

JAERI-M

7318

ヘリウムタービンロータにおける
冷却流量の検討

1977年10月

武藤 康

この報告書は、日本原子力研究所が JAERI-M レポートとして、不定期に刊行している研究報告書です。入手、複製などのお問い合わせは、日本原子力研究所技術情報部（茨城県那珂郡東海村）あて、お申しこしください。

JAERI-M reports, issued irregularly, describe the results of research works carried out in JAERI. Inquiries about the availability of reports and their reproduction should be addressed to Division of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken, Japan.

ヘリウムタービンロータにおける冷却流量の検討

日本原子力研究所動力炉開発・安全性研究管理部

武 藤 康

(1977年9月8日受理)

高温高圧のヘリウムガスタービンにおいて、ロータ冷却のために最低限必要な冷却流量を知ることが設計上の重要な課題である。

タービンロータをモデル化し、伝熱およびガス膨張の計算コードGAROCを作成した。小型ならびに大型タービンモデルについて特性解析を行ない、次の結論を得た。

- (i) ロータ冷却は、ロータ最高温度の低下には有効でない。大型タービンにおいては特にそうである。
- (ii) ロータ冷却は、ロータ平均温度の低下には非常に有効である。
- (iii) 冷却ガス温度上昇 100°C 以下、ロータ平均温度の高温ガス温度からの低下 200°C 以上の条件の下で考えると、冷却流量比 $0.5\sim 1.0\%$ が適切である。

Study on the cooling-gas flow rate in a helium
turbine rotor

Yasushi MUTO

Division of Power Reactor Projects, JAERI

(Received September 8, 1977)

In a helium gas turbine, cooling the rotor is necessary because of the high temperature and high pressure. The cooling-gas flow results in reduction of the temperature of turbine rotor and also increase of the ineffectual compressor driving power. Therefore, it is important to know the flow rate sufficient to reduce the turbine rotor temperature.

With a turbine rotor model, the computer code GAROC for heat transfer and gas expansion calculations was developed. And heat transfer characteristics of small and large turbine rotors were studied parametrically.

- (1) Rotor cooling is not effective to reduce the maximum rotor temperature, especially in a large turbine.
- (2) Rotor cooling is highly effective to reduce the average rotor temperature.
- (3) A flow rate ratio of 0.5 - 1.0% is sufficient at cooling gas temperature rises up to 100 C and a 200 C difference between high gas temperature and average rotor temperature.

Keywords: Helium Turbine, HTGR, Thermal Efficiency, Turbine Rotor Temperature, Turbine Rotor Cooling

目 次

1. 序論および解析モデル	1
1.1 高温ガス炉直結ガスタービン発電プラント	1
1.2 ロータ温度分布の計算	1
(1) 熱伝達	2
(2) 熱輸送	4
(3) タービンにおける膨張	6
2. 解析結果	10
2.1 標準タービンデータおよびその特性	10
(1) 小型タービン標準データ	10
(2) 大型タービン標準データ	11
(3) 結 論	11
2.2 冷却流量比および流路巾の影響	17
(1) 冷却ガス出口温度への影響	17
(2) 入口ロータ平均温度への影響	18
(3) ロータ平均温度への影響	19
(4) ロータ最高温度への影響	19
(5) 結 論	19
2.3 その他の因子の影響	25
(1) 圧力の影響	25
(2) 高温ガス流速の影響	25
(3) ロータ長さの影響	25
3. 解析コード	27
3.1 計算式のコード化	27
3.2 入力形式	27
3.3 出力形式	28
4. 謝 辞	42

1. 序論および解析モデル

1.1 高温ガス炉直結ガスタービン発電プラント

ヘリウム冷却高温ガス炉の炉心出口ガス温度が $800^{\circ}\text{C}\sim 850^{\circ}\text{C}$ を越えると、従来の水蒸気タービンサイクルを用いて発電を行うよりも、ガスタービンサイクルを用いて発電を行う方が、熱効率ならびに資本費、環境への影響の面から有利であると考えられている。従って多目的高温ガス実験炉においても、将来ガスタービンを結合することを想定して設計研究が進められてきた。

多目的高温ガス実験炉の「基本概念設計」において設計されたガスタービンサイクルおよびガスタービンの構造を示すと図1（系統）、2（T-S線図）、3（構造）のようになる。本ガスタービンにおいては、入口温度 910°C 、入口圧力 $4.29\text{ kg/cm}^2\text{ g}$ 、出口温度 624°C 、出口圧力 $2.28\text{ kg/cm}^2\text{ g}$ である。

このような高温高圧のガスタービンにおいては、ロータの設計が、高速回転による遠心力および自重により生ずる応力により、極めて困難になる。このため、圧縮機出口の比較的低温（この場合 175°C ）のヘリウムガスをロータ内部に導入し、ロータ温度を下げることににより、材料強度を確保することが必要となる。

この際、このロータに冷却ガスを流すために余分な圧縮機動力が必要となるが、この動力は発電には生かされない無効動力であり、さらに冷却による熱損失も加わって、タービンサイクルの熱効率を低下させる。この冷却ガス流量の大きさとしては、主流ガスに対する比率で考えて、約 $2\sim 3\%$ が許容限界であることが知られている。従って、これ以下の冷却ガス流量により、機械、強度設計を容易にするために、ロータ温度をどれだけ下げられるかが重要な問題となる。

諸外国のガスタービンプラントの設計例においては、数%の範囲でいろいろな値の冷却流量比を採用している。しかしながら、その選定理由については公表されていない。

以下の解析では、適当なモデルを想定し、伝熱およびガス膨張の計算を行なって、種々の条件下におけるロータ温度を求め、この問題を明らかにしようとしたものである。

1.2 ロータ温度分布の計算

タービンロータの構造（図3）において、冷却ガスの流し方は種々考えられるが、ここでは図4に示すようなモデルを採用した。すなわち、ロータは、シャフトとロータ（翼車）より成るものとし、ロータとシャフトの間の円環状の隙間に冷却ガスを流すものとする。

ここで高温ガスは、高温高圧（例えば $1,000^{\circ}\text{C}$ 、 4.0 atg ）の状態であり、何段かの翼を通過するたびに膨張により仕事をし、温度、圧力共に降下（例えば 600°C 、 2.0 atg ）し、出口に至る。この間に主流の高温ガスより冷却ガスに熱が流れ、高温ガスの温度は若干低下し、冷却ガスの温度は上昇する。このように高温ガス側においては、膨張による温度降下と冷却ガスへの

熱損失による温度降下が同時に生じており、これらを同時に解析することは困難である。しかし、ガスの流れ方向（軸方向 x ）にロータを分割し、小区間 Δx に着目し、ここでは高温ガスの膨張と冷却ガスへの伝熱が独立に生ずると考えることができる。すなわち図5のような伝熱モデルを考えることになる。

以下に、この場合の熱伝達、熱輸送、膨張の各式を示す。

(1) 熱伝達

軸方向の任意の点 x の単位区間における高温ガスより冷却ガスへの伝熱は次式で示される。

ロータ内の熱伝導は、熱伝導率の温度依存性を無視すると、

$$T_R(x, r) = C_1(x) \ln \frac{2r}{D_1} + C_2(x) \quad (1)$$

$$q(x, r) = -\lambda_R \frac{\partial T_R}{\partial r} = -\lambda_R \frac{C_1(x)}{r} \quad (2)$$

境界条件として、

$$q(x, D_1/2) = -\lambda_R \frac{2C_1(x)}{D_1} = -h_c(x) \{ T_R(x, D_1/2) - T_c(x) \} \quad (3)$$

$$q(x, D_2/2) = -\lambda_R \frac{2C_1(x)}{D_2} = -h(x) \{ T(x) - T_R(x, D_2/2) \} \quad (4)$$

$$T_R(x, D_1/2) = C_2(x) \quad (5)$$

$$T_R(x, D_2/2) = C_1(x) \ln \frac{D_2}{D_1} + C_2(x) \quad (6)$$

ここで、

$T_R(x, r)$: ロータ温度	[$^{\circ}\text{C}$]
r	: 半径方向距離	[m]
x	: 軸方向距離	[m]
D_1	: ロータ内径	[m]
$C_1(x)$: 積分定数	[$^{\circ}\text{C}$]
$C_2(x)$: 積分定数	[$^{\circ}\text{C}$]
$q(x, r)$: 熱流束	[$\text{kcal}/\text{m}^2 \text{hr}$]
λ_R	: ロータ材料の熱伝導率	[$\text{kcal}/\text{m}^2 \text{hr}^{\circ}\text{C}$]
$h_c(x)$: 冷却ガス側熱伝達率	[$\text{kcal}/\text{m}^2 \text{hr}^{\circ}\text{C}$]
$T_c(x)$: 冷却ガス温度	[$^{\circ}\text{C}$]
D_2	: ロータ外径	[m]
$h(x)$: 高温ガス側熱伝達率	[$\text{kcal}/\text{m}^2 \text{hr}^{\circ}\text{C}$]
$T(x)$: 高温ガス温度	[$^{\circ}\text{C}$]

(3)(4)(5)(6)式より $T_R(x, D_2/2)$, $T_R(x, D_1/2)$ を消去して,

$$\frac{\lambda}{h(x)} \cdot \frac{2C_1(x)}{D_2} = T(x) - C_1(x) \ell_n \frac{D_2}{D_1} - C_2(x) \quad (7)$$

$$\frac{\lambda}{h_c(x)} \cdot \frac{2C_1(x)}{D_1} = C_2(x) - T_c(x) \quad (8)$$

従って, $C_1(x)$, $C_2(x)$ は次のようになる。

$$C_1(x) = \frac{D_2}{2\lambda_R} \cdot \frac{T(x) - T_c(x)}{\frac{1}{h(x)} + \frac{D_2}{D_1 h_c(x)} + \frac{D_2}{2\lambda_R} \ell_n \frac{D_2}{D_1}} \quad (9)$$

$$C_2(x) = T_c(x) + \frac{D_2}{D_1 h_c(x)} \cdot \frac{T(x) - T_c(x)}{\frac{1}{h(x)} + \frac{D_2}{D_1 h_c(x)} + \frac{D_2}{2\lambda_R} \ell_n \frac{D_2}{D_1}} \quad (10)$$

ここで熱貫流率 $K(x)$ は, 高温ガス側の伝熱面積基準で,

$$K(x) = \frac{1}{\frac{1}{h(x)} + \frac{D_2}{D_1 h_c(x)} + \frac{D_2}{2\lambda_R} \ell_n \frac{D_2}{D_1}} \quad (11)$$

で表わされるから, これを用いると,

$$C_1(x) = \frac{D_2 K(x)}{2\lambda_R} \{ T(x) - T_c(x) \} \quad (12)$$

$$C_2(x) = T_c(x) + \frac{D_2 K(x)}{D_1 h_c(x)} \cdot \{ T(x) - T_c(x) \} \quad (13)$$

故にロータ温度は次のように表わされる。

$$T_R(x, r) = T_c(x) + \frac{D_2 K(x)}{D_1 h_c(x)} \{ T(x) - T_c(x) \} + \frac{D_2 K(x)}{2\lambda_R} \{ T(x) - T_c(x) \} \ell_n \frac{2r}{D_1} \quad (14)$$

(3)(4)式の熱伝達率は次の管内乱流熱伝達式より求められる。

高温ガス側では

$$h(x) = \frac{\lambda(x)}{D_e} N_u(x) \quad (15)$$

$$D_e = D_3 - D_2 \quad (16)$$

$$Nu(x) = 0.023 Re(x)^{0.8} Pr^{0.4} \quad (17)$$

$$Re(x) = \frac{u(x) D_e}{\nu(x)} \quad (18)$$

ここで、

- $Nu(x)$: ヌセルト数 [1]
- $\lambda(x)$: ガスの熱伝導率 [kcal/mhr°C]
- D_e : 有効直径 [m]
- D_3 : ガス流路外径 [m]
- $Re(x)$: レイノルズ数 [1]
- Pr : プラントル数 [1]
- $\nu(x)$: 動粘性係数 [m²/sec]

低温ガス側では、

$$h_c(x) = \frac{\lambda_c(x)}{D_{ec}} Nu_c(x) \quad (19)$$

$$D_{ec} = D_1 - D_0 \quad (20)$$

$$Nu_c(x) = 0.023 Re_c(x)^{0.8} Pr^{0.4} \quad (21)$$

$$Re_c(x) = \frac{u_c(x) D_{ec}}{\nu_c(x)} \quad (22)$$

ここで、

- $Nu_c(x)$: ヌセルト数 [1]
- $\lambda_c(x)$: 冷却ガスの熱伝導率 [kcal/mhr°C]
- D_{ec} : 有効直径 [m]
- D_0 : シャフト外径 (冷却流路内径) [m]
- $Re_c(x)$: レイノルズ数 [1]
- $\nu_c(x)$: 動粘性係数 [m²/sec]

(2) 熱輸送

$x = x$ より $x = x + \Delta x$ までの区間における伝熱を考えると、この間では熱伝達率 $h(x)$, $h_c(x)$ が一定であるとして、次式をうる。

$$Q(x) = K(x) \pi D_2 \Delta x \cdot \Delta T_m \quad (23)$$

$$\Delta T_m(x) = \frac{\{ T(x) - T_c(x) \} - \{ T(x + \Delta x) - T_c(x + \Delta x) \}}{\ln \left\{ \frac{T(x) - T_c(x)}{T(x + \Delta x) - T_c(x + \Delta x)} \right\}}$$

$$Q(x) = C_p G \{ T(x) - T(x + \Delta x) \} \quad (25)$$

$$Q(x) = C_p G_c \{ T_c(x + \Delta x) - T_c(x) \} \quad (26)$$

ここで

- $Q(x)$: 区間 Δx における伝熱量 [kcal/h]
- $\Delta T_m(x)$: 対数平均温度差 [°C]
- G : 高温ガス流量 [kg/sec]
- G_c : 冷却ガス流量 [kg/sec]

(25)(26)より

$$T(x + \Delta x) = T(x) - \frac{Q(x)}{C_p G} \quad (27)$$

$$T_c(x + \Delta x) = T_c(x) + \frac{Q(x)}{C_p G_c} \quad (28)$$

(27)(28)を(24)に代入すると、

$$\Delta T_m(x) = \frac{\frac{Q(x)}{C_p G} + \frac{Q(x)}{C_p G_c}}{\ln \left\{ \frac{T(x) - T_c(x)}{T(x) - T_c(x) - \frac{Q(x)}{C_p G} - \frac{Q(x)}{C_p G_c}} \right\}} \quad (29)$$

(29)式に(23)式を代入すると、

$$\ln \left\{ \frac{T(x) - T_c(x)}{T(x) - T_c(x) - \left(\frac{1}{C_p G} + \frac{1}{C_p G_c} \right) K(x) \pi D_2 \Delta x \cdot \Delta T_m} \right\} = \left(\frac{1}{C_p G} + \frac{1}{C_p G_c} \right) \cdot K(x) \pi D_2 \Delta x \quad (30)$$

$$\frac{T(x) - T_c(x)}{T(x) - T_c(x) - \left(\frac{1}{C_p G} + \frac{1}{C_p G_c} \right) K(x) \pi D_2 \Delta x \cdot \Delta T_m} = \exp \left(\left(\frac{1}{C_p G} + \frac{1}{C_p G_c} \right) K(x) \cdot \pi D_2 \Delta x \right)$$

$$\Delta T_m(x) = \frac{T(x) - T_c(x)}{\alpha(x)} \left[1 - \frac{1}{\exp \alpha(x)} \right] \quad (31)$$

