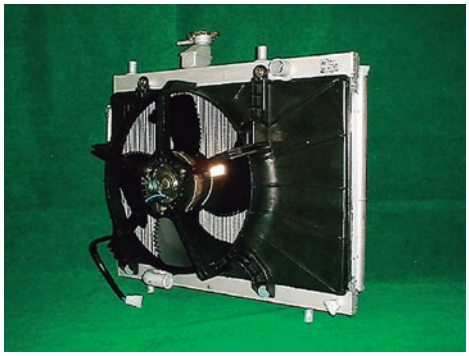
特 集 論 文

自動車用ラジエータファンの低騒音化



Study on the Fan Noise Reduction for Automotive Radiator Cooling Fans

鈴木 敦[*1] Atsushi Suzuki
冨永哲雄[*2] Tetsuo Tominaga
江口 剛[*3] Tsuyoshi Eguchi
工藤敏文[*4] Toshifumi Kudo
高田智成[*5] Tomoshige Takata

自動車用ラジエータファンの騒音改善にはオーバオール騒音低減の他，聴感上不快とされる周期音，即ち Blade-Passing-Frequency 成分の騒音（以下 BPF ノイズと略す）の低減が必要である．著者らは非定常数値流体力学と音響波動伝播を考慮した BPF ノイズ予測手法を開発し，試作前の設計段階から適用してきた．BPF ノイズの予測結果を要素試験で精度検証し，さらに，品質工学を適用することで BPF ノイズに寄与する形状パラメータの最適化を図り，低騒音化の効果を評価することができた．

1. は じ め に

近年，自動車の車内音及び車外音は大幅に低減され，エンジンルーム内に設置されるラジエータファンについても快適性観点から低騒音化のニーズが大きくなっている．特に，聴感上不快と評価されやすい周期音（BPF ノイズ）はエンジンルーム内における流れの不均一性の影響を受けやすく，CRFM（Condenser-Radiator Fan Module）のようにファン周りの関連機器をコンパクトなモジュールにまとめた製品では周期音の予測及び低減が重要である．しかし，様々な車両に設置される CRFM に対して実験的に検討することは開発期間や開発コストの観点から現実的ではない．本報では，著者らが開発した予測手法及び精度検証結果，BPF ノイズへの感度が大きいシュラウド形状について品質工学的最適化を含めた検討事例について紹介する．

2. 対象機器の特徴

自動車用 CRFM の概要を図 1 に示す．本報で検討した CRFM は，幅 500 mm ×高さ 400 mm ×奥行き 75 mm 程度の空間にファンと熱交換器を一体化して配置しており，コンパクトなモジュールである反面，上流及び下流は狭隘空間となっている．ファンの上流にはエアコン用熱交機器（コンデンサ）が配置されており，車載状態ではラジエータグリルやバンパーに設けられた開口部からの流れがコンデンサに流入する．コンデンサには熱交換のためのフィンにより流れ方向の矯正，出口側流速分布の均一化が図られる．コンデンサを出た流れはその下流に設置されたラジエータに導かれ，ここではコンデンサ～ラジエータ間の隙間からの流れと干渉する．ラジエータ内部ではコンデンサと同様に流れの矯正及び流速分布の均一化が図られラジエータ出口では比較的均一な流れ場になる．ラジエータを出た流れは，矩形のラジエータ面から環状のファン開口部に向かってシュラウドにより縮流されるため，ファンの回転方向に非一様な速度分布をもってファンに流入する．ファン内部で昇圧され，旋回をもって流出した流れは，CRFM 最下流にあるモータ支持桁と干渉する．さらに，その下流にエンジン，補器類，もしくは車室内との隔壁等が存在し，これらとも干渉する．

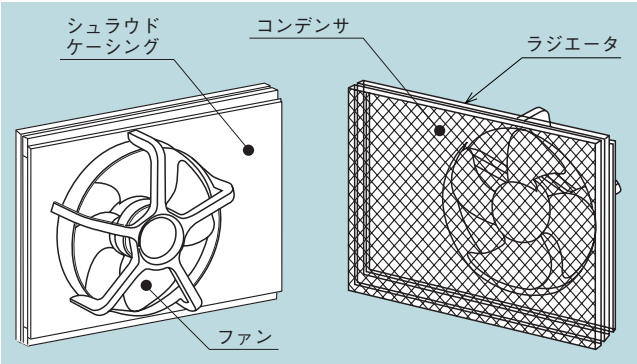


図 1　自動車用 CRFM の外観
モジュールの構成要素を示す．

3. BPF ノイズ発生原因の類推

CRFM の BPF ノイズの発生原因を類推すると，①ファン回転による翼面上に発生する圧力分布の空間的

*1 冷熱事業本部車輌空調機部空調設計課
*2 技術本部高砂研究所主幹
*3 技術本部高砂研究所ターボ機械研究室主席
*4 技術本部高砂研究所神戸技術開発・研究推進グループ
*5 技術本部高砂研究所流動・燃焼研究室主席

移動，② ファン上流側流速分布の不均一による翼面上圧力分布の時間変動，③ ファン下流側構造物とのポテンシャル干渉による翼面上圧力分布の時間変動の３つに代表される．したがって，CRFM ファンの BPF ノイズの予測には上記３点の流れ場を再現し得るシミュレーションが必要となる．

