プロペラファンの翼端渦と空力騒音に関する研究
（軸方向相対位置の影響）

佐々木壮一*・鳥瀬一貴**・村上寛明**

Study of Blade Tip Vortex and Aerodynamic Noise of a Propeller Fan
(Influence of Axial-direction Relative Position)

by

Soichi SASAKI*, Ikki TORISE** and Hiroaki MURAKAMI**

The objective of this study is to clarify the relationship between the tip vortex and aerodynamic noise of an open type propeller fan operating at the vicinity of the maximum efficiency point. The influence of the internal flow on the aerodynamic noise is discussed with taking account of the axial direction relative position. In this experiment, when the relative position is 20 mm, the periodical noise at 200 Hz which is the low frequency side than that of the blade passing frequency became large. The periodical noise became the one of the important factors for increasing the fan noise by 5dB. The periodical noise was generated by the interaction between the tip vortex and the partition of the fan. It was clarified that when the wake formed the flow regime of the high specific speed type impeller the blade tip vortex noise was generated.

Key words *: fan, turbomachinery, tip vortex, aerodynamic noise, wake, velocity distribution*

１．はじめに

プロペラファンは電子機器の熱排気，換気扇，エンジン冷却などの用途で幅広く使用さており，その空力騒音を低減させることが課題となっている．プロペラファンは軸流ファンとは異なりケーシングの無い状態で運転される．この場合，翼端側での流れが漏れやすくなるため,その翼端側には渦が形成されやすくなる．このため，過去の研究ではこの翼端渦と空力騒音の関係が議論されてきた(1)．

深野(2-3)らは，最高効率点近傍で運転されるプロペラファンの空力特性と乱流騒音に及ぼす設計パラメータの影響を実験的に明らかにした．Jnag ら(4)は，LES によって計算されたプロペラファンの動翼上の変動圧力を wavelet 変換によって解析し，ファン騒音の実験結果と比較した．同研究によれば，動翼上の高い圧力変動は主に渦流れと隣接する動翼との干渉により発生すること，負圧面のはく離泡による変動周波数は渦流れの周波数よりも高周波であること，などが明らかにされている．中島(5)らは，半開放型プロペラファンの後流とケーシング壁面圧力変動を計測し，異なる動作点での翼端渦の挙動と空力騒音との関係について調査した．同研究では，低風量域の非設計点でその空力騒音に及ぼす翼端渦の影響が強くなることが示されている．このように，従来の研究では非設計点における翼端渦と空力騒音の関係について注目されることが多かった．一方，筐体側の設計を簡素化するために，翼端側が開放されたプロペラファンを設計点近傍で運転することも想定される．しかし，最高効率点近傍では翼端渦と

平成25年7月22日受理
*　システム科学部門（System Science Division）
**　総合工学専攻（Department of Advanced Engineering）

