

# 渦輪熱氣動力 ( I ) 初步流路設計

張瑞釗

75.5

## 摘 要

渦輪初步流路設計包含流路外形、速度向量圖、設計參數，如葉片數，及效率修正等之計算。

本設計報告內容在說明一級半的低壓渦輪初步流路設計過程，含靜子、轉子及出口導片。初步流路設計中，利用一維之平均半徑設計 ( **Mean line design method** )；即以平均半徑處之參數值為整個環形流場之化表值。再依據自由渦流設計 ( **Free vortex design** ) 分別計算葉根半徑及葉尖半徑處。本報告利用此等原理，並配合效率修正模式，建立初步流路設計程式。首先，以 70 引擎低壓渦輪為例與美 蓋瑞特公司之初步設計結果比較。最後，將程式應用於 70P 引擎之低壓渦輪流路設計，此結果為本(75)年度渦輪設計之主要成果。

## 目 錄

摘要

目錄

圖目錄

表目錄

符號說明

1.0 前言

2.0 基本公式

3.0 基本原理

3.1 自由渦流設計

3.2 歐拉方程式

3.3 反應率

3.4 負荷係數

4.0 流路設計

4.1 性能循環表

4.2 流路外形計算

4.3 向量圖計算

4.4 出口導片設計

5.0 設計參數計算

5.1 說明

5.2 設計參數計算

6.0 效率修正

6.1 說明

6.2 效率修正模式

6.3 渦輪效率

6.4 蓋瑞特公司效率修正法

7.0 設計準則

8.0 70 引擎低壓渦輪初步流程設計

8.1 初步流路設計程式

8.2 設計結果與分析

9.0 70P 引擎低壓渦輪初步流路設計

10.0 結論

參資料

附錄

## 圖 目 錄

- 圖 1 流路設計流程圖
- 圖 2 葉片壓力分佈圖
- 圖 3(a) 低壓渦輪流路簡圖
- 圖 3(b) 低壓渦輪初步流路外形
- 圖 4 平均半徑處速度向量圖
- 圖 5 基本效率曲線
- 圖 6 焓-熵圖
- 圖 7 CONFIG 程式與 GTEC 程式比較 (一)
- 圖 8 CONFIG 程式與 GTEC 程式比較 (二)
- 圖 9 CONFIG 程式與 GTEC 程式比較 (三)
- 圖 10 CONFIG 程式與 GTEC 程式比較 (四)
- 圖 11 CONFIG 程式與 GTEC 程式比較 (五)
- 圖 12 70 與 70P 引擎低壓渦輪流路外形
- 圖 13 渦輪氣動力設計流程圖

## 表 目 錄

表 1	70 引擎性能循環表
表 2	CONFIG 程式輸入表 (70 引擎)
表 3	CONFIG 程式輸出表 (70 引擎)
表 4	GTEC 程式輸入表 (70 引擎)
表 5	GTEC 程式輸出表 (70 引擎)
表 6	70 引擎低壓渦輪設計結果比較
表 7	70 引擎性能循環表
表 8	70P 流路設計 CONFIG 程式輸入表
表 9	70P 流路設計 CONFIG 程式輸出表
表 10	70P 與 70 引擎低壓渦輪設計比較

## 符號說明

$A$	面積
$AR$	展弦比 (Aspect Ratio)
$a$	聲速
$C$	弦長 (Chord Length)
$C_p$	比熱 ( $0.281 \text{ Btu}/16^\circ\text{F}$ )
$D$	擴散因子 (Diffusion Factor)
$g$	重力加速度 ( $32.174 \text{ ft}/\text{sec}^2$ )
$H$	焓 (Btu)
$J$	轉換常數 ( $778.18 \text{ ft}\cdot\text{lb}/\text{Btu}$ )
$M$	(絕對) 馬赫數
$M_{CR}$	臨界馬赫數
$m$	流量 ( $\text{lbm}/\text{sec}$ )
$N$	轉子轉速 (Rpm)
$n$	渦輪級數
$P$	壓力, 靜壓 (Psi)
$PR$	壓力比 (Pressure Ratio)
$P_{STD}$	標準壓力 ( $14.696 \text{ lb}/\text{in}^2$ )
$R$	氣體常數 ( $53.388 \text{ ft}\cdot\text{lb}/^\circ\text{R lbm}$ )



## 渦輪熱氣動力 (I) 初步流路設計

$R_{i,j}$	半徑 (In)
$R_e$	雷諾數 (Reynolds' umber)
$R_{XN}$	反應率 (Reaction)
$S$	葉片間隔 (Space)
$T$	溫度, 靜溫 ( $^{\circ}R$ )
$T_{STD}$	標準溫度 ( $517.67^{\circ}R$ )
$U$	轉子切線速度 ( $\frac{ft}{sec}$ )
$V$	絕對速度
$W$	相對速度
$\alpha$	絕對氣流角度
$\beta$	相對氣流角度
$\gamma$	比熱比 (1.322)
$\delta$	$\delta = \frac{P_t}{P_{STD}}$
$\eta_{(TT)}$	(總溫對總溫) 效率
$\theta$	$\theta = \frac{T_t}{T_{STD}}$
$\xi$	葉片安置角 (Staggle Angle)
$\rho$	密度 ( $\frac{lbm}{ft^3}$ )
$\sigma$	葉片緊密度 (Axial Solidity)
$\lambda$	功係數 (Work Coefficient)

$\mu$	黏性係數 (Coefficient Of Viscosity)
$\varphi$	負荷係數 (Zweifel Coefficient)
$\phi$	流量係數 (Flow Coefficient)

### 下 標

1	靜子進口
2	靜子出口，轉子進口
3	轉子出口
<i>CORR</i>	校正的 (Corrected)
<i>CR</i>	臨界的 (Critical)
<i>EGV</i>	出口導片，出口導片出口站
<i>H</i>	葉根半徑處 (Hub)
<i>i</i>	軸向站位， $i = 1, 2, 3$
<i>J</i>	徑向半徑位置， $j = h, m, t$
<i>j</i>	疊代序數
<i>M</i>	平均半徑處 (Mean)
<i>R</i>	轉子 (Rotor)
<i>r</i>	相對的 (Relative)
<i>S</i>	靜子，等熵過程
<i>SS</i>	等熵過程
<i>T</i>	葉尖半徑處 (Tip)

- $t$  總 (溫、壓、焓) (Total)
- $X$  軸向 (Axial Direction)
- $\theta$  切線方向 (Tangential Direction)

## 1.0 前言

初步流路設計為渦輪氣動力設計之基礎；流路設計既定，方能繼續其後之各設計步驟。圖 1 為軸流式渦輪於引擎性能循環確定後之初步流路設計流程。至於性能循環確定之前，渦輪之流路設計，必須與各相關小組反覆協調相關參數（如圖 1 虛線所示）。因此，為簡化並加速彼此間之協調，流路設計中，一般均為應用一維之平均半徑設計法，以計算平均半徑處參數值為主，迅速地估算渦輪效率及確定流路外形。再利用自由渦流原理計算葉根半徑處及葉半徑處，以初步分析流場徑向分佈及速度向量圖。如僅就自由渦流設計而言，將使得葉片設計有過大之扭轉角及葉尖馬赫數。因此，於細部設計時，必須基於平均半徑設計值，更精確地進行葉根至葉尖之流場流線分析及葉片外形設計。參閱圖 13—渦輪氣動力設計流程圖。

渦輪初步流程設計，主要可分為以下三大部份：

1. 流路外形設計
2. 速度向量圖計算
3. 效率之修正

其中第 1, 2 部分，依據參與蓋瑞特公司之 70 引擎渦輪設計經驗，已可模擬其計算過程，結果十分相近。然此兩部份之計算，必須配合效率修正模式，方能準確地估算渦輪效率；依據此效率得到流路外形及速度向量圖之最佳化設計。然而，效率修正模式，係蓋瑞特公司在設計上之重要財產與機密。因此，欲建立此效率修正模式，只得從發表之論文與報告中，整理而得。本報告中，採用修正之 AMDC 效率修正模式，計算渦輪效率。



為簡化計算過程，於本報告中，不考慮冷卻氣流量 (Cooling Flow)，因此，流量 ( $m$ ) 為一常數。且假設氣流流經出口導片為等熵過程，亦即效率修正換式中，未含出口導片壓力損失因素在內。

本設計報告，將一維之平半徑設計原理，配合所整理之效率修正模式，建立成軸流式渦輪初步流程設計程式。為了驗證自行建立的程式的可信度，首先以 70 引擎低壓渦輪流路設計為例，進行主要設計參數之設計分析，以與蓋瑞特公司之結果比較。最後，利用此程式得到 70P 引擎低壓渦輪流路設計之結果。唯其準確性，仍須待蓋瑞特公司之結果發表後，方得以進一步比較。

## 2.0 基本公式 ( 各變數下標所指站位點見圖 3(b) )

### 1. 轉子切線速度 ( Tangential Speed )， $U$

$$U_{3,T} = 2\pi N R_{3,T} / 720 , \text{ ft/sec} \dots\dots\dots(2-1)$$

$$U_{2,T} = 2\pi N R_{2,T} / 720 , \text{ ft/sec} \dots\dots\dots(2-2)$$

### 2. 功係數 ( Work Coefficient )， $\lambda$

$$\lambda = \frac{\Delta Ht \cdot g \cdot J}{U_{3,M}^2} = \frac{(T_{t1} - T_{t3})C_p g J}{U_{3,M}^2} \dots\dots\dots(2-3)$$

### 3. 校正流量 ( Corrected Flow )， $m_{CORR}$

$$m_{CORR} = \frac{m\sqrt{\theta}}{\delta} , \text{ lb/sec} \dots\dots\dots(2-4)$$

4. 校正轉速 (Corrected Speed),  $N_{CORR}$

$$N_{CORR} = \frac{N}{\sqrt{\theta}}, \text{ rpm} \dots \dots \dots (2-5)$$

5. 壓縮比 (Pressure Ratio),  $PR$

$$PR = \frac{P_{t1}}{P_{t3}} \dots \dots \dots (2-6)$$

6. 渦輪效率 (Efficiency),  $\eta$

$$\eta = \frac{T_{t1} - T_{t3}}{T_{t1} \left[ 1 - \left( \frac{1}{PR} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \dots \dots \dots (2-7)$$

7. 等熵過程 (Isentropic Process)

$$\frac{P_{t3}}{P_{t1}} = \left( \frac{T_{t3}}{T_{t1}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots \dots \dots (2-8)$$

8. 狀態方程式 (State Equation)

$$\rho_t = \frac{P_t}{R T_t} \cdot 144, \text{ lb/ft}^3 \dots \dots \dots (2-9)$$

9. 連續方程式 (Continuity Equation)

$$m = \rho V_x A = \rho V \cos \alpha A \dots \dots \dots (2-10)$$



10. 能量方程式 (Energy Equation)

$$\rho = \rho_t \left[ 1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} \left( \frac{V}{a_{CR}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{\gamma - 1}} \dots\dots\dots (2-11)$$

11. 對於渦輪轉子而言，其進出口之物理量，有絕對與相對之分。(參閱圖 4)

(1) 絕對速度與相對速度， $V$  與  $W$

$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{U} \dots\dots\dots (2-12)$$

(2) 絕對總溫 (Absolute Total Temperature) 與相對總溫 (Relative Total Temperature)， $T_t$  與  $T_{t,r}$

$$T_{t,r} = T_t - \frac{V^2 - W^2}{2C_p gJ} \dots\dots\dots (2-13)$$

(3) 絕對氣流角度 (Absolute Flow Angle) 與相對氣流角度 (Relative Flow Angle)， $\alpha$  與  $\beta$

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{V_\theta}{V_x} \dots\dots\dots (2-14)$$

$$\beta = \tan^{-1} \frac{W_\theta}{V_x}$$

(4) 絕對臨界聲速 (Absolute Critical Speed Of Sound) 與相對臨界聲速 (Relative Critical Speed Sound)， $a_{CR}$  與  $a_{CR,r}$

$$a_{CR} = \sqrt{\gamma g R T_t \cdot \frac{2}{1+\gamma}}$$

$$a_{CR,r} = \sqrt{\gamma g R T_{t,r} \frac{2}{1+\gamma}}$$

(5) 臨界馬赫數 (Critical Mach Number),  $M_{CR}$  與  $M_{CR,r}$

$$M_{CR} = \frac{V}{a_{CR}}$$

$$M_{CR,r} = \frac{W}{a_{CR,r}}$$

(6) 馬赫數 (Absolute Mach Number),  $M$  與  $M_r$

$$M = \frac{V}{a}$$

$$M_r = \frac{W}{a}$$

其中，

聲速， $a = \sqrt{\gamma g R T}$ ，ft/sec

靜溫， $T = T_t - \frac{V^2}{2C_p g J}$ ，°R..... (2-15)

12. 比流量 (Specific Mass Flow),  $\frac{m/A}{\rho_t a_{CR}}$



單位面積之流量，稱之為比流量，於此， $\frac{m/A}{\rho_i a_{CR}} = \frac{\rho V_x}{\rho_i a_{CR}}$  為無因次。式(2-16)

之導來，見附件 1。

$$\frac{\rho V_x}{\rho_i a_{CR}} = \frac{V_x}{a_{CR}} \left\{ 1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \left[ \left( \frac{V_x}{a_{CR}} \right)^2 + \left( \frac{V_\theta}{a_{CR}} \right)^2 \right] \right\}^{\frac{1}{\gamma-1}} \dots\dots\dots (2-16)$$

13. 無因次流量參數 ( Dimensionless Weight-Flow Parameter )， $\frac{m\sqrt{T_t}}{A P_t}$ 。式(2-17)

之導來，見附錄 2。

$$\frac{m\sqrt{T_t}}{A P_t} = M_x \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_x^2 \right)^{\frac{\gamma+1}{2-2\gamma}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma g}{R}} \dots\dots\dots (2-17)$$

### 3.0 基本原理 ( Elementary Theory )

#### 3.1 自由渦流設計 ( Free Vortex Design )

於渦輪熱氣動力之初步流路設計上，有下列之假設。

1. 於整個環形流場中，總焓為常數。即

$$\frac{dH_t}{dR_j} = 0$$

2. 於某一軸向位置(j)，沿徑向方向其軸向速度為常數，

$$V_x = const \dots\dots\dots(3-1)$$

3. 於某一軸向位置( $i$ )，切線速度 (Whirl Velocity) 與半徑成反比，即

$$R_j \cdot V_{\theta,j} = K$$

合乎以上 1，2 與 3 三個條件之渦輪設計稱為自由渦流設計。

### 3.2 歐拉方程式 ( Euler's Work Equation )

基本上，渦輪之能量轉換，只不過是將牛頓第二定律應用於流體流經轉子。對於所有之渦輪，基本之功方程式可表為

$$\Delta H_t = H_{t1} - H_{t3} = \frac{1}{gJ} (U_2 V_{\theta,2} - U_3 V_{\theta,3}) \dots\dots\dots(3-3)$$

式(3-3)稱為歐拉方程式[1]\*。對於渦輪轉子而言，為流體對其做功，因此式(3-3)中， $\Delta H_t$  為正值。在計算上， $V_\theta$  之方向性，定義為沿轉子旋轉方向為正。(參閱圖 4) \*，參閱參考資料 1。

### 3.3 反應率 ( Reaction )

反應率( $R_{XN}$ ) 意指渦輪級擴散 ( Stage Expansion )，發生於轉子之百分比。通常以靜溫來表示[2]；

$$R_{XN} = \frac{T_{2,J} - T_{3,J}}{T_{1,J} - T_{3,J}} \dots\dots\dots(3-4)$$

### 3.4 負荷係數 ( Zweifel Eocfficient )



在渦輪初步設計時，葉片緊密度 (Axial Solidity) 及葉片數，必須確定。而葉片數之多寡涉及葉片之負荷程度。因此，定義負荷係數以為葉片負荷之量度，並進而決定葉片數及其緊密度。

