半開放型スクロールケーシングを有する回転機械の騒音同定と制御に関する研究*

中川 修一^{*1}, 齋藤 昌弘^{*1}

Study on Identification of Flow-Induced Noise and Noise Control in a Turbomachinery Installed with a Semi-Opened Scroll Casing

Shuichi NAKAGAWA^{*1} and Masahiro SAITO

^{*1} Yanmar CO., LTD. Research Center, Fundamental Technology Group
Umegahara 1600-4, Maibara, Shiga, 521-8511 Japan

Noise sources of a turbomachinery installed with a semi-opened scroll casing have been identified by experimental and numerical approaches. The dominant noise is derived from pressure fluctuation coming from motion of the blade because the sound intensity is proportional to 5.4 power of the blade speed. The blade passing frequency (BPF) and the broad band frequency (BBF) is remarkable on the power spectrum of the noise. The measured pressure fluctuation and the computational fluid dynamics (CFD) indicate that the BPF is composed of the interference sound and the rotation sound. Also the interference sound and the rotation sound are compared by the Lowson's equation of far field sound radiated from a rotating object. The BBF is identified by the visualization of Powell's vortex sound source using CFD. It indicates that the vortex sound develops at the leading edge and the bended portion of the blade. The low noise blade and casing have been developed based on the identified noise source. Reduction of BPF and BBF has been verified and enhanced pressure-flow rate performance has been accomplished.

Key Words : Flow-Induced Noise, Aerodynamic Noise, Turbomachinery, Lawn-Mower, Pressure Fluctuation, Interference Sound, Rotation Sound, Vortex, Internal Flow, Helicity, Computational Fluid Dynamics

1. 緒 言

機械の静粛性は古今東西で求められているが、特に欧州においては屋外機械の騒音放射指令が発令されており、同圏内での製品販売には規定の音響パワーレベルを満足する必要がある。本研究は EC 指令の対象となっているローンモアを想定した半開放型のスクロールケーシングとブレードから成る回転機械の騒音について、音源の同定と制御に取り組み、低騒音化と基本機能の両立を行なったものである。

ローンモアは除草のための機械である。例えば大学、病院、宅地等の人の活動範囲で使用される事が多く、低騒音化が望まれている。またオペレータ自身の騒音曝露量低減も課題である。芝や雑草の切断および空気搬送という基本機能を実現するために、回転運動するブレードが装備されている。ブレードは刈り刃としての機能と動翼としての機能を担っており、回転速度の高速化により高性能化が可能ではあるが、背反する騒音問題のために安易な高速化ができない。この背反問題を解決するには、騒音源となる流れの変動成分を低減しつつ風量を得るために平均成分を確保する必要があるが、これらに対する現象解明は一般的な回転機械と比較して乏しい。

本稿では、実験的アプローチによる騒音の分析結果を示し、その特徴と関連する現象について実験ならびに数値解析により発生メカニズムを考察する。最後に騒音制御の方法とその効果について述べる。

* 原稿受付 2013 年 1 月 14 日

^{*1} 正員、ヤンマー(株) 中央研究所 (〒521-8511 滋賀県米原市梅ヶ原 1600-4)
E-mail: shuichi_nakagawa@yanmar.co.jp

2. 供試機

供試した半開放型スクロールケーシングとブレードの形状を図 1 に示す。ケーシングは遠心型送風機のようなスクロール形状から成るが、底面側に壁面は無く半開放状態である。ただし、地面から数十ミリメートル程度の高さで運転される事が多く、空気流入はブレード回転軸方向からとはならずスクロール半径方向に位置する地面との隙間からとなる。ブレードにはキャンバーが設けられており、原動機の出回回転により鉛直下向きの揚力が作用する。ブレードはケーシングに覆われ内部流れが形成される。ローンモアは切断した物体を空気搬送するため、高い圧力流量特性が求められる。本研究では、羽数 2、直径 0.53 m のブレードを対象とした。ブレード定格回転速度におけるチップ部のマッハ数は 0.22 程度である事から、流れ場は非圧縮性として取り扱った。

Fig. 1 Configurations of the components

3. 実験装置および実験方法

騒音計測は床面に人工芝を敷いた半無響室において実施した。計測点は EC 指令に準拠した機械中心 4 m 半球上の 6 点に加え、オペレータの耳位置を想定したブレード回転中心から後方 1 m、高さ 1.5 m 位置とした。

