減少を揚力減少率と定義されたものと推定して回答する。その場合御質問のとおり、翼の矢高比の大きいものほど、揚力減少率の大きいのは当然と考えられる。しかしながら圧縮機の設計点を基準に考えた特性の変化率は揚力減少率をさらにその翼の設計揚力係数で除したものにほぼ比例する。

一般に翼列の翼においても矢高比と設計揚力係数はほぼ比例するから、揚力減少率を設計揚力係数で除した値は矢高比の大きいほど小さくなると考えられる。したがって設計転向角の小さい矢高比の小さい翼の場合には翼のよごれの影響を相対的に大きく受けることになる。

621.548.4-155

ラジアル空気タービンの研究*

渡 辺 哲 郎**

Study on the Radial Air Turbine

by Tetsuro WATANABE

The experiments were made on a radial air turbine which was designed on the assumption that the outlet axial velocity is constant. Beside the usual measurements of pressures and temperatures, the flow was observed by a precise yaw-meter survey at several points of the machine. In addition to these studies, the change of performance characteristic was ascertained on several nozzle setting angles.

The following results were obtained:

(i) The loss and its coefficient of each part of the turbine, and their dependence on the r.p.m. were clarified.

(ii) The profitable performance characteristic of the radial turbine was testified, which demonstrates by means of a movable nozzle the possibility that, this type of machine is able to match with a wide variation of flow mass with a very slight decrease in its efficiency.

1. は し が き

ラジアルタービンは小形ガスタービン用原動機タービンとして、また内燃機関の過給器駆動用排気ガスタービンとして、近時特にその比較的にすぐれた性能、堅固さ、および製作の容易さなどに注目され軸流タービンにかわって盛んに用いられてきている。この形式のタービンについては国外において数種の文献⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾があり、国内においても森康夫⁽⁴⁾、水町長生⁽⁵⁾、渡部一郎⁽⁶⁾の研究が発表されている。本研究は作動流体として空気をを用い、ノズルの取付角度を種々に変えて性能の変化を調べるとともにタービン構成各部分の損失割合を明確にしたものである。

2. タービンの特性式

2.1 記号 全般的なものを記し、そのほかはその都度説明する。

R_1 : 翼車入口半径,

R_{20} : 翼車出口外半径,

R_{2i} : 翼車出口内半径,

B_1 : 翼車入口幅,

α_1 : ノズル出口流出角,

α_2 : 翼車出口絶対流出角,

β_1 : ノズル出口相対流出角,

β_2 : 翼車出口相対流出角,

α'_1 : ノズルすえ付角,

p : 圧力,

T : 温度,

ρ : 密度,

P_r : 膨張比,

H_{ad} : タービン出入口状態より求めた断熱仕事量,

G : 流量(質量),

C_s^* : 臨界音速,

M^* : 臨界マッハ数,

* 昭和35年10月13日 第38期東京秋期講演大会において論文講演して講演, 原稿受付 昭和35年7月16日.

** 正員, 三井造船会社玉野造船所(玉野市玉10).

c_1 : ノズル出口絶対速度,
 c_2 : 翼車出口絶対速度,
 w_1 : 翼車入口相対速度,
 w_2 : 翼車出口相対速度,
 u_1 : 翼車入口径周速,
 u_2 : 翼車出口径周速,
 c_{m1} : 翼車入口求心速度,
 c_{m2} : 翼車出口軸流速度,
 η_1 : 内部断熱効率,
 ζ : 損失割合,
 λ : 損失係数,
 q_{ad} : 負荷係数,
 φ_1 : 流量係数,
 Q : 無次元流量,
 K : 反動度,

添字 1: タービン入口,
 2: ノズル出口,
 3: タービン出口,
 s : 静圧状態,
 t : 全圧状態,
 V : うず巻室,
 N : ノズル,
 CL : ノズル翼車すきま,
 I : 翼車

なお特性式をたてるに当って, すべての速度をタービン入口状態を基準とした臨界音速

$$C_s^* = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} gRT_{1t}} \quad (\kappa: \text{比熱比}, R: \text{ガス定数})$$

で割った臨界マッハ数 $M^*(8)$ で表わした。たとえば, 周速 u_1 は $M_{u1}^* = u_1/C_s^*$, また負荷係数 q_{ad} は次のように定義する。

$$q_{ad} = gH_{ad}/u_1^2$$

2.2 ノズル内の流れ ノズル出口速度 c_1 について仕事量の式をたてると,

$$\frac{(1-K)H_{ad}}{J} = \frac{c_1^2}{2gJ} (1+\lambda_N) \quad (J: \text{熱の仕事当量})$$

両辺を C_s^{*2} で割り, $H_{ad} = q_{ad} u_1^2/g$ を代入してまとめると

第1図

第2図

$$(M_{c1}^*)^2 = \frac{2(1-K)q_{ad}}{1+\lambda_N} (M_{u1}^*)^2 \dots\dots\dots (1)$$

第1図から $(M_{c1}^*)^2 = (M_{u1}^*)^2 / \cos^2 \alpha_1$ なので (1) 式に代入すると

$$q_{ad} = \frac{1+\lambda_N}{2(1-K)} \frac{1}{\cos^2 \alpha_1} \dots\dots\dots (2)$$

