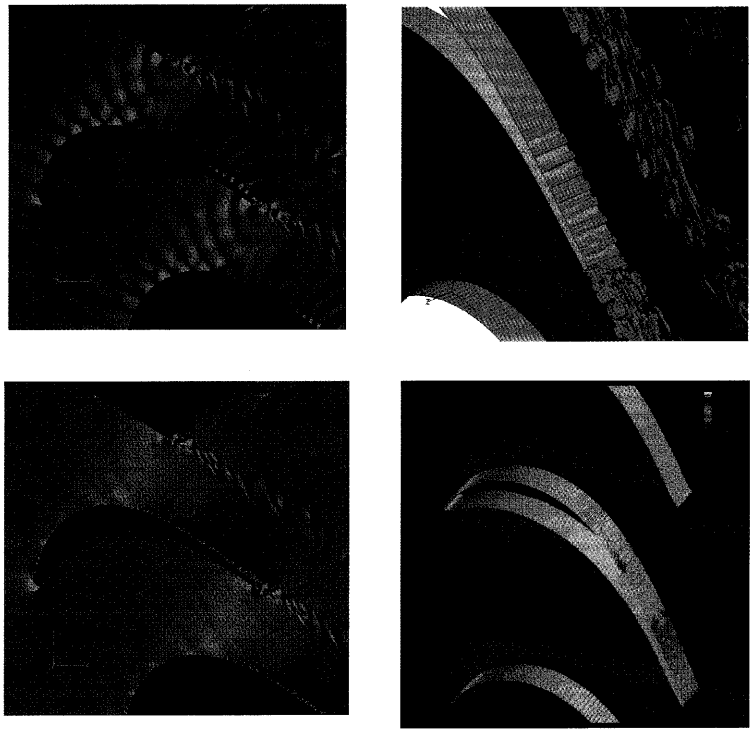
特集：空力騒音（口絵）

数値解析による流体騒音予測の現状と課題

（東京大学 生産技術研究所　加藤　千幸）

（詳細は本文526頁参照）

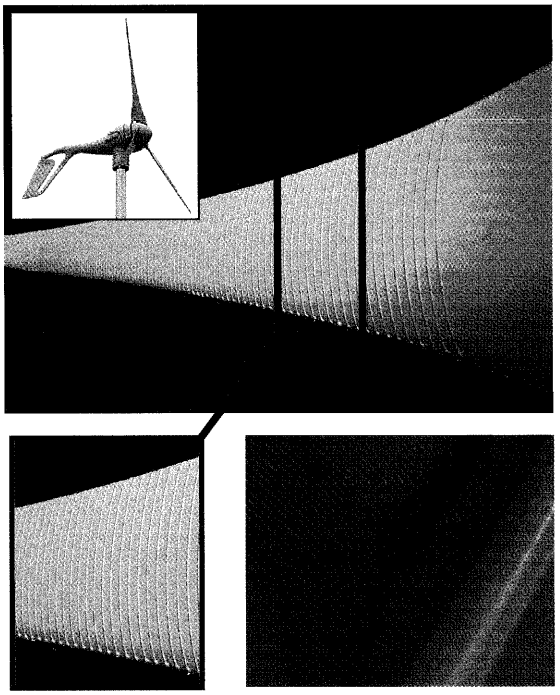


上流乱れにさらされるタービン動翼まわりの遷移境界層の非定常解析結果

小形風力発電機における騒音低減について サイレントディスラプターブレード小型風車

（東京大学 大学院 工学系研究科　飯田　誠，他）

（詳細は本文545頁参照）



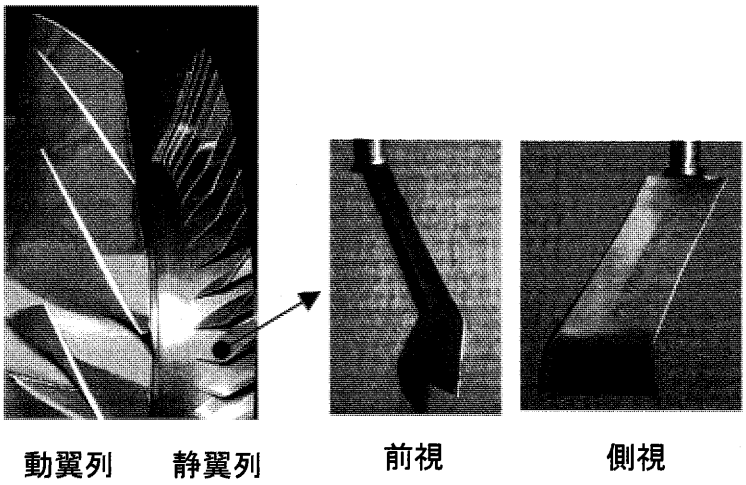
Z-501（OWL）のブレード表面および拡大写真と梟の羽

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

航空機騒音の低減化技術の現状と今後

（石川島播磨重工業㈱　大石　勉）

（詳細は本文568頁参照）

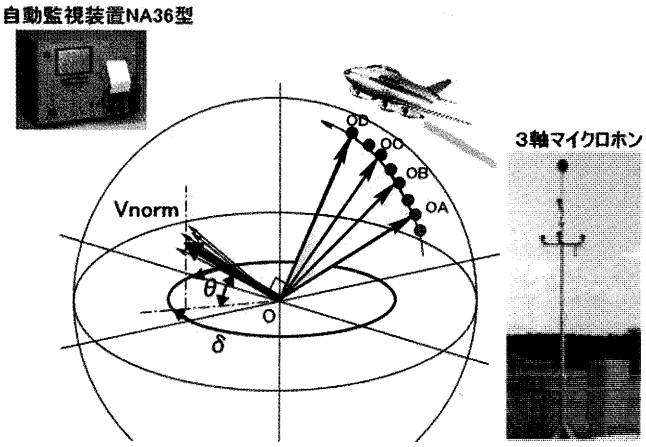


スイープ・リーン静翼

航空機騒音識別装置

（リオン㈱　計測器技術部　福島　健二）

（詳細は本文604頁参照）

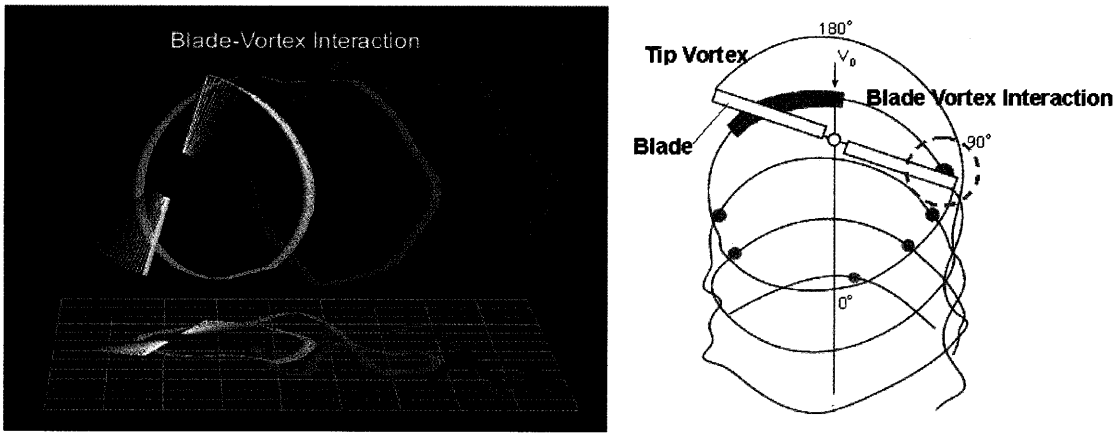


平均法線ベクトルの概念図及び自動監視装置

ヘリコプター機外騒音の発生メカニズムとその低減法

（宇宙航空研究開発機構 航空プログラムグループ 運航・安全技術チーム ヘリコプタ技術セクション　齊藤　茂）

（詳細は本文563頁参照）



ブレードからでる翼端渦の軌跡とBVI騒音発生位置

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

特集：空力騒音

空力騒音特集の発行に寄せて

梶　昭次郎*1
KAJI Shojiro

キーワード：空力音響（aeroacoustics），ジェット騒音（jet noise），ファン騒音（fan noise），機体騒音（airframe noise）

空力音響（Aeroacoustics）の問題は産業用ガスタービンでは余り大きくないかもしれない。しかし航空用ガスタービン，いわゆるジェットエンジンでは極めて大きな環境問題であり，空力音響という合成語も航空分野で定着したものである。学問的には音響学と非定常空気力学にまたがる諸現象が関係して来るため複雑であると同時に，音そのものは直接見たり触れたりできないため，理解しづらい側面を多く有する分野でもある。

1950年代に入ってジェット旅客機が一般化し，空港におけるジェット機の騒音が問題になって来た。このときの航空機騒音とは，ジェットエンジンの排気ジェットによる轟音である。初期の頃のジェット機はターボジェットエンジンを搭載していたから，離陸時にはジェット排気速度は毎秒数百mに達し，この高速のジェットによる騒音が問題となったのである。ジェット騒音に関して有名な M. J. Lighthill の論文 On sound generated aerodynamically, I. General theory, II. Turbulence as a source of sound, Proc. Roy. Soc. (London) A211, 564-587(1952), A222, 1-32(1954) が発表されたのはこの頃である。この論文によって我々は，ジェット騒音の音源がジェット流の速度のせん断と乱流速度の積である，いわゆる乱流レイノルズ応力であり，従ってジェット騒音の音圧レベルはジェット速度の８乗に比例して大きくなること，さらにジェット騒音の放射における指向性その他諸現象を，理論的に理解することができたのである。

しかし，現実のジェット騒音の低減となると，ジェットノズル開口部を菊花状にして外部流との接触面積を増し，ジェットをできるだけ早く外部流と混合させて速度を下げるといった手段以外に特別有効な方法はなく，従ってジェット騒音を大きく下げることはできなかった。しかしジェット騒音がジェット速度の８乗に比例することから，大もとのジェット速度を下げることは騒音低減に対して極めて有効である。

1960年代に入ってジェット機のエンジンとして，ターボファンエンジンが本格的に導入されたが，その最大の理由は燃料の経済性である。亜音速飛行に対して高速のジェットを噴出していたのでは効率が悪い。ジェットの速度を落し，空気の量を増やして同じ推力を出す方が，推進効率が改善されて燃料の経済性は良くなる。ジェット速度を下げる副次的効果として，前述のごとくジェット騒音が低下することになり，燃費の改善と騒音低減の利点が相まって，ターボファンのバイパス比は増加の一途をたどる傾向に進んだ。

こうしてバイパス比の大きなターボファンエンジンが民間機に導入されると，騒音としてはジェット騒音よりもファンや圧縮機の回転による金属的な回転翼騒音が，その周波数が人間の耳の最も感度の良い帯域に来ることもあって，大きな問題となって来た。着陸時は勿論のこと，離陸時ですらジェット騒音よりもファン騒音が問題視されるようになったのである。J. M. Tyler と T. G. Sofrin による論文 Axial flow compressor noise studies, Trans. S. A. E., 70, 309-332(1962) が発表された背景にはこのような状況があったのである。この論文によって我々は，ダクト内で回転する動翼や動翼と干渉する静翼によって旋回するダクトモードが形成されること，その円周方向モード数は動翼枚数と静翼枚数との関係によって決定されること，さらにモード数に応じて旋回の位相速度が異なり，モード毎にダクト内伝播かダクト遮断かが決まること等を理解した。ジェット騒音の物理的複雑さと比較するとファン騒音は数学的で単純であり，その発生，伝播，放射はある程度定量的に予測することが可能であった。

航空輸送の増大による空港近辺の騒音は重大な社会問題となり，騒音規制が益々厳しくなって行った。静かなエンジンがエンジンとしての大きな売り要素となり，ファン騒音を低減させるためにダクトの吸音ライニングに関する研究開発が盛んに行われるようになった。その結果ファン騒音に対しては，動翼枚数と静翼枚数の組み合わせで発生するモードをできる限りダクト遮断されるように導くこと，翼列同士の軸間距離を大きくして干渉による圧力変動の振幅をなるたけ小さく抑えることといった音源における対策と，伝播するモードの音に対してはダクトに内張りした吸音ライニングによって低減を図るといった手法を組み合わせて対応することになった。また，ファン動翼への相対気流速度が超音速となって衝撃波が発生するために生じるバズソー音に対しては，ファン径を大きくして翼への相対速度を下げることが有効である。航空エンジンの信頼性の向上は双発の長距離

原稿受付　2005年10月３日
＊１　帝京大学理工学部航空宇宙工学科
〒320-8551　宇都宮市豊郷台１－１

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

機の出現を可能にし，最近開発される中・大型機は双発のものが多い。双発機はエンジン出力にゆとりがあり，大きな上昇率を確保することができる。素早く上昇すればそれだけ地上で騒音に曝される面積を小さく抑えることができる訳であり，実際最近の航空機は昔に比べて随分静かになっている。

エンジンの生み出す騒音が静かになると，機体そのものが生む騒音が問題になって来る。着陸時に脚部の作る乱れによる騒音，フラップ翼端から発する剝離流れによる騒音，脚格納部等機体キャビティの作る騒音等である。特にキャビティの作る騒音はキャビティトーンと呼ばれ，エッジトーンと同じく，流れの剝離せん断層が下流の固体エッジに当るとき，フィードバックループが形成され，流れ場と音場が連成する結果，ある特定の周波数音が発生するものである。このような流れ場と音場が連成する騒音に関しては，種々の形態について現在も精力的に研究が行われている。また，機体外部に放射される騒音ばかりでなく，各騒音源から機体内部，即ちキャビン内に侵入する騒音も乗客，乗員に対しては重要である。高空を巡航中の航空機エンジンでは排気ジェットの膨張比は臨界値を超え，ジェット中に衝撃波セルを形成している。この衝撃波とジェットの乱れが干渉して発生するのがいわゆる超音速ジェットの衝撃波関連騒音であるが，これは空港騒音としては問題にならないものの，機体後方の乗客にとっては上空に上がったとき大きなキャビン騒音源となる。この騒音を遮音材で防ごうとすると機体重量が増す。ジェットノズル後縁端をギザギザにするいわゆるシェブロンノズルによって，衝撃波セルを生じにくくすることが行われる。また，小型機やヘリコプタ等で十分に遮音対策が取れない場合には，音を音で打ち消す能動騒音制御（Active noise control）の概念が取り入れられている。これは計算機処理の高速化に伴って可能となった技術である。

今は退役してしまったが，超音速旅客機としては英仏共同開発のコンコルドがロンドン/ニューヨーク，パリ/ニューヨーク間に就航していた。エンジンはアフタバーナ付きターボジェットであったから，離陸時のジェット速度は900m/s に達した。コンコルドはこのエンジンを4基搭載していたから離陸時の騒音は相当なもので，到底社会的に受容されるものではなかった。ポストコンコルドとして次世代超音速機の開発機運が盛り上がったとき問題となったのは，コンコルドの経済性と騒音であった。100人乗りでは小さ過ぎる。300-350席の大型機でないと経済的に成り立たない。騒音については，超音速旅客機に対する騒音規制はまだ定まっていないものの，現在の亜音速機向け規制が適用される公算が強い。とすると，機体の大型化もあるので，離陸時のジェット騒音をコンコルドに比較して15-18dB 下げる必要がある。我が国では経済産業省の大型プロジェクト HYPR や ESPR で，極超音速機用エンジンシステムや次世代超音速機用エンジンシステムの研究開発が行われたが，その中でエンジンの騒音低減技術の研究開発も精力的に行われた。

エンジンとしては可変サイクル低バイパス比のターボファンが選択され，これにミキサエジェクタと呼ばれるジェットと外部流との混合装置を装着し，最終的なジェット排気速度を400-450m/s に低下させる必要がある。加えてエジェクタ壁にセラミックスの吸音パネルを内張りし，混合部における衝撃波関連騒音や乱流騒音を低減させる必要がある。このようにして開発された技術の一部は本特集でも触れられると思うが，実際に次世代超音速機を開発することになった場合，大きな技術力となることが考えられる。これまでヨーロッパやアメリカでは，超音速機よりも大型亜音速機を優先して開発が進められてきたが，A380が完成した今，いずれ次世代超音速機への取り組みが本格化するものと予想される。わが国も優れた技術力をもって，想定される国際共同開発に参画し大きく貢献して行くことを期待したい。

わが国における空力騒音への取り組みは，主に産業用や家庭電化製品の分野で進められた。扇風機や換気ファン，空調機や掃除機の静音化が図られ，家電メーカ各社が熾烈な競争を繰り広げて来た。また，航空機と並ぶ交通手段である新幹線の騒音低減も，市街地や人里近くを走るため極めて重要で，真剣な取り組みがなされている。新幹線には走行音ばかりでなく，トンネル微気圧波の問題もある。さらに，自動車産業においても，走行音と並んで車室内の静音化が重要であり，静かさが一つの車の売り要素であることは想像に難くない。いずれにしろ，わが国では航空宇宙産業はあまり大きくないのだが，他の産業分野において特徴ある研究開発成果が得られている。これらについても本特集号で触れられている。

最後に空力音響関係の今後の研究開発の方向の一つとして，計算空力音響（Computational Aero-Acoustics, CAA）を指摘しておく必要がある。これも計算機の発達と共に進展して来た分野であるが，減衰を抑え精度良く音場を解析できるスキームの開発，複雑な音場解析への手法の応用，流体の非定常現象を厳密に模擬して音の発生機構そのものに迫る研究などが精力的に行われている。学会における研究発表件数が大きく伸びているのもこの分野である。音響成分を含む非定常な流れ場そのものを厳密に数値解析することは出来ないまでも，例えば動静翼列干渉の場に対して，翼面上の非定常圧力分布を求めるため流れ場を厳密に解く第1段階と，翼面上の非定常圧力分布から流れ場の詳細は無視して音の放射場を求める第2段階とを組み合わせることによって，相当実用的な結果を得ることができる。CFD（Computational Fluid Dynamics）が航空宇宙機や流体機械の設計ツールとなっているように，CAA もやがて静音流体機器の設計ツールとなる日が来るものと思われる。さらに，ここで触れなかったが，ヘリコプタ騒音等も当然重要である。

本特集号が空力騒音問題への関心を呼び起し，少しでもこの分野の研究開発が進展することを期待したい。

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

特集：空力騒音

空力騒音とは

藤田　肇*1
FUJITA Hajime

キーワード：aerodynamic noise, flow, Aeolian tone, unsteady flow

1．はじめに

物体をたたいたり振動させたりすると音が発生するのは誰でも知っていることである。しかし，空気など流体の流れから音が発生することは日常体験しているにもかかわらず，よく知られていない。流れから発生する音が顕著に問題となったのは，ジェットエンジンが実用化されてからである。大きな騒音を発したので，これを空力騒音（Aerodynamic noise）と呼ぶようになった。ここでは，空力騒音認識の歴史的背景，初期の研究，音波と波動方程式，空力騒音源のモデル，その発生メカニズムなどについて解説する。

2．歴史的背景

空力騒音の最も身近な例は，風によって電線がヒューヒュー鳴る現象であろう。この音はギリシャ語の風の神Aeolusの名をとって，Aeolian tone（エオルス音）と呼ばれるようになった。これはかなり昔から知られていたようで，旧約聖書のダビデ王は，当時使われていたKinnor[1]という小さな竪琴が真夜中に風の中で音を奏でるのを楽しんだという記録がある。

風によって音を出す楽器はAeolian Harpと呼ばれ，ギリシャ時代からあったといわれるが，これを近代再現したのはドイツ人のAthanasius Kircher（1602-1680）であり，18～19世紀にかけて実際に使用され[2]，ミュンヘンのドイツ博物館に当時のAeolian Harpが数台展示されている。現在でもAeolian Harpの製作は続けられており，その音をInternetで聴く事もできる[2],[3]。図1は筆者が最近購入したAeolian Harpである。

風による音の発生現象はよく知られていたのだが，その発生メカニズムは知られていなかったようで，ヴァイオリンの弓が弦を摩擦して音を出すように，風が弦を摩擦して振動を起し，音が発生すると思われていたらしい。エオルス音の研究で有名なStrouhal[4]も同様な誤解をしていたようで，この音を「摩擦音」（reibungstone）と呼んでいる。エオルス音の初期の研究経過やエピソードについては，Zdravkovich[5]の書に詳しく述べられている。

原稿受付　2005年9月20日
＊1　日本大学　理工学部　機械工学科
〒101-8308　東京都千代田区神田駿河台1－8－14

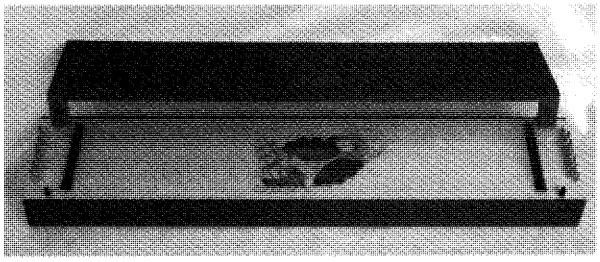


図1　現代のAeolian Harp

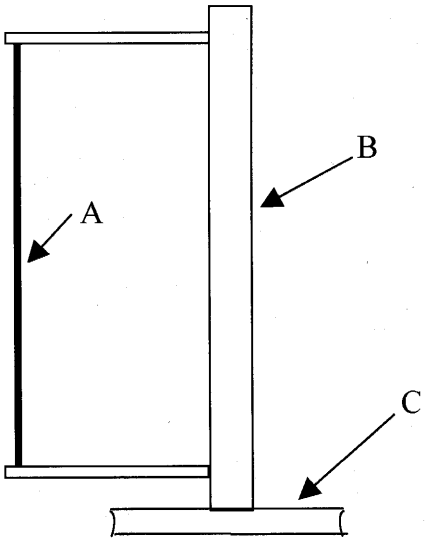


図2　Strouhalの実験装置概念図

エオルス音の特性はその周波数とピークレベルで表され，騒音のみならず，流体加振による振動制御の研究にとっても重要なものである。エオルス音の発生原因はいわゆる「カルマン渦」であることは今では良く知られており，このような渦はダ・ヴィンチの絵に描かれている。

3．初期の研究

エオルス音を始めて科学的に研究して1878年に論文として発表[4]したStrouhalは，図2に示すように，軸Bに腕木2本を取り付け，その間にワイヤAをピンと張って，輪Cを外部から駆動，一定速度で回転させて，発生音の周波数を測定した。その結果，周波数はAの材質，張力，長さには依存せず，その直径と速度のみの関数であるこ

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

とを発見した。速度をV，直径をD，発生音の周波数をfとすると，次の結果を得た。

$$fD/V=\text{const.} \tag{1}$$

この定数は後にStrouhal Number（*St*）と呼ばれるようになった。円柱の後流渦の場合，レイノルズ数が10^3～10^5程度の範囲で，この定数は約0.2であることが実験的に確かめられている。

Lord Rayleigh はその著書“The Theory of Sound”[6]のなかで，この音は，円柱からの流体的な渦の放出によるものであるが，円柱の振動は重要ではないと述べている。Bénard[7],[8]は水槽による可視化実験を行い，渦が交互に後流中に放出されることを明らかにし，この渦がエオルス音の原因であろうと述べている。

von Kármán[9],[10]は図3に示すような互いに反対に回転する渦の列の安定性を理論的に調べた結果，a/b=0.281の場合のみ安定であることを証明した。この渦がカルマン渦列と呼ばれるようになったが，Benard はその発見の優先権を主張したといわれている。式(1)の定数をStrouhal 数と呼ぶよう提案したのは Benard[11]であるが，それが認められたのは Kovasznay[12]と Roshko[13]がその論文中で Strouhal 数という言葉を使ってからだといわれている[5]。

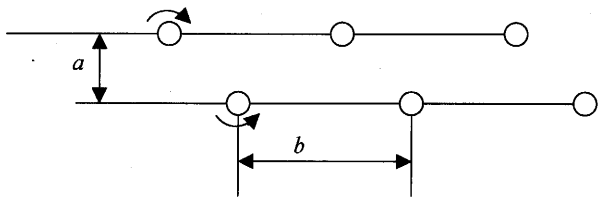


図3　Karman Vortex Street

その後しばらくはエオルス音を含む空力騒音はあまり注目されず，飛行機が実用化した20世紀前半，プロペラ音を研究した Gutin[14]の研究が見られるが，現在の空力騒音理論では主流ではないプロペラ音についてであり，また当時はプロペラ音はそれほど有害に感じられなかったようで，その後の発展はなかった。

4．空力騒音の簡単なモデル

第2次大戦中に航空機の推進方式としてジェットエンジンがドイツとイギリスで開発されたが，終戦後のジェットエンジンの実用化にはイギリスが大きく貢献した。騒音もプロペラに比べて桁違いに大きくなり，ジェット騒音の低減が重要な課題となったが，それを扱える理論は無かった。1950年頃，イギリス航空局の担当者がケンブリッジ大学の新進気鋭の応用数学者，Lighthill にジェット騒音の研究を依頼したのが，現在の空力騒音研究の端緒となった。

ジェット騒音の最も簡単なモデルとしては次のような

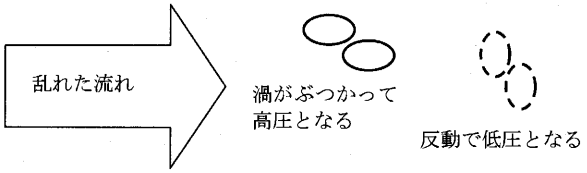


図4　ジェット騒音の簡単なモデル

ものが考えられる。ジェットが静止空気中に噴出すると，静止空気との混合がおこり，乱流が発生する．乱流の性質として，流体の小部分の運動量，渦度あるいは圧力場がランダムに変動している。音の発生を模式的に示すと，これら小部分の流体がぶつかり合うとき，ぶつかったところの圧力が高くなる（stagnation pressure)。その反動として次の瞬間にはその部分が低圧になり，時間的な圧力変動が発生し，これが音波となって伝搬すると考えられる（図4）。

このモデルは風船の膨張，収縮に似た音源であり，単極（monopole）と呼ばれる。しかし実際の空力騒音の音源モデルは2重極，4重極など複雑なかたちをしている。以下，流体力学の支配方程式から波動方程式を導き，さらに空力騒音への展開を説明する。

5．波動方程式

音波は圧縮性流体の圧力変動であるが，変動量がきわめて小さいので，微小変動の仮定により，運動方程式及び連続の式から非線形項を全て省略することにより，波動方程式を得る。

音波において粘性の影響は少ないので，運動方程式はEuler の式を用いる。

$$\rho\frac{\partial u_i}{\partial t}+\rho u_j\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial p}{\partial x_i}=0 \tag{2}$$

連続の式は

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i}=0 \tag{3}$$

である。ここでρは空気密度であり，平均値ρ_0と微小変動値ρ'に分ける。

$$\rho=\rho_0+\rho' \tag{4}$$

速度u_iも微小であり，微小量の2次の項を省略すると次式を得る。

$$\rho_0\frac{\partial u_i}{\partial t}+\frac{\partial p}{\partial x_i}=0 \tag{5}$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\rho_0\frac{\partial u_i}{\partial x_i}=0 \tag{6}$$

さらに，速度ポテンシャルϕを次のように導入する。

$$u_i=\frac{\partial \phi}{\partial x_i} \tag{7}$$

式(5)と(7)から，次式が導かれる。

$$p=-\rho_0\frac{\partial \phi}{\partial t} \tag{8}$$

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

ここで圧力 p は音波としての変動分のみを表す。これは非定常微小変動現象に対する Bernoulli の式である。

式(6)と(7)からは次式が得られる。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial^2 \phi}{\partial x_i^2} = 0 \tag{9}$$

また，音波ではきわめて低周波の現象を除けば断熱変化と考えられるから，圧力を密度のみの関数と見なして

$$\frac{\partial p}{\partial t} = \frac{dp}{d\rho}\frac{\partial \rho}{\partial t} \tag{10}$$

を用いて式(8)と(9)から次の線形波動方程式を得る。

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2 \phi}{\partial x_i^2} = 0 \tag{11}$$

ここで a_0 は音速であり，

$$a_0^2 = \frac{dp}{d\rho} = \gamma R T \tag{12}$$

となる。

6．音源モデル

6.1 単極

音源は，単極，2重極，4重極などでモデル化できるが，ここで非圧縮性の単極（音にならない圧力変動）と圧縮性の単極の違いについて説明する。

非圧縮性流体の，球座標における単極（呼吸球）に対する速度ポテンシャル ϕ は時間 t に依存する流量を $q(t)$，r を原点からの距離とすると，

$$\phi(r,t) = -\frac{q(t)}{4\pi r} \tag{13}$$

と表される。この単極によって発生する速度 $u(r,t)$ は，

$$u(r,t) = \frac{\partial \phi}{\partial r} = \frac{q(r,t)}{4\pi r^2} \tag{14}$$

として求められ，圧力は Bernoulli の式から求める。ここで注目すべきは，速度あるいは圧力の変化が瞬時に全ての領域に伝わることである。非定常項を含む Bernoulli の式において，圧力は $\partial u/\partial t$ に比例するので，結局圧力変動はは $1/r^2$ に従って減少する。

一方，圧縮性流体における単極は波動方程式に支配される。式(11)に示した波動方程式は，一次元球座標では次のように表される。

$$\frac{\partial^2 (r\phi)}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2 (r\phi)}{\partial r^2} = 0 \tag{15}$$

式(15)の一般解は次のように表せる。

$$\phi(r,t) = -\frac{q(t - r/a_0)}{4\pi r} \tag{16}$$

すなわち，音源の情報は速度 a_0 により伝搬してゆく。

ここで式(8)から圧力（音圧）を求めると，

$$p = -\rho_0 \frac{\dot{q}(t - r/a_0)}{4\pi r} \tag{17}$$

となる。ただし $\dot{q}$ は時間微分を表す。すなわち圧力は $1/r$ に従って減少する。これが非圧縮の圧力変動との違いである。

音波に伴って発生する速度 u を音響学では粒子速度と呼ぶ。これを求めると次のようになる。

$$u = \frac{\partial \phi}{\partial r} = \frac{1}{4\pi r^2}\left[q\left(t - \frac{r}{a_0}\right) + \frac{r}{a_0}\dot{q}\left(t - \frac{r}{a_0}\right)\right] \tag{18}$$

ここで q の変化を角周波数 ω の正弦波と仮定して $\dot{q} = \omega q$ とすれば，第1項と第2項の比は

$$\frac{q}{(r/a_0)\,\omega q} = \frac{(\lambda/2\pi)}{r} \tag{19}$$

となる。ただし（λ は音波の波長である。第1項は音圧 p と位相が90度ずれており，$1/r^2$ で減少し，距離が波長に比べて大きくなると無視できる。この項を近距離場という。第2項は遠距離場と呼び，普通はこの項のみを考えればよい。前述した非圧縮性の圧力変動の減衰は近距離場と同様である。

なお，単極の強さは質量流量を用いて，

$$\dot{m}(t) = \rho_0 \dot{q}(t) \tag{20}$$

で表す。

6.2 音源の多重極展開

位相が180°異なった同じ強さの単極を近い距離 b に2個並べると2重極（双極）を構成し（図5），単極の和として次のように表せる[15]。

$$p = \frac{\dot{m}(t - r/a_0)}{4\pi r} - \frac{\dot{m}(t - r'/a_0)}{4\pi r'} \tag{21}$$

2重極では距離 $b << \lambda/2\pi$ を仮定するので，微分形式で次のように近似できる。

$$p \approx (-b\cos\theta)\left(\frac{\partial}{\partial r}\right)\left[\frac{\dot{m}(t - r/a_0)}{4\pi r}\right] \tag{22}$$

ここでの特徴は，$\cos\theta$ で表される指向特性である。これは図5からも直感的に理解できる。2重極は，至近距離に置かれた逆位相の2つの単極の相互作用として得られるので，その音響放射効率は単極に比較するときわめて悪くなる。式(22)の微分を行えば次式を得る。

$$p = \cos\theta\left[\frac{b\dot{m}(t - r/a_0)}{4\pi r^2} - \frac{b\ddot{m}(t - r/a_0)}{4\pi r}\right] \tag{23}$$

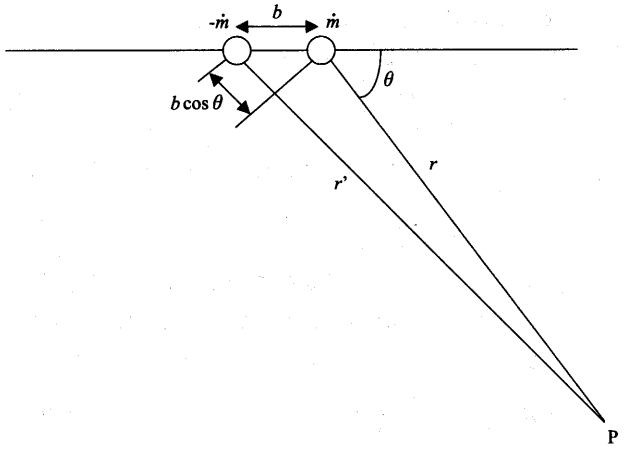


図5　2重極

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

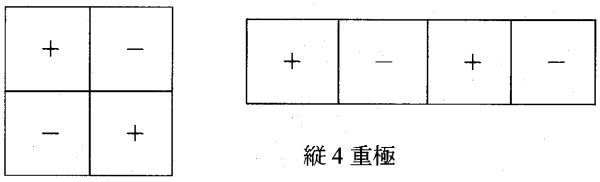


図6　4重極

すなわち，音圧にも遠距離場と近距離場が現れる。

2重極を更に2つ組み合わせると，図6に示すように縦または横4重極が得られる。4重極の指向特性は

$\cos\theta \ \sin\theta$

で表され，四葉のクローバー型になることが特徴である。

7．空力騒音の波動方程式

5章で導いた波動方程式(11)の右辺は音源を表すが，これは零である。これは振動方程式に例えれば，加振力の無い自由振動の方程式である。振動から発生する音は，振動体の表面速度を波動方程式の境界条件として用いれば，音源項が無くても解は求めることができる。

しかし空力騒音，特にジェット騒音のように，音源と伝搬領域の媒質が同じ空気であり，境界がはっきりしないものは，境界条件を用いることができず，音源項を持つことが必要となる。これに一つの回答を与えたのがLighthill[16]である。

5章では変動成分は微小として，2次の微小量をすべて省略して波動方程式を得た。しかし，空力騒音の音源となるジェットの中の乱れは微小量ではないので省略はできない。ここで省略の無い式(2)，(3)に戻り，両式の和をとると次式を得る。

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j}+\frac{\partial p}{\partial x_i}=0 \tag{24}$$

式(24)の後の2項を組み合わせると次式を得る。

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j+p\delta_{ij})=0 \tag{25}$$

ただしδ_{ij}はKroneckerのデルタである。

式(25)において微小変動を仮定して非線形項（$\rho u_i u_j$）を省略し，式(10)と同様な関係を用いれば次式を得る。

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t}+a_0^2\frac{\partial\rho}{\partial x_i}=0 \tag{26}$$

式(3)と(26)から，次の線形波動方程式をρについて得る。

$$\frac{\partial^2\rho}{\partial t^2}-a_0^2\frac{\partial^2\rho}{\partial x_i^2}=0 \tag{27}$$

この式は前述したように音源項を含まない。もし流体によって音が発生するなら，式(25)と(27)の第2項の差によるものと考えられる。その差は

$$T_{ij}=\rho u_i u_j+(p-a_0^2\rho)\,\delta_{ij} \tag{28}$$

であろう。これは，Lighthillの音響応力テンソルと呼ばれている。これを用いると式(25)は

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j+p\delta_{ij})=-\frac{\partial T_{ij}}{\partial x_j} \tag{29}$$

となり，音源項を持つ空力騒音の波動方程式は次のように求められた。

$$\frac{\partial^2\rho}{\partial t^2}-a_0^2\frac{\partial^2\rho}{\partial x_i^2}=\frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i\,\partial x_j} \tag{30}$$

この式の解は

$$p(\mathbf{x},t)=\frac{\partial^2}{\partial x_i x_j}\int\frac{T_{ij}(\mathbf{y}-r/a_0)}{4\pi r}\,d\mathbf{y} \tag{31}$$

である。ただし**x**は観測点の位置ベクトル，**y**は音源の位置ベクトル，**r=x−y**，積分は音源領域全体にわたる。遠距離場に対しては，空間微分を時間微分に置き換えて，

$$p(\mathbf{r},t)=\frac{1}{4\pi a_0^2}\frac{r_i r_j}{r^3}\frac{\partial^2}{\partial t^2}\int T_{ij}\left(\mathbf{y},t-\frac{r}{a_0}\right)d\mathbf{y} \tag{32}$$

となる。$(r_i r_j/r^2)$ の項は4重極の指向特性を表しているゆえに，ジェット騒音の音源は4重極モデルと考えられる。

これによって流体音の発生源は，流速変動の2次成分$\rho u_i u_j$であることが分かったが，実際の流れ場では，全体にわたってこれを予測することはもちろん，測定も不可能に近い。

そこでLighthillは，式(32)から実用的な結果を導くために，次元解析を行って空力騒音の速度相似則を求めた。流れの代表速度をU，寸法をL，流れの変動の代表的角周波数をωとして，音の強さ$I=p^2/\rho a_o$を表す。

速度変動は代表速度に比例，時間変化率は速度に比例し，寸法に反比例，空間積分はLの3乗に比例すると考えれば，

$$\rho u_i u_j\propto\rho U^2,\quad \partial/\partial t\propto U/L,\quad \int d\mathbf{y}\propto L^3$$

であるから，

$$I\propto\frac{1}{a_0^2}\left[\left(\frac{U}{L}\right)^2\rho U^2L^3\right]^2\frac{1}{\rho a_0}\propto\rho^2U^8L^2/\rho a_0^3\propto\rho\,U^5M^3L^2 \tag{33}$$

M：Mach数

となる。これが有名なLighthillの速度8乗則であり，流れのマッハ数が1より小さいジェットにおいて，実験と良く一致する。流体騒音が速度の8乗に比例するというのは，当時の常識から考えると驚くほど高い巾乗則であった．この結果，ジェットエンジン騒音の低減には噴出速度を減らすことが有効であることが分かり，初期の小直径ターボジェットから，大直径で噴出速度の遅いターボファンエンジンへと変化した．Lighthillの速度相似則は，現在までの流体騒音研究の最大の成果のひとつであるが，それが流体騒音に関する最初の論文で示されたことは，一驚に値する。

8．固体面から放射される空力騒音

流体機械から発生する空力騒音は，ファンブレードなど，固体面から放射されるものを扱う場合が多く，これ

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

に対してはCurle[17]の解がよく知られている。

$$p(\mathbf{x},t)=-\frac{\partial}{\partial x_i}\int\frac{f_i(\mathbf{y},t-r/a_0)}{4\pi r}d\mathbf{y} \tag{34}$$

ここでf_iは壁面が流体に及ぼす力のx_i方向成分である。遠距離場で，特に壁面の代表寸法が音波長より短いときはつぎのような簡単な形で表せる（図7）。

$$p(x,t)=\frac{1}{4\pi a_0}\frac{x_i}{x^2}\frac{\partial F_i(t-x/a_0)}{\partial t} \tag{35}$$

ここでF_iは，壁面が流体に及ぼすトータルの力である。項（x_i/x）は2重極の指向特性を示しており，固体壁面からの空力騒音源は2重極でモデル化されている。

この式は，揚力面から発生する空力騒音は，揚力の時間変化率に比例することを示す。従って非定常翼理論などにより揚力変動が求まれば，空力騒音を求めることが可能であり，固体面からの騒音予測に広く用いられている。

実験室で空力騒音を測定する場合，音源とマイクロホンとの距離を十分に取れず，近距離場の影響を無視できないことがある。この場合，測定される音は

$$p(x)=\frac{1}{4\pi a_0}\frac{x_i}{x^2}\left(\frac{\partial F_i}{\partial t}+\frac{a_0}{x}F_i\right) \tag{36}$$

となる[18],[19]。

Curleの解に対しては，「動かない面が音響エネルギーを放射するということは物理的に不可能であり，Curleの音源は見かけ上のものである」という批判がある。これに対して，Powell[20]が渦音理論を1964年に発表したが，数学的厳密さに欠けていたので大きく取り上げられることはなかった。これを完成させたのがHowe[21]であり，この論文によって空力騒音理論が完成したとみなせる。しかし渦音理論によると，固体壁の有無にかかわらず，音源はωを渦度ベクトル，vを速度ベクトルとして

$\nabla\cdot(\omega\times\mathbf{v})$

という量を流れ場全域に渡って積分しなければならず，Lighthillの解と同様な欠点があり，物理的には正しいのにもかかわらず，あまり用いられない。

9．代表的応用例

9.1 非定常翼

流体機械から発生する回転音は，ほとんどが翼列干渉か，それに類似した現象により発生する。翼面から発生する騒音を予測するには，翼の揚力変動を求める必要がある。翼の非定常応答の研究は，1930年代に，アメリカとドイツで飛行機の突風に対する応答の研究として始まった。これらの研究のうち，von Karman & Sears[22]の研究が最もよく知られている。揚力変動の准定常値からの「ずれ」をSears関数で表して，この関数はKemp[23]により詳細な説明と数値データが初めて与えられた。揚力変動が求まれば，式(35)から騒音の放射が求められる。

非定常翼理論はその後いろいろな場合に対して拡張されている。例えば，Horlock[24]は，主流方向の速度変動も含んだ場合について扱い，Naumann and Yeh[25]は，キャンバーのついた翼に対する解析を行った。Atassi and Goldstein[26]は，任意の迎角の大きなキャンバーをもつ翼の応答について解析を行った。

非定常翼の応答及び発生音の実験的研究では，Lefcort[27]は水槽実験において，Fujita and Kovasznay[18]は風洞実験において，それぞれ円柱の後流を横切る二次元翼に圧力センサーを内蔵して揚力変動を測定し，式(35)の有用性を実験的に確認した。さらに，円柱の軸と翼のスパン方向が平行でない場合，いわゆる翼列のスキュー効果についても，定量的な結果を得ている[28]。

9.2 円柱のエオルス音

エオルス音の発生が式(35)に従うものとし，観測点を円柱の真横とすれば，F_iは円柱の揚力であり，$x=x_i$である。円柱直径をD，揚力変動が全スパンLにわたって同位相ならば，揚力係数をC_Lとすれば，

$$Fi(t)=\frac{1}{2}\rho U^2C_L(t)DL \tag{37}$$

と表される。揚力がKarman渦によって発生し，正弦波状に変動する場合，S_tをStrouhal数とすれば，

$$\frac{\partial Fi(t)}{\partial t}=\rho\pi U^3StLC_L(t) \tag{38}$$

となる。従って音圧の2乗平均値は，

$$\overline{p^2(x)}=\frac{\rho^2U^6St^2L^2C_{LR}{}^2}{16a_0{}^2x^2} \tag{39}$$

となる。ここでC_{LR}は揚力係数変動の実効値である。

エオルス音の研究は初期の頃Phillips[29]，Gerrard[30]などにより推進され，1990年代日本では新幹線騒音制御の観点から見直されて，研究が進んでいる[31]。

11. おわりに

空力騒音の基本的考え方と，非定常翼，エオルス音への応用を述べた。ガスタービンの排気音が原因となって始まった空力騒音の研究は，航空機のみならず高速列車，自動車，送風機，空調機など生活に密着した広範囲の分野で静粛性の実現に貢献している。

参考文献

(1) http://www.jubilee-harps.com
(2) http://members.aol.comoinem1/index/eolsharf.htm
(3) http://www.harpmaker.net/windharp.htm
(4) V. Strouhal, On one particular way of tone generation (in German), Annalen der Physik und Chemie (Leipzig), ser. 3, 5, 216-251 (1878)
(5) M. M. Zdravkovich, Flow around circular cylinders, vol. 1: Fundamentals, 566-571, Oxford University Press (1997)
(6) Lord Rayleigh, The theory of sound, vol. 2, 412-414, Macmillan (1896), Reprinted by Dover (1945)
(7) H. Benard, Formation of centers of circulation behind a

