

小型遠心圧縮機内の流れの数値解析

山本 純平 秋山 智仁 江藤 量一
法政大学大学院工学研究科機械工学専攻

水木 新平 辻田 星歩
法政大学工学部機械工学科

近年、マイクロガスタービンによる電力用の分散型エネルギー源やモバイル電源、超小型飛行機用を目指したガスタービンの小型化に対する研究や試作が盛んに行われている。しかし、小型化された遠心圧縮機の内部流れの詳細を実験で解明することは不可能である。

そこで本研究では、マイクロガスタービンを構成する超小型遠心圧縮機の実現を目指し、羽根車内の流れをCFDにより詳細に解明し、開発のための知見を得ることを目的とする。

1. 緒論

遠心圧縮機は、産業機械や原動機などの幅広い分野で用いられているが、その羽根車内の流れは、複雑な翼形状、軸方向から流入し半径方向へ流出する際に受ける遠心力およびコリオリ力、境界層の発達の影響などにより複雑な様相を呈する。

近年、電力用の分散型エネルギー源などに始まり、モバイル電源や、超小型飛行機用を目指したガスタービンの小型化に対する研究や試作が盛んに行われている。⁽¹⁾⁽²⁾しかし、サイズが極めて小さいマイクロガスタービンにおいては特に熱流体力学的課題を多く抱えており、その解決にはCFDによる流動解析が不可欠である。

本研究では直径4mmのマイクロガスタービン用超小型遠心圧縮機の実現を目指し、汎用コードStar-CDを用いて5倍及び10倍モデルの小型遠心圧縮機羽根車内の流れを解析し、その流路内の流れの挙動を解明した。

2. 供試羽根車

表1に解析対象となる直径40mm及び直径20mmの2種類の二次元翼を有する遠心羽根車の設計仕様を、図1にその形状を示す。

3. 数値解析法

3.1 計算方法

Star-CDの計算方法の設定では全体の計算アルゴリズムにSIMPLE法を用いた。計算精度に影響を与える対流項の評価には二次精度の風上差分法(LUD)を、また、乱流モデルには低レイノルズ数型k- ϵ モデルを用いた。

3.2 解析条件

図2に直径40mm及び直径20mmの羽根車計算格子を示す。計算格子は羽根車の1ピッチ分の翼間流路に対して生成し、解析を行った。直径40mmの計算格子の格子点数は、流れ方向に229点、翼ピッチ方向の翼間上流部で71点、翼間内部で46点、翼間下部で55点、翼スパン方向に45点の計546,392点であり、直径20mmの計算格子の格子点数は、流れ方向に159点、翼ピッチ方向の翼間上流部で47点、翼間内部で67点、翼間下部で49点、翼スパン方向に50点の計445,802点である。

境界条件としては、2種類の羽根車に共通して圧力比3を想定し、入口全圧を101.3(kPa)、出口静圧を303.9(kPa)に設定した。壁面ではすべり無し条件を与え、翼面以外のピッチ方向境界面には周期境界条件を適用し、クリアランスは無しとして、圧縮性流れを仮定して解析を行った。また、回転数は圧力比3に対して、直径40mm羽根車では220,000rpm、直径20mm羽根車では500,000rpmに設定した。

表1 羽根車の設計仕様

入口直径[mm]	16	8
出口直径[mm]	40	20
羽根枚数	16	7
羽根厚さ[mm]	0.5	1
入口羽根高さ[mm]	6.1	3
出口羽根高さ[mm]	2.4	1.2
羽根入口角度[°]	50	54
羽根出口角度[°]	30	31

