ディーゼル機関サイクルの損失分析と熱効率向上*
(受熱パターンによるエクセルギー損失の変化)吉 田 駿 司*¹Evaluation of Losses in the Cycle for a Diesel Engine
and Improvement of Its Thermal Efficiency
(The Influence of Heat Release Patterns on the Exergy Losses)Shunji YOSHIDA*²*² Engineering Department 2, ENETEC CO., LTD.
2-11-1, Minamisuna, Koto-ku, Tokyo, 136-8588 Japan.

Heat release patterns determine the maximum temperature in a diesel engine cycle, and cause increases in exergy loss. But the fall in thermal efficiency from a theoretical cycle with the same maximum temperature, which we proposed in the former paper, is not more than 1.6%. The increase of the fuel injection intensity and the suppression of the after-burning are effective in achieving a higher maximum temperature and higher thermal efficiency. Improvements in thermal efficiency by adding an adiabatic combustion chamber is about one-third of the decrease of the heat transmitted to the coolant, due to the transformation of heat release pattern.

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

1. 結 言

ディーゼル機関シリンダ内作動ガスの単位時間当たり受熱量(以後, 受熱パターン)は, 燃料供給の時間的变化, 燃焼, 燃焼室冷却等の影響を受けて変化する. 理論サイクルとして一般的に使用されるサバテサイクルあるいはディーゼルサイクルにおいては前提とする受熱パターンが考慮されていない. また受熱パターンに対する従来の研究⁽¹⁾では逐次計算法を用いたシミュレーションにより熱効率改善効果が検討されてきたが, その評価は総括的でありサイクルの改善箇所を具体的に把握することは困難である.

ここでは受熱パターンを想定した場合に得られる最高温度とサイクル各過程におけるエクセルギー損失を, 前報⁽²⁾と同じ方法で求めた最高温度での等温受熱過程を付加した理論サイクルの値と比較する. その結果, 燃焼・受熱パターン改善の本質がどこにあるかを明らかにし, 熱効率を向上させる受熱パターンについて検討する.

燃焼室冷却は作動ガス受熱量を減少させるだけでなく, 受熱パターンも変化させ, シリンダ排気エントロピーを減少させる. 単純化した冷却モデルを用いて冷却による熱効率の変化を検討する. なお, 2行程機関サイクルについても同様であり, ここでは4行程機関サイクルに対する検討結果を示す.

おもな記号

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]
L_0	: 理論空燃比	[kg/kg _F]
p_i	: 作動ガス圧力	[kPa]
q	: 単位質量受熱量	[kJ/kg]
q_1	: 単位質量1サイクル受熱量	[kJ/kg/cycle]
T_i	: 作動ガス温度	[K]
V_i	: 作動ガス体積	[m ³ /cycle]
ε	: 圧縮比	($= V_1/V_2$)
ζ_C	: 冷却損失率	
ζ_D	: 線図損失係数	
θ	: クランク角度	[deg]
λ	: 空気過剰率	($= L/L_0$)
ξ	: 燃焼無次元数	($= \frac{L_0 c_p T_0}{H_L} \lambda \tau_1$)
π_M	: 最高圧力比	($= p_3/p_s$)
π_s	: 過給圧力比	($= p_s/p_0$)
τ_s	: 過給温度比	($= T_s/T_0$)
τ_M	: 最高温度比	($= T_4/T_s$)

Fig.1 Theoretical cycle for a super-charged diesel engine

* 原稿受付 2002年10月18日.

*¹ 正員, (株)エネテック (☎ 136-8588 東京都江東区南砂 2-11-1).

E-mail: yoshida_s@khi.co.jp

各状態値の添字は図1のサイクル各点を示す。作動ガス単位質量 (kg) 当りの量は小文字で表す。

2. 受熱パターン

2.1 受熱パターン 従来性能シミュレーションでは実際の受熱パターンの近似として図2に計算例を示すWiebeの式(1)⁽³⁾を用いることが多い。

$$w = dx/d(t/t_s) = 6.9(m+1)\left(\frac{t}{t_s}\right)^m \exp\left[-6.9\left(\frac{t}{t_s}\right)^{m+1}\right] \quad (1)$$

ここで、 w は時刻 t における熱発生率、 t_s は熱発生期間、 x は燃焼した燃料割合である。 m は燃焼の特性を表す指数であり、ディーゼル機関では $m=0.1 \sim 1.0$ である。

