きわめて優れた収束性を示した。同程度の収束解が本方法によれば、DLM の 1/100 程度の計算時間で得られた。また翼平面形は矩形に近いほど、よい解が得られた。DLM では、逆に矩形に近いほど収束性は悪化した。

なお、本方法の収束性は非常によいが、スパン方向の収束性は、まだ改善の余地がある。これは、後退翼中央部の平面形の折れ曲りの効果を、何らかの形で考慮することによって、改善可能ではないかと思われる。

研究遂行上有益なご議論をいただきました、名古屋大学安東茂典教授に深く感謝いたします。

参考文献

- 1) Ando, S. and Ichikawa, A. : The Use of an Error

- Index to Improve Numerical Solutions for Unsteady Lifting Airfoils, AIAA J., 21 (1983), pp. 47-54.
- 2) Ichikawa, A. and Ando, S. : Improved Numerical Method for Unsteady Lifting Surfaces in Incompressible Flow, J. of Aircraft, 20, July (1983), pp. 612-616.
- 3) 市川明夫 : Doublet Strip Method による亜音速流中の非定常矩形翼の圧力分布計算, 日本航空宇宙学会誌, 33 (1985), pp. 152-159.
- 4) Albano, E. and Rodden, W. P. : A Doublet Lattice Method for Calculating Lift Distributions on Oscillating Surface in Subsonic Flows, AIAA J., 7 (1969), pp. 279-285.
- 5) Hough, G. R. : Remarks on Vortex-Lattice Methods, J. of Aircraft, 10 (1973), pp. 314-317.
- 6) 上田哲彦 : 亜音速非定常揚力面理論に表われる核関数の漸近展開, 日本航空宇宙学会誌, 29 (1981), pp. 169-174.
- 7) Stark, V. J. E. : A Generalized Quadrature Formulas for Cauchy Integrals, AIAA J., 9, Sept. (1971), pp. 1854-1855.

一論 一

ターボファン・エンジン要素の作動特性解析の一手法^{*1}

An Analytical Method of the Characteristics of the Turbofan Engine Components

阿 部 達 夫^{*2}
Tatsuo ABE

Key Words: Turbofan Engines, Compressor Characteristics, Turbine Characteristics

Abstract

This paper presents an analytical method to estimate accurately the compressor air mass flow rates and high pressure turbine inlet temperature of a two spool turbofan engine on the basis of the characteristics of a high pressure turbine and a combustor. The off-design performance was used as the characteristic of a high pressure turbine. The pressure loss rates and the combustion efficiency was selected as the characteristics of a combustor. The off-design performance was analysed from the total pressure loss coefficient analysis of the stator and the blade, and design data. The pressure loss rates was acquired in the model combustor experiments. The combustion efficiency was

calculated on the basis of incomplete combustion component parts of the engine exhaust gas. In this paper, this method was applied to a low bypass ratio two spool turbofan engine and compared with the model compressor test data. The results showed to be useful to estimate the turbofan engine components performance such as fan, compressor, high pressure turbine and low pressure turbine.

1. ま え が き

ジェット機用エンジンには、ターボファン・エンジンが多く使用されているが、わが国でのターボファン・エンジンの開発は、昭和46年度から通産省工業技術院の大型工業技術研究開発制度により高バイパス比の FJR-710 が行われている。また、防衛用として、昭和50年度から低バイパス比の XF3 が試作さ

^{*1} 昭和59年2月24日、第24回航空原動機に関する講演会にて一部発表。昭和58年11月18日原稿受理

^{*2} 防衛庁技術研究本部

れている。

一般に、試作されたターボファン・エンジンの各要素（ファン・圧縮機・高圧タービン・低圧タービン）の作動特性の良否については、設計目標値と比較し、その作動特性を適確に把握する必要がある。

従来、各要素の入口と出口の圧力・温度、ファンおよび圧縮機の空気流量と回転数ならびに燃料流量等を測定し、各要素の作動特性を求めた。

しかし、本稿で対象にした低バイパス比ターボファン・エンジンの場合には、圧縮機の空気流量、高圧タービン入口の圧力および温度を精度よく測定することは、センサーの取付上および測定技術上等からきわめて困難であった。

そこで、本稿では、圧縮機の空気流量、高圧タービン入口の圧力および温度を精度よく推定する解析法を試みた。その方法は、燃焼器の圧力損失率と燃焼効率、高圧タービンの部分負荷特性を使用するもので、そのうち、燃焼器の圧力損失率については燃焼器の単体実験から求め、また、燃焼効率についてはエンジンの排気ガス分析から求めた。高圧タービンの部分負荷特性は解析によって求めた。

つぎに、低バイパス比ターボファン・エンジンの圧縮機の空気流量、高圧タービン入口の圧力および温度の推定を試み、各要素の作動特性の解析を行った。その結果、設計値と一致し、これが実用になることが明

らかになったことを述べるものである。

2. エンジンの概要

第1図は、本稿で対象にした低バイパス比ターボファン・エンジンの概略図と各要素の作動特性を求めるために必要な計測項目を示す。エンジンはファン、圧縮機、燃焼器、高圧タービン、低圧タービン、主ジェット・ノズル、バイパスジェット・ノズルから構成されている。