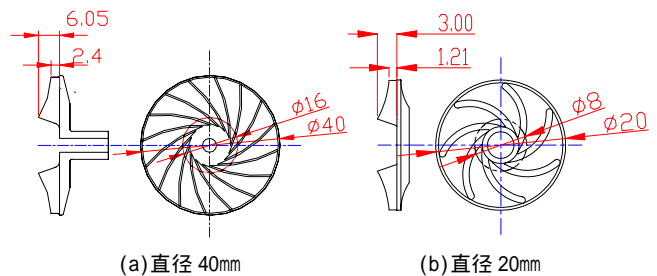


図1 羽根車の形状

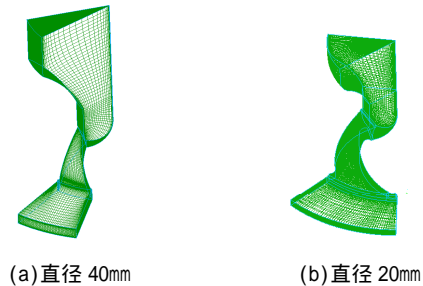


図2 三次元計算格子

計算結果から、全圧損失係数 C_{pt} を以下の式により算出した。

$$C_{pt} = \frac{P_{t1} - P_t}{\frac{1}{2} \rho U^2}$$

ここで、全圧 P_t は、回転による圧力上昇を除いた値であり、 P_{t1} は入口全圧、 ρ は標準大気密度[1.205kg/m³]、 U は羽根車出口周速[m/s]である。

4. 計算結果および考察

図 3 に直径 40mm 及び直径 20mm の計算結果を表示する翼間面の位置を示す。

4.1 直径 40mm 羽根車

図 4 に翼間中央部における子午面内の速度ベクトルと全圧損失係数 C_{pt} 分布を示す。翼間に流入した流れがシュラウド付近で半径方向へ転向し切れずに大規模な剥離を生じ、低運動エネルギーの高損失領域が形成されている。次に、図 5 から図 7 に翼間面の速度ベクトルと速度分布(各図(a))、および全圧損失係数 C_{pt} 分布(各図(b))を示す。また、図 5 に示したカラーマップの表示範囲は図 4 から図 11 にも対応している。なお、圧力面を PS、負圧面を SS とする。図 5、図 6 からその剥離領域が負圧面において形成され、羽根出口付近まで広がっている。図 5 から図 7 でハブからシュラウドにかけて負圧面側の剥離、損失領域は何れも増加していることが分かる。

図 7 からハブ面側の圧力面で剥離が起き、損失が高くなっている。これは、前縁上流においてハブの方がシュラウドより周速度が遅いため、シュラウドからハブにかけて迎え角が負の方向になることが原因と考えられる。また、壁面近傍の運動エネルギーの小さい流れが逆圧力勾配により壁面からはがれ、逆流を起こしてしまうこともその原因と考えられる。この圧力面ハブ側の剥離は、負圧面の大規模な剥離に比べると損失に与える影響は非常に小さいと推測される。

以上の結果から、直径 40mm 羽根車において剥離及び損失生成は入口部の子午面形状に強い影響を受けていると考えられる。

4.2 直径 20mm 羽根車

図 8 から図 11 に直径 20mm 羽根車に対する前述のものと同様の図を示す。図 8 から翼間に流入した流れがシュラウド付近で半径方向へ転向し切れずに剥離を生じ、低運動エネルギーの高損失領域がシュラウド付近に形成されている。図 9(a)では、翼の前縁部圧力面付近から流れが剥離し、圧力面で逆流を起こしている。しかし、ミッドスパン、ハブ側では見られない(図 10(a), 11(a))。この原因としては、シュラウド側では図 8 に示したように低運動エネルギー領域が形成されているため、直径 40mm 羽根車に比べて相対的に大きな半径を持つ翼前縁を低エネルギー流体が翼面に沿って曲がり切れなかったと考えられる。

図 9 から図 11 で直径 20mm 羽根車の後縁部ではウェークが形成されていることがわかるが、図 5 から図 7 の直

径 40mm 羽根車でウェーク領域の広がりは見られない。これは、直径 20mm 羽根車では、1 ピッチ分の翼間幅に比べて翼厚さが相対的に直径 40mm 羽根車のものより厚いため、羽根の後縁の背後でウェーク領域が大きくなり、後縁部で損失が高くなっている。このウェークによる損失がディフューザ領域内での損失生成に影響を与えることが予想される。

以上の結果から、直径 20mm の羽根車において直径 40mm 羽根車と同様に入口部の子午面形状と前縁及び後縁の相対的羽根厚さが剥離及び損失生成に強い影響を与えていると考えられる。