負荷係數為實際葉片負荷 (Actual Blade Loading) 與理想葉片負荷 (Ideal Blade Loading) 之比值。以葉片之壓力分佈言之 (如圖 2)，實際葉片負荷為葉片作用於流體沿切線方向之力，即圖 2 壓力分佈曲線所圍之面積。而理想葉片負荷為假設葉片吸力面之壓力為常數，且等於進口總壓 (對靜子而言為  $P_{t1}$ ，對轉子而言為  $P_{t2}$ )；壓力面之壓力亦為常數，且等於出口靜壓 (對靜子而言為  $P_2$ ，對轉子而言為  $P_3$ )；即圖 2 長方形之面積。

負荷係數之推導過程，詳見附錄 3。結果如下：

$$\phi_s = \frac{2}{\sigma_s} \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} |\sin(\alpha_1 - \alpha_2)| \dots\dots\dots (3-5)$$

$$\phi_R = \frac{2}{\sigma_R} \frac{\cos \beta_3}{\cos \beta_2} |\sin(\beta_2 - \beta_3)| \dots\dots\dots (3-6)$$

式(3-5)，(3-6)中之各參數為平均半徑處之值。

## 4.0 流路設計 ( Flowpath Design )

### 4.1 性能循環表 ( Performance Cycle Sheet )

70 引擎之設計點訂於海平面靜止最大推力情況 (Aea Level Static Max Thrust Takeoff Condition)。此情況之性能循環，如表 1 所示。

重要之循環參數如下：

$$T_{t1} = 1956.5^\circ R$$

$$H_{t1} = 503.281, Btu$$

$$T_{t3} = 1682.9^\circ R$$

$$H_{t3} = 426.299, Btu$$

$$P_{t1} = 80.171 \text{ psi}$$

$$* P_{t3} = 39.948 \text{ psi}$$

$$* PR = 2.007$$

$$N = 15580. \text{ rpm}$$

$$\frac{m\sqrt{\theta}}{8} = 22.216 \text{ lb/sec}$$

$$* \eta = 0.8950$$

根據既定之循環參數值，即可進行初步流路設計，以達引擎設計點性能需求。

\*：於初步流路設計時，此等參數值不為已知。初步流路設計之目的，即在尋求最佳流路設計，以符合此等參數之需求。

#### 4.2 出口半徑及流路外形計算 ( $R_{3,H}$ , $R_{3,T}$ and Flow Path Calculations )

由於渦輪下游為後燃器，因此渦輪出口情況，受到後燃器設計需求之限制。於本設計中為：

(1) 渦輪出口必須為軸向氣流， $\alpha_{EGV} = 0$ 。

(2) 渦輪出口臨界馬赫數為  $M_{CR,EGV} = 0.42$ 。

以下即說明流路外形計算步驟，以符合此兩項需求。

##### 1. 計算 $R_{3,M}$

由式(2-3)，先假設  $\lambda = 1.6$  (參閱§4.2-5)，則



$$U_{3,M} = \sqrt{\frac{\Delta H_t gJ}{\lambda}}$$

再由式(2-1)，即可求得渦輪出口平均半徑  $R_{3,M}$  為

$$R_{3,M} = \frac{U_{3,M}}{2\pi N} \cdot 720, in \dots\dots\dots(4-1)$$

### 2. 計算 $A_3$

由出口臨界馬赫數  $M_{GR,EGV}$  之需求 (例如  $M_{CR,EGV} = 0.42$ ) 及式(2-17)， $P_{t3}$  由式(4-3)

$$\frac{m\sqrt{T_{t3}}}{A_3 P_{t3}} = M_{EGV} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{EGV}^2 \right)^{\frac{\gamma+1}{2-2\gamma}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma g}{R}}$$

可計算得渦輪出口面積  $A_3$  ( $A_3 = A_{EGV}$ )。其中， $M_{EGV}$  (絕對馬赫數) 與  $M_{GR,EGV}$  (臨界馬赫數) 之關係如下：(參閱§2.1-11-(5)(6))

$$M_{EGV}^2 = \frac{\frac{2}{\gamma+1} M_{CR,EGV}^2}{1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} M_{CR,EGV}^2}$$

### 3. 計算 $R_{3,H}$ ， $R_{3,T}$

由式(4-1)

$$R_{3,M} = \frac{1}{2}(R_{3,H} + R_{3,T})$$

及

$$A_3 = \pi(R_{3,T}^2 - R_{3,H}^2)$$

可求得渦輪出口之葉根及葉尖半徑值

$$R_{3,H} \quad \text{及} \quad R_{3,T}$$

#### 4. 流路外形

由出口半徑值  $R_{3,H}$ ， $R_{3,T}$ ，及低壓渦輪上游之高壓渦輪出口半徑，即可繪出流路簡圖，如圖 3(a)所示。再依據下列準則，初步之流路外形，即可決定，如圖 3(b)。當然，更進一步之流路外形曲線設計，則有賴於細部設計時，再詳加考慮。

#### 5. 設計準則

##### (1) 出口半徑計算

- (i) 功係數  $\lambda$ ，一般均小於 2.0，約  $1.6 < \lambda < 1.8$ 。
- (ii) 式(4-1)中， $R_{3,M}$  若大於 12 in，則以考慮多級 (Multi-Stage) 渦輪為宜。此時，式(2-3)應改為

$$n \cdot \lambda = \frac{\Delta H_t g J}{U_{3,M}^2} \quad \text{，其中 } n \text{ 為級數。}$$

- (iii) 出口臨界馬赫數  $M_{GR,EGV}$  受後燃器設計需求之限制，必須與之協調。
- (iv) 出口面積受應力分析  $A_3 N^2$  之限制。

- (v) 出口半徑  $R_{3,T}$ ，受應力分析之限制。即轉子切線速度  $U_{3,T} = 2\pi N R_{3,T} / 720$  有其極限。

(2) 流路外形計算 (參閱圖 3(a)及圖 3(b))

- (i) 靜子內徑 (Stator Hub) 斜率 ( $SLOPE_{H,S}$ ) 必須小於 20 度。
- (ii) 靜子外徑 (Stator Shroud) 斜率 ( $SLOPE_{T,S}$ ) 必須小於 10 度。
- (iii) 轉子內徑 (Rotor Hub) 斜率 ( $SLOPE_{H,R}$ ) 必須小於 8 度。
- (iv) 轉子外徑 (Rotor Shroud) 斜率 ( $SLOPE_{T,R}$ ) 必須小於 20 度。
- (v) 軸向弦長 (Axial Chord),  $Cx_{H,S}$ ,  $Cx_{T,S}$ ,  $Cx_{H,R}$ ,  $Cx_{T,R}$  分別為 2.2 in, 2.75 in, 1.65 in 與 0.9 in。
- (vi) 靜子與轉子之軸向間隔 (DUCT) 一般為 0.5 in。
- (vii) 以上只是基本原則, 僅為參考值, 適用於此系列引擎之低壓渦輪。

### 4.3 向量圖計算 ( Vector Diagram Calculations )

初步流路設計已知參數, 如圖 3(b)所標示。其中,  $P_{t3}$  為初步流路設計所要確定之值; 其結果必須符合性能循環之需求。圖 4 所示為平均半徑處之向量圖, 計算過程中所用之符號, 如圖中所示。其中, 速度向量, 以順轉子旋轉方向為正。

以下將按轉子出口 (站位 3), 轉子進口 (站位 2, 亦為靜子出口), 及靜子進口 (站位 1) 之順序計算其速度向量圖。

#### 4.3.1 轉子出口計算 ( Rotor Exit, 3 )

##### 1. $P_{t3}$ 之預估

如§4.1 所述， $P_{t3}$ ， $\eta$ 於設計中均不為已知。由式(2-6)

$$PR = \frac{P_{t1}}{P_{t3}}$$

及式(2-7)

$$\eta = \frac{T_{t1} - T_{t3}}{T_{t1} \left[ 1 - \left( \frac{1}{PR} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}$$

知，欲求得 $P_{t3}$ ，必先預估 $\eta$ 值。

於此假設

$$\eta = \eta_{j=1} = 0.90 \dots\dots\dots(4-2)$$

$$\text{則 } PR = \frac{1}{\left( 1 - \frac{T_{t1} - T_{t3}}{\eta \cdot T_{t1}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \dots\dots\dots(4-3)$$

$$\text{故 } P_{t3} = \frac{P_{t1}}{PR}$$

## 2. 計算

由式(2-9)，(2-10)及(2-11)，又已知 $\alpha_{3,M}$ （參閱圖 3(b)）

$$\rho_{t3} = \frac{P_{t3}}{R T_{t3}} \cdot 144 \dots\dots\dots(4-4)$$

$$m = \rho_3 V_{x,3} A_3 = \rho_3 V_3 \cos \alpha_3 A_3 \dots\dots\dots(4-5)$$



$$\rho_3 = \rho_{t3} \left[ 1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} \left( \frac{V_3}{a_{CR,3}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{\gamma - 1}} \dots\dots\dots(4-6)$$

由式(4-5)及(4-6)即可求得

$$\rho_{3,M} \dots\dots\dots(4-7)$$

及

$$V_{3,M} \dots\dots\dots(4-8)$$

### 3. 自由渦流計算

由  $\alpha_{3,M}$  及式(4-8)， $V_{3,M}$  得，絕對切線速度  $V_{\theta_{3,M}}$  為

$$V_{\theta_{3,M}} = V_{3,M} \cdot \sin d_{3,M} \dots\dots\dots(4-9)$$

由式(3-2)自由渦流設計，得

$$R_{3,M} \cdot V_{\theta_{3,M}} = K_3 \dots\dots\dots(4-10)$$

### 4. 計算轉子出口，於葉根 (Hub, H) 半徑，平均半徑 (Mean, M) 及葉尖半徑 (Tip, T) 處之速度向量圖及氣流性質 (參閱圖 4)。

(1) 絕對軸向速度 (Absolute Axial Velocity)

$$V_{X_{3,H}} = V_{X_{3,T}} = V_{X_{3,M}} = V_{3,M} \cdot \cos \alpha_{3,M} \dots\dots\dots(4-11)$$

(2) 絕對切線速度 (Absolute Tangential Velocity)

$$V_{\theta_{3,M}} = \frac{K_3}{R_{3,M}} \dots\dots\dots (4-12)$$

(3) 絕對速度 ( Absolute Velocity )

$$V_{3,M} = \sqrt{V_{X_{3,M}}^2 + V_{\theta_{3,M}}^2} \dots\dots\dots (4-13)$$

(4) 絕對臨界馬赫數 ( Absolute Critical Mach Number )

$$M_{CR_{3,M}} = \frac{V_{3,M}}{a_{CR,3}} \dots\dots\dots (4-14)$$

(5) 絕對氣流角度 ( Absolute Flow Angle )

$$\alpha_{3,M} = \tan^{-1} \frac{V_{\theta_{3,M}}}{V_{X_{3,M}}} \dots\dots\dots (4-15)$$

(6) 相對切線速度 ( Relative Tangential Velocity )

$$W_{\theta_{3,M}} = V_{\theta_{3,M}} - U_{3,M} \dots\dots\dots (4-16)$$

(7) 相對速度 ( Relative Velocity )

$$W_{3,M} = \sqrt{W_{X_{3,M}}^2 + W_{\theta_{3,M}}^2} \dots\dots\dots (4-17)$$

(8) 相對總溫 ( Relative Total Temperature )

$$T_{t_{r,3,M}} = T_{t_{3,M}} - \frac{V_{3,M}^2 - W_{3,M}^2}{2C_p gJ} \dots\dots\dots (4-18)$$



(9) 相對臨界聲速 (Relative Critical Speed of Sound)

$$a_{CR_{r,3,M}} = \sqrt{g R T_{t_{r,3,M}} \frac{2T}{\gamma + 1}} \dots\dots\dots (4-19)$$

(10) 相對臨界馬赫數 (Relative Critical Mach Number)

$$M_{CR_{r,3,M}} = \frac{W_{3,M}}{a_{CR_{r,3,M}}} \dots\dots\dots (4-20)$$

(11) 相對氣流角度 (Relative Flow Angle)

$$\beta_{3,M} = \tan^{-1} \frac{W_{\theta_{3,M}}}{V_{X_{3,M}}} \dots\dots\dots (4-21)$$

當計算葉根及葉尖半徑處時，只需將式(4-11)至(4-21)之下標  $M$ ，分別改為  $H$  及  $T$  即可。

4.3.2 轉子進口計算 (Rotor Inlet, 2)

轉子進口，即靜子出口 (Stator Exit)。計算轉子進口，有以下兩項假設：

- (1) 流體流經靜子為絕對過程，即

$$T_{t2} = T_{t1}$$

- (2) 流體流經靜子有 3% 之能量損失，即

$$P_{t2} = P_{t1}(1 - 0.03) \dots\dots\dots (4-22)$$

計算轉子進口與出口有以下之不同：

(1) 轉子出口總壓  $P_{t3}$ ，由式(4-2)，(4-3)而得；而轉子進口總壓  $P_{t2}$ ，由式(4-22)得之。

(2) 轉子口先計算得  $V_{3,M}$ ，再由已知之  $\alpha_{3,M}$  求得  $V_{X_{3,M}}$  及  $V_{\theta_{3,M}}$ ；反之，轉子進口先計算  $V_{\theta_{2,M}}$  及  $V_{X_{2,M}}$ ，再計算  $V_{2,M}$  及  $\alpha_{2,M}$ 。

1. 計算  $V_{\theta_{2,M}}$  及自由渦流常數  $K_2$

由§3.2 中所述之歐拉方程式，式(3-3)

$$\Delta H_t = \frac{1}{gJ} (U_{2,M} V_{\theta_{2,M}} - U_{3,M} V_{\theta_{3,M}}), \text{ 得}$$

$$V_{\theta_{2,M}} = \frac{\Delta H_t gJ + U_{3,M} V_{\theta_{3,M}}}{U_{2,M}} \dots\dots\dots (4-23)$$

與式(4-10)同理可得

$$R_{2,M} \cdot V_{\theta_{2,M}} = K_2 \dots\dots\dots (4-24)$$

2. 計算  $V_{X_{2,M}}$

由式(2-16)，比流量  $\frac{m/A_2}{\rho_{t2} \cdot a_{CR,2}}$  為

$$\frac{m/A_2}{\rho_{t2} \cdot a_{CR,2}} = \frac{V_{X,2}}{a_{CR,2}} \left\{ 1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \left[ \left( \frac{V_{X,2}}{a_{CR,2}} \right)^2 + \left( \frac{V_{\theta,2}}{a_{CR,2}} \right)^2 \right] \right\}^{\frac{1}{\gamma-1}} \dots\dots\dots (4-25)$$

式(4-25)中，各參數為平均半徑處之值。由式(4-23)之  $V_{\theta_{2,M}}$ ，及左項

$\frac{m/A_2}{\rho_{t2} \cdot a_{CR,2}}$  為已知，可求解得



$$V_{X_{2,M}} \dots\dots\dots (4-26)$$

3. 計算  $\alpha_{2,M}$  ,  $V_{2,M}$

由式(4-23)及式(4-26) , 得

$$V_{2,M} = \sqrt{V_{X_{2,M}}^2 + V_{\theta_{2,M}}^2} \dots\dots\dots (4-27)$$

$$\alpha_{2,M} = \tan^{-1} \frac{V_{\theta_{2,M}}}{V_{X_{2,M}}} \dots\dots\dots (4-28)$$

4. 速度向量圖計算

已知式(4-27)及式(4-28)後, 轉子進口於葉根半徑, 平均半徑及葉尖半徑之速度向量圖及氣流性質計算, 即與轉子出口之計算完全相同。參閱式(4-11)至式(4-21)。其中, 式(4-23), (4-26), 對於轉子進口而言為已知; 式(4-27), (4-28)對於轉子出口而言為已知。此即前所述之不同處。

