

621.438.016

圧縮式冷凍機によるガスタービンの吸気冷却*

(第2報, サイクルの最適点および組合せによる効果の検討)

水野忠治**, 媚山政良**, 吉田 豊***, 榎 清***

1. 緒 言

ガスタービンの性能を改善する努力が広い技術範囲に渡りなされてきている。性能改善策としてはガスタービンサイクルを構成する諸機器の性能を向上させる方法などとともに、圧縮機の入口作動流体温度を下げる方法およびガスタービン入口温度を上げる方法がある。これらの改善策のうちでとくに耐熱材の開発、タービン翼の冷却などを採用することによりガスタービン入口温度を高く設定し、サイクルの性能向上を図る方法が広く用いられてきている。しかし、いま、同一温度差だけガスタービンの入口温度を上昇させる場合と圧縮機入口温度を降下させる場合とを比較すると、サイクルの性能向上策としては一般に後者の方が有利である。したがって、ガスタービンの性能を改善させる方法の一つとして、圧縮機入口の作動流体温度、すなわち吸気温度を降下させる努力をもさらに押し進める必要があるものと考えられる。

著者らは上記検討により圧縮式冷凍機により吸気冷却を行い、ガスタービンサイクルの性能を改善することを試み、第1報においてガスタービンサイクルを構成する諸機器の性能を考慮に入れ性能解析を行い、サイクルの可能性を明らかにするとともに、限られた範囲ではあるがその一般特性を示した⁽¹⁾。本報では、本サイクルの熱力学的最適点の算出を行い、検討を加えるとともに、サイクル性能値の到達し得る熱力学的限界値を明らかとした。また、順サイクルと逆サイクルの組合せサイクルという観点に立ち解析を行い、順-逆サイクルの組合せによる性能向上を順サイクルのみの性能向上に見合うとし定義した相当大気温度、相当最高温度を算出し、ブレイトンサイクルの性能評価に対し一つの温度基準を提示し、組合せによる効果を示した。

* 昭和53年10月11日 第56期全国大会講演会において論文講演として講演, 原稿受付 昭和53年4月10日。

** 正員, 室蘭工業大学(〒050 室蘭市水元町 27-1)。

*** 室蘭工業大学。

記 号

 ε : 成績係数, 式(3) η : 熱効率 η_{EX} : 再生器温度効率 $= (T_3 - T_2) / (T_4 - T_2)$ θ_0 : 相当大気温度降下率, 式(13) θ_3 : 相当最高温度上昇率, 式(16) θ : 吸気温度降下率 $= T_1 / T_0$ κ : 比熱比 λ : 比出力 τ : 最高-大気温度比 ϕ : 圧力比 $= P_2 / P_1$ Φ : 圧力比 $= \phi^{(\kappa-1)/\kappa}$ χ : 熱効率, 比出力の増加率, 式(11) P : 圧力 $\text{kg/cm}^2 \text{ abs}$ t : 温度 $^{\circ}\text{C}$ T : 温度 $^{\circ}\text{K}$ s : 比エントロピー $\text{kcal/kg}^{\circ}\text{K}$ c_p : 定圧比熱 $\text{kcal/kg}^{\circ}\text{K}$ G_a : 空気流量 kg/s L : 出力 kgm/s A : 仕事の熱当量 kcal/kgm

添 字

0 : 最適値, 最大値

SA : 吸気冷却を施す

CON : 吸気冷却を施さない

 η : 熱効率 λ : 比出力 τ : 最高-大気温度比

eq : 相当値

2. サイクルの設定および構成

サイクルの配置は第1報におけると同様とする。本報では前述のごとく本サイクルの性能値の到達しうる限界値を探ることを一つの目標としていることから、図1に示すようにブレイトンサイクル(1/C/E)(順サイクル)側における圧縮, 膨張過程は断熱変化とす