ここで、

$$\alpha(x) = \frac{K(x) \pi D_2 \Delta x}{C_p G_c} \left(1 + \frac{G_c}{G} \right) \quad (32)$$

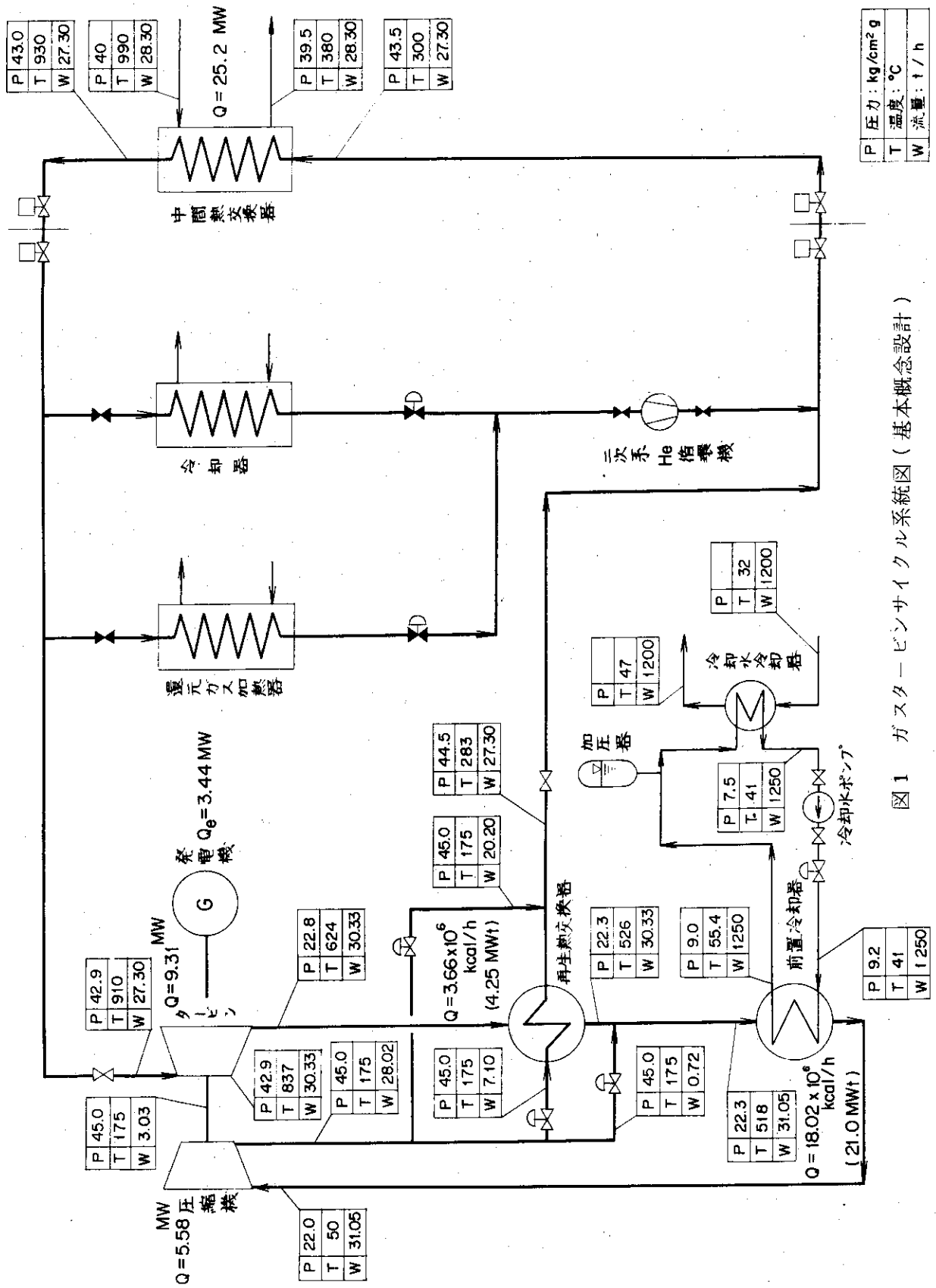
よって、区間 Δx における入口温度 $T(x)$, $T_c(x)$ が求められると、この間では $K(x)$ が一定であるものとして、(31)式より $\Delta T_m(x)$, (32)式より伝熱量 $Q(x)$, (27), (28)式より出口温度 $T(x)$, $T_c(x)$ が求められる。

(3) タービンにおけるヘリウムガスの膨張

タービンにおいてヘリウムガスが膨張した後の温度、圧力を T' , P' とすると、ポルトローブ効率を η_{TP} , 比熱比を k として、

$$\frac{T'}{T} = \left(\frac{P'}{P} \right)^{\frac{k-1}{k} \eta_{TP}} \quad (33)$$

となる。



P	圧力: kg/cm ² g
T	温度: °C
W	流量: t/h

図1 ガスタービンサイクル系統図 (基本概念設計)

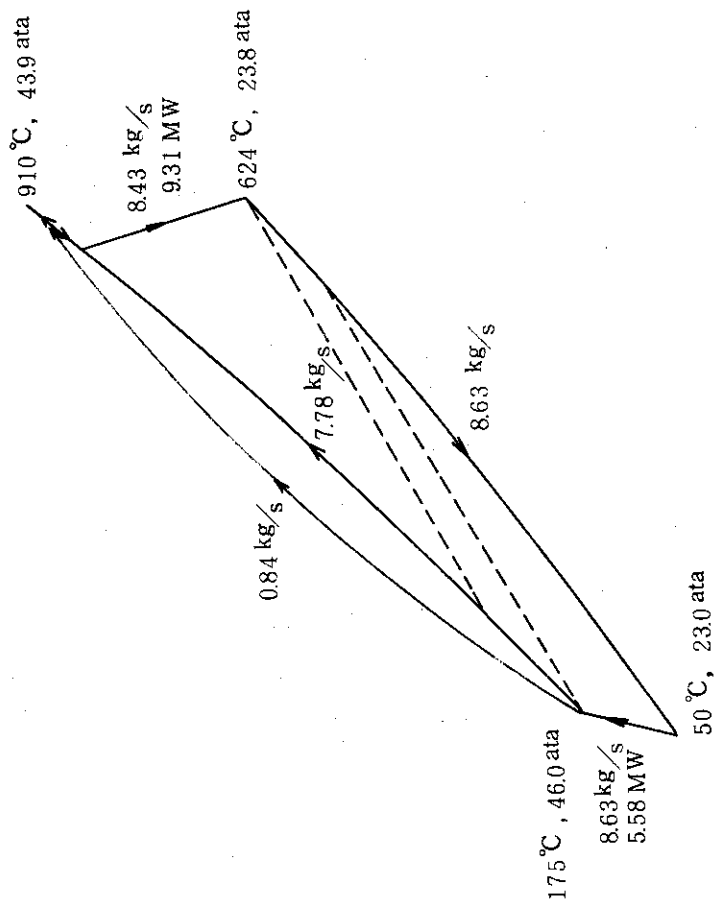
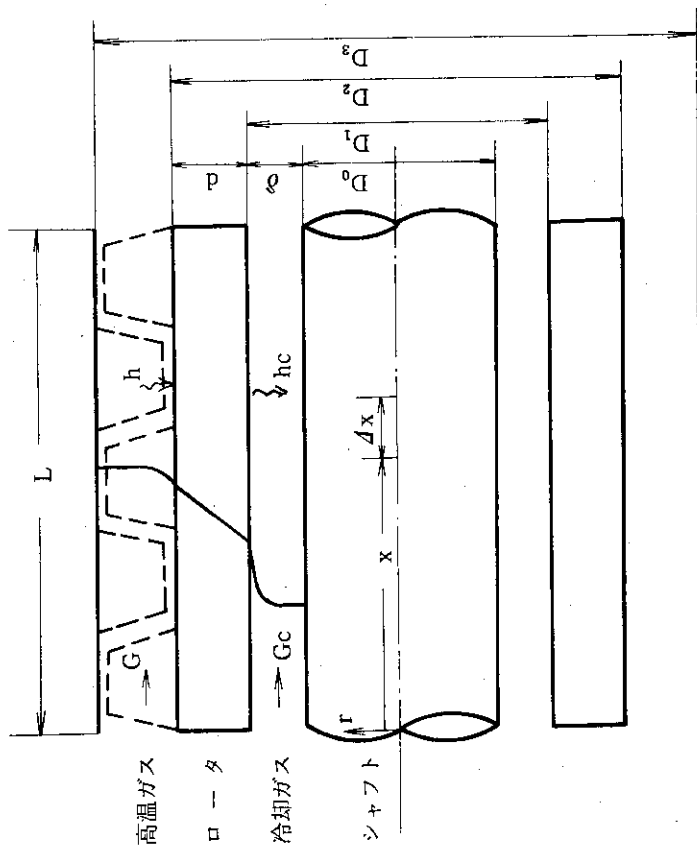


図2 ガスタービンサイクルT-S線図(基本概念設計)



- G, G_c : ガス流量
- h, h_c : 熱伝達率
- L : ロータ長さ
- d : ロータ板厚
- δ : 冷却ガス流路巾
- D_0 : シャフト外径
- D_1 : 冷却流路外径
- D_2 : ロータ外径
- D_3 : 高温ガス流路外径

図4 ロータ冷却形状モデル

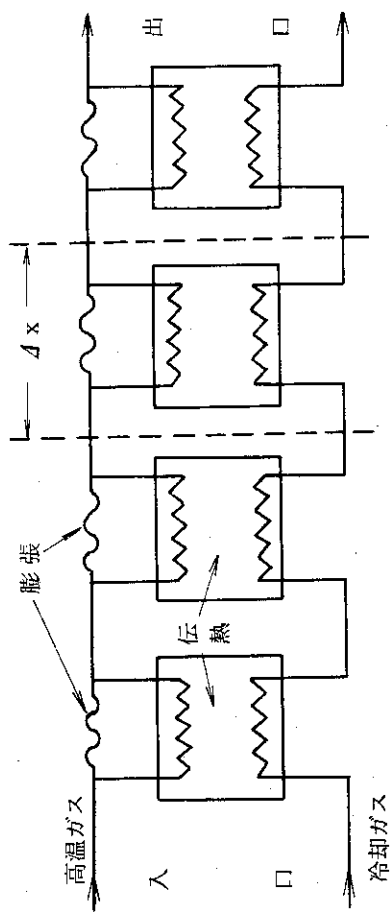


図5 ロータ伝熱モデル

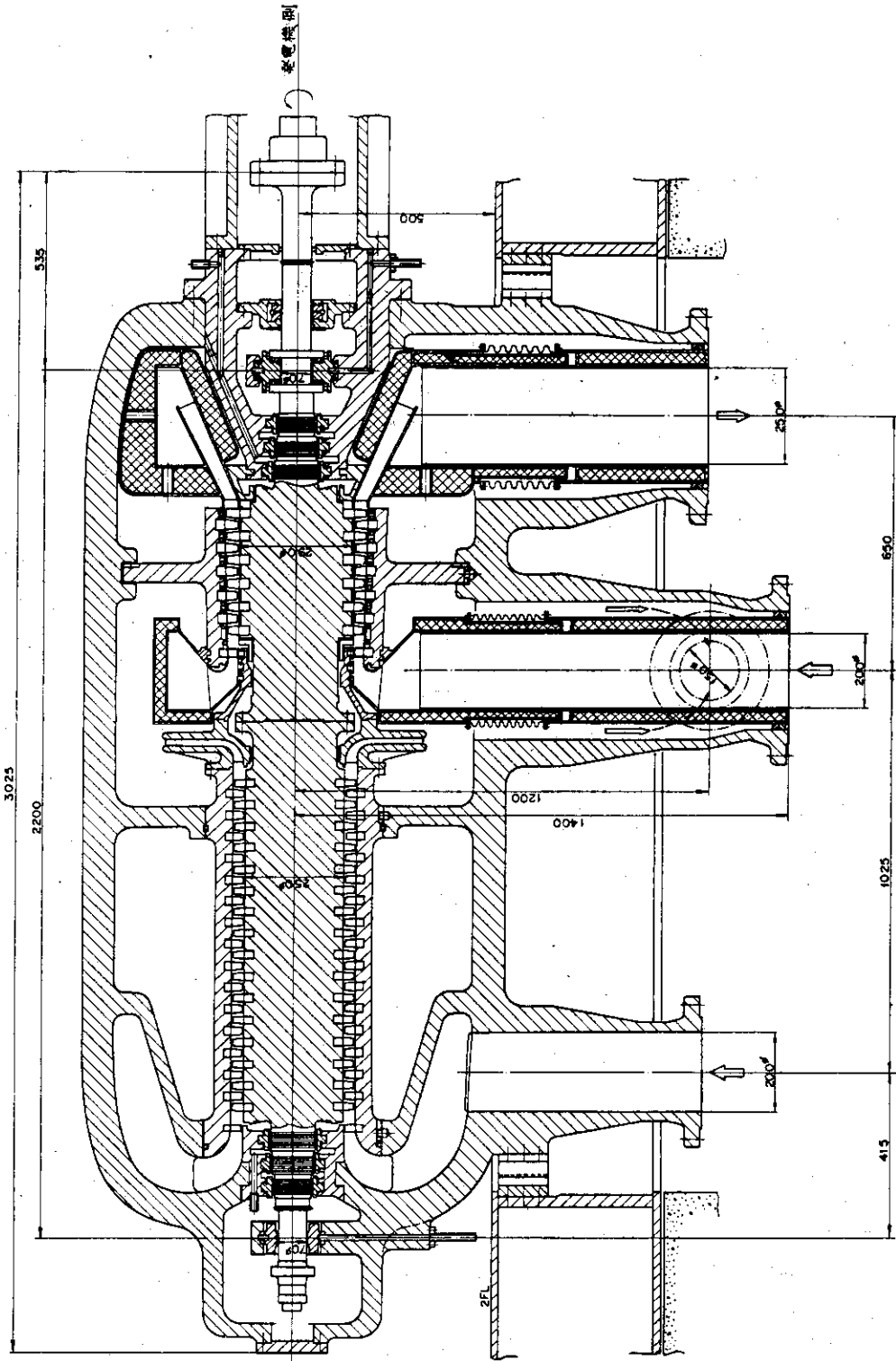


図3 ガスタービン断面図(基本概念設計)

2. 解析結果

2.1 標準タービンデータおよびその特性

解析対象として、高温ガス実験炉基本概念設計におけるタービン（小型タービン，3.4 MWe）および西ドイツの370 MWeタービン（大型タービン）を選定した。前者についてはすでに図1～3に示した。後者の系統図を図6に示す。

これらのタービン設計例より、解析に必要なデータを取り出すと表1および図7，図8のようになる。データのうち、シャフト外径については、いろいろな設計値をとり得るので、太いもの（標準データA）と細いもの（標準データB）と2種類のデータを選定した。シャフト外径が大きくなれば、ロータ肉厚は減少することになる。シャフト外径と冷却流路内径の間隙すなわち冷却流路巾については、今回の検討対象の1つであるが、暫定的に6mm（小型タービン）および20mm（大型タービン）とした。