4. 対象機器のモデル化

BPF ノイズの予測手法と実験による比較検証を容易にするため，ファン周囲の流れ場及び音響場の観点からモデルを簡略化した．モデルの一覧を表１に示す．

簡略化においては，まず周方向不均一性を極力排除するため，矩形の熱交換器部及び実機シュラウドケーシングを除去し，ファンと周方向に均一断面を持つベルマウスケーシング，円筒形のファン及びモータ支持棒のみを十分に広い自由空間に設置した．また，上流側の流れの不均一性は上流側に設置した障害物（以下ウェーク棒と記す）により，下流側構造物とのポテンシャル干渉は下流側に設置したウェーク棒によりそれぞれ再現した．また，ファン上下流におけるウェーク棒との干渉度合いの影響を調査するためウェーク棒は一文字型と十文字型を用意した．

表１　検討モデルの比較

	ウェーク棒形状	ウェーク棒位置
モデル１	一文字型	吸込み側
モデル２	十文字型	吸込み側
モデル３	一文字型	吐出側
モデル４	十文字型	吐出側
モデル５	—	—

5. BPF ノイズ予測手法

ファン回転による圧力場の変化及び BPF ノイズ発生原因を考慮するため，スライディングメッシュによる非定常 CFD を行い，翼面，ウェーク棒及びベルマウスケーシング上のそれぞれの静圧を時系列データとして取得した．非定常 CFD の実施には汎用熱流体解析コード STAR-CD を用いた．図２に示す計算格子は全体で約 120 万セル，ファンを含むベルマウスケーシング内部で約 70 万セルである．検討対象の CFD モデルメッシュ図を実験モデル外観とともに図３に示す．ファンの概略仕様及び運転条件を表２に示すが，非定常計算ではファン１回転あたり 72 タイムステップの時間分解能を与えた．１タイムステップあたりの時間分解能は 3.3 kHz で，BPF 周波数１次成分

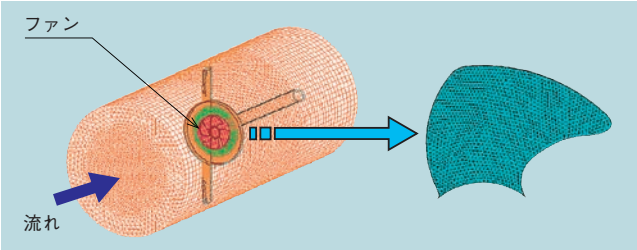


図２　解析モデル
サンプルとしてモデル１の例を示す．

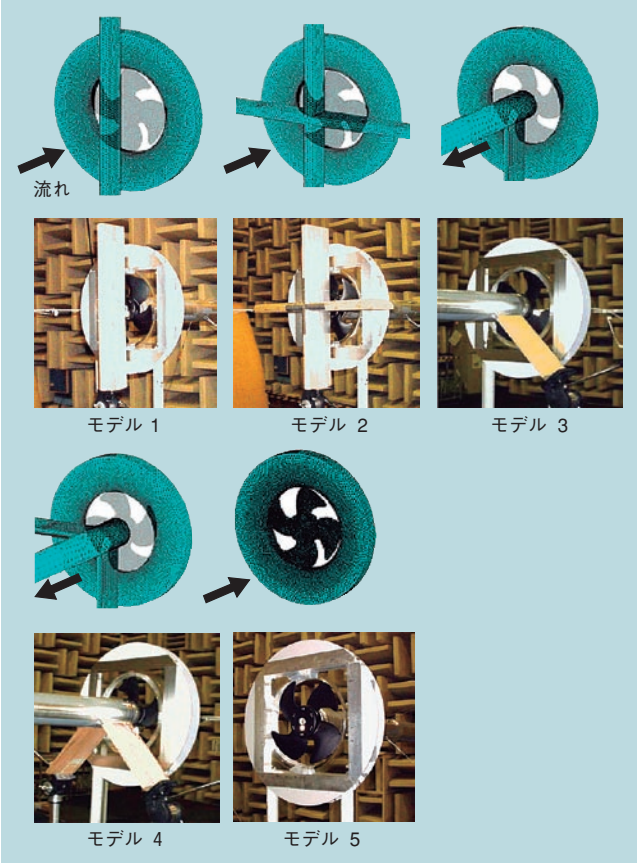


図３　要素試験供試体及び解析モデルの比較
各モデルの比較を示す．

表２　要素試験条件

項　目	値
ファン直径　(mm)	300
翼 枚 数	4
回転速度　(rpm)	2 770
BPF（1次）　(Hz)	185

（185 Hz）の約 17 倍に相当し，BPF ノイズ予測に対して問題無い分解能を有している．BPF ノイズ予測には，各タイムステップにおけるファン翼１枚分，ベルマウスケーシング及びウェーク棒の壁面上の全ての静圧値に関する回転１周期分のデータを使用した．著者らは，固体壁面上の圧力変動から発生音を予測した Curle の式 [1] をもとに，亜音速及び遠距離音場を仮定

