

621.438 : 621.574

圧縮式冷凍機によるガスタービンの吸気冷却*

(第 1 報, 一般特性について)

水野忠治**, 媚山政良***, 吉田 豊****, 榎 清****

1. 結 言

近年, 省エネルギーならびに公害防止が大きくクローズアップされ, それに伴い各種原動機も再検討の必要に迫られてきている. このことにより, 資源が我が国に比して豊富であり, かつ工場立地条件も割合恵まれている諸外国においてすら, すでにこれらを考慮して, ガスタービンの見直しが行われているといわれる⁽¹⁾. また我が国においても, 資源の問題を含めて, 従来工場廃熱としてあまり顧みられなかったエネルギーなどを再利用すべく, ガスタービンによる自家発電方式への開発などの機運にある⁽²⁾.

著者らも数年前より, これら問題解決への第一歩として, ガスタービンに着目してきたが, 従来のガスタービンは, 簡単なサイクルを利用したピーク負荷用ガスタービン, もしくは蒸気タービンとの複合サイクルとして利用されているにすぎず, また性能向上のために, 天然水で吸気を冷却するものが実用化されたり, タービン廃熱を利用した吸収式冷凍機を用いる研究などがなされてきた⁽³⁾. しかし, それぞれ吸気を十分低温まで冷却できなかつたり, 廃熱の容量と利用できる最低排気温度の制限を受けている.

そこで著者らは, ガスタービンにおける熱効率, 比出力の比較的低いことや, 大気温度の変化によるそれらの性能の変動の著しいことなどを改善しうるサイクルを目指し検討した. すなわち, タービン出力の一部を直接利用する圧縮式冷凍機を, 冷却系の冷媒圧縮機として用いることとし, 更に冷却系の成績係数に着目することによって, 冷媒圧縮機の消費動力よりも, 空気圧縮機所要動力の軽減分が大きくなり, 相対的に比出力, 熱効率の向上が可能であろうと考えた. さらに圧縮式冷凍機は, 排気の温度や廃熱の容量による制限をうけず, 十分に吸気を冷却でき, 冷媒の改良によ

り, より高い吸気冷却サイクルの利得を追求しうるものと考えた.

以上によって, 圧縮式冷凍機と組合わせて吸気冷却を施したサイクルを解析し, その結果, 在来のガスタービン駆動の冷凍機による冷凍容量よりも, その効果を増大させうることなどがわかった⁽⁴⁾.

本報においては, ガスタービン (I/C/E) に圧縮式冷凍機による吸気冷却を施したときのサイクル全般としての比出力, 熱効率などに関して, その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, 添字および単位の主なものをつぎに示す.

η_C : 空気圧縮機の断熱効率

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_{EX} : 再生器の温度効率

η_R : 冷却器の温度効率

η : 熱効率

L : 動力 kgm/s

L_S : 比出力 PS/(kg/s)

Q : 単位時間の熱量 kcal/s

J : 熱の仕事当量 kg m/kcal

A : 仕事熱当量 kcal/kg m

h : 比エンタルピ kcal/kg

s : 比エントロピ kcal/kg^{°K}

c_p : 定圧比熱 kcal/kg^{°K}

κ : 比熱比

G_a : 空気流量 kg/s

G_R : 冷媒流量 kg/s

ε : 成績係数

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

τ : 最高-大気温度比 $=T_3/T_0$ ($1 < \tau$)

ϕ : 圧力比 $=P_2/P_0$ ($1 < \phi$)

* 昭和 50 年 6 月 10 日 関西支部第 233 回講演会において論文講演として講演, 原稿受付 昭和 50 年 1 月 30 日.

** 正員, 室蘭工業大学 (室蘭市水元町 27-1).

*** 正員, 北海道大学大学院.

**** 室蘭工業大学.

P : 圧力 $\text{kg/cm}^2\text{abs}$
 t : 温度 $^{\circ}\text{C}$
 T : 温度 $^{\circ}\text{K}$

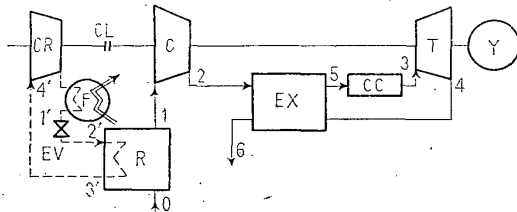
添字

C : 空気圧縮機
 CC : 燃焼室
 T : タービン
 EX : 再生器
 R : 冷却器または冷媒
 a : 空気
 CR : 冷媒圧縮機
 i : 理想サイクル
 E : 蒸発器
 F : 凝縮器

2. サイクルの構成

図1に本サイクルの配置図を示す。空気圧縮機への吸気は、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。図2にはガスタービン系の $h-s$ 線図を、図3には冷却系の $P-h$ 線図を示す。図1の各部の記号は同図中に、また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 : 空気圧縮機入口 (吸気冷却器出口)



C : 空気圧縮機
 CR : 冷媒圧縮機
 EX : 再生器
 F : 凝縮器
 Y : タービン
 CL : クラッチ
 CC : 燃焼室
 R : 吸気冷却器
 EV : 膨張弁
 \rightarrow : 空気
 \dashrightarrow : 冷媒
 \Leftrightarrow : 冷却水

図1 吸気冷却サイクルの配置図

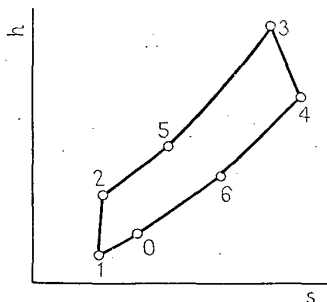


図2 吸気冷却サイクル $h-s$ 線図

2 : 空気圧縮機出口 (再生器空気側入口)
 3 : タービン入口
 4 : タービン出口
 5 : 燃焼室入口
 6 : 排気 (再生器ガス側出口)
 1' : 膨張弁入口
 2' : 吸気冷却器入口
 3' : 冷媒圧縮機入口
 4' : 凝縮器入口
 4ad' : 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) ガスタービン側作動流体は空気とする。
- (2) 作動空気の比熱は一定とする。
- (3) 冷媒は、使用予定の温度範囲で成績係数の比較的よい $R-21^{(5)}$ とする。
- (4) 圧力損失、流量損失ならびにぶく射、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) 冷却水温度は一定とする。凝縮温度はこれより 10°C 高いものとする。各部の温度は、つぎのとおりである。

$$T_1 = \theta T_0 \dots\dots\dots (1)$$

$$T_2 = \theta T_0 \{1 + (\phi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1) / \eta_c\} \dots\dots\dots (2)$$