Fig.2 Heat release pattern by Wiebe function

しかし式(1)では燃料供給、燃焼特性との直接的な関係を把握し難い。したがって、ここでは比較検討のため単純化した図3に示す台形状受熱パターンを用いる。中高速機関においては図示に近い台形状となり、低速機関においては $\theta_2 = 0$ の三角形に近いパターンとなる。すなわち、(i) 初期受熱期間 θ_1 は燃料噴射開始時カム形状、着火遅れ、(ii) 受熱率最大となる定常受熱期間 θ_2 は燃料噴射強度、噴射量したがって出力、(iii) 後期受熱期間 θ_3 は燃料噴射の切れや後燃え等、に関係する。

なお、受熱パターン設定時のサイクル計算における最高圧力は、実際のディーゼル機関において燃料噴射タイミング変更により調整するのと全く同様に、受熱開始クランク角度を変更することにより調整する。

2.2 線図損失係数の定義 図4に受熱パターンを設定したサイクル (以後、受熱パターンサイクル) での受熱過程での状態変化を模式的に示す。作動ガス

Fig.3 Proposed heat release pattern for analysis

状態は受熱開始点以降は理論サイクルから離れ、圧縮比から決まる最小比体積線および最高圧力の等圧線に接した後、最高温度に達し受熱終了点で比エントロピーは最大となり、以後等エントロピー変化をする。受熱量、最高温度が等しい理論サイクルと比較して受熱終了点比エントロピーが Δs_s だけ大きくなるため、受熱過程、タービン排気過程等のエクセルギー損失が増加し熱効率の低下に至る。

Fig.4 T-s diagram of a cycle with heat release pattern

受熱パターンサイクルの、理論サイクルエクセルギー損失 ($\sum i_{ij}$)_{th} からの増加量 $\delta(\sum i_{ij})$ を無次元化した下記の線図損失係数を用いる。

$$\zeta_D = \delta(\sum i_{ij}) / (\sum i_{ij})_{th} \quad (2)$$

熱効率 (エンタルピー効率) η_H とエクセルギー損失率の関係⁽²⁾

$$\eta_H = 1 - \sum i_{ij} / q_1 \quad \dots\dots\dots (3)$$

を用いると、熱効率の低下量は次式で表される。

$$\eta_{Hth} - \eta_H = \zeta_D (1 - \eta_{Hth}) \quad \dots\dots\dots (4)$$

3. 最高温度と線図損失係数

最高温度及び線図損失係数に及ぼす受熱パターンとサイクル変数の影響を確認する。

3.1 受熱パターンの影響 最高温度比以外のサイクル変数を一定に保ち、図3の受熱パターンを変化させた場合の最高温度比および線図損失係数の変化を検討する。出力率一定条件での計算は複雑となるため、次式で表される1サイクル中の作動ガス単位質量当り受熱量 q_1 を一定として受熱パターンを変化させる。

$$q_1 = H_L / (\lambda L_0) = \left(\frac{dq}{d\theta}\right)_{max} \left(\frac{\theta_1}{2} + \theta_2 + \frac{\theta_3}{2}\right) \quad \dots\dots\dots (5)$$

(1) $(dq/d\theta)_{max}$ の影響: 図5に示すように θ_1 、 θ_3 を一定に保ち、受熱率最大値 $(dq/d\theta)_{max}$ 及び θ_2 を変化させる。三角形パターンの時に $(dq/d\theta)_{max}$ の値は最大となる。

最近の高出力中速4行程機関主要目を持つサイクルにおいて θ_2 を変化させた場合の、最高温度比、線図損失係数の変化をそれぞれ図6(a), (b)に示す。図(c)は

合計エクセルギー損失率変化を最高温度比が等しい理論サイクルと対比して示す。

最高温度比は θ_2 の減少に対し直線的に上昇し、 $\theta_2 = 0$ において最高となる。対応して理論サイクルエクセルギー損失は単調に減少する。一方、線図損失係数 ζ_D は $\theta_2 = \text{約 } 10^\circ$ で最小となり、 θ_2 がそれ以下に減少すると増加する。以上の結果、受熱パターンサイクルエクセルギー損失は $\theta_2 \leq 10^\circ$ で殆ど変化しない。

さらに θ_2 の減少に伴う受熱率最高値の増加には燃料噴射率の増加が必要となり、燃料噴射ポンプ仕事量が増加し機械損失が増大する。このため燃料噴射率をある程度以上増加させても熱効率向上に効果はない。

(2) θ_3 の影響：図7に示すように $(dq/d\theta)_{max}$ 、 θ_1 を一定に保ち、 θ_3 を変化させる。 q_1 を一定に保つため θ_3 の変化に対応して θ_2 が変化する。後燃えのない状態で θ_3 は最小値0となる。

