軸流タービン用羽根なしノズルの研究*
(第1報, 理論解析)水 町 長 生^{*1}, 浦 川 卓 朗^{*1}A Study of a Vaneless Nozzle for an Axial Turbine
(1st Report, Theoretical Analysis)

Nagao MIZUMACHI and Takuro URAKAWA

The present study deals with the theoretical analysis required for the design of a vaneless nozzle for an axial turbine. This vaneless nozzle has a turbine scroll in a vertical position to the turbine rotor axis. The working fluid flows from the inlet to the scroll perpendicular to the rotor axis, thus resulting in having an angular momentum to the axis. The flow from the scroll expands in an inducer section, making a swirl flow under the condition of constant angular momentum. Then the flow is turned to the direction of the turbine axis and goes to the turbine blades. The paper makes clear the existence of the flow which is satisfied with the condition that the outlet angle is constant and the circulation is constant respectively in the direction of the radius at the outlet of the vaneless nozzle.

Key Words: Gas Turbine, Exhaust Gas Turbine, Axial-flow Turbine, Nozzle, Vaneless Nozzle, Turbocharger

1. 緒 言

従来の軸流タービンでは、作動流体は軸方向に流入されノズル羽根によって膨張し旋回流を得ている。特に、ガスタービンではノズル羽根が燃焼ガスによって腐食され、高級耐熱材料を使用し、また羽根の冷却等も行われる。本研究はこれらの欠点を除くために、ノズル羽根を使用しないで作動流体を膨張させ、高速旋回流を得るものである。そのために回転軸に直角にタービンスクロールを設ける。そしてスクロール入口から回転軸に垂直に作動流体を流入させることにより回転軸回りの角運動量を与える。この角運動量を用いて回転羽根の前方で損失の少ない膨張旋回流を得る。この方法により、ガスタービンおよび排気ガスタービンの寿命を伸ばし、稼働率を高め、コストの低減に寄与することができる。

本報においては、この方法により回転羽根の前方において、従来の軸流タービンで多く用いられる流出角が半径方向に一定な流れ、および循環が一定な流れが得られることを理論的に明らかにした。また、それら

の流れが成立するための条件を求めるとともに、タービンスクロールおよびノズル部の形状、運転状態によって、ノズル部の流れがどのように変わるかを明らかにした。

記 号

A_0 : スクロール入口断面積

c : 流速

g : 重力加速度

k : 断熱指数

M_0 : スクロール入口マッハ数

n : ポリトロップ指数

p : 圧力

R : ガス定数

r : 回転軸からの半径方向距離

r_{1m} : ノズル平行部平均半径 $= \sqrt{(r_{1r}^2 + r_{1t}^2)}/2$

r_{1r} : ノズル平行部内壁半径

r_{1t} : ノズル平行部外壁半径

T : 絶対温度

z : 回転軸方向

α : ノズル流出角

γ : 比重量

* 昭和63年3月14日 東海支部第37期総会講演会において講演, 原稿受付 昭和62年7月11日。

^{*1} 正員, 千葉工業大学 (〒275 習志野市津田沼2-17-1)。

η : ポリトロップ効率

ρ : 密度

ϕ : 速度係数

添 字

0: タービンスクロール入口

1: ノズル平行部

1m: ノズル平行部平均半径

2. 理論解析

2.1 設定条件 図1に示すようなタービン回転軸に直角に設けられたタービンスクロールによって、回転軸からの距離 r_0 のスクロール入口から回転軸に垂直に円周方向へ作動流体を流入させ、流体に角運動量を与える。作動流体はタービンスクロールから、ノズル誘導路に円周方向より流入し、誘導路内において膨張し高速旋回流となり、さらに流れは回転軸方向に曲げられる。そして回転羽根の設置場所にあたるノズル平行部において流出角 α をもって流出する。

このような場合について、ノズル平行部の流れの状況を明らかにし、タービンスクロールおよびノズルの幾何学的形状、スクロール入口の流れの条件等が、ノズル平行部の各半径位置における膨張比、流出角、速度係数等に及ぼす影響を解析的に求める。解析にあたり次のような仮定を行う。

