

送風機翼の運動量ソースによる負荷分布の解析

吉武 翔*・東野 光洋*・奥村 哲也**・林 秀千人**・濱川 洋充***

Analysis of Fan Blade Load Distributions with Momentum Source

by

Shou YOSHITAKE*, Mitsuhiro HIGASHINO*, Tetsuya OKUMURA**
Hidechito HAYASHI**, Hiromitsu HAMAKAWA***

The load distribution in span direction of the fan blade is basic concept to design fans. It is mainly used three types; the free vortex, forced vortex and circumferential velocity setting types. These types are presented for uniform oncoming flow condition. Recently it is sometimes used not uniform condition, but the distorted oncoming flow. It is not clear the influence of the inlet distribution to blade load distribution in fan design. There are a lot of parameters to design the rotor blade and these are closely correlated each other. We proposed that the momentum source distribution method for discussing the blade load optimization. It becomes easy to obtain the good performance in fan design. The momentum source is distributed in the rotor domain instead of the blade. This makes clear the effects of the blade load distributions. It is shown the relationship between the momentum source and the flow characteristics. The sirocco fan is examined the effects of the momentum source distributions method. It is obtained the increment of momentum source for shroud direction offers the good performance compared with the uniform momentum source distribution.

Key words: momentum source, fan design, blade load distribution, Sirocco fan

1. 緒言

送風機は長い間、私たちの周りで様々な利用がなされてきた。産業用の送風機では、工場やプラント、トンネルなどの送風として、民生用としては換気やエアコン、車両用として使用されている。さらに、AO機器やIT機器の電子部品の冷却として非常に多く使用されている。このような利用の広まりと共に、送風機の使用環境も大きく変化している。従来は送風機の空気取り入れ口周りは、十分な空間が確保されたが、省スペースの観点から非常に狭小な空間や、偏った流入を強いられる設定も多くなっている。これにより、送風機へ流入する流れと周辺機器との干渉が大きくなっ

り、従来の送風機的设计^{(1),(2)}では当初の性能が得られないことも生じてくる。

これまで送風機への流入条件の影響を調べた研究もなされている^{(3),(4)}。しかしながら、これら流入などの周囲の条件を考慮して送風機を設計することまではなされていない。送風機的设计においては、仕様に基づき設定された流量において所要の圧力上昇を得るような羽根の形状を設定する。その場合に多くは子午面に垂直なスパン方向には一様な負荷分布を想定して設計されることが多い。あるいは、負荷の分布を検討せずに、あいまいなパラメータ設定による設計が行われることも少なくない。最近では、AIに基づく最

令和3年7月2日受理

* 長崎大学大学院工学研究科 (Graduate school of engineering)

** 長崎大学総合生産科学域 (工学系)

*** 大分大学理工学部 (Faculty of Science and Technology)

適化設計が進み、翼性能に関する様々なパラメータを変化させて、最適な形状を見つけ出すことが進められているが、パラメータの数が増えるに伴い最適化のための試行が急激に増加し、パラメータ間の相互作用も複雑となっている。しかも、性能とパラメータの関係が明確にならない場合も表れている。そのような場合に、流入条件の変化が、送風機的设计へ及ぼす影響あるいは形状との関係があいまいで、設計の一貫性を保つことが難しくなる。一方で、簡便な方法として従前からアクチュエーターディスクを用いた運動量ソース法がある。これは羽根車の設計より、周辺機器の流動を解析することに重点が置かれた研究で使用される^{(5), (6)}。

以上を踏まえ、著者らは様々な周囲の条件に基づく送風機設計に応じた手法として、羽根車の具体的な形状を設定する前段階として、運動量ソースに基づく負荷分布の設定を行い、それをもとにした羽根車の設計を行う二段階設計法を考えている。従来からしばしば用いられてきたアクチュエーターディスクを翼の領域に設定して、そこに運動量ソース(momentum source)を施すことにより、翼力の分布を表す。この分布を様々な変化させることによって最適な負荷の特性を作り出すことが可能となる。運動量ソースに基づく負荷分布の適正化は、実際の羽根車の負荷を詳細に表すことはできないものの、様々な流入条件に対する負荷分布の方向性を明確にすることができる。そのため、次のステップで羽根車の具体的な形状を設計をする段階で、比較的容易に適切な形状を得ることができると思われる。