$$T_3 = \tau T_0 \dots\dots\dots (3)$$

$$T_4 = \tau T_0 \{1 - (1 - 1/\phi^{(\kappa-1)/\kappa}) \eta_T\} \dots\dots\dots (4)$$

$$T_5 = T_2 + (T_4 - T_2) \eta_{EX} \dots\dots\dots (5)$$

$$T_6 = T_4 - (T_5 - T_2) \dots\dots\dots (6)$$

冷媒の蒸発温度 T_E は、

$$T_E = T_0 \{1 - (1 - \theta) / \eta_R\} \dots\dots\dots (7)$$

したがって、各要素の動力、単位時間当たりの熱量、熱効率などはつぎの諸式で求められる。空気圧縮機の動力 L_c

$$L_c = J G_a c_p (T_2 - T_1) / \eta_m \dots\dots\dots (8)$$

ガスタービンの出力 L_T

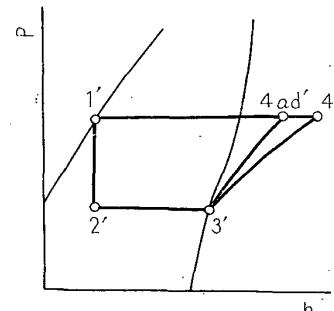


図3 冷却系 $P-h$ 線図

$$L_T = JG_a c_p (T_3 - T_4) \eta_m \dots\dots\dots (9)$$

圧縮機出口空気が再生器で吸収する熱量 Q_{EX}

$$Q_{EX} = G_a c_p (T_5 - T_2) \dots\dots\dots (10)$$

加熱熱量 Q_{CC}

$$Q_{CC} = \{c_p (T_3 - T_2) G_a - Q_{EX}\} / \eta_B \dots\dots\dots (11)$$

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 が求まる。 ϵ と断熱効率ならびに図 2, 3 の関係とからつぎの式が求まる。

$$\eta_{CR} = (h_{4ad'} - h_{3'}) / (h_4' - h_{3'}) \dots\dots\dots (12)$$

$$G_R (h_{3'} - h_1') = G_a (h_0 - h_1) \dots\dots\dots (13)$$

$$\epsilon = (h_{3'} - h_1') / (h_{4ad'} - h_{3'}) \dots\dots\dots (14)$$

式 (12)~(14) から冷媒圧縮機の所要動力 L_{CR} は、つぎのごとく求まる。

$$L_{CR} = JG_R (h_4' - h_{3'}) / \eta_m = JG_a c_p \frac{1}{\epsilon} (1 - \theta) T_0 / (\eta_{CR} \eta_m) \dots\dots\dots (15)$$

したがって、正味出力 L および熱効率 η は、つぎのように求まる。

$$L = L_T - L_C - L_{CR} \\ = Jc_p T_0 \left[\tau (1 - 1/\phi^{(\kappa-1)/\kappa}) \eta_T \eta_m - \left\{ \theta (\phi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1) / (\eta_C \eta_m) + \frac{1}{\epsilon} (1 - \theta) / (\eta_{CR} \eta_m) \right\} \right] G_a \dots\dots\dots (16)$$

$$\eta = AL / Q_{CC} \\ = \frac{[\tau (1 - 1/\phi^{(\kappa-1)/\kappa}) \eta_T \eta_m - \{ \theta (\phi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1) / (\eta_C \eta_m) + (1/\epsilon) (1 - \theta) / (\eta_{CR} \eta_m) \}] \eta_B}{\tau - [(1 - \eta_{EX}) \theta \{ 1 + (\phi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1) / \eta_C \} + \tau \{ 1 - (1 - 1/\phi^{(\kappa-1)/\kappa}) \eta_T \}] \eta_{EX}} \dots\dots\dots (17)$$

以上の諸式に $T_1 = T_0$ すなわち $\theta = 1$ とおけば、吸気冷却を施さない在来形のサイクルに対するものが求まり、正味出力 $L_{(\theta=1)}$ および熱効率 $\eta_{(\theta=1)}$ は、つぎのごとくになる。

$$L_{(\theta=1)} = Jc_p T_0 \left[\tau (1 - 1/\phi^{(\kappa-1)/\kappa}) \eta_T \eta_m - \{ (\phi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1) / (\eta_C \eta_m) \} \right] G_a \dots\dots\dots (18)$$

$$\eta_{(\theta=1)} = \frac{[\tau (1 - 1/\phi^{(\kappa-1)/\kappa}) \eta_T \eta_m - \{ (\phi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1) / (\eta_C \eta_m) \}] \eta_B}{\tau - [(1 - \eta_{EX}) \{ 1 + (\phi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1) / \eta_C \} + \tau \{ 1 - (1 - 1/\phi^{(\kappa-1)/\kappa}) \eta_T \}] \eta_{EX}} \dots\dots\dots (19)$$

したがって、吸気冷却をすることによる正味出力の利得ならびに熱効率の利得は、同一圧力比に対してはつぎの式で求まる。

$$\Delta L = L - L_{(\theta=1)} = JG_a c_p T_0 (1 - \theta) \left[(\phi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1) / \eta_C - 1 / (\epsilon \eta_{CR}) \right] / \eta_m \dots\dots\dots (20)$$

$$\Delta \eta = \eta - \eta_{(\theta=1)} = \eta_B \left[\frac{\tau (1 - 1/\phi^{(\kappa-1)/\kappa}) \eta_T \eta_m - \{ \theta (\phi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1) / (\eta_C \eta_m) + (1/\epsilon) (1 - \theta) / (\eta_{CR} \eta_m) \}}{\tau - [(1 - \eta_{EX}) \theta \{ 1 + (\phi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1) / \eta_C \} + \tau \{ 1 - (1 - 1/\phi^{(\kappa-1)/\kappa}) \eta_T \}] \eta_{EX}} \right. \\ \left. - \frac{\tau (1 - 1/\phi^{(\kappa-1)/\kappa}) \eta_T \eta_m - \{ (\phi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1) / (\eta_C \eta_m) \}}{\tau - [(1 - \eta_{EX}) \{ 1 + (\phi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1) / \eta_C \} + \tau \{ 1 - (1 - 1/\phi^{(\kappa-1)/\kappa}) \eta_T \}] \eta_{EX}} \right] \dots\dots\dots (21)$$

式 (16), (18), (20) に

$$\frac{1}{(75 G_a)} \left[\frac{\text{PS}}{\text{kg m/s}} \frac{1}{\text{kg/s}} \right]$$

を乗ずれば、それぞれ吸気冷却を施したときの比出力 L_s , 吸気冷却を施さない時の比出力 $L_{s(\theta=1)}$ および利得比出力 ΔL_s が求まる。