5. 轉子氣流轉角 (Turning Angle)

$$TURN_R = |\beta_{3,J} - \beta_{2,J}| \dots\dots\dots (4-29)$$

4.3.3 靜子進口計算 ( Stator Inlet Calculation, 1 )

1. 速度向量圖及氣流性質計算

§4.3.1 及§4.3.2 中計算轉子進出口時, 一般之參數值均計算其相對值與絕對值; 然而, 對靜止而言, 則僅有絕對值之計算。

靜子進口之計算與§4.3.1 所述之轉子出口計算, 除了  $P_{t1}$  外, 其餘完全相同。轉子出口之  $P_{t3}$  係由式(4-3)而得。而於靜子進口,  $P_{t1}$  則直接由性能循環

表取得，視為已知。因此，靜子進口之計算只須重覆式(4-4)至式(4-21)（絕對值參數計算部分）之所有計算，並將下標 3，改為 1（靜子進口）即完成。

## 2. 靜子氣流轉角（Turning Angle）

$$TURN_s = |\alpha_{2,j} - \alpha_{1,j}| \cdots \cdots \cdots (4-30)$$

## 4.4 出口導片設計（Exit Guide Vane Design, EGV）

如前言中所述，於本設計中，將流體流經出口導片視等熵過程。因此，轉子出口與導片出口之氣流性質視對等。

基本上，出口導片是一個擴散因子（Diffusion Factor,  $D$ ）並不很大之擴散器（Diffuser），與渦輪靜子之噴嘴（Nozzle）設計是不同的。出口導片於渦輪設計上之主要目的為導流，控制渦輪出口氣流角度（ $\alpha_{EGV}$ ）以符合渦輪下游後燃器之設計需求。其擴散作用，並不如壓縮器中之靜子設計要求嚴格，然其出口臨界馬赫數（ $M_{CR,EGV}$ ）亦須符合後燃器之需求。（參閱§4.2.-5）

### 1. 氣流出口角度（ $\alpha_{EGV}$ ）

於本設計中，與後燃器協調，結果渦輪氣流出口角度為 0 度。即

$$\alpha_{EGV} = 0^\circ$$

### 2. 葉片數與擴散因子（ $N_{EGV}, D$ ）

於本設計中，擴散因子之決定依據是為使得出口導片之葉片緊密度， $\sigma_{EGV}$ ，為 1.20（於平均半徑處）。

擴散因子之定義如下：（參閱圖 4）



$$D = \left(1 - \frac{V_{EGV}}{V_3}\right) + \frac{|\Delta V_\theta|}{2\sigma_{EGV} V_3} \dots\dots\dots (4-31)$$

其中  $\Delta V_\theta = V_{\theta_3} - V_{\theta_{EGV}}$

已知  $\alpha_{EGV} = 0$  及

$$\sigma_{EGV} = \frac{C_{X_{EGV}}}{2\pi R_{3,M} / N_{EGV}} \dots\dots\dots (4-32)$$

將式(4-31)化簡得

$$N_{EGV} = \frac{|\sin \alpha_{3,M}| \pi R_{3,M} / C_{X_{EGV}}}{D - 1 + \cos \alpha_{3,M}} \dots\dots\dots (4-33)$$

其中  $C_{X_{EGV}}$  為已知。

於計算出口導片葉片數時，首先由式(4-33)給予擴散因子， $D$  值，求出葉片數  $N_{EGV}$ ，再由式(4-32)求得出口葉片緊密度  $\sigma_{EGV}$ 。

## 5.0 設計參數計算 ( Design Parameter Calculation )

### 5.1 說明

設計參數計算之目的有三：

1. 提供設計準則 ( Design Criterion ) (§7.0)所需之參數值。例如：轉子葉根反應率，氣流轉角，……等。
2. 提供渦輪性能基本參數值。例如，功係數 ( $\lambda$ )，流量係數 ( $\phi$ )，效率 ( $\eta$ )，……

及其關係。

3. 提供效率修正 (Efficiency Correlation) 模式所需之參數值。例如：葉片後緣厚度阻流比 (Blockage)，雷諾數 (Reynolds' Number)，……等。

## 5.2 設計參數計算

1. 反應率 (Reaction)， $R_{XN}$

由式(3-4)可計算得轉子於各半徑處 (Hub, Mean, Tip) 之反應率值。

$$R_{XN} = \frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_3}$$

2. 修正轉速 (Corrected Speed)， $N_{CORR}$

$$N_{CORR} = \frac{N}{\sqrt{\theta}}$$

3. 修正總焓變化量 =  $\frac{\Delta H_t}{\theta} = \frac{H_{t1} - H_{t3}}{\theta}$

4. 流量係數 (Flow Cefficient)， $\phi$

$$\phi = \frac{V_{X_{2,M}} + V_{X_{3,M}}}{2 \cdot U_{3,M}}$$

5. 葉片數與負荷係數

葉片數與負荷係數可互為已知，其值必須與應力分析組協調；因葉片數葉片的安裝有關，負荷係數則關係葉片氣動負荷。由式(3-5)，(3-6)可計算得靜子與轉子於平均半徑處 (下標  $M$  省略) 之負荷係數為

$$\varphi_s = \frac{2}{\sigma_s} \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} |\sin(\alpha_1 - \alpha_2)|$$

$$\varphi_R = \frac{2}{\sigma_R} \frac{\cos \beta_3}{\cos \beta_2} |\sin(\beta_2 - \beta_3)|$$

其中

$$\sigma_s = \frac{C_{X_s}}{S_s} = \frac{C_{X_s}}{2\pi R_2 / N_s}$$

$$\sigma_R = \frac{C_{X_R}}{S_R} = \frac{C_{X_R}}{2\pi R_3 / N_R}$$

由以上之關係式，若已知  $\varphi$ ，則可求得  $\sigma$ ， $N$ ；反之，若已知  $N$ ，則可計算出  $\varphi$  與  $\sigma$ 。

## 6. 雷諾數 (Reynolds' Number, Re)

靜子與轉子雷諾數計算以其平均半徑處之出口及實弦長 (Chord Length, C) 為準。此值提供計算葉片外形損失，及其他損失模式 (Loss Model) 做為修正因子之用。

$$\text{Re}_s = \left| \frac{\rho_2 \cdot V_2 C_{X_s}}{12 \cdot \mu_2 \cdot \cos \xi_s} \right|$$

$$\text{Re}_R = \left| \frac{\rho_3 \cdot V_3 C_{X_R}}{12 \cdot \mu_3 \cdot \cos \xi_R} \right|$$

其中

$\rho_2$  ,  $\rho_3$  由式(4-7)而得。

$$\mu = \frac{7.32025 \times 10^{-7} \times T^{1.5}}{T + 198.72} , [7]$$

$$\xi_S \cong \frac{1}{2} |\alpha_{1,M} + \alpha_{2,M}|$$

$$\xi_R \cong \frac{1}{2} |\beta_{2,M} + \beta_{3,M}|$$

式中  $T$  之計算，見式(2-15)。

#### 7. 面積與轉運平方之積值， $A_3 N^2$

此值與葉片應力有關，必須與應力分析組協調。計算此值可提供§4.2-5-(1)中所述參考，以為設計取捨之用。

#### 8. 葉片後緣厚度阻流比 (Trailing Edge Blockage, Blockage)

葉片後緣切線方向厚度總和，佔整個環形流場面積之百分比稱之。此值提供效率修正模式，計算後緣厚度所造成之損失。

$$Blockage_S = \frac{(THICK_S / \cos \alpha_{2,M}) \cdot N_S \cdot (R_{2,T} - R_{2,H})}{A_2 \cdot 144}$$

$$Blockage_R = \frac{(THICK_R / \cos \beta_{3,M}) \cdot N_R \cdot (R_{3,T} - R_{3,H})}{A_3 \cdot 144}$$

其中  $THICK$  為後緣厚度 (Trailing Edge Thickness)

#### 9. 葉片展弦比 (Aspect ratio, $AR$ )



$$AR_S = \frac{(R_{1,T} - R_{1,H}) + (R_{2,T} - R_{2,H})}{2C_{X_{M,S}}}$$

$$AR_R = \frac{(R_{2,T} - R_{2,H}) + (R_{3,T} - R_{3,H})}{2C_{X_{M,R}}}$$

級展弦比 (Stage Aspect Ratio)

$$AR_{stage} = \frac{AR_S + AR_R}{2}$$

10. 出口導片氣流轉角 (Turning Angle)

$$TURN_{EGV} = \left| \alpha_{EGV,M} - \alpha_{3,M} \right|$$

## 6.0 效率修正 (Efficiency Correlation)

### 6.1 說明

以上之計算過程 (§4.0 至§5.2)，均基於效率 $\eta$ 之假設 (即式(4-2)之 $\eta_{j=1}$ 值)，而完成之流路設計。

如前言中所述，流路設計必須藉效率修正模式所得到之效率 ( $\eta_{j+1}$ ，其計算法於§6.3 中詳述) 反覆計算 (§4.0 至§5.2)，直至效率收斂為止。即 $\eta_{j+1} = \eta_j$ 時，方為最後結果。(參閱圖 1)

當未收斂時，由 $\eta_j$ 至 $\eta_{j+1}$ 間之差距 $\Delta\eta_j = \eta_{j+1} - \eta_j$ ，即由效率修正模式所計算之效率損失。

以下將說明如何利用效率修正模式計算損失係數 $Y_r$ ，並以之求得渦輪效

率。

## 6.2 效率修正模式

本設計中，所採用之效率修正模式為修正之 AMDC 模式[5]( Modifications to The AMDC Loss System)。依此模式，及第§5.2 節中與效率修正模式有關之參數，可計算渦輪之總損失係數 (Total Loss Coefficient)  $Y_T$  為

$$Y_T = Y_p \cdot f(R_e) + Y_s + Y_{TET} + Y_{TP} \dots\dots\dots(6-1)$$

其中，

$Y_p$  : 外形損失係數 (Profile Loss Coefficient)

$f(R_e)$  : 雷諾數修正函數 (Reynolds' Number Correction)

$Y_s$  : 次流損失係數 (Secondary Loss Coefficient)

$Y_{TET}$  : 後緣厚度損失係數 (Trailing Edge Loss Coefficient)

$Y_{TP}$  : 尖端間隙損失係數 (Tip Clearance Loss Coefficient)

於參考資料[5]中，有詳細之  $Y_p$  ,  $f(R_e)$  ,  $Y_s$  ,  $Y_{TET}$  及  $Y_{TP}$  之計算方法。參閱[11]。

如[5]中所述，經計算比較結果，此式所估算之效率，與目前引擎渦輪之效率頗吻合。因此，本設計中採用該效率修正模式，做為效率修正之用。

## 6.2 渦輪效率 ( Turbine Efficiency )

本節將說明如何利用§6.1 所述，修正之 AMDC 模式所求出之損失係數  $Y_T$ ，計算渦輪效率。

流體流經渦輪之絕熱過程，如圖 6 之焓 — 熵圖 (H-S Diagram) 所示。



定義損失係數  $E_S$  及  $E_R$  為溫度 (即焓) 之函數如下：

$$E_S = \frac{H_2 - H_{2S}}{\frac{1}{2}V_2^2} = \frac{H_2 - H_{2S}}{H_{t1} - H_2} \dots\dots\dots(6-2)$$

$$E_R = \frac{H_3 - H_{3S}}{\frac{1}{2}V_3^2} = \frac{H_3 - H_{3S}}{H_{t2,r} - H_3} \dots\dots\dots(6-3)$$

其與壓力損失係數  $Y_T$  之關係為

$$Y_{T,S} = \frac{P_{t1} - P_{t2}}{P_{t2} - P_2} = \frac{E_R r M_{3,r}^2 / 2}{1 - E_R r M_{3,r}^2 / 2} \left\{ \frac{1}{1 - \left[ 1 / \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{3,r,s}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \right]} \right\} \dots\dots\dots(6-5)$$

式(6-4)為對靜子而言，式(6-5)為對轉子而言。式中所有值均為平均半徑處之值。其中，

$M_{2,S}$  為靜子出口之等熵 (絕對) 馬赫數。

$M_{3,r,s}$  為轉子出口之等熵相對馬赫數。

為計算  $M_{3,r,s}$  與  $M_{2,S}$  必須由式(2-8)分別求出等熵過程之  $P_{t3_s}$  與  $P_{t2_s}$ ，再應用§4.3.1 及§4.3.2 所述之步驟計自等熵馬赫數

$$M_{2,S} = \frac{V_{2,S}}{a_{CR_{2,S}}} \quad \text{及}$$

$$M_{3,S} = \frac{V_{3,S}}{a_{CR_{3,r,S}}}$$

如圖 6，一般渦輪效率  $\eta$  均以總溫對總溫（Total-To-Total）表示之，即  $\eta = \eta_{TT}$

$$\eta_{TT} = \frac{H_{t1} - H_{t3}}{H_{t1} - H_{t3,SS}} \cong \frac{1}{1 + (E_R W_3^2 + E_S V_2^2) / 2(H_{t1} - H_{T3})} \dots\dots\dots(6-6)$$

若由§6.1 所述之效率修正模式算出靜子與轉子之總壓力損失係數為  $Y_{T,S}$  與  $Y_{T,R}$ ，則由式(6-4)與式(6-5)可分別求得  $E_S$ ， $E_R$ ；再由式(6-6)，即可算出最後之總溫對總溫渦輪效率（Total-To-Total Efficiency） $\eta_{TT}$ 。此  $\eta_{TT}$  即為§6.1 中所述之  $\eta_{j+1}$ 。

以上式(6-2)至(6-6)之詳細演算過程，參閱參考資料[4]，pp.62-64。

#### 6.4 蓋瑞特 (Garrett) 公司之效率修正法

美國蓋瑞特公司渦輪氣動力設計組有其一套完整之效率修正系統，是為該公司長期設計經驗與試驗之累積，視為公司之設計機密。因此，於此僅述其方法，本設計中並未採用。

##### 1. 基本效率 (Base Efficiency, $\eta_{BASE}$ )

式(2-3)曾提及功係數  $\lambda$  之計算，將功係數對渦輪效率之關係繪成曲線，如圖 5 所示，稱為基本效率曲線；在功係數所對應之渦輪效率，稱為基本效率。

由圖 5，假設  $\lambda = 2$ ，則可查得基本效率為 0.932；意指當一渦輪級之功係數為 2 時，其可達到之最高效率為 0.932。效率修正之方法，即由此基本效率 0.932 開始，再依據下節所述之各效率關係式，求得總效率修正值 ( $\sum \Delta\eta_i$ )；基本效率與總效率修正值之和，即為修正後之渦輪效率。

## 2. 效率修正關係式 (Efficiency Correlation)

蓋瑞特公司將造成渦輪損失之因素歸納成以下各項，然後分別計算各項所造成之效率修正值 ( $\Delta\eta_i$ )。修正後之效率  $\eta$  為  $\eta = \eta_{BASE} + \sum_{i=1}^8 \Delta\eta_i$ ，其中  $\Delta\eta_i$  可正亦可負。

- (1) 雷諾數與效率關係式
- (2) 冷卻流與效率關係式
- (3) 氣流轉角與效率關係式
- (4) 葉片後緣阻流心與效率關係式
- (5) 轉子葉根反應率與效率關係式
- (6) 級展弦比與效率關係式
- (7) 出口導片與效率關係式
- (8) 轉子尖端間隙與效率關係式

以上各關係式，皆有對應之關係曲線，可分別求出各項因素之效率修正值 ( $\Delta\eta_i$ )，但為蓋瑞特公司所私有。

## 7.0 設計準則 ( Design Criterion )

以上§4.0 至§6.3 為渦輪流路設計之計算過程，然設計結果之優劣如何評估與取捨呢？設計過程中，除了要符合前面各節中所述及之各個準則外，以下是為評估整個流路設計結果的設計準則。(參閱圖 1)