5. 結論

本研究により以下の結論を得た。

- (1) 本解析結果から小型遠心羽根車内の流れの挙動が明らかになった。
- (2) 小型遠心圧縮機羽根車内の流れの挙動と損失生成は、流入状態に強く影響を受ける。
- (3) 超小型化により羽根厚さが相対的に厚くなると、羽根の後縁の背後で発生するウェークの領域が拡大し、損失を増加させる。
- (4) 同一の圧力比に対し、直径 40mm と直径 20mm の羽根車流路内部の流れは定量的に大きく異なる。

参考文献

- [1] 寺本進, 長島利夫, "超小型ガスタービンの CFD", ガスタービン学会誌, Vol.30, No4, (2002.7), pp.50-55
- [2] 長島利夫他, "超小型ガスタービンの熱流動設計をめぐる海外共同研究", 日本ガスタービン学会誌, Vol.30, No4, (2002.7), pp.42-49.

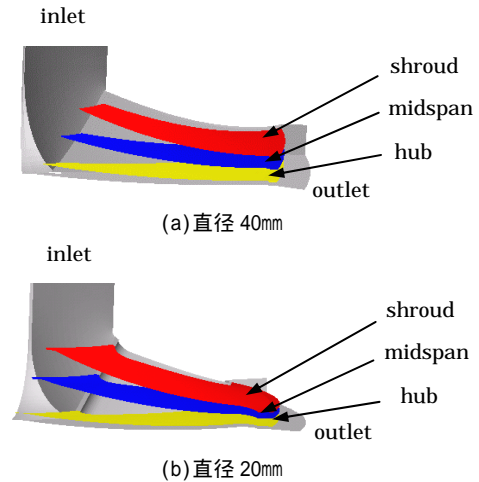


図 3 翼間面の位置

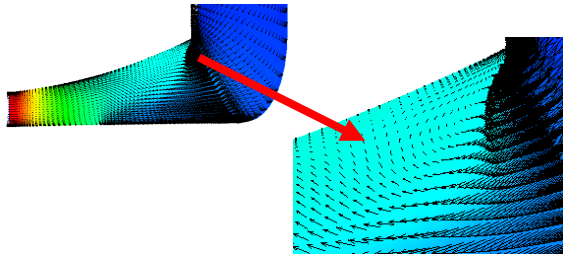


図4 翼間中央部における子午面内の速度ベクトルと全圧損失係数分布 (40mm)

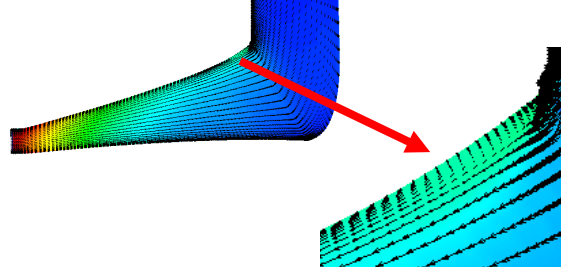
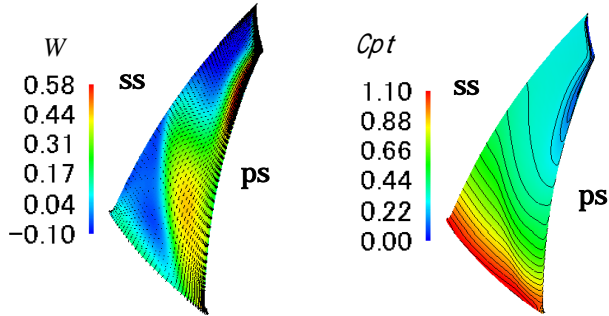


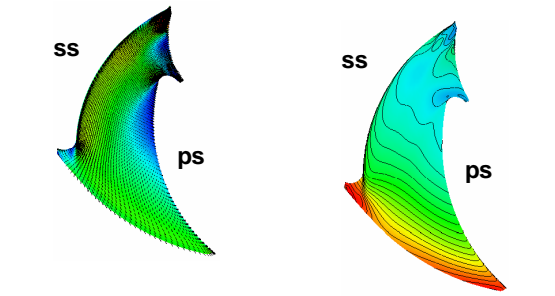
図8 翼間中央部における子午面内の速度ベクトルと全圧損失係数分布 (20mm)



