

ラジアルタービン可変ノズル下流における流れ場

Study on Flow Fields in Variable Area Nozzles for Radial Turbines

玉 木 秀 明 技術開発本部総合開発センター回転流体機械開発部 部長 博士（工学） 技術士（機械部門）
海 野 大 技術開発本部総合開発センター回転流体機械開発部
岩 上 玲 機械事業本部車両過給機事業部開発部 主査
石 井 慎之介 芝浦工業大学大学院 現 富士重工業株式会社

VGS（可変容量）過給機で使用される可変ノズルの内部流れを調べた。ノズルの可動範囲を十分に包括できるようにノズル設定角を決め、最小開度（最大設定角）と最大開度（最小設定角）における CFD および流れ計測を行った。特に、タービン性能に重要なノズル下流における流れ角、全圧分布を中心に調べた。最小開度の時、ノズル下流はノズルの翼端すき間（クリアランス）を通過する流れが支配的な流れ場となる。一方、最大開度の場合、ノズル後流が支配的な流れとなることが明らかになった。

The flow fields behind the variable area nozzle for radial turbines were measured with the 3-hole yaw probe and calculated with CFD. Two nozzle throat-areas were investigated, the smallest and the largest openings for the variable nozzle. Test results agreed with the calculated results qualitatively. The leakage flow through the tip clearance of the nozzle vane significantly affected the flow field downstream of the nozzle vane with the smallest opening. However, the effect of leakage flow on the flow field downstream of the nozzle vane was very weak with the largest opening, so significantly different flow fields were observed.

1. 緒 言

過給機はエンジンの排気エネルギーを利用して圧縮空気をエンジンへ供給する機械である。排気エネルギーでタービンを高速回転させ、その回転力で圧縮機を駆動することによって空気を圧縮し、エンジン内に送り込む。エンジンへの供給空気量が増加するため、それに応じて燃料を増やすことができエンジンの出力増加ができる。またディーゼルエンジンにおいては、空燃比のアップによって燃焼状態が改善されることから排気ガス中のスモークを大幅に低減でき、かつ燃料消費率も低減される。このため、近年では過給機の装着が必須となっている。特に可変ノズル機構を備えた過給機はエンジン回転数の変化に応じてノズルスロートを変化させることができ、異なる作動点に対して最適なタービン出力を実現できる。

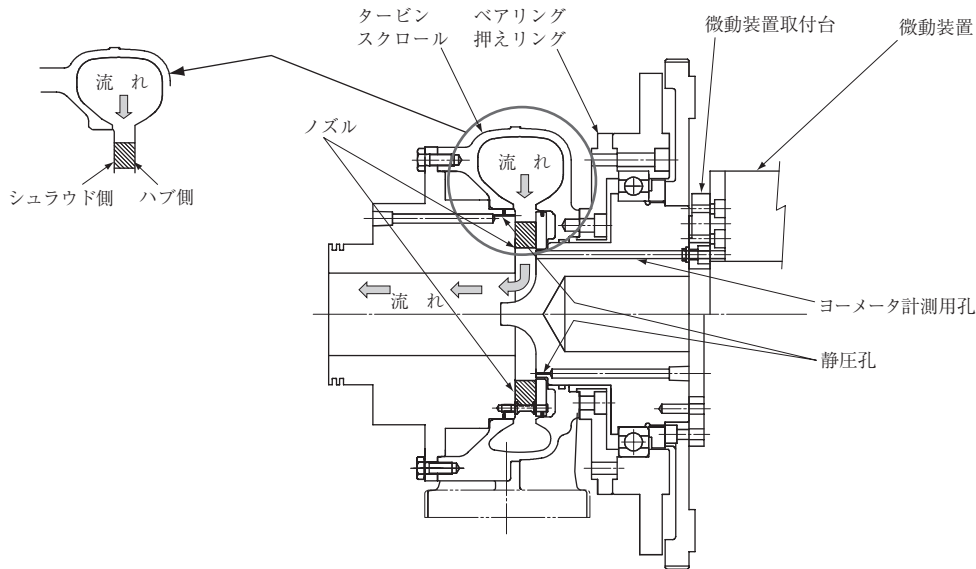
ラジアルタービンの可変ノズルに関する設計法、性能予測法については、さまざまな研究がなされている。Meitnerらは可変ノズルの性能予測法を提案しているが実験による検証は行われていない⁽¹⁾。多くの研究はタービン全体性能を基にしており、詳細な内部流れの計測、解析結果を含むものは少ない^{(2)~(4)}。また、速水ら⁽⁵⁾、Senooら⁽⁶⁾、Hyunら⁽⁷⁾は、ノズル取付角およびクリア

ランスをパラメータとし、ノズル出口のフローパターンを詳細に計測している。しかし、現在、使用されているノズルの作動範囲（可動角度）は大きいため、より広い範囲でノズル出口のフローパターンを理解しておく必要がある。

