

タービン静翼負荷によるキャビティ内部の渦挙動変化

Stator Loading Influence on Vortex Structure in the Turbine Tip Cavity

田島 嗣久^{*1}
TASHIMA Tsuguhisa佃 知彦^{*1}
TSUKUDA Tomohiko泉 直人^{*1}
IZUMI NaohitoAnestis I. Kalfas^{*2}Reza S. Abhari^{*3}

ABSTRACT

This paper presents a comparative investigation of two turbine test cases with different stator blade loading. The flow features of main flow, cavity flow, and vortex structure in the cavity are discussed with the detail measurements and CFD analysis.

The research attentions are focused on vortex structure in the cavity. The flow features in the cavity are characterized with the followings; (1) The circumferential velocity is at a 7% higher in case of high loading stator. This is due to the increased flow rate from the main flow to the cavity. (2) The circumferential velocity is affected by cavity pressure field, decelerates at a high pressure region and accelerates at a low pressure region. (3) The vortex strength is affected by the interaction between the main flow and the cavity flow. When the flow rate from the main flow to the cavity increases, the vortex stretches and becomes stronger.

キーワード：軸流タービン，ソリディティ，静翼負荷，キャビティ，渦，数値流体力学

Key words : Axial Turbine, Solidity, Stator blade loading, Cavity, Vortex, CFD

1. はじめに

軸流タービン翼列の低ソリディティ化は、重量低減、加工時間短縮など様々なメリットが見込まれる。一方、空力性能の観点からはいくつかの課題がある。例えば、翼1枚あたりの負荷が増加するためウエークが厚くなり、流路渦に起因した2次損失が増加する。2次損失の低減に対しては過去に様々な対策が検討されており、例えばGregory-Smithら⁽¹⁾はエンドウォールプロファイリングにより2次流れを改善し、Sauerら⁽²⁾は翼前縁形状改良による効果を示した。

タービン空力性能に関し、2次損失に加えて注目されている領域として、キャビティ流れと主流の干渉が挙げられる。Petersら⁽³⁾は、チップクリアランスがリーク流れと2次流れに与える影響をシュラウド付きの1.5段タービンにて調査している。Wallisら⁽⁴⁾は、キャビティ流れと主流の干渉の結果、後続の動翼はネガティブインシデンスになることを示し、また、Schliengerら⁽⁵⁾は、ラビリンズシール出口側キャビティの形状を変化させて、主流および効率への影響を比較している。これらの研究

は、キャビティから主流への内向き流れ、リーク流れが、主流および後流翼列と干渉する流れの様相にフォーカスされている。これに対し、Pfauら⁽⁶⁾は、キャビティ内の渦構造について詳述しており、詳細計測の結果、キャビティ内部ではトロイダル渦が移動していることを示した。

このようにキャビティ流れと主流の干渉について様々な研究成果が報告されている。ところで先に述べたように低ソリディティ化は重要な課題であるにも関わらず、翼負荷がキャビティ内の流れ、およびキャビティと主流の流れ干渉にどのような影響を与えるか検討した例はない。そこで本報告では、ソリディティの異なる2種類の静翼を対象に、動翼シュラウド入口のキャビティ流れと渦構造について、狭小プローブによる定常計測とCFDにより調査した結果を示す。

記号

C_p	圧力係数 $C_p = \frac{P - P_{s,out}}{P_{t,in} - P_{s,out}}$
M	流量
Ma	マッハ数
P	圧力
R	無次元半径方向高さ
S	面積
U	動翼回転速度
v	速度

原稿受付 2023年9月25日

査読完了 2024年4月15日

*1 東芝エネルギーシステムズ(株) エネルギーシステム
技術開発センター 機械技術開発部
〒230-0045 横浜市鶴見区末広町1-9

*2 Aristotle University of Thessaloniki

*3 Swiss Federal Institute of Technology Zurich

Z 無次元軸方向位置

ギリシャ文字

α 絶対流れ角度
 γ ピッチ角度
 θ 周方向
 ρ 密度
 ω 渦度
 Γ 循環

略語

4HP 4孔プローブ
 HS, LS 高ソリディティ, 低ソリディティ
 PS, SS 正圧面, 負圧面
 LE, TE 前縁, 後縁
 STG1, STG2 第1段, 第2段

添え字

in, out STG1入口, STG2出口
 t, s トータル, スタティック
 z, r 軸方向, 半径方向

2. 試験方法

2.1 試験装置の特徴

試験はスイス連邦工科大学チューリッヒ校の2段落試験タービン”LISA”にて実施した。Fig. 1に2段落タービンの子午面断面図を示す。Sellら⁽⁷⁾が試験装置について詳述している。

本報告の試験は回転数2750rpm, 流量7.87kg/sの条件で行われた。回転数, 流量の精度は各々 ± 0.1 RPM, $\pm 0.5\%$ である。入口～出口の圧力比は1.32で, 出口圧力は大気圧となっている。異なる試験日における計測の相対誤差は効率で0.3%である。

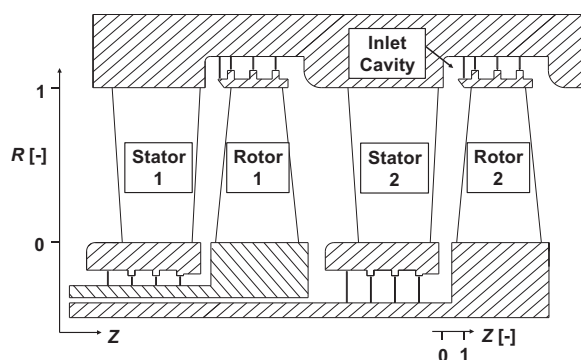


Fig. 1 Schematic diagram of the two stage axial turbine

2.2 試験段落

タービン主要項をTable 1に示す。動翼枚数はSTG1, STG2共に48枚である。STG1の静翼枚数は試験を通じて48枚であるのに対し, STG2静翼は, 48枚 (HS), 36枚

