ディーゼル機関サイクルの損失分析と熱効率向上*
(過給機性能向上によるエクセルギー損失の低減)

吉 田 駿 司*1

Evaluation of Losses in a Diesel Engine Cycle
and Improvement of Its Thermal Efficiency
(Exergy Loss Reduction by Improving Turbocharger Efficiency)

Shunji YOSHIDA*2

*2 66-3 Sannou-cho, Inage-ku, Chiba-shi, Chiba, 263-0002 Japan

The improvement of turbocharger efficiency gives only slight effect to the thermal efficiency of the diesel engine cycle, because exergy loss increase in other processes than in the turbocharger is inevitable, as long as the turbocharger is used only for supercharging. This paper describes the reason with exergy analysis, and takes another look at the turbocompound system to take out power with power turbine. The turbocompound system makes it possible to effectively use all of surplus power of the turbine, more than to drive the blower of the turbocharger. The higher the turbocharger efficiency is, the more the output power of power turbine increases and the less the cycle total exergy loss becomes.

Key Words: Thermal Efficiency, Irreversibility, Available Energy (Exergy), Supercharger, Diesel Engine

1. 緒 言

ディーゼル機関の高出力化のためには過給機の高圧力比、高効率化が不可欠であり、この要求に適合した過給機の開発に努力が傾けられてきた。しかし過給機効率の向上がサイクル熱効率向上に直接寄与することが少なく、両者の関係及び過給機効率改善をサイクル熱効率向上に有効に利用する方法を具体的に論じた文献はほとんど見当たらない。

ここでは過給機のタービン、ブロウ及び機械損失がサイクルの各エクセルギー損失に及ぼす影響を評価し上記のサイクル熱効率向上効果が小さい原因を明らかにすると共に、過給機効率改善を有効に利用するための方法について考察する。

余剰の過給機効率を積極的にサイクル熱効率向上に用いる手段として、過給システムから動力を取出す方法が考案され⁽¹⁾⁽²⁾、大型 2 行程ディーゼル機関で一時実用化された⁽³⁾。これはディーゼル機関サイクルをトッピングサイクルとし、シリンダを燃焼器とするガスタービンサイクルをボトムリングサイクルとするコンバインドサイクルの 1 形態であるが、エクセルギー損失低減の観点からは体系的に論じられていない。この過給システムからの動力取出しによるエクセルギー損失低減量を評価し、その限界について検討する。

前報⁽⁴⁾で議論した等容・等圧・等温過程をシリンダ内受熱過程として採用する。シリンダ内過程と過給過

程とをより正確に関連付けるため、燃料質量及び給気吹付け・排気再循環による作動ガス質量変化を考慮した関係式を用いて検討する。

おもな記号

G_B	: バイパス給気質量	[kg/cycle]
G_F	: 供給燃料質量	[kg/cycle]
G_i	: 状態 i の作動ガス質量	[kg/cycle]
G_R	: 再循環排気質量	[kg/cycle]
H_i	: 状態 i の作動ガスエンタルピー	[kJ/cycle]
H_L	: 燃料低位発熱量	[kJ/kg _F]
I_{ij}	: i, j 間のエクセルギー損失	[kJ/cycle]
p_i	: 状態 i の作動ガス圧力	[kPa]
S_i	: 同上作動ガスエントロピー	[kJ/(K·cycle)]
T_i	: 同上作動ガス温度	[K]
V_i	: 同上作動ガス体積	[m ³ /cycle]
W_{SC}	: 掃気出力	[kJ/cycle]
W_{TC}	: タービン有効出力	[kJ/cycle]
ΔG_{ij}	: i, j 間作動ガス質量変化	[kg/cycle]
η_B	: ブロウ効率 ($= \Delta H_{0BS} / \Delta H_{0B}$)	
η_M	: 過給機機械効率 ($= \Delta H_{0B} / \Delta H_{TE}$)	
η_T	: タービン効率 ($= \Delta H_{TE} / \Delta H_{TES}$)	
η_{TC}	: 過給機総合効率 ($= \Delta H_{0BS} / \Delta H_{TES}$)	
π_T	: タービン入口圧力比 ($= p_T / p_S$)	