Fig.1 Test impeller

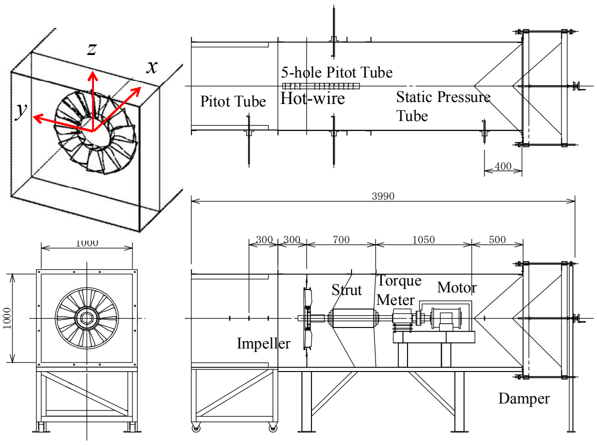


Fig. 2 Experimental apparatus

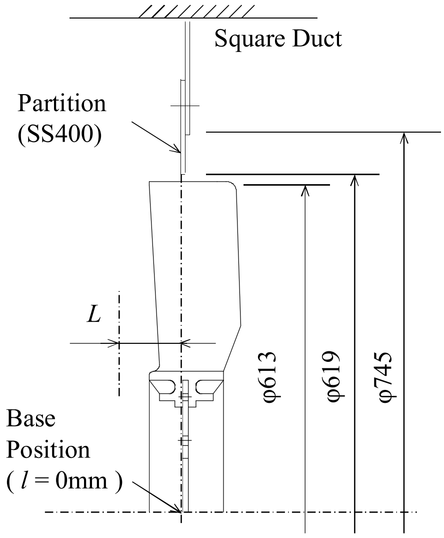


Fig. 3 Axial direction relative position

隣接翼との干渉による空力騒音が発生しにくくなるため，同作動点での翼端渦音の課題について議論された研究事例は少ない．

本研究は最高効率点近傍で運転されるプロペラファンの翼端渦と空力騒音の関係の解明を目的としたものである．羽根車の軸方向相対位置と空力騒音との関係に注目しながら，開放型のプロペラファンから発生する空力騒音に及ぼす内部流れの影響を考察する．

２．実験装置および測定方法

図 1 は供試羽根車の外観図を示したものである．羽根車の直径 D は 613mm，羽根枚数 Z は 14 枚，ハブ比 ν は 0.424 である．図 2 には，ファン性能の試験装置の概略図が示されている．測定胴の断面は 1m×1m の正方形に設計されている．羽根車の取り付け基準位置から 600mm 上流側の動圧がピトー管によって測定され，送風機の流量はその動圧によって決定されている．なお，その測定位置における速度分布を測定した結果，排除効果による流量係数は 0.842 になった．流量は測定胴の出口側に設けられたダンパーによって調整される．送風機の静圧は測定胴の出口側から 400mm 上流側に設けられた静圧管によって測定される．電動機の軸動力がトルク計（小野測器；SS-500）によって計測され，送風機の効率を算出することができる．送風機の無次元特性は式(1)で定義される．

$$\phi = \frac{4\,Q}{\pi\,(1-\nu^2)\,D^2\,U},\ \psi_s = \frac{2P_s}{\rho\,U^2}$$
$$\lambda = \frac{8\,L}{\rho\,\pi\,(1-\nu^2)\,D^2\,U^3},\ \eta = \frac{\varphi\,\psi_t}{\lambda} \tag{1}$$

ここで，φ は流量係数，ψ_s は静圧係数，λ は動力係数，η は効率である．主軸の回転数は 1200rpm となるようにインバータで制御されている．ファンの内部流動は X 型熱線プローブにより測定される．ファン騒音は羽根車の回転軸上 1.0m 上流側の点で，精密騒音計（小野測器；LA4350）に取り付けられた 1/2 インチマイクロホンによって測定される．精密騒音計からの出力信号は FFT アナライザ(小野測器;CF5210)へ入力され，周波数分析された騒音スペクトルが得られる．

図 3 には，羽根車とパーティションの関係が示されている．羽根車の上流と下流は厚さ 3.2mm の鋼板によって仕切られている．羽根車の翼先端と仕切板の内径との隙間は 7mm である. 仕切板が取り外されると，その流路の直径は 745mm となり，翼端と仕切板の内径の間には十分な距離が保たれる．羽根車の軸方向相対位置には基準位置から 10 mm 間隔，35mm を含む，6 点が採用されている．