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

moving obstacle (in French), Compte Rendus Academie des Sciences, 147, 839-842 (1908)

(8) H. Benard, A 'cinematographic' study of eddies and ripples produced by towed obstacles (in French), Compte Rendus Academie des Sciences, 147, 970-972 (1908)

(9) Th. von Karman, On the mechanism of drag generation on the body moving in fluid (in German), Nachrichten Gesellschaft Wissenschaffen, Gottingen, Part 1, 509-517 (1911)

(10) Th. von Karman, On the mechanism of drag generation on the body moving in fluid (in German), Nachrichten Gesellschaft Wissenschaffen, Gottingen, Part 2, 547-556 (1912)

(11) H. Benard, On the frequency law of alternate eddies behind an obstacle (in French), Compte Rendus Academie des Sciences, 182, 1375-1377-842 (1926)

(12) L. S. G. Kovasznay, Hot wire investigation of the wake behind cylinders at low Reynolds numbers, Proc. Royal Soc., London, A198, 174-190 (1949)

(13) A. Roshko, On the development of turbulent wakes from vortex sheets, NACA TR 1191 (1954)

(14) L. Gutin, On the sound field of a rotating propeller, NACA Tech. Memor. No. 1194 (Translated from Russian published in 1936)

(15) 吉川茂，藤田肇，基礎音響学，講談社サイエンティフィク (2002)

(16) M. J. Lighthill, On sound generated aerodynamically, I: General theory, Proc. Royal Soc., London, A211, 569-587 (1953)

(17) N. Curle, The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound, Proc. Royal Soc., London, A231, 504-514 (1955)

(18) Fujita, H. and Kovasznay, L. S. G., Unsteady lift and radiated sound from a wake cutting airfoil, AIAA Jour., 12, 1216-1221 (1974)

(19) 横野泰之，藤田肇：スーパーコンピュータを用いたステアリングシステムによる角柱から放射される空力騒音の数値解析，日本機械学会論文集，B61-583(1995)947-952

(20) Powell, Theory of vortex sound, Journal of the Acoustical Society of America, 36, 177-195 (1964)

(21) M. S. Howe, Contribution to the theory of aerodynamic sound, with application to excess jet noise and the theory of the flute, Journal of Fluid Mechanics, 71, 625-673 (1975)

(22) von Karman, Th. and Sears, W. R., Airfoil theory for non-uniform motion, Jour. Aero. Sci., 5 (1938), 379

(23) Kemp, N. H., On the lift and circulation of airfoil in some unsteady-flow problems, Jour. Aero. Sci,19(1952), 713

(24) Horlock, J. H., Fluctuating lift forces on aerofoils moving through transverse and chordwise gusts, Trans. ASME, Jour. Basic Engineering, Series D, 90 (1968), 494

(25) Naumann, H. and Yeh, H.,: Trans. ASME, Jour. Engineering for Power , Series A, 95 (1973), 1

(26) Atassi, H., and Goldstein, M.,: AIAA Pap., No. 74-88

(27) Lefcort, M., D., An investigation into unsteady blade forces in turbomachines, Trans. ASME, Jour. Engineering for Power , Series A, 87 (1965), 345

(28) Fujita, H. and Kovasznay, L. S. G., Sound generation by wake cutting, AIAA Pap. No. 73-1019 (1973)

(29) O. M. Phillips, The intensity of Aeolian tones, Journal of Fluid Mechanics, 1, 607- 624(1956)

(30) J. H. Gerrard, An experimental investigation of the oscillating lift and drag of a circular cylinder shedding turbulent vortices, Journal of Fluid Mechanics, 11, 244-256 (1961)

(31) 藤田肇，二次元円柱から発生するエオルス音の特性，ながれ，20, 196-203 (2001)

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

特集：空力騒音

空力騒音の計測とその評価

丸田　芳幸*1
MARUTA Yoshiyuki

キーワード：騒音・周波数分析・非定常流れ・風洞試験・マイクロホン・聴感補正・ストロハル数・オクターブバンド

1．はじめに

ガスタービンは陸上用の原動機としても各所で利用されており，マイクロガスタービンの普及に伴い，人間の活動空間の極く近傍にガスタービンが設置されていることも多くなっている。それ故に，より静粛なガスタービン駆動機を社会に提供することが求められている。ガスタービンから発生する騒音の主要音源は空力騒音であり，その静粛化のためには，発生する空力騒音（または空力音）の特性と原因をより正確に把握することが必要である。空力騒音の計測手法と評価手法に関して解説する。最初に「騒音全般」に関する計測評価手法を概説し，続いて空力騒音を把握するために不可欠な計測技術や評価技術を紹介する。

2．騒音の発生と伝搬

2.1　音波の正体

気体中の微小部分が振動し，隣り合う微小部分も圧縮性の影響で僅かに位相を遅らせて同様な振動を誘起される。連続した気体中に並んでいる微小部分が位相差を伴って振動することから，微小部分が密に集まった領域（圧力が高い）と疎に並んだ領域（圧力が低い）が繰り返しながら伝播する。このようにして気体中の密度の疎密（圧力の高低）変動が伝播するものが疎密波（圧力変動波）であり，人間の耳で検知できる疎密波が音波である。この現象は気体中だけではなく，液体や固体を含む連続体の中でも疎密波（縦波）として同様に発生するものである。

大気中においては音波としての圧力変動は定常的な圧力（大気圧またはその場の平均圧力）を中心にしての疎密であり，この変動の振幅が音圧である（図1参照）。音圧の物理的な大きさは通常の圧力と同様にPa（パスカル）の単位で表すが，人間の聴覚が音の強さを対数的に評価するので，音の大きさを音圧レベルで表すことが一般的である。音圧レベル L_p は変動する音圧の実効値（図1参照）と基準音圧との比率の対数を用いて次式で定義する。単位はdBである。

$$L_p = 20\log\left(\sqrt{\overline{p^2}}/p_0\right) \qquad [1]$$

ここで，p は瞬時瞬時の音圧，p_0は基準音圧で，

$p_0 = 2.0\times10^{-5}$ Pa，この基準音圧の値（音圧レベルで0 dB）を最小可聴音圧と呼ぶ。定義式から解かるように音波の音圧は物理的な圧力値としては非常に小さな値になる。このような疎密波を流体中に発生させる原因になる現象が音源である。流体中（あるいは連続体中）に圧力変動が存在すれば音波が発生して伝播するので，圧力変動を生じる物理現象として大きく分けて次の3種類の現象が明らかになっている[1]。

「機械力学的音源」，「電磁気学的音源」，
「流体力学的音源」

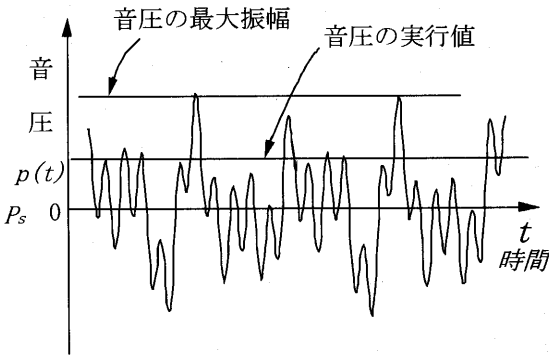


図1　音圧変動と定常圧力の関係（P_S：定常圧力）

2.2　音の伝わり方[2]

流体中の疎密波の状態は，流体力学の理想流体に関する基礎式を変形することで表すことができる。連続の式と運動量保存（オイラー）の式を理想流体での断熱変化の関係を用いて一つの式に整理すると，流体中の粗密を表す微小圧力変化 p に関する波動方程式になる。この式において圧力変動波の伝播速度とは流体中の音速 a のことであり，断熱変化の関係から音速は次のようになる[3]。

$$a = \sqrt{\gamma P/\rho} \qquad [2]$$

ここで γ は比熱比（空気では γ=1.3），P は流体中の圧力（$p+P_S$ に相当），ρ は流体密度である。空気中の音速 a は340m/s（気温15℃の場合）であり，温度によっ

原稿受付　2005年9月13日
＊1　㈱荏原総合研究所　機械研究室
〒251-8502　藤沢市本藤沢4－2－1

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

て変化するので次の近似式を通常用いている。

$$a = 331.5 + 0.6 \times 「温度（摂氏）」 \qquad [3]$$

圧力変動の波動方程式を１次元で解くと，波面が平面的な平面波音波の伝播を表す解が得られる。この解の式は，圧力振幅は減衰しないことを示す。しかし，一般的な三次元空間内での音波は音源の形状によって波面の形が平面波と異なるので，伝播するにしたがって圧力変動の振幅が減衰する。音源が小さくて点のように見なせる場合，この音源を点音源と呼び，音波は点音源を中心とする球面波で伝播する。この場合，音圧（微小圧力変動の実効値）p_a は次式のように表わすことができる。

$$p_a^2 = q_{0a}/4\pi r^2 \qquad [4]$$

ここで，q_{0a} は音源の圧力変動の強さ（音響パワー w の ρ_a 倍）であり，r は音源からの距離である。この式は，音源からの距離が長くなると伝搬してきた音が小さくなることを示している。

2.3　周波数と音色

周波数 f は音圧変動が１秒間に繰り返す回数を表す。周波数の数値が大きい場合が高い音（高周波数音）になる。一方，図２に示すように，音波は１秒間に，周波数 f に相当する回数の音圧変動を繰り返して，音速 a に相当する距離だけ伝搬する。音速を周波数で割ると１周期 T の音圧変動を生じる長さである波長 λ が求まる。この関係を式で表すと次のようになる[4]。

$$\lambda = a/f = aT \qquad [5]$$

この関係から，周波数が高い音波ほど波長は短く，周期も短くなる。音圧変動の波長の長短や周期の大小が人間の聴覚の感度に微妙に影響している。一般的に人間に聴こえる音の周波数は20Hz から20,000Hz であり，100Hz 以下の音を低周波音と呼ぶ。

音の性質を表す因子として，音の三要素と呼ばれる次のものがある[4]。

「音の大小」，「音の高低」，「音の音色」

「音の大小」は音波の圧力変動の振幅 p_A を示し，「音の高低」は圧力変動の周波数 f の高低である。「音の音色」は幾つかの周波数の音波の集まり具合を感覚的に定義するものである。音色の構成状態を物理的に表すものが音のスペクトル（周波数分布）である。卓越音は，純音成分が数本集まったような音であり，特定の周波数に卓越する音圧成分を持たないようなスペクトルを示す音を広帯域音と呼ぶ。

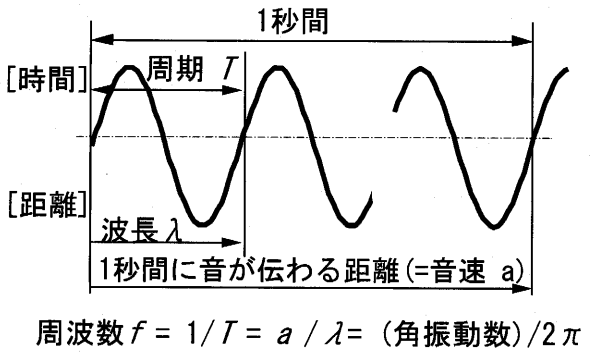


図２　周波数と波長の関係

2.4　騒音の評価と聴感補正

音波自体は非常に物理的な現象であるが，人間は音波を利用して様々な情報の交換や収集を行っており，音・音波の評価方法を人間の感覚に合わせて定めている。

音の大きさを表わす音圧レベルは，前記した式[1]で定義される。圧力変動が10倍になる場合を音が10倍に大きくなったと感じるとすると，圧力変動が100倍になると20倍の音として感じ，圧力変動が1000倍になっても30倍の大きさの音として感じている。この対数的な感覚は，より小さな圧力変動を拡大して検知し，より大きな圧力変動を圧縮して検知することで聴覚のダイナミックレンジを大きく拡げることができるからである。

音の周波数に関しても対数的な感覚になっている。人間は100Hz と200Hz の音の違いは明確に識別できるが，5100Hz と5200Hz の音の違いを一般的には識別できない。人間は音の周波数の差の識別は困難であって，周波数の比の識別を通常行なっている。

さらに音の周波数によって感じる音の大きさが異なっている。例えば音圧レベルが同じ60dB の音であっても100Hz の音と1kHz の音では異なる大きさの音として聞こえ，100Hz の音は１kHz の音よりも約20dB 小さい40dB 程度の音に聞こえる。この音の周波数と聴感との関係を表わす関数曲線が有名な Fletcher & Munson の等感度（ラウドネスレベル）曲線（図３）である[4]。聴感に応じた音の大きさを計測する場合に人間の耳をセンサにして計測に用いることができないので，マイクロホンで検知した音圧の物理的な大きさ（電気信号出力）に周波数に応

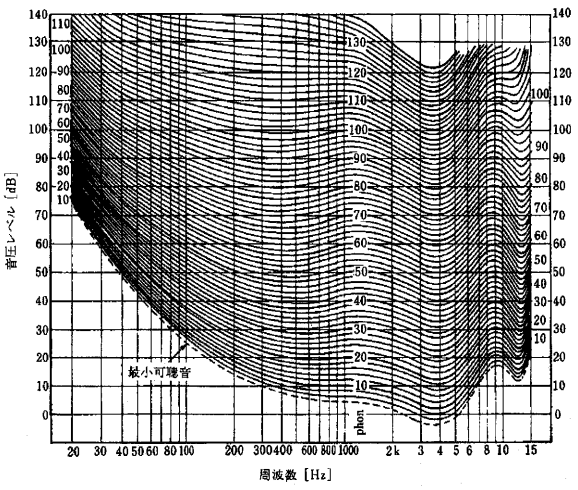


図３　人間聴感の等ラウドネスレベル曲線

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

じて重みを掛けて評価する回路を備えた騒音計を用いる。

2.5 暗騒音補正と複数騒音レベルの合成

騒音を計測する場合に，対象となる騒音だけを計測することが困難である。ある測定位置において，対象騒音が発生していなくても周囲から伝搬してきた騒音が検知測定され，これをその場の暗騒音と称する。対象騒音と暗騒音が一緒になって計測されることが一般的である。対象騒音の音圧レベルが暗騒音のそれよりも10dB 以上大きいと，暗騒音の影響が少ないと見なされている。しかし，対象騒音を正確に把握するためには，次のような暗騒音補正を行う。

測定した騒音が84dB で，暗騒音が78dB の場合，真の対象騒音の音圧レベル L_p は，

$$L_p = 10\log(10^{84/10} - 10^{78/10}) = 82.7 \text{ (dB)} \qquad [6]$$

また，複数の音源からの騒音を別々に測定できている場合，複数音源から同時に騒音が発生する場合の合成した騒音レベル L_p (dB) を次のように算出する。

$$L_p = 10\log\left(10^{L_{p1}/10} + 10^{L_{p2}/10} + 10^{L_{p3}/10} + \cdots\cdots\right) \qquad [7]$$

ここで，L_{pi} は各個別音源からの騒音レベルを表す。

2.6 音響インテンシティと音響パワー

音波を音圧の変化だけで理解すると音が伝わって行く現象を十分に理解できない。音波をベクトルで表示することで伝播の現象が解かりやすくなる。伝播する音圧変化に伴って流体（気体）粒子が振動し，その瞬時の粒子速度を時間平均すると音波の伝播方向に向いた速度ベクトルが求まる。音圧変動 $p(t)$ の時間平均値と粒子速度 $v(t)$ の時間平均を掛け合わせると，音波の伝播方向に直角な面上の単位面積を単位時間に通過する音波のエネルギーが定まる。この単位面積・単位時間の通過エネルギーが音響インテンシティと称すベクトル量である[5]。式で表すと音響インテンシティ I は次のようになる。

$$I = \frac{1}{T}\int_0^T p(t)v(t)\,dt \qquad [8]$$

音響インテンシティはエネルギーベクトルであるから音波の波面に直角な方向を向いており，音波の波面形状が複雑であればベクトルの方向も大きさも場所場所によって変化するので，音圧レベルから音響インテンシティを単純に算出することが困難である。しかし，平面音波の場合は次式にて音響インテンシティを表すことができる。音圧の2乗平均 $\overline{p^2}$ を用いて，

$$I = \overline{p^2}/\rho c \qquad [9]$$

となる。ここで ρ は媒質の密度，c は媒質中の音速である。またデシベル表示の音響インテンシティレベル L_i を次式で定義する。

$$L_i = 10\log(I/I_0) \qquad \text{(dB)} \qquad [10]$$

ここで，I_0 は基準音響インテンシティで，$I_0 = 10^{-12}$ w/m^{2}である。$p_0^2/\rho c$ に各値を入れて計算するとわかるように，空気中の平面音波の場合に音圧レベルと音響インテンシティレベルは同じ値になる。音響インテンシティは音の周波数成分ごとに計測評価することもできる。

騒音の評価を物理的に行なう場合に，騒音レベル（あるいは音圧レベル）が簡単に計測できても真実の評価にはならない。この評価値はあくまでもその測定位置での音圧の大きさであって，音源の大きさを捕えたことにはならない。音源が発生する音の大きさを評価するものが音響パワーレベルである。ある音源を囲む閉曲面の表面上の音響インテンシティ I を全て面積積分すると，その音源から発生する音波全体のエネルギーである音響出力（音響パワー）になる。音響出力をデシベル表示したものが音響パワーレベル L_w(dB)であり，次式で定義する。

$$L_w = 10\log(w/10^{-12}) \qquad [11]$$

ここで w は音響出力（watt）であり，球面音波の音源であれば音響出力と音圧との関係は次のようになる。

$$w = 4\pi r p^2/\rho c \qquad [12]$$

ここに音圧 p を計測する点までの音源からの距離を r とする。音源の周囲全域で音響インテンシティを測定することが困難ならば，音源を囲む等距離面上の数箇所で音圧レベルを測定し，上式から音響パワーレベルを推測できる。

2.7 騒音の周波数分析[6]

2.7.1 周波数成分を知る： 騒音の発生原因を調べる場合に周波数分析を行うことが多い。周波数分析の方法を大別すると，定幅分析と定比分析の2種類がある。周波数1から周波数2までの間に含まれる変動信号の周波数成分の強さを計測することが周波数分析である。周波数1から周波数2までの間というような周波数の分析幅を設定する理由は，周波数自体が連続的に変化するものであり，分析する対象周波数の微かな違いをどこまで識別するのかという立場によって，同一の周波数成分とみなす周波数の範囲が異なるからである。例えば，201Hz の音と201.1Hz の音との違いを評価する方法は分析目的によって異なり，通常の周波数分析では同一の周波数成分とみなしている。このように同じ周波数成分として扱う周波数1から周波数2までの周波数の幅（帯域幅）をどのように定義するかによって分析形式を区別している。周波数2と周波数1の比率が一定になる分析が定比分析であり，周波数2と周波数1との差が一定である分析が定幅分析である。FFT 分析が定幅分析の代表例であり，定比分析の代表がオクターブ分析である。

2.7.2 オクターブ分析： 定比分析の比率を1％また

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

は3％という狭帯域で分析する場合もあるが，比率を2にする定比分析がオクターブバンド分析である。分析結果のスペクトルにおいて横軸の周波数の表示は対数表示になっており，人間の音の周波数に関する対数的感覚と一致するので，定比分析は人間的な周波数分析である。

オクターブバンド分析の一般的な分析方法として，1/1オクターブバンド分析と1/3オクターブバンド分析がある。ある騒音を1/3オクターブバンド分析すると図4(a)に示すようになり，オクターブバンド分析を行うと図4(b)に示すようになる。オクターブとは音楽における8番目の音階のことであり，周波数が2倍になる関係を表わす。周波数分析において1/1オクターブバンドは帯域幅の上限周波数（上記の周波数2に相当）と下限周波数（上記の周波数1に相当）との比が2倍であり，中心周波数が1kHzを基準にして各バンドが定まっている。1/3オクターブバンドはオクターブバンドを比率で3等分したバンドであり，上限周波数と下限周波数との比が$2^{1/3}$倍である。オクターブバンドおよび1/3オクターブバンドの中心周波数および上限・下限周波数は，JIS規格(JIS C1513-1983)[7]などで表1のように定まっている。

2.7.3　フーリエ変換分析：　定幅分析では，中心周波数と周波数1の差と，周波数2と中心周波数の差とは等しく，この差は帯域幅の1/2である。周波数幅は1Hzとか2Hzとか，または5Hz,10Hzというように定義して分析を行なう。分析結果のスペクトルにおいて横軸の周波数の表示は線形になっている。定幅分析の代表のようにして利用されているFFT分析は，波形信号に関するフーリエ変換の理論に基づいた周波数分析方法である。複雑な波形信号も多数の正弦波信号（純音の信号）の合成波形で構成されているので，フーリエ級数展開の理論によって各周波数成分の大きさを知ることができる。時系列信号波形を周波数空間の成分波形に変換する手法がフーリエ変換であり，信号のデジタル化論理を用いて高速にフーリエ変換する解析手法が，FFT分析である。

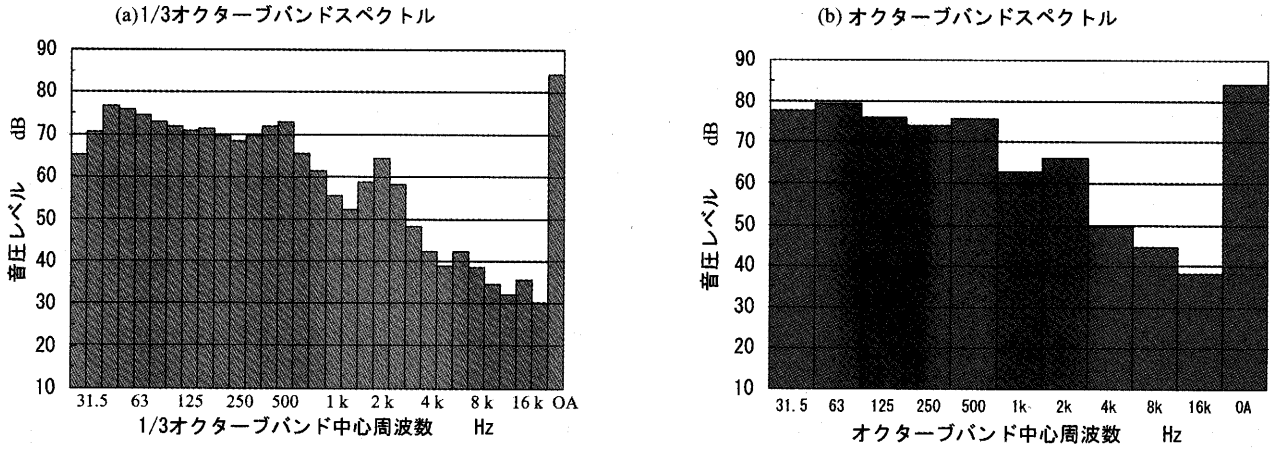


図4　騒音のオクターブバンド周波数分析の例

表1　オクターブバンド周波数の定義

周波数　Hz											
オクターブバンド			1/3オクターブバンド			オクターブバンド			1/3オクターブバンド		
下限	中心	上限	下限	中心	上限	下限	中心	上限	下限	中心	上限
11.2	16	22.4	11.2	12	14	710	1000	1400	710	800	900
			14	16	18				900	1000	1120
			18	20	22.4				1120	1250	1400
22.4	31.5	45	22.4	25	28	1400	2000	2800	1400	1600	1800
			28	31.5	35.5				1800	2000	2240
			35.5	40	45				2240	2500	2800
45	63	90	45	50	56	2800	4000	5600	2800	3150	3550
			56	63	71				3550	4000	4500
			71	80	90				4500	5000	5600
90	125	180	90	100	112	5600	8000	11200	5600	6300	7100
			112	125	140				7100	8000	9000
			140	160	180				9000	10000	11200
180	250	355	180	200	224	11200	16000	22500	11200	12500	14000
			224	250	280				14000	16000	18000
			280	315	355				18000	20000	22500
355	500	710	355	400	450						
			450	500	560						
			560	630	710						

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

3．空力騒音の計測手法

3.1 計測器

一般的な音響計測と同様に，マイクロホン・騒音計か計測用増幅器・各種の波形分析器・データレコーダを用いる。この他に，気流の状況を把握するための計測器（流速計・圧力計・流量計・温度計・動力計など）を併行して用いる。音響計測用の各種機器の構成を次に概説する。

3.1.1 マイクロホン： マイクロホンは空気（流体または媒質）の圧力変動を膜面の振動として検知し，膜面の振動を電圧変動に変換する。この電気音響変換の方式には各種あるが，変換精度が良く計測用マイクロホンとして利用されている方式がコンデンサマイクロホンである。圧力変動を検知する金属膜（ダイアフラム）と対面する極面との間に偏極電圧が加わっていて，膜面の振動に伴う極間の静電容量の変動によって電圧変動を作り出している。一般的に用いているマイクロホン感度は，1インチ径のコンデンサマイクロホンで50mV/Pa，1/2インチコンデンサマイクロホンが12.5mV/Pa，さらに1/4インチの場合で4mV/Paである[8]。なお，マイクロホンは音波だけではなくてその場の圧力変動を検知するので，流れの近傍や流体中で用いる場合には出力信号の解析に十分な注意が必要である。流れの近くで用いると，音波としては伝播しない流れの変動に伴う圧力変動（非圧縮波または疑似音波）も検知して出力する。流れの中で用いると，マイクロホン前面での動圧変動やマイクロホン自身の周囲から発生する風切り音を検知し，出力する。これらの影響を補正するためには，距離減衰量の比較やウィンドスクリーンの利用，さらには流速計の変動成分出力信号を用いて補正計算することなどが試されている。

3.1.2 騒音計： 騒音計は，マイクロホンの電圧出力信号を入力して増幅後，前述した聴感補正フィルターを通してから変動する信号の実効値を積算してその値を対数目盛のメーターに表示する計測器である（図5参照）。

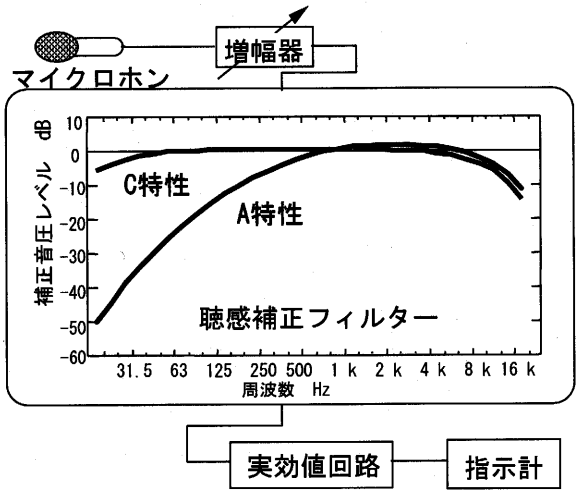


図5 騒音計の聴感補正特性

増幅回路部分では10dBステップ（線形表示では，10倍と3.01倍を交互に）の段階的増幅と10dBの間を連続可変増幅（微調整増幅）することができる。使用時直前に既知の音圧を発生するピストホンのような音響校正器を用いてマイクロホン感度と増幅回路部の校正を行うことで，騒音計のメーター指示値から計測した音圧レベルが直読できる。聴感補正フィルターとしてA特性とC特性の2種類のフィルターを切り換えて利用できるようになっている[9]。

3.1.3 周波数分析器： 騒音の各種波形分析をするために最近多用されているものがFFT分析器である。FFT分析器はアナログの電気信号をA/D変換器でデジタルデータにしてから，高速フーリエ変換によってスペクトルを出力する分析器である。周波数分析といっても周波数領域でオートパワースペクトルの他にクロススペクトル，伝達関数，コヒーレンス関数などを分析でき，さらに時間領域での相関関数を分析できるものが一般的なFFT分析器である[10]。

3.2 空力騒音の計測試験

空力騒音を計測する場合に，単にうるさい状況を把握するだけのために計ることは少なく，騒音を低減するために発生原因を同定する目的で計測する場合が通常である。空力騒音の発生原因を同定するための試験方法としては，次の3ケースがある。

(a) 実機で運転条件を変えながら発生騒音を計測する。
(b) 運転条件可変の模擬実験用試験機を作成して，発生音を計測する。
(c) 空力音を発生しそうな部位や要素を抽出した模型を試作して，低騒音風洞（音響風洞）において発生音を詳細に計測する。

本稿では，(c)の低騒音風洞を用いて計測する場合の手順と注意点を記すが，これらは前2者の計測に対しても応用展開できる事項であると考える。空力騒音の現象を解析するために低騒音風洞で実験する場合，対象現象を模擬して空気力学的な特性と音響学的な特性との両者を計測することになる。その手順は以下のようになる。

(a) 供試体の設計製作・計測部への設定
(b) 実験条件の調査検討・評価（予備実験等で確認する）
　• 流れの状態を正しく模擬できるか？
(c) 暗騒音条件の把握
(d) 流れ状態の把握
　• 供試体周りの流速分布と流れのパターンの計測
(e) 流速変化と発生音との関係の計測
　• 発生音のパワーが流速の何乗に比例するのか？
(f) 発生音の指向性の測定解析
(g) 発生音のスペクトルの解析検討
(h) 各パラメータ（供試体形状条件の変化）と発生音，スペクトルとの関係を解析
(i) 供試体表面の圧力変動や速度乱れの測定と解析

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

(j) 必要ならば流れの変動物理量と発生音との同時計測や相関解析を実施

これらの各項目の具体的な実施内容は入門書[11]に詳述されている。流体音の模擬実験において特に注意する条件は，レイノルズ数とストロハル数の設定条件である。レイノルズ数 Re は次式で定まる。

Re =「代表寸法」×「代表流速」/「動粘性係数」

一方，ストロハル数 St は次のように定義される。

St =「渦，音の代表周波数」
　×「代表寸法」/「代表流速」

上の2つの式において，レイノルズ数一定の条件を満たすためには流速と寸法が反比例関係になる。また，ストロハル数一定の条件を守ると流速と寸法が比例関係になる。したがって，模擬実験を実際現象と同一レイノルズ数・同一ストロハル数の条件で行うことは非常に困難になるので，実験対象に応じて優先すべき条件を明確にすることが重要である。一般的な空力騒音の発生原因になる流れの非定常現象では，レイノルズ数がオーダー的に同等であればストロハル数は同一になることが多いので，実験でストロハル数が実現象と同一であれば，十分な模擬ができていると見做す。

併せて流体音を計測する時に注意すべきことは，計測用マイクロホンの設置方法である。音響学的な条件だけを考慮して安易に設置すると，図6に示すようにマイクロホン及びその固定装置から風切り音が発生して，暗騒音レベルが大きくなってしまい，対象音を正確に測定できなくなる。流れの無い場所へマイクロホンを設定することが最適であるが，それが困難な場合は，より低流速の場所に設置するか，マイクロホンをウインドスクリーンで覆い，固定装置を流線形にするなどの対策が必要である。

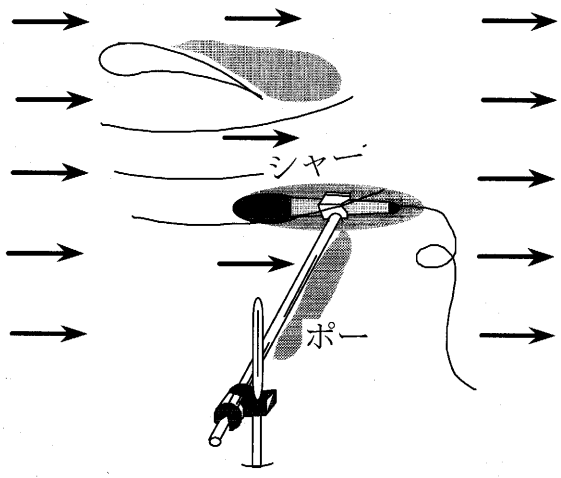


図6　音の計測機器から生じる風切り騒音

4．空力騒音の解析と評価

4.1　発生機構の推定

空力騒音の計測結果に基づいて騒音の発生機構や発生源を推定する場合，前述したような諸因子に関する音響解析の結果と流れの状態との関係を把握することが重要である。本稿では，空力騒音の発生機構の解説は省くので，別の解説記事において一般的な発生機構を理解しておくことを奨める。各種の空力騒音の計測解析において共通的に把握すべき，流れの状態と発生音の特性の関係は，次のようなものである。

(a) 流速変化と発生音強さの変化との関係：流速の4乗に比例すれば，流量変動に起因する音源が支配的，6乗に比例すれば物体力（固体表面の圧力）変動に起因する音源が支配的であり，8乗に比例するならば流体内の応力変動に起因する音源が支配的である。

(b) 流速と発生音のピーク成分周波数の関係：比例関係があれば流速変化する領域内に音源が存在し，比例関係がなければ領域外に音源が存在するか，構造体共振や流体共鳴の現象が支配的になっている。

(c) 供試体と流体との角度（迎え角など）の変化と発生音の強さおよび主要周波数の関係：音の強さだけが変わるならば指向性が強い音源が存在し，周波数も変わるならば物体の境界層やはく離流れに伴う音源が存在する。

(d) 模型や供試体の寸法と発生音の強さおよび主要周波数との関係：強さと比例し，周波数が反比例ならば，相関性が強い非定常流れが音源の誘因になっている。

(e) 非定常流れの2次元性と発生音強さの関係：この関係が強い領域に支配的な音源（相関面積が大きい音源）が存在する。

(f) 流量変化および機械的運動速度変化と騒音スペクトルの変化の関係：両者の変化に対して線形な変化特性を示さない周波数成分は共振現象に起因し，流量変化に対してだけ線形な変化特性を示さない成分は共鳴現象に起因する。

(g) 流れの可視化による音源域の推測：実験でも数値流体解析でも良いから乱れ流れ領域の可視化ができると，空力騒音の支配的な音源になりそうな領域を推測しやすくなる。

(h) 圧力および温度と発生音の大きさの関係：圧力や温度の変化は音速の変化を誘起するので，共鳴周波数が変化する。よって共鳴現象が支配的であれば発生音の大きさも変化する。

4.2　空力騒音の評価

4.2.1　危険を予知する音：　空力音と人間の感覚で直接的な関係を示す現象が，耳の風切り音や髪の毛の風切り音である。この風切り音の周波数変化や音圧変化を感じることを，自分の運動の速度を認識する手段の一部に用いている。大きな音圧で高周波数の音がするほど高速であり，身体への危険が近づいていることのシグナルで

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

あることを自然に学習しているものと思われる。だから高周波数音や大音圧騒音を耳にすると無意識のままその音源を探して，危険状態に陥るのかどうかを判断するのであるが，この時に音源を把握できないと不安感を抱き，聞こえている空力音を騒音として評価してしまう。さらに，人間が活動するために必要な音波情報を検知して識別することを妨げるような空力音を聞くと，その音も騒音として評価している。

4.2.2 聴感特性による評価： 空力騒音も通常の騒音評価と同様で，聴感特性に応じて喧しさの評価を行う。前述したように，聴感補正特性は各周波数成分にどれだけ重みを加えて補正するかが規格で定まっており，周波数分析によって騒音のスペクトルが解かるとA補正騒音レベルやC補正騒音レベルを求めて評価することが可能になる。空調機の空力騒音は，室内騒音の評価手法であるNC値で評価する[12]。図7に示すように騒音のスペクトルをNC曲線図上に書き込んでNC値を読み取る。

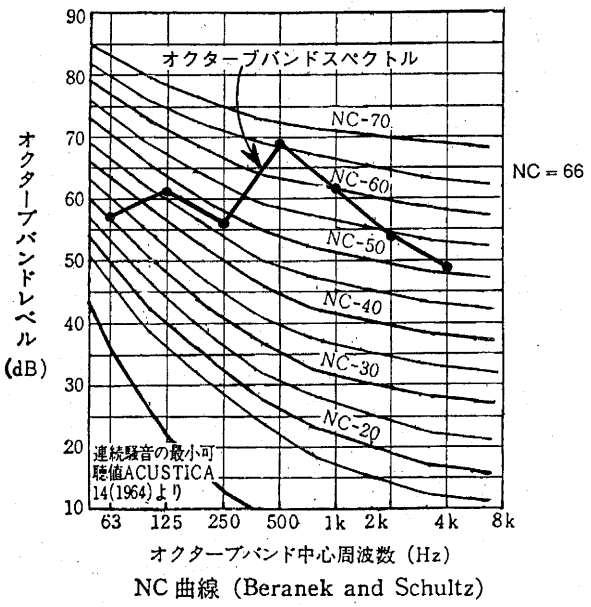


図7 NC曲線による室内騒音の評価例

4.2.3 周波数成分と騒音レベル： 騒音のスペクトルからある特徴的な周波数成分だけを抽出して，それらの合成音の騒音レベルを推定することも，評価時に必要である。この場合，複数の騒音源から伝わってきた騒音のある場所の騒音レベルを合成計算することと同様で，次のように合成計算する。

抽出した結果，

125Hz成分が64dB，250Hz成分が56dB，
500Hz成分が68dB，2kHz成分が54dB

であるとすれば，この場合の騒音レベルは，

$$L_p = 10\log\left(10^{64/10} + 10^{56/10} + 10^{68/10} + 10^{54/10}\right)\ \mathrm{dB}$$
$$= 69.8\ \ \mathrm{dB} \qquad [13]$$

この算出方法を用いると，特徴的な周波数成分の音圧レベルをどれだけ低減したら，合成騒音レベルが評価条件を満たすのかということを検討できる。

5．むすび

空力騒音の計測方法と評価方法の要点を解説した。計測評価の対象と目的に応じて，その具体的な手法が異なる。通常の騒音測定の手法を理解するだけではなく，非定常流れの特性や，基本的な空力音の発生機構を理解していることが，空力騒音の計測と評価には必要である。一方，ガスタービンなどの熱流体機械を静粛化するためには，空力騒音の計測評価の結果に基づいて適切な制御を行うことが重要である。騒音の評価だけで終わらせるのではなく，空力騒音の適切な制御技術を開発するために，本解説が少しでも役立てば幸いである。

参考文献

(1) 日本機械学会編，「機械騒音ハンドブック」，産業図書（1991），p.195-p.485
(2) エリ・ランダウ，イェ・リフシッツ（竹内均 訳），「流体力学 2」，東京図書㈱，p.281-p.354（1971）
(3) 五十嵐寿一 編，「音響と振動」，共立出版（1968），p.14-p.15
(4) 小橋 豊，「音と音波」，掌華房（1969），p.62-p.78
(5) 東京工業大学精密工学研究所 編，「静粛工学 —快適空間を目指して—」，開発者，p.244-253，（1995）
(6) 日本騒音制御工学会編，「第6章 周波数分析の実習」，日本騒音制御工学会講習会テキスト，改訂3版，p.128，（2003）
(7) 日本工業規格，「JIS C1513-1983 オクターブ及び1/3オクターブ分析器」通産省
(8) Bruel & Kjaer, "Instruction Manual of Condenser Microphone Cartridge Type 4145 and 4133", (1969)
(9) 日本騒音制御工学会編，「騒音制御工学ハンドブック」，技報堂出版，p.205-206，（2001）
(10) 城戸健一編，「FFTアナライザ活用マニュアル」，日本プラントメンテナンス協会（1984）
(11) 望月・丸田，「流体音工学入門 —ゆたかな音環境を求めて—」，朝倉書店（1996）
(12) 日本騒音制御工学会編，「騒音制御工学ハンドブック」，技報堂出版，p.177-180，（2001）

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

特集：空力騒音

日本および諸外国における騒音規制基準の紹介

廣江　正明*1
HIROE Masaaki

キーワード：交通騒音，環境基準，指針，評価量，時間区分，地域類型

1．はじめに

今回，図らずも，日本および欧米など諸外国における騒音規制基準，主に交通騒音に対する環境基準や騒音指針などについて執筆する機会を得た。筆者のもつ数少ない文献と知識をもとに作成した拙い資料ではあるが，日本における騒音規制の現状，欧米各国の騒音基準との違いを理解する一助になれば幸いである。

2．環境基本法

わが国において，生活環境の中で騒音問題を考える場合に基本となる環境政策の法律が環境基本法である[(1),(2)]。

この法律は，公害問題が地球規模の環境問題として捕えられるようになったため，公害対策基本法（昭和42年（1967年）法律第132号）を廃止し，平成５年（1993年）に制定された。環境基本法の中では，初めに環境保全のための基本理念が述べられ，ついで環境保全に関する基本施策として環境基本計画の策定，環境基準，環境の保全上の支障を防止するための規制，公害防止計画の達成の推進，環境影響評価の推進，地球環境保全等に関する国際協力などが規定されている。

現在，この法律に基づいて騒音に係る環境基準が制定され，個々の規制法としての騒音規制法や振動規制法などが規定されている。また，これに関連する法律として環境影響評価法も制定されている。図１に環境基本法に関連する法律体系を示す[(3)]。

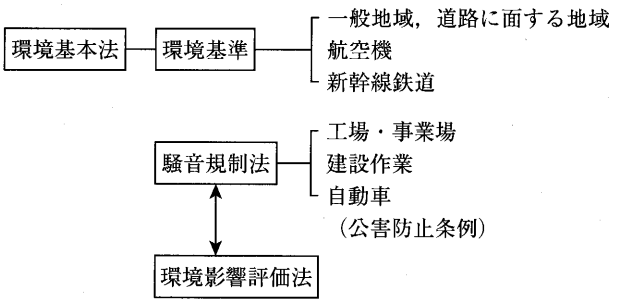


図１　環境基本法とその関連

3．環境基準

環境基本法第16条第１項に基づいて「人の健康を保護し，及び生活環境を保全する上で維持されることが望ましい基準」として環境基準が制定されている。騒音に関する環境基準としては，一般地域と道路に面する地域についての基準を定めた「騒音に係る環境基準」，航空機を対象にした「航空機騒音に係る環境基準」，新幹線鉄道を対象にした「新幹線鉄道騒音に係る環境基準」の３つがある。

3.1　騒音に係る環境基準

「騒音に係る環境基準」は，元来，旧公害対策基本法に基づいて昭和46年（1971年）５月25日閣議決定され，６月３日に閣議決定事項として公布された。その後見直しが行われ，平成８年７月の環境庁から中央環境審議会への諮問，平成10年５月の中央環境審議会の答申を経て，平成10年９月30日に環境庁から告示，平成11年４月１日より施行されている。下記に主な改正内容を示す。

1）これまで騒音の評価量を時間率騒音レベル*1の中央値L_{A50}としていたものが，騒音のエネルギー的な平均値である等価騒音レベルL_{Aeq}*2に変更された。
2）評価の時間区分がこれまでの４区分（朝・昼・夕・夜）から昼間・夜間の２区分に簡素化された。
3）幹線交通を担う道路近接空間に特例が設けられた。

新たに環境基準値を設定するにあたって，昼間の環境基準は会話妨害，夜間は睡眠への影響を考慮している。この２点に関して，国内外の研究成果をもとに表１のような騒音レベルの基準が設定された。これは「騒音に関する屋内指針」（中央環境審議会の答申，平成10年５月22日）と呼ばれている。しかしながら，現実問題として居住者宅内（屋内）で騒音を測定・評価することは不可能であり，環境基準は従来どおり屋外の騒音値で設定することとなった。そのため，屋外と屋内との騒音レベル

原稿受付　2005年９月10日
＊１　㈶小林理学研究所　騒音振動第三研究室
〒185-0022　東京都国分寺市東元町３－20－41

＊１－速い動特性（FAST）で測定した騒音レベルが対象とする時間のN％にわたってあるレベルを越える場合，その値をN％の時間率騒音レベルL_{AN}という。中央値は対象時間内の50％にわたって超える騒音レベルを指す。
＊２－変動する騒音の騒音レベルを時間的にエネルギー平均して表した値。作業環境を含む環境騒音を評価する場合の基本量として国際的に広く用いられている。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