ここで、作動ガス単位質量 (kg) 当たりの量は s_i, i_{ij} 等の小文字で表す。状態値の添字 i, j は図 1 のサイクル各点を表す。

* 原稿受付 2003 年 9 月 19 日。

*1 正員 (〒263-0002 千葉市稲毛区山王町 66-3)。

E-mail: shunji01@pj9.so-net.ne.jp

2. 解析条件

過給機効率の影響を明確に把握するため、以下の仮定を設ける。

- (1) 作動ガスは狭義の理想気体とする（気体定数 R 及び比熱は成分、状態等により変化せず一定）⁽⁵⁾。
- (2) 燃料発熱量はすべて作動ガスに伝達される。シリンダ冷却損失はない。
- (3) 作動ガスの流動による圧力損失はない。
- (4) ピストン・シリンダライナ間の摩擦はなく、作動ガス圧力はすべてピストンに伝達される。

これらの理想化条件、特に(1)(2)により熱効率は約10%高くなるが、過給機効率による作動ガス温度変化が小さいため影響評価に与える効果は少ない。

3. エクセルギー損失算出式

3.1 シリンダ内過程のエクセルギー損失 過給ディーゼル機関サイクル中の作動ガス質量の変化状態を図1の $T-s$ 線図上に示す。燃料供給による作動ガスの質量増加を考慮した、シリンダ充填作動ガス単位質量当りエクセルギー損失は次式(1)で表される。

$$\begin{aligned}
 i_{16} = I_{16}/G_1 = T_0 (s_5^* - s_2) \\
 + c_p \left[\left(-\frac{T_0}{2} + \frac{H_L}{2 c_p} \right) x_{23} \right. \\
 + \frac{1}{-2 \kappa + 1} \left(T_2 - \frac{T_0}{2} - \frac{H_L}{2 c_p} \right) \\
 \times \{ (1 + x_{23})^{-2 \kappa + 1} - 1 \} \\
 + c_p \left[\left(-\frac{T_0}{2} + \frac{H_L}{2 c_p} \right) x_{34} - \left(T_3 - \frac{T_0}{2} - \frac{H_L}{2 c_p} \right) \right. \\
 \times \left. \left(\frac{1}{1 + x_{34}} - 1 \right) \right] (1 + x_{23}) \\
 + c_p (T_4 - T_0) (1 + x_{23}) \\
 \times (1 + x_{34}) x_{45} \dots \dots \dots (1)
 \end{aligned}$$

ここで、 $x_{23} = \Delta G_{23}/G_2$, $x_{34} = \Delta G_{34}/G_3$

Fig.1 Working gas mass transition in a diesel engine cycle

$$\begin{aligned}
 x_{45} &= \Delta G_{45}/G_4 \\
 s_5^* &= s_5 (1 + R_F), \quad R_F = G_F/G_1 \\
 1 + R_F &= (1 + x_{23}) (1 + x_{34}) \\
 &\times (1 + x_{45})
 \end{aligned}$$

上式中の右辺第1項は質量変化を考慮しない場合⁽¹⁾と同形であるが、比エントロピーは質量補正した値をとる。これに第2、第3及び第4項で表される等容受熱、等圧受熱及び等温受熱過程での作動ガスの質量増加に伴うエクセルギー損失が付加される。

3.2 掃気過程のエクセルギー損失 給気吹抜け、排気再循環及び膨張・圧縮比変化を伴う4行程機関サイクルの掃気過程作動ガス移動の様相をモデル化して図2に示す。

作動ガスの質量変化を考慮した場合の掃気過程エクセルギー損失は次式で表される。

$$\begin{aligned}
 i_{SC} = i_{6T} + i_{S1} = I_{6T}/G_1 + I_{S1}/G_1 \\
 = T_0 (s_T^* - s_6^*) + T_0 (s_1 - s_S^*) \dots \dots \dots (2)
 \end{aligned}$$

ここで、 $s_6^* = s_6 (1 + R_F)$

Fig.2 Scavenging process in a 4 stroke diesel engine with charge air by-pass and exhaust gas re-circulation

$$s_T^* = s_T (1 + R_F + R_B - R_R)$$

$$s_S^* = s_S (1 + R_B - R_R)$$

$$R_B = G_B / G_1, R_R = G_R / G_1$$

式(2)中の右辺は、作動ガスの質量変化を考慮しない場合⁽¹⁾と同形であるが、比エントロピーは各点状態値を質量補正した値をとる。過給2行程機関サイクルの場合も同じ式で表されるが、次式の掃気出力がないために状態値は4行程機関サイクルと相違する。

$$w_{SC} = (p_S - p_0) (v_1 - v_2) - (p_T - p_0) (v_6^* - v_2) \dots \dots \dots (3)$$