(LS) の2種類にて試験を実施した。Fig. 2にHS, LSの断面形状の違いを示す。STG2の流量係数, 負荷係数は各々0.3, 1.0, STG1, STG2共にチップクリアランスは翼長の0.4%, レイノルズ数は 3.6×10^5 となっている。

Table 1 Main parameters of the test configuration based on the characteristics of the LS stator

	HS	LS
Rotor speed [RPM]	2750	
Overall pressure ratio [-] (t-s)	1.32	
Mass flow [kg/s]	7.87	
Turbine inlet total temperature [degC]	37.8	
STG1 Blade count (stator / rotor)	48/48	
STG2 Blade count (stator / rotor)	48/48	36/48
Tip/Hub diameter [mm]	800/620	
Flow coefficient (Stage2) [-]	0.3	
Loading coefficient (Stage2) [-]	1.0	
Mach number (stator / rotor)	0.32 / 0.1	
Reynolds number (stator) (**)	3.6×10^5	

(**) This is based on stator axial chord length and exit velocity

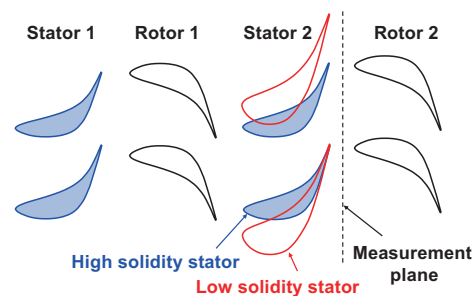


Fig. 2 Stator 2 Design: HS and LS stator

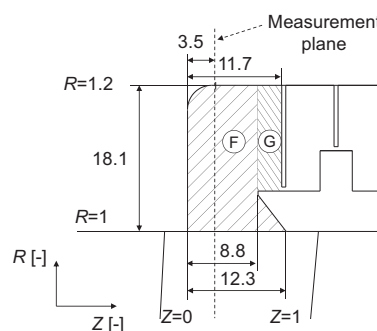


Fig. 3 Illustration of the inlet cavity

STG2動翼入口のチップキャビティの形状をFig. 3に示す。半径方向×軸長手方向が18.1mm×11.7mmの形状で, 動翼シュラウドが傾斜していることに伴い, 最小軸長手方向距離は8.8mmとなる。

2.3 計測方法

STG2静翼外輪後縁より3.5mm後方にて4孔プローブによる半径方向トラバース計測を行なった。キャビティの領域は非常に狭いため, 流れ場に影響を極力与えない

よう先端直径1.2mmの4孔プローブ⁽⁵⁾を用いて計測した。センサーの計測不確かさについてTable 2にまとめる。

計測の半径方向点数はキャビティ内部を含め47点、周方向点数は1ピッチあたり17点である。HSでは周方向8deg (1.07ピッチ) 範囲を計測し、LSでは静／動翼の枚数が異なるため、静翼3ピッチ分を計測した。

Table 2 Measurement uncertainty⁽⁵⁾

	α	γ	P_t	P_s	Ma
4HP	0.3°	0.5°	80 Pa	150 Pa	0.6%

3. CFD手法

Fig. 4にCFD解析モデルを示す。解析領域はSTG2の静翼、動翼および動翼チップキャビティ、ラビリンズ部である。検討対象がチップキャビティであることから、内径側のキャビティは影響が小さいと考え、計算負荷削減のため模擬していない。静翼1ピッチ、動翼1ピッチを解析領域とし、静翼と動翼の間にミキシングプレーンを採用した定常解析を実施した。解析格子数は約800万点であり、壁面上の最小格子幅は、壁座標 y^+ が2以下を満たすように十分小さく設定した。キャビティ内の流れは後流側の動翼の影響を受けるが、本研究では上流静翼の影響を調査する目的からミキシングプレーンの位置を動翼に近づけており、チップ断面位置にて動翼前縁より3.45mm上流に設定している。

解析ソルバーにはFINE/Turboを使用した。支配方程式は圧縮性のナビエ・ストークス方程式であり、空間離散化には有限体積法を用いている。対流項はSymmetric TVDスキームにより計算し、流束制限関数にはminmod関数を用いている。乱流モデルには低レイノルズ数型のSST $k-\omega$ モデルを使用した。入口境界位置には計測結果に基づく全圧、全温、流れ角度を、出口静圧は計測結果の静圧および半径方向平衡式にて分布を与えている。

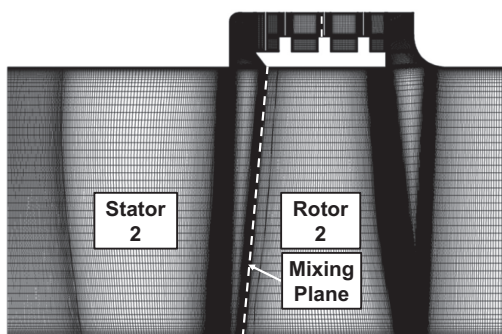


Fig. 4 Overview of computational grid used in numerical simulation

4. 結果と分析

4.1 定常計測による2段静翼出口分布

STG2動翼入口キャビティ内部の流れ、および主流とキャビティの流れ干渉は、(a) STG1動翼圧力場、(b)