る。ただし、後述の理由により再生器での熱交換量は再生器温度効率 η_{EX} を用い規定する。圧縮式冷凍サイクル(逆サイクル)は逆カルノーサイクルとし、凝縮温度は大気温度 T_0 に、蒸発温度はブレイトンサイクル側圧縮機入口温度 T_1 にそれぞれ等しいものとする。また、順サイクル、逆サイクルとも物性値は一定で、流量、熱損失はないものとする。なお、図 1 の各部の数字はつぎのものを示している。

- 0 : 大気状態, 冷媒凝縮器内
- 1 : 空気圧縮機入口, 冷媒蒸発器内
- 2 : 再生器空気側入口
- 3 : タービン入口
- 4 : 再生器ガス側入口
- 5 : 燃焼室入口
- 6 : 再生器ガス側出口

3. サイクルの基礎式

前報の式 (17) および (16) において η_{EX} を除く諸効率を 1 とおくと、熱効率 η および比出力 λ は次式となる。

$$\eta = \frac{\tau(1-1/\phi^{(\kappa-1)/\kappa}) - \{\theta(\phi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1) + (1-\theta)/\varepsilon\}}{\tau - (1-\eta_{EX})\theta\phi^{(\kappa-1)/\kappa} - \tau\eta_{EX}/\phi^{(\kappa-1)/\kappa}} \dots\dots\dots(1)$$

$$\lambda = \frac{AL}{c_p T_0 G_a} = \tau(1-1/\phi^{(\kappa-1)/\kappa}) - \{\theta(\phi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1) + (1-\theta)/\varepsilon\} \dots\dots\dots(2)$$

冷凍サイクルの成績係数 ε は設定条件よりつぎとなる。

$$\varepsilon = \theta / (1-\theta) \dots\dots\dots(3)$$

式 (1) において $\eta_{EX}=1$ とおくと $\phi=1$ のとき、 η は定まらず本報の題意にそぐわないので、ここでは η_{EX} を設定値とする。また、本設定条件内では、最高-大気温度比 τ に対し η および λ は単調関数となるので、 τ も設定値と考える。したがって、 τ, η_{EX} を一定とした時、 η および λ は圧力比 Φ および吸気温度降下率 θ の 2 変数関数となり、 η の最大値 η_0 (最大熱効率) を与える圧力比 $\Phi_{0\eta}$ (最適圧力比)、吸気温度降下率 $\theta_{0\eta}$ (最適吸気温度降下率) はつぎに示す式 (4) および (5) の連立方程式の解として得られ、同様に λ の最大値 λ_0 (最大比出力) を与える $\Phi_{0\lambda}, \theta_{0\lambda}$ は式 (6) と (7) の解、すなわち式 (8), (9) として得られる。

$$\partial\eta/\partial\phi=0 \text{ より}$$

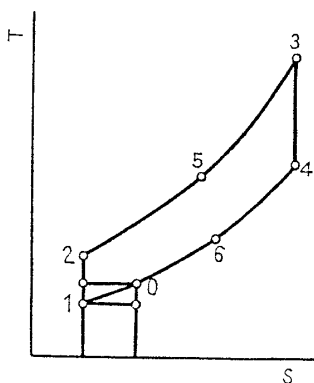


図 1 ガスタービンおよび冷凍サイクルの T-S 線図

$$\begin{aligned} & \{(2\theta-1)(1-\eta_{EX}) - \tau\theta\eta_{EX}\} \Phi^2 \\ & + 2\theta\tau(2\eta_{EX}-1)\Phi + \tau[\tau(1-\eta_{EX}) \\ & - \{\theta - (1-\theta)^2/\theta\}\eta_{EX}] = 0 \dots\dots\dots(4) \end{aligned}$$

$$\partial\eta/\partial\theta=0 \text{ より}$$

$$\begin{aligned} & [\tau\{(2-\Phi)\eta_{EX}-1\} + 2\Phi(1-\eta_{EX})]\theta^2 \\ & - 2(1-\eta_{EX})\Phi\theta - \tau(\eta_{EX}/\Phi-1) = 0 \dots\dots\dots(5) \end{aligned}$$