ここで、 $v_6^* = v_6 (1 + R_F)$

3.3 過給過程のエクセルギー損失 過給機各損失によるエクセルギー損失は以下となる。

$$\left. \begin{aligned} i_{TE} &= I_{TE} / G_1 = T_0 (s_E^* - s_T^*) \\ i_{OB} &= I_{OB} / G_1 = T_0 (s_B^* - s_0^*) \\ i_M &= I_M / G_1 \\ &= (h_T^* - h_E^*) (1 - \eta_M) \end{aligned} \right\} (4)$$

タービンから取出す動力は次式で表される。

$$w_{TC} = (h_T^* - h_E^*) \eta_M - (h_B^* - h_0^*) (5)$$

ここで、 $s_E^* = s_E (1 + R_F + R_B - R_R)$

$$s_0^*, s_B^* = s_0, s_B (1 + R_B - R_R)$$

$$h_T^*, h_E^* = h_T, h_E (1 + R_F + R_B - R_R)$$

$$h_B^*, h_0^* = h_B, h_0 (1 + R_B - R_R)$$

3.4 タービン排気・給気冷却過程のエクセルギー損失 未利用エクセルギー損失である両過程のエクセルギー損失は作動ガス質量変化を考慮しない場合⁽¹⁾と同形の次式で表される。

タービン排気エクセルギー損失

$$\begin{aligned} i_{E0} &= I_{E0} / G_1 \\ &= h_E^* - h_0^* - T_0 (s_E^* - s_0^*) \dots \dots (6) \end{aligned}$$

給気冷却エクセルギー損失

$$\begin{aligned} i_{BS} &= I_{BS} / G_1 \\ &= h_B^* - h_S^* - T_0 (s_B^* - s_S^*) \dots \dots (7) \end{aligned}$$

4. 過給機効率によるエクセルギー損失変化

4.1 4行程機関サイクル 図3~5は最新の代表的な中速4行程機関の主変数を持つサイクルに対して、吹抜け空気及び再循環排気質量を0とし過給機各効率(η_T, η_B, η_M)を単独に変化させた場合の作動ガス状態変化及びエクセルギー損失変化を示す。過給機効率の変化によりシリンダ内主サイクルはほとんど変化しない。サイクルの合計エクセルギー損失 ΣI_{ij} に与える影響は過給機総合効率 η_{TC} により決まり、ター

ビン、ブロワ及び機械効率の間で差はない。但し、無効エネルギーと未利用エクセルギーの配分に与える影響は異なる。

過給システム成立下限条件の $p_T = p_S$ となる $\eta_{TC} \approx 57\%$ から η_{TC} が上昇していくと、タービン出力をブロワ入力に等しくする動力バランスと所期の過給圧力を維持する過給機マッチングにより、 p_T は低下し s_T は増加する。過給機損失は減少するが、掃気過程及びタービン排気・給気冷却過程のエクセルギー損失が増加する。合計エクセルギー損失の低減量は掃気出力の増加量に等しく、過給機損失低減量の1/3程度であり、 η_{TC} の変化10%に対する熱効率向上は1%以下である。以下、各効率変化の影響について述べる。

4.1.1 タービン効率 η_T の影響 タービン損失により発生するタービン出入口エントロピー差に対応した無効エネルギーがタービン損失によるエクセルギー損失で、同時に発生するタービン排気エクセルギー損失増加量との合計がタービン損失となる。

この時、発生する無効エネルギーとタービン排気エクセルギー損失との合計で、 $\eta_{TC} = 100\%$ 時からの増分($T-s$ 線図中面積 $\square$)が、タービン損失による合計エクセルギー損失の増加分となる。その中には未利用エクセルギーの増加も含まれる。

4.1.2 ブロワ効率 η_B の影響 ブロワ損失により発生するブロワ出入口エントロピー差に対応した無効エネルギーがブロワ損失によるエクセルギー損失で、同時に発生する給気冷却エクセルギー損失増加量との

(a) T-s diagram

(b) Exergy loss ratio

Fig.3 Influence of η_T (4 stroke cycle)