STG2静翼圧力場、(c) STG2動翼圧力場の影響を受ける。また、(d) キャビティ幾何形状、(e) STG2静翼出口の旋回流れも影響因子と考えられる。このうち、本報告にて比較するHS, LSの2ケースについては、STG1,2の動翼、キャビティ形状は同一であり、HS, LSは同じ流出角度となるよう設計されていることから(a),(d),(e)の影響は小さい。(c)STG2動翼の影響、ポテンシャル干渉についてはキャビティ内流れに影響を及ぼすと考えられるが、分析には非定常計測、解析が必要であるため、次報にて行うこととし、本研究では、静翼の枚数、負荷を変更し、より流れ場への影響が大きいと考えられる(b)のSTG2静翼圧力場の影響について、定常計測および定常CFD解析により調査した。

4孔プローブ計測で得られた全圧係数、静圧係数、周方向速度、半径方向速度の分布をFig. 5 (HS), Fig. 6 (LS) に示す。コンター図の周方向範囲は30degであり、HSの4ピッチ、LSの3ピッチを各々カバーしている。図中 $R=1$ の点線位置が動翼シュラウド内径位置を示している。

① 全圧

Fig. 5-a, Fig. 6-aに全圧分布を示す。計測領域の全圧は様相の異なる2つの領域で特徴づけられ、主流域 $R < 1$ では全圧が高く、キャビティ領域 $R > 1$ では全圧が低下する。

$R = 0.6$ から 0.85 にかけて静翼ウエークによる低圧力域がHSでは4か所、LSでは3か所確認される。LSは静翼1枚あたりの負荷増加に起因してウエーク厚みが増加する⁽⁸⁾。 $R = 0.93$ からチップにかけて壁面およびキャビティの影響を受けて全圧は低下する。キャビティ内部では、主流部に比べて全圧は低く、LSではHSの比べて高い値を示している。これは後述するキャビティ内部の周方向速度差と対応している。

キャビティの低圧力場は主流翼ウエークの負圧面側へと広がっている。低圧力場の範囲はLSがHSに比べて広がり、HSでは $R = 0.97$, LSでは $R = 0.95$ 位置まで達している。

② 静圧

$R < 1$ の領域において、静圧分布 (Fig. 5-b, Fig. 6-b) は周方向に不均一な分布を示す。静翼出口の旋回成分の影響で $R = 0.6$ から 0.8 の領域では半径方向外側に向かって静圧が増加する。 $R = 0.95$ で最大値をとり、更にチップ壁面に近づくと静圧は減少し、両静翼ともに $R = 1.0$ で極小値をとる。

$R > 1$ のキャビティ内部領域において、HS, LS共に旋回成分を有しており、静圧はキャビティ外部にかけて再び増加に転じる。静圧の周方向不均一傾向はキャビティ内部でも保持される。

③ 周方向速度

Fig. 5-c, Fig. 6-cに周方向速度を示す。動翼回転方向をプラスとしている。 $R < 1$ の主流領域において、2段

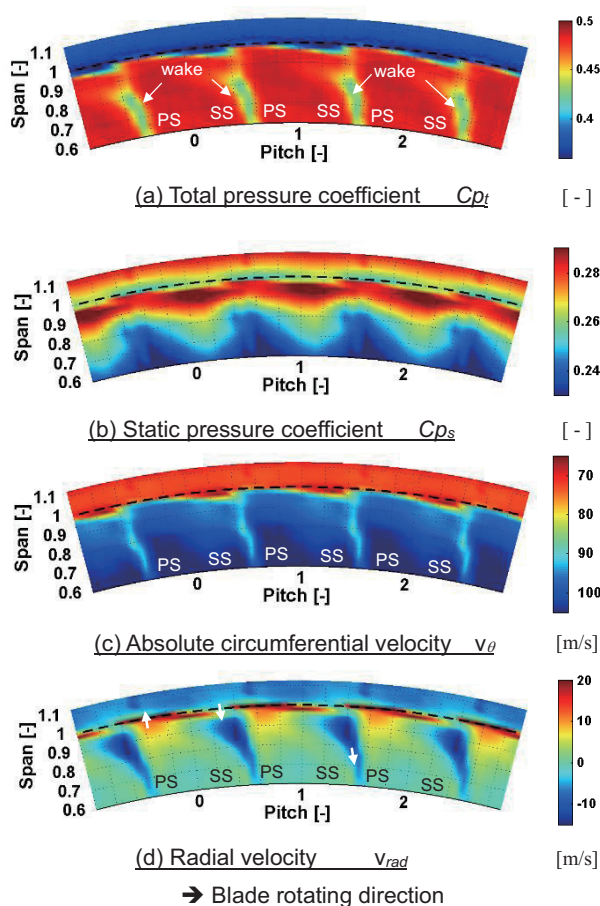


Fig. 5 4-hole probe measurement results at Stator 2 exit plane (HS)