本報では、シミュレーションを用いた送風機設計を行うに当たり、第1段階として運動量ソースの分布による性能や負荷分に及ぼす影響を検討した。

2. 運動量ソースに基づく羽根車負荷特性の評価

図1は、運動量ソース設定を模式的に描いたものである。送風機の流入領域と羽根車の領域それに流出の領域を考え、流入・流出の領域では様々な条件の設定が考慮される。そのような設定がなされた送風機の全体に対して、羽根車の領域を同心円の領域 (Impeller domain) に設定する。その部分に羽根の代わりに運動量ソース M_r, M_θ, M_z を分布させる。この運動量ソースの分布を様々な設定して、最適な性能が得られる分布をシミュレーションで見つける。これにより、羽根による流れの複雑さを取り除き羽根車領域の負荷の最適化を評価し、スパン方向の羽根車設計の方向性を明確にすることができる。翼の設計では、最適な負荷分布を

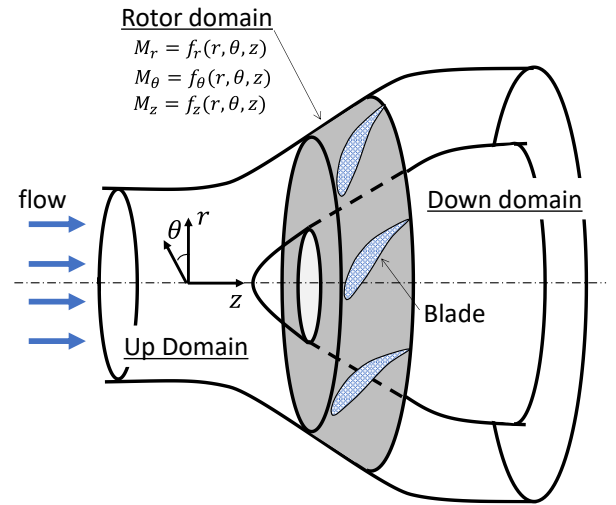


Fig.1 Momentum source model

もとに、羽根車の形状を通常的设计により進めることにより、翼設計が方向性が明確となる。

運動量ソースと羽根周りの流れの特性との関係を以下に示す。運動量ソースを含む回転軸方向、周方向、半径方向の運動方程式は次式で与えられる。

$$\frac{DC_z}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + v(z) + M_z \quad (1)$$

$$\frac{DC_\theta}{Dt} + \frac{C_\theta C_r}{r} = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + v(\theta) + M_\theta \quad (2)$$

$$\frac{DC_r}{Dt} - \frac{C_\theta^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + v(r) + M_r \quad (3)$$

ここで、左辺の微分は定常流れを考えて次式である。

$$\frac{D}{Dt} = C_r \frac{\partial}{\partial r} + C_\theta \frac{\partial}{r \partial \theta} + C_z \frac{\partial}{\partial z}$$

また、右辺の $v(z), v(\theta), v(r)$ は、それぞれの方向の粘性項を表している。

一方、ロータルピーは流線に沿って一定であるので、流線に沿っての変化がない次式が示される。

$$dI_R = d(I - r\omega C_\theta) = 0 \quad (4)$$

ここで、 I はエンタルピーで非圧縮では次式となる。

$$I = \frac{p_t}{\rho} = \frac{p}{\rho} + \frac{C^2}{2}$$

したがって、ロータルピーが流線に沿って一定の条件(4)式は、軸対象で θ 方向に変化を考えないとすると、 $\partial/\partial\theta = 0$ なので、次式となる。