そこで本研究では、可変ノズルの使用範囲を十分に包括できるようにノズル設定角を決め、閉じ側（スロート面積：小、取付角は半径方向から測って：大、以下、開度小）と開き側（スロート面積：大、取付角：小、以下、開度大）の流れ解析および流れ計測を行った。特に、タービンインペラの性能に大きな影響を及ぼすノズル下流断面での全圧、流れ角分布を中心に調べた。

2. 実験装置および実験・計算方法

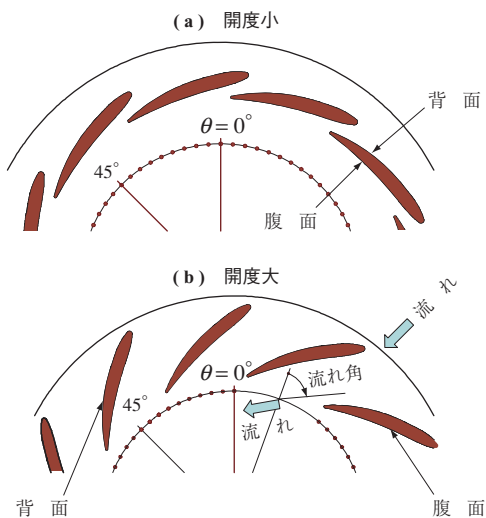
第1図に実験装置の断面を示す。タービンスクロールを通過した流れは旋回が与えられノズルに流入する。スクロール出口流れ角は 67.5 度で設計されている。ノズルを出た流れは軸方向へ転向され大気へ放出される。ノズル下流部の流れを 3 孔ヨーメータを用いて計測した。計測位置は、タービンインペラ入口からインペラ半径の 0.5% 下流に位置する。ヨーメータは微動装置によって、ノズル周方向に移動させることができる。計測はスパン方向（ハ



第1図 実験装置断面
Fig. 1 Test rig

ブーシュラウド間、ノズル高さ方向)に7~9点、周方向には2度おきに30点を計測した。ノズル翼列の形状を第2図に、代表寸法を第1表に示す。スロート幅は開度を1.0とした時の相対値で、ノズル出口径、計測位置は、ノズル回転中心の径に対する比で示した。実験ではタービ

ンインペラの替わりに静止流路を用いているため、ノズルの試験条件をタービンの作動点と対応付けるのは困難である。しかし、ノズルの内部流れを理解するうえで、ノズルの試験条件の影響は小さいと考えた。第2表に試験条件および計算点を示す。クリアランスの影響をみるためノズルのシュラウド側にクリアランスの有るものと無いものを用いた。本研究ではクリアランスの影響を明確にするため、クリアランスの値を通常の変ノズルの2.5倍とした。本稿では、ノズル背面、腹面を第2図のように定義している。



第2図 供試ノズル形状
Fig. 2 Tested nozzles

第1表 ノズル寸法
Table 1 Nozzle main dimensions

項目	入口角度 (度)	出口角度 (度)	ノズル翼高さ (mm)	ノズルクリアランス (mm)	スロート幅 (-)	ノズル後縁位置 (-)	計測位置 (-)
開度小	72.0	85.0	12.75	0.75	0.27	0.94	0.71
			13.50	0.0			
開度大	51.0	65.0	12.75	0.75	1.0	0.79	
			13.50	0.0			

計算格子を第3図に示す。計算はクリアランスが有る形状について行った。翼部分にはH-H型の構造格子をスパン方向へ69点(内クリアランス内に20点)、周方向へ57点、流れ方向に69点(全体で233点)を配置した。計算には当社開発のコードを使用した。対流項にはChakravarthy-OsherのTVDスキームを、乱流モデルにはSpalart-Allmarasモデルを用いている。境界条件として入口境界で全圧、全温、流れ角を固定した。全温は実験値、流れ角はスクロール出口流れ角(設計値)を用いた。出口境界では静圧を大気圧に固定し、周方向境界では周期境界条件を用いた。入口全圧は、ノズル前後の静圧比が実験値とほぼ等しくなるように調整した。

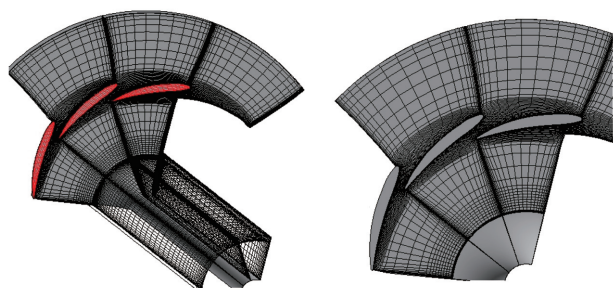
3. 実験および計算結果

第4図、第5図にノズル開度小とノズル開度大の計算結果を、第6図に油膜法による流れの可視化結果を示す。

第2表 試験条件および計算点
Table 2 Test conditions and CFD results

項目	ノズル 翼高さ (mm)	クリアランス (mm)	試験条件		CFD結果	
			$G\sqrt{T_0}/P_0$	P_{LE}/P_{TE}	$G\sqrt{T_0}/P_0$	P_{LE}/P_{TE}
			$\text{kg}\sqrt{\text{KPa}}\text{s}^{-1}\times 10^{-4}$	(-)	$\text{kg}\sqrt{\text{KPa}}\text{s}^{-1}\times 10^{-4}$	(-)
開度小	12.75	0.75	1.79	1.30	1.77	1.30
	13.50	0.0	1.28	1.30	1.33	1.32
開度大	12.75	0.75	4.12	1.07	4.20	1.06
	13.50	0.0	4.31	1.07	4.22	1.05

