



圧縮式冷凍機による排気タービン過給機付ディーゼル機関の吸気冷却

メタデータ	言語: jpn 出版者: 室蘭工業大学 公開日: 2014-07-25 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 水野, 忠治, 吉田, 豊, 榎, 清, 媚山, 政良 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/3670

圧縮式冷凍機による排気タービン 過給機付ディーゼル機関の吸気冷却

水野忠治・吉田 豊・榎 清・媚山政良

The Suction Air Cooling Supercharged Diesel Engine with Vapor Compression Refrigerator

Chuji Mizuno, Yutaka Yoshida,
Kiyoshi Enoki and Masayoshi Kobiyama

Abstract

To improve the performance of a supercharged Diesel engine, the suction air cooling supercharged Diesel engine cycle with vapor compression refrigerator is investigated, where refrigerator driven directly with a part of engine output cools the suction air to reduce the required power of the supercharger.

The thermodynamic analysis about this combination cycle clears that the specific power increases remarkably in comparison with conventional one, but a larger increase in the thermal efficiency is not expected.

1. 緒 言

圧縮式冷凍機を用い空気圧縮機の所要動力を低減する研究¹⁾²⁾の一環として、本報では排気タービン過給機付ディーゼル機関を対象とし、過給機（空気圧縮機）の吸気を機関出力の一部を用いた圧縮式冷凍機により冷却し、サイクルの性能の向上を図る研究を試みた。

過給機の吸気を冷却するとその所要動力を低減することが可能となり、相対的に過給機の圧力比を高めることができ、機関の平均有効圧力の上昇、すなわち機関出力の増加を期待することができる。また、吸気の冷却により機関の充填空気量を増すことができる。しかし、既報¹⁾²⁾のガスタービンにおけるような機関からの排ガスを再生し加熱熱量を低減する方法は往復動式の熱機関では採り得ないため、吸気の冷却は直接、機関の加熱々量の増加を招き、熱効率の顕著な増加は期待できない。このような特性を有する本サイクルは、その利用目的に応じて有用なものとなる可能性が明らかとなったので熱力学的な一般特性について報告する。

記 号

本文の基礎式などに用いる記号、添字および単位のおもなものをつぎに示す。

η_c : 過給機の断熱効率

η_T : タービンの断熱効率

η_{CR} : 冷媒圧縮機の断熱効率

η_m : 機械効率

η_B : 燃焼効率

η_r : 冷却器の温度効率

η : 熱効率

W : 機関一サイクルあたりの仕事 kgm/cycle

w : 単位空気流量あたりの仕事 kgm/kg

L_s : (正味) 比出力 PS/kg/s

q_{cc} : 単位空気量あたりの機関供給熱量 kcal/kg

A : 仕事の熱当量 kcal/kgm

C_p : 定圧比熱 kcal/kg $^{\circ}$ K

C_v : 定容比熱 kcal/kg $^{\circ}$ K

κ : 比熱比

R : ガス定数 kgm/kg $^{\circ}$ K

G_a : 単位時間あたりの空気流量 kg/s

G_{a-c} : 一サイクルあたりの空気流量 kg/cycle

G_r : 冷媒流量 kg/s

ϵ : 成績係数

θ : 吸気温度降下率 $= T_1/T_0$ ($0 < \theta < 1$)