合計がブロウ損失となる。

ブロウ入力増加に対応してタービン熱落差が増加する。その結果、シリンダ排気及びタービン排気エクセルギー損失は減少する。ブロウでのエクセルギー損失増加量とタービンでのエクセルギー損失減少量の差は掃気出力の減少量に等しく、これが過給機ブロウ損失による合計エクセルギー損失増加となる。この中には未利用エクセルギーの増加も含まれる。

(a) T-s diagram

(b) Exergy loss ratio

Fig.4 Influence of η_B (4 stroke cycle)

(a) T-s diagram

(b) Exergy loss ratio

Fig.5 Influence of η_M (4 stroke cycle)

4.1.3 機械効率 η_M の影響 所定のブロウ入力を得るため機械損失分だけタービン熱落差は大きくなる。タービン入口及び出口エントロピーは減少し、シリンダ排気エクセルギー損失とタービン排気エクセルギー損失は減少する。これらのエクセルギー損失減少量の和と、同時に発生する掃気出力の減少量の合計は過給機の機械損失分に等しく、同量のエネルギーが過給機内で散逸し、無効エネルギーとなる。

このうち掃気出力の減少量が機械損失による合計エクセルギー損失の増加量である。タービン損失或いはブロウ損失のように廃熱利用で回収し得る未利用エクセルギーの増加はなく、全て無効エネルギーとなる。

4.1.4 給気吹抜け・排気再循環の影響 過給機効率が低下するとタービン入口圧力は上昇する。これに伴いシリンダ出入口間差圧が減少し、掃気過程中の給気吹抜け量は減少して排気再循環量は増加する。

a. 給気吹抜け 給気吹抜け率 R_B によるエクセルギー損失の変化を図6に示す。 R_B が大になるとシリンダ給気エクセルギー損失は増加、タービン排気エクセルギー損失は減少する。その結果、合計エクセルギー損失は増加するが、その量は僅かである。

b. 排気再循環 排気再循環率 R_R によるエクセルギー損失変化を図7に示す。 R_R が大になるとシリンダ内圧縮開始点温度が上昇し、平均受熱温度が上昇するため受熱過程エクセルギー損失は減少する。過給機内の作動ガス量が減少するため、シリンダ給気エクセルギー損失は増加、シリンダ排気エクセルギー損失は減少し、両者合わせた掃気過程エクセルギー損失は増加する。その結果、合計エクセルギー損失は減少する。

Fig.6 Influence of R_B (4 stroke cycle)

Fig.7 Influence of R_R (4 stroke cycle)

4.2 2行程機関サイクル 図8にタービン効率 η_T を変化させた場合の作動ガス状態変化とエクセルギー損失変化を示す。 η_{TC} が上昇すると p_T と共に圧縮開始点圧力 p_I が低下し、シリンダ内サイクルは大エントロピー側に变化する。 η_{TC} の変化10%に対する熱効率改善量は4行程機関サイクルと同程度で1%以下である。

5. 過給機効率改善による熱効率向上

前章に示したように過給機効率を改善しただけでは効果的な合計エクセルギー損失低減には結びつかない。以下では過給機効率改善をサイクル熱効率向上に有効に生かす方法として、過給機効率の余剰分を出力（以後、タービン有効出力）として取出すターボコンパウンドシステムの効果及び限界について述べる。

5.1 4行程機関サイクルの場合 図9はターボコンパウンドシステムを4行程機関に適用した場合の系統構成例を示す。簡単のためパワータービンは過給機タービンと一体とし、出力の一部 W_{TC} を外部に取出

すとして計算する。タービン有効出力が最大となる理想条件 $\pi_T = 1$ の場合の、過給機総合効率 η_{TC} に対する作動ガス状態とエクセルギー損失の変化を図10に示す。図中にタービン有効出力 w_{TC} を参考に付記した。

過給機損失の減少はすべて掃気過程、タービン排気及び給気冷却過程エクセルギー損失の減少となり、有効に生かされる。但し $p_T = p_S$ としたため掃気出力は零となっており、図3~5に示した過給機効率改善のみによるエクセルギー損失減少量との差が、タービン有効出力による正味の改善効果となる。 η_{TC} の変化10%に対して1%を超える熱効率向上が得られる。

