

〔論 文〕

高過給ディーゼル機関の排熱回生による燃費改善の基礎研究*
— ランキンサイクルによる排熱回生について —山口 卓也^{*1}・松村 光晃^{*1}A Study of Waste Heat Recovery for High Boosted Diesel Engine
— An Examination on Heat Recovery System by Rankine Cycle —

Takuya YAMAGUCHI and Mitsuteru MATSUMURA

Abstract

In heavy duty diesel engines, waste heat recovery systems are remarkable means for fuel consumption improvement. In this paper, Diesel-Rankine combined cycle (which is combined diesel cycle with Rankine cycle) is studied to clarify the quantitative potential of fuel consumption improvement with a high EGR rate and a high boosted diesel engine. The high EGR rate and high boosted diesel engine of a single cylinder research engine in New ACE reaches, brake specific fuel consumption (BSFC) of 193.3 g/kWh at full load (BMEP=2.0MPa), and its exhaust temperature reaches 370 deg. C. The exhaust gas temperature does not exceed 400deg.C in the high boosted diesel engine even at full load operating conditions because of a high excess air ratio. On the other hand, the quantity of exhaust gas is larger due to the high boosting. So, it is estimated that the thermal energy of exhaust gas is enough for recovery in the high boosted diesel engine, although exhaust gas temperature is not as high as an ordinary diesel engine. In the heat balance of the high boosted research diesel engine at medium engine speed, the exhaust loss is 38 % at full load. From this result, it is possible to recover the exhaust gas energy, when the engine is operated above medium load conditions. In this predictive study, water, methanol, toluene, HCFC-123, R134a and R245fa are compared as working fluid in Rankine cycle with superheating. As a result of this study, it is found that Diesel-Rankine combined cycle has a potential to improve BSFC from 2.6-3.0 % at full load conditions.

1. はじめに

ディーゼルエンジンは、CO₂の排出量が少なく地球温暖化の対策に有効な内燃機関であり、NO_xやPMなどの排出ガスの低減とともに燃費改善のための研究・開発が行われている⁽¹⁻³⁾。更なるディーゼルエンジンの燃費改善には、エンジンのダウンサイジングなどのエンジン本体の高効率化に加えて、排熱エネルギーの回生技術開発が今後求められていく。

排熱エネルギー回生技術は、ターボコンパウンド、熱電素子、ランキンサイクルを利用したコンバインドサイクルがある。本報は大型商用車用ディーゼル機関の排熱エネルギー回生として、ディーゼルサイクルとランキンサイクルとのコンバインドサイクルに着目する。コンバインドサイクルは、熱エネルギーを有効に利用するために、エネルギー変換の内容のうち、高温側のサイクルと低温側のサイクル変換を温度的に直列に組み合わせたシステムである。コンバイン

^{*1} 交通機械工学科
平成24年11月2日受理

ドサイクルは、大型火力発電プラントにおいてガスタービンのブレイトンサイクルを高温側のサイクルとして用い、低温側のサイクルにランキンサイクルを用いて実用化され高い熱効率を得ている⁽⁴⁾。

自動車用エンジンへのコンバインドサイクルの適用として、ガソリンエンジンでランキンサイクルにより排熱エネルギー回生を行った研究結果⁽⁵⁻¹¹⁾が報告されているが、高過給ディーゼルエンジンにおけるコンバインドサイクルの検討を行った例は少ない。本報は、高過給・多量 EGR の大型単気筒ディーゼルエンジンの実験結果に基づいて、ランキンサイクルによるコンバインドサイクルの性能検討を行い、高過給ディーゼルコンバインドサイクルによる燃費改善を予測検討する。

2. 実験装置

2・1 研究用単気筒エンジン

高温サイクル側の実験は4サイクル直噴単気筒ディーゼル機関を用いて行った。仕様を表1に示す。本実験エンジンは、大型商用車用エンジンの高過給を前提に考えているためシリンダ内最高圧力 $P_{max} = 30\text{MPa}$ に耐え得る単気筒エンジンの仕様である。燃料噴射系はコモンレール方式である。

2・2 動力・燃費・排出ガス測定装置

本実験のエンジンの動力性能は、明電舎製の動力計で計測した。燃料流量は、容積式燃料流量計（小野測器製）で計測した。排出ガス分析は、 CO 、 CO_2

Table 1 Engine specifications

Item	Specifications
Engine Type	DI single cyl. 4 valve
Displacement L	2.004
Bore × Stroke mm	135×140
Max. Engine Speed rpm	2000
Injection System	Common Rail System (Max. $P_{inj}=220\text{MPa}$)
Nozzie mm	Minisac 0.177×8-150°
Piston Material	Steel (Monotherm)
Comb. Chamber	Shallow dish $\phi 98$
Compression Ratio	16.0
Swirl Ratio	0.87
Aspiration	Externally Supercharging
EGR System	High Pressure Loop

は NDIR、 NO_x は CLD、HC は FID を用いた。Smoke は AVL415S にて計測し、フィルタスモークナンバ（FSN）で表示した。

3. 実験条件

高過給・多量 EGR のディーゼルエンジンが持つ排熱エネルギー量を把握する実験を行った。機関速度はエンジンとして使用頻度の高い $N_e = 1200\text{rpm}$ とした。表2に実験条件を示す。低 NO_x のため EGR 率は45%以上とし、Smoke は0.3FSN 以下にした。吸気温度は50deg.C 一定である。噴射時期は、負荷や EGR 率によらず着火が上死点になるよう熱発生率をモニタしながらリアルタイムで設定した。また、本研究はハイプレッシャーープ EGR とし、外部過給機のため、排気圧力を吸気圧力と同じ圧力まで高めて実験した。このため、エンジンのポンプ仕事はマイナスとなり、エンジントルクはダイナモで直接計測することができる。従って本実験の正味平均有効圧 BMEP は、吸排気のポンプ損失を含んだ結果となる。

