

## 技術論文

## リングファンの研究・開発

### Research and Development of Ring Fan

坪田 晴弘  
Haruhiro Tsubota

建設機械の騒音源は、ディーゼルエンジンと冷却ファンである。また、近年は排ガス規制対応のため、クーリング能力 UP の他に、冷却ファンの高風量化も望まれている。

数年前、大学と現状ファンの流体騒音解析によりファン騒音源の「見える化」を実施した。その結果、ファン翼端渦が騒音の一要因であることが分かった。そこで、翼端渦の抑制効果のあるリングファンの研究・開発を進めた。研究当初は市販のバス・トラック用リングファンを採用できないか検討したが、そのままでは不適であり、建設機械に適した性能・強度の両立を図ったリングファンを開発した。現在、既に小型ホイールローダで量産されている。今後は、系列展開を図る予定であり、その特徴について紹介する。

Noise sources of construction machinery are diesel engines and cooling fans. Recently, a large air flow is also desired to meet exhaust gas regulation in addition to an increase in the cooling capacity of fans.

Several years ago, “visualization” of a fan noise source was attempted by analyzing the fluid noise of fans jointly with a university. The analysis showed that eddies at the tips of fan blades were one factor in the production of noise. Research and development of a ring fan, which was found to be effective in curbing blade tip eddies, was conducted. In the initial stage of the research, it was examined whether or not a ring fan used in buses and trucks sold on the market could be used. The fans available on the market at that time were not suitable as they were for such purpose and a ring fan featuring both performance and strength suitable for use in construction machinery was developed. At present, the ring fan is already in mass production for use in compact wheel loaders.

The new ring fan will be used in other Komatsu products in series. The features of the ring fan are described.

**Key Words:** リングファン, 建設機械, 低騒音, 翼端渦, 排ガス規制, ヒートバランス, LES, 騒音規制

## 1. 背景

高まる環境保全のため、排ガス規制 Tier4 が ‘11 年からスタートする。達成には Tier3 に対しヒートリジェクションの悪化により 20~30%放熱量 UP が予測されている。この課題解決には、クーリング能力を上げることや冷却風量の増加が必要となる。

一方、同じ環境の観点から周囲騒音規制 (EU2 次, 国内低騒音) も存続している上に、商品力向上のためオペ耳騒音も低減が望まれている。特に建設機械は自動車、バス・トラックと異なり、走行風が期待できないため、ヒートバランスを正常にするには冷却ファンによる人工風を大量に必要とする。そのため建設機械の周囲騒音の寄与量分析をすると一般に、ファンとエンジンが 2 大騒音源となっている (図 1)。

この背反する 2 つの課題解決の方策として冷却ファンの低騒音化が強く望まれる。

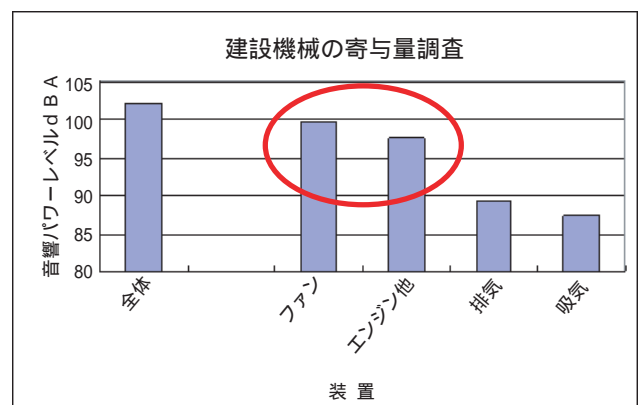


図 1 建設機械の騒音寄与量の例

また、従来は図2の低騒音化手法の中で、吸・遮音対策に主体をおいてきた。音源対策は技術的な難しさを伴うため対応が遅れているが、装置本来の最適な使われ方となり、車体全体のバランスが良くなる。最終的には、効率の改善も期待できる。