ϕ_b : 過給度 (過給機の圧力比) $= P_b/P_0$

ϕ_r : タービンの圧力比 $= P_r/P_0$

α : 圧力上昇比 $= P_z/P_c$

β : 縮切比 $= V_D/V_c$

ϵ_E : 圧縮比 $= V_B/V_c$

P : 圧力 kg/cm 2

P_{mth} : 理論平均有効圧力 kg/cm 2

t : 温度 $^{\circ}$ C

T : 温度 $^{\circ}$ K

V : 容積 m 3

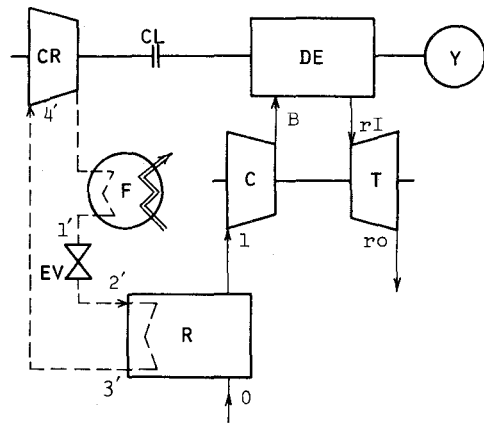
V_h : シリンダ行程容積 m 3 $= V_B - V_c$

なお、圧力、温度、容積に対する添字は図2、3のサイクル線図の各位置に対応しており、比熱比に対する添字は b: 過給機 c: 機関圧縮過程 e: 燃焼一膨張過程 r: タービン内の各代表値を意味する。

2. サイクルの構成

図1に本サイクルの配置図を示す。過給機Cへの吸気は、直接膨張方式を採った蒸発器すなわち吸気冷却器Rにより大気温度 t_0 から t_1 まで冷却される。冷却された吸気は排気タービンTにより駆動される過給機で圧縮され機関へ入り、サバテ・サイクルを行なう。機関からの排気はタービンに送られ、大気圧まで膨張し、得られたタービン出力はすべて過給機に使用される。図2には排気タービン過給サイクルのP-V線図を、図3には冷却系のP-h線図を示す。図1の各要素の記号は同図中に、また、各位置の記号、数字はつぎのものを示しており、図2, 3の数字と対応させてある。

- 0 : 大気状態 (吸気冷却器入口)
- 1 : 過給機入口 (吸気冷却器出口)
- B : 過給機出口 (機関入口)
- rI : 排気タービン入口 (機関出口)
- ro : 排気タービン出口
- A, B, C, Z, D, E, F, G,



- DE : ディーゼル機関
- C : 過給機
- T : タービン
- CR : 冷媒圧縮機
- F : 凝縮器
- R : 吸気冷却器
- Y : 負荷
- CL : クラッチ
- EV : 膨張弁
- 空気
- 冷媒
- ⇒ 冷却水