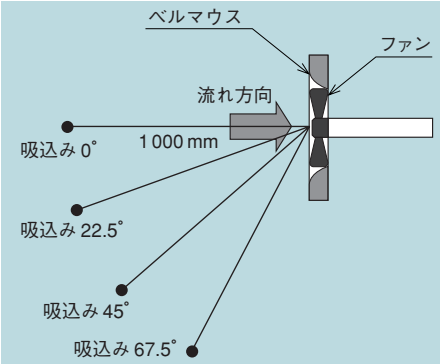


図４　BPF ノイズの評価点
解析対象と騒音評価点の関係を示す．

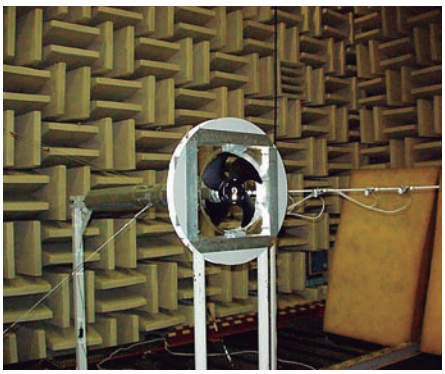


図５　試験装置のセットアップ状況
無響室における状況を示す．

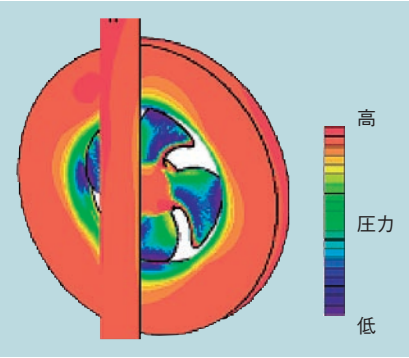


図６　流れ解析による圧力分布
流体領域全体の静圧分布を示す．

し簡略化した以下の式[2]を適用し，CRFM の BPF ノイズの予測を行った．

$$p(\vec{x},t) = -\frac{1}{4\pi c}\int_s \frac{\sin\theta}{r}\left[\frac{\partial p_w(\vec{y})}{\partial t}\right] dS(\vec{y})$$

ここで，

$p(\vec{x}, t)$：観測点での音圧（Pa）
$p_w(\vec{y})$：壁面上（音源）での変動圧力（Pa）
dS：音源毎の面積要素（m^2）
c：音速（m/s）
r：音源から観測点までの距離（m）
θ：音源から観測点までの角度（rad）
[ ] 内：時刻（t-r/c）における値（遅延値）

を示す．BPF ノイズの解析には非定常 CFD に用いた計算格子の壁面上の各要素を個々の音源として上述の式を適用した解析コード[3]を用いた．解析コードでは音源と評価点間の空間的距離減衰，音速と距離に依存した遅れ時間及び伝搬に係る指向性のみが考慮され，反射・回折等の現象は考慮していない．図４に示すように，騒音評価点は反射・回折等の影響が少なく，実験の行いやすさを考慮してシュラウドケーシング上流側に一定間隔で設置した．解析コードは非定常 CFD 計算における座標及び全固体壁面上の静圧変動を入力とし，評価点での音圧時刻履歴及びその FFT 分析結果を出力した．ここで，ファンを含む回転系，シュラウドケーシング等を含む静止系を個別に解析し，評価点での音圧への寄与度を分離できるようにした．

6. 予測精度検証実験

BPF ノイズの予測結果を実験で検証するため，解析モデルに相当する試験装置を製作した．試験装置の外観を図５に示す．この試験装置を用い，図４に示す評価点と同じ計測点で騒音計測を実施した．各計測点には 1/2 インチマイクロホンを配置した RION 製の精密騒音計を用い，計測結果を周波数分析器により最大周波数２kHz，周波数分解能１Hz で分析した．

7. BPF ノイズ予測結果

非定常 CFD 計算でもとめたファン周り固体壁面上の静圧分布の例を図６に示す．ベルマウスケーシング及びウェーク棒まわりのほとんどの領域は大気圧に近い値となっているのに対し，ファン動翼表面では大きな負圧が発生している．この結果から，BPF ノイズの発生原因となりうる静圧変動は動翼表面で大きな振幅を持つと考えられる．そこで，ウェーク棒の影響が大きい動翼の負圧面に着目し，時間的な静圧分布の変化を調査した．モデル１について負圧面側の圧力分