以下に標準データについての解析結果を示す。

(1) 小型タービン標準データ

(a) ロータ温度の特性

ロータ温度の軸方向変化を示すと図9のようになる。図よりロータ温度は軸方向（ガスの流れ方向）に直線的に低下することが分る。高温側の値が軸方向に下るのは、高温ガスの翼における膨張による温度降下に起因しており、高温ガスより冷却ガスへの伝熱による分は極めて少量（1.1～0.6℃）である。低温側においては、冷却ガスの温度上昇により、ロータ温度の低下は緩和される。標準データAとBとを比べると、Aの方がBより薄肉（A：32mm，B：83mm）で伝熱特性が良好なため、ロータ内部の温度差は小さく（A：262℃，B：465℃）になっている。換言すると、入口で比較すると、Aの方が高温側で低く（A：871℃，B：890℃），低温側では高く（A：609℃，B：425℃）になっている。平均温度で比較すると厚肉ロータのデータBの方がやや低い値（45℃）を示している。

ロータ温度の径方向変化を示すと、図10（標準データA），図11（標準データB）のようになる。標準データAは薄肉なので、ほぼ直線変化になっているが、厚肉データBではかなり曲線状になっている。

(b) 熱伝達特性

膜温度差およびロータ内部の温度差を示すと図12（標準データA），図13（標準データB）のようになる。高温ガスと冷却ガス間の温度差が軸方向に減少するに伴い、冷却ガス側膜温度差およびロータ内温度差は減少しているが、高温ガス側温度差はほぼ一定である。これは図14に示すように高温ガス側熱伝達率が、出口に近づくに従い、流路の有効直径の増加，動粘性係数の増加，熱伝導率の減少により低下することに起因している。

また高温ガス側の膜温度差はいずれの場合にも、冷却ガス側膜温度差やロータ内温度差に比べ、非常に小さい値である。このことは換言すれば、ロータの高温ガス側温度が、高温ガスの温度に極めて近い値であることを示している。従って、ロータ冷却による効果は、ロー

タ最高温度を下げるのにはほとんど効果がなく、平均温度を下げることにのみ有効であることが知られる。

標準データ A と B を比較すると、薄肉ロータのデータ A では冷却ガス側膜温度差の方がロータ内温度差よりも大きく、厚肉ロータのデータ B では、これが逆になっている。

(2) 大型タービン標準データ

(a) ロータ温度の特性

ロータ温度の軸方向分布を図 15 に、半径方向分布を図 16 (標準データ A) および図 17 (標準データ B) に示す。

大型タービンの場合にも、小型タービンの場合と全く同じ傾向が見られる。

(b) 熱伝達特性

膜温度差ならびにロータ内部温度差の軸方向分布を図 18 に、熱伝達率の軸方向分布を図 19 に示す。

大型タービンの場合には、ロータ寸法が大きくなるので当然のことながら、ロータ金属部の熱抵抗が増し、ロータ内部温度差が増大することになる。従って図 18 に示すように高温側と低温側の温度差の主要部はロータ内温度差で占められている。また図 19 に示すように、熱貫流率 K は、熱伝達率 h , h_c に比し、極めて小さい値となっている。

この点を除くと、大型タービンの場合も小型タービンの場合と同様の傾向を示している。

(8) 結 論

標準データの特性より明らかになった事項は次の通りである。

- (i) ロータ温度の軸方向変化は直線的である。
- (ii) ロータを厚肉にすると熱抵抗が増し、ロータ平均温度は若干(約 50℃)低下する。
- (iii) 高温ガス側熱伝達率は非常に大きい。すなわち高温ガス側熱抵抗は冷却ガス側熱抵抗あるいはロータ金属部の熱伝導による抵抗に比し、極めて小さいため、高温ガス側の膜温度差は非常に小さくなる。従って、ロータ最高温度を下げることは困難である。
- (iv) 小型タービンと大型タービンとの特性の違いは、大型タービンでは厚肉化によりロータ内部(金属部)の温度差が増大することである。このことは平均温度を下げる点では好ましいが最高温度を下げるためには好ましくない。

表 1 標準データ

項目	単位	3.4 MWeタービン (基本概念設計)		370MWeタービン (西ドイツ)	
		標準データA	標準データB	標準データA	標準データB
タービン入口温度	℃	910	910	850	850
圧縮機出口温度	℃	175	175	178	178
タービン入口圧力	ata	43.9	43.9	61.18	61.18
圧縮機出口圧力	ata	46.0	46.0	63.63	63.63
タービン入口流量	kg/sec	8.4	8.4	540	540
タービン圧力比		1.84	1.84	2.4	2.4
タービンポリトロップ効率	%	89	89	90	90
冷却流量比	%	1.0	1.0	1.0	1.0
タービン段数		6	6	8	8
シャフト外径	mm	214	112	1,460	920
ロータ冷却流路内径	mm	226	124	1,500	960
ロータ外径(翼は除く)	mm	290	290	1,720	1,720
ケーシング入口内径	mm	338	338	2,000	2,000
ケーシング出口内径	mm	358	358	2,260	2,260
ロータ長さ	mm	400	400	2,000	2,000
ロータ肉厚	mm	32	83	110	380
冷却流路巾	mm	6	6	20	20

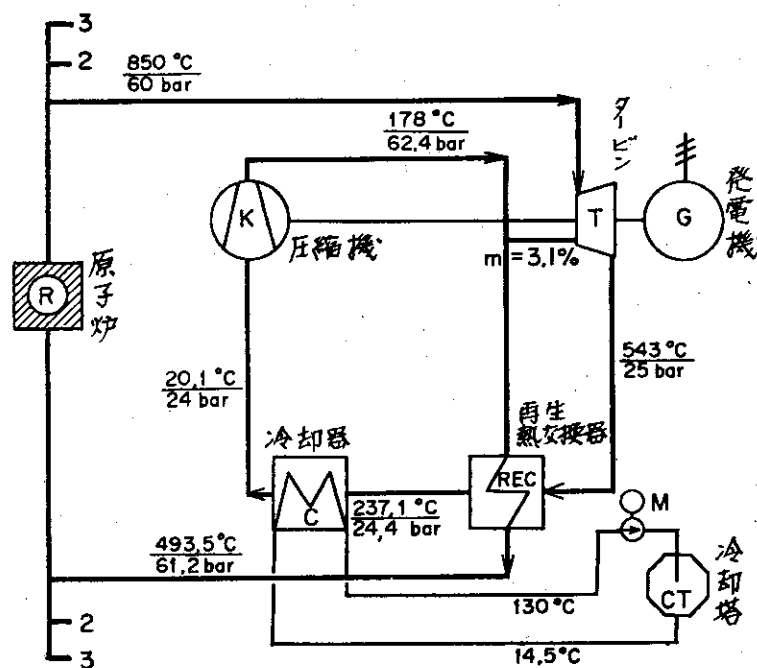


図 6 大型タービンサイクル系統図
(西ドイツ 370MWe)

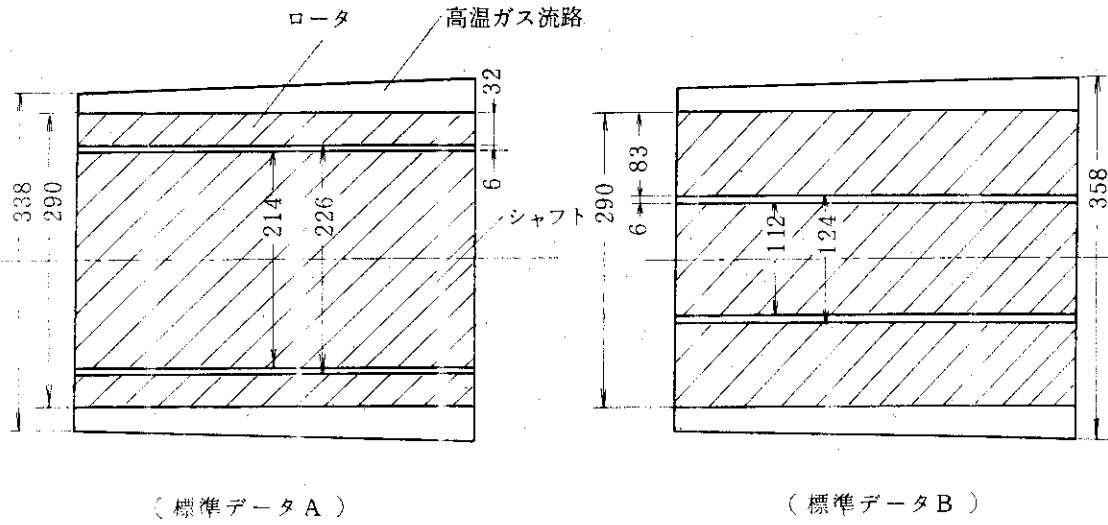


図7 小型タービンモデルの形状、寸法

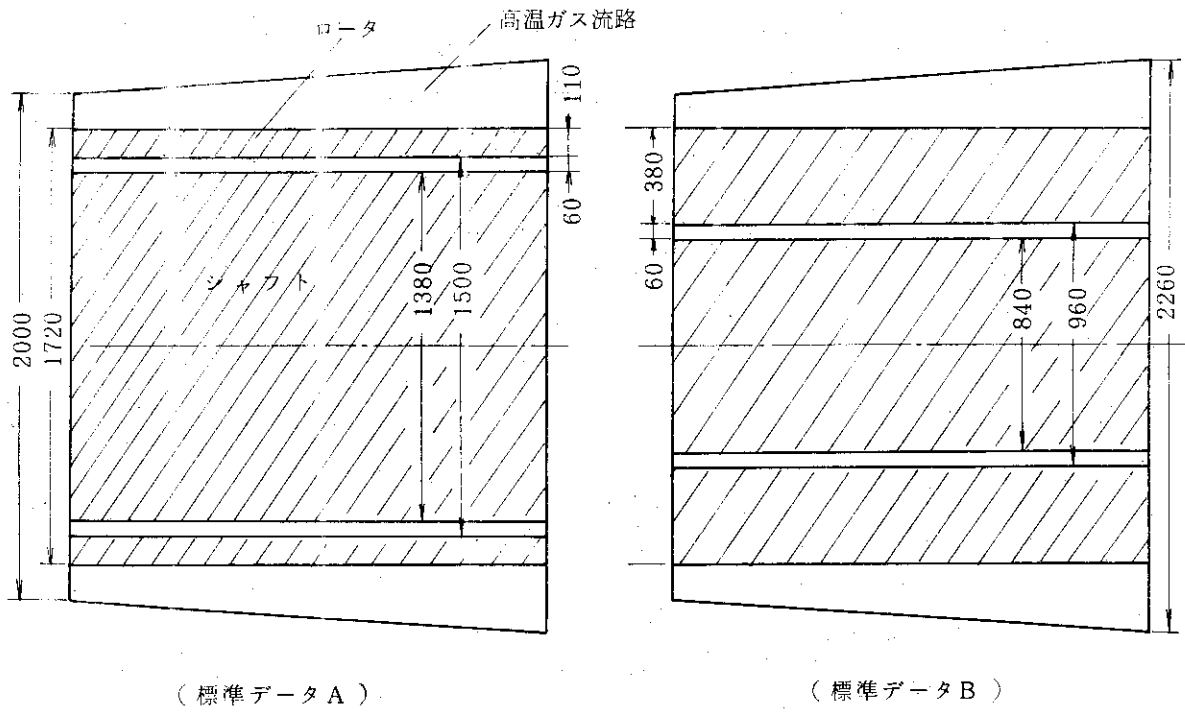


図8 大型タービンモデルの形状、寸法

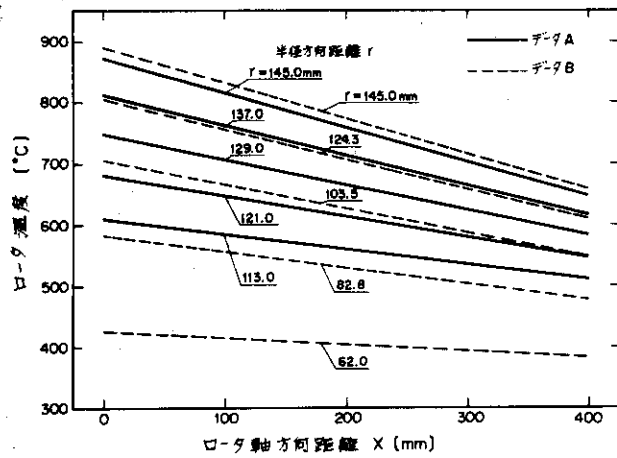


図 9 ロータ内軸方向温度分布 (小型タービン)

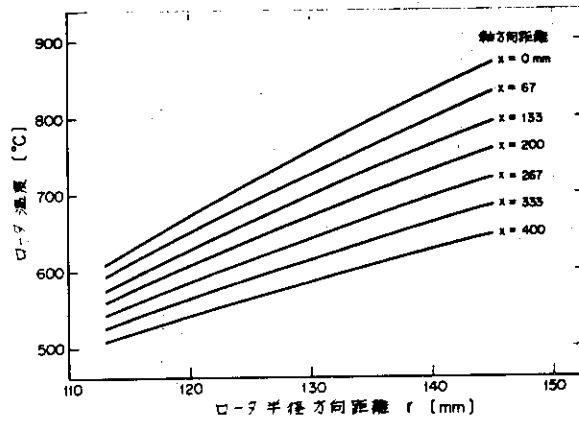


図 10 ロータ内径方向温度分布 (小型タービン標準データ A)

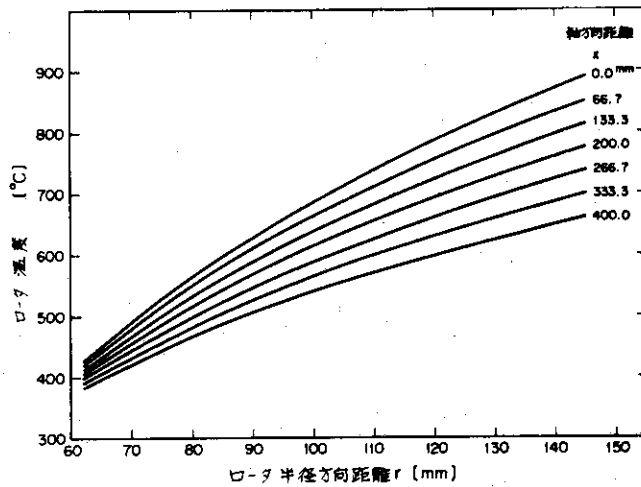


図 11 ロータ内径方向温度分布 (小型タービン標準データ B)

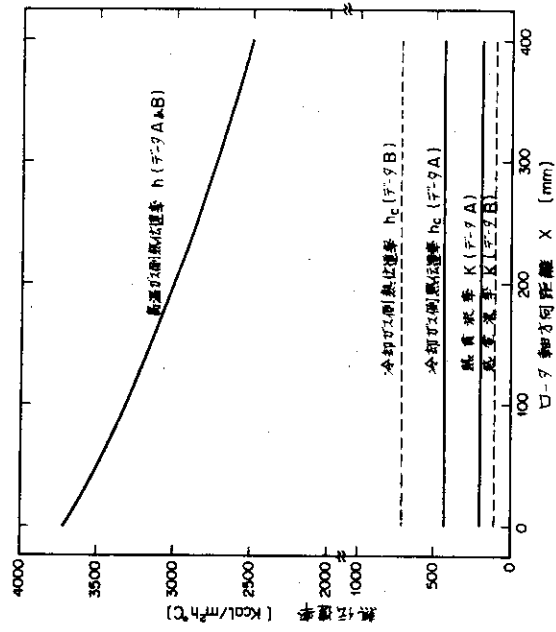


図 14 熱伝達率の軸方向変化 (小型タービン標準データ)