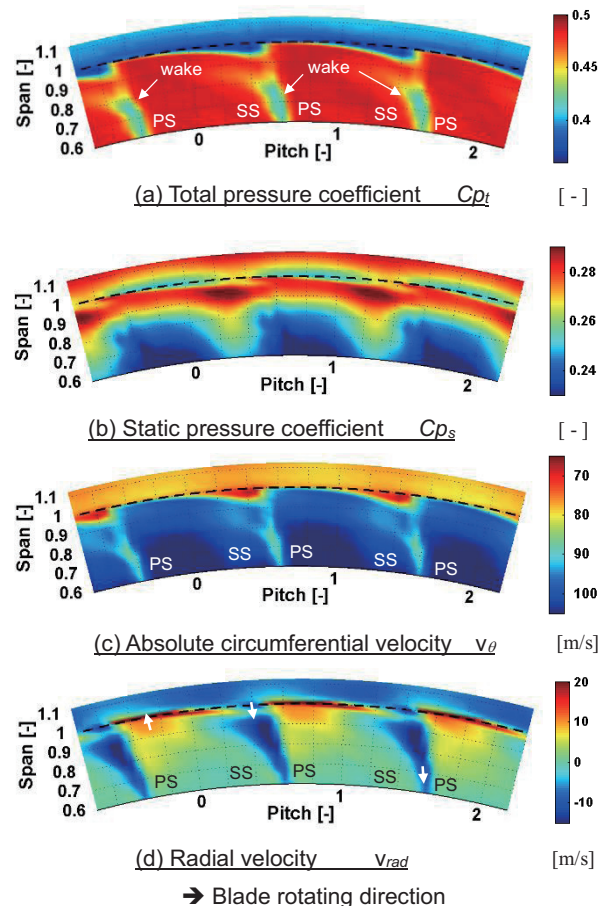


Fig. 6 4-hole probe measurement results at Stator 2 exit plane (LS)

静翼に沿って流出した流れは高い旋回成分を持ち、HS、LS共に95～105m/sの周方向速度を有している。また、ウェーク内部では速度が低くなっていることが分かる。

$R > 1$ のキャビティ内部において、周方向速度は主流部に比べて低い、そのレベルには両静翼で差がある。静翼負荷を増加したLSでは、HSに比べてキャビティ内部の周方向速度が高くなっており、この要因については、4.2項にてCFD結果を分析し検討する。

④ 半径方向速度

半径方向の速度分布をFig. 5-d, Fig. 6-dに示す。 $R < 1$ の領域では、主流域の半径方向速度は0m/s付近となる。一方、静翼ウェークの領域で速度成分が負となり半径方向内向き流れとなる。これは静圧勾配と遠心力のバランスが崩れることに起因する。

チップ壁に近づくにつれ、半径方向外向きの流れが正圧面側で観察され、キャビティから主流への内向き流れが負圧面側で確認される。このような流れ干渉はHS、LS共に見られるが、半径方向流速はLSが高く、翼負荷増加により、正圧面、負圧面の差圧が大きくなったことと関係している。

4.2 キャビティと主流の干渉

計測結果から翼負荷増加によるウェーク、キャビティ内部の圧力、流速の変化が明らかになった。翼負荷増加によるキャビティ内周方向速度の増加要因、キャビティ流れと主流の干渉の様相を明らかにするため、CFD解析を実施し試験結果と比較、分析を実施した。

Fig. 7は $R = 1.0$ における半径方向流速のコンター図である。数値は動翼チップ周速で無次元化している。プラスは主流からキャビティへの流れ、マイナスはキャビティから主流への流れを示す。

静翼後縁近くの正圧面側では、主流からキャビティへの外向き流れとなり、負圧面側では、キャビティから主流への内向き流れが顕著となる。静翼後縁近くでは、主流側の圧力分布に加えて、後述するキャビティ内の渦構造による半径方向下向き流れがキャビティから主流へ戻る流れを助長し、マイナスの流速が大きくなる。

下流に向かうにつれ、半径方向の流れ変化は緩和されると共に、半径方向外向きの流れが大きくなる。キャビティ内部の渦構造により半径方向外向きの流れが助長されるのに加え、動翼シュラウドが回転することによる遠心力の影響も受けている。この傾向はHS、LSのいずれでも観察され、LSにおいて半径方向の流れ変化がより急峻となる。

Fig. 8に $Z = 0.26$ および $Z = 0.74$ 位置における半径方向速度分布を示す。翼正圧面側で主流からキャビティ、負圧面側でキャビティから主流への流れが、HS, LSいずれにも見られる。

$Z = 0.26$ においては、半径方向速度がプラスの外向き流れは、HSでは $\theta = 2 \sim 5$ deg, LSでは $\theta = 2 \sim 6$ degの局所的な範囲で確認される。流速のピークはLSがHSに比べて20%高く、翼枚数減少に伴う負荷増加の影響が現れている。また、キャビティから主流へ戻るリターンフローの流速レベルもHSの-0.02に対し、LSは-0.03と高く、キャビティ内部の低エネルギー流体が主流へより影響している。

$Z = 0.26, 0.74$ の分布を比較すると、下流に向かうにつれ、上記変化は緩やかになることが分かる。また、大部分の周方向領域で主流からキャビティへ向かう流れとなり、キャビティから主流へのリターンフローはHS, LSとも周方向幅2degの範囲に限定されている。

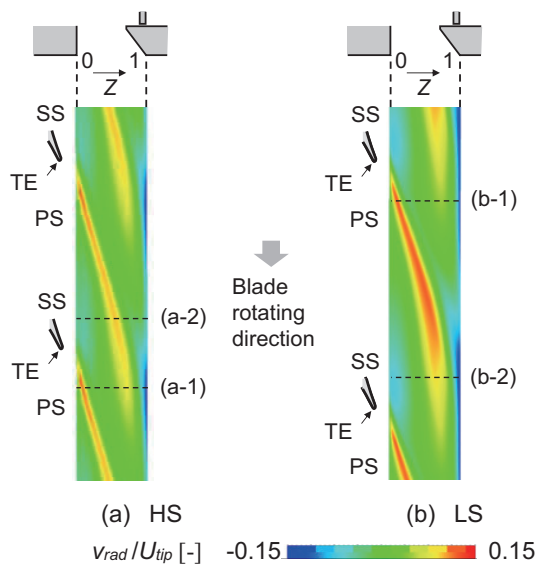


Fig. 7 Radial velocity contour at $R = 1.0$ plane. Red color shows the outward flow to the cavity