(注) G : 流量 (kg/s) P_{LE} : ノズル入口静圧
 T_0 : 入口全温 (K) P_{TE} : ノズル出口静圧
 P_0 : 入口全圧 (Pa)

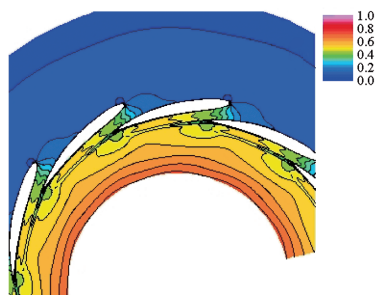


第3図 計算格子
Fig. 3 Computational grid

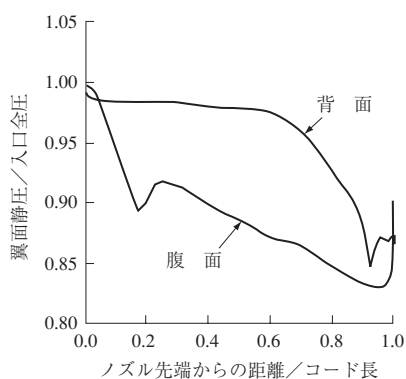
マッハ数分布はミッドスパン部のものである。また、翼面静圧分布はミッドスパンの値を示し、スクロール入口全圧で無次元化されている。

開度小の場合（第4図），流れはノズルに対して負のインシデンスをもって流入し，ノズル背面側圧力が腹面側より高くなる。ノズル背面と腹面のオーバーラップ部で矩形に近い流路が形成されるが，開度小の場合，この流路が短い。このため，ノズル全域にわたりノズル背面側の流速

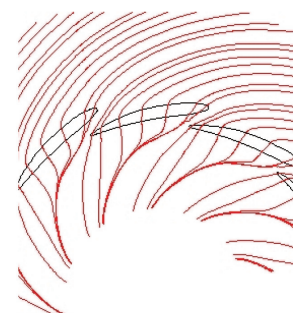
(a) マッハ数分布



(b) 翼面静圧

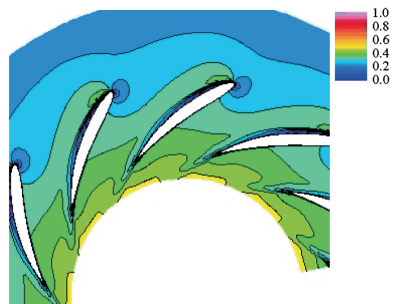


(c) クリアランスを通過する流線

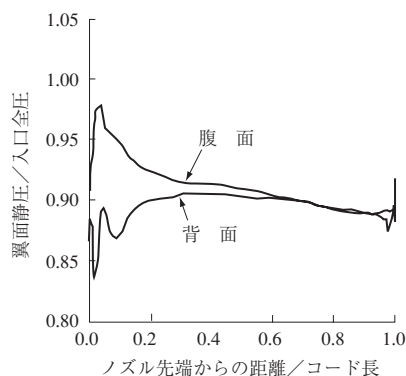


第4図 計算結果（開度小）
Fig. 4 Calculated result (Smallest opening)

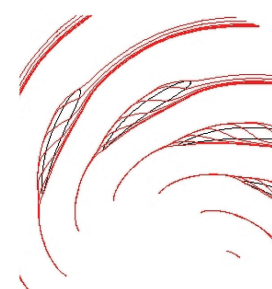
(a) マッハ数分布



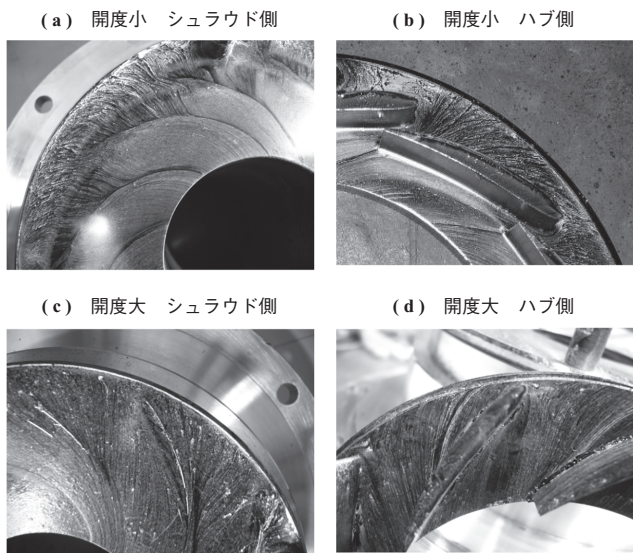
(b) 翼面静圧



(c) クリアランスを通過する流線



第5図 計算結果（開度大）
Fig. 5 Calculated result (Largest opening)