Fig.5 Heat release pattern with max. release rate

(a) Maximum temperature ratio

(b) Diagram loss factor

(c) Exergy loss ratio

Fig.6 Influence of θ_2

Fig.7 Heat release pattern with later release period

(a) Maximum temperature ratio

(b) Diagram loss factor

(c) Exergy loss ratio

Fig.8 Influence of θ_3

θ_3 を変化させた場合の計算結果を図8に示す。 θ_3 の減少に対して θ_2 の場合の約1/2の変化率で最高温度比は直線的に上昇し、理論サイクルエクセルギー損失率は単調に減少する。 θ_2 の場合とは逆に θ_3 の減少とともに線図損失係数は増加し、 $\theta_3 = \text{約 } 10^\circ$ で最大となり、それ以下では減少する。以上の結果受熱パターンサイクルエクセルギー損失率は $\theta_3 = 10 \sim 20^\circ$ でほぼ一定となるが、一様に減少する。

(3) θ_1 の影響：図9に示すように $(dq/d\theta)_{max}$ 、 θ_3 を一定に保ち、 θ_1 を変化させる。 θ_1 変化に対応して θ_2 が変化する。 θ_1 を変化させた場合の計算結果を図10に示す。

θ_1 の変化に対して最高温度比、理論サイクル合計エ

Fig.9 Heat release pattern with initial release period

Fig.10 Influence of θ_1

クセルギー損失率は殆ど変化せず一定となる。線図損失係数は変化するが、その量は僅かであり受熱パターンサイクルのエクセルギー損失も一定と見なせる。

(4) 受熱パターン改善による熱効率向上のまとめ：受熱パターンによる線図損失係数の変化は僅かであり、熱効率向上はサイクル最高温度の上昇により達成される。そのための方策は下記に集約される。

- 1) 定常受熱期間 θ_2 の短縮：燃料噴射率増大による最高受熱率の増大が必要であり、燃料噴射ポンプ駆動動力増大を伴う。
- 2) 後期受熱期間 θ_3 の短縮：燃料噴射系、燃焼室構造等の改善による後燃え抑制が必要である。

3.2 サイクル変数の影響 受熱パターンを一定に保ち、前報⁽²⁾に提示した理論サイクル熱効率を決定する4無次元数のうち最高温度比 τ_M を除く圧縮比 ϵ 、最高圧力比 π_M 、燃焼無次元数 ξ の構成因子 λ の3無次元数に加えて、過給圧力比 π_s 及び温度比 τ_s を変化させ、その τ_M 、 ξ_D 等に及ぼす影響を記す。

(1) 圧縮比 ϵ の影響： ϵ を変化させた場合の計算結果を図11に示す。 ϵ が大きくなるにしたがって最高温度比はほぼ直線的に低下する。このため理論サイクルエクセルギー損失は $\epsilon \approx 14$ で最小となるが、13以上での変化は僅かである。 ξ_D は僅かに減少する。

Fig.11 Influence of ϵ

ため、受熱パターンサイクルエクセルギー損失は ϵ が約14以上においても僅かに減少する。

(2) 最高圧力比 π_M の影響： π_M を変化させた場合の計算結果を図12に示す。 π_M が大になるにしたがって最高温度比は上昇する。この影響で理論サイクルエクセルギー損失率は急速に減少する。線図損失係数は増加するがその量は僅かであり、受熱パターンサイクルエクセルギー損失率も減少する。

Fig.12 Influence of π_M

(3) 燃焼無次元数 ξ の影響： ξ の因子のうち特に受熱過程に影響する λ を変化させる。 λ を変化させた場合の計算結果を図13に示す。 λ の増加にしたがって

最高温度比は急激に低下し、理論サイクルエクセルギー損失率は減少する。線図損失係数は増加するがその量は僅かであり、受熱サイクルエクセルギー損失率も減少する。

(a) Maximum temperature ratio

(b) Diagram loss factor

(c) Exergy loss ratio

Fig.13 Influence of λ

(4) 過給圧力比 π_s の影響：最高圧力及び体積当り受熱量一定，すなわち $\pi_s \pi_M = \text{一定}$ 及び $\lambda v_1 =$

(a) Maximum temperature ratio

(b) Diagram loss factor

(c) Exergy loss ratio

Fig.14 Influence of π_s

一定条件下で π_s を変化させる。計算結果を図 14 に示す。 π_s が大になるにしたがって最高温度比は低下し、理論サイクルのエクセルギー損失は増加する。線図損失係数は減少するが量は僅かであり、受熱パターンサイクルエクセルギー損失も増加する。

(5) 過給温度比 τ_s の影響：最高圧力及び体積当り受熱量一定，すなわち $\pi_s \pi_M = \text{一定}$ 及び $\lambda v_1 = \text{一定}$ 条件下で τ_s を変化させる。計算結果を図 15 に示す。最高温度比，線図損失係数，したがって両サイクルの熱効率ほとんど変化しない。