また翼車に流入する相対速度 w_1 は

$$(M_{w1}^*)^2 = \frac{2(1-K)q_{ad}}{1+\lambda_N} \sin^2 \alpha_1 \cdot (M_{u1}^*)^2 \dots\dots\dots (3)$$

または $(M_{w1}^*)^2 = (M_{u1}^*)^2 \tan^2 \alpha_1 \dots\dots\dots (3)'$

次に ΔT_{Nad} をノズル内の断熱降下温度を表わすものとすれば

$$\Delta T_{Nad} = \frac{c_1^2}{2gJc_p} (1+\lambda_N).$$

(1) 式を用いて M_{u1}^* で表わすと

$$\Delta T_{Nad} = \frac{2\kappa}{\kappa+1} \frac{RT_{1s}}{J \cdot c_p} (1-K) \cdot q_{ad} (M_{u1}^*)^2,$$

$$\left(\frac{T_{2s}}{T_{1t}} \right) = \frac{T_{1s} - \Delta T_{Nad}}{T_{1s}}$$

$$= \left\{ 1 - \frac{2\kappa}{\kappa+1} \frac{R}{J \cdot c_p} (1-K) q_{ad} (M_{u1}^*)^2 \right\},$$

$$\frac{R}{J \cdot c_p} = \frac{\kappa-1}{\kappa},$$

したがって

$$\frac{p_{2s}}{p_{1t}} = \left\{ 1 - 2 \frac{\kappa-1}{\kappa+1} (1-K) \cdot q_{ad} (M_{u1}^*)^2 \right\}^{\kappa/(\kappa-1)} \dots\dots\dots (4)$$

実際の温度降下 $\Delta T_N = c_1^2/2gJc_p$ であるからノズル出口温度 T_{2s} は

$$\frac{T_{2s}}{T_{1t}} = \left\{ 1 - 2 \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \frac{1-K}{1+\lambda_N} q_{ad} \cdot (M_{u1}^*)^2 \right\} \dots\dots\dots (5)$$

(4) 式および (5) 式を用いればノズル出口の密度を求めることができる。

$$\frac{\rho_{2s}}{\rho_{1t}} = \left\{ 1 - 2 \frac{\kappa-1}{\kappa+1} (1-K) \cdot q_{ad} (M_{u1}^*)^2 \right\}^{\kappa/(\kappa-1)}$$

$$/ \left\{ 1 - 2 \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \frac{1-K}{1+\lambda_N} q_{ad} \cdot (M_{u1}^*)^2 \right\} \dots\dots\dots (6)$$

ノズル出口において流量の連続の式をたてると,

$$2\pi R_1 B_1 w_1 \rho_2 = G. \quad \text{この両辺を } \rho_1 C_s^* \text{ で割り, (3) 式および (6) 式を代入してまとめると,}$$

$$2\pi R_1 B_1 (M_{u1}^*) \tan \alpha_1 \left\{ 1 - 2 \frac{\kappa-1}{\kappa+1} (1-K) \right.$$

$$\times q_{ad} (M_{u1}^*)^2 \left. \right\}^{\kappa/(\kappa-1)}$$

$$/ \left\{ 1 - 2 \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \frac{1-K}{1+\lambda_N} q_{ad} (M_{u1}^*)^2 \right\} = \frac{G}{\rho_1 C_s^*}$$

ここで流量係数 φ_1 を次のように定義して上式に代入すると⁽⁵⁾, $\varphi_1 = 2 \frac{B_1}{R_1} \tan \alpha_1$.

$$\pi \cdot \varphi_1 (M_{u1}^*) \left\{ 1 - 2 \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} (1 - K) \cdot q_{ad} (M_{u1}^*)^2 \right\}^{\kappa/(\kappa-1)} \\ \left/ \left\{ 1 - 2 \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \frac{(1 - K)}{1 + \lambda_N} q_{ad} \cdot (M_{u1}^*)^2 \right\} \frac{G}{\rho_1 C_s^* R_1^2} \right. \\ \dots\dots\dots (7)$$

2.3 翼車内の流れ まず翼車出口で巻速度 c_{2u} を持たない場合について考える.

翼車内の仕事量の平衡について考慮すると

$$K H_{ad} = \frac{1}{2g} [(u_1^2 - u_2^2) + \{w_2^2(1 + \lambda_I) - w_1^2\}]$$

出口誘導翼任意半径を R_2 とし, $\frac{R_2}{R_1} = \varepsilon$ と置いて

上式の両辺を C_s^{*2} で割ると,

$$2K q_{ad} (M_{u1}^*)^2 = (M_{u1}^*) (1 - \varepsilon^2) \\ + (M_{w2}^*)^2 (1 + \lambda_I) - \tan^2 \alpha_1 (M_{u1}^*)^2 \\ \therefore (M_{w2}^*)^2 = \frac{1}{1 + \lambda_I} \{2K q_{ad} - (1 - \varepsilon^2) \\ + \tan^2 \alpha_1\} (M_{u1}^*)^2 \dots\dots\dots (8)$$

