

# ENGINE REVIEW

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS OF JAPAN Vol. 6 No. 1 2016

JSAE エンジンレビュー

特集:

廃熱回収技術

・エンジンの廃熱回収技術

Technology of Waste heat recovery for internal combustion engines

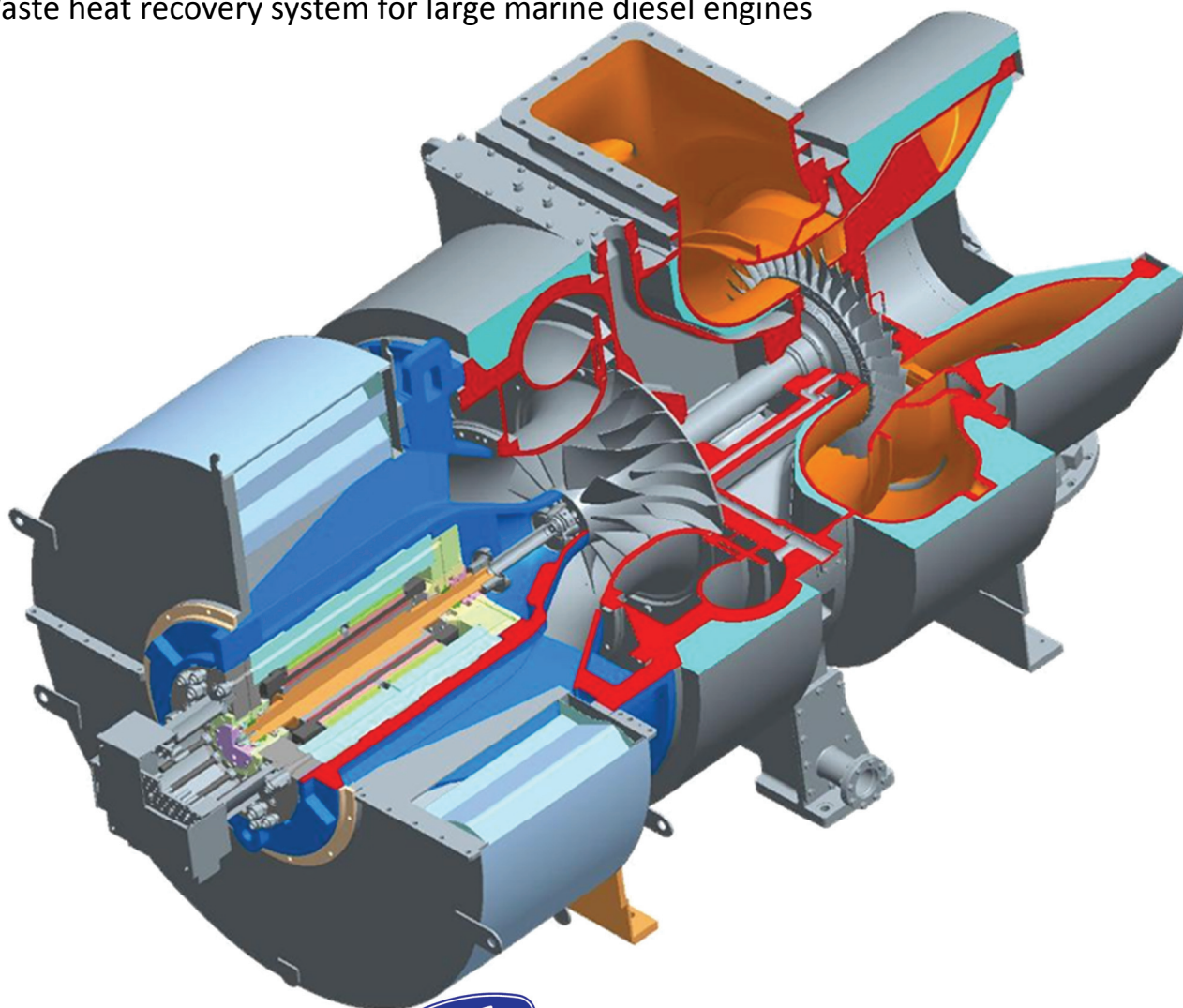
・トラックエンジン用廃熱回収技術

Technology of Waste heat recovery for Truck Engine

・Application and Integration of a Waste Heat Recovery System  
into a long haul Iveco Stralis vehicle

・船舶用大型エンジン用排熱回収技術

Waste heat recovery system for large marine diesel engines



公益社団法人 **自動車技術会**

コラム：● 電動車両の普及に思う：	1
An impression and thought about the spread of electric vehicles	
清水 健一（早稲田大学 環境総合研究センター 招聘研究員）	
特集：廃熱回収技術	
・ エンジンの廃熱回収技術:	3
Technology of Waste heat recovery for internal combustion engines	
遠藤 浩之（JSAE エンジンレビュー編集委員，三菱重工業）	
・トラックエンジン用廃熱回収技術:	5
Technology of Waste heat recovery for Truck Engine	
古川 卓俊（日野自動車）	
・ Application and Integration of a Waste Heat Recovery System	
into a long haul Iveco Stralis vehicle:	8
Lukas Walter, Michael Glensvig, Klemens Neunteufl, Marko Vide, Eric Armengaud (AVL),	
Peter Krahenbuhl, Fabio Cococchetta (FPT), Ivan Calaon (IVECO)	
・ 船舶用大型エンジン用排熱回収技術:	15
Waste heat recovery system for large marine diesel engines	
白石 啓一（三菱重工船用機械エンジン）	

■ JSAE エンジンレビュー編集委員会

委員長： 飯田 訓正（慶應義塾大学）

副委員長： 村中 重夫（元日産自動車）

幹事： 飯島 晃良（日本大学）

委員： 遠藤 浩之（三菱重工業）

金子 タカシ（JX 日鉱日石エネルギー）

菊池 勉（日産自動車）

小池 誠（豊田中央研究所）

小酒 英範（東京工業大学）

佐藤 唯史（ケーヒン）

清水 健一（元産業技術総合研究所）

下田 正敏（日野自動車）

鈴木 央一（交通安全環境研究所）

西村 知江子（堀場製作所）

野口 勝三（本田技術研究所）

平井 洋（日本自動車研究所）

山崎 敏司（編集）

発行所： 公益社団法人 自動車技術会

発行日： 2016年3月22日

発行人： 竹村 純（三菱自動車工業）

〒102-0076 東京都千代田区五番町 10-2

電話：03-3262-8211

●コラム

## 電動車両の普及に想う

*An impression and thought about the spread of electric vehicles*



清水 健一  
Ken-ichi SHIMIZU

早稲田大学 環境総合研究センター  
招聘研究員  
Adjunct Researcher  
WERI (Waseda university Environmental Research  
Institute)

筆者の電動車両(EV等)への最初のかかわりは、1970年代の急激なモータリゼーションで生じた問題点に対応するために設置された部署に採用され、衝突試験関連の論文をやっと書けるようになったタイミングで、行政マターとして降ってきた電気自動車の大型プロジェクトに参画してからで、二足以上のわらじを履いた時期もあったが、今日まで何らかの形でEV関連フィールドに片足を突っ込んできた。

初めて接したEVに対して、大プロ終了時点で問題点として印象的であったのは、電池の非力さとその性能維持の難しさに加えて、暖房による燃費低下が大きいことであった。大プロ終了後に市販されたEVが既製のガソリン車のエンジンに代わってモータを搭載したいわゆる改造EVで、非常に非力であったこともあって普及には至らなかった。EV熱も下火になると見えたが、1990年の米カリフォルニア州のゼロエミッション法を機にメーカー主導の実用EVの開発が盛んになり、新種電池の出現、永久磁石同期電動機とインバータの採用などともBMS(電池管理システム)の採用など、格段の進歩を遂げ、現在の技術の基礎が確立された。このBMSの出現で電池性能の維持は大幅に改善された。

この時期には、世界各国でEVに関連した様々なプロジェクトが実施されたが、便乗と思われるようなものも少なくなかった。一番ショックだったのが独リューゲン島でのEVによるCO<sub>2</sub>削減実証実験である。島という隔離されたエリアでEVによるCO<sub>2</sub>削減効果を実証する目的であったが、結果はEVを否定するものになった。その最大の原因は独の当時の発電が石炭火力中心であったことで、結果は最初から推測できていたのではないかとの疑問だけが残った。

この問題は他人事ではない。原発事故の後も自然エネルギーによる発電にうまく移行できずに、発電コストの観点から石炭火力への移行に傾いている我が国では、高効率石炭火力であっても電力ミックスの現状と将来を精査する必要を痛感する。少なくとも将来のあるべき姿に向けた見通しがあるEVであるべきであろう。この問題はFCVについてもある。燃料の水素は、将来的には工場の廃水素の純度も許容することが望まれているが、その可能性についての見通しの有無や時期の把握も重要であろう。

EV大プロで感じた二つの課題は改善されたであろうか？電池性能の課題は、当時に比べれば大幅に改善されたものの、一充電走行距離に影響を与えるエネルギー密度などは現状の電池種では原理上の制約からICEVに対抗できるレベルにはなり得ない。したがって、オールラウンドでのICEV代替ではなく、EVの特徴を生かせる都市内使用を中心とした使用方法を優先した車両を指向すべきではないか？これは、電費に対する風損や機械損などの走行抵抗の寄与度が高いEVでは高速道路での電費悪化度が高いことから当然ではなからうか？(とはいうものの、たまに利用せざるを得ない高速道路走行も、ある程度カバーできる必要はあるが……)