ブレード表面およびケーシング内表面における圧力変動の計測は半導体圧力トランスデューサを用いた。半導体圧力トランスデューサは切削加工したブレードおよびケーシングに埋め込み、凹凸無きよう表面高さを調整した。また、熱可塑性の工業用粘土で隙間等無きよう処理した。ブレード表面圧力の信号はスリップリングを介して直流アンプで増幅後、収録装置に取り込んだ。回転方向におけるブレード位置はレーザ変位計を用いて同時計測した。

圧力流量特性の計測はケーシングの排出口に長さ約 1.5 m のダクトを設置し実施した。圧力負荷の調節は、ダクトと排出口の接合面に設けた金網によりダクト開口率を制御する事で実現した。

ブレード周囲の流れ場の可視化実験は、回流型の風洞にてスモークワイヤ法を実施し、高速度カメラによる秒間 1000 フレームの録画を実施した。

4. 騒音および表面圧力変動の分析結果

4・1 騒音の分析結果

EC 指令に準拠した計測点 6 点平均の音の強さとブレード回転速度の関係を図 2 に示す。音の強さが回転速度の 5.4 乗に比例している。Lighthill⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾は、空力音の強さは湧き出し音源について U^4 、固体表面圧力変動に起因する音源について U^6 、乱流の内部応力に起因する音源について U^8 に比例する事を示している。ここで U は流速である。また、ブレードを取り外した状態で同様の実験を行なうと、同図 2 のように音の強さは回転速度の 2.7

乗比例となる。したがって支配的な音源は原動機系ではなく、固体表面の圧力変動に起因する空力音源であると考えられる。

Fig. 2 Sound intensity emitted from the turbomachinery

ブレード定格回転速度 2800 min^{-1} 時におけるオペレータ耳位置騒音の 1/3 オクターブ周波数分析結果とパワースペクトラムを図 3 に示す。オーバーオール値に支配的な周波数帯は 400 Hz 帯から 2500 Hz 帯である。この周波数帯においては、ブレードの羽数と回転速度に起因する調和成分、即ちブレード通過周波数 (BPF) 成分が顕著である。また、 1 kHz 帯以上の高周波数帯は広帯域成分 (BBF) の寄与が大きい。したがって、騒音低減には固体表面圧力における周期的成分と広帯域成分の原因を明らかにする必要がある。

また、疑似音の影響を調べるため、計測点における遠距離場音と近距離場疑似音の比 $\xi^{(4)}$ を式(1)より求めた。

$$\xi = 20 \log \left(\frac{2\pi fr}{c} \right) \quad (1)$$

ここで、 f は周波数、 r は音源からの距離、 c は音速である。BPF 成分の基本次数 93 Hz において、オペレータ耳位置では ξ が 9.7 dB となる。また EC 指令に準拠した計測点では 16.7 dB となる。したがって、騒音のオーバーオール値に支配的な上記周波数帯では疑似音の影響は無視できると判断した。

(a) 1/3 octave filtered A weighted sound pressure level (b) Power spectrum of A weighted sound pressure level

Fig. 3 A weighted sound pressure level at the rated blade speed

4・2 表面圧力変動の分析結果

ブレード各部の表面圧力変動レベルとその計測点を図 4 に示す。なお計測点の半径方向位置はブレード端から 4 mm である。ブレード負圧面側の圧力変動が正圧面側よりも総じて高く、特に前縁近傍 (S1) および曲部 (S4) において高い。これら二ヶ所における圧力変動の 1/3 オクターブ周波数分析結果を図 5 に示す。ブレード一羽あ

たりの回転基本次数成分が支配的となる 50 Hz 帯が最も高く、ブレード一回転を一周期とする現象が BPF 成分に起因していると考えられる。一方、BBF 成分が支配的となる 1250Hz 帯以上の高周波数帯においては曲部 (S4) の圧力変動が高く、キャンバーによる負圧面剥離が渦構造を発生していると考えられる。

Fig. 4 Pressure fluctuation level on the blade

Fig. 5 1/3 octave filtered pressure fluctuation level on the blade

ブレード負圧面側前縁近傍 (S1) およびケーシング内舌部における表面圧力の時刻歴を図 6(a)に示す。なお同図(b)にケーシング舌部の表面圧力計測点を図示した。縦軸は周速相当の動圧で除した圧力係数とし、横軸は基準位置とブレード位置の位相とした。ケーシング舌部の圧力変動がピークとなるタイミングにおいて、即ちブレードがケーシング舌部を通過するタイミングにおいてブレード表面圧力は正圧から負圧へと急激に変化し、一回転を一周期とする圧力変動が発生している。圧力波形がノコギリ刃状となっていることから高調波成分を含む事がわかる。一方、ケーシング舌部付近の表面圧力はブレードの接近に伴う一回転を二周期とする変動が顕著であり、パルス状の波形であるため高調波成分を多く含む。

