較

これより、NO_x 排出濃度は両エンジンともに同レベルであるが、CO 排出濃度は、デュアルフューエル式ディーゼルエンジンの場合においては 1000ppm 以上であるが、本スターリングエンジンの場合においては数 10ppm 以下である。この結果から、本スターリングエンジンの排出ガス特性は非常に良好であることがわかる。

以上の結果より、レシプロタイプの内燃機関に比べて、本スターリングエンジンが 6.0-25.6MJ/Nm³ の広い発熱量範囲である燃料ガスの利用に対して、一定出力の発電が可能であることがわかった。また、このときの排出ガス中の NO_x 濃度、CO 濃度ともに約 30ppm (残存 O₂ 濃度 14vol%を用いた換算値) 以下であり、排出ガスも清浄であることがわかった。

2.5 結論

窒素希釈 LPG を用いて燃料ガス発熱量を変化させて、スターリングエンジンの発電実験（非予混合実験と予混合実験）を行い、以下の結果が得られた。

1. 本スターリングエンジンを用いて、燃料ガスを燃料ガス供給口と燃焼用空気供給口の両方から供給する予混合実験を行った結果、約 $6.0\text{MJ}/\text{Nm}^3$ の燃料ガスを用いて発電ができることを実証した。
2. その結果、本スターリングエンジンの燃料ガス発熱量の利用可能範囲を、仕様燃料ガス発熱量範囲である $13.8\text{-}25.6\text{MJ}/\text{Nm}^3$ から、 $6.0\text{-}25.6\text{MJ}/\text{Nm}^3$ に広げることができて、この燃料ガス発熱量範囲において、本スターリングエンジンが燃料ガス及び燃焼用空気の流量制御が改善されれば、発電出力及び発電効率ともに一定で発電が可能であることがわかった。
3. また、このときの燃料ガス発熱量範囲 $6.0\text{-}25.6\text{MJ}/\text{Nm}^3$ において、本スターリングエンジンから排出される排出ガス中の NO_x 濃度と CO 濃度はともに、約 30ppm （残存 O_2 濃度 $14\text{vol}\%$ を用いた換算値）以下であり、燃焼器内における燃料ガスの燃焼特性が良好であることがわかった。

以上の結果より、本スターリングエンジンでは、広いガス発熱量の範囲のガスを用いて一定出力の発電が可能であり、このときの排出ガスは清浄性が高いことがわかった。この結果、本スターリングエンジンを低カロリーガス用に用いることは有効であると考えられる。

参考文献

- 2-1 Henrik, C. et al., 40 kW Stirling Engine for Solid Fuel, Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Vol. 2, (1996), pp.1301-1306
- 2-2 K. Scott Rawlinson and Donald R. Gallup, On-sun Testing of the STM4-120 Stirling Power Conversion System, Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Vol.5, (1989), pp.2231-2236
- 2-3 山下巖 他, スターリングエンジンの理論と設計, (1999), 山海堂
- 2-4 INSTALLATION MANUAL 260 Series 55kW Power Unit, STM POWER, Inc.
- 2-5 TRAINING MANUAL F0260 055 Power Unit, STM POWER, Inc.
- 2-6 原勉, 固定床ガス化炉を用いた小型バイオマス発電システムの高性能化に関する研究, 東京工業大学 学位論文, (2006)
- 2-7 新岡嵩 他, 燃焼現象の基礎, (2004), オーム社
- 2-8 環境省ホームページ
- 2-9 MIN TAJIN, 低カロリーガス駆動混焼ディーゼルエンジンの基礎特性に関する研究, 東京工業大学 学位論文, (2005)

第3章 鶏糞ガス化ガスを用いた スターリングエンジンの発電実証

3.1 緒言

第2章では、窒素希釈LPGを利用して、燃料ガス発熱量変化に対する本スターリングエンジンの運転特性を調べた結果、本スターリングエンジンが広い燃料ガス発熱量範囲において、一定の発電ができることを示した。そこで、第3章では、岐阜県瑞浪市に建設された鶏糞を用いたガス化発電システムにおいて、ガス化・改質設備から生成される改質ガスを用いてスターリングエンジンで発電を行い、スターリングエンジンの運転実証を行った結果を報告する。第2章では窒素希釈LPGを用いたが、鶏糞の熱分解ガス化・改質により生成される燃料ガスは、主に H_2 、 CO 、 CH_4 といった可燃性のガス成分で構成されるため^[3-1]、 C_3H_8 のみのLPGと比べて、その燃焼特性は異なるものと予想される。例えば、燃料希薄な燃焼状態で燃料ガス中に H_2 を添加すると、その可燃範囲の下限界値が低くなるという報告もある^[3-2]。また、不燃成分のガスとしても、鶏糞の熱分解ガス化・改質により生成される燃料ガス中には、 N_2 に加えて CO_2 も含まれるといった違いもある。また、これらの燃料ガス成分の違いに起因して、スターリングエンジンから排出される排出ガスの成分も異なる可能性がある。そこで、鶏糞ガス化ガスを用いた発電実証を行った後に、第2章で述べた窒素希釈LPGを用いた実験結果との比較を行うことにした。また、改質ガス発熱量向上を目的として、酸素改質を用いたスターリングエンジン発電実証も行った。そして、これらの実験結果を踏まえて、スターリングエンジンを用いたガス化発電システムのエネルギー収支の評価を行った。

3.2 実証設備と運転方法

3.2.1 スターリングエンジンを用いたガス化発電システム

スターリングエンジンを用いたガス化発電システムの全景を図3-1に示す。また、スターリングエンジンを用いたガス化発電システムのフローを図3-2に示す。また、その構成機器を表3-1に示す。



図 3-1 スターリングエンジンを用いたガス化発電システムの全景

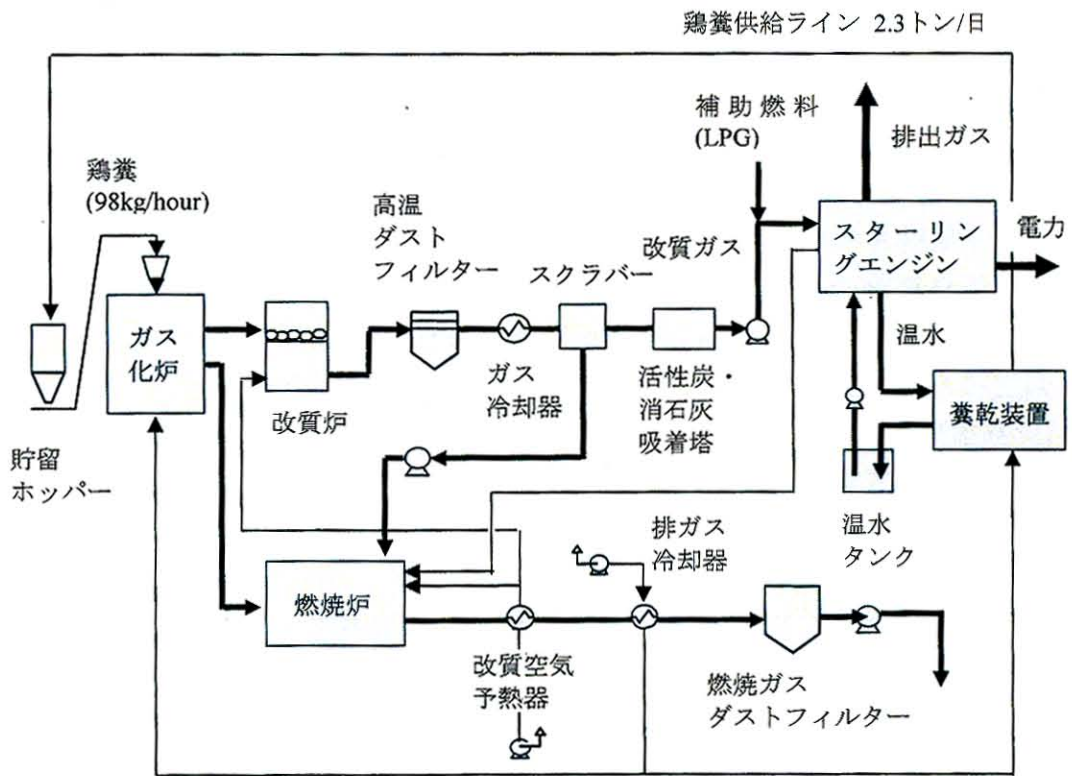


図 3-2 スターリングエンジンを用いたガス化発電システムのフロー

表 3-1 スターリングエンジンを用いたガス化発電システムの構成機器

構成機器	仕様	備考
貯留ホッパー	鋼板製	貯留量：8.1m ³ 乾燥鶏糞：3.2 トン
ガス化炉	アップドラフト式固定床炉 原料着火用バーナ 2基 連続燃料供給装置, 灰出装置	処理能力：98kg/h 最大ガス発生量 ：184Nm ³ /h
改質炉	ペブル床装置	温度：最高 1000℃
高温フィルター	セラミックタイプ	濾過面積：20m ²
冷却除去設備	FRP 製スクラバー	最大ガス流量：200Nm ³ /h
改質ガス吸着塔	活性炭, 消石灰	最大ガス流量：200Nm ³ /h
スターリング エンジン発電機	ダブルアクティング型 三相交流誘導発動機, 空冷式	発電出力：55kW(60Hz) 作動ガス： 水素 (0.3Nm ³ , 17MPa)

本システムは、98kg/h の鶏糞を処理することができる。システムは、空気吹きアップドラフト式固定床ガス化炉、高温空気/水蒸気を利用する改質炉、及び高温ダストフィルターやスクラバー等のガス精製設備、そしてスターリングエンジン発電機により構成されている。スターリングエンジン発電機の定格発電出力は 55kW である。鶏舎からコンベアで搬送されてくる鶏糞は、含水率 70% 前後の状態であるため、セコノブ式と呼ばれる糞乾燥方法により約 24 時間で含水率 15%前後まで乾燥される。セコノブ式とは、鶏舎の廃熱を利用する方法の一つで、展延した鶏糞層の間を、圧力をかけた鶏舎の排気を通すことにより、より効率良く鶏糞を乾かす方法である。このようにして乾燥された鶏糞が、ガス化炉内で熱分解ガス化することにより可燃性の熱分解ガスが生成される。その発生した熱分解ガスの一部は、改質炉に供給することで高温空気/水蒸気改質が行われて、熱分解ガス中に含まれるタール分が分解され、改質ガスが生成される。その後、高温ダストフィルター、スクラバー等のガス精製設備によりガスが精製された後、ガスエンジンに用いるための燃料ガスとなる。第 2 章でも述べたように、本スターリングエンジンは燃料ガスを投入する構造になっており、エンジン内部における燃料ラインのタールによる閉塞を避けるため、熱分解ガス化により生成したガスを改質及び精製を行った後に供給するようにしている。そして、燃料ガスをスターリングエンジン発電機に供給する際には、スターリングエンジンの仕様発熱量範囲にマッチングするように、補助燃料として LPG を同時に供給している。スターリングエンジン発電機により発電され

た電力は、鶏舎内で利用される。また、スターリングエンジン発電機により生成される温水は、前述したように、これまで用いられている鶏自身の体温により暖められる空気の排熱利用に加えて、鶏糞乾燥のための熱として鶏糞の乾燥促進のために利用される。また、ガス化炉で生成される熱分解ガスのうち、スターリングエンジン発電機に供給される燃料ガス分に相当する熱分解ガス以外の余剰な可燃性ガスは、ガス化炉から燃焼炉に供給されて、燃焼させてガス化及び改質用の高温空気、水蒸気を生成するための熱源として利用された後、大気へと放出される。

3.2.2 スターリングエンジン発電機運転方法及び測定項目

本実験では、スターリングエンジンの定格燃料ガス発熱量範囲にマッチングするように、改質ガスに補助燃料としてLPGを加えることで、燃料ガスの発熱量を増加させている。そこで、改質ガスの流量の測定及びガス成分の測定 (H_2 , O_2 , N_2 , CH_4 , CO , CO_2 , C_2H_4 , C_2H_6 , C_3H_8) を行い、発熱量を算出して改質ガスの熱入力を求めた。また、補助燃料であるLPGの流量の測定を行った。そして、スターリングエンジン発電に関するデータ（発電出力やヒーターチューブ内の水素温度、シリンダー内の水素圧力等）と排出ガス成分 (O_2 , CO , NO_x) の測定を行った。

ここで、式(3-1)に示す改質ガスエネルギー寄与割合 (E.C.R. : Energy Contribution Ratio) を定義して、スターリングエンジンの発電特性を評価する指標として用いることにした。すなわち、スターリングエンジンがLPGのみで運転される場合、E.C.R.は0%となり、逆に改質ガスのみで運転されれば、E.C.R.は100%となる。

$$E.C.R.[\%] = 100 \times \frac{T.E._R [MJ/h]}{T.E._M [MJ/h]} \quad (3-1)$$

$T.E._R$ = Thermal Energy input of the Reformed gas

$T.E._M$ = Thermal Energy input of the Mixed gas

3.3 運転結果及び考察

3.3.1 鶏糞ガス化ガスを用いたスターリングエンジン発電実証

鶏糞ガス化ガスを用いたスターリングエンジンの発電実証試験では、約 5 時間の連続した運転が行われた。図 3-3 は、このときの改質ガス発熱量の経時変化である。また、図 3-4 は混合ガス（改質ガスと LPG の和）の発熱量、スターリングエンジンの発電出力、E.C.R.の経時変化を示す。表 3-2 には、図 3-3 に示す改質ガスの発熱量の経時変化のデータの中から、発熱量が比較的安定した時間帯における改質ガス成分の平均値を算出して、改質ガス発熱量平均値として示した。図 3-3 より、改質ガスの発熱量は $0.0\text{MJ}/\text{Nm}^3$ から $3.8\text{MJ}/\text{Nm}^3$ の間を変動していることがわかる。従って、スターリングエンジンを安定的に運転するためには、スターリングエンジンのヒーターチューブ内の水素温度変化等を観察しながら、補助燃料である LPG の流量調節を手動により行う必要があった。それにより、混合ガスの発熱量は約 $20\text{MJ}/\text{Nm}^3$ から $30\text{MJ}/\text{Nm}^3$ の間を変動した。また、この時の改質ガスの最高発熱量は $3.8\text{MJ}/\text{Nm}^3$ で、最大 E.C.R.は 12%であった。また、このような混合燃料ガスの熱入力変化に伴い、ヒーターチューブ内の水素温度が変動したため、発電出力も 35kW から 55kW の間を変動した。E.C.R.も 0%から 12%の間で変動した。図 3-3 と図 3-4 より、改質ガスの発熱量変動と E.C.R.の変動には強い相関があることがわかる。従って、安定した発電をするためには、改質ガスの発熱量を安定させる必要があることがわかる。

また、表 3-2 に示す改質ガスの組成を見ると、本章の緒言でも述べたように、可燃成分は主に H_2 、 CH_4 、 CO である。また、不燃成分として N_2 と CO_2 が含まれている。