翼車出口の損失温度を ΔT_I とすると,

$\Delta T_I = \lambda_I w_2^2 / 2g J c_p$ で表わされる. この両辺を C_s^{*2} で割って (8) 式を代入すると,

$$\frac{\Delta T_I}{(C_s^*)^2} = \frac{1}{2g J c_p} \frac{\lambda}{1 + \lambda_I} (M_{u1}^*)^2 \{2K q_{ad} - (1 - \varepsilon^2) \\ + \tan^2 \alpha_1\}, \\ (C_s^*)^2 = \frac{2\kappa}{\kappa + 1} g R T_{1t},$$

なので

$$\frac{\Delta T_I}{T_{1t}} = \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \frac{\lambda_I}{1 + \lambda_I} (M_{u1}^*)^2 \\ \times \{2K \cdot q_{ad} - (1 - \varepsilon^2) + \tan^2 \alpha_1\}$$

またタービン出口温度は

$$\frac{T_{3s}}{T_{1t}} = \frac{T_{2s} - K H_{ad} / J c_p + \Delta T_I}{T_{1t}}$$

で表わされ,

$$\frac{K H_{ad}}{T_{1t} J c_p} = 2 \cdot \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} K \cdot q_{ad} (M_{u1}^*)^2, \quad \frac{T_{2s}}{T_{1t}}$$

は (5) 式で表わされているのでそれぞれ上式に代入すると,

$$\frac{T_{3s}}{T_{1t}} = 1 - 2 \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} (M_{u1}^*)^2 \left[\frac{1 - K}{1 + \lambda_N} q_{ad} + K \cdot q_{ad} \right. \\ \left. - \frac{\lambda_I}{2(1 + \lambda_I)} \{2K \cdot q_{ad} - (1 - \varepsilon^2) + \tan^2 \alpha_1\} \right] \\ \dots\dots\dots (9)$$

なお出口圧力 p_{3s} は (4) 式にならって

$$\frac{p_{3s}}{p_{1t}} = \left\{ 1 - 2 \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} q_{ad} (M_{u1}^*)^2 \right\}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \dots\dots\dots (10)$$

したがってタービン出口密度 ρ_{3s} は (9), (10) 式を用いて

$$\frac{\rho_{3s}}{\rho_{1t}} = \left\{ 1 - 2 \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} q_{ad} (M_{u1}^*)^2 \right\}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \left/ 1 - 2 \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \right. \\ \times (M_{u1}^*)^2 \left[\frac{1 - K}{1 + \lambda_N} \cdot q_{ad} + K \cdot q_{ad} - \frac{\lambda_I}{2(1 + \lambda_I)} \right. \\ \left. \times \{2K \cdot q_{ad} - (1 - \varepsilon^2) + \tan^2 \alpha_1\} \right] \dots\dots (11)$$

次に出口誘導翼任意半径 R_2 の dR_2 のところを流れる流量は

$$\frac{2\pi R_2 \cdot dR_2 \cdot c_2 \rho_{3s}}{\rho_{1t} C_s^*} = 2\pi R_2 \cdot dR_2 \cdot (M_{u1}^*) \\ \times \sin \beta_{2i} \sqrt{\frac{2K \cdot q_{ad} - (1 - \varepsilon_i^2) + \tan^2 \alpha_1}{1 + \lambda_I}} \frac{\rho_{3s}}{\rho_{1t}}$$

したがって全流量 G は下式で表わされる.

$$\frac{G}{\rho_{1t} C_s^*} = \int_{R_{2i}}^{R_{20}} 2\pi R_2 \cdot dR_2 \cdot (M_{c2}^*) \frac{\rho_{3s}}{\rho_{1t}} \dots\dots (12)$$

(12) 式の右辺の (M_{c2}^*) , $\frac{\rho_{3s}}{\rho_{1t}}$ も同じく (M_{u1}^*) の関数として表わされる.

最後に出口誘導翼出口状態を検討してみる.

出口の条件として軸流速度 $c_{m2} = \text{一定}$ とし巻速度 c_{2u} の存在を許すものとする.

(設計の基準として出口誘導翼内半径 R_{2i} をとる.)

出口誘導翼内外径での仕事量を一定にするためには

$$c_{2u} \cdot u_2 = \text{一定}$$

$$\frac{c_{2u} \cdot u_{2i}}{(C_s^*)^2} = (M_{u1}^*)^2 \left\{ \cos \beta_{2i} \right. \\ \left. \times \sqrt{\frac{2K_i q_{adi} - (1 - \varepsilon_i^2) + \tan^2 \alpha_1}{1 + \lambda_I}} - \varepsilon_i \right\} \varepsilon_i = K_1 = \text{一定}$$

なお軸流速度 $c_{2m} = \text{一定}$ であるから

$$(M_{c2m}^*) = (M_{u1}^*) \sin \beta_{2i} \\ \times \sqrt{\frac{2K_i q_{adi} - (1 - \varepsilon_i^2) + \tan^2 \alpha_1}{1 + \lambda_I}} = K_2 = \text{一定}$$

$$(M_{c2u}^*) = \frac{K_1}{(M_{u1}^*) \cdot \varepsilon}, \quad (M_{u2}^*) = (M_{u1}^*) \cdot \varepsilon,$$

$$(M_{c2u}^*) + (M_{u2}^*) = \frac{(M_{u1}^* \cdot \varepsilon)^2 + K_1}{(M_{u1}^* \cdot \varepsilon)},$$

$$\therefore (M_{w2}^*)^2 = \frac{\{(M_{u1}^* \cdot \varepsilon)^2 + K_1\}^2}{(M_{u1}^* \cdot \varepsilon)^2} + K_2^2 \dots (13)$$

$$\text{あるいは } (M_{c2}^*)^2 = \frac{K_1^2}{(M_{u1}^* \cdot \varepsilon)^2} + K_2^2 \dots\dots\dots (14)$$