$$\partial\lambda/\partial\phi=0 \text{ より}$$

$$\Phi - \sqrt{\tau/\theta} = 0 \dots\dots\dots(6)$$

$$\partial\lambda/\partial\theta=0 \text{ より}$$

$$\theta = 1/\sqrt{\Phi} \dots\dots\dots(7)$$

$$\Phi_{0,\lambda} = \tau^{2/3} \dots\dots\dots(8)$$

$$\theta_{0,\lambda} = \tau^{-1/3} \dots\dots\dots(9)$$

ここで、 Φ は $\phi^{(\kappa-1)/\kappa}$ を意味している。式 (4) と (5) から成る連立方程式の解 $\Phi_{0\eta}, \theta_{0\eta}$ は反復法により得、各値とも相続く反復回の相対誤差が 10^{-6} 以下であることをもって題意に適する値を解とした。以上の手続きにより得られた Φ_0 および θ_0 を式 (1) および (2) に代入すると、おのおの最大熱効率 $\eta_{0,SA}(\tau, \eta_{EX})$ 、最大比出力 $\lambda_{0,SA}(\tau)$ が得られる。なお、式 (1), (2), (4), (6) において $\theta=1$ とおくと、吸気冷却を施さない通常のサイクルに対する最大熱効率 $\eta_{0,CON}(\tau, \eta_{EX})$ 、最大比出力 $\lambda_{0,CON}(\tau)$ が求められる。

また、ブレイトンサイクルを 1/C/E の形式で用いることから、 $T_4 > T_2$ の関係が保たれる必要がある。式 (4) において $T_4 = T_2$ 、すなわち $\theta\Phi = \tau/\Phi$ とおくと $\eta_{EX} = 0.5$ が得られ、 $\eta_{EX} > 0.5$ の範囲で $T_4 > T_2$ が保たれる。一方、式 (6) は $T_4 = T_2$ となることを示しており、比出力の最大値を示すサイクルでは再生器を必要としない。しかし、前報および後述で示すよう

に、熱効率、比出力の最大値を与える圧力比は後の方が高く、サイクル設計における圧力比は比出力に対する値よりも低いのが一般的であると考えられ、またサイクル性能の限界値を知るといふ本報の目的から、式(4)と(5)および式(8)と(9)から得られる値を解とする。なお、これらの関係は吸気冷却を施さない場合にも適用される。

4. 解析結果とその検討

4.1 最適点の検討 図2に最大熱効率 η_0 および最大比出力 λ_0 、図3に最適圧力比 $\phi_{0,\eta}$ 、 $\phi_{0,\lambda}$ におおの吸気冷却を施した場合と施さない場合を対比し、