Table 2 Engine operating conditions

N_e rpm	BMEP MPa	EGR rate %	P_b kPa	P_{inj} MPa
1200	2.0	45	401.3	200
	1.6	50	376.3	200
	1.2	55	351.3	200
	0.8	57	276.3	200
	0.4	59	176.3	180
	0.2	66	126.3	150

4. 実験結果

4・1 排出ガスと燃料消費率のレベル

図1および2は、機関速度 $N_e = 1200\text{rpm}$ で高過給・多量 EGR を行ったときの排出ガス、燃費、排気ガス温度、排気ガス流量などを横軸 BMEP にとり示したものである。図1の BSNO_x は多量 EGR により軽負荷から全負荷まで0.3~0.6g/kWh の低い排出レベルである。また、BSHC、BSCO および Smoke の排出も少ない。図2の BSFC は、負荷の増大に従って低下し、全負荷の BSFC は193.3 g/kWh である。このときの正味熱効率 η_e は43.4% である。排気ガス温度は負荷の増大に従って上昇し、

全負荷において369.4deg.Cである。空気過剰率 λ は高過給を行っているため全負荷条件でも $\lambda=1.5$ である。このため、高過給ディーゼル機関の排気ガス温度は400deg.Cを超えないレベルである。一方、排気ガスの質量流量は高過給を行っているため負荷が高まるに従って増大する。このため、排気ガスが有するエネルギーは多量である。実機エンジンでは排気タービン仕事による排気ガスの温度低下はあるが、本研究で用いた単気筒エンジンの排気ガス温度は、

最高でも370deg.Cほどである。本報は、単気筒エンジンの排気ガス温度を実機エンジンの排気タービン出口温度に相当するものとして、予測計算にそのまま使用した。

4・2 高過給ディーゼル機関のヒートバランス

図3は $N_e=1200\text{rpm}$ における本高過給ディーゼル機関のヒートバランスを横軸エンジン負荷%にとり示したものである。排気損失は20%負荷程度までの軽負荷の運転条件では冷却損失や機械損失とほぼ同等のレベルである。排気損失は、中負荷から高負荷の運転条件で冷却損失や機械損失よりも相対的に増加する。排気損失は全負荷で38.2%となる。このため、排気エネルギー回生を行う運転条件は中負荷以上が望ましい。排気エネルギー回生は、車両の停止と発進の頻度が高くエンジンの軽負荷の運転が多い都市内の走行よりも、エンジンの運転条件が定常状態に近く、中・高負荷で使用される頻度が多い高速走行の条件が適している。

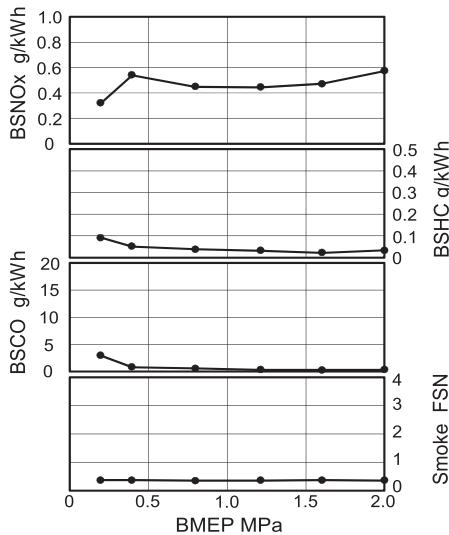


Fig. 1 Exhaust emissions

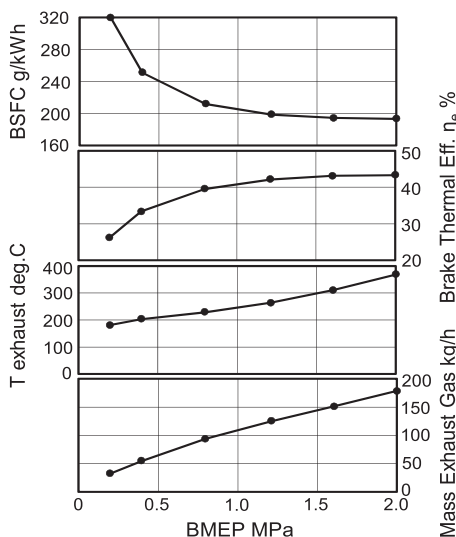


Fig. 2 BSFC and exhaust gas temperature

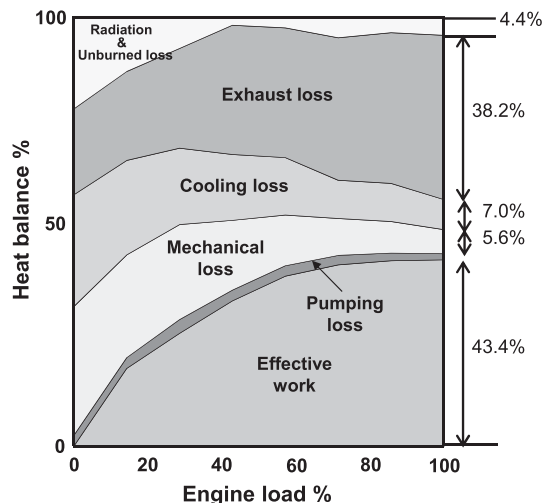


Fig. 3 Heat balance of high boosted diesel engine at $N_e=1200\text{rpm}$

5. ディーゼル・ランキン・コンバインドサイクル (DRCC)

