



# HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	環境調和型バイオガス用コージェネレーションシステムの開発
Author(s)	朴, 宗洙; JONG-SOO, Park
Description	北海道大学博士論文 (2003) Doctoral thesis submitted to the Graduate School of Agriculture, Hokkaido University (2003)
Citation	北海道大学大学院農学研究科邦文紀要, 25(2), 115-194
Issue Date	2003-12-10
Doc URL	<a href="https://hdl.handle.net/2115/5616">https://hdl.handle.net/2115/5616</a>
Type	departmental bulletin paper
File Information	25(2)_park.pdf



# 環境調和型バイオガス用コージェネレーションシステムの開発\*

朴 宗 洙

(北海道大学大学院農学研究科生物資源生産学専攻生物生産工学講座農用車両システム工学分野)

## Development of a Co-Generation Systems using Biogas towards Lower Environmental Pollution\*

Park JONG-SOO

(Laboratory of Agricultural Vehicle Systems Engineering, Research Group of Bioproduction Engineering, Division of Bioresources and Product Science, Graduate School of Agriculture, Hokkaido University)

### I. 緒 論

#### A. 研究の背景

##### a. 畜産廃棄物による問題

畜産廃棄物の処理問題は畜産農家の経営を圧迫する原因になるなど、畜産農家にとって最も深刻な問題となっている。従来まで畜産廃棄物の処理はそのまま屋外に堆積して自然発酵させる方法や地中に埋める方法がほとんどであった。しかし、このような処理方法は畜産廃棄物から発生する悪臭や水質汚染などの環境問題を引き起こしてきた<sup>1)</sup>。最近では、畜産農家一戸当りの飼養頭数が増える傾向で処理する畜産廃棄物の量も増加している。表 1.1 に畜産農家一戸当りの飼養頭・羽数の変動<sup>2)</sup>、表 1.2 に畜種別のふん尿排泄量を示す<sup>3)</sup>。このように 1 戸当りの畜産廃棄物が増加することから未処理ふん尿の垂れ流しの増加や処理不十分の未熟堆肥やスラリーをそのまま耕地へ過剰散布することによって生物の生育障害、飼料作物の酢酸塩含有量を高める被害などが増加することはよく知られている<sup>4)</sup>。この状況が続けば土壌に塩が蓄積し、究極的には土壌の砂漠化につながることも予想できる。一部大規模の畜産農家では活性汚泥法などによる畜産廃棄物の処理が実用化されている

が、大量の希釈水や動力を要するため装置の大型化や経費の増大など難点が多い<sup>5)</sup>。これらのことから畜産廃棄物の処理法として考慮しなければならない基本的なことは、

- 低コストであること
- 管理が容易であること
- 流出による水質汚染の危険性が少ないこと
- 悪臭を軽減すること

表 1.1 畜産農家一戸当りの飼養頭・羽数の変動<sup>2)</sup>  
単位：頭・羽/戸

年次	肉用牛	乳用牛		豚	採卵鶏
		全国	北海道		
平成 8	19	29	78	619	26,650
平成 9	20	31	81	681	28,142
平成10	21	32	83	739	33,816
平成11	23	33	85	790	35,510
平成12	24	34	87	838	36,496
平成13	27	35	89	906	34,449

表 1.2 畜種別一日当たりの糞尿排出量<sup>3)</sup>

		単位：kg/頭/日		
		糞	尿	合計
乳牛	搾乳牛	51.4	13.0	64.3
	初産牛	35.8	13.8	49.6
	育成牛	17.9	6.7	24.6
肉牛	2歳未満	17.8	6.5	24.3
	2歳以上	20.0	6.7	26.7
	乳用種	18.0	7.2	25.2
豚	肉豚	2.1	3.8	5.9
	繁殖豚	3.3	7.0	10.3

\*北海道大学博士論文 (2003)

Doctoral thesis submitted to the Graduate School of Agriculture, Hokkaido University (2003)

- ・アンモニア揮散を最小限とすること
- ・亜酸化窒素やメタンなど大気汚染物質の揮散を最小限にすること

などが挙げられる<sup>6)</sup>。しかし、現段階ではこれら全ての基準を満たすことはできないし、あるいは限られた条件では必要でない場合もあるので管理技術や処理方法の適切な選択によって良好な結果を出すのが効率的であると考えられる。

このような畜産廃棄物には窒素やカリウム、リン酸などの肥料成分が多量に含まれており、農業にとって貴重な資源として利用することができる。家畜が摂取した飼料のうち30～40%は不消化物であり、糞として排泄される。これらを敷料と混合し堆肥化したものを耕地へ還元することにより地力の維持増進が図られる<sup>7)</sup>。堆肥化の過程で易分解性の有機物は微生物の働きで無機化され作物に吸収され易い形態となる。残った有機物はセルロースやリグニン、微生物の遺体などの物質で、土壤中では腐植物質の形成に寄与する。ふん尿が堆肥として草地で有効に活用されると、肥料成分は牧草に吸収され牧草は飼料として家畜に再び利用される。このような循環が順調に流れると、環境汚染などの問題は起こらず、有効な資源として利用できることになる。しかし近年、家畜の飼養頭数の増加に伴い、糞や尿の量が多くなり、ふん尿の処理に関して邪魔者の扱いを受ける傾向がある<sup>8)</sup>。このような状況から日本政府は1999年11月「家畜排泄物の管理の適正化および利用の促進に関する法律」を施行した<sup>9)</sup>。規制対象となる畜産農家は、牛10頭以上、豚100頭以上、鶏2,000羽以上などを所有する農家であるのでほとんどの畜産農家が規制対象に該当するのが現状であ

る。この法律の施行後は堆肥盤の拡充、屋根付け、スラリータンクの増設などの施設整備が進み、畜産廃棄物の垂れ流しをする畜産農家は減少の傾向を示していると判断される。

これらの規制と畜産廃棄物による問題を解決する方法として、最近、嫌気性発酵方式が注目されている<sup>10)</sup>。嫌気性発酵方式は嫌気的な条件で発酵が進むため、メタン、亜酸化窒素、アンモニアなどの環境負荷ガスの揮散と悪臭の放出を防ぎ、発酵中に発生するバイオガスは燃焼させることでエネルギーとして変換できる。このように畜産廃棄物の嫌気性発酵による処理は環境とエネルギーの面から有効であると評価されている<sup>11)</sup>。この嫌気性発酵とバイオガスに関しては後節で具体的に述べる。

#### b. 化石エネルギーによる問題

産業社会の高度化と共に必然的に発生するエネルギー需要の増大は有限なエネルギー源の枯渇という問題を提起している。現在使用されているエネルギー源の大部分は石油、石炭などの化石燃料であるが、広く知られているように化石燃料の埋蔵量は限定されている。表1.3は化石エネルギー資源の種類と埋蔵量、採取可能期間などを示したものである<sup>12)</sup>。石油エネルギーは最も一般的に利用されるエネルギー源として化石燃料の主軸であるが、表に示したように可採年数は約30～40年と予測されている。その他に天然ガスとウランなどのエネルギー源も可採年数が長くても70年程度と予測されている。唯一、石炭は埋蔵量が他のエネルギー源に比べて多いが、これも埋蔵量は有限であることも事実である<sup>13)</sup>。結果的にエネルギー源の確保は国家の根幹に関する重要問題であり、特にエネル

表 1.3 化石エネルギー源の埋蔵量状況<sup>12)</sup>

	石油 [Barrel]	天然ガス [m <sup>3</sup> ]	石炭 [ton]	ウラン [ton]
確認可採埋蔵量 (調査年)	102×10 <sup>10</sup> (1998)	144×10 <sup>12</sup> (1998)	10.3×10 <sup>11</sup> (1993)	45×10 <sup>5</sup> (1995)
年生産量 (調査年)	241×10 <sup>8</sup> (1997)	234×10 <sup>10</sup> (1996)	45×10 <sup>8</sup> (1993)	3×10 <sup>5</sup> (1994)
可採年数 [年] (調査年)	43.0 (1997)	61.6 (1996)	231 (1993)	73* (1994)

\*ウランについては、十分な在庫があることから、可採年数が長い。

表 1.4 エネルギー消費と二酸化炭素放出量の予測<sup>16)</sup>

	1987年	2005年
一次エネルギー消費量*1 (%)	7,654 (100)	11,820 (100)
石油	3,014 (39.4)	4,002 (33.9)
天然ガス	1,549 (20.2)	2,985 (25.3)
石炭等	2,243 (29.3)	3,446 (29.2)
水力等	463 (6.0)	743 (6.3)
原子力	386 (5.0)	644 (5.4)
CO <sub>2</sub> 放出量*2 (%)	58.01 (100)	86.43 (100)
石油	24.12 (42.6)	32.00 (37.0)
天然ガス	8.89 (15.3)	12.12 (19.8)
石炭等	25.00 (43.1)	37.31 (43.2)

\*1：億 ton (石油換算)/年      \*2：億 ton (炭素換算)/年

ギーの海外依存度が高い国においてはその深刻さはより大きいと考えられる。

現社会でエネルギー源枯渇の問題と共に深刻な問題として提起されるのは環境汚染に対する問題である。環境問題は産業化による産物として近年関心が高くなった地球温暖化、オゾン層破壊、酸性雨、砂漠化などの環境破壊として世界に大きな影響を与える問題である<sup>14)</sup>。このうち、特に地球温暖化とオゾン層破壊は世界のエネルギーシステムの選択に影響を与えようとしている。

地球のエネルギー源の大部分は、太陽からの放射エネルギーである。地球自身もそれと同量のエネルギーを宇宙に放射しており、地球の周りを囲んでいる大気が宇宙へ放出するエネルギーの量を調節することによって地球の平均気温は一定に保たれている。これが温室効果である。しかし、太陽からの入射エネルギーと地球からの放射エネルギーは釣り合うはずであるが、過大な温室効果ガスが存在するとこれが不可能となり放射エネルギーが減少して地球の温度が徐々に高くなる<sup>15)</sup>。温室効果に影響を与えるガスとしては二酸化炭素、メタン、亜酸化窒素、オゾンなどがあり、この中で地球温暖化効果の約半分を占めているものが二酸化炭素である。表 1.4 は世界のエネルギー消費と二酸化炭素放出量の現状と予測である。二酸化炭素の排出量は引き続き増大することは確実で、現在の状況で二酸化炭素を排出し続けると二十一世紀末には世界気温は 1.5～3.5°C の上昇、海水面は 15～95 cm の上昇が予測される<sup>16)</sup>。しかし、温暖

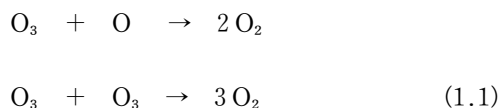
化の原因になるガスは二酸化炭素だけではなく、メタンガスの場合は分子当たり温室効果が最も大きく、同一濃度の場合二酸化炭素の数十倍の温室効果を持っていると指摘されている<sup>17)</sup>。表 1.5 は化石燃料による発生二酸化炭素量の違いを示したもので、単位発熱量当たり発生する二酸化炭素量を、天然ガスを 1 として示している。化石燃料の燃焼によって大気中に存在する二酸化炭素量が増加するので、二酸化炭素排出量の削減は燃料を化石燃料からより二酸化炭素発生量が少ない代替燃料へ転換することが有効である<sup>18)</sup>。

対流圏にあるオゾンは光化学スモッグの原因になるなど有害物質の一つであるが、成層圏にあるオゾンは 0.3 μm 以下の有害な太陽紫外光を吸収するので、地球上の生物にとって欠かせない存在である<sup>19)</sup>。オゾンは紫外線による化学反応で大気中の酸素から生成され、大気中に存在する量は一定に維持される。しかし、触媒的役割を果たす汚染物質の放出により自然発生量以上のオゾンが酸素や他のオゾンと反応することによってオゾン総量が減少する。このような大気中オゾンの破壊を促進する物質は NO<sub>x</sub>、HO<sub>x</sub>、ClO<sub>x</sub> などがある。このような汚染物質に

表 1.5 燃料による二酸化炭素発生量の違い<sup>18)</sup>

種 類	CO <sub>2</sub> 発生量
天 然 ガ ス	1
石 油	1.46
石 炭	1.7～2.1
原子力、水力	0
バイオガス	0

よるオゾン破壊反応をまとめた化学反応式を次に示す<sup>20)</sup>。



成層圏内オゾンが汚染物質によって破壊されると、太陽紫外線が地上まで到達するようになり、皮膚がんの増加をはじめとして地上生物の生態系へ影響を与え、また対流圏におけるオゾン生成増加によるスモッグなどの発生が懸念されている<sup>21)</sup>。

このような汚染物質は人体や植物にも悪影響を与えるが、その主要な排出原因として化石燃料の使用が挙げられる。特に NO<sub>x</sub> はディーゼル機関の主要汚染排出物質で、現在 NO<sub>x</sub> 排出を減少させるための研究が広く行われているが<sup>22)</sup>、化石燃料を使用する限り限界があり、汚染物質排出が少ない代替燃料への転換が要求される。

## B. 低環境負荷性の代替エネルギー

### a. バイオマスエネルギー

以上で述べた理由から環境汚染の防止とエネルギー問題の解決策として効率的な代替エネルギーの開発が早急に要求される状況である。代替エネルギーの評価は、1973年の第一次オイルショック以降、全米科学アカデミーなど種々の公的機関で実施されている。第二次オイルショック以降、代替燃料として環境浄化の社会的要件を満たし、かつエネルギー問題への対応が可能なクリーンフューエル・代替エネルギーが要求されている。

代替エネルギー源として具備すべき条件としては大きく次の二つが挙げられる<sup>23)</sup>。

- ・経済性
- ・低環境負荷特性

代替エネルギー源は利用可能領域が広いこと、量的に豊富で利用可能期間が長いこと、効率性が高いことが要求される。また、技術的な問題から利用可能技術の開発程度、利用において必要な施設の建設、運搬、管理、人件費用などの経済性が要求される。費用対効果が一定以上でなければ代替エネルギー源としてのメリッ

トがない。

また、現在は社会的に環境問題が重視されているので、代替エネルギー源は環境に与える影響がなるべく少ないことが望ましい。環境汚染防止性は代替燃料の経済性とも大きな関係がある。環境汚染の最も大きな原因はエネルギー源の消費から起因するので、汚染物質の排出が少ない代替エネルギー源を開発することによって化石エネルギーの使用から発生する環境汚染物質の汚染防止用施設に投資する莫大の資金を減らすことが可能になる。

現在利用可能な代替エネルギー源としてはバイオマス、天然ガス、水力、太陽力、風力、地熱などがあって、最近ではバイオマスに関する研究がこのような二つの条件を満足できるという期待下で世界的に活発に進行している<sup>24)</sup>。

バイオマスエネルギーとは再生可能なエネルギーであり、生物をエネルギー資源の側面から捉えた概念である。バイオガスエネルギーの利点として次のようなことが挙げられる<sup>25)</sup>。

- ・資源枯渇の心配がない
- ・増産が可能
- ・燃焼による有害ガス排出が少ない
- ・大気中二酸化炭素の増加がない

燃料としてバイオマスの利用方法は直接燃焼、アルコール発酵、熱分解ガス化およびバイオガス化などを挙げられる。このうち、農畜産業分野においてバイオマスエネルギーの回収方法として注目されているのはバイオガス化であり、農畜産廃棄物を嫌気性微生物によって発酵させ、バイオガスおよび消化汚泥を回収する方法である。

### b. バイオガスエネルギー

畜産廃棄物のような有機廃棄物を発酵させる方法としては大きく分けて二種類の方法があり、大量の酸素を消費して発酵させる「好気性発酵」と、酸素のない状態で発酵させる「嫌気性発酵」がある。最近、畜産廃棄物の処理方法として注目されている嫌気性発酵は、本来ならば利用されずに自然の循環系に入れられてしまう有機系廃棄物を微生物の働きを利用してエネルギー源の回収と環境汚染の負荷を軽減できるので、いわば一石二鳥の役割を演ずる有望な廃

棄物処理法の一つである。畜産廃棄物の嫌気性発酵は歴史が古く、ヨーロッパでは約 200 年前から利用されたという記録が残っている<sup>26)</sup>。近代には 1950 年代からほぼ 20 年毎に世界中で嫌気性発酵に関する研究が盛んに行われたが、これらのどれもエネルギー源としての関心による現象であった。しかし、最近畜産廃棄物の処理法として嫌気性発酵に関心が高いのはエネルギー源と共に環境問題への懸念が加わっているのが特徴である<sup>27)</sup>。嫌気性発酵方式は前述のように密閉されている発酵槽内で発酵が進むので悪臭や環境負荷ガスの放出，流出による地下水や河川の汚染などの防止が可能である。また，嫌気性発酵を行うことによってメタンが主成分である可燃性ガスが発生し，これをバイオガスと呼ぶ。このバイオガスはエネルギー源として利用することができる。このように嫌気性発酵方式は環境とエネルギーの両面から十分有効な畜産廃棄物の処理法であると考えられる。表 1.6 に好気性発酵と嫌気性発酵の特徴を比較した<sup>28)</sup>。この嫌気性発酵の原理はメタン菌といわれる微生物により有機物が分解されメタンガスを発生する反応で，図 1.1 にメタン発酵の原理を示す<sup>29)</sup>。家畜ふん尿のような高級有機物は加水分解過程によって低級有機物へ分解される。この後，酸発酵過程によって酢酸，アルコール，水素などの中間生成物へ分解される。これらを行うのが通性嫌気性細菌である。また，上記の中間生成物はメタン菌によってメタンと CO<sub>2</sub>

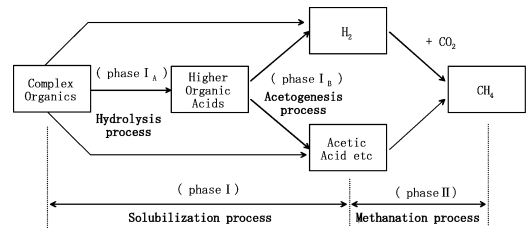


図 1.1 メタン発酵の原理

に分解される。この過程がメタン生成過程である。メタン菌はその形態によって Methanobacterium, Methanococcus, Methanosarcina, Methanospirillum の 4 種類に分類され，このメタン菌は pH，温度変化，空気，毒性物質に対して鋭敏に反応する傾向がある。

バイオガス生産設備に関して簡単に紹介すると，ガス発生に利用される原料としては家畜ふん尿，産業，家庭，下水処理からの有機廃棄物などである。設備としては原料槽，前処理装置，発酵槽，脱硫装置，脱水装置，堆肥化装置，ガスタンクなどで構成される<sup>30)</sup>。バイオガス生産設備であるバイオガスプラントのフローチャートを図 1.2 に示す。畜産廃棄物などの原料を前処理後約 20~55℃で保温される発酵槽に投入して原料の発酵によってガスと液肥を生産する。原料として使用される廃棄物は環境的な側面からも浄化処理を要するもので，バイオガスプラントにより代替燃料生産と環境汚染対策の 2 問題を同時に解決できる利点がある<sup>31)</sup>。

バイオガス発生量とメタン濃度の時系列変化を記録したバイオガス発生データの実例を図 1.3 に示す。図 1.3 の a) は帯広畜産大学における嫌気性発酵データで，平均固形分濃度 9.59% の乳牛スラリーを用い発酵槽温度を 42.5℃に設定し，連続運転を行った結果である。スラリーの投入は 1 回/day について有機物負荷は 7.6 g/Vs/(L・d) 前後，滞留日数 10 日の条件で，発酵槽の容量は 400 L である<sup>32)</sup>。図 1.3 の b) は阿部牧場 (北見市) における発酵データである<sup>33)</sup>。

バイオガスとは有機性廃棄物の嫌気性発酵によって発生するガスで，一般的には容積割合で CH<sub>4</sub> が約 60%，CO<sub>2</sub> が約 40% の混合ガスである。このほかにごく微量の硫化水素，水素，窒素，水が含まれている<sup>34)</sup>。このバイオガスを燃料

表 1.6 好気性発酵と嫌気性発酵の比較<sup>28)</sup>

比較項目		嫌気性発酵	好気性発酵
発酵条件	水分濃度 [%]	65~95	40~60
	発酵温度 [°C]	20~55	60~80
減量効率 (VS 基準 [%])		60~90	10~50
環境負荷		低い	高い
エネルギー所要		少ない	多い
施設費		高い	低い
運転技術		必要	不要
運転費用		低い	高い
反応速度		遅い	早い
エネルギー回収・利用		可能	不可能
酸素供給		不要	必要
水分調節材		不要	必要
処理物の利用		液肥	堆肥

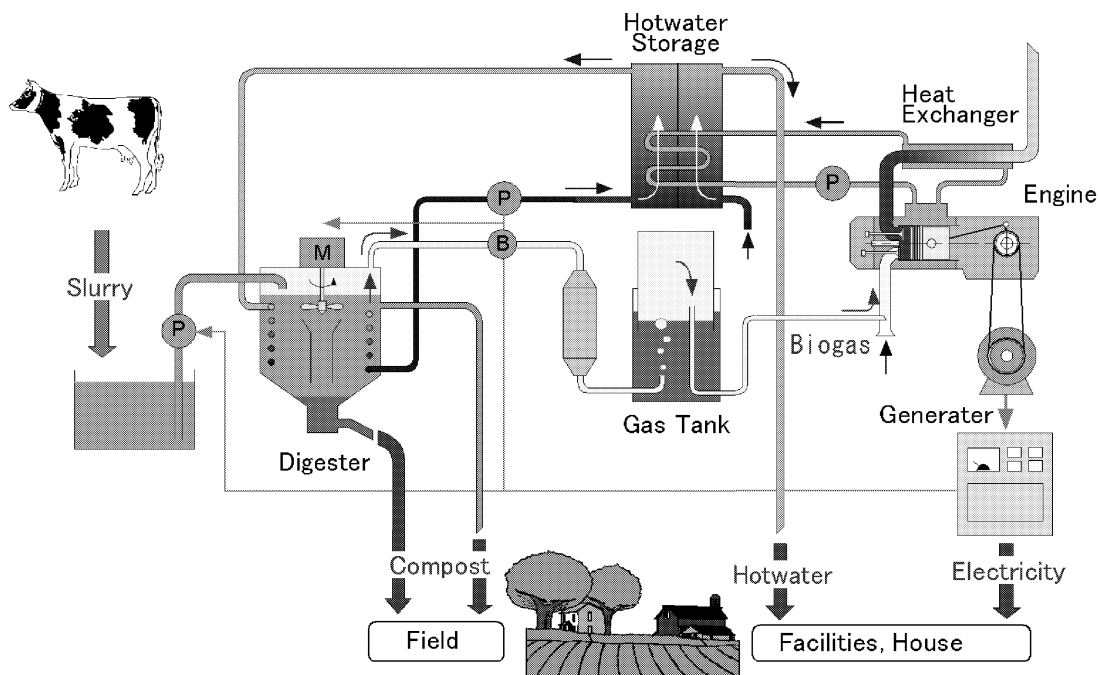


図 1.2 バイオガス発酵処理のフローシート

として利用できるのはバイオガス中に含まれているメタンが可燃性ガスであるためである。メタンには、1 kg 当たり約 49,935 MJ (11,930 kcal) の低位発熱量があり、メタン濃度 60% のバイオガスには 1 kg 当たり約 29,970 MJ (7,160 kcal) の低位熱量があることになる。したがって、このバイオガスを燃料として利用するためにはバイオガスの特性を理解する必要がある。バイオガスの特徴をメタン、ガソリン、軽油との対比として表 1.7 に示した<sup>35)</sup>。バイオガスはオクタン価が高い反面、セタン価はほぼゼロと低いので自己発火はほぼ不可能で、着火前の反応が起しにくい。また、ノッキングの恐れは低く、分子中の水素比率が大きい炭化水素系燃料中で単位発熱量あたりの二酸化炭素排出量が最も少ない。しかし、表に示したようにバイオガスは燃焼速度が遅いので、正味熱効率の向上と排ガスの浄化を同時に達成する上で有効な希薄燃焼が採用しづらい燃料である。

### c. バイオガスの利用

バイオガス生産プラントから発生するバイオガスはエネルギー源として有効利用する必要がある。さらに、バイオガスの主成分であるメタ

ンは地球温暖化効果が高いことから、そのまま放出すると環境に悪影響を及ぼすので燃焼によるバイオガス利用が不可欠である。過去にはバイオガスはコンロやストーブ、照明灯などの燃料として、単純に光や熱に変換して利用されてきた。しかし、近年には熱と電気エネルギーを生産する目的でガスボイラー、ガスエンジン発電機、ディーゼルエンジン発電機、ガスタービン発電機、燃料電池などの燃料としてバイオガスを利用する試みが増えている<sup>36)</sup>。このような状況で一部のバイオガスプラントでは内燃機関をベースにした発電機を導入して実績を上げている。各種発電機用エンジンと燃料電池の燃料としてバイオガスを利用する場合の長・短所を表 1.8 に示す。バイオガスの利用機関に関しては燃料電池の燃料化するのが最も効率的であるが、実用化にはまだ時間が必要である。これらの経緯から、現段階ではバイオガスをディーゼルエンジンの燃料として利用するのは適切であると判断する。ディーゼルエンジンにバイオガスを供給する場合は、軽油とバイオガスを同時に供給するデュアルフューエル方式になるので、バイオガスプラントの運転異常によってバ

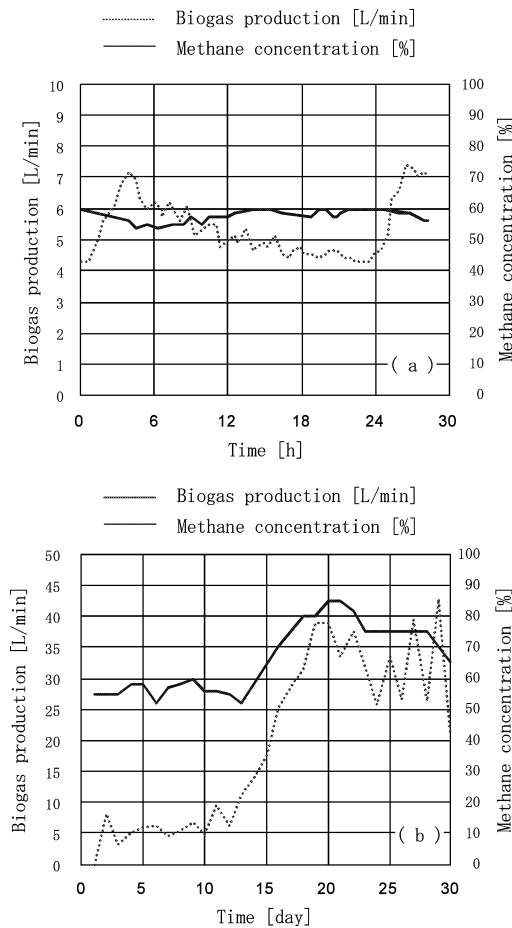


図 1.3 バイオガスの発生量とメタン濃度

バイオガスの生産ができない場合も軽油のみで運転できる特徴がある。

d. コージェネレーションシステム

一般的にディーゼル機関の熱効率<sup>2)</sup>は20～45%であり、残りのエネルギーは大部分が排気

ガスなどの損失エネルギーとして廃棄される。このような状況から、エネルギーを最も有効に利用する有力な手段の一つがコージェネレーションシステム (Co-generation System, 以下CGSと表記)である。CGSとはエネルギー源から電力と熱を同時に発生させるものと定義され、発電に伴い発生する排熱を回収して利用することから、エネルギーの総合熱利用率を高めることが可能なシステムとして注目を集めている<sup>37)</sup>。CGSは新しい技術ではなく、20世紀初頃には広く一般的に普及していた技術である。その後、大規模発電所が登場し、20世紀中頃からはCGSが減少しはじめた。今日再びCGSが注目されはじめたのは、前述のバイオガスのことと同様で、エネルギー源の枯渇と環境汚染の問題に対する関心が高くなったのがその理由である。その他にも電気料金の上昇、周辺技術の進展、電気事業の社会問題によることもある。このようにエネルギー源の枯渇と環境汚染問題の一解決策として、また、エネルギーをより効率的に利用する方法として、バイオガスを燃料とするCGSを構築することで更に上述の問題に対して貢献できると期待される。

C. 既往の研究

a. 海外の研究史

バイオガスに関する研究は、発酵に伴うガス生成に関する研究に比べ、内燃機関への利用研究は少ない。さらに内燃機関に関する研究も火花点火機関を用いたものが多く、圧縮着火機関を用いた体系的な研究は少ないのが現実である。

表 1.7 バイオガス、メタン、ガソリン、軽油の燃焼特性比較<sup>35)</sup>

	バイオガス*1	メタン	ガソリン	軽油
平均分子量 [kg/kmol]	26.18	16.03	96	226
オクタン価 (RON)	130	←	89~96	—
セタン価	—	—	16~19	40~55
比重*2 [kg/m <sup>3</sup> ・kg/l]	0.904	0.554	0.75	0.83
理論空燃比	17.15	←	14.8	14.22
可燃範囲 [Vol-%]	5.0~15.0	←	1.0~7.6	0.5~4.1
自発火温度 [°C]	800	650	500	400
低位発熱量 [MJ/kg]	29,970	49,935	43,950	42,694
燃焼速度 [m/s]	0.2	0.33	0.38	0.36

\*1 CH<sub>4</sub> : 60% CO<sub>2</sub> : 40%

\*2 気体：空気基準 液体：水基準

表 1.8 バイオガスの利用

適用機関	長 所	短 所
ガスエンジン	<ul style="list-style-type: none"> <li>・排気ガスの低公害</li> <li>・低騒音</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・熱効率が低い</li> <li>・改造が複雑</li> <li>・バイオガスがない場合は運転不可能</li> <li>・メタン濃度・負荷の変動による運転不良</li> <li>・耐久性が低い</li> </ul>
ガスタービン	<ul style="list-style-type: none"> <li>・騒音が少ない</li> <li>・運転の安定</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・高値段</li> <li>・小容量への適用が難しい</li> </ul>
ディーゼルエンジン (デュアルフューエル式)	<ul style="list-style-type: none"> <li>・熱効率が高い</li> <li>・耐久性が優れる</li> <li>・改造が簡単</li> <li>・メタン濃度変化に対する対応性が優れる</li> <li>・バイオガスがない場合も運転可能(軽油供給)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・排気ガス問題</li> <li>・高騒音</li> </ul>
燃料電池	<ul style="list-style-type: none"> <li>・無公害</li> <li>・超低騒音</li> <li>・熱効率が高い</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・水素改質問題</li> <li>・超高価</li> <li>・研究段階</li> </ul>

1) Maeng, H. らの研究<sup>38)</sup>

Maeng ら (1999) は 2005 年度まで約 20% の CO<sub>2</sub> を削減しなければならないデンマークの国内事情からバイオガスプラントに関する検討を行った。特にバイオガスの生産価格などを計算して 1997 年にはバイオガス 1 m<sup>3</sup> 当りの生産価格が 2 kr, 年間の雇用効果が 2,500 人に達することを示した。また, バイオガスプラントは CO<sub>2</sub> の削減と共に社会的な経済効果も高いと指摘した。

2) Ortiz-Canavate, J. らの研究<sup>39)</sup>

Ortiz-Canavate ら (1981) は 40 kW の中型用予混合方式ディーゼル機関をバイオガス・軽油のデュアルフューエル運転用に改造し, 天然ガスと二酸化炭素から成る合成ガスで運転した。投入エネルギー中の軽油の割合は, 15~30% である。実験を通して以下のような知見を得た。

## — 機関回転数の影響

バイオガス用デュアルフューエル機関は中速回転, 高トルクにおいて最も高い性能を示し, ディーゼル機関とほぼ同等の熱効率を有する。しかし, このような性能を発揮する回転数の範囲は極めて狭い。

## — 低負荷域での性能

低負荷域はシリング温度が低いため着火が遅れ, 熱効率は低下する。

## — 噴射時期の影響

バイオガス運転時は噴射時期を進角させると低トルクまたは高速回転域におけるノッキングやミスファイアを防止できる。

3) Bhattacharya らの研究<sup>40)</sup>

Bhattacharya ら (1988) は牛糞から発生した実際のバイオガスを用いて予混合方式ディーゼル機関を運転し, Ortiz-Canavate らの研究結果を裏付けるデータを得た。

4) デンマークのバイオガス施設<sup>41)~42)</sup>

デンマークは畜産国であり, 畜産ふん尿について家畜の飼養頭数とふん尿の散布面積との比率の最低ラインを定める法律が施行され, さらに散布時期まで制限されるという状況にある。このような環境問題としてのふん尿規制がバイオガス化に結び付けられ, これに地域暖房システムがエネルギー面の配慮から制度化されているのである。80 年代後半から集中型バイオガス施設建設の努力がなされてきた。デンマークの戸別型バイオガス施設の一例を次に示す。

**\* 農場の規模**

家畜保有頭数—母豚：530 頭，年間出荷養豚頭数：12,000 頭

**\* ふん尿の排出量：**10 m<sup>3</sup>/1 日

**\* バイオガス施設：**

設置年 1989 年  
 発酵タンク容積 150 m<sup>3</sup>  
 発酵方式 中温 (40°C) 発酵方式  
 発電機の定格出力 60 kW

**\* 収益試算：**

設備純投資額合計 1,140,000 kr  
 自己負担分 (70%)  
 798,000 kr (約 1,330 万円)

**収益その他：**

売電収入 (年間 480 MWh 単価 0.6 kr)  
 288,000 kr  
 + 暖房費の節減料 106,000 kr  
 - バイオガス施設維持費 5,000 kr  
 = 粗収入合計 389,000 kr (約 650 万円)

**5) ドイツのバイオガス施設<sup>43)~44)</sup>**

ドイツは世界有数の養豚国である。ドイツの豚肉生産量は 3,940 千トンで日本の約 3 倍の生産量となっている。この豚から排出される畜産廃棄物は多く，そこで導入されたのが世界各国の廃棄物政策に大きな影響を与えた「循環経済・廃棄物法」である。1994 年に公布された同法は，廃棄物の発生抑制を図ることであり，次の段階で廃棄物の利用を考えるというものである。廃棄物の利用方法としては，素材あるいは原材料としての利用とエネルギーとしての利用があり，いずれの方法をとるかはその環境適合性によって判断される。ドイツでは現在バイオガスプラントの建設ラッシュともいえるほどプラント数が急増している。ドイツにおけるバイオガス施設の数を知ることが困難であるが，1999 年には 800 基を数えるに至っていると考えられる。しかし，ドイツでは集中型バイオガス施設よりは個別型施設が多い。

**b. 北海道大学大学院農学研究科農用車両システム工学研究室におけるバイオガス利用研究**

本研究室では平成 2 年度より小型農用ディーゼル機関を対象にしてデュアルフューエルで運

転する研究を行っている。

**1) 平成 2 年度卒業論文<sup>45)</sup>**

有田望は平成 2 年度卒業論文において，バイオガスのディーゼル機関への応用に関する研究のため各種実験装置を製作し，メタンガス利用時のディーゼル機関の基本的な性質を調べた。その結果，低中負荷域における熱消費率の増加，黒煙濃度の大幅な低減，メタン混合比が希薄な場合の熱消費率の増加などを報告した。

**2) 平成 3 年度の卒業論文<sup>46)</sup>**

田中健太郎は平成 3 年度の卒業論文において，吸気絞りを用いたデュアルフューエル機関の性能改善の可能性を検討し，吸気絞りの効果が少ないことを見出した。

**3) 平成 9 年度修士論文<sup>47)</sup>**

麓貴弘は平成 9 年度修士論文において動的計画法によるバイオガスの最適運転シミュレーションを行うために性能を測定し，熱消費量などの性能関数を作成した。この作成した性能関数をもとに動的計画法を適用したシミュレーションプログラムを作成して，最適化計算を行い，バイオガス供給スケジューリングを行った。

**4) 平成 10 年度博士論文<sup>48)</sup>**

石井耕太は平成 10 年度の博士論文において今まで本研究室の小型農用ディーゼル機関のデュアルフューエル化する研究を総合してバイオガス・軽油二燃料運転の基本特性，運転の最適化，バイオガス供給最適スケジュールの条件変動への耐性，さらにコージェネレーション化に関する研究を行った。

**D. 本研究の目的および範囲**

以上のような社会的背景から，国際的に畜産廃棄物の処理問題，化石エネルギー源の枯渇問題，環境汚染問題は緊急に解決しなければならないのが現実である。このような状況の中，畜産廃棄物や生ゴミなどの処理法として注目されている嫌気性発酵方式は代替エネルギー源であるバイオガスを生産することが可能で，人間が生活を営んでいる以上，枯渇の心配がない無限の代替エネルギー源の一つである。また，自然界を循環するガスであるので二酸化炭素排出による環境汚染の心配が極めて少ない。すなわち，畜産廃棄物や生ゴミなどの有機性廃棄物から発

生するバイオガスを燃料として利用することは上述の問題に対する解決策の一つとして有力の方法であると考えられる。しかし、バイオガス発生に関する施設導入・研究例は多く見られるが、バイオガス利用によるエネルギー変換の研究は少ない。

このような状況から本研究ではバイオガスをエネルギーとして有効利用するために、バイオガスを燃料とするデュアルフェューエル方式のバイオガス用CGSを開発し、その運転特性を究明することを目的とした。また、デュアルフェューエルの燃焼過程を解析し、これを改善することにより、より性能が高いバイオガス用CGSへの改善を図る。さらに、バイオガス用CGSの経済性を容易に評価できる簡易式を作成し、畜産農家がバイオガス用CGSを導入することによって上げられる経済的利益などを究明することが本研究の最終目標である。

## II. デュアルフェューエル式ディーゼル機関の基本性能

バイオガスによる内燃機関運転の研究成果は比較的少なく、しかもその多くは火花点火機関を用いたものである。これはバイオガスの燃焼特性が圧縮着火機関より火花点火機関に適することに起因する<sup>49)</sup>。しかし、農用・民生用としては燃料の経済性に優れ、耐久性の高いディーゼル機関の使用が不可欠である<sup>50)</sup>。また、バイオガスをより有効に利用するためにはエネルギーの利用効率が高いCGS化が望ましい。本研究ではディーゼル機関をベースにしたCGSの燃料としてバイオガスを適用する。このためにはバイオガスを燃料にできるようにディーゼル機関を改造する必要がある、その基本特性を知ることが前提条件である。したがって、本章では単気筒の小型直接噴射式ディーゼル機関を用いてバイオガス供給運転ができるデュアルフェューエル式ディーゼル機関への改造とバイオガスの供給による燃焼状況と性能などの基本特性を把握することを目的とした。また、簡易的な熱交換器を設置することによってディーゼル機関をCGSに改造し、熱回収に関する基礎データも蓄積した。

### A. 実験装置の改造

前章で述べたようにバイオガスを内燃機関の燃料として利用する場合、ディーゼル機関による利用が適切であると判断し、本研究ではディーゼル機関を供試した。機関の用途は設置型の発電と動力用を想定している。図2.1に実験装置の概略図を示す。供試機関、バイオガス供給装置、熱交換器の3つの部分に大別される。

#### a. バイオガス供給装置

実際のバイオガスプラントから発生するバイオガスの主要成分は約60%がメタン、約40%が二酸化炭素であり、その他に硫化水素が1,000~2,000 ppm程度含まれている。バイオガス中に含まれている硫化水素は機関燃焼室を腐食させ耐久性を大幅に低下させるため、少なくとも100~200 ppm、可能なら10 ppm以下に減少させる必要があると言われている<sup>51)</sup>。本研究では実際のバイオガスの安定的確保が困難であり、発生量とガス組成などの所要の条件を設定することが難しいため、バイオガスとほぼ同じ組成を持つ合成ガスを生成する発酵シミュレーターが必要である。したがって、本研究では市販のメタンと二酸化炭素を6:4の割合で混合し、硫化水素を除いた実際のバイオガスとほぼ同性状の合成ガスをバイオガスの代用ガスとして使用した。今後の実験におけるバイオガスとは、このメタンと二酸化炭素の合成ガスを意味する。