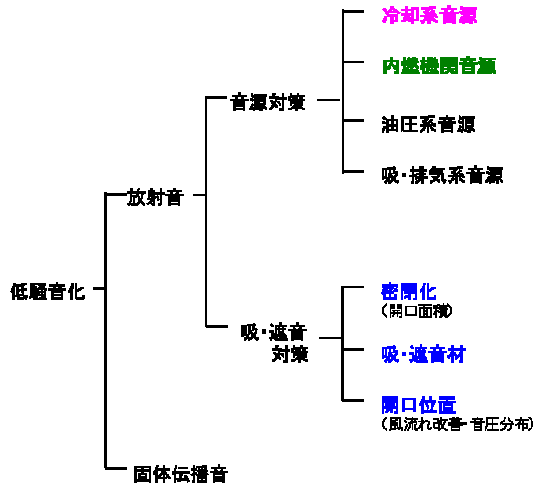
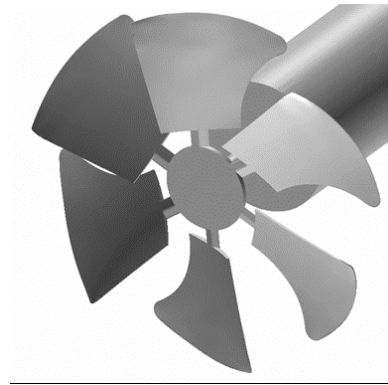


図2 建設機械の低騒音化手法

## 2. 冷却ファンの現状把握と課題

弊社建設機械が採用しているファン直径を見ると、特に、Φ600クラスが顕著に多い。それでも、自動車に比べると生産数量は1~2桁少なくなっている。高性能のファンは3次元形状のブレード(翼)が必要であり、型の減価償却費がコストに反映されるため、数量が少ないという理由で新規形状ファンの研究は滞っていた。

また、高性能ファンは3次元のブレード形状といっても、現状では低騒音・高風量の性能の最適形状を計算で予測することは困難で経験則に依っている。既に与えられたブレード形状でどんな性能になるかという計算は可能であるが、最適解を逆計算するところまでは至っていない。最先端の流体騒音シミュレーションの一つにLES (Large Eddy Simulation) があるが、定量的な検証はまだである。弊社が数年前に大学と共同研究した結果を一部紹介するが、これもあくまでLESを使って計算してみたという段階である。詳細は参考文献1)「プロペラファン内部の非定常流れのLES解析」を参照されたい。ここでは、一般的なプロペラファンを3次元計測し、ブレード形状をモデル化した(図3)。



- ・比速度  $N_s$   
30 (rpm, m<sup>3</sup>/sec, m)
- ・設計回転数  
1560 (rpm)
- ・設計流量  
6.4 (m<sup>3</sup>/sec)

図3 プロペラファン

- ・解析領域  
全体要素数：400万 (ファン近傍：300万) (図4, 5)

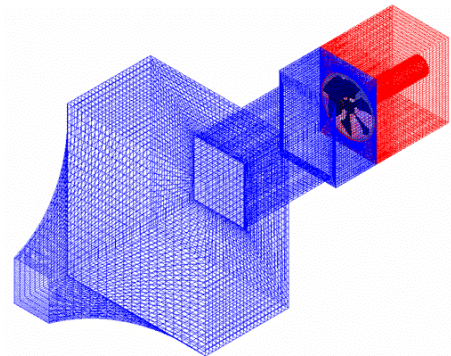


図4 解析領域全体

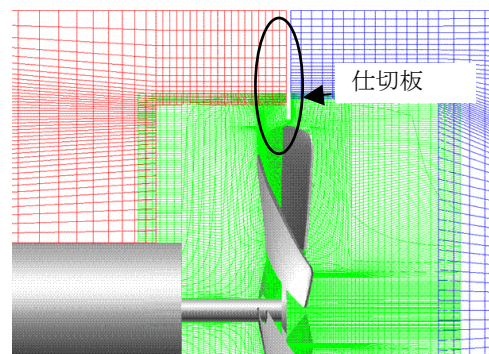


図5 ファン近傍

計算条件	85%	100%	115%
流量 (m <sup>3</sup> /sec)	5.5	6.4	7.4
代表長さ	Dt=850 (mm)		
代表速度	u2=69.4 (m/sec)		
レイノルズ数	Re=Dt・u2/ν=5.6×10 <sup>6</sup>		
計算刻み時間	Δt=3.14×E-04		

これを標準スマゴリンスキーモデルにより LES で計算した結果, 特性曲線 (P-Q カーブ) は実測ポイント 3 点 (ファンは同一回転速度で通風抵抗を変化: 流量 85%, 100%, 115%) とともに良く合っている (図 6).