差に相当する建物の防音性能が必要となり，多数の測定事例から表2のような値が採用された。

環境基準値は表1の屋内指針と表2の防音性能を用いて表3～表5のように設定されている。なお，幹線交通を担う道路とは，高速国道，一般国道，都道府県道，4車線以上の市町村道および自動車専用道路をいい，近接空間の範囲は2車線以下の道路では道路端から15m，3車線を越える道路は道路端から20mとされた。

表1 騒音に関する屋内指針

地域	会話影響(昼間)	睡眠影響(夜間)
一般地域	45dB 以下	35dB 以下
道路に面する地域	45dB 以下	40dB 以下

表2 建物の防音性能（一般的な建物）

窓の状態	防音性能
窓を開けた状態	10dB
窓を閉じた状態	25dB

表3 一般地域（道路に面する地域以外の地域）

地域の類型	基準値	
	昼間	夜間
AA	50dB 以下	40dB 以下
A及びB	55dB 以下	45dB 以下
C	60dB 以下	50dB 以下

(注) 昼間の時間帯：午前6時～午後10時
夜間の時間帯：午後10時～翌日の午前6時
AA：療養施設，社会福祉施設等が集合して設置される地域など特に静穏を要する地域
A：専ら住居の用に供される地域
B：主として住居の用に供される地域
C：相当数の住居と併せて商業，工業等の用に供される地域

表4 道路に面する地域

地域の区分	基準値	
	昼間	夜間
A地域のうち2車線以上の車線を有する道路に面する地域	60dB 以下	55dB 以下
B地域のうち2車線以上の車線を有する道路に面する地域及びC地域のうち車線を有する道路に面する地域	65dB 以下	60dB 以下

車線とは，1縦列の自動車が安全かつ円滑に走行するために必要な一定の幅員を有する帯状の車道部分をいう。この場合において，幹線交通を担う道路に近接する空間については，上表にかかわらず，特例として次表の基準値の欄に掲げるとおりとする。

表5 幹線交通を担う道路に近接する空間（特例）

基準値	
昼間	夜間
70dB 以下	65dB 以下
個別の住居等において騒音の影響を受けやすい面の窓を主として閉めた生活が営まれていると認められるときは，屋内へ透過する騒音に係る基準（昼間あっては45dB 以下，夜間にあっては40dB 以下）によることができる。	

以下に，「騒音に係る環境基準」で騒音測定における留意点を纏める。

[騒音測定の留意点]

(1) 評価位置は，建物の騒音の影響を受けやすい面とする。

(2) 騒音の評価量は，時間区分ごとの全時間を通じた等価騒音レベル L_{Aeq} を用いる。

(3) 評価の時期は，騒音が1年間を通じて平均的な状況を呈する日とする。

(4) 測定方法はJIS Z 8731に定める方法に従う。測定場所では反射の影響を避けるか，反射の影響を補正などで除去する。測定の精度がとれない場合は騒音レベルを推計してもよい。

(5) 著しい騒音を発生する工場及び事業場，建設作業の場所，飛行場，鉄道の敷地内並びにこれらに準じる場所は，測定場所から除外する。

[騒音評価方法の留意点]

(1) 道路に面する地域以外の地域については，騒音を代表すると思われる地点を選定して評価する。

(2) 道路に面する地域については，地域内全ての住居等のうち基準値を超過する戸数及び超過する割合で評価する。

3.2 航空機騒音に係る環境基準

「航空機騒音に係る環境基準」は昭和46年9月付環境庁長官の諮問を受けた中央公害対策審議会の答申を受けて設定され，昭和48年12月27日付けで告示された。先の道路交通騒音と異なり航空機騒音は間欠騒音であるため，評価指標や評価基準は時間率騒音レベル L_{AN} 以外のものを用いなければならない。当時，国際民間航空機関(ICAO: International Civil Aviation Organization）で提案されていた指標は *WECPNL* *3 (weighted equivalent continuous perceived noise level：加重等価平均感覚騒音レベル）であり，わが国もこの *WECPNL* を航空機騒音の評価指標として採用することになった。この指標に基づく基準値は表6のとおりである。

表6 航空機騒音に係る環境基準

地域の類型ごとに次表の基準値の欄に掲げるとおりとし，各類型をあてはめる地域は，都道府県知事が指定する。

地域の類型	基準値（単位 *WECPNL*）
Ⅰ	70以下
Ⅱ	75以下

(注) Ⅰをあてはめる地域は専ら住居の用に供される地域とし，Ⅱをあてはめる地域はⅠ以外の地域であって通常の生活を保全する必要がある地域とする。

＊3－航空機騒音の評価指標で，本来は，音の不快感を評価する指標として提案されたPNLをもとに計算される。ただし，わが国では *WECPNL* の算出に，後述のように，航空機騒音のピークレベルを用いる簡便法が採用されている。

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

以下に，「航空機騒音に係る環境基準」に関する騒音測定および評価方法の留意点を述べる。

［騒音測定の留意点］

(1) 測定は，原則として連続7日間行い，暗騒音より10dB以上大きい航空機騒音のピークレベル L_{Amax} 及び航空機の機数を記録する。

(2) 測定は屋外で行うものとし，その測定点としては，当該地域の航空機騒音を代表すると認められる地点を選定する。

(3) 測定時期は，航空機の飛行状況及び風向等の気象条件を考慮して，測定点における航空機騒音を代表すると認められる時期を選定する。

(4) 測定は，計量法（平成4年法律第51号）第71条に合格した騒音計を用いて行う。この場合，周波数補正回路はA特性を，動特性は遅い動特性（SLOW）を用いる。

［騒音評価方法の留意点］

(5) 評価は(1)のピークレベル L_{Amax} 及び機数から次式により1日ごとの値（単位 *WECPNL*）を算出し，そのすべての値をパワー平均して行う。

$$WECPNL = \overline{dB\,(A)} + 10 \times \log_{10} N - 27 \qquad (1)$$

ここで，$\overline{dB\,(A)}$ は1日に亘る航空機騒音のピークレベル L_{Amax} のパワー平均値であり，N は重み付き飛行回数で，$N = N_2 + 3 \times N_3 + 10 \times (N_1 + N_4)$ である。

N_1：午前0時から午前7時までの航空機の機数

N_2：午前7時から午後7時までの間の航空機の機数

N_3：午後7時から午後10時までの航空機の機数

N_4：午後10時から午後12時までの航空機の機数

(6) この環境基準は，1日当たりの離着陸回数が10回以下の飛行場及び離島にある飛行場の周辺地域には適用しない。

なお，1日当たりの離着陸回数が10回以下の飛行場については，平成2年に環境庁より「小規模飛行場環境保全暫定指針」で適用する基準が示されている。この暫定指針の詳細については3.4.1節で別途解説する。

3.3 新幹線鉄道騒音に係る環境基準

鉄道騒音も航空機騒音と同じく間欠騒音であるため，道路交通騒音や一般環境騒音とは異なる評価方法が検討された。「新幹線鉄道騒音に係る環境基準」は航空機騒音と同様に昭和46年9月に環境庁長官より諮問を受けた中央公害対策審議会の答申を受けて設定され，昭和50年7月29日付けで告示された。中央公害対策審議会は，昭和47年12月に「環境保全上緊急を要する新幹線鉄道騒音対策について当面の措置を講ずる場合における指針について」を答申し，引き続いて審議を行い昭和50年6月に「新幹線鉄道騒音に係る環境基準の設定について」を答申している。

この基準では新幹線騒音の評価量としてピークレベルが採用された。また，この基準は新幹線が午前0時から午前6時の間は運行されないことを前提にしており，深夜運行がされる場合には見直す必要がある。なお，在来鉄道からの騒音については今後の調査を待って検討すべきとした（在来線の騒音基準については3.4.2節で別途解説する）。

「新幹線鉄道騒音に係る環境基準」を表7に，その測定方法および評価の留意点を以下に示す。

表7　新幹線鉄道騒音に係る環境基準

地域の類型ごとに次表の基準値の欄に掲げるとおりとし，各類型をあてはめる地域は，都道府県知事が指定する。

地域の類型	基準値
Ⅰ	70dB以下
Ⅱ	75dB以下

(注) Ⅰをあてはめる地域は主として住居の用に供される地域とし，Ⅱをあてはめる地域は商工業の用に供される地域等Ⅰ以外の地域であって通常の生活を保全する必要がある地域とする。

［騒音測定，評価方法の留意点］

(1) 測定は，新幹線鉄道の上り及び下りの列車を合わせて，原則として連続して通過する20本の列車について，当該通過列車ごとの騒音のピークレベル L_{Amax} を読み取って行う。

(2) 測定は，屋外において原則として地上1.2メートルの高さで行うものとし，その測定点としては，当該地域の新幹線鉄道騒音を代表すると認められる地点のほか新幹線鉄道騒音が問題となる地点を選定する。

(3) 測定時期は，特殊な気象条件にある時期及び列車速度が通常時より低いと認められる時期を避けて選定する。

(4) 評価は，(1)のピークレベル L_{Amax} のうちレベルの大きさが上位半数のものをパワー平均して行うものとする。

(5) 測定は，計量法（平成4年法律第51号）第71条の条件に合格した騒音計を用いて行うものとする。この場合において，周波数補正回路はA特性を，動特性は遅い動特性（SLOW）を用いることとする。

(6) 環境基準は，午前6時から午後12時までの間の新幹線鉄道騒音に適用する。

3.4 航空機騒音と鉄道騒音の関連指針

3.4.1 小規模飛行場環境保全暫定指針

「小規模飛行場環境保全暫定指針」は，年間平均で離着陸10回/日以下の環境基準の対象とならない小規模飛行場に対する騒音評価のため，平成2年9月付けで環境庁から通知された。この指針では評価量に L_{den}*4（時間帯補正等価騒音レベル）を採用していて，その指針値は表8のとおりである。

また，この評価量 L_{den} は1機ごとの単発騒音暴露レベル L_{AE} を測定して次式で算出する。

＊4 －夕方と夜間の騒音に対してエネルギー的に昼間の騒音の3倍，10倍の重み付けをして評価した1日の等価騒音レベル。

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

$$L_{\mathrm{den}} = 10\log_{10}\frac{1}{T}\left(\sum 10^{L_{\mathrm{AE},di}/10} + \sum 10^{(L_{\mathrm{AE},ei}+5)/10} + \sum 10^{(L_{\mathrm{AE},ni}+10)/10}\right) \quad (2)$$

ここで，T=86,400(s)，

$L_{\mathrm{AE},di}$：昼(7:00～19:00)の単発騒音暴露レベル L_{AE}

$L_{\mathrm{AE},ei}$：夕(19:00～22:00)の単発騒音暴露レベル L_{AE}

$L_{\mathrm{AE},ni}$：夜(22:00～7:00)の単発騒音暴露レベル L_{AE}

表8 小規模飛行場環境保全暫定指針

種別	指針値(Lden)
Ⅰ	60dB 以下
Ⅱ	65dB 以下

種別Ⅰ：病院等，特に静穏が必要，専ら住居の用に供される場所
種別Ⅱ：Ⅰ以外で通常の生活を保全する必要のある場所

3.4.2 在来鉄道の騒音対策指針

この騒音指針は，平成7年12月に環境庁が通知した在来鉄道の騒音に係る基準で，正式には「在来鉄道の新設及び大規模改良に際しての騒音対策指針（平成7年12月20日環大－第174号)」と呼ばれる。新幹線に対する環境基準はあるが，在来線に関するものは無く，地方自治体の基準に対する要望や環境影響評価での必要性から指針が作成された。

この指針では評価量として等価騒音レベル L_{Aeq} が採用されており，表9にその指針値を示す。この評価量 L_{Aeq} は，当該路線を走行する列車ごとの単発騒音暴露レベル L_{AEi} をもとに次式を用いて算出する。

$$L_{\mathrm{Aeq}} = 10\times\log_{10}\left[\left(\sum_{i=1}^{n} 10^{\frac{L_{AEi}}{10}}\right)/T\right] \quad (3)$$

ここで，時間 T は昼間（7時～22時）の場合は54,000(s)，夜間（22時～7時）は32,400(s)で，n は昼間または夜間の運行本数を示す。

表9 在来鉄道の騒音対策指針

種類	時間区分	指針値（LAeq）
新線	昼間（7時～22時）	60dB 以下
	夜間（22時～7時）	55dB 以下
	住宅専用地域等では一層の低減努力	
大規模改良線	改良前より改善すること	

4．諸外国における騒音基準等の設定状況

本章では，文献4～6を参考に，道路交通騒音，航空機騒音，鉄道騒音に対して欧米各国が設定している騒音基準を紹介する。なお，数少ない文献と知識をもとに作成しているため，交通騒音ごとに多少の偏りがあることをお許し頂きたい。

4.1 道路交通騒音に関する諸外国の騒音基準

道路交通騒音に対する欧州の主要3カ国の騒音基準を表10に示す。各国の騒音基準を纏めると，概ね以下のとおりである。なお，各国の騒音基準の法的拘束力等については分かっていない。

(1) 道路交通騒音の評価量は，いずれの国もエネルギーベースの等価騒音レベル L_{Aeq} が採用されている。

(2) 昼間・夜間の時間区分における基準値が規定されている。

(3) 地域類型や建物用途ごとに基準値が設定されていて，例えば，学校・病院等を含む場合の基準は表10に示す住宅地域より2～3dBほど低い値が規定されている。

4.2 航空機騒音に関する諸外国の騒音基準

航空機騒音に関する主要各国の騒音基準を表11に示す。法的拘束力等については明確でないが，各国の騒音基準に関しては概ね以下の通りである。

(1) 航空機騒音の評価量としては，これまでNNI (Noise and Number Index：イギリス)，NEF (Noise Exposure Forecast：アメリカ)，Q (Mean Annoyance Index：ドイツ）など国によって様々な指標が用いられてきたが，近年になり評価量をエネルギーベースの等価騒音レベル L_{Aeq} や昼夜平均騒音レベル L_{dn}*5 などに変更する動きが見られる。

(2) 騒音基準の評価量に違いがあるため直接的な比較はできないが，1日の等価騒音レベル L_{Aeq} に換算した値は概ね60～70dBの範囲である。また，基準値を超えた場合，主に国もしくは空港管理者の責務によって住宅防音を行うように取り決めている国が多い。一方，韓国では，騒音評価量にわが国と同じく *WECPNL* を採用しているが，基準値の80dBは日本の環境基準に比べれば10dBほど緩い値が設定されている。

(3) 交通騒音を対象に行われた社会調査では，騒音から人が受ける被害感は，道路交通騒音や鉄道騒音よりも航空機騒音の方が高いとする報告が多い。これについては，交通機関としての航空機の利用度の低さや墜落への恐怖感などが関与しているといわれているが，詳しい解明はなされていない。

(4) アメリカでは，騒音に係る省庁間連絡委員会(FICON）が中心となり，騒音暴露レベルと騒音被害感の関係（Dose-response relationship）に基づいて基準等を設定していく体制が取られている。ただし，そこでは，音源種別による騒音反応の違いは考慮されず，航空機騒音も他の騒音と区別されることなく一律の評価が行われている。

(5) 航空機騒音に特有の問題として，従来は顕著な純音成分など特異音補正が実施されることがあったが，低騒音化の進んだ現在の旅客機では殆ど対象にならない。最近では，低空で飛行する軍用機などに見られる急激

＊5－環境騒音の影響は昼間より夜間の方が大きいことを考慮し，夜間の騒音に対してエネルギー的に昼間の10倍の重み付けをして評価した1日の等価騒音レベル。

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

な音の出現（On-set rate）が人に与える影響についての研究が始められるようになっている。

4.3　鉄道騒音に関する諸外国の騒音基準

鉄道騒音に関する主要各国の騒音基準を表12に示す。道路交通騒音，航空機騒音の場合と同様に法的拘束力等については明確でないものが多い。諸外国における騒音基準の現状を総括すると以下のとおりである。

(1)　住民反応との対応の良さから，多くの国が鉄道騒音の評価量としてエネルギーベースの等価騒音レベル L_{Aeq} を採用している。

(2)　鉄道騒音に対してヨーロッパの国々が設定している基準値は，概ね昼間の L_{Aeq} で60～65dB，夜間の L_{Aeq} で55～60dB となっている。ただし，これらの基準は新設の鉄道に対するもので，在来の鉄道に対して基準を設定している国はきわめて少ない。

(3)　基準値が満足されないときは，多くの国が，新設鉄道については鉄道事業者が，既設鉄道の沿線における住宅建設などでは開発事業者がそれぞれ自己の責務と負担によってしかるべき騒音対策を行うように定めている。

(4)　フランスは TGV を対象に騒音基準を設けているが，ICE（ドイツ），ETR（イタリア），Eurostar（イギリス・フランス）などの高速列車については，それらが在来の鉄道線を走行することもあって特別の基準は設定されていない。

(5)　多くの社会調査の結果から道路交通騒音に比べて鉄道騒音の被害感が低いことが明らかとなり，ドイツ，オランダなどの国々では“railway bonus”と呼ばれる鉄道優遇処置を講じている。具体的には，在来の鉄道騒音の基準値を道路交通騒音に比べて3～10dB ほど緩く設定している。

(6)　他方，“railway bonus”を高速鉄道にまで適用できるかどうかという問題が最近の研究対象となっているが，現状ではフランス以外の国々は“railway bonus”を高速鉄道に対してもそのまま適用している。

5．さいごに

本稿では，日本および欧米各国における騒音規制基準の現状について紹介した。現在，わが国には3つの環境基準があり，一般環境および道路に面する地域を対象とした「騒音に係る環境基準」は等価騒音レベル L_{Aeq}，「航空機騒音に係る環境基準」では *WECPNL*，「新幹線鉄道騒音に係る環境基準」では列車騒音のピークレベル L_{Amax} によって評価されており，それぞれに騒音の評価量が異なることを述べた。また，欧米各国における交通騒音に対する騒音規制は，交通騒音の種類によって基準値の設定に若干の違いはあるものの，多くの国が等価騒音レベル L_{Aeq} による評価を行っており，航空機騒音や新幹線騒音に対する評価がわが国と違っていることを報告した。

平成10年に改訂告示された「騒音に係る環境基準」の中央環境審議会の答申では，「環境基準の指針値は，現時点で得られる科学的知見に基づいて設定されたものであるが，常に適切な科学的判断が加えられ，必要な改定がなされるべき性格のものである」と指摘されている。今後，わが国の実態に基づく科学的知見が充実し，それぞれの騒音に対する評価や基準値がどのように変更されていくのか注目して頂きたい。

参考文献

(1)　騒音法令研究会著，社団法人日本騒音制御工学会編，騒音規制の手引き，2002年10月

(2)　末岡伸一，騒音規制の歴史，騒音制御，25巻2号（2001－4），p.66～69

(3)　藤田八暉，騒音防止関係法制の現状，騒音制御，25巻2号（2001－4），p.59～65

(4)　J. Lambert and M. Vallet et al, “Study related to the preparation of a communication on a future EC noise policy”, (1994), LEN Report No. 9420.

(5)　D.Gottlob, “Regulations for Community Noise”, (1995), Noise/News International, December, p.223-236.

(6)　N. D. Porter et al, “Health effects-based noise assessment methods: A review and feasibility study”, (1998), NPL REPORT CHAM 16, September.

表10　道路交通騒音に係る欧州の主要3カ国の基準値一覧（住居地域）

国名	法令名	評価量	基準値(dB)	評価場所	適用対象	法的拘束力等	備考
イギリス	Planning Policy Guidance Note (1994)	L_{Aeq}	A　B　C　D 7-23:00: <55 <63 <72 >72 23-7:00: <45 <57 <66 >66	屋外	－	地方公共団体が住宅開発等の承認を行う際の判断基準	A：開発許可 B,C：原則不許可、ただし防音対策の状況に応じて許可 D：開発不許可
ドイツ	連邦イミッション防止法 (1990)	L_{Aeq}	59(6-22:00)/49(22-6:00)　新設又は大規模改造道路 70(6-22:00)/60(22-6:00)　既存道路	屋外	－	－	
フランス	Noise Law (1992)	L_{Aeq}	6-22:00: 60-65 22-6:00: 55-60	建物前面位置	新設道路	－	

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

表11 航空機騒音に係る主要各国の基準値一覧（住居地域）

国名	法令名	評価量	基準値(dB)	評価場所	適用対象	法的拘束力等	備考
アメリカ合衆国	Federal Agency Review of Selected Airport Noise Analysis Issues (Ficon 1992)	L_{dn}	65	開放空間	民間航空機	—	省庁間連絡会議による統一的指標
	Air Installations Compatible Use Zones (DoD, 1977)	L_{dn}	65	開放空間	軍用航空機	—	DoD：国防省 騒音対策のための資金拠出を行う最低基準
	The Noise Guidebook (HUD, 1985)	L_{dn}	認可 条件付認可 不認可 <65 65～75 >75	開放空間	環境騒音全般	将来の土地利用計画を立てる際の指標	HUD:住宅都市開発省 65-70:遮音量>25dB 70-75:遮音量>30dB
イギリス	Civil Aviation Act (1982)	*PN dB*	Day: 110 Night: 102	開放空間 モニター点	民間航空機	あり	民間航空機に対する騒音の排出基準
	Town and Country Planning Act (1990)	L_{Aeq}	A B C D 7-23:00: <55 <66 <74 >74 23-7:00: <45 <59 <66 >66	開放空間	すべての航空機	地方公共団体が住宅開発等の承認を行う際の判断基準	A：開発許可 B,C：原則不許可、ただし防音対策の状況に応じて許可 D：開発不許可
韓国	Noise and Vibration Control Act for Aircraft (1994)	*WECPNL*	80	屋外	大規模空港周辺	—	
スイス	Environmental Protection Law (1983)	L_{Aeq}	>62 住宅建設不可 62-72 要防音対策	開放空間	民間空港	—	Gottlobの換算結果
スウェーデン	National Action Plan against Noise (1993)	L_{den}	<55 制限なし 55-60 要防音対策	開放空間	民間航空	—	
デンマーク	Environmental Protection Act (1991)	L_{den}	>55 住宅の新築不可 >65 防音補助〈コペンハーゲン空港〉	開放空間	大規模民間空港及び軍用空港	不明	推奨基準
ドイツ	Air Trafic Noise Act (1971)	L_{Aeq}	新築可 条件付可 新築不可 <67 67-75 >75	開放空間	民間航空機、軍用航空機	住宅建設の許可を与える際の判断基準	夜間(22-06:00)は最もうるさい時間の$L_{Aeq,1h}$としても適用される
フランス	Law about suburbs around airport (1985)	L_{Aeq}	制限なし 条件付新築可 <62 62-71	開放空間	—	住宅建設の許可を与える際の判断基準	Gottlobの換算結果

表12 鉄道騒音に係る主要各国の基準値一覧

国名	法令名	評価量	基準値(dB)	評価場所	適用対象	法的拘束力等	備考
アメリカ合衆国	High-Speed Ground Transportation Noise and Vibration Impact Assessment (1998)	L_{dn}	65	開放空間	新設の高速鉄道	—	アセスメントの目標値
	ANSI S12.40-1990	L_{dn}	両立 部分的両立 両立しない 1. <55 55～65 >65 2. <60 60～65 >65	屋外	環境騒音全般	音環境と土地利用の両立を考える際の指標	1: 戸建住宅 2: 共同住宅
イギリス	The Noise Insulation Regulations (1995)	L_{Aeq}	68 (6-24:00) 63 (24-6:00)	建物前面1m	新設線及び大規模改良線	基準を超える場合は民家防音等の費用を補償 費用負担者は不明	道路交通騒音に比べて若干の優遇
	Town and Country Planning Act (1990)	L_{Aeq}	A B C D 7-23:00: <55 <66 <74 >74 23-7:00: <45 <59 <66 >66	開放空間	あらゆる鉄道	地方公共団体が住宅開発等の承認を行う際の判断基準	A：開発許可 B,C：原則不許可、ただし防音対策の状況に応じて許可 D：開発不許可
オーストリア	Railway Noise Immission Regulation (1993)	L_{Aeq}	65～70 (6-22:00) 55～60 (24-6:00)	開放空間	新設線及び大規模改良線	基準を超える場合は対策が必要 費用負担者は不明	道路交通騒音に比べて5dBの優遇
オランダ	Noise Nuisance by Railway Decree (1987)	L_{Aeq}	新設鉄道: 60、既設鉄道: 65 昼間(7-19:00)+0 夕方(19-23:00)+5 夜間(23-7:00)+10dB	開放空間	あらゆる鉄道	基準を超える場合は対策が必要 費用負担者は不明	新設鉄道の基準値は2,000年からは-3dBの予定 道路交通騒音に比べて5dBの優遇
韓国	Noise and Vibration Control Act for Railroad (1994)	L_{Aeq}	70 (6-22:00) 65 (24-6:00)	屋外	あらゆる鉄道	—	
スイス	The ordinance on noise abatement(1986)	L_{Aeq}	1: 55 (6-22:00), 45 (22-6:00) 2: 60 (6-22:00), 50 (22-6:00) 3: 70 (6-22:00), 65 (22-6:00)	建物前面（窓開）	あらゆる鉄道	—	通過列車本数によって-5～-15dBの補正（鉄道優遇処置） 1:目標値、2:暴露許容値、3:警告
スウェーデン	Environmental Protection Act	L_{Aeq} L_{Amax}	$L_{Aeq,24h}$、L_{Amax} (夜間寝室) 1: 60 50 2: 75 60	屋外及び屋内	あらゆる鉄道 1:新設線 2:既設線	—	道路交通騒音に比べて5dBの優遇
デンマーク	Environmental Protection Act (1991)	L_{Aeq} L_{Amax}	$L_{Aeq,24h}$=60 L_{Amax}=85 *) $L_{Aeq,24h}$=65	屋外及び屋内	原則として新設の鉄道 *)既設鉄道の対策指針	—	道路交通騒音に比べて5dBの優遇
ドイツ	交通騒音防止法令（1990）	L_{Aeq}	64 (6-22:00) 54 (22-6:00)	屋外	新設線及び大規模改良線	基準を超える場合は対策が必要 費用負担者は不明	道路交通騒音に比べて5dBの優遇
フランス	Basic Law against Noise (1992)	L_{Aeq}	1: 60 (6-22:00), 55 (22-6:00) 2: 65 (6-22:00), 55 (22-6:00)	窓面から2m	1: 新設及び改良 2: 昼間70以上、夜間65以上の既設線の改良目標	—	TGV以外の鉄道は3dB引いた値を適用

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

特集：空力騒音

数値解析による流体騒音予測の現状と課題

加藤　千幸*1
KATO Chisachi

キーワード：流体騒音，数値解析，精度検証，応用，ブラフボディ，流体機械，翼
Aerodynamic/Hydraulic Sound, Numerical Simulation, Validation, Application, Bluff Body, Turbomachinery, Aerofoil

1．はじめに

流体騒音は流れの中に存在する渦の非定常運動に起因して発生し，流速の増加にともない急激に増大するため[1]，その予測と低減は多くの工学分野において重要な課題となっている。一方，昨今の計算機性能の向上や数値解析技術の進歩とにより，数値解析による流体音の予測に大きな期待が集まっている[2]。本稿では特に，ファン，自動車，高速車両などの機械工学分野における流体音の数値シミュレーションの現状と今後の課題を概説したい。

2．流体音の分離計算

流体の基礎方程式であるナビエ・ストークス方程式は音波の伝播も表すため，圧縮性も考慮したナビエ・ストークス方程式を連続の式およびエネルギー方程式と連立して解くことにより，音源の変動も含めて流体音の伝播まで予測することができる。このような方法は流体音の直接計算とよばれており，高速気流から発生する空力音の予測や，基本的な流れから流体音が発生するメカニズムの解明に適用されている。しかし，低速の流れから発生する流体音を予測するためには，音源となる流れの非定常変動と音の伝播とを別々に計算する分離計算を用いるのが一般的である。分離計算では発生した音が音源の変動に与える影響は考慮することはできないが，低速の流れから発生する音の変動は流れの変動に較べて桁違いに小さいため[1]，音から流れへのフィードバック効果はエッジトーンやキャビティ音などが発生する特殊な場合を除いて無視することができる。流れ場と音場とを別々に計算することにより，音源と音波の空間スケールや変動強度の違いに起因する数値解析上の困難を排除することができる。さて，流体騒音も流れの微小変動であるため，流れの基礎方程式を変形することにより，音の伝播を表す波動方程式（Lighthill 方程式）を得ることができる[1]。物体の寸法に比較して波長（正確には波長/2π）が長い，つまり，比較的低周波数の音の場合，音源は点音源とみなすことができ，音の伝播に関しては解析的な取り扱いが可能である。無限流体中（自由音場）に置かれた物体から発生する低周波数の空力音であれば，物体表面の圧力変動から Curle の式(1)を用いて解析的に求めることができる[3]。

$$p_a=\frac{1}{4\pi a}\frac{x_i}{r^2}\frac{\partial}{\partial t}\int_S n_i p(y,t-r/a)\,dS \qquad (1)$$

ここに，右辺の p は音源となる物体表面 S における流れの静圧変動を表し，左辺の p_a が遠方場 x_i の音を表す。a は静止流体中を伝播する音波の速度，すなわち，音速であり，r は観測点 x_i と音源点 y との間の距離，n_i は物体表面 S における外向き単位法線ベクトルをそれぞれ表す。

物体以外の境界における音波の反射や吸収は式(1)では考慮されていないが，それらが問題となる場合でも，音源となる物体表面の流れの静圧変動が計算できれば，境界要素法などによる音響計算と組み合わせることにより，発生する流体音を予測することができる。また，ファンの動翼などの回転機械から発生する流体音を予測する場合は，動翼の回転の効果も考慮する必要があるが，これに対しては，Curle の式を回転がある場合にも拡張した式が導出されている[4]。ただし，動翼翼端の回転速度が数10m/s 程度以下の場合には，一般に音源が回転している効果は無視でき，物体表面の静圧変動が支配的な音源となる。

分離計算においては音源領域は音波のスケールに比較して小さいことが前提となっているため，音源となる流れの変動を求める計算では，流体の圧縮性を考慮する必要はない。比較的低速の流れから発生する流体音を予測するためには，音源となる流れの渦の変動を精度良く解析することが重要であるが，このためには LES (Large Eddy Simulation) とよばれる手法[5]が最も有望である。工学的な乱流計算に一般的に用いられている，RANS (Reynolds-Averaged Navier Stokes Simulation) とよばれる手法では，原理的に乱流の非定常変動に起因する流体音のスペクトルを予測することはできない[5]。以下では，実用的にどの程度の予測が可能になっているかということを具体例を示しながら概説するが，計算手法の詳

原稿受付　2005年9月26日
＊1　東京大学　生産技術研究所
〒153-8505　東京都目黒区駒場4－6－1

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

細に関しては参考文献(6)(7)を参照されたい。

3．ブラフボディから発生する空力音[8]

自動車のドアミラーや新幹線車両のパンタグラフなどから発生する空力音はいわゆるブラフボディ騒音である。ブラフボディまわりの流れにおいては，大きな渦から小さな渦へ比較的単純なエネルギー授受がなされていると考えられるが，物体からはく離した直後の乱流遷移をどこまで正確に予測できるかということが，騒音スペクトルの予測精度を決定する。ブラフボディまわりの流れから発生する空力音の予測の一例として，自動車用ドアミラーの模型から発生する空力音を予測し，実測値と比較した結果を図1に示す[8]。上段の左図および右図はそれぞれ渦度分布と渦中心を示し，また，下段の図は流体音の周波数スペクトルの比較を示す。このように，ブラフボディから発生する空力音に関しては，現状でも数百万点程度の格子を用いたLES解析により，その周波数スペクトルの定量的な予測が可能である。

4．ターボ機械から発生する流体音

ファンやポンプなどのターボ機械から流体の変動に起因して発生する騒音は，動翼と静翼との干渉により発生する干渉騒音，上流の乱れにより発生する騒音，および動翼や静翼自体から発生する騒音（セルフノイズ）に大別される。これ以外に，有限の厚みのある翼が回転していること自体により発生する騒音（翼厚み騒音）や負荷が掛かっている翼が回転することによる騒音（翼荷重騒音）[4]などもあるが，低速のターボ機械の場合，翼厚み騒音や翼荷重騒音は一般に無視でき，また，これらに関しては，翼形状や定常的な翼負荷から比較的簡単に計算することができる[4]ので，本稿では説明は割愛する。

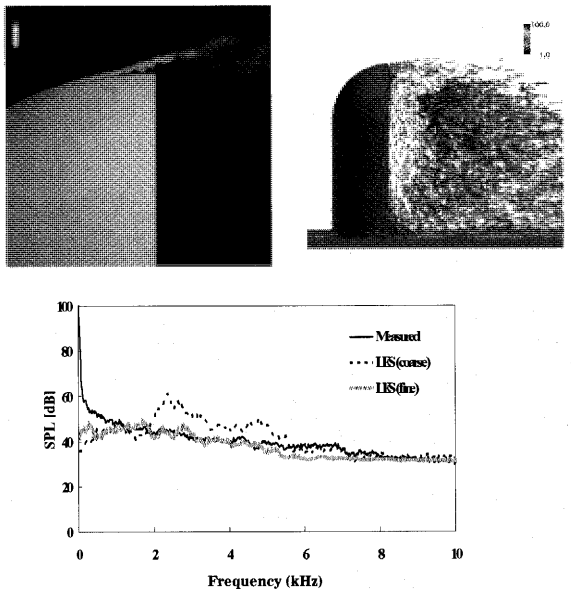


図1　ドアミラーモデルまわりの非定常流れと発生騒音の予測[8].

4.1　干渉騒音　干渉騒音の音源はポテンシャル干渉や後流干渉に起因する圧力変動である。多段遠心ポンプの圧力変動をLESにより予測し，実測値と比較した結果を図2に示す[9]。上図は圧力振動の強度を表し，等高線が密になっているところで大きな圧力脈動が発生している。また，下図はディフューザ流路内で圧力脈動を計測し，解析結果と比較したものである。設計点運転では動翼通過周波数およびその高調波成分が全体の騒音のオーバーオール値を支配するが，非設計点運転では乱流の変動に起因する広帯域成分の寄与が大きくなる。図示はし

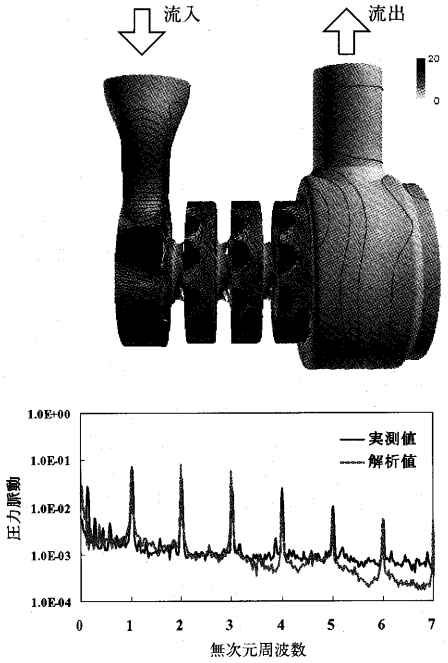


図2　産業用多段遠心ポンプの圧力脈動解析結果[9].

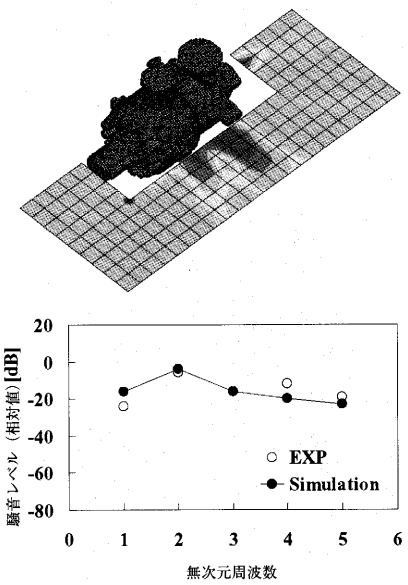
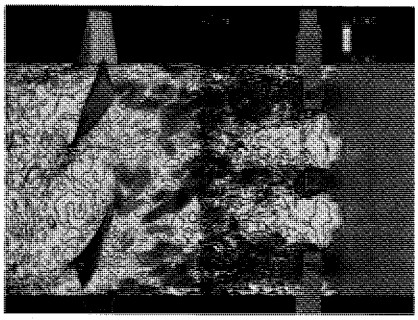


図3　産業用多段遠心ポンプの騒音解析結果[11].

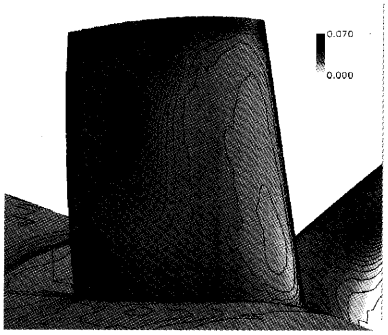
Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

ていないが，このような傾向も含めて，音源となる圧力変動の周波数スペクトルをLES解析により定量的に予測可能であることが確認されている[9]。なお，このケースの場合，物体表面の圧力変動により発生した音は主としてケーシング内を弾性波として伝播し，機器外に放射される。本研究では，固体内の音の伝播解析および固体表面からの放射音解析も併せて実施した[10],[11]。図3に示すように，これら一連の解析により予測された騒音の周波数特性も実測値と良く一致している[11]。

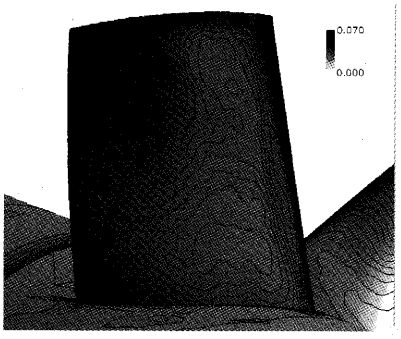
4.2　上流乱れにより発生する騒音　一般に動翼や静翼などの揚力を発生している物体に乱れが流入すると，迎角の急激な変化により，大きな揚力変動が発生し，騒音が著しく増大する原因となる。実際の機器においては，ファンの上流に熱交換器やルーバなどの乱れを発生するものが置かれることが多いため，このような場合の騒音予測も重要な課題である。



(a)　瞬時の流れ場の様子（流れは右から左に流れる）



(b)　乱れが無い場合の動翼負圧面の圧力変動



(c)　乱れが有る場合の動翼負圧面の圧力変動

図4　上流乱れにさらされる軸流ファン動翼まわりの非定常流れの解析結果[12].

上流乱れにより発生する空力音に関しては，流入する乱れの空間スケールと翼の大きさとの関係が重要であるが，音の発生機構はポテンシャル的であるため，乱れのスケールを正確に予測することが騒音予測の鍵を握っている。上流乱れにさらされる軸流ファンまわりの流れを解析した結果を図4に示す。本稿には示していないが，上流に置かれた乱流格子により生成された乱れの長さスケールやその強度も定量的に予測できることが確認されている。中段および下段には，動翼表面の静圧変動分布を示すが，上流乱れがある場合は前縁近傍の静圧変動が大幅に大きくなっていることがわかる。図5には簡易な音響モデルを用いて，発生する騒音の音響パワーを予測し，実測値と比較した結果を示す。音響パワーの絶対値のレベルや，上流乱れがある場合（図中HTで示す）は無い場合（図中CIで示す）と比較して音響パワーが10dB程度増大する傾向は定量的に予測されている。

4.3　翼自体から発生する騒音　翼自体から発生する空力音を予測するためには，乱流境界層中の小さなスケールの渦の変動を高精度に予測する必要があり，最近までは定量的な予測は実現されていなかったが，筆者らの最新の研究成果によれば，レイノルズ数10^5程度の比較的低レイノルズ数の翼まわりの流れであれば，発生する騒音の定量的な予測が可能であることが確認された。

図6は迎え角9度の一様流中に置かれたNACA0012翼まわりの境界層のはく離や遷移の様子（上図）ならび

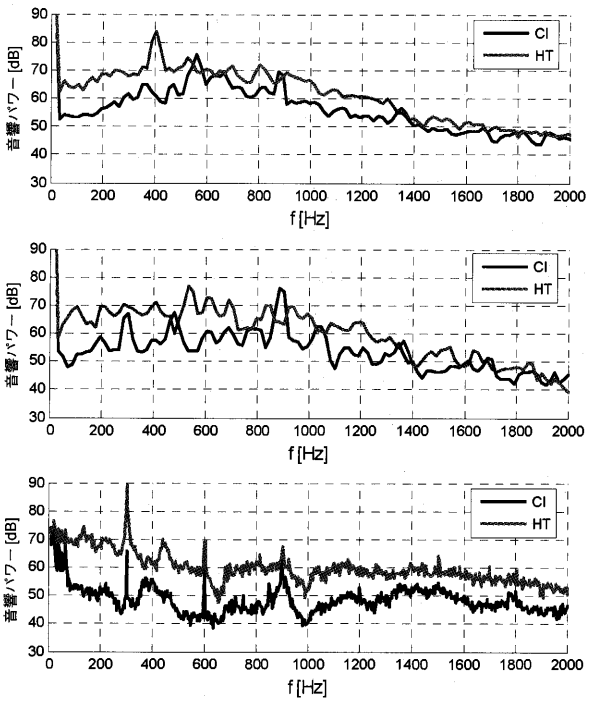


図5　上流乱れにさらされる軸流ファン動翼から発生する騒音の予測結果[12].（上段は一枚の動翼に作用する変動力からの騒音を予測した結果，中段は羽根車に作用する変動力から騒音を予測した結果，下段は実測値）

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

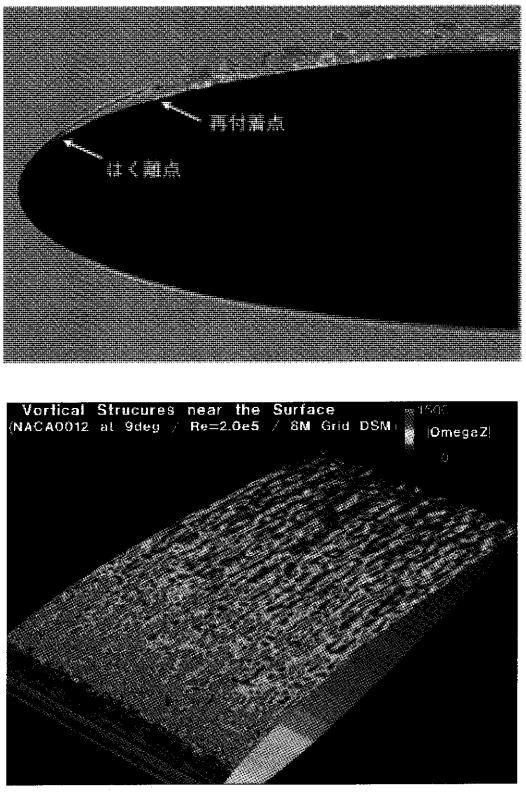


図6 翼まわりの遷移境界層の非定常解析結果[13],[14].

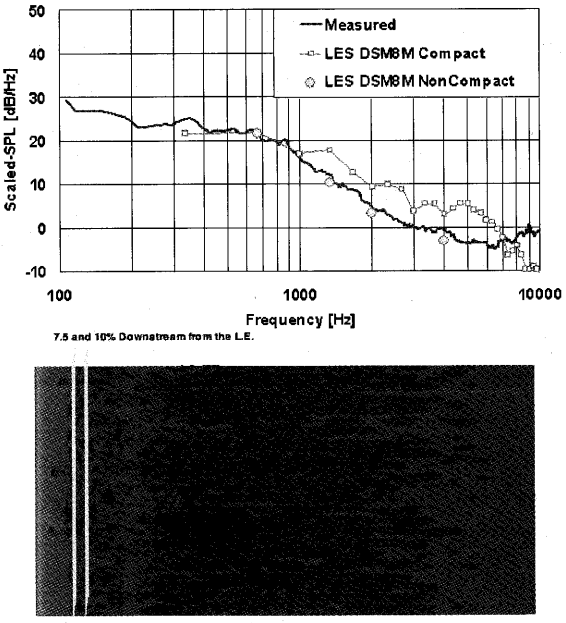


図7 翼まわりの遷移境界層から発生する騒音と騒音源の予測結果[14].