図1 吸気冷却サイクルの配置図

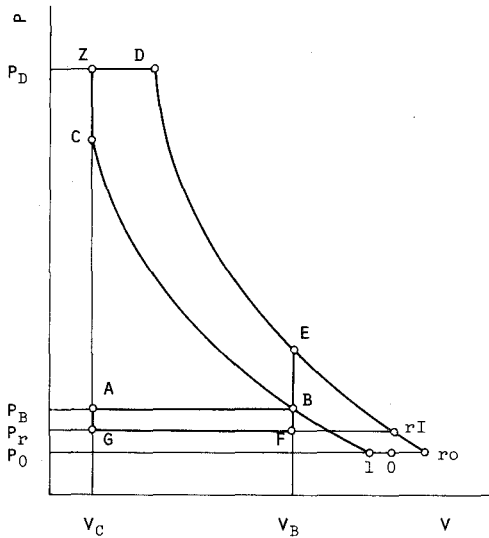


図2 吸気冷却サイクルP-V線図

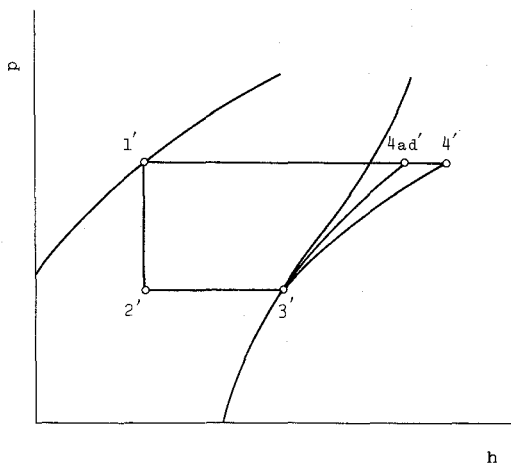


図3 冷却系P-h線図

A：理論過給サバテ・サイクル

1'：膨張弁入口（凝縮器出口）

2'：吸気冷却器（蒸発器）入口

3'：冷媒圧縮機入口（吸気冷却器出口）

4'：凝縮器入口（冷媒圧縮機出口）

4 ad'：断熱変化としての凝縮器入口

3. サイクルの基礎式

基礎式を求めるにあたり，つぎの仮定をおいた。

- (1) サバテ・サイクルの作動ガスは空気とし，空気標準サイクルとして考える。
- (2) 作動空気の比熱は過給機内，排気タービン内，機関における圧縮，燃焼－膨張の各過程において異なる値をとるものとする。
- (3) 冷媒は，使用予定の温度範囲で比較的成績係数の高い R-21 とするが，蒸気表³⁾は -40°C までしか発表されていないので，近似的に -80°C まで求め用いる。
- (4) 圧力損失，流量損失ならびにふく射，伝導などによる熱損失はないものとする。
- (5) 冷媒の圧縮始めは乾燥飽和状態に，膨張弁前は飽和液の状態にあるものとする。
- (6) 大気温度 t_o は 15°C とし，冷媒の凝縮温度 t_F' は 25°C とする。

機関内サイクルにおける各部温度および圧力は，つぎのとおりである。

$$T_1 = \theta T_o \quad (1)$$

$$T_B = \phi_b^{(\kappa_b - 1)/\kappa_b} \theta T_o \quad (2)$$

$$T_C = \varepsilon_E^{(\kappa_e - 1)} T_B \quad (3)$$

$$T_z = \alpha T_C \quad (4)$$

$$T_D = \beta T_z \quad (5)$$

$$T_E = (\beta/\varepsilon_E)^{(\kappa_e - 1)} T_D \quad (6)$$

$$P_B = \phi_b P_o \quad (7)$$

$$P_C = \varepsilon_E^{\kappa_e} P_B \quad (8)$$

$$P_D = \alpha P_C \quad (9)$$

$$P_E = (T_E/T_D)^{\kappa_e/(\kappa_e - 1)} P_D \quad (10)$$

また，理論過給サイクルを考えると次式を得る。

$$T_{rI} = (P_r/P_E)^{(\kappa_r - 1)/\kappa_r} T_E \quad (11)$$

$$T_{rO} = (1/\phi_r^{(\kappa_r - 1)/\kappa_r}) T_{rI} \quad (12)$$

冷媒の蒸発温度 T_E' は，吸気冷却器の温度効率を用い次式として求められる。

$$T_E' = T_o \{1 - (1 - \theta)/\eta_R\} \quad (13)$$

ここで、過給機の圧力比 ϕ_b は、次式より与えられるタービンの仕事 W_T 、過給機の仕事 W_c をもとに、両者相互間の機械効率 η_m を考慮し、式(16)のごとく求められる。

$$W_T = \eta_T \kappa_r R T_{r1} \{1 - 1/\phi_r^{(\kappa_r - 1)/\kappa_r}\} / (\kappa_r - 1) \quad (14)$$

$$W_c = \kappa_b R \theta T_o \{ \phi_b^{(\kappa_b - 1)/\kappa_b} - 1 \} / \{ \eta_c (\kappa_b - 1) \} \quad (15)$$

$$\phi_b = \left\{ \eta_c \eta_T \eta_m \frac{T_{r1}}{\theta T_o} (1 - 1/\phi_r^{(\kappa_r - 1)/\kappa_r}) \frac{\kappa_r (\kappa_b - 1)}{\kappa_b (\kappa_r - 1)} + 1 \right\}^{\kappa_b / (\kappa_b - 1)} \quad (16)$$

したがって、各要素の動力、熱量などはつぎの諸式で求められる。一サイクル間に機関がなす仕事 W は次式となり、また、単位空気流量あたりの仕事 w は式(17)となる。

$$W = \alpha \varepsilon_E^{\kappa_e} \phi_b P_o V_c (\beta - 1) + \frac{\phi_b P_o V_B}{\kappa_e - 1} \{ \beta \alpha \varepsilon_E^{(\kappa_e - 1)} - \beta^{\kappa_e} \alpha \} \\ + \frac{\phi_b P_o V_B}{\kappa_c - 1} \{ 1 - \varepsilon_E^{(\kappa_c - 1)} \} + (\phi_b P_o - P_r) V_h \quad (17)$$

$$w = W / G_{a-c} \quad (18)$$

機関へ供給される加熱熱量 q_{cc} は次式となる。

$$q_{cc} = C_p \phi_b^{(\kappa_b - 1)/\kappa_b} T_o \varepsilon_E^{(\kappa_e - 1)} \{ (\alpha - 1) + \kappa_e \alpha (\beta - 1) \} / \eta_B \quad (19)$$