5・1 DRCC のシステム構成

ディーゼル・ランキン・コンバインドサイクル (以下DRCCと略す) は、図4のT-S線図に示すような過熱ランキンサイクルとのコンバインドサイ

クルを想定した。図5はDRCCのシステムを示す。本報はDRCCによる排気ガスからの排熱回生の最大ポテンシャルを把握するために、高過給ディーゼルエンジンの排気マニホールド直後に熱交換器を設置し、そこで高温の排気ガスと作動流体の熱交換を行い、過熱蒸気を発生させる。ハイプレッシャーのEGRガスは熱交換器出口後の排気ガスを吸気に戻すことを想定している。熱交換器で発生させた高温・高圧の過熱蒸気は膨張機に導かれ、過熱蒸気を膨張機で膨張させ出力を得た後、復水器に流入させ飽和水に戻し圧縮機で加圧した後に再び熱交換器に導かれる。膨張機としてはタービンと往復動などの膨張機があるが、本報はすべての膨張装置は膨張機とする。また、圧縮機としては気体に対するポンプコンプレッサ、液体に対するポンプがあるが、以下すべての圧縮装置を圧縮機とする。

過熱ランキンサイクルのサイクル効率 η_c は式(1)および式(2)から導く。

$$\eta_c = \frac{l}{h_1 - h_4} \quad (1)$$

$$l = l_{out} - l_{in} \quad (2)$$

ここで h_1 は熱交換器出口の過熱蒸気の比エンタルピー、 h_4 は圧縮機出口の作動流体の比エンタルピーである。 l_{out} は膨張機の仕事、 l_{in} は圧縮機の仕事である。

5・2 DRCCの基本的運転条件

DRCCの性能検討にあたっての基本条件を以下

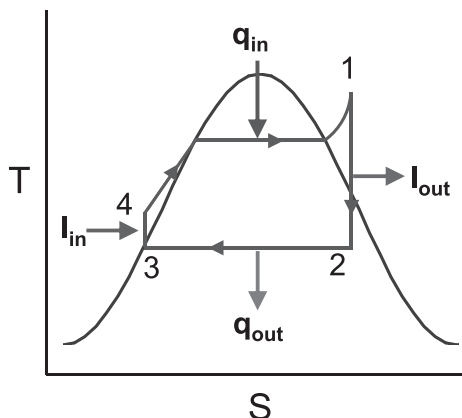


Fig. 4 T-S diagram of Rankine cycle with superheating

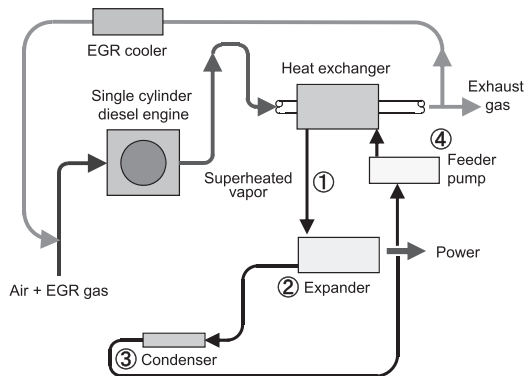


Fig. 5 Diesel-Rankine combined cycle system

に示す。

1. 単気筒エンジンからの排気ガスは、全量を熱交換器に流入させ作動流体と熱交換を行う。
2. 作動流体の選定は、DRCCにおいて重要な要素である。本報は、作動流体として水、メタノール、トルエン、HCFC-123、R134a、R245faを評価し⁽¹²⁾⁽¹³⁾、DRCCに適した作動流体を検討する。
3. 周囲環境は大気圧 $P_0=101.3\text{kPa}$ 、大気温度 $T_0=25\text{deg.C}$ (298.15K)とする。
4. 表3は過熱ランキンサイクルで使用を想定した各作動流体の過熱蒸気の最高圧力 P_1 、最高温度 T_1 、復水器出口圧力 P_3 と復水器出口温度 T_3 を示す。過熱蒸気の最高温度 T_1 は、エンジンからの排気ガスの最高ガス温度である 369.4deg.C よりも約 30deg.C 低い 340deg.C を上限とする。
5. 膨張機の等エントロピー効率は $\eta_{se}=0.90$ 、圧縮機の等エントロピー効率は $\eta_{sc}=0.95$ とする。

Table 3 Conditions of Rankine cycle with superheating

Working fluid	P_1 MPa	T_1 deg. C	P_3 MPa	T_3 deg. C	η_{se}	η_{sc}
Water	2.5	340	0.10	99.6	0.90	0.95
Methanol	4.0	270	0.11	66.6		
Toluene	3.0	330	0.12	113.5		
HCFC-123	3.5	320	0.21	49.6		
R134a	4.0	180	1.30	49.5		
R245fa	3.5	220	0.40	54.9		

5・3 作動流体の違いにおける過熱ランキンサイクルの性能

図6、図7は作動流体が水の場合の過熱蒸気圧力

と過熱蒸気温度に対するサイクル効率、乾き度のマップである。過熱ランキンサイクルは、作動流体が高圧力で高温の過熱蒸気であるほどサイクル効率 η_c を高くできる。しかし、作動流体の乾き度が膨張機出口において過小になるまで膨張した場合、膨張機の内部で湿り蒸気となり水滴が発生し腐食などを起し、膨張行程の等エントロピ効率の悪化も招く。このため、本報は膨張機出口における乾き度の下限を0.9とした。図7で乾き度が0.9以上となる領域から、最もサイクル効率 η_c が高い過熱蒸気の圧力と温度の条件は、過熱蒸気圧力 $P_1=2.5\text{MPa}$ 、過熱蒸気温度 $T_1=340\text{deg.C}$ (613.15K)となる。