に発達した乱流境界層のストリーク構造（下図）を示す。一様流速度と翼弦長とから定義されるレイノルズ数は2×10^5であり，解析には約800万点の計算格子を用いている。

負圧面側に境界層は前縁から翼弦長の2％程度の位置において層流はく離し，同8％程度の位置において再付着し，乱流境界層に遷移していることがわかる。本稿には示していないが，翼表面の静圧変動や後流中の流速変動の周波数スペクトルも定量的に予測されている。

図7は発生する騒音を予測し，実測値と比較した結果であるが，騒音に関しても定量的な予測が実現されている。ただし，本ケースのように音源の領域に比較して波長の短い音，すなわち，高周波数の音まで予測する場合には，音源が波長に較べて小さいことを仮定している前述のCurleの式は用いることができず，渦音源から音が発生し，翼表面で反射し，観測点に到達するまでの位相差を考慮する必要があることを付記する[14]。

5．流体音の直接計算

音源の変動と音の伝播とを同時に解析する直接計算においては，流体中を伝播する波である流体音を正確に計算するために，数値的な散逸や位相誤差の小さい数値解法を用いる必要があり，また，人為的に設置する外部境界における非物理的な音の反射を防止する必要がある。流体音の直接計算に適した数値解析手法に関しては，欧米を中心として1990年代から盛んな研究が行われてきたが，現在では空間6次精度のコンパクトスキームを無反射境界条件と組み合わせて使用することがほぼ標準的な手法として定着しつつある。

流体音の直接計算の本質は「流れの渦運動による音の発生を計算格子により捕らえる」ことにある。このため，直接計算には，渦と音波の空間スケールの違いに起因する数値計算上の困難が伴う。これらのスケールの比はマッハ数が小さいほど大きくなるため，低速の流れから発生する流体音を直接計算することは特に困難である。たとえば，境界層から発生する流体音を直接計算する場合，境界層内の渦を捉えるための細かい計算格子上を音速で伝播する音波も同時に計算するため，計算の時間刻み幅を極端に小さくする必要がある。このため，音波の伝播を正確には考慮しない通常の圧縮性流れの計算に比較して時間ステップ数も長大化する。低速の流れから発生する流体音を直接計算する最大の利点は，分離計算では求めることができない，音から流れへのフィードバック効果を計算可能なことにあると筆者は考えている。

音と流れの直接計算の例として，低圧のタービン翼列（T106）内の遷移境界層の計算結果を図8，図9に示す[15],[16]。計算には600万点程度の格子を用い，数値解析方法としては6次精度のコンパクトスキームにLES解析のサブグリッドスケールモデルとして10次精度の高次フィルタリングを組み合わせて使用している。本計算では翼列に流入する主流が乱れを含む場合と含まない場合とで境界層のはく離や遷移のメカニズムの差異を検討した。図8において，翼負圧面近傍の比較的小さいスケールの濃淡は流れの中の渦を表し，一方，翼列内全域に広がる濃淡は渦から発生した音波を表す。また，図9は負圧面近傍の流れの三次元構造を現す。上流乱れを含まない場合（それぞれの図の上段）には翼列後縁から非常に強い音波が発生し，それが境界層内の渦を膨張，収縮さ

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

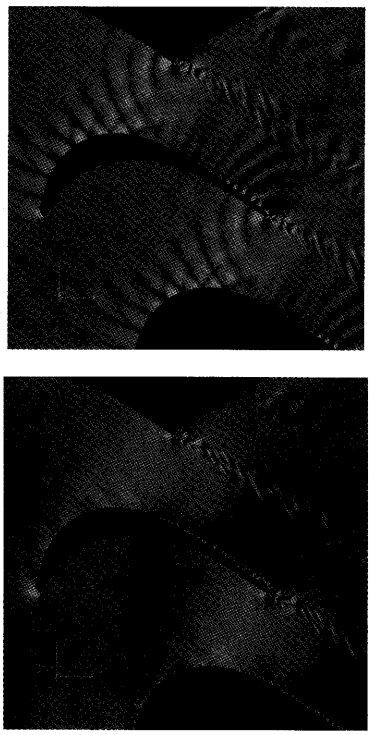


図8 上流乱れにさらされるタービン動翼まわりの遷移境界層の非定常解析結果[15),16)].

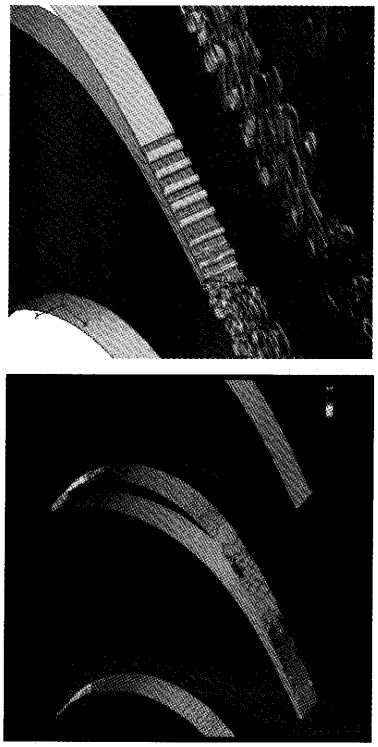


図9 上流乱れにさらされるタービン動翼まわりの遷移境界層の非定常解析結果[15),16)]（続き）.

れていることがわかった。一方，乱れを含む場合（それぞれの図の下段）には前述のような二次元的な渦構造は生成されず，乱流斑点が生成される遷移過程をとる。このように流体音の直接計算は音から流れへのフィードバック効果が無視できない場合に対する，強力な現象解明ツールとして活用されることが期待される。

6．おわりに

機械工学において重要度の高い，比較的低速な流れから発生する流体騒音の予測に関して，LES により音源の変動を計算し，音響解析により遠方場音を求める分離計算を中心としてその現状を概観した。ブラフボディまわりの流れから発生する音，流体機械の動静翼干渉や上流乱れにより発生する音に関してはすでに定量的な予測が実現されていることを示した。翼自体から発生する騒音に関しては実用レベルには達していないものの，比較的レイノルズ数の低い単独翼まわりの流れから発生する騒音に関しては定量的予測の目処は立っており，計算機性能の向上とともに，将来的にはこのような騒音の予測も実用化されるものと期待される。

一方，低速の流れ場から発生する音の直接計算に関しては，分離計算と比較して計算時間の長大化は避けられない。しかし，低速の流れから発生する音であっても，音から流れ場へのフィードバックが生じる場合もあり，直接計算はこのような場合に適用できる唯一の手法として威力を発揮するものと期待される。

本稿では説明しなかった高速気流から発生する空力騒音の予測に対しては，流れの渦と音の波長とが同程度の空間スケールを有するため，これらの間の相互干渉が重要となる場合が多く，一般に分離計算の適用は困難となる。しかしながら，このような流れに対しては，ナビエストークス方程式による，空力音の直接計算が適している場合も多い。高速気流から発生する流体騒音の直接計算に関しては，本特集号に掲載されている他の解説記事などを参照されたい。

謝辞

本研究で計算に用いた LES プログラムは，筆者が㈱日立製作所機械研究所に在職中に開発されたものである。現在は，筆者が研究代表を務める，文部科学省次世代 IT 基盤構築のための研究開発「革新的シミュレーションの研究開発」において，山出吉伸氏，Hong Wang 博士，Yang Guo 博士，Ashraf Uddin 博士らと共に，引き続き，実用化を目指した開発・改良を行っているものである。本研究プロジェクトを実施するにあたり，㈱宇宙航空研究開発機構の地球シミュレータの計算機資源を使用させて頂いている。また，流体音の数値解析の実用化を目指して，多数の研究機関との共同研究を実施しているが，特に，本稿に掲載した解析結果は，㈱日立製作所，㈱日立インダストリイズ，㈶鉄道総合技術研究所，市光工業㈱およびドイツ連邦共和国の Siegen 大学との共同研究の成果である。遷移境界層の LES は元大学院学生 宮澤昌史君，ならびに松浦一雄君の研究成果であり，これらの研究は東京大学の21世紀 COE プログラム

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

「機械システムイノベーション」から援助を受けている。さらに，工学院大学の水野明哲教授，ならびに，同飯田明由助教授には騒音計測を進めるにあたって貴重なご指導と多大なご協力を頂いている。それぞれここに記して感謝の意を表する。

引用文献

(1) Lighthill, M. J.: On Sound Generated Aerodynamically I. General Theory, Proc. Roy. Soc., London, Series A, 211 (1952), 564-581.

(2) 加藤千幸：数値解析による空力音の予測～その現状と今後の課題～，計算工学10-2(2005)，1127-1130.

(3) Curle, N.: The Influence of Solid Boundaries upon Aerodynamic Sound, Proc. Roy. Soc., London, Series A, 231 (1955), 505-514.

(4) Ffowcs Williams, J. E. and Hawkings, D. L.: Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion, Philosophical Transactions of the Royal Society, Series A, 264-1151 (1969), 321-342.

(5) 加藤千幸：LES 解析に関する四方山話，ターボ機械32-5 (2004)，267-273.

(6) 加藤千幸，他４名：LES による流体音の予測（第１報，二次元円柱からの放射音の予測，日本機械学会論文集Ｂ編，60-569(1994)，126-132.

(7) Kato, C., Kaiho, M., and Manabe, A.: Finite-Element Large Eddy Simulation Method with Applications to Turbomachinery and Aeroacoustics, Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics, 70-1(2003), 32-43.

(8) 王宏，加藤千幸，ドアミラー周りの非定常流れの LES 解析と流体音の予測，第18回数値流体シンポジウム講演論文集，Ｂ3-2，東京(2004).

(9) 王宏，加藤千幸，山出吉伸，桂裕之，吉田哲也：多段遠心ポンプの流体構造連成解析，第17回数値流体シンポジウム講演論文集，Ａ9-1，東京(2003).

(10) Jiang, Y., et al.: Investigations into noise generation mechanism from a multi-stage centrifugal pump - part 2: Simulation of vibration propagation in structure, 6th Thermal Fluid Engineering Conference, Jeju, Korea (2005).

(11) Takano, Y., et al.: Numerical simulation of radiated noise from a full-scale multi-stage centrifugal pump model, Proceeding of The 12th International Congress on Sound and Vibration 2005(to be published).

(12) Reese, H., Kato, C., and Carolus, T.: 強い主流乱れを伴う低圧軸流ファン内部流れの LES 解析，第18回数値流体シンポジウム講演論文集，Ｃ1-2，東京(2004).

(13) 宮澤真史，加藤千幸，鈴木康方，高石武久：二次元翼周り流れの LES 解析と空力音の予測，第18回数値流体シンポジウム講演論文集，Ｂ1-2，東京(2004).

(14) 宮澤真史，東京大学学位論文(2005).

(15) 松浦一雄，加藤千幸：境界層遷移を伴う圧縮性翼列流れの LES，日本機械学会論文集（Ｂ）70-700(2004)，42-49.

(16) 松浦一雄，東京大学学位論文(2005).

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

特集：空力騒音

ガスタービン発電装置の防音対策

井上　保雄*1　INOUE Yasuo
横山　晴雄*1　YOKOYAMA Haruo
細井　隆夫*1　HOSOI Takao

キーワード：ガスタービン（Gas Turbine），発電機（Generator），騒音（Noise），予測（Prediction），環境影響評価（Environmental Assessment），消音器（Silencer），エンクロージャ（Enclosure），透過損失（Transmission Loss），吸音（Sound Absorption）

1．まえがき

ガスタービン発電装置は暖気運転が不要で急速な起動・停止が可能であること，広範囲の燃料を選択出来ることなど，種々の利点を持ち，各種プラント，工場，発電所，浄水場，病院，新聞社，ホテルなどで常用，あるいは非常用の発電設備として普及が進んできている。

発電出力も数kW程度から数十万kWのものまで用途に応じて用いられている。

このような発電装置が騒音規制の厳しい市街地あるいは，その隣接地域に設置されることも多々あり，防音計画の重要性がより求められるようになってきている。

また，エンクロージャ，サイレンサについても防音装置としての本来の性能の他に軽量・コンパクト化，耐久性，低コスト化など，要求が一層厳しくなってきている。

ここではガスタービン発電装置の主な騒音発生源と騒音低減方法，騒音に係る環境アセスメント，防音設計の基本的考え方，防止技術，対策例およびガスタービン発電装置の音響パワーレベルを求める日本工業規格の概要を紹介する。

2．機器基本構成

ガスタービン発電装置は一般的に圧縮機，燃焼器，タービンから成るガスタービン，ガスタービンに直結または減速装置を介して駆動される発電機から構成されている。また，ガスタービンの排気ガス熱エネルギーを有効利用する複合発電装置では，更に排熱回収ボイラ，蒸気タービンが付加される。

ガスタービン発電装置の基本的な機器構成を図1に示す。共通架台上に置かれたガスタービン，減速機，発電機がその基本構成である。

3．騒音発生源と騒音低減方法

3.1　騒音発生源

最も大きな騒音源は駆動源であるガスタービンである。その他，発電機，減速機，補機類（燃料ポンプ，潤滑油ポンプなど）の騒音源がある。

ガスタービンの騒音はⅰ）吸気騒音，ⅱ）排気騒音，ⅲ）ガスタービン本体騒音である。尚，発電機騒音と補機騒音は上記ⅰ～ⅲと比べて小さい。

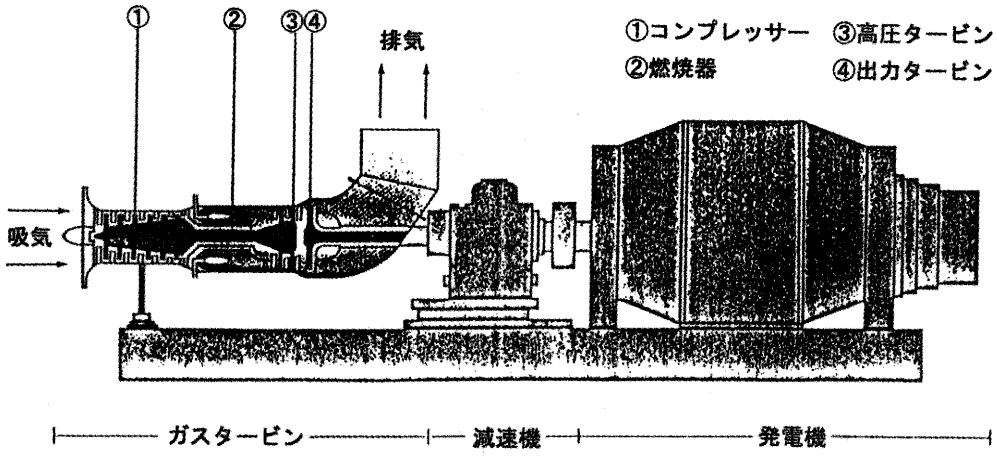
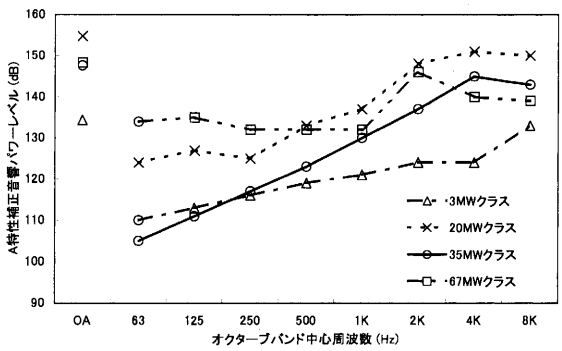


図1　ガスタービン発電装置の機器基本構成

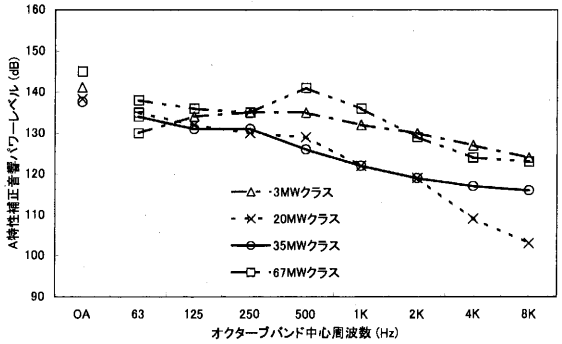
原稿受付　2005年9月16日

＊1　㈱アイ・エヌ・シー・エンジニアリング
技術本部　環境技術部
〒169-0073　東京都新宿区百人町1－15－18

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.



(a) ガスタービン吸気騒音



(b) ガスタービン排気騒音

図2 ガスタービンの発生騒音（吸気騒音，排気騒音）

吸気騒音は空気圧縮機の初段動翼の回転に伴う翼通過音が主で2kHz～8kHzの比較的高周波数域の成分が多い（図2(a)）。排気騒音は燃焼音，タービン翼通過音，燃焼ガスの乱流騒音が主で63Hz～500Hz付近の比較的低周波数域の成分が多い（図2(b)）。ガスタービン本体騒音はケーシングの透過音で翼の通過周波数に起因する成分が多い。発電機の騒音は電磁音，歯車の回転成分などからなる。なお，補機騒音は用途や規模により大きく異なる。また，吸・排気騒音がダクト内を伝搬，ダクト表面，排熱ボイラ等からも騒音が放射されるので，計画時には配慮が必要である。

3.2 騒音低減方法

通常，ガスタービンの吸気側には吸気消音器が，排気側には排気消音器が設けられる。また，ガスタービン本体，減速機，発電機などはエンクロージャで覆い，装置から発生する騒音を遮音している。このエンクロージャには発電装置からの放射熱による内部の温度上昇を防ぐため，換気ファンが取付けられている。それぞれ換気吸気口，排気口には内部の音が外に漏れないように消音器が設けられる。

ガスタービン発電装置の消音装置は大きく分けて下記4項目から構成されている。

1）吸気フィルタ室と吸気消音器からなる吸気系
2）ガスタービン本体のエンクロージャ（換気吸・排気消音器含む）

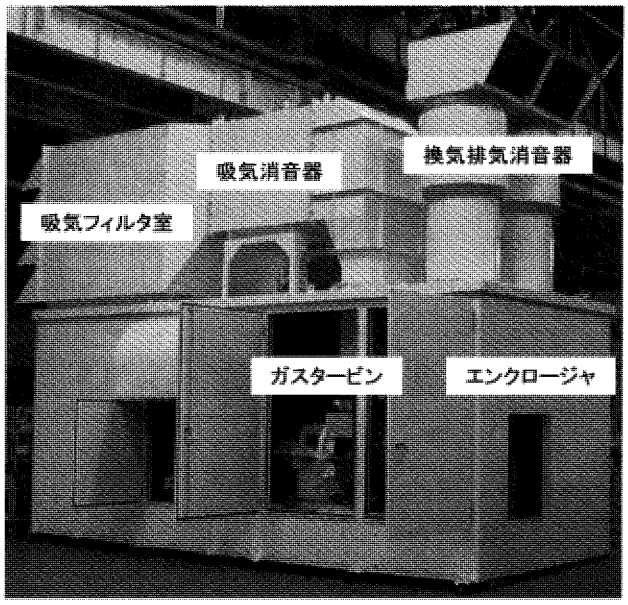


図3 ガスタービン発電装置の防音対策

表1 騒音低減の方法と設計上の配慮点

騒音発生部位	騒音発生源	騒音低減の方法	設計上の配慮項目
発電装置本体（ガスタービン本体，発電機）	ガスタービン本体の発生音，発電機の発生音	エンクロージャ	遮音材の透過損失 コインシデンス周波数 固体伝搬音（配管貫通部，共通架台等）
ガスタービン吸気口	ガスタービン吸気音	消音器	消音器の透過損失，圧力損失，異物混入防止（フィルタの設置）
ガスタービン排気口	ガスタービン排気音	消音器	消音器の透過損失，圧力損失，熱対策（材料の耐熱，熱応力，断熱，エキスパンション等）
エンクロージャ換気吸・排気口（ガスタービン本体，発電機）	ガスタービン本体または発電機の発生音，換気ファンの発生音	消音器	消音器の透過損失，圧力損失

3）排気ダクト，排熱ボイラ，排気消音器からなる排気系．
4）発電機本体のエンクロージャ（換気吸・排気消音器含む）

ガスタービン発電装置の防音対策の写真を図3に，騒音低減の方法と設計上の配慮点を表1に整理して示す。

4．騒音に係る環境アセスメント

ガスタービン発電装置から発生する騒音は地域社会に及ぼす影響と作業員の労働環境に対する影響に配慮する必要がある。騒音要求は周囲の環境や設置条件により多様である。よって，計画段階で騒音の影響度合いを予測し，個々の条件に合致するように防音設計を行う必要がある。

4.1 目標騒音値

4.1.1 周辺地域への影響

周辺地域に及ぼす影響については環境基本法に基づく環境基準，騒音規制法による規制基準，地方自治体が定める条例，あるいは地元住民との協定などが目安になる。

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

騒音規制法上の特定工場の場合，施設の敷地境界線上の騒音値で評価することになる。この場合，ガスタービン発電装置以外の設備機器から放射される騒音も含めて，評価しなければならない。すなわち，ガスタービン発電装置と他の設備機器，それぞれの境界に及ぼす影響度合いの合計が規制基準値を満たしていることが求められる。最近の傾向として，単に敷地境界で上記の値を満たせば良いと言うものではなく，周辺住民の納得が得られなければ，実質的に工場の運転が難しくなるようなケースも見受けられる。

4.1.2　作業環境への影響

労働安全衛生規則に関する騒音障害防止のためのガイドラインなどが目安になる。これは騒音性難聴の発生を予防する観点から定められており，作業場をメッシュ（6 m 間隔）に区切り，その交点，あるいは音源に近い作業者の位置を評価点にしている。なお，管理区分はⅠ～Ⅲに分けられており，それぞれ対応措置が決められている。管理区分Ⅰは85dB であるが，業界によっては80dB を自主目標にしている企業もある。

4.1.3　低周波音

現状，騒音規制法に相当するような低周波音に関する法律は無い。低周波音の苦情が発生した場合は［低周波音問題対応の手引き］（平成16年 6 月，環境省）が参考になる。この中に物的苦情（建具等のがたつき）に関する参照値（5 Hz：70dB，10Hz：73dB，20Hz：80dB），心身に係る苦情の参照値（10Hz：92dB，20Hz：76dB，50Hz：52dB，超低周波音についてはG特性補正音圧レベルで92dB）が評価の目安として示されている。評価点は建具等のがたつきの場合は通常，屋外，心身に係る苦情の場合は苦情発生位置（通常，室内）になる。

なお，環境アセスメントの目標値としては物的苦情に関する参照値を用いているのが実情である。

4.2　騒音影響度合いの予測

ガスタービン発電装置の周辺地域に及ぼす騒音の影響度合いを予測するためには各騒音発生部位の騒音の性質，大きさ，位置，高さ，伝搬特性，遮蔽物などのデータが必要になる。これらをモデル化，コンピュータに入力し，計算する。各受音点の騒音レベルを予測し，許容騒音レベルを満足するように各騒音発生部位の対策を検討する。この際，影響度合いの大きい部位が主対象になるが，対策の難しさ，費用等，総合的に勘案して対策箇所，対策案を作成する。全体の検討フローを図 4 に示す。

4.2.1　入力データ

騒音の伝搬予測を行うにあたり一般に下記の入力データが必要になる。

1）音源データ：音源の名称，寸法と配置，音圧レベルと周波数特性（音源毎に点音源，面音源，円筒音源，円形面音源等にモデル化）

2）障壁データ：障壁の名称，寸法と配置（障壁になる建屋，タンクなどの構造物は直方体，円柱等にモデル化）

3）伝搬特性データ：気象データ，地表面の状態

4）受音点データ：予測地点の位置と高さ

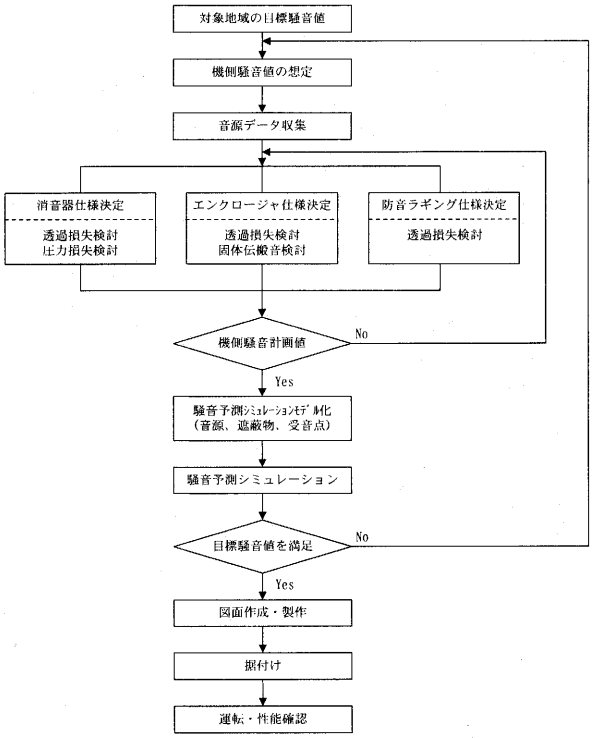


図 4　ガスタービン発電装置の騒音検討フロー

4.2.2　伝搬特性

伝搬に影響する因子として通常，下記を考慮する。必要に応じて反射，風の影響を考慮することもある。

①距離，②指向性，③遮蔽物，④地表面（芝生，樹木など），⑤大気

4.2.3　予測計算方法

受音点 i における騒音レベル L_i は，各音源から到達する騒音の寄与レベル L_{ij} をすべての音源（j ＝ 1，2，3…）について加え合わせることにより得られる。

$$L_i = 10\log_{10}(\Sigma 10^{Lij/10})$$

音源 j による受音点への到達騒音のレベルは次式で計算する。

$$L_{ij} = L_j - (L_{ij} + D_{ij} + R_{ij} + A_{ij})$$

ここで，

L_i：音源 j の機側騒音レベル，L_{ij}：距離減衰

D_{ij}：指向性による減衰，R_{ij}：障壁による回折損失

A_{ij}：超過減衰（空気吸収，地表面など）

4.2.4　出力データ

予測地点の騒音レベルの他に対策の検討など，より活用するため，下記のデータを出力する。

1）鳥瞰図：モデル全体の把握，入力データのチェックにもなる。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

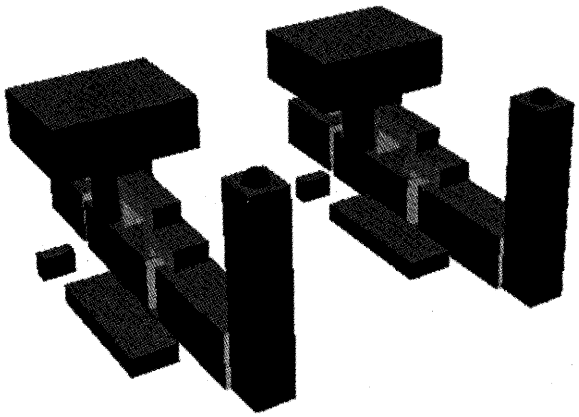


図5 音源，遮蔽物モデルの鳥瞰図

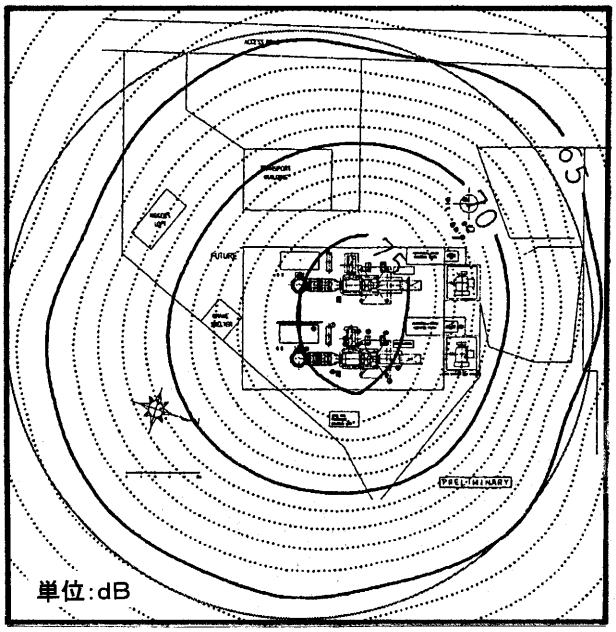


図6 等騒音線図（ノイズコンタマップ）

2）騒音発生部位別の影響度合い：各予測地点に各騒音発生部位の影響がどの程度かを知ることが出来る。対策検討に当っては必須である。

3）減音内訳：音源から予測地点までの減音量の内訳（例えば，距離減衰で＊＊dB，遮蔽物で＊＊dB，空気吸収で＊＊dB，地表面吸収で＊＊dB など）を知ることができ，対策検討などの参考になる。

4）等騒音線図（ノイズコンタマップ）：工場内外の騒音レベルの分布がわかり，敷地境界線上の最大の点を知ることもできる。

5．騒音防止技術

騒音低減の基本は騒音発生源の機構を調査し，そのエネルギーがどのような経路で伝達，放射されるかを明らかにし，合理的な低減対策を立案することである。ガスタービン発電装置の場合，経験的にガスタービンと発電機にエンクロージャ，ガスタービンの吸・排気口に消音器，エンクロージャの換気吸・排気口に消音器，ダクト系には防音ラギングが施工される。そして要求の程度により，それぞれの仕様を変えている。なお，これらの対策で不足する場合には防音壁等が併用されることもある。

5.1 エンクロージャ

ガスタービン本体から放射される騒音とエンクロージャ外の騒音目標値を基に基本仕様（遮音・吸音構造）を決める。エンクロージャの外装板には鋼板を用いることが多く，主に外装板の厚みで必要な透過損失を得る。必要に応じて制振材料の併用，あるいは多重構造にすることもある。透過損失 TL（dB）は下式（質量則）に実績値を加味し，予測する。

$$TL = 18\log(mf) - 44$$

ここで，

TL：透過損失(dB)，m：材料の面密度(kg/m^2)

f：音波の周波数(Hz)

エンクロージャ内壁面には吸音材料を内貼りし，内部の音圧上昇を抑えている。断面構造は通常，鋼板の内側にグラスウールを内貼りし，グラスクロスとパンチングプレートで保護している。

エンクロージャの設計は一見，簡単であるが，下記の注意を怠ると初期の性能を得ることが難しくなる。

5.1.1 音圧ビルトアップ

エンクロージャ内部の壁面反射による音圧ビルトアップ分だけ効果が低下する。吸音処理により内面の吸音力を上げることが不可欠である。

5.1.2 開口部・隙間処理

エンクロージャの換気吸・排気口，軸・配管等の貫通部からの漏れ音は効果を大幅に低下させる。開口部には壁の透過損失と同等性能を有する消音器，隙間には漏れ音を小さくする工夫が必要である。

エンクロージャ内の空間が拡散音場とみなし得る時，エンクロージャの外側に放射される騒音のパワーレベル L_{W2}(dB) は次式で与えられる。

$$L_{W2} = L_{W1} - TL + 10\log\frac{S}{A}$$

ここで，

L_{W1}：エンクロージャ内機器の騒音のパワーレベル(dB)

L_{W2}：エンクロージャから放射される騒音のパワーレベル(dB)

TL：エンクロージャのパネルの透過損失(dB)

S：エンクロージャ内全表面積(m^2)

A：エンクロージャ内面の吸音力（$=\bar{\alpha}S$）(m^2)

$\bar{\alpha}$：平均吸音率

5.1.3 固体伝搬音

エンクロージャの支持をガスタービン発電装置の共通架台，または基礎からとるとき，機械の振動が支持部を通

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

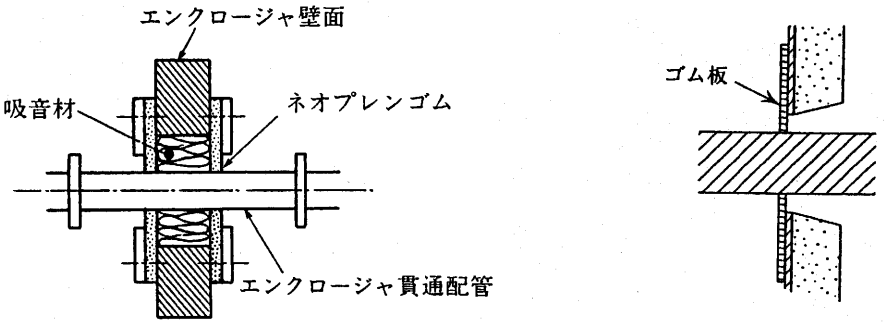


図7　軸，配管貫通部の処理

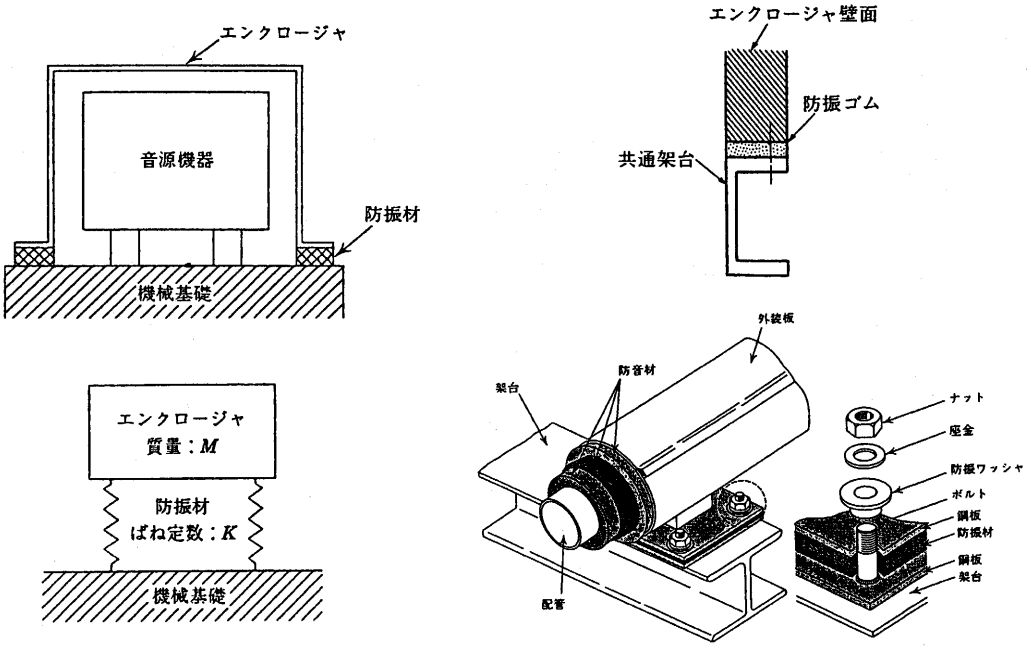


図8　エンクロージャ，配管の防振と防振モデル

してエンクロージャ壁に伝搬，固体伝搬音として放射され効果が低下する。また，配管サポート部等を介して壁面に振動が伝搬することもあるので，注意が必要になる。

具体的な対応策は以下の通りである。

- 防振ゴム等により機器本体とエンクロージャの間の振動絶縁を図る。
- 支持部での振動絶縁が困難な場合，壁材に制振鋼板を用いるなどの制振処理を施す。
- 配管サポート等は防振ハンガあるいはサポートと配管の間にゴムを挿入するなどの工夫が必要になる。

5.1.4　内部換気

エンクロージャ内の温度上昇を防ぐために換気が必要になる。強制換気が必要な場合，換気ファン自身の発生騒音についても配慮が必要になる。

所要換気量 Q (m^3) はエンクロージャ外表面からの熱の出入が十分に小さい場合，一般に次の式で与えられる。

$$Q = \frac{W}{\rho c_p \Delta\theta}$$

ここで，

W：機器の放熱量 (kcal)，ρ：空気の密度 (kg^3)

c_p：定圧比熱 (kcal/kg·℃)，

$\Delta\theta$：外気と内部の温度差 (℃)

発熱量が小さい場合は自然換気でもよいが，発熱量が大きい場合には強制換気用のファンを別途設置する必要がある。

5.2　消音器

ガスタービンの吸・排気消音器は広帯域の減音要求，許容圧力損失が比較的小さい等の理由で吸音型消音器が用いられる。吸音型消音器の中でもスプリッタ型と言われるものである。音波が吸音材（グラスウール，ロックウール等）の内部を伝搬する時，媒質の粘性，熱伝導に

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

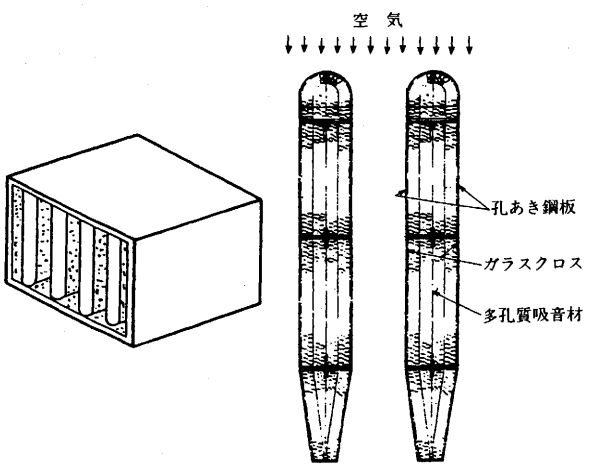


図9 吸音型消音器とスプリッタ構造

より音響エネルギーが散逸され消音されるものである。

5.2.1 消音性能の計算

吸音形消音器の減音量 R (dB)の予測は下式（セイビンの式）による計算値に実績値を加味して決める。また，必要に応じて無響風洞試験あるいはFEM，BEM等による音場解析にて詳細検討を行なう。

$$R = 1.05\,\alpha^{1.4} P/S \cdot l$$

ここで，

α：吸音材の吸音率

P：ダクト空間の断面周囲の長さ

S：ダクト空間の断面積

l：ダクトの長さ

吸音材の吸音率 α は周波数ごとに与えられる。従って減音量 R も各周波数に対して求められる。

セイビンの式では吸音率に比例して減音量は大きくなるが，スプリッタの間隙が1波長を超える周波数以上では，消音効果は小さくなる。

5.2.2 圧力損失の計算

消音器の圧力損失の予測は，通常，1）スプリッタ部の摩擦損失，2）断面積の変化による損失（急変あるいはゆるやかに変化），3）曲がりによる損失，4）スクリーンまたはグリッド（必要に応じて）による損失，を考慮している。圧力損失も計算値に実径値を加味して予測する。また，必要に応じて風洞試験あるいは流体解析により詳細検討を行なう。

摩擦損失 ΔP (kg/m^2)は下式で与えられる。

$$\Delta P = \lambda \frac{l}{d} \frac{\gamma}{2g} U^2 (\mathrm{kg/m^2})$$

ここで，

λ：壁の摩擦係数，　l：流路長さ(m)

d：流路幅(m)，　γ：比重量(kg/m^3)

g：重力の加速度＝9.8(m/s^2)，U：流速(m/s)

断面積が急激に変化する場合の圧力損失 ΔP (kg/m^2)は下式で与えられる。

• 狭くなる場合

$$\Delta P = \zeta_2 \frac{\gamma}{2g} U^2 (\mathrm{kg/m^2})$$

ここで，ζ_2：入口損失係数

• 広くなる場合

$$\Delta P = \zeta_1 \frac{\gamma}{2g} U^2 (\mathrm{kg/m^2})$$

ここで，ζ_1：出口損失係数

5.2.3 吸音率について

吸音材料の吸音率は基本的にはメーカの公表値を用いている。しかしながら，メーカのデータは常温のものであり，排気消音器の場合は高温の排ガス中であり，その音響特性も変化するので補正して用いる。また，吸音材とグラスクロス，孔あき鋼板等を一体化し，吸音率を実測することもある。

5.2.4 気流の影響

消音器のスプリッタ内の流速は，一般に10～40m/sに選定される。流速は圧力損失，自己発生音，吸音材の保護条件などを考慮し，決定される。気流の影響により見かけ上，減音量の低下（自己発生音の影響）が生じるので，消音器の設計に当っては注意が必要である。

自己発生音の問題は消音器ばかりでなく，吸気口にガラリ等を設ける場合も同様である。

5.3 防音ラギング

防音ラギングは配管，ダクトの放射音低減対策として広く用いられている。効果の評価は透過損失の理論値と実績による経験値から推定している。防音効果は面密度がベースになるが，ダクト壁から外装板への振動伝搬の影響（個体伝搬音）があり複雑である。通常，ダクト騒音は1000Hz以下の中・低周波音が主であることから空気層の厚さを可能な範囲で大きくするなどの工夫をしている。

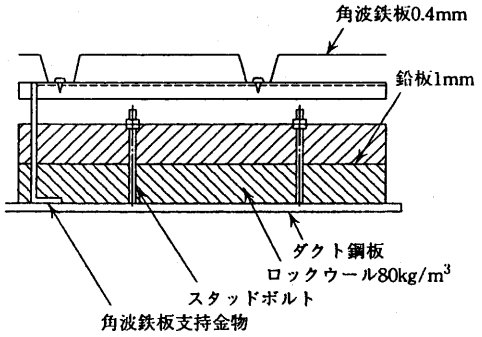


図10 防音ラギング

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

6．音響パワーレベルの求め方

ガスタービン発電装置を囲む測定面の音圧レベル測定方法および音源から発生する音響パワーレベルの算出方法について，JIS（JIS B 8044:2001）が平成13年2月に制定された。

ガスタービンの大きさにより，小型，中型，大型に分類し，装置の1m外側に仮想包絡面を想定し，メッシュ状に騒音レベルを測定し，部位毎の音響パワーレベルを求め，それらを合成することにより，装置全体の音響パワーレベルを算出している。また，吸気口，排気口など開口部から放射される騒音の処理方法についても規程されている。

7．あとがき

最近の環境に対する関心の高まりの中，ガスタービン発電装置についても，計画段階における設備配置も含めた総合的な防音検討がより大切になってくるものと考えている。

ガスタービン発電装置の防音対策は一応，標準化されていると言えるが，軽量・コンパクト化，排気消音器の熱による強度的，材料的な問題，エンクロージャの固体伝搬音の問題など，解決すべき課題が残されている。

参考文献

(1) ㈳日本騒音制御工学会編，騒音制御工学ハンドブック，技報堂出版㈱，2001.4
(2) 小林　弘，消音装置，日本ガスタービン学会誌，Vol.16，No63，1988
(3) 時田保夫監修，音の環境と制御技術，㈱フジ・テクノシステム発行，1999.10
(4) 下出新一，井川敬之助，星野和貞，ガスタービン発電プラントの騒音対策，日本ガスタービン学会誌，1977
(5) 井上保雄，プラント騒音の予測手法，日本騒音制御工学会誌，Vol.21，No.5，1977
(6) 井上保雄，低周波音の調査・診断と防止対策，工業技術会講習会資料，2005.3
(7) ガスタービン及びガスタービン装置―空気音の測定―実用測定方法及び簡易測定方法，JIS B 8044：2001

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

特集：空力騒音

ファン騒音低減の取り組み

山田　彰二*1
YAMADA Shoji

キーワード：ファン，騒音，マイクロホン，熱線風速計，LDV，PIV
Fans, Noise, Microphone, Hot Wire, Laser Doppler Velocimeter, Particle Image Velocimetry

1．はじめに

ファン騒音は身近な空力騒音の代表例であり，静粛な居住空間の創造に欠かせない課題としてその低減が望まれている。ファンの低騒音化は1970年代の基礎的研究[(1)-(4)]をもとに1980年代以降，家電機器の低騒音化ブームにのって取り組まれてきた。さらに，1990年代後半からは京都議定書の採択を契機に地球温暖化防止の具体的行動指針である消費電力の削減に向けた省エネ製品の開発が強力に進められており，ファン効率の向上検討も重要性を増している。