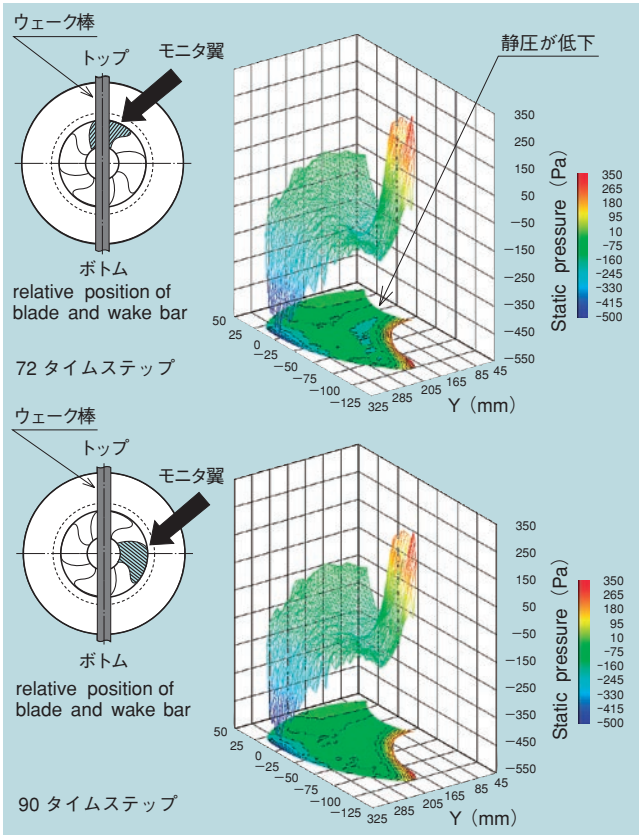


図７　ファン動翼負圧面上の圧力分布
回転するファンの瞬間的な静圧分布を示す．

布を図７に示す．グラフの縦軸及び等高線図は翼面上の静圧値，ウェーク棒とモニターした動翼の位置関係を図中左側に示す．動翼表面の静圧分布は翼前縁で最大値をとり，後縁に向かうにつれ一旦極小値をとったあと単調に増加していく．また，後縁付近チップ部では動翼正圧面からの逆流による静圧最小値が存在している．時間的な変化に着目すると，72 タイムステップでは 1/4 回転後の 90 タイムステップに対して，翼弦中央付近の回転中心に近い領域で低い値を取っておりウェーク棒の影響が表れていることがわかる．翼弦中央付近の代表セルについて静圧値の時刻履歴を調査した結果を図８に示す．チップ付近のポイント３ではウェーク棒の位置付近で静圧値が低下しており，動翼とウェーク棒伴流とのウェーク干渉が発生していることが分かる．一方，回転中心よりのポイント１及びポイント２では 72 タイムステップ付近でウェーク干渉による静圧低下が発生しているものの，108 タイムステップ付近では逆に静圧値が上昇している．それぞれのポイントにおける静圧変動振幅はポイント１及びポイント３で約 15 Pa，その中間位置であるポイント２で約 25 Pa と 1.6 倍の静圧変動を持つ．この現象は動翼とウェーク棒との距離及びウェーク棒の非軸対称性に起因すると推察される．図９にウェーク棒中心線断面の静圧分布を示すが，動翼負圧面は動翼チップ部から回転中心に向かうにつれウェーク棒との距離が近接し，これに伴って静圧値が高くなっていくことがわかる．また A 視との対比において，等高線図中のファン中心軸より上側にある動翼，即ち 72 タイムステップ付近ではウェーク棒が斜めにカットされた側面から動翼が接近してくるのに対し，108 タイムステップでは垂直な側面から接近してくる．このため，108 タイムステップにおけるファン回転中心に近い領域ではポテンシャル干渉に類似した現象が発生し，静圧値が上昇しているものと考えられる．次に動翼面上に発生している静圧変動より，BPF ノイズ発生に深く関わりを持つと考えられる BPF 成分を抽出した．モデル１を代表例に静圧 BPF 変動成分の翼面分布を図 10 に示す．グラフ縦軸及び等高線図は動翼表面静圧変動値をベルマウス入口平均動圧で無次元化した静圧変動を示す．ファン上流側にウェーク棒を設置したモデル１では，動翼負圧面側で前縁と翼弦中央部回転中心側領域の比較的広範囲で高い BPF 変動成分を持つ．これはチップ付近でウェーク干渉が，回転中心側でポテンシャル干渉に類似した現象が存在することに起因すると推察される．圧力面側では前縁のわずかな領域で高い変動成分が存在するものの，他の領域では非常に低い変動となりウェーク棒の影響が少ないことがわかる．非定常 CFD 及び BPF ノイズ解析コードにより

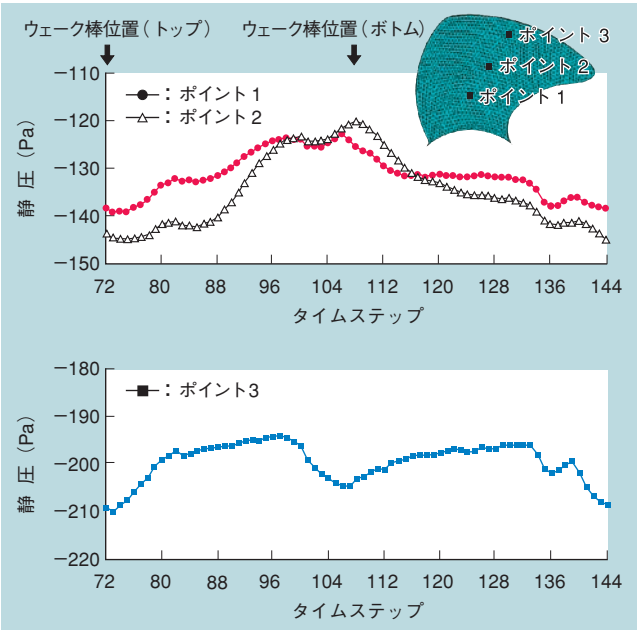


図８　ファン翼面上の圧力変化
ファン１回転における時刻履歴を示す．

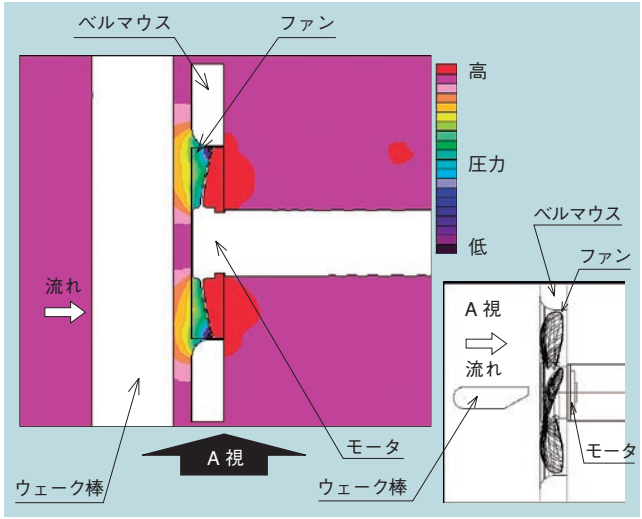
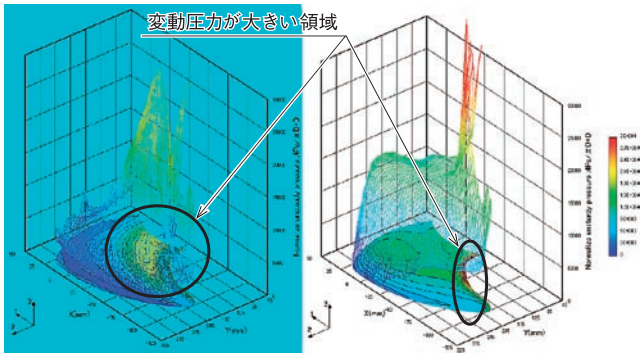