### 1. 流路外形計算

檢驗效率 $\eta$ 是否為性能循環表所需求者。本設計例中，70 引擎低壓渦輪之效率為 $\eta = 0.8950$  (如§4.1 所述)。

由§4.0 至§6.3 所述之初步流路設計中，§4.2 之計算，即必須以 $\eta = 0.8950$  為設計需求，而得到流路之最佳設計。

### 2. 向量圖計算

#### (1) 轉子葉根率 (Rotor Hub Reaction) 為 0.33

一般而言，轉子葉根之反應率為 0.3 至 0.5 之間。如果，轉子葉根反應率不合設計需求，即不等於 0.33，則必須藉改變轉子氣流出口角度 $\alpha_{3,M}$ 之選擇 (見§4.-3.1-2)，重覆§4.3.1 至§6.2 之計算。直至 $\alpha_{3,M}$  之值，使得轉子葉根反應率達需求為止。

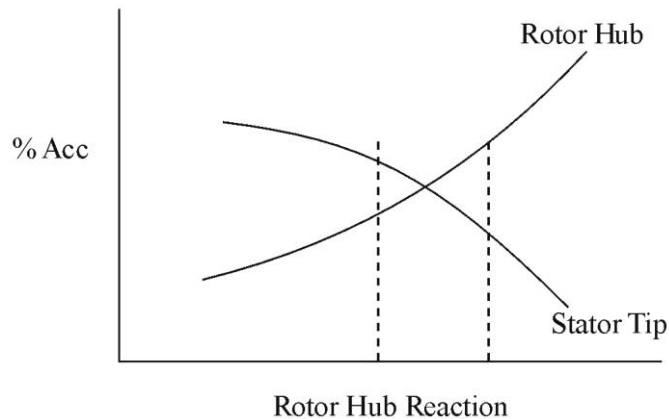
#### (2) 氣流轉角 (Turning Angle)

靜子平均半徑處之氣流轉角 ( $TURN_S$ ) 與轉子平均半徑處之氣流轉角 ( $TURN_R$ )，必須小於 120 度。(見式(4-29)，(4-30))。

#### (3) 轉子葉根反應率之選擇

轉子葉根反應率之選擇，影響渦輪效率及葉片應力。由氣動力設

計之觀點，轉子葉根反應率之選擇必須使得轉子葉根 (Rotor Hub) 之氣流加速百分比 (% ACC) 與靜子葉尖 (Stator Tip) 之氣流加速百分比，相差不太懸殊；例如下圖中兩曲線交點之附近。(參閱圖 8)



其中，% ACC (Percent Acceleration) 為

$$\%ACC = \frac{(V/a_{CR})_{EXIT} - (V/a_{CR})_{INLET}}{(V/a_{CR})_{INLET}}$$

對靜子而言， $INLET = 1$ ， $EXIT = 2$

對轉子而言， $INLET = 2$ ， $EXIT = 3$ ， $V$  改為  $W$

#### (4) 負荷係數

一般而言，靜子之負荷係數為 0.4 至 0.5 之間；轉子之負荷係數為 0.8 至 0.85 之間。

## 8.0 70 引擎低至渦輪流路設計

### 8.1 初步流路設計程式

為方便設計，將初步流路設計過程，建立為程式。(以下稱 CONFIG 程式)。

於本設計中，以 70 引擎之低壓渦輪為例，根據性能循環表(如表 1)，進行初步流路設計。表 2 為 CONFIG 程式之輸入，其說明見參考資料[6]。表 3 即為利用 CONFIG 程式，進行 70 引擎低至渦輪流路設計之輸出。

## 8.2 設計結果與分析

本報告最主要的目的，為敘述如何建立及應用初步流路設計程式 (CONFIG)，以進行 70 引擎之增長型 70P 引擎低至渦輪之初步流路設計。為瞭解 CONFIG 程式之性質，僅以 70 引擎低至渦輪之結果與蓋瑞特公司之設計結果做以下之設計分析與比較，做為進行 70P 低至渦輪流路設計前，對 CONFIG 程式可信度之應證。

### 1. 輸出結果

表 4 與表 5 分別為蓋瑞特公司 70 引擎低壓渦輪初步流路設計程式(以下稱 GTEC 程式)之輸入與輸出。表 2 為 CONFIG 之輸入，與表 4 相同。由表 5，表 3，即可比較出兩者之異同。

### 2. 重要參數比較

為更便於分析比較，以下將表 5 與表 3 中重要之參數列表如表 6 所示。表 6 中為基於相同之氣流出口角度 ( $\alpha_{3,M} = -24.54^\circ$ )，與轉子葉根反應率 ( $R_{XV} = 0.33$ )，在設計點時之初步流路設計結果。

### 3. 設計分析

以上之比較，僅為設計點參數值之比較。為驗證 CONFIG 程式之整體特

性，分別計算在各種情況下（不同之轉子氣流出口角度， $\alpha_{3,M}$ ）之各參數變化情形，並與 GTEC 程式比較。如圖 7 至圖 11 所示。圖中顯示，其中部分值雖有點差距，但其相對之關係是近似的。

## 9.0 70P 引擎低壓渦輪初步流路設計

由§8.0 中所述，CONFIG 程式，雖未經各類型之低壓渦輪測試，但由其中分析比較結果，可知其基本使用應不會距實用程度太遠。因此，70P 引擎低壓渦輪之初步流路設計，沿以用之，其結果之準確性，有待蓋瑞特公司結果發表後，再做進一步比較。

### 1. 設計點循環 (Design Point Cycle)

70P 之低壓渦輪設計點循環，如表 7 之性能循環表所示。重要參數如下：

$$T_{t1} = 2097.5 \text{ } ^\circ R$$

$$T_{t3} = 1784.4 \text{ } ^\circ R$$

$$P_{t1} = 94.473 \text{ } psi$$

$$P_{t3} = 43.400 \text{ } psi$$

$$H_{t1} = 544.84, \text{ } Btu$$

$$H_{t3} = 455.53, \text{ } Btu$$

$$PR = 2.177$$

$$N = 15580, \text{ } rpm$$

$$\frac{m\sqrt{\theta}}{8} = 21.298, \text{ } lb/sec$$

$$\eta = .8745$$

## 2. 設計結果

利用 CONFIG 程式進行 70P 之初步流路設計，其過程為根據表 8（數據由表 7 之循環表而得）之輸入數據，按§4.0 至§6.3 之方法，逐步計算，即可得如表 9 之輸出。此即為 70P 低壓渦輪初步流路設計之結果。

70P 之設計為在不改變 70 之流路外形及葉片數目下，使用相同之設計準則而完成的，即依據新的循環表（表 7），以選取適當之轉子氣流出口角度  $\alpha_{3,M}$ ，使得轉子葉根反應率為 0.33。經由程式分析結果  $\alpha_{3,M}$  為

$$\alpha_{3,M} = -31.28 \text{ 度}$$

比原設計 -24.54 度，絕對值大 6.74 度。此意指在保持原流路外形及葉片數目下，70P 之轉子必須做更多的功。因此，渦輪效率勢必降低了。

## 3. 70P 與 70 之流路設計比較

### (1) 流路外形

70P 之流路外形與原 70 設計完全相同，見圖 12。

### (2) 設計參數比較

表 10 為 70P 與原 70 設計之主要設計參數比較，其餘參數參閱表 9 之 70P 設計結果輸出表，與表 5 之 70 設計結果輸出表（此為 GTEC 程式之結果）。

### (3) 設計分析

由於以上 70P 之設計為基於流路外形及葉片數不變。因此，結果與原設計有些微差異。



- (i) 如前所述或由循環表亦可得知，70P 之效率由原 0.8950 降為 0.8745。
- (ii) 轉子氣流出口角度由原 -24.54 度，變為 -31.28 度。
- (iii) 渦輪出口臨界馬赫數  $M_{CR,EGV}$ ，由原來的 0.42，增為 0.447。此因渦輪出口面積不變所致。原 70 低壓渦輪之設計需求為  $M_{CR,EGV} = 0.42$ ；但 70P 之設計需求，對於此新循環，尚未得知。  
(參閱§4.2)。
- (iv) 轉子之負荷係數由原 0.827 增為 0.863。

## 10.0 結論

綜而言之，本報告最主要之內容為詳細解說了建立渦輪初步流路設計程式之計算過程；並利用建程式——CONFIG 程式，以 70 引擎低壓渦輪為例與 GTEC 程式做一應證之分析比較。結果，顯示 CONFIG 有其相當之可信度。因此，再以 70P 之低壓渦輪流路設計，做為本報告之最後結果。

初步流路設計，最重要的是選取適當之效率修正模式 (Loss Model)，以準確的估算渦輪效率。於 CONFIG 程式中，採用修正之 AMDC 損失模式，先後以 70 引擎及 70P 引擎為例，計算低壓渦輪效率。現以蓋瑞特公司之設計程式為準，計算 CONFIG 程式預估效率之百分誤差如下：

效率 低壓渦輪	循環表需求	GTEC 程式	CONFIG 程式	百分誤差
70	.8950	.8950	.8800	1.5%
70P	.8745	應為.8745	.8713	0.4%

如上表中所示，百分誤差並不很大，而且與參考資料[5]中所述之 1.5%，

亦頗為吻合。足見修正之 AMDC 模式，仍適用於目前引擎之低壓渦輪流路設計。

僅管如此，如文中所述，與蓋瑞特公司之效率修正系統比較下，顯然，於本報告中，未考慮之因素仍很多。諸如，冷卻流損失模式，出口導片損失模式等。對於此等問題，除了繼續做更深入之學術研究外，更需要即時籌建實驗設備，唯有以完整之實驗設備，配合理論設計分析，方能縮短迎頭趕上的時間。



# 渦輪熱氣動力 (I) 初步流路設計

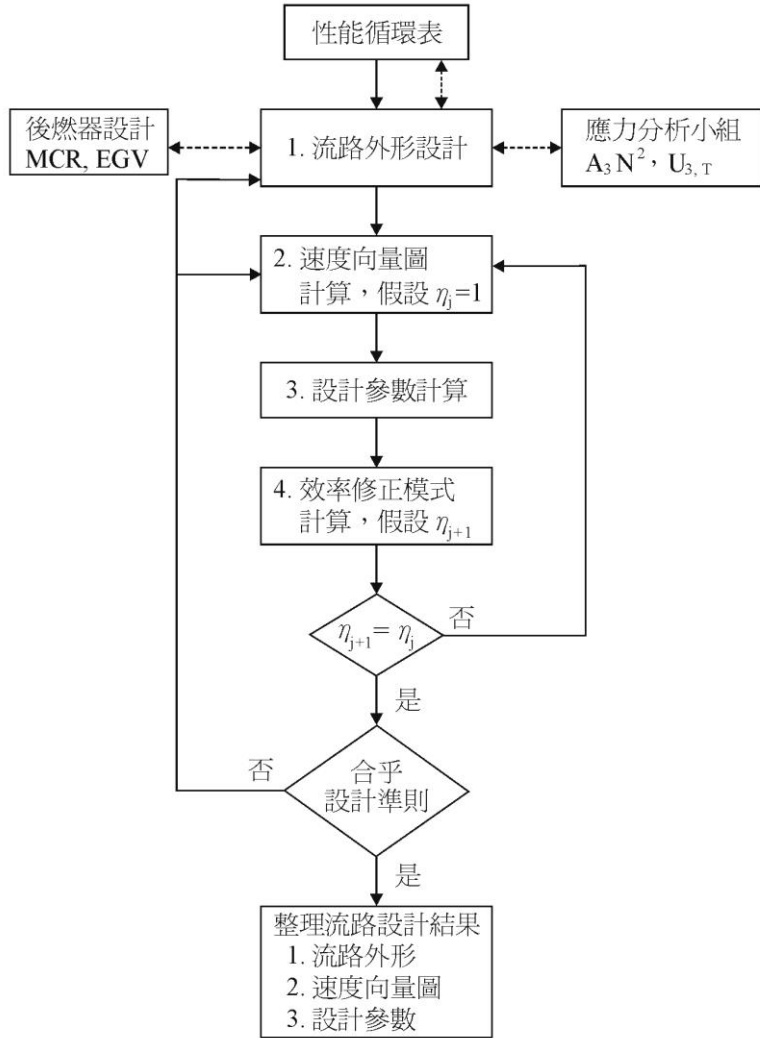


圖 1 流路設計流程圖

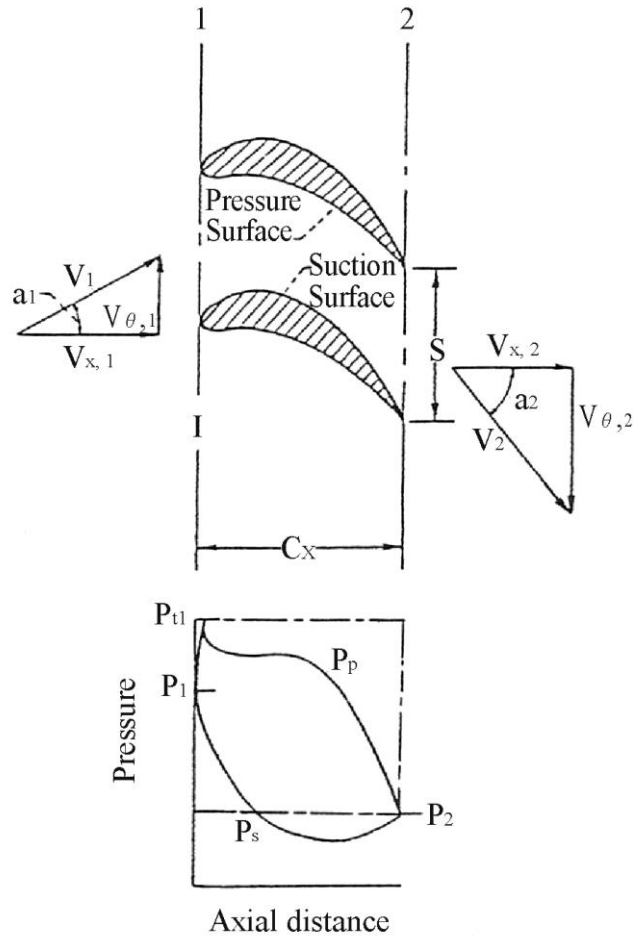


圖 2 葉片壓力分佈圖



渦輪熱氣動力 (I) 初步流路設計

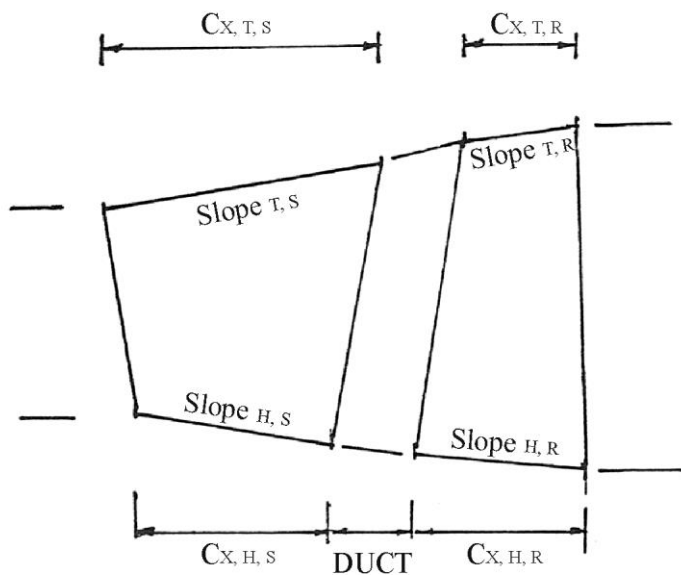
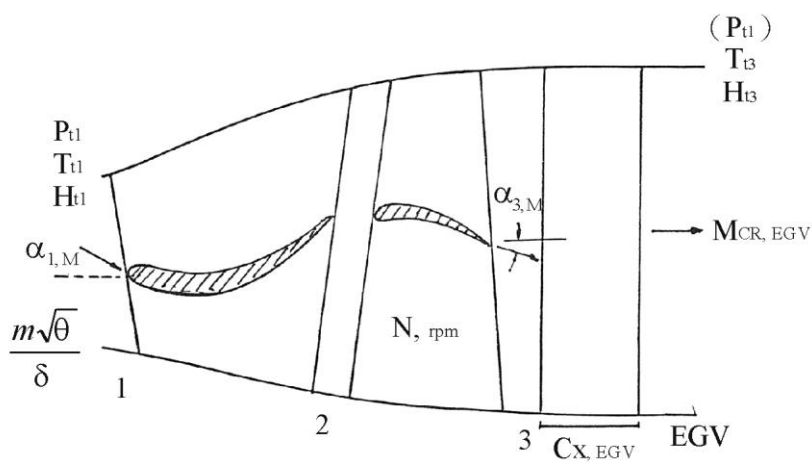