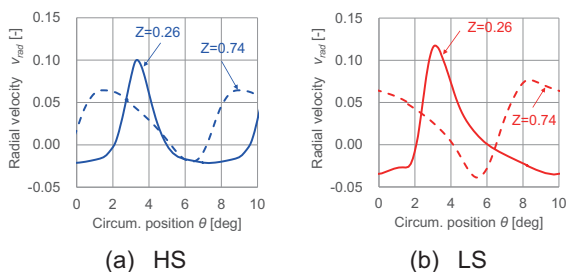


Fig. 8 Circumferential distribution of radial velocity at $R = 1.0$

Table 3に外周壁位置 $R = 1.0$ を境界面として、CFD結果より求めた主流からキャビティへ向かう流量 $M_{outward}$ 、キャビティから主流へ戻る流量 M_{return} 、およびチップリーク流量 $M_{leak} = M_{outward} - M_{return}$ の関係を示す。

はじめに $M_{outward}$ と M_{leak} を比較すると、HSではリーク流量の1.98倍、LSでは2.29倍の流量が主流からキャビティへ流入することが分かる。流入した流れの一部はチップリーク M_{leak} としてラビリンスを通り動翼下流へ流出する。残りがキャビティから主流へのリターンフロー M_{return} であり、キャビティ流入量に対し、約半分の量が主流へ戻っている。

次にHSとLSの違いについて説明する。主流からキャビティへ流入する流量はLSの場合HSの1.16倍となる。LSでは翼負荷増加に伴い翼正圧面の圧力がHSより高くなることが要因である。両静翼の流出角度は同一で設計されており、主流部の周方向速度に差はないが、キャビティ内部流れに関しては、LSはHSに比べてより主流の影響を受けることが、周方向速度が高くなる理由と考えられる。流体関連振動の原因となるホワール力は、キャビティ内部の周方向速度が高くなるほど感度が高くなることから、高負荷静翼を採用する際にはホワールに注意した設計が必要となることを示唆している。

また、キャビティから主流へのリターンフロー M_{return} は、LSではHSの1.32倍となる。キャビティ内部の低エネルギー流体が主流へ戻ることで、後流側の動翼への流入角度がネガティブインシデンスとなることが知られており⁽⁴⁾、性能への影響がLSではより顕著になると考えられる。

ラビリンスを通り下流へ流出するチップリーク流量については、HS, LSの差はわずかではあるが、0.78%LSが増加している。LSのキャビティ内部周方向速度がHSに比べて高いため、遠心力による半径方向の圧力勾配が大きく、ラビリンス上流の静圧が上昇し、リーク量の増加につながっている。

LSには翼枚数減少による重量低減、加工時間短縮などの利点もあるが、適用時には上記のようなキャビティ流れと主流の干渉には留意が必要である。

Table 3 Radial mass flow rate at cavity inlet plane ($R = 1.0$) and leakage flow rate for HS and LS

	HS	LS
$M_{outward}$ (kg/s)	0.1010	0.1175
M_{return} (kg/s)	0.0501	0.0662
M_{leak} (kg/s)	0.0509	0.0513

4.3 キャビティ内部の渦構造

CFD結果より、キャビティ流れと主流の干渉の様相が示され、試験結果で観察された翼負荷によるキャビティ内周方向速度の増加メカニズムも明らかになった。本項ではCFD結果を更に分析することで、キャビティ内の流れ構造を分析する。

これまでの報告⁽⁶⁾において、動翼シュラウドつきタービンの動翼入口チップキャビティにはトロイダル渦が周方向に移動していることが示されている。本項では、静

翼負荷の違いにより、キャビティ内部の渦構造にどのような違いが生じるか分析した結果を示す。

Fig. 9はキャビティ内部のトロイダル渦と、軸流速度、周方向渦度の関係を示した模式図である。主流に比べてキャビティ内部の軸流速度は低くなり、また、キャビティ内部の渦構造に起因して、 $R = 1$ から渦中心までは順流であるが、渦中心から外部では逆流を示すと想定される。更に、キャビティ外側壁面では静止壁の影響で流速は0となる。

Fig. 10にキャビティ内部である $R > 1$ 領域において、軸流速度と絶対流れ角度に関してCFDと計測結果を比較して示す。軸流速度に関し、 $v_z > 0$ は順流、 $v_z < 0$ は逆流域であり、絶対流れ角度は周方向を0degとしている。CFD結果は試験結果と傾向が良く一致している。

キャビティ内部の軸流速度はCFD結果、試験結果共に $R = 1$ から外側に向かうにつれて低下する。CFD結果では、HSでは $R = 1.089$ 、LSでは $R = 1.097$ の位置で0となり、渦の中心位置はLSにおいて若干半径方向外側に位置していることが分かる。

これより外側では逆流しており、外周壁近くの $R = 1.194$ 位置にてHS、LS共に逆流が最大となる。HSの逆流レベルが動翼先端周速の3.4%であるのに対し、LSでは5.3%に達しており、渦が強くなっていると考えられる。更に外側の外周壁面にて両静翼ともに軸流速度は0となる。