第 6 図 油膜法による可視化結果
Fig. 6 Results of oil flow visualization

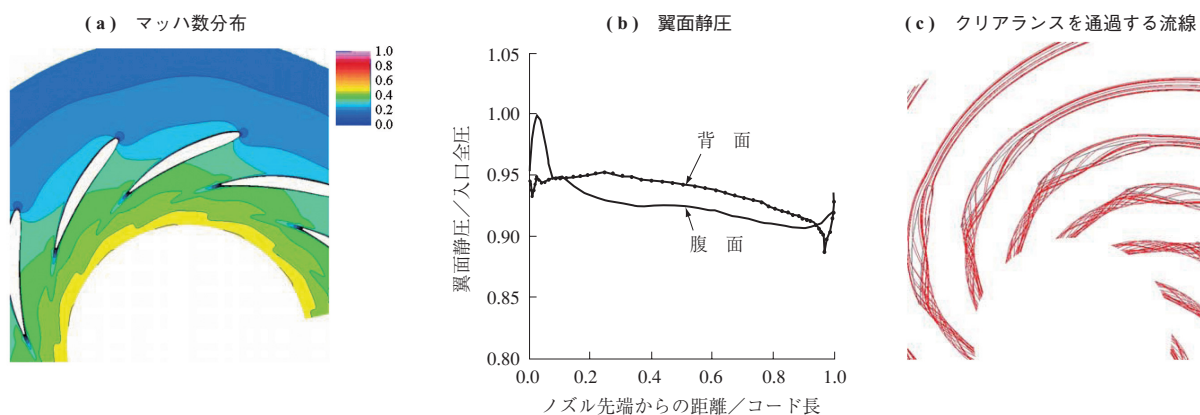
は遅く、背面側の圧力は腹面側より高くなる。この圧力差によって、クリアランス部の流れは背面から腹面に向かう。この流れはノズル外周から中心に向かって生じている圧力勾配によって、先端流れ渦を形成しながら流路内に広がる。可視化結果から、クリアランスのあるシュラウド壁面側で背面から腹面へ噴出した翼端すき間流れが主流中で巻き上がり、先端流れ渦へ収束していることが確認できる。一方、クリアランスの無いハブ側での流れは滑らかに増速されている。

開度大の場合（第 5 図）、流れはノズルに対して正のインシデンスをもって流入しノズル腹面側圧力が背面側より高くなる。背面側には、このインシデンスの影響によって低速領域の発達が見られ、ノズルコードの後半部分では腹面、背面間の圧力差が減少している。腹面、背面間圧力

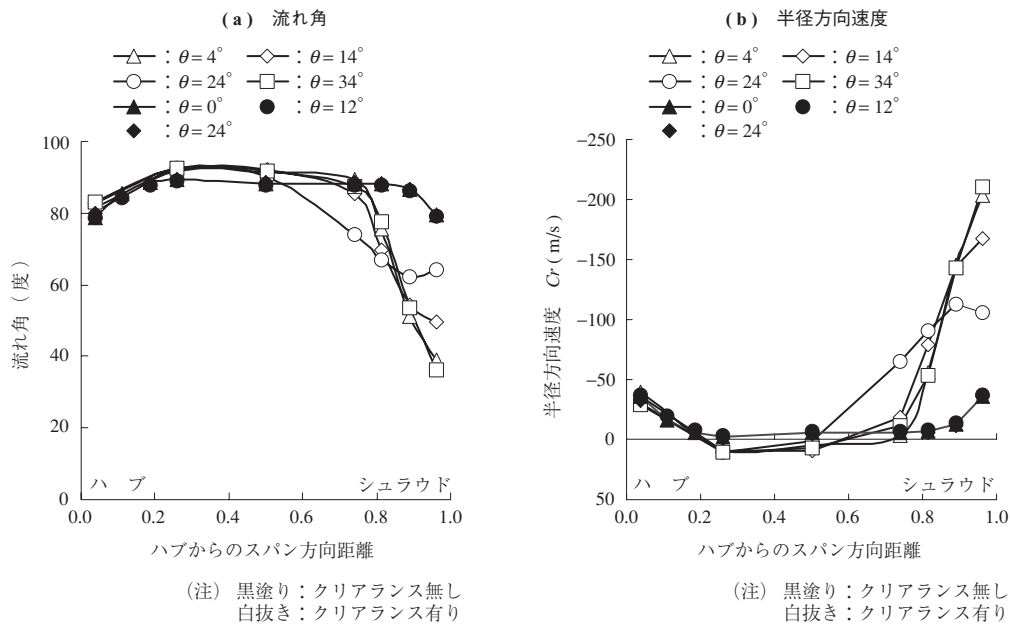
差によってクリアランスを通過する漏れは腹面から背面に向かう。この流れは、ノズル外周から中心に向かって生じている圧力勾配によってノズル背面側に拘束され、ノズル面に沿って先端流れ渦を形成し流出する。可視化結果には、クリアランスのあるシュラウド壁側にノズルの形状が現れている。これは流れがノズル翼端上に限られているためと考えられる。開度大の場合、流れ渦の影響は局所的なものになることが予想される。ハブ側では、ノズル背面にはく離が発生する。このく離はノズル翼間にまで及んでいる。