(1) タービンスクロール入口で流れは一様である。

(2) ノズル平行部において半径方向 (r_1 方向) の速度成分がない流れを考える。

(3) 系外に対して断熱である。

(4) 流れはポリトロップ変化を行い、ポリトロップ効率 η は半径方向に一定とする。

2.2 基礎方程式 図2に示すようなノズル平行部の流れの状況を明らかにするために、次のような基礎方程式を誘導する。

図1 軸流タービン用羽根なしノズル

タービンスクロール入口とノズル平行部の間で次の連続の式が成立する。

$$A_0 c_0 \gamma_0 = 2\pi \int_{r_{ir}}^{r_{it}} \gamma_1 r_1 c_1 \sin \alpha dr_1 \quad \dots\dots\dots (1)$$

仮定(2)より、半径方向には旋回流による遠心力と圧力こう配が釣合うのでノズル平行部において

$$\frac{1}{\rho_1} \frac{dp_1}{dr_1} = \frac{(c_1 \cos \alpha)^2}{r_1} \quad \dots\dots\dots (2)$$

を得る。

また、仮定(3)より任意の半径 r_1 の流線上におけるエネルギー式

$$\frac{c_1}{g} dc_1 = -\frac{k}{k-1} R dT_1 \quad \dots\dots\dots (3)$$

と、状態変化の式

$$\frac{dp_1}{\gamma_1} = \frac{n}{n-1} R dT_1 \quad \dots\dots\dots (4)$$

より

$$\frac{dp_1}{\rho_1} = -\frac{1}{\eta} c_1 dc_1 \quad \dots\dots\dots (5)$$

を得る。ただし、 η はポリトロップ効率で

$$\eta = \frac{k(n-1)}{n(k-1)} \quad \dots\dots\dots (6)$$

で定義される。

以上の基礎方程式(1), (2), (5)を用いて、ノズル平行部における速度分布、膨張比、速度係数、およびノズル流出角の式を求める。

2.3 速度・圧力についての式の誘導

2.3.1 速度分布 式(2), (5)より次式を得る。

$$\frac{dc_1}{c_1} = -\eta \cos^2 \alpha \frac{dr_1}{r_1} \quad \dots\dots\dots (7)$$

ノズル平行部平均半径 r_{1m} における流速が c_{1m} で与えられる時、上式を r_{1m} から r_1 まで積分して

$$c_1^* = \frac{c_1}{c_0} = c_{1m}^* \exp\left(-\eta \int_{r_{1m}}^{r_1} \frac{\cos^2 \alpha}{r_1^*} dr_1^*\right) \quad \dots\dots (8)$$

を得る。ただし、 $c_{1m}^* = c_{1m}/c_0$ 、 $r_1^* = r_1/r_{1m}$ である。ここで、ノズル平行部平均半径 r_{1m} を通る流線について、タービンスクロール入口とノズル平行部の間のエネルギー式より

図2 ノズル平行部の流れ

$$c_{1m}^* = \sqrt{\frac{2}{M_0^2(k-1)}(1-p_{1m}^{*(n-1)/n})+1} \dots\dots\dots (9)$$

が得られる, ここで, $p_{1m}^* = p_{1m}/p_0$, また M_0 はタービンスクロール入口マッハ数で $M_0 = c_0/\sqrt{kgRT_0}$ で定義される。

2.3.2 膨張比 式(5)に状態変化の式を代入して, タービンスクロール入口からノズル平行部まで積分することにより, 膨張比 $1/p_1^*$ について次式を得る。

$$\frac{1}{p_1^*} = \frac{p_0}{p_1} = \left\{1 - \frac{1}{2}M_0^2(k-1)(c_1^{*2}-1)\right\}^{-n/(n-1)} \dots\dots\dots (10)$$

2.3.3 速度係数 c_1 を等エントロピー変化の時のノズル平行部速度とすると, 速度係数 ϕ は次式で定義される。

$$\phi = \frac{c_1^*}{c_{1c}^*} \dots\dots\dots (11)$$

ここで, c_{1c}^* はタービンスクロール入口とノズル平行部の間におけるエネルギー式より

$$\frac{c_{1c}^*}{c_0} = \sqrt{\frac{2}{M_0^2(k-1)}(1-p_{1c}^{*(k-1)/k})+1} \dots\dots\dots (12)$$

となる。

2.4 解析 軸流タービンでは, タービン回転羽根前方の流れとして, ノズル流出角が半径方向に一定な流れの場合と循環一定な流れの場合が多く用いられる。本研究においても, 回転羽根の設置場所にあたるノズル平行部において, この二種の流れをとる場合についてそれぞれ解析を行う。