バイオガス供給装置は図2.2に示した。メタンと二酸化炭素のボンベ、マスフローコントローラ、ガス混合器、計測・制御用コンピュータから構成される。マスフローコントローラ(エステック社製、メタン用:SEC-500、二酸化炭素用:SEC-500MARK3)はバイオガスの流量を電氣的に計測・制御できる装置で、設定されたバイオガス流量によってバルブ開度の制御を行う。両装置の諸元を表2.1に示す。マスフローコントローラから計測された電氣的信号はA/D・D/A変換ボードを通じてパーソナルコンピュータに入出力される。また、バイオガスを機関に供給する方法としては予混合方式を採用した。この方法はバイオガスを吸気管内の吸入空気中に導入して予混合し、ディーゼル機関の

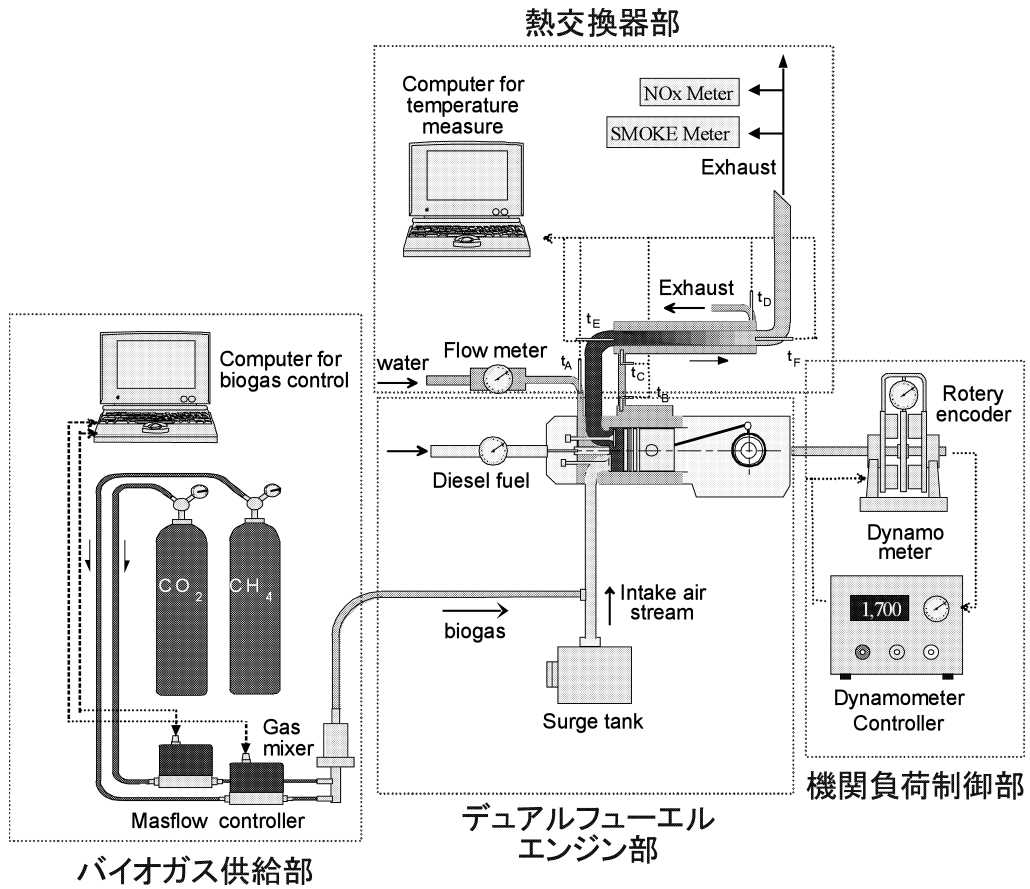
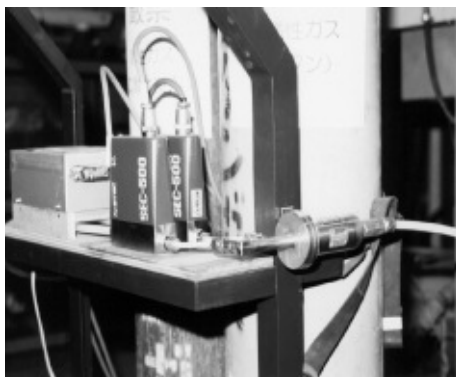


図 2.1 バイオガス用デュアルフューエル式ディーゼル機関



(a) マスフローコントローラ



(b) 予混合供給式の構造

図 2.2 バイオガス供給装置

筒内に供給する方法である。実際の発酵槽ではバイオガスの発生量とメタン濃度が時間と共に変化し、発酵槽によっても特性は異なる。本装置は実際のプラントから発生するバイオガスの

発生量とメタン濃度の時系列データを用いて、その発生状況を再現することが可能である。

**b. 供試機関**

供試機関はヤンマーディーゼル社製

表 2.1 マスフローコントローラの諸元

	メタン	二酸化炭素
形式	SEC510A	SEC500MARK3
標準流量レンジ [L/min] (1 atm, 25°C)	30	20
流量制御範囲 [%]	5~100	5~100
応答性 [s]	5 以内	5 以内
精度 [%]	± 1 以内	± 2 以内
直線性 [%]	±0.5以内	± 1 以内
再現性 [%]	±0.2以内	±0.2以内
圧力範囲 [kgf/cm]	1.0~3.0	0.5~3.0

表 2.2 供試機関の主要諸元

メーカー	ヤンマーディーゼル
型式	横型水冷 4 サイクルディーゼル
機関名称	NFAD6E
燃焼室形式	直接噴射式
気筒数	1
シリンダ径×行程 [mm]	74×72
総行程容積 [L]	0.309
出力	
連続定格 [kW]/回転数 [rpm]	4.0/2,600
最大 [kW]/回転数 [rpm]	4.4/2,600
圧縮比	18.4

NFAD6E 型で直接噴射式 4 サイクルディーゼル機関である。その主要諸元を表 2.2 に示す。

供試機関の負荷を任意に制御する目的で回転数制御装置 (日計電測社製 810501) 付の空冷渦電流制動力計 (東京メータ社製 EA-10C, 7.355 kW/4,000 rpm) を使用した。吸入空気量は内径  $\phi$  18 の丸形ノズル絞り式流量計 (東京メータ社製 NR-2, 流量係数 0.822) により測定する。また、供試機関に装備されていた噴射ポンプは取り外し、噴射進角装置が装着されているポッシュ型燃料噴射ポンプを取り付けた。このポンプはステッピングモーターによりタイマを調節して噴射時期を任意に変更することが可能である。

### c. 熱回収系

一般的にディーゼル機関の正味熱効率は 25~40% 程度で、残りの 60~75% エネルギーは熱などで空気中に逃げて行く<sup>52)</sup>。このように損失されるエネルギーを有効に利用できる一手段として、CGS が挙げられる。CGS とは二つ以上の有効な二次エネルギーを同時に生産するシス

テムと定義できる<sup>53)</sup>。本章では二次エネルギーとして動力と熱を想定している。図 2.3 に熱交換器の概略と全形を示す。動力はエンジン軸からの回転力、熱は排気ガスや機関冷却熱からの回収熱である。熱回収系の構成はシリンダ壁面から冷却熱を回収するウォータジャケット (以下 WJ と表記) と排気ガス中の熱を回収する排気熱交換器から成る。給水される水は供試機関の WJ から入って、機関からの冷却熱を 1 次回収する。次に排気熱交換器 (以下 HE と表記) に通し、高温の排気ガスから排気熱を回収する。実際にエンジンに取り付けられる熱交換器は二重管式の並流型であり、外側は保温材で断熱した。温度測定は WJ の冷却水出入口、HE の冷却水および排気ガス出入口で行う。排気ガスの出入口では K 型熱電対、他の部分は T 型熱電対を装着して、データロガー (共和電業社製, UCAM-20PC) で計測した値を、RS-232C を通じてコンピュータで読み取る。

### d. 排気ガス測定装置

ディーゼル機関で問題とされている排気ガス

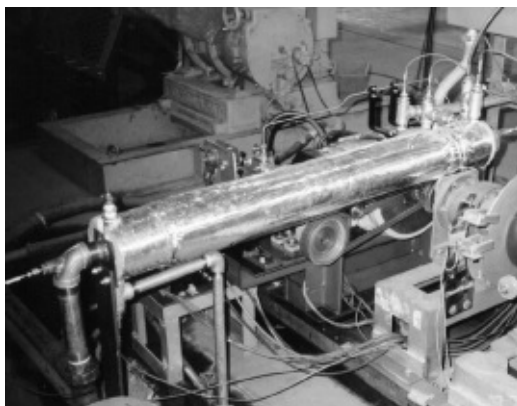
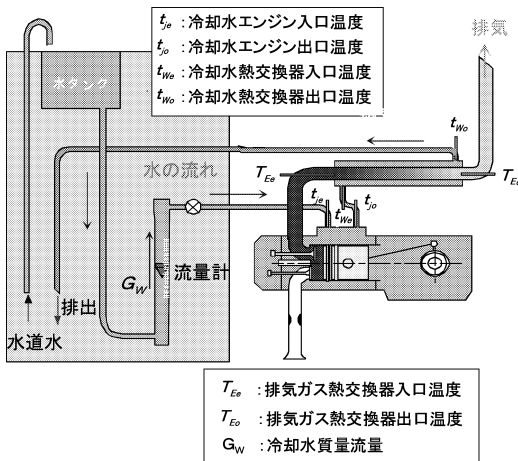


図 2.3 熱交換器の概略と全形

項目には NOx と黒煙などがあり、本章では排気ガス中の NOx 排出量と黒煙濃度を測定した。NOx の計測には(株)堀場製作所製の自動車排気ガス測定装置 (MEXA-1120CLT-L) を用いた。測定は同装置に組み込まれた窒素酸化物分析系 CLA-53 によって行われる。本装置は NO または NOx の濃度を化学発光法で測定する<sup>54)</sup>。

黒煙濃度の計測には濾紙吸着式スモークメータ (株)ディーゼル機器製, DSM-10B) を使用する。これはポンプにより一定量の排気を、濾紙を通して吸引し、排気中の炭素粒子などを吸着させる。この濾紙に対する反射光を光電式の比色計により測定し、反射光の減少率を黒煙濃度とする<sup>55)</sup>。

e. 性能値の計測

デュアルフェューエル式ディーゼル機関の性能

特性を評価するために測定した項目としては、機関回転数、機関負荷、軽油消費量、バイオガス消費量、メタン濃度、噴射時期、吸入空気量、温・湿度、大気圧、冷却水流量・温度などがあり、測定値から性能値への計算式は本論文冒頭の計算式一覧に示した。

B. デュアルフェューエル運転の状況

バイオガス中のメタン濃度は 60% に設定した。機関の回転数は 1,700 rpm に固定して、機関負荷とバイオガス供給量を変化させながらデュアルフェューエルによる運転状況を把握してみた。機関に供給するバイオガス流量は、機関へ供給する空気とバイオガス予混合気中のメタン成分との質量比  $r_m$  で、31, 41, 51, 77, 103,  $\infty$  (軽油運転) の 6 点に設定した。機関回転数によって吸入空気量が異なるため、回転数により供給されるバイオガス流量も異なる。そのため、バイオガス流量を質量比  $r_m$  で決めると機関回転数の変化と関係なく、吸入空気との一定比率でバイオガスが供給される。 $r_m$  とメタンと軽油のデュアルフェューエルに対する空気過剰率  $\lambda$  は以下で表される。

$$r_m = \frac{A}{F_m} \tag{2.1}$$

$$\lambda = \frac{A}{(14.22 F_f) + (17.15 F_m)} \tag{2.2}$$

ここで、 $\lambda$  はデュアルフェューエルに対する空気過剰率、 $r_m$  は吸入空気とメタンの質量比、 $A$  は吸入空気量 [kg/s]、 $F_m$  は機関に供給されるメタン量 [kg/s]、 $F_f$  は機関に供給される軽油量 [kg/s]、14.22 と 17.15 は各々軽油とメタンの理論空燃比 [kg/kg] である。

各機関回転数における  $r_m$  と実際のバイオガス供給量の関係を表 2.3 に示す。

本研究では機関に供給した全エネルギー中に

表 2.3  $r_m$  とバイオガス供給量の関係

単位：L/min

回転数 [rpm]	$r_m$	$\infty$	103	77	51	41	31
1,500	0	7.7	10.3	15.4	19.2	25.6	
1,700	0	8.4	11.2	16.9	21.1	28.1	
2,000	0	9.4	12.6	18.8	23.5	31.4	
2,300	0	10.3	13.8	20.6	25.8	34.3	
2,600	0	11.1	14.9	22.3	27.8	37.0	

占めるバイオガスのエネルギー割合を軽油代替率と称し、この値は大きいことが望ましい。供試機関は軽油とバイオガスの燃焼によって運転されるので、機関負荷を一定とした条件下ではバイオガスの供給量が増加すると軽油供給量は減少する結果になる。2種類の燃料がどのように供試機関へエネルギーとして供給されるかを図2.4に示す。

グラフの横軸は供試機関で消費された単位時間当たりのバイオガス量[kg/h]、縦軸は軽油量[kg/h]を示す。例えば、図中の測定点が原点を通る傾き1の線上にある場合、メタンと軽油供給量は等しく、軽油代替率が50%となる。軽油代替率を示す斜線を10%毎に示す。軽油のみで運転すると軽油代替率は0%で、測定点は縦軸上にプロットされ、バイオガスの消費量が多くなると右下方向へに移動する。したがって測定点の2変量の合計が機関に消費されたバイオガスと軽油の総量になる。

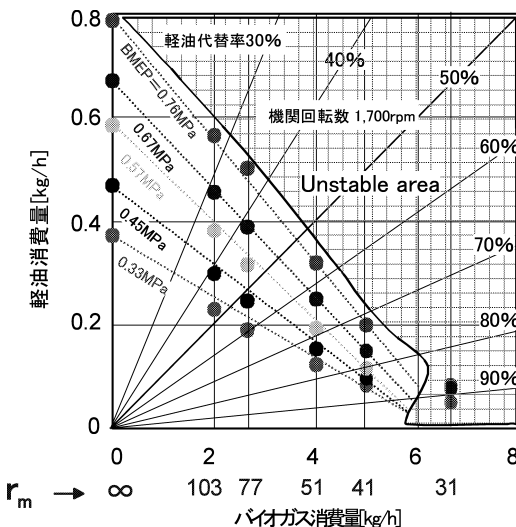


図2.4 バイオガス供給時と軽油単味運転時におけるバイオガスと軽油消費量の関係

機関回転数1,700 rpmの実験条件では、バイオガス消費量6点、機関負荷5点の設定値を与えている。機関負荷が大きくなると軽油噴射量が増えるので、5種類の機関負荷に応じて縦方向に5点の運転状態が存在する。バイオガスの消費量が増えると軽油消費量は少なくて済み、軽油代替率が上昇し、 $r_m=31$ に相当する右端の測定点では代替率が約90%に達する。

### C. デュアルフェューエル式ディーゼル機関の基本特性

バイオガスと軽油を同時に供試機関に供給して運転する場合について、軽油噴射時期、機関回転数、正味平均有効圧(以下BMEPと表記)、バイオガス供給量の変化が機関性能に及ぼす影響を検討する。実験条件は表2.4に示す。

#### a. 軽油噴射時期の変化による影響

図2.5にバイオガス供給時の軽油噴射時期と熱消費率(以下BSHCと表記)の関係を示す。機関の回転数は2,000 rpmのみとした。BMEP 0.33 MPaの低負荷ではバイオガス供給によるBSHCの増加が確認でき、これはOrtiz-canavateらの研究<sup>56)</sup>と合致するが、噴射時期の変化によるBSHCの変化は少なかった。

BMEP 0.45 Mpaの場合はバイオガスを23.5 L/min ( $r_m=41$ )供給すると噴射時期を早めることによりBSHCがわずかに減ることとなるが効果は少ない。BMEP 0.67 Mpaでは噴射時期の変化による相関は見られなかった。図2.6は軽油噴射時期によるNOx排出量の変化を示した図である。バイオガスの供給量が増えると軽油噴射量の減少に伴って初期燃焼が小さくなるので、NOx排出量は減少するが、軽油の噴射時期が早くなるとバイオガス供給量の増加に関わらずNOx排出量は著しく増加する傾向となる。これは軽油の初期燃焼が増えて燃焼温

表2.4 実験条件

軽油噴射時期 [BTDC °CA]	10 14 17.5 21
機関回転数 [rpm]	1,500 1,700 2,000 2,300 2,500
BMEP [MPa]	0.33, 0.45, 0.57, 0.67, 0.76
バイオガス供給量 ( $r_m$ )	$\infty$ (軽油のみ), 103, 77, 51, 41, 31
メタン濃度 [%]	60
冷却水流量 [L/min]	2

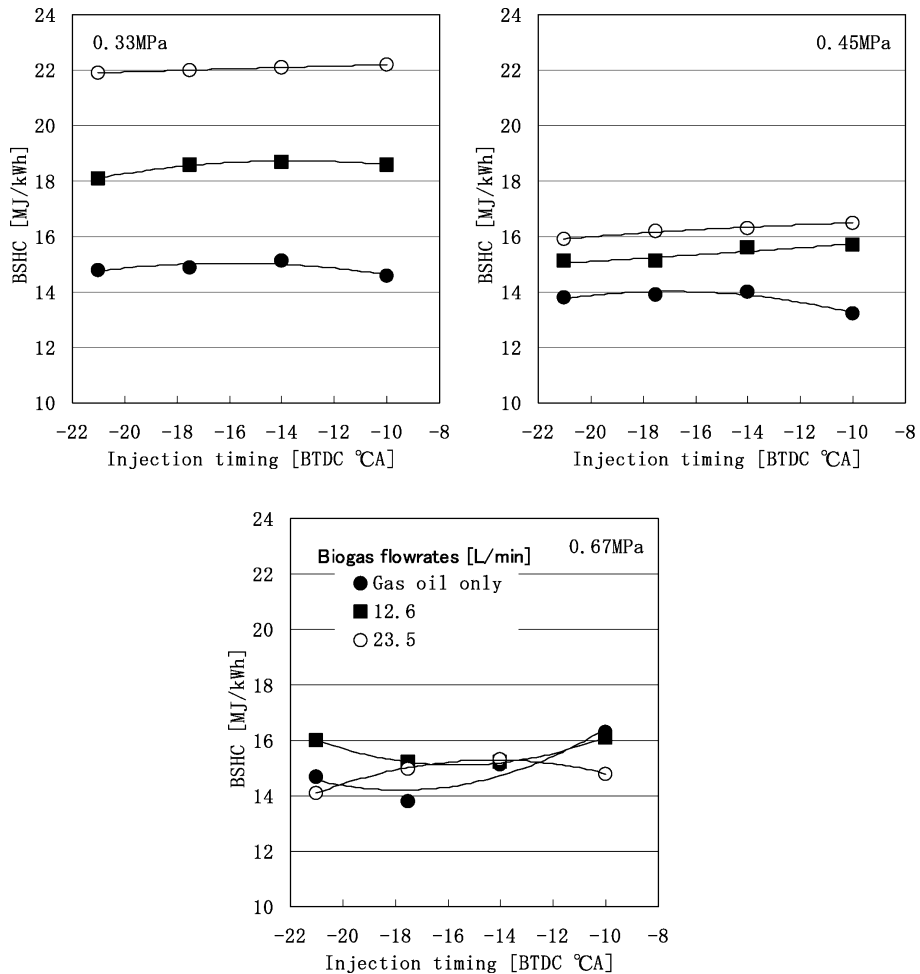


図 2.5 軽油噴射時期による BSHC の変化

度が上昇するためであり、この噴射時期進角による NOx 排出量の増加は全負荷において同様な傾向であった。このようなバイオガス供給運転の場合、軽油の噴射時期を進角させることは NOx 排出量低減の観点からは望ましくないことになる。

以上の結果から、軽油噴射時期を進角することにより NOx 排出量は大幅に増加する反面、BSHC に及ぼす影響は少ないことから、バイオガスの燃焼を活性化させる目的で軽油噴射時期を進角することは望ましくないと判断される。

**b. 機関回転数による影響**

**1) BSHC の変化**

機関回転数がデュアルフューエル式ディーゼル機関の性能に及ぼす影響を検討する。バイオ

ガスは燃焼速度が遅いという特徴を持つので機関回転数が増加すると、1行程の時間は短くなり、供給されたバイオガスが未燃焼のまま排出されるため、BSHC の増加が生じると推測した。また、デュアルフューエル式ディーゼル機関を CGS へ改造する場合は機関からの動力を電気エネルギーとして変換するので機関の回転数を一定に維持しなければならない。このような状況から、本節の実験によってデュアルフューエル式ディーゼル機関において適切な機関回転数の条件決定ができると考えた。

図 2.7 に機関回転数を 1,500~2,600 rpm まで変化させた場合の BSHC を BMEP 別に示した。全負荷領域において BSHC は機関回転数が増加することにより若干増加した。表 1.7 に

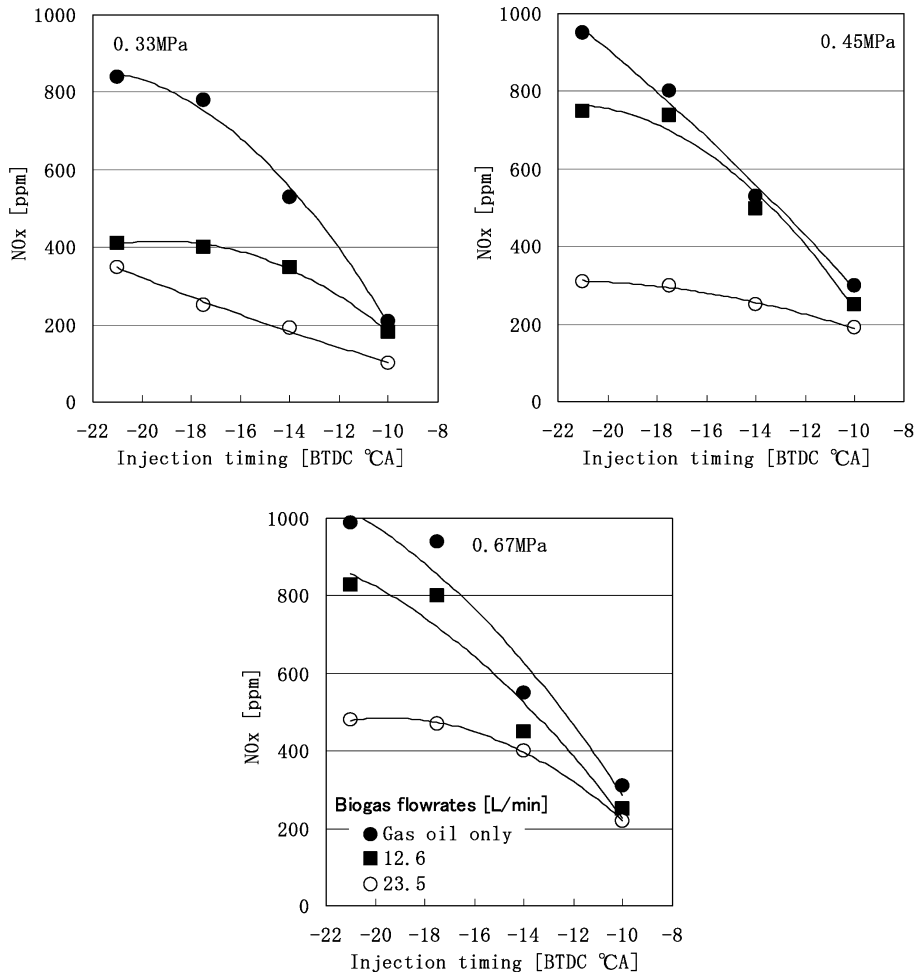


図 2.6 軽油噴射時期による NOx 排出量の変化

示したようにバイオガスの燃焼速度は軽油より遅いので、機関回転数の増加によって一部のバイオガスが未燃焼のまま排出されて機関出力として変換されず、BSHCの増加を生じたものと推測するが、その差はそれほど大きくなかった。しかし、機関回転数が若干低い方がバイオガスの燃焼時間を確保でき、エネルギーの変換効率上有利であると考えられる。

## 2) NOx 排出量の変化

図 2.8 に機関回転数の変化が NOx 排出量に及ぼす影響を BMEP 別に示す。NOx 排出量は機関回転数の増加により減少する傾向を示している。しかし、バイオガスの供給量が多い、 $r_m = 31$  の場合は NOx 排出量の傾向が不安定であり、これは供試機関へ供給できる最大バイオガ

ス量を超えたと判断される。バイオガスと軽油を同時に供給する場合、バイオガスは自発火温度が高いので自己着火はほとんど不可能であり、噴射される軽油の着火から発生する火炎によって燃焼が始まる。しかし、バイオガスの供給量が多い場合は軽油の噴射量が減り、燃焼室内のバイオガスを燃焼させるに充分の軽油量が噴射されない。さらに、軽油着火のために必要な空気量も不足する状況から失火が発生して運転不能に陥る。

排気ガス中の NOx 排出量に影響を及ぼす要因はシリンダ内の燃焼温度と燃焼圧力であるが、BMEP とバイオガスの供給量が一定の場合は、機関回転数による燃焼温度と燃焼圧力の変化は小さい。しかし、機関回転数が増加すると

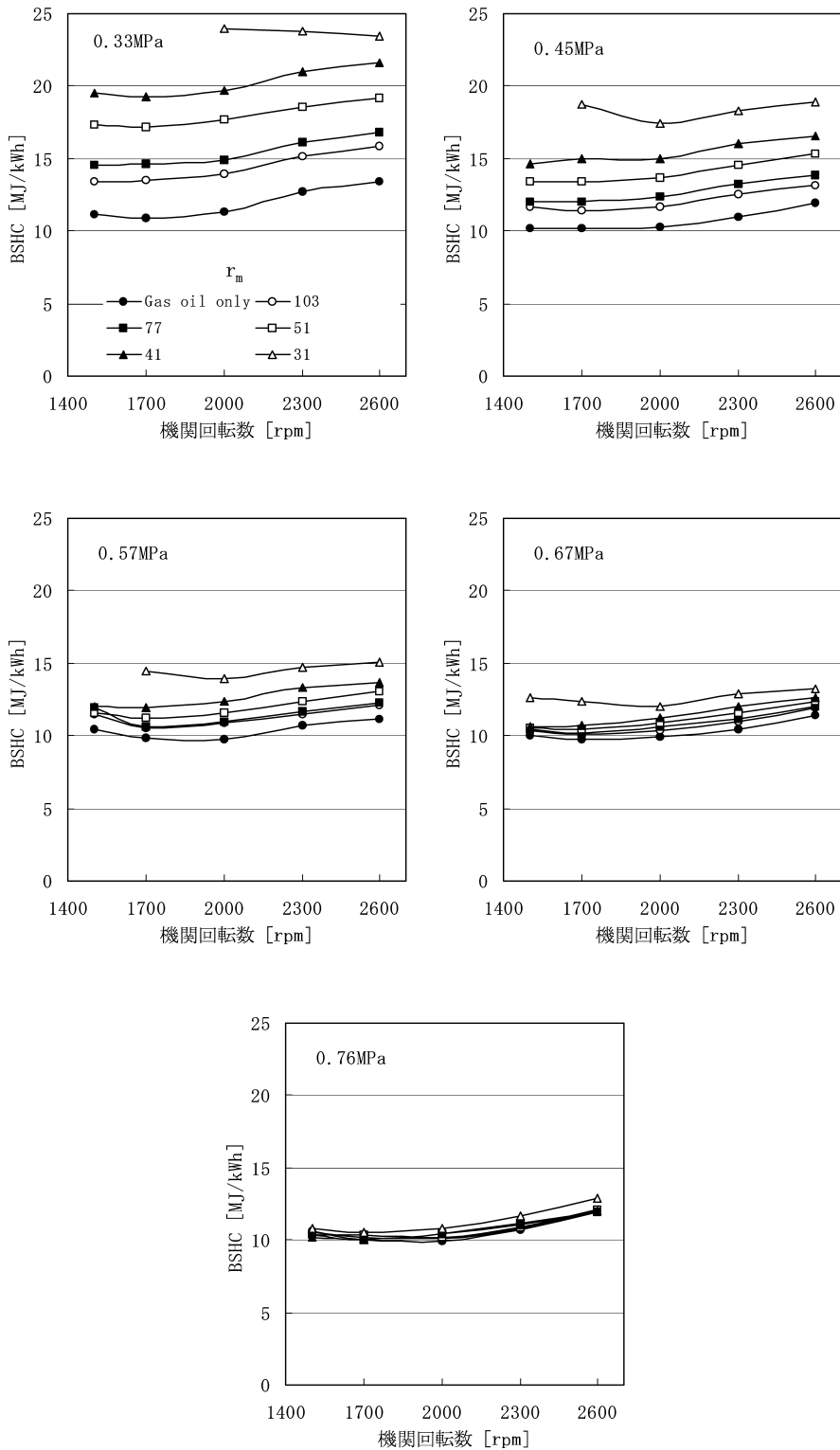


図 2.7 機関回転数と BSHC の関係

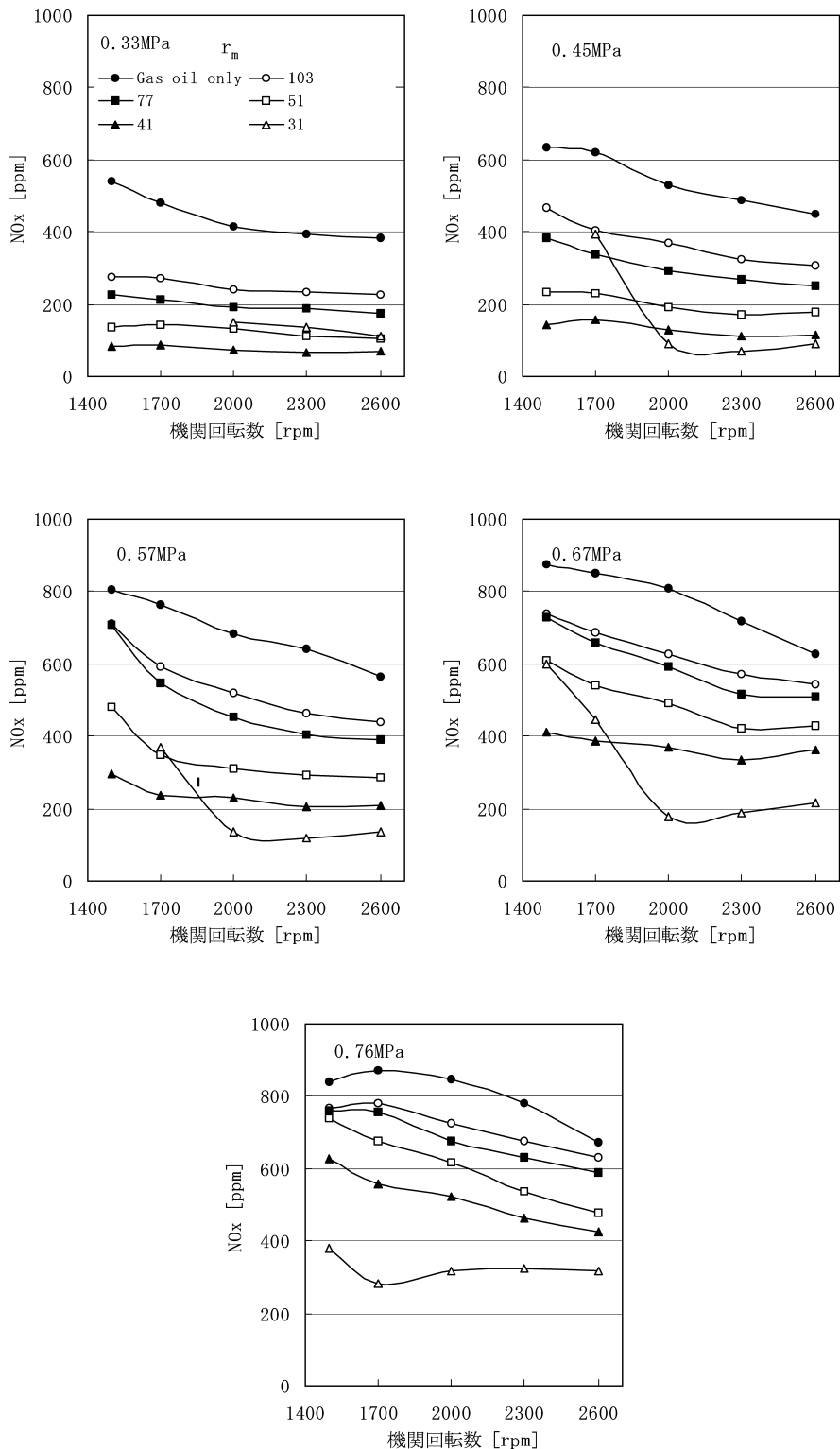


図 2.8 機関回転数と NOx 排出量の関係

1行程の時間が短くなり、窒素と酸素の反応機会が短縮することによりNO<sub>x</sub>排出量は減少したと考えられる。

### c. 機関負荷による影響

#### 1) BSHC の変化

図2.9にBMEPとBSHCの関係を各機関回転数別に示す。低負荷域においてはシリンダ内の燃焼温度および燃焼圧力が共に低く、混合気中のバイオガスは燃焼が十分に行われないと考えられる。また、この領域では機関の摩擦、輻射および未燃焼メタンの排出など損失エネルギーが大きいので、BSHCはその分増加する。しかし、BMEPが増加すると燃焼温度・燃焼圧力が共に上昇し、バイオガスの燃焼が促進され、エネルギー損失が減少してBSHCは低くなったと考えられる。

#### 2) NO<sub>x</sub> 排出量の変化

図2.10は機関負荷の変化がNO<sub>x</sub>排出量に及ぼす影響を機関回転数別に示した図である。NO<sub>x</sub>排出量はBMEPの増加によりバイオガス供給量とは関わらず増加した。前述のようにNO<sub>x</sub>排出量は燃焼温度と燃焼圧力によって大きく変化するので、BMEPが増加すると燃焼温度・圧力が共に上昇し、NO<sub>x</sub>排出量は増加したと判断される。また、バイオガスの供給が多い場合にはNO<sub>x</sub>排出量に一定の傾向がなく、バイオガスの限界供給量に達していることが確認できる。

### d. バイオガス供給による影響

#### 1) BSHC の変化

図2.11にバイオガス供給量を変化させた場合のBSHCを示す。 $r_m$ の減少、すなわちバイオガス供給量の増加に伴いBSHCは増加する。これは一部未燃焼状態で排出されるバイオガスが増加した結果と判断される。バイオガスの供給量が少ない場合には変化率は小さいが、燃焼室内に多量のバイオガスを供給すると燃焼速度の低下により圧力上昇率が下がり、燃焼最高温度が低くなっていくものと考えられた。しかし、何れの機関回転数においても低負荷領域ではバイオガス供給量の増加によってBSHCは上昇するが、BMEP 0.57 Mpa (負荷率3/4) 以上の高負荷領域ではBSHCの上昇率が小さくなり、

BMEP 0.67~0.76 Mpa では軽油のみ運転時とバイオガス供給運転時との差は大きくなかった。BMEPが高い場合は燃焼温度・圧力が高いのでバイオガスが自己着火しやすくなり、軽油の噴射量が低負荷時よりは多いので軽油着火による火炎領域が広く、火炎に巻き込まれたバイオガスの燃焼が活発になるので軽油のみの運転時とほぼ同一のBSHCを示す結果となった。

#### 2) NO<sub>x</sub> 排出量の変化

図2.12にバイオガス供給量がNO<sub>x</sub>排出量に与える影響を示す。バイオガス供給量の増加に対してNO<sub>x</sub>排出量は減少する傾向にある。NO<sub>x</sub>は吸入空気中の窒素と酸化反応によって発生し、燃焼室内の燃焼温度と燃焼圧力が高いほど生成しやすい。デュアルフューエル運転ではNO<sub>x</sub>排出量がバイオガス供給量の増加に伴って低下するが、これはバイオガスを供給するとバイオガス中に約40%含まれる二酸化炭素により吸入空気が減少し、その結果酸素濃度が低下を引起し、燃焼温度が下がるからである。

## D. デュアルフューエル式ディーゼル機関の性能

### a. 熱勘定

図2.13は機関回転数1,700 rpmにおけるBMEPと正味熱効率、WJ回収熱効率およびHE回収熱効率の関係である。計測された性能値を線形補間してBMEP・バイオガス流量に対する性能曲線を作成した。

図2.13(a)に正味熱効率の変化を示すが、一般的傾向としてBMEPが高いほど正味熱効率は高くなる。バイオガス供給量の増加による正味熱効率は負荷率4/4である0.67 MPa以下の領域において減少する傾向を示す。しかし、最大のBMEPである0.76 MPa (負荷率5/4)においては、バイオガス供給量に大きな影響を受けることなく正味熱効率は高い値を示した。これは高負荷域においては燃焼温度・燃焼圧力が高く、メタンの燃焼が促進されるのでバイオガス供給量の正味熱効率への影響は小さいと考えられる。