冷媒の凝縮温度 t_f' と蒸発温度 t_e' がきまると冷媒の $p-h$ 線図から成績係数 ε が求められ、 ε と冷媒圧縮機の断熱効率 η_{CR} ならびに図 2, 3 の関係からつぎの式が求められる。

$$\eta_{CR} = (h_{4ad'} - h_{3'}) / (h_{4'} - h_{3'}) \quad (20)$$

$$G_R (h_{3'} - h_{1'}) = G_a (h_o - h_1) \quad (21)$$

$$\varepsilon = (h_{3'} - h_{1'}) / (h_{4ad'} - h_{3'}) \quad (22)$$

したがって、単位空気流量あたり必要な冷媒圧縮機仕事 w_{CR} は次式となる。

$$w_{CR} = G_R (h_{4'} - h_{3'}) / (A G_a \eta_m) = C_p T_o (1 - \theta) / (A \varepsilon \eta_{CR} \eta_m) \quad (23)$$

以上の諸式から正味仕事 w_s は次式、理論平均有効圧力 P_{mth} は式 (25) となる。

$$w_s = w - w_{CR} \quad (24)$$

$$P_{mth} = w_s G_{a-c} / V_h \quad (25)$$

したがって、正味比出力 L_s および熱効率 η は次式となる。

$$L_s = w_s / 75$$

$$= \left[\left\{ \alpha \varepsilon_E^{\kappa_e} \phi_b P_o V_c (\beta - 1) + \frac{\phi_b P_o V_B}{\kappa_e - 1} (\beta \alpha \varepsilon_E^{(\kappa_e - 1)} - \beta^{\kappa_e} \alpha) + \frac{\phi_b P_o V_B}{\kappa_c - 1} (1 - \varepsilon_E^{(\kappa_c - 1)}) + (\phi_b P_o - P_r) V_h \right\} / G_{a-c} - C_p T_o (1 - \theta) \right] / (A \varepsilon \eta_{CR} \eta_m) / 75 \quad (26)$$

$$\eta = AL_s/q_{cc} = AL_s\eta_B/[C_v\phi_b^{(\kappa_b-1)/\kappa_b}T_o\varepsilon_E^{(\kappa_e-1)}\{(\alpha-1)+\kappa_e\alpha(\beta-1)\}] \quad (27)$$

したがって、吸気冷却を施すことによる正味比出力の利得 ΔL_s ならびに熱効率の利得 $\Delta \eta$ はつぎのように求められる。

$$\Delta L_s = L_s - L_{s(\theta=1)} \quad (28)$$

$$\Delta \eta = \eta - \eta_{(\theta=1)} \quad (29)$$

4. 計算結果とその検討

4. 1 一般特性

式(28), (26), (16)の関連から吸気の冷却を行ない比出力の利得を増すには、吸気温度降下率 θ を小とし過給機の圧力比 ϕ_b を高め、また、冷却系の成績係数 ε を大にするとよいことがわかる。しかし、熱効率の利得に関しては、式(29), (27), (19)および式(16)の関連から吸気温度降下率を小とすることは必然的に供給熱量 q_{cc} の増加を招くため、利得を増すには吸気冷却器の温度効率 η_R および成績係数の改善がとくに必要となる。これらの傾向および大気温度 t_o 、冷媒凝縮温度 t_f' 、吸気冷却器の温度効率などの影響はガスタービンに圧縮冷凍機による吸気冷却を施した場