圖 3(a) 低壓渦輪流路簡圖



(b) 低壓渦輪初步流路外形

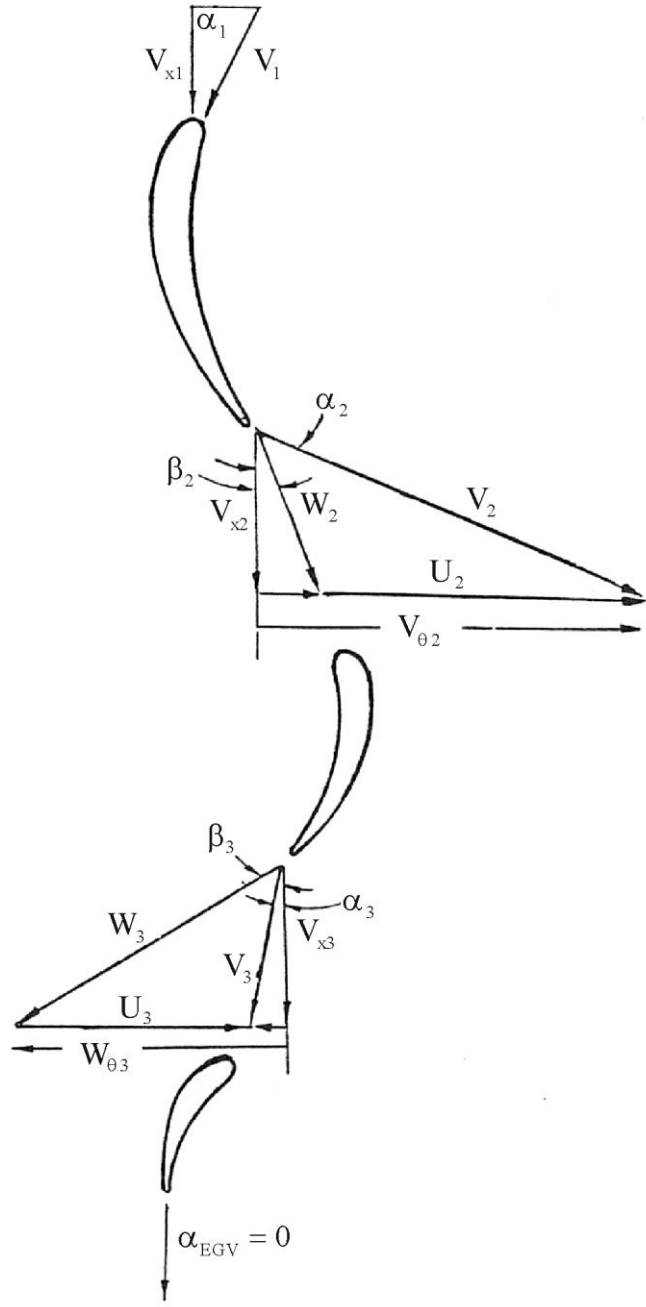


圖 4 平均半徑處速度向量圖

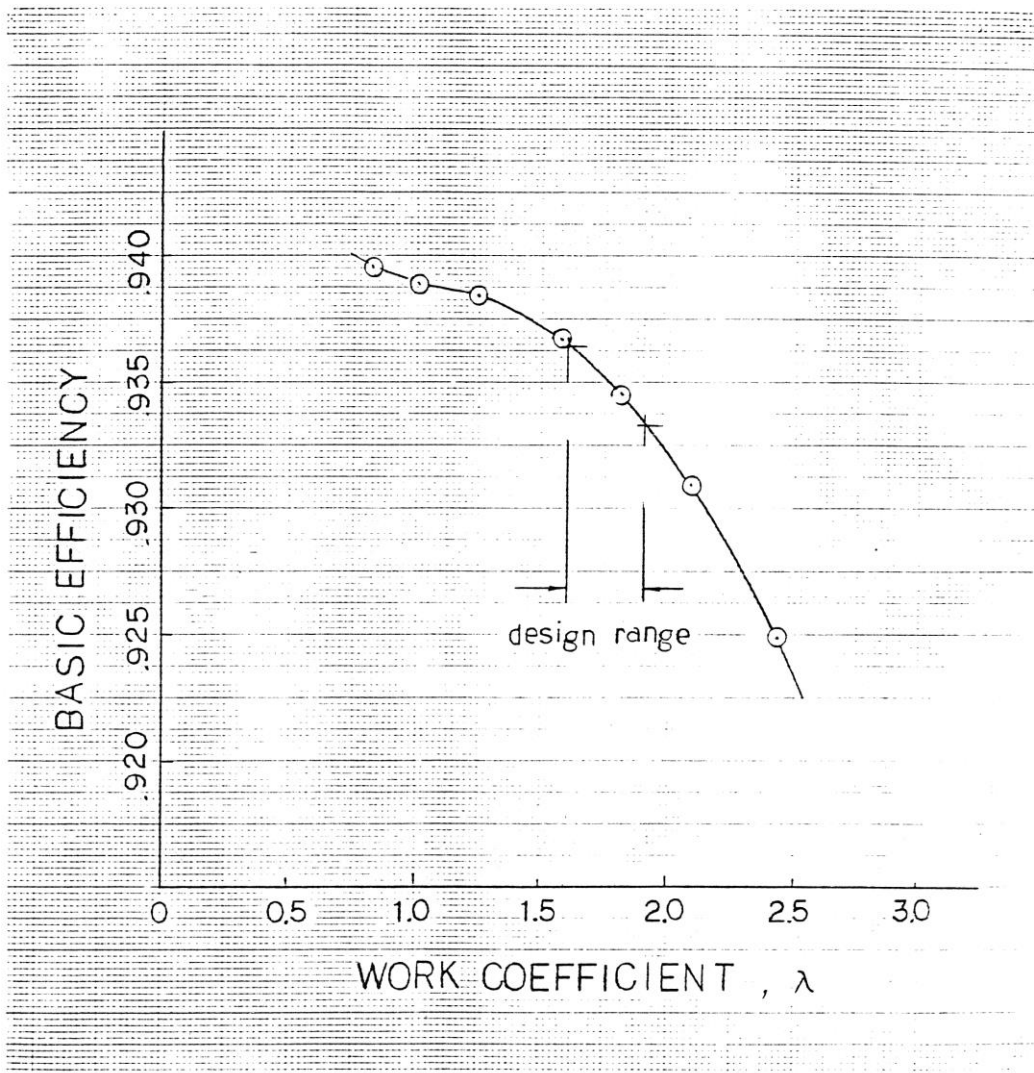


圖 5 基本效率曲線

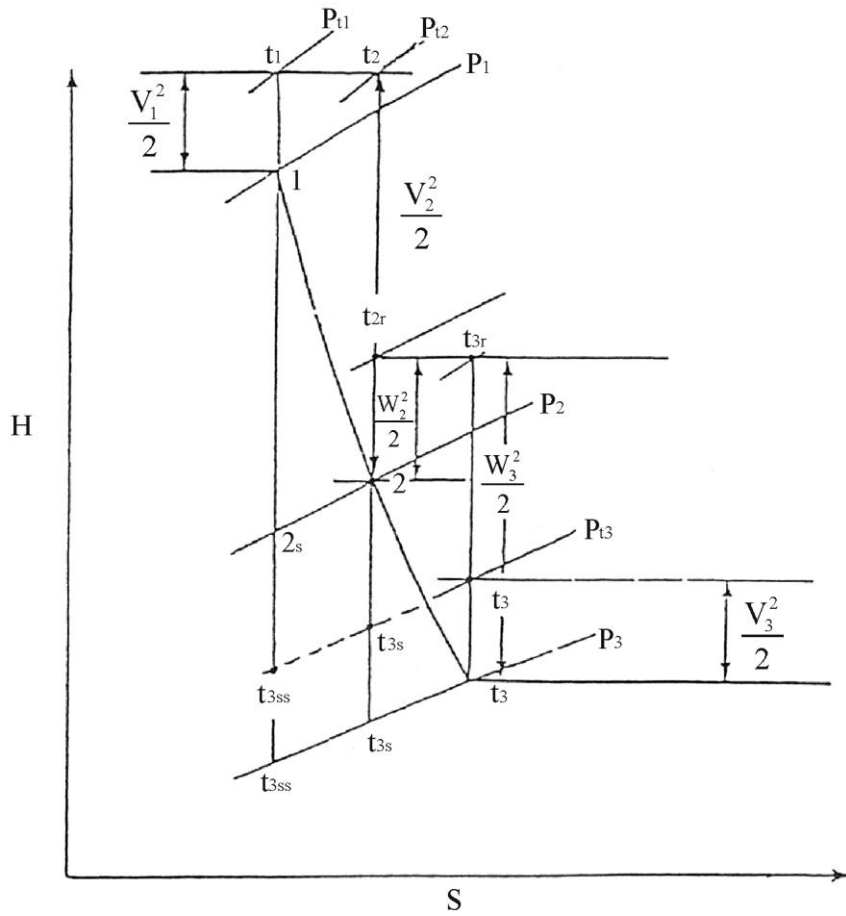


圖 6 焓-熵圖

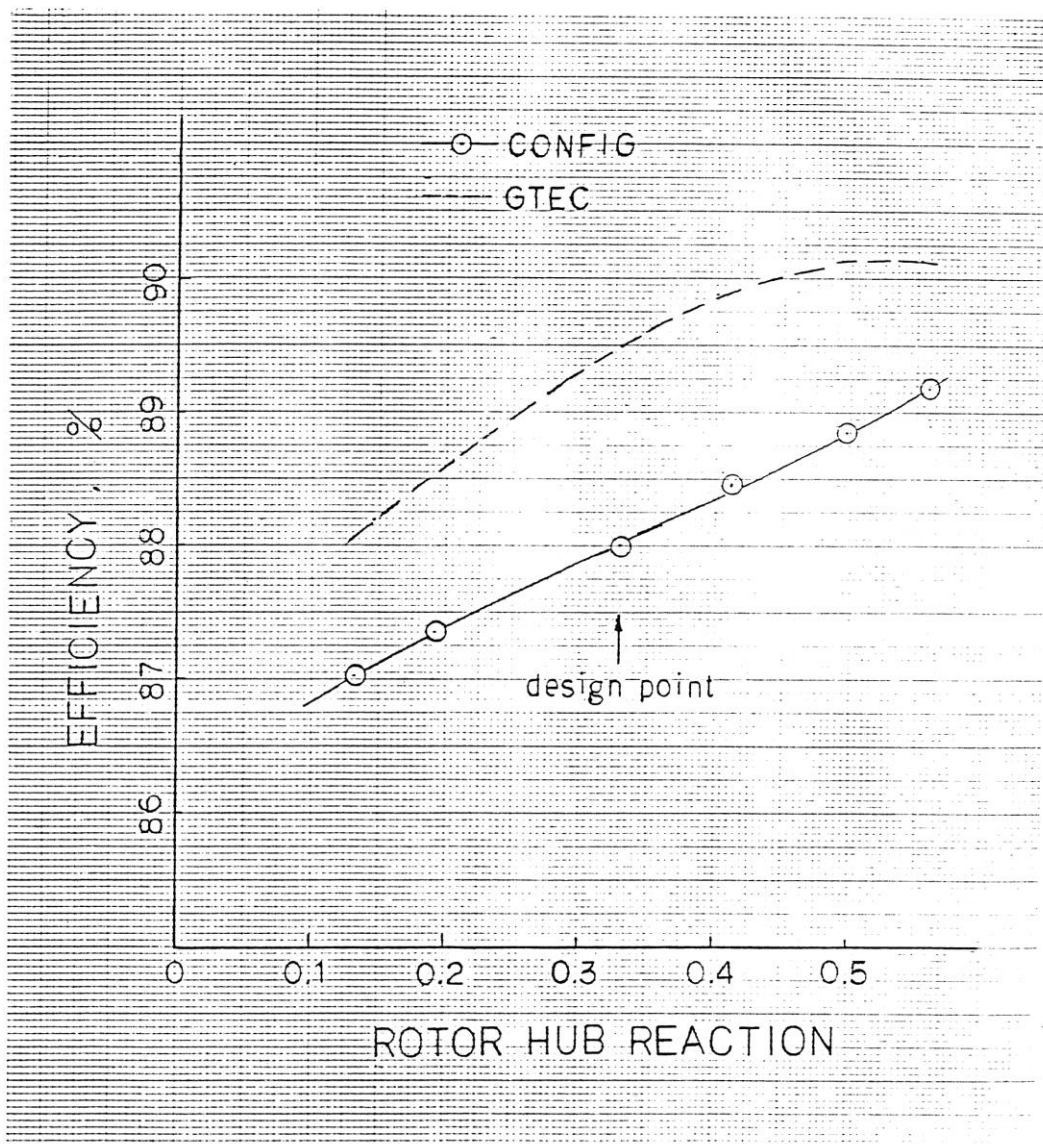


圖 7 CONFIG 程式與 GTEC 程式比較 (一)