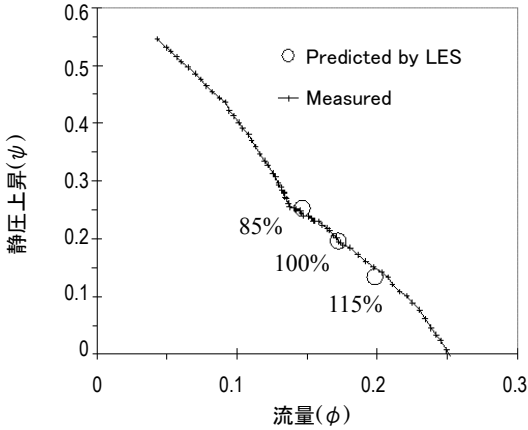


図 6 特性曲線 (P-Q カーブ)

また, 図 7 にファン表面の圧力変動と流線を示す. 流量 85%では, 渦の次の翼との干渉が大きく, 圧力変動が 2 次音源となり, 騒音が増大している. 本研究目的の流体騒音予測では, 渦の発生分布から下記計算式を用いて, パウエル音源分布を計算すると図 8 の様になる. 翼の正圧面から発生した渦が翼先端部で負圧面 (背面) に移っており, 騒音の大きい状態 (実験で確認済) ほど, その分布が大きくなっていることが分かる.

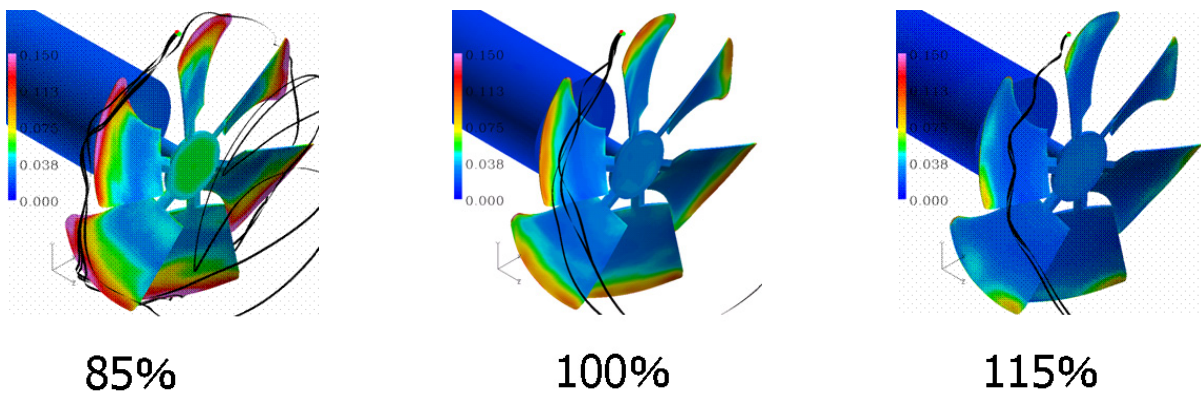


図 7 ファン表面圧力変動と流線

■ 標準スマゴリンスキーモデルによる LES 計算式

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \bar{u}_i = 0$$

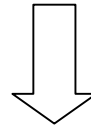
$$\frac{\partial}{\partial t} \bar{u}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \bar{u}_i \bar{u}_j = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \nu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \overline{u'_i u'_j} \right)$$

$$\nu_{SGS} = (C_s \Delta)^2 (2 \bar{S}_{ij} \cdot \bar{S}_{ij})^{0.5} \quad \bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right)$$

■ ライトヒル (Lighthill) 方程式

$$\left( \frac{\partial^2}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2}{\partial x_j^2} \right) \rho = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} T_{ij} \quad T_{ij} = \rho u_i u_j + (p - a^2 \rho) \delta_{ij} + \mu_{ij}$$

$$\mu_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k}$$



- ・ 高レイノルズ数・発熱を伴わない
- ・ 密度の勾配・時間変化小さい
- ・ 低マッハ数

■ パウエル音源計算式

$$\left( \frac{\partial^2}{\partial t^2} - a^2 \nabla^2 \right) \rho = \nabla \cdot (\rho \vec{\omega} \times \vec{u})$$