4. 一般的特性

式 (20) より比出力の利得を増すには、 θ を小に、 ϕ および ϵ を大にするとよいことがわかる。すなわち、圧縮機入口空気温度 (吸気冷却器出口空気温度) を低め、空気圧縮機の圧力比をあげ、冷却系の成績係数をあげるようにするとよい。しかし熱効率の利得に関しては、吸気温度の低下は必然的に供給熱量の増加を招くため、利得を増すには特に成績係数の改善が重要となる。また空気圧縮機の断熱効率が悪いガスター

ビンに対しては、有効であることがわかる。

一般にガスタービンの熱効率、比出力は大気温度の上昇に伴い急減するが、式 (20) によると大気温度の上昇にしたがい利得が増すから、吸気冷却は大気温度による性能の変動を緩和することがわかる。

比出力の利得は理想サイクルでは、式 (20) よりつぎのように書かれる。

$$\Delta L_{s_i} = L_{s_i} - L_{s_i(\theta=1)} = Jc_p T_0 (1 - \theta) \\ \times \left[(\phi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1) - \frac{1}{\epsilon} \right] / 75 \dots\dots\dots (22)$$

また熱効率の利得は理想サイクルでは式 (21), (22) よりつぎのように書かれる。

$$\Delta \eta_i = \eta_i - \eta_{i(\theta=1)} = \frac{75 (\Delta L_{s_i})}{\tau (1 - 1/\phi^{(\kappa-1)/\kappa}) Jc_p T_0} \dots\dots\dots (23)$$

したがって, 近似的に一般的傾向をはあくするうえで, ある ϕ と τ に対して, θ, ϵ による $\Delta\eta_i$ の増減はほぼ ΔL_{Si} の増減に比例していると考えられるので, まず主として比出力の利得について検討し, 後に熱効率の利得について述べる.

4.1 成績係数 ϵ 本サイクルにおいて, 成績係数はタービンの出力の一部を直接冷媒圧縮機に, いかなる割合で用いるかを示す大きな意味を有するので, その影響などを検討する.

本サイクルが在来形のサイクルに比して利得を有するためには, 成績係数は式(22)よりつぎの関係を満たさなければならない.

$$\epsilon > \frac{1}{\phi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1} \dots\dots\dots(24)$$

R 21 の凝縮温度 t_F を 25°C として, この関係について各種蒸発温度に対する ϵ を z 軸とし, ϕ および蒸発温度 t_E をそれぞれ x 軸, y 軸として立体図で示したのが図4である.

同図で曲面 $ABB'A'$ は ϕ と式(24)の右辺との関係面で, ϵ はこの曲面より上部になれば利得は得られない. 曲面 $CDD'C'$ は前述のとおり R 21 の t_F を 25°C とした場合の t_E と ϵ の関係曲面である. 曲線 JPH (二点鎖線) はこれら両曲面の交線で, 曲線 KQL (実線) はこの交線の OXY 平面 ($\phi-t_E$ 平面) への投影である.

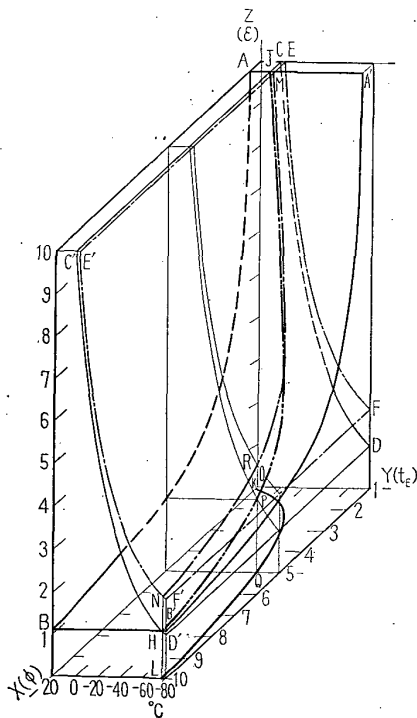


図4 成績係数 ϵ , 冷媒蒸発温度 t_E , 圧力比 ϕ に関する相互関係

したがって, R 21 を使用し凝縮温度を 25°C とした場合に利得をうるためには, t_E と ϕ は少なくとも $\phi-t_E$ 平面上において, 曲線 KQL よりも ϕ 軸側に存在する必要がある. たとえば本例では冷媒蒸発温度 -60°C のときは, ϕ は少なくとも5以上でなければ利得は期待し得ないし, そのときの成績係数は1.7であることがわかる. また ϕ が大きくなれば t_E がさらに下がっても利得をうるということが可能であること, あるいは ϕ が同一であれば t_E が高いほど利得を大きくすることが可能であることがわかる.

同図中には, t_F を同じく 25°C として各蒸発温度についてのカルノー逆サイクルの成績係数を示す曲面を $EFF'E'$ 面で示してある. 点 N は LH 線と曲面 $EFF'E'$ との交点で, 点 R は QP 線と同曲面との交点とし, かくして求めた曲線が MRN 曲線 (一点鎖線) である. したがって, 曲面 $MRNE'$ は検討した範囲において成績係数の上限を与える曲面である. 以上主として ϵ と ϕ, t_E 相互の関係を検討したが, ϵ に対しては冷媒凝縮温度 t_F , したがって冷却水温度が重要な影響を与えるが, そのことに関しては次項の吸気温度降下率 θ との関連において検討する.

4.2 吸気温度降下率 θ 前述のとおり比出力の利得を増すには θ を小にすることであるが, これは必然的に熱効率の低下を招くので, θ に影響を与える要因とその割合について検討する. 式(7)より θ は t_0 一定の場合には吸気冷却器温度効率 η_R と冷媒蒸発温度 t_E によって決まるので, まず η_R と t_E について述

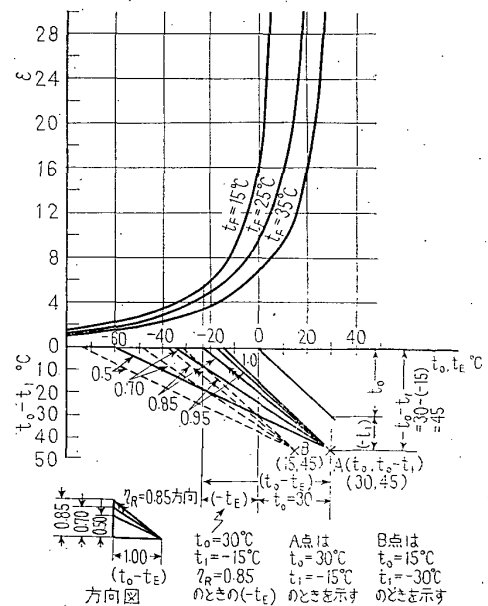


図5 大気温度 t_0 , 冷媒蒸発温度 t_E , 吸気冷却器出口温度 t_1 , 吸気冷却器温度効率 η_R , 冷媒凝縮温度 t_F , 成績係数 ϵ の相互関係