Fig. 11はHS、LS両静翼に関する、キャビティ内部半

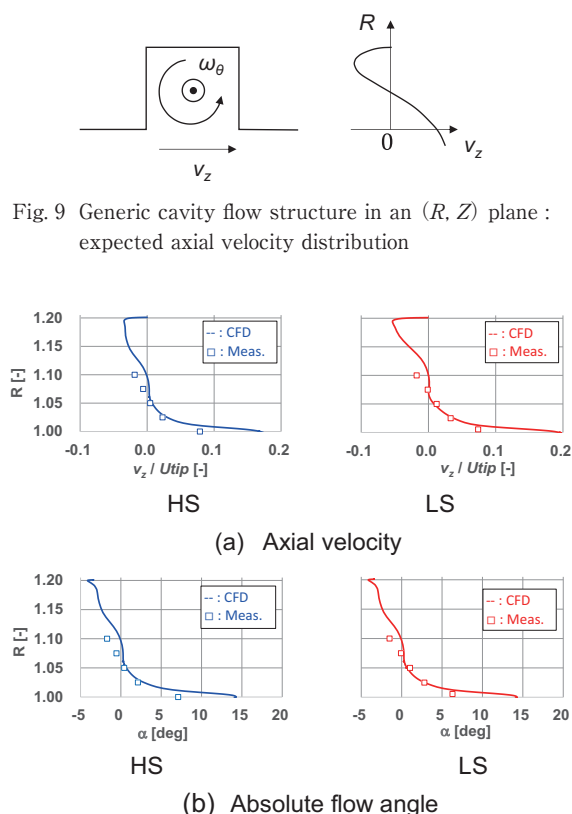


Fig. 9 Generic cavity flow structure in an (R, Z) plane : expected axial velocity distribution

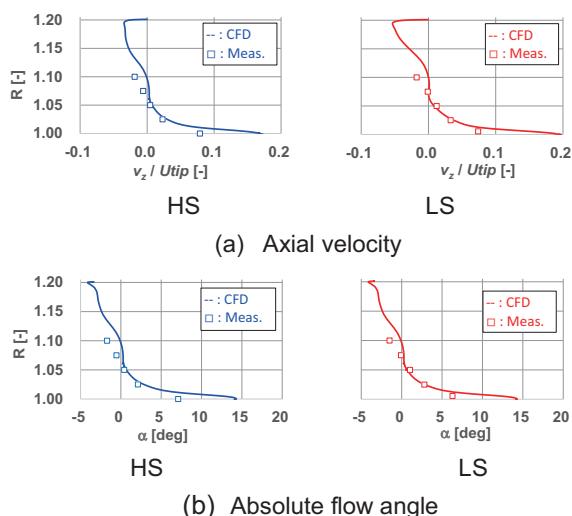


Fig. 10 Pitch-wise mass-averaged radial distribution of axial velocity and absolute flow angle at $Z = 0.284$

径方向速度のCFD結果コンター図である。Fig. 7に破線で示す正圧面側、負圧面側付近の分布を示している。

はじめに、LSの正圧面側を例にとり流れの特徴を説明する。静翼を流出した流れは静翼外周壁に沿って流れ、キャビティ入口に到達すると一部半径方向外向きの流れが生じ始める。さらに後流側のシュラウド前縁近傍ではシュラウド回転のポンピング効果により半径方向外向きの流れ「A」が形成される。この外向き流れはシュラウド前縁上部で2方向に分かれ、上流側には反時計回りの渦「B」が、後流側には時計回りの渦「C」が形成される。

次に正圧面側と負圧面側の流れを比較する。HS、LSともに正圧面側では静翼出口で外向きの流れ「D」が局部的に観察され、Fig. 7と対比すると、正圧面側の高半径方向流速位置に対応している。また、渦Bによる下向き流れ「E」は負圧面側に比べて弱まっている。

HSとLSを比較すると、シュラウド前縁の外向き流れ「A」と静翼近傍の下向き流れ「E」はLSが大きく、より強い渦Bが形成されていると考えられる。

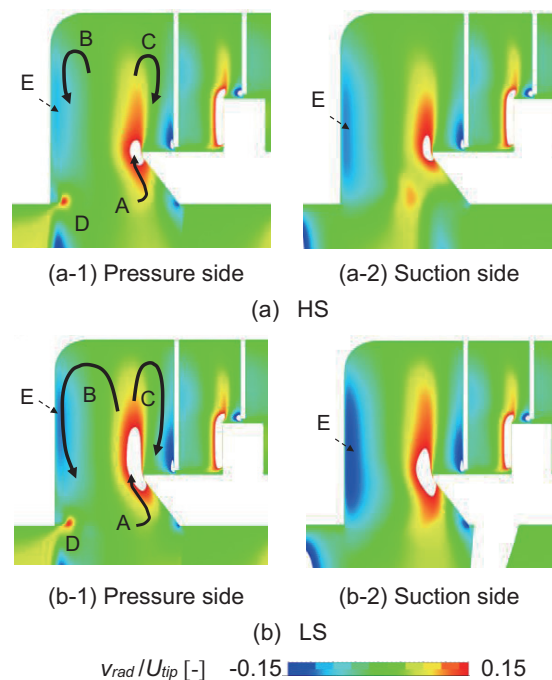


Fig. 11 Radial velocity contour in the cavity

更に渦構造を定量化するため、Fig. 3の斜線領域「F」において静圧、周方向速度、半径方向速度、循環を面積平均し、これらの値の周方向分布を両静翼で比較した。Fig. 12、13において横軸は周方向位置であり、HSの4ピッチ、LSの3ピッチを表示している。

Fig. 12 (a)に静圧の分布を示す。HSでは3周期、LSでは4周期分の圧力レベルの変動が見られ、静翼枚数と対応している。 C_p の変動幅はLSがHSの1.9倍となり、静翼負荷増加の影響がキャビティ内部にも及ぶことが分かる。