ファンは風量，昇圧量と寸法などの制約を考慮して設計され，その動作に必要な軸動力等も試算できるので効率の高いファンの設計は机上検討可能である。さらに汎用的な流体解析ソフトや最適化手法を用いて効率の高いファンを設計する方法も実用化されている。しかしながら，騒音の発生量を定量的に予測する手法は確立されておらず，未だ数多くの試作と評価を繰り返す開発が主流である。騒音の低いファンが必ずしも高効率であるとは言えないが，ファン騒音の主原因となる動翼周りの流れ場に生じる乱れは効率を低下させる損失でもあり，乱れの抑制は低騒音化と高効率化に効果的である。後述するように，ファン騒音の発生原因はいくつかに分類されて説明されているが，その多くは定性的説明であり，実験的に証明された例は少ない。この原因は回転場内の非定常な流れ場を捉えるのが困難なためであり，現象の解明と対策，定量的予測には詳細な計測技術と高精度の解析技術が必要である。

本稿ではファン騒音に関する最近の研究動向を述べ，ファン騒音の低減検討に用いられる計測技術や解析技術の例を紹介する。さらに，もっとも身近で適用例の多い低圧のプロペラファンを例に騒音の発生機構を概説し，その低減事例を紹介する。

2．ファン騒音に関する研究動向

図1に1980年以降のファン騒音に関する研究発表の件数をファン形態および風洞実験などの関連研究に分類して示す。騒音以外を興味の対象としたファンの研究発表はさらに多いが，今回，整理の対象外とした。著者の検索，分類にいくらか不備のある点はご容赦願いたい。

ファン騒音に関する発表総数は年間10件から20件程度で推移しており，この25年間で研究数の大幅な増減は見られない。ファンの種類では軸流ファン（プロペラファン），遠心ファン（ターボファン，多翼ファン），クロスフローファンの順に件数が多い。例示しないが，軸流ファンの研究には換気扇や空調機に用いられる低圧のプロペラファンに関するものが多く，近年は電子機器冷却用の小型軸流ファンに関するものも増えてきている。遠心ファンではターボファンに関するものが多く，市場で利用数の多い多翼ファンに関するものが意外に少ない。クロスフローファンの騒音に関してはルームエアコンの普及を背景としてか1990年以降に関心が寄せられていることがわかる。単独翼や翼列を用いた風洞実験なども3件から5件程度コンスタントに発表されている。その他に分類したが，ファンを騒音源とする換気ダクト内のANC（Active Noise Control）による消音，ヘリコプタ翼のBPF（Blade Passing Frequency）騒音なども一定数の研究発表がされている。

特許件数など別の視点で整理すると，事業性，生産規模などの影響で，おそらくこの調査結果と異なる結果が表れる可能性が高く，興味深い。

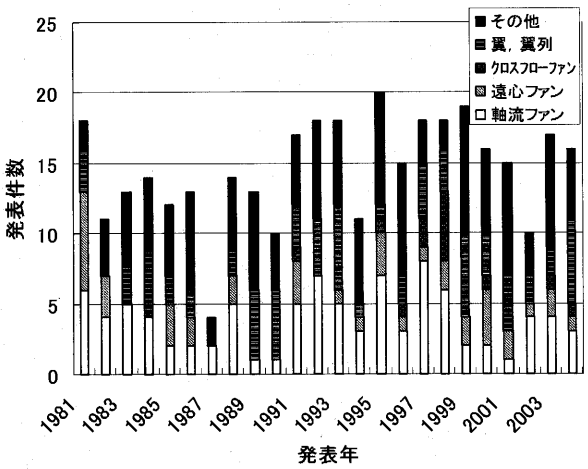


図1　研究発表件数の推移

原稿受付　2005年9月30日
＊1　三菱電機㈱　先端技術総合研究所　機械システム技術部
〒661-8661　兵庫県尼崎市塚口本町8－1－1

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

3．ファン騒音研究のアプローチ

ファンの送風特性と騒音特性の同時測定や，翼列などから発生する空力騒音の風洞実験には通風無響室の利用が望ましい。空力騒音の測定では流れ場とマイクロホンが干渉しないよう注意する。気流の影響が小さい場合にはウインドスクリーンの利用で対処できるが，流速の速い流れ場へのマイクロホンの挿入は動圧の影響を受け，この動圧は測定対象の音圧よりもはるかに大きいため，測定そのものが困難となる。そこで，音場に影響を与えることなく必要な流れ場を実現したり，流れ場に影響を与えることなく音場を測定する工夫がされている。

図2に二次元物体まわりの流れと発生音を考察した風洞実験の概略図を示す。オープンジェットの風洞では生成される噴流の剪断層の影響が無視できないため，音響透過性の多孔材で噴流の二次元性を保ち，共鳴などの影響を受けることなく流体騒音の発生機構が検討されている[(5),(6)]。また，同様の音響透過性多孔材を多翼ファンやクロスフローファンのケーシングに用い，ケーシング内部の音源探査も行われている[(7),(8)]。クロスフローファンの側壁に音響透過性多孔材を用いて2本のマイクロホンでケーシング内部の音波の挙動を調べた著者らの研究[(8)]結果を図3に示す。多孔材が漏れなどによりファンの送風性能に影響しないことを検証した後，多孔材を透過する音圧を測定した。測定された音圧分布と参照音圧に対する位相角の分布から，以下の式によって時刻歴の音波の伝播を再現した。

$$p\,(x,y,t)=p_0(x,y)\,\sin\{\omega t+a(x,y)\}$$

ここで，$p_0(x,y)$，$a(x,y)$はそれぞれ角速度ωにおける測定点(x,y)での時間平均音圧値と時間平均位相角である。$p\,(x,y,t)$は時刻tにおける点(x,y)での音圧値となる。図3は$\beta=\omega t$で定義し，簡単のため正弦波の山を図示した。$\beta=180^\circ$は羽根半ピッチの移動に相当する。図より羽根車と舌部の干渉により生じた騒音がケーシング内部を伝播する様子がわかる。

ファン騒音の現象解明，低減対策には騒音測定とともに流れ場の考察が不可欠であり，熱線風速計，LDV (Laser Doppler Velocimeter)，PIV (Particle Image Velocimetry) などの流速測定，種々の圧力センサーによる壁面静圧の測定などが行われる。しかしながら，風洞実験などを除いて測定対象が回転場のため，データの取得が困難な場合が多い。また，騒音と流れ場との関係を調べるため，変動の位相を空間的に調べることが多く，

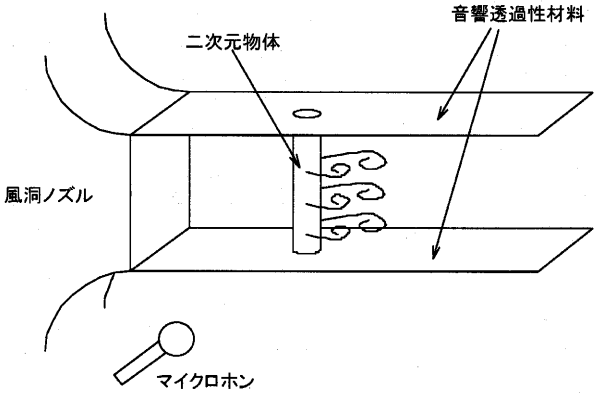


図2　流体騒音の風洞実験例

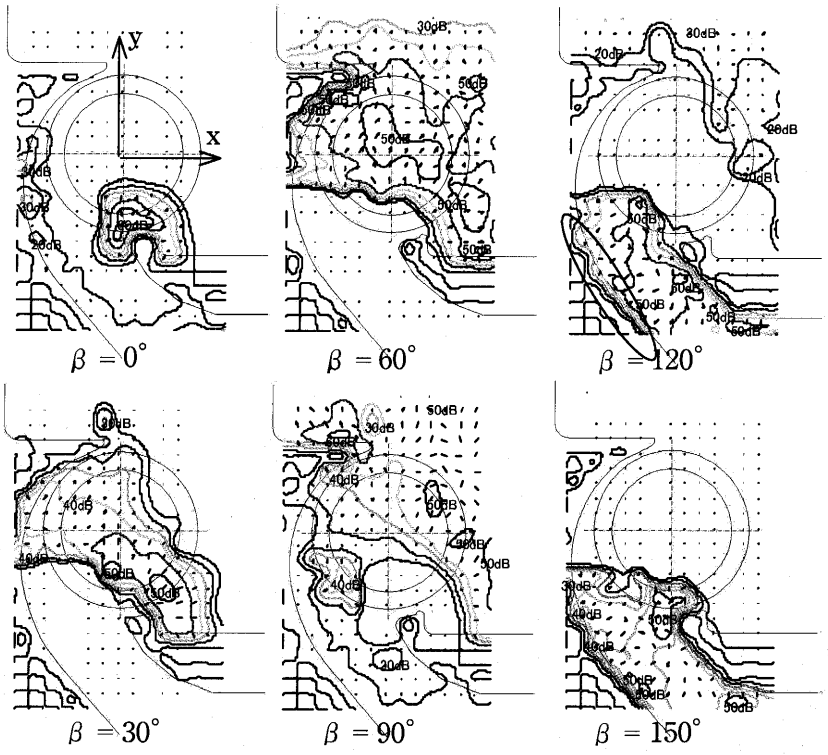


図3　ケーシング内部の音波の挙動（クロスフローファン）

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

複数点を同時測定する場合が多い。

図4にマイクロホンと熱線風速計を用いて，騒音発生に寄与する物体周りの流れ場を時刻歴に調べた結果を示す。この検討は空調機の熱交換器とファンの干渉によって特定の周波数で卓越して生じる騒音の発生機構を調べた例である。この騒音は熱交換器のフィンに高迎角で主流が衝突することによって生じる騒音であり，モデル化した平板列に対して前後の圧力差，流速，迎角をパラメータとして検討された[9]。特定の周波数で卓越する騒音が発生する場合には，騒音と相関の強い周期的変動が流れ場に生じていることが多い。マイクロホンで測定された騒音を参照信号として，熱線風速計で計測される変動量と位相遅れの分布を測定し，時刻歴の乱れの分布を再現した。時間平均された変動量と位相角の分布から時刻歴の挙動を再現する手法は，前述の音波の挙動を調べた手法と同じである。図中Tは変動の1周期を示し，上流側の平板端で発生した乱れが下流側の平板端に干渉していく様子が捉えられている。本手法は平面または空間的な乱れの挙動を捉えるのに有効で，参照信号として別の熱線風速計の出力を用いることも可能であるが，波長の長い騒音を参照信号として用いることでセンサーの位置誤差を小さくできる利点がある。

熱線風速計を用いた計測でファン騒音の研究に適用された手法として周期的多点抽出法[10]がある。図5はプロペプロペラファンの出口風速分布を周期的多点抽出法で測定した例[11]である。周期的多点抽出法は傾斜型プローブを回転，移動することにより測定された出力をプローブの指向特性を用いて分析し，三次元の流速を測定する手法である。ファンの出口に適用することで後流の速度場からファンのオイラーヘッドの算出，翼端渦の存在など多くの情報が得られる。また，プローブを動翼とともに回転させ，相対速度を求める手法ではスリップリングのノイズや遠心力によるプローブサポートの変形，位置ずれなどの課題を克服し，翼間の相対速度場，回転翼後縁から放出される渦の周波数特性などの情報が得られる[12]。熱線風速計は時間分解能が高く，空力騒音の発生源となる流れの非定常な挙動を捉えるのには適しているが，空間分解能がプローブのサイズで制約を受ける。また，熱線風速計はセンサーを流れ場に挿入しなければならないため，流れ場に影響を与えないよう十分注意が必要である。

レーザーによる非接触計測はセンサプローブ挿入による流れ場への影響をなくし，回転場内の計測を容易にする。LDVは時間分解能，空間分解能ともに高いが，対象とする流れにトレーサー粒子を混入する必要があり，レーザー光の挿入のために透明な対象物の製作が必要な場合が多い。

熱線風速計やLDVによる計測が点測定であることを克服する計測法としてレーザーシート光を使ったPIVがある。瞬時の面情報を計測可能で，上記のファン出口流れの測定などは容易である。高強度レーザーの連続発振や高速度撮影などの制約で時系列データの取得に課題がある。最近の非定常PIVシステムでは1kHz程度の測定まで可能であり，注目されている。時間間隔の小さな連続計測が可能になれば，渦度の時間変化など騒音の発生機構解明に有効なツールとなる。LDV同様，レーザー光の挿入とカメラ撮影のために透明な対象物体を製

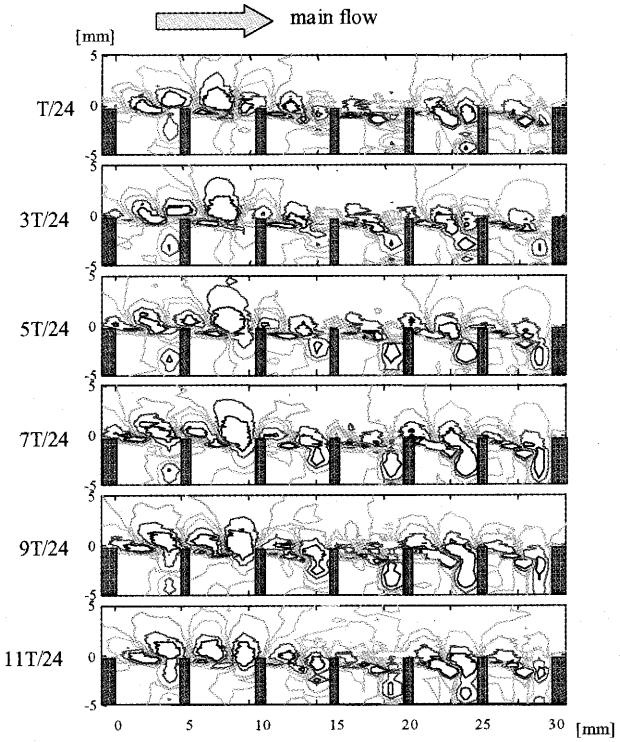
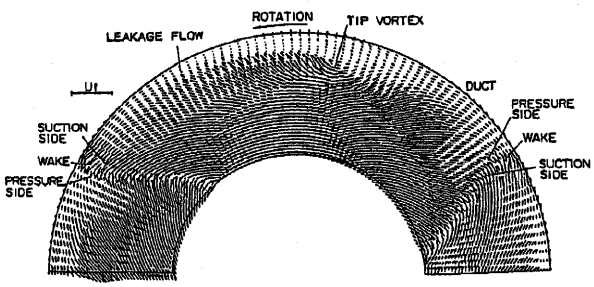
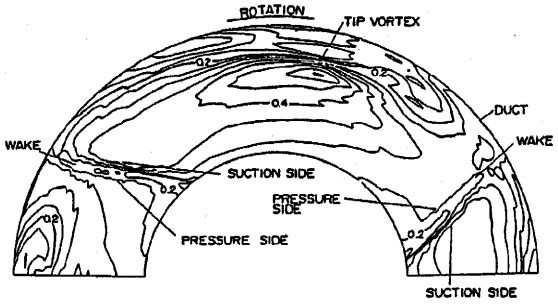


図4 乱れ度の時刻歴分布



(a) 旋回，径方向速度分布（ベクトル図）



(b) 軸流速度分布（コンター図）

図5 プロペラファンの出口流れ

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

作する必要がある。

このような実験的取り組みとともに，計測困難な情報を取得する手段として，高精度の数値解析に寄せられる期待は大きい。広帯域騒音の考察には流れ場の微細な渦構造を非定常に解く必要があるため，DNS (Direct Numerical Simulation) や LES (Large Eddy Simulation) が有効である。近年では CAA (Computational Aeroacoustics) の分野で騒音源の可視化や騒音発生量の定量的予測への取り組みが盛んであるが，解析に要する時間やコストなど工業的に実用的な手段となるには課題も多い。市販の流体解析ソフトや音響解析ソフトでも騒音予測機能が取り入れられてきているが，筆者が知る限り十分な効果は上がっていないようである。

4．プロペラファンの騒音特性と発生機構

本節ではプロペラファンを例に騒音特性とその発生機構を述べる。一次機能である設計風量と昇圧量を満足するファン形状の設計は比較的容易であり，さらに既知の形状と特性データがあれば，詳細に設計するまでもなく相似則による騒音も含めた性能予測が可能である。ファンの性能は以下の相似性をもつ。

$$Q \propto D^3 N \qquad P \propto D^2 N^2$$

ここで，Qは風量，Pは昇圧量，D，Nはそれぞれ羽根車径と回転数である。また，騒音 SPL (Sound Pressure Level) は羽根車周速の 5 ～ 6 乗に比例し，翼の面積に比例するので，

$$SPL \propto D^7 N^5 \sim D^8 N^6$$

となる。ファンの騒音特性は送風特性と関連づけて評価され，以下の式で定義される。

$$K = SPL - 10\log(P^2 Q)$$

Kは比騒音レベルとよばれ，単位風量，単位圧力あたりの騒音値を表す。騒音値が羽根車周速の 6 乗に比例するとして

$$K = SPL - 10\log(P^{2.5} Q)$$

が用いられることもある。また，換気用のファンでは昇圧量のうち，静圧のみが意味をなすものとして評価され，式中の圧力には静圧を用いることが多い。

図 6 にプロペラファンの一般的な送風，騒音特性を示す。送風性能を示す無次元量である流量係数，圧力係数，動力係数は次式のように定義され，添え字 s は静圧を意味する。

$$\text{流量係数} \quad \phi = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^2 \cdot u}$$

$$\text{圧力係数} \quad \varphi = \frac{P_s}{\frac{\rho}{2} u^2}$$

$$\text{動力係数} \quad \lambda = \frac{L}{\frac{\pi \rho}{8} D^2 \cdot u^3}$$

ここで，u は羽根車周速，ρ は密度，L は軸動力を示す。最高効率点と最小比騒音は同程度の作動点で表れるが，わずかに流量が絞られると失速し不安定領域に入るため，上記作動点のやや開放側で設計される。

図 7 はプロペラファンの比騒音レベルが最小となる作動点の典型的な騒音スペクトルを示す。ファン騒音は回転音と広帯域騒音に大別され，離散的に卓越する騒音を回転音，その他の周波数帯域になだらかな分布を示す騒

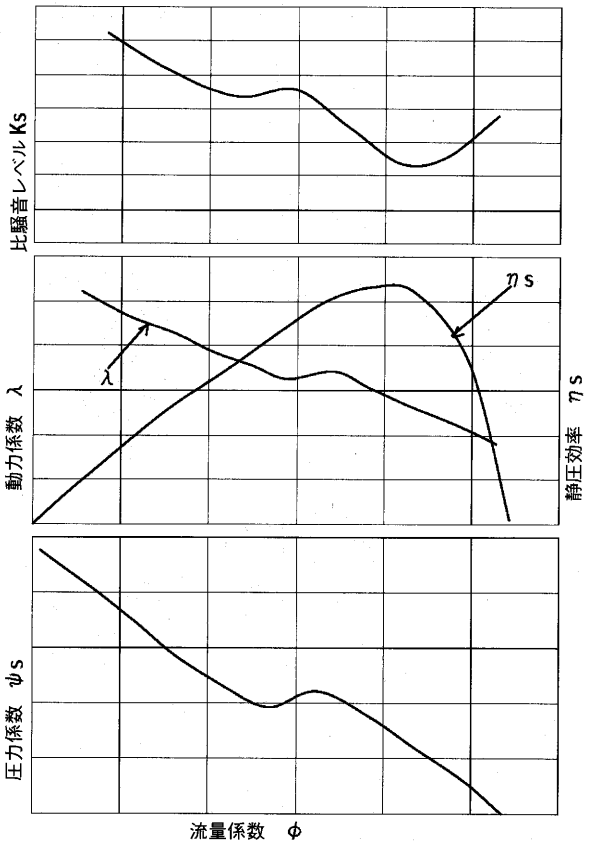


図 6　プロペラファンの送風特性

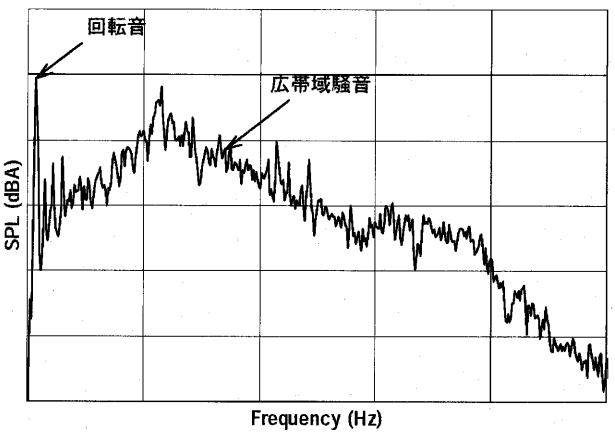


図 7　プロペラファンの騒音スペクトル

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

表1 ファン騒音の分類

	(分類)	(発生原因)
ファン騒音	回転音	干渉騒音(静翼，モータステイグリルなど)
		定常圧力場の回転
		流入偏流など
	広帯域騒音	はく離
		境界層の乱れ
		渦放出(後縁，翼端)

音を広帯域騒音という。表1にファン騒音の発生機構として知られている代表的なものを分類して示す。

回転音は動翼の回転速度と翼数の積からなる基本周波数とその高調波で発生する離散的な騒音であり，その発生機構として次の2つが知られている。1つは主に動翼が静翼やモータステイ，意匠グリルなどの静止物体近傍を通過する際に生じる変動力によって発生する干渉騒音である。もう1つは，動翼まわりの定常的な圧力場が観測者に対して相対的に運動することに起因する騒音である。この他，吸い込み偏流や回転軸の偏心によっても大きな回転音を発生する。低圧のプロペラファンの回転音は実験室等の整った環境で評価する場合にはあまり問題にならないが，製品組み込み時の制約で上記条件から発生する回転音が聴感上問題となることがある。

広帯域騒音の原因は主に動翼周りのはく離，境界層，後縁からの渦放出などで分類されている。低圧のプロペラファンでは短ダクトから突出した翼端から大規模な縦渦が発生し，この縦渦やダクトと翼端の隙間に生じる漏れ渦も広帯域騒音の音源とされている。作動流量による騒音の変化は定性的に以下のように説明される。作動流量が小さい場合には迎角が過大となり翼の負圧面ではく離が生じる。はく離によって負圧面に不規則な乱れが生じ，広帯域騒音が増大するばかりでなく，失速によりファンの送風性能も低下する。過大流量の場合も負の迎角によるはく離泡の生成で広帯域騒音が大きくなる。効率が高く，比騒音の低い作動点では気流は翼の周りを沿って流れる。このときには，負圧面の境界層内の乱れから直接発生する騒音と後縁からの放出渦による騒音があり，後縁からの渦放出が支配的であるとされている。このような広帯域騒音の発生機構と発生量，周波数特性などまだ不明な部分も多い。

5．プロペラファンの低騒音化事例

低圧のプロペラファンは用途が広く，低騒音化の取り組み事例が多い。低騒音化のためには騒音のオーバーオールに寄与の大きい広帯域騒音を低減する必要がある。翼から発生する騒音のパワーは羽根車周速の5～6乗に比例し，翼面積に比例するので，目標とする作動風量，昇圧量をできるだけ低い回転数で実現するのが好ましい。このためファン設計は外周側で翼負荷が大きくなる強制

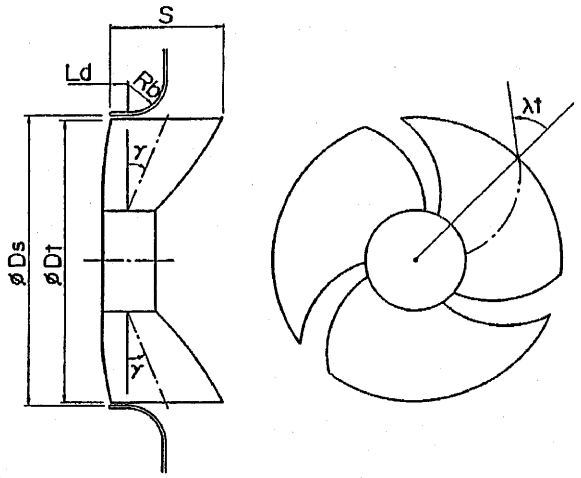


図8 低圧プロペラファンの概略図
(λ_t：前進角，γ：前傾角，回転方向：反時計回り)

渦設計を適用する。ただし，低圧のプロペラファンに特徴的な短ダクトから突出した翼端で発生する大規模な縦渦やダクトと翼外周端で生じる漏れ渦が負圧面から離脱する際に誘起される圧力変動，および，後続翼の圧力面で生じる圧力変動が強い音源となるので注意を要す。プロペラファンの前進，前傾翼は現在では一般的な形状となっており，縦渦の挙動を制御するのに有効である。大蔦ら[11]は図8に示すような前進角λt，前傾角γで翼間を通過する縦渦の挙動と広帯域騒音との関係を整理し，動翼に前傾と前進を同時に与えることにより，翼端渦の周方向位置を最適にして騒音の低いファンを作り出すことができることを示した。さらに，製造面，強度面などの商品化課題を克服し，低騒音プロペラファンの原型をつくった。

深野ら[13]は翼後縁からのカルマン渦放出にもとづく騒音の発生機構を調べ，翼に対する相対流速と翼後流幅を用いてファン騒音の予測手法を提案している。中島ら[14]は翼面の境界層に生じる乱れが翼後縁を通過するときに発生する騒音に対して，2次元翼を用いた風洞実験で詳細に検討した。音波と翼面の境界層内に生成するじょう乱とのフィードバックループから定性的に説明されている騒音の発生機構に対し，成長するじょう乱の周波数およびその成長率を線形不安定性理論から，ある程度定量

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

的に検討できることを示した。

6．おわりに

ファン騒音の低減は工業上，益々その重要性を増しているが，音源となる流体現象の複雑さから不明な点も多い。高精度な数値解析を用いた流体騒音発生機構の解明によせられる期待は大きいが，計測による実現象の把握が重要である。本論で示したような実験的，解析的取り組みに最新の計測技術，解析技術を適用，応用することによって，今後さらにファン騒音の低減が進むであろう。

参考文献

(1) 深野徹，児玉好雄，日本機械学会論文集，41巻345号，(1975)，1479～1488
(2) 秋下貞夫，油圧技術，14巻8号，(1975)，19～29
(3) 藤田肇，森田邦宣，流体工学，13巻3号，(1977)，147～152
(4) 鈴木昭次，日本機械学会論文集，44巻380号，(1978)，1301～1310
(5) 藤田肇，白石純一，栗田健，丸田芳幸，山田彰二，日本機械学会論文集 B，62巻593号，(1996)，187～193
(6) 山田彰二，藤田肇，丸田芳幸，槇浩幸，白石純一，日本機械学会論文集 B，63巻610号，(1997)，1974～1979
(7) 森主憲，日本機械学会論文集 B，57巻543号，(1991)，3837～3844
(8) 山田彰二，中島伸治，大蔦勝久，日本機械学会論文集 B，69巻682号，(2003)，1417～1424
(9) S. Yamada, K. Sekiguchi and T. Ikeda, Proc Internoise99, Vol.1, (1999), 173～176
(10) 九郎丸元雄，井上雅弘，桧垣隆夫，Farouk Abd-Elaziz，生井武文，機械学会論文集 B，48巻427号，(1982)，408-417
(11) K. Ohtsuta and S Akisita, Proc. 13th AIAA Aeroacoustics Conf. No. 90-3986 (1990)
(12) 深野徹，福原稔，松尾哲，林秀千人，日本機械学会論文集 B，57巻535号，(1991)，891～897
(13) 深野徹，児玉好雄，日本機械学会論文集 B，51巻466号，(1985)，1825～1832
(14) S. Nakashima and S. Akisita, Proc. 18th AIAA Aeroacoustics Conf. No. 97-1644 (1997)

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

特集：空力騒音

小形風力発電機における騒音低減について
—サイレントディスラプターブレード小型風車 Z-501(OWL)—

飯田　誠*1　IIDA Makoto
松宮　煇*2　MATSUMIYA Hikaru
伊藤　瞭介*3　ITO Ryosuke

キーワード：Noise reduction technology, Small wind turbine, Silent Disrupter

1．はじめに

近年，小型風車が一般家庭やビルの屋上など，より身近な環境で利用されるようになってきた。そのため，小型風車から発生する音に関して，心地よい風切音と耳障りな騒音という両極端な観点で注目されている。心地よい風切音は，帯域の限られた高周波流体音で構成され，風の中を軽快に回る風車の存在をアピールし，風車の普及の一助となっている。一方，耳障りな騒音は，低周波から高周波の広帯域に渡る流体音構造で，恐怖心を煽り，小型風車のイメージを悪くする場合もある。心理的な影響のみならず，このような騒音が発生している場合には，システム全体の振動原因や振動増進の可能性があるため，機械の安全性という点でも対応処置をとる必要がある。このような状況の中，小型風車各メーカは，騒音に関して，防振材，ゴムの使用，設置場所や運転方式の工夫，回転数の低い風車を開発などの改善・対策を施こしてきた[(1),(2)]。本稿で説明するゼファー社の騒音低減技術(Silent Disrupter Blade: 以下 SD Blade）は，大幅な性能低下がない方式で騒音を低減することを実現した（図1）画期的な技術といえる。

2．関連研究

風車の騒音に関しては，環境への影響度調査から騒音発生のメカニズムまで幅広く，特に商業発電用大型風力発電機の騒音について，数多くの研究がなされている[(3),(4)]。著者らも大型風車に関する騒音計測および予測のための研究を行っており，大型風車における騒音計測による音源特定や，翼端形状の違いや渦の干渉により騒音が発生メカニズム解明のためのシミュレーションなどを行ってきた[(5),(6)]。図2は，翼端形状の違いによる渦の発達過程（上図）とそれぞれの200m離れた位置で騒音レベルのを示している。Ogee 翼は Actual 翼に比べて，渦の構造が細かく，騒音レベルも低いことが分かる。

小型風車の騒音に関する研究としては，Migliore らのレポートが興味深い。Migliore らは，400W から100kW の発電容量を持つ8つの小型風車に関して，IEC 基準による騒音計測と解析している。彼らは図3のように小型風車の騒音レベルは，風速に応じて回転数が大きくなることから，騒音レベルも風速の増加に伴い増加すると報告している。また8つの小型風車に対して騒音を風速4m/s から16m/s の運転状況について計測がなされた。その結果，これらの小型風車は，SPL にして75dBA ～110dBA の範囲にあることを示した[(7)]。

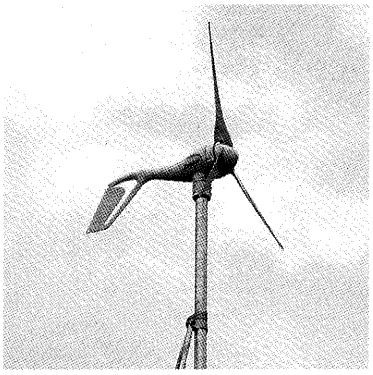


図1　Z-501（OWL）設置例

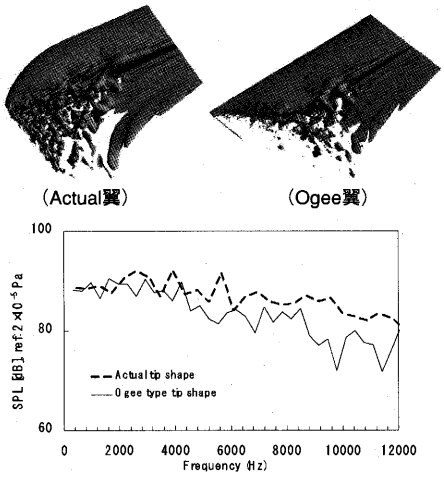


図2　風車翼周りの騒音シミュレーション[(5)]
翼端形状の違いによる渦の発達差異

原稿受付　2005年10月20日
＊1　東京大学　大学院　工学系研究科
〒113-8656　東京都文京区本郷7－3－1
＊2　九州大学　工学部
＊3　ゼファー株式会社

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

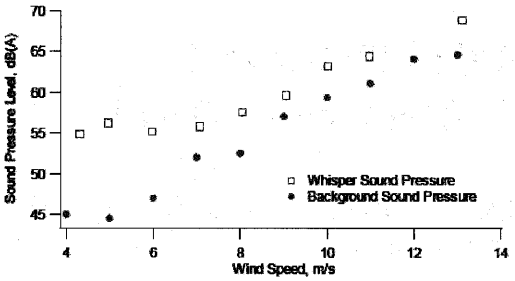


図3　小型風車の騒音測定例[7]

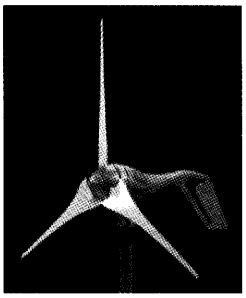


図4　Z500XP overview
(D：1.2m，Power：450W/12.5m/s)

3．共存困難な性能向上と騒音問題

従来機Z-500L，Z-500XP（図4）は，より実用的な発電性能を実現できる水平軸小形風力発電機開発を目的として，日々改良されてきた。図5は，Z-500，Z-500XPの性能曲線である。

風車の場合，ターボ機械特有の半径位置によって断面の翼型に対する流入角が異なるということだけでなく，主流風速が絶えず変動する。つまり，断面に流入する速度が半径位置ごと（図6），風速毎に変化するのである。構成翼の性能を一定に維持するためには，翼の取付角を変化させるか，回転数を変化させることで実現できる。Z-500XPでは，モータの回転数を制御でき（可変機能），翼に流入する迎角が最適になるように調整している。この回転数の可変機能を利用することにより，小型風車で一番問題となる起動特性と最適回転数制御を実現している。式(1)に周速比の定義を，図7に風車性能と周速比の関係の一例を示す。ここで，λ，R，ω，Uはそれぞれ周速比，回転半径，回転数，主流速度である。周速比とは主流に対する翼端での合速度の比を表す。

$$\lambda = R\omega / U \tag{1}$$

図および式(1)から明らかなように，ある固定取付角において，風車性能はある周速比で最高の効率となり，その最適な周速比を維持する場合，高風速であれば回転数も高くなる。言い換えると，周速は増大していく。一般に，翼端で発生する騒音は，周速の6乗で影響があるといわれている。Z-500XPは高性能を維持できる一方，翼端速度が増大し，騒音を増大してしまうという問題点が発生してきた。

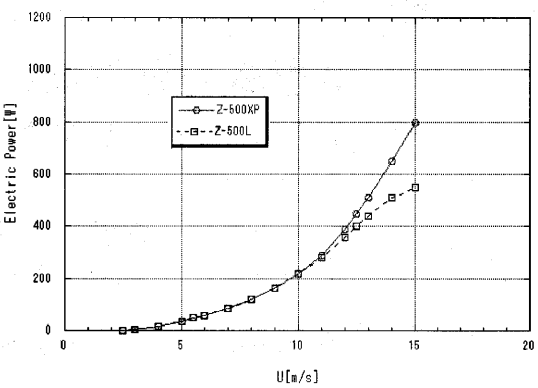


図5　Z-500L，Z-500XPの発電特性

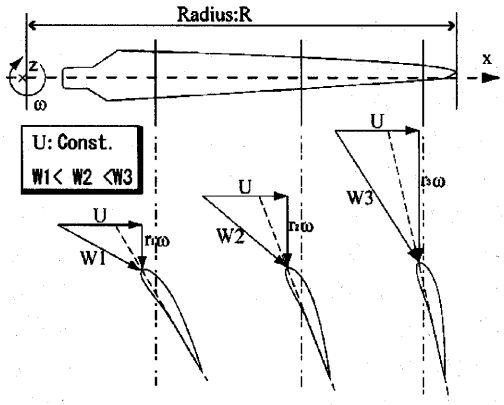


図6　半径位置における流入速度の違い

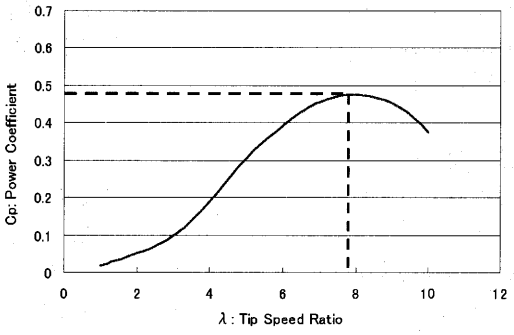


図7　風車の性能と周速比の例

4．Z-501（OWL）における騒音低減技術

小型風力発電機における騒音発生メカニズムは，現在の未だ研究段階である。しかし，流体音の発生メカニズムで解明されている部分として，流れに起因する渦の干渉によるものが挙げられる。流体の運動により渦が生成，干渉，崩壊する過程で，圧力の変動が発生し，その結果，空気振動となって音を発生するのである。鳥が羽ばたく際に発生する音も，翼の羽ばたきによって渦が生成され，翼との干渉によって発生するといわれている。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

風車の騒音のうち，翼の根元（ルート部）やパイプによって発生する音は，パイプの中を振動する空気振動や主流中の渦と風車の干渉による低周波数音である。現在のところ，小型風車の騒音問題に対しては，防振材やパイプを加工することで対処しており，その他の対処法については研究が進められている。

一方，今回の Z-501（OWL）で実現した騒音低減は，翼端渦と翼表面の渦，半径位置毎の異なるタイミングで発生する渦の干渉による高周波数の音が主な対象となっている。この風車翼から発生する高周波数音を低減するための方法は，大きく分けて４つ存在する。

1）回転数を下げる
2）翼端渦の規模を小さくする
3）後退角をつけ渦の放出，干渉タイミングの制御
4）渦の干渉を減らす

である。Z500-XP では，より高い性能を維持するために回転数を制御している。そのため１）の回転数を下げるという選択はしない。回転数を下げることは実質上性能を下げることにつながるからである。２）の翼端渦を制御する方法と３）の渦発生タイミングをずらすということは，既に研究開発が行われており，翼端形状や翼後縁形状をくし型などに変えることにより実現が可能である[5-11]。しかしこの手法の場合には，部品点数が多くなることと形状を変化による材料特性の調査や性能低下の可能性に関しても十分に検討をする必要があり，時間を必要とする。そこで Z-501（OWL）では，４）の渦干渉頻度の減少を試みた。その方法としては，梟の羽にヒントを得て，図８のように表面に塗装加工処理を行い，半径方向の渦干渉を減らす試みを行った。図８にはブレードの表面加工写真と梟の羽の拡大写真を示している。梟の羽の拡大写真によると羽に表面に微細な凹凸が存在することが分かる。

翼に表面処理を施し，流れを制御する方法は，流体機械においてその目的に応じて，リブレットやボルテックスジェネレータなどいくつかの方法が存在する。本 Silent Disrupter 表面処理は，渦の進展を抑制するという観点で航空機や船で利用されるリブレットに近いものであるが，回転ブレードに活用するために，半径位置ごとに渦のスケールを加味し，半径方向に徐々に幅が小さくするという工夫を施している。これは，回転機械の渦抑制方法として，重要な視点である。

図９に騒音レベルの比較図を示す。図から分かるように，SPL にして，約30dBA の騒音低減を実現している。図10は，発電特性データを示している。Z-501は，定格出力で400W と Z-500XP や Z-500L に比べ性能面で設計点において，50W 程度性能低下した。これは，表面の加工処理により，流れが乱され，Z-500XP，Z-500L に比べ，トルクを得られなかったためと推察される。しかし，騒音低減機能がついていることを考慮すると，又，年間の平均発電量で評価すれば，ほぼ無視できる性能差

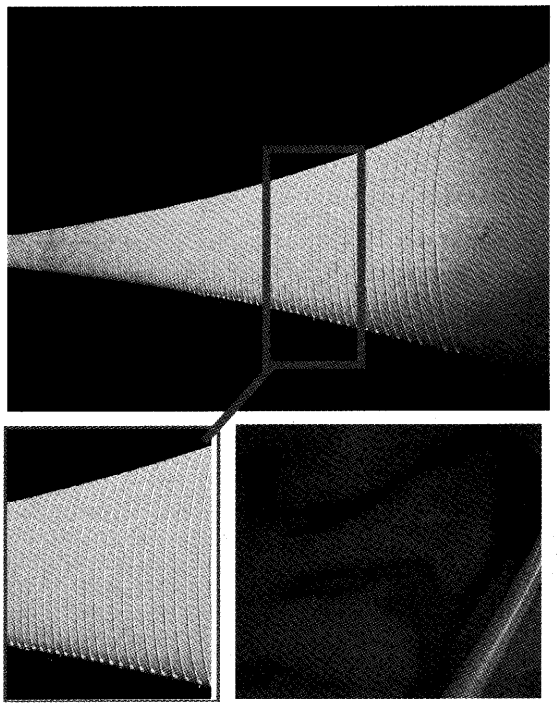


図８　Z-501の表面および拡大写真と梟の羽

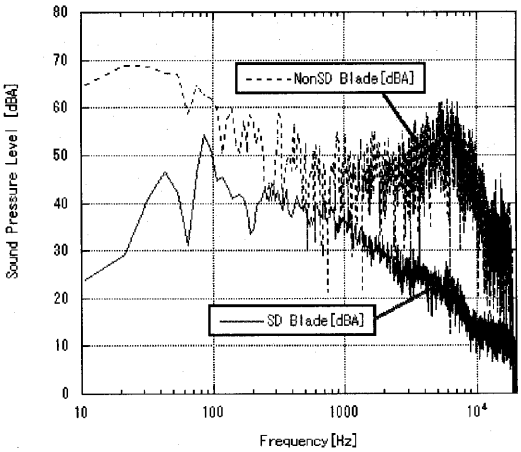


図９　騒音レベル比較

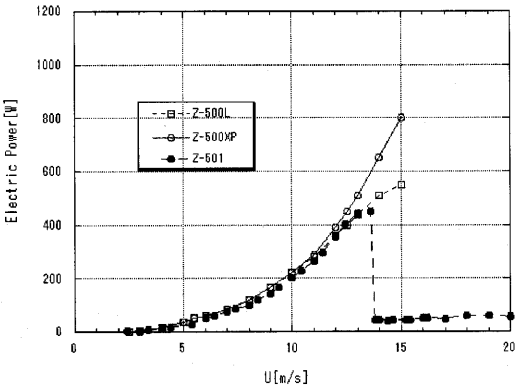


図10　Z-501の発電特性

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

であるといえる。またZ-501は，回転数制御機能により，強風時にも低速で回転をし，従来エネルギーを捨ててきた風速範囲において，60W程度のエネルギー取得が可能である。

6．おわりに

京都議定書目標を達成するために，2010年には，全国で300万kWの大小，形式も様々な風力発電機が設置される。地球環境にやさしい風力発電機が，騒音を発生し生活環境を脅かすことは避けなければならない課題である。本稿では，梟の静音メカニズムをヒントに風車のブレードの静穏化技術サイレントディスラプター（SD）について紹介をした。SD処理ブレードは，僅かな性能低下で，騒音レベルを約30dBの低減を実現した画期的な騒音低減技術といえる。今後の更なる風車の静穏化技術について，期待をしたい。

参考文献

(1) 安倍賢一・大屋裕二：つば付きディフューザ周辺流れの数値解析，第24回風力エネルギー利用シンポジウム講演論文集，(2001) pp.219-222.

(2) Renewable Devices: SWIFT Roortop Wind Energy System, http://www.renewabledevices.com.

(3) Hubbard, H. H. and Shepherd, K. P., Wind Turbine Acoustics, NASA Technical Paper 3057 DOE/NASA/20320-77, (1990).

(4) Goodman, N., The Environmental Impact of Windpower Development in Vermont: A Policy Analysis, Proc. Windpower '97, AWEA, (1997), pp.299-308.

(5) Oliver FLEIG，飯田　誠，荒川　忠一："LES大規模計算による風車翼の流れと騒音予測（第2報，翼端に着目した風車翼の空力騒音低減について)"，日本機械学会論文集B編，Vol.71，NO.701，(2005) pp.184-190.