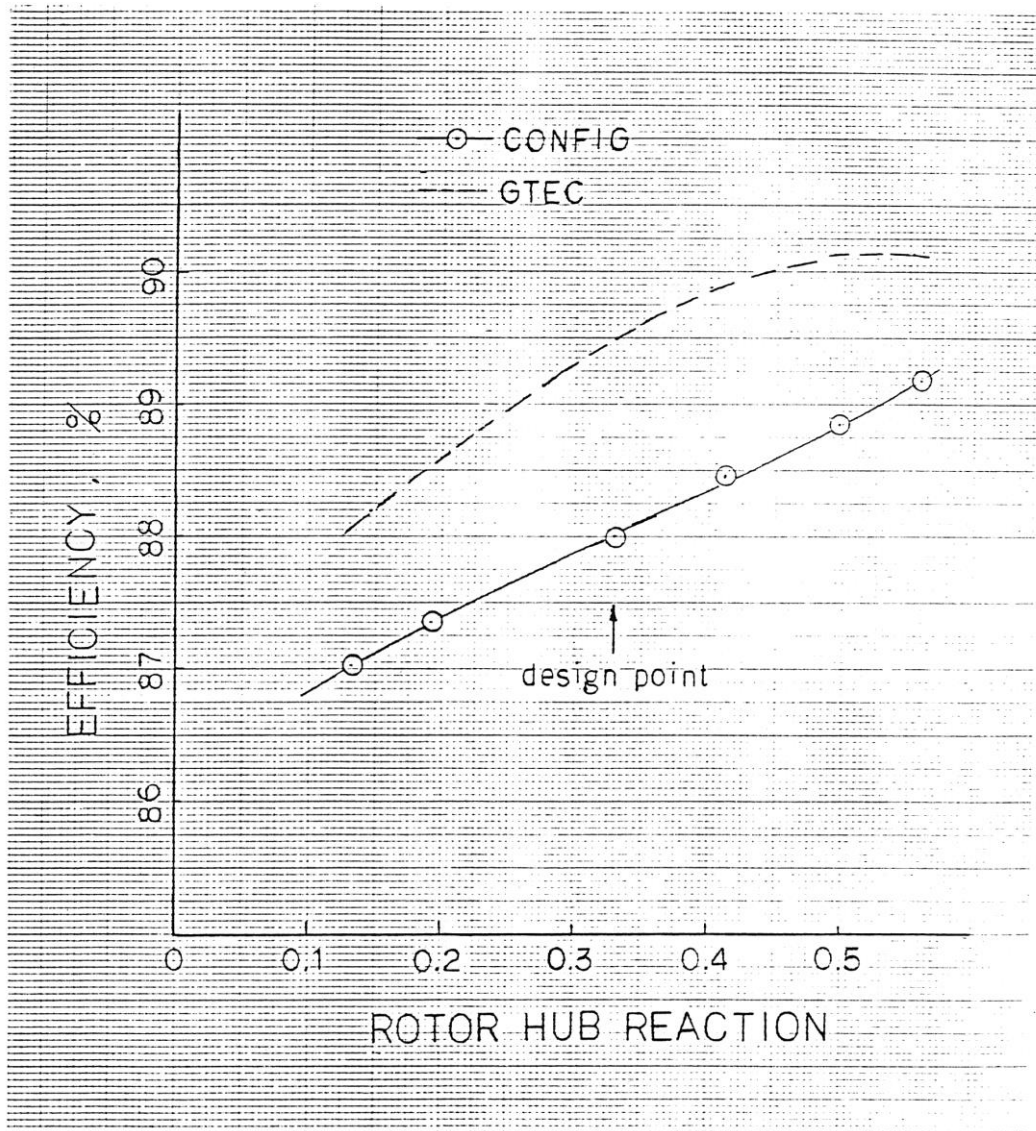


圖 8 CONFIG 程式與 GTEC 程式比較 (二)

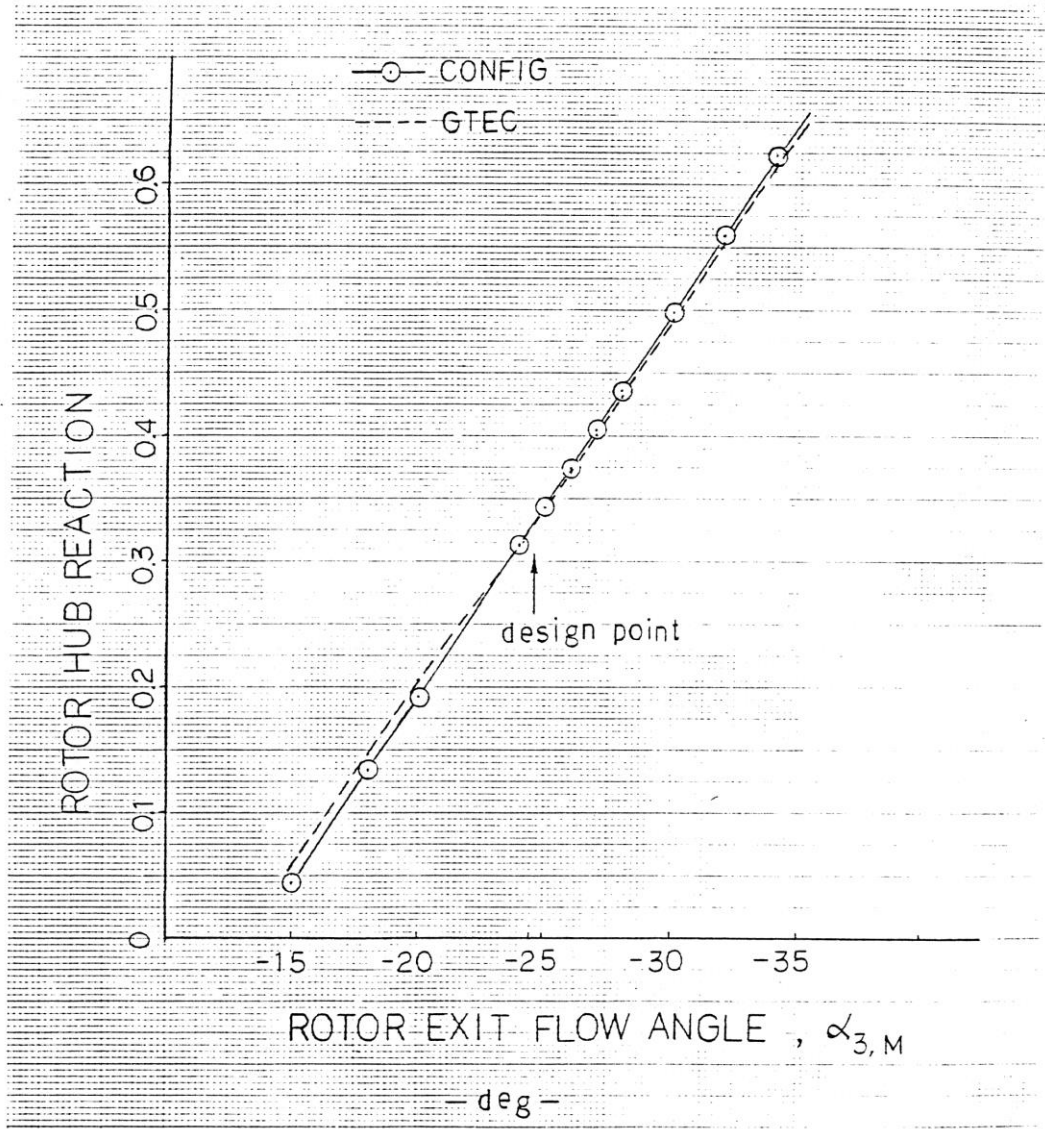


圖 9 CONFIG 程式與 GTEC 程式比較 (三)

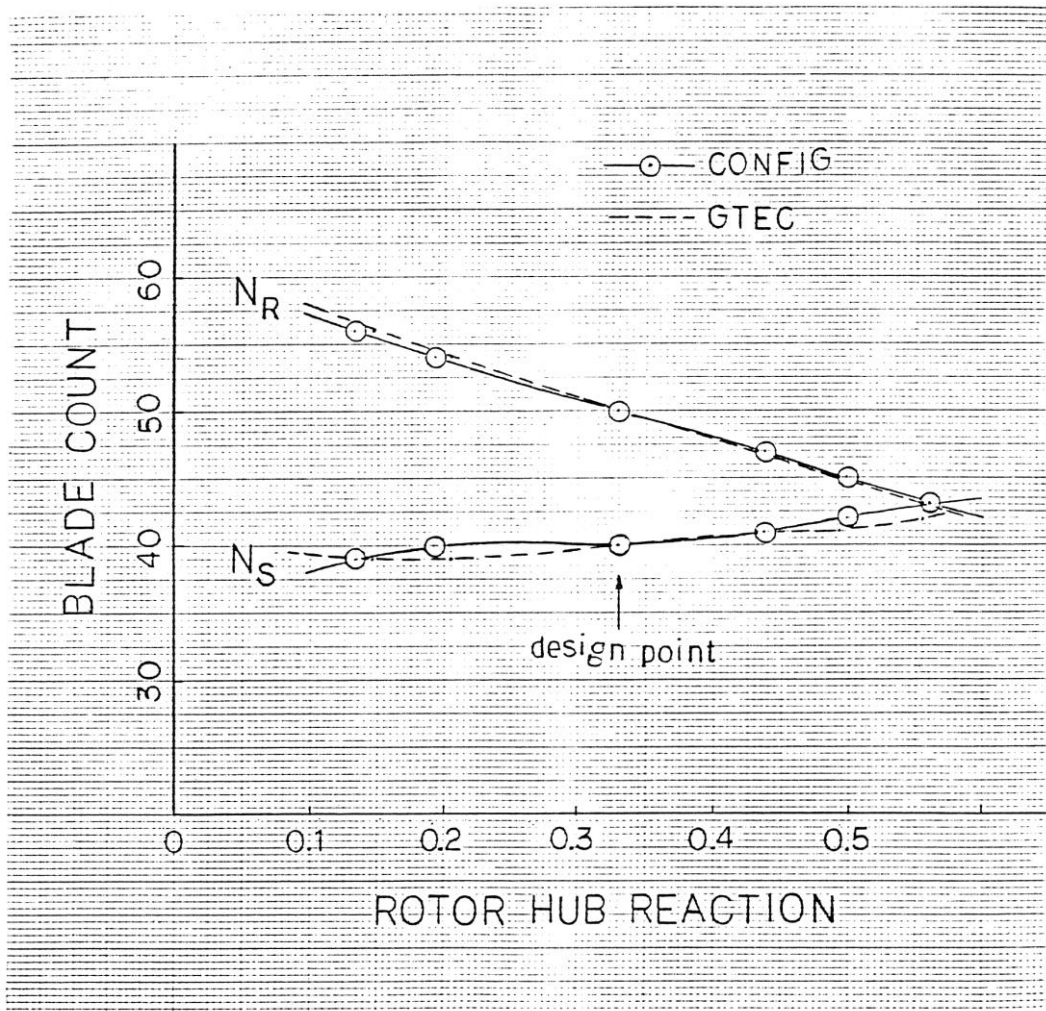


圖 10 CONFIG 程式與 GTEC 程式比較 (四)

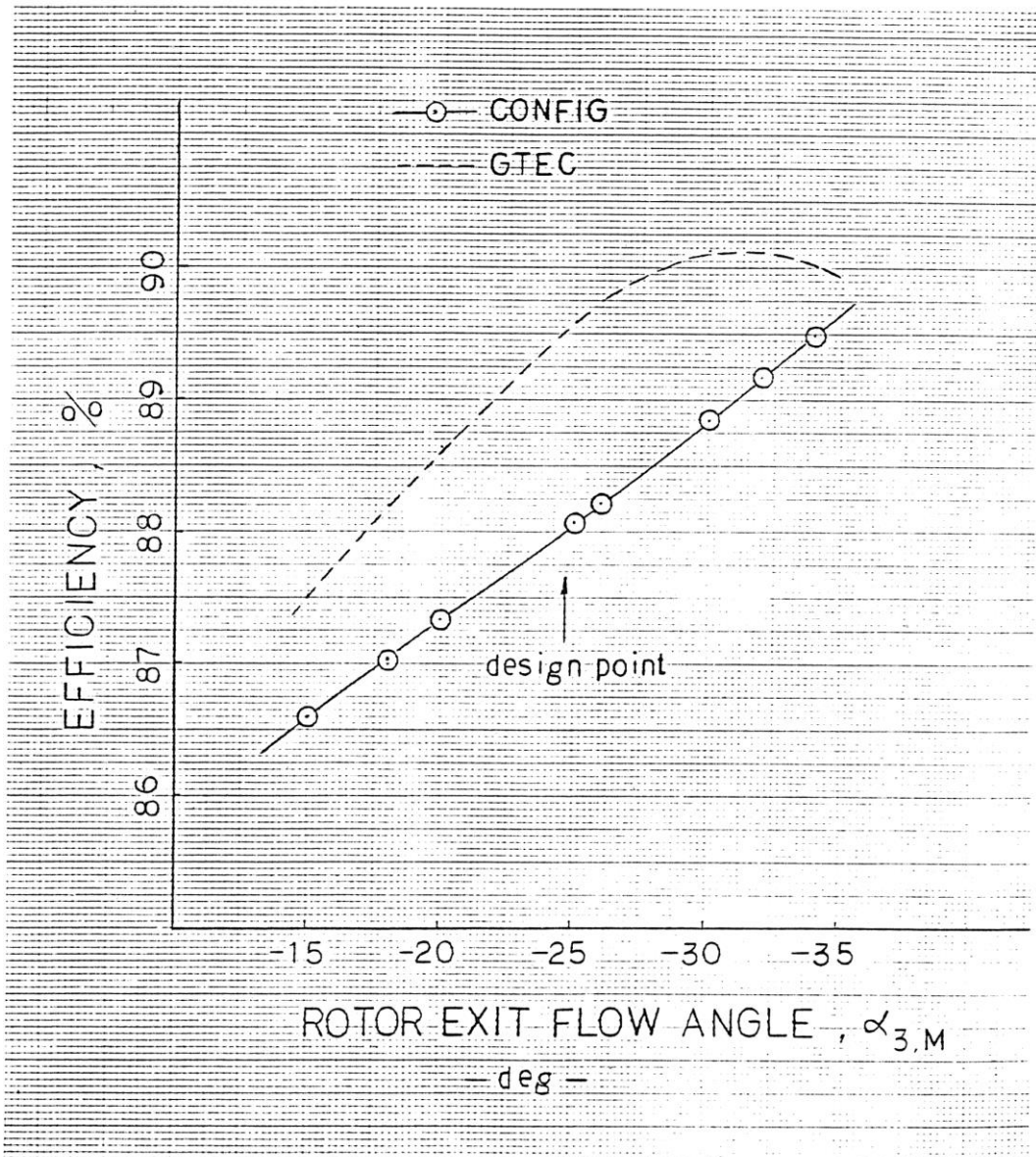


圖 11 CONFIG 程式與 GTEC 程式比較 (五)