いずれも出口誘導翼内径での速度三角形を選定すれば (13), (14) 式を用いて任意半径での形状が定まってくる。ただしこの場合各半径での反動度 K , 負荷係数 q_{ad} は多少異なってくるが, 巻速度が十分小さければほとんど差が出ない程度である。

次に出口で p_{3s} が各半径について一定で巻速度 c_{2u} のない場合を考えてみる。

$$M_{w2}^* = M_{u1}^* \sqrt{\frac{2K \cdot q_{ad} - (1 - \epsilon^2) + \tan^2 \alpha_1}{1 + \lambda_I}}$$

$$M_{c2}^* = M_{u1}^* \sin \beta_2 \sqrt{\frac{2K \cdot q_{ad} - (1 - \epsilon^2) + \tan^2 \alpha_1}{1 + \lambda_I}}$$

静圧 p_{3s} が一定になるためには

$$(M_{w2}^*)^2 (1 + \lambda_I) - (M_{u1}^* \cdot \epsilon)^2 = K_1 = \text{一定}$$

$$\therefore (M_{w2}^*)^2 = \frac{1}{1 + \lambda_I} \{ (M_{u1}^* \cdot \epsilon)^2 + K_1 \} \dots \dots \dots (15)$$

定数 K_1 は内半径の速度三角形を定める際に決定される。また w_2 の限度は $w_2 = u_2$ になる点であるから,

第 3 図

第 4 図

$$(M_{u1}^* \cdot \epsilon)^2 = \frac{1}{1 + \lambda_I} \{ (M_{u1}^* \cdot \epsilon)^2 + K_1 \}, (M_{u1}^* \cdot \epsilon)^2 \lambda_I = K_1$$

$$\therefore (M_{u1}^* \cdot \epsilon) = \sqrt{\frac{K_1}{\lambda_I}} \dots \dots \dots (16)$$

このようにラジアルタービン内の状態量および諸速度はすべて K , q_{ad} , α_1 などを与え, λ_N , λ_I を仮定すれば (M_{u1}^*) の関数として表わされることを示した。

3. 試験設備および試験要領

装置の概略図を第 3 図に示すが, 軸流タービン試験用に設置した 800 HP 交流電動機 (2 400~3 600 rpm) によって駆動される最高吐出し圧力 1.55 kg/cm² abs, 風量 11 kg/s のふく流送風機よりの圧力風は右方の圧力タンクにはいり上方の風量制御用のちょう形弁の開度を調整して, 圧力, 風量を制御する。タービンにはいる空気量は丸形ノズルによって計測する。タービンは中間軸受台を経て, 12 000 rpm, 400 HP のうず流電気式動力計に直結され動力計に装備された丸形バランスにより吸収馬力を計測する。タービン内各部静圧はマノメータによって測定し, なおノズル出口, 翼車とのすきま, および出口誘導翼出口では外径 2.5 mm の 3 孔円筒形ヨーメータをそう入してそれぞれ流れ角度, 全圧を測定した。タービン回転数は計数管式回転計を用いた。第 4 図に実験機断面図, 第 5 図に測定に使用したヨーメータを示す。また第 1 表には供試タービンの主要目を示す。実験要領は第 3 図に示した流量制御弁を操作して常に膨張比 P_r を一定に保ちながらタービン回転数を 2 000~10 000 rpm まで 1 000 rpm ごとに計測を行なった。 P_r は 1.1~1.45 まで 0.1 ごとに变化させた。静圧は各所の壁にあけた 1 mm の細孔より取り, 各部温度は素線径 0.6 mm の銅-コンスタントンの熱電対をそう入して計測を行なった。

ヨーメータによる流れ角度, 全圧, 静圧の測定は第 4 図にみるようにノズル前面のふたは, 小さな鋼球の上に乗って気密を保ちながら円周方向に自由に回転できる構造になっており, これによってノズルの深さ方向だけでなく, 円周方向にトラバースしながら計測を

レンズおよび保持器は外注先にて製造取付のこと, 口径 11 mm

第 5 図

行なった。またノズルすえ付角度の変更は取付ナットの締めゆるめによって行なった。

4. 実験結果

4.1 全体性能について 第6, 7図にそれぞれ出口において巻速度を与えたものと、与えない出口誘導

第1表 供試タービン要目

膨張比 P_r	1.45
入口圧力 $\text{kg/cm}^2 \text{ abs}$	1.45
出口圧力 $"$	1.0
入口温度 $^{\circ}\text{C}$	50
風量 kg/s	3
回転数 rpm	8500
出力 HP	105
反動度 $\%$	45
翼車外径 mm	370
出口内径 $"$	112
出口外径 $"$	236(228)
うず巻室入口 $"$	295×190
翼車入口幅 $"$	25
ノズル平均流出角 $"$	25°30'
ノズル枚数	24
翼車羽根枚数	17
M_{u1}^*	0.491
負荷係数 q_{ad}	1.135
流量係数 ϕ_1	0.1315