$$\begin{aligned}
\frac{dI_R}{dt} &= \frac{\partial I_R}{\partial r} \cdot \frac{dr}{dt} + \frac{\partial I_R}{\partial z} \frac{dz}{dt} = \frac{\partial I_R}{\partial r} \cdot C_r + \frac{\partial I_R}{\partial z} \cdot C_z \\
&= \left\{ \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{p}{\rho} + \frac{C^2}{2} \right) - \frac{\partial(r\omega C_\theta)}{\partial r} \right\} C_r + \left\{ \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{p}{\rho} + \frac{C^2}{2} \right) - \frac{\partial(r\omega C_\theta)}{\partial z} \right\} C_z \\
&= \frac{C_r}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + C_r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{C^2}{2} \right) - \omega C_\theta C_r - r\omega C_r \frac{\partial C_\theta}{\partial r} + \frac{C_z}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + C_z \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{C^2}{2} \right) - r\omega C_z \frac{\partial C_\theta}{\partial z} = 0 \quad (5)
\end{aligned}$$

また、微分式(1)~(3)は、 θ 方向の変化がないと、

$$C_r \frac{\partial C_z}{\partial r} + C_z \frac{\partial C_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + v(z) + M_z \quad (1)'$$

$$C_r \frac{\partial C_\theta}{\partial r} + C_z \frac{\partial C_\theta}{\partial z} + \frac{C_\theta C_r}{r} = v(\theta) + M_\theta \quad (2)'$$

$$C_r \frac{\partial C_r}{\partial r} + C_z \frac{\partial C_r}{\partial z} - \frac{C_\theta^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} + v(r) + M_r \quad (3)'$$

したがって、

$$\begin{aligned}
\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} &= v(r) + M_r - C_r \frac{\partial C_r}{\partial r} - C_z \frac{\partial C_r}{\partial z} + \frac{C_\theta^2}{r} \\
\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} &= v(z) + M_z - C_r \frac{\partial C_z}{\partial r} - C_z \frac{\partial C_z}{\partial z}
\end{aligned} \quad (6)$$

(5)式に(6)式を代入すると、

$$\begin{aligned}
C_r \left\{ v(r) + M_r - C_r \frac{\partial C_r}{\partial r} - C_z \frac{\partial C_r}{\partial z} + \frac{C_\theta^2}{r} \right\} + C_r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{C^2}{2} \right) - \omega C_\theta C_r - r\omega C_r \frac{\partial C_\theta}{\partial r} \\
+ C_z \left\{ v(z) + M_z - C_r \frac{\partial C_z}{\partial r} - C_z \frac{\partial C_z}{\partial z} \right\} + C_z \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{C^2}{2} \right) - r\omega C_z \frac{\partial C_\theta}{\partial z} = 0
\end{aligned}$$

式を整理して、

$$\begin{aligned}
\{C_r v(r) + C_z v(z) + C_r M_r + C_z M_z\} - C_r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{C_r^2}{2} + \frac{C_z^2}{2} - \frac{C^2}{2} \right) - C_z \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{C_r^2}{2} + \frac{C_z^2}{2} - \frac{C^2}{2} \right) \\
+ C_r \frac{C_\theta^2}{r} - \omega C_\theta C_r - r\omega \left(C_r \frac{\partial}{\partial r} + C_z \frac{\partial}{\partial z} \right) C_\theta = 0 \quad (7)'
\end{aligned}$$

速度三角形の関係 $C^2 = C_r^2 + C_\theta^2 + C_z^2$ から、

$$\{C_r v(r) + C_z v(z) + C_r M_r + C_z M_z\} + C_r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{C_\theta^2}{2} \right) + C_z \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{C_\theta^2}{2} \right) + \frac{C_r C_\theta^2}{r} - \omega C_\theta C_r - r\omega \left(C_r \frac{\partial}{\partial r} + C_z \frac{\partial}{\partial z} \right) C_\theta = 0$$