過給機効率を100%一定とし、 π_T を変化させた時のエクセルギー損失及びタービン有効出力、掃気出力の変化を図11に示す。 π_T の増加にしたがってシリンダ排気及びタービン排気過程エクセルギー損失が減少し w_{TC} は増加するが、 w_{SC} は減少する。 $w_{TC} - w_{SC}$ が合計エクセルギー損失量と等しく、 $w_{SC} = 0$ となる理想条件 $\pi_T = 1$ で6%近い熱効率向上が得られる。

過給機効率を64%一定とし、 π_T を変化させた時のエクセルギー損失の変化を図12に示す。 π_T は約0.86で $w_{TC} = 0$ となり、 π_T の増加に従ってタービン有効出力は増加するが、掃気出力の減少と相殺し、理想条件 $\pi_T = 1$ においても合計エクセルギー損失低減量は1%以下に止まる。

以上の検討結果からターボコンパウンドシステムの効果を得るためには高効率過給機の適用が不可欠であることが分かる。

(a) T-s diagram

(b) Exergy loss ratio

Fig.8 Influence of η_T (2 stroke cycle)

Fig.9 Turbo-compound system

(a) T-s diagram

(b) Exergy loss ratio

Fig.10 Influence of η_{TC} (4 stroke t-c system)

5.2 2行程機関サイクルの場合 η_{TC} によるエクセルギー損失変化を図13に示す。 $\pi_T=1$ ではシリ

Fig.11 Influence of π_T (4 stroke t-c, $\eta_{TC}=100\%$) Fig.12 Influence of π_T (4 stroke t-c, $\eta_{TC}=64\%$) Fig.13 Influence of η_{TC} (2 stroke t-c system)

(a) T-s diagram

(b) Exergy loss ratio

Fig.14 Influence of π_T (2 stroke t-c, $\eta_{TC}=100\%$)

ンダ内主サイクルに変化はない。タービン有効出力は4行程とほとんど等しいが、2行程の場合はすべて合計エクセルギー損失低減に反映される。その結果、 η_{TC} の変化10%当り約2%の熱効率向上が得られる。

過給機効率を100%一定とし、 π_T を変化させた時の作動ガス状態変化及びエクセルギー損失の変化を図14に示す。 p_1 変化に対応してシリンダ内サイクルが変化するが、受熱過程エクセルギー損失はほとんど変化しない。 π_T 増加によりタービン有効出力が増加し合計エクセルギー損失は減少する。熱効率向上は $\pi_T=1$ で約5%と4行程機関とほとんど等しい。

6. 結 言

比熱一定、シリンダ冷却なし等の単純化をした過給ディーゼル機関サイクルに対するエクセルギー解析の結果、過給機効率改善がサイクル熱効率向上に及ぼす効果は以下に要約される。

- 1) 過給機動力バランス及びマッチングのため、 η_{TC} 改善によるサイクル合計エクセルギー損失低減量は過給機損失低減量の1/3程度となり、 η_{TC} の10%の変化に対する熱効率向上量は1%以下に留まる。
- 2) タービンから有効出力を取出すことにより、過給機効率の余剰をすべて熱効率向上に有効利用することができる。熱効率向上量は η_{TC} が高くなる程大きくなり、 $\pi_T=1$ 、 $\eta_{TC}=100\%$ の理想条件では5%を超える。
- 3) タービンから有効出力を取出した場合、 η_{TC} の10%の変化に対する熱効率向上量は、2行程機関では2%程度、掃気出力の減少を伴う4行程機関では低くなり1%強となる。
- 4) 過給機効率を有効利用するためには高効率過給機の適用が不可欠の条件である。

懇切なご指導を頂いた神戸大学工学部教授・藤井照重氏、熱心な議論を頂いた元川崎重工業㈱原動機事業部技師長・山本肇氏に対し敬意と感謝の意を表します。

文 献

- (1) K.Zinner, Supercharging of Internal Combustion Engine, 127, Springer-Verlag, (1978),
- (2) 土佐, 外, 排気ターボコンパウンドエンジンのエネルギー回収特性, 機論, (1984), 159-166
- (3) D.Tsarapatis, 高効率過給機とターボコンパウンドシステム, 船機誌, 22-1, (1987) 8-11
- (4) 吉田・山本, 機論, 69-684, B (2003) 1972-1977
- (5) 谷下, 工業熱力学・基礎編, (1968), 36, 裳華房