(a) Pressure in two periods

(b) Measurement point on the casing
(Bottom view)

Fig. 6 Pressure on the blade and the casing

5. CFD によるケーシング内部の流れと音源の考察

5・1 数値計算モデルと境界条件

流れの数値計算は ANSYS 社の FLUENT にて LES を実施した。乱流モデルはダイナミックスマゴリンスキーモデルを使用した。離散化は有限体積法である。時間積分は陰的に二次精度で行なった。圧縮性については非圧縮性として取り扱い、速度と圧力の連成には SIMPLE 法を用いた。

計算格子はブレード近傍に六面体のプリズム格子、その他は四面体格子を用いた。但しプリズム格子と四面体格子の間はピラミッド状の格子で接続した。ブレード回転運動の取り扱いはスライディングメッシュ法を用いた。本回転機械周囲に直方体の計算境界を設け、進行方向前方の境界面法線方向にローンモア走行速度相当の流速 1m/s を流入条件として与えた。地面に相当する下方境界面はノンスリップ壁面条件とし、その他の境界四面は大気圧相当の圧力境界とした。全ての壁面近傍には壁関数を適用した。総格子数は約 1200000 であった。

5・2 計算結果および考察

流れ場を巨視的に観察する。図 7 に流線のスナップショットを示す。底面図におけるブレードの回転方向は反時計回りであり、周囲の空気はケーシング端と地面の間（以後、吸気部）からケーシング内部へ流入し、スクロール方向に沿って回流した後、図中右方向に設けられた刈り取り対象物の排出口から流出している。舌部において分流があり、排出口から流出しなかった流れは再回流している。流れがブレード回転軸に対して半径方向、即ち遠心方向に吐出していることから、本半開放型のケーシングは遠心型送風機のケーシングに類似した機能を担っている。しかし本ケーシングでは、吸気が軸方向からではなく半径方向からとなる点が異なる。ブレードの回転方向前方では昇圧作用によりスクロール半径方向に遠心圧力が作用し、吸気部からケーシング外への流出が発生する。一方、ブレード通過後は負圧となり流入が発生する。これを静止系の定点から観察した場合、ブレード数が 2 枚であることから一回転を二周期とする吸気および排気の交替、換言すると圧力変動が発生する事になり、回転音が生じる。

Fig. 7 Instantaneous stream lines around the casing

ブレード近傍の流れ場に注目する．図 8 に静止系基準の速度ベクトルと圧力コンターを示す．キャンバーによる鉛直方向の揚力が流れの駆動源となっており，その働きは軸流型送風機の動翼と類似している．しかし地面が存在するために同図 8 側面図のように鉛直速度成分は比較的低く，ブレード回転方向の速度成分と同図 8 前面図のように半径方向の速度成分が高い．またブレード正圧面側（図中の上方）にはケーシングが存在するため，ブレードから運動エネルギーを得た流れは鉛直上方向へは移動し辛く，前面図に示したように自由度がある半径方向に移動しながらスクロールに沿って回流する．前述したとおり半径方向には吸気部が存在するため，吸気部で定点観測した場合，ブレードが遠方にある時は吸気，接近時は排気が行われる．この非定常性は静止系から観察した場合マッハ数の時間変化になるが，Lowson⁽³⁾⁽⁵⁾による回転運動する固体から生じる遠距離場音圧 $p(x, t)$ の式 (2) 右辺第二項に該当する回転音の音源として作用すると考えられる．

$$p(x, t) = \frac{x_i - y_i}{4\pi cr^2(1 - M_r)^2} \left(\frac{\partial F_i}{\partial t} + \frac{F_i}{1 - M_r} \frac{\partial M_r}{\partial t} \right) \quad (2)$$

$$M_r = \frac{\mathbf{M}(\mathbf{x} - \mathbf{y})}{r} \quad (3)$$

ここで， F_i は回転体に働く力， M_r は観測点向きの移動音源のマッハ数， $\mathbf{x}$ は観測点の座標， $\mathbf{y}$ は音源の座標， $\mathbf{M}$ は移動音源のマッハ数ベクトルである．