さらに、変形して、

$$\{C_r v(r) + C_z v(z) + C_r M_r + C_z M_z\} + C_\theta \left(C_r \frac{\partial}{\partial r} + C_z \frac{\partial}{\partial z} \right) C_\theta + \frac{C_r C_\theta}{r} (C_\theta - r\omega) - r\omega \left(C_r \frac{\partial}{\partial r} + C_z \frac{\partial}{\partial z} \right) C_\theta = 0$$

$$\text{さらに } \{C_r v(r) + C_z v(z) + C_r M_r + C_z M_z\} + (C_\theta - r\omega) \left\{ \left(C_r \frac{\partial}{\partial r} + C_z \frac{\partial}{\partial z} \right) C_\theta + \frac{C_r C_\theta}{r} \right\} = 0$$

以上から、 r 方向と z 方向の運動量ソースについて次の関係式が得られる。

$$\{C_r v(r) + C_z v(z) + C_r M_r + C_z M_z\} + \frac{(C_\theta - r\omega)}{r} \left(C_r \frac{\partial}{\partial r} + C_z \frac{\partial}{\partial z} \right) (rC_\theta) = 0 \quad (8)$$

一方，周方向の運動方程式(2)' 式の左辺を変形して，

$$\begin{aligned} C_r \frac{\partial C_\theta}{\partial r} + \frac{C_\theta C_r}{r} + C_z \frac{\partial C_\theta}{\partial z} &= C_r \left(\frac{\partial C_\theta}{\partial r} + \frac{C_\theta}{r} \right) + C_z \frac{\partial C_\theta}{\partial z} = \frac{C_r}{r} \frac{\partial (rC_\theta)}{\partial r} + C_z \frac{\partial C_\theta}{\partial z} \\ &= \frac{C_r}{r} \frac{\partial (rC_\theta)}{\partial r} + \frac{C_z}{r} \frac{\partial (rC_\theta)}{\partial z} = \frac{1}{r} \left(C_r \frac{\partial}{\partial r} + C_z \frac{\partial}{\partial z} \right) (rC_\theta) \end{aligned}$$

したがって，(2)' 式は次の(9)式となる．

$$\frac{1}{r} \left(C_r \frac{\partial}{\partial r} + C_z \frac{\partial}{\partial z} \right) (rC_\theta) = v(\theta) + M_\theta \quad (9)$$

式(9)は周方向の運動量ソースについて流れの様相との関連を示している．(8)式と(9)式から各方向の運動量ソース間の関係が得られる．

$$\{v(r) + v(z) + C_r M_r + C_z M_z\} + (C_\theta - r\omega)\{v(\theta) + M_\theta\} = 0 \quad (10)$$

3. 計算モデルと運動量ソースの設定条件

シロッコファンをモデルとして，上記の運動量ソースの分布による送風機の特性への影響を調べた．表1に主要諸元を示す．また，設計流量は $Q=1.2\text{m}^3/\text{min}$ ，圧力を 40Pa と設定した．

Table 1 Main dimensions of impeller

Inner diameter	80 mm
Outer diameter	100 mm
Span	50 mm
Blade Number	30
Rotating speed	2000 rpm

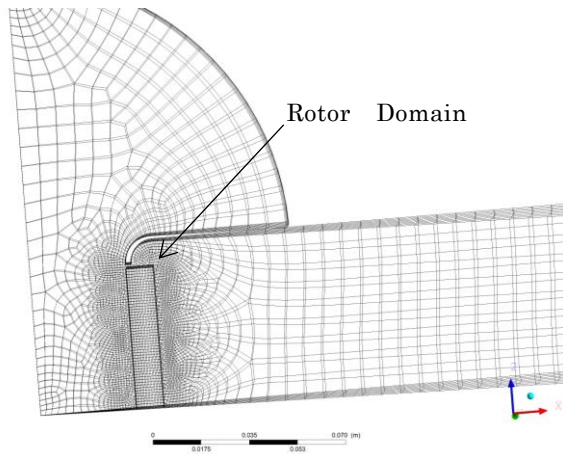


Fig.2 One pitch momentum source model of Sirotto fan

Fig.2に運動量ソースモデルの概略を示す．本シミュレーションでは，流入条件による羽根車の流れのみの影響を調べるために，ケーシングを省いた1ピッチでシミュレーションをおこなった．シロッコファンの流入において，ベルマウス部で急激な流れの変化があり，それがファン性能を低下させている．本報では，その影響と負荷分布との関係をしらべた．