図8は表3に示す条件で評価を行った各作動流体のサイクル効率 η_c を示す。水、メタノール、トルエンおよびHCFC-123は、サイクル効率 η_c が20%

以上である。一方、R134aおよびR245faのサイクル効率 η_c は20%以下であり、水、メタノール、HCFC-123と比較しサイクル効率は低い。

図9は各作動流体の過熱ランキンサイクルにおける正味仕事を示す。正味仕事は、膨張機における作動流体の膨張および圧縮機における作動流体の圧縮のそれぞれの過程に等エントロピ効率を考慮した結果であり、式(3)から求めた。

$$Net\ work = l_{out} \times \eta_{se} - \frac{l_{in}}{\eta_{sc}} \quad (3)$$

5・4 熱交換器における有効エネルギーと過熱蒸気量

高過給ディーゼル機関の排気ガスから熱交換により作動流体が得ることができると有効エネルギーと各作動流体の過熱蒸気の発生量を検討する。

図10は熱交換器で失われる排気ガスの有効エネルギー E を横軸BMEPにとり示したものである。熱交換器で失われる有効エネルギー E は熱交換機の入り口における有効エネルギー E_{in} と出口における有効エネルギー E_{out} から求めた。 E_{in} および E_{out} は式(4)、式

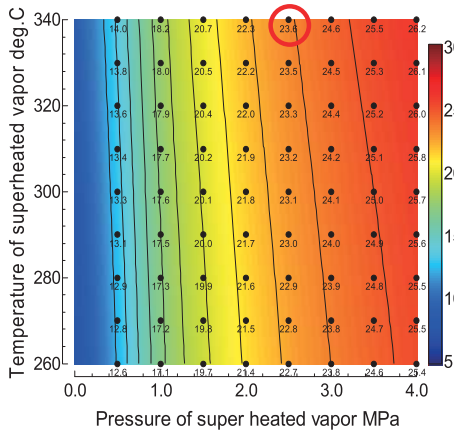


Fig. 6 Map of thermal efficiency η_c % (Water)

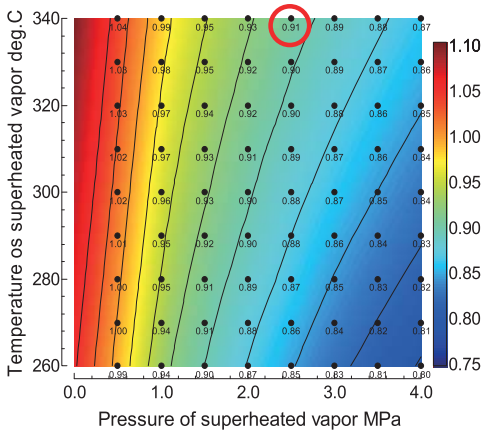


Fig. 7 Map of quality (W) (Water)

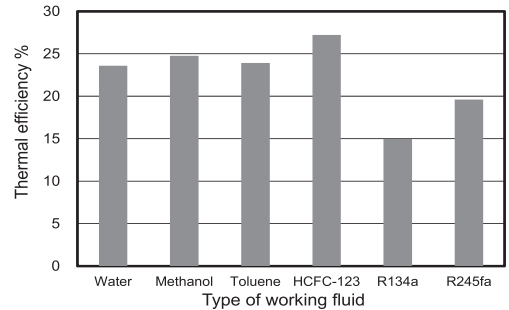


Fig. 8 Thermal efficiencies of each working fluid in Rankine cycle with superheating

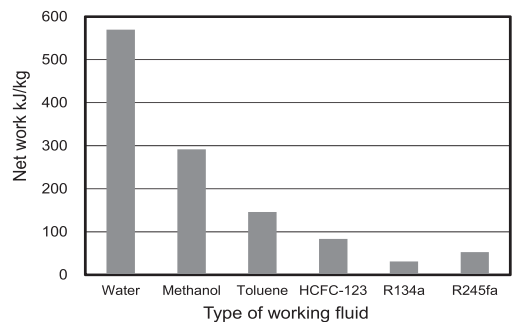


Fig. 9 Net works of each working fluid in Rankine cycle with superheating

(5)および式(6)から求めた⁽¹⁴⁾。

$$E_{in} = m_{ex} \cdot C_{pex} [(T_{ex} - T_0) - T_0 \cdot \ln(T_{ex}/T_0)] \quad (4)$$

$$E_{out} = m_{ex} \cdot C_{pex} [(T_{heout} - T_0) - T_0 \cdot \ln(T_{heout}/T_0)] \quad (5)$$

$$E = E_{in} - E_{out} \quad (6)$$

ここで、 m_{ex} は排気ガスの質量流量 [kg/s] である。排気ガスの定圧比熱 C_{pex} [kJ/kg·K] は排気ガス温度と排気ガスの組成より算出した⁽¹⁵⁾。また、熱交換器出口の排気ガス温度は $T_{heout} = 130\text{degC}$ (403.15K) とした。