開度小は負のインシデンス、開度大では正のインシデンスをもつ流れである。次に、ノズルを回転させ、CFD (Computational Fluid Dynamics) によってインシデンスが 0 度となる流れ場を調べた。第 7 図は、インシデンスが 0 度の時の計算結果である。ノズルクリアランスは、0.75 mm である。インシデンスが 0 度の時、開度大で背面側に現れた低速領域が見られない。背面、腹面間の圧力差はほぼ同様であり、流れは、背面から腹面へ向かう。開度小の場合よりも背面、腹面間圧力差および外周から中心に向かう圧力勾配が小さいため、漏れ量は少なく、漏れ流れが流量内に広がることはない。

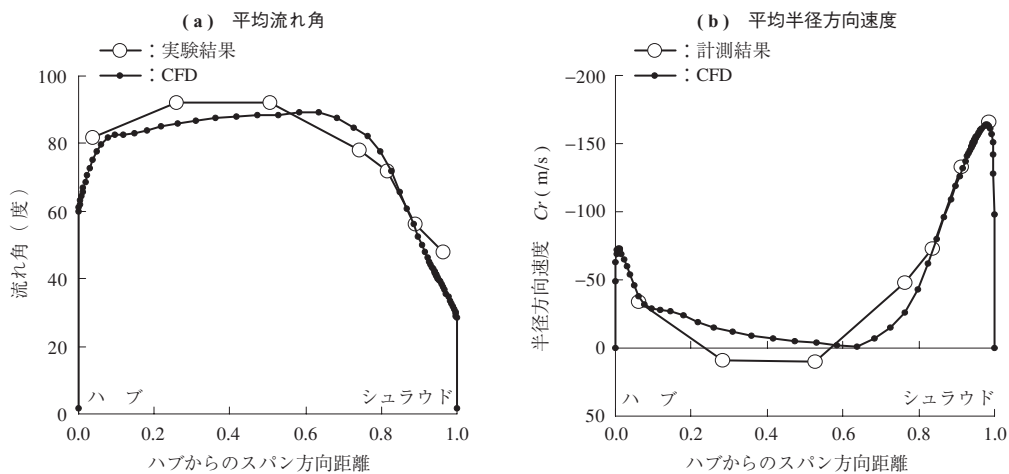
第 8 図に開度小の実験結果を示す。それぞれ流れ角（半径方向から計測）、半径方向速度 C_r （内向き流れを負としている）を示している。 θ は、周方向の計測位置を示す。横軸はシュラウド側を 1.0、ハブ側を 0.0 としている。計測された流れ場は、壁近傍で流れ角が小さく（半径方向速度が大きく）、ミッドスパン部の流れ角が大きくなる（半径方向速度が小さく）になっている。第 9 図に CFD 解析および計測した流れをピッチ間に流量平均して求めた流れ角、半径方向速度を示す。これらはクリアランスが有る場合の



第 7 図 計算結果 (インシデンス = 0°)
Fig. 7 Calculated result (Incidence angle = 0°)



第 8 図 計測結果 (開度小)
Fig. 8 Measurement result (Smallest opening)



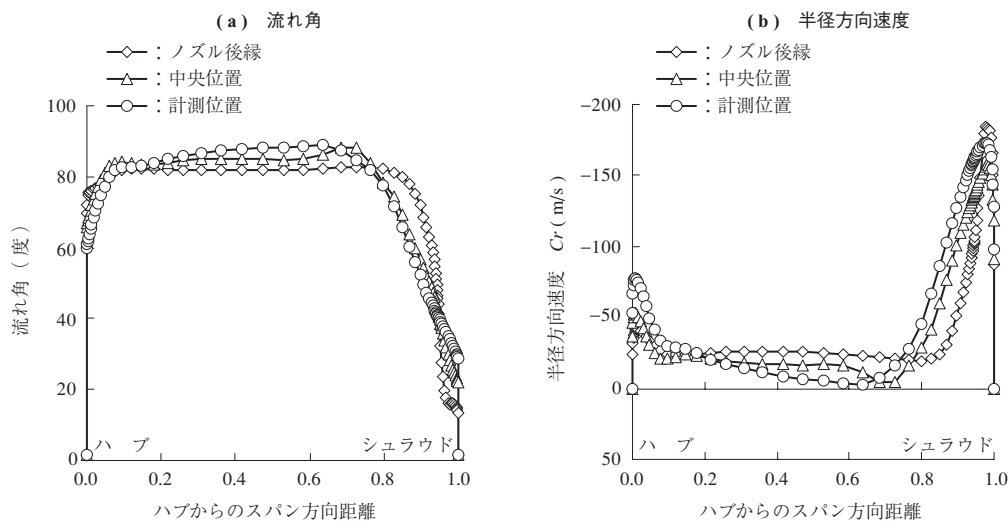
第 9 図 CFD と計測値の比較 (開度小)
Fig. 9 Comparison of CFD with measurement (Smallest opening)