通常のシミュレーションにおいて，羽根が存在する図中の羽根車領域に，羽根の代わりに運動量ソースを分布させる．羽根車領域は，スパン方向，半径方向，周方向に領域を等分割して，各方向の運動量ソース成分を分布させる．周方向の運動量ソースは式(9)をもとに，粘性項 $v(\theta)$ をゼロとして与える．ここで，運動量ソースの分布を式(9)や(10)で設定する場合，流速分布が明らかとなる必要があるが，それらは初めには決まっていない．そこでまず，理想的に均一な流入条件を基本とした．すなわち，半径方向速度 C_r はスパン方向にほぼ一定と想定して流量から算定した．回転軸方向速度 C_z はゼロとした．周方向速度は半径方向に直線分布を設定し，次式で与えた．

$$C_\theta = \frac{r - r_1}{r_2 - r_1} C_{\theta dsn} \quad (11)$$

ここで， $C_{\theta dsn}$ は設計圧力をもとに，オイラーヘッドから定まる絶対速度の周方向成分である．以上より，スパン平均の運動量ソースの周方向成分 $M_{\theta \text{ avg}}$ は次式

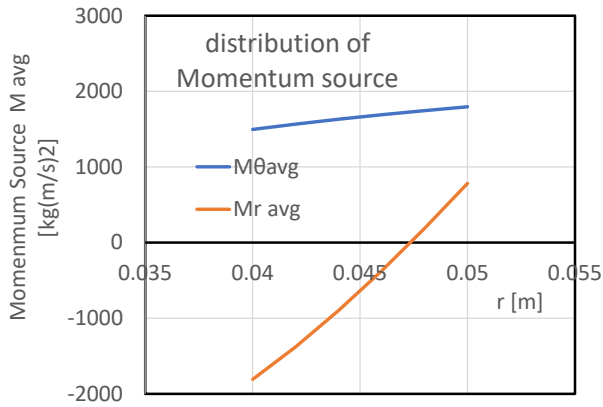


Fig.3 Distribution of Momentum sources

となる。

$$M_{\theta avg} = \rho \frac{2 - r_1/r}{r_2 - r_1} C_{\theta dsn} \cdot C_r \quad (12)$$

通常的设计では、上式のようにスパン方向に負荷の分布を一定とすることが多いので、式(12)を運動量ソース分布として、シミュレーションすることにより、流れの概要および想定される性能を把握することができる。また、運動量ソースの半径方向 M_{ravg} および回転軸方向成分 M_{zavg} については、式(10)より算定する。遠心ファン、特にシロッコファンでは羽根が2次元形状となっているので、回転軸方向の運動量ソースはゼロと想定できる。また、周方向と同様に粘性項をゼロとする。このことにより、運動量ソースの半径方向成分 M_{ravg} は次式となる。

$$M_{ravg} = -\frac{C_{\theta} - r \cdot \omega}{C_r} M_{\theta avg} \quad (13)$$

ここで、 ω は羽根車の回転角速度である。

Fig.3 は式(12)、(13)の運動量ソースの周方向成分 M_{θ} と半径方向成分 M_r の半径方向変化を示す。 M_{θ} は半径方向に緩やかに増加しているものの、大きな変化は見られない。一方、 M_r は半径が小さいところで負の大きな値から羽根車出口では正の値まで大きく変化している。この M_r の変化は式(13)からわかるように周方向速度 C_{θ} と羽根車の周速度 $r\omega$ との関係で出てくるものである。本羽根車では負から正へ変化するので、羽根車の性能は後述するように運動量ソースによる作用を流れに沿って積分するために結果として影響があまり見られない。