暖房の問題はどうであろう。走行が高効率な車両は、その他の消費エネルギーの影響が相対的に大きくなるので、ICEVで10%程度の燃費影響度のあるエアコンは、HEVでは20%、EVでは30%の影響とも考えられる。これに加えて、ICEVではふんだんにある排熱が電動車両では期待できない点が大きな課題となっている。HEVに関しては、従来、暖房負荷によってエンジン暖機が遅くなってHEVシステムとしての燃費が悪化したうえに暖房も遅くなる欠点があったものを、暖機初期から電動エアコンによる大きな電力負荷・発電負荷によってエンジン負荷を増大させることで暖房の速暖性とエンジン暖機時間の低減を図る提案があり、今後が期待されている。EVについても、デフロスター効果が必要な車室の上部は新鮮空気取り入れモードにする一方、足下は車室内循環モードにして省エネを図る例や、使用前にグリッドの電力で冷媒(?)と車内を暖めておく例などが過去にあったが、寒冷地で駆動用電池の負荷が馬鹿にならない状況はあまり改善さ

れていない。車室の断熱や熱マネジメントの検討なども試行されているが、課題が多いのが現状と考えられる。寒冷地では、1990年代の欧州のEVで使用されていた暖房専用の燃料による車両暖房器具の検討なども必要という意見もある。

一方、EVの一充電走行距離が短いことから、充電インフラの整備こそが、EV普及のキーであるとする向きがある。しかし、夜間の普通充電が本来の姿であるという条件下で、急速充電でも20分、30分単位の時間が必要な充電ステーションが営利事業として成り立つにはユーザの負担はどの程度になるであろう。妥当な線に収まるであろうか？ 逆に、EVが大量に普及した際に、遠出をしたEVに急速充電を可能にするに必要十分なステーションを維持する運営コストはどの程度になるであろうか？ 課金方法や充電スタイルなどが流動的で、あるべき姿が見えていない状況下で、将来無駄になる部分を最小にとどめるためのインフラの条件は？ 疑問点はたくさんあるが、とりあえずインフラの普及が図られている。

幸運にもEVが大量普及した際には、夕刻に帰庫したEVが一斉に充電して電力負荷が集中する危険がある。現状のタイマーによるユーザ毎の充電時間のシフトも、システマティックな電力負荷平準化は不可能である。電力負荷の平準化にはスマートグリッドをベースとした、ユーザの充電要求に対してグリッド側が充電タイミングをコントロールする必要が指摘されている。これらはHEMS(Home Energy Management System)を介した制御もあり得るし、HEMSやFEMS(Factory EMS)の電池とのやりとりもあり得るであろう。

このように、EVの充電インフラは様々なものとシステムを構成する可能性が高く、検討すべき要件が多いのにもかかわらず、システムの最終的な落ち着きどころが確定しないうちに普及の作業を開始しなければならない矛盾も抱えており、これが陰の普及阻害要因にならなければ良いが、と気をもむ今日この頃である。

# エンジンの廃熱回収技術

Technology of Waste heat recovery for internal combustion engines

遠藤 浩之

Hiroyuki ENDO

JSAE エンジンレビュー編集委員

JSAE engine review editing committee

三菱重工業(株) 機械・設備システムドメイン

エンジン事業部 技術部

## 1 はじめに

内燃機関において、排ガスおよび冷却水によって持ち去られる熱量は、燃料によって投入された熱量の半分程度(図 1)であり、これらの廃熱を回収することができれば、熱効率を大幅に向上できる。しかしながら、自動車用エンジンの廃熱の温度は排ガスで 400°C程度、エンジン冷却水では 90°C程度と低く、動力もしくは電力として取り出すためには、複雑な追加装置が必要となるため、自動車用には、ほとんど実用化されてこなかった。

一方で昨今、自動車向けの燃費規制や燃料代の高騰によって、低燃費率化技術に対する投資価値が高まってきたため、廃熱回収技術に関する各社の取り組みが活発化してきている。そこで本特集号では、最新の廃熱回収技術についての取り組み事例を紹介する。なお本稿では廃熱回収技術の概要および乗用車用エンジンにおける取り組みについて簡単に説明する。

## 2 廃熱回収技術の分類

廃熱回収技術の分類については、図 2 が分かりやすい。右に行くほど温度の低い熱源となる。上に行くほど機器構成が複雑になる。ターボコンパウンド、熱電素子(ゼーベック素子)、スターリングエンジン、ランキンサイクルなどが多くの研究者によって取り組まれている。

ターボコンパウンドについては、商用車用にすでに実用化されているが、メカニカルに動力を回収するためには減速比の大きなギヤトレインが必要となること、排気抵抗が大きくなるとエンジン側のポンプロスが増大し熱効率向上代が小さくなること、などの理由で実用例は少なかった。しかし最近では、電力として回収する方式で、すでにハイブリッドカーとなっている F1 やルマンカーなどの競技用車両に利用されている。また別稿で述べる通り船用エンジンではすでに実用化されている。本技術は今後、パワートレインのハイブリッド化およびターボチャージャの電動化によって普及する可能性がある。

熱電素子は熱源から直接発電できるため、容易にエネルギーを取り出せる装置として期待されているが、発電効率は最高でも 7~8%と低く、コストと信頼性も未だ十分ではないため、実用化は遠いと考えられる。

スターリングエンジンは、システムが簡素でコンパクトになり、高効率期待できるとして、トヨタ自動車に取り組みされている<sup>3)</sup>。参考文献 3 によると 100km/h 定常走行時で排ガスの熱量の 5.1%を回収できている。

ランキンサイクルは、多くのメーカが取り組んでいる。廃熱の回収効率は 10~13%であり、熱電素子やスターリングエンジンよりも効率が高いものの、システムが複雑となるためコンパクトかつ低コストでまとめることが難しい上、自動車用エンジンの広い運転領域全体で作動させる場合、高い効率を維持することが難しい。作動媒体と膨張機構(一般には膨張タービン)の選定がキーとなる。

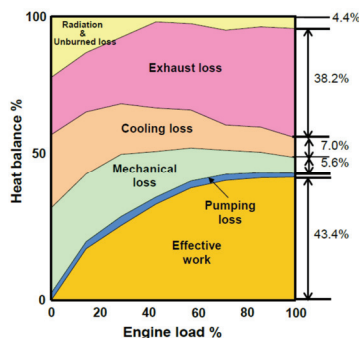


図 1 高過給ディーゼルエンジンのヒートバランスの一例  
(参考文献 1 より引用)

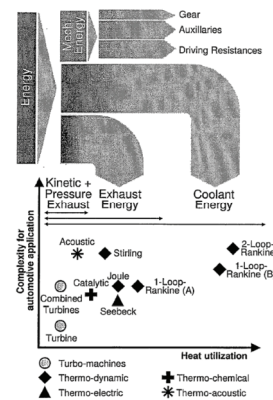


図 2 廃熱回収システムの熱利用率と機器の複雑さ  
(参考文献 2 より引用)

### 3 乗用車用エンジンにおける取り組み

商用車および船用大型エンジンについては、別稿にて事例が紹介されるため、ここでは、乗用車用エンジンにおける取り組みについて概要を紹介する。ランキンサイクルについてはホンダ<sup>4)</sup>とBMW<sup>5)</sup>が実車に搭載した試験を行っている。両社は熱電素子についても取り組んでいる<sup>6),7)</sup>。

ホンダのランキンサイクル適用例<sup>4)</sup>について簡単に紹介する。廃熱回収システムを図3に示す。本システムでは作動媒体として水を、膨張機は容積型を選択し、蒸気温度 400–500°C、蒸気圧力 7–9MPa の範囲となる様にシステムを制御している。自動車用エンジンでは、運転点の変化が大きいため蒸気温度、圧力を狙った範囲に制御することが大きな課題となるが、ホンダの場合は、蒸発器への給水量と膨張機の回転数を緻密に制御することで高い廃熱回収量を実現できている。これによって、時速 100km/h 走行時に燃費改善が 13.2%得られている。

BMW のランキンサイクル<sup>5)</sup>も第一世代ではホンダと同様に作動媒体としては水を、膨張機としては容積型を用いているが、第二世代で膨張機をタービンに変更している。第二世代ランキンサイクルシステムでは、70~150km/h 走行時にエンジン出力の 3~5%を電気エネルギーとして回収できるとしているため、燃費改善効果はホンダと同じレベルにあると推測される。

しかしながら最近では乗用車用エンジンでのランキンサイクルの取り組みは報告事例が少なく、スペースおよびコストの問題から実用化は遠いものと推測される。

### 4 まとめ

エンジンの廃熱回収技術は、負荷変動の少ない大型船用エンジン用には、ターボコンパウンドもランキンサイクルも実用化されている。自動車用エンジンは、回転数、負荷の作動範囲が広く変動も大きかったため、廃熱回収技術の適用が難しかったが、今後ハイブリッド化していくことで、エンジンの作動範囲が狭くなってくると、ターボコンパウンドやランキンサイクルが適用されてくる可能性がある。