Fig. 12 (b)には、周方向速度を動翼チップ周速で無次

元化して示す。周方向速度は、LSがHSに比べて7%高くなる。また、速度絶対値に加え、変動割合もLSがHSより大きくなっている。

周方向速度は静圧分布 (Fig. 12-a) と対応している。HSではキャビティ内部の圧力が低くなる $\theta=4.5, 12, 19.5, 27\text{deg}$ の位置にて周方向速度は最大となり、逆にキャビティ内部の静圧が高くなる位置にて、周方向速度は最小となる。このように渦は加速、減速を繰り返し周方向に移動しており、同様の傾向がLSでも観察される。

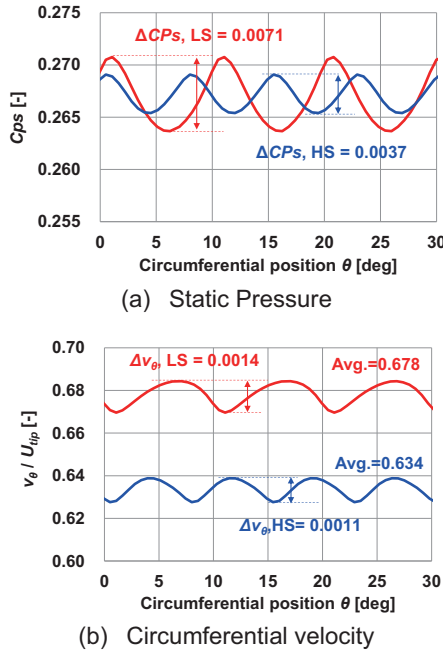


Fig. 12 Area averaged circumferential distribution of static pressure and circumferential velocity

次にキャビティ内部の渦の強さを比較する。はじめに、渦度 ω を次式にて定義する。

$$\omega = \nabla \times \mathbf{v} \quad (1)$$

渦度 ω の周方向成分は

$$\omega_\theta = \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{\partial v_z}{\partial r} \quad (2)$$

となり、キャビティ内部上流側の渦を対象に、Fig. 3の斜線Fの領域にて ω_θ を面積積分した循環 Γ_θ を次式で定義する。

$$\Gamma_\theta = \iint_S \omega_\theta dS \quad (3)$$

Fig. 13 (a)に循環 Γ_θ の周方向分布を示す。周方向平均値はHSの0.266に対して、LSでは0.281と高くなっており、キャビティ内に強い渦が形成されることを示している。循環は周方向に変動し、HSでは $\theta=2.5$ で最大、 $\theta=7.0$ で最小、LSでは $\theta=3.4$ で最大、 $\theta=9.9$ で最小となる。LSの変動幅は大きく、渦がより強弱を繰り返していることが分かる。

Fig. 13 (b) に $R=1$ の位置において、半径方向速度 v_{rad} を軸方向に平均した値の周方向分布を示している。Fig.

13 (a), (b)を比較すると、循環と半径方向速度は関係しており、半径方向速度が高く、キャビティへ流入する流量が多くなると循環が増加し、半径方向速度の最大位置にて循環は最大となる。反対に流入が少なくなると、キャビティ内部の渦が弱まり、半径方向速度の最小位置にて循環も最小値を示す。

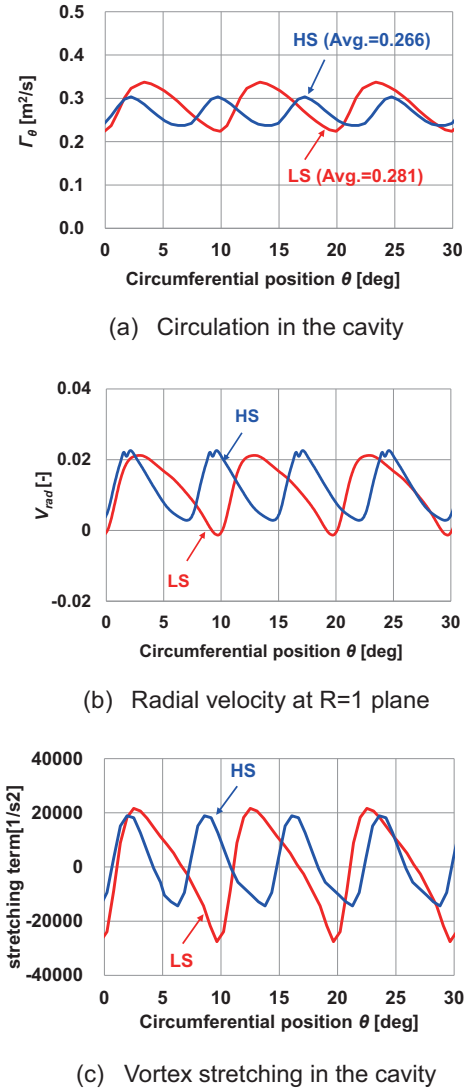


Fig. 13 Area averaged circumferential distribution of circulation, radial velocity and stretching term

最後に渦の伸長および収縮について評価する。キャビティ内部の密度変化が小さいと仮定する。非圧縮性の渦度方程式⁽⁹⁾

$$\frac{D\omega}{Dt} = (\omega \cdot \nabla)\mathbf{v} + \frac{\nabla\rho \times \nabla P}{\rho^2} \quad (4)$$

において、右辺第1項は伸長項、第2項は傾圧項である。伸長項を対象に空間変化を定量化する。右辺第1項の周方向成分を両静翼で比較するとFig. 13 (c)となる。渦伸長項と渦度是对应しており、渦伸長項が増加すると、渦度は増加する。また、Table 3に示した $R=1$ 位置での出入り流量と比較すると、キャビティへの流量が多くな