同図2.13(b)はWJからの回収熱効率を示し、バイオガス供給量が多いほど回収熱量は小さくなる。これは燃焼室内の温度が低いことを

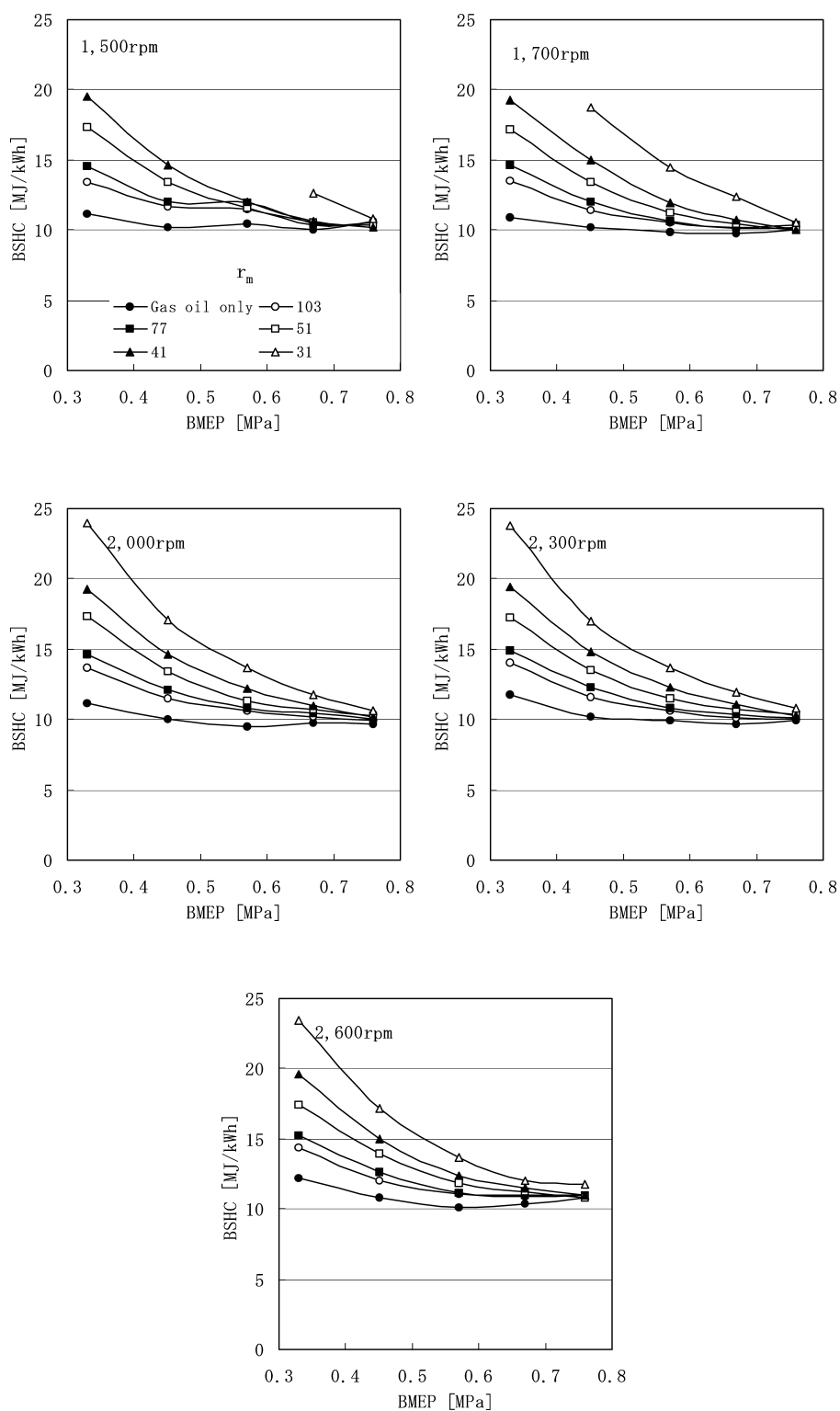


図 2.9 機関負荷と BSHC の関係

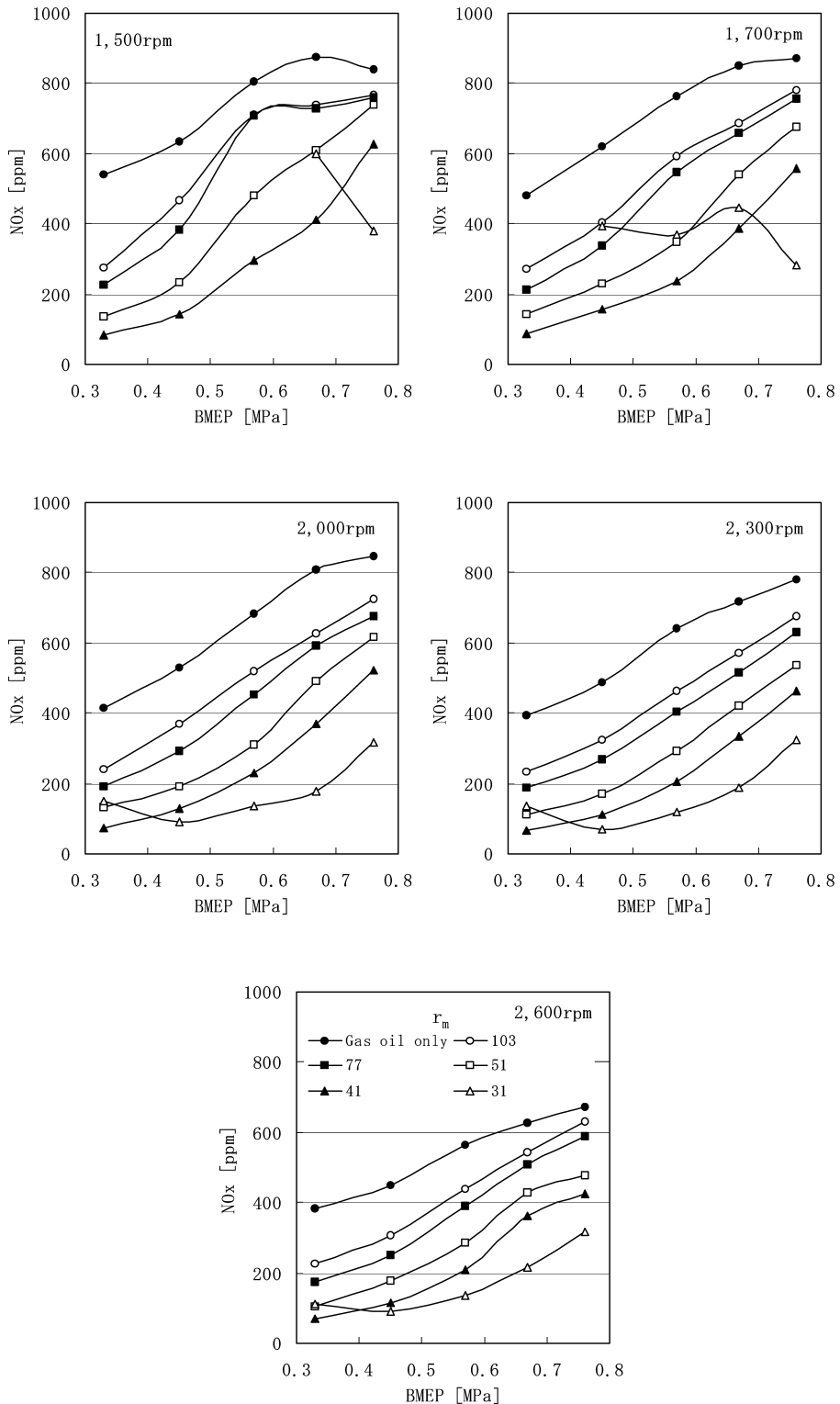


図 2.10 機関負荷と NOx 排出量の関係

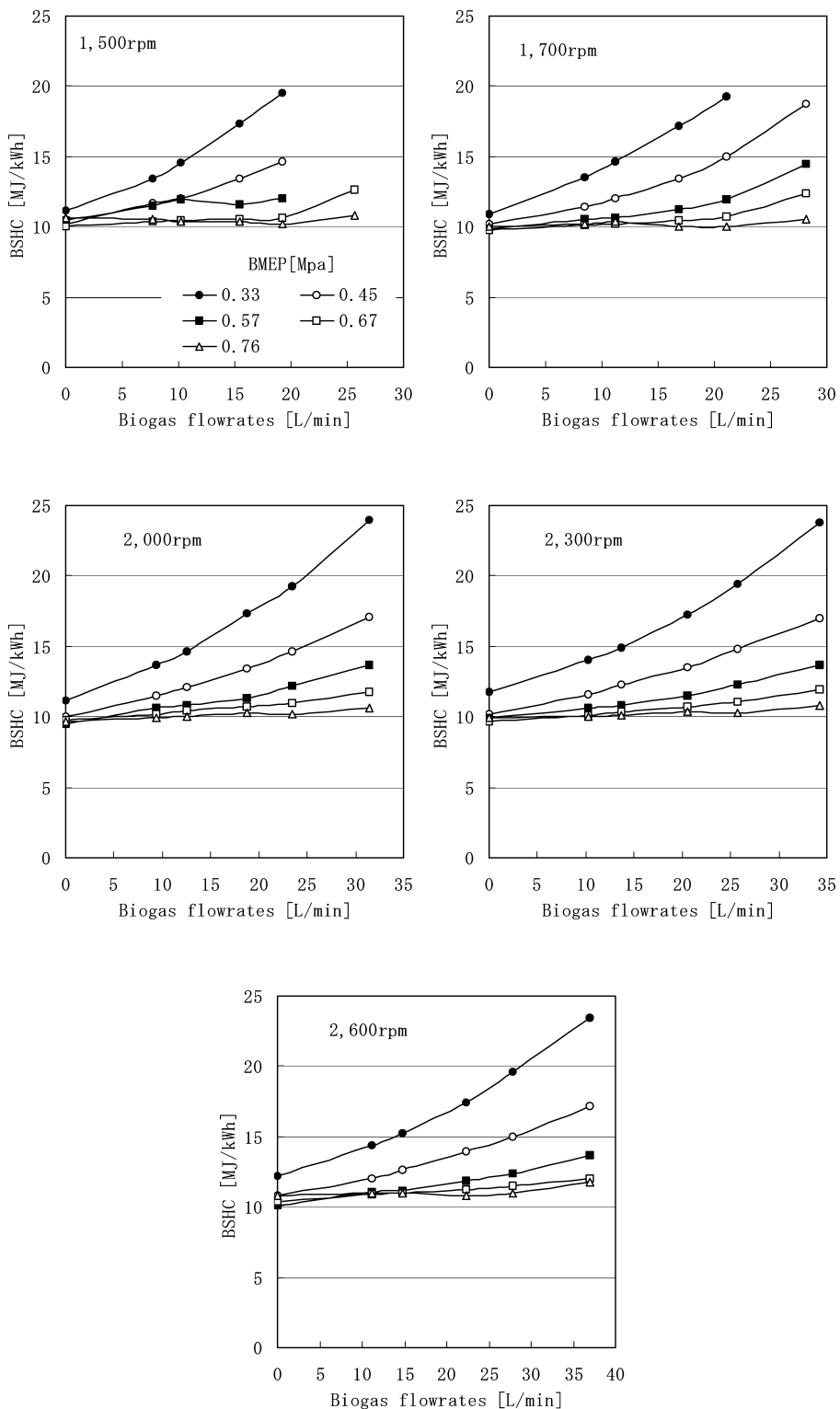


図 2.11 バイオガス供給による BSHC の変化

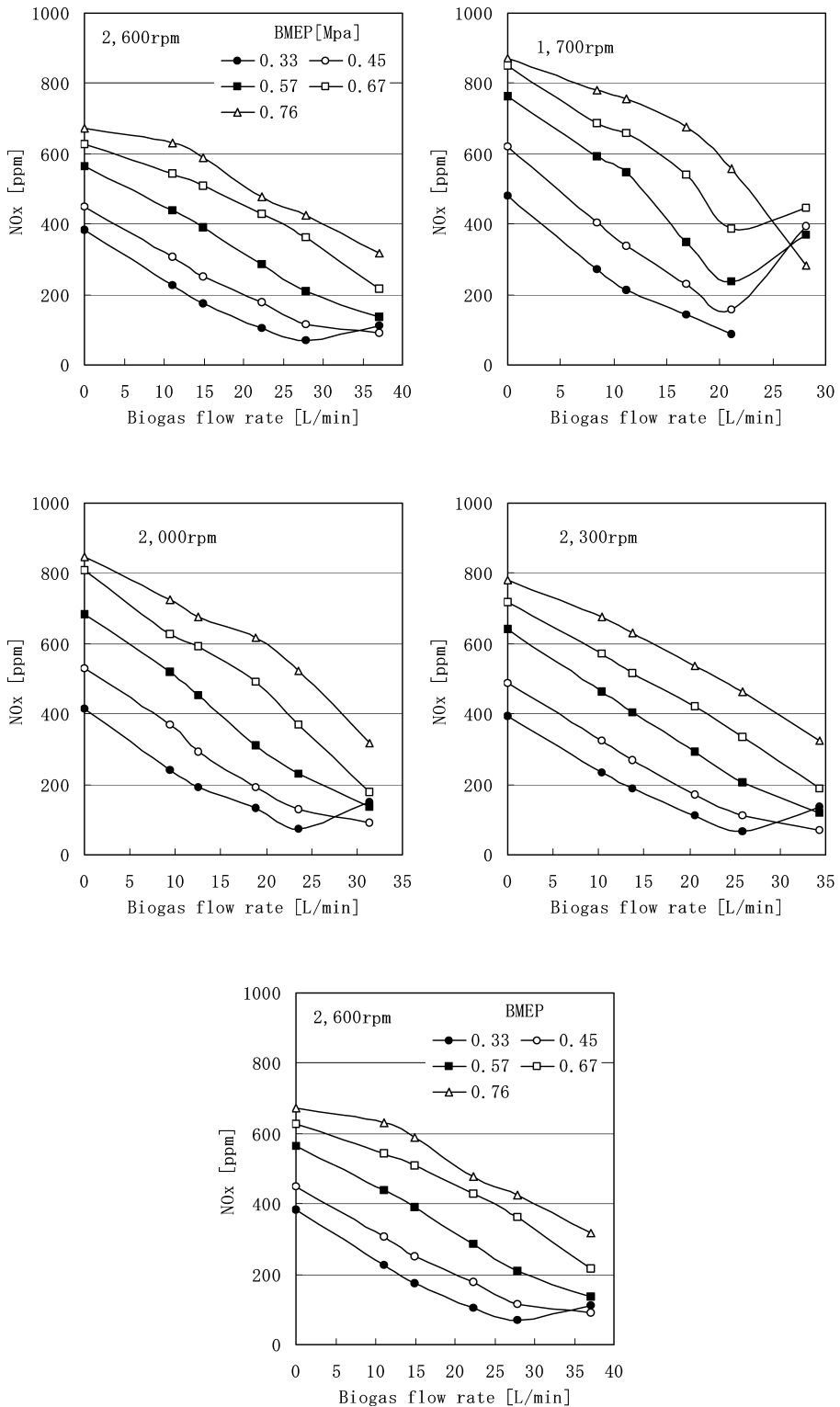


図 2.12 バイオガス供給による NOx の変化

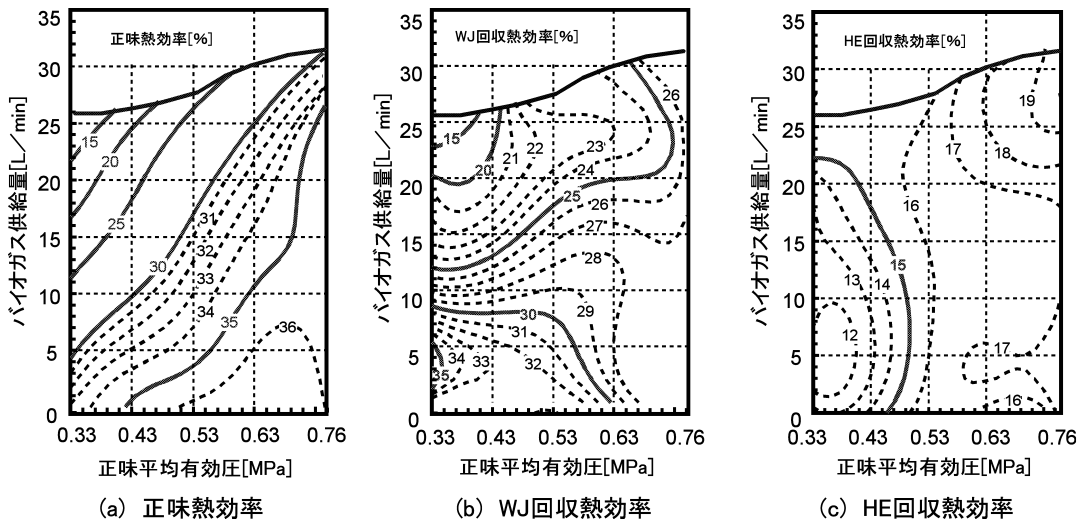


図 2.13 運転条件が熱効率に及ぼす影響

示唆し、バイオガス供給により NOx 排出量が低下する事実と符合する。

同図 2.13 (c) は HE における回収熱効率である。バイオガス供給量が 20 L/min, また BMEP が 0.53 MPa を越えた領域で回収熱量は大きくなっている。これは前節で述べたように、未燃メタンの増加が高負荷による高温の排気管中で再燃焼・発熱し、HE による回収熱量を増加させたものと考えられる。

**b. 黒煙濃度**

図 2.14 (a) に BMEP 0.67 MPa における、機関回転数とバイオガス供給量による黒煙濃度の変化を示す。機関回転数 1,500~2,400 rpm においてバイオガスを 10 L/min 以上供給すると黒煙濃度はほぼ 0% に近い値となり、バイオガスの供給による黒煙濃度の低減効果が認められた。供試機関の最高回転数 2,600 rpm においてバイオガス投入量に関係なく黒煙濃度が高い。機関回転数が 2,600 rpm のように高い場合はデュアルフェューエル中の軽油供給量が急増し、機関の出力は増大するが、空気過剰率は減少する。したがって、シリンダ内の酸素不足によって不完全燃焼する軽油の大部分が煤になり黒煙濃度が高くなったと考えられる。

図 2.14 (b) に BMEP とバイオガス供給量による黒煙濃度の変化を示した。軽油のみの運転の場合は BMEP の増加に伴い黒煙濃度が増加

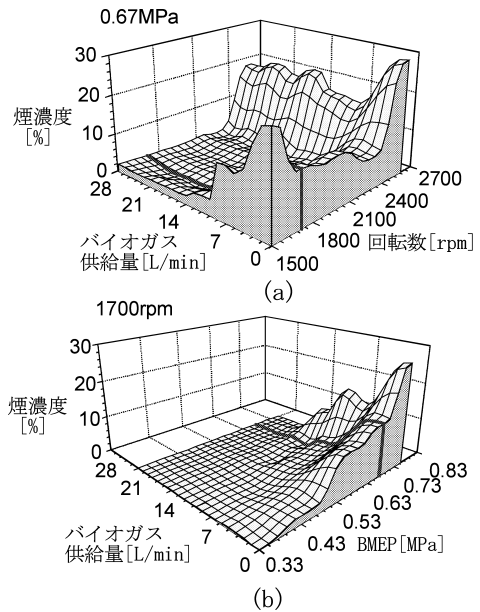


図 2.14 各運転条件が煙濃度に及ぼす影響

したが、バイオガスの供給量が増えると黒煙濃度はほぼ 0% まで減少した。機関負荷の増大に伴う黒煙濃度の増加は、増量された軽油噴霧のうち局部的に過濃な軽油部分が高温で熱分解して炭素が遊離することによる<sup>57)</sup>。バイオガス供給が増加すると予混合燃料中のメタン濃度が増し、設定 BMEP を維持するのに、その分軽油の供給量が減らされることにより過濃噴霧領域が

減少して黒煙濃度が低下する。

## E. ま と め

ディーゼル機関をバイオガスと軽油を同時に供給して燃焼できるデュアルフューエル式ディーゼル機関に改造した。バイオガスの供給は予混合供給方式を採用し、メタンと二酸化炭素の混合ガスをバイオガスとして代用した。熱交換はWJと二重管式の並流型であるHEから熱を回収する方式とした。このように改造したデュアルフューエル式ディーゼル機関を利用して、軽油噴射時期、機関回転数、バイオガス供給量、機関負荷が運転特性に及ぼす影響を検討した。

デュアルフューエル式ディーゼル機関にバイオガスを供給する場合、軽油噴射時期を早めることにより、NO<sub>x</sub> 排出量は大幅に増加する反面、BSHCに及ぼす影響は小さかった。バイオガスをデュアルフューエル式ディーゼル機関の燃料として利用するためには機関回転数は2,000 rpm以下の方がバイオガスの燃焼時間を確保でき、エネルギーの効率を向上させることが可能である。機関負荷が増加すると燃焼温度・燃焼圧力が共に上昇し、バイオガスの燃焼が促進されエネルギー損失は減少、NO<sub>x</sub> 排出量が増加する結果となった。バイオガス供給量の増加によっては、低負荷条件ではBSHCは上昇するが、負荷率4/4の定格負荷では多量のバイオガスを供給してもBSHCは軽油のみの運転時とほぼ同じであった。また、バイオガスを供給するとバイオガス中の二酸化炭素により酸素濃度が低下して燃焼温度が下がるのでNO<sub>x</sub> 排出量は減少した。熱交換器からの回収熱量は機関回転数、機関負荷、バイオガス供給量の増加によって高くなる傾向を示し、黒煙濃度はバイオガスの供給によって軽油噴射量が減少するので0%まで減少した。

## III. バイオガス用CGSの製作

本章ではバイオガスの有効利用のため、前章の結果を参考とし、農用小型ディーゼル機関に軽油とバイオガスを同時に供給するバイオガス用コージェネレーションシステム(CGS)の製作を行った。デュアルフューエルで機関を運転

する場合、機関から発生するエネルギーをより効率的に利用するためには機関をCGS化するのが望ましい。CGSとは一つのエネルギーを用いて2種類以上の二次エネルギーを発生させるシステムであり、エネルギーの利用に対しては電気エネルギーが最も利用範囲が広いと、電気エネルギーへの変換が望ましい<sup>58)</sup>。また、機関からの廃熱を回収する熱交換器を利用して熱エネルギーを生産する。特に、熱回収システムに関しては機関の冷却と排気ガスとして損失される熱をWJとHEを循環する冷却水によって吸収し、この冷却水が蓄熱温水タンク内の二次熱交換器を通過しながらタンク内の水に伝熱する方式で温水への変換を図る。

このようなことから、本章ではバイオガスを燃料とするデュアルフューエル式CGSの製作を目的とし、バイオガス用CGSは供試機関、循環式熱交換器、発電装置、蓄熱温水タンク、制御装置などで構成される。

### A. 供試機関の改造

供試機関(ヤンマーディーゼル社製NFAD6E型)にはここ数年間当研究室で行った実験データの活用のために第2章で使用した機関と同仕様の機関を採択して改造を行った。供試機関の主要緒元は前出の表2.2に示した仕様と同じである。また、バイオガスの供給も第2章と同一手法である予混合供給方式を採用した。図3.1に製作したバイオガス用CGSの全景を示す。バイオガス用CGSは大きく機関部、発電機部、熱交換器部、バイオガス供給部、制御部に区分される。

#### a. 軽油噴射量制御装置

発電機から発生する電気エネルギーの電圧と周波数を一定に維持するため、機関回転数を固定する必要がある。本章で選択した発電装置は3,000 rpmで100 V、50 Hzを出力するように設定されている。しかし、第2章での実験結果、バイオガスの供給によるデュアルフューエル式供試ディーゼル機関は1,700~2,000 rpmで性能の高い傾向を示しているため、本章では機関の回転数を1,800 rpmに設定し、ベルトとプーリにより3,000 rpmまで増速して発電機を駆動する。このような条件で機関の回転数を

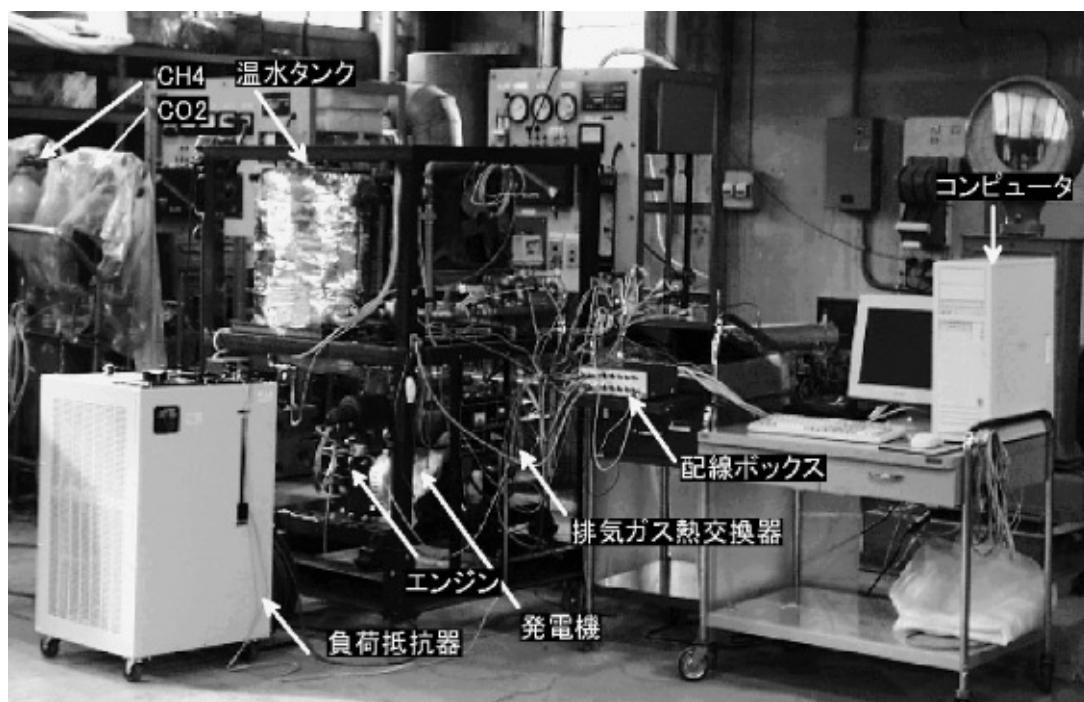
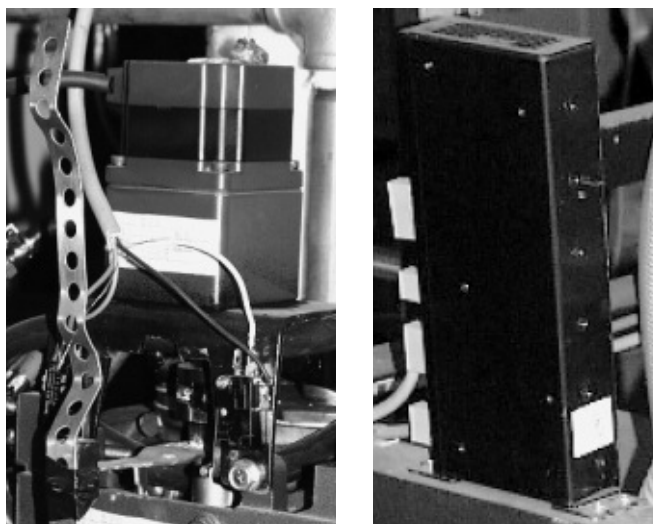


図 3.1 バイオガス用 CGS の全景



(a) ステッピングモーター

(b) モータードライバー

図 3.2 軽油噴射量制御システム

1,800 rpm に維持するためには、機関の回転数に合わせて機関に供給する軽油の量を調節する必要がある。

図 3.2(a)と(b)に軽油噴射量制御システムを示した。

#### 1) 機関回転数計測部

機関回転数計測部はクランク軸に接続されたロータリエンコーダから一定時間のパルス数をカウントすることで回転数を測定する。装置としてはロータリエンコーダ (OMRON 社製,

E6C2-CWZ3E), カウンタボード (INTERFACE 社製, PCI-6202), コンピュータから構成されている。

ロータリエンコーダからはZ相信号 (1パルス/回転) と, A相信号 (360パルス/回転) が出力される。このA相信号をカウンタボードから読み込んで, コンピュータから回転数が出力されるように設定した。

2) 軽油噴射量制御部

ステッピングモータにより燃料噴射用ガバナを操作して軽油噴射量の調節を行う。機関回転数を測定してからコンピュータのプログラム上でステッピングモーターの回転方向と角度を決定し, ステッピングモーターコントロールボード (INTERFACE 社製, IBX-7204) に入力する。これが専用のドライバ (オリエンタルモーター社製, UDK5114N) からステッピングモーターに出力パルスとして信号を送り, モーターは指定された回転方向・角度だけ回転し, ピニオンギアによってガバナの操作を行う。ガバナの左右にはリミットスイッチが装着され, ガバナの操作量が移動範囲を超えるとステッピングモーターに停止信号を送るようにして安全対策を図る。なお, ガバナは専用のスイッチを設置してステッピングモーターの励磁を切ることであり, ガバナのレバーを手動で調節することを可能にした。表3.1にステッピングモーターの仕様を示す。

B. 発電系の装置と制御

デュアルフューエル式 CGS は供試機関, 発電装置, 熱交換装置のような全ての装置を一つの架台に搭載した。発電機は機関からの動力をベルトによって伝動して駆動する。機関の回転数は 1,800 rpm, 発電機は 3,000 rpm に設定さ

表 3.1 ステッピングモーターの諸元

メーカー	Oriental Motor Co.
型式名	UPK564AU-TG30
励磁最大静止トルク [N・m]	4.0
基本ステップ角	0.024°/STEP
出力電流	1.4A/相
減速比	1 : 30
許容速度範囲 [Hz]	0~15,000

れているため, 機関と発電機の軸に装着されているプーリの直径比を 5 : 3 で設計して発電機の増速を図った。ベルトはスリップや速度変化がない伝動が可能な歯付きベルトを採用した。

また, 電力負荷の制御は人為的に負荷の調節が可能となる電流値可変タイプの負荷抵抗器を利用した。これは発電機から発生する電流に抵抗値を 0 から規定値まで変化させて負荷を加える装置である。このように負荷抵抗器から加えた負荷量は, 電力計を用いて計測した。表 3.2 に発電機と負荷抵抗器, 表 3.3 に電力計の諸元を示し, 図 3.3 の(a)~(c)に各装置の全形を示した。

C. 熱回収系の装置と制御

第 2 章のデュアルフューエル式ディーゼル機関から採用した熱交換器は常温の冷却水を流入して WJ と熱交換器から熱を吸収した後, そのまま排出する方式である。このような方式の熱交換器から得たデータと基本特性を参考として, 本章ではより効率的な熱回収装置の製作を目的として循環式熱交換器への改造を行った。

本研究で想定している熱回収系の概略図を図 3.4 に示す。

a. 循環式熱交換システム

冷却水はエンジンの WJ 上面からエンジン内に入る。そこでエンジンの WJ を循環し, エ

表 3.2 発電機, 負荷抵抗器の主要諸元

	発電機	負荷抵抗器
メーカー	ヤンマー(株)	山菱電気(株)
型式	YSG3500A-6	RZ-100-4B
定格出力 (容量) [kVA]	3.5	4
電圧 [V]	100	100 (AC/DC)
電流 [A]	35	OFF 2~40
周波数 [Hz]	50	
相数	単相	

表 3.3 電力計の主要諸元

メーカー	日置電機㈱
型式	3166
測定レンジ [V], [A]	600, 500
有効入力範囲 [%]	レンジの10~110
整流方式	RMS (真の実効値)
入力抵抗 電圧 [M $\Omega$ ], 電流 [ $\Omega$ ]	1.3 $\pm$ 10%, 0.8 $\pm$ 10%



(a)



(b)



(c)

図 3.3 発電機, 負荷抵抗器, 電力計の全形

ンジン冷却による熱の一部を回収する。次にその冷却水を排気熱交換器に通し、排気ガスから排気損失の一部を二次回収する。その後蓄熱温水タンクに入り、蓄熱温水タンク内の水温を高めて再びエンジンのWJへに戻る循環式であ

る。冷却水のオーバーヒートを防止するためラジエータを設置し、冷却水の温度が約80°Cを超えると電磁バルブ(コシタケ社製, SM-105)の自動開閉によって冷却水がラジエータを通過するように切り替える。冷却水は水ポンプを利用

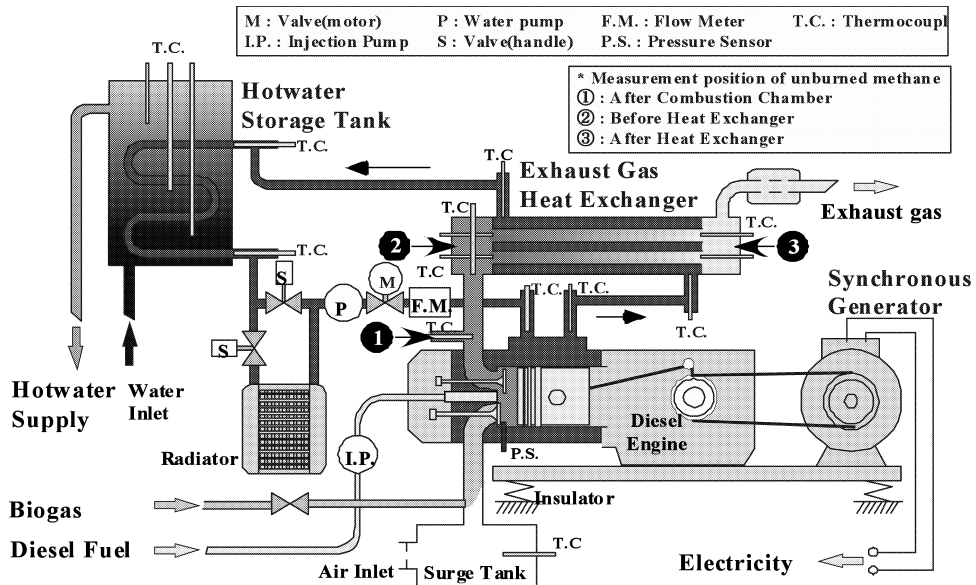


図 3.4 熱回収系の概略図

して循環させる。流量の測定と制御のためにフローメータと電磁ボールバルブを装着した。表 3.4 に水ポンプ、電磁ボールバルブ、フローメータの仕様を記す。

冷却水の流量はフローメータから発生するパルスコンピューターに装着されているカウンタボードで計測し、モニターの画面に表示する。冷却水の流量は電磁ボールバルブの開閉量によって制御した。この制御アルゴリズムとしてはフローメータからの周波数をカウントすることで冷却水の流量を計算し、プログラムによって設定されている流量と計測した流量との差を求め、PID 制御方式によって電磁ボールバルブの操作量を制御する<sup>59)</sup>。また、冷却水の温度を計測して設定された温度より低い場合は冷却水がラジエータ経由せずに機関 WJ へ還流するように、設定温度を超えると冷却水がラジエータを通過するように電磁バルブの ON/OFF を切換えることで冷却水の経路を自動制御した。

**b. 排気ガス熱交換器**

熱交換器の設計図を図 3.5 に示す。本装置の主要諸元は表 3.5 の通りである。

本 CGS は移動式を想定しているため、熱交換器の長さは実際に CGS に取り付けられる最大の長さである 660 mm とした。しかし、熱交

表 3.4 水ポンプ、電磁ボールバルブ、フローメータの諸元

	水ポンプ
メーカー	丸山工業(株)
型式	15LPMBC
口径	PT1/2
流量 [L/min]	7.3
揚程 [m]	30
出力 [W]	200
	電磁ボールバルブ
メーカー	VALCO (株)
型式	PAX-050
定格トルク [Nm]	5
開閉時間 [sec]	14
入力信号 [mA]/[V]	4~20/1~5
分解能 [%]	0.2以内
	フローメータ
メーカー	エステック(株)
型式	LD5-TATAAA
流量範囲 [L/min]	0.3~3
口径 [mm]	5
校正係数 [cc/p]	2.50

換器の先・後端部各々 80 mm の部分は実際に冷却水との伝熱を生じないため伝熱管の長さは 500 mm である。熱交換面積の確保を考慮して、排気ガス管は 4 列の並流型にして、呼び径で 25 A (内径：27.6 mm) のステンレス鉄管を使用し

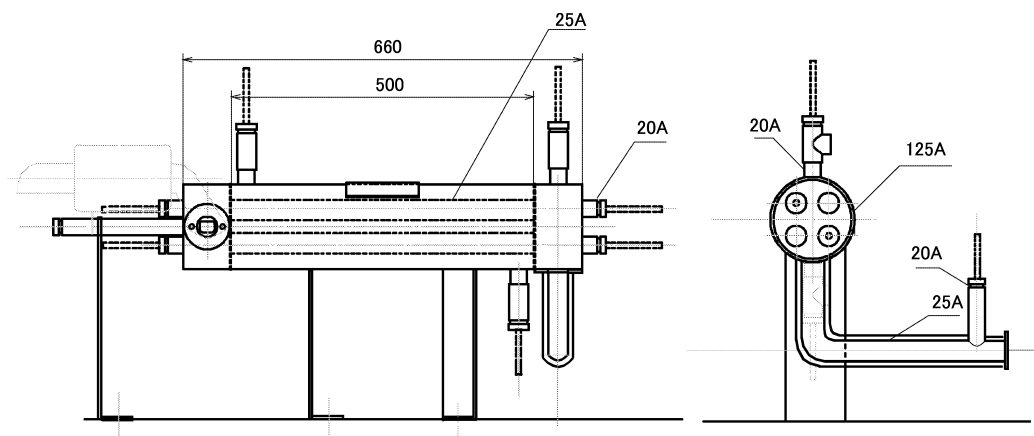


図 3.5 熱交換器の設計図

表 3.5 熱交換器の諸元

型式	並流管式
熱交換部の長さ [mm]	500
内管呼び径	32A (4 個)
外管呼び径	50A
材質	ステンレススチール
温度計測部位	8 点
使用温度計 (熱電対)	
シース型, 直径3.2mm	
排気用:	K 型 (クロメル-アルメル) 2 級, 誤差1.5°C以内
冷却水用:	T 型 (銅-コンスタンタン) 1 級, 誤差0.4°C以内

た。この排気ガス管の周りには冷却水が流れる呼び径が 125 A (内径: 130.8 mm) の管を設置した。伝熱管の伝熱面積は以下の式から 0.236 m<sup>2</sup> と計算された。

$$A_H = (\pi \cdot d_g \cdot 4 \cdot l_g) + 2 \cdot \left( \frac{\pi \cdot d_{he}}{4} - 4 \cdot \frac{\pi \cdot d_g}{4} \right) [m^2] \quad (3.1)$$

ここで  $d_g$  は排気ガス管の外径 [m],  $d_{he}$  は熱交換器外管の外径 [m],  $l_g$  は排気ガス管の長さ [m] である。

### c. 蓄熱温水タンクの製作

蓄熱温水タンクの概略図と蛇腹管の伝熱面積を計算するために拡大した図を図 3.6 に示した。蛇腹管は蓄熱温水タンク内で、シリンダの WJ と熱交換器からの熱を吸収した冷却水と蓄熱温水タンク内の水との二次熱交換を行う装置である。蓄熱温水タンクからの二次熱交換は実際に利用可能な温水を得ることも目的の一つで

ある。本図のように蓄熱温水タンク内部に一般の管より表面積を広くした蛇腹管を 4.5 周分巻いて設置した。蓄熱温水タンクの材質はステンレスでタンクの内径は 400 mm, 高さは 500 mm で容積は 62.8 L になる。下部には常温の水が入る給水管, 上部に温水の排出管が設置されている。蓄熱温水タンク内の温度は 5 箇所で測定し, 2 箇所は冷却水の出入口の温度, 3 箇所はタンク内の温水の温度を測る。その位置は図 3.4 と図 3.6 に示した。

蓄熱温水タンク内の蛇腹管の伝熱面積は約 0.26 m<sup>2</sup> で, この表面積は熱交換器の交換熱量の計算に使用する。

### d. 温度計測システム

各部の冷却水と排気ガスの温度を測定しての回収熱量を計算した。温度計測の位置は図 3.3 に示し, その諸元は表 3.5 に示されている。熱電対は全部で 18 個あり, それぞれ排気ガス管の

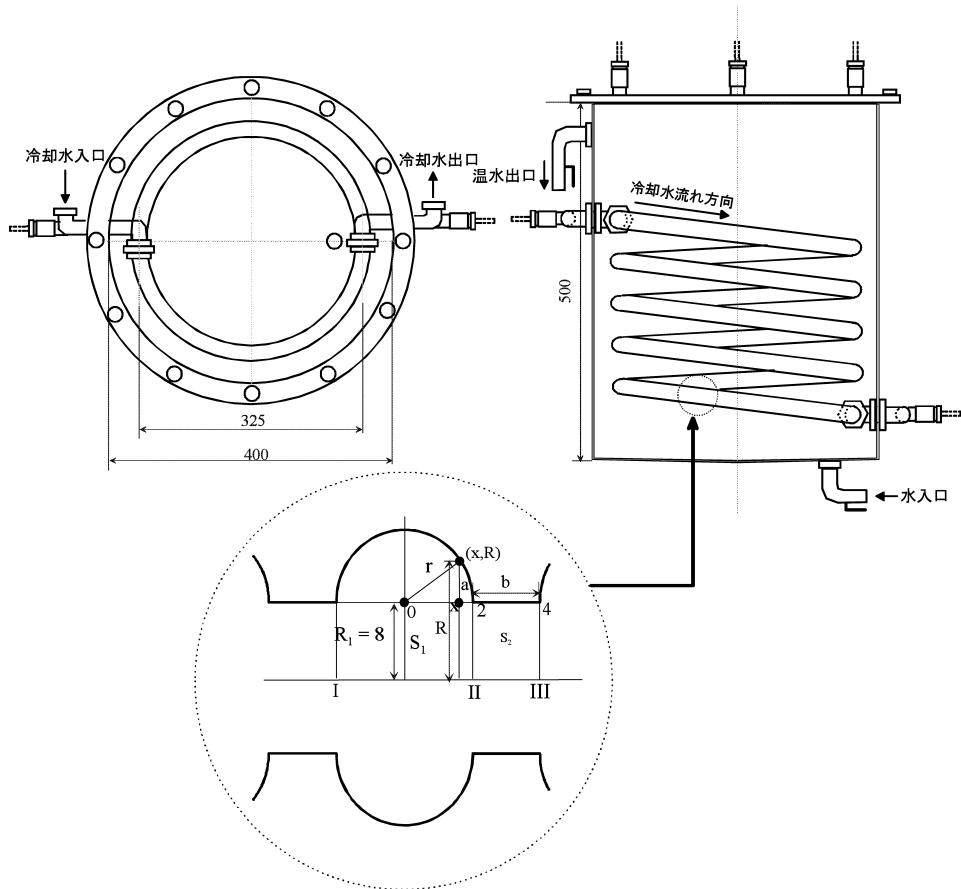


図 3.6 温水タンクの概略図と蛇腹管の伝熱面積計算用拡大図

出口，冷却水 WJ の出入口，熱交換器の冷却水出入口と排気ガス出入口，蓄熱温水タンク内，蓄熱温水タンクの冷却水出入口，ラジエータの冷却水出入口に取り付けられている。また，吸入空気取り入れ口に一個取り付けられている。排気ガスの温度測定に使用される熱電対は K 型で，冷却水温と吸入空気の測定には T 型である。熱電対はデータロギングシステム（共和電気社製，UCAM-20PC）に接続され，そこから RS-232C を通してコンピュータで測定データが保存される。測定間隔は任意に設定できるようにプログラムし，より細密な測定が可能になっている。