2.4.1 ノズル流出角一定の流れの場合 ノズル流出角 α が半径方向に一定の場合, 式(8)より速度分布 c_1^* は

$$c_1^* = c_{1m}^* r_1^{*-n \cos^2 \alpha} \dots\dots\dots (13)$$

となる。このとき流出角 α は式(1)より

$$\alpha = \sin^{-1} \left[1/2\varepsilon \int_{r_{1r}^*}^{r_{1t}^*} \frac{\gamma_1}{\gamma_0} c_1^* r_1^* dr_1^* \right] \dots\dots\dots (14)$$

となる。ここで, $\varepsilon = \pi r_{1m}^2/A_0$, $r_{1t}^* = r_{1t}/r_{1m}$, $r_{1r}^* = r_{1r}/r_{1m}$ である。 γ_1/γ_0 はタービンスクロール入口とノズル平行部の間のエネルギー式と状態変化の式より次式となる。

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_0} = \left\{1 - \frac{1}{2}M_0^2(k-1)(c_1^{*2}-1)\right\}^{1/(n-1)} \dots\dots\dots (15)$$

以上の結果, ノズル流出角 α が半径方向に一定の流れの場合には, 形状パラメータとして ε , r_{1t}^* , r_{1r}^* , タービンスクロール入口の流れの状態パラメータとして M_0 , ノズル平行部平均半径における膨張比 $1/p_{1m}^*$, ポリトロップ効率 η を与えることにより式(9), (13), (15), (14), (10), (11), (12)を用いて諸量を求めることができる。計算の手順については図3に計算フロー

チャートとして示す。

2.4.2 循環一定の流れの場合 ノズル平行部で流れが循環一定であるとする, この時ノズル平行部の任意の z の位置で流れは次の条件を満たさねばならない。

$$\left. \begin{aligned} c_{1a} &= c_{1am} = \text{const} \\ r_1 c_{1u} &= r_{1m} c_{1um} = \text{const} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (16)$$

ただし, $c_{1a} = c_1 \sin \alpha$, $c_{1u} = c_1 \cos \alpha$ で, 添字 m はノズル平行部平均半径の位置を示す。この時, 図2と式(7)より

$$c_{1u} dc_{1u} + c_{1a} dc_{1a} = -\eta c_{1u}^2 \frac{dr_1}{r_1} \dots\dots\dots (17)$$

となり, 上式を r_{1m} から r_1 まで積分し, 式(16)を代入すると, ノズル流出角 α について次式を得る。

$$\alpha = \tan^{-1} [\sqrt{r_1^{*2} \tan^2 \alpha_m + (1-\eta)(r_1^{*2}-1)}] \dots\dots\dots (18)$$

ここで, α_m はノズル平行部平均半径における流出角で, 式(1)および式(16)より次式で求まる。

$$\alpha_m = \tan^{-1} \left[1/\sqrt{\left(2\varepsilon c_{1m}^* \int_{r_{1r}^*}^{r_{1t}^*} \frac{\gamma_1}{\gamma_0} r_1^* dr_1^*\right)^2 - 1} \right] \dots\dots\dots (19)$$

以上の結果, ノズル平行部で循環一定の流れの場合

図3 流出角一定の場合の計算フローチャート

には、図3で示した流出角一定の流れの場合の計算フローチャートと同様にパラメータを与え、 c_{1m}^* を計算する。次に α_m の推測値を与え、式(18)を用い α を計算し、さらに流出角一定の場合と同様に式(8)で c_1^* を、式(15)で r_1/r_0 を求める。それらの値を用いて式(19)により α_m を計算し、 α_m について収束の評価を行う。収束していない時は再び式(18)を用いて α の計算から繰返す。 $1/p_1^*$, ϕ については図3と同様に行う。

3. 計算結果および考察

数値計算においては、軸流タービン用羽根なしノズルの空気による実験に用いる模型ノズルを上述の理論に基づき設計することを前提として行った。そのために計算に用いるノズル形状パラメータとして3種を選び、表1に示すように定めた。この3種のノズルについて状態パラメータとして、タービンスクロール入口マッハ数 $M_0=0.1\sim0.3$ 、ノズル平行部平均半径 r_{1m} における膨張比 $1/p_{1m}^*=1.1\sim1.3$ 、ポリトロブ効率 $\eta=0.8\sim1.0$ の範囲で計算を行った。なお、断熱指数 k は空気として $k=1.4$ とした。

3.1 ノズル流出角一定の流れの場合 ノズル流出角 α が半径方向に一定の場合の結果として、ノズル①について $M_0=0.2$, $1/p_{1m}^*=1.2$ の場合を一例として図4に示す。同図は、一点鎖線の範囲で示したノズル平行部の内壁・外壁間での速度分布 c_1^* , 膨張比 $1/p_1^*$, 速度係数 ϕ の変化を各ポリトロブ効率ごとに示し