計測，解析結果である．両者の傾向は一致しており，計測結果および CFD 解析が妥当であることが確認できる．第 9 図に示す速度分布は，以下のようにして形成されると考えられる．

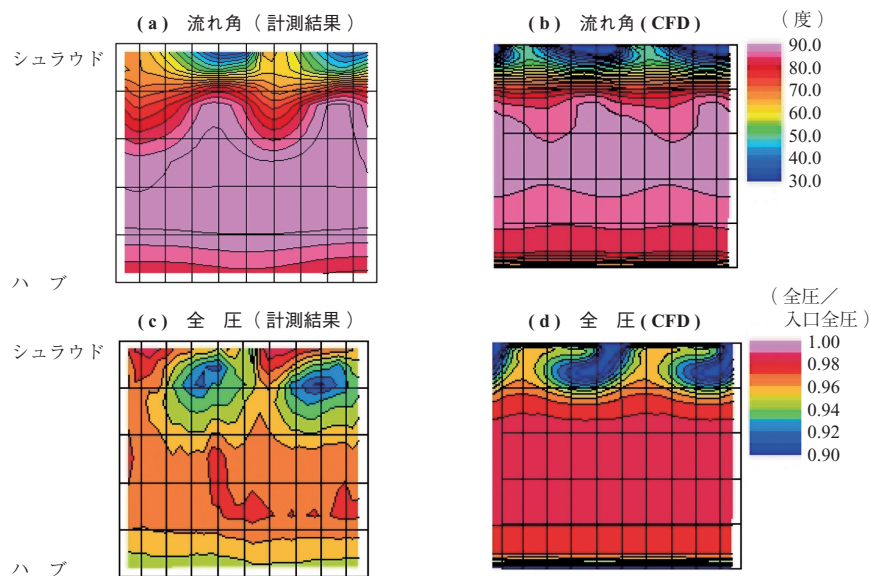
開度小の場合，主流の流れはノズルで周方向に曲げられ旋回速度の大きい流れ場となる．流れ場には，この旋回による遠心力と釣り合うように，ノズル外周から内周に向け圧力勾配が生じる．境界層内の旋回速度は主流に比べ小さいため，この圧力勾配によって境界層内の流れは半径方向に曲げられる．このため，壁近傍では，流れ角が小さくなり半径方向速度が増加する．この結果，ミッドスパン付近を通過する流量が減少し，下流に向けて面積が減少する

にも関わらず，ミッドスパン付近では半径方向の速度成分が減少する流れとなる．クリアランスがある場合，クリアランスを通過する流れはノズルバーンの拘束を受けないため，クリアランスの有る側（シュラウド側）での壁面近傍の流れ角はさらに小さくなり，半径方向の速度成分が大きくなる．

第 10 図に CFD 解析で得られた各半径位置での流れ角，半径方向速度を示す．これらはクリアランスがある場合の解析結果である．上で述べたように，半径が減少する（計測位置に近づく）につれて，主流の半径方向速度が減少することが確認できる．第 11 図にクリアランスがある場合の計測位置断面における流れ角と全圧の分布を



第 10 図 各位置での流れ角と半径方向速度（開度小）
 Fig. 10 Computed flow angle and radial velocity at different positions (Smallest opening)

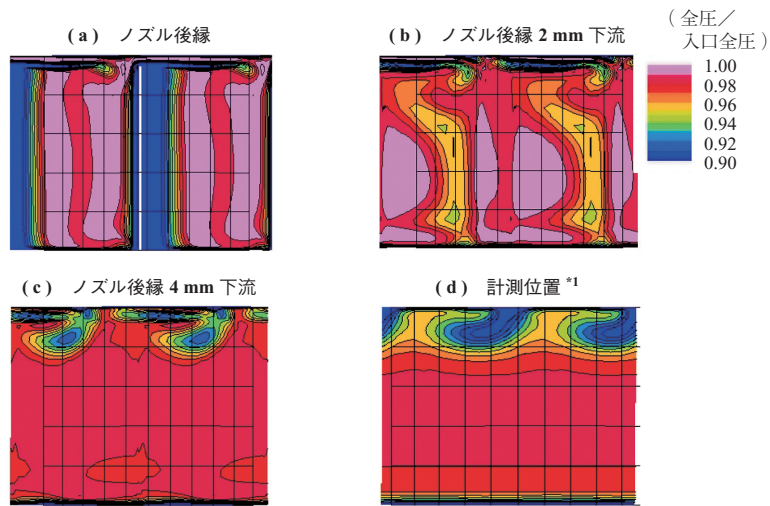


第 11 図 流れ角と全圧分布（開度小）
 Fig. 11 Flow angle and total pressure distribution (Smallest opening)