#### e. 電気系の改良

各種制御装置の電源部と信号回路部を全てボックスのなかに納めて装置準備の簡素化を図った。微弱信号が出力されるためノイズの影

響の最小化と断線の防止のために高電圧用と信号用のボックスを別々に製作して，配線はシールドケーブルに納めた。配線図を図 3.7 に示した。

#### D. 燃焼圧測定

内燃機関の基本的な軸出力・燃費特性を研究対象にする場合，燃焼室内の現象を検討することが必要である<sup>60)</sup>。その観察方法のなかでよく知られているのが筒内圧線図であり，筒内圧線図から着火遅れ，着火時期，最高燃焼圧力，最大圧力上昇率が算定される。また，筒内圧の時系列計算によって熱発生率を分析すれば，燃焼室内の熱的变化による燃焼過程の解析が可能である<sup>61)</sup>。

筒内圧の測定位置を図 3.8 に示す。指圧計はひずみゲージ式指圧計（共和電業社製，PEF-S-SA1）を用い，シリンダヘッドには指圧計を取り

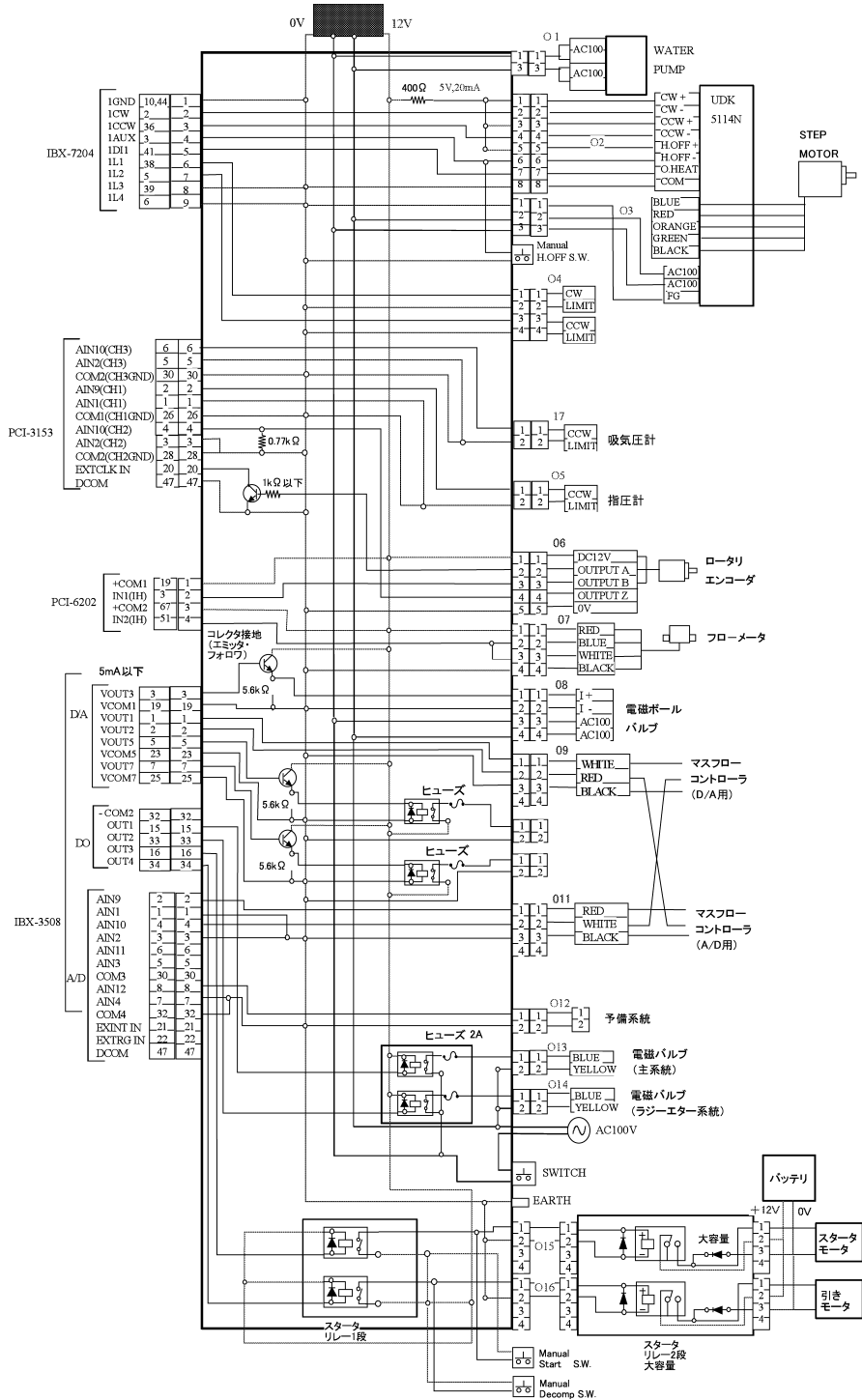


図 3.7 電気系配線図

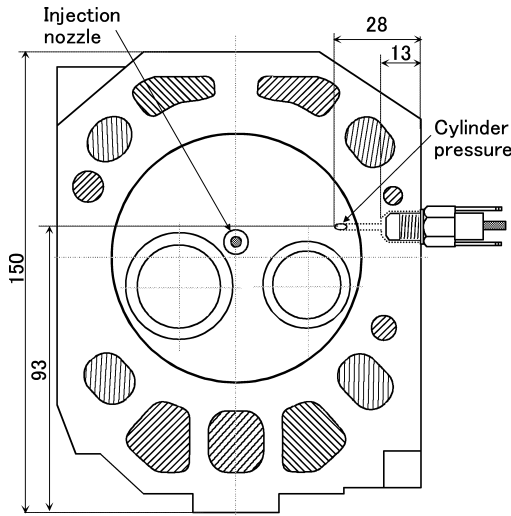


図 3.8 筒内圧の測定位置

付ける改造を行った。導管を介して指圧計を装着すると、導管内に気柱振動を誘発し、この振動が外乱としてデータに混入するので、できるだけ燃焼室に近接して指圧計を接着することが望ましい。しかし、供試機関のシリンダヘッドは直接燃焼室に指圧計を取り付けるだけの空間が確保できないので、燃焼室から圧力取出管を延ばして装着した。筒内圧の測定はクランク角度  $1^\circ$  毎に連続 10 サイクルについて 3 回の測定を行って平均値を採った。指圧計からの信号は動ひずみ測定器（共和電業社製、DPM-310A）を用いて増幅し、圧力波形を AD 変換して記録した。圧力データは平均化処理後、上述した導管内の高周波の気柱振動や機械振動等の外乱を除去する目的で、最小自乗法により圧力波形の平滑化を行った<sup>62)</sup>。熱発生量は次節の理論計算式から求めた。

a. 熱発生率の基本計算式<sup>63)</sup>

筒内圧から熱発生率と燃焼温度の算出方法を概説する。

1) 燃焼室内の体積変化率

図 3.9 において燃焼室内のピストン変位  $x$  は

$$x = (l + r_c) - r_c \left[ 1 - \cos\theta + \lambda \cdot \frac{(1 - \cos 2\theta)}{4} \right] \quad (3.2)$$

ここで  $\lambda = l/r_c$  である。

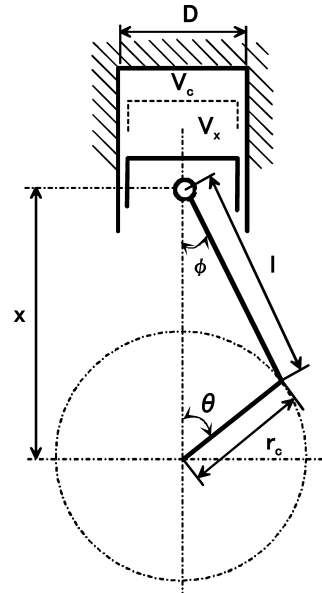


図 3.9 ピストン-クランク機構図

圧縮比を  $\epsilon$  とし、クランク角  $\theta$  の燃焼室体積  $V_\theta$  は

$$V_\theta = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot r_c}{4} \cdot \left[ \frac{2}{\epsilon - 1} + 1 - \cos\theta + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\theta) \right] \quad (3.3)$$

となる。したがって、燃焼室内の体積変化率  $dV_\theta/d\theta$  は

$$\frac{dV_\theta}{d\theta} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot r_c}{4} \cdot \left[ \sin\theta + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\theta \right] \quad (3.4)$$

となる。

2) 燃焼室内の圧力変化率

クランク角  $\theta - 2, \theta - 1, \theta, \theta + 1, \theta + 2$  における筒内圧を  $P_{\theta-2}, P_{\theta-1}, P_\theta, P_{\theta+1}, P_{\theta+2}$  とすると、圧力変化率  $dP_\theta/d\theta$  は測定した筒内圧  $P_\theta$  を式 (3.5) に示した Stirling 式<sup>64)</sup> に適用することによって求めることができる。

$$\frac{dP_\theta}{d\theta} \approx \frac{1}{12h} (-P_{\theta+2} + P_{\theta-2} + 8(P_{\theta-1} - P_{\theta+1})) \quad (3.5)$$

3) 熱発生率

熱発生率  $dQ_\theta/d\theta$  はクランク角当たりの筒内圧  $P(\theta)$  からエネルギー保存法則および理想気体状態方程式を適用する。熱力学第 1 法則から次式が得られる。

$$\frac{dQ}{d\theta} - \frac{dQ_w}{d\theta} - H_f \frac{dG_f}{d\theta} = \frac{dU}{d\theta} + \frac{dW}{d\theta} \quad (3.6)$$

ここで燃料のエンタルピー  $H_f(dG_f/d\theta)$  は微小であるため無視すると、熱発生率は

$$\frac{dQ_\theta}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - \frac{dQ_w}{d\theta} = \frac{d}{d\theta}(G_{c_v}T) + P_\theta \frac{dV_\theta}{d\theta} \quad (3.7)$$

となる。 $c_v = (1/k - 1)R$  であるため、式(3.7)は

$$\frac{dQ_\theta}{d\theta} = \frac{1}{k-1} \left( kP_\theta \frac{dV_\theta}{d\theta} + V_\theta \frac{dP_\theta}{d\theta} \right) \quad (3.8)$$

となる。各温度変化による比熱比は佐藤ら<sup>65)</sup>が採用したデータから計算した。また、燃焼室内の平均ガス温度は  $T = PV/mR$  から求めた。

### E. 未燃メタンの測定

バイオガスを供給して機関を運転する場合、排気として排出される未燃メタン濃度を測定し、メタン燃焼率を計算する。排気中の未燃メタン濃度はガスクロマトグラフ(島津社製, GC-14B)を用いて測定した。ガスクロマトグラフの分析方法としては熱伝導検出法(TCD)と水素炎イオン化検出法(FID)があるが、本章では未燃炭化水素の分析に使われるFID法を利用して測定を行った<sup>66)</sup>。排気の採集は燃焼室直後の排気マニホールド、熱交換器の入口と出口の3箇所で行った。排気を3箇所では採集したのは、未燃メタンが排気管で再燃焼することを確認するためである。ガスは粒状物質を取り除くためにフィルターを通してバックに採集した。メタン燃焼率は次式によって求められる。

$$Comb_{ch_4} = \frac{V_{ch_4} - V_{Ech_4}}{V_{ch_4}} \times 100 \quad (3.9)$$

### F. バイオガス用CGSの制御

バイオガス用CGSの制御と計測を自動化する目的でプログラムを作成した。プログラムは大きく制御用と計測用として分類できる。まず、制御用プログラムの項目としては機関回転数の制御、冷却水流量の制御、冷却水温度制御、バイオガス供給量の制御、吸気温度制御などがあり、測定用プログラムとしては冷却水温度、回収熱量、筒内圧、吸気圧、消費電力などがある。このような各々の独立したプログラムを並列処理するマルチスレッド方式のメインプログラム

を作成し、制御・計測項目ごとにサブルーチンを動作させるようにした。このプログラム操作の簡易化を目的にグラフィック・ユーザー・インターフェースを導入し、画面表示によるシステム運転状況把握ができるようにした。また、各々の制御はフィードバック制御を採用した<sup>67)</sup>。図3.10にバイオガス用CGSの制御・測定用プログラムの表示画面を示す。

### G. まとめ

一機関からの廃熱と動力を同時に利用可能なバイオガス用CGSの製作を行った。製作したバイオガス用CGSは供試機関、循環式熱交換器、発電装置、蓄熱温水タンク、制御装置によって構成されている。PID制御によって軽油の供給量と機関回転数を制御した。機関負荷は発電機からの電力負荷を調節する方式を採択した。電力負荷量は電力計を用いて測定した。

一熱回収はエンジンのWJと排気ガス熱交換器の2箇所から行う。また、高温の冷却水は蓄熱温水タンクに入り、タンク内の水へ放熱することによって蓄熱を行う。冷却水配管の各部分に熱電対を装着して、熱の移動量を計算した。排気ガスからの廃熱を回収する排気ガス熱交換器は4列の並流型で、伝熱面積は0.24 m<sup>2</sup>となる。蓄熱温水タンク内の熱交換用管は放熱面積を広くした蛇腹管を採用し、伝熱面積は0.26 m<sup>2</sup>と計算された。

一バイオガス用CGSの燃焼室に圧力センサーを取り付けて筒内圧を計測できるようにした。この筒内圧を解析することによって着火遅れ、着火時期、最高燃焼圧力、最大圧力上昇率などの燃焼過程を知ることができる。

また、排気として排出される未燃メタンの濃度を測定し、メタン燃焼率を計算できるようにした。

一バイオガス用CGSの制御と計測を自動化する目的で制御用プログラムと計測用プログラムを作成し、各々独立したプログラムを総合管理するメインプログラムを作成した。また、プログラム操作の簡易性を目的として一つの画面上でシステム運転状況を把握できるようにした。

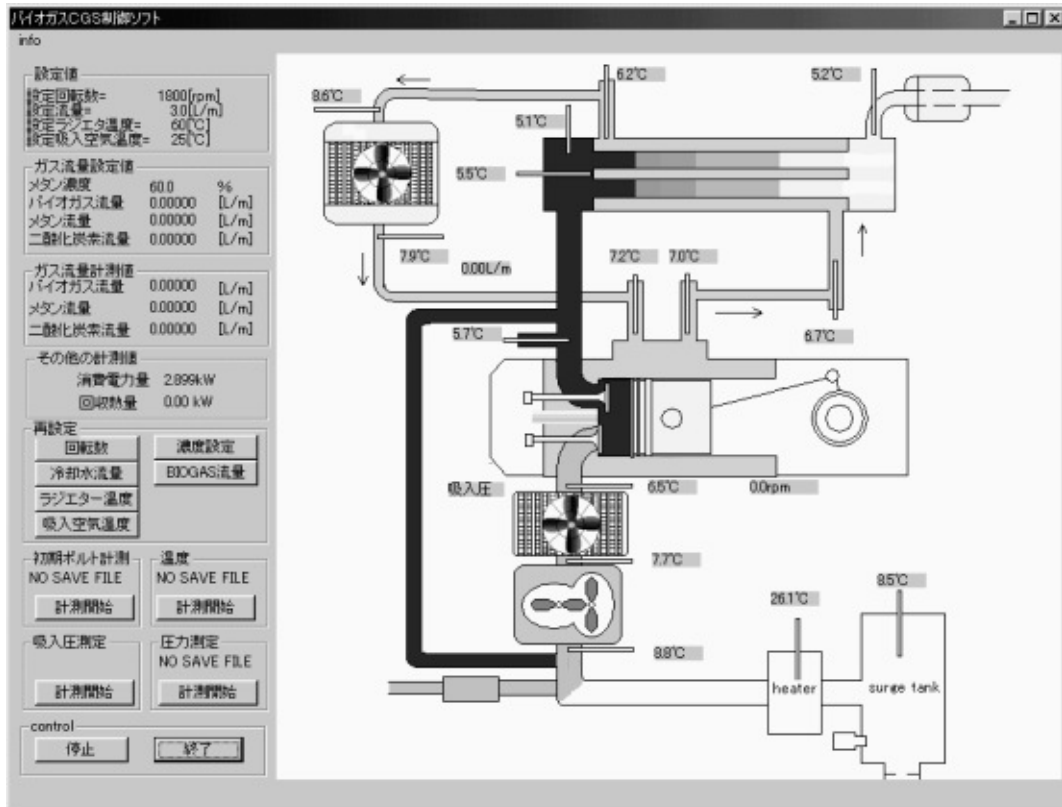


図 3.10 バイオガス用 CGS の制御・測定用プログラム図

#### IV. バイオガス用 CGS の運転特性

前章ではバイオガスを燃料とするデュアルフューエル式ディーゼル機関の基本特性を検討としてバイオガス用 CGS の製作を行った。

本章では製作したバイオガス用 CGS の運転特性を究明することを目的とする。CGS へのバイオガス供給量，供給バイオガス中のメタン濃度，電力負荷の変化による機関性能，熱交換器（機関 WJ と排気ガス熱交換器）の回収熱量と蓄熱温水タンクでの放出熱量，排気ガス中の NOx と黒煙濃度の変化を検討する。また，デュアルフューエル運転における燃焼室内の筒内圧を測定することによって異なる運転条件に対する燃焼圧，熱発生率，燃焼温度を解析した。さらに，メタンの未燃割合状況を把握するために排気中の未燃メタン濃度を測定してメタン燃焼率の算出を行った。

#### A. 実験条件および方法

バイオガス用 CGS の性能特性を検証するため，各条件下で機関を運転して軽油消費量，吸入空気量，熱交換器部の温度などを測定した。この測定値から各性能の計算を行った。また，筒内圧を測定して各運転条件による燃焼過程を解析し，排気中のメタン濃度を分析して未燃メタンの排出状況を把握した。

機関回転数は 1,800 rpm，軽油噴射時期は BTDC 12.5°CA に設定した。バイオガスの供給量は 0 から 20 L/min まで増加させて 5 点の測定点を取った。また，電力負荷は BMEP が供試機関の連続定格負荷時の 25～110%<sup>60)</sup> に相当する 0.6～2.66 kW の 5 点について実施した。排気ガス組成の分析は上記の条件で機関を運転する場合，機関排気管に設置されている検知管からガスを吸引して，NOx 排出量，黒煙濃度，メタン濃度，酸素濃度を測定した。

機関の始動後しばらくアイドリングをしてか

表 4.1 実験条件

機関回転数 [rpm]	1,800
軽油噴射時期 [BTDC °CA]	12.5
電力負荷 [kW] (負荷率)	0.60 (1/4), 1.21 (2/4), 1.81 (3/4), 2.41 (4/4), 2.66 (5/4)
バイオガス供給量 [L/min]	0, 5, 10, 15, 20
メタン濃度 [%]	40, 50, 60, 70, 80 (負荷: 2.41 [kW] バイオガス供給量: 20 [L/min])
冷却水流量 [L/min]	3

ら、バイオガスを供給し始め、電力負荷と機関回転数の制御を行った。機関の運転と各所の温度が安定してから軽油の供給量および吸入空気量を測定し、電力負荷とバイオガス供給量を変化させながら測定を繰り返した。

熱交換器からの回収熱量は機関に供給される冷却水の温度によって影響をうけるため、機関WJに入る冷却水の温度を一定にする必要がある。蓄熱温水タンク内の水温が高くなると機関供給の冷却水温も共に高くなる。これによって熱交換器の回収熱量が変化する可能性があるため、WJに入る冷却水の温度変化をリアルタイムで測定してラジエータモーターの稼働を制御し、水温の一定化を図った。表 4.1 に本章の実験条件を示した。

## B. デュアルフェューエルの消費率

バイオガスと軽油のデュアルフェューエルでバイオガス用 CGS を運転する場合、バイオガス中のメタンと軽油の消費率をエネルギーベースで示したものが図 4.1 である。軽油のみの運転時は軽油代替率が 0% になり、メタン消費量が増えると軽油消費量は減ってポイントは右下方に移動する。また、各ポイントの縦・横座標値の合計が機関の総消費エネルギー量である。電力負荷が大きくなると総消費エネルギー量が増える。また、メタンの消費量が増えると軽油消費量は少なくて済み、軽油代替率が増加し、メタン消費量が 6.56 kW に相当する右端のポイントでは軽油代替率が 70~85% に達する。しかし、メタン供給量の増加によって高負荷時の傾きは低負荷時より大きいので、供給したメタンは低負荷より高負荷で活発に燃焼したと判断できる。すなわち、各運転状態点から傾き -1

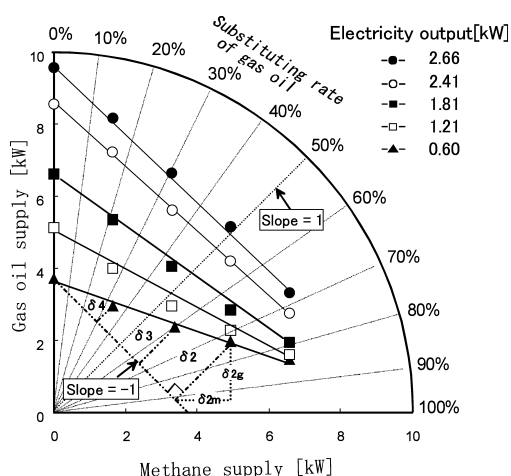


図 4.1 バイオガス供給時と軽油のみ運転時におけるメタン消費量と軽油消費量の関係

の線に垂直線を引くと、各横縦方向の距離に相当する燃料量  $\delta_{im} + \delta_{ig}$  分の燃料が無駄に消費されたことになる。

今回の実験では、軽油代替率を 70~85% にしてもノッキングは発生しなかった。これは主に、メタンの自発火温度が高く、着火前反応を起しにくいことによるものである。この実験でガスの供給量を 20 L/min に制限したのはノッキングを抑制することが目的ではなく、軽油噴射量の減少による着火不良を回避することが狙いであった。

## C. バイオガス用 CGS の性能

### a. バイオガス用 CGS の効率

前述したようにバイオガスの可燃成分であるメタンは燃焼特性上、軽油噴霧の着火後、火花に巻き込まれて燃焼すると考えられる。バイオガス供給量が一定の場合、電力負荷が高くなる

と軽油の噴射量が増加する。このように軽油の噴射量が増えると軽油の燃焼による燃焼領域が広がって周辺混合気の巻き込みが増え、燃焼温度と圧力も共に上昇し、メタンの燃焼を促進したと予測できる。

図 4.2 に各バイオガス供給量・電力負荷における発電端効率、熱交換器からの回収熱量、総熱効率を示す。各電力負荷量に相当する負荷率は表 4.1 で与えた通りである。なお、供試機関の性能として正味熱効率の代りに発電システムへの投入エネルギーに対する発電機による電力出力の比率である発電端効率を使用した。

バイオガスを供給して機関を運転する場合、発電端効率は予想通り電力負荷の増加によって上昇する結果を示し、2.66 kW (5/4 の負荷率) 高負荷では軽油のみでの運転に匹敵する効率を

示した。しかし、電力負荷が低くなるにつれ効率は低下した。低負荷では軽油噴射の減少によって燃焼室内の燃焼温度および燃焼圧力が低く、混合気中のメタンの燃焼が充分に行われないものと考えられる。また、バイオガスの供給によって吸入混合気中の酸素量が減り、酸素と燃料の反応機会が減少することも発電端効率が低下した一つの原因と考えられる。低負荷における未燃メタンはそのまま排気ガスとして放出され、これは効率の低下のみでなく地球温暖化ガスの排出を意味するため、今後何らかの対策が必要である。既存のバイオガス発電プラントではこの問題を回避するため、定格負荷でのみ運転し、余剰電力は電力会社に売電することを前提としている<sup>68)</sup>。しかし、売電制度が十分に整備されてない日本の現状では低負荷時における

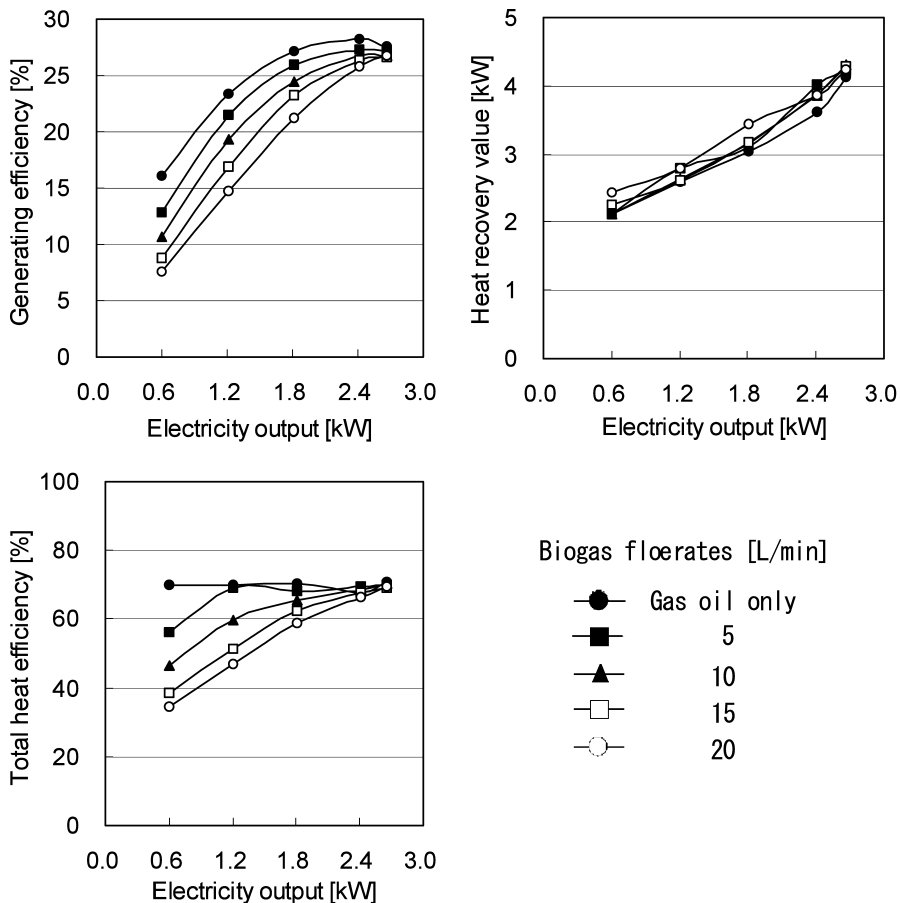


図 4.2 各負荷でのバイオガス供給によるバイオガス用 CGS の効率

バイオガスの燃焼効率改善も重要な技術課題である。

回収熱量に関しては、燃焼温度および排気ガス温度と冷却水間の温度差によって異なるため、負荷率が高くなると排気ガスの温度が高くなり回収熱量も増加する。バイオガス供給量の増加によっては電力負荷が低い場合、回収熱量は約12%増加する。既存の研究において、バイオガスが燃焼室のなかで燃焼しきれず、排気温度が上昇する例が報告されている<sup>69)</sup>。ここで、排気ガス比熱を計算して見ると、1.21 kWの低負荷において、軽油運転時は0.94 kJ/kg・Kに対しバイオガス供給量20.0 L/minでは1.49 kJ/kg・Kで排気ガス比熱は増加している。これらの結果から、未燃焼メタンの一部は排気ガスの高温と乱流状態である排気ガス流によって排気管内で再燃焼し、排気熱交換器からの回収熱量が増加したと推測される。

これらの結果から、負荷率4/4である2.41 kWの電力負荷において、発電端効率に供給した燃料の発熱量に対して熱交換器から回収した熱量の比率である熱回収効率を加えた総熱効率は約68%に達した。

#### b. バイオガス用 CGS の排気ガス成分

ディーゼル機関の排気ガス中有害成分としてはNO<sub>x</sub>、黒煙、HC、COが含まれている。そのなかでNO<sub>x</sub>と黒煙はディーゼル機関で最も問題になる有害ガスである<sup>70)</sup>。本章ではNO<sub>x</sub>と煙の排出濃度を測定した。NO<sub>x</sub>の発生要因と

しては燃焼室内のガス温度が高い場合、燃焼室内に供給される酸素が十分である場合、燃焼反応時間が長い場合などであるが、特に温度の影響が支配的である<sup>71)</sup>。

図4.3にNO<sub>x</sub>排出濃度と黒煙濃度の変化を示した。電力負荷が高くなると燃焼室内の燃焼圧力と燃焼温度が高くなり、吸入空気中の窒素と酸素が反応しNO<sub>x</sub>発生量は増加する。しかし、20 L/minのバイオガスを供給すると各電力負荷でのNO<sub>x</sub>排出濃度は最小200 ppmから最大360 ppmまで減少した。これはバイオガスを供給するとバイオガス中に約40%含まれる二酸化炭素による吸入空気中の減少に伴って酸素濃度が低下、それにつれて燃焼温度が下がりNO<sub>x</sub>の発生も減少したと思われる。

一方、黒煙濃度は電力負荷とともに増加した。煙発生の原因としては燃焼火炎領域中の酸素濃度が不足して燃料粒子が熱分解されて水素が選択的に先に燃焼し、未燃焼の炭素が黒煙になることによる<sup>72)</sup>。したがって、電力負荷の増加により増量された軽油噴霧のうち局部的に過濃な軽油部分が高温で熱分解して炭素が遊離するため黒煙濃度は増加するが、本装置において測定された黒煙濃度は全体的に低い。しかし、バイオガスの供給による黒煙濃度は全ての条件でほぼ0%まで減少した。黒煙は軽油の燃焼によって発生する未燃炭素であるので、バイオガス供給量を増加させるとメタンの発熱が増え、その分軽油の噴射量が減ることにより過濃

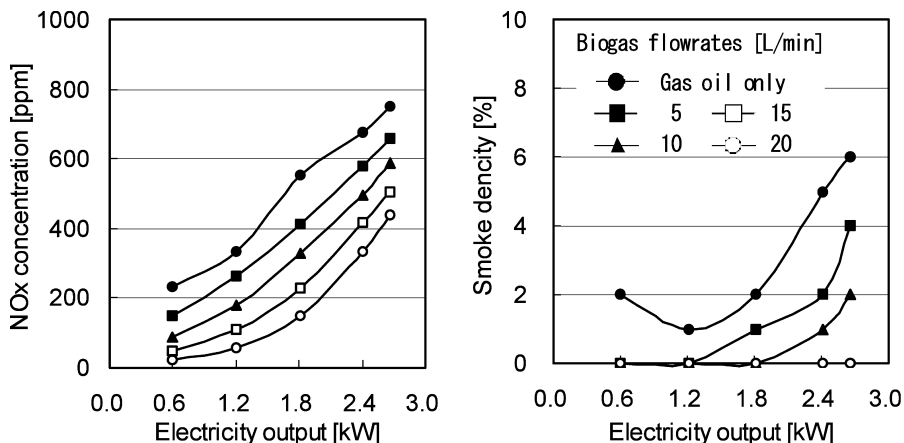


図4.3 各負荷でのバイオガス供給によるバイオガス用CGSの排気ガス成分

噴霧領域が減少して黒煙の発生が抑制したと考えられる。

このような結果からディーゼル機関の最大の欠点である有害排気成分に対し、バイオガス運転はその削減効果を持っていると判断される。

**c. メタン濃度による性能**

バイオガス用 CGS へ供給するバイオガス中のメタン濃度変化に対するバイオガス用 CGS の性能と排気ガス成分の変化を図 4.4 に示す。メタン濃度の増加は機関へ供給される軽油量の減少を意味し、このため発電端効率は減少する傾向を示すが、減少率は比較的小さい。また、回収熱量の変化も見られなかった。これは電力負荷率が 4/4 の高負荷領域であるので、メタンの燃焼が活発に行われた結果と判断される。しかし、メタンの割合が 80% の場合は軽油代替率が約 90% まで達して NOx 排出濃度は増加し、機関運転状態が不安定であったが、ノッキングの発生はなかった。メタンが主成分である LNG ガスを燃料として使用する火花点火機関ではノッキングの発生が知られているが<sup>73)</sup>、本方式では噴霧着火であるため多点着火の効果によりノッキングが抑制されているものと考えられる。したがって、メタン濃度が 80% の場合、機関の運転が不安定だったのは軽油噴射量の減少による着火不良と判断される。これは黒煙濃度がほぼ 0% になった結果からも確認でき

る。

実際のバイオガスプラントで発生するバイオガス中のメタン割合は発酵方法と条件によって多様に変化するので<sup>74)</sup>、一部のガス機関を使用するプラントではメタン濃度が 60% 以下になると機関を停止させる場合がある。しかし、本研究で製作した CGS は軽油とバイオガスを同時に使用するデュアルフューエル方式であるのでメタン濃度変化に対する対応性が優れていることも長所といえる。

**D. デュアルフューエルの燃焼解析**

前述のようにバイオガスの供給によってバイオガス用 CGS の性能が低下する結果となった。特に電力負荷が低い時の性能低下は顕著であり、これは供給したバイオガスの主成分であるメタンの未燃焼が原因と考えられた。このことからメタンの燃焼率を高めて、バイオガス用 CGS 性能を改善させるにはデュアルフューエルの燃焼過程を解析することが必要である。このため、本節ではバイオガスと軽油のデュアルフューエル運転における燃焼圧を測定することによって異なる運転条件に対する燃焼圧、熱発生率、燃焼温度などについて検討を行った。

**a. 低電力負荷時の燃焼過程**

図 4.5 と図 4.6 に 1/4, 2/4 電力負荷時、軽油のみ、バイオガスを 5, 10, 15, 20 L/min 供給した場合の燃焼室内の圧力、熱発生率、熱消費

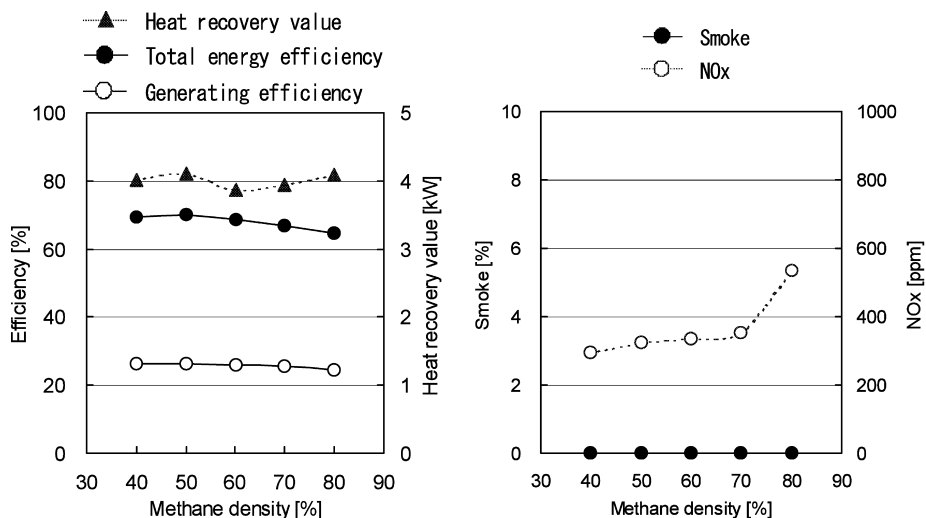


図 4.4 バイオガス中のメタン濃度がバイオガス用 CGS の性能に及ぼす影響

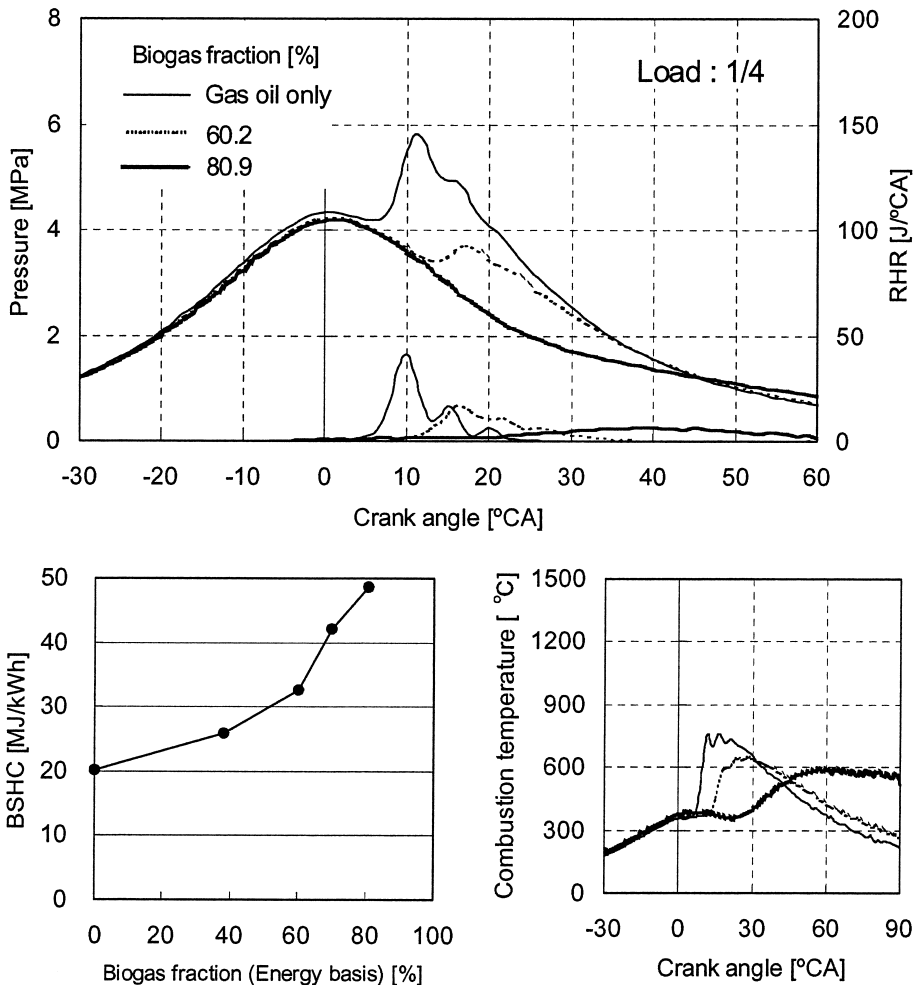


図 4.5 1/4 電力負荷でのデュアルフューエルの燃焼特性

率、燃焼温度の変化を示す。

1/4 電力負荷で軽油運転の場合、ATDC 7°CA で噴霧された軽油が着火を始め、ATDC 11°CA 付近で最高燃焼圧力を示している。しかし、バイオガス割合が増加すると供試機関の軽油噴射時期である BTDC 12.5°CA から着火が始まり、筒内圧が急に上昇する時期までの着火遅れが長くなる。バイオガス割合が 60% の時は ATDC 14°CA で着火が始まっているし、バイオガス割合が 81% の場合、筒内圧の変化がほとんど見られずに着火時期も ATDC 30°CA 付近と非常に遅れている。着火遅れが長くなるのは軽油噴射量の減少が主原因である。バイオガス供給時に着火遅れが長くなると、燃焼による発生

エネルギーが有効仕事に変換できる燃焼時期を過ぎてバイオガスの燃焼が行われるので、エネルギー損失が増加し、熱消費率も増大する。一般的に着火遅れは燃焼室内の温度・圧力およびセタン価に代表される燃料特性によって決定される<sup>75)</sup>。着火遅れが長過ぎると、その間に混合気の生成が進むので、ディーゼルノッキングを起すことはよく知られている。しかし、バイオガス供給の運転ではノッキングは発生しなかった。本方式では燃焼室内のバイオガスと空気の混合気中に軽油が噴射され、混合気による多点着火効果が生じるのでノッキングは抑制されているものと考えられる<sup>76)</sup>。バイオガス割合の増加によって最高燃焼圧力を記録したクランク角