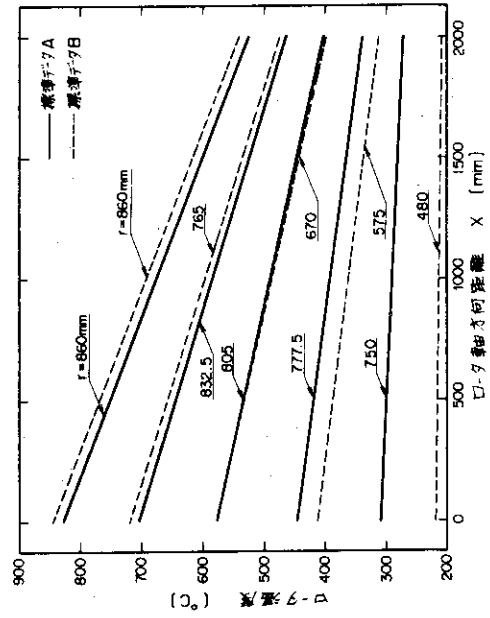


図 15 ロータ温度の軸方向変化 (大型タービン)

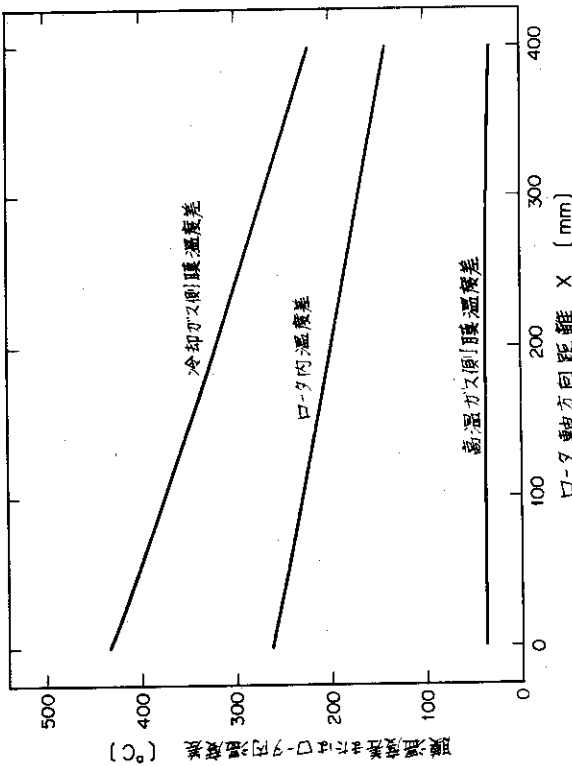


図 12 膜温度差およびロータ内部温度差の軸方向変化 (小型タービン標準データ A)

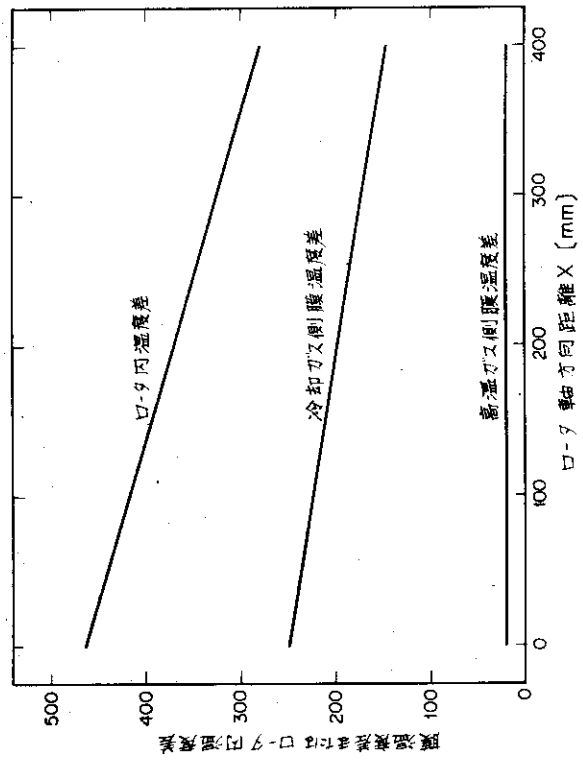


図 13 膜温度差およびロータ内温度差の軸方向変化 (小型タービン, 標準データ B)

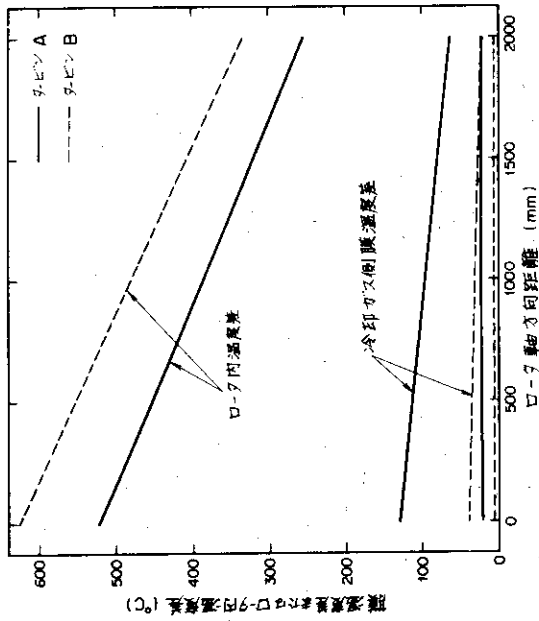


図 18 膜温度差およびローター内部温度差の軸方向変化 (大型タービン)

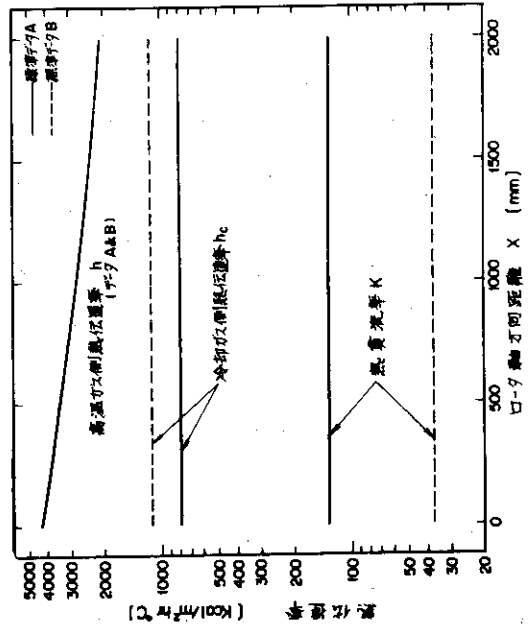


図 19 熱伝達率の軸方向変化 (大型タービン)

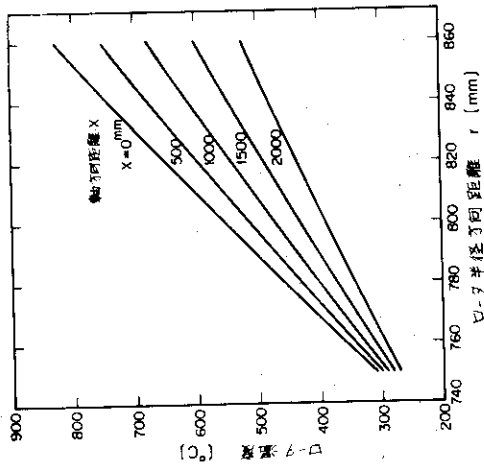


図 16 ローター内径方向温度分布 (大型タービン, 標準データ A)

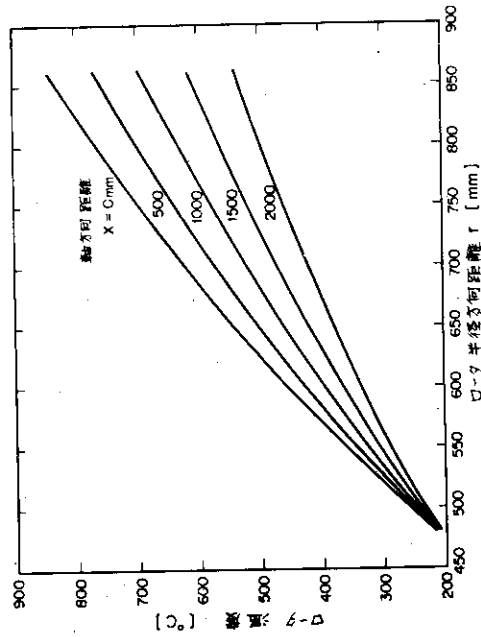


図 17 ローター内径方向温度分布 (大型タービン標準データ B)

2.2 冷却流量比および流路巾の影響

ここでは冷却ガスと主流ガスの比 G_c/G および冷却ガス流路巾 $\delta = (D_1 - D_0)$ (シャフト外径 D_0) をパラメトリックに変えた場合の特性を示す。 δ を変える際には D_1 は一定とし、 D_0 を変えている。即ちロータ肉厚は一定である。パラメータの範囲は次のとおりである。

冷却流量比 G_c/G	
小型タービンA	0.1% 0.2 0.3 0.5 0.8 (1.0) 1.5 2.0%
小型タービンB	0.1 0.2 0.3 0.5 0.8 (1.0) 1.5 2.0
大型タービンA	0.1 0.2 0.3 0.5 0.8 (1.0) 1.5 2.0
大型タービンB	0.1 0.2 0.3 0.5 0.8 (1.0) 1.5 2.0

冷却流路巾 δ	
小型タービンA	2 mm 4 (6) 8 10 mm
小型タービンB	2 4 (6) 8 10
大型タービンA	5 10 (20) 40 60
大型タービンB	(20)

○印：標準データ

(1) 冷却ガス出口温度への影響

冷却流量比 G_c/G および冷却流路巾 δ を変えた時の冷却ガス出口温度の値を、図20 (小型タービン, データA), 図21 (小型タービン, データB), 図22 (大型タービン) に示す。

冷却流路巾 δ を小さくすると (冷却ガス流量は一定), 冷却ガス流速が増し、熱伝達率が増し、従って高温ガスから冷却ガスへの伝熱量が増加する。冷却ガス流量は一定であるから、冷却ガス出口温度が高くなることになる。軸方向の温度上昇は冷却流量 G_c に反比例するので、 G_c/G が小さい場合には温度上昇量も大きく、従って流路巾 δ を小さくした時の温度上昇も顕著である。

冷却流量比 G_c/G を増すと、冷却流量の増加従って流速の増加により、冷却側熱伝達率が高まり、伝熱量が増加する。しかし、この場合は、同時に熱容量 $G_c C_p$ がそれ以上に増加しているため、結果としては出口温度は低下する傾向を示す。低下の度合は、最初は急激で次第に緩やかになる。

図20~21を比較すると、小型タービン→大型タービン、データA→データBの順に、出口ガス温度が低下している。これは、この順にロータ肉厚が増し、熱貫流率が低下し、伝熱量が減少した効果が表われたものである。

設計上どの程度の冷却ガス出口温度の上昇が許容されるかは難しい問題であるが、仮りに 100°C の上昇および1%以下の冷却流量比を1つの目安と考えると、次の結論が導かれる。

- (i) 薄肉の小型タービンAの場合には、温度上昇が大きいため、これを 100°C 以下に抑えるのは困難である。温度上昇を 150°C まで許せば十分設計可能である。
- (ii) 厚肉の小型タービンBの場合には、温度上昇は小さく、 100°C 以下に十分抑えられる。冷却流量比も0.6%程度まで引下げることが可能である。

(iii) 大型タービンの場合には、さらに温度上昇が小さくなるので、50℃以下の温度上昇に抑えることも可能である。冷却流量比も小量で十分である。

なお、後述するように(2.3(3))、実際のタービンにおいては、翼の付いたロータ部分の前後においても熱交換が生じ、冷却ガス温度は上昇するので、この点を考慮すると、ここで温度上昇を100℃許容することは、タービン全体では約2倍の200℃を許容することになる。

冷却ガス出口温度上昇に伴う問題点は例えば次のとおりである。

- (i) 軸方向の各位置における半径方向の熱膨張量の差が拡大し、シャフト、ロータ、ケーシング間のクリアランスのとり方が難しくなる。
- (ii) ロータ(シャフトを含む)の軸方向温度勾配による熱応力が増加する。
- (iii) 出口温度が極端に高くなると、ロータ全体の温度が上昇し、材料強度が低下する。

(2) 入口ロータ平均温度への影響

冷却流量比 G_c/G および冷却流路巾 δ を変えた時の冷却側熱伝達率の変化を図23(小型タービン)、図24(大型タービン)に示す。

冷却流量比が増すが、冷却流路巾が狭くなると、冷却ガス流速が増し、熱伝達率が向上する。標準データにおいては、高温ガス側熱伝達率に比し、冷却ガス側熱伝達率は小さいが、冷却側熱伝達率が大きくなる場合には、両者はほぼ等しくなる。すなわち、小型タービンBでは $\delta=2\text{mm}$ 、 $G_c/G=2\%$ で、大型タービンAでは、 $\delta=5\text{mm}$ 、 $G_c/G=1.5\%$ で、高温側と冷却側の熱伝達率はほぼ等しくなる。

図25(小型タービン)、図26(大型タービン)に、ロータ入口における冷却ガス側膜温度差を示す。当然のことながら膜温度差は熱伝達率と逆の傾向を示している。すなわち冷却流量比 G_c/G の増加あるいは流路巾 δ の減少により、膜温度差は低下している。

図27(小型タービンA)、図28(小型タービンB)、図29(大型タービン)に入口ロータ平均温度を示す。ここで平均温度としては、真の平均値ではなく半径方向の midpoint における値をとっている。真の平均値と midpoint の値との差は小さく、今回の検討にはこれで十分である。高温側膜温度差は非常に小さいので、ロータ平均温度に利いてくるのは冷却側膜温度差とロータ内熱抵抗である。ここではこのうち冷却側膜温度差についてのみ考える。冷却側の膜温度差が小さいほどロータ平均温度は下るので、図27~29の傾向は、図25、26より容易に解釈がつく。図29で厚肉のタービンBの曲線はタービンAの曲線と傾向がやや異っている。これはタービンBにおいては、厚肉のため、半径方向温度分布が直線からかなりずれてくる(図16、17参照)。従ってAとBとで膜温度差が同じ場合でも、midpoint の温度はBの方が50℃程度高くなる傾向を示し、図29の傾向の差は、これを反映したものである。

設計上どの程度まで平均温度を下げる必要があるかは、難しい問題であるが、冷却流量比1%以下、高温ガスからの温度降下量200℃を一応の目安と考えると、次の結論が導かれる。

- (i) 薄肉の小型タービンAの場合には、冷却流路巾 δ を小さくし(4mm以下)、冷却側熱伝達率を上げ膜温度差を下げる必要がある。
- (ii) 厚肉の小型タービンBの場合には、冷却流路巾 $\delta=6\text{mm}$ 以下であれば、所定のロータ温度に抑えられる。 δ をさらに小さくすれば、冷却流量比を0.5%程度まで引下げることが可能である。

(iii) 大型タービンの場合には、さらに厚肉化により熱抵抗が増すため、ロータ温度が低下し、 $\delta = 60 \text{ mm}$ 以下の全ての場合に、制限値（冷却流量比 1%、温度降下量 200°C ）を満足する。この場合には温度降下量を 250°C 程度とすることも十分可能である。 δ を小さくすれば冷却流量比も 0.5% 程度まで十分引下げられる。大型タービンの場合には、タービン A でもかなり厚肉なので、タービン B としてさらに厚肉化を図ってもあまり効果はない。