表-1. 吸気冷却サイクル計算のための設定値ならびに性能値

過給機の断熱効率	$\eta_c = 0.85$
タービンの断熱効率	$\eta_T = 0.85$
冷媒圧縮機の断熱効率	$\eta_{CR} = 0.85$
機械効率	$\eta_m = 0.98$
燃焼効率	$\eta_B = 0.99$
冷却器の温度効率	$\eta_R = 0.85$
定圧比熱	$C_p \text{ kcal/kg}^\circ K = 0.2401$ (冷却器内)
定容比熱	$C_v \text{ kcal/kg}^\circ K = 0.2255$ (燃焼過程)
比熱比	$\kappa_b = 1.40$ (過給機内)
	$\kappa_c = 1.33$ (圧縮過程)
	$\kappa_e = 1.31$ (燃焼-膨張過程)
	$\kappa_r = 1.36$ (タービン内)
機関回転数	$N \text{ rpm} = 2000$
すき間容積	$V_c \text{ m}^3 = 6.43 \times 10^{-4}$
行程容積	$V_h \text{ m}^3 = 9.0 \times 10^{-3}$
大気温度	$T_o \text{ }^\circ K = 288$
最高温度	$T_D \text{ }^\circ K = 2273$
過給機入口温度	$T_1 \text{ }^\circ K = 208 \sim 288$
大気圧力	$P_o \text{ kg/cm}^2 = 1.033$
最高圧力	$P_D \text{ kg/cm}^2 = 60 \sim 100$
タービン入口圧力	$P_{T1} \text{ kg/cm}^2 = 1.90$
圧縮比	$\varepsilon_E = 15$
締切比	$\beta = 1.6 \sim 2.2$

合¹⁾に準じている。

計算を実行するにあたり用いた設定値および性能値を表1に示す。

計算結果の代表例として、図4に最高圧力 $P_D=80\text{ kg/cm}^2$ 、縮切比 $\beta=1.9$ における熱効率 η 、比出力 L_s PS/kg/sを吸気温度降下率 θ に対応し示す。また同図には、過給機の圧力比 ϕ_b 、機関入口空気温度 T_B °K、圧力上昇率 α 、冷媒の成績係数 ϵ および冷凍機駆動動力 w_{CR} PS/kg/sを併記する。

図4より吸気温度降下率 θ を小さくするほど過給機の動力は低減し、過給機の圧力比 ϕ_b が上昇することがわかる。これに伴い理論平均有効圧 P_{mth} は顕著な増加を示し、 $\theta=0.75$ で約80%の増加率を示している。しかし、吸気温度降下率の低下に伴い機関の回転数を一定とする本サイクルでは空気流量 G_a も増加する。このため、正味比出力の最大値を示す吸気温度降下率 $\theta_{L_s, opt}$ が存在することとなり、その値は最高圧力、圧縮比、縮切比、最高温度など機関の特性を示す諸値に依存し変化するとともに、冷却系に用いる冷媒の種類、凝縮温度、吸気冷却器の温度効率によっても変化する。また、熱効率に対しても吸気温度降下率の低下は正味比出力に対すると同様の影響を与えると同時に加熱熱量の増加を招き、熱効率の最大値を与える吸気温度降下率 $\theta_{\eta, opt}$ が存在し、熱機関の排熱を再生しえない往復動機関では機関入口（吸気冷却器出口）の空気温度の影響が正味比出力に対する