図９　ウェーク棒及びファン周りの圧力分布
ウェーク棒中心断面における静圧分布を示す．



負圧面側　　圧力面側

図 10　ファン翼面変動圧力分布
モデル１のファン動翼圧力面及び負圧面における変動圧力の振幅（無次元値）を示す．

予測した結果について，モデル１，吸込み側０°評価点での音圧波形を図 11 に示す．図は上からベルマウスケーシング及びウェーク棒の静止系固体壁面，動翼４枚の回転系固体壁面，静止系と回転系を重ね合わせた場合の音圧波形予測結果をそれぞれ示す．何れの波形もファン回転１周期の間に大きな４周期分の変動，即ち，BPF 成分の周波数を内包していることがわかる．静止系と回転系の音圧波形を比較すると，静止系で約 8 Pa，回転系で約 15 Pa と約２倍の振幅となっている．それぞれの音圧波形をもとに，FFT による周波数分析を施した結果を図 12 に示す．BPF1 次成分である 185 Hz の位置に最大のピーク値を取り，以下 BPF ２次（370 Hz），３次（555 Hz）の位置に明確なピークが表れている．今回着目している BPF １次成分と２次以上の高次成分ではその音圧レベルに 20 dB 以上と極めて大きい差があることがわかる．BPF1 次成分レベルについて静止系及び回転系の各々に着目すると，静止系に対し回転系では 7 dB の差がある．また，静止系と回転系を重ね合わせた全体の BPF ノイズレベルは静止系に対し 11dB と大きな差を持つが，回転系に対しては 3 dB 程度と比較的差は小さい．このことから，回転系壁面における静圧変動が BPF ノイズのレベルに非常に大きな影響を持つことがわかる．モデル１以外の解析対象及び全ての BPF ノイズ評価点についても同様の傾向となることを確認している．各モデルについて，騒音評価点での BPF １次成分のノイズレベルについて，モデル１を基準に相対比較した結果を図 13 に示す．ウェーク棒の無いモデル５を除いて BPF ノイズレベルは騒音評価点の位置によらずほぼ一定の値をとる．ウェーク棒を設置したモデル１～４については特に顕著な指向性は見られないが，ウェーク棒を設置していないモデル５ではファン軸上で最も小さい値をとり，ファン半径方向の評価点に向かうにつれ増加していく．モデル５では動翼及び静止側構造物のいずれも軸対称であり，流れ場が完全に軸対称であると仮定すると BPF 成分の騒音は動翼ロードノイズのみから発生していることになる．このため，ファン軸上の評価点では固体壁面からの全静圧変動がキャンセルして理論上ファン軸上の音圧変動はゼロとなる．一方半径方向の評価点ではファン動翼と評価点の距離が回転によって変化する