同図中、◎印は本稿の解析法に必要な計測項目を示し、○印は従来の解析法に必要な計測項目を示す。いずれの解析法の場合も、各位置での実測値は、半径方向と周方向の数点ないし数十点の平均値を使用する。

3. 燃焼器の特性

3.1 燃焼器の圧力損失率 燃焼器の圧力損失率 ω_B は燃焼器の単体実験によって求めた。また、 ω_B は式(1)で定義される。

$$\omega_B = (P_{13} - P_{14}) / P_{13} \quad (1)$$

ここで、 P_{13} は燃焼器入口全圧、 P_{14} は燃焼器出口全圧である。

燃焼器の空気流量 W_{a3} は式(2)で表される¹⁾。

$$W_{a3} = \rho_3 A_{\text{Ref}} M_{\text{Ref}} \sqrt{kRT_3} \quad (2)$$

ここで、 A_{Ref} は燃焼器の代表断面積、 M_{Ref} は燃焼器の代表断面のマッハ数、 ρ_3 は燃焼器入口の密度、 T_3

	ファン入口	ファン出口	コア側入口	圧縮機入口	圧縮機出口	高圧タービン出口	低圧タービン出口
全圧	◎	◎	○	◎	◎	◎	◎
静圧	◎		○				
全温	◎	◎		◎	◎	○	○

○ 従来の解析法に必要とする計測項目

◎ 本稿の解析法に必要とする計測項目

第1図 低バイパス比ターボファン・エンジンと計測項目

第2図 燃焼器の圧力損失率

は燃焼器入口の静温, R はガス定数, k は比熱比である。

非燃焼時において, 燃焼器入口全温 T_{i3} と P_{i3} , P_{i4} および W_{a3} を実測し, 燃焼器の修正空気流量 $W_{a3} \times \sqrt{\theta_3}/\delta_3$ と ω_B を求めた。 $W_{a3} \sqrt{\theta_3}/\delta_3$ は燃焼器入口の基準状態に換算するため, 修正係数 $\theta_3 = T_{i3}/288.2$, $\delta_3 = P_{i3}/101322$ を定義し²⁾, W_{a3} から求めた。

第2図は, $W_{a3} \sqrt{\theta_3}/\delta_3$ と ω_B の関係を示す。高圧タービン入口の全温および圧縮機の修正空気流量を解析によって求めるには, ω_B は $W_{a3} \sqrt{\theta_3}/\delta_3$ の関数から求めて使用した。なお, 同図中に最小2乗法によって $W_{a3} \sqrt{\theta_3}/\delta_3$ の関数として求めた ω_B を示す。

3.2 燃焼器の燃焼効率 燃焼効率 η_{comb} は, 供給された燃料の理論的発熱量に対する燃焼器で発生した実際の発熱量との割合で定義される。燃焼効率を求める方法には, 燃焼器単体実験から求める方法と, エンジンの排気ガス分析から求める方法があり, 本稿の場合は後者の方法を用い, 式(3)³⁾によって求めた。

$$1 - \eta_{comb} = 24 \times 10^{-5} (E_{Ico} + 4.83 E_{Ihc}) \quad (3)$$

ここで

CO のエミッション指数

$$E_{Ico} = \frac{M_{co} [CO]}{10 (Mc + \alpha M_H) ([HC]/10^4 + [CO_2] + [CO]/10^4)}$$

HC のエミッション指数

$$E_{Ihc} = \frac{M_{hc} [HC]}{10 (Mc + \alpha M_H) ([CO]/10^4 + [CO_2] + [HC]/10^4)}$$

M_{co} は一酸化炭素の分子量, M_{hc} は炭化水素の分子量, α は燃料中の水素原子数と炭素原子数の比, Mc は炭素の原子量, M_H は水素の原子量, $[CO]$ は一酸化炭素の容積濃度, $[HC]$ は炭化水素の容積濃度, $[CO_2]$ は二酸化炭素の容積濃度である。

圧縮機の修正回転数 $N_g/\sqrt{\theta_1}$ は, エンジン入口の基準状態に換算するため, 修正係数 $\theta_1 = T_{i1}/288.2$ を定義し, 圧縮機の回転数 N_g から求めた。ここで,

第3図 燃焼器の燃焼効率

T_{i1} はファン入口の全温である。

第3図に, $N_g/\sqrt{\theta_1}$ と η_{comb} の関係を示す。

4. 高圧タービンの部分負荷特性

高圧タービンの部分負荷特性を解析するには, 静翼と動翼の全圧損失係数を求め, それを使用する。

4.1 高圧タービン静翼と動翼の全圧損失係数 本稿の場合, 静翼の全圧損失係数 γ_{iN} と動翼の全圧損失係数 γ_{iR} は, それぞれ翼の平均径におけるもので, 式(4), (5)によって定義される。

$$\gamma_{iN} = (P_{i4} - P_{i42}) / (P_{i42} - P_{i42}) \quad (4)$$

$$\gamma_{iR} = (P_{iR42} - P_{iR5}) / (P_{iR5} - P_5) \quad (5)$$

ここで, P_{i4} は静翼入口全圧, P_{i42} は静翼出口全圧, P_{i42} は静翼出口静圧, P_{iR42} は動翼入口全圧, P_{iR5} は動翼出口全圧, P_5 は動翼出口静圧である。