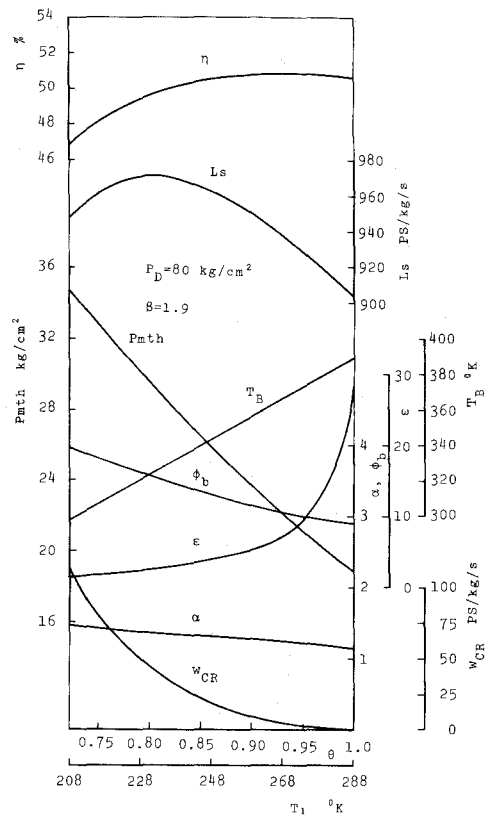


図4 吸気温度降下率による熱効率、正味比出力および他の性能値の変化

よりも大きく作用するため $\theta_{\eta, opt}$ は正味比出力に対する $\theta_{L_s, opt}$ よりも高い値を示す。また、上記の理由により吸気冷却を施すことによる利得は正味比出力では約7%と顕著な性能向上を示すのに対し、熱効率では約0.4%と低い値となっている。したがって、本サイクルは熱効率の向上をあまり期待せず比出力の増加を要求する分野で利用することが望ましく、また装置の複雑化をさけるため冷凍船ないしは比較的冷凍容量の大きい冷凍装置を有する建造物内でその冷凍容量の一部を機関過給機の吸気冷却に用いる²⁾のが設備費からみると有利であると考えられる。また、その場合熱効率を損なわず正味比出力の増加を図るため図4の設定条件では $\theta=0.85$

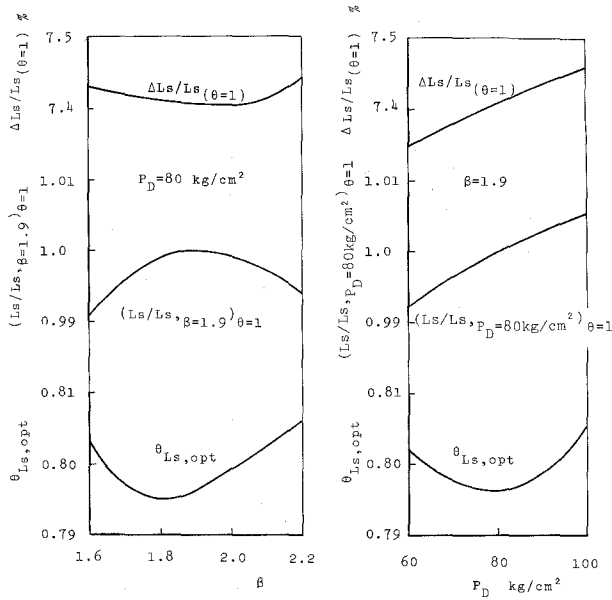


図5 吸気冷却が比出力に及ぼす影響

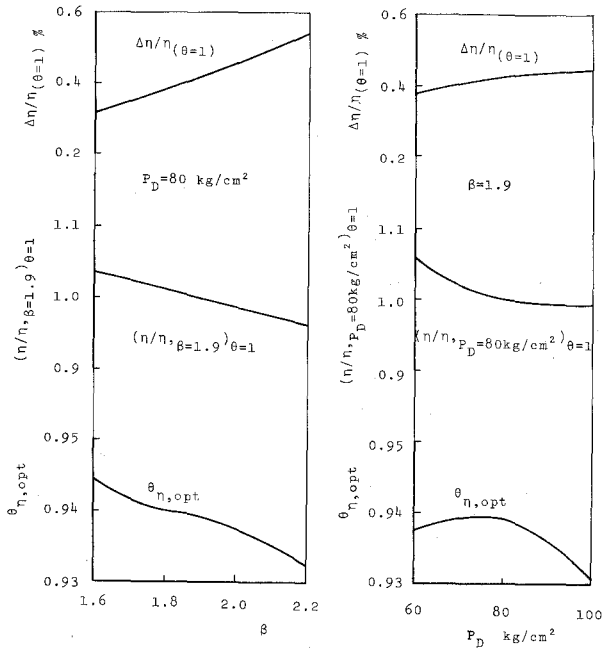


図6 吸気冷却が熱効率に及ぼす影響

~0.90 の範囲で作動することが望ましいと考えられる。

4. 2 比出力

最高圧力 P_D および縮切比 β を変数とし計算を行なった結果のうち比出力に関する諸値を図 5 に示す。同図には、吸気冷却を施すことによる正味比出力の利得 $\Delta L_s/L_s (\theta=1)$ 、利得の最大値を示す吸気温度降下率 $\theta_{L_s, opt}$ および最高圧力 $P_D=80 \text{ kg/cm}^2$ 、縮切比 $\theta=1.9$ を基準とした吸気冷却を施さない場合 ($\theta=1$) の比出力 ($L_s/L_{s, P_D=80 \text{ kg/cm}^2, \beta=1.9} \theta=1$) を示す。