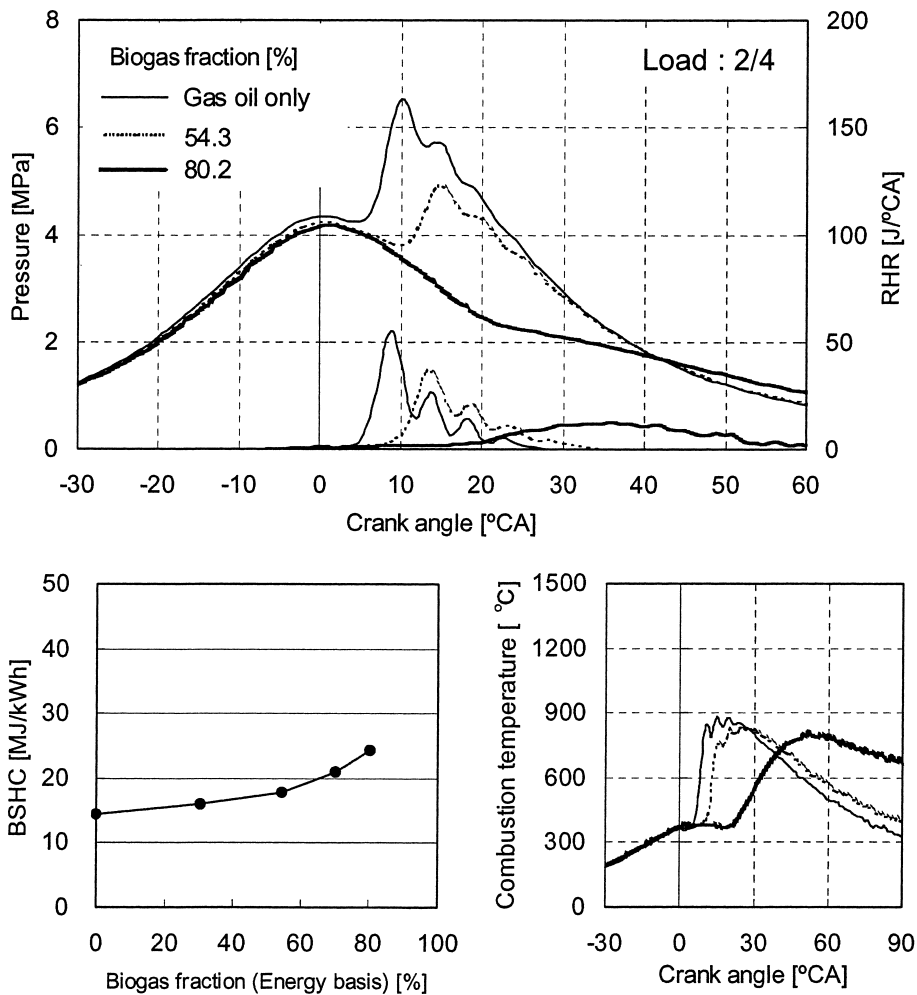


図 4.6 2/4 電力負荷でのデュアルフューエルの燃焼特性

度は ATDC 14°CA～ATDC 18°CA と遅くなり、最高燃焼圧力も低下する傾向を示す。バイオガス割合が約 81% の場合は最高燃焼圧力とそのクランク角度の確認ができなかった。熱発生率の変化から確認できるようにバイオガス割合の増加はデュアルフューエルの燃焼期間を ATDC 60°CA まで長くすると、熱発生率は低下して燃焼過程が緩慢な傾向を示す。特にバイオガス割合の高い場合は排気行程が始まる時期まで燃焼は持続され、発生した熱の大半が有効仕事とならず排気熱として放出される。このようなことは燃焼温度の変化からも確認できるように ATDC 90°CA まで最高燃焼温度である約 600°C の燃焼温度を維持している。前述したよう

にこれが低負荷においてデュアルフューエルの燃焼効率を悪化させる原因となり、熱消費率を急に上昇させたと考えられる。また、指圧線図の面積を行程容積の長方形に換算した時の高さである図示平均有効圧が 0.31 MPa と計算され、正味平均有効圧が 0.13 MPa であることから、この両者の差である 0.18 MPa が噴射ポンプなどの補機類の振動、各軸受などの摩擦抵抗、機関の振動、発電機の性能などの損失である。

2/4 電力負荷においては図 4.6 から明らかのように、1/4 電力負荷とほぼ同様の傾向となった。また、バイオガス割合が 80% の場合は燃焼過程が緩慢で、燃焼期間の後半である ATDC 90°CA までバイオガスの燃焼が持続さ

れるため他の条件より後半の燃焼温度が高い。しかし、1/4 電力負荷時より着火時期が早くなり、バイオガスの燃焼に要する時間の確保ができた。また、最高燃焼圧力、最高燃焼温度も高くなるので、1/4 電力負荷時より熱消費率が減少して、バイオガスの燃焼効率はわずかに改善された。

#### b. 高電力負荷時の燃焼過程

3/4, 4/4 電力負荷における燃焼特性を図 4.7, 4.8 に示す。

3/4 電力負荷において、バイオガス割合の増加によって着火遅れは長くなる傾向を示すが、前項の低負荷時よりは早めに着火している。また、電力負荷が低い時はバイオガスを多量供給

すると最高燃焼圧のピークが現れなかったが、3/4 電力負荷時は ATDC 22°CA 付近で最高燃焼圧が現れている。しかし、最高燃焼圧力と熱発生率は共に低いので、燃焼によって動作ガスが有効仕事として変換されるエネルギー量は少ない。指圧線図から燃料噴射時期に達するまでの圧力は吸入した空気のみでの圧縮によって少しずつ上昇する傾向を示すが、噴射が始まって上死点付近に達するまでは比較的大きな変化を示す。圧縮が進行され上死点を過ぎると噴射燃料が着火して圧力上昇率は高くなり、最高燃焼圧力に達した直後から主燃焼期間になる。この主燃焼期間がバイオガス混合気の燃焼が行われる期間で、多量のバイオガスを供給すると主燃焼

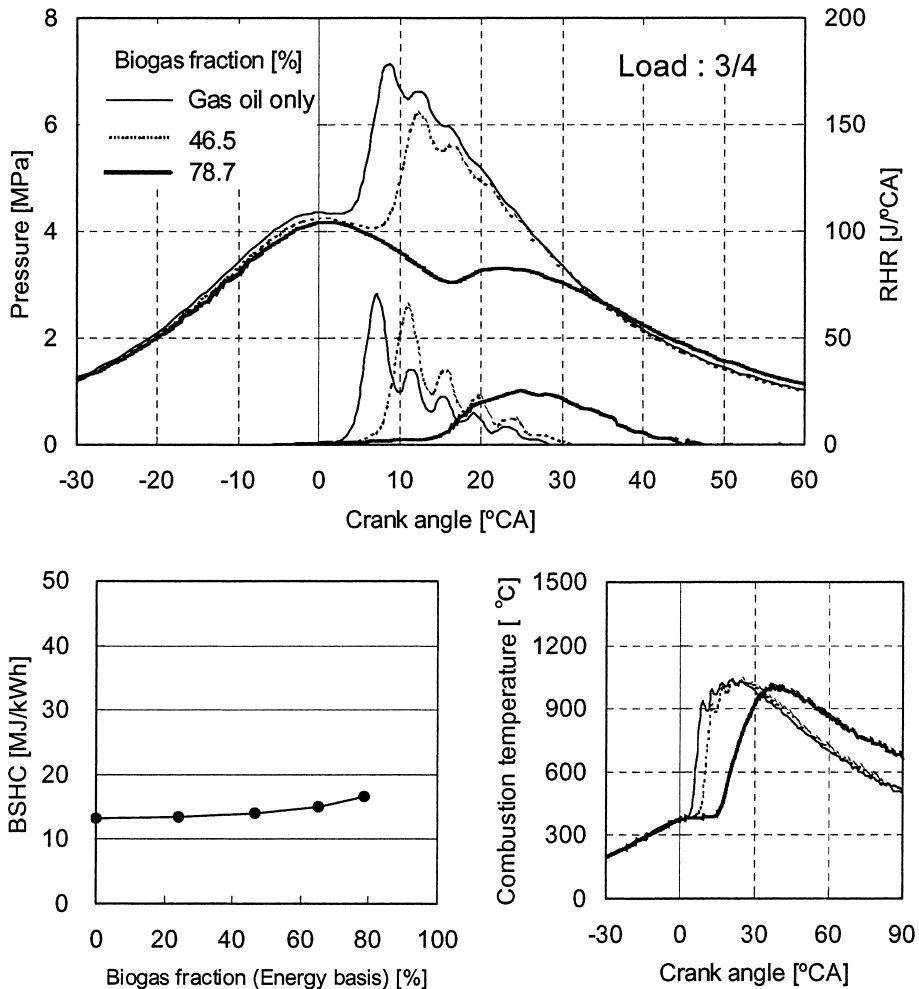


図 4.7 3/4 電力負荷でのデュアルフューエルの燃焼特性

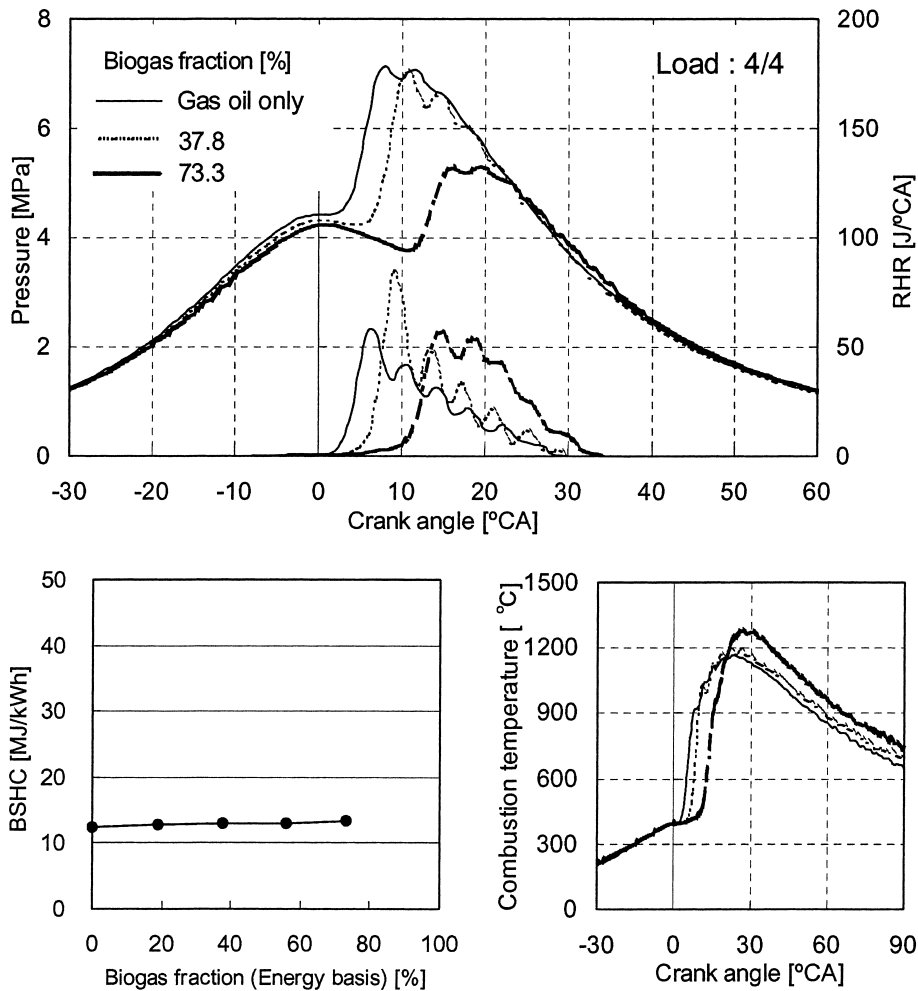


図 4.8 4/4 電力負荷でのデュアルフューエルの燃焼特性

期間が長くなり、燃焼温度も他のバイオガス割合より燃焼の後半まで高温を示しているためエネルギーの損失が発生する。熱消費率もバイオガスの割合が高い場合、増加する傾向を示した。

4/4 電力負荷時は熱消費率から確認できるようにバイオガス割合が増加しても性能の低下は現れなかった。これは筒内圧の変化から見られるように、着火遅れが短くなると有効仕事として変換できる時期に燃焼が行われるので、損失のエネルギーが低下する結果と判断される。軽油運転時の着火時期は ATDC 3°CA で、バイオガス割合が高い約 73% の場合も着火時期は ATDC 10°CA であるので、その差は 7°CA で他の電力負荷時より短い。これは供給したバイオ

ガスが軽油噴射による着火の後すぐ燃焼することを意味し、このような特性は図 4.8 の熱発生率 (RHR) 傾向からも確認できる。軽油噴射による着火後、熱発生率のピーク時までは初期燃焼期もしくは予混合燃焼期と呼ばれる燃焼期間である。軽油の噴射始めから着火までの着火遅れ期間中に蓄積された燃料の大部分が、いくつかの点において着火と同時に急激に燃焼し、筒内圧の急激な上昇に寄与する。ここでバイオガス割合が約 38% の場合、熱発生率のピークが軽油運転時より高くなったことは軽油とバイオガスのほぼ同時に燃焼した結果と考えられる。その後の振動を含んだ燃焼過程が主燃焼期もしくは拡散燃焼期と呼ばれる時期である。初期燃焼

が終わった後に残留したデュアルフューエルが空気と混合しながら燃焼する期間で、混合速度と反応速度が平衡を保ちつつ、その混合層で燃焼を行う。電力負荷が高い場合、この主燃焼機関のバイオガス燃焼が活発であるため、多量のバイオガスを供給しても燃焼効率の低下は少ない。燃焼温度の傾向も同じくバイオガス割合による燃焼温度はほぼ一定で、燃焼後半における温度差も少ない。また、4/4 電力負荷時の最高燃焼温度は約 1,300°C でバイオガスが充分に発火できる温度である。ここで主燃焼期における熱発生率の振動は、前述したよう圧力取出管内の気柱振動に起因するものと予測され、熱発生率を算出する第3章の式(3.8)中に筒内圧の微分項を有しているために、この気柱振動の影響が拡大されて表れたものと考えられる。

このような結果から低負荷においてバイオガスを完全燃焼させる手法として噴射時期の進角による着火遅れの短縮および燃焼室内の温度を上げる方法が有力であると判断される。また、バイオガスの燃焼は軽油の着火後に生じるため、バイオガスと軽油火炎の反応速度を速める方法として吸気渦流、吸気加熱、過給などの方法が考えられる。

#### E. 運転条件によって発生する未燃メタン

図4.9に異なる運転条件による排気中の未燃メタン濃度とメタン燃焼率を示す。燃焼室に供給するメタンの濃度が増えると排気中に排出される未燃メタンも増え、その増加率は電力負荷が低くなるほど上昇する。この結果から、電力

負荷が低いときは多量の未燃メタンが発生し、燃焼効率は低下することを確認した。供給メタンと燃焼したメタンの割合であるメタンの燃焼率は 4/4 電力負荷時で 94~96% に達した。しかし、1/4 電力負荷のメタン燃焼率は 55~65% と低い値を示した。また、バイオガス割合によるメタン燃焼率の減少幅も高負荷時より低負荷時の方が大きいので、低負荷時はメタンが燃え難い条件である。このようにメタンが燃焼できずに排気ガス中に排出されるのは機関性能低下と共に大気中に汚染ガスを排出することを意味するので、未燃メタンの低減はバイオガス用 CGS の運用において非常に重要な課題である。

前節において、未燃メタンの一部が排気の高温と乱流状態である排気流により排気管内で再燃焼することが予測され、排気熱交換器からの回収熱量が増加したと報告した。本節ではこの仮説を実証するため、CGS 排気系の各部分において未燃メタン濃度の変化を測定した。測定した位置は燃焼室直後の排気マニホールド、排気熱交換器の入口と出口の3箇所である。電力負荷は 1/4 から 4/4 まで、バイオガスは 20 L/min を供給した。結果を図4.10に示す。未燃メタンは燃焼室から遠い順番に発生量が減少し、未燃メタンの排出が多い低負荷で減少の傾向が明らかである。また、排気が高温のまま排出される燃焼室直後の排気マニホールドと排気熱交換器入口の間で一部のメタンが燃焼する。これは排気行程中に燃焼が不完全なまま排出されるメタンが排気過程でも燃焼を続け、また排気ポート

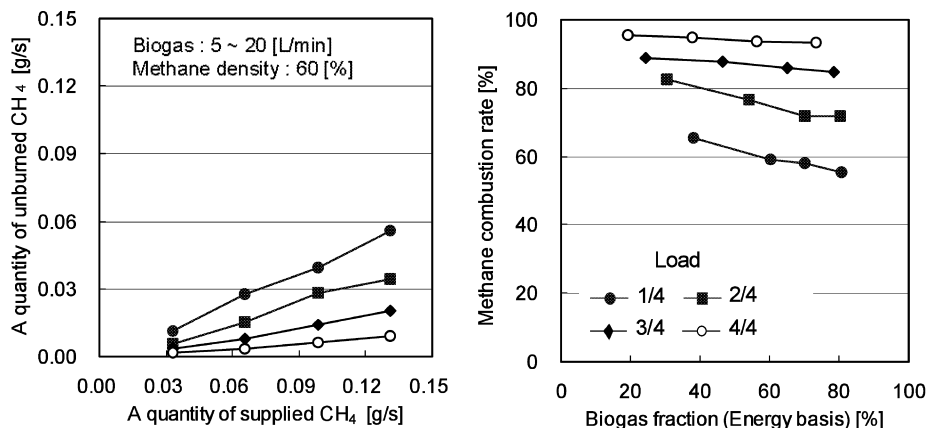


図4.9 排気中の未燃メタンとメタン燃焼率

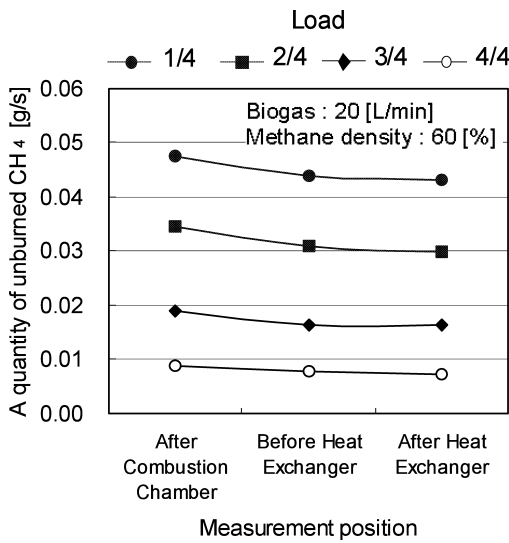


図 4.10 未燃メタンの再燃焼

から高速で放出される排気が熱交換器の壁と衝突して発生する乱流および衝撃波の影響で再燃焼した結果と判断する。排気ガスとして排出される未燃メタンを減少させるためには衝撃波により未燃メタンの酸化反応を促進させることも一手法と考えられる。その際、排気弁から排気管開放端までの長さを排気脈動と共鳴する長さとするれば、排気熱交換器からの回収熱量が増えるため CGS の総熱効率増加も可能であると考

えられる。

#### F. バイオガス用 CGS の熱勘定

図 4.11 に本研究で製作したバイオガス用 CGS の性能をエネルギーフローで示す。システムに供給したバイオガスと軽油のエネルギー量を 100% として、これに対するエネルギー効率を正味熱効率、発電端効率、回収熱効率、各種損失率、総熱効率として表し、また、排気ガスの成分も示した。このデータは負荷率 4/4、バイオガス供給量 20 L/min (メタン 60%)、冷却水流量 3 L/min 条件下での結果である。発電端効率 26% と回収熱効率 42% を合わせた総熱効率は 68% になった。この総熱効率は現在市販されているディーゼル CGS の総熱効率 80~85%<sup>7)</sup> より 15% ほど低い。この原因はメタンの未燃焼による燃焼効率低下、発電機が小型であることによる低い発電効率(メーカー公称値 78%)、供試装置のような小型機関では摩擦損失と冷却損失が相対的に大きいことが挙げられる。また、本実験では冷却水管と熱交換器の外壁に保温材を設置していなかったため、放熱により熱回収効率が低下したことも要因と想定される。本システムからの回収熱量に相当する温水量は 25°C の水を供給する場合、約 30°C 加温した 55°C の温水を 120 L/h 生産できる。排気ガス中の NO<sub>x</sub> は 335 ppm で軽油運転の約半分に減少した。ま

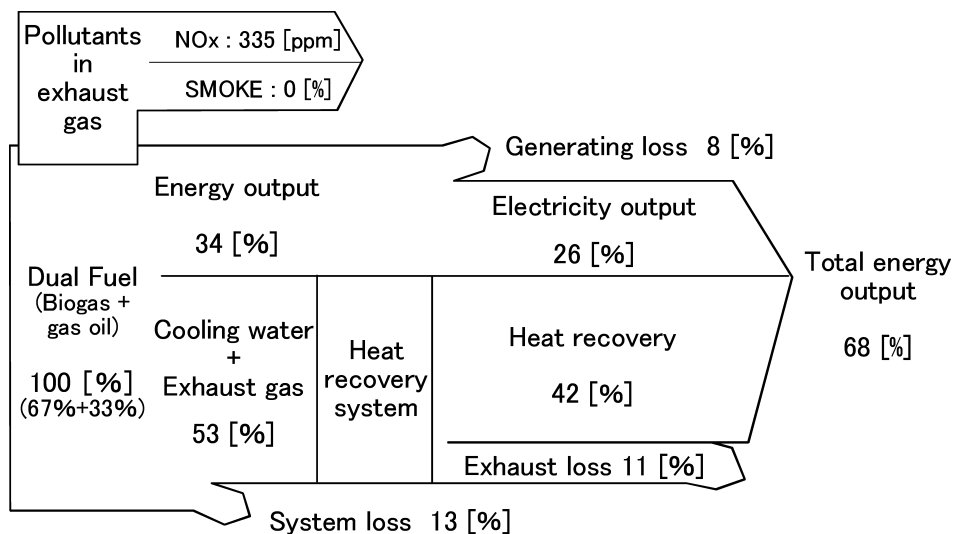


図 4.11 バイオガス用 CGS の熱勘定

た無煙運転が可能であった。

## G. まとめ

有機廃棄物の発酵から発生するバイオガスを燃料として有効に利用できるバイオガス用CGSを用いて、バイオガスの供給量、電力負荷、メタン濃度などをパラメータとして実験を行い、バイオガス用CGSの基本特性と性能を評価した。

低電力負荷でバイオガスを多量供給すると発電端効率は低下した。これはバイオガスの供給と共にデュアルフェューエルの着火遅れが長くなり、最高燃焼圧力と熱発生率が低下する結果による。しかし、同一のバイオガス割合に対して電力負荷が増加すると着火遅れが短くなり、最高燃焼圧力、最高燃焼温度が高くなるため、デュアルフェューエルの燃焼効率は改善された。また、排気ガスの温度が高くなるので回収熱量は増加した。総熱効率は高負荷においてはバイオガス供給量との強い相関はなく68%となった。

燃焼温度・圧力によって発生量が変化するNO<sub>x</sub>排出濃度は軽油運転の場合、電力負荷2.41 kWにおいて676 ppmであったが、バイオガスを供給することによって335 ppmまで低下した。黒煙は軽油の未燃焼によって発生する未燃炭素で、バイオガス供給時には黒黒煙濃度0%まで低下した。負荷率4/4において、バイオガス中のメタン濃度の増加に伴って発電端効率は若干減少、回収熱量は変化がない傾向を示した。メタン濃度が80%の場合は軽油代替率が90%に達し、機関運転が不安定でNO<sub>x</sub>排出濃度も増加した。しかし、軽油噴射量は減少して黒黒煙濃度は0%であった。

このように本研究で製作したバイオガス用CGSの性能は電力負荷2.41 kW、バイオガス供給量20 L/min (メタン60%)、冷却水流量を3 L/minの条件で運転した場合、発電端効率26%、回収熱効率42%、各種損失32%で総熱効率は68%となった。

## V. バイオガス用CGSの性能改善

前章まではバイオガス用CGSの燃料としてバイオガスを供給する場合、低負荷での熱効率低下が問題視された。これはバイオガス供給に

よって着火遅れが長くなり、デュアルフェューエルの燃焼が緩慢となってバイオガスの一部が未燃焼となるためであった。また、未燃メタンの発生は熱効率の低下と共に地球温暖化ガスの放出を意味するので、この低減を図ることは重要な問題である<sup>78)</sup>。

このことから低負荷におけるデュアルフェューエルの燃焼効率改善には、着火遅れと等容度<sup>3)</sup>を改善させる必要がある。このためには吸気を加熱して筒内の雰囲気温度を上げる方法が有効である。また、ディーゼル機関で特に問題となる窒素酸化物(NO<sub>x</sub>)の低減も重要な課題である。このためには排気ガスの一部を吸気へ再循環させる排気ガス再循環(EGR)が効果的である<sup>79)</sup>。しかし、EGRを使用する場合は吸気中に代替された酸素の量を確保するために過給によって吸気圧を高める必要がある。また、EGRは初期燃焼期間での燃焼速度を増加させることには効果的であるが、初期燃焼期間の後に現れる主燃焼期間の燃焼速度に及ぼす影響は少ない<sup>80)</sup>。この主燃焼期間におけるデュアルフェューエルの燃焼を促進させるためには拡散混合速度を増加させる過給が有効であり、過給は着火遅れの短縮にも効果がある<sup>81)</sup>。さらに、過給によってデュアルフェューエルが希薄の状態では燃焼するのでNO<sub>x</sub>と黒煙の発生量を減らせる可能性も期待できる。

以上の経緯から、本章では低負荷におけるデュアルフェューエルの燃焼改善と排気浄化を目的として、バイオガス用CGSに吸気加熱、EGR、過給機能の付加を試みた。その後、吸気温度、EGR率、過給率の変化によるバイオガス用CGSの熱効率改善と排気ガス浄化、デュアルフェューエルの燃焼特性を検討した。

### A. 実験装置の改造

バイオガス用CGSの性能向上のため付加した吸気加熱、EGR装置、過給装置の概略を図5.1に示す。

#### a. 吸気加熱装置

分子の運動速度は温度で表され<sup>82)</sup>、吸気温度が高ければ燃焼に要する活性化エネルギーを上回る運動エネルギーをもつ分子の比率が多くなるので、デュアルフェューエルの燃焼が促進でき

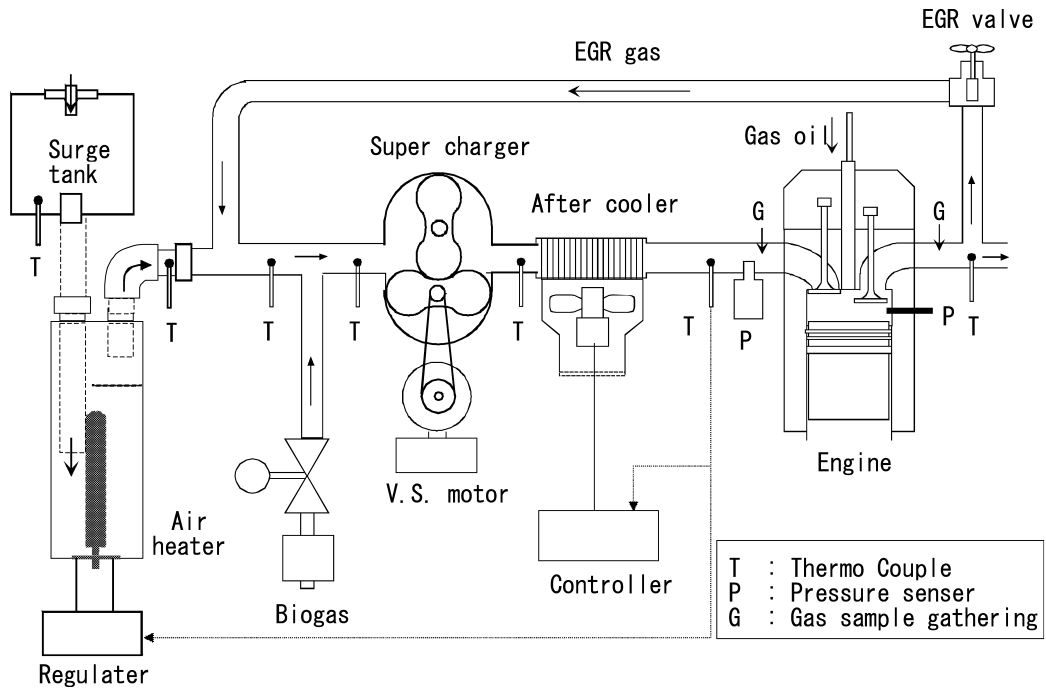


図 5.1 実験装置の概略図

ると考えられる。そのために吸気系に加熱装置を設置し、温度の燃焼に及ぼす効果を検討した。吸気加熱装置はサージタンクと機関の中間に小型チャンバーを設け、内部に 1 kW の電気ヒータを入れたものである。外部には加熱装置の熱損失防止のため断熱材を用いて保温した。下流に熱電対を取り付け、温度調節器 (CHINO 社製, GK105-10) により温度が一定となるようヒータへの通電を制御する。実験ではデータ収集が目的であることから簡略化のため電熱器による加熱を行うが、実用時には高温の排気ガスおよび冷却水を利用する方式を想定している。吸気温度は吸気管の各部分に熱電対を設置して測定した。

### b. EGR 装置

EGR ガスは排気管から分岐される EGR 管と流量制御バルブを経て吸気管へ供給される。また、吸気管の下流に吸気冷却器を設け、吸気温度の一定化を図った。EGR ガス量は流量制御バルブの開度を調節することによって制御した。

### c. 過給装置

過給は可変速の外部電動機によって駆動されるルーツブローを用い、吸気温度上昇の影響を除くために空冷の中間冷却器を介して設定温度まで冷却させることによって新気の温度を調節した。過給圧の測定は燃焼室直前の吸気管に装着されているひずみゲージ式指圧計 (共和電業社製, PGM-1KGM46) を用い、クランク角度 1° 毎に連続 10 サイクルについて 3 回の測定を行って平均値を採った。センサーからの信号は動ひずみ測定器 (共和電業社製, DPM-310A) を用いて増幅し、圧力波形を AD 変換して記録・表示した。過給圧の設定は可変速電動機の回転速度を変化させることにより調整した。

### B. 実験条件および方法

吸気加熱, EGR, 過給がバイオガス用 CGS の性能に及ぼす影響を検討するため、各条件下で機関を運転して性能と燃焼過程を分析した。実験では、機関回転数および負荷を一定に保ち、バイオガスと軽油の混合比を変え、熱消費率 (BSHC), 排気ガス成分, 筒内圧を測定した。また、吸気中の酸素濃度を測定して EGR 率に

よる酸素濃度の変化を分析し、排気中の未燃メタン濃度を測定してメタンの燃焼特性を検討した。

表 5.1 に実験条件を示す。バイオガスの供給量は 0~20 L/min (メタン濃度 60%) まで増加させて 5 点の測定を行った。負荷率は 1/4 (0.6 kW) と 2/4 (1.2 kW) の低負荷において実施した。EGR と過給に関しては 3/4 (1.8 kW) と 4/4 (2.4 kW) の高負荷においても実験を実施した。吸気加熱時の吸気温度は 20°C, 60°C, 100°C の 3 段階とした。EGR 率は 0%, 10%, 20% および 25% の 4 水準, 過給圧は無過給, 10 kPa, 15 kPa, 20 kPa の 4 水準に設定した。EGR 率 ( $V_{EGR}$ ) は燃焼室吸気量に対する再循環された排気量, すなわち新吸気量の減少率で次式を利用して求めた<sup>83)</sup>。

$$V_{EGR} = \frac{V_0 - V_a}{V_0} \times 100 (\%) \quad (5.1)$$

ここで,  $V_0$  は EGR をかけない場合の吸気量 (L/min),  $V_a$  は EGR をかけた場合の吸気量 (L/min) である。また EGR と過給の適用時, 吸気温度を 25°C に維持した COLD 条件と 60°C の HOT 条件とした。

### C. 吸気加熱の効果

1/4 負荷, 2/4 負荷において吸気加熱によるデュアルフューエルの燃焼改善効果を図 5.2 (a)~(d) に示す。

まず 1/4 負荷時の結果に関して考察すると, 図 5.2 (a) から明らかなようにバイオガス供給時, 吸気加熱を行うことによって熱消費率は減少した。また, 熱消費率の減少幅は, 例えばバイオガス割合が約 42% の場合は吸気温が 80°C に上昇することに伴い 1.9 MJ/kWh 程度減少

したが, バイオガス割合が約 75% 時の減少幅は約 9.0 MJ/kWh で, バイオガスの割合が増加するほど大きくなる傾向を示した。しかし, 軽油のみの運転の場合は吸気を加熱しない時の熱消費率が僅かに低い値を示している。これは吸気温度の上昇から密度が減少すると共に吸気量が減り, 軽油の完全燃焼に要する空気量より少なくなることが原因と考えられる<sup>84)</sup>。熱消費率の低減する傾向を図 5.2 (b) の筒内圧特性から分析すると, 吸気を加熱することによって吸気温度は上昇し, 着火開始が ATDC 15°C A から ATDC 7°C A に進角する。また, 最高筒内圧力が増加して燃焼温度も上昇し, 燃焼速度が速くなる<sup>85)</sup>。この結果, デュアルフューエルの燃焼が促進されるので吸気温度の上昇による熱消費率は減少したのと考えられる。しかし, この燃焼温度の上昇は図 5.2 (c) の NO<sub>x</sub> 排出量を増加させる結果となった。バイオガス割合が高い場合の NO<sub>x</sub> 排出量は吸気温度の上昇によって 3 倍以上も増加した。メタン燃焼率は吸気加熱によって増加した。吸気加熱による吸気量の減少は筒内のバイオガス濃度を相対的に増加させると共に, 燃焼温度の上昇を生じさせるので, バイオガスの燃焼が活発化したことによるものと推測された。デュアルフューエルの熱発生率 (RHR) から前述した結果の検証を行うと, 吸気を加熱しない場合は非常に緩慢な燃焼特性を示しているが, 吸気温度が高くなると軽油噴射による初期燃焼後にバイオガスと軽油の混合気燃焼による主燃焼期が現れている。このような燃焼特性の結果, 未燃メタンが減り, 熱消費率は減少したと考えられる。

2/4 負荷時の結果も, 1/4 負荷時と同様の傾向

表 5.1 実験条件

Operating engine speed [rpm]	1,800
Electricity output [kW]	0.6 (1/4), 1.21 (2/4)
Biogas flow rates [L/min]	0 (Diesel fuel only) 5, 10, 15, 20
Methane density [%]	60
Cooling water volume [L/min]	3
Intake air temperature [°C]	20, 25, 60, 100
EGR ratio [%]	0, 10, 20, 25
Supercharging pressure [kPa, gage]	0, 10, 15, 20

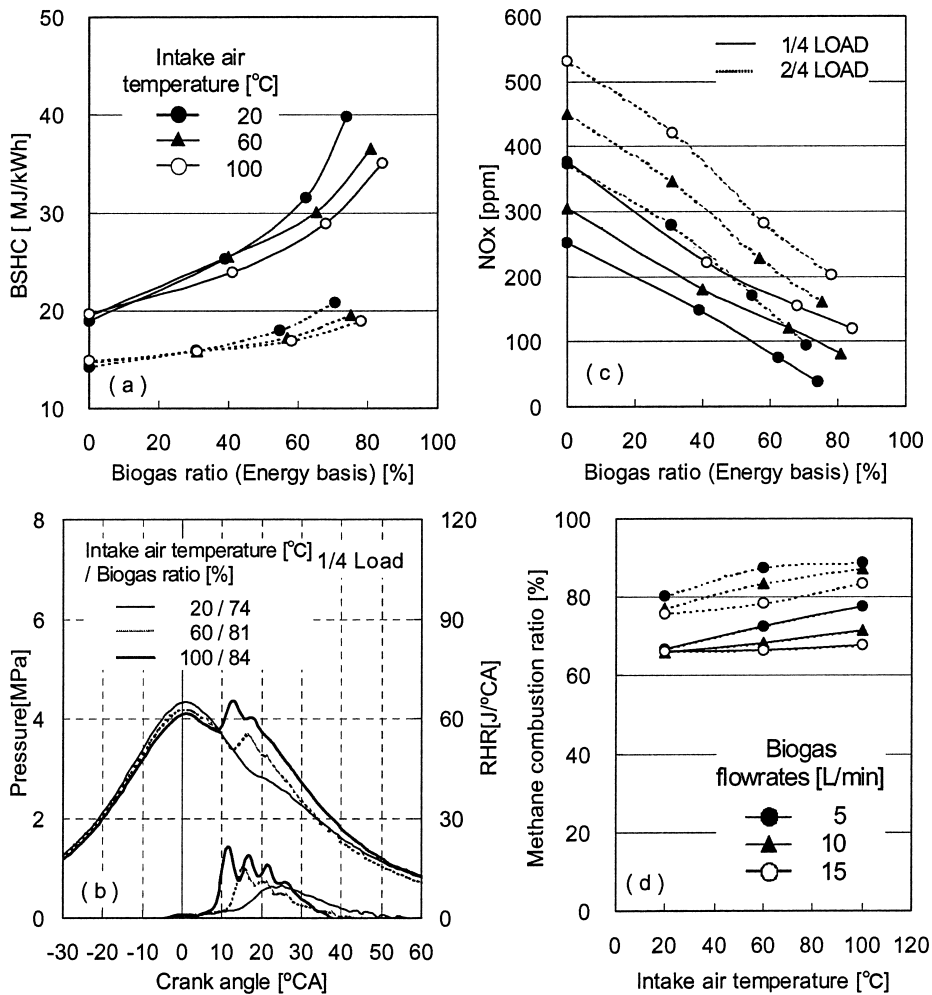


図 5.2 吸気温度による改善効果

となるが熱消費率は1/4 負荷時より低い傾向を示している。これは機械損失が相対的に小さくなったことが原因であるが、負荷の増加により軽油噴射量が増加して火炎領域が拡大したことで、燃焼温度がさらに上昇したことも影響したと考えられる。

以上の結果から低負荷域では吸気加熱によってデュアルフェューエルの燃焼が促進され、バイオガス用 CGS の性能改善に効果があることを確認した。また、排気ガス中の未燃メタンを減らすことも可能であった。反面、吸気加熱を行うことによって NO<sub>x</sub> 排出量が増え、この対策が新たに必要であることを確認した。

#### D. EGR の効果

##### a. HOT EGR による性能向上

上述したように吸気加熱は NO<sub>x</sub> 排出量を増加させる欠点があり、この対策としては排気ガスを再循環させる EGR の併用が有効である<sup>86)</sup>。また EGR は筒内へ再循環する高温の排気ガスによる吸気加熱効果も期待できる。予備実験では EGR をかける場合の吸気温度は最高 60°C まで上昇したので、本章では全条件で吸気温度を 60°C に設定して、これを HOT EGR とした。

1/4 負荷、2/4 負荷において HOT EGR の効果を調べた結果をそれぞれ図 5.3 (a)~(e) に示す。1/4 負荷時に EGR 率を高めると図 5.3 (a) の