(3) ロータ平均温度への影響

ロータ全体の平均温度を図 30（小型タービン）および図 31（大型タービン）に示す。ここでは便宜上軸方向ならびに半径方向の midpoint における温度を平均温度の代りとして用いている。

ロータ平均温度の特性は、軸方向入口におけるロータ平均温度の特性（図 27～29）に比べると、低流量比における特性がやや異っている。すなわち、冷却流量が少ない場合、冷却流路巾を小さくし、流速を上げ、熱伝達率を改良することにより膜温度差が小さくなり、入口においてはロータ温度が下る。しかし、一方では伝熱量が増して冷却ガス温度が上昇するので、軸方向出口に近づくとつれ、ロータ温度はあまり下らなくなる。図 30、31 の曲線において、低流量側の差が縮まっているのは、このためである。

その他の点においては、ロータ入口平均温度の特性と同じ傾向を示している。

(4) ロータ最高温度への影響

ロータ最高温度の特性を図 32 に示す。これより次のことが分る。

- (i) 最高温度を引下げるとは、大型タービンにおいては、特別な工夫（表面に断熱材を張るとか、表面近くに冷却孔を設ける等）をしない限り、極めて困難である。
- (ii) 小型タービンの場合、最高温度を引下げるためには、薄肉ロータとし、かつ冷却流路巾を十分小さく（ $\delta = 2 \text{ mm}$ 程度）する必要がある。この場合、図 20 から知られるように冷却ガス温度の上昇巾が大きくなるので、これを抑えるため冷却流量比をかなり大きく（ $G_c/G = 1.0 \sim 2.0\%$ ）とる必要が生じる。
- (iii) 最高温度を引下げるのに、冷却流路巾を小さくすることは有効であるが、冷却流量比を大きくすることはあまり効果が無い（冷却流路巾は大きく変えられるが、冷却流量比はあまり変えられないので）。

(5) 結 論

本節の結果をまとめると次のようになる。

- (i) ロータ冷却によりロータ最高温度を下げることは、大型タービンにおいては特別な工夫（表面に断熱材を張るとか、表面近くに冷却孔を設ける等）をしない限り不可能に近い。小型タービンの場合には可能であるが、そのためにはロータを十分薄肉（板厚 30 mm 程度以下）にし、冷却流路巾を狭くし（ $\delta = 2 \text{ mm}$ 程度）、かつ冷却流量をかなり大きく（ $G_c/G = 1 \sim 2\%$ ）とる必要がある。
- (ii) ロータ冷却は、ロータ平均温度を下げるためには非常に有効である。この目的のためには、ロータを厚肉とし熱抵抗を大きくする方が良い。従って厚肉の大型タービンの方がロータ平均温度は低くなる傾向にある。
- (iii) 小型タービンの場合、冷却ガス出口温度の上昇を 100°C 程度に抑え、入口ロータ平均温度の高温ガス温度との差を 200°C 程度確保し、かつロータ最高温度をもかなり下げよう

とすると、冷却流量比は1%程度、冷却流路巾は2~4mm程度が適当である。

(iv) ロータ最高温度をあまり気にせずに、平均温度のみに着目すると、冷却流量比 G_c/G を0.5%程度まで引下げられる。

(v) 大型タービンの場合、冷却ガス出口温度の上昇を100℃程度に抑え、入口ロータ平均温度の高温ガス温度との差を200℃程度確保し、ロータ最高温度にも若干考慮を払うと、冷却流路巾 $\delta = 5 \text{ mm}$ で冷却流量比 G_c/G は0.3%程度でよい。ただし、 $G_c/G = 0.3\%$ の附近では冷却流量の変動に対し冷却ガス出口温度の変動が著しいので、0.5%程度とする方が好ましい。

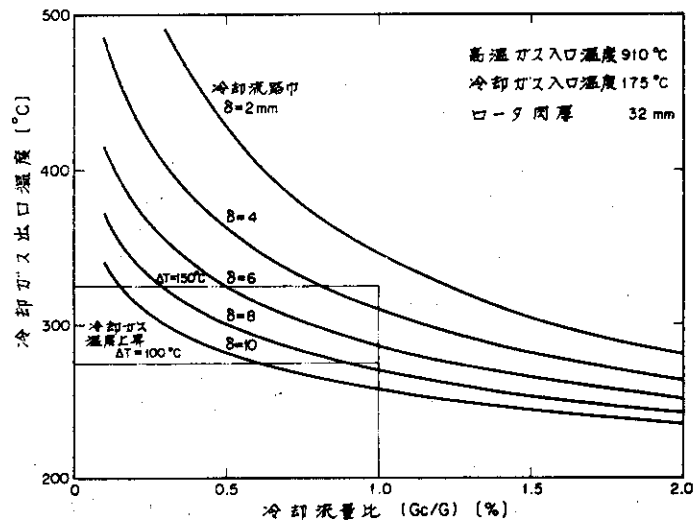


図 20 冷却ガス出口温度の特性 (小型タービン, 標準データ A)

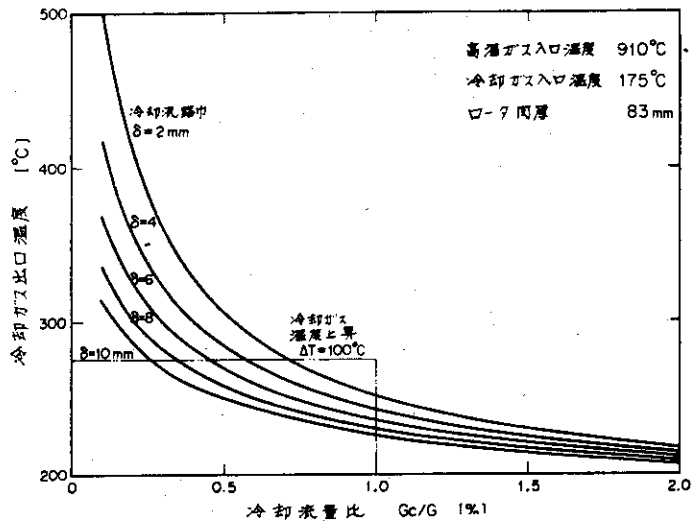


図 21 冷却ガス出口温度の特性 (小型タービン, 標準データ B)

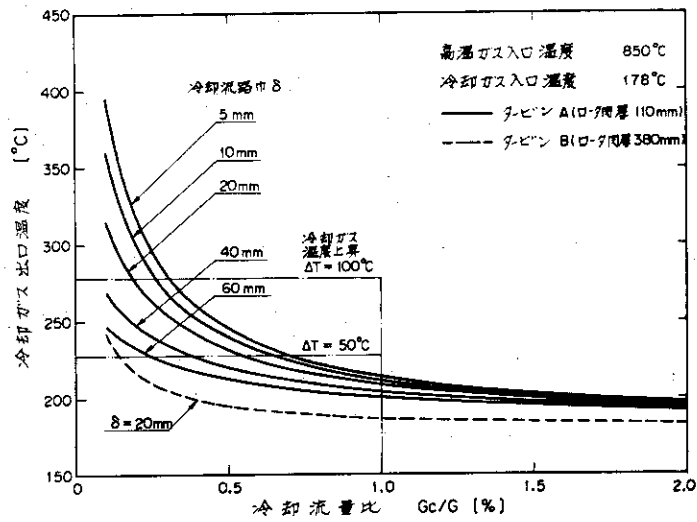


図 22 冷却ガス出口温度の特性 (大型タービンロータ)

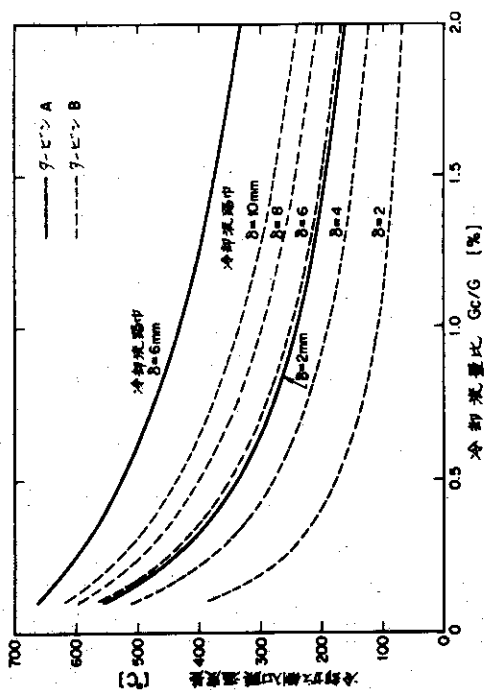


図 25 冷却ガス側膜温度差の特性 (小型タービン)

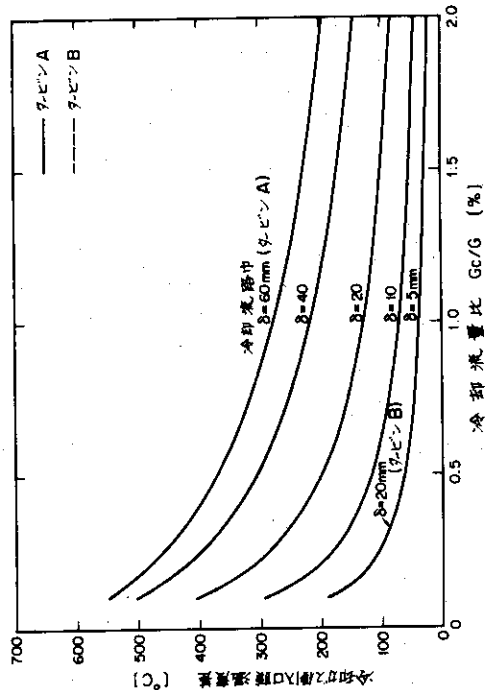


図 26 冷却ガス側膜温度差の特性 (大型タービン)

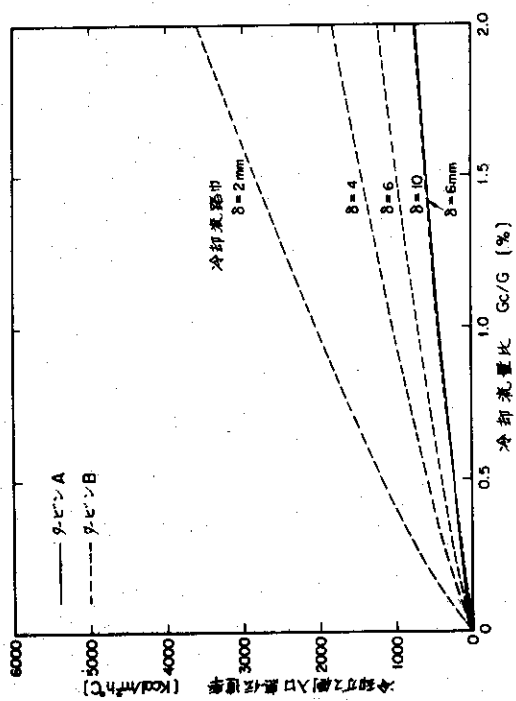


図 23 冷却ガス側熱伝達率の特性 (小型タービン)

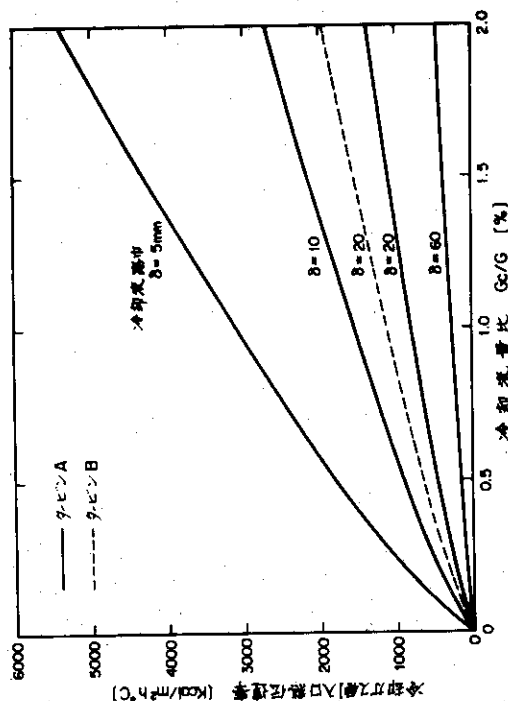


図 24 冷却ガス側熱伝達率の特性 (大型タービン)

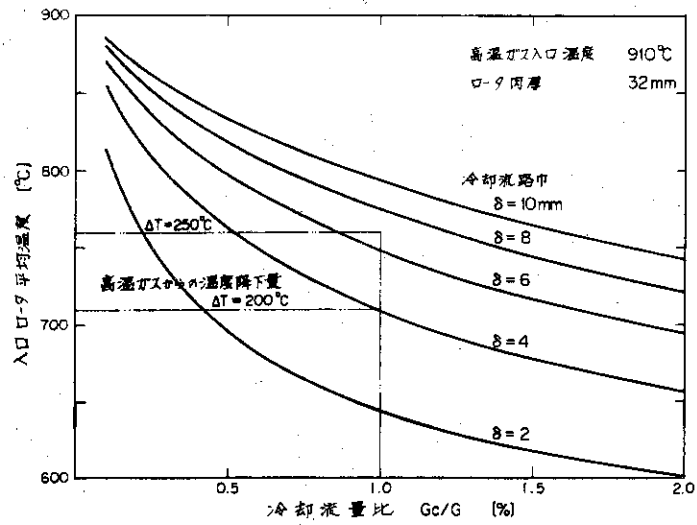


図 2 7 入口ロータ平均温度の特性 (小型タービン A)

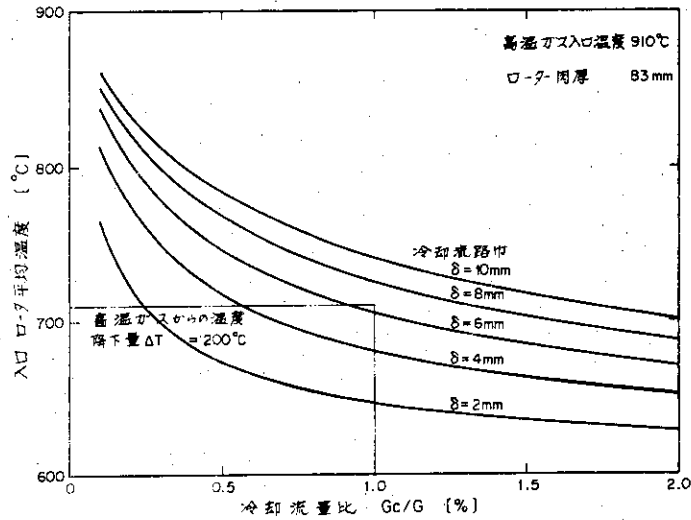


図 2 8 入口ロータ平均温度の特性 (小型タービン B)

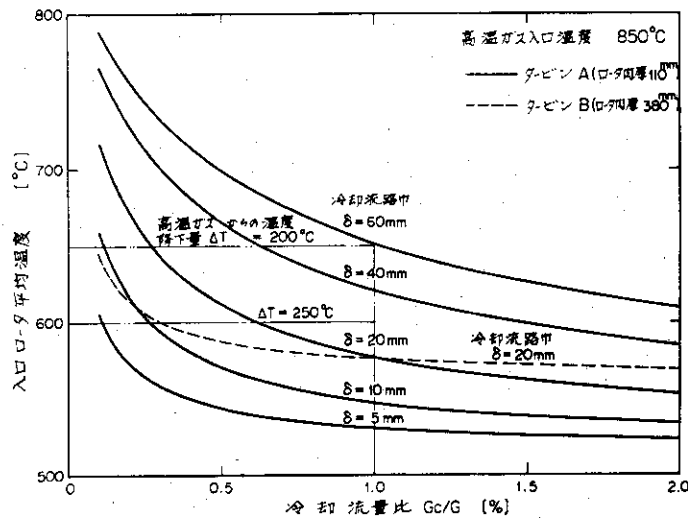


図 2 9 入口ロータ平均温度の特性 (大型タービン)