全圧損失係数 γ_t は, プロファイル損失 γ_P , 二次損失 γ_s , 先端隙間損失 γ_k からなり, 式(6)で表される⁵⁾。

$$\gamma_t = (\gamma_P + \gamma_s + \gamma_k) \cdot \gamma_i / \gamma_i (c/c = 0.02) \quad (6)$$

ここで, $\gamma_i / \gamma_i (c/c = 0.02)$ は後縁厚さの影響である。

4.1.1 プロファイル損失 Ainley-Mathieson の方法⁵⁾に従って, 入射角 i が0度でのプロファイル損失 $\gamma_P(i=0)$ を式(7)によって求め, さらに i/i_s 対 $\gamma_P / \gamma_P(i=0)$ の関係図を用い, i 対 γ_P の関係を求めた。

$$\gamma_P(i=0) = [\gamma_P(\alpha'_{i1}=0) + (\alpha'_{i1}/\alpha_{i42})^2 \{ \gamma_P(\alpha'_{i1}=-\alpha_{i42}) - \gamma_P(\alpha'_{i1}=0) \} \{ (t/c)/0.2 \}^{(-\alpha'_{i1}/\alpha_{i42})}] \quad (7)$$

ここで, α'_{i1} は静翼入口角, α_{i42} は静翼流出角, c は翼弦長, t は翼の最大厚さ, i_s は失速入射角である。なお, 式(7)は静翼の場合を表す。

4.1.2 二次損失 Dunham の方法⁴⁾に従って, 二次損失を式(8), (9)によって求めた。

$$\gamma_s = 0.0334 (c/h) (\cos \alpha_{i42} / \cos \alpha'_{i1}) (\cos^2 \alpha_{i42} / \cos^3 \alpha_m) \times \{ c_L / (s/c) \}^2 \quad (8)$$

ただし,

$$\tan \alpha_m = \left\{ \begin{aligned} &(1/2)(\tan \alpha_{i41} + \tan \alpha_{i42}) \\ &c_L = 2(s/c)(\tan \alpha_{i41} - \tan \alpha_{i42}) \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

ここで, h は翼高さ, s は翼列のピッチ, c_L は揚

力係数, α_{41} は静翼流入角である. なお, 式(8), (9)は静翼の場合を表す.

4.1.3 先端隙間損失 Dunham の方法⁴⁾に従って, 先端隙間損失を式(10), (11)を用いて求めた.

$$y_k = B(c/h)(k/c)^{0.78}(\cos^2 \beta_5 / \cos^3 \beta_m) \{c_L / (s/c)\}^2 \quad (10)$$

ただし,

$$\tan \beta_m = (1/2)(\tan \beta'_{42} + \tan \beta_5) \quad (11)$$

ここで, k は動翼先端隙間, B は 0.47 (シュラウドのない翼), β'_{42} は動翼入口角, β_5 は動翼相対流出角である.

Ainley-Mathieson は, 二次損失および先端隙間損失は入射角の変化に対して変わらないとしているので, 本稿の場合もそれに従った.

4.1.4 後縁厚さの影響 Ainley-Mathieson は, 後縁厚さ t_e が損失に与える影響を t_e/c に対して図表化しているので⁵⁾, 本稿の場合もそれに従って求めた.

第4図に, i (動翼の場合は相対入射角 i_R) と y_{iN} および y_{iR} の関係を示す. 部分負荷時では, 動翼は i_R が変化し, それに伴って y_{iR} も変化する. そこで, 高圧タービンの部分負荷特性を求めるには, y_{iR} は i_R の関数から求めて使用した. なお, 同図中に, 最小2乗法によって i_R の関数として求めた y_{iR} を示す.

4.2 高圧タービンの部分負荷特性 第5図に, タービンの部分負荷特性を求めるフローチャートを示す. 本解析では, 静翼喉部がチョークするまでとチョーク後の過膨張とに分けて行った. 以下に, 解析の手順について述べる.

(1) 静翼入口の全圧 P_{t4} および全温 T_{t4} の設計仕様値, 静翼・動翼の喉部面積 A_{42} ・ A_{43} , 静翼の入射角 i , 静翼の全圧損失係数 y_{iN} , 動翼入口角 β'_{42} , 静

第4図 高圧タービンの平均径における静翼および動翼の全圧損失係数

第5図 タービン部分負荷特性計算手順

翼・動翼各入口と出口の外径と内径, 回転数 N_g を入力.

(2) 静翼喉部がチョークするまでの部分負荷特性の計算

(ア) 種々のガス流量 W_{a14} を仮定する.

(イ) 静翼入口状態の計算: 入口マッハ数 M_4 は式(12)を用いて求め, さらに, 求めた M_4 を用いて静圧, 静温, 速度を求めた⁶⁾.

$$W_{a14} \sqrt{T_{t4}} / (A_{n4} P_{t4}) = \sqrt{k_4 / R} \cdot M_4 / [1 + (k_4 - 1) \cdot M_4^2 / 2]^{(k_4 + 1) / (2(k_4 - 1))}] \quad (12)$$

ここで, A_{n4} は静翼入口の環状面積, k_4 は静翼入口での比熱比である.