３．結果および考察

図 4 はプロペラファンの空力特性を軸方向相対位置毎に比較したものである. ファンの流量が絞られると，ファンの静圧はある作動点を境に急峻に上昇する特性

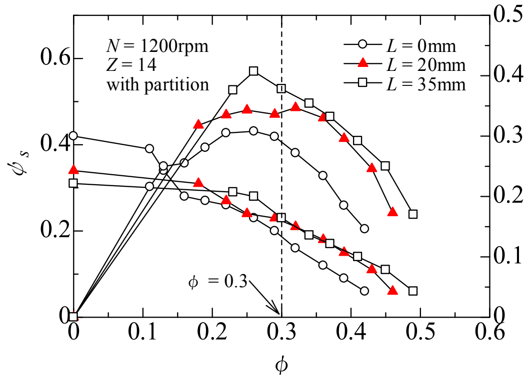


Fig. 4 Comparison of aerodynamic characteristics by the difference of the axial direction relative position

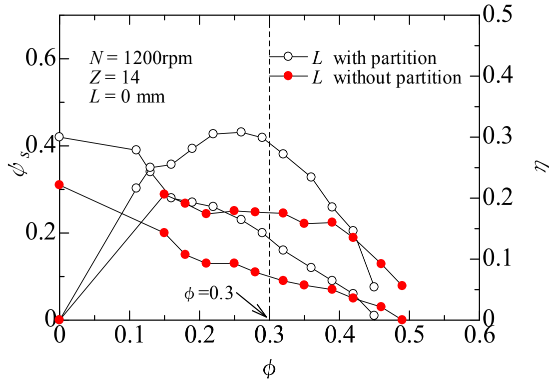


Fig. 5 Comparison of aerodynamic characteristics by the partition of the fan

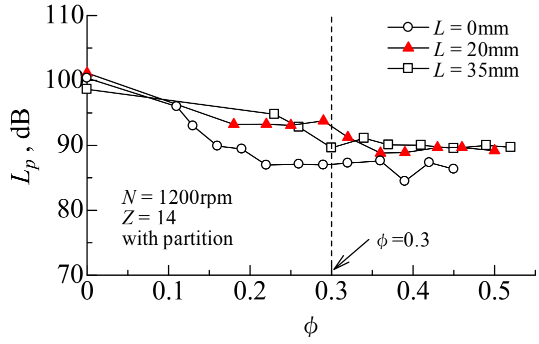


Fig. 6 Noise characteristics in the relative position

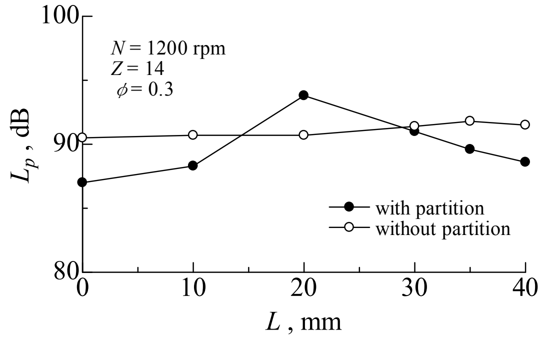


Fig. 7 Relationship between the relative poison and the sound pressure level of the fan noise

を示す．本研究では，この特異な静圧特性の影響が及ばない ϕ = 0.3 をファン性能解析の設計点として採用した．設計点よりも高流量域では相対位置 0mm の静圧が最も低い．一方，相対位置 20mm と 35mm の静圧特性は，設計点よりも高風量側で同程度の特性となる．設計点での相対位置 35mm の効率は 0mm よりも 7.9% 増加する．図 5 は仕切板を有すプロペラファンの空力特性をそれが無いファンの場合と比較したものである．羽根車の相対位置は 0mm である．設計点近傍での仕切板無しのファンの静圧上昇量は，仕切板を有すファンの 55.0%である．従って，仕切板を有さない設計点での効率は約 17%となり著しく低くなる．