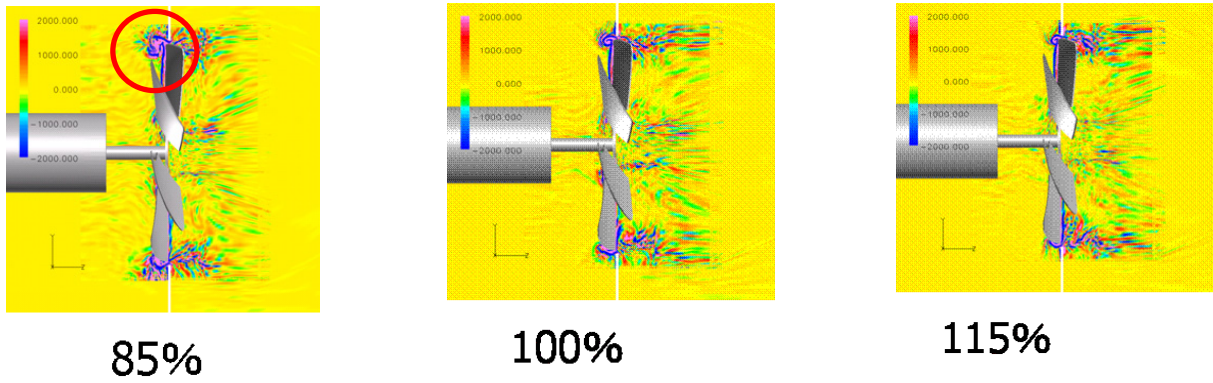


図8 パウエル音源分布

### 3. 現状ファンの課題解決の方策（リングファン）

冷却系騒音低減化の方策として、従来はシュラウド形状改善やブレードの前進翼化や油圧モータ駆動による回転数制御であったが、前述のパウエル音源分布の結果から、翼端渦の抑制を主目的として、リングファンの研究開発をすることにした。

通称リングファン（シュラウドリング付ファンともいう）とは、ファンの先端部にリングを付けたものの総称である（図9）。断面形状は色々あるが、強度上から本研究では断面係数の大きい上向きコの字形を採用した（図10）。

#### リングファン



図9 リングファン

1) 主要機能は翼端渦の抑制である。特に建設機械の場合、上流側と下流側の静圧差があるため、遠心方向への風流れ成分が大きく翼端部の風流れ処理を如何にうまくするかが、風量効率をUPすること及び渦による騒音を抑制することに大きな影響を及ぼす。図11は、通風抵抗大の時、下流側（出口側）風流れの方向が遠心方向へ傾くことを示す。

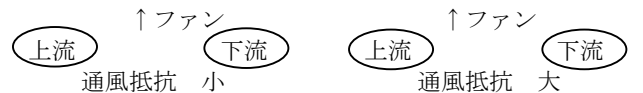
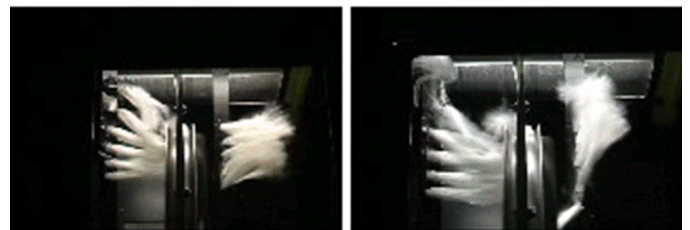
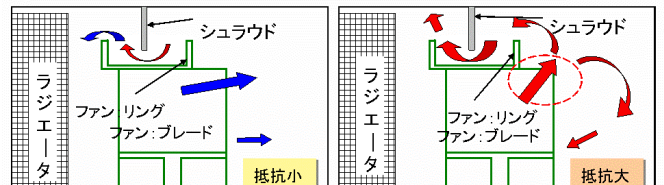


図11 通風抵抗の違いと下流側風流れの方向の違い

#### 従来の活動

- ・油圧駆動ファン ⇒ 回転数低減による低騒音化
  - ・シュラウド形状最適化 ⇒ 風流れ改善によるロス低減
  - ・ブレード前進翼化 ⇒ 渦抑制による音源低減
- 実施されている。しかし、翼端渦の抑制は未実施。

#### リングファンの狙い

リングが壁となり、翼端渦を抑制できる。  
 \*更にリングとシュラウドで、ラビリス形成し逆流低減。  
 逆流を低減でき、騒音の元となる渦の抑制ができるので、風量UP、低騒音に適した軸流ファンである。