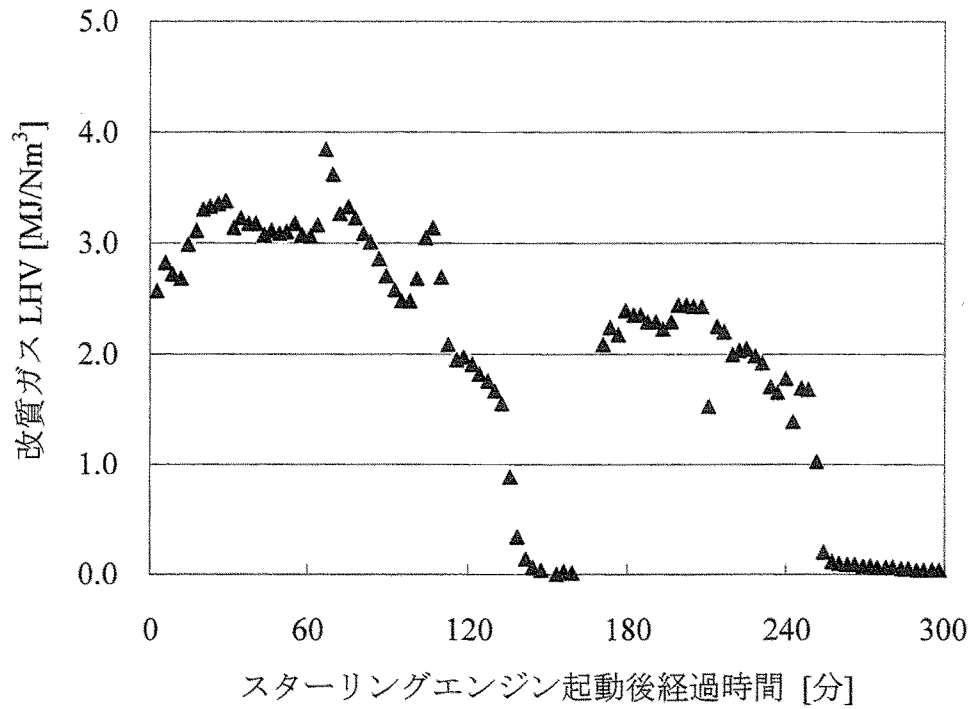


図 3-3 小型ガス化発電システム中における改質ガス発熱量の経時変化

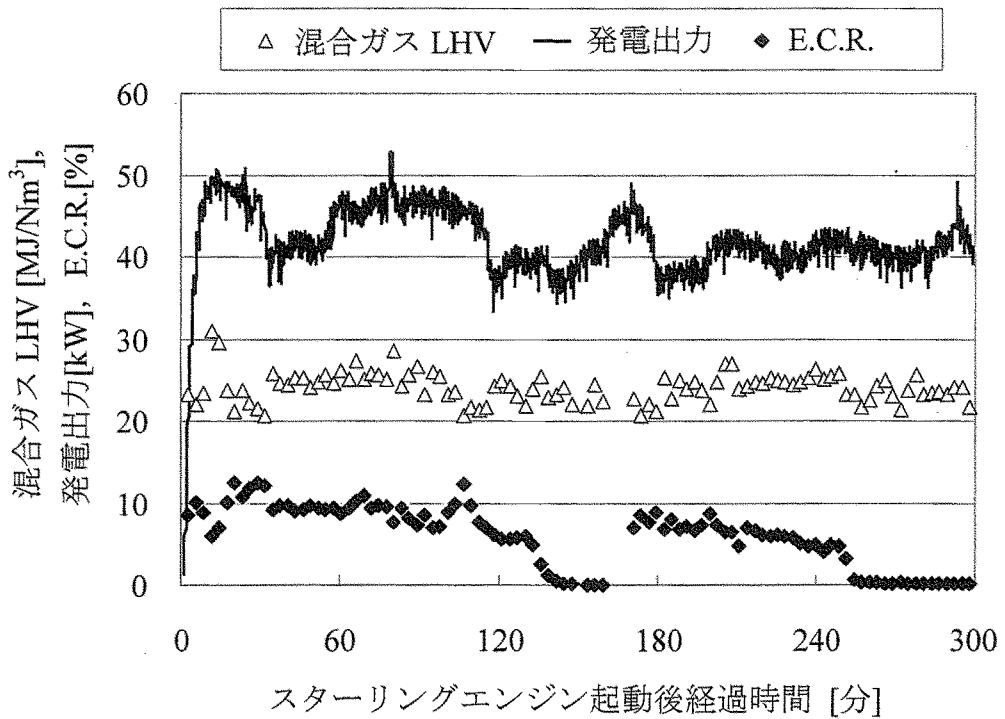


図 3-4 小型ガス化発電システム中におけるスターリングエンジンの運転結果

表 3-2 改質ガスの組成と発熱量
 (図 3-3 中における経過時間 10 分から 110 分の間の平均値)

ガス成分	濃度 [vol%]	発熱量 (LHV) [MJ/Nm ³]
H ₂	7.9	3.1
O ₂	0.8	
N ₂	63.8	
CH ₄	1.8	
CO	10.8	
CO ₂	14.4	
C ₂ H ₄	0.4	
C ₂ H ₆	0.0	
C ₃ H ₈	0.0	

表 3-3 ガス化発電システム中におけるスターリングエンジン運転結果と
 模擬ガスを用いた運転結果の比較

	鶏糞ガス化ガスを用いた運転結果	模擬ガスを用いた運転結果	
混合ガス LHV [MJ/Nm ³]	24.8	14.9 – 26.0	
改質ガスエネルギー寄与割合 (E.C.R.) [%]	9.5	-	
ヒーターチューブ内平均水素温度 [°C]	703	714	
シリンダー内平均水素圧力 [MPa]	12.6	12.1	
回転数 [rpm]	1,810	1,509	
冷却水出口温度 [°C]	47	50	
発電出力 [kW] (定格発電出力 [kW])	45.2 (55kW)	38.4 (48kW)	
発電効率 [%]	24.3	28.7	
排出ガス	O ₂ [vol%]	13.8	14.0
	NO _x [ppm]	37	18
	CO [ppm]	7	2

次に、表 3-3 に鶏糞を用いたスターリングエンジン発電実験の結果と第 2 章で得られた窒素希釈 LPG を用いた実験の結果をまとめた。表 3-3 より、鶏糞ガス化ガスを用いた発電実証試験では、燃料ガス発熱量の平均値は $24.8\text{MJ}/\text{Nm}^3$ であり、E.C.R.の平均値は 9.5%であった。また、発電出力の平均値は 45.2kW で、定格の 55kW を下回り、発電効率は 24.3%となった。このように発電出力及び発電効率が低くなった原因としては、シリンダー内の水素の平均圧力が 12.6MPa と低くなっていたことが原因の一つであると考えられる。ここで、シリンダー内の水素の平均圧力とは、4つのシリンダー内における水素圧力に若干の差があるため、それらの相加平均値のことである。しかし、この原因を考慮しても、発電効率が 24.3%というものは、第 2 章で得られた発電効率 28.7%に比べて低いものと考えられる。模擬ガスを用いた運転結果においても、このときのシリンダー内の平均水素圧力は 12.1MPa と低い。

また、表 3-3 中に示すスターリングエンジンの排出ガス成分の測定結果を見ると、CO 濃度（残存 O_2 濃度 14vol%換算値）は約 10ppm 以下であったが、 NO_x 濃度は最大で約 40ppm（残存 O_2 濃度 14vol%換算値）であった。この NO_x 値は、第 2 章の窒素希釈 LPG を用いたスターリングエンジン発電実験での値に比べて約 2 倍であった。これは、第 2 章で示したように、窒素希釈 LPG を用いた燃焼時には、非常に NO_x の発生量が低かったことを考慮すると、本スターリングエンジンの燃焼器内の火炎温度が Thermal NO_x が発生すると言われている 1500°C よりも低い状態で、スターリングエンジンの運転が行われていると予想される。従って、鶏糞ガス化ガスを用いた燃焼時に、 NO_x 排出量がこのように増加したのは、鶏糞中に含まれる窒素分が要因となる Fuel NO_x に起因するものであると考えられる。

3.3.2 酸素改質による鶏糞ガス化ガスを用いた

スターリングエンジン発電実証

上述した実証試験において、鶏糞ガス化ガスを用いてスターリングエンジンによる発電を実証することができた。しかし、このときの E.C.R.は最大で 12%であり、E.C.R.を向上させるためには、改質ガスの発熱量を増加させるか、あるいは、スターリングエンジンの供給燃料ガス発熱量の下限界値を低下させる必要がある。二つ目については、第 2 章の窒素希釈 LPG を用いたスターリングエンジン発電実験において、約 $6.0\text{MJ}/\text{Nm}^3$ の燃料ガスを用いて発電が可能であることを実証した。そこで、本節では、一つ目の改質ガスの発熱量を向上させて、スターリングエンジンの運転実証を行うことを試みた。鶏糞を用いたガス化・

改質設備から得られる改質ガス発熱量を増加させる手段として、改質炉において改質剤を高温空気から酸素に変更することにした。酸素改質を用いることにより、高温空気改質に比べて窒素の希釈による発熱量の低下がなくなり、また酸化反応が促進されることにより、改質ガスの発熱量が増加することは既往研究により実証されている^[3-1]。

実証試験の結果、酸素改質を行った時の改質ガス発熱量の経時変化を図 3-5 に示す。改質ガスの発熱量は最大で $7.0\text{MJ}/\text{Nm}^3$ に達する結果が得られた。この結果、酸素改質を行うことにより、次式 (3-2) で定義する冷ガス効率を算出すると 72.5% となり、高温空気改質時における冷ガス効率 63% に比べて^[3-1]、約 10% 増加することがわかった。

$$\text{冷ガス効率}[\%] = \frac{\text{改質ガスの総熱量}[\text{MJ}/\text{h}]}{\text{供給燃料の総熱量}[\text{MJ}/\text{h}]} \times 100 \quad (3-2)$$

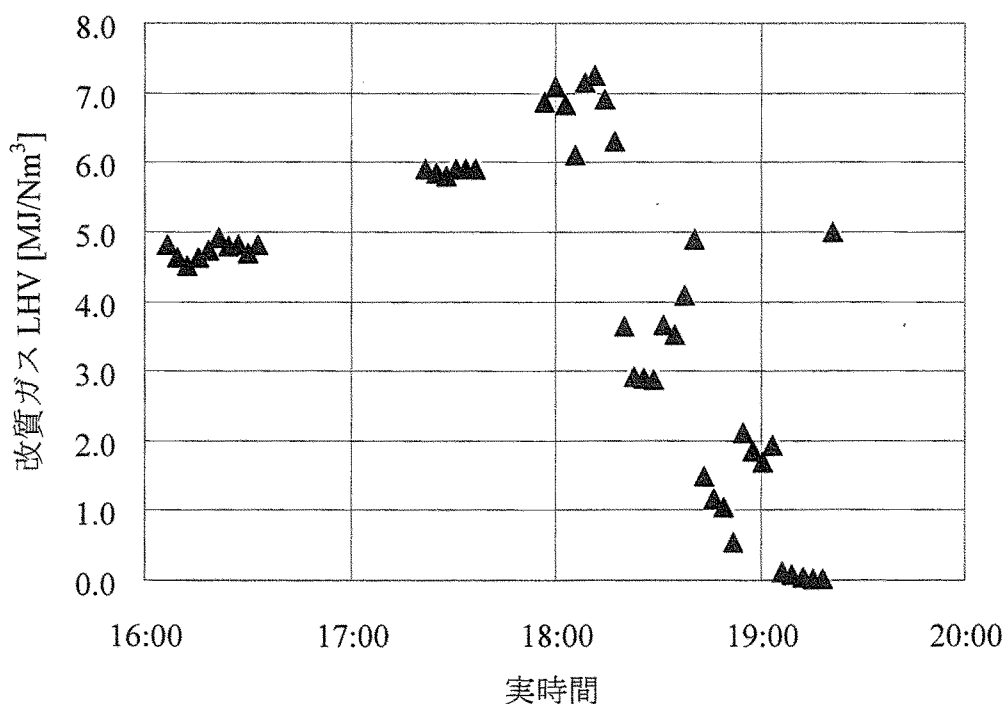


図 3-5 酸素改質を用いた時の改質ガス発熱量の経時変化

この酸素改質実験の結果を踏まえて、表 3-4 に示すように、ガス化発電システム中におけるスターリングエンジンの実験設定条件を定めて、各条件における E.C.R. を算出した。表 3-4 の計算を行うにあたり、発電出力は 55kW、発電効率

は 30%, 改質ガス LHV は $6.0\text{MJ}/\text{Nm}^3$ と仮定した.

表 3-4 ガス化発電システム中におけるスターリングエンジン発電の実験条件と E.C.R.結果の予測

実験条件	混合ガス LHV [MJ/Nm ³]	LPG 流量 [Nm ³ /h]	改質ガス 流量 [Nm ³ /h]	混合ガス 流量 [Nm ³ /h]	予混合燃料 ガス流量 [Nm ³ /h]	E.C.R. [%]
1	25.6	5.9	19.9	25.8	0.0	18.9
2	19.7	5.3	28.2	33.5	0.0	26.9
3	13.8	4.2	43.7	47.9	0.0	41.5
4	10.5	3.1	60.0	63.1	15.2	57.0
5	8.4	1.9	76.9	78.8	30.9	73.2
6	6.3	0.0	105.1	105.1	57.2	100.0

表 3-4 中における実験条件 1~3 までは, スターリングエンジンの通常の燃料ガス供給口のみから燃料ガスを供給する非予混合実験であり, 実験条件 4~6 はスターリングエンジンの燃料ガス供給口に加えて燃焼用空気供給口からも燃料ガスを供給する予混合実験である.

表 3-4 に示すように, 改質ガス発熱量の向上及び第 2 章におけるスターリングエンジン予混合発電実験の成果の適用を検討すれば, E.C.R.は増加して 100%に達するものと考えられる.

次に, これらの結果及び実験条件を踏まえて, 酸素改質による鶏糞ガス化ガスを用いたスターリングエンジンの発電実証試験を行った結果について述べる. 図 3-6 は, このときの改質ガス発熱量の経時変化である. また, 図 3-7 は, 混合ガス(改質ガスと LPG の和)の発熱量, スターリングエンジンの発電出力, E.C.R.の経時変化を示す. 本試験では約 90 分間の連続した発電を行うことができた.

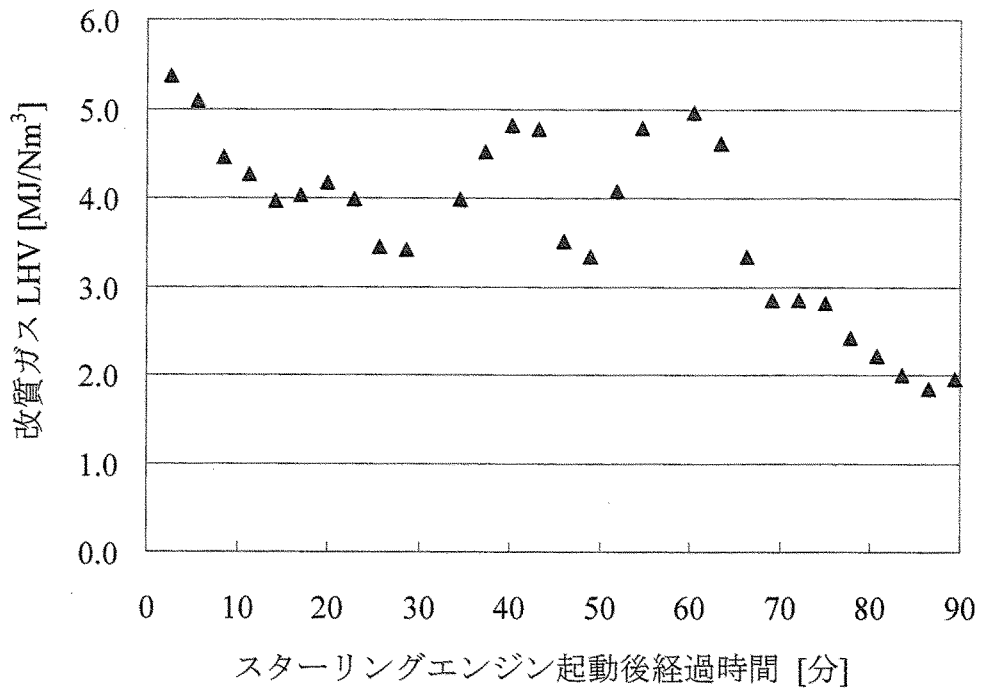


図 3-6 酸素改質を用いた時の小型ガス化発電システム中における改質ガス発熱量の経時変化

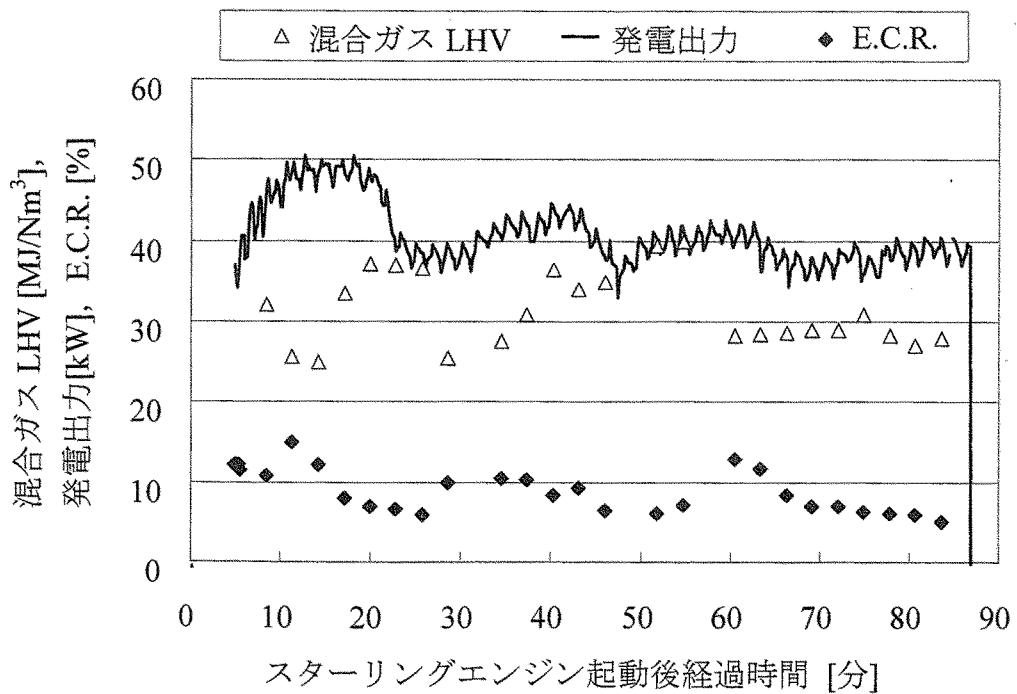


図 3-7 酸素改質を用いた時の小型ガス化発電システム中におけるスターリングエンジンの運転結果

図 3-6 より、改質ガス発熱量は、前述した $6.0\text{MJ}/\text{Nm}^3$ には達していなかったものの、約 60 分の間、最大で $4.0\text{MJ}/\text{Nm}^3$ を上回る結果であった。しかし、図 3-7 を見ると、E.C.R.は最大で 15%であり、改質ガス発熱量が向上したにも関わらず、E.C.R.がほとんど向上していない。