図 6 には，ファン騒音の特性が示されている．設計点近傍では，ファンの音圧レベルが相対位置 20 mm で最大になる．ファンの流量が減少すると，相対位置 20mm と 35mm のファンの騒音は設計点近傍で増加するのに対して，相対位置 0 mm のファン騒音は ϕ=0.1 近傍から増加する．例えば，相対位置 20mm のファンの場合，流量係数が ϕ=0.36 から ϕ=0.29 に減少すると，その騒音レベルは約 5dB 増加する．図 7 は軸方向相対位置とファン騒音の関係を整理したものである．●が仕切板を有すファン騒音の特性であり，○が仕切板なしの特性である．仕切板を有すファンの場合，ファン騒音は相対位置 20mm で最大となり，音圧レベルはその位置を境に減少する．一方，仕切板なしのファン騒音は相対位置による変化がほとんどない．以上のことから，このファン騒音の特性には仕切板の存在が影響すると考えられる．図 8 には，ファン騒音の音圧レベルのスペクトル分布が示されている．図中の破線は翼通過周波数（280Hz）である．全ての相対位置のファンから，翼通過周波数に同期した離散周波数騒音が発生している．それらの離散周波数騒音の最大音圧レベルは 83.3dB±1.0dB であった．相対位置 20 mm と 35 mm の場合，翼通過周波数より低周波側の 200Hz 近傍に周期性騒音が発生している．特に，相対位置 20mm

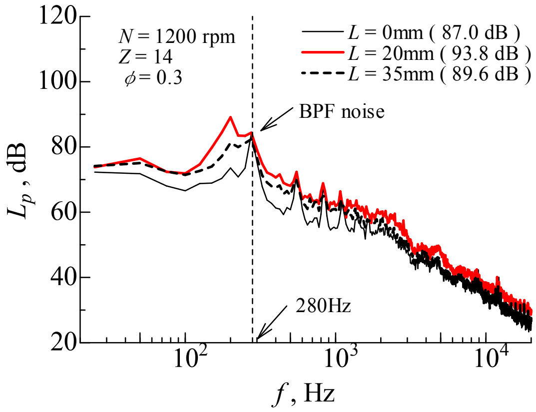
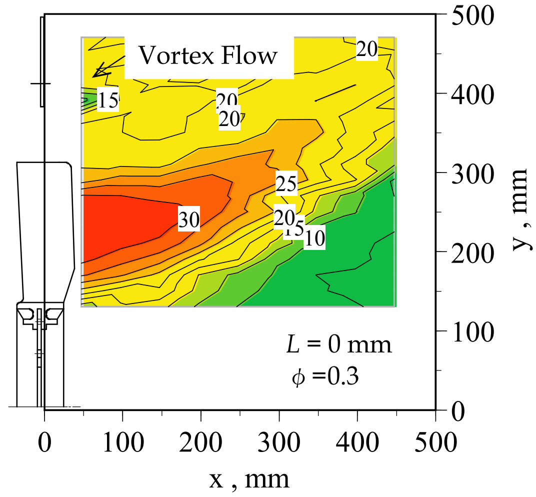
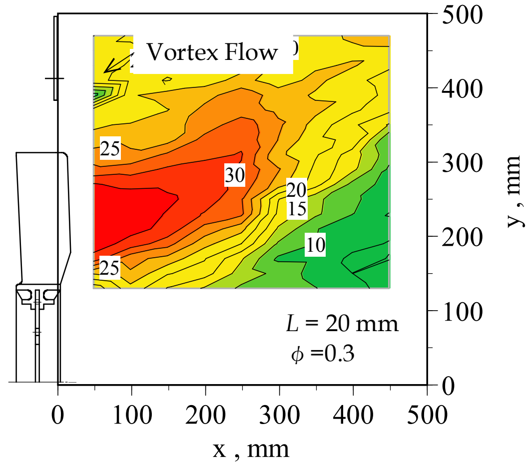