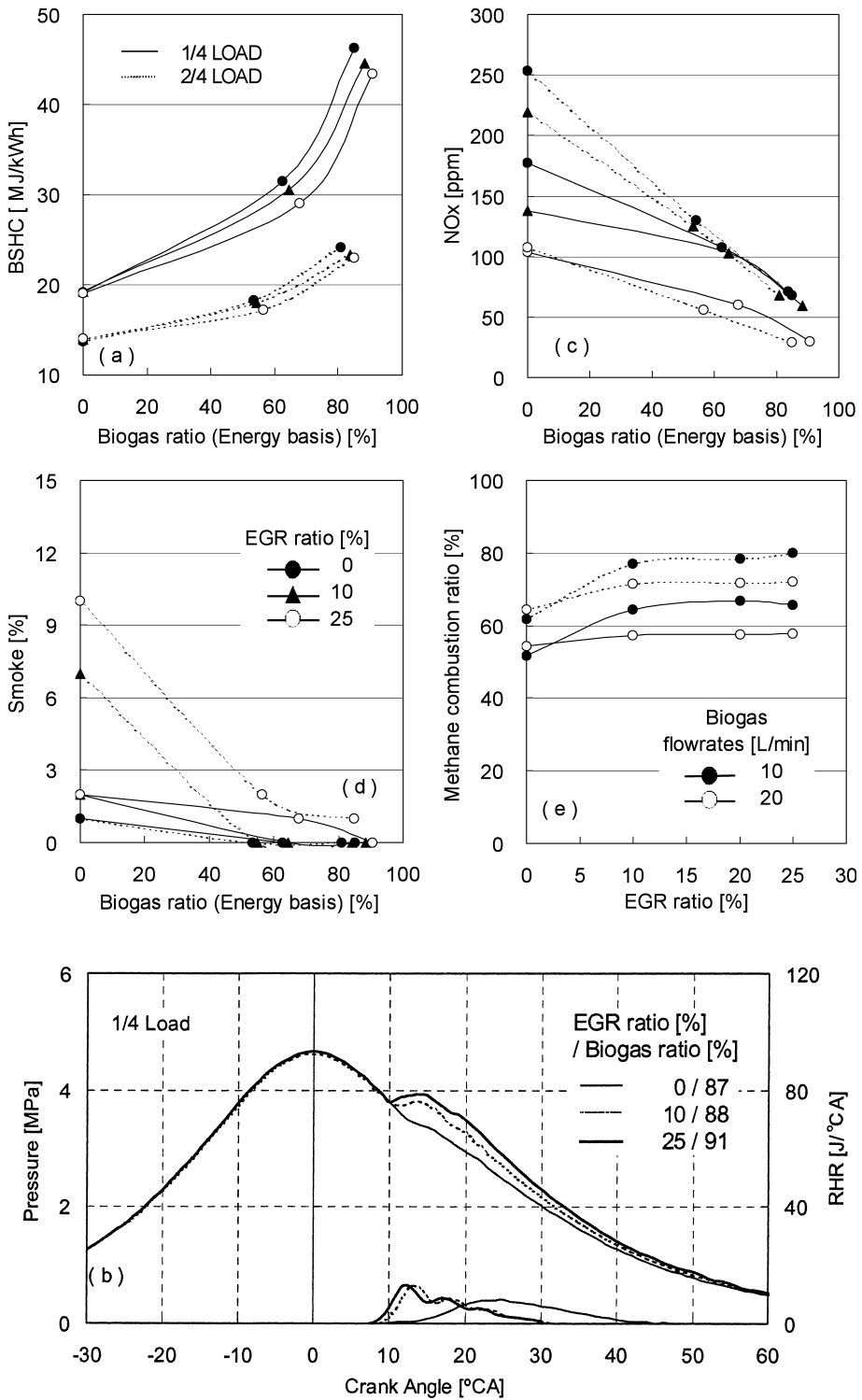


図 5.3 HOT EGR による改善効果

熱消費率(BSHC)は低減し、バイオガスの割合が高いほどその低減幅は大きくなり、EGRによる熱消費率の最大低減幅は約9.5 MJ/kWhであった。また、図5.3(b)に示す熱発生率の傾向を見るとEGRをかけない場合はATDC 15°C Aで着火が始まるが、EGR率が25%の場合はATDC 9°C Aで着火を始め、着火遅れが短くなり、熱発生率のピークも少し高くなった。このように1/4負荷ではHOT EGRを行うことによってデュアルフューエルの着火開始が早まると共に燃焼速度が増加してメタンの燃焼率が上昇し、デュアルフューエルの燃焼効率は改善されることを確認した。これは排気ガス中の未燃メタンが再循環して燃焼すること、高温の排気ガスを吸気中に還流することにより吸気温度が上昇して着火開始が早まると共に、初期燃焼期間での燃焼速度が増加したことによると推測される。一般に軽油運転で吸気温度を一定に維持する場合EGR率が増加すると吸気中の酸素濃度減少によって着火遅れが長くなるが、バイオガスを供給する場合EGR率の増加によって吸気温度の上昇がバイオガスの燃焼を活性化させる結果着火遅れは少し短くなり、図5.3(e)に示されてようにメタン燃焼率は高くなる。図5.3(c)にNO<sub>x</sub>排出量を示したが、EGR率が増加するとNO<sub>x</sub>排出量は低減し、これは吸気に含まれる窒素や二酸化炭素などの不活性ガスの増加により主燃焼期間の燃焼温度が低下した結果である。EGRを適用するとNO<sub>x</sub>排出量の低減に効果のあることはよく知られており<sup>87)</sup>、バイオガス供給時にもNO<sub>x</sub>排出量は減少するのでHOT EGRはデュアルフューエル運転の熱効率改善と共に排気特性の改善にも効果的な方法と考えられる。また、EGRをかけることにより吸入空気に含まれる酸素濃度が低下することから軽油の未燃焼に起因する図5.3(d)の黒黒煙濃度は少し増加するものの、バイオガス割合が高い場合はEGR率の変化にも関わらず黒黒煙濃度は皆無であった。これはバイオガス供給量を増加させるとメタンの燃焼によって発生するエネルギーが増加するので、その分軽油の噴射量が減ることにより過濃噴霧領域が減少して黒煙の発生が抑制されたことによるものと推測され

る<sup>88)</sup>。

2/4負荷時にEGRを行うと図5.3(a)の熱消費率は低減するが、最大低減幅は約2.5 MJ/kWhで、その低減幅は1/4負荷時よりは低い。またEGR率の増加によって着火時期が少し早くなり、初期燃焼が活発化するので、メタンの燃焼率は改善された。図5.3(c)と(d)に示したNO<sub>x</sub>排出量と黒黒煙濃度の傾向に関しては1/4負荷時と同様な結果が得られている。しかし、EGR率が25%の場合はバイオガス割合が高くても1/4負荷時より増量噴射された軽油成分が一部未燃焼となるので黒煙が排出されたものと考えられる。

図5.4の(a)と(b)に3/4負荷、4/4負荷の高負荷域におけるHOT EGRの影響を示す。前章で述べたように高負荷時ではバイオガスの供給量が増加してもデュアルフューエルの燃焼効率は高かった。しかし、HOT EGRを行うことによって空気中の酸素の量が減るのでデュアルフューエルの燃焼に悪影響を与える可能性がある。実際に図5.4の(a)から軽油のみによる運転時にはEGRを適用した場合の熱消費率が少し上昇した。これは前述のようにEGRガスが供給された分、酸素濃度が減るので軽油の燃焼に必要な酸素が足りないことから軽油の燃焼率が低下して熱消費率は増加したと考えられる。しかし、バイオガスの割合が高い場合はEGR率の増加による熱消費率の低下は現れなかった。これは低負荷時と同じく吸気温度が上昇するのでバイオガスの燃焼が促進されることと、再循環する未燃メタンの再燃焼による効果が酸素減少による軽油の燃焼悪化と相殺することによるものと考えられる。一方、図5.4(b)のNO<sub>x</sub>排出量に関してはEGR率の上昇によって大幅減少する。このようにHOT EGRは高負荷時においても熱消費率を低減させないながらNO<sub>x</sub>排出量を削減できる効果が認められる。

以上の結果からHOT EGRは低負荷運転時バイオガス用CGSの性能改善とNO<sub>x</sub>排出量低減に共に効果があり、排気熱を用いて吸気温度を上昇させられるので加熱装置なしで吸気加熱効果が得られることも利点となる。

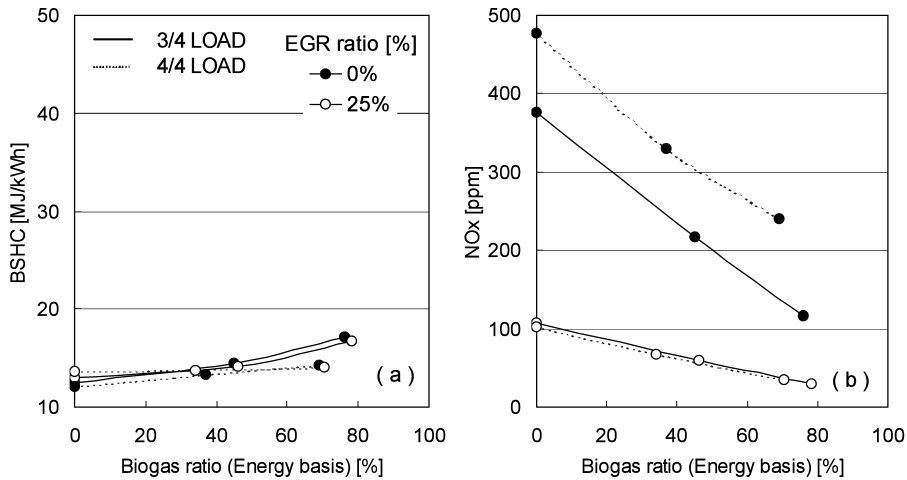


図 5.4 高負荷時 HOT EGR による改善効果

#### b. COLD EGR による性能向上

HOT EGR の性能改善効果には吸気温度上昇による影響が含まれているので、これを排除して EGR のみによる改善効果を検証する。この目的で、排気ガスと未燃メタンの再循環による EGR ガスを室温まで冷却した COLD EGR をかけることにした。吸気冷却システムにより吸気温度を 25°C の一定温度とした。結果を図 5.5 (a)~(e) に示す。

図 5.5 (a) の 1/4 負荷時、EGR 率の増加による熱消費率は少し減少する傾向を示しているが、その差は最大 3.9 MJ/kWh であった。また、EGR 率の増加によって着火開始が ATDC 15°C A から ATDC 19°C A へと遅れている。この着火遅れが増加する原因としては吸気中の酸素濃度の減少が考えられる<sup>89)</sup>。このように吸気温度を常温に維持した COLD EGR を行う場合は吸気温度上昇による影響がないので着火遅れは長くなって熱消費率は増加するはずであるが、排気ガスとして排出される未燃メタンを筒内へ再循環して燃焼させることによってメタンの燃焼率が増加することから、結果的に熱消費率が若干低減したものと推測される。また、図 5.5 (e) に示すメタン燃焼率の上昇に関しては空燃比の影響も考えられるので、今後吸気絞りによる性能改善効果を調べることも必要である。図 5.5 (c) に示す排気ガス中の NOx 排出量は EGR 率の増加によって減少した。これは前述のように

不活性ガスの増加および酸素濃度の減少によって生じる断熱火炎温度の低下によると考えられる。また、主燃焼期間では酸素濃度の低下が NOx の生成反応速度を抑制する要因と考えられる<sup>90)</sup>。図 5.5 (d) の黒黒煙濃度に関しては EGR 率との相関なしで、バイオガスの割合が 60% 以上の場合はほぼゼロであった。

2/4 負荷時の結果は、EGR 率の増加によって着火遅れは少し長くなり初期燃焼期間は減少するが、主燃焼期間が増加するので EGR 率による熱消費率の増加とメタン燃焼率の低下は現れなくほぼ一定の傾向を示している。図 5.5 (c) の NOx 排出量に関しては EGR 率の増加に伴って大幅に減少し、例えば EGR 率 25% においてその減少率は約 60% に達することがわかる。機関への負荷が高いほど筒内圧・燃焼温度が上昇するので NOx 排出量は増加するが、排気ガスの再循環によって燃焼温度が低下し NOx 排出量が減少したと考えられる。図 5.5 (d) に示す黒黒煙濃度は 1/4 負荷時と同様の結果を示している。

図 5.6 (a) と (b) に 3/4 負荷、4/4 負荷の高負荷域における COLD EGR の影響を示す。軽油のみによる運転時には吸気中の酸素濃度減少によって熱消費率は増加した。また、バイオガスの割合が高い場合も EGR 率の増加による熱消費率は増加する傾向を示しているが、その差は顕著なものではなかった。しかし、図 5.6 (b) の

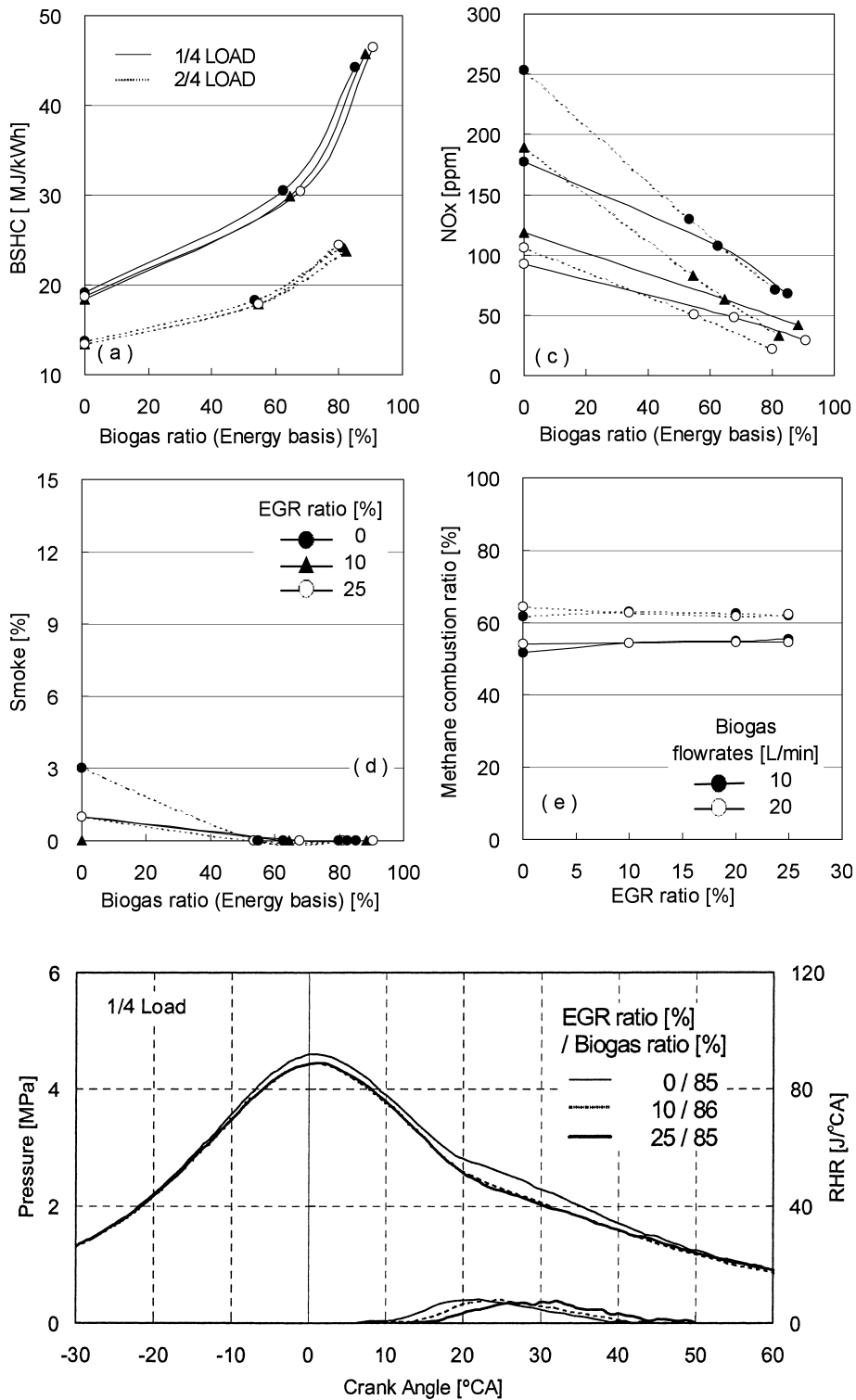


図 5.5 COLD EGR による改善効果

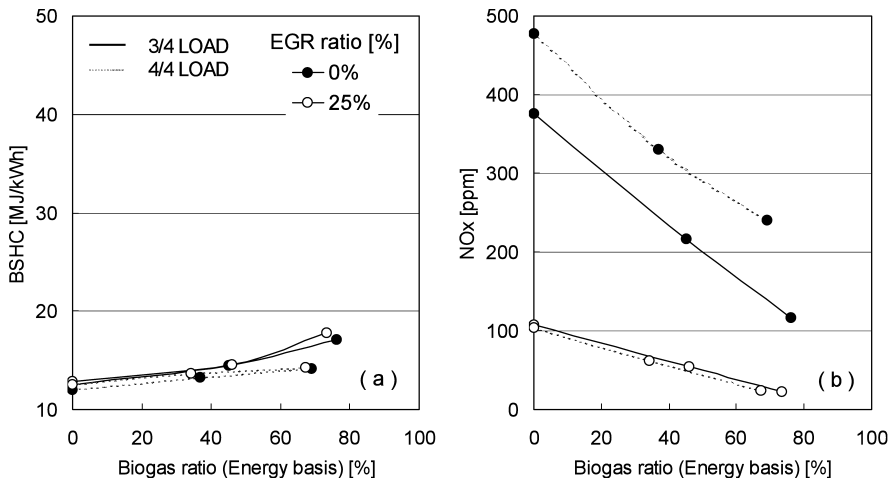


図 5.6 高負荷時 COLD EGR による改善効果

NO<sub>x</sub> 排出量に関しては EGR 率の上昇によって大幅に減少し、これは不燃性ガスによる主燃焼期間の燃焼温度が低下することによるものである。このように COLD EGR は高負荷時においては熱消費率を若干上昇させたが、NO<sub>x</sub> 排出量の削減には効果的であった。

このように COLD EGR は低負荷におけるデュアルフェューエル CGS の熱効率改善には大きな効果が認められないが、NO<sub>x</sub> 排出量の低減に関しては効果的な方法の一つであることを確認した。

### c. HOT EGR と COLD EGR の比較

EGR 率 25% の場合、種々のバイオガス供給割合に対する HOT EGR と COLD EGR の影響を図 5.7 (a)~(e) に示す。図 5.7 (a) に示したように COLD EGR をかけると熱消費率は HOT EGR の場合ほどの低減効果が得られないことがわかる。また、図 5.7 (b) の筒内圧と熱発生率を見ると COLD EGR 時の着火開始は HOT EGR 時より遅れ、燃焼過程も緩慢である。図 5.7 (c) に示す HOT EGR 時のメタン燃焼率は EGR 率の増加によって改善される傾向を示すが、COLD EGR 時のメタン燃焼率の改善効果は HOT EGR より低い。図 5.7 (c) の NO<sub>x</sub> 排出量は HOT EGR が高く、図 5.7 (d) の黒黒煙濃度は COLD EGR 時が若干高い。このように COLD EGR をかけると HOT EGR より燃焼改善効果が低いのは前述のように吸気温度が

HOT EGR 時より低いので EGR によってメタンの燃焼効果が抑えられることと酸素濃度低減によりデュアルフェューエルの燃焼速度が抑制されることによる。また、COLD EGR 時は燃焼温度が低いので NO<sub>x</sub> 排出量の低減効果が大きい。NO<sub>x</sub> 排出量は酸素濃度が充分である場合、燃焼温度が高いほど発生量は増加するものの、酸素量が不足の場合は燃焼温度より酸素濃度の影響を受ける<sup>91)</sup>。したがって、ここでは酸素濃度と NO<sub>x</sub> 排出量の傾向を調べる目的で HOT EGR と COLD EGR 運転時 EGR 率の変化による吸気中の酸素濃度を測定し、酸素供給率と NO<sub>x</sub> 排出量の関係を図 5.8 (a) と図 5.8 (b) に示す。図 5.8 (a) から確認できるように HOT EGR と COLD EGR のいずれも EGR 率の増加によって吸気中の酸素量は減少する。HOT EGR 時の吸入酸素量が COLD EGR 時より低いのは吸気温度の上昇と共に空気密度が減少するため筒内に供給される吸気量が減る結果である。また、NO<sub>x</sub> 排出量は図 5.8 (b) に示すように酸素濃度の増加によって大幅に増加した。したがって、HOT EGR と COLD EGR による NO<sub>x</sub> 排出量減少の主要原因は、温度上昇より酸素濃度低下によるものと考えられる。

このように COLD EGR と HOT EGR の選択に関しては実用の面から見ると NO<sub>x</sub> の低減が可能な COLD EGR を行うか、燃焼効率の改善効果がある HOT EGR を行うかについて、現

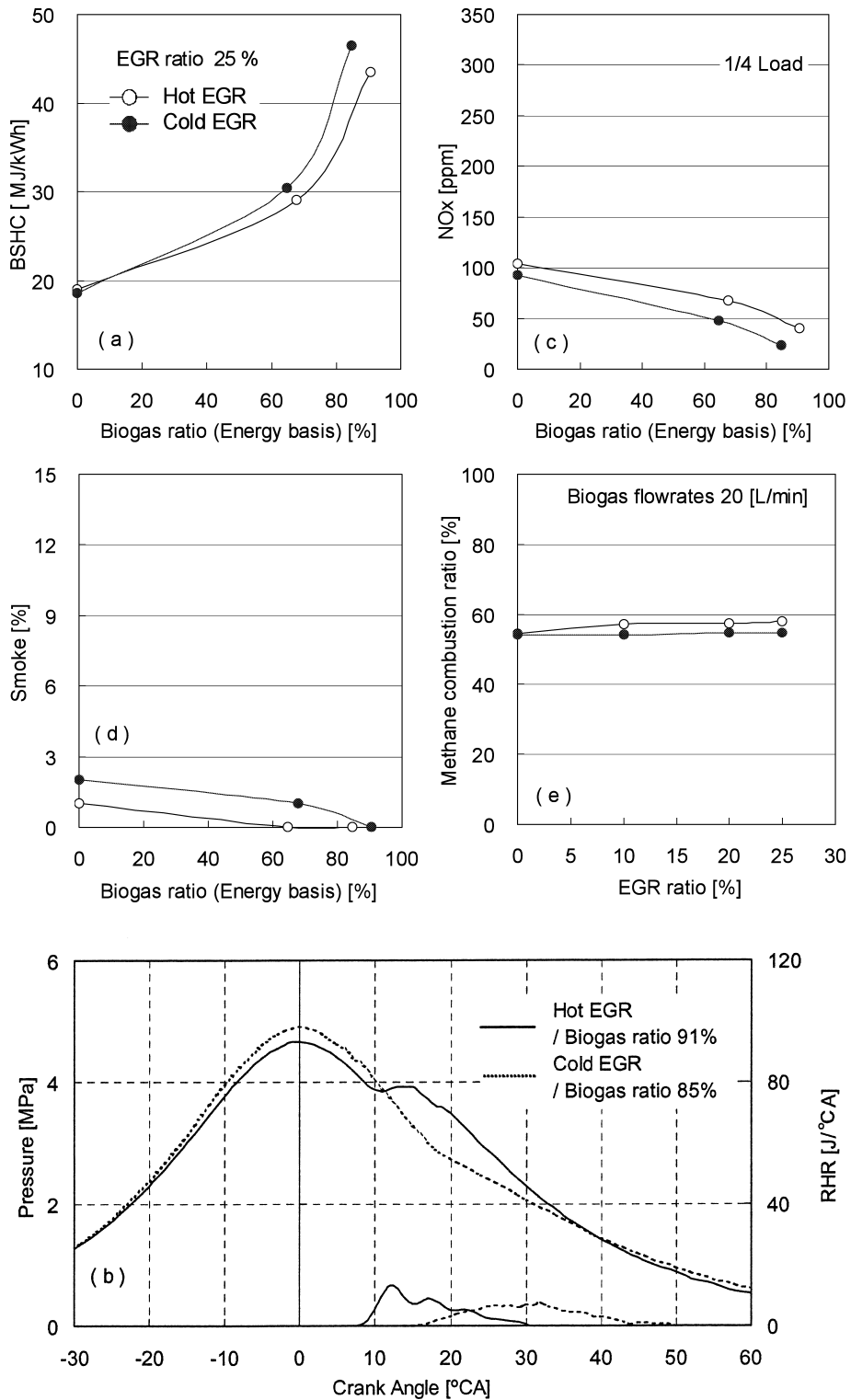


図 5.7 HOT EGR と COLD EGR の比較

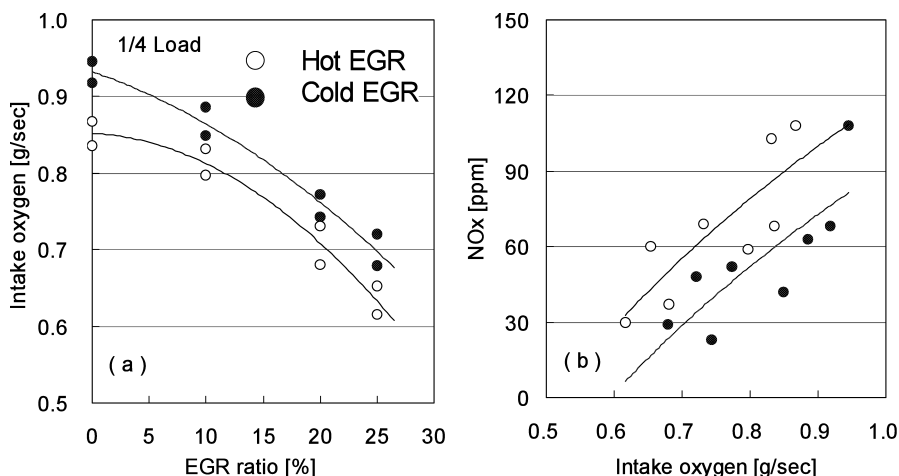


図 5.8 酸素濃度と NO<sub>x</sub> 排出量との相関

場の要求に合わせて適切な選択が必要である。

### E. 過給の効果

1/4 負荷, 2/4 負荷において吸気温度を 60°C と一定にした場合, 過給によるデュアルフェューエルの燃焼改善効果を図 5.9 (a)~(e) に示す。

1/4 負荷ではバイオガス供給の運転時, 吸気を過給することによって熱消費率は減少する傾向を示した。熱消費率の減少幅はバイオガスの割合が高いほど大きくなり, バイオガスの割合が 89% の場合は無過給時より約 6.4 MJ/kWh の熱消費率が減少した。また, 軽油のみの運転時にも過給は熱消費率を低減させる効果があった。図 5.9 (b) の熱発生率の傾向から見ると, 過給圧が高くなると着火遅れは短くなることが確認できる。これは過給によって燃焼室内の雰囲気温度が高くなり, 軽油噴射への空気導入と混合が促進されることによる。また, 過給を行うとバイオガスと空気の混合も促進され, 燃焼室内で混合気の均一化ができ, 軽油着火から発生する火炎伝播によって混合気の燃焼速度が速くなるので熱消費率を減少させることが可能となった。これは図 5.9 (b) 熱発生率の傾向にも示したように, 初期燃焼期間の後に現れる主燃焼期間に発生した熱量が多くなったことから説明できる。バイオガスは自己着火しにくいので軽油の着火後に燃焼することからバイオガスの燃焼期間は主燃焼期間に当る<sup>92)</sup>。このような経緯から過給によって図 5.9 (e) のメタン燃焼率が

高くなる。要するに過給を行うと主燃焼期間中の燃焼速度が速くなるのでメタンの燃焼率が増加し, 熱発生率の特性は改善され, デュアルフェューエルの熱消費率が減少する。このように主燃焼期間におけるデュアルフェューエルの燃焼を促進させるためには拡散混合速度を増加させる過給が有効な方法の一つであることを確認した。図 5.9 (c) の NO<sub>x</sub> 排出量は過給によって少し減少する結果となった。過給を行うと混合気が希薄化するので NO<sub>x</sub> 排出量が減少するが<sup>93)</sup>, バイオガス割合が高くなると NO<sub>x</sub> 排出量の減少率は小さくなった。バイオガス供給の運転時には元々の NO<sub>x</sub> 排出量が少ないこともあるが, 多量のバイオガスを供給すると既に混合気が希薄状態となり, これによる過給の NO<sub>x</sub> 排出量減少効果はそれほど高くなかったと考えられる。また, 過給によって排気ガスの流量が増加するので, NO<sub>x</sub> の全排出量をみるとバイオガス供給運転時, 過給による NO<sub>x</sub> 排出の減少効果は認められない。図 5.9 (d) の黒煙濃度に関しては過給による空気過剰率が増加するので軽油のみの運転時には減少するが, バイオガスを供給すると黒煙の発生は現れなかった。

2/4 負荷時の結果も, 1/4 負荷時と同様の傾向となるが熱消費率は 1/4 負荷時より低い。これは負荷の増加により軽油噴射量が増加して火炎領域が拡大したこと, 燃焼温度がさらに上昇

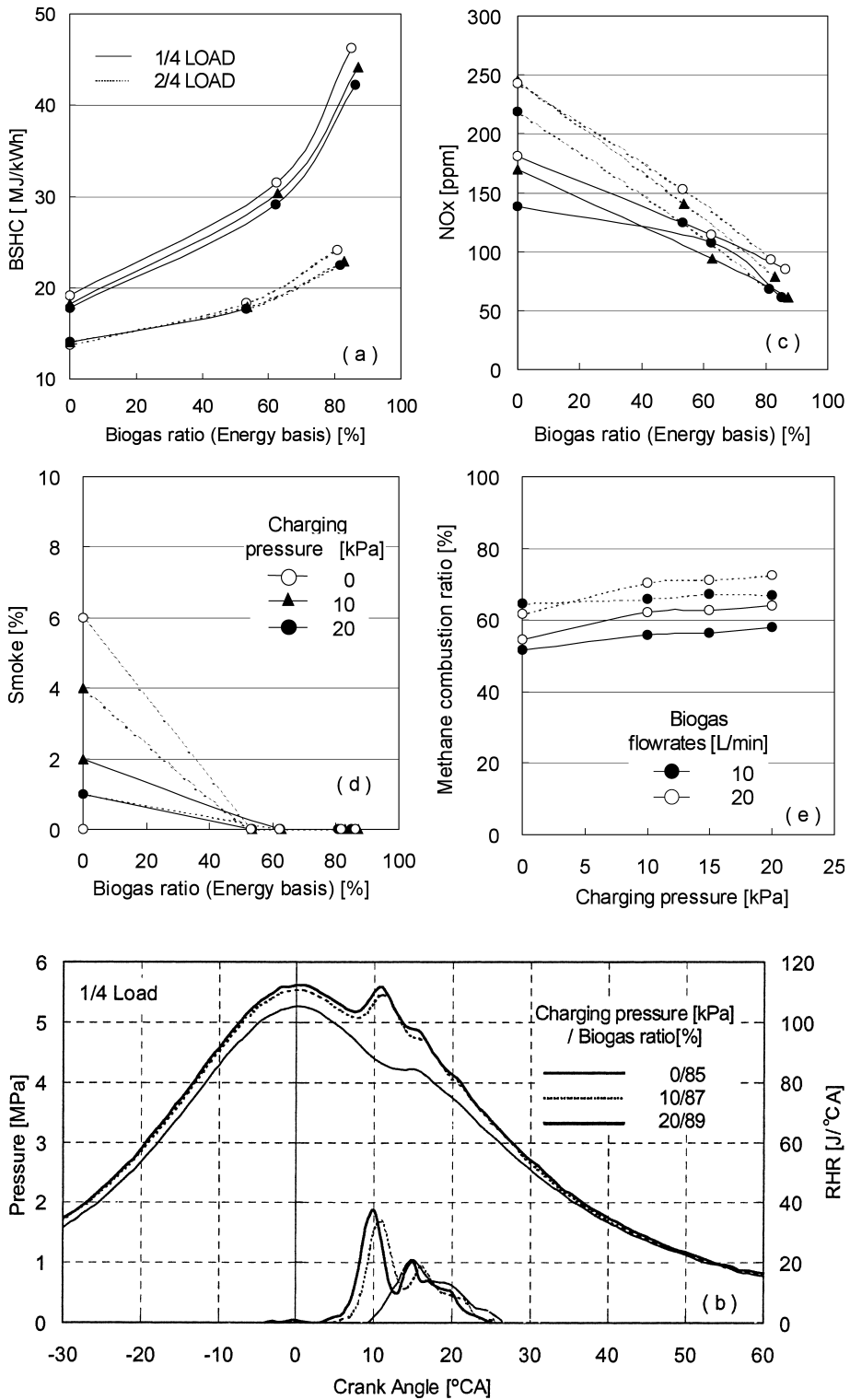


図 5.9 過給による改善効果

したことによる。

図 5.10 (a)と(b)の 3/4 と 4/4 の負荷時では過給による熱消費率の増加現象は現れなかった。NO<sub>x</sub> 排出量に関しては軽油のみによる運転時過給を行うと多量の空気が供給されて希薄燃焼状態となり NO<sub>x</sub> 排出量は減少するが、バイオガス供給運転時には無過給時より NO<sub>x</sub> 排出量が多い。これは主燃焼機関の燃焼温度が上昇して空気中の酸素と窒素の反応機会が増えることによると考えられる。

以上の結果から、低負荷域では過給を行うことによってデュアルフューエルの燃焼を促進させることが可能であることを確認した。反面、バイオガス供給運転時 NO<sub>x</sub> の排出総量を考慮すると過給が NO<sub>x</sub> 排出量の削減に及ぼす影響はそれほど大きくないことを確認した。このことから NO<sub>x</sub> 排出量低減に効果が高い EGR を過給と組合せることによる効果を検討してみる。

## F. 過給と EGR の組合せによる効果

### a. 過給と HOT EGR の組合せによる性能向上

図 5.11 (a)~(c)に過給圧を 0~20 kPa, EGR 率を 0~25%まで変化させた場合、熱消費率、NO<sub>x</sub> 排出量、筒内圧力等の結果を各負荷別に示す。バイオガスの供給量は 20 L/min で、吸気温度は 60°Cとした。

図 5.11 (a)から確認できるように過給圧を 20

kPa, EGR 率を 25%とした場合、無過給・無 EGR の時より熱消費率は 1/4 負荷で約 5.4 MJ/kWh, 2/4 負荷で約 3.0 MJ/kWh 低下した。吸気温度が高いと最高筒内圧力が増加して燃焼温度は上昇し、燃焼速度も速くなるのでデュアルフューエルの燃焼は促進される。また、前述のように過給によって着火遅れが短くなり、燃焼室内でデュアルフューエルの混合が促進されるので熱消費率は減少したと考えられる。図 5.11 (c)から過給圧と EGR 率が高い場合は他の条件より着火遅れが短く、デュアルフューエル燃焼期間が有効仕事として変換できる範囲内であることが確認できる。この燃焼期間が長くなると燃焼によって発生するエネルギーが有効圧として変換できずに排気ガスとして排出される。これがエネルギーの損失となり、熱消費率を増加させる原因となる<sup>94)</sup>。しかし、過給と HOT EGR の同時適用によって着火遅れが短縮され、デュアルフューエルの燃焼が適切な期間で行われるようになった。

図 5.11 (b)に過給と EGR による NO<sub>x</sub> 排出量の変化を示す。過給圧と EGR 率を最大にすることによって NO<sub>x</sub> 排出量は 1/4 負荷時で約 30 ppm, 2/4 負荷では約 25 ppm 低下した。しかし、NO<sub>x</sub> 排出量の減少効果は過給あるいは EGR 単独適用時より高くないので、HOT の条件では過給と EGR の同時適用による NO<sub>x</sub> 排出量の削減効果が認められないと判断する。一

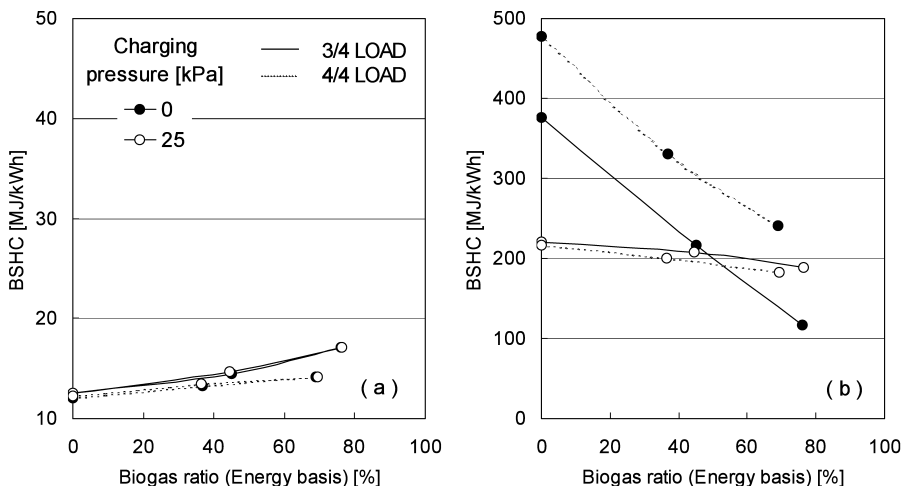


図 5.10 高負荷時過給による改善効果

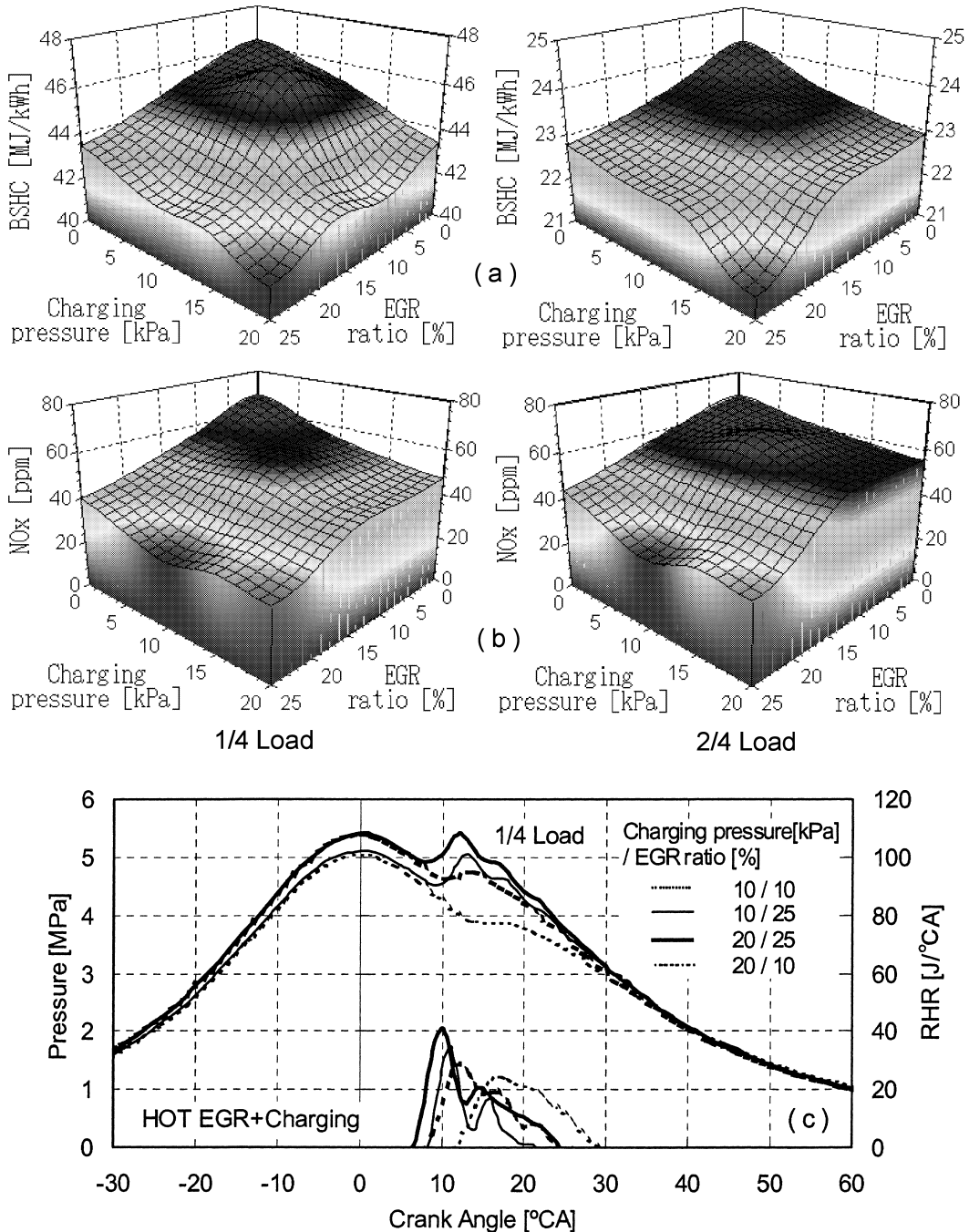


図 5.11 過給と HOT EGR の組み合わせによる改善効果

一般的に NOx の発生は温度依存性が高く、吸気温度が高い場合は吸気中の窒素と酸素が反応しやすい状況になるので NOx の排出量は増加する<sup>95)</sup>。しかし、EGR を行うと吸気中の不活性ガ