### 【参考文献】

- 1) 山口卓也, 青柳友三, 長田英朗, 島田一昭, 内田登: 高過給ディーゼルのコンバインドサイクルによる燃費改善の研究—ランキンサイクルによる排熱回生について—, 自動車技術会秋季大会学術講演会前刷集, No.20125683, 2012年10月
- 2) Juergen Ringler, Marco Seifert, Vianney Guyotot, Walter Huebner: Rankine Cycle for Waste Heat Recovery of IC Engines, SAE Paper No.2009-01-0174, 2009年4月
- 3) 片山正章, 吉松昭夫, 立野学, 小森聡: 車載型排気熱回収スターリングエンジンの開発, 自動車技術会春季大会学術講演会前刷集, No.20135069, 2013年5月
- 4) 茨木茂, 川尻正吾, 遠藤恒雄, 小島洋一, 高橋和也, 馬場剛志: ランキンサイクルを用いた車載用廃熱回生システムの研究, 自動車技術会秋季大会学術講演会前刷集, No.20065602, 2006年9月
- 5) 山根健: 小型・搭載性に優れたランキンサイクルシステムの開発と実車搭載における発電性能評価及び実用化への道筋, サイエンス&テクノロジー社自動車排熱回生技術 P.15, 2014年12月
- 6) 松本学, 森正芳, 山上武, 原口友秀, 大谷亮, 松本寛治, 松田洋: 熱電素子を利用した廃熱回生技術の実用化に向けた展望, 自動車技術会春季大会学術講演会前刷集, No.20145152, 2014年5月
- 7) 山根健: 熱発電技術の実車搭載システムの開発と発電性能評価及び実用化への必要技術とロードマップ, サイエンス&テクノロジー社自動車排熱回生技術 P.48, 2014年12月

# トラックエンジン用廃熱回収技術

Technology of Waste heat recovery for Truck Engine

古川 卓俊

Takatoshi FURUKAWA

日野自動車株式会社

## 1 まえがき

私たちの生活や経済活動を支える物流システムの中でトラックによる輸送量は 91%<sup>1)</sup>を占めており、その担う役割は非常に大きいといえる。トラックにおいては古くから物流コスト低減のために燃費低減が図られてきたが、近年では地球温暖化防止といったグローバル環境の観点からも燃費低減は益々重要な課題となっている。トラック用エンジンにはこれまでに多くの燃費低減技術が投入され現在の低燃費・低排出ガスを実現してきたが、従来のようなエンジン単体による燃費低減と排出ガス低減の両立は難しくなってきたといわざるを得ない。そこで一層の燃費低減を実現する技術として、廃熱回収技術が近年注目を集めている。

本稿では物流の中核を担うトラックの中でも走行距離が長く、燃費低減に伴う CO<sub>2</sub> 削減効果が高い大型トラックの廃熱回収技術について解説する。

## 2 大型トラックエンジン用廃熱回収装置

今後の大型トラック用エンジンの燃費を低減する方策として、二段過給を装備してダウンサイジングされたエンジンが有望視されており、このエンジンに組み合わせる廃熱回収装置のうち代表的な 3 装置(熱電発電装置、ターボコンパウンド、ランキンサイクル装置)の特徴を比較した。

熱電発電装置は、図 1a に示すように熱電素子と呼ばれる 2 種類の異なる金属または半導体間に温度差を与えることで発電するゼーベック効果を利用して廃熱から電気出力を得るものである。熱電素子は可動部が無いため壊れにくく、様々な形状に加工が可能のため車両への搭載が比較的容易である。しかしながら熱電素子の発電効率(回収する廃熱量に対する発電電力)はカルノー効率に對しおよそ 17~18%<sup>2)</sup>と低く、単位出力当たりのコストも高いため実用化へはまた時間のかかる技術と考えられ、今後の技術革新に期待したい。

ターボコンパウンドは、図 1b に示すように排気ガス経路に配置したパワータービンにより排気損失を回収し、電気または機械出力を得るものである。追加される装備はパワータービン、発電機または変速機のみであり、他の廃熱回収装置に比べ搭載性、コストともに良好であるが、二段過給エンジンの後流にパワータービンを追加すると、パワータービンで得られる出力以上にポンピングロスが増大し燃費低減効果を得どころか悪化させてしまう。

ランキンサイクル装置は、図 1c に示すように廃熱によって作動媒体を気化し、膨張機で電気または機械出力を得るもので、具体的な作動は次のようになる。液体の作動媒体をポンプで加圧(①→②)し、蒸発器で廃熱により加熱することで気体へ変化させる(②→③)。気化した作動媒体で膨張機を回転(③→④)させ、発電機を取り付け電気エネルギーもしくは直接運動エネルギーを取り出す。その後、膨張機出口の気体を凝縮器で冷却し、再び液体に戻す(④→①)。この際、作動媒体として低沸点媒体を用いればエンジン冷却水のような低温度のエネルギーも回収可能となり、装置効率(回収する廃熱量に対する出力)はカルノー効率のおよそ 45%程度と熱電素子に比べ高い効率が期待できる。また、エンジンの吸排気経路に影響を及ぼさないため、ターボコンパウンドのようにポンピングロスを増大させることもない。このため、比較的高い燃費低減効果が期待できることから多くの自動車メーカーや部品メーカーで研究されている。しかしながら、熱交換器や作動媒体循環ポンプ、膨張機等の構成部品が多く、搭載性やコストに課題がある。

前述の通り各装置には一長一短があるが、次章以降では最も高い燃費低減効果が期待できるランキンサイクル装置について詳しく述べる。

	a. 熱電発電装置	b. ターボコンパウンド	c. ランキンサイクル装置
燃費低減率	低	悪化	高
搭載性	比較的容易	容易	難
コスト	高	安	高

図 1 大型トラックエンジンの廃熱回収装置の特徴

### 3 大型トラックエンジン用ランキンサイクル装置による燃費低減

ランキンサイクル装置において大型トラックの燃費低減効果を向上するという事は装置の出力を高めることであり、出力が装置効率と回収する廃熱量の積で求められることから、そのどちらか、あるいは両方を高めることが必要である。

ランキンサイクル装置の効率を向上するという事は、図 2 に示すように蒸発器と凝縮器の飽和温度差を拡大し、入熱と放熱に囲まれた面積を広げることにはほかならない。ここで凝縮器飽和温度は放熱源の温度(外気温)にも影響されるが仮にこれを一定とすると、蒸発器飽和温度を上昇させることが飽和温度差を広げ装置効率を高めることになる。

一方、回収廃熱量を増加するという事は、幅広い温度帯の廃熱を回収できるようにすることである。一般に熱は高い温度から低い温度へ移動するため、回収廃熱量を増加するためには蒸発器飽和温度を低くして、より低い温度帯の廃熱も回収することになる。従って装置効率と回収廃熱量はトレードオフの関係であり、両方を同時に高めることは困難であることが分かる。

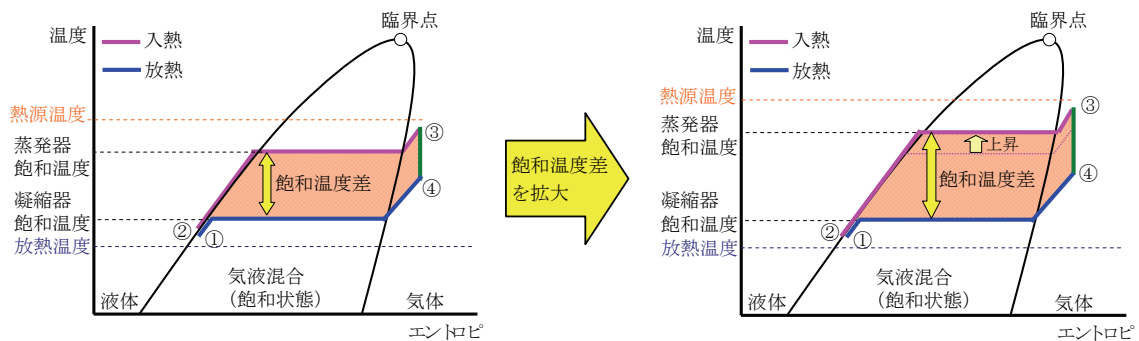


図 2 ランキンサイクルの温度-エントロピー線図

(番号は図 1c のランキンサイクル装置に示した位置番号に対応)

具体例として大型トラックエンジン用ランキンサイクル装置を取り上げると、回収可能な廃熱はエンジン冷却水、EGR ガスおよび排気ガスの熱などである。そこで回収する廃熱温度が異なる二つの装置—主にエンジン冷却水の熱を回収する低温ランキンサイクル装置(図 3)と、EGR ガスや排気ガスの熱を回収する高温ランキンサイクル装置(図 4)—について以下に解説する。

低温ランキンサイクル装置で回収する廃熱は、エンジン、EGR ガスおよび排気ガスの熱を回収したエンジン冷却水の熱である。熱源温度は 85°C 程度のため、蒸発器飽和温度はそれ以下となり、高い装置効率を得られない。一方、エンジン冷却水のエネルギーに加えて EGR ガスおよび排気ガスの熱も回収可能なため回収廃熱量は比較的多い。また、熱源温度が低く、作動媒体として低沸点媒体が用いられることから Organic Rankine Cycle(ORC)と呼ばれる。