そこで、図 3-8 に、改質ガス LHV と E.C.R.の結果を示す。非予混合時予想最大 E.C.R.は改質ガス発熱量に応じた予想値である。改質ガス流量計算値は、このときの燃料ガス供給口から供給されるべき改質ガス流量である。この結果、空気改質時の E.C.R.に比べて、酸素改質時の E.C.R.は、改質ガス LHV に対する E.C.R.の傾きが小さくなっている。

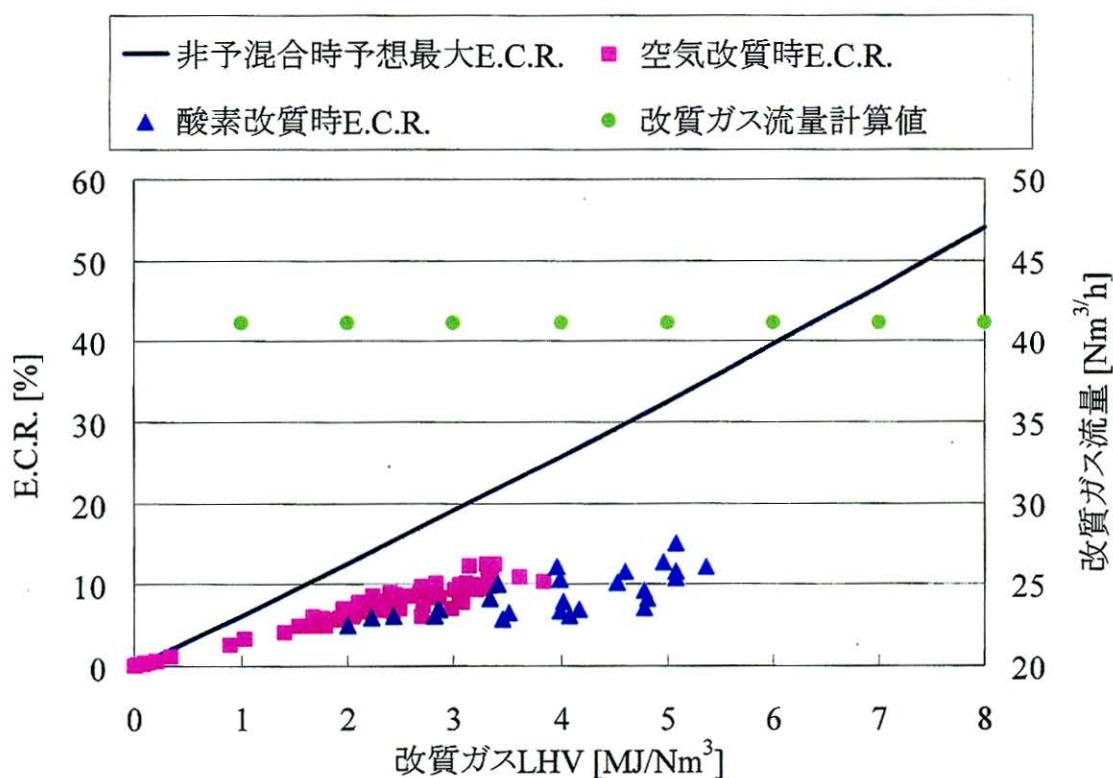


図 3-8 E.C.R.結果の比較

つまり、これは、スターリングエンジンの燃料ガス供給における問題であり、十分な燃料ガス供給圧力を保っていたにも関わらず、スターリングエンジンに十分な燃料ガスが供給できなかったためである。改質ガス流量計算値は、 $41\text{Nm}^3/\text{h}$ であるが、実際に実験においては、最大でも $35\text{Nm}^3/\text{h}$ にしか達していなかった。これらの結果、スターリングエンジンに供給する燃料ガス流量を増加させて LPG 流量を減少させることができずに、図 3-7 に示すように、常に混

合ガス LHV が約 30.0MJ/Nm³ と高く, E.C.R.が向上しない結果になってしまったと考えられる.

また, 本研究においては, 瑞浪のガス化発電プラントにおけるスターリングエンジンの保障の問題等により, スターリングエンジン予混合試験を実施することは出来ず, 鶏糞ガス化ガスを用いた予混合発電を実証することはできなかった.

3.3.3 スターリングエンジンを用いたガス化発電システムの エネルギー収支

最後に, これまでの実験結果をもとに, スターリングエンジンを用いたガス化発電システムの理想的なエネルギー収支の計算を行った. このときの改質炉における改質剤としては酸素を用いることとし, 表 3-4 の計算結果をもとに, スターリングエンジンが E.C.R.100%で運転されるものと仮定した. また, 表 3-5 に鶏糞の工業分析値, 元素分析値及び発熱量 (LHV) を示す. また, 式 (3-3), (3-4) に, エネルギー収支の計算において用いた発電端効率, 送電端効率の定義を示す. 改質ガスの発熱量は, 図 3-5 で示す結果を考慮して 6.0MJ/Nm³ と仮定した. また, 図 3-9 には, スターリングエンジンを用いたガス化発電システムの理想的な物質収支とシステム中における各温度を示した. なお, 大気温度は 25℃ とした.

$$\text{発電端効率} [\%] = \frac{\text{発電出力} [MJ/h]}{\text{供給燃料の総熱量} [MJ/h]} \times 100 \quad (3-3)$$

$$\text{送電端効率} [\%] = \frac{\text{発電出力} - \text{使用電力} [MJ/h]}{\text{供給燃料の総熱量} [MJ/h]} \times 100 \quad (3-4)$$

表 3-5 鶏糞の組成

工業分析値		
水分	wt%	12.7
揮発分	wt%	64.4
固定炭素	wt%	8.4
灰	wt%	27.2
元素分析値		
C	wt%	31.2
H	wt%	3.9
N	wt%	5.2
O	wt%	31.7
S	wt%	0.3
Cl	wt%	0.5
発熱量 (LHV)	MJ/kg	11.3

Dry basis

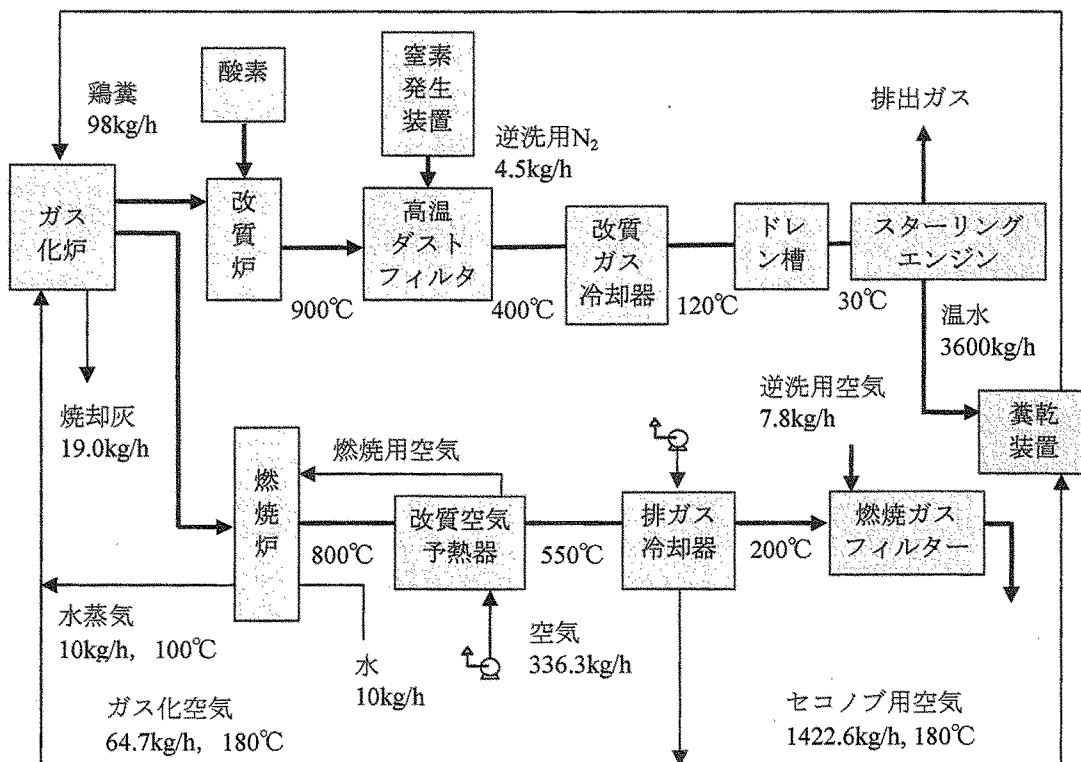


図 3-9 スターリングエンジンを用いたガス化発電システムの理想的な物質収支とシステム中における各温度

これらの仮定と実験結果を用いて、図 3-10 にスターリングエンジンを用いたガス化発電システムの理想的なエネルギー収支を計算した結果を示す。また、表 3-6 には、このときのガス化発電システムの性能をまとめた。

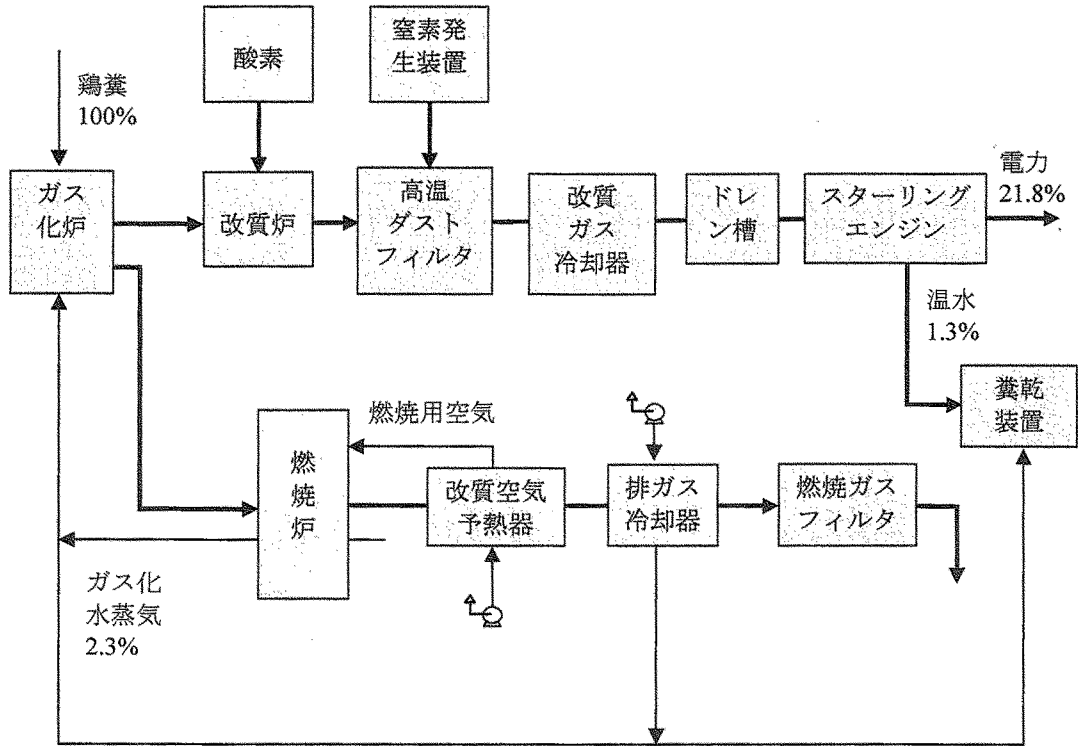


図 3-10 スターリングエンジンを用いたガス化発電システムの理想的なエネルギー収支

表 3-6 スターリングエンジンを用いたガス化発電システムの理想的な性能

鶏糞処理量 [kg/h]	98
冷ガス効率 [%]	72.5
改質ガスエネルギー寄与割合 (E.C.R.) [%]	100
発電端効率 [%]	21.8
送電端効率 [%]	12.0

これらの結果より、理想的なスターリングエンジンを用いたガス化発電システムにおいては、冷ガス効率 72.5%、発電端効率 21.8%、送電端効率 12%になるものと予想される。既往研究において、木屑を燃料としたスターリングエンジンを用いたバイオマス発電システムのエネルギー収支の計算を行った結果があるが、木屑処理量 55kg/h、発電出力 36kW で発電効率 21%という結果が報告されており^[3-3]、本ガス化発電システムの予想発電端効率の値と同程度である。

また、燃焼炉、ボイラー、蒸気タービンにより構成されるランキンサイクル方式の発電では、処理量が 100 トン/日以下になると、発電効率は 10%を大きく下回ることが予想され、実際にはほとんど導入されていない状況にあるという報告がなされている^[3-4]。従って、本発電システムの処理量 2.3 トン/日で送電端効率が 12%という性能は、小規模な発電システムでは高効率であると考えられる。

3.4 結論

鶏糞を用いたガス化・改質設備から生成される改質ガスを用いてスターリングエンジンによる発電実験を行い、以下の知見が得られた。このときの、改質剤には高温空気を用いた。

1. 発電出力 35-53kW の約 5 時間の連続した発電を実証した。
2. 改質ガスエネルギー寄与割合 (E.C.R.) は、最大で 12%であった。
このときの、改質炉における改質剤には高温空気を用いており、改質ガス発熱量は約 $3.3\text{MJ}/\text{Nm}^3$ であった。
3. 排出ガス成分の測定を行った結果、排出ガスは O_2 濃度約 14vol%で、 CO 濃度は 10ppm 以下であった。
4. このとき、排出ガス中の NO_x 濃度は、最大で約 40ppm であった。
この値は、第 2 章で行った窒素希釈 LPG を用いたスターリングエンジン発電実験で得られた NO_x 濃度の約 2 倍であった。

改質炉における改質剤として酸素を用いた実験を行い、ガス化発電システムの運転特性を調べた結果、以下の知見が得られた。

5. 改質ガス発熱量は最大で約 $7.0\text{MJ}/\text{Nm}^3$ が得られた。
6. 冷ガス効率は 73%であり、改質剤として高温空気を用いたときの冷ガス効率 63%に比べて、10%上昇することがわかった。
7. 酸素改質による鶏糞ガス化ガスを用いてスターリングエンジン発電を行った結果、E.C.R.は最大で 15%であった。

これらの知見を踏まえて、スターリングエンジンを用いたバイオマスガス化発電システムの理想的なエネルギー収支の計算を行った結果、発電端効率 21.8%、送電端効率 12%という結果が予想される。この結果から、外燃機関であるスターリングエンジンを用いることにより、小規模でも高効率なガス化発電システムを構築することが可能であることがわかった。

今後の課題としては、本章において実験を実施することができなかったスターリングエンジン予混合発電実験を行うことにより、改質ガスエネルギー寄与割合 (E.C.R.) を増加させることを目的として、鶏糞を用いたガス化発電システムの実証試験を行い、理想的なガス化発電システムのエネルギー収支の妥当性を検証していく必要がある。

参考文献

- 3-1 原勉, 固定床ガス化炉を用いた小型バイオマス発電システムの高性能化に関する研究, 東京工業大学 学位論文, (2006)
- 3-2 SAKAI, Y. and ISHIZUKA, S., An Improvement of Lean Combustion Characteristics of Heavy-Hydrocarbon Fuels with Hydrogen Addition, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.65, No.637, (1999), pp.3191-3195
- 3-3 Henrik, C. et al., 40 kW Stirling Engine for Solid Fuel, Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Vol. 2, (1996), pp.1301-1306
- 3-4 樽本博也, 高効率廃棄物発電技術に関するセミナー予稿集, 第 25 巻第 1 号, (2004), pp.41-50

第4章 動物系バイオマスのガス化発電時 における有害窒素化合物の挙動

4.1 緒言

第3章では、鶏糞ガス化ガスを用いて本スターリングエンジンによる発電を実証した。その結果、排出ガス中の NO_x 濃度が第2章での模擬ガスを用いた実験で得られた値に比べて増加することが示された。第2章での模擬ガスを用いたスターリングエンジン発電実験の結果より、本スターリングエンジンの燃焼温度を考慮すると、Thermal NO_x はほぼ排出されていないものと考えられる。従って、この NO_x 排出量の増加分は、Fuel NO_x に起因するものと考えられる。そこで、第4章では、動物系バイオマスガス化ガスを用いたスターリングエンジン発電における排出ガス中のFuel NO_x 低減策を検討する。