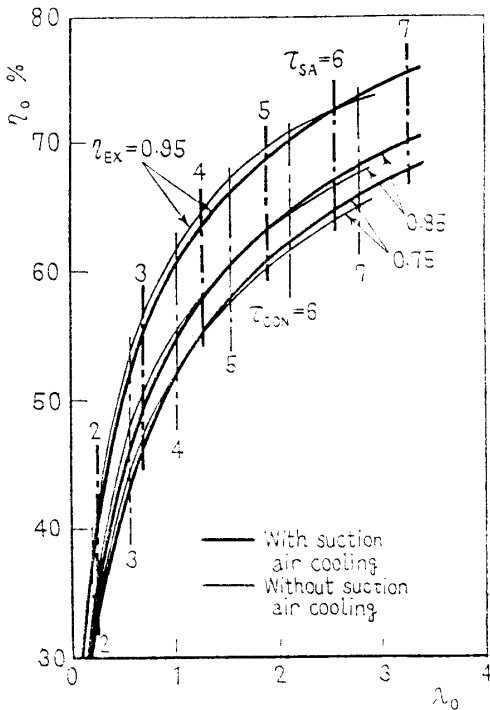


図2 最大熱効率および最大比出力

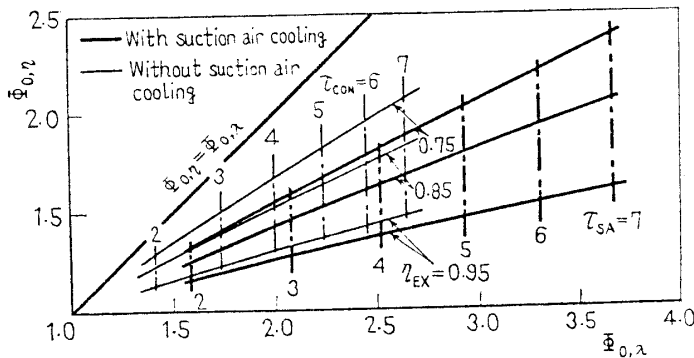


図3 最適圧力比

最高-大気温度比 τ 、再生器の温度効率 η_{EX} をパラメータとして示す。また、図4には吸気冷却を施した場合の最適吸気温度降下率 $\theta_{0,\eta}$ 、 $\theta_{0,\lambda}$ を示す。なお、同図に示す θ_0 を式(3)に代入することにより成績係数 ϵ が求められる。図1に示す本サイクルにおいては、6から0までの等圧変化を行う作動流体は大気により冷却する必要があるが、吸気温度 T_1 の降下に伴い T_6 もまた降下する。したがって、 $T_6 > T_0$ であることを確かめるため、 $T_6 > T_2$ の関係を用い、つぎの関係式を導入し $\theta_0 \phi_0$ を図示したものが図5である。

$$T_6/T_0 > T_2/T_0 = \theta \phi > 1 \dots\dots\dots(10)$$

また、吸気冷却の効果を明らかにするため、つぎに定義する熱効率の増加率 λ_η 、比出力の増加率 λ_λ を用い図6に示す。

$$\left. \begin{aligned} \lambda_\eta(\tau, \eta_{EX}) &= [(\eta_{0,SA} - \eta_{0,CON}) / \eta_{0,CON}] \tau, \eta_{EX} \\ \lambda_\lambda(\tau) &= [(\lambda_{0,SA} - \lambda_{0,CON}) / \lambda_{0,CON}] \tau \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(11)$$

最大熱効率 η_0 の増加率 $\lambda_{0,\eta}$ は、最高-大気温度比 τ_{SA} に対し、最大値をもつ傾向を示すが、最大比出力 λ_0 の増加率 $\lambda_{0,\lambda}$ は単調減少の傾向を示すことが図6より、また、熱効率、比出力の増加の絶対値も同様の傾向を示すことが図2からわかる。 $\lambda_{0,\eta}$ は再生器の温度効率 η_{EX} が小なる方が高い値を示している。また、 $\lambda_{0,\lambda}$ は高い値を示し、吸気冷却を施すことによる比出力の増加は顕著であり、冷却サイクルの組合せによる装置の複雑化などの欠点はかなり克服されるものと考えられる。

図3に示す最適圧力比 ϕ_0 を吸気冷却の有無について比較すると、吸気冷却を施さない通常のサイクルの方が最大熱効率、最大比出力を与える最適圧力比 $\phi_{0,\eta}$ 、 $\phi_{0,\lambda}$ の値は近く、また吸気冷却を施すことによる $\phi_{0,\lambda}$ の増加は大きいことがわかる。

また、最大熱効率、最大比出力を与える最適吸気温

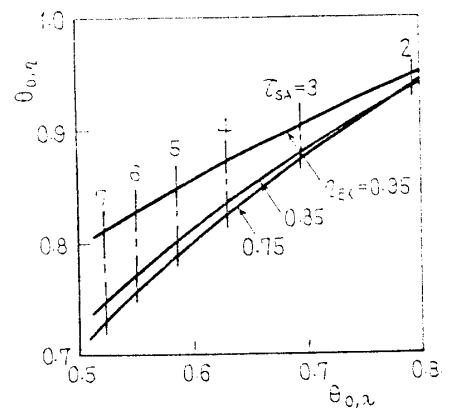


図4 最適吸気温度降下率

度降下率 $\theta_{0,\eta}$, $\theta_{0,\lambda}$ は τ_{SA} が低い領域において近い値となり, η_{EX} が高くなるにつれ両者の差は大きくなること図 4 よりわかる.