ている。図5は同じくノズル①について、 $1/p_{1m}^*=1.2$ の時に M_0 を変化させた場合におけるノズル平行部平均半径 r_{1m} での各諸量の変化を示す。ポリトロブ効率 η はタービンスクロール内の流れ、およびスクロールよりノズル平行部に至るノズル誘導路の形状等により定まる流れの状況によって決まる。また半径方向の各位置においても η は異なると考えられるが、その大小による流れの変化の傾向を見るために η は一定として計算した。計算結果によると、 η が小さくなるに従い速度係数が内壁側で小さくなっている。設計にあたっては、特にノズル誘導路内壁側でポリトロブ効率が悪くならないような形状を考慮しなければならないことがわかる。

3.2 循環一定の流れの場合 ノズル平行部において流れが循環一定の場合について、流出角一定の場合と同様のパラメータにおける結果を図6に示す。また、ノズル平行部平均半径における諸量の変化についても同様に図7に示す。パラメータの変化に対する各諸量の分布状態は、流出角一定の流れの場合と同じ傾向を示し、形状および状態パラメータを一致させれば

表1 計算に用いたノズル形状パラメータ

	ε	r_{it}^*	r_{ir}^*	$\pi(r_{it}^2 - r_{ir}^2)/A_0$
Nozzle ①	2.45	1.11	0.88	1.12
②	2.63	1.13	0.85	1.46
③	2.75	1.15	0.83	1.74

図4 流出角一定の場合の計算結果

図5 流出角一定の場合の平均半径での値

速度分布, 膨張比, 速度係数もほぼ同じ値をとる。全体として流出角 α はポリトロープ効率 η によるよりも, 入口マッハ数 M_0 , すなわちタービンスクロール入口の流れの状態により大きく影響される。それに比べて速度係数 ϕ はポリトロープ効率 η により定まるのでノズル誘導路の形状によって大きく影響される。

3・3 流出角一定および循環一定の流れが存在するための条件 図7において, $\eta=0.8$ における結果が示されていないのは, このパラメータの値で解が得られなかったためである。すなわち, この場合には循環一定の流れが存在しないということが言える。このように各パラメータに対して, ノズル平行部で半径方向に流出角が一定または循環一定の流れのそれぞれの場合について, その流れが存在するパラメータの範囲を求めた。その結果の一例を, ノズル③について図8に示す。同図は $M_0=0.1, 0.2, 0.3$ のそれぞれの場合に, $1/P_m^*$ の変化に対し循環一定の流れが存在する η の範囲を示したもので, 斜線側がその流れの存在する範囲である。図5, 図7および各ノズル形状についての流出角を示した図9, 図10より, 流出角に対しては膨張比よりもスクロール入口マッハ数が大きな影響を与えることがわかる。すなわち, 流出角は表1に示した流路面積比 $\pi(r_{ti}^2 - r_{tr}^2)/A_0$ とマッハ数 M_0 により大きく影響を受けている。平行部流路面積が小さい時には, M_0 が大きくなると, すなわち流量が増大すると, それだけの流量を流すために軸方向速度成分の割合が周方向速

度成分に比べて大きくなる。したがって流出角 α が大きくなることになる。逆に, 図8に示したノズル③のように平行部流路面積が大きくなると, 流量が小さい時, すなわち M_0 が小さいと, それだけ軸方向速度成分の割合が小さく, 流出角 α が小さくなることになる。以上のことから, 平行部流路面積と流量すなわちスクロール入口マッハ数の大小が, 流出角一定または循環一定な流れが存在するための条件に大きく影響を

図7 循環一定の場合の平均半径での値

図6 循環一定の場合の計算結果

図8 循環一定の流れの存在する範囲

図 9 流出角一定の場合の流出角

図 10 循環一定の場合の流出角

与えることがわかる。

4. 結 言

本研究では、ノズル羽根を使用せず、タービン回転軸に直角にタービンスクロールを設け、スクロール入口から回転軸に垂直に作動流体を流入させることにより、回転軸回りの角運動量を与え、この角運動量を用いて回転羽根の前方で膨張旋回流を得る軸流タービン用の羽根なしノズルを考案し、その設計のための理論的解析を行った。