熱交換器における排気の有効エネルギーは軽負荷から中負荷にかけては 1 kW 以下のレベルであり、排気ガスからエネルギーの回生を多く見込むことができない。図3の高過給ディーゼル機関のヒートバランスでも示したように、軽負荷から中負荷条件にかけての排気損失は中負荷から高負荷条件と比較すると相対的に少ない。そのため、排気エネルギーの回生は、エンジンの軽負荷から中負荷条件を多用する都市内走行時よりもエンジンの高負荷条件での運転状態が多い高速走行時に行うことが有効である。

図11は全負荷 (BMEP=2.0MPa) の条件において熱交換器で発生する各作動流体の過熱蒸気の質量流量 m_{wf} [kg/h] である。過熱蒸気の質量流量 m_{wf} は、式(7)から求めた。

$$m_{wf} = \frac{\eta_{ex} \cdot E}{h_1 - h_4} \times 3600 \quad (7)$$

ここで、 η_{ex} は熱交換器からの放熱損失などを考慮した熱交換器効率である。本報は熱交換器効率 $\eta_{ex} = 0.95$ とした。 h_1 は熱交換器出口の過熱蒸気の比エンタルピー、 h_4 は圧縮機出口の作動流体の比エンタルピー、 E は熱交換器で失われる排気の有効エネルギー

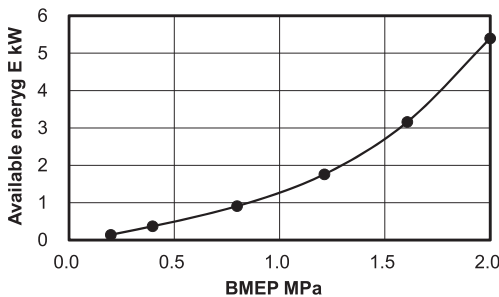


Fig. 10 Available energy at heat exchanger

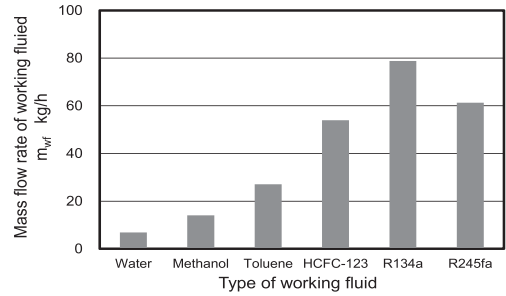


Fig. 11 Mass flow rate of each working fluid

である。

水、メタノール、トルエンは蒸発潜熱が大きいことから、過熱蒸気の質量流量 m_{wf} は少ない。一方、HCFC-123、R134a、R245faは蒸発潜熱が小さく気化しやすいため、過熱蒸気の質量流量 m_{wf} は多くなる。

5・5 DRCC による燃費改善

図12は全負荷 (BMEP=2.0MPa) の条件で各作動流体を用いた DRCC の膨張機からの出力である。過熱ランキンサイクルからの出力 P_{exp} は式(8)から求めた。

$$P_{exp} = Net\ work \times (m_{wf}/3600) \quad (8)$$

DRCC の膨張機出力は、水、メタノール、トルエンおよび HCFC-123 を作動流体として用いたとき場合、約 1.1~1.3 kW である。R134a および R245fa は排気ガスとの熱交換により発生する過熱蒸気量は多いが、作動流体の単位質量あたりの正味仕事が少ないため、出力は 1 kW 以下になる。

図13は全負荷条件 (BMEP=2.0MPa) において、DRCC による正味燃費 BSFC の改善率である。水、メタノール、トルエンおよび HCFC-123 を作動流体として用いた排熱回生の DRCC を全負荷条件で適用した場合、BSFC は、全負荷条件の BSFC = 193.3 g/kWh に対して 2.6~3.0% の改善が見込まれる。このとき、正味熱効率 η_e は、全負荷条件の $\eta_e = 43.4\%$ から 1.2~1.3% の向上となる。

高過給ディーゼルエンジンと過熱ランキンサイクルとの DRCC を想定したとき、作動流体は、水、メタノール、トルエンおよび HCFC-123 を用いた場合に排気ガスからエネルギーを効果的に回生することができる。メタノールのようなアルコール燃料や

トルエンを作動流体として用いた場合、事故発生時の火災や毒性による人体への影響が懸念される。また、HCFC-123はオゾン層保護法で規制されている物質である。水は凝固点が高いため冬季の凍結なども問題が懸念されるが、安全性や環境面の観点から大きな問題がない。水を作動流体とした場合とメタノールやHCFC-123を作動流体とした場合のDRCCの燃費改善効果は大きく変わらないことから、水がディーゼルコンバインドサイクルの適切な作動流体であると考えられる。

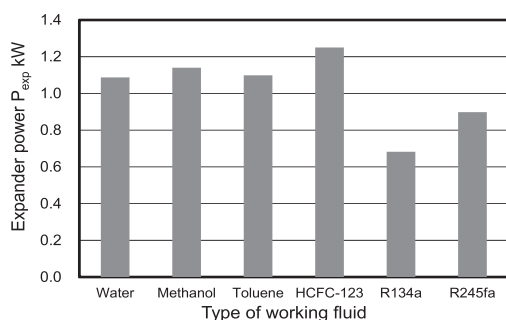


Fig. 12 Expander powers of each working fluid in Rankine cycle with superheating

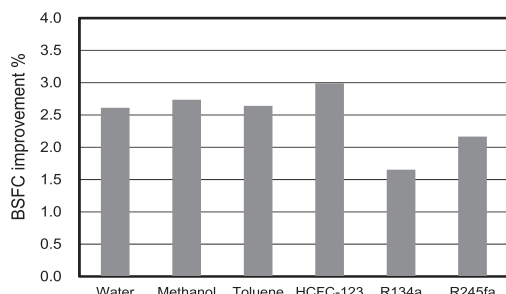


Fig. 13 BSFC improvement by DRCC

5・6 DRCCのエンジン運転全域への適用

図14は高過給ディーゼル機関の全運転領域における排気ガスの有効エネルギーのマップである。また、図15はエンジンの排気ガス温度のマップを示す。排気の有効エネルギーは、図15に示すように排気温度が高い機関速度が $N_e = 1200\text{rpm}$ 以上の高負荷領域で大きい。一方で、排気温度が低い機関速度が低速・軽負荷の領域において、排気の有効エネルギーはとて小さい。