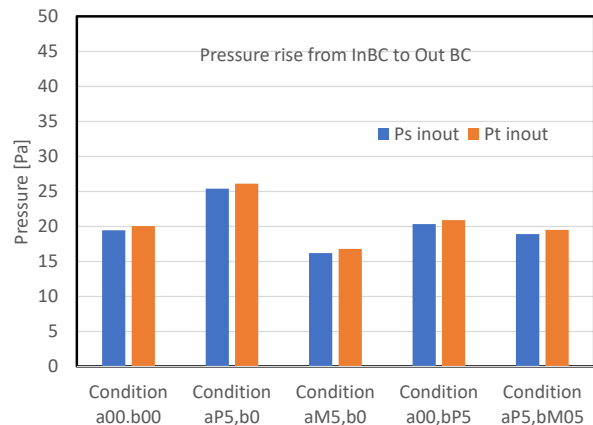
運動量ソースのスパン方向分布による影響をしらべるために、次式による分布を与えた。

$$\begin{aligned} M_{\theta}(z) &= M_{\theta avg} \{a(z/h - 0.5) + 1\} \\ M_r(z) &= M_{r avg} \{b(z/h - 0.5) + 1\} \end{aligned} \quad (14)$$

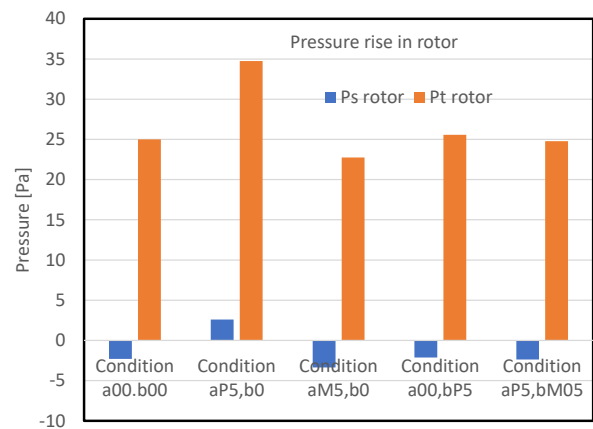
ここで、係数 a, b は 0.5, 0, -0.5 を取る。 $a, b=0.5$ はシュラウド側の運動量ソースが大きく平均の1.5倍、ハブ側がその1/3の0.5倍となる。また-0.5はその逆の分布となる。

4. シミュレーション結果および考察

Fig.4 は、式(14)の a および b を変化させ運動量ソースにスパン方向分布を持たせたときの圧力上昇量を示している。図(a)はシミュレーションの入口境界から出口境界までに上昇した静圧と全圧の様子を示している。運動量ソースの周方向成分、半径方向成分が一樣な $a, b=0$ を基本として、分布を設定することで、圧力上昇の様子に変化が生じている。運動量ソースの周方向の成分 M_{θ} をシュラウド側に大きくした $a=0.5$



(a) Pressure rise from inlet to outlet boundary



(b) Pressure rise at rotor domain

Fig.4 Variation of pressures with span-wise distributions of momentum sources

の場合に静圧、全圧ともに大きく上昇している。 $a, b=0$ と比べて、25%以上も上昇している。一方、 $a=-0.5$ の

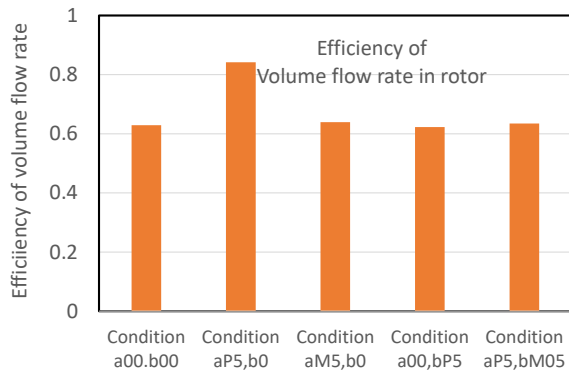


Fig.5 Variation of volume flow rate efficiency with span-wise distributions of momentum sources