示す。図の外枠は横方向に、2 ピッチ分を示し、上がシュラウド、下がハブである。クリアランスのあるシュラウド側には、ピッチ方向全体にわたり流れの影響が現れている。シュラウド側には同心の曲線で囲まれた低全圧領域が存在する。この領域は流れが巻き上がって起こる先端漏れ渦によるものと考えられる。ノズル後縁で発生する後流は、流れ角が大きく流体の経路が長くなるため拡散しやすい。第 12 図にノズル後縁（-(a)）、後縁から 2 mm（-(b)）、4 mm 下流（-(c)）および計測位置（12.8 mm 下流）（-(d)）の全圧分布を示す。後流が

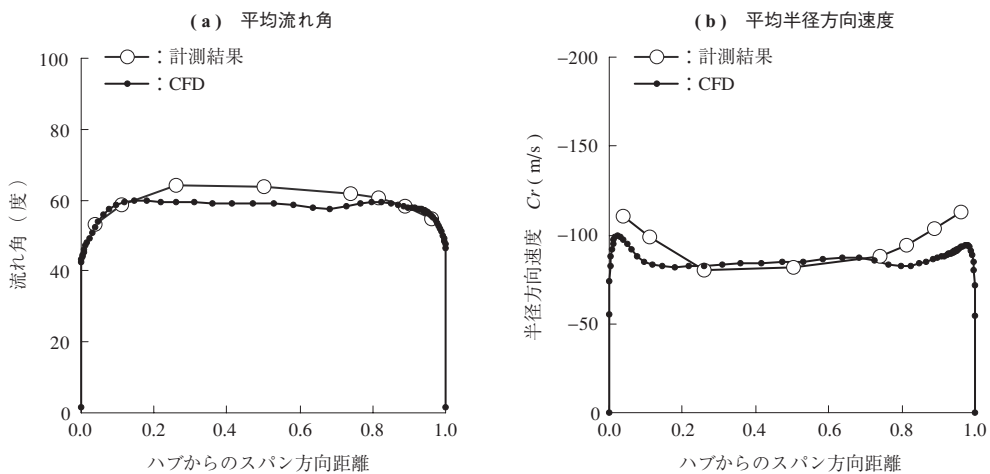
ノズル後縁近傍で拡散し、すぐに流れ渦の影響が支配的になることが分かる。

第 13 図に開度大の平均流れ角（-(a)）、平均半径速度（-(b)）を示す。これらはクリアランスが有る場合の計測、解析結果である。CFD は計測結果の特徴をつかんでおり、開度大の場合も、計測結果および CFD 解析が妥当であることが確認できる。第 14 図に CFD 解析で得られた各半径位置での流れ角（-(a)）、半径方向速度（-(b)）を示す。これらはクリアランスがある場合の解析結果である。半径方向速度は半径の減少とともに増加している。第