本計算範囲では 7% 以上の正味比出力の利得を得ている。また、利得の最小値および正味比出力の最大値を示す縮切比が存在し、 $\beta=1.9$ 近傍で正味比出力の最大値 971 PS/kg/s を得ている。なお、吸気冷却を施さない場合にも $\beta=1.9$ 近傍で比出力の最大値を得、その値は 904 PS/kg/s である。最高圧力に関しては、その値が大きくなるにつれ正味比出力の利得、利得、吸気冷却を施さない場合の比出力は増加の傾向を示している。しかし、正味比出力の最大値を示す吸気温度降下率 $\theta_{L_s, opt}$ は $P_D=80 \text{ kg/cm}^2$ 付近で極小値をもつ傾向を示し、その値は約 $\theta=0.80$ ($T_1=234^\circ\text{K}$) である。

4. 3 熱効率

比出力におけると同様に熱効率に関する結果を図 6 に示す。

本計算範囲では約 0.4% の熱効率の利得を得、正味比出力の増加率に比較するとその値は低い。熱効率の最高値を示す吸気温度降下率 $\theta_{\eta, opt}$ は約 $\theta=0.90$ ($T_1=270^\circ\text{K}$) であり、比出力に対する $\theta_{L_s, opt}$ よりもかなり高い値を示している。また、縮切比 β 、最高圧力 P_D が増加するにつれ熱効率の利得は増加する傾向を示すが、縮切比、最高圧力の小なる方が熱効率は高い値となる。 $\theta_{\eta, opt}$ は最高圧力 P_D に対し極大値を持ち、縮切比 β に対しては本計算範囲では極値を持たず単調減少の傾向を示す。

5. 結 言

圧縮式冷凍機を用い排気タービン過給機付ディーゼル機関の吸気冷却を行なうサイクルについて熱力学的解析を行ない、本設定条件、計算範囲内でつぎの結果を得た。

(1) 在来形のサイクルに比較し、比出力、熱効率ともに向上するが、その割合は比出力の方が大きいため、おもに比出力を増加させる要求のある場合に本サイクルを用いる方がサイクルの特徴を生かすことができる。

(2) 比出力の利得は約 7%、熱効率の利得は約 0.4% であり、そのおのおのに対し最高値を与える吸気温度降下率が存在し、熱効率に対する吸気温度降下率の方が比出力に対する値よりも高い。

(3) 比出力の利得は最高圧力が一定の場合にはある縮切比で最小値を示し、縮切比が一定の場合には最高圧力が高くなるにつれ単調増加する。熱効率の利得は最高圧力が一定の場合には縮

切比の高い方が、縮切比が一定の場合には最高圧力の高い方が高い値を示す。しかし、一般に最高圧力、縮切比が熱効率、比出力の利得に及ぼす影響は吸気温度低下率に比較し少なく、また、利得の最大値を示す最高圧力、縮切比は比出力、熱効率の最大値を示す値とは必ずしも一致するとは限らない。

以上熱力学的解析の結果をのべたが、本サイクルは在来型のディーゼル機関のほかに圧縮式冷凍機による冷却系を必要とし、装置の複雑化、熱機関と冷却系のマッチングの問題、吸気冷却器の防霜の問題さらに冷却系において冷却水を必要とするなど実際に利用するには解決すべき諸問題があるが、とくに比出力の増加が顕著であるため、たとえば、排気タービン過給機を伴うディーゼル機関の出力を用い冷凍を行なうプラントなどにおいて、その冷凍容量の一部を用い吸気冷却を行なう場合などにおいては有用なサイクルとなり得るものと考えられる。

終わりに、本研究報告のため協力をいただいた本学卒業生川畑康司君ならびに北海道大学大型計算機センターの方々に対し深く謝意を表す次第である。

(昭和52年5月21日受理)

文 献

- 1) 水野忠治, 媚山政良, 吉田豊, 榎清: 日本機械学会論文集, 42-363 (昭51-11), 3571.
- 2) 水野忠治, 海淵俊明, 媚山政良, 吉田豊: 冷凍, 48-549 (昭48-7), 1.
- 3) 冷凍空調便覧編纂委員会: 冷凍空調便覧, (昭38), 109, 日本冷凍協会.