Fuel NO_x とは、燃料中の窒素分に起因する NO_x のことであるが^{[4-1][4-2][4-3]}、ガス化により生じるガス中には、タール分が多く含まれるため、エンジンなどの発電機に支障をきたさないようにするためには、改質してタールを除去し、ガスを精製することが求められている。同時に、 NO_x の排出を抑制するために、その前駆物質と言われている NH_3 やHCNの低減も求められている。

そこで、ガス化発電システムにおいて、燃料中の窒素分が、ガス化（改質）・燃焼過程を経由して、Fuel NO_x になるまでに、Nが経由すると考えられる経路を、本ガス化発電システムの構成要素と併せて図4-1に示す^[4-4]。

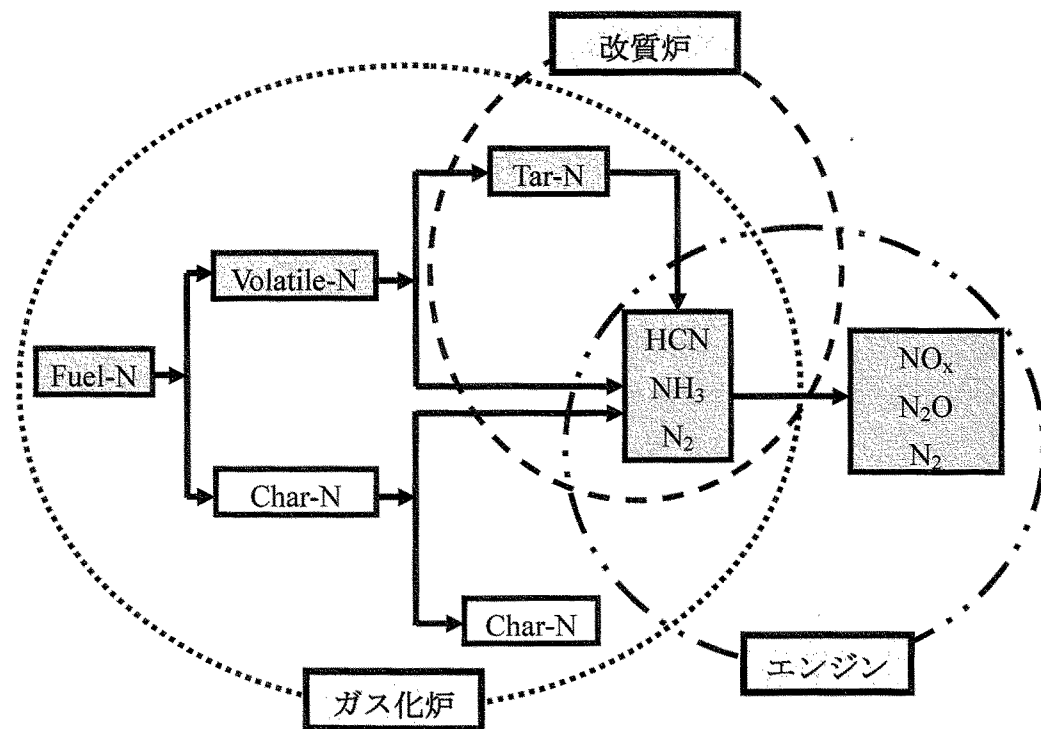


図 4-1 Fuel NO_x 生成過程

まず、燃料のガス化時に、燃料中の窒素分は、揮発分中に含まれるものとチャー中に残るものとに大別される。さらに揮発分中の N 分は、分解されて HCN, NH₃, N₂ のようなガス成分とタール中に含まれる N 分に分別される。しかし、ガス化後に改質を行うことによりタールを分解すると、タール中の N 分は、最終的に HCN, NH₃, N₂ などのガス成分に分解される。

燃焼によって発生する Fuel NO_x の既往研究によれば、燃料を燃焼させると、HCN や NH₃ などの中間生成物が非常に速く生じて、それらが酸素を含む化学種と反応して NO を生じるか、NO と反応して N₂ を生じるかの競争反応により Fuel NO_x が生成されると報告がなされている^[4-3]。従って、窒素酸化物 (Fuel NO_x) 排出低減のためには、図 4-1 に示すように、予想される有害窒素化合物の挙動を調べておくことが重要であると考えられる。

これまでに、ガス化ガスを利用する発電機としてガスタービンを用いた石炭ガス化発電^[4-5]や木屑を燃料としたガス化発電^{[4-6][4-7]}では、Fuel NO_x 低減を目的として有害窒素化合物の測定を行った研究報告例があるが、動物起源のバイオマスを用いてガス化、改質、及び燃焼時までを含めた有害窒素化合物の挙動を調べた報告例はほとんど見当たらない。

動物系バイオマスのガス化時のみにおける有害窒素化合物の生成挙動を調べた報告例^[4-8]では、家畜糞尿などの動物起源のバイオマスは窒素含有量が高いため、ガス化時に多量の NH₃, HCN 及びタール中の N 分などの有害窒素化合物が発生し、ガス化炉内で NH₃ と HCN を完全に除去することは困難であることが報告されている。従って、動物系バイオマスを燃料として利用する場合には、ガス化炉から発電時までの間に、有害窒素化合物の低減策を検討する必要がある。

そこで、本章では、ガス化過程以降の改質及び燃焼過程に焦点を当てて、有害窒素化合物の挙動を調べることにより、Fuel NO_x 低減策を検討することとした。燃焼時の有害窒素化合物の挙動については、第 2 章で説明した鶏糞を用いたガス化発電システム中におけるスターリングエンジン前後における測定を行うこととした。改質時の有害窒素化合物の挙動を調べるためには、鶏糞を用いたガス化発電システムにおける測定と実験室規模の熱分解・改質ガス化模擬装置を用いた測定を行うこととした。表 4-1 に、本章における実験内容をまとめた。

表 4-1 本章における実験内容

		実験	目的と内容
1	燃焼	鶏糞を用いたガス化発電システム中における測定	燃焼時（スターリングエンジン前後）のデータの取得
2	改質		改質時の大まかなデータの取得
3		実験室規模の熱分解・改質ガス化模擬装置を用いた測定	改質時における，温度・水蒸気・空気の影響の調査

4.2 ガス化発電システム中における有害窒素化合物の測定

4.2.1 ガス化発電システム中における測定場所

ガス化発電システムのシステムフローを図 4-2 に、有害窒素化合物の測定箇所を表 4-2 に示す。

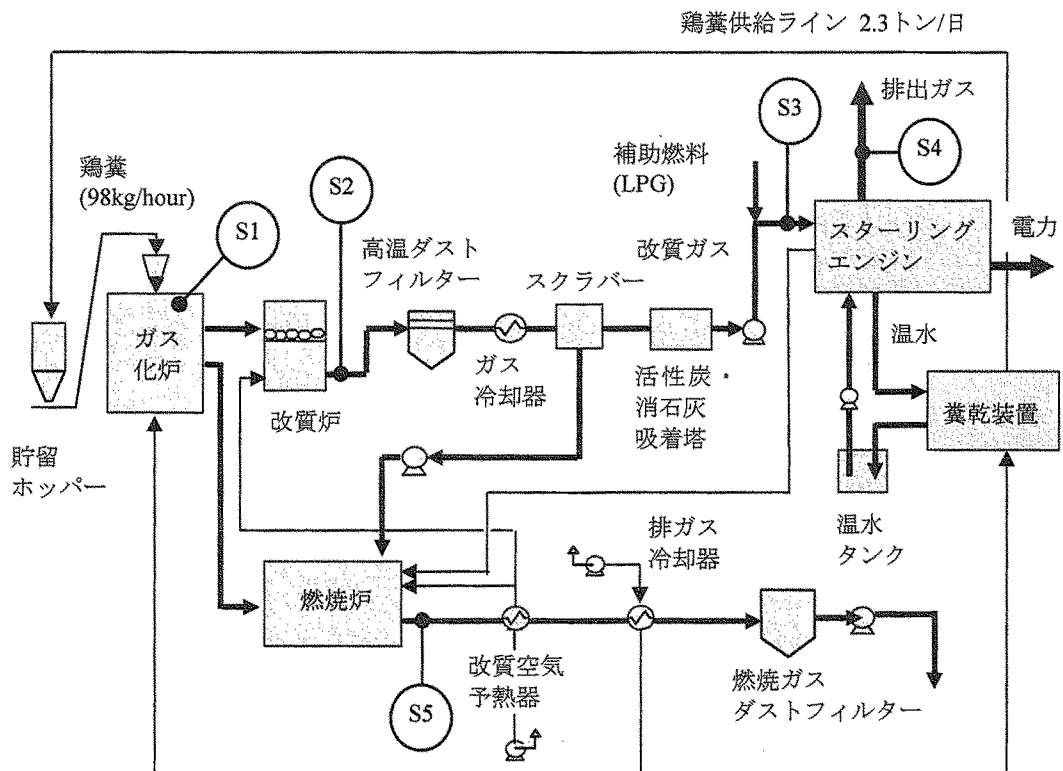


図 4-2 ガス化発電システムのフロー

表 4-2 有害窒素化合物の測定箇所

図中記号	測定箇所
S1	ガス化炉出口
S2	改質炉出口
S3	スターリングエンジン入口
S4	スターリングエンジン出口
S5	燃焼炉出口

測定箇所は、ガス化炉の出口、改質炉の出口、スターリングエンジン発電機の入口及び出口、燃焼炉の出口である。ガス化炉は固定床アップフロー方式で、ガス化剤として空気及び水蒸気を供給した。また、改質炉には、改質剤として高温空気または酸素を供給した。

4.2.2 測定項目

表 4-3 に測定成分と測定方法を示す。

表 4-3 測定成分と測定方法

測定成分	測定方法
NH ₃	インドフェノール青吸光光度法 ^[4-9]
HCN	4-ピリジンカルボン酸-ピラゾロン吸光光度法 ^[4-10]
NO _x	イオンクロマトグラフ法 ^[4-11]
N ₂	ガスクロマトグラフィー

4.3 燃焼時（スターリングエンジン前後）における有害窒素化合物の挙動

前述した鶏糞を用いたガス化発電システム中のスターリングエンジン前後における有害窒素化合物の測定を行うことにより、燃焼時の有害窒素化合物の挙動を調べた。

4.3.1 燃焼時における Fuel NO_x 転換率の評価法

スターリングエンジン燃焼器内における Fuel NO_x 転換率を評価するために、鶏糞を燃料とするガス化発電システム中における本スターリングエンジン前後で NH₃, HCN, NO_x の測定を行った。式 (4-1) を用いて Fuel NO_x 転換率 *C.R.* を定義し、評価の指標として用いた。

$$C.R.[\%] = \frac{[NO_{Fuel}]_{ExhaustGas} \times [F]_{ExhaustGas}}{([NH_3]_{FuelGas} + [HCN]_{FuelGas}) \times [F]_{FuelGas}} \times 100 \quad (4-1)$$

$$[NO_{Fuel}] = \left(\begin{array}{l} \text{第4章で得られたNO}_x\text{濃度[ppm]} \\ (ThermalNO_x + FuelNO_x) \end{array} \right) - \left(\begin{array}{l} \text{第2章で得られたNO}_x\text{濃度[ppm]} \\ (ThermalNO_x) \end{array} \right)$$

[] = 体積濃度 [ppm]

[F] = 体積流量 [Nm³/h]

4.3.2 測定結果及び考察

測定結果を表 4-4 に示す。

表 4-4 燃焼時（スターリングエンジン前後）における有害窒素化合物の測定結果

入口	出口	Fuel NO _x 転換率 (C.R.)
NH ₃ : 360ppm HCN : 590ppm	NO _x : 60ppm	92%

スターリングエンジン入口における NH₃ 及び HCN の濃度は、それぞれ 360ppm, 590ppm であり、スターリングエンジン出口における NO_x の濃度は 60ppm であった。これらの結果を用いて、式 (4-1) より Fuel NO_x 転換率 *C.R.* を算出した

結果, 92%となった.

これらの結果より, NH_3 と HCN の大部分が NO_x へ転換してしまうことが分かる. バイオマスから生じる低カロリーガスの利用を目的としたガスタービンの燃焼器を用いて, 燃料ガス中の NH_3 と HCN の和濃度と, NO_x の排出量及び Fuel NO_x への転換率を調べた結果があるが^{[4-6][4-7]}, これらによると, 燃料ガス中の NH_3+HCN が増加するのに伴い, 燃焼後の NO_x 濃度は上昇し, NO_x への転換率は減少するという結果が得られている.

これらの事を考慮すると, 今のところ, 第3章で示したように E.C.R.が 15% であることから, NO_x 発生量は 60ppm となっているが, E.C.R.が向上していくにつれて, 燃焼器に供給される NH_3 と HCN の量も増加していくために, NO_x の発生量は増えていくものと予想される. 従って, 本スターリングエンジンにおける燃焼器から排出される NO_x の排出量を低減させるためには, スターリングエンジンに供給する以前に Fuel NO_x の前駆体である NH_3 と HCN を低減させておくことが最も効果的であると考えられる.

4.4 鶏糞を用いたガス化発電システム中の改質時における

有害窒素化合物の挙動

そこで, 前述した鶏糞を用いたガス化発電システムにおいて, スターリングエンジンよりも前段に設置されている改質炉の前後における有害窒素化合物の測定を行うことにより, 改質時の有害窒素化合物の挙動を調べた.

4.4.1 ガス化発電システム中における高温空気/水蒸気改質

本ガス化発電システムは, 緒論でも述べたように STAR-MEET プロセスを利用しており, 改質炉には改質剤として, 高温空気/水蒸気を用いている. そこで, 高温空気/水蒸気改質の模式図を図 4-3 に示す.

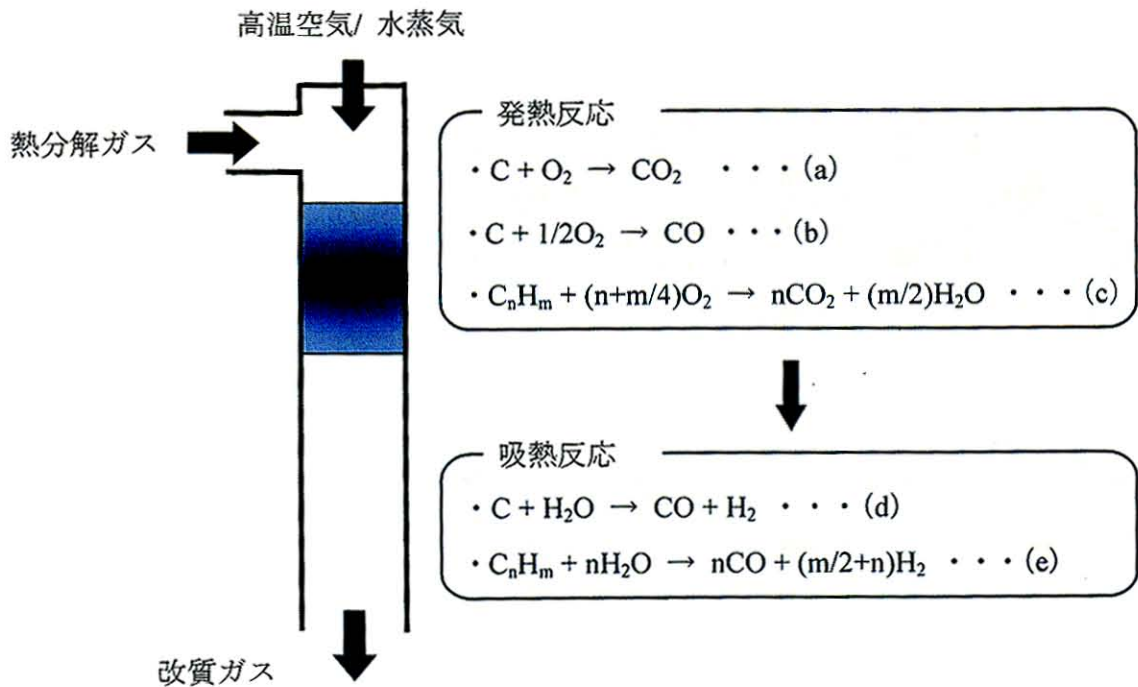


図 4-3 高温空気/水蒸気改質

ここで、図 4-3 中の C_nH_m は、タールも含めた可燃性のガス成分を表している。ガス化炉から得られる熱分解ガスは、タールを含んでいるため、冷却されると、このタールが凝固してしまい、エンジンに支障をきたしてしまう。そこで、図 4-3 中の式 (e) で表されるようにタールを水蒸気と反応させることによって、タールを除去させることが出来る。しかし、この反応は吸熱反応であるため、反応を起こすためには、熱供給を必要とする。そこで、図中の式 (a) ~ (c) で表されるように、改質剤として空気を供給することにより熱分解ガス中の可燃成分の一部を燃焼させて、この時発生する燃焼熱を用いることにより、この吸熱反応であるタールの水蒸気改質反応を促進させる。このときに、燃焼用の高温空気の量を増加させていけば、より多くの熱分解ガス中の可燃分が燃焼し、改質炉内は高温になり、タールも除去される。しかし、これは、熱分解ガス中の可燃分の減少と同時に、空気中の窒素投入量の増加による希釈効果も起こり、改質ガスの発熱量を大きく低減させてしまうことになる。そこで、空気と水蒸気を高温に予熱することにより、高温空気の供給量をなるべく減らしても、炉内を高温に維持することができるようにして、得られる改質ガスの発熱量が出来るだけ高くなるようにしている。なお、改質炉内には、ペブルが層状に充填されており、改質温度の維持及び混合促進の役目を果たしている。