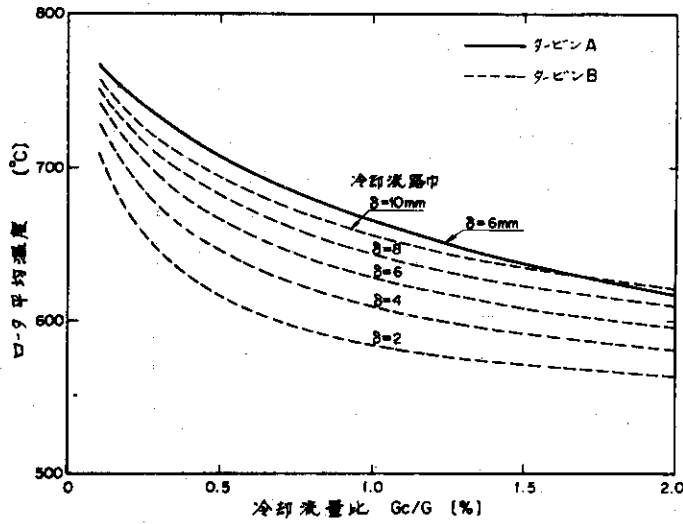


図 30 ロータ平均温度の特性 (小型タービン)

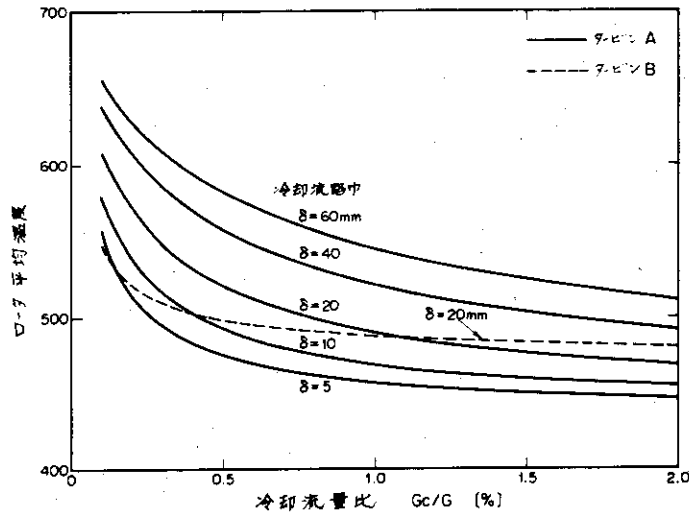


図 31 ロータ平均温度の特性 (大型タービン)

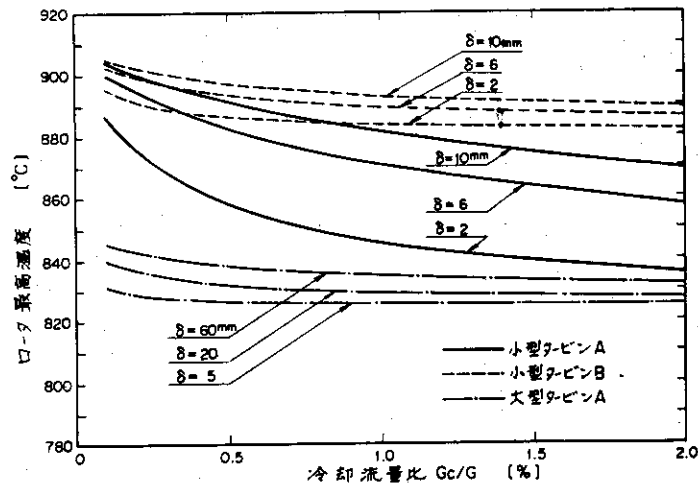


図 32 ロータ最高温度の特性

2.3 その他の因子の影響

(1) 圧力の影響

高温ガスまたは冷却ガスの圧力が変わった場合について考える。圧力が変わると、比重が変化し、これにより流速および動粘性係数が変化するが、レイノルズ数に関しては、両者の影響がほぼ完全に相殺するので、熱伝達にはほとんど影響しない。熱輸送の面から考えると、質量流量は一定としており、定圧比熱は一定であるから、熱輸送能力は全く等しく、この点でも圧力の影響は見られない。

高温ガスあるいは冷却ガスの圧力を変えて計算を実行してみると、結果はほとんど等しく、上記の考察を確証している。

このことから冷却ガス圧力は、ロータ入口で降下させても、出口で降下させても、伝熱特性上は同じであることが知られる。

(2) 高温ガス流速の影響

高温側熱伝達率の計算には、ガス流速として軸流速度をとっているが、実際のガスの流れは斜方向であり、より大きい速度となる。また翼形状がフィン構造に類似した形状となっており、これらの原因により高温側の熱伝達率の値は、より大きいものと考えられる。

この影響を調べるため、高温ガス流量を変えて（冷却ガス流量は一定）計算を行った。高温ガス流量を5倍にした場合の小型タービン入口における結果を表2に示す。

これより次のことが分る。

- (i) 高温側膜温度差、従ってロータ最高温度への影響は極めて大きい。薄肉タービンの場合、約40℃あった膜温度差が約10℃に減少しており、従ってロータ最高温度を下げることを一層困難にしている。
- (ii) 熱貫流率やロータ平均温度への影響は非常に小さく無視し得る程度である。

(3) ロータ長さの影響

実際のタービン構造においては、ロータの長さは翼の付いている部分の長さよりもずっと長く（約2倍）、この部分も冷却を必要とする。このため冷却ガスはより多くの熱を吸収し、温度上昇が大きくなる。図33にこの様子を示す。温度上昇の大きさはロータ長さにはほぼ比例し、冷却流量比 G_c/G が小さいほど大きくなっている。

表2 高温ガス側流速（熱伝達率）の影響（ロータ入口の値）

項目	単位	標準データA	標準データAで 高温ガス流量を 変えた場合	標準データB	標準データBで 高温ガス流量を 変えた場合
高温ガス流量	kg/s	8.4	42.0	8.4	42.0
冷却流量比G _c /G	%	1.0	0.2	1.0	0.2
冷却流路巾δ	mm	6	6	6	6
高温ガス流速	m/s	203.5	1018	203.5	1018
Re	1	3.4 × 10 ⁵	1.7 × 10 ⁴	3.4 × 10 ⁵	1.7 × 10 ⁴
Nu	1	515.7	186.9	515.7	186.9
高温ガス側熱伝達率	Kcal/m ² hC	3.70 × 10 ³	1.34 × 10 ⁴	3.70 × 10 ³	1.34 × 10 ⁴
熱負荷率	Kcal/m ² hC	197.2	205.2	102.6	104.7
高温ガス側膜温度差	C	39.2	11.3	20.4	5.7
ロータ最高温度	C	870.8	898.7	889.6	904.3
ロータ平均温度	C	747.9	770.9	705.2	716.1

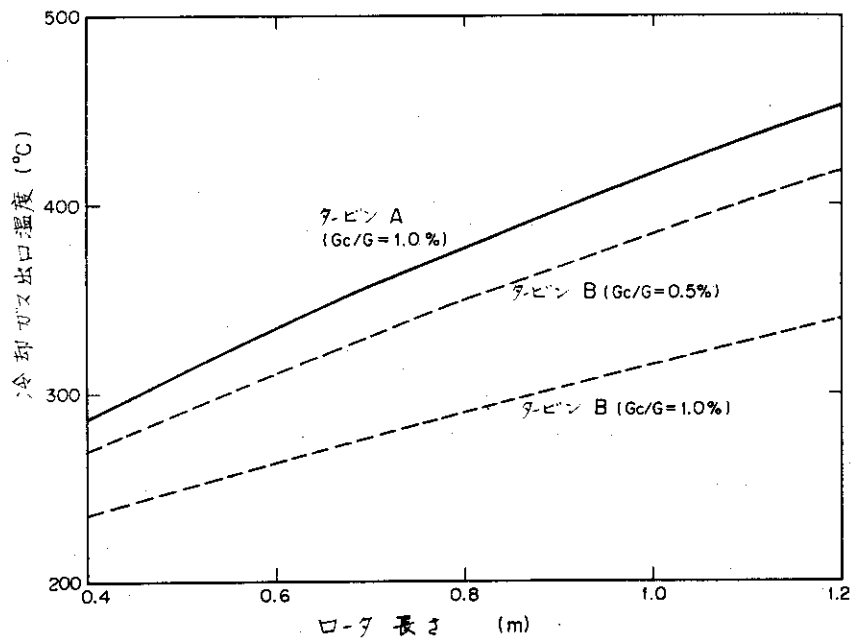


図33 ロータ長さが冷却ガス出口温度に及ぼす影響（小型タービン）

3. 解析コード

3.1 計算式のコード化

タービンロータにおける伝熱現象においては、主流の高温ガスが膨張により温度、圧力ともに降下するため、通常の伝熱解析コードでは計算できない。本報告においては、1.2においても述べたように、ロータを軸方向に分割し、伝熱と膨張が交互に生ずるものとして解析コード“GAROC”を作成した。

ロータにおけるメッシュ分割を示すと図3.4のようになる。

1.2に示した式を用いてコードを組立てると、図3.5のフローシートに示すようになる。この際の記号を表3に示す。

3.2 入力形式

次のカードにより入力する。

ヘリウムの物性値はコードに内蔵されている。ロータの物性値の温度変化は考慮されない。

- # 1 Noカード
 - CN (I 3)
- # 2 タイトルカード
 - 任意の48文字 (1 ~ 48 カラム)
- # 3 温度, 圧力
 - 高温ガス入口温度 T_{in} [°C] (E 1 0 . 4)
 - 冷却ガス入口温度 $T_{c in}$ [°C] (E 1 0 . 4)
 - 高温ガス入口圧力 P_{in} [ata] (E 1 0 . 4)
 - 冷却ガス入口圧力 $P_{c in}$ [ata] (E 1 0 . 4)
- # 4 流 量
 - 高温ガス流量 [kg/sec] (E 1 0 . 4)
 - 冷却ガス/高温ガス流量比 (E 1 0 . 4)
- # 5 寸 法
 - シャフト外径 D_0 [m] (E 1 0 . 4)
 - ロータ冷却流路内径 D_1 [m] (E 1 0 . 4)
 - ロータ外径 D_2 [m] (E 1 0 . 4)
 - ケーシング入口内径 $D_{3 i}$ [m] (E 1 0 . 4)
 - ケーシング出口内径 $D_{3 o}$ [m] (E 1 0 . 4)
 - ロータ長さ L [m] (E 1 0 . 4)
- # 6 ロータ熱伝導率
 - ロータ熱伝導率 λ_r [kcal/mh°C] (E 1 0 . 4)

7 メッシュ数

- 軸方向メッシュ数 $N (I 5) (N \leq 20)$
- 径方向メッシュ数 $M (I 5) (M \leq 9)$

8 タービン特性

- ポリトロープ効率 (E 1 0.5)
- 圧力比 (E 1 0.5)

入力例を表 4 に示す。これは大型タービンの標準データ A の場合である。

3.3 出力形式

出力データは図 3 5 のフローシートに示したとおりである。データの記号は表 3 に示した通りである。

出力例を、表 4 の入力の場合について、図 3 6 に示す。

表 3 記 号

変 数		単 位	記 号	
			フローシート	プログラム
温 度	高温ガス温度	℃	T (j)	T(J)
	高温ガス入口温度	℃	T _{in}	TIN
	高温ガス入口絶対温度	℃	T _{ina}	TINA
	高温ガス出口温度	℃	T _{out}	TOUT
	高温ガス断熱出口温度	℃	T' _{outa}	TOUTAD
	高温ガス, タービン膨張後温度	℃	T _{exp} (j)	TEXP(J)
	冷却ガス温度	℃	T _c (j)	TC(J)
	冷却ガス入口温度	℃	T _{c in}	TCIN
	冷却ガス入口絶対温度	℃	T _{c ina}	TCINA
	冷却ガス出口温度	℃	T _{c out}	TCOUT
	ロータ(金属)温度	℃	T _R (i, j)	TR (I, J)
温 度 差	高温ガス軸方向単位温度降下	℃	ΔT (j)	DEL T(J)
	高温ガス側膜温度差	℃	ΔT _m (j)	DEL TM(J)
	冷却ガス側膜温度差	℃	ΔT _{mc} (j)	DEL TMC(J)
	対数平均温度差	℃	ΔT _{log} (j)	DEL TL(J)
圧 力	高温ガス圧力	ata	P (j)	P(J)
	高温ガス入口圧力	ata	P _{in}	PIN
	冷却ガス入口圧力	ata	P _{c in}	PCIN
	冷却ガス物性値計算圧力	ata	P _{ech}	PCCH
流 量	高温ガス流量	kg/sec	G	G
	冷却ガス流量	kg/sec	G _c	GC
	冷却ガス流量比	-	G _c /G=CFR	CFR
	高温ガス体積流量	m ³ /sec	V (j)	VF(J)
	冷却ガス体積流量	m ³ /sec	V _c (j)	VFC(J)
伝 熱 流 動	高温ガス流速	m/sec	u (j)	U(J)
	冷却ガス流速	m/sec	u _c (j)	UC(J)
	高温ガスレイノルズ数	-	Re (j)	RE(J)
	冷却ガスレイノルズ数	-	Re _c (j)	REC(J)
	高温ガスヌセルト数	-	Nu(j)	NU(J)
	冷却ガスヌセルト数	-	Nu _c (j)	NUC(J)
	高温ガス側熱伝達率	kcal/m ² h°C	h (j)	H(J)
	冷却ガス側熱伝達率	kcal/m ² h°C	h _c (j)	HC(J)
	熱貫流率	kcal/m ² h°C	K (j)	ALLK(J)
	伝熱量	kcal/h	ΔQ(J)	DELQ(J)

	変数	単位	記号	
			フローシート	プログラム
物 性 値	全伝熱量	kcal/h	Q	ALLQ
	α パラメータ	—	$\alpha(j)$	ALPHA
	高温ガス側熱抵抗	m ² h ² C/kcal	WH(j)	WH(J)
	ロータ金属部熱抵抗	m ² h ² C/kcal	WHR(j)	WHR(J)
	冷却ガス側熱抵抗	m ² h ² C/kcal	WHC(j)	WHC(J)
	高温ガス比重量	kg/m ³	$r(j)$	GAM(J)
	冷却ガス比重量	kg/m ³	$r_c(j)$	GAMC(J)
	高温ガス動粘性係数	m ² /sec	$\nu(j)$	VIS(J)
	冷却ガス動粘性係数	m ² /sec	$\nu_c(j)$	VISC(J)
	高温ガス熱伝導率	kcal/mh ² C	$\lambda(j)$	RAM(J)
	冷却ガス熱伝導率	kcal/mh ² C	$\lambda_c(j)$	RAMC(J)
	プラントル数	—	Pr	PR
	ヘリウムガス定圧比熱	kcal/kgC	Cp	CP
	ヘリウムガス比熱比	—	k	CR
ロータ材料の熱伝導率	kcal/mh ² C	λ_r	RAMR	
タン ク 特 性	タービンポリティローブ効率	—	η_{TP}	ETATP
	タービン断熱効率	—	η_{TA}	ETATA
	タービン圧力比	—	π_T	PAIT
形 状 寸 法	ロータ軸方向メッシュ数	—	N	N
	ロータ径方向メッシュ数	—	M	M
	ロータ長さ	m	L	RL
	軸方向単位長さ	m	ΔL	DELL
	シャフト外径	m	D ₀	D0
	冷却流路直径	m	D ₁	D1
	ロータ外径	m	D ₂	D2
	高温ガス流路外径	m	D _{3(j)}	D3(J)
	高温ガス流路入口外径	m	D _{3i}	D3I
	高温ガス流路出口外径	m	D _{3o}	D3O
	半径方向単位長さ	m	ΔR	DELR
	高温ガス流路有効直径	m	D _{e(j)}	DE(J)
	冷却ガス流路有効直径	m	D _{ec}	DEC
	高温ガス流路断面積	m ²	A(j)	A(J)
冷却ガス流路断面積	m ²	A _c	AC	
軸方向距離	m	x(j)	X(J)	