(ウ) 静翼出口状態の計算: 静翼出口の絶対流出マッハ数 M_{42} と P_{42} は, 式(4), (13)を用い, 出口流路面積 A_{421} と A_{42} の差が僅少になるまで, 種々の M_{42} を仮定して求めた.

$$W_{a14} \sqrt{T_{t42}} / (A_{421} P_{t42}) = \sqrt{k_4 / R} \cdot M_{42} / [1 + (k_4 - 1) \cdot M_{42}^2 / 2]^{(k_4 + 1) / (2(k_4 - 1))}] \quad (13)$$

ここで, T_{t42} は静翼出口の全温 ($= T_{t4}$) である. その

場合, 流出角 α_{42} は式 (14), (15) と Ainley-Mathieson の $\cos^{-1}(o/s)$ 対 α_{42}^* の関係図⁶⁾ から求めた。

$$0 < M_{42} < 0.5 \text{ の場合 } \alpha_{42} = f(\cos^{-1} o/s) - 4s/e \quad (14)$$

$$M_{42} = 1.0 \text{ の場合 } \alpha_{42} = \cos^{-1}((A_{42}/A_{n42}) \quad (15)$$

ここで, o は翼列間の喉の長さ, e は翼列の喉と後縁間の翼背側の曲率半径, A_{n42} は静翼出口の環状面積である。

$0.5 < M_{42} < 1.0$ の範囲の α_{42} は, $\alpha_{42}(M_{42}=0.5)$ と $\alpha_{42}(M_{42}=1.0)$ を結び求めた。さらに, 求めた M_{42} , P_{42} , α_{42} を用いて, 静翼出口での静圧, 静温, 速度, 軸流速度および動翼入口の相対流入角, 相対速度, 相対マッハ数, 相対全温, 相対全圧等を求めた^{6,7)}。

(エ) 動翼出口状態の計算: β'_{42} と前述の動翼入口の相対流入角 β_{42} を用い i_R を求め, それに対応する y_R を第 4 図中の式から求めた。

動翼出口の相対流出マッハ数 M_{w5} と P_{1R5} は, 式 (5), (16) を用い, 出口流路面積 A_{431} と A_{43} の差が僅少になるまで, 種々の M_{w5} を仮定して求めた。

$$\begin{aligned} W_{aR4} \sqrt{T_{1R5}} / (A_{431} \cdot P_{1R5}) \\ = \sqrt{k_{R5} / R} \cdot M_{w5} / [1 + (k_{R5} - 1) \\ \cdot M_{w5}^2 / 2] \cdot (k_{R5} - 1) / [2(k_{R5} - 1)] \quad (16) \end{aligned}$$

ここで, W_{aR4} は動翼ガス流量, T_{1R5} は動翼出口の相対全温, k_{R5} は T_{1R5} に対応する比熱比である。

その場合, 相対流出角 β_5 は式 (17), (18) と Ainley-Mathieson の $\cos^{-1}(o/s)$ 対 β_5^* の関係図⁵⁾ から求めた。

$0 < M_{w5} < 0.5$ の場合

$$\beta_5 = \tan^{-1} \{ [1 - 1.35(k/h)(\cos \beta'_{42}/\cos \beta'_5)] \tan \beta'_5 + 1.35(k/h)(\cos \beta'_{42}/\cos \beta'_5) \tan \beta'_{42} \} \quad (17)$$

ただし, $\beta'_5 = f(\cos^{-1}(o/s)) - 4s/e$

$M_{w5} = 1.0$ の場合

$$\beta_5 = \cos^{-1} \{ [A_{43} \{1 - (k/h)\} + A_k] / A_{5n} \} \quad (18)$$

ここで, A_k は動翼先端隙間流路面積である。

$0.5 < M_{w5} < 1.0$ の範囲の β_5 は, $\beta_5(M_{w5}=0.5)$ と $\beta_5(M_{w5}=1.0)$ を結び求めた。さらに, 求めた M_{w5} , P_{1R5} , β_5 を用いて, 動翼出口での静圧, 静温, 相対速度, 軸流速度, 絶対流出角, 絶対速度, 絶対マッハ数, 全圧, 全温等を求めた。

(オ) タービン特性の計算: 前述に求めた静翼入口状態と動翼出口状態を用い, 修正ガス流量 $W_{a14} \sqrt{\theta_4} / \delta_4$, 膨張比 P_{14}/P_{15} , 断熱効率 η_{HT} を求めた。ただし, 高圧タービン入口の基準状態に換算するため, 修正係数 $\theta_4 = T_{14}/288.2$, $\delta_4 = P_{14}/101322$ を定義する。ここで, P_{15} は動翼出口全圧である。なお, η_{HT} は式 (19) によって求めた。