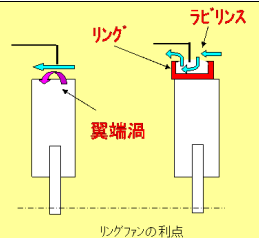


図10 従来の活動とリングファンの狙い

2) 従属機能は、仕事を最もする翼先端部の逆流を減らす効果のあるチップクリアランスを0とした構造とも考えられる（図12）。自動二輪ではシュラウド無しで使われている例もある。リングとシュラウド部の

クリアランスが第2のチップクリアランスとも考えられるが、2次的なものであり、シュラウドやリング形状を変えることでラビリンスを形成して逆流を更に減らす構造も色々考えられているが<sup>2)</sup>、建設機械の使われ方においては、費用対効果は小さい。風流れを煙やタフトで可視化すると逆流していることは確認されている。

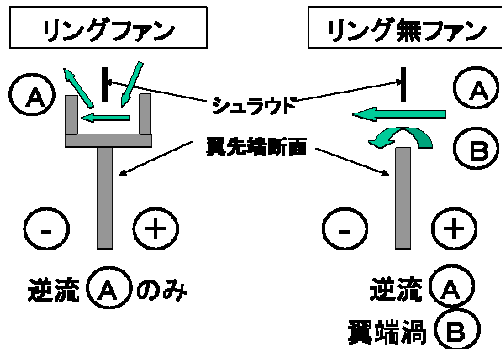


図12 逆流を減らすメカニズム

3) シュラウドかぶせ率とリング幅の影響

ファンから出る風が、シュラウドの外に出られることが大切である。また、同じかぶせ率でも通風抵抗大だと外に出られない(図13)。同様に、翼端渦を抑制するリング幅にも最適値がある。広過ぎると風流れを疎外し風量を落とす。当初はブレードの2/3程度としたが、最近の建設機械用ファンの使われ方(通風抵抗小)では、少し広いリング幅が汎用性大である(図14)。

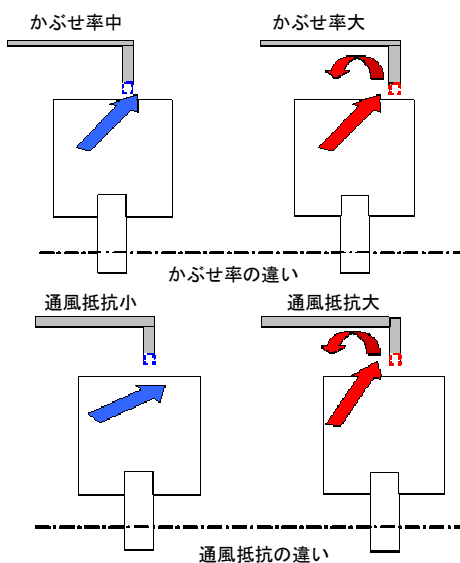


図13 かぶせ率と通風抵抗の影響

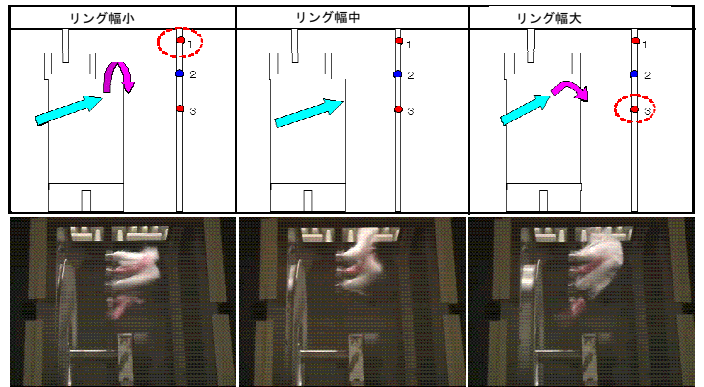


図14 リング幅の違いと風流れの違い

4. リングファンの予想される課題と対応策

1) 耐久性の確認 (FMEAの実施)