図 5 に示す $\theta_0\Phi_0$ は本計算範囲内ではいずれも式 (10) の条件を満足している. また, 吸気冷却を施さない場合 $T_2/T_0=\Phi$ となり, 図 3 に示すその最適値 $\Phi_{0,CON}$ と図 5 に示す $\theta_0\Phi_0$ を比較すると前者の方が高く, 同一の τ , η_{EX} においては, 排ガス温度 T_0 は吸気冷却を施さないサイクルの方が高いことがわかる.

4.2 順-逆サイクルの組合せによる効果についての検討 一般に, 熱機関 (順サイクル) を考える場合, そのサイクルは大気温度 (周囲最低温度) と設定した最高温度の範囲内で作動するものと考えられる. しかし, 本研究におけるような逆サイクルの補助を受ける順サイクルは, 必ずしも上記温度範囲で作動しているわけではなく, 順サイクル (ブレイトンサイクル) 側の圧縮機入口温度は, 大気温度よりも一般に低くなる. すなわち, ブレイトンサイクルの設計においては, 逆サイクルの補助を受けることを想定するならば必ずしもサイクルの最低温度を大気温度と限定する必要はなく, 大気温度よりも低い値に設定することが可能となる. したがって, 順-逆サイクルの性質を表示するには, 前報および本報 4.1 節で用いた熱効率, 比出力に加えて, サイクル全体としての見掛け上の最低温度を用い示すことができ, またこの値はサイクル一般, とりわけブレイトンサイクルの性能評価に用いることができるものと考えられる. したがって, ここではつぎに記す目的による順-逆組合せサイクルの分類のうち, 本研究の題意にもとづき (i) の逆サイクルの補助を受ける順サイクルについて, 組合せによる効果が順サイクル側の性能向上に見合うとし以下に定義

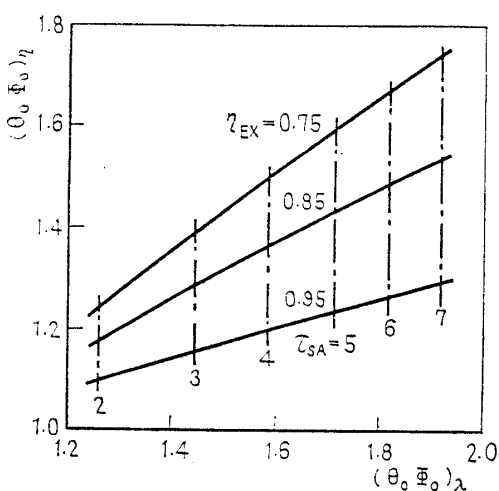


図 5 最大熱効率, 最大比出力を与える $\theta_0\Phi_0$

する相当大気温度 (見掛け上の最低温度), また上記と同様の考えのもとに導入した相当最高温度 (見掛け上の最高温度) を算出し検討を行う.

- (i) 逆サイクルの補助を受け順サイクルの性能向上を図るサイクル
- (ii) 順サイクルの補助を受け逆サイクルの性能向上を図るサイクル⁽²⁾
- (iii) 順-逆両サイクルが相互に補助し両サイクルの性能向上を図るサイクル

4.2.1 相当大気温度 $T_{0,eq}$ 相当大気温度を求めるため, まず, 吸気冷却を施した場合の最高-大気温度比 τ_{SA} に対し, $\eta_{0,SA}$ および $\lambda_{0,SA}$ と同一の値をとる吸気冷却を施さない通常サイクルの温度比 τ_{CON} を τ_{eq} とする. すなわち,

$$\left. \begin{aligned} [\eta_{0,SA}(\tau_{SA,\eta}) - \eta_{0,CON}(\tau_{eq,\eta})] \eta_{EX=const.} &= 0 \\ \lambda_{0,SA}(\tau_{SA,\lambda}) - \lambda_{0,CON}(\tau_{eq,\lambda}) &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(12)$$