$$\eta_{HT} = \{(C_{P4} + C_{P5})(T_{14} - T_{15})/2\} / \{C_{P4}$$

$$+ C_{P5}\}(T_{14} - T_{15})/2\} \quad (19)$$

ここで, T_{15} は動翼出口全温, T_{15} は P_{14} から P_{15} まで断熱変化した場合の動翼出口全温である。

(3) 静翼喉部がチョークした後, 過膨張した場合の部分負荷特性の計算

(ア) 静翼入口状態の計算: 静翼入口状態は, ガス流量が静翼喉部でチョークした場合の状態に等しい。

(イ) 静翼出口状態の計算: 種々の膨張比を仮定し, ガス流量が静翼喉部でチョークする以前と同様の計算方法を用い, 静翼出口状態を求めた。

(ウ) 動翼出口状態の計算: ガス流量が静翼喉部でチョークする以前と同様の計算方法を用い, 動翼出口状態を求める。さらに, 求めた動翼出口の全圧と膨張比の仮定値から得た動翼出口の全圧の差が僅少になるまで膨張比を再仮定し, 静翼入口状態の計算からくり返した。

(エ) タービン特性の計算: 前述に求めた静翼入口状態と動翼出口状態を用い, $W_{a14} \sqrt{\theta_4} / \delta_4$, P_{14}/P_{15} , η_{HT} を求めた。

なお, 定圧比熱 c_p は求める位置での全温および空燃比 (本稿の場合一定値とした) を用い, Chappel⁹⁾ の方法によって求め, 比熱比は定圧比熱から求めた。

第 6 図は静翼喉部面積が 100% (0.0144 m²) の場合の部分負荷特性を示し, P_{14}/P_{15} と $W_{a14} \sqrt{\theta_4} / \delta_4$ および η_{HT} の関係で示す。同図では, 低膨張比の範囲における $W_{a14} \sqrt{\theta_4} / \delta_4$ は低回転時の計算値のみを示した。高圧タービン入口の平均全温および圧縮機の修正空気流量を解析によって求めるには, $W_{a14} \sqrt{\theta_4} / \delta_4$ は P_{14}/P_{15} の関数から求めて使用した。同図中に, 最小 2 乗法によって P_{14}/P_{15} の関数として求めた $W_{a14} \sqrt{\theta_4} / \delta_4$ を示す。

$W_{a14} \sqrt{\theta_4} / \delta_4$ は, 高膨張比の範囲では, 約 3.38 kg/s であり, 空力計画値 3.34 kg/s と一致している。また, 膨張比が約 2.2 で静翼喉部でチョークしている。

第 6 図 高圧タービンの部分負荷特性

5. 高圧タービン入口の平均全温および圧縮機の修正空気流量の推定法

第7図に、本解析に使用したフローチャートを示す。以下に、解析の手順について述べる。

(1) ファン入口全圧 P_{11} ・全温 T_{11} 、圧縮機入口全圧 P_{12} ・全温 T_{12} 、圧縮機出口全圧 P_{13} ・全温 T_{13} ・全エンタルピー I_{13} 、燃料流量 W_{fh} ・温度 T_f 、高圧タービン出口全圧 P_{15} 、燃焼効率 η_{comb} を入力する。ここで、 I_{13} は空気のエントルピー・比圧力・温度の関係線図⁸⁾から求め、また、 η_{comb} は第3図から求める。他は実測値である。

(2) 圧縮機の空気流量 W_{a2} を仮定する。

(3) 圧縮機での抽気量を引き、 $W_{a3}/\sqrt{\theta_3/\delta_3}$ と W_{a14} を求める。

(4) ω_B は $W_{a3}/\sqrt{\theta_3/\delta_3}$ を用い、第2図中の $W_{a3} \times \sqrt{\theta_3/\delta_3}$ 対 ω_B の関係式によって求め、 P_{14} は ω_B を用い式(1)によって求める。さらに、燃焼器での全エンタルピー上昇 ΔI_{143} を式(20)によって求める。

$$\Delta I_{143} = \{(\eta_{comb} \cdot Q_0 + C_{pf} \cdot T_f) W_f + W_{a3} \cdot I_{13}\} / W_{a14} \quad (20)$$

ここで、 Q_0 は燃料の低位発熱量、 C_{pf} は燃料の定圧比熱、 W_f は燃料流量である。

W_f は T_f で補正を行って求める。

(5) 高圧タービン入口の平均全温 T_{14} を仮定する。

(6) 燃焼器での全エンタルピー上昇 $\Delta I'_{143}$ を式(21)によって求める。

$$\Delta I'_{143} = (c_{p3} + c_{p4})(T_{14} - T_{13})/2 \quad (21)$$

ΔI_{143} と $\Delta I'_{143}$ の差が僅少になるまで種々の T_{14} を仮定し、 $\Delta I'_{143}$ を求める。

(7) W_{a2} の仮定値を用い、高圧タービンの修正ガス流量 $(W_{a14}/\sqrt{\theta_4/\delta_4})'$ を求める。

(8) 高圧タービンの膨張比 P_{14}/P_{15} を求め、さらに、求めた P_{14}/P_{15} を用い、第6図中の P_{14}/P_{15} 対 $W_{a14}/\sqrt{\theta_4/\delta_4}$ の関係式から $W_{a14}/\sqrt{\theta_4/\delta_4}$ を求める。