べる。

4.2.1 η_R について 図5は η_R が t_1 ならびに ϵ におよぼす影響を示す図である。同図で横軸は t_0, t_E を示し、縦軸の中で横軸より上方は ϵ を、下方は $(t_0 - t_1)$ を示す。今大気温度 30°C 、吸気冷却器出口温度 -15°C のときはA点で示され、吸気冷却器温度効率が 0.85 の場合と同図下部の方向図にある $\eta_R=0.85$ の方向と平行にA点より方向線を引けば、横軸との交点で冷媒蒸発温度として -23°C が求められ、そのときの成績係数は各凝縮温度ごとの成績係数を読むことで求められる。この図から、 t_0, t_1 が同一なA点からであっても η_R の相違によって t_E が大きく変化し、それが ϵ に影響を与えることがわかる。したがって、 θ をできるだけ小にして、しかも ϵ を大きくするためには温度効率の高い吸気冷却器を考慮する必要がある。

4.2.2 t_E, t_F について 式(7)から求めた t_0, t_1, t_E の関係を図6に示す。同図には吸気冷却器温度効率が 0.85 と 0.70 の二つの場合を示し、いずれも二点鎖線より下方が作動域である。また前述のとおり t_E による ϵ の変化ならびに t_F による ϵ の変化を図5に示してある。式(7)を変形するとつぎのようになる。

$$\theta = 1 - \eta_R(1 - T_E/T_0) \dots\dots\dots(25)$$

θ を小にするためには η_R を大に、 T_E/T_0 を小にする必要がある。 η_R については前項でのべたとおりである。 t_E については冷媒が決まり、 t_F が決まると図5よりわかるようにその変動により ϵ は大きく影響される。したがって、 θ の減少による利得と ϵ の減少による損失との差が最大になる t_E を求める必要がある。 t_F に関しても t_E と同様に、図5より ϵ に対する影

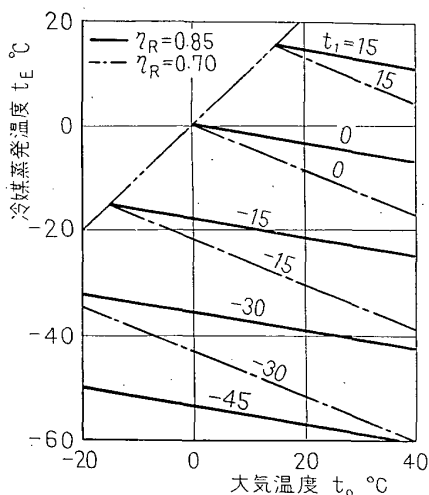


図6 大気温度と冷却器出口温度による冷媒蒸発温度の変化

響の大きさがわかる。したがって冷却水温度は t_E と同じく ϵ に、さらに比出力、熱効率に影響を与えることがわかる。一例として図7に各種蒸発温度に対し凝縮温度 25°C のときの成績係数を基準として、凝縮温度の変化に伴う成績係数の比(冷凍能力比とよぶことにする)を示す。図8には、大気温度 15°C 、冷媒蒸発温度 -38°C 、吸気冷却器温度効率 0.85 、圧力比 7 のときの比出力の利得を基準とした場合に、大気温度ならびに冷媒蒸発温度を一定と考え ϵ の変化による比出力の利得比を示す。図7, 8から明らかなように、凝縮温度が 25°C より下るとき、成績係数は著しく増加するが、比出力の利得比の増加率は割合ゆるやかである。逆に 25°C より凝縮温度が上るときは成績係数の減少率は比較的ゆるやかであるが、比出力の減少率は大きい。すなわち、冷却水温度したがって凝縮温度は比出力、熱効率に直接影響を与えることになる。

4.2.3 t_0 について θ に関係する要因として大気温度があるが、前述のとおり式(20)あるいは一般的傾向を見るための理想サイクルの式(22)または式(7)を変形し、得た式(25)より明らかなように t_0 が上昇すると θ は小になり、 ΔL あるいは ΔL_{Si} が増加し、ガスタービンの欠点を緩和する良い特性を有

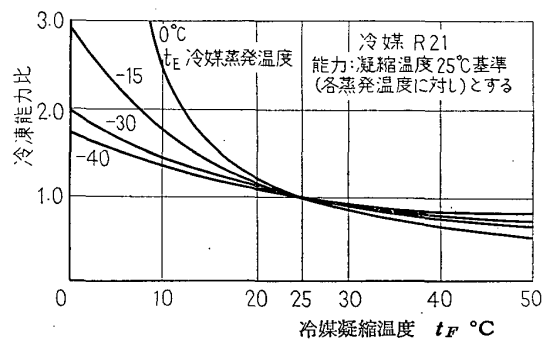


図7 凝縮温度の成績係数(冷凍能力比)に及ぼす影響

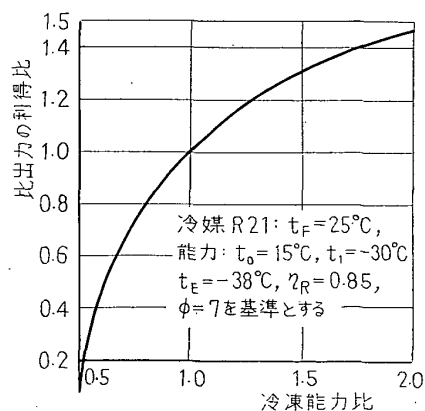


図8 冷凍能力比の変化に伴う比出力の利得比の変化

している。なお t_0 の影響の細部については後述する。

4.3 再生器温度効率 η_{EX} 再生器温度効率 η_{EX} は、式(5), (10), (11) からわかるように再生器空気側出口温度 T_5 に、したがって再生器吸収熱量 Q_{EX} , ならびに加熱熱量 Q_{CC} に影響をおよぼし熱効率に直接関係するが、比出力には無関係である。このことは吸気冷却を施すと否とは関係はない。したがって、再生器温度効率の向上は吸気冷却の有無にかかわらず熱効率向上のために重要な要因となる。