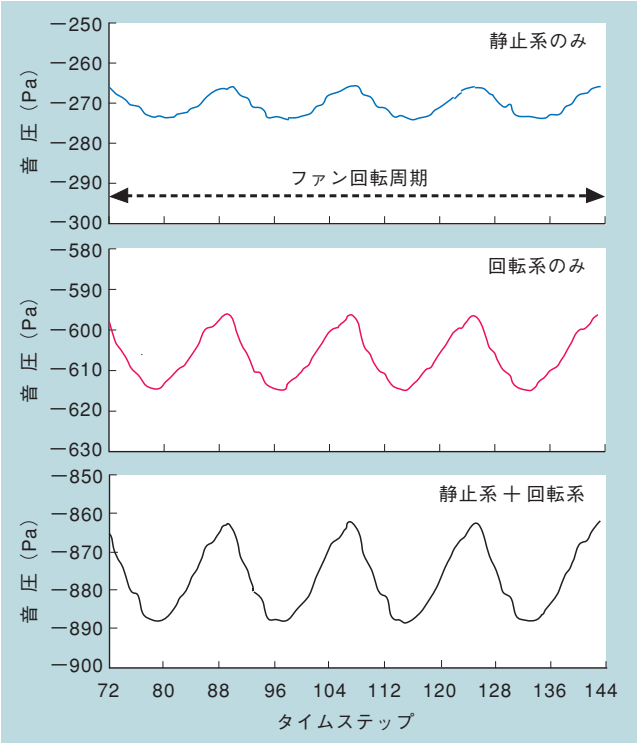


図 11　代表評価点における音圧波形の予測
モデル１，吸込み側０°評価点でのファン１回転あたりの波形を示す．

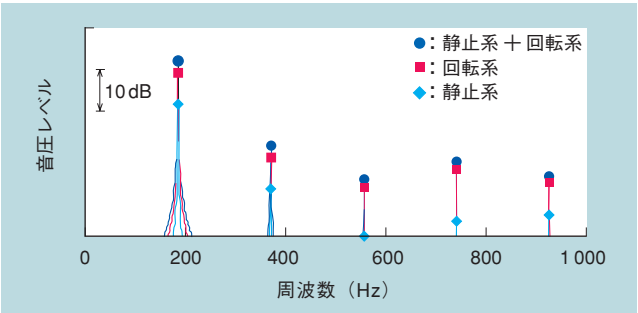


図 12　音圧波形の周波数分析結果
回転系の影響が大きいことを示す．

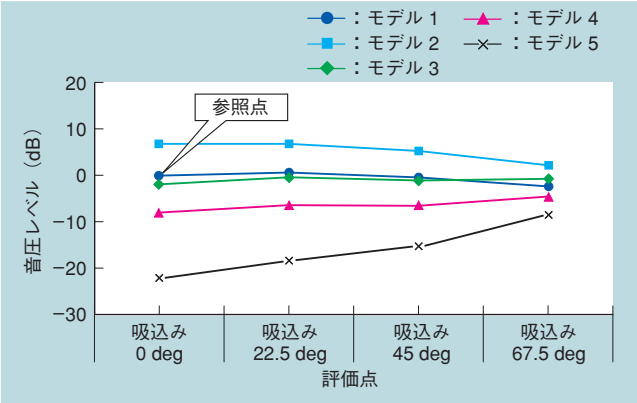


図 13　BPF ノイズレベルの予測結果（１次成分）
各評価点における予測結果をモデル毎に示す．

表３　各モデルにおける BPF ノイズレベルの予測結果

	ウェーク棒形状	ウェーク棒位置	BPF ノイズレベル
モデル１	一文字型	吸込み側	0 dB
モデル２	十文字型	吸込み側	6 dB（モデル１対比）
モデル３	一文字型	吐出側	−5.7 dB（同上）
モデル４	十文字型	吐出側	−0.5 dB（同上）
モデル５	—	—	−12.6 dB（同上）

ことに起因したロードノイズにより BPF ノイズが発生する．モデル５にて予測した BPF ノイズ空間分布はロードノイズの伝搬指向性に合致した分布を呈している．表３にそれぞれのモデルについて各評価点での BPF ノイズレベルの総和を示す．これは音源の発生エネルギ，即ちパワーレベルに相当する．BPF ノイズレベルの大小関係は，モデル２＞モデル１＞モデル４＞モデル３＞モデル５となり，翼面上の圧力変動と同様の関係となる．これらの結果から，BPF ノイズの主要な発生原因として動翼表面の静圧変動が極めて大きな影響を持つと考えられる．

8. BPF ノイズの実験結果

代表例としてモデル１，吸込み側０°評価点における騒音計測結果を図 14 に示す．グラフより，BPF １次成分である 185Hz 及び BPF 高次成分である２次（370 Hz）から８次（1 480 Hz）まで突出したピーク値が表れていることがわかる．BPF １次成分のレベルは 66.8 dB で，40 dB 程度にある広帯域騒音レベルに対し約 27 dB の突出となり最も高い値を持つ．同様に，BPF ２次成分 58.0 dB，３次成分 62.2 dB，４次成分 58.1 dB と広帯域騒音レベルに対し 20 dB 前後の高い突出が存在しており，BPF 成分の騒音を明確に捉えていることがわかる．モデル１～５の何れの騒音測定点においても図 14 と同様に BPF １次成分のレベルが最も高く，かつ広帯域騒音に対して明確に突出する周波数波形が測定されている．

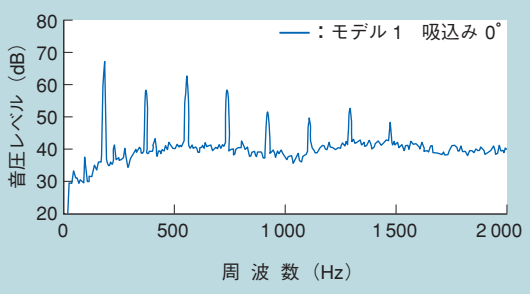


図 14　騒音計測結果
モデル１，吸い込み側０°評価点における音圧レベルを示す．

9. 予測値と実験値の比較

BPF ノイズの予測精度を検証するため，予測結果である図 13 に対し，実験で得られた BPF 成分騒音レベルを重ねてプロットし，比較した結果を図 15 に示す．図は，各騒音評価点における BPF ノイズ１次成分（185 Hz）のレベルを，モデル１，吸込み側０° 評価点を基準とした相対差で示しており，モデル１～５

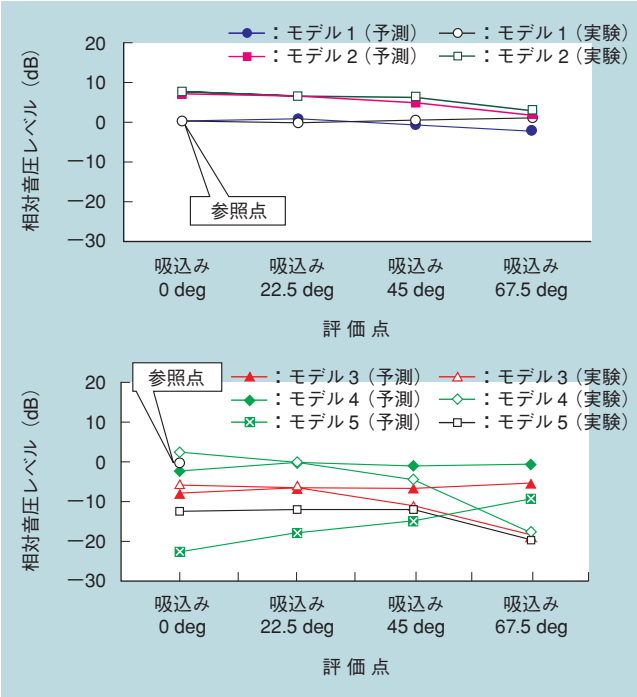


図 15　音圧レベルの予測値と計測値との比較
BPF １次のノイズ成分（185 Hz）を相対比較した結果を示す．

に対する予測値と実験値の比較において下記の傾向にあることを確認した．① 上流側にウェーク棒を設置したモデル１と２の比較において“一文字”に比べ“十文字”のウェーク棒では BPF ノイズのレベルが約７ dB 高い．② ２種のウェーク棒ともに顕著な指向性は見られない．③ 上記の ① 及び ② の傾向は，実験値及び予測値ともに同等，かつ両者の相対差は良く一致している．