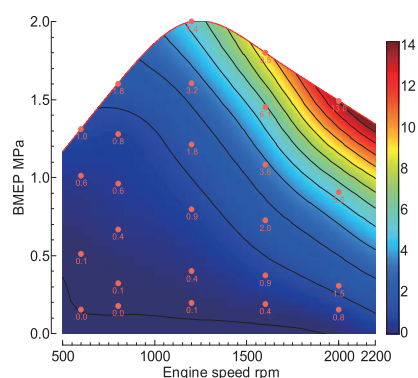


Fig. 14 Map of available energy E (kW)

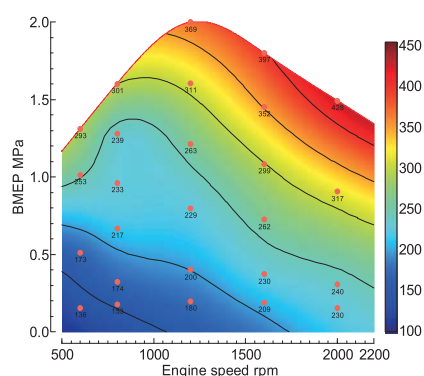


Fig. 15 Map of exhaust gas temperature (deg.C)

図16は作動流体を水としたときのDRCCの膨張機仕事である。図17、図18および表4は膨張機入口における過熱蒸気の圧力と温度を示す。DRCCの膨張機仕事は機関速度 $N_e = 1200\text{rpm}$ 以上の高負荷領域で $1.0 \sim 2.8\text{kW}$ である。膨張機仕事は、排気の有効エネルギーが小さい機関速度が低速から中速の部

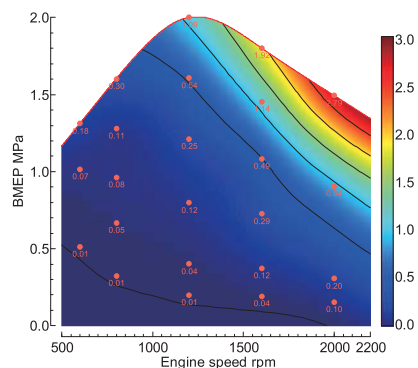


Fig. 16 Map of expander power P_{exp} (kW)

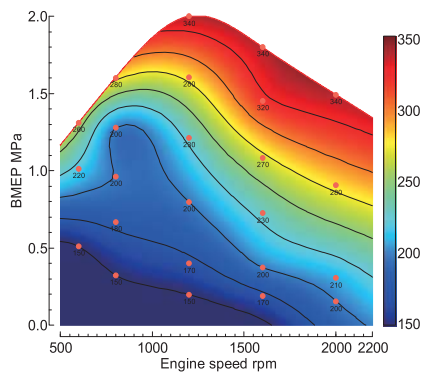


Fig. 17 Map of temperature of superheated vapor deg.C

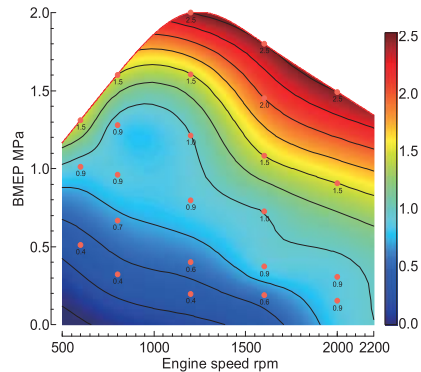


Fig. 18 Map of pressure of superheated vapor MPa

Table 4 Conditions of Rankine cycle with superheating in wide range engine operation

Ne rpm	BMEP MPa	T _{ex} deg. C	P ₁ MPa	T ₁ deg. C	η_{sc}	η_{sc}
600	1.31	293	1.5	260	0.90	0.95
600	1.02	253	0.9	220		
600	0.51	173	0.4	150		
800	1.60	301	1.5	280		
800	1.28	239	0.9	200		
800	0.96	233	0.9	200		
800	0.67	217	0.7	180		
800	0.32	174	0.4	150		
1200	2.00	369	2.5	340		
1200	1.61	311	1.5	280		
1200	1.21	263	1	230		
1200	0.80	229	0.9	200		
1200	0.40	200	0.6	170		
1200	0.20	180	0.4	150		
1600	1.80	397	2.5	340		
1600	1.45	352	2	320		
1600	1.08	299	1.5	270		
1600	0.73	262	1	230		
1600	0.37	230	0.9	200		
1600	0.19	209	0.6	170		
2000	1.49	428	2.5	340		
2000	0.91	317	1.5	280		
2000	0.31	240	0.9	210		
2000	0.15	230	0.9	200		

分負荷において低い。図19は排気ガスの有効エネルギーから膨張機仕事への変換効率を示したマップである。機関速度が Ne = 1200rpm 以上の高負荷領域は、排気ガス温度が高く排気ガスの質量流量も多く、排気の有効エネルギーが大きいので、高温で高压の過熱