5. 計算結果とその検討

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。この条件下での計算結果の検討を行う

5.1 吸気冷却器出口温度 t_1 の影響 吸気冷却器出口温度 t_1 が比出力, 熱効率におよぼす影響につい

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

空気圧縮機の断熱効率	$\eta_C=0.90$
冷媒圧縮機の断熱効率	$\eta_{CR}=0.90$
ガスタービンの断熱効率	$\eta_T=0.81$
機械効率	$\eta_m=0.99$
燃焼効率	$\eta_B=0.99$
再生器の温度効率	$\eta_{EX}=0.70, 0.85, 0.95, 1.00$
冷却器の温度効率	$\eta_R=0.70, 0.85, 0.95, 1.00$
空気の定圧比熱	$c_p \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}=0.2526$
空気の比熱比	$\kappa=1.373$
ガスタービン入口温度	$t_3^\circ\text{C}=750$
大気温度	$t_0^\circ\text{C}=-15, 0, 15, 30$
空気圧縮機入口温度	$t_1^\circ\text{C}=-45, -30, -15, 0, 15$
冷媒凝縮温度	$t_F^\circ\text{C}=25$
冷却水温度	15°C

c_p, κ は平均温度 350°C のものを使用

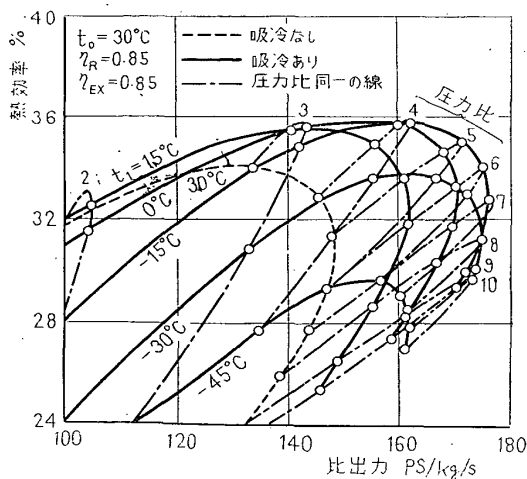


図9 吸気冷却に伴う熱効率, 比出力の変化 (温度効率 0.85 の場合)

て、一例として大気温度 30°C , $\eta_{EX}=0.85$, $\eta_R=0.85$ のときを図9に示す。

比出力に関してみると、 t_1 が下降するに伴い比出力は増加していくが、 $t_1=-30^\circ\text{C}$ ではむしろ減少する。すなわち、最高の比出力を与える冷却器出口温度が存在する。本例の場合においては、 $t_1=-15^\circ\text{C}$ 付近であり、一般に t_0 が上昇すると t_1 も上昇する。また、それぞれの t_1 に対し最高の比出力を与える最適圧力比は t_1 の下降に伴い順次圧力比を増す。たとえば本例で、吸気冷却を施さないときの最適圧力比が5付近であるのに対し、吸気冷却を施すことによって $t_1=-15^\circ\text{C}$ になると圧力比は7付近にまで増加することがわかる。

熱効率に関しても、 t_1 の下降に伴って熱効率の上昇することは比出力と同様な傾向にあるが、その上昇率は比出力のそれよりは低い。これは、本サイクルにおいてタービン出力の一部を直接消費して冷媒圧縮機を駆動するためと、同一圧力比でも吸気冷却を行うために t_5 が低温側へ移動して加熱熱量を多く要するためである。熱効率についても比出力と同様に、最高の熱効率を与える吸気冷却器出口温度が存在する。大気温度 30°C の場合では、吸気冷却器出口温度 0°C 付近で熱効率は最高に達している。また、一般に熱効率の最高を与える t_1 は比出力の最高を与える t_1 よりも高く、さらにそれぞれの t_1 については最高の熱効率を与える最適圧力比が存在し、 t_1 の下降に伴い順次高圧力比へ移行する。熱効率に対する最適圧力比は、比出力に対する最適圧力比よりも一般に低い。

5.2 大気温度 t_0 の影響 大気温度の変化が比出力, 熱効率の最適点に及ぼす影響を検討する。

与えられた大気温度において、吸気冷却器出口温度 t_1 に対し圧力比 ϕ をパラメータとして熱効率-比出力曲線 ($\eta-L_s$ 曲線) が1本求まる。同様にしてそれぞれの t_1 に対して $\eta-L_s$ の曲線群を求めることができ、かようにして大気温度 30°C の場合を示したものが図9である。したがって、これらの曲線群の外包絡線上に η または L_s の最適値を与える t_1, ϕ が存在する。そしてこの外包絡線はまた ϕ 一定曲線群の外包絡線でもある。よって、大気温度 30°C の場合は図9の等圧力比曲線群の外包絡線上に η または L_s の最適値を求めることができ、同様にして各大気温度に対しても示したものが図10である。

図10において実線は吸気冷却を施した場合の各大気温度に対する $\eta-L_s$ の関係を示し、破線はしからざる場合の関係を示している。吸気冷却をした場合としからざる場合の同一大気温度に対する最適条件に

おける比出力の増加分, すなわち最適条件における比出力の利得 ($\Delta L_{S,opt} = L_{S,opt} - L_{S(0=1),opt}$) は大気温度が上昇するに伴い増加し, 本例の大気温度 30°C では $28[\text{PS}/(\text{kg}/\text{s})]$ となり, 吸気冷却を施さない場合に比し 19% 増加している. また大気温度の変化に伴う比出力の変動の割合をみると, 大気温度 0°C から大気温度 30°C に変化した場合に, 吸気冷却を施さない場合は 16% 低下するが, 吸気冷却を施すと 9.5% の低下に止まる. すなわち変動の程度は緩和される.

最適条件における熱効率の利得 ($\Delta \eta_{opt} = \eta_{opt} - \eta_{(0=1)opt}$) は, 大気温度が上昇するに伴い増加する傾向は比出力の場合と同様であるが, 前述の理由により比出力よりも増加割合は緩慢であり, 大気温度 30°C の場合は相対値で約 6% の増加となる.

大気温度の変化に伴う熱効率の変動の割合をみると, 大気温度が 0°C から 30°C に変化した場合に吸気冷却を施さない場合は, $\eta_{(0=1)opt}(0^{\circ}\text{C}) = 37.5\%$, $\eta_{(0=1)opt}(30^{\circ}\text{C}) = 34.1\%$ で, 3.4% 低下するのに対し, 吸気冷却を施すと $\eta_{opt}(0^{\circ}\text{C}) = 38.5\%$ より η_{opt}

(30°C) = 36.0% となり 2.5% の低下に止まる. すなわち, 比出力と同様に変動の程度は緩和されることがわかる.

5.3 温度効率 η_R , η_{EX} の影響 すでに検討したように, 吸気冷却器温度効率 η_R は本サイクルの熱効率, 比出力の両方に影響を及ぼし, 再生器温度効率 η_{EX} は熱効率のみに影響を及ぼす. 本報では $\eta_R = \eta_{EX}$ として取扱ったので, 熱効率については両温度効率の影響があらわれてくることとなる.