④ 下流側にウェーク棒を設置したモデル３と４の比較では実験値と予測値の傾向が異なり，予測値では吸込み側全域に伝搬しているが実験値では半径方向の評価点で低いレベルとなる指向性を有する．⑤ モデル３と４においても吸込み側軸方向付近の評価点（０°，22.5°）では両者の相対差が３dB 程度の誤差で一致している．⑥ ウェーク棒を設置しないモデル５では計測値と予測値の間で分布及びレベルともに大きな差異が見られる．

④ 及び ⑤ に述べた下流側にウェーク棒を設置したケースについての予測値と実験値との相違は，解析コードで音波の反射，遮音現象が考慮されていないことに起因すると考えられる．上流側にウェーク棒を設置した場合は BPF ノイズの発生に支配的な要因となる静圧変動が動翼負圧面側に発生するため，騒音評価点までに音波を遮断し得る固体壁面が存在していない．これに対して，下流側にウェーク棒を設置した場合は，主たる静圧変動が動翼圧力面側に発生し，騒音

評価点までの間に動翼自身及びベルマウスケーシング等の固体壁面が存在する．このため，予測値に対して実験値の方がファン半径方向の評価点で低い値を取るものと考えられる．反射・遮音等の影響を極力排除するため，音源の発生エネルギに相当する，各評価点での BPF ノイズレベルの総和を予測値と実験値で比較した結果を図 16 に示す．ウェーク棒を設置したモデル 1 ～ 4 では予測値と実験値の相対比較において 0.8 dB 以内の差であり，良好な一致を示す．一方，ウェーク棒を設置していないモデル 5 では 2.5 dB 程度の差が存在するが，その要因として，予測では上流からの均一な流れを仮定しており，主としてロードノイズのみの周期音を予測しているのに対し，計測では試験装置周りの流れが充分に均一化されていないため図 17 に示すような低レベルかつ時間的に変動する不安定な周期音が発生したためと考えられる．しかし，CRFM のようにファンの上流及び下流がファン回転方向に一様でない形状では，上記の傾向が問題になることはない．以上の結果より本予測手法にて BPF ノイズ予測に対し，音圧の総和で 1 dB 程度の精度，また反射及び遮音の影響が比較的少ない音場については空間的分布についても 3 dB 程度の精度で予測可能であり，実用的精度を有していることを確認できた．

10. BPF ノイズ予測法の適用事例

車両への CRFM 搭載設計では，開発期間・コストを削減するため，シリーズ化された標準ファンを適用する．車載時に発生する諸問題（風量・騒音・入力等）については各車両に対して専用設計とせざるを得ないシュラウドケーシング側に対策を打つ設計手法が一般的である．またシュラウドケーシング形状・寸法等の諸元は，BPF ノイズを含めたファン騒音に対して回転翼に最も近接しているため，比較的感度が大きい．そこで著者らは前述の図 1 に相当する CRFM を対象とし，BPF ノイズ予測法を用いたシュラウドケーシング諸元に関する最適化設計を実施した．設計検討は前述の予測手法を適用した数値実験によるシュラウドケーシング諸元についてのパラメータスタディを実施することで BPF ノイズ低減について最適化を図った．パラメータスタディのケース選定及び最適化にタグチメソッドを適用した．シュラウドケーシング諸元についての制御因子，誤差因子及びそれぞれに対する水準を表 4 に，制御因子の部位を図 18 に示す．また，誤差因子は個々の車両に搭載した際にファン周りレイアウト等の相違による車両システム系での通風路圧損変化を想定し，CRFM の機外静圧とした．設定した制御因子及び誤差因子を表 5 に示す $L_9(3_4)$ 直交表に割り付け数値実験計画を作成した．誤差因子は，各実験ケースに対して 3 水準とし，計 27 ケースの非定常 CFD 及び BPF ノイズ予測を実施した．BPF ノイズの評価は CRFM の騒音評価点として一般的な，

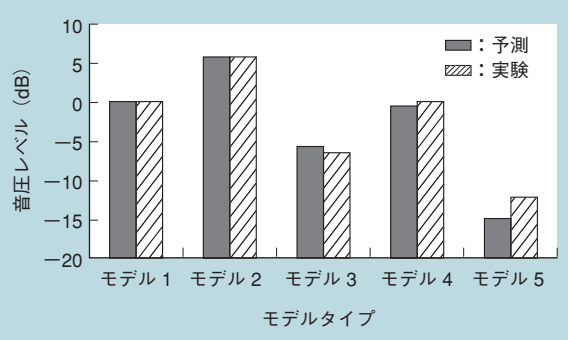


図 16　BPF ノイズレベル（オーバオール値）の予測値と計測値との比較
ウェーク棒を有するモデル 1 ～ 4 では予測精度が高い．

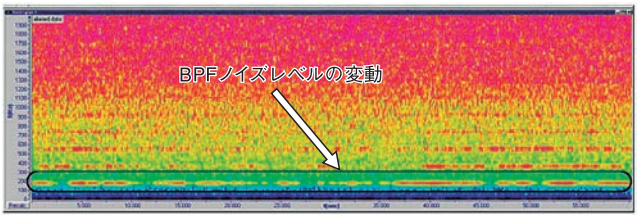


図 17　ソナーグラフによる騒音発生状況
モデル 5，吸込み側 0° 評価点における BPF ノイズの発生状況を示す．

表 4　CRFM に対する制御因子及び誤差因子

制御因子		水準 1	水準 2	水準 3
A	モータ支持桁と動翼との距離 (mm)	3	18	33
B	モータ支持桁幅 (mm)	5	10	15
C	ファン直径 (mm)	300	277.5	255
D	モータ支持桁形状	矩形	楕円形	翼形
誤差因子		水準 1	水準 2	水準 3
A	機外静圧 (Pa)	0	30	60