高温ランキンサイクル装置で回収する廃熱は、EGR ガスおよび排気ガスの熱である。熱源温度は、高速道路走行時の排気ガス温度が 300°C 程度<sup>3)</sup>、EGR ガス温度が 400°C 程度のため、低温ランキン装置に比べ蒸発器飽和温度を高くできるので、高い装置効率を得られる。一方、エンジン冷却水の熱や飽和温度以下の EGR ガスおよび排気ガスの熱を回収できないため、回収廃熱量は低温ランキンサイクル装置に比べると少ない。また、作動媒体として高効率な水やエタノールが用いられ、特に水を用いたランキンサイクルについては Steam Cycle とも呼ばれている。両装置の特徴を表 1 に示す。

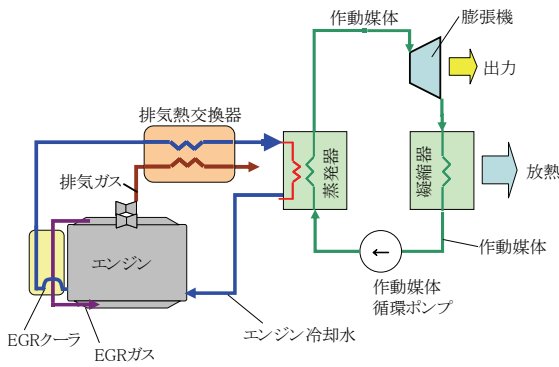


図 3 低温ランキンサイクル装置

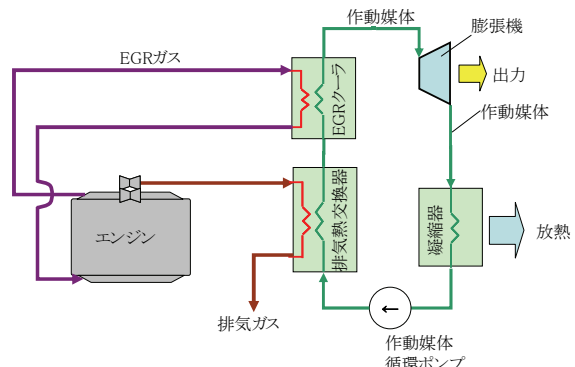


図 4 高温ランキンサイクル装置



表1 各システムの特徴

		低温ランキンサイクル装置	高温ランキンサイクル装置
作動媒体		低沸点媒体	水、エタノール
飽和温度		85℃以下	100～200℃
回収廃熱	エンジン冷却水	回収可能	回収不可
	排気ガス	エンジン冷却水温度まで回収可能	蒸発器飽和温度まで回収可能
	EGRガス	エンジン冷却水温度まで回収可能	蒸発器飽和温度まで回収可能
装置効率 ※低温サイクル装置を100とする		100	180～320
回収廃熱量 ※低温サイクル装置を100とする		100	25～40

4 実用化への課題

実用化へ向けては、エンジンのエネルギーバランスや廃熱温度を精査し、装置効率と回収廃熱量を考慮した上で高い出力を得られる装置構成とする必要がある。

また、ランキンサイクル装置を魅力ある商品とするためには搭載性、コスト、信頼性が課題である。搭載性については構成部品の中で最も大きな体積を占める熱交換器(蒸発器、凝縮器)の小型化がまず必要であり、コストについては装置の中でも大きなウェイトを占める膨張機やポンプの低コスト化が課題といえる。また、信頼性については可動部品である膨張機やポンプの大型トラックの車両寿命に対応する耐久性確保が求められる。

5 むすび

本稿では大型トラックを例として廃熱回収技術について解説したが、最適なシステムは対象とする車両やエンジン、作動媒体、使用状況等により変わってくる。本稿が廃熱回収システムを検討する際の一助となり、延いては地球温暖化防止に少しでも貢献できれば幸いである。

【参考文献】

- 1) 総合政策局情報政策本部情報政策課交通経済統計調査室 「自動車輸送統計年報」、「鉄道輸送統計年報」、「内航船舶輸送統計年報」、「航空輸送統計年報」
- 2) 海部 宏昌ほか:熱電発電による工場排熱回収, 2011 VOL. 57 NO.164 KOMATSU TECHNICAL REPORT
- 3) 古川卓俊ほか: 大型 HVトラック廃熱回生用ランキンサイクル発電装置の研究, 自動車技術会 2013 年春季大会学術講演会前刷集, No.65-13
- 4) Furukawa, T. ほか:A Study of the Rankine Cycle Generating System for Heavy Duty HV Trucks, SAE Technical Paper 2014-01-0678, 2014, doi:10.4271/2014-01-0678.
- 5) 平成 14 年～16 年度 NEDO エネルギー使用合理化技術実用化開発事業報告書 “高速バス排ガス利用熱電変換技術の研究開発” 財団法人 省エネルギーセンター, 日野自動車株式会社, 株式会社三五, 日立金属株式会社, 東洋鋼板株式会社, 山口大学, 山口東京理科大学
- 6) 町田 耕一ほか: 大型トラック用 HV システムの研究, 自動車技術会 2013 年秋季大会学術講演会前刷集, No.147-13
- 7) 石井森ほか: 商用車用大型ディーゼルエンジンの燃費低減, 自動車技術会 2012 年秋季大会学術講演会前刷集, No.143-12

# Application and Integration of a Waste Heat Recovery System into a long haul Iveco Stralis vehicle

Lukas Walter, Michael Glensvig, Klemens Neunteufl, Marko Vide, Eric Armengaud  
AVL List GmbH

Peter Krähenbühl, Fabio Cococchetta  
FPT Motorenforschung AG

Ivan Calaon  
IVECO

*Key Words: Waste Heat Recovery, organic Rankine cycle, ethanol, expander, thermal management, model based controls, safety*

## Abstract

Waste Heat Recovery (WHR) systems based on the Organic Rankine Cycle (ORC) are under development in several sectors of the commercial vehicle industry, both for on-road and off-road applications. It is considered to be a viable technology to achieve future CO<sub>2</sub> legislation.

This paper describes the layout and integration of a WHR system into a prototype Euro VI long haul Iveco Stralis vehicle, with a particular focus on safety on-road.

Four interacting tasks to assure “confidence in use” for the WHR system operated in a demonstrator vehicle on a public road are described: risk analysis, advanced control strategies, quality management and design validation.

The developed WHR control system is presented together with examples of the control strategy in transient operation.

Furthermore, test bed results together with simulation outlook are presented to show the advantages and potentials of a WHR system on a condensed real life driving cycle.

## 1. Introduction

Waste heat recovery [1,2,3,4,5,6,7] is considered as one of the major drivers to reduce CO<sub>2</sub> emission for on-road truck application along with other drives such as electrification [8], improved turbocharging [9] and reduced vehicle rolling resistance.

As a proof of concept, AVL and FPT Industrial launched a joint project with the aim to develop a cost effective mechanical waste heat recovery system for an IVECO Stralis Euro VI truck with the following project targets:

- Demonstrate the performance of the WHR technology
- ROI (end-user price): ≤ 2 years
- Vehicle fuel consumption reduction: ≥ 3%
- Integrated system into engine / vehicle
- Packaged on IVECO Stralis Euro VI

This paper will present results from the layout and transient test bed phase of the project.

## 2. WHR System Architecture

Figure 1 presents the schematic of the architecture together with photos of the test bed setup and vehicle integration. A parallel setup of the exhaust and EGR evaporator enables the highest heat input into the WHR system for the temperature levels and boundary conditions of the truck application [7]. It was chosen to use the vehicle frame for the test bed setup enabling the same positioning of the WHR components for the test bed and in the vehicle.

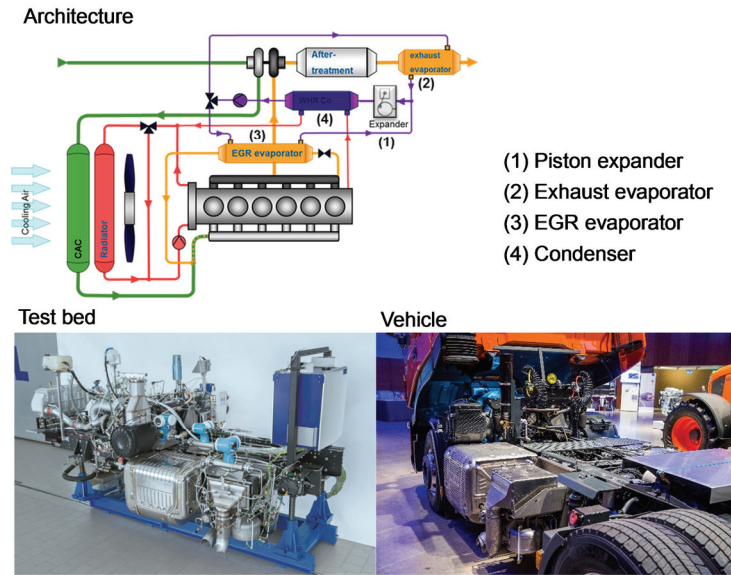


Figure 1 System Architecture, test bed and vehicle setup

AVL tools and methods were applied to support the choice of architecture and components with a strong focus on modularity and reduced complexity.

Based on thermodynamic calculations, ethanol was chosen as the operating fluid for the ORC cycle due to the higher power output compared to water and R245fa for the temperature levels experienced for the truck application [7]. A piston expander connected to the PTO is used to mechanically transfer the power to the shaft.