$(W_{a14}/\sqrt{\theta_4/\delta_4})'$ と $W_{a14}/\sqrt{\theta_4/\delta_4}$ の差が僅少になるまで、種々の W_{a2} を仮定し、(3)項以下の計算をくり返す。

(9) 圧縮機の修正空気流量 $W_{a2}/\sqrt{\theta_2/\delta_2}$ を求める。 $W_{a2}/\sqrt{\theta_2/\delta_2}$ は、圧縮機入口の基準状態に換算するため、修正係数 $\theta_2 = T_{12}/288.2$ 、 $\delta_2 = P_{12}/101322$ を定義し、 W_{a2} から求める。

6. 各要素の作動特性の解析法

第1表に、各要素の作動特性を解析する手法を示す。前述に求めた T_{14} 、 P_{14} 、 W_{a2} 、 W_{a14} および低圧タービンのガス流量 W_{a16} のほかに、高圧タービン出口全温 T_{15} を、高圧タービンの仕事量と圧縮機の仕事量の釣り合いから第1表の式※1によって求め、また、低圧タービン出口全温 T_{16} を、低圧タービンの仕事量とファンの仕事量の釣り合いから第1表の式※2によって求めた。これら解析によって求めた状態量を第1表に□を付して示す。ただし、 η_m は機械効率である。

第1表の□内の状態量と第1図の○印で示すファン入口全圧 P_{11} ・静圧 P_1 ・全温 T_{11} 、ファン出口全圧 P_{21} ・全温 T_{21} 、圧縮機入口全圧 P_{12} ・全温 T_{12} 、圧縮機出口全圧 P_{13} ・全温 T_{13} 、高圧タービン出口全圧 P_{15} 、低圧タービン出口全圧 P_{16} およびファン回転数 N_f ・空気流量 W_{a1} 、圧縮機回転数 N_c 、燃料流量 W_{fh} の実測値を用い、第1表に従って各要素の作動特性を求める方法を本稿の解析法とする。

これに対し、第1図の○印で示す状態量および N_f 、 N_c 、 W_{fh} 、 W_{a1} 、 W_{a2} の実測値ならびに高圧タービンの仕事量と圧縮機の仕事量の釣り合いから求めた T_{14} を用い、各要素の作動特性を求める方法を従来の解析法とする。

第7図 高圧タービン入口の平均全温および圧縮機の修正空気流量推定計算手順

第1表 各要素の作動特性を解析する手法

	圧力比または膨張比	修正流量	断熱効率	仕事量または比仕事量	修正回転数	備考 (修正係数)
ファン	$\frac{P_{121}}{P_{11}}$	$\frac{W_{a1}\sqrt{\theta_1}}{\delta_1}$	$\frac{C_{p1} \cdot T_{11} \left\{ \left(\frac{P_{121}}{P_{11}} \right)^{\frac{K_1-1}{K_1}} - 1 \right\}}{C_{p1}(T_{121}-T_{11})}$	$W_{a1} \cdot C_{p1} (T_{121} - T_{11})$	$\frac{N_f}{\sqrt{\theta_1}}$	$\delta_1 = \frac{P_{11}}{101322}$ $\theta_1 = \frac{T_{11}}{288.2}$
圧縮機	$\frac{P_{13}}{P_{12}}$	$\frac{W_{a2}\sqrt{\theta_2}}{\delta_2}$ $\boxed{W_{a2}}$	$\frac{\left(\frac{C_{p2}+C_{p2}'}{2} \right) T_{12} \left\{ \left(\frac{P_{13}}{P_{12}} \right)^{\frac{K_2-1}{K_2}} - 1 \right\}}{\left(\frac{C_{p2}+C_{p2}'}{2} \right) (T_{13}-T_{12})}$	$W_{a2} \cdot \left(\frac{C_{p2}+C_{p2}'}{2} \right) (T_{13}-T_{12})$ $\boxed{W_{a2}}$	$\frac{N_g}{\sqrt{\theta_2}}$ または $\frac{N_g}{\sqrt{\theta_1}}$	$\delta_2 = \frac{P_{12}}{101322}$ $\theta_2 = \frac{T_{12}}{288.2}$
高圧タービン	$\frac{P_{14}}{P_{13}}$ $\boxed{P_{14}}$	$\frac{W_{a4}\sqrt{\theta_4}}{\delta_4}$ $\boxed{W_{a4}}$	$\frac{\left(\frac{C_{p4}+C_{p4}'}{2} \right) (T_{14}-T_{13})}{\left(\frac{C_{p4}+C_{p4}'}{2} \right) T_{14} \left\{ 1 - \frac{1}{\left(\frac{P_{14}}{P_{13}} \right)^{\frac{K_4-1}{K_4}}} \right\}}$ $\boxed{T_{14}} \quad \boxed{P_{14}} \quad \boxed{T_{13}}$	$W_{a4} \cdot \left(\frac{C_{p4}+C_{p4}'}{2} \right) (T_{14}-T_{13})$ $= \frac{W_{a4} \cdot \eta_m}{\left(\frac{C_{p4}+C_{p4}'}{2} \right) (T_{14}-T_{13})}$ $\boxed{T_{14}} \quad \boxed{T_{13}} \quad \times 1$	$\frac{N_g}{\sqrt{\theta_4}}$	$\delta_4 = \frac{P_{13}}{101322}$ $\theta_4 = \frac{T_{13}}{288.2}$
低圧タービン	$\frac{P_{15}}{P_{14}}$ $\boxed{W_{a15}}$	$\frac{W_{a15}\sqrt{\theta_5}}{\delta_5}$ $\boxed{W_{a15}}$	$\frac{\left(\frac{C_{p5}+C_{p5}'}{2} \right) (T_{15}-T_{14})}{\left(\frac{C_{p5}+C_{p5}'}{2} \right) T_{15} \left\{ 1 - \frac{1}{\left(\frac{P_{15}}{P_{14}} \right)^{\frac{K_5-1}{K_5}}} \right\}}$ $\boxed{T_{15}} \quad \boxed{T_{14}}$	$\frac{W_{a1} C_{p1} (T_{121}-T_{11})}{W_{a15} \cdot \eta_m}$ $= \left(\frac{C_{p5}+C_{p5}'}{2} \right) (T_{15}-T_{14})$ $\boxed{T_{15}} \quad \boxed{T_{14}} \quad \times 2$	$\frac{N_f}{\sqrt{\theta_5}}$	$\delta_5 = \frac{P_{14}}{101322}$ $\theta_5 = \frac{T_{14}}{288.2}$