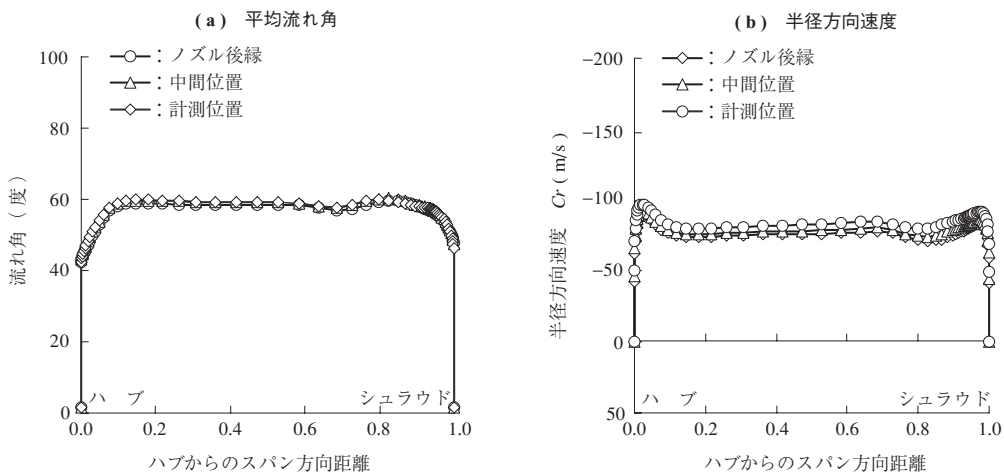


(注) *1: ノズル後縁から 12.8 mm 下流

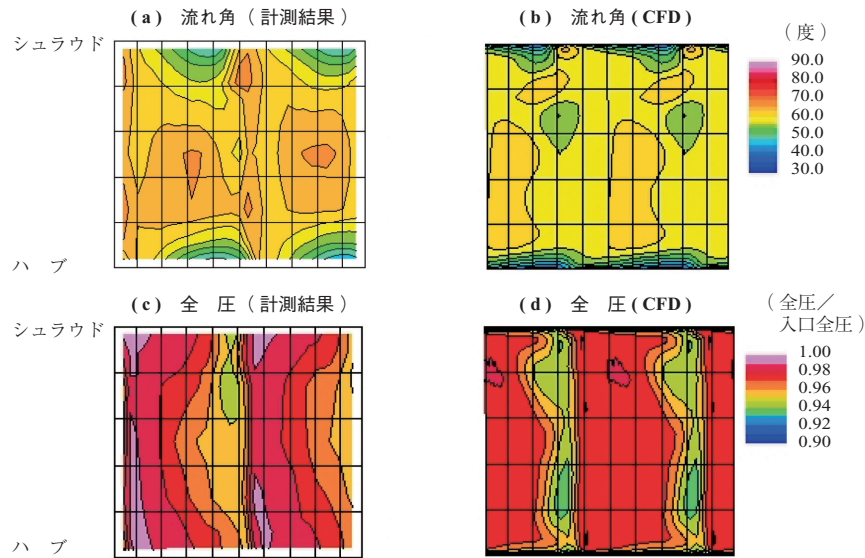
第 12 図 ノズル下流全圧分布 (CFD)
Fig. 12 Stagnation pressure downstream of nozzle trailing edge



第 13 図 CFD と計測値の比較 (開度大)
Fig. 13 Comparison of CFD with measurement (Largest opening)



第 14 図 各位置での流れ角と半径方向速度 (開度大)
Fig. 14 Computed flow angle and radial velocity at different positions (Largest opening)



第 15 図 流れ角と全圧分布 (開度大)
 Fig. 15 Flow angle and total pressure distribution (Largest opening)

15 図にクリアランスがある場合の計測位置断面における流れ角と全圧分布を示す。ハブ側とシユラウド側で角度変化が起こる領域が同程度であることから、漏れ流れが流れ場に及ぼす影響は小さいと判断できる。全圧分布には、ハブからシユラウドにかけて帯状の低全圧領域が存在する。開度大の場合、計測位置とノズル後縁が接近し、流れ角も小さいため、ノズル後流の影響が現われたものと考えられる。

ノズル翼の中心線を横切る流量を漏れ流量と仮定し、CFD の結果から漏れ流量を算出すると、開度小の場合、全流量の 31%、開度大の場合が 5.6%となる。また、インシデンスが 0 度の場合には、5.1%であった。さらに、実際のノズルと同様にハブ、シユラウド両面にクリアランスを設け、それらの値を通常の変ノズルと同等とした場合を再計算し、漏れ流量を算出すると、ノズル開度小の場合全流量の 13.8%、開度大の場合 1.3%となった。漏れ流量からもノズル開度が小さいほど漏れ流れの影響が大きくなることが分かる。

4. 結 言

ラジアルタービン用変ノズル出口断面の流れ場を実験と CFD によって調べ、以下の結果を得た。

- (1) ノズル開度小の場合、漏れ流れの影響が支配的な流れ場となる。漏れ渦の発生によってピッチ方向全体にわたり全圧、流れ角に分布が発生する。漏れ渦の中心付近に、特に全圧および流れ角の小さい領域

が発生する。

- (2) ノズル開度大の場合、漏れ流れが流れ場に及ぼす影響は小さい。ピッチ方向には、ノズル後流が原因と考えられる低圧領域が存在する。ノズル後流の影響が支配的な流れ場となる。
- (3) クリアランスの存在は、ノズル開度小時のタービン効率を低下させる要因となる。エンジン加速時には、ノズル開度を小さくする必要があり、このタービン効率の低下は、エンジンの加速性能を低下させる。このため、可変ノズル機構を備えた過給機を設計する際には、ノズル開度小時の漏れ流れを極力小さくする工夫が重要となる。

参 考 文 献

- (1) P. L. Meitner and A. J. Glassman : Loss Model for Off-Design Performance Analysis of Radial Turbines With Pivoting-Vane Variable-Area SAE Technical Papers 801135 (1980.10) pp.1 - 12
- (2) F. Faibanks : The Determination of Deviation Angles at Exit from the Nozzle of Inward Flow Radial Turbine ASME paper 80-GT-147 (1980.3) pp. 1 - 7
- (3) Y. Okazaki, N. Matsudaira et al. : A case of variable geometry turbocharger development C111/86 IMechE (1986) pp. 191 - 195
- (4) K. Matsumoto, Y. Jinnai et al. : Development

- of variable geometry turbocharger for diesel passenger car C554/005/98 IMechE (1998. 11) pp. 329 - 346
- (5) 速水 洋, 玄 容翊ほか：ラジアルタービン用可変ノズル出口における流れ場 九州大学生産科学研究報告 第 82 号 1987 年 3 月 pp. 149 - 158
- (6) Y. Senoo, M. Yamaguchi, Y. Hyun and H. Hayami : The influence of tip-clearance on the performance of nozzle blades of radial turbines

- JSME International Journal Vol. 30 No. 264 (1987) pp. 929 - 935
- (7) Y. Hyun, Y. Senoo, M. Yamaguchi and H. Hayami : The influence of tip clearance on the performance of nozzle blades of radial turbines (Experimental and performance prediction at three nozzle angles) JSME International Journal Series 2 Vol. 31 No. 2 (1988) pp. 258 - 262