(6) 二井　義則，松宮　煉，小垣　哲也，飯田　誠："試験風車翼の広帯域音源"，日本機械学会論文集B編，Vol.70，NO.692，(2004)，pp.99-109.

(7) Migliore, P., van Dam, J., Huskey, A., Acoustic tests of small wind turbines, AIAA-2004-1185, (2004), pp.1-14.

(8) Jacobsen, J. and Andersen, B.: Aerodynamic noise from wind turbine, Proc. EWEC'93, (1993) pp.312-315.

(9) Braum K. A., Arnold H., and Muller M., Investigation of blade tip modifications for acoustic noise reduction and rotor performance improvement, Proc. EWEC'94, (1994), pp.111-115.

(10) Jackobsen, J. and Andersen, B., Aerodynamic noise from wind turbines, Experiments with modification full scale rotors, II, Delta Acoustics and Vibration EFP j. nr. 1364. 93-0006, (1996)

(11) Braun, K. A. Godner, A. and Huurdeman, B., Investigation of blade tip modifications for acoustic noise reduction and rotor performance improvement, ICA-report No.49, (1996).

(12) Dassen, A., Parchen, R., Bruggemen, J. and Haag, F., Results of a wind tunnel study on the reduction of airfoil self-noise by the application of serratedblade trailing edges, Proc., EWEC'96, (1996), pp.800-803.

(13) Haag, F., van Kuik, G.A.M. and van del Brog, N.J.C.M., Noisereduction of a 1MW size wind turbine with a serrated trailing edge, Proc. EWEC'97, (1997), pp.165-168.

(14) Oerlemans, S., Schepers, J. G., Gudai, G. and Wagner, S., Experimental demonstration of wind turbine noise reduction through optimized airfoil shape and trailing -edge serration, Proc.EWEC'2001, (2001), pp.351-354.

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

特集：空力騒音

自動車開発における空力騒音低減技術

郡　逸平*1
KOHRI Itsuhei

キーワード：aerodynamics, wind noise, exterior noise, interior noise, acoustic mirror, CFD, CAE

1．はじめに

自動車の技術は，嘗て「走る」，「停まる」，「曲がる」，「壊れない」といった車両の基本性能や基本構造に関わる分野から始まったが，現在では「安全」，「環境」，「快適」といった人間やその生活に関わる分野へとその関心が移行してきている。「快適」の分野は，人間の感覚に直結しているため，商品の高品質感に直結する要素として，開発時に吟味する欠くことのできない項目になっている。そのひとつに，高速走行時に問題となる空力騒音がある。

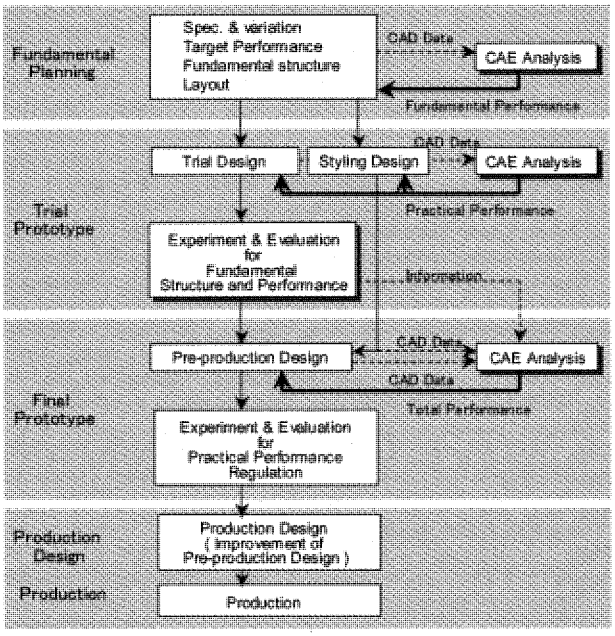


図1　自動車の開発プロセス

自動車の開発は概ね図1に示すようなプロセスがとられている[1]。その中で，空力騒音の検討は開発の各段階で扱われている。試作車の設計段階では，計算予測による検討が主体となる。この段階で，車体周りの流れはCAE (Computational Aided Engineering) で計算されるが，乱れに起因した圧力変動から車室内の騒音レベルを実用レベルで予測するまでには至っていない。そのため，空力騒音の計算予測技術の確立が強く望まれている。一方，試作車による検討段階では，実車でないと再現，分析できない問題が扱われる。こうした検討は，多くの場合，風洞試験を通じて行われるが，そこでは，より緻密に現象を把握するために，高度な計測技術が求められている。

本稿では，空力騒音の小さい車両の開発に際して用いられている計測技術や計算予測技術の現況について紹介するとともに，今後の技術的な課題を展望する。

2．自動車の空力騒音

2.1　自動車の騒音と空力騒音

自動車の室内で計測される騒音は，大きく分けると，走行騒音と空力騒音に分けられる。このうち，走行騒音は，車両の運動エネルギーとの相関が強いため，音の強さは車速の2乗に比例する。一方，空力騒音は5～6乗に比例するため，60km 以下の中低速走行時には殆ど問題ならなくても，時速100km 付近の高速走行では，全騒音に対して大きな割合を占めることになる[2]（図2）。

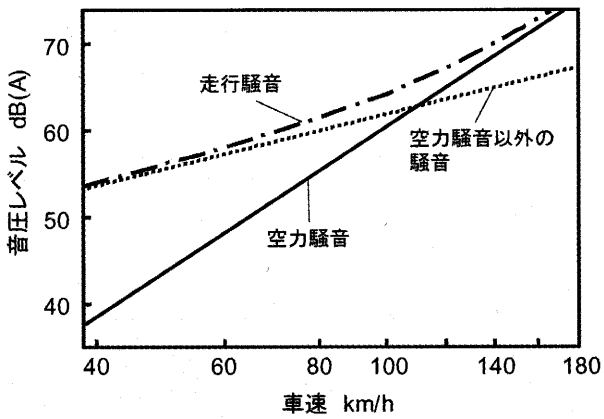


図2　空力騒音の車速特性

近年の乗用車は，車両開発時に低空力騒音化の検討がきめ細かく施されるため，100km 走行時の運転席における空力騒音は60dB-A 以下の達する車両も珍しくない。こうした車両を開発するためには，実車試験が可能な低暗騒音風洞が要求されるようになってきた。

原稿受付　2005年9月30日
＊1　武蔵工業大学　工学部
〒158-8557　東京都世田谷区玉堤1－28－1

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

2.2　自動車の空力騒音に起因する諸問題

自動車の空力騒音は，様々な原因で引き起こされることが知られている。この調査結果は小池が詳細に述べている[2]。それらを発生メカニズムによって大別すると，エッジトーン，キャビティートーン，ホールトーン，エオリアントーン，フラッター，パネル振動，乱流騒音のような要因が挙げられる。以下にその具体例を紹介する。

1）エッジトーン　エッジトーンは，噴流がその下流の鋭角の凸部に衝突する場合，衝突による圧力変動が上流の噴出口にフィードバックし，共振を起こす現象である。この現象はドアミラーのケーシング後端のレインガータ（雨樋）隙間で生じることがある。図3に示すように，ドアミラーのケーシングの内部は構造上圧力が高くなっているが，外表面部は圧力が低い。そのため，レインガータとハウジング間に隙間があると，気流が噴出し，丁度レインガータ角部に衝突する構造になる。この衝突によって発生する騒音は図4のような特性を持っている。これは，ケーシング後端と噴流衝突部との距離および主流の流速を基に推定したエッジトーンの特性とほぼ一致している。対策としては，この隙間を無くす構造が採用された。

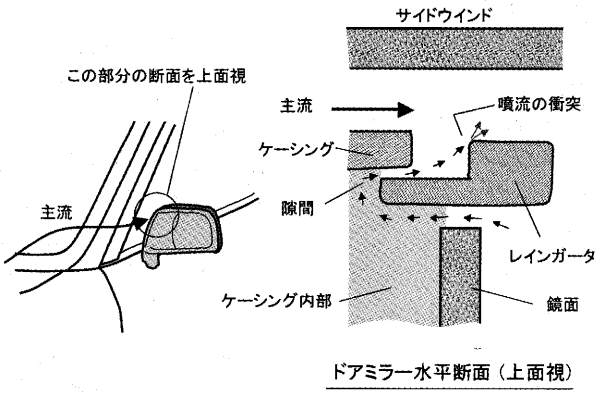


図3　ドアミラーのエッジトーン

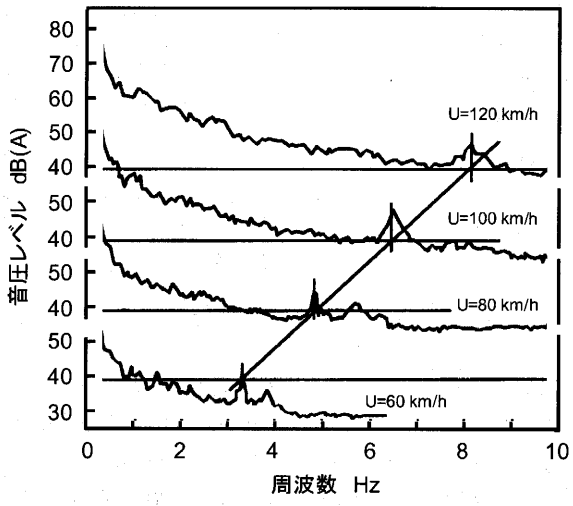


図4　エッジトーンの車速特性

2）キャビティートーン　キャビティートーンは，窪みによる騒音の総称であり，自動車の空力騒音の中で最も大きな要素のひとつである。車両の表面のさまざまな凹凸や溝・隙間は，少なからずともキャビティートーンの原因になっている。また，サンルーフや後席窓などを開けた時に生ずるウインドスロップ（空洞共鳴音），Aピラー（前席の窓部柱部材）やサイドシル（床下両側部の柱部材）内の気柱共鳴など，キャビティー開口部の気流の乱れが共鳴を励起し，特に大きな騒音となる場合もある。

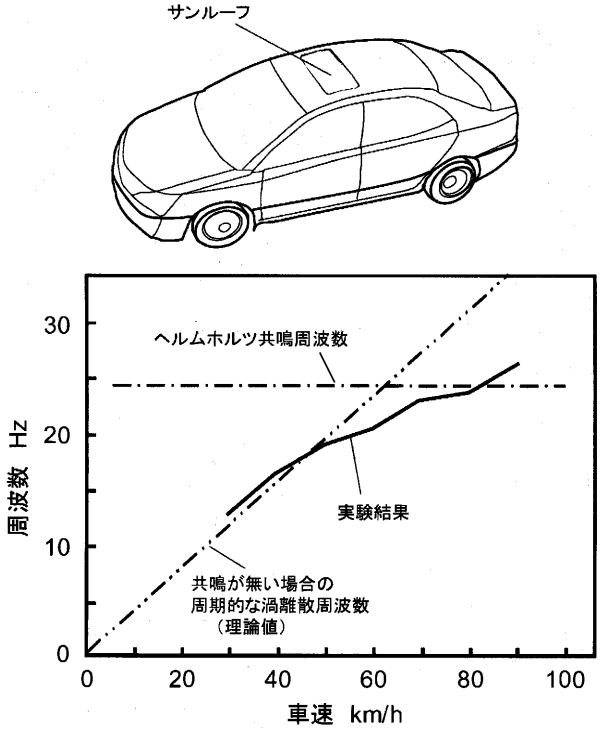


図5　サンルーフのウインドスロップ

図5は，サンルーフや窓を開けた場合のヘルムホルツ共鳴によるウインドスロップの例を示したものである[3]。開口部を周期的に過ぎる渦とヘルムホルツの共鳴周波数が一致すると，ロックイン現象を起こし，車速が変動しても一定の周波数の騒音が生ずる。こうした現象の対策には，ディフレクター（偏風板）のような開口部に周期的な渦列が生じ難いようなデバイスが装着される。

3）エオリアントーン　エオリアントーンは，一様気流中に置かれた柱状の物体後方にカルマン渦が発生することによって生ずる騒音である。自動車の場合，ポールアンテナや天井に取り付けられたルーフラックなどで発生することが多い。

図6は，ルーフラックにおけるエオリアントーンの特性で，円形断面をしたルーフラックの直径および主流の流速を基に推定したカルマン渦の特性とほぼ一致している。こうした現象の対策には，柱状の表面に凹凸を設け，径を不均一にすることで，周期的な渦列が生じ難いよう

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

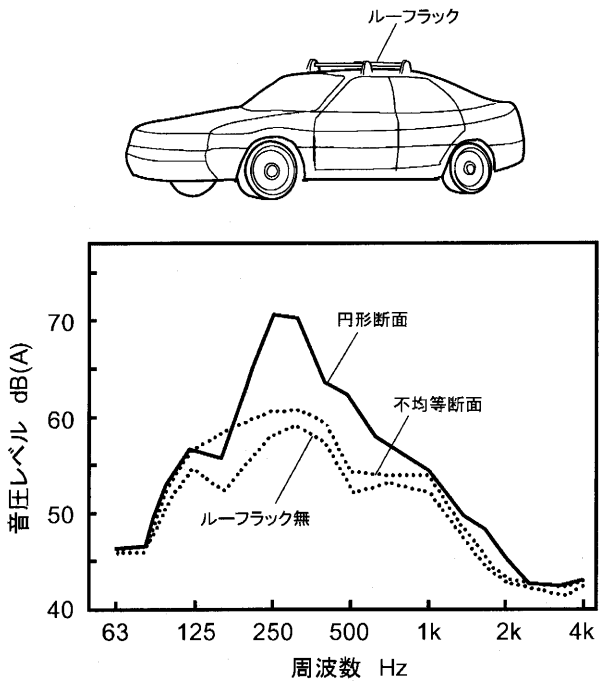


図6 ルーフラックのエオリアントーン

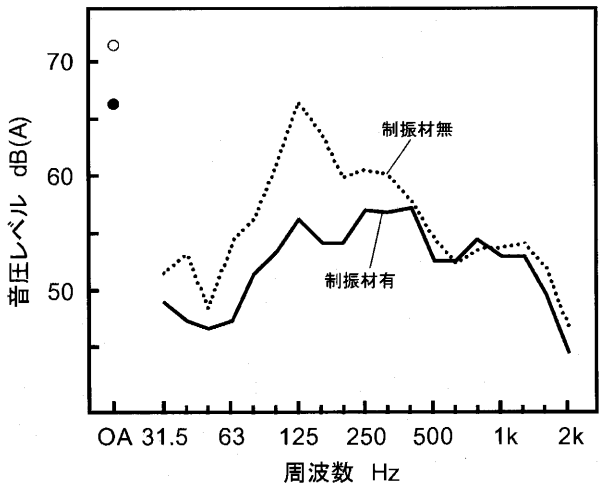


図7 床板のパネル振動

な措置が有効である。

4）パネル振動 パネル振動は，自動車の場合，車両の外板が振動することにより生ずる場合が多い。そのひとつに，床板の振動がある。床下の気流の乱れによって生ずる床板の振動は，300Hz 以下の比較的低い周波数になることが多い。

図7は，風洞試験において風速を41.7m/s (150km) にし，バックボーン部を除く室内側床面に厚さ1.5mmのアスファルトシート制振材を貼った効果を示している。このように，床板のパネル振動は，床板の制振性能を上げることが有効である。しかし，質量を増すことは好ましくないため，剛性を上げる対策が求められている。

5）乱流騒音 乱流騒音は，気流の乱れや，乱れと車体との干渉によって生ずる圧力変動に起因する音である。広義には，上述の騒音もこれに含まれるが，ここではむしろ上述のような特定の共鳴・共振機構を持たない騒音を考えている。車両開発時に注目されているのは，Aピラー後方の3次元剥離領域の乱れ，ドアミラーによって引き起こされる乱れなどにより発生する騒音の対策である。これらの部位は，運転者や助手席の乗員の耳に近い位置になるため，問題になり易い。このような問題に関する完全な解決策は見出されていないが，前者に関してはAピラーの丸みを可能な限り大きくし，Aピラーとサイドウインドの段差を無くし，開口部の隙間を極力狭く設計することが有効である。

3．自動車の空力騒音に関する実験的な研究

3.1 音響インテンシティーを用いた伝播経路の探査

車両開発において，空力騒音は試作車を風洞で計測することによって評価される。その際，運転席や助手席など予め定められた評価位置で騒音を分析する。ただし，その結果騒音レベルが高いことが判明しても，どの部位でどの原因によって生じた音が問題になっているかを特定するのは容易なことではない。

通常は，風速に対する騒音の依存性を調べ，上述の要因の中で，問題となる騒音がどの機構によって生じているかを推定すると共に，音響インテンシティーを計測して車室内の音のエネルギーの流れを計測し，音源の位置を特定する。しかし，車室内は一般に閉空間であるため，音波の反射の影響が強く，複雑なモードの定在波が生じているため，音源探査も困難な場合が多い。

図8は，風洞試験を行って，車室内の3次元音響インテンシティーを計測した結果である[4]。1.25kHz の高周波成分は，車両の窓部から侵入しているのに対して，160Hz の低周波成分は床下から侵入している。この低周波成分は，上述の床板パネル振動によるものである。

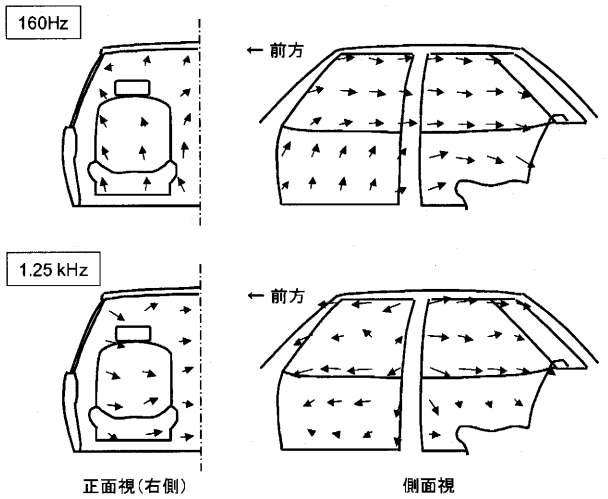


図8．音響インテンシティーによる伝播経路探査

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

3.2　マイクロホンアレイを用いた音源部位の可視化

田中・若松らは，パラボラ型の反射板と面状に配置されたマイクロホンアレイ，そして可視化のためのCCDカメラを組み合わせた装置を用いてAピラーおよびドアミラー周辺の騒音分布の直接計測を試みている[5]。図9に示すように，この装置はパラボラ反射板を用いて，発生音源の放射される音波のうちパラボラの軸と平行な成分だけを取り出し，マイクロホンアレイに投影させて音源の空間分布を計測するものである。同時にCCDカメラで計測部を撮影し，音圧分布の等高線と重ね合わせて表示することにより，音源位置を可視化している（図10）。

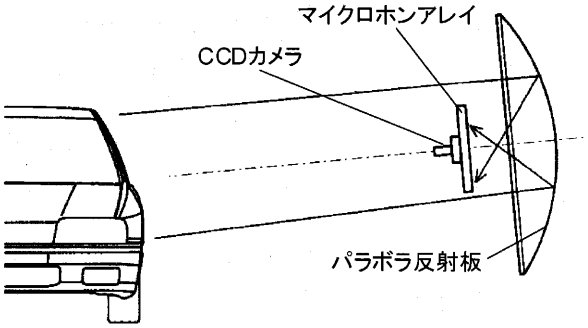


図9　マイクロホンアレイを用いた音源探査

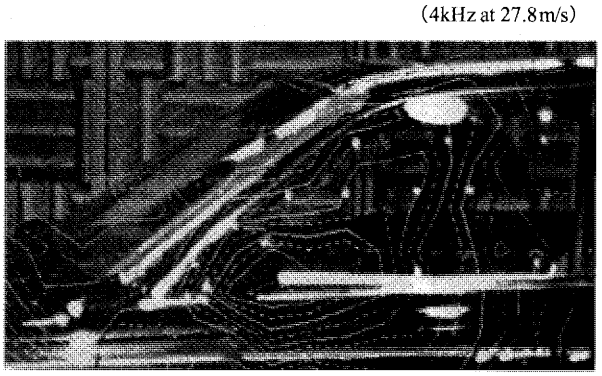


図10　Aピラー周辺の音源分布

この実験により，Aピラー周辺の空力騒音が，3次元渦に起因するのか，ドアミラーの剝離に起因するのかの見極めをつけることができ，効果的な対策を講ずることが可能となった。

3.3　楕円断面型反射板を用いた空間音源の可視化

一方，松島・郡らは，楕円断面（スフェロイド）型の反射板を用いて，トラックのAピラー後方の3次元剝離で生ずる騒音の分析を試みている[6]。この手法は鉄道総合研究所の長倉らが開発したもので[7]，楕円断面の反射板を用い，反射板側の焦点にマイクロホンを設置すると，楕円の他方の焦点から発せられた音を捉えることができる（図11）。

トラックについて，この方法を用いてAピラー後方の

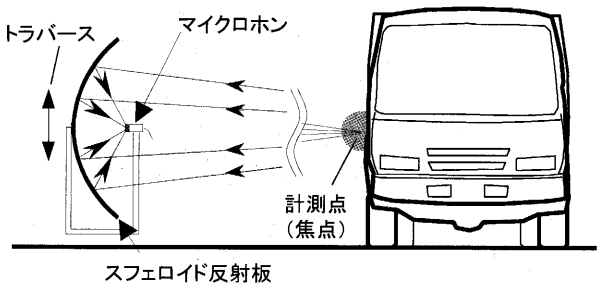
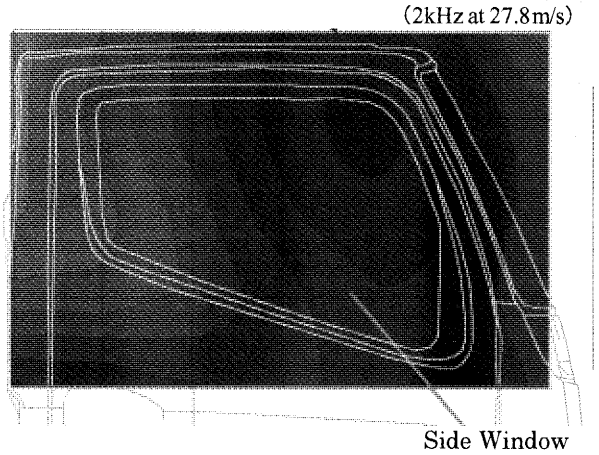
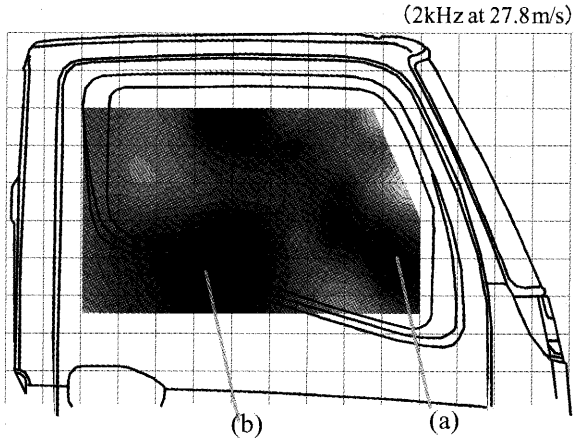


図11　楕円断面型反射板を用いた音源探査



スフェロイド反射板を用いた空間音源計測



プローブマイクロホンを用いた表面圧力変動計測

図12　サイドウインド周辺の空間音源分布

サイドウインドから僅かに離れた領域を計測した結果と，プローブマイクロホンを用いて同領域のサイドウインド表面の圧力変動を計測した結果を図12に示す。これより，Aピラー付け根の三次元渦の中心部(a)や，主流の再付着部(b)で変動が大きくなっており，同じ周波数でも分布が異なっていることが分かった。これは，この領域では，ウインド表面とそこから離れた空間とでは，異なる流れ場の構造に起因して騒音が発生していることを示している。このような計測を行うことで，空間の渦から生じて

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

いる騒音か，表面の圧力変動に起因する騒音かを分析することができ，Aピラー周辺の細部形状のデザインに有効な示唆を得られることが期待できる。

3.4. 自然風が空力騒音に及ぼす影響の検討

定常で整流された気流条件の風洞実験と，自然風による変動を含む実走行時の空力騒音の違いも懸念される。片桐・小池らは，図13のように，車両前方にX型の熱線風速計を取り付け，風速や風向変動と車室内で計測した騒音との相関を調べている[8]。その結果，自然風が5 m/sの場合，図14のように，風速特性は車両の形状に大きく依存しないが，風向特性は車両の形状に顕著に影響されることが判明した。

そこで，人工的に横風を発生できるテストコースにて系統的に横風を変化させその時計測した特性と，テストコースと同条件の偏揺角を与え風洞内で計測した特性とを比較した。その結果，風洞内で計測された車両の風速・風向特性を基に，自然風のある条件下の特性を推定すると，良い精度で実走行時の特性が推定できることを見出した。したがって，実走行を想定した評価も，風洞実験で可能であることが示された。

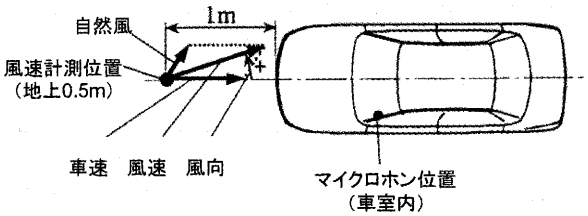


図13 自然風の影響の計測

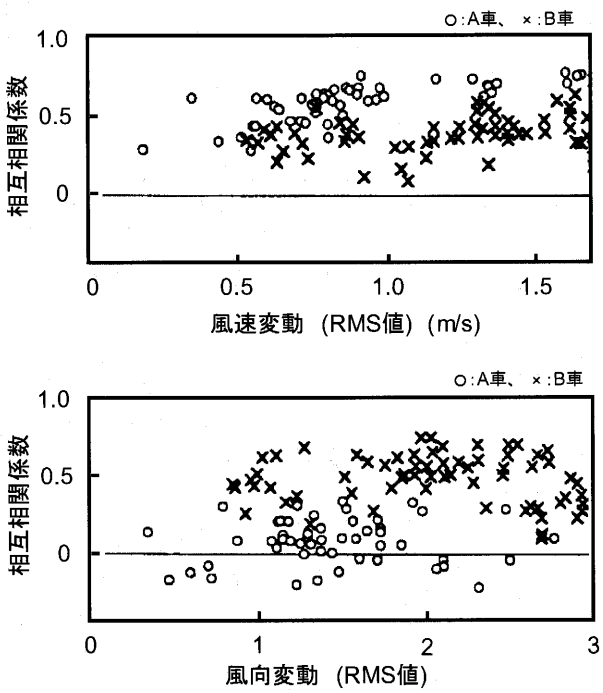


図14 自然風による風速・風向変動の影響

4. 自動車の空力騒音に関する計算予測の研究

4.1 一般的な計算予測法

自動車の空力騒音の計算予測に用いられている一般的な方法は，最初に非圧縮性のNS方程式を解いて物体表面の圧力変動を求め，次にその結果を基にしてLighthill -Curle[9)-11)]やFfowcs Williams-Hawkings[12)]の式により音波の伝播を解く方法である。この際，空力騒音の原因となる乱流を計算する必要があり，様々な乱流の計算法が試みられている。最近は，非定常RANS (Reynolds Average Navier Stokes) モデルやLES (Large Eddy Simulation) モデルなどが取り上げられることが多いが，高精度差分法による擬似直接解法や格子ボルツマン法を用いた検討もあり，まだ試行錯誤の段階と言える。また，近年，圧縮性を考慮したNS方程式を解く試みも始まっている。

4.2 高精度差分法による解析

小野らは，重合格子を用いた高精度差分法による擬似直接解法で，Aピラー周辺の流れ場を計算している[13)]。そして得られた圧力変動を用いてCurleの式から発生音を計算している。

図15は二種類のAピラーの圧力変動特性を比較したもので，a）はピラー表面で一部剥離を生じているケース，b）は流れがピラー表面に沿っている場合である。文献[13)]では，始めに計算で求めた流れ場と実験で得られた流れ場を比較し，流れの構造が良く一致をしていることを確かめた後，計算を行っている。これより，b）の場合

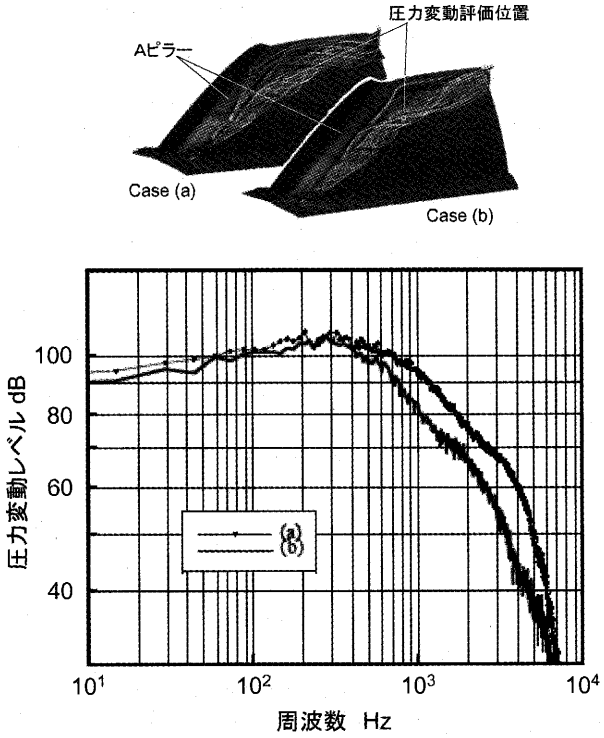


図15 高精度差分法による擬似直接計算
（Aピラー周辺の乱流騒音）

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

は，全周波数帯域に及び圧力変動レベルが小さくなっており，Aピラー表面の剥離抑制が空力騒音に寄与することと符合する結果が得られている。

4.3　格子ボルツマン法による解析

ドアミラーの騒音は典型的な乱流騒音であり，この計算には，Bluff Body の剥離現象を精度良く予測する必要がある。近年，空力騒音を計算するための乱流計算は，乱流モデルを用いる方法と並んで，格子ボルツマン法による解析が試みられている。この方法が試みられたのは，一般的な乱流計算が大規模な行列を解く必要があるのに対して，格子ボルツマン法は流体の粒子の統計的な量の挙動を時間発展的に追跡するので，行列を解く必要がなく，より安定的な計算が可能となるためである。

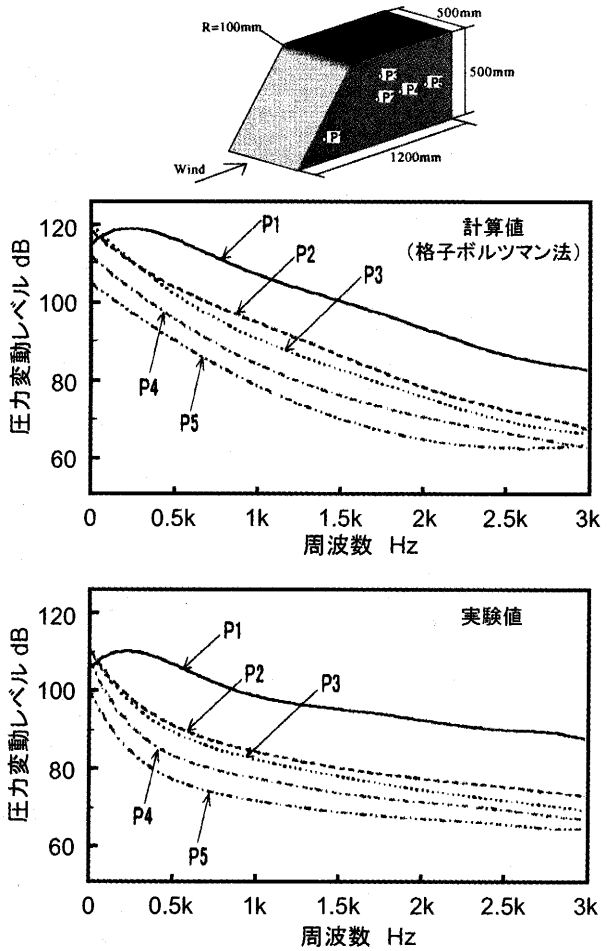


図16　格子ボルツマン法による計算（Aピラー周辺の乱流騒音）

内田・奥村らは，Aピラー部を模擬した基礎検討モデルを用いて，Aピラー後方の3次元剥離によるサイドウインド上の圧力変動を計算した[14]。図16にサイドウインド　面状の異なる点における圧力変動スペクトルの計算値と実験値の比較を示す。これより，各部の圧力変動は定性的なレベルでは良く捉えられているが，定量的なレベルでの予測には更なる検討が必要となることが分かる。特に，幅広いスケールの渦の解像が必要となる乱流騒音の計算では格子密度の依存性が高く，問題に適した格子密度を求める手法の確立が課題となっている。

4.4　弱非圧縮性方程式を基にした LES 計算

ウインドスロッブは，キャビティー開口部に生ずる周期的な離散渦が加振源となって，開口部喉部が質量，内部空間の流体が圧縮性により変形するバネとして作用する，バネ－質量系の共振現象である。したがって，この現象を計算するためには，離散渦の挙動だけではなく，キャビティー内の圧力波の伝播も計算する必要がある。こうした現象は，上述の非圧縮性計算では理論的に不可能なので，圧縮性 NS 方程式を解く必要がある。しかし，系全体のマッハ数が小さい自動車周りの流れに対する圧縮性計算は，安定性や収束性の悪化が懸念された。

そこで，稲垣らは，圧縮性を考慮した連続の式および NS 方程式に低マッハ数近似を施し，同時に密度変化について等エントロピー変化を仮定すると共に，粘性項の中にある圧縮性による膨張成分を 0 と近似することで，弱非圧縮性の方程式を導いた[15]。さらに，粘性項に混合時間スケールの SGS モデルを用いた LES モデルによる乱流計算を行うことで，実車のウインドウインドスロッブの特性を予測することに成功している[16]。

図17は，乗用車のサンルーフ開口部のウインドスロッ

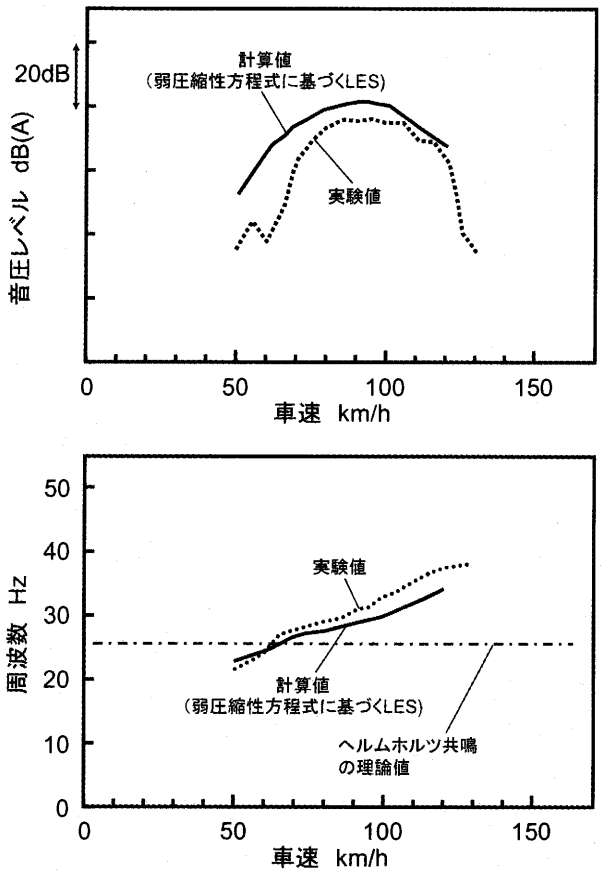


図17　弱圧縮性を考慮した LES 計算（ウインドスロッブ）

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

ブ特性を計算した結果で，ピーク時の車速，音圧レベル，共鳴周波数などの諸特性が精度良く予測できていることが分かる。

5．今後の空力騒音低減技術

以上のように，自動車の開発における空力騒音の低減技術は，大きく分けて二つの方向がある。

ひとつは，車両開発のデザイン段階で，空力騒音が発生する要因を潰すように設計するものである。このために，CFD を用いた低空力騒音車体の開発技術の研究が盛んに行われている。しかし，自動車の空力騒音は非常に多くの種類の発生機構が考えられ，しかもそれらが必ずしも比較的大きい構造だけに関係するとは限らないため，計算時に必要なモデルを全て予め組み込んでおくことは極めて難しい。さらに，もし局所的な部位における騒音の発生が予測できたとしても，それが乗員の耳まで伝播する特性を予測する手法には未だ手が付けられておらず，今後の課題となっている。

他方は，風洞などで試作車による風洞実験を通じて効率的に低騒音化対策を施すものである。そのためには，音源の探査技術が必須である。これまでにも音響ホログラフィーをはじめ，本文中で紹介したような流れの中の音場解析技術が数多く試みられており，次第に実用化の可能性が見えてきている。しかし，空力騒音の音源は，車体の周囲の気流の乱れに起因した乱流騒音だけではなく，様々な機構が考えられるので，それらを実験的に確実に，しかも効率よく捉える技術が今後の課題である。

このように，自動車の空力騒音技術の研究は始まったばかりで，まだ解決されていない問題が数多く残っているので，今後の研究成果が期待されている。

6．謝辞

本稿の執筆のため，明石高等専門学校の小池勝教授，日産自動車㈱の若松純一氏，豊田中央研究所の堀之内成明氏，三菱ふそうトラックバス㈱の松島幸夫氏らに，多くのご助言とご協力を賜ったことに謝意を表する。

参考文献

(1) Kohri I, et.al., Proceedings of Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress,, (2000), F2000H248
(2) 小池勝，(1999)，三菱自動車テクニカルレビュー No11, pp.53-61
(3) 小池勝，片岡拓也他，自動車技術会論文集，Vol.24，No.2，(April 1993)，pp.71-75
(4) Yoshimatsu H., Kohri I., 2nd International Congress on Acoustic Intensity, (1985)
(5) 田中久史，若松純一，自動車技術会 学術講演会前刷集 No.35-99，(1999)，pp.13-16，
(6) Matsushima Y., Kohri I. SAE-Paper 2005-01-060, (2005)
(7) Nagakura K., RTRI Report, Vol.13, No.12, (1999), pp15-20
(8) 片桐昭浩他，自動車技術会論文集，Vol.29，No.1，(1998 Jan.)，pp.113-116
(9) Lighthill M. J., Proc., Roy., Soc., A.221, (1952), pp.564-587
(10) Lighthill M. J., Proc., Roy., Soc., A.222, (1954), pp.1-32
(11) Curle N., Proc.,Roy., Soc., A.231, (1955), pp.505-514
(12) Ffowcs Williams J. E., Hawkings D. L., Proc., Roy., Soc., A.1151, (1968), pp.321-32
(13) 小野謙二，姫野龍太郎，若松純一他，自動車技術会 学術講演会前刷集 No.964，(1996)，pp.29-32
(14) 内田勝也，奥村健二，自動車技術会 学術講演会前刷集 No.83-98，(1998)，pp.13-16
(15) 稲垣昌英，村田收他，日本機会学会論文集（B編）66巻，649号，(2000-9)，pp.18-25
(16) 稲垣昌英，村田收他，第17回数値流体シンポジウム前刷集，(2003)，F6-1，pp.1-4

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

特集：空力騒音

高速鉄道の空力騒音低減技術

高石　武久*1
TAKAISHI Takehisa

キーワード：新幹線（Shinkansen），浮上式鉄道（Maglev），大型低騒音風洞（Large-scale low-noise wind tunnel），音源探査法（Acoustic source localization），空力音の数値シミュレーション手法（Numerical simulation of aeroacoustic noise）

1．はじめに

1964年10月に東海道新幹線が開業してから，40年以上の歳月が経過した。その間，1992年に，JR東海は，新型の300系車両を投入し，「のぞみ」として東海道区間での270km/h運転を開始し，新幹線の高速化時代を開いた。1997年，JR西日本は大阪～福岡間で航空機と対抗するために，300km/hで走行する500系車両の「のぞみ」の運転を開始した。また，JR東日本は，1997年以降，東北・上越・長野行き新幹線に相次いで新型の高速車両E2系車両を投入し，275km/h運転を開始した。2004年には，九州新幹線が開業し，800系車両が260km/hでの運転をはじめた。また，JR東日本の高速試験電車「FASTECH 360」をはじめとした様々な研究開発が行われている。

新幹線の高速化をすすめる場合，いくかのハードルを越えなければならない。まずは，車両が高速走行に耐えうる車両性能を有することである。次に，曲線区間の通過速度による制約が挙げられる。車両に働く遠心力を緩和するため，現在JR東海とJR西日本が共同開発中のN700系は，車体傾斜システムを採用し，曲線通過速度の向上をめざしている。最後のハードルは，環境基準の達成である。

新幹線鉄道騒音に係る環境基準は，1975年の環境庁公示によって，主として住居の用に供されている地域で70dB(A)以下，商工業の用に供される地域等であって通常の生活を保全する必要がある地域で75dB(A)以下と定められている。したがって，さらなる高速化を達成するためには，騒音レベルを下げることが必要不可欠である。

新幹線騒音の主な音源として，レールと車輪の接触・振動によって発生する転動音と，車両の凹凸やパンタグラフなどの集電装置から発生する空力音が挙げられる。転動音のパワーが列車速度のおよそ3乗に比例にするのに対し，空力音のパワーは列車速度のおよそ6乗に比例する。このため，さらなる高速化をめざすためには，空力音を低減することが不可欠である。本稿では，空力音低減に向けた最近の研究開発を紹介する。

原稿受付　2005年9月6日
＊1　(財)鉄道総合技術研究所
〒521-0013　滋賀県米原市梅ヶ丘

2.大型低騒音風洞を用いた風洞試験

2.1　大型低騒音風洞の概要[1]

(財)鉄道総合技術研究所では，新幹線をはじめとする高速鉄道の空力騒音・空気力学的諸課題の研究開発に対応するため，1996年6月に，滋賀県米原市に大型低騒音風洞を建設した。この風洞は，図1に示す空力騒音研究用の開放型（吹出口寸法3×2.5m，測定部長さ8m，最大風速400km/h）と，図2に示す空気力学研究用の密閉型（吹出口寸法5×3m，測定部長さ20m，最大風速300km/h）の二種類の測定部を持つ風洞である。

図1　大型低騒音風洞（開放型）

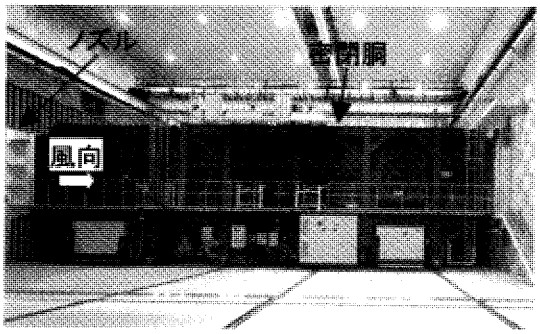


図2　大型低騒音風洞（密閉型）

本風洞の大きな特徴は，鉄道用風洞として，世界に類を見ない低騒音性能と車両・地面間の流れを模擬できる大型で高速の移動地面板を有することである。低騒音性能を満たすため，全壁面を吸音楔で覆った無響室や吸音コンクリートを用いた風路など，様々な工夫が施されて

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

おり，開放胴の吹出口中央から流れ方向3m後方，流れに垂直方向4.5mの基準点で，風速300km/hにおいて75.6dB(A)の低騒音性能を有している。

2.2 音源探査法の開発

車両から発生する騒音を低減するためには，車両各部から発生する音の音源別寄与を明らかにする必要がある。そこで，音源探査精度を向上させるため，指向特性の優れた計測装置として図3に示す回転楕円体型収音装置[2]および図4に示す2次元マイクロホンアレイによる音源探査法[3]を開発した。