注. 出口内外径寸法は内径で $8^{\circ}30'$ の巻速度を持つものを表わし、括弧内寸法は軸流速度一定で巻速度を持たないものを表わす。

第6図

第7図

翼を付けたタービンの内部断熱効率の周速 M_{u1}^* に対する変化を示す。第6図のものはノズル出口と翼車入口のすきまが 30 mm であり、第7図のものは 15 mm である。すきまの狭いほうが多少効率がよくなることを考慮すれば $P_r=1.45$ のときの前者の最高効率が 88.5%, 後者が 87.5% で巻速度のない翼車のほうが多少効率が劣るようである。第8図には M_{u1}^* と無次元流量 $Q = \frac{G}{C_s^* \cdot \rho_{1t} 2\pi R_1 B_1}$ の関係を示すがラジアルタービンでは流量は回転数により軸流タービンの場合よりも多少大きな影響を受ける。第9図に反動度 K と内部断熱効率 η_{iad} との関係を示すが、最高効率を示す K の値は $P_r=1.1 \sim 1.45$ と増大するにつれて 47%~54% の間を移動する。

第10図にはノズル翼車間のすきまの効率および流

第8図

第9図

第10図

量に対する影響を示すが、効率については $\eta_{i \max}$ できまの狭いほうが 1% ほどよくなるが、その他の点では 0.4~0.5% 程度の差しか認められない。しかし流量は M_{u1}^* が 0.58 以下では狭いほうが 2~3% 程度減少するがそれ以上では逆の傾向を示すようである。第 11 図にはノズルのすえ付角度をパラメータとして流量と効率の関係を示すが、本実験では取付角度を時計方向に 5° 逆方向に 10° 変更させて計測を行なったが、流量が設計点より $\pm 30\%$ 程度変化しても最高効率の変化は 2~3% 程度にとどまっている。このことは本形式のタービンは分力で使用される条件の場合、非常にすぐれた特性を持った原動機であるということができよう。

4.2 各部の性能および損失 (a) うず巻室 本実験のうず巻室は長方形断面のもので、木材で製作

第 11 図

第 12 図

第 13 図

し、最初に室内の流れに損失がないものとして入口断面 $295 \times 195 \text{ mm}$ に定めて測定を行ない、次に流れが摩擦係数 $\lambda v = 0.025$ を持つものとして文献 (6) に述べているように摩擦損失を減少させるためうず巻室内の流れ速度を減少させるように、入口断面を $340 \times 220 \text{ mm}$, その他の断面も適当にくり広げて⁽⁶⁾ 実験を行なったもので、 $P_r = 1.40$ についての結果を第 12 図に示す。これによると $\eta_{i \max}$ 付近では 0.4~0.5% の差しかないが低回転では 2% 程度の効率の向上が認められる。なお第 13 図に $P_r = 1.40$ の場合の各回転数における 2 種のうず巻室の損失割合 ζ_v を示す。図でわかるように損失を仮定して断面をくり広げうず巻室の効率は低速回転において非常に改善されていることがよくわかる。この損失割合はタービン出入口状態に関する断熱熱落差 H_{ad} でうず巻室内の損失エネルギー Δh_v を割ったものである。 Δh_v はタービン入口における全圧、温度とノズル入口において行なったヨーメータトラバースによる全圧平均値より求めた。線図にみるように ζ_v は約 2% 程度と考えてよいようである。

(b) ノズル ラジアルタービンのノズルは軸流タービンのそれと異なり、ノズル出口より翼車へと流れが求心向であり、さらに加速される利点を持っているが、弦長に比較して高さが低く、上下壁の影響を受けやすい欠点をも持っている。本実験に使用したノズルは第 14 図に示すような直線キャンバを持ち、最大厚み 12% 最大厚さ位置が前方より 30% のところにある空力翼である。ヨーメータによる計測は第 15 図に示すように入口においてピッチ方向に 5 箇所、深さ方向に 5 箇所、ノズル出口も同様 25 箇所の流れ角度、全圧、静圧の計測を行なった。計測結果の一例として $P_r = 1.2$ の場合を第 16 図に示すが、ノズル入口においては全圧、静圧とも深さ方向には大きな変化はないが、流れ角度は深さの中心と両端とは 10° 近くの違いを示している。出口では全圧、静圧とも深さ方向に

座標 位置	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
x	2.27	4.53	6.81	9.08	13.61	18.15	22.70	27.21	36.30	45.40	54.40	63.50	72.60	81.70
y	2.37	3.22	2.81	4.25	4.84	5.20	5.39	5.44	5.26	4.81	4.18	3.63	2.50	1.51