4.4.2 有害窒素化合物測定時における改質条件

有害窒素化合物の測定時におけるガス化発電システム中の改質条件を表 4-5 に示す。条件 1 は、改質炉に改質剤として空気を用いた場合、条件 2 は、改質炉に改質剤として酸素を用いた場合である。改質炉では、改質温度が 800℃以上に保たれるように、各改質剤が流量調節されている。また、改質空気比及び改質酸素比は、それぞれ式 (4-2)、式 (4-3) により定義する。

表 4-5 測定時における改質炉の条件

条件	改質温度[℃]	改質 空気比 [-]	改質 酸素比 [-]
条件 1	860	0.15	-
条件 2	900-1000	-	0.35

$$\text{改質空気比}(mol/mol) = \frac{\text{改質炉へ供給する空気中の酸素量}}{\text{燃料の完全燃焼に要する酸素量}} \quad (4-2)$$

$$\text{改質酸素比}(mol/mol) = \frac{\text{改質炉へ供給する酸素量}}{\text{燃料の完全燃焼に要する酸素量}} \quad (4-3)$$

4.4.3 測定結果及び考察

ガス化発電システム中における改質炉前後の揮発分中Nの分布を図 4-4、4-5 に示す。ガス化炉出口及び改質炉出口における各測定項目の濃度とガス流量を用いて各成分の重量を算出し、それらの和を 100%に規格化して整理した結果である。

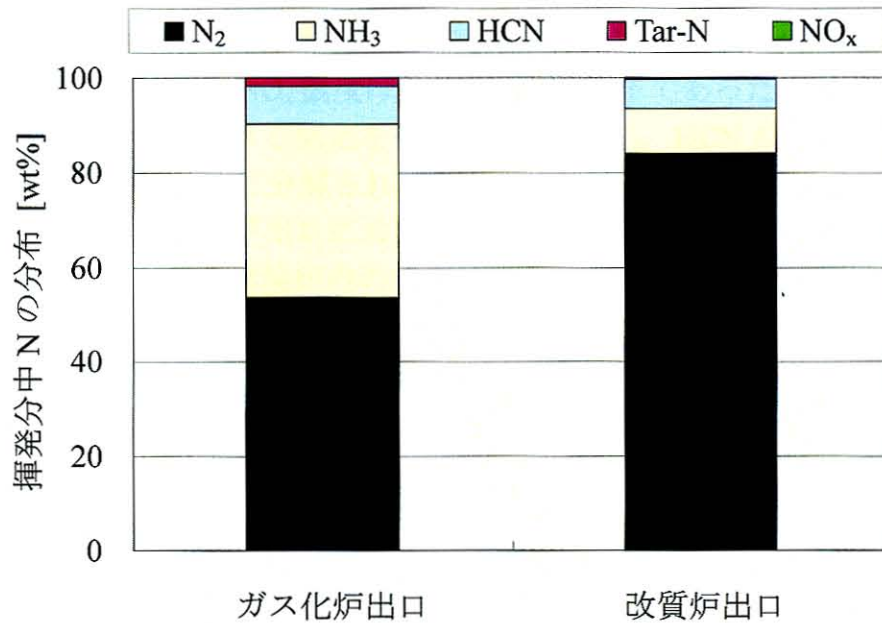


図 4-4 改質炉前後における揮発分中 N の分布変化 (改質空気比=0.15)

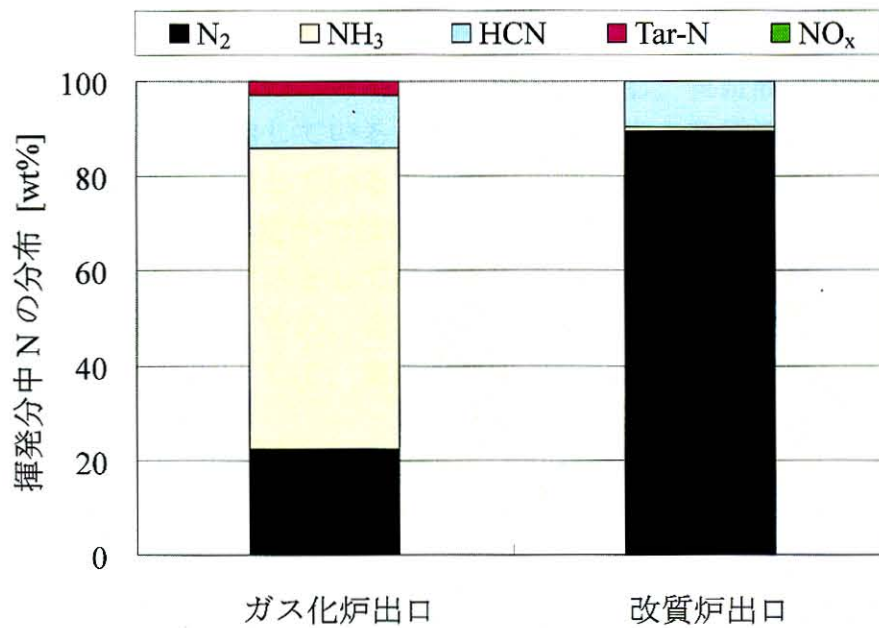


図 4-5 改質炉前後における揮発分中 N の分布変化 (改質酸素比=0.35)

測定の結果、ガス化炉から発生する NH₃ と HCN は、改質炉における高温空気改質または酸素改質によって、NH₃ は大きく低減することがわかった。しかし、

HCN はほとんど低減していないことがわかった。条件 1 と条件 2 を比べると改質剤に酸素を用いた時のほうが、NH₃ の低減効果が大きいことがわかった。また、改質炉出口における NO_x 濃度は、約 100ppm 以下であった。

一方、燃焼炉出口における測定を行った結果、NH₃、HCN がともに 10ppm 以下となっており、ほとんど分解されているが、一方、NO_x が 100ppm～200ppm 程度発生しており、改質炉出口における NO_x 濃度に比べると高い値であることがわかった。このときの燃焼炉内の温度は、約 800℃～900℃であった。これらことから、NH₃ と HCN を低減させるには、燃焼させることが最も効果的であると言える。しかし、ガス化発電システムにおいては、ガス化・改質設備により、より発熱量の高い燃料ガスを生成する必要があるため、なるべく発熱量を落とすことなく、効果的に有害窒素化合物を低減させることが求められる。

4.5 実験室規模の熱分解・改質ガス化模擬装置を用いた

有害窒素化合物の改質過程における挙動

上述した鶏糞を用いたガス化発電システムにおいて有害窒素化合物の測定を行った結果、ガス化炉出口で多量に生成される NH₃ は、改質炉において高温空気改質または酸素改質を行うことにより低減させることが可能であり、HCN については、あまり低減しないことがわかった。しかし、実証設備においては、ガス化炉から水蒸気を供給していることや、改質炉内の改質温度は、熱分解ガスの一部を燃焼させて維持していることから、改質温度や改質剤が有害窒素化合物の挙動に及ぼす影響が定かではない。

そこで、動物系バイオマスとして鶏糞と肉骨粉を用いることにより、改質温度や改質剤を変化させたときの、有害窒素化合物の改質時における分解挙動を明らかにすることを目的として、実験室規模の熱分解・改質ガス化模擬装置を用いて実験を行った。

4.5.1 実験試料

実験に用いた試料は、鶏糞及び肉骨粉である。鶏糞は乾燥鶏糞であり、主に排泄物（鳥類は糞と尿を同時に排泄する）と少量の毛、羽が含まれる。また、肉骨粉は肉用牛から食用肉を取除いた残渣物であり、内蔵、骨、毛等からなり、これらを破碎及び乾燥させて粉末状にしたものである。それぞれの試料の工業分析値、元素分析値を表 4-6 に示す。参考として木屑の組成も併せて示す。これより、鶏糞、肉骨粉ともに、窒素含有量が多く、それぞれ 5.2wt%、8.5wt%であ

ることがわかる。また，本実験においては，あらかじめ粒径分けを行い，両試料ともに粒径 710 μm ~2mm のものを用いた。

表 4-6 試料の組成

	単位	鶏糞	肉骨粉	木屑 (参考)
工業分析値				
水分	wt%	12.7	6.7	12.0
揮発分	wt%	64.4	68.8	83.3
固定炭素	wt%	8.4	5.9	16.2
灰分	wt%	27.2	25.3	0.49
元素分析値				
C	wt%	31.2	43.7	43.2
H	wt%	3.9	6.7	5.5
N	wt%	5.2	8.5	< 0.1
O	wt%	31.7	14.7	38.0
S	wt%	0.3	0.4	< 0.1
Cl	wt%	0.5	0.7	0.4

Dry basis

4.5.2 実験装置及び実験方法

熱分解・改質ガス化模擬装置の模式図を図 4-6 に，装置の外観を図 4-7 に示す。本装置は，熱分解炉・改質炉から構成される。熱分解炉は，直径 30mm，高さは 280mm であり，燃料供給装置が設置されている。また，改質炉の直径は 25mm，高さは 1,300mm であり，外部は電気ヒーターで覆われている。発生した熱分解ガスは，改質炉の上部から投入され，下部方向へと流れる。ガス成分の測定は，熱分解炉の出口と改質炉の出口の 2 箇所で行った。

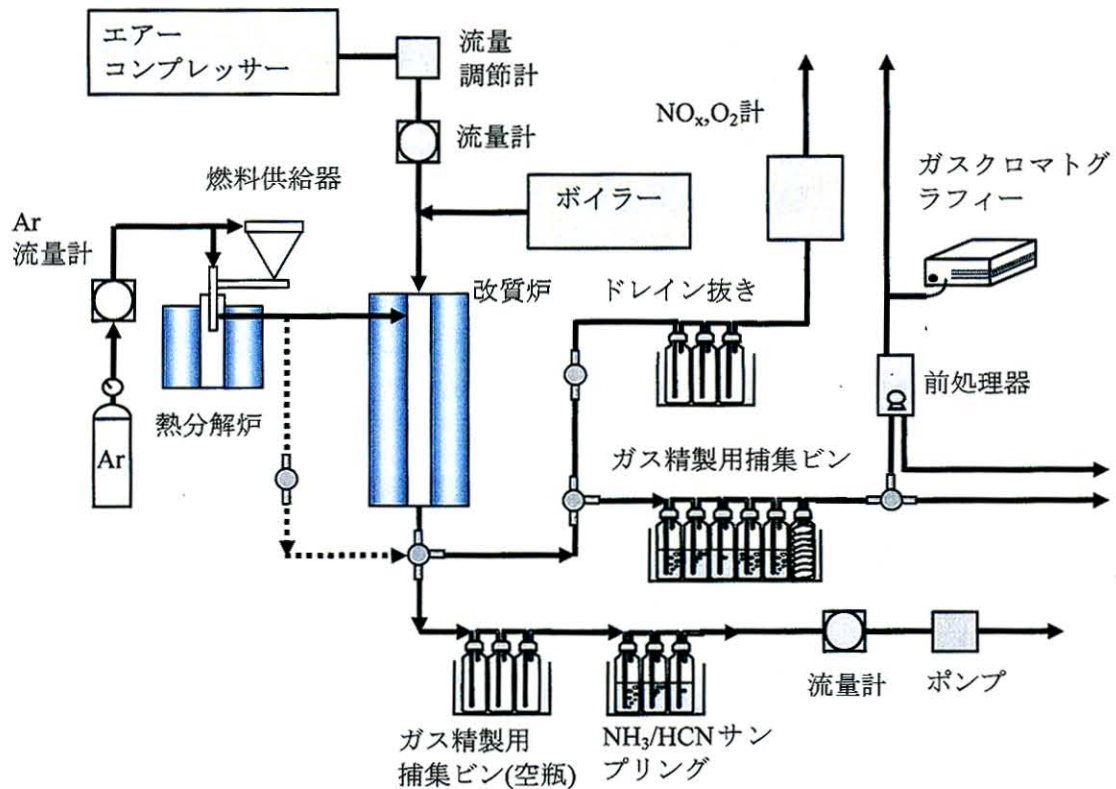


図 4-6 熱分解・改質ガス化模擬装置

発生する熱分解ガス中には、水蒸気及びタール分が含まれるため、図 4-6 に示すように、水を入れた捕集瓶を通過させて、それらを取り除いた。その後、ガスクロマトグラフィーにより連続的にガス成分の測定を行った。(H₂, O₂, N₂, CH₄, CO, CO₂, C₂H₄, C₂H₆, C₃H₈) また、有害窒素化合物として、NH₃, HCN を測定するが、それらは水溶性であるため、別ラインを設けて、冷却した空の捕集瓶を通過させて、水蒸気とタール分を除去した。図 4-6 中に示すように、ガスクロマトグラフィーの測定ラインと有害窒素化合物の測定ラインは三方コックを設置して二系統に分岐しており、実験中は常時ガスクロマトグラフィーのラインに全量ガスを通過させておき、有害窒素化合物の測定時には、NH₃ と HCN の測定ラインまたは NO_x の測定ラインにもガスを通過させた。その後、それぞれ、NH₃ はインドフェノール青吸光光度法^[4-9]、HCN は 4-ピリジンカルボン酸-ピラゾロン吸光光度法^[4-10]により測定を行った。ただし、これらの JIS の測定法では、それぞれ NH₃ は 1.6~15.5volppm、HCN は 0.5~10volppm とその定量範囲が規定されている。しかし、本実験で用いた試料をガス化させた時に発生する NH₃ と HCN の濃度は、これらの定量範囲を大きく上回ることが予想されたため、

ガスサンプリング時に用いる吸収液の量を増やし、かつ、採取時間を減らして吸収量を減らし、新たに検量線を作成して、高濃度のガスも定量ができるようにした。実験時に発生したガスの総流量は、湿式流量計により測定した。また、実験後、炉内に残ったチャーの重量測定及び元素分析を行った。空の捕集瓶中に採取されたタールと水分は、分液ロートを用いて分離した後、それぞれの重量を測定し、タールについては全窒素を、水分については全窒素、アンモニア性窒素、シアンをそれぞれ定量した^[4-12]。その結果、水分中の窒素は、アンモニア性窒素が大部分であった。そのため、水分中の窒素分は全て NH_3 として換算し、ガス中の NH_3 が溶解したものととして、ガス成分の NH_3 に加算した。

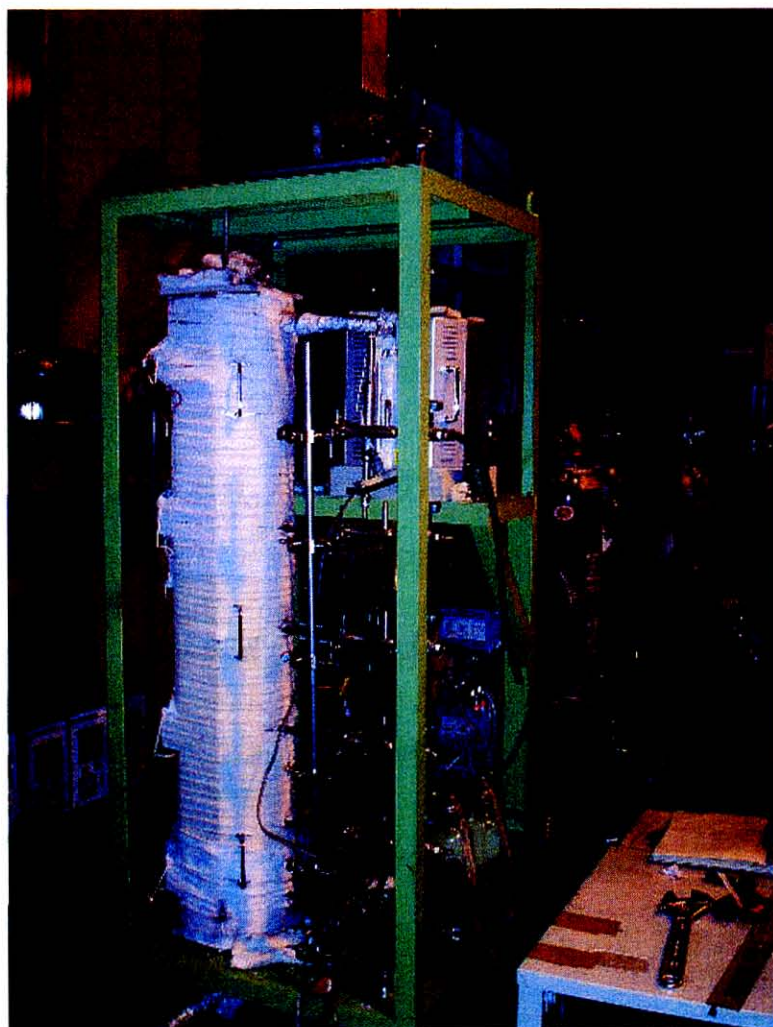


図 4-7 熱分解・改質ガス化模擬装置の写真

4.5.3 実験条件

実験条件を表 4-7 に示す。熱分解温度は 700°C で一定とし、改質温度は 700°C から 900°C の間で変化させた。また、改質水蒸気比は 0 と 1、改質空気比は 0、0.15、0.3 と変化させた。改質空気比の定義は前述の式 (4-2) に、改質水蒸気比の定義は式 (4-4) に示す。