リングファンは弊社では、新規ファンとなるので、関係部署を交えて品質確認検討会を開催し、表1のFMEAを作成、実施した。

表1 リングファン FMEA の一部分

設計品質確認シート (FMEA)				
K:\KIC2\VSOU\ONXX_common\VA個人\坪田V11 坪田V08FMA				
NO	機能・性能 耐久・性能	故障モード*	推定原因	設計特性
耐久	破損	破損	ハース回転未達	ハース許容回転数 ハライ本回転数
耐久	白化などの異常	高温時耐久不足	高温時耐久不足	試験周速 連続耐久時間 雰囲気温度 異常な事
耐久		振動耐久不足	振動耐久不足	振動耐久試験 振動回転数 共振周速 雰囲気温度 加振台加振度
性能		応力不足	応力不足	応力試験 最大許容周速 樹脂部許容応力
耐久	亀裂・白化などの異常	疲労強度不足	回転疲労試験	試験応力 最大許容周速 樹脂部許容応力 応力繰返回数
性能		低周強度不足	低周強度試験	雰囲気温度 衝撃値 異常な事
耐久	砂塵磨耗	磨耗量大	磨耗試験	砂の種類 試験時間
性能	高温時変形	高温時変形量大	高温変形量 確認試験	雰囲気温度 試験周速 最大許容周速 周辺部品との 干渉量(1.0mm)
耐久	亀裂・白化などの異常	エンジン台強度不足	エンジン台上耐久試験	試験時間 異常な事
耐久	亀裂・白化などの異常	実用試験強度不足	実車実用試験	試験時間 異常な事
性能	車両オーハースート 車両ダイナミック騒音大	単体性能未達	ファン単体風洞試験	風量 騒音 消費電力
耐久	破損	ハラス不足	ハラス取り 応付量	付着量 破壊回転数

特にリングファンの特徴として、リングが円周に付くことにより、メリットはブレードが両持ちになり、ブレード付け根の応力が緩和される。また、ブレードのバタツキも小さくなり、騒音や風流れにも良い傾向を示す。しかし、デメリットとして、遠心力が大きくなりブレード先端部の応力が大きくなってしまふ。(回転慣性大となり、回転変動が緩和され騒音にも強度上にもメリットになることもあるが)そこで、FEMで遠心力による破壊回転を計算(図15)した上で、真空破壊回転試験を実施し、強度を検証している。

また、建設機械の場合、既に世の中で市販されているバス・トラックや自動車用のリングファンに比べ、過酷な使われ方が想定される。それでも破損しないように強度UPを図る必要がある。例えば、土砂等によるアンバランス量も使われ方の想定内で大丈夫な様に品質確認を実施している。

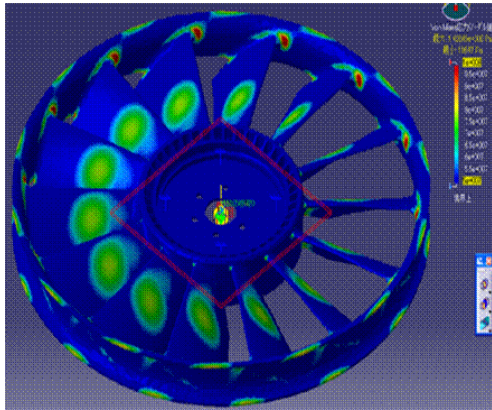


図15 FEM破壊回転計算例

例えば、強度UPの方策として、ブレード枚数を増やし1枚のブレードにかかる遠心力の負担を減らすことが挙げられる。ピッチ/コード比を変えずに、性能・強度確認をした結果、従来7枚であったが、14枚とした(図16)。