スが増加するので燃焼温度は低下し、NOx 排出量は減少する。また、過給のみの適用によっては混合気が希薄化するので局部的に濃厚混合気の燃焼から発生する急激な温度上昇が抑制さ

れてNO<sub>x</sub>排出量は減少する。しかし、前述のように過給は排気ガスの流量を増加させるので過給によるNO<sub>x</sub>排出量の減少効果はそれほど高くないと考えられる。このような条件のなか、過給とHOT EGRを同時に行っても過給あるいはEGRのみの適用時よりNO<sub>x</sub>排出量の減少効果は高くないと判断する。図5.11(c)の熱発生率傾向からも確認できるように過給とHOT EGRを同時に適用した場合は、熱発生率ピーク値が他の条件より高い。この熱発生率のピークが高いのは燃焼温度が高くなったことを意味する。

以上の結果から低負荷域では過給とHOT EGRによってデュアルフューエルの燃焼が促進され、BIOCGSの性能改善に効果があることを確認した。また、排気ガス中の未燃メタンを減らすことも可能であった。反面、NO<sub>x</sub>排出量に関しては同時適用によるメリットは大きくないので、吸気温度を20°Cとする過給とCOLD EGRに関して検討する必要がある。

#### b. 過給とCOLD EGRの組合せによる性能向上

吸気温度を25°Cで一定とし、過給圧とEGRの比率を変化させた場合、熱消費率、NO<sub>x</sub>排出量等の変化を図5.12(a)~(c)に示す。バイオガスは各負荷共に20 L/minを供給した。図5.12(a)から過給圧と共にEGR率が増加することによって熱消費率は低下し、各負荷共に無過給・無EGR運転時より熱消費率を削減させることが可能であったが、前節のHOT条件よりはその低減率が低い。しかし、過給あるいはEGRのみ適用した場合よりは熱消費率が低く、COLDの条件でも過給とEGRの同時適用は熱消費率の低減に効果があることを確認した。一般的にEGRを行うと吸気中の酸素濃度が減少するので着火遅れが増加するが、吸気を過給することによって吸気中の酸素濃度が確保できるので図5.12(c)に示したように着火遅れは減少した。また、EGRは排気ガスとして排出される未燃メタンを筒内へ再循環させるのでメタンの燃焼率が増加し<sup>96)</sup>、結果的に過給とCOLD EGRの同時適用によって熱消費率は減少したと考えられる。

一方、NO<sub>x</sub>排出量は過給とEGRの同時効果によって1/4負荷では約53 ppm、2/4負荷では約52 ppm低減した。これは前節のHOT条件時より減少幅が大きく、過給とCOLD EGRの同時適用はNO<sub>x</sub>排出量の削減に効果的であることを意味する。EGRをかけると吸気に含まれる窒素や二酸化炭素などの不活性ガスの増加するので断熱火炎温度が低下し、NO<sub>x</sub>排出量は低減する。また、前述のように過給を行うと混合気が希薄化するので初期燃焼が減少し、局所的な急激の温度上昇が抑制されるので過給によってNO<sub>x</sub>排出量はさらに低下する。これを図5.12(c)の熱発生率傾向から見ると過給とEGRによる熱発生率のピークはHOT条件時より低く、その時期も遅いことが確認できる。

このように過給とEGRを同時適用する場合、COLDの条件ではHOTの条件時より熱効率の改善効果は認められないが、NO<sub>x</sub>排出量の低減に関しては有効な方法であることを確認した。

#### G. ま と め

低負荷におけるバイオガス用CGSの性能改善を目的として、吸気加熱、EGR、過給、過給とEGRの組合せによるデュアルフューエルの燃焼と排気特性を検討・比較した。結果は以下の通りである。

－吸気加熱を行うと着火遅れが短縮すると共にデュアルフューエルの燃焼が促進され、バイオガス用CGSの熱効率改善に効果が認められたものの、NO<sub>x</sub>排出量は増えるので吸気加熱のみでは排気対策として得策ではない。

－HOT EGRはデュアルフューエルの燃焼改善とNO<sub>x</sub>排出量低減の両面に効果が認められた。また、HOT EGRは高温の排気ガスを吸気中に還流することにより吸気温度が上昇して加熱装置なしで吸気加熱による効果が得られる。

－COLD EGRはバイオガス用CGSの燃焼改善には効果が認められないものの、NO<sub>x</sub>排出量の低減には最も効果的であった。

－過給を行うと着火遅れは短くなって燃焼室内の雰囲気温度が高くなり、バイオガスと空気の混合も促進され、混合気の燃焼速度が速くな

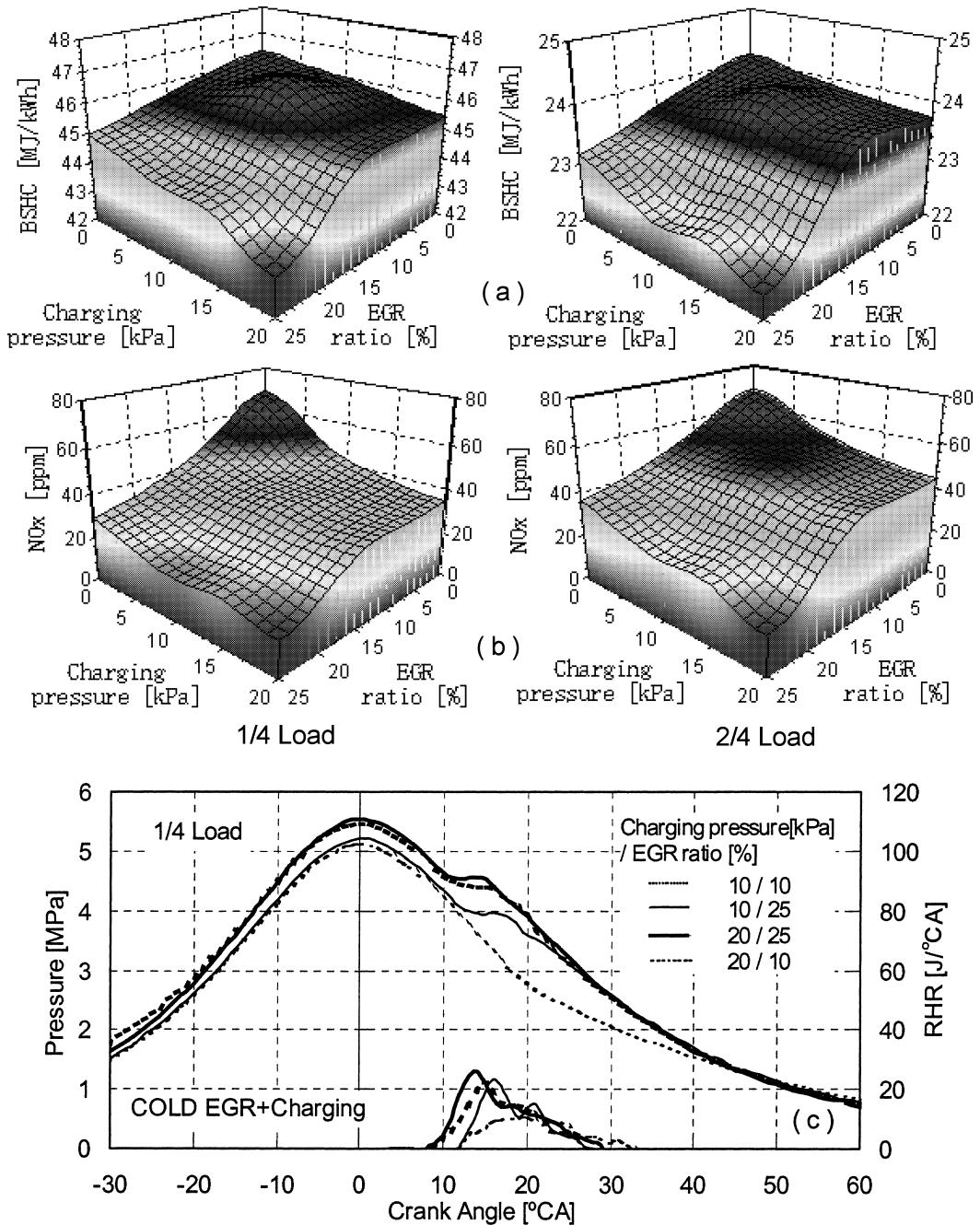


図 5.12 過給と COLD EGR の組み合わせによる改善効果

るので熱消費率は減少した。また、過給によって混合気が希薄化するので NOx 排出量が少し減少するが、減少率はそれほど高くなかった。

—過給と HOT EGR の同時適用によって着

火遅れが短縮することによって燃焼温度は上昇し、燃焼速度が速くなるのでデュアルフェーユールの燃焼は促進された。しかし、NOx 排出量の減少効果は過給あるいは HOT EGR のみ適用

した場合より多くなかった。

—過給と COLD EGR の同時適用によって無過給・無 EGR 運転時よりは熱消費率の低減が可能であるが、過給と HOT EGR の同時適用時よりはその低減率が低かった。しかし、NO<sub>x</sub> 排出量の削減効果は高かった。

—低負荷におけるデュアルフェューエルの燃焼改善を目的で行った様々な方法を比較してみると、熱消費率とメタンの燃焼率改善に効果的であるのは過給と HOT EGR を同時に適用する方法であり、NO<sub>x</sub> 排出量の低減に関しては過給と COLD EGR を同時に適用した場合が効果的であった。したがって、目的に合わせて各方法の適切な選択を行うことが有効である。

## VI. バイオガス用 CGS の経済性評価

### A. 目的および範囲

畜産農家に併設されているバイオガスプラントは家畜ふん尿の処理が主目的であるが、プラントから発生するバイオガスによりエネルギーを創出できる点にも大きなメリットを見出せる。このバイオガスをエネルギーとして利用するためには CGS を導入するのが最も効率的であり、これによって化石燃料の消費量を軽減する効果と、CO<sub>2</sub> の排出量を削減し得るので地球温暖化の防止に寄与できる<sup>97)</sup>。

したがって、バイオガス用 CGS を現場に導入するためには経済性が見通しが不可欠であり、本章ではバイオガス用 CGS の経済性を決定する主要なパラメータをとりあげて、経済性を容易に評価できるモデル式を作成した。また、各パラメータ値の変化がバイオガス用 CGS の経済性に及ぼす影響を検討した。

### B. バイオガス用 CGS の経済性評価式

#### a. 簡易式の作成<sup>98)</sup>

バイオガスを燃料とするバイオガス用 CGS は電力と熱を同時に生産・利用するシステムである。燃料としてバイオガスと軽油を同時に使用する必要があるので評価式に関連する要因は多く、経済性を評価するのは容易ではない。このため本章ではバイオガス用 CGS の経済性評価法として、具体的な条件を設定して簡易式を作成し、各条件による経済性を定量的に判断す

る方法を採用した。

バイオガス用 CGS の導入によって考慮される収入項目としては農家が導入以前に支払っていた電気料金、暖房や温水生産のため消費する灯油、LNG、LPG などの燃料購入費がある。これらに加えて新たに生じる支出項目にはバイオガス用 CGS の燃料費、維持費、償却費等がある。これ以外のパラメータとしてバイオガス用 CGS から生産される電力と温水が実際に農家で利用される程度を示す電力・熱利用率とバイオガス用 CGS の稼働係数がある。ここでバイオガス用 CGS の単位時間当りの粗収入と支出の関係を  $I_y$  として整理すると、

$$I_y = \text{稼働係数} \cdot \{ \text{電力利用係数} \cdot \text{電気節約費} + \text{熱利用係数} \cdot \text{熱節約費} - (\text{燃料費} + \text{維持費}) \}$$

になり、これを記号による式で示すと、

$$I_y = \alpha \cdot \{ r_e \cdot (Q_e \cdot C_e) + r_h \cdot (Q_h \cdot C_h) - (E_f \cdot C_f + E_b \cdot C_b + Q_e \cdot C_m) \} \quad (6.1)$$

となる。

ここで、バイオガス用 CGS への全供給エネルギーに対するバイオガスのエネルギー比率を  $\beta_e$  とするとバイオガス消費量 ( $E_b$ ) は、

$$\beta_e = \frac{E_b}{E_T} \cdot 100 \quad (6.2)$$

である。また、総燃料消費量 ( $E_T$ ) は、

$$E_T = E_f + E_b \quad (6.3)$$

である。

式 (6.2) と式 (6.3) の関係を用い式 (6.1) を整理すると、

$$I_y = \alpha \cdot \left\{ r_e \cdot Q_e \cdot C_e + r_h \cdot Q_h \cdot C_h - \left( (1 - \beta_e) \cdot C_f \cdot \frac{Q_e}{\eta_e} + \beta_e \cdot \frac{Q_e}{\eta_e} \cdot C_b + Q_e \cdot C_m \right) \right\} \quad (6.4)$$

となる。

発電効率を  $\eta_e$ 、熱回収率を  $\eta_h$  とすると、

$$\eta_e = \frac{Q_e}{E_T} \cdot 100$$

$$\eta_h = \frac{Q_h}{E_T} \cdot 100 \quad (6.5)$$

である。

ここで式 (6.4) を単位出力当りの値として整理すると、

$$I_{y,k} = I_y / Q_e = \alpha \cdot \left\{ (r_e \cdot C_e) + r_h \cdot \frac{\eta_h}{\eta_e} \cdot C_h - \frac{C_f - \beta_e (C_f - C_b)}{\eta_e} - C_m \right\} \quad (6.6)$$

となる。

この  $I_{y,k}$  に 8,760 (24h × 365日) を乗ずると年間の値になる。また、 $I_{y,k}$  を単位出力当りの BIOCGS 価格  $P_{CGS}$  と比較するためには  $P_{CGS}$  に年間償却額係数  $R_y$  を乗じる必要があり、ここでは逆に  $I_{y,k}$  を  $R_y$  で除すると、年間の収益指数  $I_p$  は、

$$I_p = \frac{I_{y,k}}{R_y} = \frac{8,760 \cdot \alpha}{R_y} \cdot \left\{ (r_e \cdot C_e) + r_h \cdot \frac{\eta_h}{\eta_e} \cdot C_h - \frac{C_f - \beta_e (C_f - C_b)}{\eta_e} - C_m \right\} \quad (6.7)$$

となり、この式 (6.7) でバイオガス用 CGS の収益性を表すことができる。

ここで、 $R_y$  は次式から求められる<sup>99)</sup>。

$$R_y = \frac{(1+r)^{Nr} \cdot r}{(1+r)^{Nr} - 1} \quad (6.8)$$

式 (6.7) の  $I_p$  をバイオガス用 CGS の単位出力当りの価格  $P_{CGS}$  と比較して、

$$I_p \geq P_{CGS} \quad (6.9)$$

が成立すれば、バイオガス用 CGS の経済性は成立することになる。

### b. 各パラメータの基準値算出

前節で作成した経済性の評価式における各パラメータの変化がバイオガス用 CGS の経済性

表 6.1 バイオガス用 CGS の経済性評価のために仮定したパラメータの基準値

項目	記号	基準値
稼働係数 [-]	$\alpha$	1
資本の金利係数 [-]	$r$	0.0025
償却年数 [年]	$N$	15
平均電力単価 [円/kW]	$C_e$	(買電時) 21.5 (売電時) 3.0
平均熱単価 [円/MJ]	$C_h$	1.53
軽油単価 [円/MJ]	$C_f$	1.87
バイオガス単価 [円/MJ]	$C_b$	1.44
維持費 [円/MJ]	$C_m$	1.39
発電効率 [%]	$\eta_e$	26.4
熱回収率 [%]	$\eta_h$	42.3
電力利用係数 [-]	$r_e$	1
熱利用係数 [-]	$r_h$	1
軽油代替率 [%]	$\beta_e$	67.0

に与える影響を検討するためには、各パラメータの基準値を設定する必要があり、表 6.1 のように基準値を仮定した。

稼働係数はバイオガス用 CGS の 1 日稼働時間の割合を示すパラメータで、商用運転を前提とすることから 100% に設定した。金利係数<sup>100)</sup> は 0.25% と設定した。平均電力単価は二種類に分け、生産電力の全量を自家消費する場合と売電する場合があります。自家消費する場合の平均電力単価は北海道中標津町にある弾正原正春牧場 (搾乳牛 63 頭、育成牛 62 頭) から 1 年間の消費電力量と電力料金のデータを実際に調査して単位出力当りの平均単価として求めた。また、売電する場合の平均電力単価は北海道江別市にある町村牧場の施設からの例を参考とした<sup>102)</sup>。弾正原正春牧場の年間消費電力量と電力料金のデータは表 6.2 に示す。平均熱単価は需

表 6.2 畜産農家における電力消費量と電気料金

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	合計	単価
牛舎	使用量	2.9	2.7	2.0	1.3	2.8	2.0	2.0	2.6	2.6	2.7	2.4	2.3	28.3	19.9
	電力料金	62.1	12.0	43.0	27.9	56.2	47.0	47.4	54.0	55.1	54.9	52.1	52.2	563.9	
牛舎	使用量	0.3	0.3	0.4	0.3	0.3	0.2	0.2	0.2	0.1	0.2	0.3	0.3	3.1	13.7
	電力料金	3.7	3.9	4.2	3.7	3.8	3.3	3.2	3.2	3.0	3.4	3.6	3.5	42.5	
住宅	使用量	0.9	0.9	0.8	0.9	1.0	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.9	0.8	10.2	28.2
	電力料金	24.8	26.4	23.0	26.2	28.4	21.4	22.2	23.3	23.1	22.5	24.7	21.3	287.3	
合計	使用量	4.1	3.9	3.2	2.5	4.1	3.0	3.0	3.6	3.6	3.7	3.6	3.3	41.6	21.5
	電力料金	90.6	42.3	70.2	57.8	88.4	71.7	72.8	80.5	81.2	80.8	80.4	76.9	893.7	

単位：[千 kWh]，[千円] 主) 弾正原正春牧場，125 頭 (搾乳牛 63 頭，育成牛 62 頭)

要家が暖房や温水生産のため通常の灯油ストーブやボイラーを利用することを前提とし、灯油の全国平均市場価格<sup>103)</sup>である45円/Lを単位出力当りの単価として換算した。ここで灯油ストーブやボイラーの平均熱効率を85%と想定した。軽油の単価<sup>103)</sup>も市販されている軽油の平均価格である72円/Lから単位出力当りの単価として換算した。バイオガスの単価に関する正確な国内データは未知であるのでデンマークの例を参考とした<sup>104)</sup>。このデンマークのバイオガス単価は単純にバイオガスプラントから生産されるバイオガス量とバイオガスプラントの建設費・運転費込みの関係から算出した価格である。バイオガス用CGS維持費は燃料費以外に消耗品の交換や修理費として支出される費用で、実際にコージェネレーションシステムが導入されている施設の運転例から換算して求めた<sup>105)</sup>。発電効率、熱回収率、軽油代替率は第4章のデータを参考とし、バイオガス用CGSから発生する電力と温水の利用率に関しては基本的に全部利用する仮定で100%とした。

### C. 経済性評価のシミュレーション

#### a. 各パラメータの変化に対する評価

バイオガス用CGSの経済性を評価する簡易式として提案した式(6.7)に前節で仮定した各パラメータの基準値を入力した後、一項目のパラメータを変化させる場合、このパラメータの変化がバイオガス用CGSの経済性に及ぼす影響をシミュレーションした。ここで平均電力単価は買電時のデータを基準とした。

図6.1に発電効率、熱回収率、軽油代替率の変化による収益指数の傾向を示す。発電効率と熱回収率の増加によって収益指数は急に上昇した。この結果からバイオガス用CGSの発電効率と熱回収率は経済性を高める最も重要な因子であることが明らかとなった。軽油代替率の増加による収益指数に関しては比例傾向を示しているので、軽油代替率が高くなるとバイオガス用CGSの経済性成立の条件は満足され易くなる。

図6.2はバイオガス用CGSの稼働率、電力利用率、熱利用率の変化による収益指数の傾向を示す。収益指数は、バイオガス用CGSの稼働

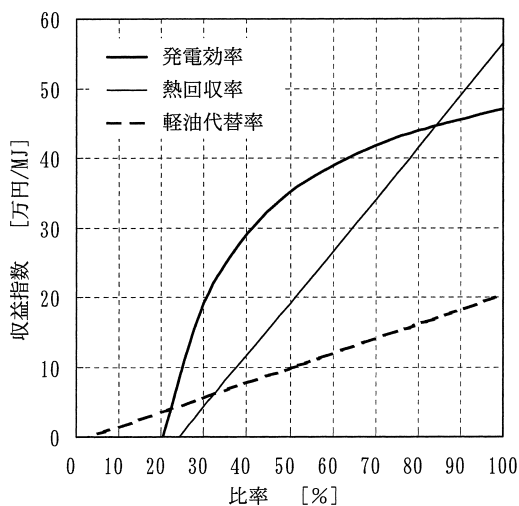


図6.1 バイオガス用CGS性能の変化による収益指数

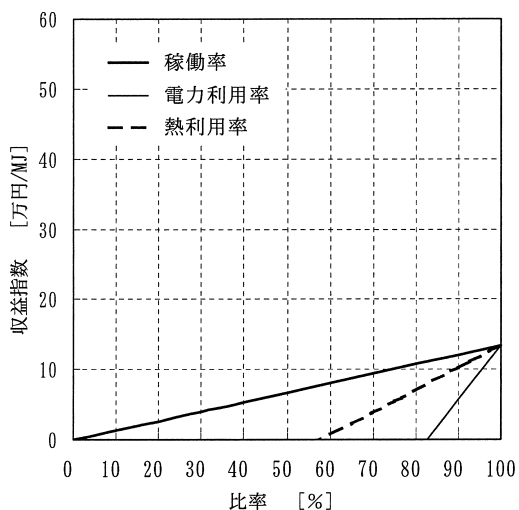


図6.2 稼働率と電力・熱利用率がバイオガス用CGSの収益指数に及ぼす影響

時間が長いほど、電力と温水の利用率は高いほど上昇する傾向を示している。特に、電力利用率が収益指数に及ぼす影響は非常に高く、表1のように各パラメータの基準値を設定する場合、最小0.83以上にならないと経済性成立の条件は満足できないことになり、熱利用率も0.58以上になる必要がある。

図6.3に熱単価、軽油単価、バイオガス単価、年間維持費の変化による収益指数の傾向を示

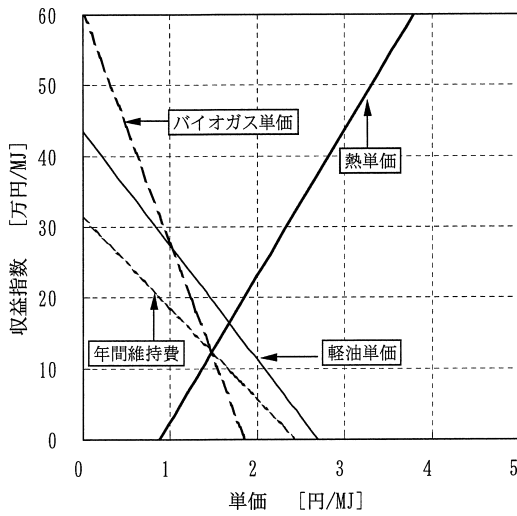


図 6.3 燃料単価と年間維持費がバイオガス用 CGS の収益指数に及ぼす影響

す。熱単価以外の項目に関しては各単価の増加によって収益指数が下落する傾向を示している。特に、バイオガスの単価は他の条件より収益指数に及ぼす影響が大きく、1.8円/MJ 以上になると経済性は成立し難くなる。しかし、前述のようにバイオガスプラントはふん尿処理が目的で、バイオガスはバイオガスプラントから生産される副生産物という観点から考えるとバイオガスに一定の値段を設定するのは困難である。例えば、バイオガスの単価をゼロ円とした場合の収益指数  $I_b$  は約 60 万円/MJ まで上る。このようにバイオガス用 CGS の経済性評価を検討する場合、バイオガス単価の設定は極めて重要な問題である。また、軽油の単価に関しても農家が購入できる免税軽油をバイオガス用 CGS の燃料として利用できるようになれば、バイオガス用 CGS の経済性はさらに高くなる。これを要約するとバイオガス用 CGS の普及のためには、政府などの関連行政機関がバイオガスプラントに関する公的制度を整えることが最も効果的であると指摘される。

図 6.4 は電力単価と稼働年数による傾向を示す。電力単価の増加によって収益指数は高くなる傾向を示し、設定パラメータ条件下で電力単価が 17.6 円/kWh (4.9 円/MJ) 以下になると収益指数はゼロとなるので、経済性の成立条件

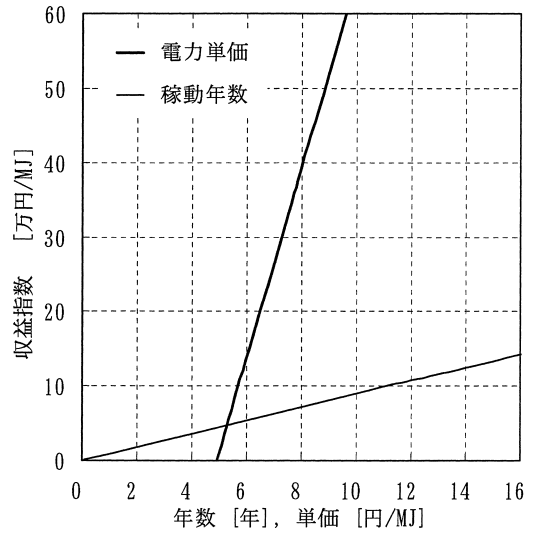


図 6.4 電力単価と稼働年数がバイオガス用 CGS の収益指数に及ぼす影響

は満足され難くなる。しかし、電力単価が高くなればなるほど収益指数は急上昇し、単位出力当たりの電力単価が 1 円高くなることで収益指数は約 13 万円/MJ ずつ上昇する。また、稼働年数の増加によっても収益指数は上昇する。

このようなことからバイオガス用 CGS の性能、バイオガスと電力の単価はバイオガス用 CGS の経済性に及ぼす影響が最も大きい要因となることを知り得た。

#### b. 各パラメータの基準値適用による収益指数

表 6.1 に示した各パラメータの基準値を式 (6.7) に適用する場合、収益指数は約 48 万円/kWh (13.4 万円/MJ) となり、これは単位出力当たりのバイオガス用 CGS 価格が約 13.4 万円/MJ 以下になると経済性成立の条件がほぼ満足できることを意味する。しかし、本章で適用した発電効率、熱回収率、軽油代替率の基準値は実験用システムの結果を参考としているので、商品化した場合の性能値よりは低いと考えられる。したがって、商品のより高い性能値を経済性の評価式に適用すると収益指数はさらに上昇することも予想される。また、上述の基準値を適用した場合バイオガス用 CGS を軽油のみで運転すると収益指数は約 -0.7 万円/MJ となり、バイオガス用 CGS の経済性は成立でき

表 6.3 畜種・飼育頭数別の導入バイオガス用 CGS 容量と経済性評価

畜種	飼育頭数 [頭]	予想バイオガス 発生量 [m <sup>3</sup> /日]	導入可能の BIOCGS 容量 [kW]	BIOCGS 導入 による総利益 [万円/15年]		CO <sub>2</sub> 削減量 [ton-CO <sub>2</sub> /年]
				電力の 自家消費時	電力の 売電時	
搾乳牛	25	55	5	240	-950	22
	50	111	10	480	-1,900	43
	75	166	15	720	-2,850	65
	100	221	20	960	-3,800	87
	150	332	30	1,150	-5,700	130
	200	443	40	1,930	-7,600	174
	250	554	50	2,410	-9,500	217
	300	664	60	2,890	-11,400	261
肉牛 (2歳以上)	50	38	3	150	-580	13
	100	76	7	340	-1,320	30
	150	111	10	480	-1,900	43
	200	151	14	680	-2,640	61
	250	189	17	820	-3,220	74
	300	227	21	1,010	-4,010	91
	350	265	24	1,160	-4,540	104
	400	302	28	1,350	-5,330	122
豚 (肉豚)	500	97	9	430	-1,690	39
	750	145	13	630	-2,480	57
	1,000	194	18	870	-3,430	78
	1,500	290	27	1,300	-5,120	117
	2,000	387	35	1,690	-6,650	152
	2,500	484	44	2,120	-8,340	191
3,000	581	53	2,560	-10,090	230	

ないことが分かった。

### c. 畜産農家への導入による経済性評価シミュレーション

前節の結果から実際の畜産農家にバイオガス用 CGS を導入する場合の経済性に関するシミュレーションを試みた。各パラメータの適用値は表 6.1 で設定した基準値を用いた。しかし、本節の評価シミュレーションはあくまでも表 6.1 のパラメータの適用値による結果で、各項目の適用値の変化によってシミュレーション結果も変わる事となる。このシミュレーションは畜産農家で飼育している家畜の畜種・飼育頭数別に行い、中・高温発酵方式を採用した場合の予想バイオガス発生量、導入可能のバイオガス用 CGS 容量、総利益の結果を表 6.3 に示した。また、畜種別 1 日当たりのふん尿排出量は表 6.4 に示した<sup>10)</sup>。また、ここでは平均電力単

表 6.4 畜種別 1 日当たりの糞尿排出量

		糞[kg]	尿[kg]	合計[kg]
乳牛	搾乳牛	51.4	13.0	64.3
	初産牛	35.8	13.8	49.6
	育成牛	17.9	6.7	24.6
肉牛	2歳未満	17.8	6.5	24.3
	2歳以上牛	20.0	6.7	26.7
	乳用種	18.0	7.2	25.2
豚	肉豚	2.2	3.8	6.0
	繁殖豚	3.3	7.0	10.3

価を適用する際、バイオガス用 CGS から生産される電力の全量を自家消費する場合と電力会社へ売電する場合の二つの条件を考慮した。

表から見られるように搾乳牛を飼育している農家の場合、50 頭規模の農家では 10 kW (36 MJ/h) 級バイオガス用 CGS の導入が可能で、投入資本の償却期間までの総利益は 480 万円と

なる。しかし、バイオガス用 CGS から発生する電力を電力会社へ売電する場合は投入資本の償却期間である 15 年間約 1,900 万円の損失が発生することとなる。300 頭規模の農家では 60 kW (216 MJ/h) 級の導入ができることから総利益は約 2,880 万円となり、これは例えば畜産農家が 2,880 万円で 60 kW 級のバイオガス用 CGS を購入すると約 15 年稼動することで購入費の回収が可能、960 万円で購入すると約 5 年で回収が可能であることを意味する。しかしこの場合、生産電力を自家消費せずに電力会社を買ってくれる電力単価の条件下で売電することになると年間約 760 万円の損失となり、バイオガス用 CGS の購入費とは関係なくバイオガス用 CGS を稼動するメリットはないと考えられる。したがって、バイオガス用 CGS からの生産電力は自家消費電力として利用するのが効果的であり、あるいはヨーロッパのようにバイオガスプラントから生産される電力はより高価で購入してくれる公的制度が要求される。

肉牛の場合は乳牛より発生するふん尿の量が減り、導入できるバイオガス用 CGS の容量も小さくなる。例えば、肉牛 350 頭規模の農家が導入できるバイオガス用 CGS は 24 kW (86 MJ/h) 級であり、豚の飼育農家では 3,000 頭規模の場合は 53 kW (191 MJ/h) 級の導入が可能である。

1) 乳牛 100 頭飼育農家の導入例

本節では前節でシミュレーションした結果の内、国内で最も乳牛の畜産農家が多い北海道の例を具体的に述べることにする。北海道内の畜産農家一戸当たりの平均乳牛飼育頭数は約 100 頭<sup>107)</sup>であり、一日のふん尿排出量は約 6,400 kg になる。中温発酵方式<sup>108)</sup>を採用した場合、生産可能なバイオガス量は約 220 m<sup>3</sup>/day で<sup>109)</sup>、導入バイオガス用 CGS の容量は 20 kW (72 MJ/h) と設定した<sup>110)</sup>。図 6.5 に単位ふん尿量からのバイオガス発生量と単位バイオガス量から生産可能である電力と熱量の関係を示した。

バイオガス用 CGS から生産される電力を自家消費する場合、シミュレーションによる 20 kW 級バイオガス用 CGS の設定価格と投入資本の回収年数との関係を図 6.6 の(a)に、図 6.6

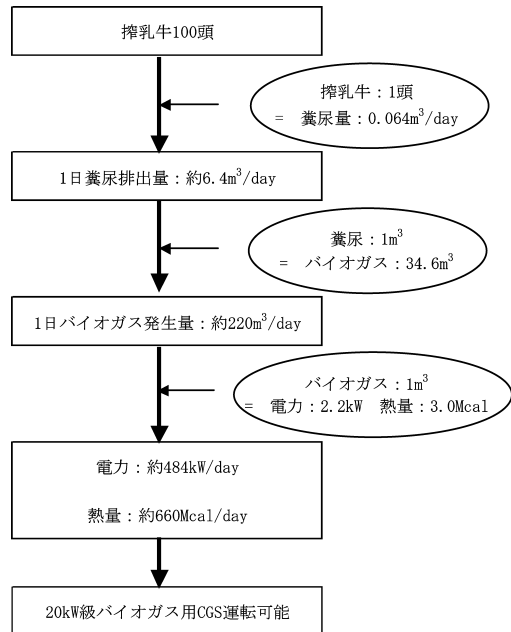
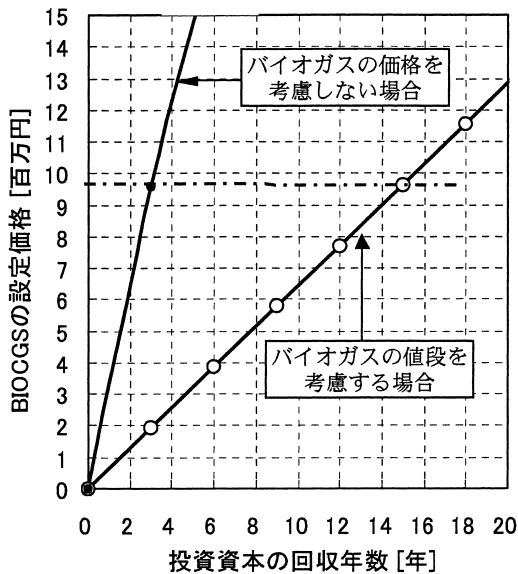


図 6.5 糞尿からエネルギー生産までのフロー

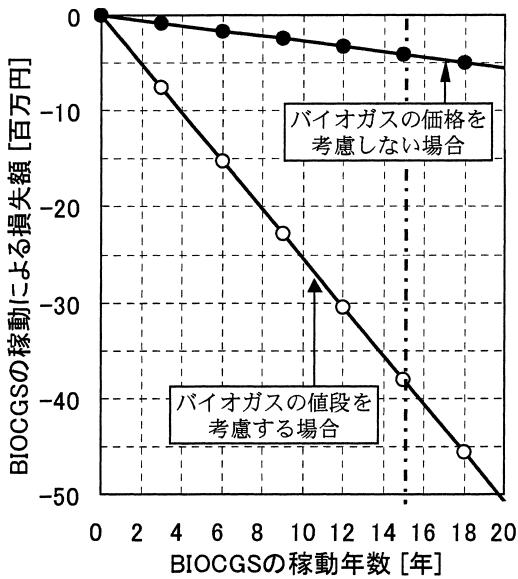
(b)には生産電力を電力会社に売電する場合のバイオガス用 CGS の稼動年数と損失額の関係を示した。

図(a)の横軸は収益指数に基づいた投入資本の回収年数で、縦軸は実需要者が購入するバイオガス用 CGS の設定価格である。図から明らかなように投入した資本の回収年数を約 15 年とした場合、生産電力を自家消費するとバイオガス用 CGS から得られる総利益、すなわち損益分岐点になるバイオガス用 CGS の設定価格は約 960 万円と判明された。また、前述のようにバイオガスの単価を想定しない場合の経済性を検討すると  $I_p$  は約 218 万円/kWh (60.5 万円/MJ) となり、バイオガス用 CGS の設定価格が 960 万円なら約 3.3 年で投入資本の回収が可能となる。しかし、生産電力を売電する場合はバイオガス用 CGS の稼動開始時から損失が発生し、15 年間バイオガス用 CGS を稼動すると総損失額は約 3,800 万円まで達する。また、バイオガスの単価を想定しない場合の経済性を検討すると  $I_p$  は -20.7 万円/kWh (-5.75 万円/MJ) となり、15 年間の総損失額は約 400 万円となる。

また、バイオガスをエネルギーとして有効利



(a) 電力を自家消費する場合



(b) 電力を売電する場合

図 6.6 BIOCGS の設定価格と投入資本の回収年数

用するためにはバイオガス用 CGS 以外にボイラーなどの燃料として利用することも可能である。この場合、バイオガスは熱エネルギーのみに変換される。表 6.5 は本節で設定した畜産農家のふん尿量から生産されるバイオガスをエネ

ルギーとして利用する場合、バイオガス用 CGS とボイラーの導入によって得られる利益を単純比較した結果である。ボイラーの熱効率を 85% と仮定し、電力・熱単価は表 6.1 の設定値を参考とした。表 6.5 に示したようにバイオガスをバイオガス用 CGS の燃料として利用する場合は電力と熱の同時生産ができ、ボイラーを単独利用する場合よりも 2 倍以上の総収益を上げられる。このようなことからバイオガスを利用するためにはバイオガス用 CGS は最も適していることが判明された。

#### d. 環境負荷の評価シミュレーション

バイオガス用 CGS の導入のためには利益による経済性も重要であるが、環境に及ぼす影響も無視できない。本節ではバイオガス用 CGS の導入による CO<sub>2</sub> 削減効果に関してシミュレーションを試みる。導入するバイオガス用 CGS の容量別 CO<sub>2</sub> 削減量の結果は表 3 に示し、本節では乳牛 100 頭飼育農家の 20 kW (72 MJ/h) 級バイオガス用 CGS を前提として述べる。

バイオガスは自然界を循環するガスであるので燃焼による CO<sub>2</sub> の排出効果はない。しかし、本バイオガス用 CGS はデュアルフューエル方式を採用しているため少量の軽油が消費される。したがって、この軽油の燃焼による CO<sub>2</sub> 排出量を考慮する必要がある。本節では表 1 から適用した軽油代替率 67% を用いて計算した。

バイオガス用 CGS からの有効発電電力量に相当する商用電力量が低減できるとすれば、バイオガス用 CGS の年間発電量は約 633,600 MJ となり、バイオガス用 CGS からの発電量に対する CO<sub>2</sub> の削減量は商用電力の CO<sub>2</sub> 排出係数<sup>11)</sup> との関係から、

$$633,600 \text{ MJ/年} \times 0.0992 \text{ kg-CO}_2/\text{MJ} \times 0.67 \\ \div 42,000 \text{ kg-CO}_2/\text{年} \quad (6.10)$$

となる。

また、バイオガス用 CGS から発生する熱量は  $241.6 \times 10^6$  kcal に達し、灯油ボイラーでこの熱量を生産する場合より以下の CO<sub>2</sub> 削減が可能となる。