表 4-7 熱分解・改質ガス化実験における実験条件

試料	鶏糞	肉骨粉
熱分解温度[°C]	700	
改質温度[°C]	700-900	
改質水蒸気比	0, 1	
改質空気比	0, 0.15, 0.3	

$$\text{改質水蒸気比}(mol/mol) = \frac{\text{システムへ供給する水蒸気量}}{\text{燃料中の炭素量}} \quad (4-4)$$

4.5.4 平衡計算による NH₃、HCN の挙動予測

実験室規模の熱分解・改質ガス化模擬装置を用いて、有害窒素化合物の挙動を調べるにあたり、改質温度、改質水蒸気比、改質空気比が NH₃、HCN の分解反応に及ぼす効果を、平衡計算を行うことにより調べることにした。平衡計算には、21 の化学種と 17 の化学反応式を用いた。計算の詳細については、付録 A に載せる。計算の初期条件には、鶏糞を試料とした時の実験室規模の熱分解・改質ガス化模擬装置を用いた実験において得られた熱分解ガス成分の測定結果の値を用いた。計算結果を表 4-8~4-12 に示す。

表 4-8 改質温度が変化した場合の NH₃ の計算結果

	改質温度 [°C]	700	800	900
モル分率 [-]	NH ₃		0.000	
	H ₂		0.750	
	N ₂		0.250	

表 4-9 改質温度が変化した場合の HCN の計算結果

	改質温度 [°C]	700	800	900
モル分率 [-]	HCN	1.000		

表 4-10 改質水蒸気比が変化した場合の NH₃ の計算結果

改質温度 [°C]		900	
改質水蒸気比 [-]		0	1
モル分率 [-]	NH ₃	0.000	0.000
	H ₂	0.750	0.125
	N ₂	0.250	0.042
	H ₂ O	0.000	0.833

表 4-11 改質空気比が変化した場合の NH₃ の計算結果

改質温度		900		
改質空気比		0	0.15	0.3
モル分率 [-]	NH ₃	0.000	0.000	0.000
	H ₂	0.750	0.000	0.000
	N ₂	0.250	0.720	0.751
	H ₂ O	0.000	0.211	0.116
	O ₂	0.000	0.069	0.133

表 4-12 改質空気比が変化した場合の HCN の計算結果

改質温度 [°C]		900		
改質空気比		0	0.15	0.3
モル分率 [-]	HCN	1.000	0.000	0.000
	CO ₂	0.000	0.031	0.017
	H ₂ O	0.000	0.015	0.009
	N ₂	0.000	0.785	0.878
	O ₂	0.000	0.169	0.096

表 4-8, 4-9 を見ると, NH₃ は改質温度 700°C~900°C の範囲で, 完全に分解されていることがわかる. 一方, HCN は改質温度 700°C~900°C の範囲では, 全く分解しないことがわかる. 次に, 表 4-10 を見ると, 改質水蒸気を供給した場合には, NH₃ については, 高温改質時と同様に完全に分解されることがわかる. しかし, ここで, 改質水蒸気を供給した時の HCN の計算結果を示していないのは, 平衡計算において十分な収束解を得ることができなかつたためである. 従って, 水蒸気が HCN に与える効果は平衡計算において定かになっていない. さらに表 4-11, 4-12 を見ると, 空気を供給することで, NH₃, HCN 共に, 完全に分解されることがわかる. そして, このとき NO_x は生成しない. 従って, これらの計算結果より, NH₃ は, 改質剤を供給せずとも, 高温にすれば分解が出来るが, HCN については, 高温にしても分解されず, 改質剤として空気を供給することにより, 分解されると言える. このような NH₃, HCN の平衡計算結果を踏まえて, 実験により NH₃ と HCN の挙動を確認することにした.

4.5.5 実験結果及び考察

図 4-8 に鶏糞における高温改質前後の揮発分中 N の分布を示す. また, 図 4-9 に肉骨粉における高温改質前後の揮発分中 N の分布を示す.

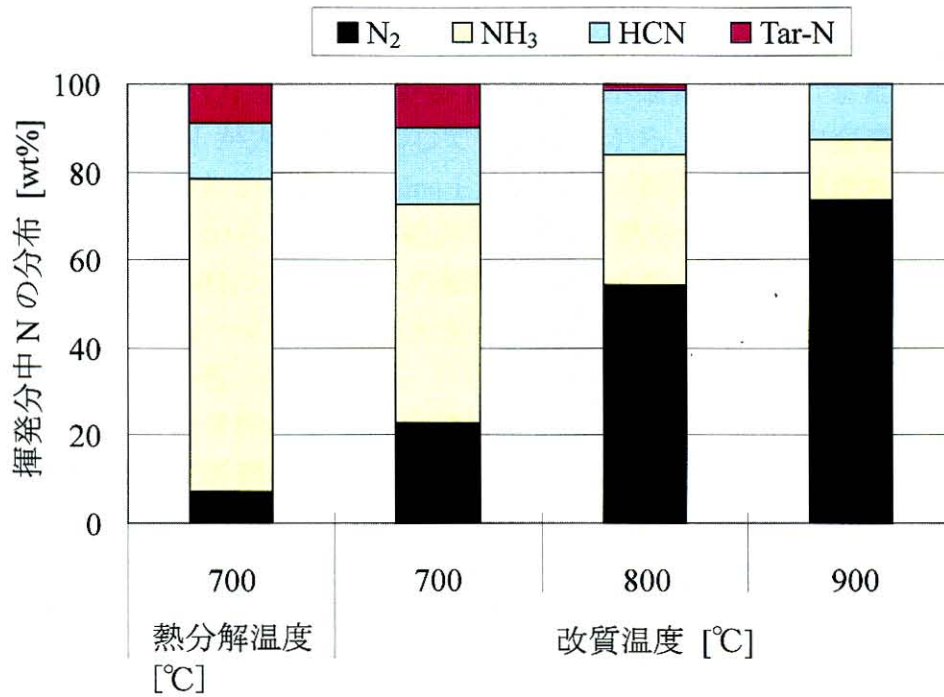


図 4-8 鶏糞における改質温度を変化させたときの揮発分中 N の分布変化 (改質水蒸気比=0, 改質空気比=0)

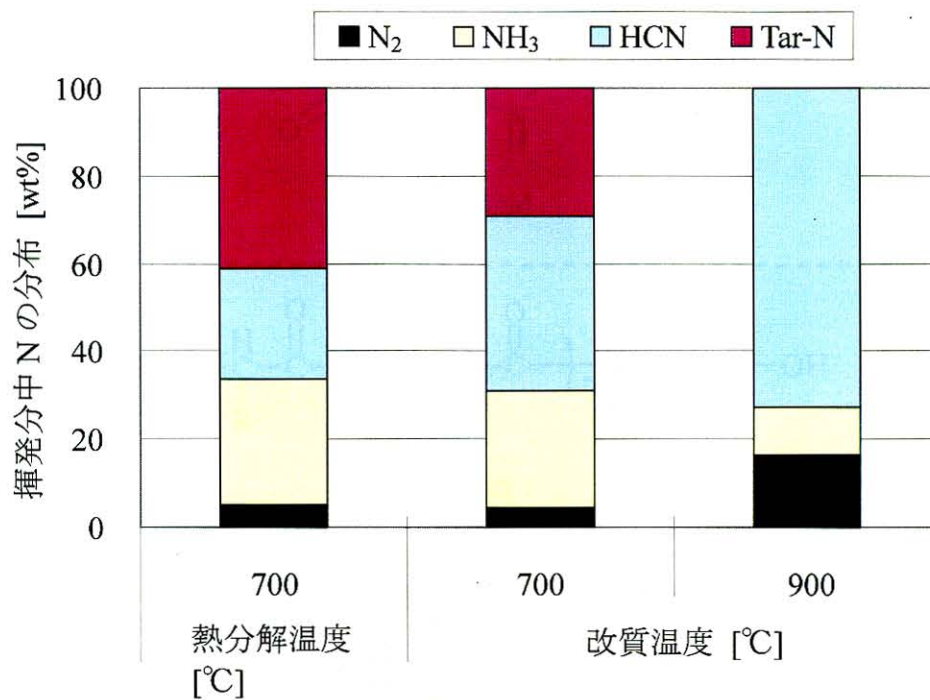
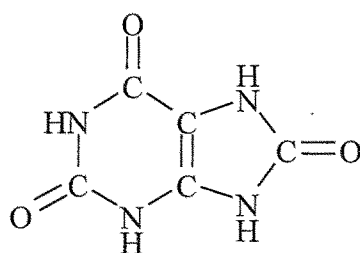


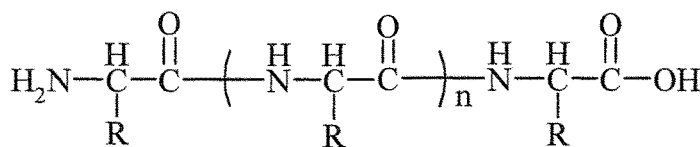
図 4-9 肉骨粉における改質温度を変化させたときの揮発分中 N の分布変化 (改質水蒸気比=0, 改質空気比=0)

図 4-8 を見ると、改質温度の上昇に伴い、 NH_3 及びタール中窒素の減少と N_2 の増加が確認された。また、HCN には変化は見られなかった。図 4-9 を見ると、改質温度の上昇に伴い、 NH_3 の減少と N_2 の増加が確認された。また、タール中窒素が減少し、HCN が大きく増加していることから、タール中窒素が HCN に転換していることがわかる。Ledesma E.^[4-13]らは、石炭の熱分解ガス化により生じたタールを、873K から 1273K の範囲で加熱し、熱分解をさせて、そのときの、タールから $\text{HCN} \cdot \text{NH}_3 \cdot \text{HNCO}$ への転換率を調べているが、高温になるにつれて、Tar-N から HCN への転換率が大きくなると述べている。これは、本実験結果と同様の傾向である。

ここで、鶏糞と肉骨粉の成分の化学構造を下に示す。動物系バイオマス中の窒素の典型的な存在形態としては、尿酸とたんぱく質の二つがある。鶏糞は、排泄物と少量の毛、羽が混ざったものであり、排泄物中のN分は主に尿酸（代謝物）として存在し、少量の毛・羽中のN分はたんぱく質として存在している。一方、肉骨粉は、家畜から可食部を取り除いた残渣物であり、N分は主にたんぱく質として存在する。図 4-10 に尿酸、たんぱく質の化学構造を示す。



Uric acid



Protein

図 4-10 尿酸とたんぱく質の構造

図 4-10 に示すように、環状構造の尿酸に比べて、たんぱく質はその長い鎖状構造から、チャーをつくりやすく、また熱分解生成物が中間体を形成しやすいと考えられる。これらの、燃料の化学構造に起因する中間体の構造により、肉

骨粉は、中間体中にN分を多く含みやすく、高温にした場合に分解もしやすいものと考えられる。

以上の結果より、尿酸を主な窒素源とする鶏糞の場合には、十分高い改質温度を確保することによって、改質ガス中の主な有害窒素化合物である NH_3 を大幅に低減可能であるのに対して、たんぱく質を主な窒素源とする肉骨粉の場合には、改質ガス中の主な有害窒素化合物である HCN を、高温改質によって低減させることは困難であることがわかった。

そこで、次に、改質温度 700°C と 900°C における、改質剤として水蒸気を供給した結果について示す。図 4-11 は、鶏糞における水蒸気改質前後の揮発分中 N の分布を、また、図 4-12 は肉骨粉における水蒸気改質前後の揮発分中 N の分布を示す。水蒸気を供給した時の結果を、前述の高温改質の結果と比べてみると、有害窒素化合物の転換率の変化はあまり見られず、 NH_3 は低減するものの、 HCN はほとんど低減しないことがわかった。キノリンをタールの模擬物質として水蒸気改質による効果を調べている研究報告例があるが、同様に、 HCN の低減効果はほとんど無いという実験結果が得られている^[4-14]。

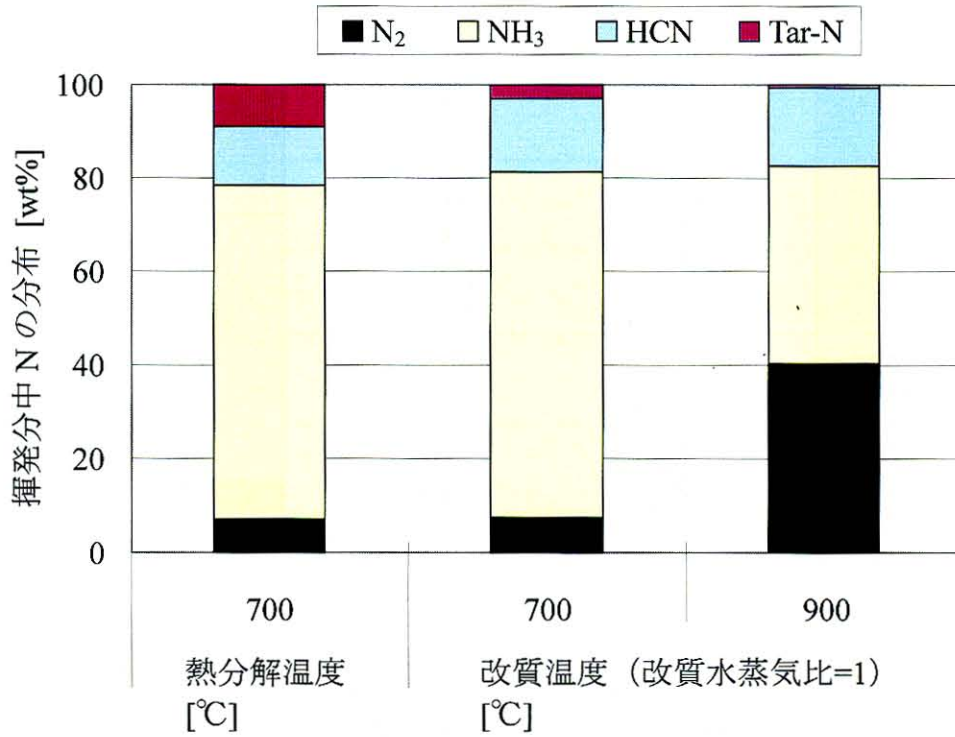


図 4-11 鶏糞における改質水蒸気比=1 のときの揮発分中 N の分布変化
(改質水蒸気比=1, 改質空気比=0)

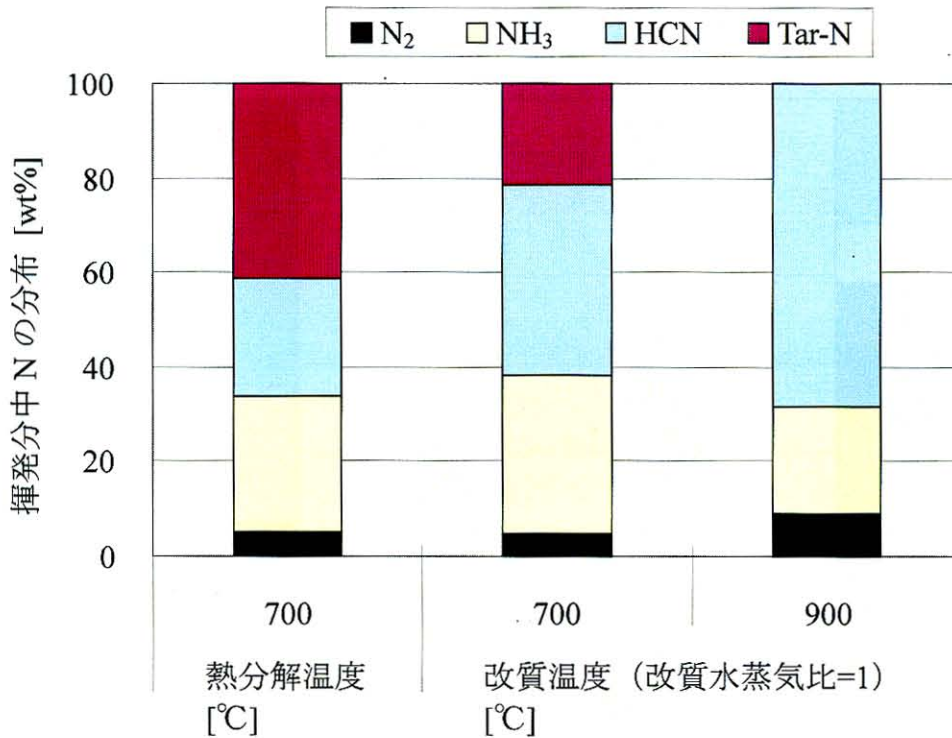


図 4-12 肉骨粉における改質水蒸気比=1 のときの揮発分中 N の分布変化
(改質水蒸気比=1, 改質空気比=0)