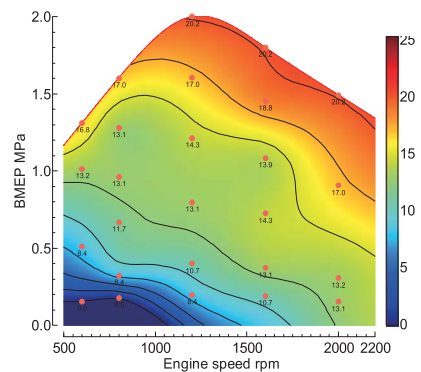


Fig. 19 Map of conversion efficiency %

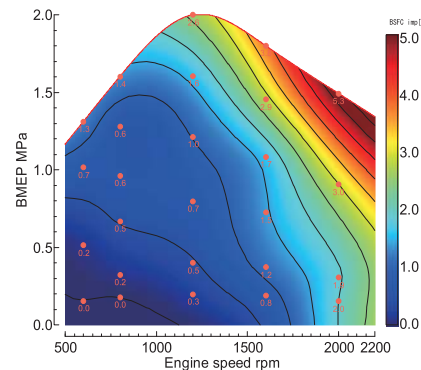


Fig. 20 Map of BSFC improvement by DRCC %

蒸気を発生することができ変換効率は高い。この領域における排気ガスの有効エネルギーから膨張機仕事への変換効率は最大で20%である。

図20は DRCC による燃費改善率のマップである。燃費改善率は機関速度が高速の高負荷領域で最も高くなり、最大の燃費改善率は5%である。エンジンの使用頻度が高くなる機関速度 Ne = 1200rpm の中

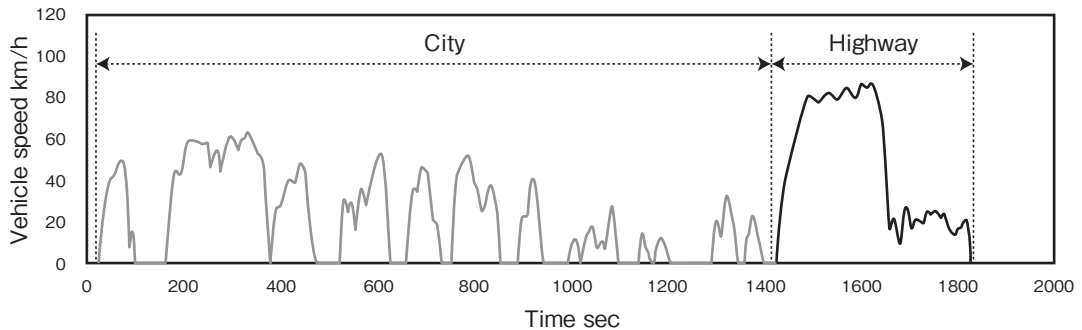


Fig. 21 Vehicle speed in JE05 mode

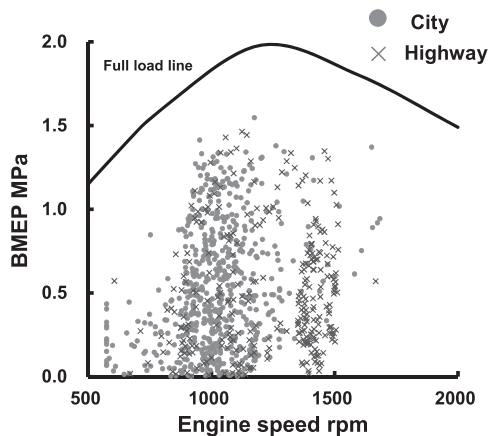


Fig. 22 Engine operation frequency on JE05 mode

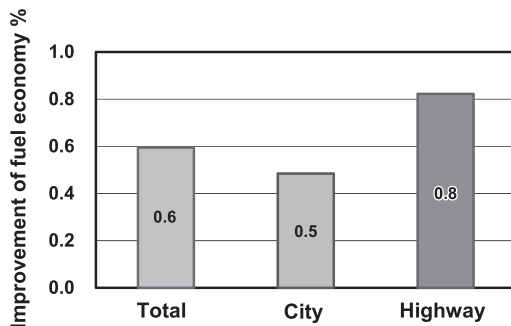


Fig. 23 Improvement of fuel economy on JE05 mode

速付近では全負荷の領域で2.6～3.8%の燃費改善率を得ることができる。排気ガスの有効エネルギーが小さく変換効率の低い機関速度が低速から中速での部分負荷の領域において燃費改善率は小さい。

図21は JE05モードを示す。また、図22は JE05モードを走行したときの高過給エンジンの運転状態の頻度である。図21において、都市内走行時の運転状態

は●で示し、高速走行時の運転状態は×で示す。図23は JE05モード走行で、DRCCを適用した場合の燃費改善の予測値である。JE05モードにおいてDRCCを適用した場合、0.6%の燃費改善効果が見込まれるが、燃費の改善効果としては十分ではない。これは JE05モードがエンジンの中速・中負荷領域での運転が多いためであり、DRCCが都市内の走行では燃費改善の効果を出にくいことを示している。高速運転の領域に限ってみると、燃費改善率は0.8%であり、都市内の走行よりも燃費改善率0.5%よりもわずかに大きくなっている。これはエンジンが中速以上の中負荷域で運転される頻度が高くなり、DRCCによる燃費改善率が比較的高い領域で運転するためである。