Fig. 8 Velocity vectors and pressure contours around the blade

排出口への流れと再回流を分岐している舌部近傍の流れに着目する。ブレードが舌部を通過する前後における表面圧力の計算結果を図9に示す。このタイミングにおいて急激な圧力変化が発生している。舌部は流路断面積が急減少する構造となっており、図6に観測された一回転一周期の圧力変動は干渉圧である事がわかる。干渉圧は式(2)の右辺第一項の物体に作用する力の時間変化に相当し、干渉音の音源として作用する。

Fig. 9 Pressure at passing through the tongue

ここで、回転音と干渉音の寄与を調べるため、図4に示したブレード表面10点の圧力から抗力と揚力を求め、式(2)の右辺第一項成分と第二項成分それぞれの音圧を求めた。なお、式(2)は自由音場を想定したものであるが、回転音と干渉音のレベル差を定性的に調べる事に主眼を置き適用した。図10にブレード一羽あたりから発生する音圧を示す。回転音、干渉音共に揚力起因の音圧が高い。揚力起因の回転音と干渉音を比較すると後者が二桁程度高く、回転音は無視できる。また、干渉音は式(2)第一項が時間微分項であるため、高周波帯ほど顕著化する。

Fig. 10 Sound pressure calculated using surface pressure on the blade

BBF 成分の原因である様々なスケールからなる渦構造に着目する．Powell⁽⁶⁾によると式(4)のとおり，渦度ベクトルと速度ベクトルの外積の湧き出しが波動方程式における音源項となる事を示している．

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \nabla^2 p = \rho \operatorname{div}(\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{u}) \quad (4)$$

ここで， ρ は密度， $\boldsymbol{\omega}$ は渦度ベクトル， $\mathbf{u}$ は速度ベクトルである．図 11(a)(b)に式(4)右辺（Powell 音源項）の等値面を示す．ブレードスパン方向の渦は渦糸の方向と主流方向（回転方向）が直交しているため Powell 音源項が大きくなるが，特に前縁部（S1，P1）と曲部（S4，P4）において顕著である．正圧面側の曲部付近（P4）が高くなっている理由は，主流が前縁付近から後縁付近へ直線的に流れるために発生する渦，つまりキャンバーの大きさに起因した正圧面剥離のためである．一方，チップ部においてはブレード正圧面側から負圧面側への流れに起因する渦による Powell 音源項が確認できる．しかし，一般的な軸流送風機における設計点付近ではチップ部の Powell 音源項が特に顕著となるのに対し⁽⁷⁾，本ブレードでは前縁および曲部付近が比較的顕著である．チップ部の渦構造は渦糸の方向と主流方向が比較的平行であり，コルクスクリュー状の縦渦構造を形成する．したがって，式(5)に示す渦度ベクトルと速度ベクトルの内積から成るヘリシティ h は，図 11(c)(d)に示すとおりチップ部において相対的に顕著となる．しかし Powell 音源項については，キャンバーおよび迎角が大きい事と，剥離渦のスパン方向と主流方向が直交している事により，前縁部および曲部が相対的に顕著化する事が明らかとなった．

$$h = \boldsymbol{\omega} \cdot \mathbf{u} \quad (5)$$

これらの事から BBF 成分を発生していると考えられる渦構造に着目した場合，ブレード前縁と曲部の剥離渦制御と，そのスパン方向と主流方向の直交性回避が有効であると考えられる．

Fig. 11 Vortex sound source and helicity radiated from the blade

6 騒音制御策と効果

6・1 騒音制御策

主たる騒音発生原因および対策を表 1 のとおりまとめた. BPF 成分に支配的な干渉音と BBF 成分に支配的な渦音の両方に対し, ブレード正負圧面の差圧低減が騒音制御に有効と考え, キャンバーを低減した. 前縁部の高さ位置と姿勢はブレード摩耗時における刈り高さ維持の必要から変更しておらず, キャンバー低減により副次的に迎角低減を成し得た. また, 干渉圧の低減のためにケーシング高さを延長し, ブレードと舌部の距離を拡大した. 一方, 動翼機能を維持するため, コード長を延長して揚力の有効面積を拡大した. さらに, 形状を前進翼化して発生する渦のスパン方向と主流方向の直交性を低減した.