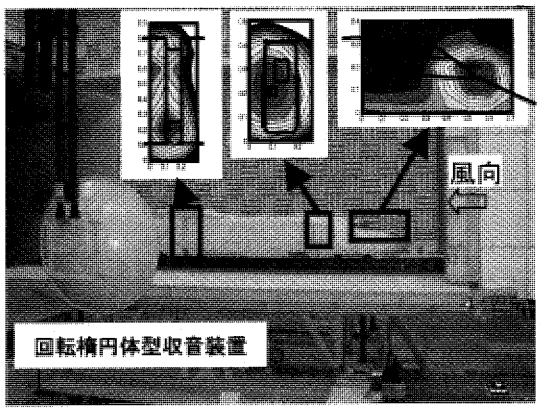


図3 回転楕円体型収音装置を用いた車両周りの音源分布

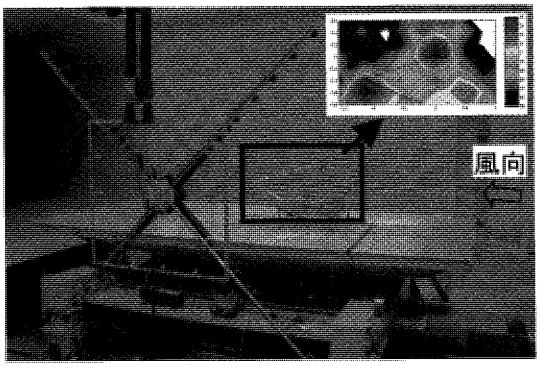


図4 2次元マイクロホンアレイを用いたパンタグラフ周りの音源分布

大型低騒音風洞の稼動当初は，回転放物面型反射板の焦点位置にマイクロホンを設置した収音装置を用いていた。この装置は実車で用いられていた装置を風洞に転用したものであり，入射する音波として平面波を想定して設計されている。しかし，風洞実験では装置を音源に近接させて測定することが多いため，平面波の仮定は成り立たない。そこで，反射板の形状として楕円の一部を長軸周りに回転させた回転楕円体を選び，反射板に近い側の焦点にマイクロホン，遠い側の焦点に音源をおくことにした。この結果，特に高い周波数域での音源分解能が大幅に改善し，5～20kHzでは，10cm程度(パラボラ型収音装置では40cm程度)しか離れていない二つの音源を分離して計測することが可能となり，図3中に示すように，新幹線車両各部の音源位置の特定が容易となった。

回転楕円体型収音装置は非常に高い音源分解能を持つ反面，点ごとの計測となるので，音源分布を作成するためには複数点で計測を行い，コンター図を作成する必要があるため，計測に時間を要する。また，有限の大きさの反射板で収音するため，反射板の大きさを超える長い波長の低周波数の音に対しては，十分な音源分解能が得られない。そこで，計測時間の短縮および測定周波数域の拡張を目的に，2次元マイクロホンアレイを開発した。一般にマイクロホンアレイとは，複数のマイクロホンを配列し，各マイクロホンからの出力の合成により音波の到来方向を測定し音源位置を求めるものである。今回開発した2次元マイクロホンアレイでは，配列されたマイク素子からの出力を，音波が音源からマイクロホンまでの距離を伝播する際に生じる位相のずれ，及び距離減衰を考慮した上で足し合わせるPhased Array法を採用している。配列法としては，図4に示すようにクロススペクトル法による交差型（X型）を採用した。また，より少ないマイクロホンで広範囲の周波数を計測させるため，高周波数用・中周波数用・低周波数用に異なる間隔でマイクロホンを配列し，一部のマイクロホンを兼用した。この装置を用いて，鉄道総研で開発している低騒音パンタグラフ（PEGASUS）から発生する空力音の音源分布を計測した。その結果，図4中に示すように，パンタグラフの舟体部およびヒンジ部が音源であることが明瞭に捉えられており，パンタグラフ空力音を低減するためには，この部分の形状を改良する必要があるという知見を得ることができた。

X型配列によるサイドローブや開放胴の自由せん断層における音波の散乱・減衰を抑えることを目的として，2次元マイクロホンアレイをさらに発展させ，図5に示すように密閉胴壁面にマイクロホンをらせん配列した測定を行った[4]。マイクロホンを密閉胴に設置する際には，特に高風速域で測定する場合，風路内を伝播する音や境界層騒音が雑音となりS/Nが大幅に劣化する問題が生じる。これらの雑音成分は，各マイクロホン間ではほぼ無相関と考えられる。そこで，マイクロホン配列を二組に分割し，Phased Array法に基づくそれぞれのマイクロホンアレイ出力に対してクロススペクトルを取ることで，これらの無相関な雑音成分を除去した。その結果，計測精度が向上することが確認された。

2.3 車両下部空力音の対策

パンタグラフや給排気用ルーバ構造などの屋根上機器から発生する空力音の対策が進んだことにより，相対的に車両下部からの空力音の寄与が大きくなり始めた。この音は，1章でも述べたように列車速度のおよそ6乗に比例して大きくなるとともに，転動音に比べて周波数が低いために，防音壁などによる遮音効果が小さい。そこ

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

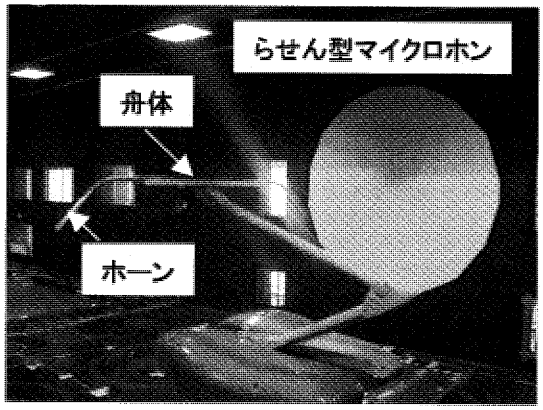


図5　密閉胴におけるらせん型マイクロホン

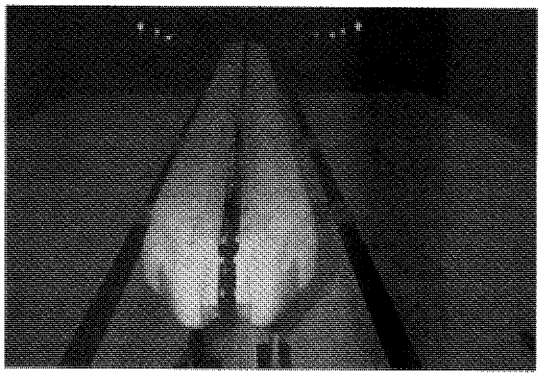


図6　鏡像法模型を用いた車両下部空力音の対策

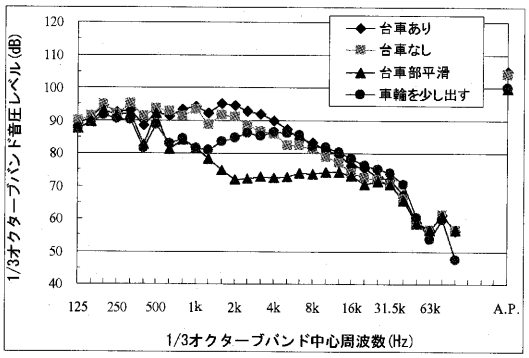


図7　台車部から放射される音

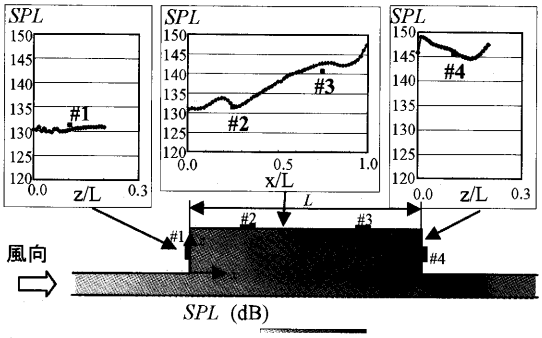


図8　台車部まわりの圧力変動分布

で，さらなる高速化をめざすにあたり，車両下部からの空力音の低減対策を立てる必要が生じてきた。

風洞実験において地面の相対運動を評価する手法として，主流と同じ速度で動くベルトを用いた移動地面板が考えられる。これは，車両の空気抵抗などを測定する場合には有効な装置であるが，移動地面板自身の稼動音が大きく音響測定を伴う場合には用いることができない。そこで，対向した1対の鏡像法模型を図6のように設置することで鏡像流れを作り，模型対称面を地面に模することで車両床下流れを再現することにした[5]。模型は実車の1/25縮尺で5両製作し，車両を横に寝かせる形で対向させ，風洞の模型支持台車に固定している。実車で車両下面と軌道スラブ面の間隔は約400mmであるので，模型車両下面と対称面までが400÷25=16mm，したがって対向する模型車両の間隔は32mmとした。

図7は，台車部から放射される音を測定した結果である。「台車あり」は，実際の車両状態である。「台車なし」は，台車を取り除き，台車部収納スペースだけの状態である。「台車部平滑」は，台車を取り除き，台車部下面にふたをした状態である。「車輪を少し出す」は，「台車部平滑」の状態で，車輪のでっぱり分だけを模擬した状態である。「台車部平滑」に比べ，「台車あり」は500Hz以上の音が大きくなっている。この状態から台車を取り除いた「台車なし」では，低周波数の音は変わらないが，2kHz以上の高い音が小さくなった。逆に「車輪を少し出す」の場合には，高い周波数では「台車あり」と一致し，低い周波数では「台車部平滑」と一致している。これらのことから，実際の車両の台車部から発生する空力音は，台車部収納スペースから発生する低い周波数の音と，車輪から発生する高い周波数の風切り音からなることがわかった。

そこで，鏡像法模型の台車部に，Kulite製半導体圧力トランスデューサを埋め込み，表面圧力変動を測定した。図8は，車両左右中央断面上の圧力分布を示したものである。LES法を用いて車両周りの非定常数値計算を行って得られた圧力変動分布とよく一致していることがわかる[6]。数値計算の結果から，台車収納スペース上流端から剝がれたせん断層が，次第に不安定になり，渦を周期的に放出している様子が明らかになった。放出された渦は，発達しながら下流に移流し，台車収納スペース下流端に衝突する。そして，一部はそのまま下流に流されていき，一部は台車収納スペース内に巻き上げられ，台車収納スペース底面付近を，上流方向に伝播していく。このために，台車収納スペース下流端付近の圧力変動が大きくなったと考えられる。なお，実際の新幹線の台車部に圧力センサと熱線流速計を取り付けて測定を行い，実車でも同様の現象が起きていることを確認済みである。

図9は，数値計算によって求めた台車部まわりの二重極音源分布を示したものである[7]。図は，車両の下面側から見たものであり，地面は表示していない。この図から，流れ場の時間変動が大きく，かつ，形状変化が急な

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

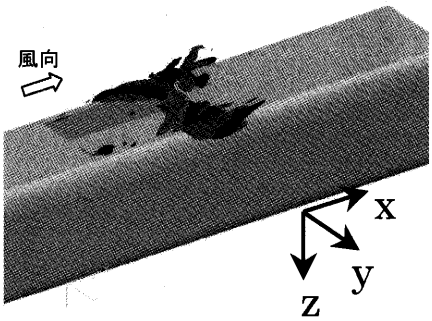


図9 台車部まわりの二重極音源分布

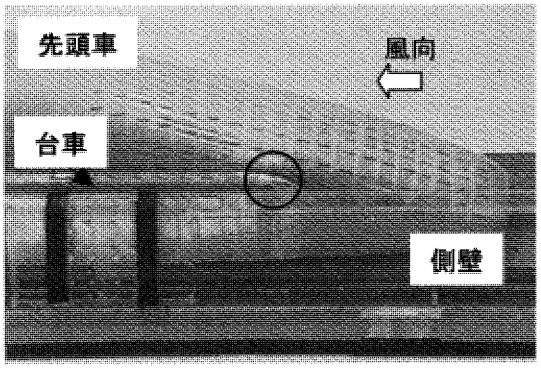


図10 浮上式鉄道周りの流れの可視化

台車部後縁付近が強い音源となっていることがわかる。逆に，前縁付近や壁面に沿った境界層など，流れの時間変動が小さい箇所や，台車収納スペース底面のように，流れの時間変動は大きいが形状変化が緩やかな箇所は，強い音源とならないことがわかった。なお，数値計算による二重極音源の評価手法の詳細については，3章で述べる。

2.4 浮上式鉄道の空力音対策[8]

1997年から始まった山梨実験線における浮上式鉄道（超電導リニア）の走行試験においても，車両の低騒音化は重要な技術課題である。新幹線とは異なり非接触で走行する浮上式鉄道の場合，走行音のほとんどは空力音である。そこで，音源となっている場所を特定した上で，その発生メカニズムを解明し，低減対策を探ることを目的として，実車の1/6.25縮尺の模型による風洞試験を，大型低騒音風洞において行った。

図10は，先頭部周りの流れを，表面タフト法を用いて可視化した結果である。地上構造物の影響を再現するため，ガイドウェイおよび走行路を再現した。図の手前に写っているのは，ガイドウェイを構成する側壁をアクリル板でつくったものである。側壁がない場合には，図中円で囲った先頭台車前側付近の流れは車体に沿ってスムーズに流れているが，側壁が実車と同じ位置に設置されていると，円中に白く写っている台車-車体間のフェアリング付近で流れが急激に上向きに跳ね上げられていた。また，煙を用いた可視化の結果でも，台車部のところで側壁との間の間隔が狭くなることで流れが閉塞し，上向きにはねあげられていることが確認できた。さらに台車-車体間をカバーしているフェアリングとフェアリングの間に，走行中の変位や変形によって隙間が生じ，隙間を通る流れによってフェアリングの上流端部で大きな剥離が生じていることが確認された。この剥離に伴って放出される渦によって，大きな空力音が発生するメカニズムが明らかになった。これによって，この部分の流れを緩和するような車体形状や，フェアリング間に走行中に隙間が生じないような機構の開発が進められた。

3．空力音の数値シミュレーション手法の開発

空力音低減策の検討手段として，前章の大型低騒音風洞を用いたような風洞実験とともに，近年の計算機性能の著しい向上に伴い，数値シミュレーションも様々な手法が提案されている。圧縮性を含む Navier-Stokes 方程式を用いた高次精度の DNS は，流れ場と音響場を同時に捉えることができ，将来的に有望な手法であると考えられるが，低マッハ数における高レイノルズ数流れから放射される音を捉えるには，現状では精度が不十分である。国内での工学的な応用例としては，自動車や鉄道など低マッハ数流れから発生する音を対象とすることが多く，非圧縮流れの乱流解析と，Lighthill-Curle の音響的類推を組み合わせて，二重極音を評価する手法が多く用いられている。この手法は，音源の広がりが波長に比べて十分に小さいと仮定し，非圧縮流れの計算から求めた物体表面の圧力を用いて物体に働く力を計算し，その時間変動から遠方場に放射される二重極音を求めるものである。しかしながら，この手法では，流れ場と放射音の関係が直接的に捉えにくく，低減対策を立てる上で重要となる音源についての定量的な議論を行うことが困難である。また，Lighthill のテンソルそのものを音源と見なす方法も，音響的な放射効率が考慮されておらず，二重極音源を定量的に評価する方法としては不適当である。そこで，LES 法によって得られた非圧縮流れ場の瞬時値と，コンパクトグリーン関数を組み合わせ，二重極音源を定量的に評価する手法の開発を行った。

3.1 理論的背景

Howe は，音源の広がりが，波長に比べて十分に小さく，音源領域内の位置による遅延時間の差が無視できるコンパクトな場合，低周波数近似のグリーン関数を用いることにより，遠方の観測点 $\mathbf{x}$ における音圧が，

$$p_a(\mathbf{x},t)=-\frac{\rho_0 x_i}{4\pi c_0|\mathbf{x}|^2}\int_{\Omega_{all}}\frac{\partial}{\partial_1}(\omega\times\mathbf{u})(\mathbf{y},t-|\mathbf{x}|/c_0)\cdot\nabla Y_i d\mathbf{y} \quad (1)$$

となることを示した[9]。ただし，ω は渦度，$\mathbf{u}$ は速度，$\mathbf{y}$ は音源の座標，Y_i は i 方向に単位速度を持つ仮想的な理想流体中に置かれた静止物体周りの速度ポテンシャルを表す。式(1)は，すべての渦を含む無限に広い領域

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

Ω_{all}において積分を実行する場合には厳密に成り立つ。しかしながら，式(1)の被積分項の中の流速$\mathbf{u}$と渦度ωを数値計算によって与える場合，領域の大きさは有限となり，領域の外部境界面において，流れが一様とはならないことが多く，その結果として，外部境界面を通過する渦による非物理的な振動が生じてしまう。そこで，有限な領域Ω_{int}における力の釣り合いを厳密に検討することによって，

$$p_a(\mathbf{x},t)=\frac{\rho_0 x_i}{4\pi c_0|\mathbf{x}|^2}\int_{\Omega_{int}}\frac{\partial}{\partial_t}(\omega\times\mathbf{u})(\mathbf{y},t-|\mathbf{x}|/c_0)\cdot\nabla\phi_i\,d\mathbf{y} \quad (2)$$

となることを導いた[10]。ここで，ϕ_iは仮想的な静止理想流体中を方向に単位速度で等速運動する物体周りの速度ポテンシャルであり，Y_iとの間に

$$Y_i = y_i - \phi_i \quad (3)$$

の関係が成り立つ。以下では，式(2)の被積分項

$$\frac{\partial}{\partial_t}(\omega\times\mathbf{u})(\mathbf{y},t-|\mathbf{x}|/c_0)\cdot\nabla\phi_i \quad (4)$$

を，二重極音源として，評価を行った。

3.2　パンタグラフホーンを用いた解析例[11]

パンタグラフホーンは，図5中に示すように，ポイントでの架線の割り込み防止のために舟体の両端に取り付けられた湾曲した金具である。このホーンに車両進行方向の穴を間欠的に設けることによって，狭帯域の空力音が抑制されることが知られている。そこで，前節で提案した評価法を用いて，間欠的な穴を有するパンタグラフホーンの騒音低減メカニズムについて検討を行った。実際のパンタグラフホーンは，途中で曲がった形状をしているが，現象をできるだけ単純化するため，図11に示すような直管状の形状で考えることにした。

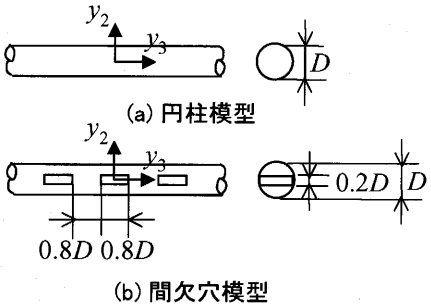


図11　供試体模型（正面図）

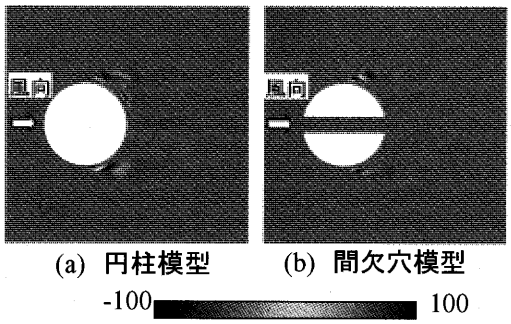


図12　側方に放射される二重極音の音源分布（y_3=0）

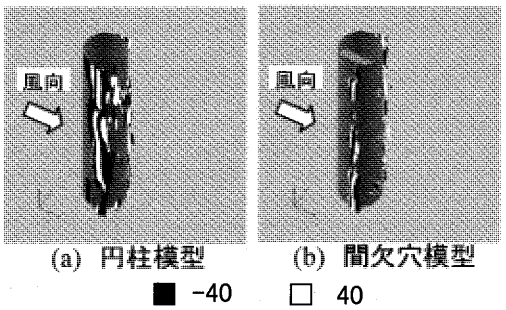


図13　側方に放射される二重極音の空間分布（等値面）

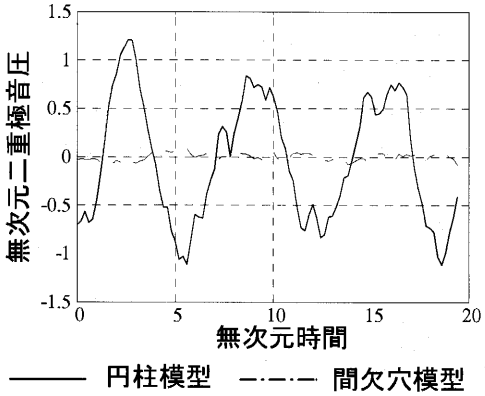
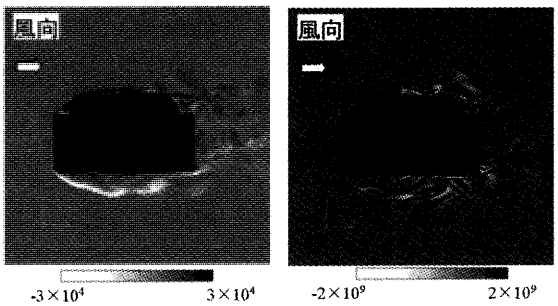


図14　側方に放射される二重極音の時間履歴

図12は，$y_3=0$の断面における二重極音の分布を示している。音源は，物体表面から流れが剥離する付近に集中しており，その強さは円柱模型の方が大きい。図13は，音源の空間的な分布を示している。円柱模型の場合には，スパン方向に大きな音源構造があるのに対し，間欠穴模型の場合には，音源構造が細かく崩壊している。このため，円柱模型の場合には，スパン方向に同位相の強い音源が形成されるのに対し，間欠穴模型の場合には，位相の不揃いによって，放射される音が互いに相殺される。図14は，図12および図13で示した式(4)の二重極音源分布を，式(2)にしたがって有限な計算領域内で体積分した結果の時間履歴を示したものである。この図から，間欠穴模型から放射される音圧の変動が，円柱模型に比べて小さくなっていることがわかる。また，図14に示す音圧変動は，Lighthill-Curleの式によって供試体表面の圧力変動を用いて評価する従来の手法による結果と一致することが確認されている。したがって，本評価法により，二重極音源の分布を明らかにした上で，放射される音の評価を行うことが可能であることが示され，パンタグラフホーンの騒音低減メカニズムを明らかにすることができた。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.



(a)渦度分布　　(b)二重極音の音源分布

図15　舟体周りの渦度と音源分布

3.3 パンタグラフ舟体を用いた解析例[12]

前節と同様の手法を用いて，図5中に示すパンタグラフ舟体周りの二重極音源の数値解析を行った。

図15は，舟体周りの渦度と音源分布を示したものである。舟体下面の前縁部および舟体上面のすり板前縁部でそれぞれ剥離した流れは舟体表面に再付着し，舟体下面の後縁部およびすり板後縁部で再度大きく剥離する。舟体下面およびすり板上面の再付着点付近ではせん断層の非定常なふらつきが顕著であり，再付着点そのものも変動する。これらの再付着点近傍には強い二重極音源が分布していることがわかる。また，舟体下面の後縁部とすり板後縁部の再剥離点では，それぞれ交互に強い渦が放出されているため，やはりせん断層の非定常な動きが顕著である。この再剥離点近傍にも，強い二重極音源が分布している。一方，舟体上流側の剥離点付近ではせん断層は安定しており，そのため強い音源は分布していない．このように，強い二重極音源は再付着点や舟体下流側の角部（再剥離が生じる場所）に分布していることが明らかになった。

4．おわりに

本稿は，鉄道とは比較的なじみが薄い日本ガスタービン学会誌への寄稿ということで，計測技術や数値シミュレーション法など，汎用性の高い研究を中心に紹介した。読者の参考になるものがあれば幸いである。

参考文献

(1) 前田達夫，近藤善彦，鉄道総研報告，13-12（1999-12），p1
(2) 長倉清，鉄道総研報告，13-12（1999-12），p15
(3) 山崎展博，長倉清，池田充，鉄道総研報告，17-11（2003-11），p1
(4) 山崎展博，長倉清，池田充，佐川明朗，鉄道総研報告，18-11（2004-11），p19
(5) 高石武久，善田康雄，佐川明朗，長倉清，機械学会論文集（B編），67-662（2001-10），p2478
(6) 高石武久，機械学会論文集（B編），67-664（2001-12），p2962
(7) Takaishi, T., Sagawa, A., Nagakura, K., and Maeda, T., J. Acoust. Soc. Am., 111-6(2002-6), p2601
(8) 高石武久，善田康雄，佐川明朗，長倉清，鉄道総研報告，15-11（2001-11），p25
(9) Howe, M. S., Acoustics of Fluid-Structure Interactions, (1998), Cambridge University Press
(10) 高石武久，加藤千幸，機械学会論文集（B編），70-698（2004-10），p2523
(11) Takaishi, T., Ikeda, M., and Kato, C., J. Acoust. Soc. Am., 116-3(2004-9), p1427
(12) 宝渦寛之，池田充，高石武久，網干光雄，可視化情報学会論文集，25-6（2005-6），p13

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

特集：空力騒音

ヘリコプター機外騒音の発生メカニズムとその低減法

齊藤　茂*1
SAITO Shigeru

キーワード：ヘリコプター，HSI騒音，BVI騒音，騒音低減化技術，アクティブ・デバイス

1．はじめに

ヘリコプターは，固定翼機にない高機動性をもち広範な活動範囲のもつという特徴がある。平成7年1月の阪神淡路大震災，平成16年10月に発生した新潟県中越地震また16年12月に発生したスマトラ島沖地震など大規模災害時におけるヘリコプターの活躍にはめざましいものがある。これは大災害時においては道路や電話などライフラインの寸断という人間が生活する上で必要な水道，ガス，電気などの供給が止まる事態が発生するからである。このような大震災の初期活動におけるヘリコプターの使用は，上記のようないくつかの大震災においてその重要性が証明されてきている。

このような公共性の高いヘリコプターの活動に比べ，人員輸送などの分野では自治体の補助による離島間の救急患者輸送，人員輸送などが行われているがコミュータ機としての2地点間の人員輸送は未だ実現していない[(1),(2)]。これらの要因はいくつかあるが，重要な課題の一つに定時制の確保および騒音問題がある。ヘリコプターは，今まで長い間VFR（有視界飛行規則）でしか飛行ができなかったが，近年のGPS（全方位位置計測システム）の発達により固定翼とは異なるGPS使用によるIFR（計器飛行規則）飛行が平成17年度より我が国の限られた空港で試験的に実施できるようになった。

他方，羽田－成田間の人員輸送を目指したシティエアリンクは定時制の問題もさることながら騒音規制のため特殊な（時間のかかる）飛行コースと取らざるを得ず，所要時間の大幅な増加が強いられてきた経緯があった。結果として，平成3年に撤退を余儀なくされた。

ヘリコプターは，様々な技術課題を抱えているがその中でも上述のように騒音は喫緊の課題となっており，世界各国のヘリコプター製造メーカーは，国の研究機関と協力して騒音発生機構の解明から騒音低減技術の開発に取り組んできた。我が国においては，平成6年に発足したコミュータヘリコプター先進技術研究所（ATIC）が，ヘリコプターの騒音問題を解決すべく研究を推進してきたが，騒音低減用アクティブ・フラップを装着した実大ロータを用いてワールタワー試験を行いそのアクティブ技術の駆動性を確認したところで平成12年度にその幕を閉じた。宇宙航空研究開発機構（旧航空宇宙技術研究所）は，ATIC発足当時から，CFD（数値計算）技術を用いた騒音発生機構の解明と騒音推算コードの開発において共同研究を実施し，ロータから発生する翼端渦を精度良く捉える空力推算コードを世界で初めて開発し，騒音解析を行ってきた。特にCFD技術によるブレードと翼端渦とが干渉する際に発生するBVI（Blade-Vortex Interaction）騒音解析技術は，世界をリードする状況にある。

本解説では，ヘリコプターから発生する騒音の内，着陸時において発生する衝撃的なBVI騒音を中心にその発生メカニズムおよび騒音制御技術について最近の技術動向を纏めてみたい。

2．ヘリコプターの騒音[(3)〜(7)]

ヘリコプターの騒音発生源は，機体のあらゆるところに存在していると言っても過言ではない。図1は，ヘリコプターから発生する騒音の種類を示したものである。主な騒音発生源は，メイン・ロータ，エンジン，トランスミッション，テイル・ロータ及びロータの後流と胴体，メイン・ロータとテイル・ロータなどの空力干渉騒音があげられる。この中でも特に，メイン・ロータから発生する騒音が顕著である。周波数解析から解る主な騒音の

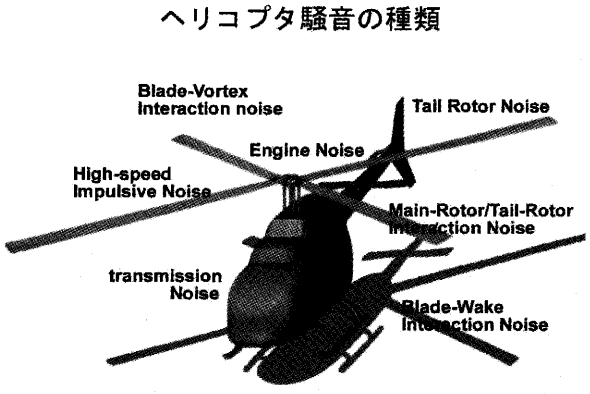


図1　ヘリコプタから発生する各種騒音

原稿受付　2005年8月26日
＊1　宇宙航空研究開発機構　航空プログラムグループ
運航・安全技術チーム　ヘリコプタ技術セクション
〒182-8522　東京都調布市深大寺東町7－44－1

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

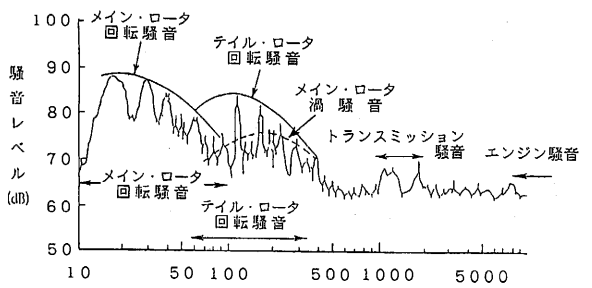


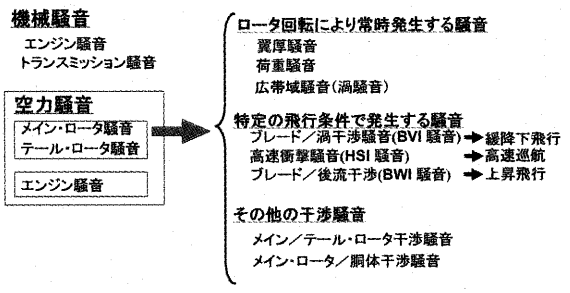
図2 ヘリコプタから発生する騒音の特性

分類を図2に示す。図から解るように，メイン・ロータから発生する騒音は10～100Hz，テイル・ロータから発生する騒音は100～500Hz，メイン・ロータのブレードから吐出される後流渦から発生する騒音は100～500Hz，トランスミッションからでる機械騒音は回転数が高いこともあり1000～2000Hzの間，さらにエンジン騒音は5kHz以上の範囲で発生している。これらの騒音は発生のメカニズムの違いによって，単極子（Monopole）騒音，双極子（Dipole）騒音，4極子（Quadrupole）騒音に分類される。単極子は流対中を物体が移動する際に流体を押しのけることによって発生する翼圧騒音であり，双極子は物体上に作用する圧力の変動に起因して発生する荷重騒音そして4極子騒音は，流対中の細かい渦が互いに擦れあうことによって発生するいわゆる広帯域騒音（渦騒音）と呼ばれる騒音である。

ヘリコプターから発生する音を分類した表が表1である。通常ヘリコプターが飛行している最中に発生する騒音は，表から解るように機械騒音及びロータ回転により発生する騒音である。また，ロータ・ブレードが荷重を発生することから起因する後流特に翼端渦は，騒音発生に非常に重要な役割を果たしている。ロータの下に位置する胴体や後方に位置するテイル・ロータは飛行形態によってこの後流にさらされることになる。この空力干渉によって発生する騒音は，メイン／テイル・ロータ干渉騒音，メイン・ロータ／胴体干渉騒音と呼ばれる。いずれも後流中に含まれる渦に起因して発生し比較的高い周波数帯に属している。

ヘリコプターの機外騒音の中で顕著な騒音は，飛行形態に依存して発生するいわゆる衝撃騒音と呼ばれるものである。近年のヘリコプターの飛行速度の向上によってメイン・ロータの前進側で発生する衝撃波に起因する高速衝撃（High Speed Impulsive (HSI)）騒音とブレードの翼端から発生する翼端渦と自身または後続のブレードとが干渉したときに発生するBVI騒音がその主な例である。これらの騒音は，いったん発生すると他の騒音を凌駕するほどの強さがあり，特にBVI騒音はヘリポートなどに着陸する際に発生しやすく，周辺の住民などに騒音被害となっている。

表1 ヘリコプタの機外騒音の分類



2.1 HSI騒音[8]

通常ヘリコプターは，120kt前後で飛行している。また翼端速度は平均的に約220m/sである。このことは，ロータの前進側でマッハ数は約0.8となる。このマッハ数では翼型にもよるが，翼端付近で衝撃波が発生する領域に近い。従って前進速度が増すとマッハ数は上昇し衝撃波が発生することとなる。ロータは回転しているため，この衝撃波の発生は1回転に1度の割合で発生する。このHSI騒音がいったん発生すると，ブレードの前進方向に強い指向性をもつため，ヘリコプターの進行方向に衝撃的な騒音を放出しその到達距離は数キロにも及ぶと言われている。この騒音波形は急激な音圧の減少を示すことである。この波形はブレードの相対マッハ数に依存しマッハ数が上昇すればするほどスパイク状の波形となる。

図3は，ブレードに固定された座標系で見たときのブレード周りの等マッハ線図を示している。ブレードの外側にうすい灰色で示されている部分は超音速領域である。ブレード上にも島状のスポットが示されており，これが衝撃波の発生とともにできる超音速領域である。HSI騒音の特徴は，ブレード上に発生した超音速領域がブレードの相対マッハ数によって外側の超音速領域と繋がる現象が生じたときにもっとも衝撃的な騒音を発生することである。この現象を非局所化（Delocalization）という。

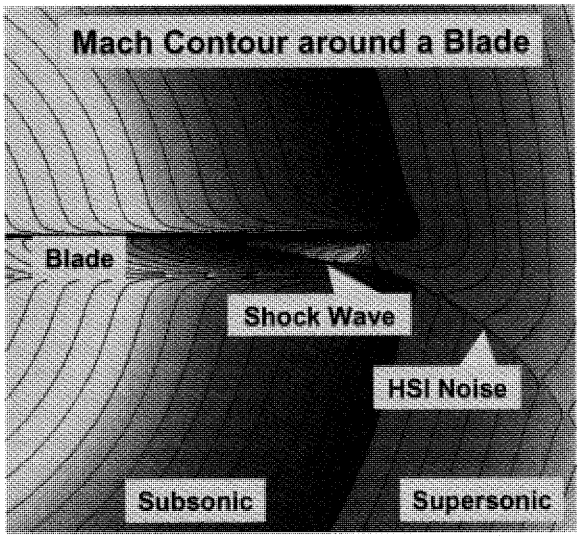
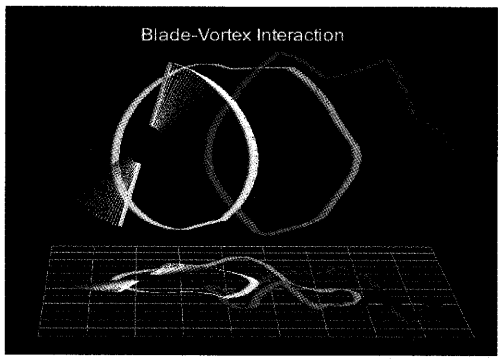
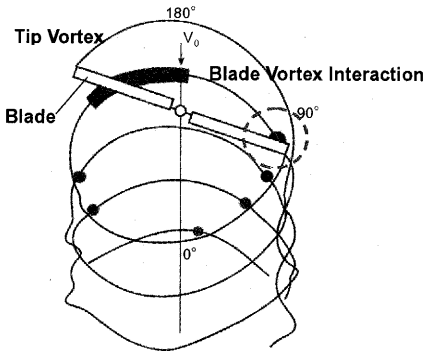


図3 前進側ブレード周りの等マッハ線図

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.



(1)　ブレードからでる翼端渦の軌跡



(2)　BVI 騒音発生位置

図4　ブレードからでる翼端渦の軌跡と BVI 騒音発生位置（2枚ブレードの場合）

2.2　BVI 騒音[9]

ヘリコプター・ロータは，大きく分けて2つの役割を果たしている。1つは，自重を支えるための力と，2つ目は操縦をするための力を発生させることである。この力はブレード上に発生する揚力が受け持つ。ブレード上に揚力が発生すると翼端から翼端渦が発生する。この翼端渦は，ブレード翼端から吐出され後螺旋状の軌跡を描いて空間上を流れ去る。この現象を模擬したのが図4である。図では，翼端渦が渦を吐出したブレードと干渉しあう状態を示している（白いら線状の線が翼端渦の軌跡を示している）。このように翼端渦がブレードに近づく現象が起きると，渦が発生させる誘導速度の影響でブレード上の特に前縁付近で急激な圧力変動が発生する。この現象も時間的には非常に短い間に生じるため，衝撃的な騒音となってロータの外側に伝播する。

BVI 騒音は，翼面状の圧力変動が主原因となって発生するため荷重音であり，その指向性は前後斜め上・下方向に伝播する。このため，特にヘリポート周辺では，ヘリコプターが降下中，前進方向斜め下方に伝搬することとなるので，ヘリポート周辺での住民に騒音の影響がでやすい。図右側には，2枚ブレード・ロータを上から見たときに BVI が発生する位置を図示したものである。この図から，BVI が発生するのは，ブレードの方位角70度近辺と300度近辺であることが解る。

3．騒音の強さを規定するパラメータ

既に述べたようにヘリコプターの騒音源は機械騒音と空力的な騒音とに大別される。ここでは，空力騒音のうち HSI 騒音と BVI 騒音に限定して，騒音を規定するパラメータについて述べる。

3.1　HSI 騒音

この騒音は前進飛行時に発生するもので，前進側のブレード上に生じる衝撃波が主原因である。今までに判明している騒音の強さを規定しているパラメータは，以下のようになる。

(1)　衝撃波の強さ
(2)　衝撃波が発生するスパン方向位置
(3)　翼先端付近の超音速領域の広さ

3.2　BVI 騒音

この騒音は，翼端渦とブレードが空気力学的に干渉する際に発生する。従って，両者の相対位置が BVI 騒音の強さを規定する。今までの調査研究から，騒音の強さを規定するのはパラメータは以下のようになる。

(1)　ブレードと翼端渦との垂直距離（Mis-distance）
(2)　ブレードと翼端渦とが交差する角度（Intersection Angle）
(3)　翼端渦の強さと大きさ（Core Size）

4．騒音低減法[11),12)]

今まで述べてきた騒音源を，すべて低減することは至難の業である。ここでは，宇宙航空研究開発機構が進めてきた HSI 騒音，BVI 騒音の低減手法について述べる。騒音低減法は大きく分けて2種類ある。ブレードの翼型や平面形を改修する所謂パッシブな方法とアクティブなデバイスを装着して能動的に騒音低減を図るアクティブな方法である。

4.1　HSI 騒音低減

騒音源がブレード上に発生する衝撃波であることから，この騒撃破を発生させないことまたは発生を遅らせることが騒音低減に繋がる。衝撃波は翼厚が大きいほど発生しやすいので，ブレードの翼端付近で翼厚を小さくすることがまず挙げられる。通常翼端付近の翼厚は8％から10％位であるがこれを6％位にすることによって衝撃波の発生を遅らせることが可能でありかつ超音速領域も狭められる。他方，翼端付近の形状を改修する方法も採られる。具体的には翼先端にドッグツースなどをつけ翼端を楕円形に整形する。これにより衝撃波の発生位置をなるべく内側に持ってくることが可能である。

図5は，JAXA が提案した進翼端形状を基本となる矩形翼型と CFD 解析結果と比較検討した結果である。図からも解るように，新翼端形状は矩形の翼型に比べて

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

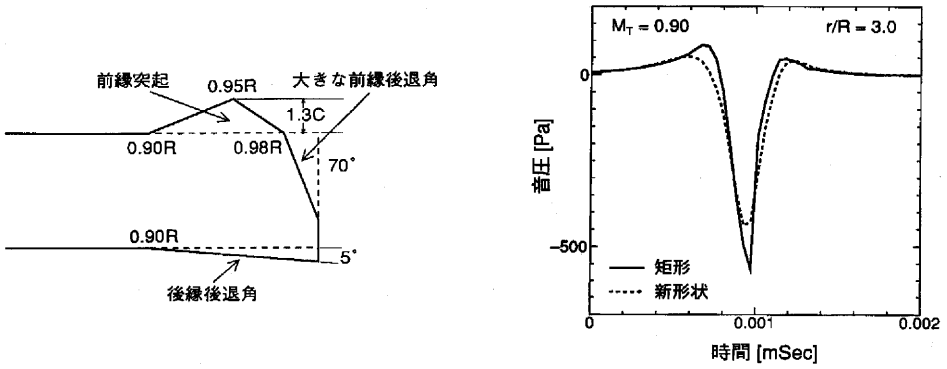


図5 HSI騒音を低減する新翼端形状と騒音低減効果

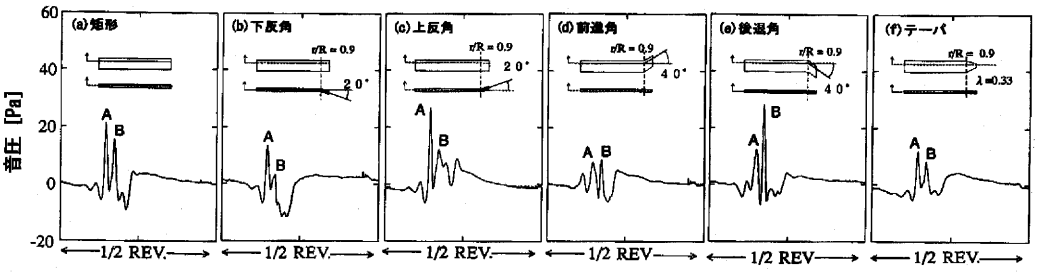
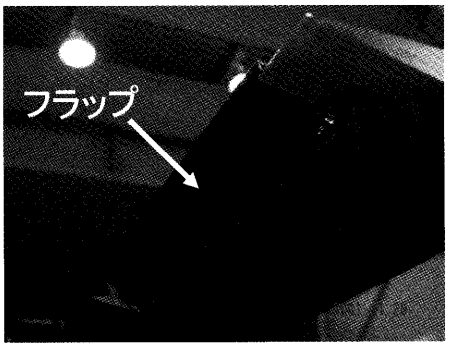
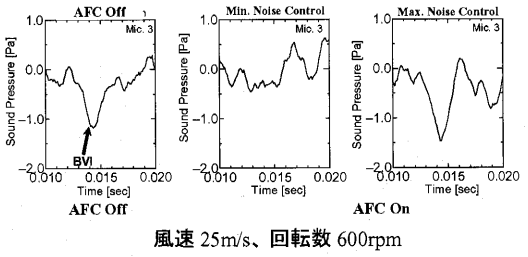


図6 翼端平面形がBVI騒音に及ぼす影響



(a) アクティブ・フラップの概観



(b) アクティブ・フラップの騒音低減効果

図7 アクティブ・フラップとその騒音低減効果

約200Paの音圧の減少が見られる。

4.2 BVI騒音低減

BVI騒音を低減する手法としては，先のパラメータを変化させることで騒音低減を図ることが可能となる。BVI騒音がヘリポートなどへの着陸形態時に発生する事から，飛行経路の変更でBVI騒音の発生を防ごうとする方法がある。しかし，風の影響などどうしてもさけられない気候上の制約もあり，BVI騒音の低減には限界がある。そこで，ブレード等に手を加え騒音低減化を図る手法を考える必要ある。