第 14 図

大きく変化し壁付近では中心部に比較して全圧が低いことを示している。この計測結果を圧力のそれぞれの値を面積平均して平均全、静圧を求め、入口における平均流出角を求めてみるとそれぞれ $41^\circ 20'$ 、出口において $27^\circ 50'$ となる。この実験機の設計値は出口において $25^\circ 30'$ であり幾何学的すえ付角度は $24^\circ 30'$ であるから、それぞれ $2^\circ 20'$ 、 $3^\circ 10'$ それていることになる。また出入口の全圧、温度よりノズル内の損失割合 ζ_N が求められるが第 16 図の例の場合 $\zeta_N = 7.9\%$ になる。同様の計測を $P_r = 1.2$ および 1.4 の種の回転数の場合について行ないまとめたのが第 17 図である。ノズル出口角度は P_r が異なっても 1 本の線上に集まり、低速の場合と高速とでは約 2° の差が認められる。また $P_r = 1.4$ の場合の $\eta_{i\max}$ を示すときの $\alpha_1 = 27^\circ 20'$ で幾何学的すえ付角とは約 3° のずれを示している。なお損失割合 ζ_N は $P_r = 1.2$ の場合 $7 \sim 9\%$ 、 $P_r = 1.4$ の場合は $4 \sim 5\%$ で損失係数 λ_N は $P_r = 1.2$ の場合は ζ_N と逆の傾向を持ち $P_r = 1.4$ の場合は中くぼみの傾向を示している。 $P_r = 1.4$ の場合の λ_N としては $8 \sim 9\%$ の値を与えてよく、これを速度係数として表わせれば約 96% となる。この場合ノズル出口のピッチおよび高さを長さのジメンションとした R_e 数は $P_r = 1.2$ で 8.45×10^4 程度であり、 $P_r = 1.4$ で

第 15 図

第 16 図

1.20×10^5 程度である。これが $P_r = 1.20$ の場合の λ_N の値が大きくなる原因であるものと思う。

(c) ノズルと翼車とのすきま すきまの損失を求めるために翼車前方 5 mm のところに静圧孔をあけヨーメータトラバースとともに測定したピッチ間 5 点の平均値を平均静圧とすれば測定点での平均風速は次式で求められる。

$$\frac{G}{A} \cdot \frac{\sqrt{T_t}}{p} = \sqrt{\frac{g \cdot K}{R}} \cdot M \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

(A: 通過断面積, p : 平均静圧, M : 局所マッハ数) マッハ数 M が求まると全圧 p_0 は

$$\frac{p_0}{p} = \left\{ 1 + \frac{\kappa - 1}{2} M^2 \right\}^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

で求められるのでこの全圧とノズル出口の平均全圧との差がすきまにおける圧力損失を与えることになる。圧力損失 Δp_{CL} を仕事量損失 Δh_{CL} に変換すると Δh_{CL} は次式で表わされる。

$$\Delta h_{CL} = \frac{\lambda_{CL}}{4g B_1 \sin \alpha_1} \frac{r_1 - r_2}{2} (c_1^2 + c_2^2)$$

(r_1, r_2 : 測定点の中心よりの距離, c_1, c_2 : 測定点における風速) …… 本式によってすきまにおける損失係数 λ_{CL} が求められる。また Δh_{CL} の H_{ad} に対する割合より ζ_{CL} も計算することができる。 λ_{CL} および ρ_{CL} の $P_r = 1.2$, $P_r = 1.45$ の場合の値を示したのが第 18 図である。 $P_r = 1.4$ の場合の損失係数 λ_{CL} は乱流領域での円管の摩擦係数にほぼ近い値を示し、だいたい $0.0380 \sim 0.040$ 程度の値であり、損失割合 ζ_{CL} はだいたい 2% と考えてよいようである。なお、すきま内の損失係数が求まると、それを用いて流れのそらせ角度は B. Eckert⁽⁹⁾ によれば近似的に次式で表わされる。

$$\tan \alpha_1'' = \frac{\lambda_{CL}}{4B_1} (r_1 - r_2) + \tan \alpha_1^{(9)}$$

(α_1 : ノズル出口流れ角度, α_1'' : 翼車入口流れ角度) この角度 α_1'' と周速 u_1 とから求めた翼車入口相対流

第 17 図

入角 β_1 と内部断熱効率 η_{iad} との関係を示したのが第 19 図であるが、これによると翼車に対しては真直に流入するよりも、回転方向とは逆方向に $10^\circ \sim 15^\circ$ 傾いて流入した場合のほうが効率はよくなる。

(d) 出口誘導翼について $P_r=1.40$ で出口において巻速度を持つ出口誘導翼においてヨーメータ計測を行なった結果を第 20～23 図に示す。第 20 図の

第 18 図

第 19 図

第 20 図

全圧、静圧の分布状態をみると、低回転ではボス部付近の全圧は上端壁付近の全圧に比較して非常に高いが、しだいに最適回転に近づくにつれてその差が小さくなってきて $M_{u1}^*=0.5660$ の場合には逆に上端壁の全圧のほうが多少高くなる。静圧は全圧ほど大きな変化はないが、低速でボス部付近が低い傾向はしだいに均一化されるとともに全体的に静圧値そのものが大きくなる。軸流速度分布は第 21 図に示すが全圧分布とほぼ同様な傾向で低速ではボス部付近が極端に早いが、しだいにならされてき $M_{u1}^*=0.5660$ では逆に上端