大気温度 30°C で両温度効率 0.70 の場合の吸気冷却器出口温度の変化による比出力, 熱効率の変化を図 11 に示す. また大気温度が同じで両温度効率が仮に極限の値をとった場合, すなわち 1.00 となった場合の比出力, 熱効率の変化を図 12 に示す. 5.2 節で述べたように図 11 の曲線群の外包絡線を求めると, 大気温度 30°C で温度効率 0.70 の場合の η および L_S の最適値はこの外包絡線上に存在する. 同様にして図 12 の曲線群の外包絡線は, 大気温度 30°C で温度効率 1.00 の場合のものとなる. かようにして各大気温度, 各温度効率ごとに求めたうち, 大気温度 30°C の場合の η と L_S の関係を図 13 に, 大気温度 15°C のときのものを図 14 に示す. 同図において実線は吸気冷却を施した場合で, 破線は施さない場合を示す. 吸気冷却を施すと比出力は, 吸気冷却器温度効率によって影響を受け, η_R の向上に伴って比出力も上昇する. しかしその影響の程度は図からもわかるとおり, 大気温度が 30°C の場合は η_R が 0.70 より 1.00 に増加したことにより L_S は相対値で 7.6% の増加であり, 大

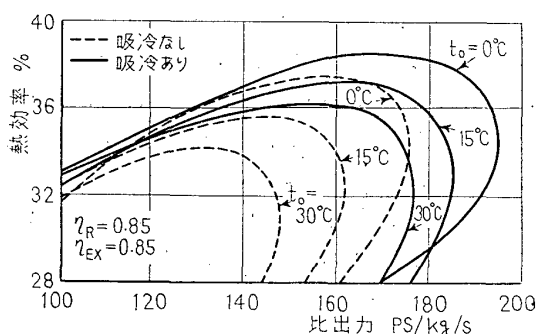


図 10 大気温度が熱効率, 比出力におよぼす影響

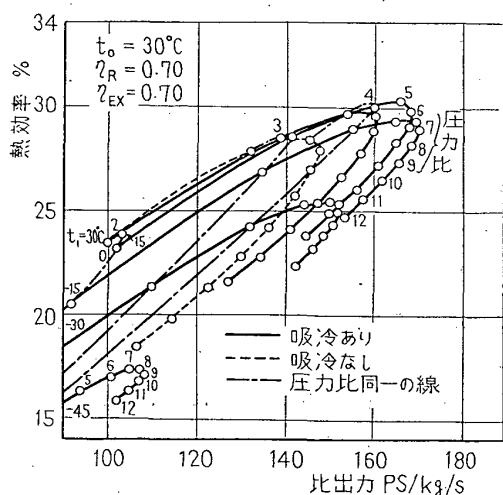


図 11 吸気冷却に伴う熱効率, 比出力の変化 (温度効率 0.70 の場合)

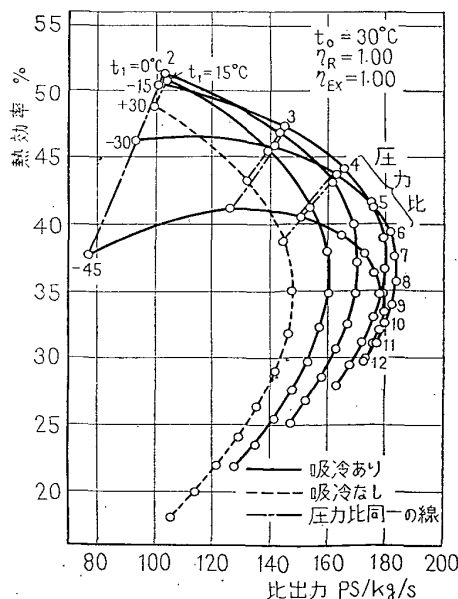


図 12 吸気冷却に伴う熱効率, 比出力の変化 (温度効率 1.00 の場合)

気温度が 15°C になるとその増加割合は少なくなる。したがって、吸気冷却器温度効率は本サイクルの比出力に関しては、大気温度が比較的低いときはあまり問題にすることはないが、大気温度が上昇した場合には、その温度効率の向上に考慮を払う必要がある。

吸気冷却を施さない場合、熱効率に影響をおよぼすものは再生器温度効率である。図 13 において吸気冷却を施さない場合の再生器温度効率 0.70 と 0.85 の場合の $\eta_{(0=1)opt}$ を比較すると、絶対値で 5.5% の増加、

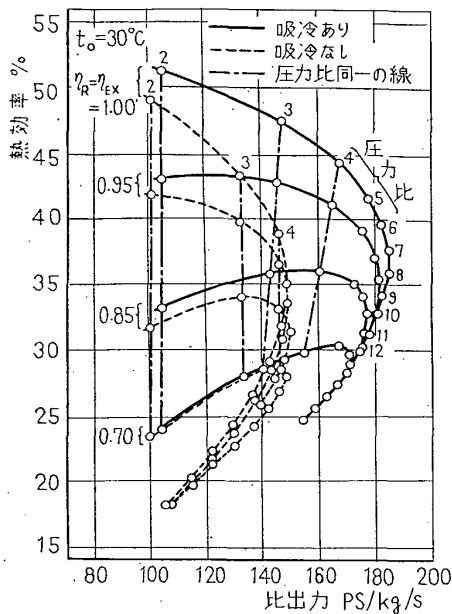


図 13 温度効率が熱効率, 比出力におよぼす影響 (大気温度 30°C の場合)

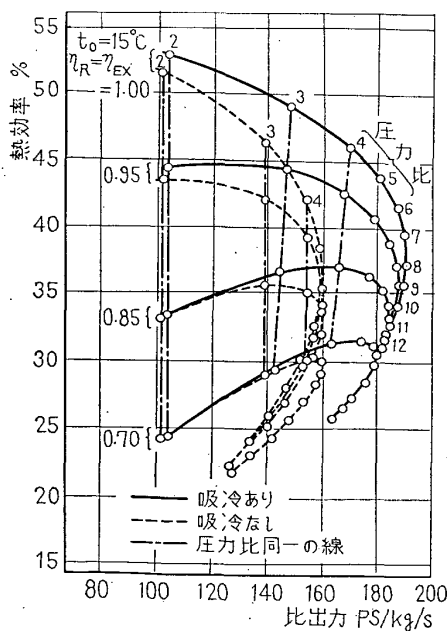


図 14 温度効率が熱効率, 比出力におよぼす影響 (大気温度 15°C の場合)

相対値で 19.3% の増加がある。また大気温度 15°C の場合は絶対値で 5.4%, 相対値で 18.0% の増加である。この結果は再生器の温度効率の上昇のみにより生じたものである。

吸気冷却を施すと熱効率は η_R と η_{EX} 両方の影響を受け、大気温度 30°C の場合で、両温度効率が 0.70 と 0.85 の場合の η_{opt} を比較すると、絶対値で 5.6%, 相対値で 18.5% の増加がある。また大気温度 15°C の場合絶対値で 5.5%, 相対値で 17.5% の増加がある。これを吸気冷却を施さない場合と比較すると、再生器温度効率のみの影響の場合と同程度であることがわかる。すなわち熱効率に対しては、吸気冷却を施すと両温度効率の影響を受けるが、吸気冷却器出口温度 t_1 を適切に選択することにより、吸気冷却器温度効率の低下の影響をかなりとめうる事がわかる。