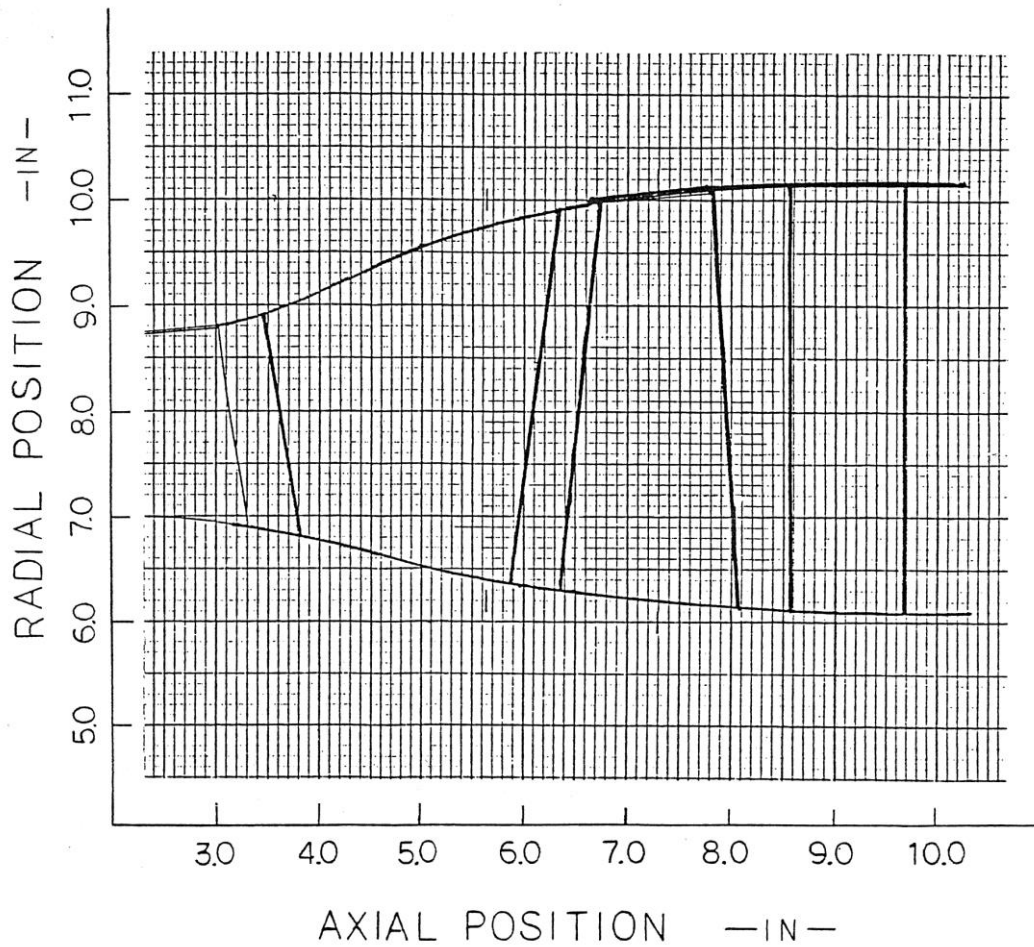


圖 12 70 與 70P 引擎低壓渦輪流路外形



## 渦輪熱氣動力 (I) 初步流路設計

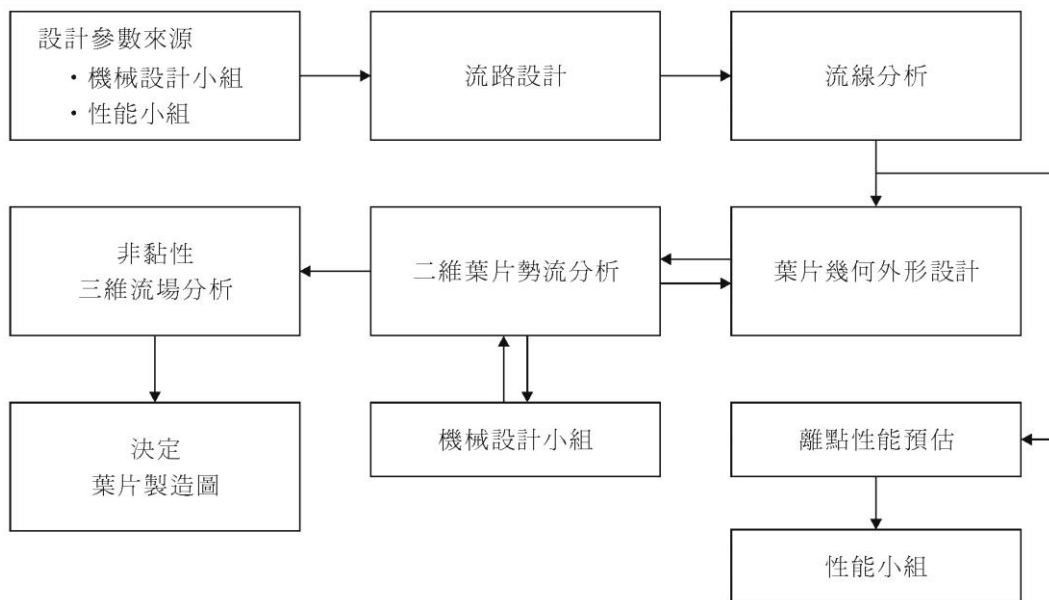


圖 13 渦輪氣動力設計流程圖





表2 CONFIG程式輸入表 (70引擎)

LPT PRELIMINARY FLOWPATH DESIGN, BASIC ENGINE  
 MULTIPLE CASES FOR COMPARISON WITH GTEC  
 BY REED C.

110003	15580.	0.0	1.1	0.0	0.0	0.2634	1.	1.0
1956.5	80.171	22.21663	503.281	0.0				
1682.9	0.0	426.299						
3.4	6.8	3.225	8.937	5.6		6.311	5.97	9.862
6.1	6.293	6.47	10.001	7.75		6.149	7.380	10.081
.025	.0275							
HERE								
0.0	0.0	40.9152						
0.0065	0.025							
END								
0.39	-15.00	0.479	0.827	-38.30				
0.39	-18.00	0.479	0.827	-38.30				
0.39	-20.00	0.479	0.827	-38.30				
0.39	-24.00	0.479	0.827	-38.30				
0.39	-24.50	0.479	0.827	-38.30				
0.39	-24.52	0.479	0.827	-38.30				
0.39	-24.53	0.479	0.827	-38.30				
0.39	-24.54	0.479	0.827	-38.30				
0.39	-24.55	0.479	0.827	-38.30				
0.39	-24.56	0.479	0.827	-38.30				
0.39	-25.00	0.479	0.827	-38.30				
0.39	-26.00	0.479	0.827	-38.30				
0.39	-27.00	0.479	0.827	-38.30				
0.39	-28.00	0.479	0.827	-38.30				
0.39	-29.00	0.479	0.827	-38.30				
0.39	-30.00	0.479	0.827	-38.30				
0.39	-32.00	0.479	0.827	-38.30				
0.39	-34.00	0.479	0.827	-38.30				
0.39	-36.00	0.479	0.827	-38.30				
0.39	-38.00	0.479	0.827	-38.30				
0.39	-40.00	0.479	0.827	-38.30				
FINISH								

<----- DESIGN CASE

### 表3 CONFIG程式輸出表 (70引擎)

LPT PRELIMINARY FLOWPATH DESIGN, BASIC ENGINE  
 MULTIPLE CASES FOR COMPARISON WITH GTEC  
 BY REED C.

RJH DATE 86/05/2  
 RJH TIME 16.27.2

ROTOR EXIT FLOW CONDITIONS		U/A*	ALPHA	W/A*	BETA	T**	U
R-COORD	Z-COORD						
10.061	7.360	.446	-20.180	.950	-65.271	1870.818	1370.624
8.115	7.565	.460	-24.540	.867	-62.347	1823.821	1103.325
6.149	7.750	.489	-31.071	.803	-59.575	1786.980	836.025

ROTOR INLET FLOW CONDITIONS		U/A*	ALPHA	W/A**	BETA	DEL-BETA	T**
R-COORD	Z-COORD						
10.001	6.470	.651	63.075	.324	-21.200	44.071	1868.350
8.147	6.285	.771	67.524	.341	26.433	88.780	1824.148
6.293	6.100	.969	72.277	.594	58.722	118.297	1788.977

STATOR INLET FLOW CONDITIONS		U/A*	ALPHA	DEL-ALPHA	RT RECTN	T**/(T*)RT-IN
R-COORD	Z-COORD					
8.937	3.225	.556	-34.812	97.887	.868	.955
7.859	3.313	.582	-38.300	105.824	.698	.932
6.800	3.400	.619	-42.423	114.700	.329	.914

#### STAGE INFORMATION

*** EFFICIENCIES ***	** DESIGN PARAMETER **	***** GEOMETRY *****	** DESIGN PARAMETER **	** FLOW PROPERTIES **
BASE EFF (T-T) = .9367	COR FLO IN = 22.217	--LOC-- = 3.400	STR TE BLOCK = .0518	P* STG INLET = 80.171
YP-STR = .0462	COR SPD IN = 8021.823	S HB IN = 3.400	RTR TE CLOCK = .0580	P* STG EXIT = 39.394
YP-RTR = .0265	PR (T-T) = 2.035	S HB EX = 5.600	STR SOLIDITY = 1.9569	PS DIFF EXIT = 0.000
YS-STR = .1091	DEL H/THETA = 20.408	R HB IN = 6.100	RTR SOLIDITY = 1.2531	STR IN FLOW = 62.402
YS-RTR = .0563	T*2/(T*)RTR = .860	R HB EX = 7.750	STR ASPT RAT = 1.1820	STR EX FLOW = 62.402
YTET-STR = .0046	T**/(T*)RT-IN = .932	S SD IN = 3.225	RTR ASPT RAT = 2.9844	EXIT COR FLO = 40.915
YTET-RTR = .0053	MN WK COEF = 1.581	S SD EX = 5.970	STG ASPG RAT = 2.0832	T* STG INLET = 1956.5
EPBLN-STR = .1231	MN FL COEF = .606	R TP IN = 6.470	EGV TURNING = 24.5400	T* EX ZRO CL = 1678.5
EPBLN-RTR = .0657	GAMMA = 1.322	R TP EX = 7.360	EGV EX ANGLE = 0.0000	T* EX INPUT = 1682.9
DELTA HB REACT = 0.0000	GAS CP = .281	NO STATOR VANES = 41.	DIFFUSER CP = 1.0000	T* EX FINAL = 1682.9
DELTA STR TURN = 0.0000	ZWIEFEL-STR = .479	NO ROTOR BLADES = 50.	DUCT MIN W = 0.0000	EGV SOLIDITY = 1.20
DELTA RTR TURN = 0.0000	ZWIEFEL-RTR = .827	ST TE THICK = .0250	EGV D-FAC = .263	
DELTA EX GD UN = 0.0000	REYN NUM = .947E+06	RT TE THICK = .0275		
DELTA TP CLEAR = -.0142	ANSQUARED = .487E+11	NO EX GD VNS = 56.		
ZRO CL EF (T-T) = .8941	EGV DELP/PT = 0.0000			
FINL EFF (T-T) = .8600	EGV DELP/PT = 0.0000			



渦輪熱氣動力 (I) 初步流路設計

表 4 GTEC 程式輸入表 (70 引擎)

LOW PRESSURE TURBINE SLS DESIGN POINT							
110004	15580.	0.0	1.1	0.00	0.2634	1.	1.0
1956.5	80.171	22.216	503.281	0.90			
1682.9	0.0	426.299					
3.400	6.800	3.225	8.937	5.600	6.311	5.970	9.862
6.100	6.293	6.470	10.001	7.750	6.149	7.380	10.081
.025	.0275						
HERE							
0.0							
0.0065	0.025						
END							
0.39	-15.00	40.	50.0	-38.30			
0.39	-18.00	40.	50.0	-38.30			
0.39	-20.00	40.	50.0	-38.30			
0.39	-24.00	40.	50.0	-38.30			
0.39	-24.50	40.	50.0	-38.30			
0.39	-24.52	40.	50.0	-38.30			
0.39	-24.53	40.	50.0	-38.30			
0.39	-24.54	40.	50.0	-38.30			
0.39	-24.55	40.	50.0	-38.30			
0.39	-24.56	40.	50.0	-38.30			
0.39	-25.00	40.	50.0	-38.30			
0.39	-26.00	40.	50.0	-38.30			
0.39	-27.00	40.	50.0	-38.30			
0.39	-28.00	40.	50.0	-38.30			
0.39	-29.000	40.	50.0	-38.30			
0.39	-30.00	40.	50.0	-38.30			
0.39	-32.00	40.	50.0	-38.30			
0.39	-34.00	40.	50.0	-38.30			
0.39	-36.00	40.	50.0	-38.30			
0.39	-38.00	40.	50.0	-38.30			
0.39	-40.00	40.	50.0	-38.30			
FINISH							

← DESIGN CASE

表5 GTEC程式輸出表 (70引擎)

LOW PRESSURE TURBINE  
SLS DESIGN POINT

RUNDATE 03/10/20.  
RUNTIME 13.17.21.  
VERSION 02/04/16.

RESULTS OF CALCULATIONS FOR STAGE 1 OF 1

ROTOR EXIT FLOW CONDITIONS

R-COORD	Z-COORD	V/A	ALPHA	H/AM	BETA	TMM	U
10.001	7.300	.647	-20.180	.950	-65.235	1070.679	1370.624
6.115	7.540	.461	-24.540	.868	-62.311	1023.745	1103.355
6.149	7.750	.490	-31.071	.803	-59.542	1786.952	836.025

ROTOR INLET FLOW CONDITIONS

R-COORD	Z-COORD	V/A	ALPHA	H/AM	BETA	DEL-BETA	TMM
10.001	6.470	.652	62.894	.326	-21.105	44.129	1068.571
6.147	6.285	.772	67.366	.343	26.214	80.525	1024.427
6.293	6.100	.969	72.147	.595	58.512	118.055	1789.303

STATOR INLET FLOW CONDITIONS

R-COORD	Z-COORD	V/A	ALPHA	DEL-ALPHA	RT RECTN	TMM/TMRT-IN
6.937	3.825	.554	-34.810	97.704	.865	.955
7.869	3.313	.580	-36.298	105.664	.696	.932
6.600	3.400	.616	-42.421	114.568	.329	.915

\*\*\*\*\* COOLING AND CLEARANCE INFORMATION \*\*\*\*\*

*** STATOR COOLING ***	*** ROTOR COOLING ***
LEAD EDG FLOW= 0.0000	TIP DCUG FLOW= 0.0000
SUC SIDE FLOW= 0.0000	TIP DCUG RAD= 10.0410
PRE SIDE FLOW= 0.0000	TIP DCUG BETA= 0.0000
TRAL EDG FLOW= 0.0000	TIP PUMP BETA= 0.0000
TOT STR FLOW= 0.0000	FLM COOL FLOW= 0.0000
***** CLEARANCES *****	FLM COOL RAD= 0.1310
STATOR EM CL= 0.0000	FLM COOL DELTA= 0.0000
ROTOR TIP CL= .0250	FLM PUMP DELTA= 0.0000
ROTOR K-FACT= 1.2369	PRESHIRL RAD= 3.1105
ROTOR RECESS= .0246	PHYSICAL SPD= 15500.0

--- SOLUTION REQUIRES TM EX FINAL = TM EX INPUT ---

STAGE INFORMATION

*** EFFICIENCIES ***	*** DESIGN PARAMETER ***	*** GEOMETRY ***	*** DESIGN PARAMETER ***	*** FLOW PROPERTIES ***
BASE EFF (T-T)= .9367	COR FLO IN= 22.216	--LOC-- --Z-- --R--	STR TE BLOCK= .0518	PM STG INLET= 60.1710
DELTA REYN NUM= 0.0000	COR SPD IN= 8021.978	S HB III 3.400	RTR TE BLOCK= .0579	PM STG EXIT= 40.6718
DELTA EN CLEAR= 0.0000	PR (T-T)= 1.971	S HB EX 5.600	STR SOLIDITY= 1.9731	PS DIFF EXIT= 40.6718
DELTA STR COOL= 0.0000	DEL H/THETA= 20.409	R HB III 6.100	RTR SOLIDITY= 1.2527	STR IN FLOW= 62.4025
DELTA STR TURN= -.0091	TM2/TMTRTR= .060	R HB EX 7.750	STR ASPT RATE= 1.1503	STR EX FLOW= 62.4025
DELTA STR BLKG= -.0010	TM/TMTRT-IN= .932	S SD IN 3.225	RTR ASPT RATE= 2.9844	RTR IN FLOW= 63.0265
DELTA HB REACT= -.0011	HI HK COEF= 1.577	S SD EX 5.970	STG ASPT RATE= 2.0673	RTR EX FLOW= 63.0265
DELTA T2 CLEAR= -.0090	HN FL COEF= .407	R TP IN 6.470	EGV TURNING= 24.5400	EXIT COR FLOW= 40.9152
DELTA RTR COOL= 0.0000	GAINNA= 1.322	R TP EX 7.380	EGV EX ANGLE= 0.0000	TM STG INLET= 1956.50
DELTA RTR TURN= .0016	GAS CP= .281	NO STATOR VANES= 40	DIFFUSER CP= 1.0000	TM EX ZRO CL= 1680.22
DELTA RTR BLKG= .0001	ZWIFEL-STR= .679	NO ROTOR BLADES=	DUCT MIN W= .2000	TM EX INPUT= 1682.90
DELTA SG HN AN= 0.0000	ZWIFEL-RTR= .827	ST TE THICK= .0250	EGV D-FAC= .263	TM EX FINAL= 1682.90
DELTA EX 6D VNS= -.0031	REAN NUM= .889E+16	RT TE THICK= .0275		EGV SOLIDITY= 1.800
ZRO CL EP(T-T)= .9261	ANSQUARED= .487E+11	NO EX 6D VNS=		
FINL EFF (T-T)= .9171	DUCT DELP/PT= 0.0000			
	EGV DELP/PT= .0026			

THE OVERALL CHARACTERISTICS OF THIS 1-STAGE TURBINE FOLLOW

PR(T-T)=	1.9712	OVAL EFF (T-T)=	.9171	ZRO CL EF (T-T)=	.9261
----------	--------	-----------------	-------	------------------	-------