Fig. 8 Comparison on the spectrum distribution of the sound pressure level



(a) L = 0 mm

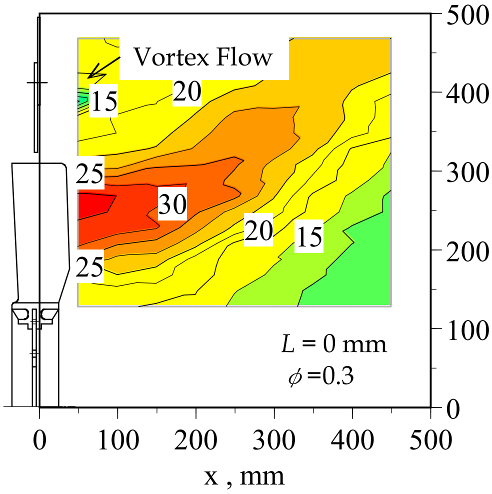


(b) L = 20 mm

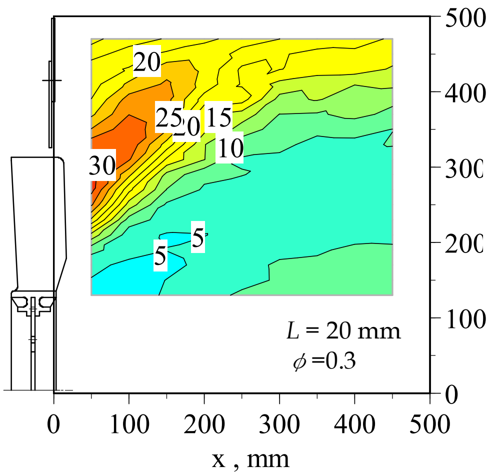
Fig. 9 Velocity distribution of the meridian plane in the case of the fan without partition

の場合，この空力騒音の音圧レベルが翼通過周波数での離散周波数騒音よりも大きくなる．この周期性騒音が発する場合，それよりも高周波域の広帯域騒音も大きくなる．図 6 の騒音特性を勘案すれば，この周期性騒音がファン騒音の特性を決定する因子であると考えられる．

図 9 は羽根車後流の子午面における速度分布を示したものである．これらは仕切板なしの速度分布である．図(a)が相対位置 0mm の速度分布であり，図(b)が 20mm の速度分布である．後流の高速領域を主流部と呼ぶことにする．これら二つのファンの静圧上昇量は同程度であり，いずれもその背圧は仕切板を有するファンよりも低い．これらのファンの流動様相の特徴は，(1) その後流は軸方向に分布する高比速度型羽根車の流動様相になること，(2) いずれも翼先端側には低速の領域が存在しており，循環流による渦流れがその位置に形成されること，の２点に要約される．図 10 には，仕切板を有するファンの速度分布が示されている．図(a)の相対位置 0 mm の場合，後流が高比速度型羽根車の流動様相となり，翼端側には渦流れの形成が確認される．一方，図(b)の相対位置 20 mm の場合，後流は半径方向に流出する低比速度型羽根車の流動様相となる．このとき，渦流れの形成に伴う低速の速度領域も確認することができない．これは相対位置 20mm の羽根車の背圧が上昇するために，主流部の運動量よりも後流の運動量が高くなるためと考えられる．図 11 は後流の垂直断面における半径方向の速度分布を示したものである．測定位置は羽根車の後縁から 30mm 後方の位置である．図(a)の相対位置 0 mm の場合，r / R = 0.80 近傍に主流部が形成されている．これは，子午面の主流部の位置と一致する．また，翼端側には正と負の速度分布が形成されている．この速度分布が翼端渦によって形成される渦流れの分布である．図 8 の空力音のスペクトル分布では，200Hz 近傍の周期性騒音は相対位置 0 mm のファンからは発生しなかった．従って，相対位置が 0mm のファンの翼端渦は仕切板と干渉することなく後流へ通過すると考えられる．一方，図(b)の相対位置 20mm の場合，前述の翼端渦の構造を観測することができない．空力音のスペクトル分布では，相対位置 20mm のファンからは 200Hz 近傍の周期性騒音が発生した．従って，相対位置 20mm における翼端渦は仕切板と干渉し，後流側へ通過することなく消滅したと考えられる．