The combustion engine used for the test bed and vehicle is a FPT Cursor 11 (Euro VI) diesel engine.

### 3. Safety approach for on-road operation

For this type of prototype development, the target is to have the reliability and functional safety confidence in the use of an ethanol based ORC WHR system for a vehicle prototype operated on public road with a skilled driver. To achieve this “Confidence in Use”, a comprehensive (cross domain) safety approach has been followed in the project (see Figure 2) with the support and review of TÜV SÜD.

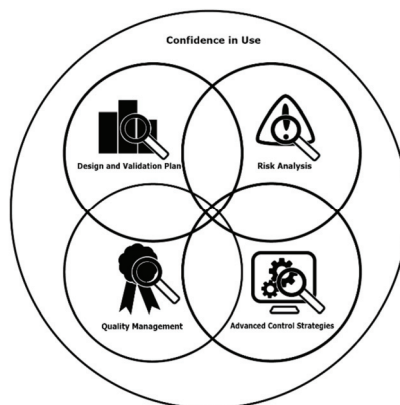


Figure 2 Four interacting tasks to assure “confidence in use” for the WHR system operated in a prototype truck on public road

The “Confidence in Use” approach consist of four interacting tasks:

- **Quality management:** To ensure appropriate development quality and competences of the teams (including suppliers) for the development of the system. Design and layout fulfilling all major requirements specified in relevant standards such as Pressure Equipment Directive (97/23/EG) and Functional Safety (ISO26262)
- **Risk analysis:** 396 control and design failure modes and resulting hazards were identified during the risk analysis. For each individual failure mode, counter measures (i.e. mechanical design, control, driver skills, etc.) were defined to minimize the risk
- **Design and validation plan and report (DVP&R):** With a strong focus on the risk analysis and mitigation of random failures, an extensive test campaign has been performed on test bed to validate the design and functionality of the WHR system. An example is shown below
- **Advanced control strategies:** The control system is able to detect malfunction of the system such as leakage, pressures and temperatures outside the defined limits or pumps not functioning. Counter measures ranging from switching on of a warning lamp to complete shutdown of the WHR system is then automatically initiated

In Table 1 is one example of a DVP related task and the corresponding functional validation performed during the test bed phase. The example relates to the belt connecting the expander to the power take-off (PTO) of the combustion engine.

Table 1 Validation task of expander belt temperature in steady state and transient operation

Task Group	Task	Related failure	Explanation
System test	Functional test	Damage or slipping of belt	Measurement of temperature profile on test bed for belt in stationary and transient operation

The belt temperature was measured in 9 stationary points and the results are shown in Table 2.

Table 2 Measured belt temperature in stationary operating points

Engine speed/Load	25%	50%	75%
1200 rpm	53°C	59°C	72°C
1500 rpm	52°C	52°C	62°C
1800 rpm	53°C	57°C	62°C

A maximum belt temperature of 72°C and 57°C was observed in stationary and transient operation respectively. The values recorded are well below the maximum threshold temperature and the tests have successfully passed.

As a result of the four interacting tasks assuring “confidence in Use”, the proposed WHR system has been successfully integrated into a long haul truck. The proposed approach led to higher confidence for the use of the WHR system by providing explicit awareness of the related risks, required counter-measures as well as appropriate verification and validation steps. Outlook for next generation will be the optimization of safety measures in order to reduce costs and further increase in WHR system efficiency.

#### 4. WHR System Control

Beside the fine tuning and robust control of parameters like system pressures, temperatures and actuator positions and speeds, the overall operation strategy of the expander machine has a major impact on the fuel consumption reduction potential.

For that reason the project partners have developed a patented control logic (state machine) as shown in Figure 3. On a high level point of view following five states have been defined:

- 1 – Expander warm up
- 2 – Expander start
- 3 – Expander operation
- 4 – Gear shift
- 5 – Sailing / Warm up / braking

Depending on the actual state, the demand values for the controllers (e.g. temperatures, pressures and actuator positions) are calculated and closed loop controlled. For the transition between the states, exact conditions have been defined and implemented in the overall control strategy. As an example, the transition from state 1 to 2 is triggered if the working fluid is superheated up-stream and down-stream the expander machine. In state 2 the expander machine can, if necessary, be started by activating a starting device. This starting unit could be a magnetic clutch or an electric starter motor.

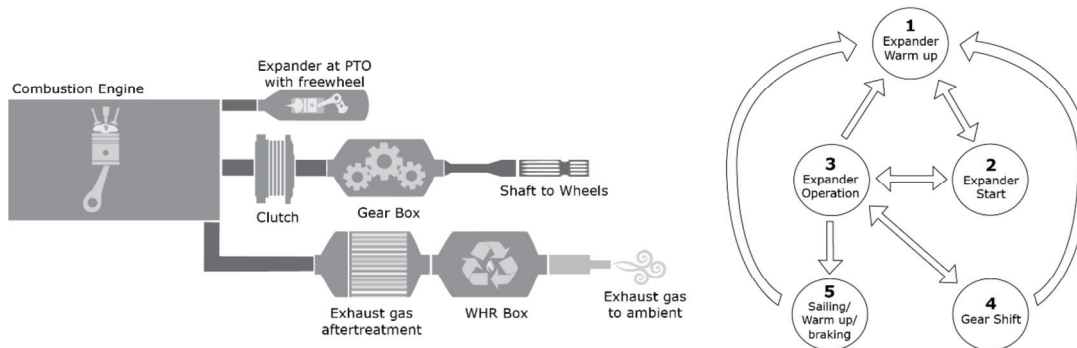


Figure 3 Schematic of WHR state machine

Figure 4 shows measurement results during system warm up (state 1), expander start (state 2) and system operation (state 3). The working fluid temperature at expander machine inlet ( $T_{Expander\_In}$ ) is closed loop controlled by using the feed pump and the exhaust evaporator bypass valve. Additionally the system pressure upstream expander ( $P_{Expander\_In}$ ) and the gas temperature at exhaust evaporator inlet ( $T_{Gas\_Evaporator\_In}$ ) are shown as a result. After warm up the state machine changes from 1 to 2 and after successful start of the expander machine state 3 is reached. As can be seen in the detail window, the speed up of the expander to the synchronous speed takes approx. 1.5s.

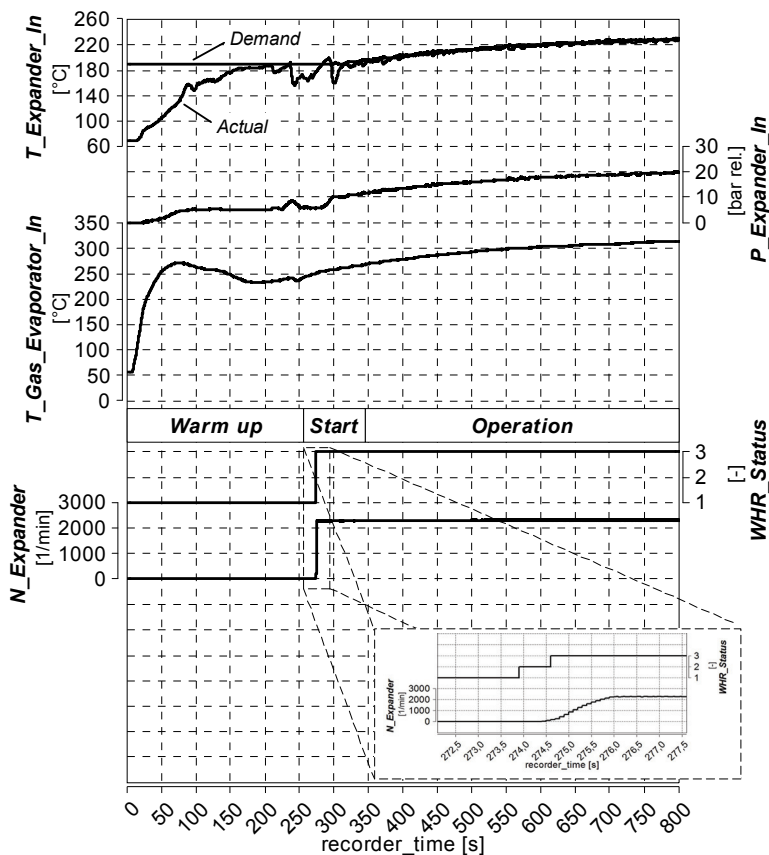


Figure 4 WHR system warm up, expander start and operation

**5. Simulation and Test Bed Testing Activities**

A complete vehicle system model consisting of an engine model, powertrain model including WHR system, and simplified control logic for the auxiliaries was built within a vehicle modelling environment [7]. This model was used during the WHR system layout phase to simulate transient cycles in order to quantify the influence of architecture and changes in supplier hardware specifications such as expander or heat exchanger efficiency. Additionally the simulation model was later verified by test bed results and then used to predict the potential of future development tasks such as oil content reduction or alternative working fluid (See Figure 6 below).