τ_{eq} を用い, 任意の大気温度 T_0 および再生器の温度効率 η_{EX} に対し, つぎの相当大気温度降下率 θ_0 および降下相当大気温度 ΔT_0 を定義する.

$$\left. \begin{aligned} \theta_{0,\eta} &= (T_0 - T_{0,eq,\eta}) / T_0 = \Delta T_{0,\eta} / T_0 \\ &= (\tau_{eq,\eta} - \tau_{SA}) / \tau_{eq,\eta} \end{aligned} \right\} \dots\dots(13)$$

$$\left. \begin{aligned} \theta_{0,\lambda} &= (T_0 - T_{0,eq,\lambda}) / T_0 = \Delta T_{0,\lambda} / T_0 \\ &= (\tau_{eq,\lambda} - \tau_{SA}) / \tau_{eq,\lambda} \end{aligned} \right\} \dots\dots(14)$$

上式において, $T_{0,eq}$ は相当大気温度であり, 次式として求められる.

$$T_{0,eq,\eta} = T_0 - \Delta T_{0,\eta}, \quad T_{0,eq,\lambda} = T_0 - \Delta T_{0,\lambda} \dots\dots(15)$$

図 7 に θ_0 を, 図 8 に大気温度 $t_0=15^\circ\text{C}$ を例にとり ΔT_0 を示す.

図 7 において, $\theta_{0,\eta}=\theta_{0,\lambda}$ を示す直線より下方では比出力に対し, 熱効率に対するよりも逆サイクルの存在による効果が大きく現れ, サイクルの最低温度をより下げた状態となっている. 一方, τ_{SA} すなわち最高温度の上昇に伴い $\theta_{0,\lambda}$ よりも $\theta_{0,\eta}$ が高くなり, サイクルの作動温度幅からみると, 熱効率の方に吸気

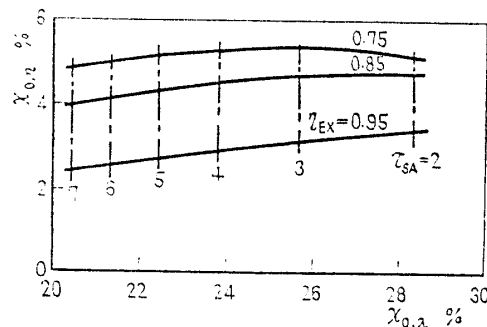


図 6 吸気冷却に伴う最大熱効率, 最大比出力の増加率

冷却による効果がより大きく現れ、図6の η, λ による表示とは異なった吸気冷却サイクルの特徴が明らかとなり、高温技術の進歩および他のサイクルの改善策とともに逆サイクルの補助を取り入れる重要性の増すことがわかる。なお、このような θ_0 を用いたサイク

ルの作動温度による性能の表示は、熱効率、比出力による表示に加え、本研究で対象としているサイクル以外のものに対する圧縮式冷凍機による吸気冷却の可能性⁽³⁾を示し、サイクルを包括的にとらえその性能比較を容易にするとともに、サイクルの性能評価に一つの温度基準を与えるなど、順-逆サイクルの組合せによる効果を明らかにする上で有用な表示方法であると考えられる。また、 θ_0 を温度を用い示した図8から吸気冷却、すなわち逆サイクルの補助を受けた順サイクルの見掛け上の最低温度が具体的にはあくされ、 τ_{SA} が高くなるにつれ $T_{0,eq}$ はかなり低くなるのがわかる。