表 6 70 引擎低壓渦輪設計結果比較 (平均半徑處)

參數	程式	CTEC 程式	CONFIG 程式
轉子出口氣流角度 ( $\alpha_3$ )		-24.54°	-24.54°
轉子葉根反應率		0.329	0.329
渦輪效率		0.8950	0.8800
壓力比		1.971	2.035
出口導片出口馬赫數 ( $M_{CR,EGV}$ )		0.461/0.868	0.460/0.867
出口導片葉片數		56	56
轉子出口臨界馬赫數 ( $M_{CR,3}/M_{CR,r,3}$ )		0.461/0.868	0.460/0.867
轉子出口氣流角度 ( $\beta_3$ )		-62.311	-62.347
轉子負荷係數 ( $\phi_R$ )		0.827	0.827
轉子葉片數 ( $N_R$ )		50	50
轉子葉片緊密度 ( $\sigma_R$ )		1.2527	1.2531
轉子進口臨界馬赫數 ( $M_{CR,2}/M_{CR,r,2}$ )		0.772/0.343	0.771/0.341
轉子進口氣流角度 ( $\alpha_2$ )		67.366	67.524
轉子進口氣流角度 ( $\beta_2$ )		26.214	26.433
轉子氣流轉角 ( $ \beta_3 - \beta_2 $ )		88.525	88.780
靜子進口臨界馬赫數 ( $M_{CR,1}$ )		0.580	0.556
靜子進口氣流角度 ( $\alpha_1$ )		-38.30	-38.30
靜子氣流轉角 ( $ \alpha_2 - \alpha_1 $ )		105.664	105.824
靜子負荷係數 ( $\phi_S$ )		0.479	0.479
靜子葉片數 ( $N_S$ )		40	41
靜子葉片緊密度 ( $\sigma_S$ )		1.9731	1.9569





表8 70P流路設計CONFIG程式輸入表

```

LPT PRELIMINARY FLOWPATH DESIGN, GROWTH ENGINE
ROTOR EXIT ANGLE -31.28 DEG IS SELECTED FOR RAN=0.330
EFFICIENCY IS CONVERGED BY AMDC LOSS SYSTEM ---- REED C. 4/21/86
110004 15580. 0.0 1.1 0.0 0.3617 1. 1.0
2097.5 94.473 21.298 544.840 0.0
1784.4 0.0 455.530
3.4 6.8 3.225 8.937 5.6 6.311 5.97 9.862
6.1 6.293 6.47 10.001 7.75 6.149 7.380 10.081
.025
HERE
0.0 0.0 0.0
0.0065 0.025
END
0.39 -31.25 40.00 50.00 -38.30
0.39 -31.26 40.00 50.00 -38.30
0.39 -31.27 40.00 50.00 -38.30
0.39 -31.28 40.00 50.00 -38.30
0.39 -31.29 40.00 50.00 -38.30
0.39 -31.30 40.00 50.00 -38.30
0.39 -31.31 40.00 50.00 -38.30
FINISH
    <----- DESIGN CASE
    
```

表9 70P 流路設計CONFIG程式輸出表

LPT PRELIMINARY FLOWPATH DESIGN, GROWTH ENGINE  
 ROTOR EXIT ANGLE -31.29 DEG IS SELECTED FOR RXI=0.350  
 EFFICIENCY IS CONVERGED BY AHDC LOSS SYSTEM --- REED C. 4/21/86

RUNDATE 86/05/2  
 RUNTIME 16.38.1

ROTOR EXIT FLOW CONDITIONS			
R-COORD	Z-COORD	U/A*	U
10.061	7.380	.498	1370.624
9.115	7.565	.929	1103.325
6.149	7.750	.890	836.025
ROTOR INLET FLOW CONDITIONS			
R-COORD	Z-COORD	U/A*	T**
10.001	6.470	.674	1890.653
8.147	6.285	.801	1946.450
6.293	6.100	1.009	1911.279
STATOR INLET FLOW CONDITIONS			
R-COORD	Z-COORD	U/A*	T**
8.937	3.225	.524	949
7.859	3.313	.549	928
6.800	3.400	.563	911

*** EFFICIENCIES ***		*** DESIGN PARAMETER **		***** GEOMETRY *****		** DESIGN PARAMETER **		** FLOW PROPERTIES **	
BASE EFF (T-T)	= .9345	COR FLO IN	= 21.298	--LOC--	--R--	STR TE BLOCK	= .0547	P* STG INLET	= 94.473
YP-STR	= .0416	COR SPD IN	= 7747.508	S HB IN	3.400	RTR TE BLOCK	= .0601	P+ STG EXIT	= 43.673
YP-RTR	= .0354	PR (T-T)	= 2.163	S HB EX	5.600	RTR SOLIDITY	= 1.9503	PS DIFF EXIT	= 0.000
YS-STR	= .1111	DEL H/THETA	= 22.085	R HB IN	6.100	RTR SOLIDITY	= 1.2865	STR IN FLOW	= 68.083
YS-RTR	= .0734	T*(2/T+1)RTR	= .851	R HB EX	7.750	RTR ASPG RAT	= 2.0832	STR EX FLOW	= 68.083
YTET-STR	= .0052	T**/(T+1)RT-IN	= .928	S SD IN	3.225	STG ASPG RAT	= 2.0832	EXIT CGR FLO	= 42.493
YTET-RTR	= .0057	HH MK COEF	= 1.810	S SD EX	5.970	EGV TURBINE	= 31.2800	T+ STG INLET	= 2097.5
EPSLN-STR	= .1192	HH FL COEF	= .644	R TP IN	6.470	EGV EX ANGLE	= 0.0000	T+ EX 280 CL	= 1779.3
EPSLN-RTR	= .0805	GAMMA	= 1.322	R TP EX	7.380	DIFFUSER CP	= 1.0000	T+ EX INPUT	= 1784.4
DELTA HB REACT	= 0.0000	GAS CP	= .281	NO STATOR VANES	= 40.	DUCT RH W	= 0.0000	T+ EX FLOW	= 1784.4
DELTA STR TURBI	= 0.0000	ZNIEFEL-STR	= .450	ST TE THICK	= .0250	EGV D-FAC	= .362	EGV SOLIDITY	= 1.20
DELTA RTR TURBI	= 0.0000	ZNIEFEL-RTR	= .863	RT TE THICK	= .0275				
DELTA EX GD UH	= 0.0000	REYN NUM	= .106E+07	NO EX GD UHS	= 56.				
DELTA TP CLEAR	= -.0141	ANGUARDED	= .487E+11						
ZRO CL EF (T-T)	= .9854	EGV DELP/PT	= 0.0000						
FINL EFF (T-T)	= .8713	EGV DELP/PT	= 0.0000						



表 10 70P 與 70 引擎低壓渦輪設計結果比較 ( 平均半徑處 )

參數	程式	70 引擎	70P 引擎
轉子出口氣流角度 ( $\alpha_3$ )		-24.54°	-31.28°
轉子葉根反應率		0.329	0.330
渦輪效率		0.8950	0.8713
壓力比		1.971	2.163
出口導片出口馬赫數 ( $M_{CR,EGV}$ )		0.419	0.447
出口導片葉片數		56	56
轉子出口臨界馬赫數 ( $M_{CR,3}/M_{CR,r,3}$ )		0.461/0.868	0.523/0.929
轉子出口氣流角度 ( $\beta_3$ )		-62.311	-62.591
轉子負荷係數 ( $\phi_R$ )		0.827	0.863
轉子葉片數 ( $N_R$ )		50	50
轉子葉片緊密度 ( $\sigma_R$ )		1.2527	1.2869
轉子進口臨界馬赫數 ( $M_{CR,2}/M_{CR,r,2}$ )		0.772/0.343	0.801/0.365
轉子進口氣流角度 ( $\alpha_2$ )		67.366	68.852
轉子進口氣流角度 ( $\beta_2$ )		26.214	34.715
轉子氣流轉角 ( $ \beta_3 - \beta_2 $ )		88.525	97.306
靜子進口臨界馬赫數 ( $M_{CR,1}$ )		0.580	0.549
靜子進口氣流角度 ( $\alpha_1$ )		-38.30	-38.30
靜子氣流轉角 ( $ \alpha_2 - \alpha_1 $ )		105.664	107.152
靜子負荷係數 ( $\phi_S$ )		0.479	0.450
靜子葉片數 ( $N_S$ )		40	40
靜子葉片緊密度 ( $\sigma_S$ )		1.9731	1.9503

## 參考資料

1. Arthur J. Glassman, "Turbine design and application," NASA SP-290, 1972.
2. H. Cohen, G. F. C., Rogers and H. Z. H. Saravanamuttoo, "Gas turbine theory," 2nd edition, Longman group limited, 1972.
3. Franklin P. Druham, "Aircraft jet powerplants".
4. J. H. Horlock, "Axial flow turbines," 1973.
5. S. C. Kacker, U. Okapuu, "A mean line prediction method for axial flow turbine efficiency," Journal of engineering for power, JAN 1982, vol. 104/111.
6. GTEC, "Axial turbine PD user's manual," APR 15, 1983.
7. P & W Aircraft group, "Aeronautical vest-pocket handbook," JUN 1978.
8. 管志宏, "渦輪熱氣動力初步設計", ITEC 心得報告, 72年2月17日。
9. 張瑞釗, "渦輪氣動力初步設計", ITEC 心得報告, 72年5月12日。
10. 王大維, "低壓渦輪流路初步設計", 熱動力組研究報告, 75年4月。
11. 施良璘, "渦輪速度向量圖與效率損失的估算", 熱動力組研究報告, 75年4月。



## 附錄

## 1. 比流量

由連續方程式，及流量  $m$ ，

$$\rho_2 V_{X_2} A_2 = \rho_3 V_{X_3} A_3 = m$$

$$\therefore \rho_2 V_{X_2} = \frac{m}{A_2}$$

定義無因次之比流量為  $\frac{m/A_2}{\rho_{t_2} a_{CR_2}}$

$$\frac{m/A_2}{\rho_{t_2} a_{CR_2}} = \frac{\rho_2 V_{X_2}}{\rho_{t_2} a_{CR_2}} \dots\dots\dots(1-1)$$

又，  $\frac{\rho_2}{\rho_{t_2}} = \left[ 1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \left( \frac{V_2}{a_{CR_2}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{\gamma-1}}$  (見§2.0 式 2-11)  $\dots\dots\dots(1-2)$

$$\left( \frac{V_2}{a_{CR_2}} \right)^2 = \left( \frac{V_{\theta_2}}{a_{CR_2}} \right)^2 + \left( \frac{V_{X_L}}{a_{CR_2}} \right)^2 \dots\dots\dots(1-3)$$

將式(1-2)，(1-3)代入式(1-1)，得

$$\frac{\rho_2 V_{X_2}}{\rho_{t_2} a_{CR_2}} = \frac{V_{X_2}}{a_{CR_2}} \left\{ 1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \left[ \left( \frac{V_{X_2}}{a_{CR_2}} \right)^2 + \left( \frac{V_{\theta_2}}{a_{CR_2}} \right)^2 \right] \right\}^{\frac{1}{\gamma-1}}$$

## 2. 無因次流量參數

(1) 已知等熵過程

$$\frac{T_t}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_x^2 \dots\dots\dots(2-1)$$

$$\frac{\rho_t}{\rho} = \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_x^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \dots\dots\dots(2-2)$$

(2) 由連續方程式  $m = \rho V_x A$  及狀態方程式  $P = \rho RT$ ，得

$$m = \frac{V_x AP}{RT}$$

(3) 軸向馬赫數  $M_x$  為

$$M_x = \frac{V_x}{a} = \frac{V_x}{\sqrt{\gamma g RT}} \dots\dots\dots(2-4)$$

由式(2-4)，(2-1)，

$$V_x = M_x \sqrt{\frac{\gamma g R T_t}{1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_x^2}} \dots\dots\dots(2-5)$$

由式(2-4)之  $V_x$  代入式(2-3)，得

$$m = \frac{M_x AP \sqrt{\gamma g / R}}{\sqrt{T}} \dots\dots\dots(2-6)$$

由式(2-1)之  $T$  及式(2-2)之  $P$  代入式(2-6)，得

$$m = \frac{M_x AP_t}{\sqrt{T_t}} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_x^2 \right)^{\frac{\gamma+1}{2-2\gamma}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma g}{R}}$$

或

$$\frac{m\sqrt{T_t}}{AP_t} = M_x \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_x^2 \right)^{\frac{\gamma+1}{2-2\gamma}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma g}{R}}$$

### 3. 負荷係數

於此所計算的是二維不可壓縮流 (2-D Incompressible) 的負荷係數；即計算單位葉片長，實際切線方向所受的力 ( $F_\theta$ ) 與理想切線力 ( $F_{\theta_{ideal}}$ ) 之比值。其中，理想切線力 (負荷) 之計算，係假設  $P_p = P_{t1}$ ， $P_s = P_2$ 。

(1) 由以上定義知，負荷係數  $\varphi$  為

$$\varphi = \frac{\text{Actual loading}}{\text{Ideal loading}} = \frac{F_\theta}{F_{\theta_{ideal}}}$$

由圖 2

$$\varphi = \frac{\psi_x \cdot \int_0^1 (P_p - P_s) d\left(\frac{X}{C_c}\right)}{\psi_x \cdot (P_{t1} - P_2)} \dots\dots\dots(3-1)$$

(2) 作用於單位葉片長的力  $F_\theta$ ，又可表為

$$F_{\theta} = \frac{m}{N} \cdot \frac{\Delta V_{\theta}}{g} \dots\dots\dots(3-2)$$

其中，

$$m = \rho_2 V_{x_2} A_2 = \rho_2 V_{x_2} 2\pi R_2 \cdot 1 \dots\dots\dots(3-3)$$

$$N = \frac{2\pi R_2}{S}$$

將式(3-3)，(3-4)代入式(3-2)，得

$$F_{\theta} = \frac{\rho_2 V_{x_2} S \Delta V_{\theta}}{g} \dots\dots\dots(3-5)$$

(3) 式(3-5)應等於式(3-1)之分子，已知

$$\sigma = \frac{C_x}{S}$$

$$\therefore \frac{\rho_2 V_{x_2} S \Delta V_{\theta}}{g \int_0^1 (P_P - P_S) d\left(\frac{X}{C_x}\right)}$$

代入式(3-1)

$$\varphi = \frac{\rho_2 V_{x_2} \Delta V_{\theta}}{\sigma g (P_{11} - P_2)}$$

對於不可壓縮，等熵流而言，

$$P_{t1} = P_{t2}$$

$$P_{t2} - P_2 = \frac{\rho_2 V_2^2}{2g}$$

故

$$\varphi = \frac{\rho_2 V_{x_2} \Delta V_\theta}{\sigma g \left( \frac{\rho_2 V_2^2}{2g} \right)} = \frac{2 \left( \frac{V_{x_2} \Delta V_\theta}{V_2^2} \right)}{\sigma} = \frac{2 V_{x_2} (V_{x_1} \tan \alpha_1 - V_{x_2} \tan \alpha_2)}{\left( \frac{V_{x_2}}{\cos \alpha_2} \right)^2}$$

於此，僅維考慮，假設  $V_{x_1} = V_{x_2}$

故

$$\varphi = \frac{2}{\sigma} \cos^2 \alpha_2 \left( \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1} - \frac{\sin \alpha_2}{\cos \alpha_2} \right)$$

$$\varphi \sigma = 2 \frac{\cos^2 \alpha_2}{\cos \alpha_1 \cos \alpha_2} (\sin \alpha_1 \cos \alpha_2 - \sin \alpha_2 \cos \alpha_1)$$

即

$$\varphi \sigma = 2 \cdot \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} |\sin(\alpha_1 - \alpha_2)|$$



渦輪熱氣動力 (I) 初步流路設計

---