表 6.5 バイオガスの活用による収益比較

	BIOCGS 適用時	ボイラー適用時
バイオガス発生量 [m <sup>3</sup> ]		220
バイオガス発熱量 [kcal/m <sup>3</sup> ]		5,500
適用可能容量 [MJ/h]	72 (20kW)	180 (50kW)
生産電力量 [MJ/day]	1,728	—
生産熱量 [MJ/day]	2,774	4,324
総収益 [円/day]	14,560	6,620

$$1.01 \times 10^6 \text{ MJ/年} \times 0.067 \text{ kg-CO}_2/\text{MJ} \times 0.67 \\ \div 45,000 \text{ kg-CO}_2/\text{年} \quad (6.11)$$

ここで 0.067 kg-CO<sub>2</sub>/MJ は熱供給事業者からの CO<sub>2</sub> 排出係数<sup>112)</sup>である。

この両方の削減量からバイオガス用 CGS を導入することによって年間約 87 ton の CO<sub>2</sub> 排出量削減効果が期待でき、これは約 3.0 ha のブナ林が 1 年間に固定する二酸化炭素量に相当する<sup>113)</sup>。また、バイオガス用 CGS はバイオガスを燃料とすることから CO<sub>2</sub> より 20 倍以上温暖化効果が高いメタンを採取して燃焼させることになり、地球温暖化防止に貢献ができると考えられる<sup>114)</sup>。

#### D. まとめ

バイオガス用 CGS の普及のためには経済性の成立が必要である。本章ではバイオガス用 CGS の経済性を容易に評価できる簡易式を作成して、各パラメータ別の収益指数を検討した。

—バイオガス用 CGS の導入によって生じる収入と支出項目を経済性評価式のパラメータとし、収益指数を求める式を作成した。この収益指数がバイオガス用 CGS の単位出力当たり購入価格より大きくなると経済性が成立する。

—バイオガス用 CGS の経済性向上のためにはバイオガスと軽油単価の低下、電力単価の上昇、バイオガス用 CGS 性能の向上が最も重要であることを明らかにした。

—飼育頭数 100 頭 (乳牛) 規模の畜産農家に 20 kW (72 MJ/h) 級のバイオガス用 CGS を導入する場合、収益指数は 48 万円/kWh (13.4 万円/MJ) となり、投入資本の回収年数を約 15 年とした場合、損益分岐点になるバイオガス用 CGS の設定価格は約 960 万円と判明された。

—バイオガス用 CGS の導入によって年間約

87 ton の CO<sub>2</sub> 排出量削減効果があり、地球温暖化防止に貢献できる。

## VII. 総括

### A. デュアルフューエル式ディーゼル機関の基礎性能

ディーゼル機関をバイオガスと軽油を同時供給するデュアルフューエル式ディーゼル機関に改造し、実験装置はデュアルフューエル式ディーゼル機関、バイオガス供給装置、熱交換器の組合せである。バイオガスの供給は予混合方式を採用し、メタンと二酸化炭素の混合ガスをバイオガスとして代用した。熱交換は WJ と二重管式の並流型である HE から熱を回収する方式とした。

このように改造したデュアルフューエル式ディーゼル機関を利用して、軽油噴射時期、機関回転数、バイオガス供給量、機関負荷の変化による運転特性の検討を行った。デュアルフューエル式ディーゼル機関へバイオガスを供給する場合、軽油噴射時期を早めることにより NO<sub>x</sub> 排出量は大幅に増加する反面、BSHC に及ぼす影響は少なかった。このことから軽油噴射時期を調整する方法はデュアルフューエル式ディーゼル機関において適正の手段ではないと考えられる。機関回転数に関してはメーカー指定の定格回転数より若干低い方がバイオガスの燃焼時間を確保でき、エネルギーの効率を向上させることが可能であった。また、機関負荷が増加すると燃焼温度・燃焼圧力が共に上昇し、バイオガスの燃焼が促進されるのでエネルギー損失は減少するが、NO<sub>x</sub> 排出量が増加する結果となった。バイオガス供給量の増加によっては、低負荷条件では BSHC は上昇するが、負荷率 4/4 の定格負荷では多量のバイオガスを供給し

でも BSHC は軽油のみ運転時とほぼ同じであった。また、バイオガスを供給するとバイオガス中の二酸化炭素による酸素濃度が低下して燃焼温度が下がるので NO<sub>x</sub> 排出量は減少した。熱交換器からの回収熱量は機関回転数、機関負荷、バイオガス供給量の増加に伴い高くなる傾向を示した。

### B. バイオガス用 CGS の製作

バイオガスと軽油のデュアルフューエルを燃料として利用するシステムとしてバイオガス用 CGS の製作を行った。製作のバイオガス用 CGS は供試機関、循環式熱交換器、発電装置、蓄熱温水タンク、制御装置によって構成されている。

軽油の供給量を自動に調節できるようにして機関回転数の一定運転ができるようにした。熱交換はシステムを循環する冷却水がエンジンと排気ガスから熱を回収して別途に設けた蓄熱温水タンクに入り、タンク内の水と冷却水が熱交換する方式を採用した。また、バイオガス用 CGS の燃焼室に圧力センサーを取り付けて筒内圧を計測できるようにした。この筒内圧を分析することによって着火遅れ、着火時期、最高燃焼圧力、最大圧力上昇率などの燃焼過程解析が可能になる。さらに、排気として排出される未燃メタンの濃度を測定し、メタン燃焼率を計算できるようにした。

このように製作したバイオガス用 CGS の制御と計測を自動化する目的で制御用プログラムと計測用プログラムを作成し、各々の独立したプログラムを総合管理するメインプログラムを作成した。また、プログラム操作の簡易性を目的で一つの画面上でシステムの運転状況を把握できるようにした。

### C. バイオガス用 CGS の運転特性

有機廃棄物の発酵から発生するバイオガスを有効に利用するバイオガス用 CGS を用いて、バイオガスの供給量、電力負荷、メタン濃度をパラメータとした各種条件下で実験し、バイオガス用 CGS の基本特性と性能を評価した。

同一の電力負荷でバイオガスが多量供給されると発電端効率は低下した。電力負荷が高くなると軽油噴射量の増加にともない燃焼温度・圧

力の上昇で発電端効率は高くなった。一定のバイオガスを供給する場合、電力負荷が高くなると排気ガスの温度も高くなって、回収熱量は増加した。このときバイオガス供給量の増加に対し回収熱量の変化は見られなかった。総熱効率は高負荷においてはバイオガス供給量との強い相関はなく 68% となった。

デュアルフューエルの燃焼過程を解析した結果、低い電力負荷においてバイオガスの供給と共にデュアルフューエルの着火遅れが長くなり、燃焼時間も伸びた。また、最高燃焼圧力と熱発生率が低下した。特にバイオガス割合が高い場合は燃焼過程が緩慢であるため、最高燃焼圧力とその時期の確認ができなかった。燃焼後半の動作ガス温度も他の条件より高いため、熱損失による CGS の性能低下が大きいと判断した。しかし、同一のバイオガス割合に対して電力負荷が増加すると着火遅れが短くなり、最高燃焼圧力、最高燃焼温度が高くなるため、デュアルフューエルの燃焼効率は改善された。4/4 電力負荷時は供給したバイオガスが軽油の着火後すぐ燃焼することを確認した。

燃焼温度・圧力によって発生量に変化する NO<sub>x</sub> 排出濃度は軽油運転の場合、電力負荷 2.41 kW において 676 ppm であったが、バイオガスを供給することによって 335 ppm まで低下した。黒煙は軽油の未燃焼によって発生する未燃炭素で、バイオガス供給時には黒煙濃度 0% まで低下した。負荷率 4/4 において、バイオガス中のメタン濃度の増加に伴って発電端効率は若干減少、回収熱量は変化がない傾向を示した。メタン濃度が 80% の場合は軽油代替率が 90% に達し、機関運転が不安定で NO<sub>x</sub> 排出濃度も増加した。しかし、軽油噴射量は減少して黒煙濃度は 0% であった。

排気ガス中の未燃メタン発生はバイオガス割合が高くなると共に増加した。電力負荷が低い場合は未燃メタンの発生も多いが、電力負荷が増加するとメタン燃焼率は上昇して供給バイオガスがほぼ完全燃焼した。また、燃焼室から出る未燃メタンは排気マニホールドと排気熱交換器の間で再燃焼し、最終的に大気中に排出される未燃メタンは減少した。このメタンの不完全

燃焼は CGS の発電効率の低下および温暖化効果が高いガスの放出を意味するので、未燃メタンの低減は非常に重要である。

このように本研究で製作したバイオガス用 CGS の性能は電力負荷 2.41 kW, バイオガス供給量 20 L/min (メタン 60%), 冷却水流量を 3 L/min の条件で使用した場合、発電端効率 26%, 回収熱効率 42%, 各種損失 32% で総熱効率は 68% となった。

#### D. バイオガス用 CGS の性能改善

低負荷におけるバイオガス用 CGS の性能改善を目的として、吸気加熱, EGR, 過給, 過給と EGR の組合せによるデュアルフューエルの燃焼と排気特性を検討・比較した。

吸気加熱を行うと着火遅れが短縮すると共にデュアルフューエルの燃焼が促進され、バイオガス用 CGS の熱効率改善に効果が認められたものの、NO<sub>x</sub> 排出量は増えるので吸気加熱のみでは排気対策として得策ではないと判断した。HOT EGR は高温の排気ガスを吸気中に還流することにより吸気温度が上昇して加熱装置なしで吸気加熱による効果が得られる。

HOT EGR はデュアルフューエルの燃焼改善と NO<sub>x</sub> 排出量低減の両面に効果が認められた。しかし、COLD EGR はバイオガス用 CGS の燃焼改善には効果が認められないものの、NO<sub>x</sub> 排出量の低減には最も効果的であった。過給を行うと着火遅れは短くなって燃焼室内の雰囲気温度が高くなり、バイオガスと空気の混合も促進され、混合気の燃焼速度が速くなるので熱消費率を減少した。

また、過給を施した場合、混合気が希薄化するので NO<sub>x</sub> 排出量は少し減少するが、減少率はそれほど高くなかった。この過給と HOT EGR を同時に適用することによって着火遅れが短縮されることによって燃焼温度は上昇し、燃焼速度が速くなるのでデュアルフューエルの燃焼は促進された。しかし、NO<sub>x</sub> 排出量の減少効果は過給あるいは HOT EGR のみ適用した場合より大きくなかった。過給と COLD EGR の同時に適用すると無過給・無 EGR 運転時よりは熱消費率が低減できるが、過給と HOT EGR の同時適用時よりはその低減率が低かつ

た。しかし、NO<sub>x</sub> 排出量の削減効果は高かった。

このようなことから低負荷におけるデュアルフューエルの燃焼改善を目的で行った様々な方法を比較してみると、熱消費率とメタンの燃焼率改善に効果的であるのは過給と HOT EGR を同時に適用する方法であり、NO<sub>x</sub> 排出量の低減に関しては過給と COLD EGR を同時に適用した場合であった。したがって、目的に合わせて各方法を適切に選択することが必要である。

#### 量記号一覧

$A$	吸入空気量	[kg/s]
$A_H$	排気ガス管の伝熱面積	[m <sup>2</sup> ]
$A_{hsh}$	蓄熱温水タンク内蛇腹管の伝熱面積	[m <sup>2</sup> ]
$A_p$	ピストン面積	[m <sup>2</sup> ]
$B$	燃料消費量	[kg/h]
$b_a$	軽油消費率	[MJ/kW·h]
$b_{am}$	熱消費率	[MJ/kW·h]
$b_m$	メタン消費率	[MJ/kW·h]
$C_b$	バイオガス生産単価	[円/MJ]
$C_e$	電力購入単価	[円/MJ]
$C_f$	軽油単価	[円/MJ]
$C_h$	熱発生単価	[円/MJ]
$C_m$	バイオガス用 CGS の維持費	[円/MJ]
$c_{exh}$	排気ガス比熱	[J/kmol·K]
$comb_{ch_4}$	メタン燃焼率	[%]
$c_p$	燃焼ガスの定圧比熱	[J/kmol·K]
$c_v$	燃焼ガスの定容比熱	[J/kmol·K]
$c_w$	冷却水比熱	[kJ/kg·K]
$D$	燃焼室の内径	[m]
$d_g$	排気ガス管の外径	[m]
$d_{he}$	熱交換器の外径	[m]
$E_b$	バイオガス消費量	[MJ/h]
$E_f$	軽油消費量	[MJ/h]
$E_T$	熱消費量 ( $E_b + E_f$ )	[MJ/h]
$F_f$	軽油供給量	[kg/s]
$F_m$	メタン供給量	[kg/s]
$G$	ガス流量	[kg/s]
$G_{co_2}$	二酸化炭素吸入量	[kg/s]
$G_{exh}$	排気質量	[kg/s]

$H_f$	燃料のエンタルピ	[J]	$r_m$	吸入空気とバイオガス予混合気中のメタン成分との質量比	[-]
$H_u$	燃料の低 (位) 発熱量	[kcal/kg]	$S_d$	軽油代替率	[%]
$h$	クランク角度の間隔	[°CA]	$s$	行程	[m]
$i$	1回転のサイクル数	[-]	$T$	作動ガスの温度	[K]
$I_p$	収益指数	[円/MJ]	$T_r$	排気温度	[K]
$I_y$	単位時間当たり収益	[円/h]	$T_{owj}$	ウォータージャケット出口の冷却水温度	[K]
$I_{y,k}$	単位出力当りの収益	[円/MJ]			
$l$	接続棒長さ	[m]	$T_{iwj}$	ウォータージャケット入口の冷却水温度	[K]
$l_g$	排気ガス管の長さ	[m]			
$l_{pt}$	蓄熱温水タンク内蛇腹管の長さ	[m]	$T_{ohe}$	熱交換器出口の冷却水温度	[K]
$M_a$	空気の見かけの分子量	[kg]	$T_{ihe}$	熱交換器入口の冷却水温度	[K]
$m$	作動ガスのモル数	[kmol]	$T_{ohsh}$	蓄熱温水タンク内の冷却水入口温度	[K]
$m_w$	水の質量流量	[kg/s]			
$N$	正味出力	[kW]	$T_{ishh}$	蓄熱温水タンク内の冷却水出口温度	[K]
$N_e$	全出力	[kW]			
$N_r$	償却年数	[年]	$T_{gihc}$	熱交換器入口排気ガス温度	[K]
$n$	機関回転数	[rpm]	$T_{gohe}$	熱交換器出口排気ガス温度	[K]
$P$	筒内圧	[Pa]	$U$	作動ガスの内部エネルギー	[J]
$P_a$	大気圧	[Pa]	$V$	燃焼室容積	[m <sup>3</sup> ]
$P_{CGS}$	単位出力当りの年間 BIOGAS 用 CGS 価格	[円/MJ]	$V_a$	EGR 作動時の吸気量	[L/min]
$P_e$	正味平均有効圧	[Pa]	$V_c$	燃焼室すきま容積	[m <sup>3</sup> ]
$P_w$	水蒸気分圧	[Pa]	$V_{ch4}$	供給メタン量	[g/s]
$Q$	供給熱量	[J]	$V_{ech4}$	未燃メタン量	[g/s]
$Q_d$	軽油の発熱量	[kW]	$V_h$	行程容積	[m <sup>3</sup> ]
$Q_e$	定格電力量	[MJ/h]	$V_0$	EGR 作動時させない場合の吸気量	[L/min]
$Q_{etotal}$	総回収熱量	[kW]			
$Q_{exh}$	排気熱量	[kW]	$W$	仕事	[J]
$Q_h$	定格熱量	[MJ/h]	$x$	ピストン変位	[m]
$Q_{he}$	熱交換器回収熱量	[kW]	$\alpha$	稼働係数	[-]
$Q_{ehsh}$	蓄熱温水タンクの回収熱量	[kW]	8,760 $\alpha$	年間稼働係数 (24 h × 365 日 × $\alpha$ )	[-]
$Q_m$	メタンの発熱量	[kW]	$\beta$	軽油代替率	[%]
$Q_t$	全発熱量	[kW]	$\beta_e$	バイオガスのエネルギー比率	[%]
$Q_w$	冷却損失熱量	[J]	$\epsilon$	圧縮比	[-]
$Q_{wj}$	ウォータージャケット回収熱量	[kW]	$\theta$	クランク角度	[°CA]
$q_m$	冷却水質量流量	[kg/s]	$k$	比熱比	[-]
$R$	ガス定数	[J/kg·kmol·K]	$\lambda$	デュアルフェューエルの空気過剰率	[-]
$R_y$	年間償却額係数	[-/年]	$\lambda_d$	軽油の空気過剰率	[-]
$RHR$	熱発生率	[MJ/kW·h]	$\lambda_m$	メタンの空気過剰率	[-]
$r$	資本の金利係数	[-]	$\rho$	クランク半径/接続棒長さ	[-]
$r_c$	クランク半径	[m]	$\eta_e$	正味熱効率, 発電効率	[%]
$r_e$	電力利用係数	[-]			
$r_h$	熱利用係数	[-]			

$\eta_h$	熱回収率	[%]
$\eta_t$	総合熱効率 ( $\eta_e + \eta_h$ )	[%]
$\eta_{ewj}$	ウォータージャケットの回収熱効率	[%]
$\eta_{ehe}$	熱交換器の回収熱効率	[%]
$\eta_{ehsh}$	蓄熱温水タンクの回収熱効率	[%]
$\eta_{etotal}$	総回収熱効率	[%]
$\eta_{total}$	総熱効率	[%]

### 謝 辞

本研究は、北海道大学大学院農学研究科生物資源生産学専攻の博士論文として1998年4月から2003年2月まで、生物生産工学講座農用車両システム工学研究室において行われたものであります。この間、終始ご指導ご鞭撻を賜った研究室主任寺尾日出男教授に謹んで感謝の意を表します。また、研究・実験遂行上たいへん有益なご助言、ご協力をいただいた農業システム工学研究室の松田従三教授、農用車両システム工学研究室の野口伸助教授、石井一暢助手、韓国忠北大学の韓忠洙教授に深く感謝を申し上げます。

そして実験装置の製作にあたりご協力いただいた今野繁男技官に心から感謝します。また実験遂行上ご協力いただいた石井耕太博士(現在、北海道道立中央農業試験場研究員)をはじめ、農用車両システム工学研究室の皆様にも心から感謝します。

### 参 考 文 献

- 1) 黒川恵児：九州における未利用エネルギー利用の現状，日本太陽エネルギー学会・日本風力エネルギー協会合同研究発表会講演論文集，1～6，1995
- 2) 和賀井文：家畜ふん尿処理と利用，養賢堂，1～87，1985
- 3) 北海道立新得畜産試験場：家畜ふん尿処理利用の手引き1999，ソーゴー印刷，4～5，1999
- 4) Koeberle, E.: Animal manure digestion systems in Central Europe, US DOE Rep, 17～27, 1996
- 5) 西島衛：資源循環社会を担う環境技術——廃棄物の処理技術——，東芝レビュー，53(6)，68～69，1998
- 6) 3) に同じ
- 7) 奥山武彦：農林水産業におけるエネルギー利用——農林業における石油代替エネルギーの利用——，農林水産技術研究ジャーナル，21(10)，22～29，1999
- 8) 高畑秀彦：コンパートメントタイプ・プラグプロー嫌気性発酵槽における分割投入法の効果，農業施設，21(1)，23～29，1990
- 9) 北海道バイオガス研究会：新エネルギー法施行令の一部改正について，2002，URL：<http://members7.cool.ne.jp/hbiogas/biogas/news1/news1.htm>
- 10) Dohanyos, M. et al.: Innovative technology for the improvement of the anaerobic methane fermentation, Water Sci Technol, 36(6/7), 333～340, 1997
- 11) 高畑英彦：バイオガスの利用と可能性，畜産コンサルタント，362～363，1995
- 12) 通商産業省：エネルギー98，(株)電力新報社，44～45，1998
- 13) 斎藤考基，他：エネルギー変換，東京大学出版会，23～24，1995
- 14) Lodhi, M.A.K.: Application of helio-aerogravity concept in producing energy and suppressing pollution, Energy Convers Manag, 40(4), 407～421, 1999
- 15) Mansueti, L. et al.: Climate challenge: environmental risk insurance for electric utilities; a marketing tool for solar and renewables, Proc Annu Conf Am Sol Energy Soc, 352～356, 1996
- 16) Hoffert, M.I. et al.: Energy implications of future stabilization of atmospheric CO<sub>2</sub> content, Nature, 395(6705), 881～884, 1998
- 17) Morthorst, P.: The cost of reducing CO<sub>2</sub> emissions-Methodological approach, illustrated by the danish energy plan, Biomass Bioenergy, 15(4/5), 325～331, 1998
- 18) 富水健，券出義紘：科学，54～58，1984

- 19) 島崎達夫：成層圏オゾン，東京大学出版会，1989
- 20) Poppe, C. et al.: Control of NO<sub>x</sub> Emissions in Confined Flames by Oscillations, *Combust Flame*, 113(1/2), 13~26, 1998
- 21) Klobucar, J.: Development and Testing of an Ultra Low NO<sub>x</sub> Burner for Recuperative Thermal Oxidizers, *Ind Heat*, 65(3), 87~90, 1998
- 22) Woodyard, D.: Rewriting the rules. Emissions, *Mar Propul Int*, Oct, 19~21, 1998
- 23) 12) に同じ
- 24) Russell, E.: Alternative fuels. Crunch time for the clean-up, *Automot Eng*, 23(2), 65~66, 1998
- 25) 本多淳族裕：バイオガスエネルギー，2~10, 1986
- 26) Olesen, G.B.: Estimation of renewable energy potential, *World Dir Renew Energy Suppliers Serv*, 14, 1997
- 27) Chakravarthi, J.: Biogas and energy production from cattle waste, *Intersoc Energy Convers Eng Conf*, 32(1), 648~651, 1997
- 28) 5) に同じ
- 29) Kalyuzhnyi, S. et al.: Anaerobic treatment of liquid fraction of hen manure in UASB reactors, *Bioresour Technol*, 65(3), 221~225, 1998
- 30) S.R.A. Denmark co.: Biogas development at folkecenter for renewable energy, *Folkecenter for renewable energy*, 1997
- 31) Dean, R.B.: Biogas recovery in Denmark, *Biocycle*, 39(2), 75~77, 1998
- 32) 8) に同じ
- 33) 三浦研一，他：メタン発酵法による家畜ふん尿処理と利活用技術の考察，第10回農業土木新技術検討報告会要旨集，71~83, 1992
- 34) 本多淳裕：廃棄物のメタン発酵，サイエンティスト社，19~32, 1980
- 35) 山本洋蒔，他：ガソリンとメタンの燃焼特性の比較，*石油学会誌*，40(4)，325~328, 1997
- 36) 石井耕太，他：バイオガスの農用小型ディーゼル機関への応用（第1報）——バイオガス運転の基礎特性——，*農業機械学会誌*，57(6)，3~10, 1995
- 37) 伊東弘一，横山良平：コージェネレーションの最適計画，*産業図書*，3~6, 1990
- 38) Maeng, H. et al.: Biogas plants in Denmark; technological and economic developments, *Applied energy*, 64, 195~206, 1999
- 39) Canavate, O. et al.: Diesel engine modification to operate on biogas, *TRANSACTION of the ASAE*, 24(4), 808~815, 1981
- 40) Bhattacharya, T.K. et al.: A Compression Ignition English on Biogas-Diesel Fuel, *Agricultural Mechanization in Asia, Africa and Latin America*, 19(3), 32~36, 1988
- 41) 30) に同じ
- 42) 勝部欣一，他：デンマークのエネルギー戦略，*合成洗剤研究会誌*，18(1)，91~92, 1994
- 43) Wagner, E.: Nutzung von Biomassen und Abfaellen durch die allgemeine Elektrizitaetsversorgung in Deutschland, *Stand 1996, Elektrizitaetswirtschaft*, 96(24), 1424~1427, 1997
- 44) Kalyuzhnyi, S.: Anaerobic treatment of liquid fraction of hen manure in UASB reactors, *Bioresour Technol*, 65(3), 221~225, 1997
- 45) 有田 望：メタンガスの農用小型機関への応用，*北海道大学農学部農業工学科卒業論文*，1991
- 46) 田中健太郎：メタンガスの農用小型ディーゼル機関への応用，*北海道大学農学部農業工学科卒業論文*，1992
- 47) 麓 貴弘：バイオガス・軽油二燃料機関の高効率運転法に関する研究，*北海道大学大学院農学研究科修士論文*，1997
- 48) 石井耕太：バイオガスの農用小型ディーゼル機関への応用，*北海道大学大学院農学研究科博士論文*，1998
- 49) 48) に同じ

- 50) Henham, A.: Combustion of simulated biogas in a dual-fuel diesel engine, *Energy Convers Manag*, 39(16/18), 2001 ~2009, 1998
- 51) Van Looij, F. et al.: Key parameters in deep hydrodesulfurization of diesel fuel, *Appl Catal A Gen*, 170(1), 1~12, 1998
- 52) 常本秀幸, 他: 小型ディーゼル機関を利用したコージェネレーションシステムの検討, 日本機械学会環境工学総合シンポジウム講演論文集, 5<sup>th</sup>, 288~291, 1995
- 53) 37) に同じ
- 54) (株)堀場製作所: 窒素酸化物分析系 CLA-53 シリーズ取扱説明書
- 55) 小茂鳥和生, 他: 内燃機関工学, 実教出版株式会社, 283~284, 1991
- 56) 39) に同じ
- 57) 五味 努: 内燃機関(初版), 朝倉書店, 190, 1993
- 58) 吉村和彦: コージェネレーションの新技术, *クリーンエネルギー*, 6 (6), 23~28, 1997
- 59) Ghosh, R. et al.: Control maintenance workstation: A maintenance optimization tool, *Instrum Controls Autom Power Ind*, 40, 269~277, 1997
- 60) 長尾不二夫: 内燃機関, 養賢堂, 52~53, 1970
- 61) 寺尾日出男, 近江谷和彦, 野口伸: アルコール吸入による農用小型ディーゼル機関の熱効率改善に関する研究(第3報)——超音波による微粒化と吸気加熱——, *農機誌*, 51(3), 5~13, 1989
- 62) Tak, Y.J. et al.: A study on the Computation Method of Simple Heat Release Rate in Internal Combustion Engine, *SAE*, 953712(3-1), 129~135, 1995
- 63) 引野清治, 鈴木孝幸, 植松真一郎: メタノールディーゼルエンジンの着火性改善に関する最近の動向, *自動車技術*, 44(8), 92~99, 1990
- 64) Tabaczynski, R.J.: Turbulence and Turbulent combustion in Spark Ignition Engine, *Prog. Energy Combust. Sci*, 2, 143~165, 1976
- 65) Janaf.: Thermo chemical Tables, 2nd ed, NSRDS-NB537, U.S. National Bureau of Standards, 1971
- 66) McNair, H.M. et al.: Basic Gas Chromatography, Varian Co, 1969
- 67) 梶谷勝之: 高精度空燃比フィードバック制御 低排気ガスと低原価への挑戦, *Axis*, 107, 40~43, 1995
- 68) 亀田秀男: 省エネに優れたコージェネシステムの普及動向昭和シェル石油の石油コージェネへの取り組み, *エネルギー*, 31(8), 76~78, 1998
- 69) 朴宗洙, 他: 環境調和型高効率バイオガス・コージェネレーションシステムの開発(第1報)——バイオガス・軽油二燃料コージェネレーションシステムの製作および基本性能——, *農機誌*, 63(2), p.76~83, 2001
- 70) 佐藤利春, 斎藤 孟, 大聖泰弘: デュアルフューエルガスディーゼル機関の燃焼, *自動車技術会論文集*, 26(3), 21~26, 1995
- 71) 20) に同じ
- 72) Cheung, C.S. et al.: Experimental study of smoke emission from diesel engine, *Proc Int Conf Intern Combust Engine* 1997, 363~368, 1997
- 73) 引野清治, 鈴木孝幸, 植松真一郎: メタノールディーゼルエンジンの着火性改善に関する最近の動向, *自動車技術*, 44(8), 92~99, 1990
- 74) 石井耕太, 他: バイオガスの農用小型ディーゼル機関への応用(第2報)——バイオガスと軽油の二燃料運転の最適化, *農業機械学会誌*, 59(1), 3~10
- 75) Zaidi, K. et al.: Diesel Fumigation Partial Premixing for Reducing Ignition Delay and Amplitude of Pressure Fluctuations, *Spec Publ Soc Automot Eng*, SP-1326, 207~215, 1998
- 76) 70) に同じ
- 77) ヤンマーディーゼル: Y A N M A R

- GOGENE Report Energy Now Seminar Technique, 3, 14, 1991
- 78) 朴宗洙, 他: 環境調和型高効率バイオガス・コージェネレーションシステムの開発 (第2報) —— バイオガス・軽油二燃料 CGS の燃焼解析 ——, 農機誌, 64(1), 61~69, 2002
- 79) Chang, C.H. et al.: Emissions Characteristics of Diesel Engine by Mixing LPG, SAE, 933710, 44~52, 1993
- 80) Stumpp, G. et al.: An Exhaust Gas Recirculation System for Diesel Engines, SAE, 780222, 1~2, 1978
- 81) 内田 登, 大聖泰弘, 斎藤 孟: 直接噴射ディーゼル機関の排気に及ぼす過給と噴射特性の効果, 自動車技術論文集, 24(1), 16~21, 1993
- 82) 71) に同じ
- 83) Kreso, A. M. et al.: A Study of the Vapor and Particle-Phase Sulfur Species in the Heavy-Duty Diesel Engine EGR Cooler, SAE Tech Pap Ser, 10, 1998
- 84) 71) に同じ
- 85) Plee, S.L. et al.: Flame Temperature Correlation for the Effects of Exhaust Gas Re-circulation on Diesel Particulate and NOx Emissions, SAE, 811195, 75~91, 1981
- 86) Durnholz, M. et al.: Exhaust-Gas Recirculation A Measure to Reduce Exhaust Emissions of DI Diesel Engines, SAE, 920725, 1992
- 87) Zelen. et al.: Cooled EGR. A Key Technology for Future Efficient HD Diesels, Spec Publ Soc Automot Eng, SP(1313), 45~57, 1998
- 88) 79) に同じ
- 89) Stumpp, G. et al.: An Exhaust Gas Recirculation System for Diesel Engines, SAE, 780222, 1~2, 1978
- 90) 宮本武司, 他: 予混合圧縮着火機関における混合気形成過程と低 NOx 燃焼 数値シミュレーションによる解析, 日本機械学会・自動車技術会内然機関シンポジウム講演論文集, 14, 289~294, 1997
- 91) 橋詰剛, 他: 二段燃焼ディーゼル機関の排出物特性 (EGR の影響), 自動車技術会学術講演会前刷集, 981, 33~36, 1998
- 92) 北川敏明, 他: 給気への水素添加による成層燃焼方式における未燃炭化水素量の低減, 日本機械学会九州支部地方講演会講演論文集, 1995 Nagasaki, 218~220, 1995
- 93) 内田 登, 大聖泰弘, 斎藤 孟: 直接噴射ディーゼル機関の排気に及ぼす過給と噴射特性の効果, 自動車技術論文集, 24(1), 16~21, 1993
- 94) 佐藤由雄, 野田 明, 阪本高志: 給気加熱・過給と多量 EGR を用いた直接噴射式メタノール機関の燃焼および NOx 排出特性, 自動車技術論文集, 29(1), 41~46, 1998
- 95) 鈴木中寿, 小池章介, 小高松男: 過給ディーゼル機関の EGR 時の燃焼および排出ガス挙動の解析, 自動車技術論文集, 26(3), 33~38, 1995
- 96) 朴 宗洙, 他: 環境調和型高効率バイオガス用コージェネレーションシステムの開発 (第3報) —— 吸気加熱と EGR による低負荷時の燃焼特性 ——, 農機誌, 64(3), 79~85, 2002
- 97) Eriksen, K. et al.: Environmental Benefits of Utilizing Biogas and Upgrading it to Natural Gas Quality, 20th World Gas Conf 1997 Work Comm B Produc Manuf Gases Hydrog, 381~399, 1997
- 98) 朴炳植, 他: 都市廃棄物再生ガス利用高効率ガスタービン熱併給発電システムの特性と経済性, 電気学会論文集, 107(7), 875~877, 1987
- 99) 伏見, 多美雄: 経済性工学, 日本能率協会, 1969
- 100) 金融機関平均金利, 2001, URL: <http://biz.yahoo.co.jp/rate>
- 101) 全国ガソリン価格調査, 2002, URL: <http://village.infoweb.ne.jp/aihar-a/fuel>
- 102) 町村農場バイオガスプラントのエネルギー

- 生産, 2001,  
URL : <http://www.csb-biogas.com/plant.html>
- 103) 101) に同じ
- 104) Maeng, H., Lund, H., Hvelopments, F.: Biogas plants in Denmark, technological and economic developments, Applied Energy, 64, 195~206, 1999
- 105) コージェネレーションシステム導入をご検討の方へ, イニシャル・メンテナンスコスト, 2001
- 106) 北海道の酪農・畜産をめぐる情勢, 2001,  
URL : <http://www.pref.hokkaido.jp/nousei/ns-rtksn/rakuchiku/planto p.htm>
- 107) 北海道立農業・畜産試験場：家畜ふん尿処理・利用の手引き 1999, 北海道立新得畜産試験場, 4, 1999
- 108) 34) に同じ
- 109) 102) に同じ
- 110) 30) に同じ
- 111) 温室効果ガス排出量算定方法に関する検討結果, 平成 12 年 9 月の環境庁温室効果ガス排出量算定方法検討会, 2000,  
URL : <http://www.env.go.jp/earth/ondanka/santeiho/03.pdf>
- 112) 111) に同じ
- 113) Sano, H. et al.: CO<sub>2</sub> global recycling system by using solar energy, New Energy Syst Convers, 491~494, 1993
- 114) 朴 宗洙, 他：環境調和型高効率バイオガス用コージェネレーションシステムの開発 (第 4 報) —— BIOCGS の経済性評価 ——, 農機誌, 65(1), 26~32, 2003  
(受付：2003.7.3 受理：2003.8.21)

## Summary

### I. Introduction

Recently, increase of human population and the accelerated development of human activities have been major sources of environmental problem.

Problems, such as rapid increase in acid rainfall and global warming due to excessive use of fossil fuel are serious all over the world. One of the solutions to decrease these problems is to utilize biogas as a diesel engine fuel.

The purpose of this thesis are;

- To investigate the operating characteristics and performance of a dual fueled diesel engine with biogas as a main fuel,
- To construct a dual fueled co-generation system (CGS), composed of a power unit and its heat recovery system,
- To investigate the operating characteristics of the dual fueled CGS, and combustion analyses of dual fuel,
- To improve combustion in lower load of a dual fueled CGS using intake air heating, EGR, supercharging, and supercharging together with EGR,
- Finally, to conduct economical evaluation of dual fueled CGS by a profitable model.

### II. Fundamental performance on the dual fueled diesel engine using biogas and diesel fuel

The test engine was a single cylinder, water cooled, vertical, 4-stroke, direct injection chamber diesel engine with 0.309 L and 4.4 kW/2,600 rpm. The compression ratio is 18.4. Experiments were carried out to investigate the operating characteristics of the developed dual-fueled diesel engine, conducted by varying biogas supply, engine loads,

injection timing of diesel fuel, and engine speeds.

As a result, supplying biogas into the engine reduces smoke density and NO<sub>x</sub> concentration in exhaust gas. A heat recovery ratio of the developed dual fueled diesel engine indicated from 35 to 50%. The total energy efficiency reached from 50 to 80%. To improve the efficiency further more, it is necessary to consider proper combination schedules of biogas supply, engine loads, and engine speeds.

### III. Construction of the biogas CGS

The CGS is consisted of the diesel engine and an electric generator, a heat exchanger, a hot water tank, a controller, etc. The constructed CGS was able to create electric power and heat from the engine.

This CGS consists of following components,

- Power unit: The power unit of this CGS is a water-cooled 4-stroke direct injection type diesel engine, which has a displacement of 0.309 L. Biogas premixed with intake air is ignited with combustion of a diesel fuel. This engine is always operated on dual-fuel mode. But it can be also operated with diesel fuel alone and supply both electric power and hot water.
- Heat recovery system: The heat recovery system consists of an engine water jacket, an exhaust gas heat exchanger, a hot water storage tank, a coolant heat exchanger, a coolant circulation pump, an additional radiator, etc. The exhaust gas heat exchanger was designed based on a counter flow, shell-and-tube type.
- Control and measuring systems: The

engine speed was measured by a rotary encoder to regulate frequency of the electric generator output. The PC controls the set lever of speed controller by a stepper motor. The flow rate of coolant is measured and controlled by a flow meter and the electromagnetic ball valve, respectively. Eighteen thermocouples are installed to measure the temperature of exhaust gas and coolant.

#### IV. Performance characteristics of a developed biogas CGS

Performances of the CGS, such as electric generating output and heat collection efficiency, were tested under the operating conditions of electric power output (0.6~2.6 kW) and biogas supply (0~20 L/min). As often seen in biogas engine performance, the output efficiency decreased at lower load, while it increased at higher had. The maximum electric generating efficiency attained about 28%. Methane contained in biogas could not burn completely at lower load, and it was discharged into exhaust gas. Considerable amount of the methane burned in the exhaust pipe, however the total heat recovery ratio was about 40% on heat balance. As a result, the total energy output efficiency summing electric power output and heat recovery reached to almost 70%.

Because methane has a higher spontaneous ignition temperature and slower combustion speed compared to diesel fuel, combustion temperature and pressure in the engine cylinder have an effect on methane combustion process. At the higher load range and lower biogas supply rate, the combustion temperature and pressure increased with the amount of diesel fuel. Therefore, it was suggested that operating dual-fueled CGS at higher load range could provide higher performance. At the lower load, methane caused slower combustion and higher unburned methane emission. To solve this prob-

lem, complete combustion of methane is essential.

The performances of dual-fueled CGS were;

- Electricity production : 2.4 kW (50Hz, 100V)
- Hot water production : 120 L/h (+30°C)
- Total energy efficiency: 70%
- NOx concentration : 335 ppm
- Smoke density : 0%

In order to obtain the complete combustion of methane, several methods; heating intake air, introducing compressed intake air to the engine, and re-circulating exhaust gas (EGR), re-combusting exhaust gas were suggested.

#### V. Combustion improvement of a biogas CGS

In the utilization of the biogas CGS, witch has a problem that its thermal efficiency is decreased under dual fuel operation in lower loads. It is supposed that the causes of the problem are the emission of unburned methane that loses energy of biogas, and the decline of combustion speed which decreases conversion efficiency from heat to mechanical power. To solve these problems, the CGS was remodeled with the intake air heating, the exhaust gas re-circulation (EGR), supercharging and the supercharging together with exhaust gas re-circulation (EGR) to improve thermal efficiency.

The test results indicate that the intake air heating is effective on improvement of combustion and on reduction of unburned methane emissions although it increases NOx emissions. EGR also accelerates combustion of methane due to higher intake air temperature, and reduces NOx emission because it decreases charged O<sub>2</sub> concentration. On the other had, supercharging is effective to improve of combustion and reduce unburned methane emissions. However it is little effect to decrease of NOx

emissions. Supercharging with EGR also accelerates combustion of dual fuel due to double effects of supercharging and EGR, and enable to reduces NO<sub>x</sub> emission. Therefore, supercharging with EGR is the most effective method in improving combustion of dual fuel and reducing unburned methane as well as NO<sub>x</sub> emission.

#### **VI. Economical evaluation of biogas CGS by a profitable model**

The economical evaluation of biogas cogeneration systems is important for the installment and spread of the systems in rural districts. This chapter was intended to establish a simple calculation model of profit for farmers.

As the result of evaluation, it became clear that the higher charge of electric power, the lower charge of diesel fuel and biogas, and the higher performance of the systems have critical limitation, respectively.

To put it concretely, when a dairy farmer owning 100 cows equipped with 20 kW biogas CGS, the profit index comes to 480,000 yen/kW. If the total cost of the systems is about 9.6 million yen, it can be said that the recovery of the invested capital makes possible in 15 years. The reduction of carbon dioxide of 87,000 kg/year, which ability is corresponding to 3.0 ha of the beech wood, can be expected using biogas CGS.