(a) Maximum temperature ratio

(b) Diagram loss factor

(c) Exergy loss ratio

Fig.15 Influence of τ_s

3・3 理論サイクルにおける最高温度比と線図損失係数の選定 以上の検討より下記を考慮することにより理論サイクルを用いて十分精度よく性能改善効果の評価を行うことができる。

- 1) 基準条件の受熱パターン、サイクル変数に対応した最高温度比を仮定する。
- 2) 線図損失係数を約 3% とし、それに相当した一定割合で受熱過程エントロピー変化を増加させ、受熱終了以降のサイクル各点状態値を求める。
- 3) 受熱パターンあるいはサイクル変数の変化に対応した最高温度比の変化を算入して計算を実施する。

4. 燃焼室冷却によるエクセルギー損失変化

4・1 燃焼室冷却損失による受熱パターン変化 熱貫流率に対しては種々の評価式⁽⁴⁾が提案されているが、1 サイクル中の冷却熱量変化を求めることは困難である。ここでは受熱開始から膨張終了までのガス温度×燃焼室内表面積が一定に近いことから、単位時間

当り冷却熱量は一定という最も単純なモデルを用いて燃焼室冷却の影響の特性を検討する。

図16に無冷却時の台形受熱パターンに対して、一定の冷却損失 q_c を付加した場合の受熱パターンを比較して示す。最大受熱率は冷却により低下するが、1サイクル当り受熱量 q_1 を等しくしているため定常受熱期間は長くなる。

Fig. 16 Heat release pattern with cylinder cooling

4.2 エクセルギー損失の変化 中速機関サイクルで一般的な受熱パターンに対して、冷却損失率 $\zeta_c = q_c / (H_L / \lambda L_0)$ を考慮した場合のエクセルギー損失率、最高温度比及びタービン出口排ガス温度の変化を図17に示す。なお、図(b)中の細線は無効エネルギー、太線は未利用エクセルギーを示す。

燃焼室冷却に伴い最高温度が上昇すると共に膨張終了点のエントロピー s_6 が減少するため、受熱を含むシリンダ内過程、シリンダ排気及びタービン排気の各過程エクセルギー損失率が減少する。その結果熱効率の悪化は冷却材に伝達される熱量割合の約1/3に止

Fig. 17 Influence of cylinder cooling

まる。シリンダ冷却冷却材に伝達された熱量中の未利用エクセルギーの回収を行えば熱効率の悪化はさらに少なくなる。逆にシリンダを断熱しても冷却損失率の減少量程に熱効率は向上しない。シリンダ排気等増加する未利用エクセルギーの回収が重要となる。

5. 結 言

受熱パターンを考慮したディーゼル機関サイクルに対するエクセルギー損失分析より以下の結果が得られた。

- 1) 受熱パターンはサイクルの最高温度を決定する。しかし、その値はサイクル変数の影響を受ける。
- 2) 受熱パターンは、等しい最高温度での受熱過程を付加した理論サイクルより受熱終了点エントロピーを増加させ、合計エクセルギー損失を増加させる。但し熱効率の低下はせいぜい1.6%程度であり、受熱パターン及びサイクル条件による変化は僅かである。
- 3) 燃焼改善の意義は、燃料噴射強度増大による定常受熱期間短縮と、後燃え抑制による後期受熱期間短縮により得られる最高温度の上昇にある。初期燃焼期間はほとんど影響しない。
- 4) サイクル変数のうち、 ϵ 、 λ 、 π_s の増加は最高温度比 τ_M を減少させ、 π_M の増加は τ_M を増加させる。熱効率への影響評価に際しては τ_M 変化の影響を加える必要がある。 τ_s の変化は全く影響しない。
- 5) 燃焼室冷却により受熱、シリンダ排気及びタービン排気過程のエクセルギー損失が減少するため、合計エクセルギー損失率の増加すなわち熱効率の悪化は冷却材への伝達熱量割合の数分の1に止まる。冷却材の未利用エクセルギー回収を行えばさらに減少する。
- 6) 燃焼室断熱により効果的な熱効率向上を行うには増加するタービン排熱及びシリンダ冷却冷却材の未利用エクセルギー回収が必要である。

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(株)原動機事業部技師長・山本肇氏に謝意を表します。

文 献

- (1) 例えば、永井・水島・鈴木、大形二サイクルディーゼル機関の性能シミュレーション、機論、40-332, 1974, 1154-1169
- (2) 吉田、機論投稿中
- (3) G. Sitkei, Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren, Springer-Verlag, 坪内・加藤共訳, (1966), 169, 朝倉
- (4) 例えば、長尾、内燃機関講義(上巻), (1976), 41, 養賢堂