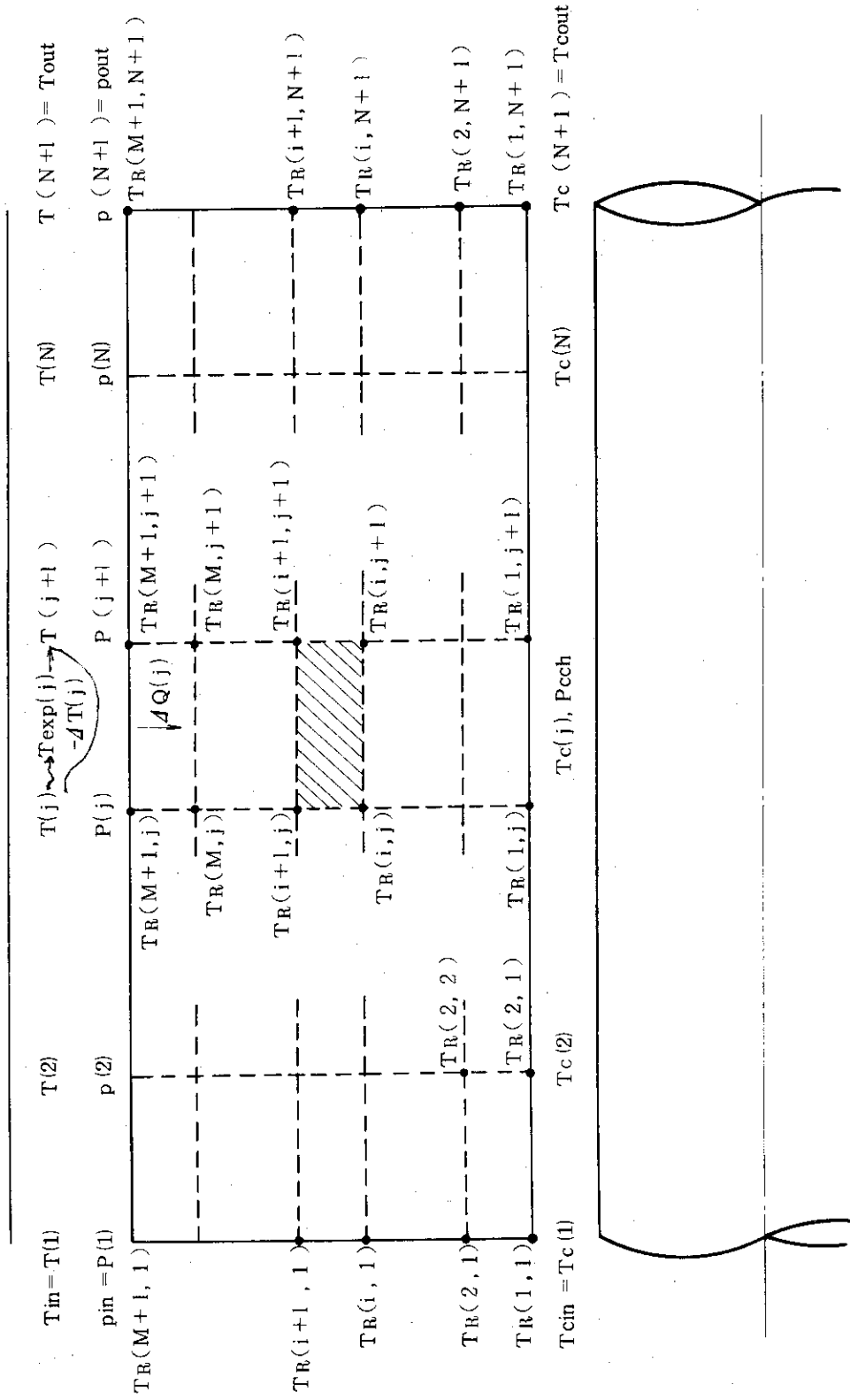


図 34 ローターメッシュ分割

Dimension

TITLE (12)

T (21), T_c (21), T_{exp} (21), T_s (11, 21)

ΔT_m (21), ΔT_{mc} (21), ΔT (21), ΔT_{log} (21)

P (21), α (21), WH (21), WHC (21)

V (21), V_c (21), u (21), u_c (21)

Re (21), Re_c (21), Nu (21), Nu_c (21), h (21), h_c (21)

γ (21), γ_c (21), ν (21), ν_c (21), λ (21), λ_c (21)

k (21), ΔQ (21), D_e (21), x (21), D₃ (21), A (21)

定数指定

$C_p = 1.24$

$k = 1.667$

$P_r = 0.65$

入力

CN, TITLE(J)