また、形状的に応力の高いブレード先端の隅R部を性能に影響を与えない範囲で大きくした(図17)。

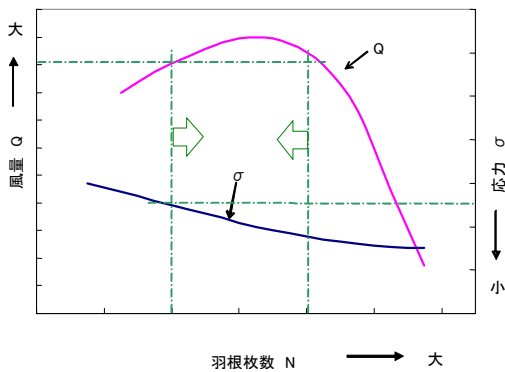


図16 羽根枚数と風量・応力の関係

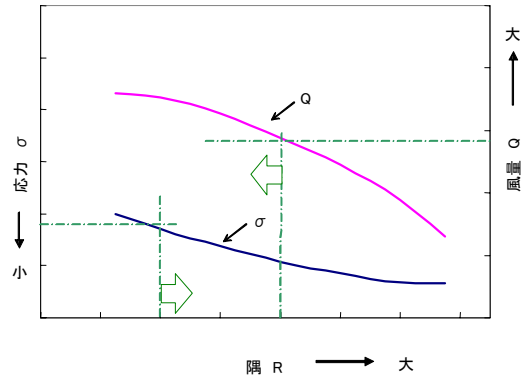


図17 隅Rと応力・風量の関係

2) 製造法の選定

リングファンは遠心力成分が大きくなるため、様々な成形方法を検討した結果、樹脂の射出成形に決定した。材質は一般的にナイロン系樹脂にガラス繊維を混ぜてある。課題はウェルド部強化対策である。ウェルド部は、ガラス繊維が橋渡しの役目をしないため、母材強度となる。そこで形状的対策が必要で、ウェルド部の肉厚や隅R部のFEM計算を繰り返して、最適値を見つけた。

3) 建設機械での使われ方

建設機械は、ファン上流と下流の静圧差が大きいと前述したが、そのためプロペラ(軸流)ファンでも風流は軸に対して斜め後方(60°~75°)に流れる。本来は、扇風機のように、軸方向に流れるのがベターであり、通風抵抗を減らせば、角度を小さくできる。

よって、ファンの下流には邪魔物がない構造が望ましい。また、上流側は乱れの少ない流れが望ましいので、格子状のクーリング装置があるのが良い。最近では油圧モータ駆動のファン(従来はエンジン駆動)が増えているので、ファンを外から見える位置に配置し、下流側は大気開放の構造がとれる機種も多い。低騒音ファンが望まれる所以である(図18)。

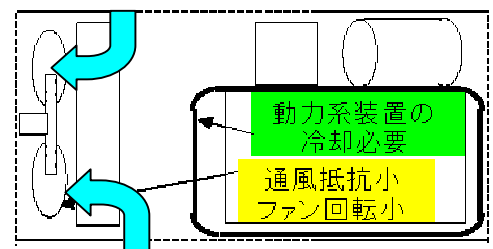


図18 クーリング装置レイアウトの例

4) ベンチ計測結果と実車搭載結果

風洞ベンチ（図19）にて従来ファンとリングファンを比較した結果を図20に示す。従来ファンに比べ、リングファンは同一風量時 $\Delta 4\text{dBA}$ である。