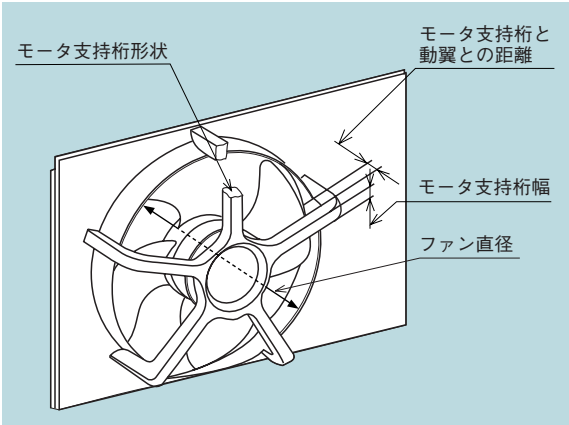


図 18　CRFM の制御因子
品質工学適用に際して抽出した部位を示す．

表5　CRFM に対する直交表　$L_9(3_4)$

ケース	制御因子			
	A	B	C	D
1	水準 1	水準 1	水準 1	水準 1
2	水準 1	水準 2	水準 2	水準 2
3	水準 1	水準 3	水準 3	水準 3
4	水準 2	水準 1	水準 2	水準 3
5	水準 2	水準 2	水準 3	水準 1
6	水準 2	水準 3	水準 1	水準 2
7	水準 3	水準 1	水準 3	水準 2
8	水準 3	水準 2	水準 1	水準 3
9	水準 3	水準 3	水準 2	水準 1

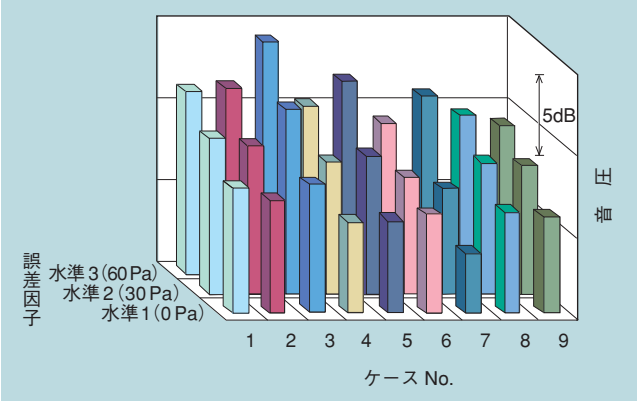


図 19　BPF ノイズの予測結果
直交表（L_9）にもとづく数値実験結果を示す.

ファン軸上上流側 1 m 位置での音圧レベルで代表した．また，全てのケースにおいて風量 1 200 m^3/h 一定とした．各ケースについての BPF ノイズの予測結果を図 19 に示す．図から各ケースに対して誤差因子の水準 1（0 Pa）～水準 3（60 Pa）の順で騒音が悪化しており，機外静圧を上げることによるファン翼面負荷の増加が影響していることがわかる．各ケースにおける SN 比の計算は前述の BPF ノイズ予測値を用い，望小特性の SN 比計算式に基づいて行った．要因効果図を図 20 に示す．今回の設計最適化検討により，設計パラメータに対する最適な組合せを抽出でき，また，BPF ノイズに対する各設計パラメータの SN 比からモータ支持桁と動翼のポテンシャル干渉が最も大きな影響を持つことがわかった．

これらの結果は，車載計画におけるシュラウドケーシングのカスタマイズ設計を進める際の有効なデータとなる．

11. ま　と　め

自動車用 CRFM の低騒音化検討に適用するため

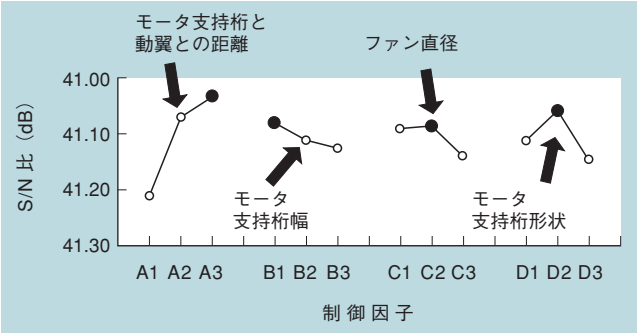


図 20　要因効果図
各制御因子の SN 比を示す.

CRFM のファンから発生する BPF ノイズを非定常 CFD の結果を用いて予測する手法を開発した．予測精度の検証試験を実施し，空間的な音場の分布について，音源から受音点までに反射要因となる固体壁面が存在しない範囲において BPF ノイズの相対差を 1 dB 以内の精度にて予測可能であることを確認した．また，タグチメソッドを組合せた BPF ノイズ低減に関する最適化検討により，シュラウドケーシングの車載計画における有効なデータを取得した．今後は本予測手法を用いることで，CRFM の定量的低騒音化検討を加速していくと共に BPF ノイズの空間的音場分布の予測精度向上と適用範囲を拡大するため，反射・回折を考慮した解析コードの適用を検討したい．

参　考　文　献

(1) Curle,N., The Influence of Solid Boundaries upon Aerodynamic Sound, Proc. of the Royal Soc., A231（1955）p.505
(2) 白木ほか，騒音防止設計とシミュレーション，産業化学システムズ（1987）
(3) 工藤ほか，自動車用ラジエータファンの NZ 音予測手法の開発，日本機械学会 2004 年度年次大会講演論文集(7)(2004) p.75

鈴木敦

冨永哲雄

江口剛

工藤敏文

高田智成