DRCCによる燃費の改善効果を得られる領域は、エンジンの中速で高負荷付近の運転領域である。車両が最大の積載状態で高速道路を一定の速度で走行し、エンジンが高負荷で定常に近い状態で運転されている条件でDRCCを適用することが有効であると考えられる。エンジンの回転と負荷変動が大きく、低速で部分負荷を多用する市街地走行などにDRCCを適用するよりも、燃費の改善効果の大きい特定のエンジン運転条件のみでDRCCを適用することを想定し、DRCCの作動流体の使用条件を適正化していくことが、排熱回生の効果的な利用に繋がると考えられる。また、実際の車両に搭載されている多気筒エンジンは、エンジン冷却水、オイルクーラからの排熱もあり、これらの排熱の有効利用も考えられる。

また、本報の予測計算は作動流体の膨張機出口の乾き度の下限を0.9としている。乾き度の下限を0.8程度に緩和し、より高圧・高温の作動流体を発生さ

せることで過熱ランキンサイクルのサイクル効率の向上も考えられる。エンジン全体からの排熱を有効に回生できるシステムの適正化などにより、DRCC による燃費の改善はさらに向上が可能であると考ええる。

6. ま と め

高過給ディーゼル機関の実験結果に基づき過熱ランキンサイクルとのディーゼル・ランキン・コンバインドサイクルの燃費性能について検討し、以下の結果を得た。

- (1) 高過給ディーゼル機関の排気損失は、中負荷から高負荷にかけて大きくなる。そのため、排気エネルギーの回生はエンジンの中負荷から高負荷の条件で行うことが適切である。
- (2) 高過給ディーゼル機関は、400kPa レベルの高過給により全負荷条件でも空気過剰率 $\lambda=1.5$ 以上の希薄燃焼である。高過給ディーゼル機関の排気ガスの最高温度は、400degC であるが、排気ガスの質量流量は大きいので、排気ガスからエネルギー回生ができ、燃費改善効果が得られる。
- (3) ディーゼル・ランキン・コンバインドサイクルの場合、全負荷条件 (BMEP=2.0MPa) における BSFC の改善率は2.6~3.0%である。
- (4) メタノール、トルエン、HCFC-123を作動流体とするよりも、ディーゼル・ランキン・コンバインドサイクルの作動流体は安全性や環境の面から水の使用が望ましい。

参考文献

- (1) Aoyagi, Y., Osada, H., Misawa, M., Hirokawa, T., Odaka, M. and Goto, Y., "Diesel Combustion and Emission Study using of High Boost and High Injection Pressure in a Single Cylinder Engine (Second Report)", Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.36, No.5, pp.59-64, (2005).
- (2) Yamaguchi, T., Aoyagi, Y., Osada, H., Shimada, K., Goto, Y. and Suzuki, H., "The Improvement of Thermal Efficiency by Increasing of Compression Ratio and the maximum Cylinder Pressure on High Boosted and High EGR Rate Diesel Combustion in a Single Cylinder Engine", Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.42, No.3, pp.761-766, (2011).
- (3) Aoyagi, Y., Yamaguchi, T., Osada, H., Shimada, K., Goto, Y. and Suzuki, H., "Improvement of thermal efficiency of high-boosted diesel engine with focus on peak cylinder pressure", International of Journal of ENGINE RESEARCH, Vol.12, No.3, pp.227-237, (2011), doi:10.1177/1468087411403843.
- (4) Ishikawa, M., Terauchi, M., Komori, T., Yasuraoka, J., : Development of High Efficiency Gas Turbine Combined Cycle Power Plant, Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, 45(1), (2008) 15-17.
- (5) Edwards, S., Eitel, J., Pantow, E., Geskes, P. and Luts, R., "Waste Heat Recovery : The Next Challenge for Commercial Vehicle Thermomanagement", SAE Technical Paper 2012-01-1205,doi:10.4271/2012-01-1205.
- (6) Lats, G., Andersson, S. and Munch, K., "Comparison of Working Fluid in Both Subcritical and Supercritical Rankine Cycles for Waste-Heat Recovery Systems in Heavy-Duty Vehicles", SAE Technical Paper 2012-01-1200,doi:10.4271/2012-01-1200.
- (7) Ringler, J., Seifert, M., Guyotot, V. and Hubner, W., "Rankine Cycle for Waste Heat Recovery of IC Engines", SAE Technical Paper 2009-01-0174.
- (8) Mago, P J and Chamra L M, "Exergy analysis of a combined engine-organic Rankine cycle configuration", proc. IMechE, Vol.222, Part A:J. Power and Energy, pp.761-770, (2008), doi:10.1243/09576509JPE642.
- (9) Ibaraki, S., Endo, T., Kojima, Y., Takahashi, K., Baba, T., Kawajiri, S., Study of Efficient On-board Waste Heat Recovery System using Rankine Cycle, Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.38, No.4, pp.73-78, (2008).
- (10) Teng, H., Regner, G and Cowland, C., "Waste Heat Recovery of Heavy-Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle : Hybrid Energy System of Diesel and Rankine Engines", SAE Technical Paper 2007-01-0537.
- (11) Teng, H., Regner, G and Cowland, C., "Waste

-
- Heat Recovery of Heavt-Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle : Working Fluids for WHR-ORC”, SAE Technical Paper 2007-01-0537.
- (12) Steam tables, Japan Society of Mechanical Engineers.
- (13) NIST Standard Reference Database 69.
- (14) JIS Z 9204-1991.
- (15) John B. Heywood: Internal Combustion Engine Fundamentals, New York, McGraw-Hill, Inc., (1988), p.130-131.