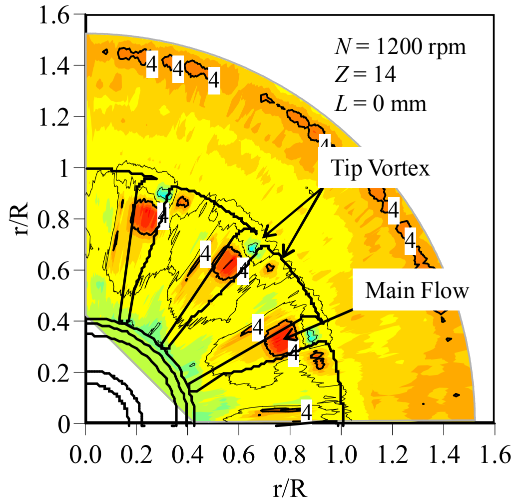


(a) L = 0 mm

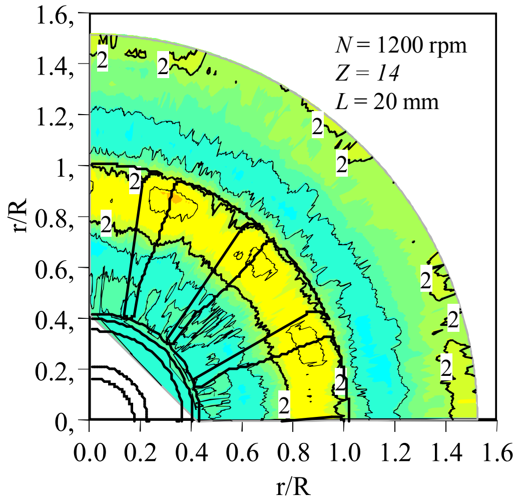


(b) L = 20 mm

Fig. 10 Velocity distribution of the meridian plane in the case of the fan with partition



(a) L = 0 mm



(b) L = 20 mm

Fig. 11 Velocity distribution of the vertical plane due to the difference of the relative position

４．おわりに

(1) 本実験の範囲では，羽根車の軸方向相対位置が20mm のとき，200Hz 近傍の周期性騒音が最大となった．この周期性騒音は最大 5dB ファン騒音を増加させる原因となる．

(2) 200Hz 近傍の周期性騒音は翼端渦と仕切板との干渉によって発生する空力騒音であることを明らかにした．

(3) 後流が低比速度型羽根車の流動様相となるとき，翼端渦音が発生した．高い背圧でプロペラファンを利用する状況においては，翼端渦音に対する設計上の配慮が必要である．

参考文献

(1) R. E. Longhouse, Control of tip-vortex of axial flow fans by rotating shrouds, Journal of Sound and Vibration, 58 – 2 (1978), pp. 201-214.

(2) 深野徹，福原稔，川越和浩，原義則，木下歓治郎，プロペラファンの騒音低減化に関する実験的研究　：第 1 報，空力特性，日本機械学会論文集(B), 56-531，pp. 3378-3382.

(3) 深野徹，川越和浩，福原稔，原義則，木下歓治郎，プロペラファンの騒音低減化に関する実験的研究 ： 第 2 報，騒音特性，日本機械学会論文集(B), 56-531 (1990), pp.3383-3388.

(4) Jang, Choon-Man, Furukawa Masato, Inoue Masahiro, Frequency Characteristics of Fluctuating Pressure on Rotor Blade in a Propeller Fan, JSME International Journal. Ser. B, Fluids and Thermal Engineering, 46-1 (2003), pp. 163-172.

(5) 中島, 他 2 名, プロペラファン周りの流れ場と騒音の関係に関する実験的研究 : 動作点による翼端流れ挙動の違いと騒音の関係について, 日本機械学会論文集(B), 76-767(2010), pp.32-37.