第2表 圧縮機修正空気流量の単体実験結果と解析値および計測値の比較

圧縮機の修正 回転数 $N_g/\sqrt{\theta_2}$ (%)	圧力比 π_c	圧縮機の単体実験 から求めた修正空気 流量 $W_{a2}\sqrt{\theta_2}/\delta_2$ (kg/s)	修正空気流量の解 析値 $W_{a2}\sqrt{\theta_2}/\delta_2$ (kg/s)	修正空気流量 の相違の割合 (%)	修正空気流量の計 測値 $W_{a2}\sqrt{\theta_2}/\delta_2$ (kg/s)	修正空気流量 の相違の 割合 (%)
90.96	3.27	6.62	6.696	1.15	6.8	2.72
92.92	3.44	6.78	6.928	2.18	7.05	3.98
94.81	3.64	7.12	7.221	1.42	7.37	3.51
96.87	3.88	7.32	7.513	2.64	7.76	6.01
98.13	4.03	7.56	7.686	1.67	7.98	5.56
98.77	4.10	7.6	7.77	2.24	8.04	5.79
100.0	4.25	7.75	7.87	1.55	8.14	5.03

7. 本稿の解析法と従来の解析法の比較

低バイパス比ターボファン・エンジンについて、本稿の解析法と従来の解析法によって求めた各要素の作動特性を比較する。以下に、本稿の解析法によって求めたものを解析値といい、従来の解析法によって求めたものを計測値と呼ぶことにする。

7.1 ファンの作動特性 ファンの修正空気流量の計測値は、ファン単体の実験から求めた修正空気流量に対し約 1~2% の相違であった。したがって、ファンの作動特性を求めるには、従来の解析法で正確であると思われる。そのため、本稿では、ファンの作動特性については省略する。

7.2 圧縮機の作動特性 修正空気流量について、圧縮機単体での実験から求めたものと解析値および計測値を同一回転数と圧力比の下で比較し、第2表に示

した。同表によると、解析値は約 1~2% の相違、計測値は約 5~6% の相違があり、解析値に精度の向上がみられた。

第8図は圧縮機の作動特性を解析値と計測値で比較したもので、修正空気流量と圧力比および断熱効率の関係で示す。同図において、○印は解析値を示し、これを結ぶと作動線になる。また、×印は計測値を示し、点線は圧縮機作動計画線を示している。作動点の解析値は作動計画線と一致しており、高圧タービン静翼の喉部面積が 100% であるので、作動特性の解析値は正しいと判断される。

7.3 高圧タービンの作動特性 第9図に、高圧タービン入口の平均全温の解析値および計測値を圧縮機の修正回転数に対して示す。同図より、解析値と計測値はほとんど一致しているが、高回転および低回転では、計測値は解析値より約 30~40℃ 低くなっている。

第8図 圧縮機の作動特性

第9図 高圧タービン入口の平均全温

第10図 高圧タービンの作動特性

高圧タービン入口の平均全圧の解析値と計測値はよく一致した。第10図に高圧タービンの作動特性の解析値と計測値を、膨張比と修正ガス流量および断熱効率の関係で示す。同図より、断熱効率は計測値が解析

第11図 低圧タービンの作動特性

値よりやや低めになり、修正ガス流量は計測値が解析値より約 0.15 kg/s 多く、解析値は空力計画値の 3.34 kg/s にほとんど等しい。

7.4 低圧タービンの作動特性 第11図に低圧タービンの作動特性の解析値と計測値を、膨張比と修正ガス流量および断熱効率の関係で示す。同図より、断熱効率は、計測値が全回転数にわたって 100% 以上である。これは高圧タービン出口および低圧タービン出口の温度分布が様でなく、最大値と最小値の差が大きく、平均化することが困難のためと思われる。一方、解析値は約 87~88% であり、空力計画値の 91% にほとんど一致する。