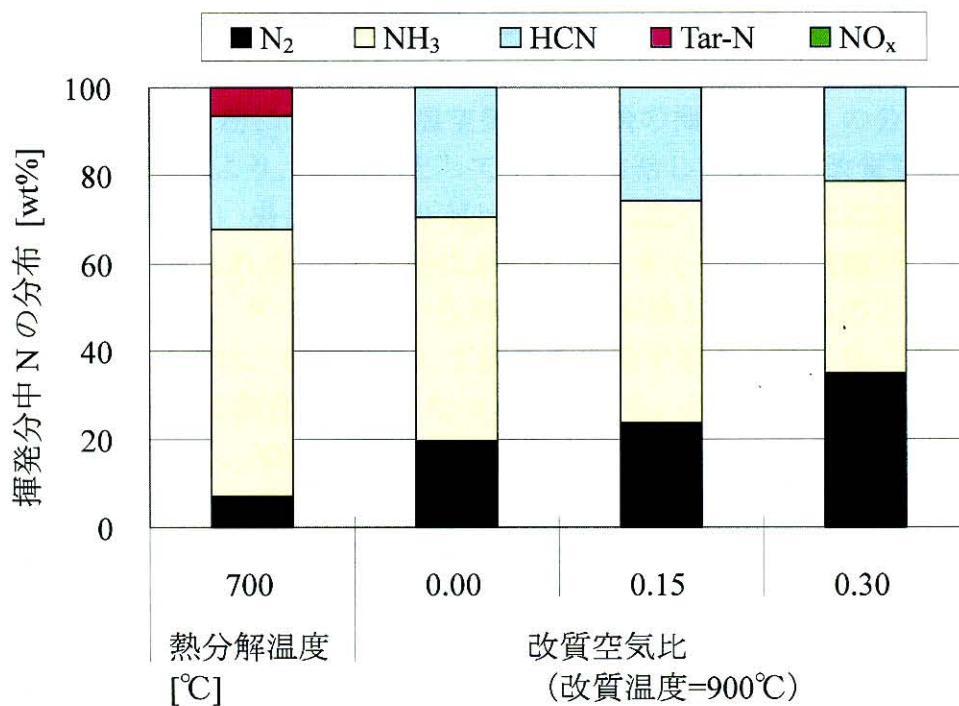


図 4-13 鶏糞における改質空気比を変化させたときの揮発分中 N の分布変化 (改質温度=900°C, 改質水蒸気比=0)

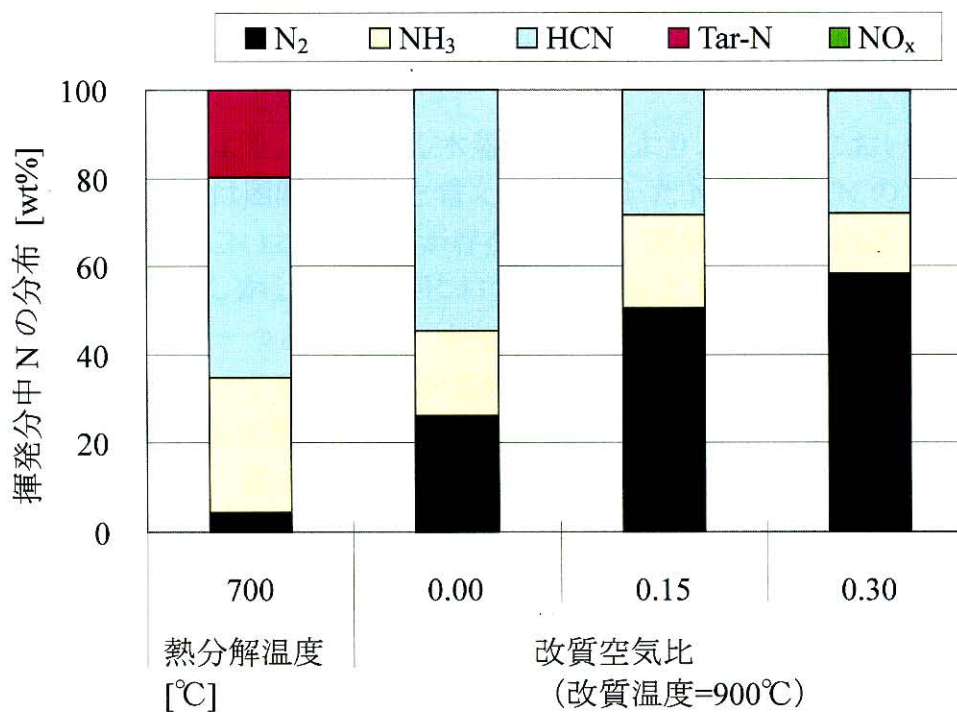


図 4-14 肉骨粉における改質空気比を変化させたときの揮発分中 N の分布変化 (改質温度=900°C, 改質水蒸気比=0)

次に、改質炉を 900℃にした状態で、改質剤として空気を用いた結果を示す。

図 4-13 は、鶏糞における高温空気改質前後の揮発分中 N の分布の結果であり、また、図 4-14 は肉骨粉における高温空気改質前後の揮発分中 N の分布の結果を示す。これらの結果より、改質剤として空気を供給した場合（改質空気比 0.15）に、空気を供給しない場合（改質空気比 0.00）に比べて、鶏糞においては若干の HCN の低減が見られるが、肉骨粉においては大きく HCN の低減が見られる。鶏糞、肉骨粉ともに、タール中 N から HCN へと転換しているものと考えられるが、肉骨粉の場合には、改質剤として空気を供給することにより、タール中 N から HCN へ転換する割合が小さくなったと言える。さらに、改質空気比を増加させて 0.30 とすると、NH₃ は若干減少するものの、HCN はほとんど変化しなかった。このとき、すべての空気比の条件において、NO_x は 10ppm 以下であり、NO_x への転換率はほぼ 0 であることがわかった。

従って、熱分解・改質ガス化模擬装置を用いて改質剤が有害窒素化合物に及ぼす影響を調べた結果より、高温空気/水蒸気改質を行うことで、熱分解ガス中のタール中 N から、NH₃、HCN への転換率を低減させることが可能であることがわかった。特に、改質剤として空気を用いることは、HCN への転換率を低減させるために効果的であると言える。

これらの熱分解・改質ガス化模擬装置を用いた鶏糞における実験結果と前述したガス化発電システム中における改質炉前後の測定結果を比較すると、有害窒素化合物の低減傾向は、NH₃ は減少するが、HCN はほとんど低減しないという点で類似していることがわかる。

これらの実験結果より、高温空気/水蒸気改質により、改質炉において HCN を完全に除去することは困難であると言える。前述した NH₃ と HCN の平衡計算の結果では、NH₃ と HCN は共に空気が存在すれば、完全に分解されるといった結果が得られている。しかし、実験時においては NH₃ と HCN が完全に分解されておらず、その理由の一つとしては、十分な滞留時間が無かったことが考えられる。また、NH₃ に比べて HCN の方が空気改質時における低減効果が少ないという実験結果より、NH₃ に比べて HCN の方が酸素との反応速度が遅い可能性があることが考えられる。従って、なるべく発熱量を落とさずに HCN を除去するためには、改質炉における化学反応による低減方法のみでは困難であると考えられ、フィルター等の物理的な低減方法が必要になるものと考えられる。

4.6 結論

動物系バイオマスの熱分解ガス化により生成される有害窒素化合物の改質及び燃焼過程における挙動を、鶏糞を用いたガス化発電システム、及び鶏糞と肉骨粉を用いた実験室規模の熱分解・改質ガス化模擬装置を用いて調べることにより、以下の知見が得られた。

1. スターリングエンジン前後における有害窒素化合物の測定より、燃焼時において燃料ガス中に含まれる NH_3 と HCN は、ともに低減されるものの、その大部分は Fuel NO_x へ転換してしまう。
2. 鶏糞の熱分解ガス中に含まれる有害窒素化合物のうち、 NH_3 は高温空気/水蒸気改質を行うことにより低減させることが出来るが、 HCN は高温空気/水蒸気改質による低減は困難である。
3. 肉骨粉の熱分解ガス中に含まれる有害窒素化合物のうち、 NH_3 は高温空気/水蒸気改質を行うことにより低減させることが出来るが、 HCN は高温空気/水蒸気改質による低減は困難である。しかし、肉骨粉においては、改質剤として空気を供給した場合に、タール中Nから HCN へ転換する割合が小さくなった。

これらの結果より、動物系バイオマスのガス化時に発生する有害窒素化合物のうち、高温空気/水蒸気改質によって、 NH_3 を低減させることは可能であるが、 HCN の低減はあまり期待出来ないことがわかった。これらの有害窒素化合物がスターリングエンジン出口において排出される Fuel NO_x の前駆物質であることは、実験により明らかであり、更なる Fuel NO_x 排出量低減には、改質設備に加えて、有害窒素化合物除去のための設備をスターリングエンジンの前段に設置することが最も効果的であると考えられる。

参考文献

- 4-1 水谷幸夫, 燃烧工学, (2004), 森北出版株式会社
- 4-2 新岡崇, 燃烧現象の基礎, (2004), オーム社
- 4-3 日本機械学会, 燃烧工学ハンドブック, (1995), p.91
- 4-4 Leppalahti, J. Koljonen, T., Review Nitrogen evolution from coal, peat and wood during gasification: Literature review, Fuel Processing Technology, Vol.43, No.1, (1995), pp.1-45
- 4-5 Hasegawa, T. and Sato, M., Medium-Btu Fueled Gas Turbine Combustor for Use in IGCC (3rd Report, Combustion Technology for Reducing both Fuel-NO_x and Thermal-NO_x Emissions), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.69, No.686, (2003), pp.2346-2354
- 4-6 Belkacem, A. et al., Experimental Investigation on a Newly Designed Combustor for LCV Gas, Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, (2003), GT2003-38930
- 4-7 Belkacem, A. et al., An Experimental Investigation of a Newly Designed Combustor for LCV Gas with Low NO_x Emissions from Fuel Bound Nitrogen, Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, (2004), GT2004-54038
- 4-8 原勉, 固定床ガス化炉を用いた小型バイオマス発電システムの高性能化に関する研究, 東京工業大学 学位論文, (2006)
- 4-9 JIS K0099, 「排ガス中のアンモニア分析方法」
- 4-10 JIS K0109, 「排ガス中のシアン化水素分析方法」
- 4-11 JIS K0104, 「排ガス中の窒素酸化物分析方法」
- 4-12 JIS K0102, 「工場排水試験方法」
- 4-13 Ledesma, E. et al., Release of HCN, NH₃, and HNCO from the Thermal Gas-Phase Cracking of Coal Pyrolysis Tars, Energy and Fuels, Vol.12, No.3, (1998), pp.536-541
- 4-14 Fu-Jun, T. et al., Formation of HCN and NH₃ during the Reforming of Quinoline with Steam in a Fluidized-bed Reactor, Energy and Fuels, Vol.20, No.1, (2006), pp.159-163

第5章 結論

本研究では、新エネルギーに位置づけられているバイオマスを有効利用していくために、外燃機関であるスターリングエンジンに着目し、鶏糞を燃料とする小型ガス化発電システムにスターリングエンジンを利用することを目指して、スターリングエンジン、及びガス化発電システムの運転特性を実験により明らかにした。また、スターリングエンジンを用いたバイオマス小型ガス化発電システムの運転特性を調べることで、バイオマスガス化発電におけるスターリングエンジンの有用性の検討、バイオマスガス化発電システムのエネルギー収支評価、及び動物系バイオマスの利用に伴い生じ得る環境汚染物質のうち、特に Fuel NO_x の低減策の検討を行った。その結果、本研究の各章ごとに、以下のような知見を得た。

第1章「緒論」では、本研究の背景、スターリングエンジンの概要と既往研究について調査を行い、スターリングエンジンに関する調査を行った結果、スターリングエンジンが、他のエンジンと比べて固体燃料であるバイオマスを用いた発電を行うにあたり、有効なエンジンであることがわかった。また、スターリングエンジンをバイオマス発電に用いた既往研究の調査を行った結果、これまでに動物系バイオマスを利用したスターリングエンジン発電の報告例は見当たらず、その知見がほとんどないことがわかった。そのような事から、本研究における目的を明確にした。

第2章「スターリングエンジンの運転特性に及ぼす燃料ガスの発熱量の影響」では、窒素希釈 LPG を用いて燃料ガス発熱量を変化させて、スターリングエンジンの発電実験（非予混合実験と予混合実験）を行い、以下の結果が得られた。

1. 本スターリングエンジンを用いて、燃料ガスを燃料ガス供給口と燃焼用空気供給口の両方から投入する予混合実験を行った結果、約 6.0MJ/Nm³ の低カロリーの燃料ガスを用いて発電ができることを実証した。
2. その結果、本スターリングエンジンの燃料ガス発熱量の利用可能範囲を、仕様燃料ガス発熱量範囲である 13.8-25.6MJ/Nm³ から、6.0-25.6MJ/Nm³ に広げることができて、この燃料ガス発熱量範囲において、本スターリングエンジンが燃料ガス及び燃焼用空気の流量制御が改善されれば、発電出力及び発電効率ともに一定で発電が可能であることがわかった。
3. また、このときの燃料ガス発熱量範囲 6.0-25.6MJ/Nm³ において、本スターリングエンジンから排出される排出ガス中の NO_x 濃度と CO 濃度はともに、約 30ppm（残存 O₂ 濃度 14vol%を用いた換算値）以下であり、燃焼器内における燃料ガスの燃焼特性が良好であることがわかった。

以上の結果より、本スターリングエンジンでは、広い発熱量の範囲の燃料ガスを用いて一定出力の発電が可能であり、このときの排出ガスは清浄性が高いことがわかった。従って、本スターリングエンジンは、バイオマスガス化システムで生成される低カロリーガス用に用いることに対して有効であると結論づけた。

第3章「鶏糞ガス化ガスを用いたスターリングエンジンの発電実証」では、鶏糞を用いたガス化・改質設備から生成される改質ガスを用いてスターリングエンジンによる発電実験を行い、以下の知見が得られた。このときの、改質剤には高温空気を用いた。

1. 発電出力 35-53kW の約 5 時間の連続した発電を実証した。
2. 改質ガスエネルギー寄与割合 (E.C.R.) は、最大で 12%であった。
このときの、改質炉における改質剤には高温空気を用いており、改質ガス発熱量は約 3.3MJ/Nm^3 であった。
3. 排出ガス成分の測定を行った結果、排出ガスは O_2 濃度約 14vol%で、 CO 濃度は 10ppm 以下であった。
4. このとき、排出ガス中の NO_x 濃度は、最大で約 40ppm であった。
この値は、第2章で行った窒素希釈 LPG を用いたスターリングエンジン発電実験で得られた NO_x 濃度の約 2 倍であった。

改質炉における改質剤として酸素を用いた実験を行い、ガス化発電システムの運転特性を調べた結果、以下の知見が得られた。

5. 改質ガス発熱量は最大で約 7.0MJ/Nm^3 が得られた。
6. 冷ガス効率は 73%であり、改質剤として高温空気を用いたときの冷ガス効率 63%に比べて、10%上昇することがわかった。
7. 酸素改質による鶏糞ガス化ガスを用いてスターリングエンジン発電を行った結果、E.C.R.は最大で 15%であった。

これらの知見を踏まえて、スターリングエンジンを用いたバイオマスガス化発電システムの理想的なエネルギー収支の計算を行った結果、発電端効率 21.8%、送電端効率 12%という結果が予想される。この結果から、外燃機関であるスターリングエンジンを用いることにより、小規模でも高効率なガス化発電システムを構築することが可能であることがわかった。

第4章「動物系バイオマスのがス化発電時における有害窒素化合物の挙動」では、動物系バイオマスの熱分解ガス化により生成される有害窒素化合物の改質及び燃焼過程における挙動を、鶏糞を用いたガス化発電システム、及び鶏糞と肉骨粉を用いた実験室規模の熱分解・改質ガス化模擬装置を用いて調べることにより、以下の知見が得られた。