その結果、半径方向にノズル流出角が一定の流れ、および循環一定の流れを得ることができることを理論

的に明らかにした。さらに、それらのそれぞれの流れの場合について、タービンスクロールおよびノズルの幾何学的形状パラメータ、またスクロール入口、ノズル内、ノズル出口等の流れの状態パラメータがノズル出口の各半径位置における膨張比、速度係数、流出角等に及ぼす影響を解析的に求める方法を明らかにした。また、これらの流れが存在するための流れの条件を求めることができた。

引続き本報の理論に基づき設計された実験用の模型ノズルを製作し、空気実験を行い、理論計算の妥当性の確認を行う予定である。

討 論

〔質問〕 井上 雅 弘・古川 雅 人

〔九州大学工学部〕

(1) 羽根なしスクロールノズルにより半径方向に任意の角運動量分布を実現するには、スクロール入口から出口までの各流線に所要の角運動量（案内羽根の翼力に相当）を与えるために、軸方向に巻き角の異なる三次元形状のスクロールが必要になると思うが、その形状の与え方についてご教示願いたい。

(2) 質問者らの斜流タービン用スクロールノズルの実験によれば、ノズル出口では流路中央部に一部自

由渦（循環一定流れ）の領域があるものの、壁面近くのかなり広い領域に二次流れの影響が及んでいる。角運動量分布を任意に与える三次元スクロールでは二次流れの影響は流路全体に及ぶことが予想され、スクロール形状の設計はさらに困難になると思うが、その点についてご意見をお聞かせ願いたい。

〔回答〕 (1) 本論文ではタービンスクロール内の流れ、およびスクロールよりノズル平行部に至るノズル誘導路の形状などによって定まる流れの状況をポリトロップ効率によりパラメータとして与え解析を行

った。したがって、スクロール形状が直接流れに及ぼす影響については今後の検討事項としている。なお、スクロールおよびノズル誘導路の形状などのポリトロープ効率に及ぼす影響、またそのときのノズル平行部の流れの状況については次報で報告する予定である。

(2) 著者らの羽根なしノズルの空気を用いた実験では、動翼を設置しない状態で平均半径より外壁側で循環一定の流れの領域が確認されている。内壁側では摩擦損失による速度係数の低下が観察され、これはスクロールよりもノズル誘導路の形状による影響が大きいと考えている。スクロールおよびノズル誘導路の形状の平行部の流れに及ぼす影響については(1)で述べたように次報で報告の予定である。

〔質問〕 青木素直

〔三菱重工(株)高砂研究所〕

(1) スクロール入口には大きな全温分布が存在する。これが、流出角分布に与える影響はどの程度か。

(2) 貴解析では、ノズル平行部で半径方向の速度成分がないと仮定されている。しかし、実際のタービンでは流路形状の広がり、動翼の存在によりこの仮定は成立しにくいと思われる。この点についてご見解をいただきたい。

(3) ノズル流出角はタービン流量特性および動翼との流れのマッチングの点から高精度の予測が必要とされる。貴論文で提案されている羽根なしノズルは(1)、(2)の影響の把握さらに、ノズル上流部(ノズルインデューサ)の精度良い設計が必要であり、設計精

度の点で克服しなければならぬ問題が多いと考えられる。この点についてのご見解をいただきたい。

〔回答〕 (1) 本論文では、スクロール入口では仮定(1)に記するように流れは一樣であり、流体温度も入口断面で一定で全温度の分布はないとしている。入口の流れの状況はスクロール入口マッハ数で与え、その流出角に及ぼす影響は本文の3・3節および図9、10に示した。

(2) 本論文は半径方向の速度成分がないときに、半径方向にノズル流出角が一定および循環一定の流れが存在することを理論的に明らかにしたものである。実際の流れにおいて、いかに半径方向の速度成分をなくすることができるかについては、スクロールおよびノズル誘導路の形状、動翼の設計などを考慮して実験用モデルで検討中であり次報で報告の予定である。

(3) 本解析では、タービンスクロール内の流れ、およびスクロールよりノズル平行部に至るノズル誘導路の形状などによって定まる流れの状況をポリトロープ効率によりパラメータとして与え、その結果、ポリトロープ効率のノズル流出角に及ぼす影響について図4、6に示した。したがってスクロールおよびノズル誘導路の形状の流れに及ぼす直接の影響については今後の検討事項としている。なお、スクロールおよびノズル誘導路の形状のポリトロープ効率に及ぼす影響、そのときのノズル平行部の流れの状況、また流線にそって半径方向にポリトロープ効率に分布を与えた場合の解析についても次報で報告の予定である。