4.2.2 相当最高温度 $T_{3,eq}$ 式(12)により求められる τ_{eq} を用い、任意の最高温度 T_3 および再生器の温度効率 η_{EX} に対し、つぎの相当最高温度上昇率 θ_3 および上昇相当最高温度 ΔT_3 を前項に準じ定義する。

$$\left. \begin{aligned} \theta_{3,\eta} &= (T_{3,eq,\eta} - T_3) / T_3 = \Delta T_{3,\eta} / T_3 \\ &= (\tau_{eq,\eta} - \tau_{SA}) / \tau_{SA} \\ \theta_{3,\lambda} &= (T_{3,eq,\lambda} - T_3) / T_3 = \Delta T_{3,\lambda} / T_3 \\ &= (\tau_{eq,\lambda} - \tau_{SA}) / \tau_{SA} \end{aligned} \right\} \dots\dots(16)$$

上式において、 $T_{3,eq}$ は相当最高温度であり、次式として求められる。

$$T_{3,eq,\eta} = T_3 + \Delta T_{3,\eta}, \quad T_{3,eq,\lambda} = T_3 + \Delta T_{3,\lambda} \dots\dots\dots(17)$$

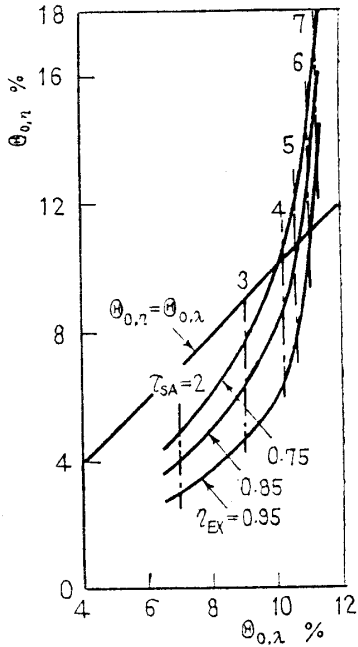


図7 相当大気温度降下率

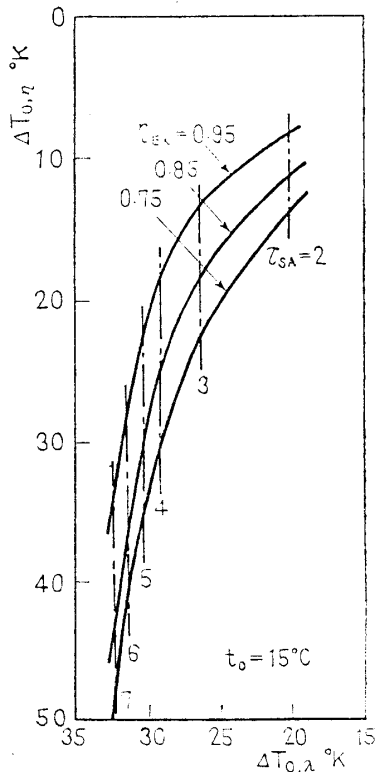


図8 降下相当大気温度

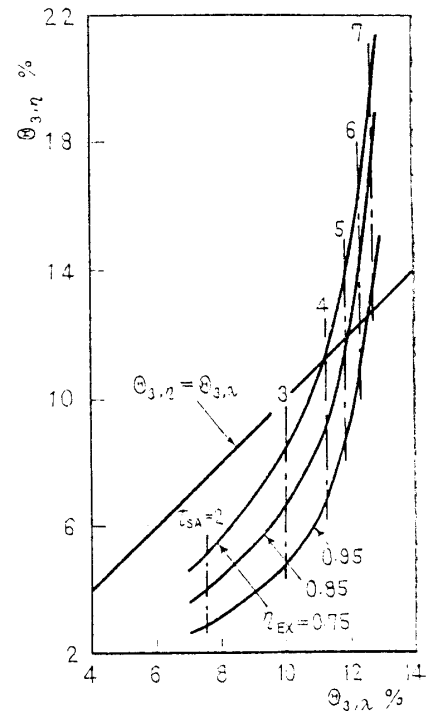


図9 相当最高温度上昇率

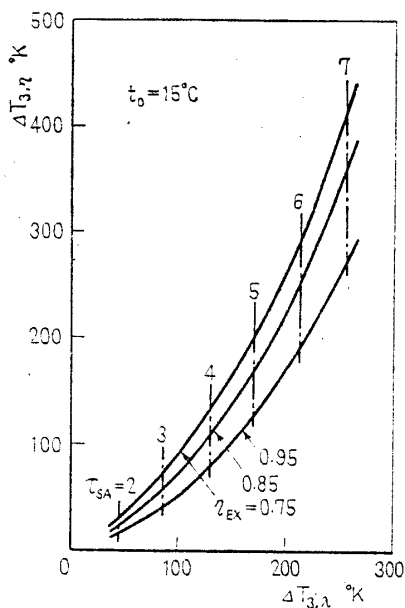


図 10 上昇相当最高温度

図 9, 10 におのおの θ_s , ΔT_3 を示す. 図 9 に示す θ_s は図 7 の θ_0 と同様の傾向を示している. 図 10 の $\Delta T_{3,7}$ は τ_{SA} が高くなるにつれ著しく高い値を示し, ガスタービン翼に対する高温技術の進歩を要請しているとともに, 逆サイクルの補助, たとえば圧縮式冷凍機による吸気冷却などを積極的に取り入れる必要のあることを示している.

5. 結 言

圧縮式冷凍機によるガスタービンの吸気冷却を行うサイクルについて, 熱力学的最適点の検討を行い, 最高-大気温度比および再生器の温度効率に対し, 本サイクルの到達しうる熱力学的限界値を明らかとした.