1. スターリングエンジン前後における有害窒素化合物の測定より、燃焼時において燃料ガス中に含まれる NH_3 と HCN は、ともに低減されるものの、その大部分は Fuel NO_x へ転換してしまう。
2. 鶏糞の熱分解ガス中に含まれる有害窒素化合物のうち、 NH_3 は高温空気/水蒸気改質を行うことにより低減させることが出来るが、 HCN は高温空気/水蒸気改質による低減は困難である。
3. 肉骨粉の熱分解ガス中に含まれる有害窒素化合物のうち、 NH_3 は高温空気/水蒸気改質を行うことにより低減させることが出来るが、 HCN は高温空気/水蒸気改質による低減は困難である。しかし、肉骨粉においては、改質剤として空気を供給した場合に、タール中Nから HCN へ転換する割合が小さくなった。

これらの結果より、動物系バイオマスのがス化時に発生する有害窒素化合物のうち、高温空気/水蒸気改質によって、 NH_3 を低減させることは可能であるが、 HCN の低減はあまり期待出来ないことがわかった。これらの有害窒素化合物がスターリングエンジン出口において排出される Fuel NO_x の前駆物質であることは、実験により明らかであり、更なる Fuel NO_x 排出量低減には、改質設備に加えて、有害窒素化合物除去のための設備をスターリングエンジンの前段に設置することが最も効果的であると考えられる。

以上の各章で得られた結果より、スターリングエンジンは、低カロリーガス利用の分野における有用性は高いものと考えられ、バイオマスガス化発電システムの発電機関として外燃機関であるスターリングエンジンを利用することは、効率の高いガス化発電システムの構築を可能にするものと考えられる。一方で、動物系バイオマスを用いることに起因する環境汚染物質のうち Fuel NO_x は、低環境負荷であるスターリングエンジンを用いることによっても生じてしまうものであり、ガス化発電システム全体の問題として捉えて、有効な低減策を検討していく必要がある。本システムにおいて用いる改質過程は、タールの除去と同時に Fuel NO_x の前駆体である NH_3 を低減させることができる、有効な手段である。

スターリングエンジンを用いたバイオマスガス化発電システムは、エネルギーの多様化、エネルギーの有効利用、低環境負荷の目的に資するものであると考えられる。

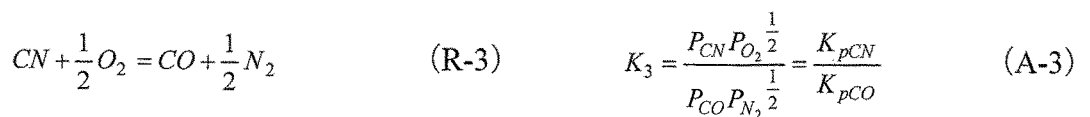
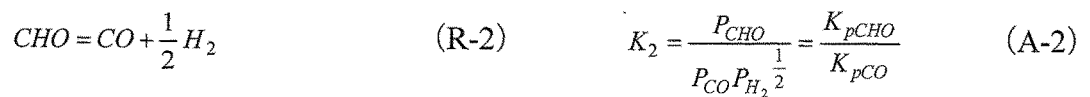
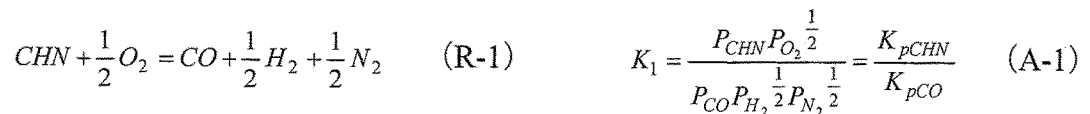
今後の課題としては、本研究において実験を実施することができなかったスターリングエンジン予混合発電実験を行うことによる改質ガスエネルギー寄与割合 (E.C.R.) の向上、システム全体の高性能化及び安定性の向上を目的として実証研究を行い、理想的なガス化発電システムのエネルギー収支の妥当性を検証していく必要があるものと考えられる。

付録 A

平衡計算

計算に用いた化学種は、下記 1) ~ 21) に示す 21 種類である^{[A-1][A-2]}。また、式 (R-1) ~ (R-17) に化学反応式を、式 (A-1) ~ (A-17) にそれぞれの平衡定数 $K_1 \sim K_{17}$ を示した。ここで、 p_i 、 K_{pi} は、それぞれ化学種 i における分圧と生成平衡定数である。

1) CHN , 2) CHO , 3) CN , 4) CO , 5) CO_2 , 6) H , 7) H_2 , 8) HN , 9) H_2N , 10) H_3N , 11) HNO , 12) HO , 13) HO_2 , 14) H_2O , 15) N , 16) N_2 , 17) NO , 18) NO_2 , 19) N_2O , 20) O , 21) O_2



$$HN = \frac{1}{2}H_2 + \frac{1}{2}N_2 \quad (\text{R-6}) \quad K_6 = \frac{P_{HN}}{P_{H_2}^{\frac{1}{2}}P_{N_2}^{\frac{1}{2}}} = K_{pHN} \quad (\text{A-6})$$

$$H_2N = H_2 + \frac{1}{2}N_2 \quad (\text{R-7}) \quad K_7 = \frac{P_{H_2N}}{P_{H_2}P_{N_2}^{\frac{1}{2}}} = K_{pH_2N} \quad (\text{A-7})$$

$$H_3N = \frac{3}{2}H_2 + \frac{1}{2}N_2 \quad (\text{R-8}) \quad K_8 = \frac{P_{H_3N}}{P_{H_2}^{\frac{3}{2}}P_{N_2}^{\frac{1}{2}}} = K_{pH_3N} \quad (\text{A-8})$$

$$HNO = \frac{1}{2}H_2 + \frac{1}{2}N_2 + \frac{1}{2}O_2 \quad (\text{R-9}) \quad K_9 = \frac{P_{HNO}}{P_{H_2}^{\frac{1}{2}}P_{N_2}^{\frac{1}{2}}P_{O_2}^{\frac{1}{2}}} = K_{pHNO} \quad (\text{A-9})$$

$$HO = \frac{1}{2}H_2 + \frac{1}{2}O_2 \quad (\text{R-10}) \quad K_{10} = \frac{P_{HO}}{P_{H_2}^{\frac{1}{2}}P_{O_2}^{\frac{1}{2}}} = K_{pHO} \quad (\text{A-10})$$

$$HO_2 = \frac{1}{2}H_2 + O_2 \quad (\text{R-11}) \quad K_{11} = \frac{P_{HO_2}}{P_{H_2}^{\frac{1}{2}}P_{O_2}} = K_{pHO_2} \quad (\text{A-11})$$

$$H_2O = H_2 + \frac{1}{2}O_2 \quad (\text{R-12}) \quad K_{12} = \frac{P_{H_2O}}{P_{H_2}P_{O_2}^{\frac{1}{2}}} = K_{pH_2O} \quad (\text{A-12})$$

$$N = \frac{1}{2}N_2 \quad (\text{R-13}) \quad K_{13} = \frac{P_N}{P_{N_2}^{\frac{1}{2}}} = K_{pN} \quad (\text{A-13})$$

$$NO = \frac{1}{2}N_2 + \frac{1}{2}O_2 \quad (\text{R-14}) \quad K_{14} = \frac{P_{NO}}{P_{N_2}^{\frac{1}{2}}P_{O_2}^{\frac{1}{2}}} = K_{pNO} \quad (\text{A-14})$$

$$NO_2 = \frac{1}{2}N_2 + O_2 \quad (\text{R-15}) \quad K_{15} = \frac{P_{NO_2}}{P_{N_2}^{\frac{1}{2}}P_{O_2}} = K_{pNO_2} \quad (\text{A-15})$$

$$N_2O = N_2 + \frac{1}{2}O_2 \quad (R-16) \quad K_{16} = \frac{P_{N_2O}}{P_{N_2} P_{O_2}^{\frac{1}{2}}} = K_{pN_2O} \quad (A-16)$$

$$O = \frac{1}{2}O_2 \quad (R-17) \quad K_{17} = \frac{P_O}{P_{O_2}^{\frac{1}{2}}} = K_{pO} \quad (A-17)$$

次に、任意量の反応前混合気に含まれる C , H , N , O のグラム原子数をそれぞれ n_C , n_H , n_O , n_N とすると、この値は反応前後で変化しないので、次の式 (A-18') ~ (A-21') が成立する.

$$n_C \propto P_{CHN} + P_{CHO} + P_{CN} + P_{CO} + P_{CO_2} \quad (A-18')$$

$$n_H \propto P_{CHN} + P_{CHO} + P_H + 2P_{H_2} + P_{HN} + 2P_{H_2N} + 3P_{H_3N} + P_{HNO} + P_{HO} + P_{HO_2} + 2P_{H_2O} \quad (A-19')$$

$$n_O \propto P_{CHO} + P_{CO} + 2P_{CO_2} + P_{HNO} + P_{HO} + 2P_{HO_2} + P_{H_2O} + P_{NO} + 2P_{NO_2} + P_{N_2O} + P_O + 2P_{O_2} \quad (A-20')$$

$$n_N \propto P_{CHN} + P_{CN} + P_{HN} + P_{H_2N} + P_{H_3N} + P_{HNO} + P_N + 2P_{N_2} + P_{NO} + P_{NO_2} + 2P_{N_2O} \quad (A-21')$$

ここで、式 (A-18'), (A-20'), (A-21') の両辺を式 (A-19') でそれぞれ割ると、次の式 (A-18) ~ (A-20) のように整理される.

$$\frac{n_C}{n_H} v = P_{CHN} + P_{CHO} + P_{CN} + P_{CO} + P_{CO_2} \quad (A-18)$$

$$\frac{n_O}{n_H} v = P_{CHO} + P_{CO} + 2P_{CO_2} + P_{HNO} + P_{HO} + 2P_{HO_2} + P_{H_2O} + P_{NO} + 2P_{NO_2} + P_{N_2O} + P_O + 2P_{O_2} \quad (A-19)$$

$$\frac{n_N}{n_H} v = P_{CHN} + P_{CN} + P_{HN} + P_{H_2N} + P_{H_3N} + P_{HNO} + P_N + 2P_{N_2} + P_{NO} + P_{NO_2} + 2P_{N_2O} \quad (A-20)$$

ここで、 v は、任意の変数で、

$$v = P_{CHN} + P_{CHO} + P_H + 2P_{H_2} + P_{HN} + 2P_{H_2N} + 3P_{H_3N} + P_{HNO} + P_{HO} + P_{HO_2} + 2P_{H_2O} \quad (A-21)$$

である。また、 P_g を全圧とすると、

$$P_g = P_{CHN} + P_{CHO} + P_{CN} + P_{CO} + P_{CO_2} + P_H + P_{H_2} + P_{HN} + P_{H_2N} + P_{H_3N} + P_{HNO} + P_{HO} + P_{HO_2} + P_{H_2O} + P_N + P_{N_2} + P_{NO} + P_{NO_2} + P_{N_2O} + P_O + P_{O_2} \quad (A-22)$$

と表せる。

ここで、 $x = P_{CO}$ 、 $y = P_{H_2}^{\frac{1}{2}}$ 、 $z = P_{N_2}^{\frac{1}{2}}$ 、 $u = P_{O_2}^{\frac{1}{2}}$ として、式 (A-1) ~ (A-17) に代入すると、次のような 17 個の関係式が得られる。

$$\begin{aligned} P_{CHN} &= \frac{xyzK_1}{u}, & P_{CHO} &= xyK_2, & P_{CN} &= \frac{xzK_3}{u}, & P_{CO_2} &= xuK_4, & P_H &= yK_5, & P_{HN} &= yzK_6, \\ P_{H_2N} &= y^2zK_7, & P_{H_3N} &= y^3zK_8, & P_{HNO} &= yzuK_9, & P_{HO} &= yuK_{10}, & P_{HO_2} &= yu^2K_{11}, \\ P_{H_2O} &= y^2uK_{12}, & P_N &= zK_{13}, & P_{NO} &= zuK_{14}, & P_{NO_2} &= zu^2K_{15}, & P_{N_2O} &= z^2uK_{16}, & P_O &= uK_{17} \end{aligned}$$

これらを式 (A-18) ~ (A-22) に代入して整理すると、次のような $f_n(x, y, z, u, v)$ の 5 元連立方程式に整理される。

$$\begin{aligned} f_1(x, y, z, u, v) &= \frac{xyzK_1}{u} + xyK_2 + yK_5 + 2y^2 + yzK_6 + 2y^2zK_7 + 3y^3zK_8 + yzuK_9 + yuK_{10} \\ &+ yu^2K_{11} + 2y^2uK_{12} - v = 0 \end{aligned} \quad (A-23)$$

$$f_2(x, y, z, u, v) = \frac{xyzK_1}{u} + xyK_2 + \frac{xzK_3}{u} + x + xuK_4 - \frac{n_C}{n_H} v = 0 \quad (A-24)$$

$$\begin{aligned}
& f_3(x, y, z, u, v) \\
& = xyK_2 + x + 2xuK_4 + yzuK_9 + yuK_{10} + 2yu^2K_{11} + y^2uK_{12} + zuK_{14} + 2zu^2K_{15} \\
& + z^2uK_{16} + uK_{17} + 2u^2 - \frac{n_O}{n_H}v = 0
\end{aligned} \tag{A-25}$$

$$\begin{aligned}
& f_4(x, y, z, u, v) \\
& = \frac{xyzK_1}{u} + \frac{xzK_3}{u} + yzK_6 + y^2zK_7 + y^3zK_8 + yzuK_9 + zK_{13} + 2z^2 + zuK_{14} + zu^2K_{15} \\
& + 2z^2uK_{16} - \frac{n_N}{n_H}v = 0
\end{aligned} \tag{A-26}$$

$$\begin{aligned}
& f_5(x, y, z, u, v) \\
& = \frac{xyzK_1}{u} + xyK_2 + \frac{xzK_3}{u} + x + xuK_4 + yK_5 + y^2 + yzK_6 + y^2zK_7 + y^3zK_8 + yzuK_9 + yuK_{10} \\
& + yu^2K_{11} + y^2uK_{12} + zK_{13} + z^2 + zuK_{14} + zu^2K_{15} + z^2uK_{16} + uK_{17} + u^2 - P_g = 0
\end{aligned} \tag{A-27}$$

これらの式 (A-23) ~ (A-27) を、ニュートン法を用いて解くことにより、5 つの変数 (x, y, z, u, v) を求めて、21 種の各成分のモル分率を算出した。

参考文献

- [A-1] 吉川邦夫, クローズドサイクル MHD 発電の蓄熱形高温熱交換器に関する研究, 東京工業大学 学位論文, (1986)
- [A-2] JANAF Thermochemical Tables Second Edition, (1975), 堀越研究所

謝辞

本研究を終えるにあたり、修士・博士課程の5年間にわたり御指導を頂きました吉川邦夫教授に深く感謝をいたします。このような大きな研究テーマに取り組む機会を与えて頂きましたことは、私の狭くなりがちな視野を広げるきっかけになったと思っております。また、一度社会人となった身から再び博士課程への進学の機会を頂きましたことにも大変感謝しております。当初の研究目標を達成することが出来なかったことは非常に残念ですが、STM Power, Inc.への米国出張から始まりスターリングエンジンの研究、海外での学会発表といった大変貴重な経験をさせて頂きましたことは、私の宝となっております。また、波岡知昭助手には研究室での生活に必要な様々な事務処理、研究や生活面での相談にのって頂きまして本当にお世話になりました。秘書の吉田さん、小幡さん、渡辺さん、大野さんにも研究室生活を送る上での事務処理等で大変お世話になりました。

また、スターリングエンジン関連では、前田福夫氏、鈴木徳彦氏に非常にお世話になりました。御二人と研究に取り組む機会を得たことは、力足らずな私にとって非常に心強いもので、研究面のみならず人間的にも学ぶところが多く大変勉強になりました。また、瑞浪の実証プラントでの実験や磯子での窒素挙動の実験を進めるにあたっては、新興プランテック(株)の佐藤琢磨氏、原勉氏、椎原勝彦氏、高橋範夫氏、米山正洋氏には、様々な面でお世話になりました。特に、原勉氏には、学生である我々と共同研究を進めるにあたり、実験以外にも多くの御面倒をおかけしたことと思います。

また、研究室の中では、私の3年間の博士課程で本研究と一緒に取り組んだ、阿部徹也氏、加藤惇雄氏、向田裕志氏には主に窒素挙動実験で、また矢尾板大介氏、土谷亮輔氏、中川琢麻氏には、主にスターリングエンジン関連の実験でお世話になりました。ひとりでは困難であったらう事も、皆様のおかげで楽しく進めることができました。博士課程で同期の河淳鐘氏と孫永一氏とは、お互い励ましあいながら研究を進めることができました。修士課程からの5年間の振り返ると、ここでは表しきれないほどの多くの方々との出会いがありましたが、研究生活を送る上で色々とお世話になりました。このような大きな研究課題に取り組み、学位論文としてまとめることができたことは、多くの方々との協力があつたからこそであると確信しております。

最後に、長きにわたり学業に専念する機会を与えて頂き、精神面においても常に力になって下さいました家族に感謝いたします。

2007年2月22日