第 21 図

第 22 図

第 23 図

壁付近が早くなってくる。出口絶対速度流出角 α_2 の分布を第 22 図に示すが低速で回転とは逆方向に傾いていた流れがしだいに回転方向に傾いて行くのがわかる。ただし上端壁近くでは常に回転方向に傾き角度を持っている。出口相対速度 w_2 の流出角度 β_2 の分布を第 23 図に示すが、出口誘導翼高さの 70% 程度までは

第 24 図

第 25 図

第 26 図

設計角度と平行に $5 \sim 6^\circ$ のずれであるが、それより上端壁に向かっては設計値とのずれが増大する傾向にある。同様に $P_r=1.40$ で出口に巻速度を持たない誘導翼についての計測結果を第 24~27 図にそれぞれ示すが、圧力分布、軸流速度分布は前者と異なり高回転になっても多少ボス近くのほうが高い値を示すが出口絶対速度角 α_2 、相対速度角 β_2 とも高回転において、設計値と割合によく一致している。この 2 例の計測結果から言えることは、出口において軸流速度一定の設計を行なっている、部分負荷状態では流量がボス近くに集中してしまい、上端壁付近ではあまり流れない。がしかしこの不均一な状態もしだいに高回転になり、負荷がふえるに従って是正されて行き、最高効率点付近ではほぼ設計どおりの速度分布が得られることがよ

第 27 図

第 28 図

第 29 図

くわかる。同じ軸流速度一定の設計でも巻速度を与えたものと、そうでないものとは、後者のほうが流れ角度の一致がよいようであるが全体効率の上で両者には顕著な差は認められない。前述の第 20~23 図の例では全体効率、うず巻室、ノズル、すきまの損失割合および損失係数がわかっているのをこれをまとめてタービン内の損失分布の M_{u1}^* に対する関係を示したのが第 28 図である。これによると前記 3 損失(うず巻室、ノズル、すきま)が回転数に対して大きな変化を示さないのに対して、翼車内の損失が大幅に変化するのがよくわかる。さて翼車出入口の周速 u_1, u_2 , 絶対速度 c_1, c_2 , 相対速度 w_1, w_2 , 静圧 p_{2s}, p_{3s} , 温度 T_{2t}, T_{3t} などすべて測定されているので、これらの測定値から翼車出入口の断熱熱落差 Δi_{2-3} , 相対速度 w_1 の熱当量 $\Delta i_{w1} = \frac{w_1^2}{2gJ}$, 周速度の熱当量 $\Delta i_{u2-1} = \frac{1}{2gJ}(u_2^2 - u_1^2)$ とから損失なしの場合の出口相対速度 w_{2i} が求まる。

$$\Delta i_{w2i} = \Delta i_{2-3} + \Delta i_{w1} + \Delta i_{u2-1}$$

この理想速度 w_{2i} の熱当量と実測速度 w_2 の熱当量の比が翼車の損失係数 λ_I を表わすことになる $\lambda_I = \frac{\Delta i_{w2}}{\Delta i_{w2i}}$,

これをボスに近い測定点 a 点を標準点として $\frac{1-\lambda_I}{1-\lambda_{Ia}}$

の分布として表わしたのが第 29 図であり、流量分布を考慮して導流翼の平均損失係数 λ_{Im} の回転数による変化を示したのが第 30 図である。この図よりわかることは軸流速度分布と同様に、低回転においてはボス部近くに流量が集まり有効な仕事を行なって損失が少ないが上端壁に向かうにつれて翼車の効率が悪化し損失がふえてくる。しかし回転が増大するにつれて高さ方向の損失分布は上端壁付近を除けば様になり、均一に仕事をするのがよくわかるのである。また λ_I の平均値としては最高効率点付近では約 0.20 程度であり、これを速度係数として表わせば約 90 %程度の値になる。

第 30 図

5. むすび

以上の実験結果から $M_{u1}^* = 0.60$ 程度までのラジアルタービンの性能については次のようなことが言える。

1) ノズルすえ付角度を $\pm 10^\circ$ 程度変化させることにより、最高効率の減少 2 %程度におさえて流量の変化量 ± 30 %に対応することができる。

2) うず巻室は流れの摩擦を考慮して室内の速度が一樣になるように断面積を広げてやったほうが効率の増大を企てる上には有効である。

3) ノズルは直線キャンバの空力翼を用いて全断熱熱落差の 4 %程度、損失係数として 0.08 程度の値を与えることができる。

4) ノズルよりの流出角は幾何学的すえ付角度よりも $2 \sim 4^\circ$ 程度大きな値を示す。

5) ノズル出口と翼車との間のすきまの損失割合は全断熱熱落差に対し約 2 %程度で、損失係数の値は円管内の流れの摩擦損失係数とほぼ似通った値を示す。なお、すきまは狭めたほうが全体効率を増大させるには有効であるが多少騒音が増大する。

6) 出口軸流速度一定で設計した翼車は低回転では流量はボス部近くに集中し損失は上端壁近くで大きい。回転が増大するにつれて流量分布、損失分布とも断面に一樣に分布され、上端壁付近を除いては一樣に仕事をする傾向を持っている。なお損失係数としてはだいたい 0.20 程度の値を与えることができる。