The engine and WHR system was mounted on the vehicle frame and installed on an AVL transient test bed. An extensive test program was conducted covering:

- Stationary and transient optimization
- WHR control development
- WHR specific hardware tests
- Safety tests
- WHR system Design and Validation Plan (DVP)
- Validation of simulation model

Figure 5 presents the exhaust evaporator gas inlet temperature and expander ethanol inlet pressure for a part of a condensed real life transient cycle tested on test bed. For this run, only the exhaust evaporator has been used as heat input for the WHR system with an average gas temperature around 300°C. The driving force for the expander is the ethanol inlet pressure having an average value of 17.2 bar for this test.

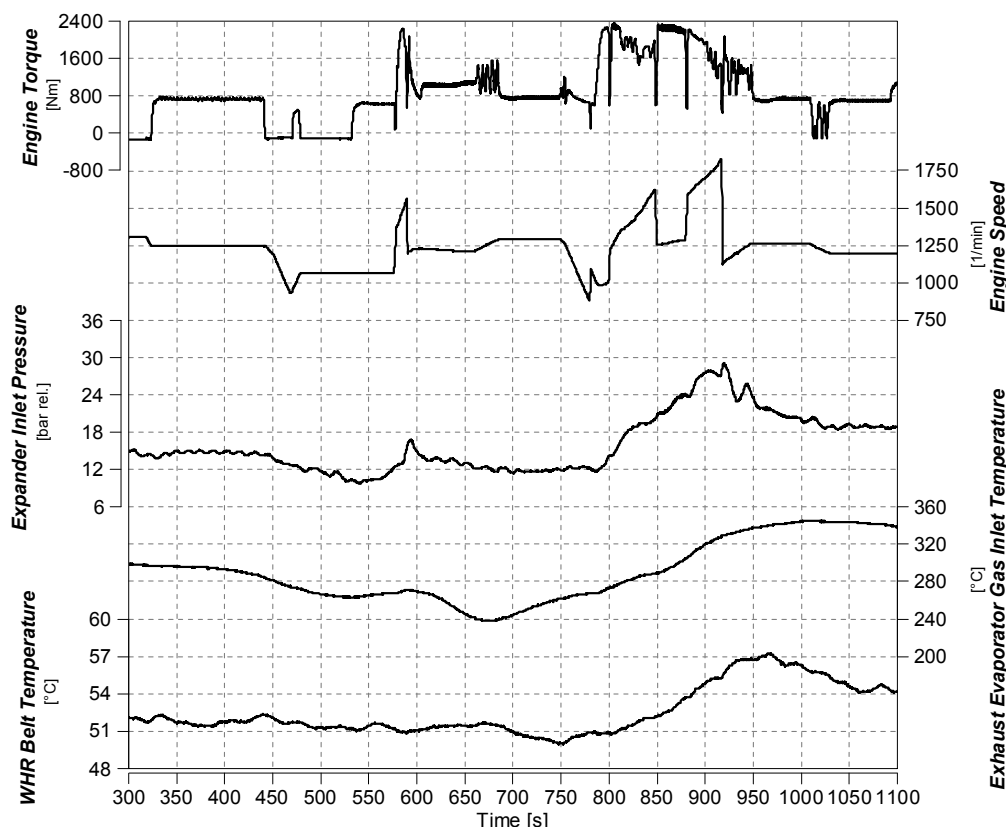


Figure 5 Part of the condensed real life transient cycle. Test performed on test bed with WHR using exhaust evaporator only.

A comparison between measured test bed results and simulation are presented in Figure 6 together with a prediction of further reduction potential for the WHR system in the future. The figure shows a good correlation between simulation and measurement for the setup using the exhaust evaporator only. Additionally the figure shows the potential BSFC reduction with WHR when including the waste heat from the EGR cooler together with other measures leading to a potential BSFC reduction above 3.5%.

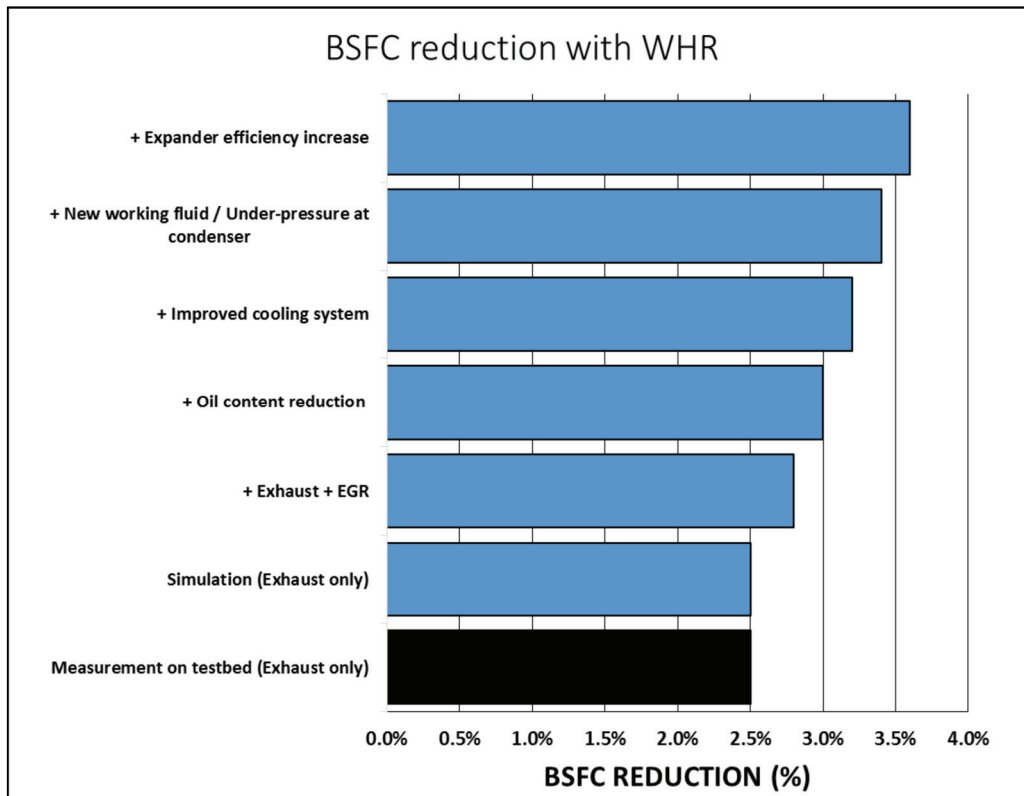


Figure 6 Comparison of test bed measurement results (black) and simulation (blue) for a long haul truck operated under real life boundary conditions and transient operating profile with an average power of 108 kW

## 6. Conclusion and outlook

The current test bed activities have shown a BSFC reduction of around 2.5% in realistic real life transient operation using the exhaust gas evaporator only. Validated simulation predicts up to 3.5% and above when adding the heat from the EGR cooler and further optimization of the individual components. Planned activities are vehicle tests on public road which will continue until the end of 2015. The safety and design validation activities already performed indicates that all major safety issues can be appropriately and successfully managed therefore changing the focus of further activities to cost reduction, component reliability and increased WHR system efficiency.

## Acknowledgments

A special thanks to the project suppliers Mahle-Behr, Mahle-Amovis, TÜV SÜD and IMI-Precision Engineering. We would also like to thank Ms. Manuela Elser, Mr. Gerald Gradwohl, Mr. Josef Wolkerstorfer and Mr. Mauro Tizianel for contributing to this paper.

## References

- 1) Teng, H., Klaver, J., Park, T., Velde, B., Hunter, G., "Waste Heat Recovery Concept to Reduce Fuel Consumption and Heat Rejection from a Diesel Engine", SAE paper 2010-01-1928, 2010
- 2) Neunteufl, K., Stevenson, P., Hülser, H., Theissl, H., "Better Fuel Consumption by Waste Heat Recovery", MTZ, 2012
- 3) Schmiederer, K., Eitel, J., Edwards, S., Pantow, E., Geskes, P., Lutz, R., Mohr, M., Sich, B., Dreisbach, R., Wolkerstorfer, J., Theissl, H., Kröpf, S., Neunteufl, K., „The Potential Fuel Consumption of a Truck Engine plus Rankine Cycle System, derived from Performance Measurements over Steady State and Transient Test Cycles at Constant Emission Levels“, WMS, 2012
- 4) Gstrein, W., „Exploitation of further potentials to increase the efficiency of Heavy Duty Diesel Powertrains“, Austrian Society of Automotive Engineers
- 5) Walter, L., Schreier, H., Wagner, T., Auer, C., „Definition, Layout & Thermal Integration of Waste Heat Recovery Systems“, AVL ICPC 2013
- 6) Schreier, H., Wolkerstorfer, J., Tizianel, M., „Thermische Rekuperation in Fahrzeugen“, VDI Stuttgart, 2015
- 7) Krähenbühl, P, Cococetta, F., Calaon, I., Gradwohl, G., Tizianel, M., Glensvig, M., Schreier, H, "Waste Heat Recovery for On-Highway Vehicles: from Concept to Industrialization", ICPC, Graz, 2015
- 8) G. Wagner, G. Hasenbichler, A. Huss, H. Kastler, H. Ofner, H. Schreier, H. Theissl, Mild Hybrid Systems for Long Haul Truck

Applications, JSAE Paper Number: 20155267, 2015

- 9) H. Theissl, H. Seitz, G. Gradwohl, T. Sams, Die Aufladung als Schlüssel zur weiteren Verbrauchsreduktion am modernen Nutzfahrzeug-Dieselmotor, 19th Supercharging Conference 2014