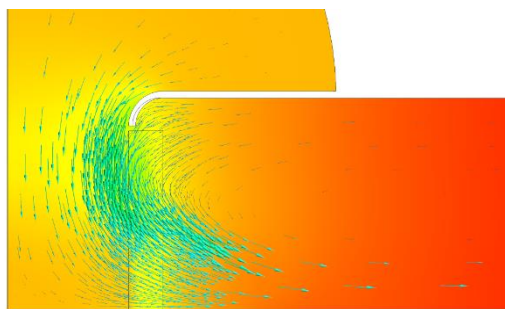
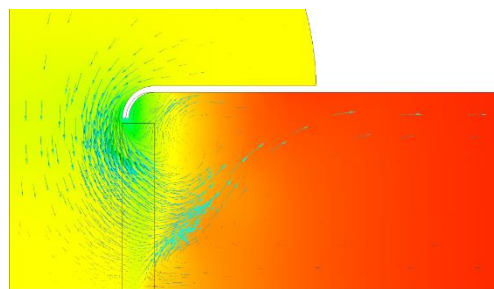
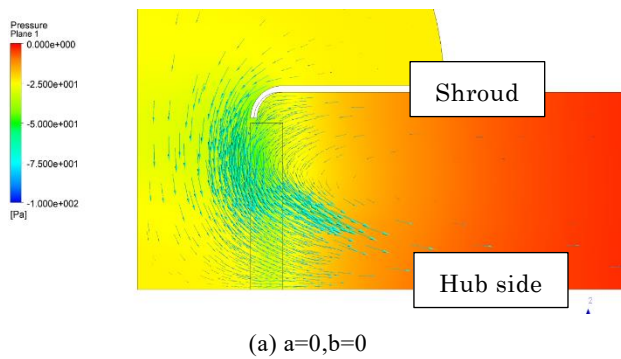


Fig. 6 Flow characteristics with momentum source M_θ span-wise distribution

場合に圧力上昇が小さい。また、運動量ソースの半径方向成分 M_r を変化させた場合は、 $b=0.5$ のシュラウド側を大きくした方が、若干大きな圧力上昇を得ている。一方、 $b=-0.5$ では逆に若干の低下しているが、 a による影響に比べると、その影響はかなり小さくなっている。図(b)は、羽根車領域前後での圧力上昇量を示している。全圧に比べ静圧は非常に小さい。これは、シロッコファンの特性を示すもので、動圧上昇が多くなっていることの表れである。ただ、 $a=0.5$ の場合に値は小さいものの正の値を取っている。このことから、本シロッコファンの負荷分布としては、スパン方向に一定の負荷とするのではなく、シュラウド側に大きな負荷を設定する方が圧力上昇が大きくなることがわかる。

Fig.5 は、正味流量と羽根車領域を通過する体積流量との比として体積効率を示している。 $a=0.5$ を除き、体積効率は 60%程度である。一方、 $a=0.5$ は 80%を越えて体積効率がかなり高く羽根車領域の循環流れが少ないことを示している。後述するように、 $a=0.5$ の場合に、流れの様相が他の場合とは大きく異なっていることによるものである。

Fig.6 は運動量ソースの式(14)において、周方向成分 M_θ の式の a を変化させたときの流れのパターンの様

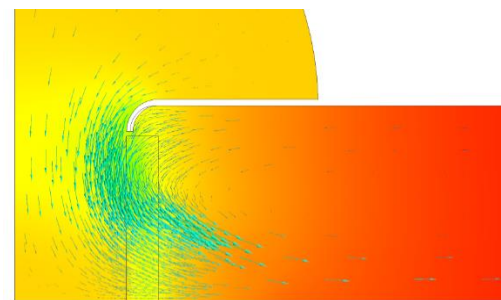
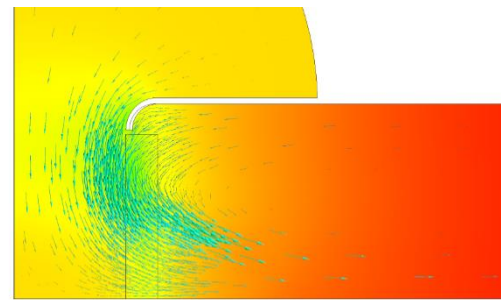