(a) 速度ベクトルと速度分布

(b) 全圧損失係数分布

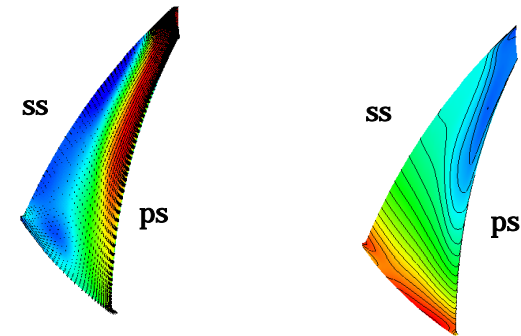
図5 shroud 面側 (40mm)



(a) 速度ベクトルと速度分布

(b) 全圧損失係数分布

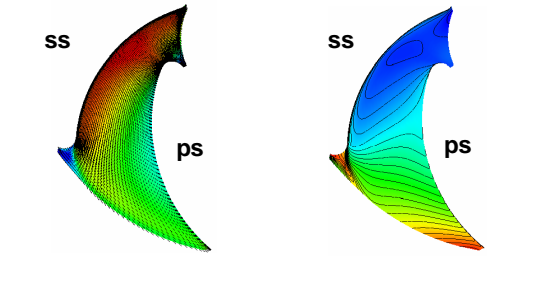
図9 shroud 面側 (20mm)



(a) 速度ベクトルと速度分布

(b) 全圧損失係数分布

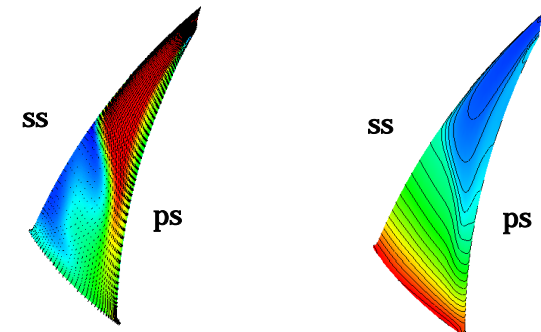
図6 midspan 面 (40mm)



(a) 速度ベクトルと速度分布

(b) 全圧損失係数分布

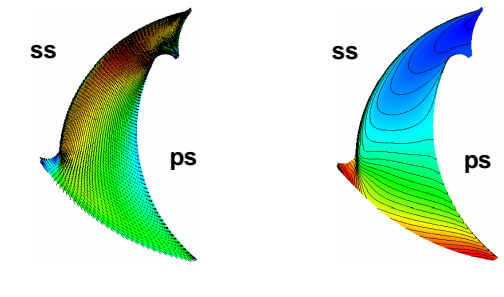
図10 midspan 面 (20mm)



(a) 速度ベクトルと速度分布

(b) 全圧損失係数分布

図7 hub 面 (40mm)



(a) 速度ベクトルと速度分布

(b) 全圧損失係数分布

図11 hub 面側 (20mm)

キーワード.

超小型遠心圧縮機、マイクロガスタービン

Summary.

Numerical Analysis of Flow within Ultra Micro Centrifugal Compressor

Junpei Yamamoto Tomohito Akiyama Ryoichi Eto

Graduate School of Mechanical Engineering, Hosei University

Shimpei Mizuki Hoshio Tsujita

Department of Mechanical Engineering, Hosei University

In recent years, a lot of experimental and numerical investigations have been made for the micro centrifugal compressor system used as the mobile electrical power source, the electric distributed energy source, the gas turbine for micro plane and so on. However, the downsizing of the centrifugal compressor system makes impossible to measure the internal flow in the rotating impeller experimentally.

In the present study, the internal flow in the micro centrifugal impeller was particularly revealed by computational fluid dynamics in order to realize the micro centrifugal compressor for a micro gas turbine system.

Keywords.

Micro Centrifugal Compressor, Micro Gas Turbine