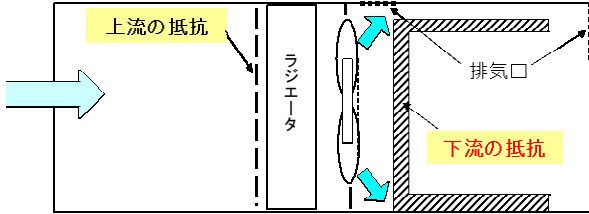


図19 風洞ベンチ模式図

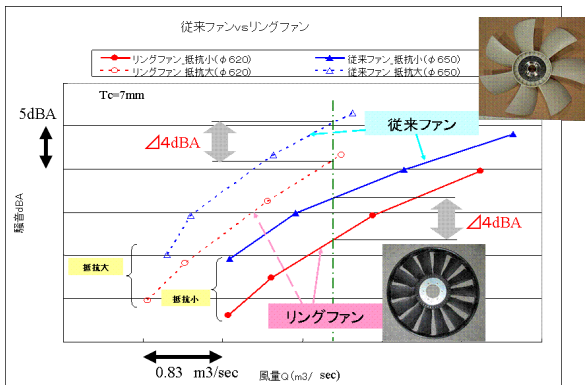


図20 従来ファンとリングファンベンチ性能比較

次に、ホイールローダとブルドーザに両者搭載した結果を図21, 22に示す。

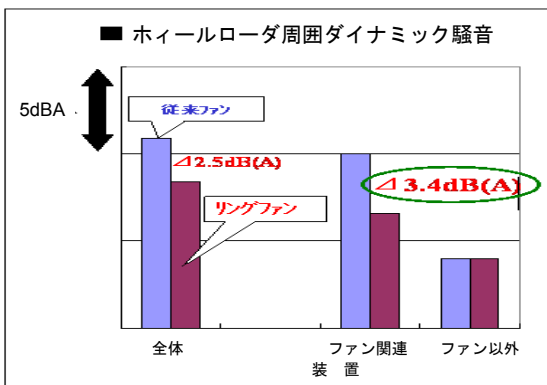


図21 ホイールローダ周囲ダイナミック騒音

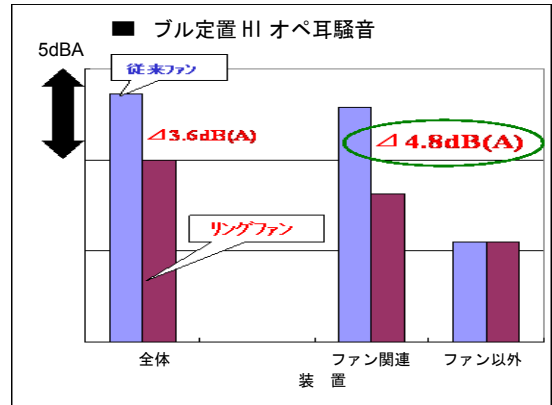


図22 ブルドーザ設置HI オペ耳騒音

実車の結果はベンチの結果と一致しないが、これは、ベンチではファン周辺部品の影響を見ておらず、ファン単体（クーリング Assy は装着）の騒音・風量であるが、実車では周辺部品としてファンガード、油圧機器、ホース、配管などがあり、それらの影響が出ていると考えられる。

次に、実車搭載時の周波数分析結果を図23に示す。

顕著に下がっているファンNZ騒音だけでなく、広帯域周波数騒音も下がっていることが確認されている。

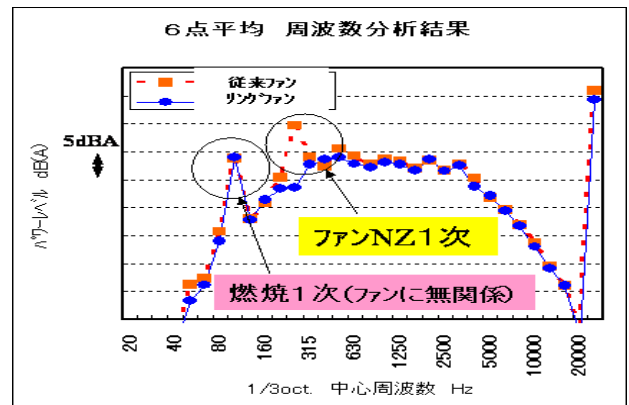


図23 実車搭載時ダイナミック周波数分析結果

## 5. 今後の予定

本開発は、ティラド(株)殿（旧 東洋ラジエータ(株)）と共同開発を行っており、ファン単体をティラド(株)殿が主に担当し、実車の使われ方を含めた搭載関連を弊社が主に担当している。

既に世の中で市販されているリングファンをどうしたら建設機械に採用できるか。低騒音であることは勿論のこと、建設機械特有の制約の中で、コストや強度の幾つかの壁を乗り越えてやっところまで来たと言う感じである。

今後は、ここまで積み上げた技術を更に広めていくために、高効率化のためのファン形状の改良や系列展開を進めて行く予定である。

### 参考文献

- 1) 加藤千幸ほか：東京大学 生産研究. Vol 54, No.1・2 通巻 624号, p66-70 (2002.1)
- 2) Shimada K. : “Advanced Design of Radiator Cooling Fan for Automobiles”, p 79, 105 (2004)

### 筆者紹介



Haruhiro Tsubota

つばた はるひろ  
**坪田晴弘** 1979年、コマツ入社。  
 現在、研究本部 建機第二イノベーション  
 センタ所属。

### 【筆者からのひと言】

数年来、水泳を趣味としており、如何にしたら楽に長い距離を泳げるか、クロールの手の入水角度や手の周りに発生する泡の出来方はどうかと考えながら泳いでいる。

また、卓球・ゴルフ・野球のボールの挙動やフリスビーが安定して動くことも、流体の存在を意識すると興味深い。

結局、流体を滑らかに動かすことが、渦の発生を減らし、ロスが少ない、効率の良い仕事に繋がれると考える。

流体や騒音の業務は、目に見えないが故に困難を伴うが、「見える化」することで、非常に面白いと感じる毎日である。