4.2.2 項で述べた、 θ の減少による利得と ϵ の減少による損失との差を最大にする位置を求めるということをこの場合に適用すれば、吸気冷却器温度効率が低下している場合、 t_1 を降下させて (θ を減少させて) 利得を得るために t_E を下げて、その結果成績係数の減少による損失を招来するよりは、むしろ t_1 の降下をある程度おさえ、 t_E も下げず成績係数の減少を止めるようにするという事である。図 13, 14 で示した吸気冷却を施した場合の曲線はこの条件を満たした曲線であり、結果として吸気冷却器温度効率による影響は顕著には現れていないが、さらに両温度効率を別個に選定すれば、その吸気冷却器温度効率に適した最適点を求めることができ、熱効率も上昇するものと思われる。

6. 結 言

ガスタービンに圧縮式冷凍機を組合わせたサイクルに関して、単軸、再生、開放形ガスタービンにつき空気サイクルとして熱力学的に解析した結果、つぎの結論を得た。

(1) 在来形のサイクルに比較して熱効率, 比出力ともに向上するが、その割合は比出力のほうが高いため、その方面に活用するほうが本サイクルの特徴をよりよく利用できる。

(2) 熱効率の向上は大気温度, 吸気冷却器温度効率, 再生器温度効率などにより変化するが、大気温度 0~30°C, 両温度効率 0.70~0.85 では最適条件で相対値で 2~6% であり、大気温度が上がるとその向上の程度も大きい。

(3) 比出力の向上の程度は前項と同じ条件で 10~19% であり、大気温度が上がると利得の増加する

ことは熱効率と同じであるが増加の割合は大きい。

(4) 本サイクルは、ガスタービンの欠点である大気温度の変化による性能の変動を相当に緩和しうる。

(5) ある大気温度に対し熱効率を最高にする吸気冷却器出口温度と圧力比の一組が存在し、また比出力を最高にする別の吸気冷却器出口温度と圧力比の組合せが存在する。

(6) 本サイクルの適用に際してはつぎの諸特性を十分考慮する必要がある。

- (i) 冷却系の成績係数が熱効率および比出力の利得に大きな影響を与えるため、冷媒の選択、成績係数の改善が重要である。
- (ii) 温度降下率 θ を小にすることにより生ずる利得と、冷却系の冷媒蒸発温度 t_E を制限して、冷却系の成績係数を向上することによる利得の比較検討が必要である。
- (iii) 再生器温度効率は熱効率に影響を与え、吸気冷却器温度効率は熱効率および比出力に影響を与える。しかし前項(ii)の条件を適用することにより、吸気冷却器温度効率の影響をかなり止めることは可能である。

以上熱力学的解析の結果を述べたが、より以上の利得をうるためには、成績係数の高い冷媒の選択あるいは

はその改善ならびに吸気冷却器、再生器の温度効率の改善が必要である。またガスタービンの利点である急速起動性の喪失、冷却器の温度制御、冷却系の定常運転までの時間的遅れとタービンの起動性および圧縮機とタービンのマッチングの問題、さらには部分負荷の問題、冷却器の防霜の問題など、実際に適用する際には解決すべき問題もあるが、現用ガスタービンの短所である熱効率、比出力が比較的低いこと、ならびに大気温度の変化による性能の変動が著しい点を改善するものであるので、今後実現に努めるべきものと考えらる。

終わりに、本研究を進めるにあたり、北海道大学工学部 斉藤 武教授、谷口 博助教授よりご懇篤なご教示とご助言をいただき、また計算にあたっては北海道大学大型計算機センターのご協力を得た。ここに深く謝意を表する。

文 献

- (1) たとえば 平田, 日本ガスタービン会議会報, 2-7(昭 49), 17; Uvarov, V.V., ほか2名, *Gas Turbine Int.*, (1968-1), 50.
- (2) たとえば 朝日新聞, (昭 50-1-9), 7.
- (3) たとえば 梁・ほか2名, 機論, 36-281 (昭 45-1), 100.
- (4) 水野・ほか3名, 冷凍, 48-549 (昭 48-7), 1.
- (5) 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.

討 論

[質問] 沢田 照 夫 (大阪府立大学工学部)

(1) 本論文はガスタービンの吸気の冷却方法を論じたのではなく、ガスタービンの性能を解析したものであるから、題目は「圧縮式冷凍機による吸気冷却を行うガスタービンの性能解析」としたほうが適当ではないか。

(2) 3571 ページ右欄3~6行めまでの4行は内容が不明確である。

(3) 吸気冷却がガスタービンの性能向上に有利であることは、多くの人によって論じられて来たことであるが、実用化の進んでいない理由は、大量の吸気を効率よく冷却するための技術が存在しないためと考えられる。したがって、本研究の目的が緒言にあるように省エネルギーのためのガスタービンの応用研究であれば、吸気の冷却方法に対する具体的な検討がまず必要ではないか。またここで取り上げているサイクル計算においても、冷却器における圧力損失を考慮すべきではないか。たとえば、吸気に5%の圧力損失($P_1 = 0.95 P_0$)を仮定すれば、大気温度30°Cのときに

$\Delta L_{s,opt}$ は 3577 ページ左欄4行めの値より約9 PS/kg 減少し、圧力損失を14%とすれば、 $\Delta L_{s,opt}$ はほとんど零になる。このように吸気冷却器の圧力損失は比出力に大きく影響するし、その存在は不可欠であると考えられるので、一般特性の解析において圧力損失を無視する方法は適当ではないと思う。

[回答] (1) お説ももっともと思うが、本論文としては、ガスタービンの吸気冷却を圧縮式冷凍機によって行うことの可能性、特にガスタービンの出力を一部消費しても、冷媒圧縮機の成績係数に着目することによって、サイクル全体としての一般特性の向上が期待しうるものかを検討したものである。本題目と副題を選んだ。

(2) 文献(4)に記してあるが、ガスタービン駆動の冷凍機の冷凍容量などの性能値について解析した結果、ガスタービンに圧縮式冷凍機を組合わせて吸気冷却したほうが、吸気冷却しないものより冷凍容量などの性能値が向上することを述べたものである。

(3) ガスタービンの吸気冷却についてはお説のと

おり(緒言に述べてあるごとく)であるが, 本論文は圧縮式冷凍機の成績係数に着目して吸気冷却を施したサイクルにつき, (1)の回答に述べた点を主題として, 理論的にその可能性を解析することを第一歩とした次第である。したがって, 再生器, 冷却器などの圧力損失を加味していないが, 第1報の結果にもとづいて, ご指摘の実際に応用する場合に生ずる諸問題も加味して検討を続行することになっている。