文 献

- (1) 水野・ほか 3 名, 機論, 42-363 (昭 51-11), 3571.
- (2) 水野・ほか 3 名, 冷凍, 48-549 (昭 48-7), 1.
- (3) 水野・ほか 3 名, 室蘭工業大学工学部研究報告, 9-2 (昭 52-12), 563.

討 論

〔質問〕 広木 強 (石川島播磨重工業会社)

(1) 吸気冷却を行っている本報告の場合の効率の定義はどうなっているか. 第 1 報に述べられていることと思うが, 再度明確にしていきたい.

(2) 単純なサイクルの場合には, 効率は直接に, 同一燃料の消費料, すなわち単位時間当りの消費燃料全額になるが, 本報告の場合の効率も同様になるか.

〔回答〕 (1) 前報⁽¹⁾の式 (16), (17) に示すように, 熱効率 η は次式により算出している.

$$\eta = A(L_T - L_C - L_{CR}) / Q_{CC}$$

ここで, L_T はタービン出力, L_C は空気圧縮機動力, L_{CR} は冷媒圧縮機動力, Q_{CC} は加熱熱量を示している.

(2) 前問の回答において示した式のとおり, 熱効率は全供給熱量に対する正味の出力とし算出しており, 単位時間当たりの消費燃料全額を基準 (分母) として計算している. したがって, 単純なサイクルの場合と同様の熱効率の定義を用いていることとなる.

〔質問〕 須之部量寛 (東京理科大学理工学部)

ガスタービンのサイクル計算においては圧縮機, タ

ービンの断熱効率をはじめ, 流動抵抗, 諸損失の見積り方で結論が変わってくることもある. 本論文では解析の基礎となる式(1)および(2)において熱交換器の効率 η_{EX} のほか, 諸効率を100%としてあるが, この仮定のもとに導かれた結論がどの程度の指針を与えうるか, 精密計算との比較例があればお示し願いたい.

〔回答〕 前報⁽¹⁾の結果によると吸気冷却を施すことによる利得は, 大気温度 $t_0=30^\circ\text{C}$, タービン入口

温度 $t_3=750^\circ\text{C}$, 熱交換器の温度効率 $\eta_{EX}=0.85$ の場合熱効率は約6%, 比出力は約19%であるのに対し, 本報の図6に示す結果 ($\tau=T_3/T_0=3.38$) では, 熱効率は約4.6%, 比力は約25%である. 諸効率の見積り方により熱効率は前報の方が若干高く, 比出力は本報の結果の方が高いが, 大きな差異は認められない. したがって, 本報での結果は, 本サイクルの特徴を表述しているものと考えられる.