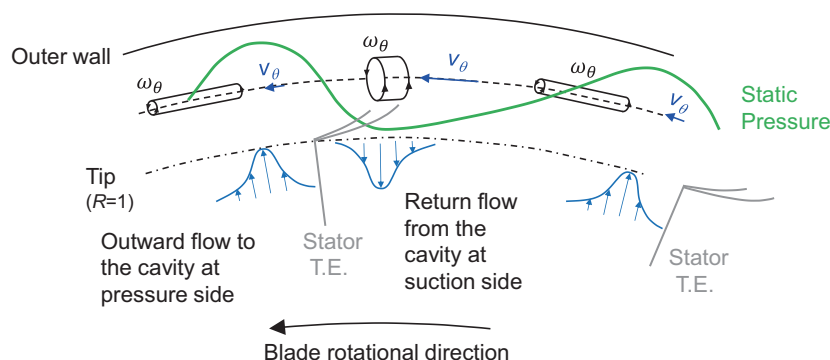


Fig. 14 Schematic view of static pressure and vortex structure in the cavity.
Outward and return flow between the main flow and the cavity is also shown.

るLSにて伸長項のピーク値が高くなる。LSではキャビティからの流出流量が多く、これに対応して収縮値も低くなっている。

以上の結果をまとめるとキャビティ内部の渦構造はFig. 14のようになる。

静翼正圧面側の高圧力流体の一部はキャビティ内部へ流入し、キャビティ内部では渦構造が形成される。渦はキャビティ内の静圧レベルにより加速・減速を繰り返し、高圧力部で低速、低圧力部で高速となる。渦は主流からの流入、主流への流出流れの影響を受け強弱および伸長、収縮を繰り返しており、流入が多い領域で、伸長し強くなり、流出領域では収縮し弱まる。主流の影響をより受けるLSで周方向速度は増加する。

5. まとめ

ソリディティの異なる2種類の静翼を用いて定常計測およびCFD解析を行った。第2段動翼シュラウド入口キャビティ内の流れ構造、および主流との流れ干渉について比較検討を行った。

静翼出口における、主流およびキャビティ内部の定常計測結果から、静翼負荷増加により翼ウエーク幅が大きくなる様子が観察された。また、両静翼ともに主流とキャビティ間で外向き・内向きの流れを繰り返し、主流から翼正圧面では主流からキャビティへの流れ、負圧面ではキャビティから主流への流れが生じ、負荷を増すと出入りの流量が共に増加する。

キャビティ内部には渦構造が形成される。検査面の渦度を用いて定常CFD解析結果を評価すると、負荷増加により主流からキャビティへの流入量は16%増加し、この影響を受け周方向速度は7%高くなる。周方向速度はホワール力にも影響することから、翼負荷を増加する設計を行う際には留意する必要があることを示唆している。キャビティ内渦構造は、主流との干渉流れ、および翼による静圧分布の影響を受ける。移動速度は圧力場の影響を受け、高圧部にて減速し、低圧部で加速を繰り返しながら移動する。

また、渦強度は主流とキャビティの干渉流れの影響を受け、キャビティへの流入が多くなると渦は伸長し、流

入が少なくなると渦は収縮し、強弱を繰り返す。

参考文献

- (1) Gregory-Smith DG, Ingram G, Jayaraman P, Harvey NW, Rose MG, 2001, "Non-axisymmetric turbine end wall profiling", Proceedings of the Institution Of Mechanical Engineers Part A, Journal of Power and Energy, Vol. 215, pp. 721-734
- (2) Sauer H., Müller R., Vogeler K., Reduction of Secondary Flow Losses in Turbine Cascades by Leading Edge Modifications at the Endwall, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 123 (2), (2001), pp. 207-213.
- (3) Peters P., Breisig V., Giboni A., Lerner C., and Pfost H., The Influence of the Clearance of Shrouded Rotor Blades on the Development of the Flow Field and Losses in the Subsequent Stator, ASME Paper, 2000-GT-478, (2000).
- (4) A.M. Wallis, J.D.Denton, A.A.J. Demargne, The Control of Shroud Leakage Flows to Reduce Aerodynamic Losses in a Low Aspect Ratio, Shrouded Axial Flow Turbine, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 123 (2), (2001), pp. 334-341.
- (5) Schlienger J., Pfau A., Kalfas A.I., Abhari R.S., Effects of Labyrinth Seal Variation on Multistage Axial Turbine Flow, ASME Paper, GT-2003-38270, (2003).
- (6) Pfau A., Schlienger J., Rusch D., Kalfas A.I., Abhari R.S., "Unsteady Flow Interactions within the Inlet Cavity of a Turbine Rotor Tip Labyrinth Seal", ASME Journal of Turbomachinery, Vol.127 (4), (2005), pp. 679-688.
- (7) Sell M., Schlienger J., Pfau A., Treiber M., Abhari R.S., "The 2-Stage Axial Turbine Test Facility LISA", ASME Paper, 2001-GT-0492, (2001).
- (8) Tashima T., Sasaki T., Kalfas A.I. and Abhari R.S., "Blade Loading Influence on Unsteady Flow Interactions in Axial Steam Turbines", ASME Paper, GT2007-27452, (2007).
- (9) Greizer E.M., Tan C.S., Graf M.B. Internal Flow Concepts and Applications, Cambridge University Press (2006) P. 128

本論文に掲載の商品の名称は、それぞれ各社が商標として使用している場合があります。