〔質問〕 佐藤 豪(慶応義塾大学工学部)

ガスタービンの特性を改善するために, 吸気冷却の採用に注目されたことは, 同様な観点で仕事をした者としては, わが意を得たという感じである。

次に二, 三質問させていただく。

(1) サイクルの可能性を検討することが本論文の主旨だと思う。したがって, できるだけサイクルを精密に検討する必要があるように思う。そこで, 作動流体の組成変化, 比熱の変化, 圧力損失などを計算に入れなければならないと考える。

(2) サイクルの結果を熱効率と比出力(PS/kg/s)で示しておられるが, ガスタービンの圧縮機入口温度 T_1 が変化すると, 吸入可能な空気流量が変化する。したがって比出力のみでは, 本サイクルの特性を十分に示していないことになる〔この点については文献(3)をご参照願いたい〕。

(3) 圧縮機入口空気温度が冷凍機により冷却されると, 圧縮機の圧力比も変化することになると思うが, その影響をどう考えられるか。

〔回答〕 (1) お説のとおりであって, 本報においては, まずガスタービンの出力を一部消費する圧縮式冷凍機を用いて吸気冷却をする可能性の有無, および可能性に大きな影響を与える要因は何であるかという点に重点をおいて, 解析の第一歩を実施したので, 今後ご指摘の点を加味してさらに解析を継続する予定である。

(2) ご助言感謝します。本サイクルに関しても貴論文〔文献(3)〕にあるように出力はさらに大きく, サイクルの有用性もさらに増加すると思う。増加の程度は今後負荷変動などの検討を行って明らかにしたいと考える。

(3) ご指摘のように圧縮機の圧力比は, 圧縮機入口空気温度の変化にもない変わる。吸気をガスタービンの出力の一部を用いた圧縮式冷凍機により冷却する本サイクルにおいては, 圧縮機入口の吸気温度の低下による圧力比の変化による影響は, 系の熱効率および比出力を用いて検討するのが妥当と思われ, これを示したのが図9である。この図から本サイクルでは表

1に示す諸値, および図9に示す t_0 , η_R , η_{EX} が既知としたとき, 熱効率および比出力の最大値を与える空気圧縮機の入口温度および圧力比は一次的に決定され, その圧力比は吸気冷却を施さないときと比較し高くなることわかる。

〔質問〕 斉藤 武・谷口 博(北海道大学工学部)

(1) 緒言において, ガスタービンの現状を述べておられるが, ガスタービンにはジェットエンジンもあるので, 対象は陸用定置式ガスタービンであることを付言しておくべきであろう。

(2) 種々の影響を求めるとき, 吸収式冷凍機による吸気冷却のときとの比較も適宜示していただきたい。

(3) 結言(1)で比出力上昇の有利性を述べておられるが, 冷凍機が付随した場合には, 比出力の意味が異なってくると思うがどうか。

〔回答〕 (1) お説のとおりだが, 本研究では船用ガスタービンなどもその対象としたいと考えているので, 陸用定置式と特には限定しなかった次第である。

(2) 本論文においては, 圧縮式冷凍機によるガスタービンの吸気冷却という構想の可能性と, 可能性に大きな影響をおよぼす要因を, まず理論的に解析した。その結果, 性能の向上に有用なことがわかった。また, 圧縮式と吸収式の両方式の長所を組合わせたサイクルが可能なので, ご指摘の吸収式冷凍機による吸気冷却との比較なども加え, 検討を継続することになっている。

(3) 装置の大きさを示すものとしての比出力の意義から考える場合は, ご指摘のとおりであるが, 再生, 再熱あるいは中間冷却を施した場合と同様な取扱いで表現した。

〔質問〕 小茂鳥和生(慶応義塾大学工学部)

(1) 吸気冷却ガスタービンサイクルに関する佐藤らの論文⁽³⁾においても, 貴結言(1), (2), (4)などはすでに指摘されているところであるが, これと比較して貴論文の特に強調できる特色はどのような点かお示しいただきたい。

(2) 本サイクルを実用化する場合に次のような問題点が考えられるが, それに対する見解をおうかがいたい。

(i) 冷凍機の大きさがガスタービン本体にくらべて巨大になることはないか。

(ii) どのような形の吸気冷却器を用いるのか。ガス-ガス間の熱伝達とすると, 装置が巨大になると思

われる。またブライン式などにすればガスタービンとしての利点をそこなうことになると思われるが、どうであろうか。

(iii) 冷凍機と熱交換器の付加により部品数が増し、信頼性の低下と、ガスタービンの特色である簡易性をそこなうのではないか。

以上の各欠点をカバーできるだけの各利得が本サイクルにあるとは思われないが、いかがであろうか。

(3) 正味出力や熱効率の利得には η_R が影響しそうに思えるが、式 (20), (21) には入っていない。なぜであろうか。

[回答] (1) 圧縮式冷凍機を使用し、ガスタービンの出力を一部消費しても、その成績係数に着目することによって、サイクル全体として吸気冷却をすることの効果が存在する点である。すなわち、吸収式では最低排気温度の制限のために、吸気冷却効果の最適条件までは冷却しえないという制限があるが、圧縮式冷凍機の場合は吸収式のごとき制限がなく、最適条件まで冷却効果を期待できるということである。

(2) 結言に述べてあるごとく、実用化についてはご指摘のような種々解決しなければならない問題は多いと考えている。しかし、エネルギー節約という観点か

ら性能向上の方策が必要と考えて、まず理論的にこの構想が成立するものか否かを検討したものである。なお、ご指摘の (i)~(iii) の事柄については今後検討すべき問題と考えているが、下記のようなことから、その有用性は失われないものと思っている。

(i) 最近の冷凍機ならびに冷媒改良の状況から考え、圧縮式の場合は相当に小形化は可能と考えている。

(ii) お説のとおりと思うが、冷媒蒸発器をそのまま熱交換器とするので、装置はあまり巨大にはならないと考えている。

(iii) 部品数の増加、簡易性はご指摘のとおりと思うが、起動の容易性には定常運転までは冷凍機を接続しない (図 1 のクラッチを作用) などと考えている。なお、信頼性については今後研究を進めるうえにおいての重要な事項と考えている。

(3) 式 (7) に示すように、 T_0 と θ を設定すると、 η_R は直接冷媒蒸発温度 T_E に影響を与え、 T_E は 4.2 節で検討しているように成績係数 ϵ に影響を与える。したがって、式 (20), (21) に直接 η_R は入っていないが、 ϵ を決める際に含まれる。