以上の実験に対し終始御指導を受けた当社研究部長小泉磐夫氏と本実験に際して助力していただいた堀切和仁、竹内範治の両君に対して深く感謝の意を表します。

文 献

- (1) W.T. Nuell, *Trans. ASME*, **74** (1952-5), 499.
- (2) L.R. Wosika, *Trans. ASME*, **74** (1952-11), 1337.
- (3) P.F. Martinuzzi, *Trans. ASME*, **74**, (1952-7), 663.
- (4) 森, 機械学会論文集, **20**, 96 (昭 29-8), 552 および **21**, 109 (昭 30-9), 679.
- (5) 水町, 東京大学生産技研報告, **8**, 1 (昭 33), 68.
- (6) B. Eckert, *Axial Kompressoren und Radial Kompressoren* (1953), 363.
- (7) O.E. Balje, *Trans. ASME*, **74** (1952-5), 451.
- (8) 渡部, 安藤, 機械学会論文集, **25**, 149 (昭 34-1), 4.
- (9) (6) の 338 ページ.

訂正 第 17, 18 図中の ρ_N, ρ_{CL} は ζ_N, ζ_{CL} と訂正致します。

討

〔質問〕 (1) タービン特性式のところでは臨界音速をとっていますが、タービン入口状態を基準としたふつうの音速ではいけないのか。流れにおいては圧力比、温度比、密度比などはマッハ数だけの関数として表わされることが知られているから、ふつうの音速によるマッハ数でも同様の結論に達すると思うが。

(2) ノズルと翼車のすきまを変える実験(第6, 7図)では、ノズル出口の速度と方向は違うと思うが、この点の説明が不足していてよくわからない。

(3) 1261ページの上から16行め以下に「 Δh はタービン入口における全圧、温度とノズル入口において行なったヨーメータトラバースによる全圧平均値、温度より求めた」とあるが、これは納得できない。損失がある流れでは、全圧力は低下するが、全温度には変化がないと思う(エネルギーの付加がない場合)。

(4) 第19図で η_{iad} が最大になるのは回転方向とは逆方向に $10\sim 15^\circ$ 傾いて翼車に流入した場合になっているが、これはおもしろい結果と思う。私のほうで行なった実験(問1)では全断熱効率で行なったが、回転方向に同じくらいの角度ねているが、これは全断熱効率をとったためかとも考えている。

(渡部一郎)

〔回答〕 (1) 質問のとおりタービン入口状態を基準としたふつうの音速で表わしてもほとんど同様の結論をうることができる。ただノズル出口で音速に達するタービンを取扱う際の便宜を考えて臨界音速をとったわけである。

(2) 一例としてあげるとエクスデューサ出口において巻速度を与えた翼車において膨張比 $P_r=1.4$, 9000 rpm の場合は付表1のようになる。

(3) 表現が悪かったので「ヨーメータトラバースによる全圧平均値速度より求めた」というべきであ

(問1) 渡部, 安藤, 機械学会論文集, 25, 149 (昭34-1), 4.

論

付表1

	$e=30\text{ mm}$	$e=15\text{ mm}$
α_1	$28^\circ 15'$	$27^\circ 53'$
G kg/s	3.053	3.000
ζ_V %	2.4	2.1
ζ_N %	4.3	4.1
ζ_{CL} %	1.9	1.4
ζ_{Imp} %	6.2	6.3
η_{iad} %	85.2	86.1

る。損失割合はトラバースによって求めた全圧、静圧の平均値より求めた速度と、タービン入口における全圧とノズル入口において測定した静圧とより求めた速度(理想速度)の比の二乗の形で求めている。

(4) 第19図のように回転方向とは逆方向に傾いている。この点についてはさらに高膨張比の場合について確かめたいと思う。

〔質問〕 (1) 記号の説明にあった α_1' : ノズルスえ付角(幾何学的)はどのような角度であるか。

(2) ノズル出口流出角 α_1 を流量からチェックした場合の精度はどうであるか。(水町長生)

〔回答〕 (1) 本実験に使用したノズルは第15図に示すような直線キャンバを持った空力翼であって、すえ付角 α_1' はキャンバとノズル後縁における同心円上の接線とのなす角度である(付図1)。

(2) 設計点すなわち8500~9000 rpm において2%, それ以下の分力においては4%程度の誤差がある(流量に対して)。

付図1

アスベスト繊維の需要増加

アスベスト繊維に対する需要が昨年はアメリカを除き世界中で以前のレベルにもどった。

推定世界生産高は2380000ショートトンで前年より微増、見掛けの消費高は733800ショートトンでわずかの減少だった。

1960年におけるカナダ内の同繊維出荷高は1119240トンで前年は1050703トンだった。なお同年中の輸出額は1000万ドルだった。

同繊維の新用途で最も可能性の高いのは建築材料および宇宙ロケット材料の補強用である。また自動車産業およびプラスチック産業からの需要も期待される。

このほかアスファルト道路建設に短繊維アスベストを利用することも考えられ、すでにアメリカとカナダの箇所アスベスト繊維を少量混入したアスファルトを、試験的に道路建設に使用している。しかしその優秀であるか否かが明らかになるまでには長い期間を要するだろう。

本年のアスベスト業界の見通しは明るい。しかし連年約100万トン生産され、カナダの輸出品よりも安い値段で西欧市場に出まわっているため、これとの競争になる。[Mining J., 256, 6550 (1961), 251]

(日本科学技術情報センター提供)