T_{in} T_{cin} P_{in} P_{cin}

G, CFR

D₀, D₁, D₂, D_{3i}, D_{3o}, L

λ_s

N, M

η_{sp} , π_r

図 35 GAROC フローシート

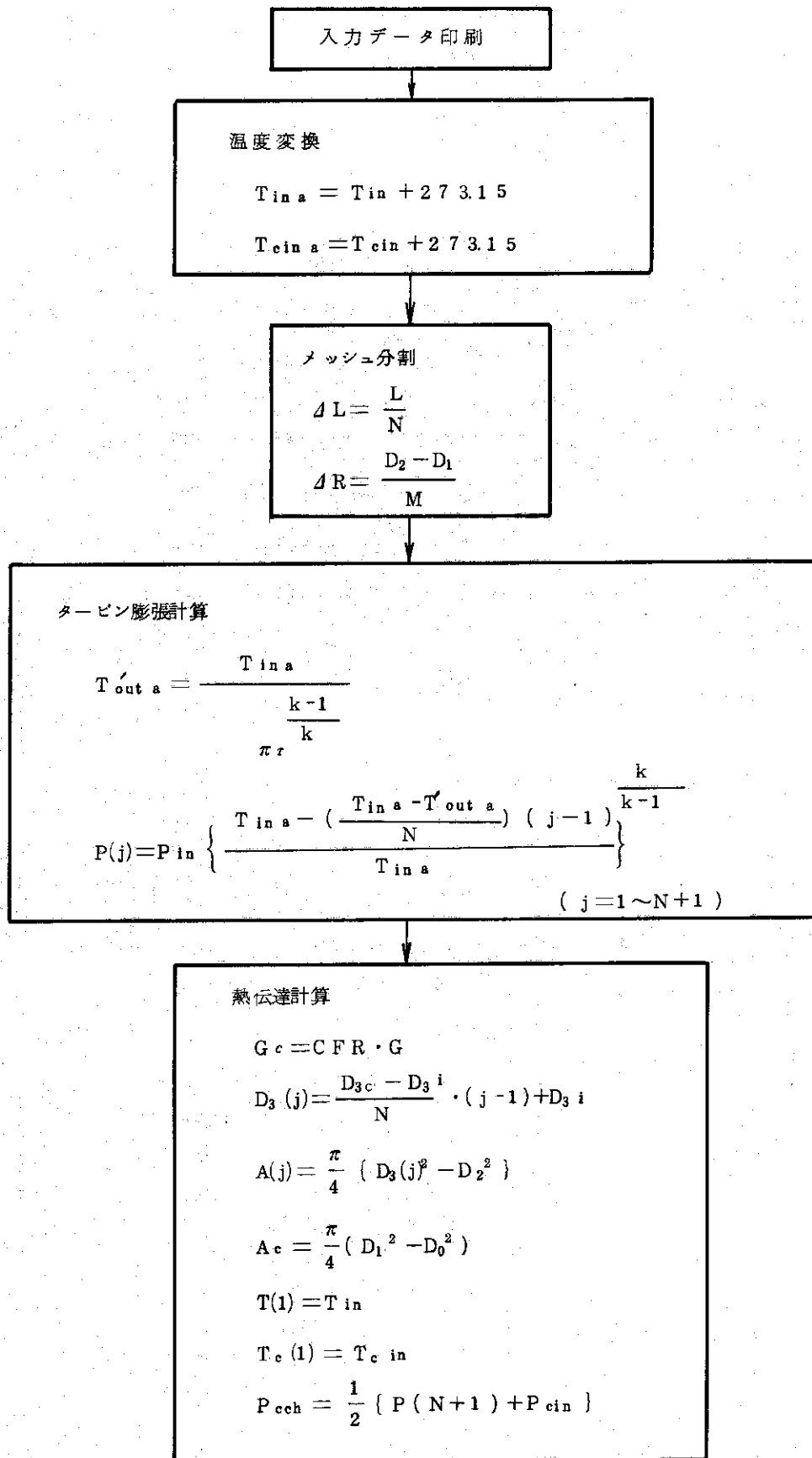


図35 つづき

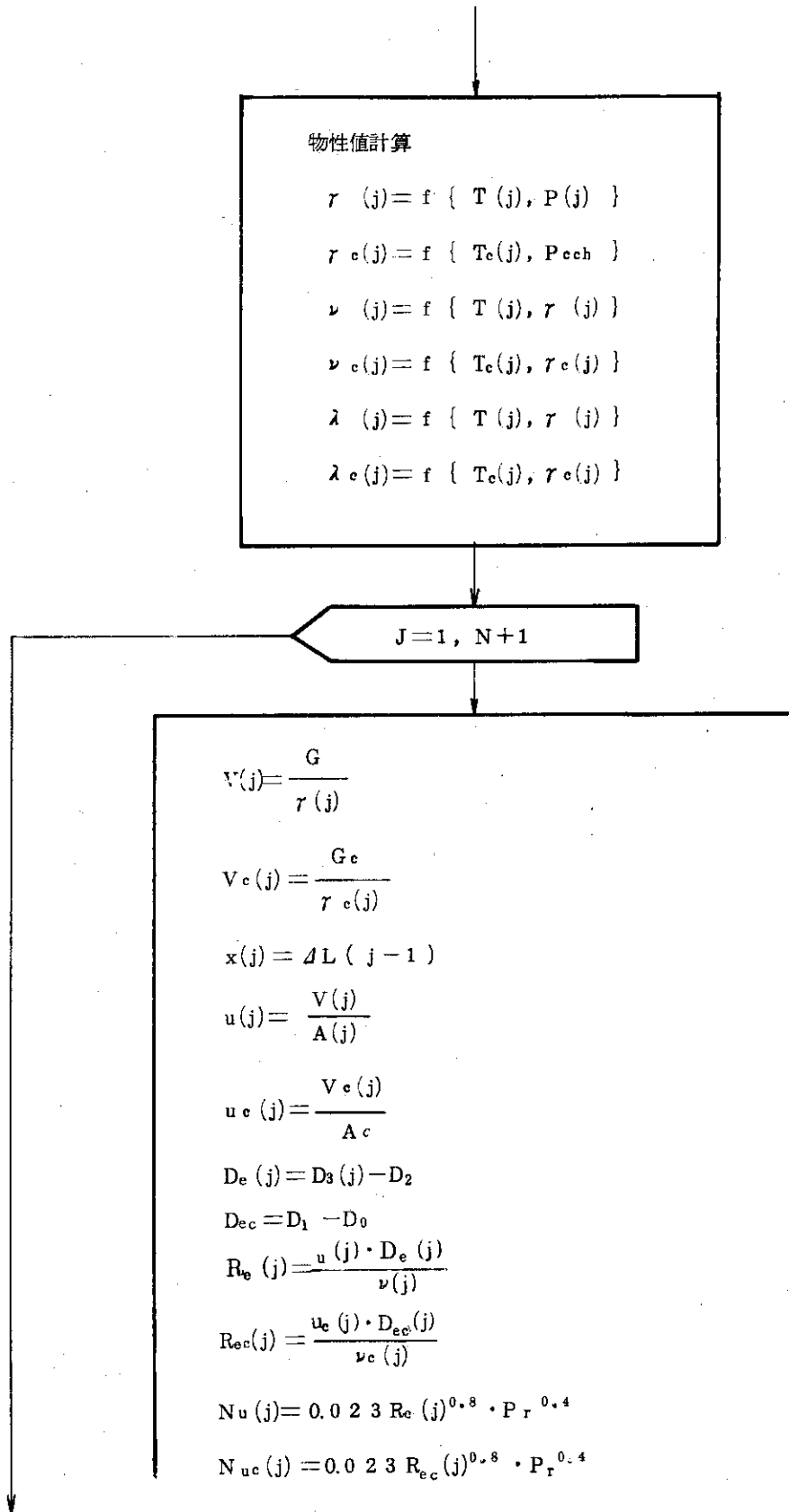


図 35 つづき

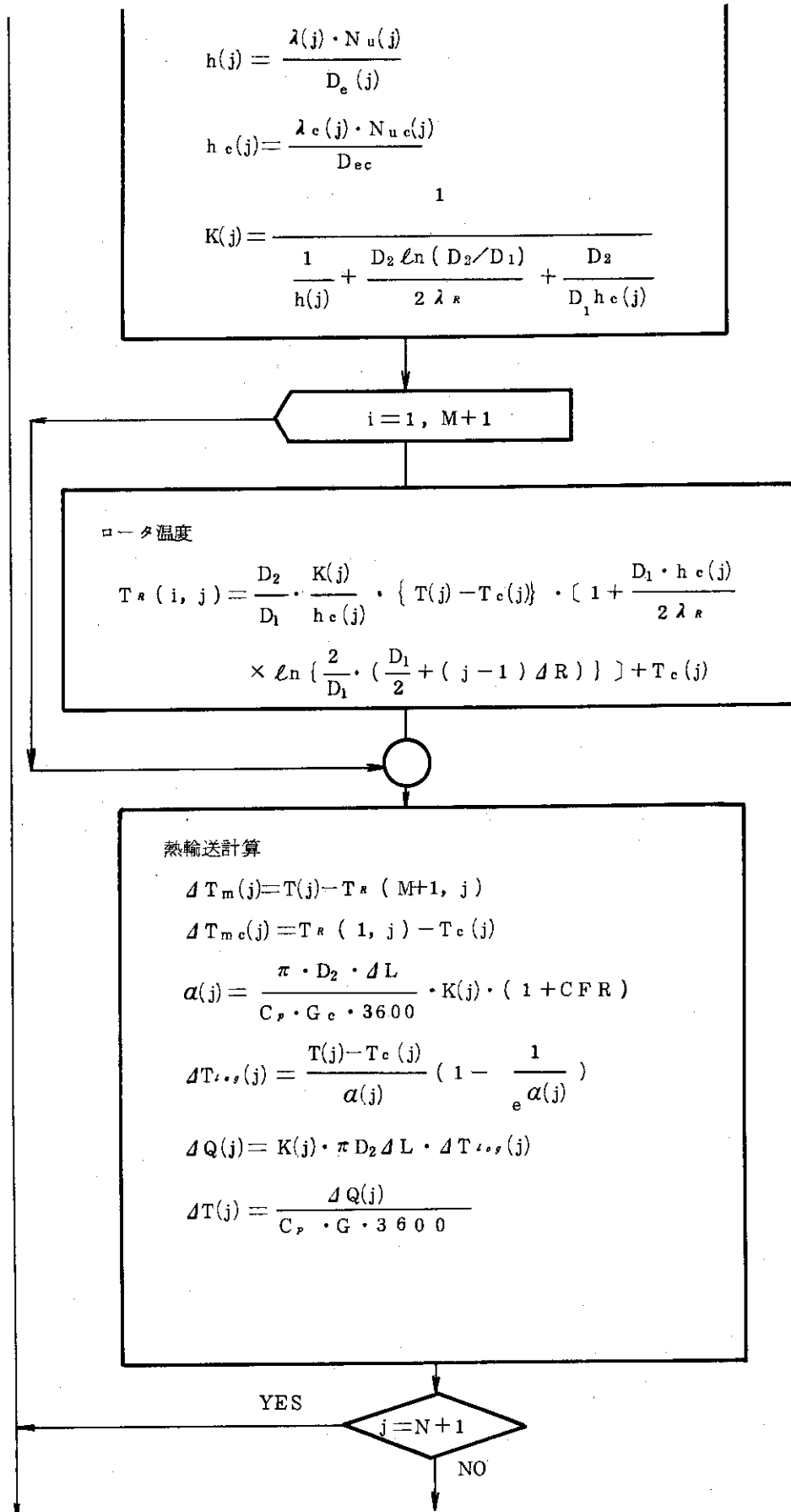


図35 つづき

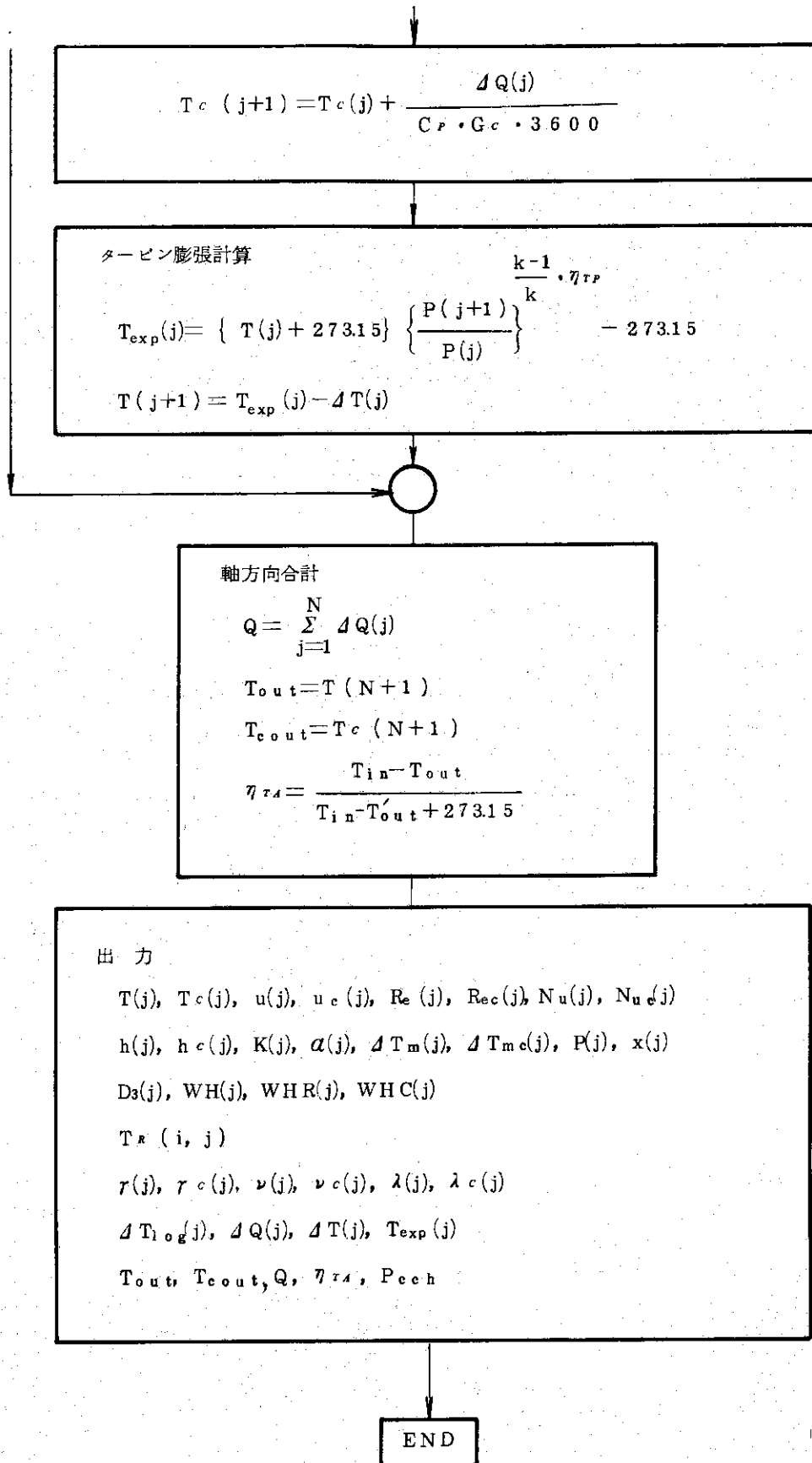


図 35 つづき

表4 入力データ例 (大型タービン標準データA)

氏名	日付 / /	プログラム名	JOB NO.	備考	PAGE OF					
					73	76	78	80		
所属	電話	研究テーマ番号	DECK NAME							
C FOR COMMENT	FORTRAN STATEMENT							DECK	LINE	
NUMBER	5	6	7	10	20	30	40	50	60	70
5.0.0										
0.85	E+03	1.78	E+02	6.118	E+01	6.363	E+01			
5.4.0	E+02	1.0	E-02							
1.4.6	E+00	1.50	E+00	1.72	E+00	2.00	E+00	2.26	E+00	2.00
2.0	E+01									
0.9.0	E+00	2.40	E+00							

共通E174

図 3 6 出 力 側

```

*****
* ESTIMATION OF THE COOLING FLOW RATE FOR THE GAS TURBINE ROTOR *
* * * * *
* CASE NO.500 STANDARD DATA ( HHT TURBINE ROTOR A. ) *
* * * * *
*****

*** I N P U T   D A T A ***

TIN = 820.00          TCIN= 178.00      PIN = 61.18      PCIN= 63.63
G = 0.540E+03        CF4 = 0.100E-01
D0 = 0.146E+01       D1 = 0.150E+01      D2 = 0.172E+01      D31 = 0.200E+01      D30 = 0.226E+01      WL = 0.200E+01
KAMR= 0.200E+02
N = 8
ETAIP= 0.90000      M = 8
PAII= 2.40000

```

J	H(J) KCAL/M2.H.C	HC(J) KCAL/M2.H.C	K(J) KCAL/M2.H.C	ALPHA(J)	DELTMC(J) C	DELTMC(J) C	P(J) KG/CM2	X(J) M
1	0.4255E+04	0.7847E+03	0.1319E+03	0.7462E-02	0.2083E+02	0.1295E+03	0.6118E+02	0.0
2	0.3775E+04	0.7862E+03	0.1314E+03	0.7436E-02	0.2192E+02	0.1207E+03	0.5569E+02	0.2500E+00
3	0.3386E+04	0.7876E+03	0.1310E+03	0.7408E-02	0.2272E+02	0.1120E+03	0.5050E+02	0.5000E+00
4	0.5063E+04	0.7889E+03	0.1305E+03	0.7381E-02	0.2323E+02	0.1034E+03	0.4562E+02	0.7500E+00
5	0.2790E+04	0.7901E+03	0.1300E+03	0.7352E-02	0.2345E+02	0.9496E+02	0.4103E+02	0.1000E+01
6	0.2556E+04	0.7912E+03	0.1294E+03	0.7323E-02	0.2338E+02	0.8663E+02	0.5675E+02	0.1250E+01
7	0.2353E+04	0.7922E+03	0.1289E+03	0.7293E-02	0.2302E+02	0.7841E+02	0.5271E+02	0.1500E+01
8	0.2175E+04	0.7931E+03	0.1284E+03	0.7262E-02	0.2235E+02	0.7030E+02	0.2896E+02	0.1750E+01
9	0.2018E+04	0.7939E+03	0.1278E+03	0.7230E-02	0.2138E+02	0.6230E+02	0.2549E+02	0.2000E+01

*** R E S U L T S O F C A L C U L A T I O N ***

J	T(J) C	TC(J) C	UC(J) M/SEC	UC(J) M/SEC	HF(J)	HEC(J)	NU(J)	NUC(J)
1	0.6500E+03	0.1780E+03	0.2584E+03	0.1262E+02	0.3827E+07	0.8930E+05	0.3574E+04	0.1768E+03
2	0.8125E+03	0.1829E+03	0.2437E+03	0.1276E+02	0.3863E+07	0.8465E+05	0.3616E+04	0.1758E+03
3	0.7749E+03	0.1876E+03	0.2329E+03	0.1289E+02	0.3944E+07	0.8805E+05	0.3661E+04	0.1749E+03
4	0.7372E+03	0.1919E+03	0.2251E+03	0.1300E+02	0.4009E+07	0.8750E+05	0.3710E+04	0.1740E+03
5	0.6993E+03	0.1958E+03	0.2199E+03	0.1311E+02	0.4080E+07	0.8701E+05	0.3762E+04	0.1732E+03
6	0.6612E+03	0.1995E+03	0.2168E+03	0.1321E+02	0.4158E+07	0.8655E+05	0.3819E+04	0.1725E+03
7	0.6230E+03	0.2028E+03	0.2156E+03	0.1331E+02	0.4243E+07	0.8615E+05	0.3882E+04	0.1718E+03
8	0.5846E+03	0.2058E+03	0.2163E+03	0.1339E+02	0.4335E+07	0.8578E+05	0.3949E+04	0.1712E+03
9	0.5460E+03	0.2086E+03	0.2187E+03	0.1346E+02	0.4437E+07	0.8546E+05	0.4023E+04	0.1707E+03

J	U3(J) M	WH(J) M2.H.C/KCAL	MHR M2.H.C/KCAL	WHC(J) M2.H.C/KCAL	i= 1	i= 2	i= 3	i= 4	i= 5	i= 6	i= 7	i= 8	i= 9
1	0.2000E+01	0.2350E-03	0.5885E-02	0.1461E-02	0.3075E+03	0.3766E+03	0.4448E+03	0.5116E+03	0.5773E+03	0.6418E+03	0.7053E+03	0.7677E+03	0.8292E+03
2	0.2033E+01	0.2649E-03	0.5885E-02	0.1458E-02	0.3036E+03	0.3683E+03	0.4318E+03	0.4941E+03	0.5555E+03	0.6157E+03	0.6750E+03	0.7333E+03	0.7906E+03
3	0.2065E+01	0.2954E-03	0.5885E-02	0.1456E-02	0.2995E+03	0.3596E+03	0.4187E+03	0.4766E+03	0.5336E+03	0.5896E+03	0.6447E+03	0.6989E+03	0.7522E+03
4	0.2098E+01	0.3265E-03	0.5885E-02	0.1453E-02	0.2953E+03	0.3508E+03	0.4094E+03	0.4591E+03	0.5118E+03	0.5636E+03	0.6145E+03	0.6647E+03	0.7140E+03
5	0.2130E+01	0.3585E-03	0.5885E-02	0.1451E-02	0.2908E+03	0.3419E+03	0.3921E+03	0.4414E+03	0.4899E+03	0.5376E+03	0.5844E+03	0.6305E+03	0.6758E+03
6	0.2163E+01	0.3912E-03	0.5885E-02	0.1449E-02	0.2861E+03	0.3328E+03	0.3787E+03	0.4237E+03	0.4680E+03	0.5115E+03	0.5543E+03	0.5964E+03	0.6379E+03
7	0.2195E+01	0.4249E-03	0.5885E-02	0.1447E-02	0.2812E+03	0.3235E+03	0.3651E+03	0.4059E+03	0.4461E+03	0.4855E+03	0.5243E+03	0.5625E+03	0.6000E+03
8	0.2228E+01	0.4577E-03	0.5885E-02	0.1446E-02	0.2761E+03	0.3141E+03	0.3514E+03	0.3881E+03	0.4241E+03	0.4595E+03	0.4943E+03	0.5286E+03	0.5623E+03
9	0.2260E+01	0.4956E-03	0.5885E-02	0.1444E-02	0.2708E+03	0.3045E+03	0.3376E+03	0.3701E+03	0.4021E+03	0.4335E+03	0.4644E+03	0.4948E+03	0.5247E+03

RECTOR TEMPERATURE TR(I,J) C

J	GAMMA(J) KG/M3	GAMMAC(J) KG/M3	VISCOSITY(J) M2/SEC	VISCOSITYC(J) M2/SEC	LAMDAC(J) KCAL/M.H.C	LAMDAC(J) KCAL/M.H.C
1	0.2556E+01	0.4603E+01	0.1890E-04	0.5654E-05	0.3333E+00	0.1775E+00
2	0.2407E+01	0.4554E+01	0.1961E-04	0.5757E-05	0.3263E+00	0.1789E+00
3	0.2262E+01	0.4509E+01	0.2037E-04	0.5854E-05	0.3191E+00	0.1802E+00
4	0.2120E+01	0.4468E+01	0.2120E-04	0.5945E-05	0.3116E+00	0.1814E+00
5	0.1982E+01	0.4430E+01	0.2209E-04	0.6029E-05	0.3040E+00	0.1825E+00
6	0.1847E+01	0.4397E+01	0.2307E-04	0.6107E-05	0.2961E+00	0.1835E+00
7	0.1715E+01	0.4366E+01	0.2414E-04	0.6179E-05	0.2880E+00	0.1844E+00
8	0.1588E+01	0.4339E+01	0.2532E-04	0.6244E-05	0.2795E+00	0.1853E+00
9	0.1463E+01	0.4315E+01	0.2662E-04	0.6303E-05	0.2708E+00	0.1860E+00

J	DELTA(J) C	DELTA(J) KCAL/H	DELTA(J) C	TEMP(J) C
1	0.6695E+03	0.1192E+06	0.4946E+01	0.8126E+03
2	0.6273E+03	0.1113E+06	0.4618E+01	0.7750E+03
3	0.5852E+03	0.1035E+06	0.4293E+01	0.7372E+03
4	0.5433E+03	0.9571E+05	0.3970E+01	0.6993E+03
5	0.5016E+03	0.8802E+05	0.3652E+01	0.6613E+03
6	0.4601E+03	0.8041E+05	0.3336E+01	0.6231E+03
7	0.4187E+03	0.7287E+05	0.3023E+01	0.5847E+03
8	0.3774E+03	0.6541E+05	0.2714E+01	0.5461E+03

TOUT= 0.5460E+03 TCOU= 0.2086E+03 ALLQ= 0.7365E+06 ELATA=0.9158E+00 PCCH=0.4456E+02

4. 謝 辞

本報告書をまとめるにあたり当設計研究室の安野武彦氏に有益な助言をいただきましたのでここに感謝いたします。