## Definitions, Acronyms, Abbreviations

WHR	Waste Heat Recovery
ORC	Organic Rankine Cycle
DPF	Diesel particulate filter
ECU	Engine control unit
PTO	Power take-off
DVP	Design and validation plan
BSFC	Brake specific fuel consumption



# 船舶用大型エンジン用排熱回収技術

Waste heat recovery system for large marine diesel engines

白石 啓一

Keiichi SHIRAISHI

三菱重工船舶機械エンジン(株) 事業統括本部 技術統括・プロジェクト MEET 推進室

## 1 はじめに

大型の一般商船のほとんどは推進動力源に過給機付き 2 ストロークディーゼル機関を採用している。この機関は、タール分が多くて高粘度の低質燃料油を使用でき、熱効率も高い上、定格 70rpm 程度からの低い回転数が得られるので、減速機無しでプロペラ軸と直結できる。船舶を運航する船主にとって、燃料消費の削減は運航経費を削減するだけでなく、温室効果ガスを削減する環境保全への貢献の上でも重要な課題となっている。このニーズに応えるために、ディーゼル機関メーカーは、燃焼圧力の上昇やロングストローク化によって燃費低減を進めてきた。一方、2 ストロークディーゼル機関の出力当たり燃料消費率は 1987 年ごろから横ばいとなっており、さらに、窒素酸化物等の排出規制強化が更なる燃費低減を困難にしている。

従って、船舶の燃料消費を削減するためには、機関から系外に排出されるエネルギーの回収が重要となっている。ここでは、この排熱回収技術の変遷、将来動向について解説する。

## 2 蒸気タービン発電システム

ディーゼル機関の排気ガスの熱を利用して排ガスエコマイザ(ボイラ)で蒸気を発生させ、タービンを駆動して発電するシステムが古くから実用化されている。図 1 に系統図を示す。陸上の火力発電所と同様の蒸気タービンランキンサイクルであって、発電した電力は船内で消費される。

図 2 は、蒸気タービンの駆動軸系に排ガスパワータービンを結合したターボコンパウンドシステムである。機関燃焼室から過給機タービンに入る高温、高圧の排ガスの一部をガスタービンに導いて、蒸気タービンと共に発電機を駆動する。これにより、過給機タービンに入るエネルギーが減るので、機関に送られる空気量が減少し、排ガスの温度が上昇する。その結果、パワータービンの出力に加え、ボイラの蒸発量が増加して蒸気タービン出力も高くなるので、大きな発電出力が得られる。このため、船内で消費する電力以上の発電量が得られる場合がある。この余剰電力を推進用ディーゼル機関の出力軸に結合された軸発電・電動機を駆動することで、主機関の燃料消費を抑えることができる。

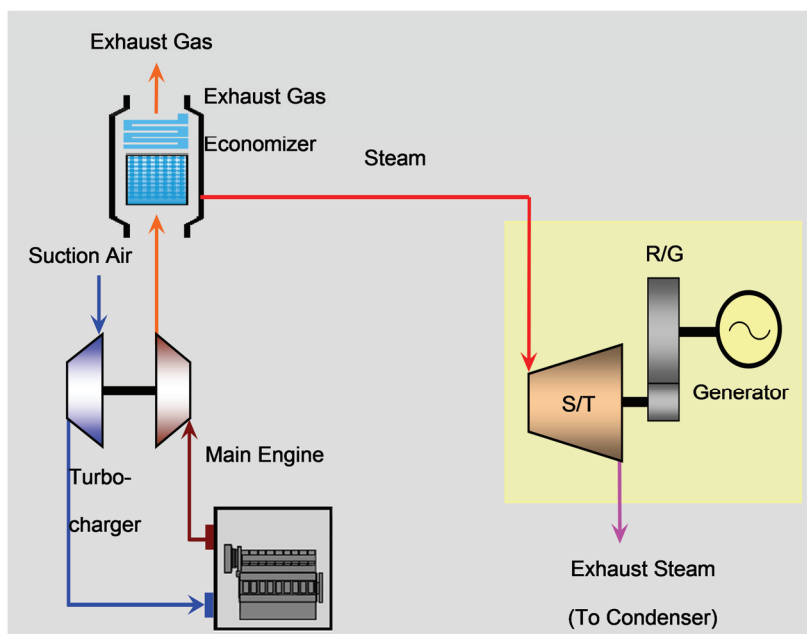


図 1 排ガスの排熱を利用した蒸気タービン発電システム

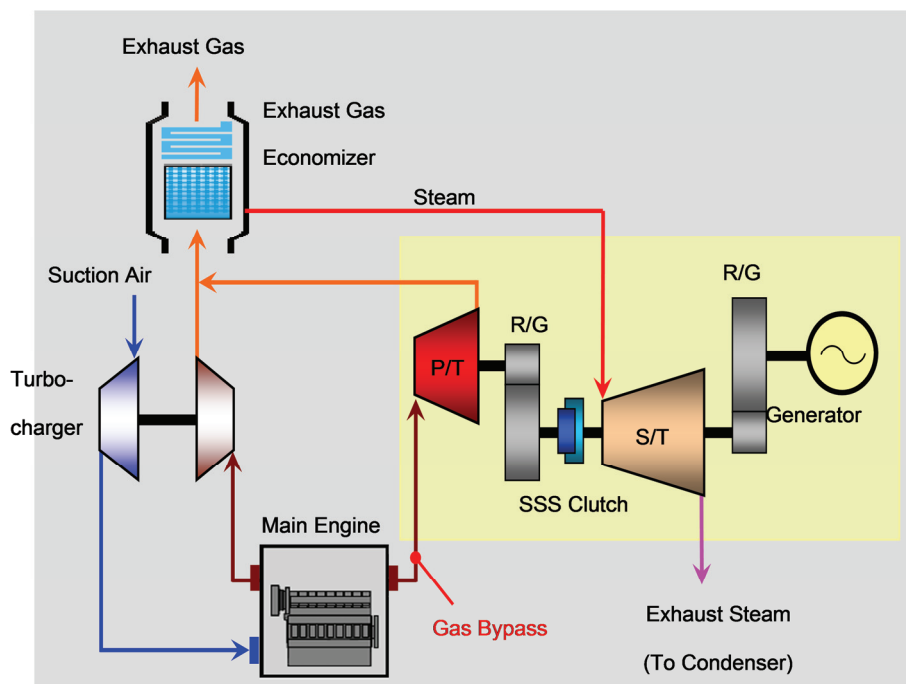


図 2 蒸気タービンとパワータービンを組み合わせた発電システム

図 3 に、工場試運転中の、パワータービンと蒸気タービンを組み合わせた図 2 のシステムの実機写真を示す。

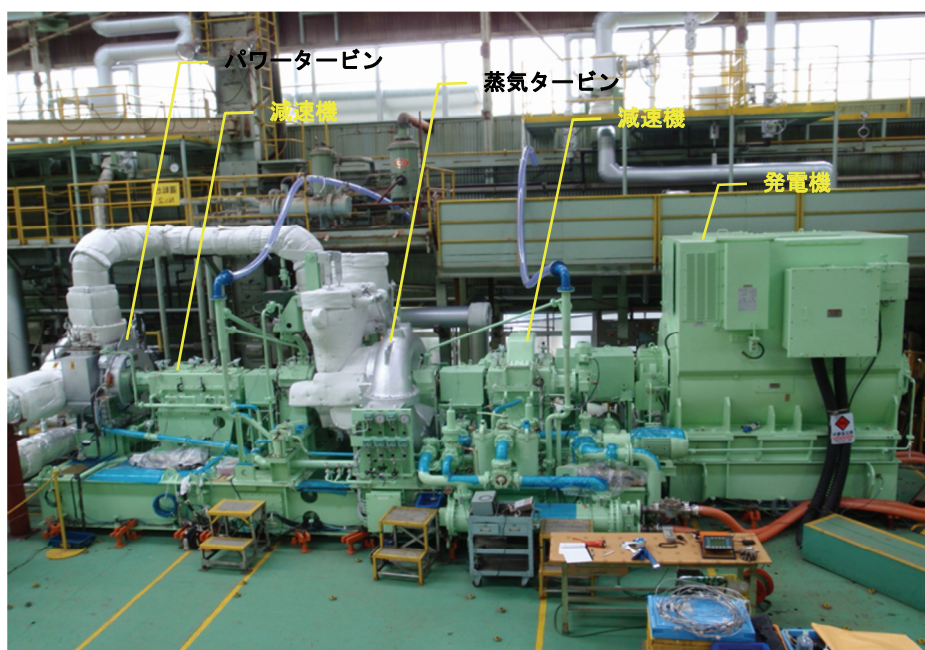


図 3 パワータービン+蒸気タービン発電システムの外観

### 3 ハイブリッド過給機

ディーゼル機関の排気ガスのエネルギーは、過給機のタービンによって機関出力の約4割に及ぶ軸動力に変換され、同軸上のコンプレッサを駆動して燃焼用空気を圧縮している。最近の過給機性能の向上により、この軸動力すべてを空気の圧縮に使わなくても機関の燃焼に必要な量と圧力の空気を圧縮できるようになっている。そこで、この軸動力の 10~15%を使って発電機を駆動し、排ガスから発電可能としたのがハイブリッド過給機である。