修正ガス流量は計測値が解析値より多く、解析値は約 8 kg/s であり、空力計画値の 7.83 kg/s よりやや多くなっている。

8. ま と め

ターボファン・エンジンの各要素の作動特性を解析する一手法を試み、次の結果を得た。

(1) 本解析法は、設計目標値と解析値がよく一致し、ターボファン・エンジン各要素の作動特性を解析する手段として使用できることを明らかにした。

(2) 本解析法によってターボファン・エンジン各要素の作動特性を求める場合、圧縮機の空気流量、高圧タービン入口の全温および全圧、高圧タービン出口の全温、低圧タービン出口の全温を実測する必要がないことも明らかになった。

最後に、本研究を実施するにあたり、ご協力をいただいた関係各位に心より感謝いたします。

参考文献

- 1) 山中国雅: ガスタービン用高負荷燃焼器の性能を支配するパラメーターとそのクライテリア, 日本航空宇宙学会誌, 23 (1975), pp. 113-118.
- 2) 浜島 操: ガスタービン設計, 機械設計全書, 第5巻, 近代工学出版社, 東京, 1965, pp. 53-58.
- 3) ICAO: Development of Details of Certification Schemes for Future Aircraft, Committee on Aircraft Engine Emissions Report of the First Meeting, 1978.
- 4) Dunham, J. and Came, P. C.: Improvements to the Ainley-Mathieson Method of Turbine Performance Prediction, ASME paper 70-GT-2, 1970.
- 5) Ainley, D. G. and Mathieson, G. C. R.: A Method of Performance Estimation for Axial-Flow Turbines, ARC. R&M 2974, 1957.
- 6) 河村龍馬: 高速空気力学, 日刊工業新聞社, 1958.
- 7) Horlock, J. H.: Axial Flow Turbines Fluid Mechanics and Thermodynamics, Butterworths, London, 1966, pp. 46-71.
- 8) 須之部量寛, 池田英正, 菅 進: 空気および燃焼ガスの熱力学的特性を示す近似式および図表, 運輸技研資料, No. 41 (1962), pp. 26-37.
- 9) Chappell, M. S., Cockshutt, E. P. and Sharp, C. R.: Design-Point Performance of Turbojet and Turbofan Engines, National Research Laboratories Report, Division of Mechanical Engineering Engine Laboratory, LR-407, Ottawa, Canada (1964), pp. 18-25.

— 論 文 —

矩形開口を有する薄肉円筒殻の振動*1

Vibrations of Thin Cylindrical Shells with Rectangular Cutouts

邊 吾 一*2・木 本 幸 胤*3

O-Il BYON and Yukitane KIMOTO

Key Words: Structural Analysis, Natural Frequency, Thin Cylindrical Shell, Cutouts

Abstract

This paper presents both experimental and analytical investigations concerned with the dynamic behavior of seamless cylindrical shells with two rectangular cutouts. These cutouts are located opposite to each other in the circumferential direction and their circumferential or axial lengths are systematically varied. The experimental results of free-clamped cylindrical shells made of epoxy resin agreed with the analytical ones obtained by use of finite element method. The variation of the circumferential length of rectangular cutouts has a greater influence on the dynamic behavior of cylindrical shells compared with that of the axial length.

1. は じ め に

薄肉円筒殻を実際の構造物に適用する際に、円筒殻の側壁に開口を設ける場合が多く、この場合の振動特性を明らかにすることは重要な問題である。開口のない薄肉円筒殻の振動特性の研究に比べて、開口を有す

る場合の研究はそれほど行われておらず、著者らが知るかぎりでは以下に述べる程度である。両端固定の場合に、開口が大きくなるにつれて固有振動数の低下がみられるものの、その値はわずかであり、振動モードに顕著な変化がなかったとの報告^{1,2)}、周方向波数 $n \geq 2$ となる殻状振動の場合の固有振動数は開口がかなり大きくなってそれほど低下しないが、 $n=1$ のはり状振動の場合には、開口の影響を受けかなり低下するとの報告^{3,4)}がある。

本報告では、遠心鋳造法⁵⁾で作製した継目部のないエポキシ樹脂製の薄肉円筒殻の側壁に 180° 間隔で二つの矩形開口を設け、一端固定、他端自由の境界条件の下で、開口の周および軸方向の寸法をそれぞれ単独に大きくした場合の円筒殻の固有振動数と振動モードを実験的に求めた。また有限要素法による数値計算結果との比較、検討を行った上で、開口が薄肉円筒殻の振動特性に及ぼす影響を明らかにする。

2. 解 析

2.1 FEM による定式化 矩形の開口を取り扱うため、第1図に示す28個の節点自由度を有する円筒シェル要素を用いてFEMの定式化⁶⁾を行った。面外の半径方向変位 w は x^4 と y^4 を省略した12項から

*1 昭和57年7月16日、第24回構造強度に関する講演会、昭和58年7月14日、第25回同講演会にて発表、昭和59年3月14日原稿受理

*2 (Goichi BAN) 日本大学生産工学部

*3 東レ開発研究所