Fig. 7 Flow characteristics for momentum source M_r span-wise distribution

子を示している。図中の四角の線で囲まれた部分が、運動量ソースを分布させる rotor domain である。図中の色の変化は圧力の分布で、ベクトルは絶対速度の分布である。図(a)の $a, b=0$ の運動量ソース (M_θ, M_r) がスパン方向に一定の場合である。ベルマウスからハブ方向へ向く流れは、羽根車領域の中でもスパン中央からハブ側に向かっている。また、圧力の分布は、Fig. 4 で得られたように Rotor domain で圧力が一旦下がっている。特にシュラウド側のベルマウス入口付近でかなり低くなっている。羽根車下流では、しだいに圧力が上昇している。図(b)では、Rotor domain の流れの速い部分がだいたいシュラウド側へ寄っていることがわかる。入口境界での圧力が低く Rotor domain での圧力上昇が大きくなっていることがわかる。図(c)は、Rotor domain でのベクトルがかなりハブ側に向いていることがわかる。シュラウド側の Rotor domain より下流側でシュラウド側に大きな逆流領域が形成されている。このように、シロッコファンでは回転軸方向の流れがすぐに羽根車領域に入るために、スパン方向の負荷の分布が流れの様相を大きく変化させ、性能も大きく変わることがわかる。

Fig.7 は運動量ソースの式(14)において、半径方向成分 M_r の b を変化させたときの流れのパターンの様子を示している。Fig.6 の M_θ に比べて、いずれの場合もほとんど違いがみられない。これは、運動量ソース M_r の半径方向分布によるもので、羽根車の入口から出口までの積分の結果として M_r の効果が減少したと考えられる。

以上のように、運動量ソースを考えることで、様々な流入条件に対する羽根の負荷分布の影響を考慮することができ、最適な負荷分布を評価することが可能である。

5. まとめ

様々な流入条件に対する羽根車への負荷分布の妥当性を解析する目的で、運動量ソースと流れ特性量との関係を明らかにするとともに、運動量ソースの分布を取り入れたシミュレーションを提案し、シロッコファンについて、以下のことが明らかとなった。

1. 運動量ソースの各成分とファン内部流れとの関係が明確となった。
2. 運動量ソースの各成分のうち、回転軸対象流れでは半径方向成分と回転軸方向成分（子午面の成分）の関係が明確となった。
3. シロッコファンについて、運動量ソースを用いたシミュレーションを行い、運動量ソースのスパン方向

分布からシュラウド側に M_θ を大きくする負荷分布が大きな圧力上昇をもたらすことが明らかとなった。

文献

1. 黒川, ターボ機械の体積効率及び機械効率の算定式, 機械学会論文集, 56-531, pp185-192(1990)
2. 大塚, 送風機技術の開発, シャープ技報, 第 82 号, pp16-2(2002. 4)
3. 川口, 高田, ファン上流の乱れが小型軸流ファンの騒音に及ぼす影響, ターボ機械, 46-8, 44-53(2018)
4. 千葉, 船崎, 谷口, 狭隘環境で使用される小型軸流ファンの流れ場及び騒音特性に関する研究, ターボ機械 41-8, 44-53(2013)
5. H.Cai, G.Ma, Z.Li, Aerodynamic Characteristics of a Ducted Fan System Based on Momentum Source Method, IOP Conf. Series: J. of Physics 1300 012061, pp1-7(2019)
6. M. Tremmel, D.B.Tauble, Calculation of the Time-Averaged Flow in Squirrel-Cage Blowers by Substituting Blades with Equivalent Forces, J. Turbomachinery, Vol. 130, pp1-12(July 2008)