Table 1 Identified noise sources and means of noise control

Noise Type	Location	Cause of noise	Target for noise reduction	Means
Interference sound (BPF)	Blade and tongue	Sudden change of section area	differential pressure on blade	Reduction of camber
"	"	"	Pressure around tongue	Extension of casing (skirt) height
Vortex sound (BBF)	Leading edge on blade	Separation vortex	Control of separation	Reduction of camber
"	"	"	"	Low attack angle
"	"	"	Making non-orthogonality between vorticity vector and flow direction	Forward swept wing
"	Bending portion on blade	Separation vortex	Control of separation	Reduction of camber
"	"	"	"	Low attack angle

6・2 効果の確認

元のブレード形状および改良したブレード形状と, スモークワイヤ法による各ブレード周りの流れの可視化結果を図 12 に示す. 改良したブレードは前縁剥離や曲部の剥離が抑制されており, 乱れに起因するランダムなブレード表面圧力変動, 即ち BBF 成分が低減していると考えられる. また, 後縁の剥離渦構造が小さくなっているため, 通過したブレードが発生する乱れ, いわゆるガストに次のブレードが突入して発生する空力音も低減できている可能性がある. しかしその寄与は同定できておらず効果の確認には至っていない.

Fig. 12 Configurations and stream lines

改良後におけるオペレータ耳位置騒音のパワースペクトラムと圧力流量特性の計測結果を図 13 に示す. 改良前の図 3 と比較して, 揚力と直接関係がある BPF 基本次数成分は変化が小さいが, 高調波成分が低減している. BBF 成分についても低減が確認できる.

一方, 圧力流量特性について, 式(6)に示す流量係数 ϕ , および式(7)に示す圧力係数 ψ を評価した.

$$\phi = \frac{Q}{Av_r} \quad (6)$$

$$\Psi = \frac{P_t}{0.5\rho v_r^2} \quad (7)$$

ここで、 Q は流量、 A は流路断面積、 v_r はブレード周速、 P_t は全圧である。改良後は高い圧力係数を得ており送風機として高性能化している。これにより、ローンモアにおいて排出口の開口率が低くなる状態、つまり集草網が排出口に取り付けられた際や、集草量の蓄積による開口率低下の際に風量低下に伴う排出不良が少なくなる。

(a) Power spectrum of the A weighted sound pressure level

(b) Pressure-flow rate performance

Fig. 13 Performance after the improvement

7. 結 語

半開放型スクロールケーシングを有する回転機械に対し、以下の成果を得た。

- (1) 実験的アプローチにより騒音源である固体表面における圧力変動の特徴を明らかにし、数値計算によりその特徴に合致する流れ構造を考察する事で、ブレードとケーシング舌部の干渉圧に起因する離散的空力音と、ブレード前縁および曲部周辺の渦構造に起因する広帯域空力音が支配的となる事を示した。
- (2) 同定した音源の発生機構に基づいて騒音制御策を具現化し、その効果を示した。
- (3) 騒音制御と圧力流量特性の向上を果たし、回転機械として背反する環境性ならびに快適性と、高性能化を両立させる知見を得た。

文 献

- (1) Lighthill, M.J., “On sound generated aerodynamically I. General theory”, *Proceedings of the Royal Society*, Vol.211, No.1107 (1951), pp. 564-587.
- (2) Lighthill, M.J., “On sound generated aerodynamically II. Turbulence as a source of sound”, *Proceedings of the Royal Society*, Vol.222, No.1148 (1954), pp. 1-32.
- (3) 西村正治, “空力騒音低減技術の最近の動向”, *日本音響学会誌*, Vol.65, No.7 (2009), pp. 358-363.
- (4) 飯田明由, 藤田肇, 加藤千幸, 太田黒俊夫, “空力音の発生機構に関する実験解析 (第2報, 表面圧力変動と空力音の相互相関について)”, *日本機械学会論文集 B 編*, Vol.62, No.604 (1996), pp. 146-153.
- (5) Lowson, M.V., “The sound field for singularities in motion”, *Proceedings of the Royal Society*, Vol.228, No.1407 (1965), pp. 559-572.
- (6) Powell, A., “Theory of vortex sound”, *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol.36, No.1 (1964), pp. 177-195.
- (7) 坪田晴弘, “リングファンの研究・開発”, *コマツテクニカルレポート*, Vol.53, No.159 (2007), pp. 2-9.
- (8) 小野謙二, 松本秀樹, 姫野龍太郎, “自動車の床下風音における音源の可視化”, *数値流体力学シンポジウム講演論文集*, Vol.14 (2000), pp. 35-38.

- (9) 加藤千幸, 高野靖, 飯田明由, 藤田肇, 池川昌弘, “LES による空力音の予測”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.60, No.569 (1994), pp. 126-132.
-