最大で、機関出力 4~5%の発電出力が得られる。大型のばら積船の航海中の船内電力需要は、400kW 程度であるから、定格 15,000kW の出力の主機関であれば、70%負荷以上で船内のすべての電力をハイブリッド過給機で賄うことができ別のディーゼル発電機の運転を必要としない。図 4 にハイブリッド過給機 MET83MAG 型の断面図を示す。永久磁石式高速発電機がロータの軸延長上に配置され、フレキシブルカップリングで結合されている。このコンセプト自体は新しくはないが、現在、三菱重工船用機械エンジンが世界で唯一実用機を製造しており、これを搭載した貨物船が 10 隻以上就航している。図 5 に、大型ばら積船に搭載された MET83MAG 型ハイブリッド過給機の写真を示す。

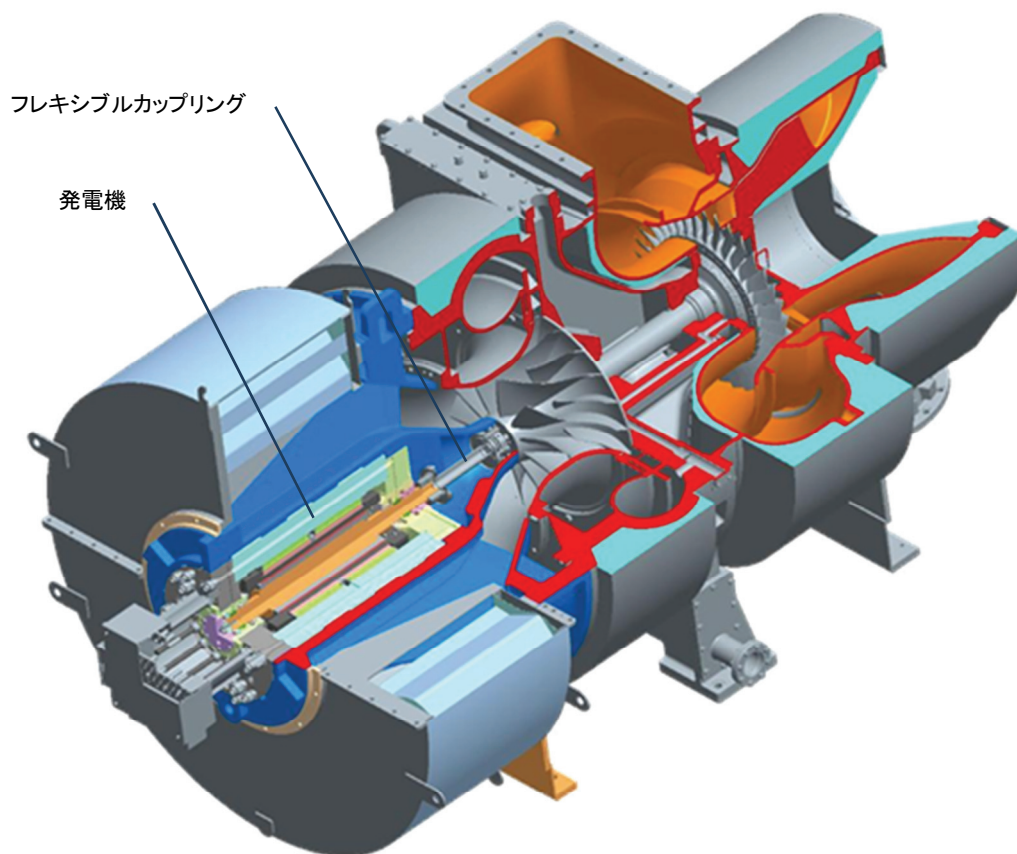


図 4 ハイブリッド過給機 MET83MAG の断面図



図 5 船内機関室に配置されたハイブリッド過給機

#### 4 過給機の電動アシスト

ハイブリッド過給機の発電機は、過給機回転数に同期した交流電力を投入することで電動機として機能させ、過給機のロータを停止状態から起動したり、加速することができる。2ストロークディーゼル機関は、図6に示すとおり、低負荷で運転する際の空気量不足を補うため、過給機コンプレッサで加圧された出口空気を更に加圧する電動の補助ブロワを装備している。ハイブリッド過給機は、その発電機を電動機として使い過給機ロータを加勢することで、過給機コンプレッサのみで十分な圧力の掃気が得られるので、補助ブロワ運転が不要となる。さらに、補助ブロワが作動停止すると空気は空気冷却器から直接掃気室に入るので、余計な流れの抵抗がなくなるから、ハイブリッド過給機の電動アシスト機能を用いた場合は、補助ブロワ運転時と掃気圧力が同じであっても空気量が増加する。従って、機関の燃焼が改善され、機関の燃料消費率も低減する。また、機関の低負荷運転時であっても高効率の過給機コンプレッサのみで空気を圧縮するので、必要な動力は補助ブロワに比べて小さい。

表1に、ハイブリッド過給機MET66MAGを搭載した機関において、低負荷運転時に従来の補助ブロワと電動アシスト機能を用いた場合の性能を比較した。機関負荷 20%、25%において、補助ブロワと同じ掃気圧を電動アシストで得る場合、過給機回転数は上昇し燃料消費率が低減されることが示された。また、消費電力を比較すると、電動アシストの場合には、補助ブロワに比べ約 23%少なくなった。船舶の全体の燃料消費で考えると、消費電力低下によるディーゼル発電機の燃料消費量低減と、推進用主機関の燃料消費量低減を合計し、主機関の燃料消費率変化で表すと、2 g/kWh 前後の低減になる。

また、掃気圧力を更に高めるため、電動アシストの電力を補助ブロワ消費電力より高くして試験を実施した。これによれば、20%、25%負荷ともに主機関の燃料消費量は更に低減されるものの、ディーゼル発電機の燃料消費が増加するので、トータルの燃料消費削減は増えなかった。一方で、例えば表1のケースの20%負荷において、過給機の効率が1%上昇させると、約20kWの電動アシストに相当する。電動アシスト量を79kWから131kWに、+52kW増加させることは、過給機効率を2.6%上昇させることと同等である。従って、低負荷性能重視の過給機と電動アシストの組み合わせによれば、4.4 g/kWhもの主機関燃料消費率低減が可能となる。これは主機関燃料消費率が約2.5%低減することになる。

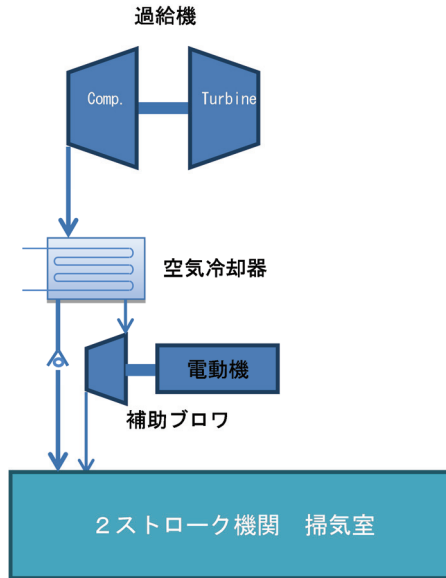


図6 2ストロークディーゼル機関の構成

表1 補助ブロワ運転時と電動アシスト時の機関性能比較

	20%負荷 (2,760kW)			25%負荷(3,450kW)		
	ref	-2.8	-5.1	ref	-1.4	-10.6
補助ブロワ電力 (kW)	86	-	-	103		
電動アシスト電力 (kW)		66	100	79	131	
掃気圧力 (bar G)	0.46	0.46	0.54	0.66	0.66	0.73
過給機回転数(rpm)	5,860	6,250	6,700	6,880	7,250	7,600
主機関燃料流量変化 (kg/h)	ref	-2.8	-5.1	ref	-1.4	-10.6
ディーゼル発電機燃料流量変化 (kg/h)	ref	-3.9	+3.8	ref	-4.7	+5.5
燃料流量変化合計(kg/h)	ref	-6.7	-1.3	ref	-6.1	-5.1
主機関燃費換算(g/kWh)	ref	-2.4	-0.5	ref	-1.8	-1.5
過給機出口ガス温度変化(°C)	ref	-3	-27	ref	-8	-30

## 5 おわりに

船用大型ディーゼル機関のシリンダから排出される、燃焼、膨張後の排ガスは、ディーゼル機関の軸出力に匹敵するエネルギーを有しており、その大部分は過給機のタービンを駆動するために用いられる。近年の過給機の高効率化により、燃焼用空気を過給機が圧縮するのに必要なエネルギーは小さくなり、その分多くの余剰排ガスエネルギーを発電等に利用できるようになった。また、従来の過給機に高速の電動・発電機を直結したハイブリッド過給機は、余剰排ガスエネルギーから効率的に発電が可能であるだけでなく、機関の運転状態に応じた最適な発電量になるように制御したり、低負

荷時には電力で過給機の作動を加勢することで、あらゆる負荷において高い熱効率を得る事ができる。

排気弁や燃料噴射を総合的に電子制御する船用ディーゼル機関が主流になりつつあるが、これまでの過給機はエンジンから流入する排ガスの温度と圧力に応じて作動していた。ハイブリッド過給機はその運転を制御することが可能な次世代の過給機であり、今後広く普及して船舶の効率化、環境負荷に低減に寄与することが期待されている。