図6は，ブレード翼端形状を変えた時のBVI騒音を解析したものである。矩形のブレードを基準として，翼端に下／反角，前／後進角，テーパを付けたブレードのBVI騒音の波形を比較した。これらの図から，前進角及びテーパ付き翼端形状の時に騒音低減効果があることが解る。一方，音の指向性を考えると前進角付きブレードはBVI騒音の最大レベル位置が変化しており，結果として騒音低減効果としては十分ではないことが判明した。このように，翼端形状の改修だけでは，BVI騒音を低減することには限界があることが解る。これを解決する手法として，近年考えられているのはアクティブなデバイスと用いる方法である。この種のデバイスとしては，フラップ，タブ，カナード，翼端噴射，ツイストなどが提案されている。図7は，アクティブ・フラップ（AFC）付きブレードの騒音特性を示したものである。(a)は，ブレードの取り付けられたAFCの概観を示しており，(b)は風洞試験によって得られたBVI騒音の騒音波形をAFC無しの場合，騒音最小のケース，騒音最大のケースのそれぞれの騒音波形を比較したものである。

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

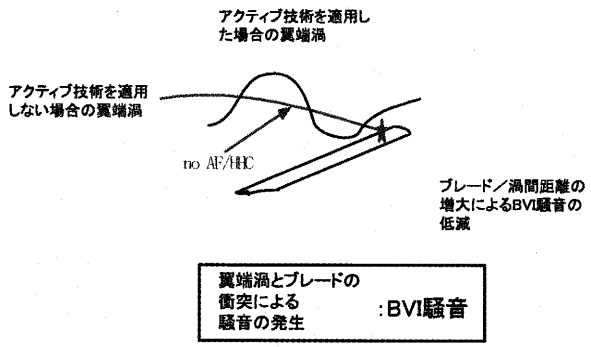


図8　BVI騒音低減のメカニズム

図からAFCを最適に作動させた場合のAFC無しの場合と比べて1 p_a騒音低減効果を示している。実験では，2/revの稼働周波数でフラップを振動させている。現在では，最適制御を用いてAFCの効果を試みている。図8は，アクティブ・デバイスを用いて，BVI騒音が低減されるメカニズムを示したものである。翼端渦の軌跡を空間上に正弦波状に振動させることによってブレードと遭遇する際の距離を大きくすることによって騒音低減させることが可能である。

5．騒音制御法[15]

BVI騒音の発生メカニズムが解明されると次はいかに騒音を制御するかが課題となる。従来の制御と異なる点は，入力（制御）変数と出力（騒音）変数との関係が理論的に明確な関係が得られないことである。このため，入力変数θと出力変数Zの間には線形な関係を仮定し伝達関数Tを導入し，両者の関係を$Z_n - Z_{n-1} = T(\theta_n - \theta_{n-1})$と定義する。そして，評価関数$J$を，$J = Z_n{}^T W_Z Z_n + \theta_n{}^T W_\theta \theta_n + \Delta\theta_n{}^T W_{\Delta\theta} \Delta\theta_n$とし，評価関数を最小にする入力変数$\theta_n$を求める。伝達関数$T$は，制御サイクルごとにカルマンフィルターを用いて更新する。このようにして構築されたシステムは最適レギュレーターと呼ばれる。ここで，出力変数Zは，騒音のオーバーオール値かまたは騒音を周波数成分に分解した時の各周波数成分の振幅で定義する。入力変数は，どのような制御方式を用いるかによって替わる。今まで考慮された手法は，IBC (Individual Blade Control)，HHC (Higher Harmonic Control)，アクティブ・フラップ，アクティブ・タブ，アクティブ・ツイストなどが挙げられる。前2つは通常振動軽減に用いられた制御手法であり，後3者はアクティブ・デバイスと呼ばれる。ここでは，HHCを用いた騒音制御について述べる。この場合入力変数は$\theta = (\theta_{2C}, \theta_{2S})^T$ここで，$\theta_{2C}$および$\theta_{2S}$はHHC入力$\theta_{HHC} = \theta_{2C}\cos(2\psi) + \theta_{2S}\sin(2\psi)$の各振幅である。これらの変数は，HHC入力の振幅と位相を規定する。

図9は制御則の有効性を確認するために行った風洞試験の概観である。風洞試験による結果は，数回のサイクルで目標である騒音レベルに収束する状況が示されている。位相については，振動しつつも目標である210度付近に収束する結果が得られた。構築された閉ループ制御

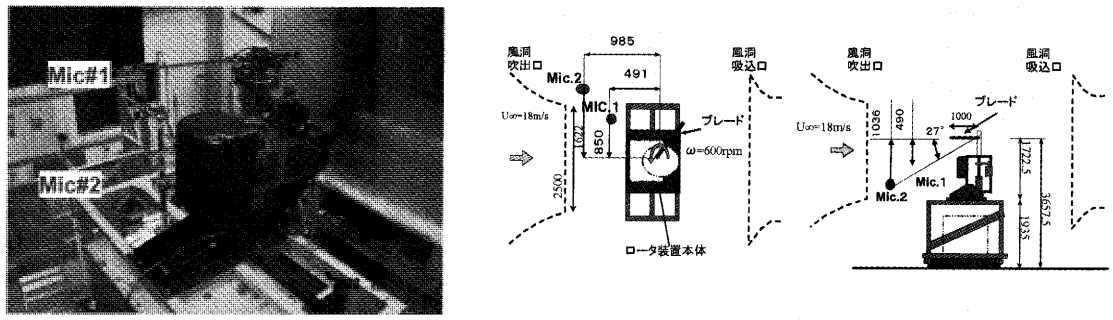


図9　風洞試験の概観とマイクロホン位置

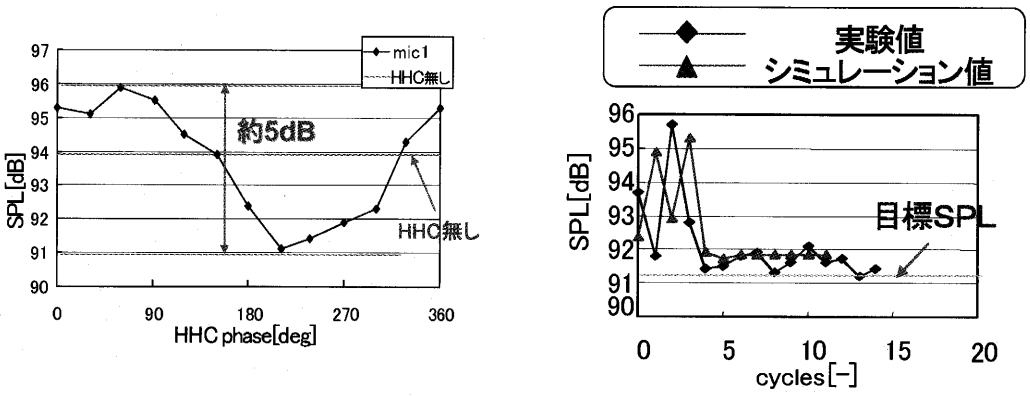


図10　オープンループにおける騒音特性と制御則の収束状況

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

則はBVI騒音の低減に有効性であることが解った。図10は，実験で得られた各位相に対する騒音データを下に，制御側を含むシステムを構築して数値的にモデル化し風洞試験をシミュレーションしたものである。結果は，風洞試験で得られた騒音最小値（ここでは，約91dB）に5サイクルで収束してゆくことが示されている。

6．おわりに

ヘリコプターの騒音についてそのメカニズムの解明と騒音低減に関する最新の技術について解説した。現在各国の研究の主眼は騒音低減化技術の確立に向かっている。今後は制御則の確立と実用化に向けた各種デバイスの成立性の実証が求められている。

7．参考文献

(1) 日本航空宇宙工業会，我が国における民間ヘリコプターの用途別使用状況と需要動向に関する調査報告書，平成15年3月。

(2) 日本航空宇宙工業会，ヘリコプター活用懇談会報告書，平成15年4月。

(3) 齊藤茂：ヘリコプターの機外騒音と能動的騒音制御について，日本騒音制御工学会　騒音制御第27巻5号，10月，2003年

(4) 齊藤茂：ヘリコプターの機外騒音について　－ヘリコプターの機外騒音発生機構と騒音低減法－，航空環境研究センター，航空環境研究，No.8，2004年。

(5) 齊藤茂，青山剛史：回転翼騒音の制御，日本航空宇宙学会誌，第48巻，第554号，2000年3月。

(6) 齊藤茂，青山剛史：ヘリコプターの機外騒音解析研究の現状，日本航空宇宙学会誌，第49巻，第571号，2001年8月。

(7) 齊藤茂：ヘリコプターの騒音について，ヘリコプター活用懇談会講演会，2002年6月。

(8) 青山剛史，近藤夏樹，齊藤茂，J.C.Boniface，J.Sides：BVI騒音予測のための渦捕獲法に関するNALとONERAの共同研究，第40回飛行機シンポジウム，2002年10月。

(9) 近藤夏樹，他：ロータ・アクティブ・コントロール基礎風洞試験，平成14年度「航空安全・環境適合技術研究」研究報告会，2002年10月。

(10) W. R. Splettstoesser, K. J. Schultz, D. A. Boxwell and F. H. Schmitz：Helicopter Model Rotor-Blade Vortex Interaction Impulsive Noise：Scalability and Parametric Variations, 10th European Rotorcraft Forum, Hague, Netherlands, Paper No.18, September 1984.

(11) N. Kobiki, N. Kondo, S. Saito, T. Akasaka, Y. Tanabe： Active Tab, a New Active technique for Helicopter Noise Reduction, 29th European Rotorcraft Forum, September, 2003

(12) 齊藤茂：ヘリコプターの機外騒音と能動的騒音制御について，日本騒音制御工学会，騒音制御，第27巻，第5号，2003年10月。

(13) 青山剛史，梁忠模，近藤夏樹，齊藤茂，松尾裕一，末松和代：ヘリコプターの遷移飛行シミュレーション，ビジュアル・サイエンス・フェスタ2003，10月4日，2003年，日経サイエンス（2004年1月号 Scientific American 日本版），1月，2004年。

(14) Choongmo Yang, Takashi Aoyama, Shigeru Saito：Caluculation of Wake/Tail Rotor Interaction in Helicopter Flight, 41st Aircraft Symposium, October, 2003

(15) M. Kosaka, S.Saito, N. Kobiki, H.Fujita： A Study on Closed Loop Control for BVI Noise Reduction, Inter Noise 2005, August, 2005.

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

特集：空力騒音

航空機騒音の低減化技術の現状と今後

大石　勉*1
OISHI Tsutomu

キーワード：Jet-powered, Aircraft, Turbofan Engine, Noise Reduction

1．はじめに

民間の航空機騒音に関する環境基準は，1969年にFAA（Federal Aviation Administration：米国連邦航空局）が米国独自の騒音規制FAR（Federal Aviation Regulation：米国連邦航空規則）Part36を初めて定めて以降，それに追随する形でICAO（International Civil Aviation Organization：国際民間航空機関）が1971年にAnnex16 Volume I[1]を制定することとなり，これらが国際的な標準となっている。現行の民間航空機の騒音規制Chapter3は1976年に制定され，1977年10月6日以降に型式証明申請した機体に適用されている。2001年には規制が強化されChapter4が制定されたため，2006年1月以降に型式証明申請の新型機はこれを満足する必要がある。このように航空機騒音に対する環境適合性要求は厳しくなってきており，その低減化は従来から重要であったが，将来においてはさらに重要な設計要求の一つになると考えられる。

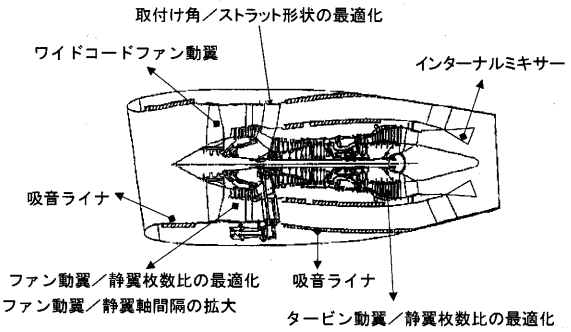


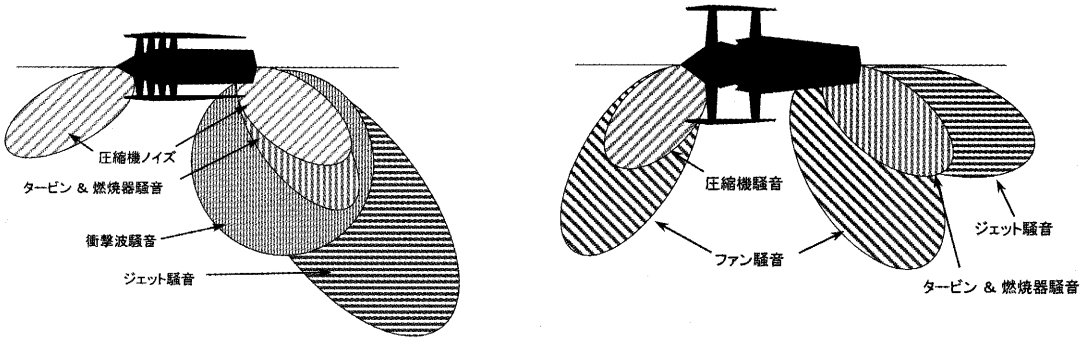
図1　高バイパス比ターボファンエンジンと代表的な騒音低減化策

2．航空機の騒音源と従来の低減化策

2.1　騒音源

航空機の騒音源には，ジェットエンジンによるものと機体によるものがあるが，ここではジェットエンジンの騒音源について述べる。近年の民間航空機には高バイパス比ターボファンエンジン（図1）が搭載されている。図2に示すようにエンジン騒音源にはファン騒音，燃焼器騒音，タービン騒音，ジェット騒音などがある。

高バイパス比ターボファンエンジンの場合，最も重要な成分はファン騒音で，動翼の後流と静翼の空力的な干渉あるいは動翼とストラットの空力的な干渉により発生する成分，動翼に生じる衝撃波に起因して発生する成分，翼を通過する流れの渦から発生する広帯域成分などからなる。タービンからはファンと同様の現象で騒音が発生し，燃焼器や排気ジェットからは広帯域騒音が発生する。図3に航空機騒音に対するエンジン騒音の割合を示す。ジェット騒音は離陸時にはファン騒音と同レベルで発生し問題となる。エンジン全体騒音の低減化のためには，



(a) ターボジェットエンジン，低バイパス比ターボファンエンジン　(b) 高バイパス比ターボファンエンジン

図2　エンジンの騒音源

原稿受付　2005年9月20日
＊1　石川島播磨重工業㈱
〒190-1297　東京都西多摩郡瑞穂町殿ヶ谷229

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

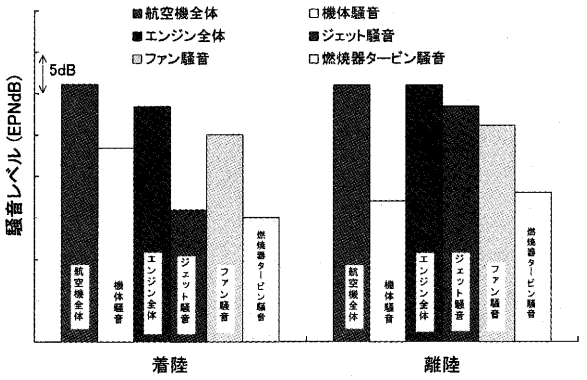


図3 航空機騒音に対するエンジン騒音の割合

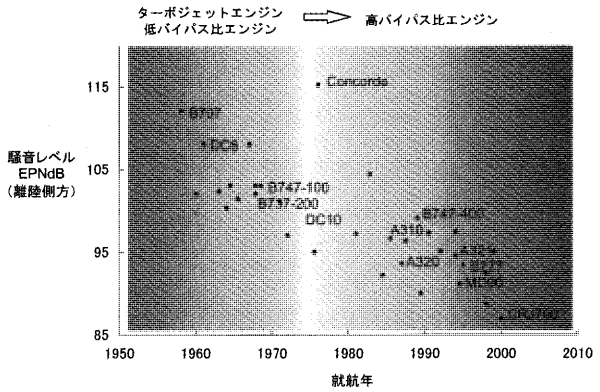


図4 航空機の騒音レベルの推移

燃焼器騒音やタービン騒音も無視はできない。また，機体からも騒音は発生し着陸時には問題となる。

2.2 従来の低減化策

図1に高バイパス比ターボファンエンジンに採用されている代表的なエンジン騒音低減化策を示しているが，これらについて説明する。

（1）動静翼枚数比の最適化

ファン騒音やタービン騒音の低減化には動静翼枚数比の最適化がある。動翼と静翼の空力的な干渉により発生する音波はダクト内を伝播してエンジン外部に放射されるが，ダクト遮断という現象があって音波のモードによってダクト内を伝播できないものがある。静翼枚数が動翼枚数に比べて多いほど伝播できるモードの数が少なくなり騒音低減化上有利となる。しかし，静翼枚数を増加させていくと空力設計上翼弦長が短くなり，翼振動の問題が出てくるのでむやみに多くするわけにはいかない。これらを考慮して最適な動静枚数比を選定するが，動翼枚数が少ないワイドコードファン動翼の設計・製作技術も助けとなっている。

（2）動翼と静翼の軸間隔の拡大

動翼と静翼の軸方向間隔を広げて空力干渉を弱める対策がある。騒音低減化の面では軸間隔が大きい程，翼列間の空力干渉が小さくなって有利となるが，エンジンの長さが増加して重量増となるので適当な妥協が必要となる。ファンの場合，動翼翼弦長の2倍程度を確保する。

（3）静翼取り付け角／ストラット形状の最適化

ファン後方に位置するストラットはエンジンを翼から吊り下げるための支柱，潤滑や発電機駆動軸などのサービスラインを通すため厚みが増し，周方向に非一様なポテンシャル場を形成し，その影響が静翼を通過してファン動翼まで達して干渉騒音を発生する。このため静翼の取り付け角をストラットからの距離に応じて周方向に調節したり，ストラット断面形状を改良したりしてポテンシャル擾乱を小さくする工夫をする。

（4）吸音ライナ

吸音ライナは共鳴型と抵抗型の2種類に分けられるが，高バイパス比ターボファンエンジンのバイパスダクト内張りとして用いられる吸音ライナは，ハニカム構造の共鳴型である。吸音の面では抵抗型の吸音材が優るが，これらは水滴，潤滑油，燃料などを吸収しやすく性能劣化する上，氷結や火災の心配があることで現状用いられない。

（5）インターナルミキサー

ジェット騒音は，排気速度のサイクル選定でほぼ決まってしまうが，エンジン内あるいは排気ノズル出口部にミキサーを取り付けることによる排気の減速効果で，低減化をはかることができる。

図4に航空機の騒音レベルの推移を示す。高流量で排気速度を下げ推進力を得る高バイパス比ターボファンエンジンは，高排気速度で推進力を得ていた初期のターボジェットエンジンあるいは低バイパス比ターボファンエンジンに比べてサイクル設計上ジェット騒音が大幅に低減され，また上述したような低減化策により，随分と静かになった。現在の航空機騒音は初期のものに対し20デシベル以上の低減が成し遂げられ，人が感じるうるささが4分の1程度まで軽減されたものの，近年は鈍化しつつある。このような状況と2006年からの騒音規制にChapter4が適用されるなど空港騒音問題の高まりに呼応して，欧米においては，大規模な騒音研究プログラムが次々に実施[(2)]されている。我が国においても，ESPR（環境適合型次世代超音速推進システムの研究開発）や小型エコエンジン（環境適応型小型航空機用エンジン研究開発）において，ファン騒音低減，ジェット騒音低減，アクティブノイズコントロール等の研究が実施されている。[(3)-(5)]

3．航空機の騒音規制

民間航空機の騒音規制 ICAO Annex16 Volume I Chapter3の内容としては，図5に示す離陸直下，離陸側方，着陸の三箇所の計測点があり，それぞれの点において規制値が機体の最大離陸重量の関数として与えられる。Chapter4は，Chapter3をベースとした累積値での評価が加わる。具体的には，図5と同じ3点の騒音累積値が，

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

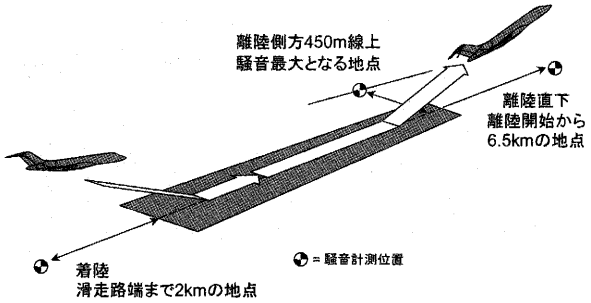


図5　Chapter3騒音計測位置

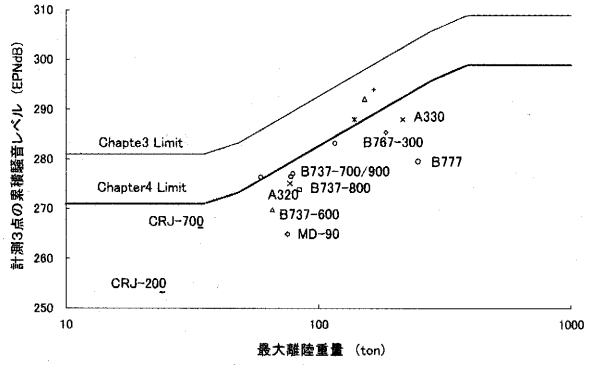


図6　ICAO Annex16 Volume Ⅰ 騒音規制

Chapter3規制値に対し10EPNdB（Effective Perceived Noise in decibels：実効感覚騒音レベル）以上下回る必要があり（図6），さらにすべての評価点でChapter3を満足したうえで，少なくとも2つの評価点の累積値がChapter3に対し2EPNdB下回っていることとの要求である。

空港独自の騒音規制として，ロンドン空港（ヒースロー空港，ガトウィック空港，スタンステッド空港）の夜間運行規制（QC：Quota Count System）などもある。騒音レベルに応じて航空機のクラスを6段階に重みづけ区分（QC0.5～QC16）し，これを基に運行回数と騒音総量を規制している。従来，航空会社は，騒音に関してはICAO騒音規制を満足していれば，特別な要求をメーカーに出すことはなかった。しかしA380の場合，設計の最終段階になってロンドン空港の夜間規制QC2（23時から翌朝7時の夜間時間帯において離発着の設定が許容される区分）に引っかからないこととの要求が，航空会社から出されナセルをひとまわり大きく設計変更することになった。B787ではロンドン空港の夜間規制QC2を保証することを一つの売りにしている。マドリッドのバラハ空港では，この夜間規制に類する独自規制（Noise Quota/CR）を導入するなど，ロンドン空港の夜間規制は空港独自規制の進んだ事例として注目される。

4．騒音低減化技術開発の動向

航空機騒音のさらなる低減化を目指し，ジェットエンジンや機体について多くの研究が実施されているが，ここではジェットエンジンの騒音低減化に絞って技術開発動向を紹介する。さらに詳細には引用した参考文献を活用していただきたい。

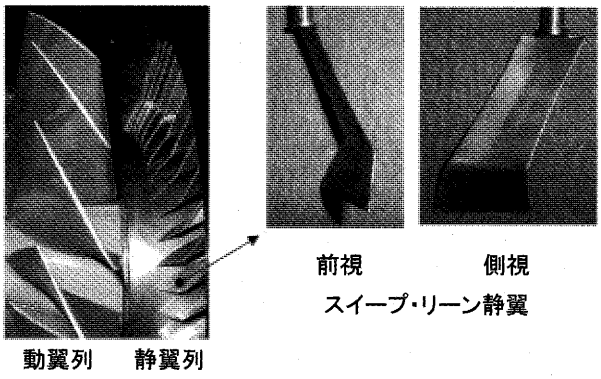


図7　スイープ・リーン静翼

（1）スイープ・リーン静翼[5]-[7]

ファン動翼後流と静翼の空力的な干渉を弱め，かつ位相を半径方向にずらすことにより騒音低減を狙うものであり，図7に示すよう静翼に後退角をつけた上で円周方向に傾ける。ファンの空力性能損失増加なく3EPNdBの騒音低減が得られたと報告がある。実機エンジンへの適用も始まっている。

（2）スウェプト動翼[8]

ファン動翼前縁に前進角をつけ衝撃波の発生を抑え騒音低減を狙うものである。騒音の低減が確認できたものの狙った効果によるものでなく，ストラットと動翼後流の干渉音が低減されたためと報告がある。騒音低減効果は判然としないが空力性能上の効果により，実機エンジンへの適用が始まっている。

（3）アクティブ静翼[9],[10]

音源域となるファン静翼内にピエゾ素子を埋め込み，それを能動的に振動・制御することにより動翼後流と静翼の空力干渉音の発生を抑制することを狙いとする。低速回転ではあるが，動翼後流と静翼の空力干渉音の内，特定の音響モードを狙い10dB以上の低減効果が得られたとの報告もあり期待される。

（4）動翼後縁噴流[11]-[13]

ファン動翼後縁から空気を噴出すことにより，動翼と静翼の空力干渉音のもととなる後流を弱め発生音を低減する狙いがある。低速回転ではあるが，ファン流量の1.5%程度の噴出流で動翼後流と静翼の空力干渉音を最大8dB低減できたとの報告もあり期待される。

（5）アクティブノイズコントロール

発生音と人工的な二次音とを強制的に干渉させて音同同士の相殺をはかり騒音を低減化することを狙いとする。モデルファン試験により，ファン動翼後流と静翼の空力干渉音に対して10dB以上の低減を確認できたとの報告[5]もあり期待される。

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

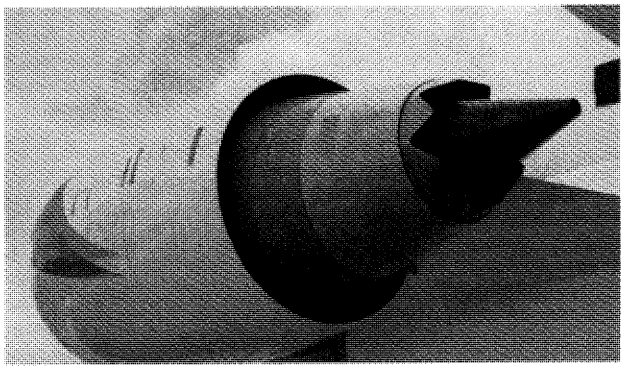


図8 シェブロン ノズル

（6）シェブロンノズル[14)-18)]

図8に示すように排気ノズル出口にギザギザ（シェブロン）をつけ，排気ジェットの混合を促進しジェット騒音を低減することを狙いとする。ジェット騒音そのものの騒音低減効果は数多くの研究にて2EPNdB程度あることが確認され，実機エンジンへの適用が始まっている。最近では，ノズルの作動条件により形状の最適化をはかる可変シェブロン，流体の制御のみでシェブロンと類似した渦を発生させ混合促進をはかろうとした研究も始まっている。

（7）マイクロジェット噴流[19)-21)]

排気ノズル出口の周方向数箇所から，水や空気などのマイクロジェットを噴出し，排気と周囲の大気とのせん断力を弱め，ジェット騒音を低減することを狙いとする。地上エンジン試験において2dB程度[19)]の効果が確認されたとの報告もあり期待される。

（8）ミキサーエジェクタ[5)]

次世代超音速輸送機の排気ジェット騒音のためのデバイスとしてローブミキサー（菊花状の排気ノズル）とエジェクタを組み合わせたミキサーエジェクタがある。ESPR研究により亜音速機並みの騒音レベルを実現する目途が得られたと報告がある。

（9）CAA[22)]：Computational Aeroacoustics

スイープ・リーン静翼，スウェプト動翼あるいはシェブロンノズルなど形状が複雑化してきたため，従来からの実験を主とした方法だけでは低減化設計が難しくなってきた。音響場と流体の流れを結びつけた数値解析によりファン騒音やジェット騒音を予測するCAA研究がなされるようになってきた。

5．騒音研究プログラム

上述の低減化技術の開発は，メーカー独自で実施される場合も多いが，何らかの形で国の騒音研究プログラムとも関係している。国レベルのプログラムには，国内ではESPR，小型エコエンジン，海外ではAST，QAT，X-NOISE，SILENCE(R)，VITALなどがあるが，ここでは海外のプログラムについて紹介する。

（1）AST：Advanced Subsonic Transport[23)]

米国で1994年にスタートし2001年まで研究が行われた。1992年の生産エンジン騒音技術レベルに比べ10dBの航空機騒音低減を目標とし研究が実施された。当初10年の計画であったが途中で研究がストップされた影響により，10dBの低減目標に対し5dBの低減に留まった。スイープ・リーン静翼，シェブロンノズル，エンジンのさらなる高バイパス比化，先進的な吸音ライナーなどの研究が実施された。

（2）QAT：Quiet Aircraft Technology[23)]

米国で2001年に立ち上がり研究が実施されている。1997年の亜音速機の騒音を10年以内（2007年）に10dB低減，25年以内（2022年）に20dB低減との目標で，これらを達成することで，空港境界での騒音レベルを10年以内に65dB（LDN：Day-Night Average Sound Level 昼夜平均騒音レベル），25年以内に55dB（LDN）にすることができるとの説明である。スウェプト動翼，動翼後縁噴流，CAA，機体騒音低減などの研究が実施されている。

（3）X-NOISE，SILENCE(R)，VITAL

欧州では，クリーンで静かな航空機の実現を目指し騒音と排出ガスの低減を目的とした研究が実施されている。

X-NOISEは機体およびエンジンの騒音低減を目標としたプログラムで主な研究プログラムは次のとおりである。DUCAT（Basic research on duct acoustics and radiation）ではダクト内音響伝播[24)]に関する基礎研究が行われた。RESOUND（Reduction of Engine Source noise through Understanding and Novel Design）では低周速ファンの研究[25)]等が行われた。RANNTAC（Reduction of aircraft noise by nacelle treatment and active control）では3自由度ハニカム吸音ライナの研究[26)]，インレットナセルの研究[27)]，アクティブノイズコントロールの研究，アクティブ静翼の研究などが実施された。RAIN（Reduction of airframe and installation noise）では機体騒音低減のための研究が実施された。SOURDINE（Study of Optimization Procedures for Decreasing the Impact of Noise around airports）では，空港周辺への騒音の影響を軽減するための飛行手順等最適化スタディが実施された。その他，TurboNoiseCFD（Turbomachinery noise source CFD models for low noise aircraft engine design）やJEAN（Jet Exhaust Aerodynamics and Noise）などの研究プログラムも実施された。

SILENCE(R)はX-NOISEのサブ・プログラムのような位置付けにある。2001年にスタートし2005年までの計画であったが研究期間が延期された模様で現在も継続されている。X-NOISEで実施された個々の技術を統合したエンジン・コンセプトの低騒音性能を評価（6dB騒音低減）することが目標となっている。

VITAL（EnVIronmenTALly Friendly Aero-Engine）は2005年に立ち上がった新プログラムで，DDTF

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

(Direct Drive Turbo Fan), GTF (Geared Turbo Fan), CRTF (Contra-Rotating Turbo Fan) など低周速ファンにして騒音低減化をはかるエンジン・コンセプト，並びにその高バイパス比のための課題についての技術開発が進められるようである。

6．まとめ

最新の航空機は，初期のものに対し騒音の発生レベルで20デシベル以上の低減が成し遂げられ，2006年以降のICAO騒音規制Chapter4も満足するレベルで，その進歩には目覚しいものがある。しかし，今後もICAO騒音規制は強化されていくであろうし，ICAO騒音規制よりも厳しい空港独自の夜間規制を満足することが設計要求の一つとして取り上げられるようになってきたのが現状である。一方，航空機の低騒音化のスピードは鈍化している状況で新しい低減化技術が求められている。

現状の高バイパス比ターボファンエンジンではファン騒音とジェット騒音が主要な騒音源であり，これらを低減する技術が必要である。本稿で挙げたような低減化技術の完成を目指し，国レベルでの研究開発が欧米や我が国でも実施されている。将来，航空機が頭上を通過しても我々がうるさいと感じないとか，規制によって航空機が運行の制限を受けないレベルにまで騒音を削減するにはもう一つ技術革新が必要である。ファン低周速化や超高バイパス比化のコンセプトなどは一つの解決策と考えられるが，エンジンとして完成させるには課題も多く今後の研究開発成果が期待される。

参考文献

(1) International standards and recommended practices, ENVIRONMENTAL PROTECTION, ANNEX16 to the convention on international civil aviation, VOLUME1 AIRCRAFT NOISE, third edition, International Civil Aviation Organization, (1993).

(2) 中村良也：国際シンポジウム "Which Technologies For Future Aircraft Noise Reduction?" に出席して，航空環境研究No.7, (2003), pp20-25.

(3) Tsuchiya N et al.: Low Noise FEGV Designed by Numerical Method Based on CFD, ASME GT2004-53239, (2004)

(4) 大庭芳則ら：Computational Analysis of Flows of a Lobed Mixer Nozzle using LES, Proceedings of Asian Joint Conference on Propulsion and Power/第44回航空原動機・宇宙推進講演会, (2004).

(5) 大石勉，中村良也，小林紘，石井達哉：低騒音化技術の研究開発，日本ガスタービン学会誌，Vol.32 No.5, (2004), pp358-364.

(6) R. P. Woodward: Benefits of Swept and Leaned Stators for Fan Noise Reduction, AIAA99-0479, (1999).

(7) R. P. Woodward: Fan Noise Source Diagnostic Test-Far-field Acoustic Results, AIAA2002-2427, (2002).

(8) L. J. Heidelberg: Comparison of Tome Mode Measurements for a Forward Swept and Baseline Rotor Fan, AIAA 2003-3293, (2002).

(9) D. L. Sutliff: Active Control of Low Speed Fan Tonal Noise Using Actuators Mounted in Stator Vanes: Part3 Results, AIAA2003-3193, (2003).

(10) W Just et al.: Control of fan noise by active stators, AIAA2001-2154, (2001).

(11) E. B. Fite: Low Speed Fan Noise Reduction with Trailing Edge Blowing, AIAA2002-2492, (2002).

(12) C Halasz et al.: Fan Flow Control for Noise Reduction Part 1: Advanced Trailing Edge Blowing Concepts, AIAA2005-3025, (2005).

(13) M D Langford et al.: Fan Flow Control for Noise Reduction Part 3: Rig Testing of Optimal Design, AIAA2005-3037, (2005).

(14) E. Nesbitt : Correlating Model-Scale and Full-Scale Test Results of Dual Flow Nozzle Jets, AIAA2002-2487, (2002).

(15) P Loheac : CFM56 Jet Noise Reduction with the Chevron Nozzle, AIAA2004-3044, (2004)

(16) P Bartlett et al. : The Joint Rolls-Royce/Boeing Quiet Technology Demonstrator Programe, AIAA2004-2869, (2004).

(17) J H Mabe et al.: Design and Control of a Morphing Chevron for Takeoff and Cruise Noise Reduction, AIAA2005-2889, (2005).

(18) V G Mengle : Jet Noise Characteristics of Chevrons in Internally Mixed Nozzles, AIAA2005-2934, (2005).

(19) J M Seiner : Aero-Performance Efficient Noise Reduction for the F404-400 Engine, AIAA2005-3048, (2005).

(20) B Greska : The Effects of Microjet Injection on an F404 Jet Engine, AIAA2005-3047, (2005)

(21) B S Henderson : Impact of Fluidic Chevrons on Jet Noise, AIAA2005-2888, (2005)

(22) 大石勉：航空機エンジンの騒音問題に対するCFD解析の適用と現状，日本ガスタービン学会誌，Vol.32 No.4, (2004), pp47-53.

(23) Bill Willshire : Quiet Aircraft Technology Program, Doing the wright stuff; 100 years of Aviation and the Environment, (2003).

(24) X Zhang, X X Chen, C L Morfy and B J Tester: Computation of fan noise radiation through a realistic engine exhaust geometry with flow, AIAA2003-3267, (2003).

(25) C L Bewick et al.: Noise and aerodynamic design and test of a low tip speed fan, AIAA2001-2268, (2001).

(26) J Julliard et al.: Development of a three degree of freedom liner, AIAA2001-2203, (2001).

(27) N J Baker and C L Bewick : Noise test of a negatively scarfed inlet flare, AIAA2001-2139, (2001).

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

イオンビーム応用電子ビーム蒸着法で形成した柱状組織セラミック層と酸化防止アルミナ層を有する遮熱コーティングの耐久性

Durability of Thermal Barrier Coatings with Columnar Structured Ceramic Layer and Oxidation Protective Alumina Layer Produced by Ion Beam Assisted EB-PVD.

有川 秀行*1 ARIKAWA Hideyuki
目幡 輝*1 MEBATA Akira
児島 慶享*1 KOJIMA Yoshitaka

Key words：遮熱コーティング（TBC），柱状組織，電子ビーム物理蒸着（EB-PVD），熱成長酸化物（TGO）
Thermal Barrier Coating, Columnar Structure, Electron-beam Physical Vapor Deposition, Thermally Grown Oxide

Abstract

In the development of high durable Thermal Barrier Coating (TBC) for gas turbines, thermal stress relief of ceramic topcoat and growth suppression of thermally grown oxide (TGO) formed on top boundary are important technical subjects. In this paper, it was investigated that a trial production and a heat cycle test of the columnar structure ceramic topcoat TBC by Ion-beam assisted EB-PVD advantageous to thermal stress relief. Furthermore, columnar structure TBC applied Al2O3 barrier layer was investigated for the growth suppression of TGO.

Consequently, the columnar structure TBC showed the excellent heat cycle durability compared with plasma sprayed TBC. It was shown that the columnar structure TBC applied Al_2O_3 barrier layer could suppress TGO growth to half in thickness.

1．緒言

火力発電プラントのエネルギー変換効率の高効率化に向け，燃焼ガス温度の高温化が進むガスタービンでは，燃焼器や動静翼等の高温部品の温度を低減する手段として，遮熱コーティング（Thermal Barrier Coating：以下 TBC）の適用が進められている。しかし，TBC は高温ガスタービンへの適用に向け，更なる耐久性，信頼性の向上を望まれている。

現在，発電用ガスタービンで主流となっているのは，アンダーコートとして，厚さ0.1～0.3mm の高温耐食耐酸化性に優れた MCrAlY（M は Ni，Co）系合金層を減圧プラズマ溶射（LPPS），または高速ガス炎溶射（HVOF），大気プラズマ溶射（APS）により形成し，その上に，低熱伝導のトップコートとして，厚さ0.2～1mm の6～8mass% の Y_2O_3を添加した部分安定化 ZrO_2(YSZ) 層を APS または電子ビーム物理蒸着（EB-PVD）により形成した二層型 TBC である[1]。

TBC には，温度勾配，基材との熱膨張差，起動停止時の過渡的な温度変化，高温下でのセラミックトップコートの変質（焼結，相変態等）等に起因する応力が作用し，セラミックトップコートの破壊が生じる。また，合金アンダーコートは高温酸化を生じ，トップコート／アンダーコート界面に熱成長酸化物（Thermally Grown Oxide：以下 TGO）が形成される。この TGO が長時間の運転で次第に成長し厚膜化すると，新たな応力の発生や TGO 自体が破壊し，TBC の剥離を引き起こす。このため，TBC の耐久性向上には，(1)セラミックトップコートの熱応力緩和，(2) TGO の成長抑制，の 2 点が重要と考えられ，(1)については，セラミックトップコートの多孔質化，多層化，柱状組織化，縦クラックの導入等の組織制御による応力緩和，及び，従来主流の YSZ よりも，高温安定性，低熱伝導性，熱膨張整合性等に優れた材料の開発が検討されている[2]。また，(2)については，TGO 成長抑制可能な MCrAlX 系合金の開発[3]，バリア層の導入[4]等が検討されている。

本研究では，TBC の耐久性向上を目的に，組織制御によるトップコートの熱応力緩和方法として，代表的な，柱状組織を有するセラミックトップコート TBC 試験片を，イオンビーム応用 EB-PVD 法によって作製し，その耐熱サイクル性をプラズマ加熱サイクル試験により評

原稿受付 2005年2月7日
校閲完了 2005年10月18日
＊1 ㈱日立製作所 日立研究所 エネルギー材料研究部
〒319-1292 茨城県日立市大みか町7－1－1

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

価した。また，TGO の成長抑制として，トップコート／アンダーコート界面に Al_2O_3バリア層を導入した TBC 試験片を作製して酸化試験に供し，その TGO 成長抑制効果について検討した。

2．実験方法

2.1　試験片及びコーティング材料

試験片には，基材として Ni 基合金 IN-738LC を用いた。図 1 に(1)プラズマ加熱サイクル試験片（直径20mm，試験部厚さ10mm），(2) TGO 成長抑制検討用の高温酸化試験片（直径25mm，厚さ 3 mm）の形状をそれぞれ示す。

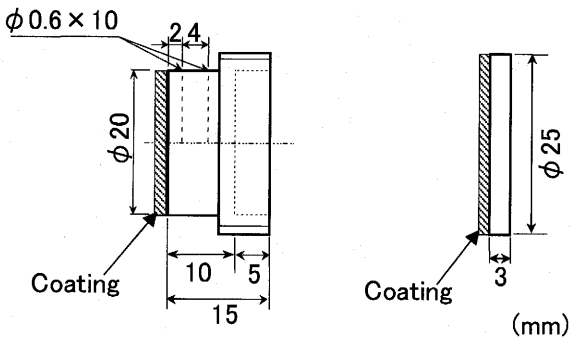
コーティング材料は，アンダーコートに NiCoCrAlY (Ni-23Co-17Cr-12.5Al-0.5Y (mass%)) 合金を全ての試験片で用いた。プラズマ加熱サイクル試験片のトップコートは，安定化元素の異なる 3 種類の部分安定化ジルコニア ZrO_2-8mass%Y_2O_3 (YSZ)，ZrO_2-7.5mass%Sc_2O_3 (ScSZ)，ZrO_2-18mass%CeO_2 (CeSZ) について検討した。現在主流の YSZ は，耐熱サイクル性に優れるが，腐食環境下では安定化元素の Y が腐食成分と反応して脱安定化を招き，耐熱サイクル性が低下することが指摘されている[(5),(6)]。このため，溶射法によるトップコートとしては YSZ に比べ耐熱サイクル性で劣るが，溶融塩腐食環境下での耐食性に優れた部分安定化ジルコニアとして実績のある[(5),(6)]，ScSZ，CeSZ について，柱状組織化によって耐熱サイクル性向上が可能であるか検討した。TGO 成長抑制検討用高温酸化試験片では，トップコートに YSZ を用い，バリア層として Al_2O_3を用いた。

2.2　TBC 試験片の作製

2.2.1　プラズマ加熱サイクル試験片

本研究で柱状組織セラミックトップコートの成膜に用いた，イオンビーム応用 EB-PVD 装置の概略を図 2 に示す[(4)]。本装置は，真空チャンバー内に EB 蒸着系（最大出力16kW），ガスイオン源（口径150mm），試料回転機構，真空排気系を備えた設備である。成膜時は EB 蒸着と同時に，試料への酸素イオン照射を行い，密着力の強化と，皮膜成長部への高密度のエネルギー付与による，柱状組織の成長促進を図ることが特長である。主な成膜条件は，真空度：～10-2Pa，蒸着速度：11nm/s，イオン加速電圧：20kV，成膜温度：1123～1223K（イオン照射電流で調節）である。なお，3 種類のジルコニアの成膜条件は共通とした。成膜の工程は，試験片をホルダーに装着後，チャンバー内を真空排気した。その後，酸素イオンビーム照射を開始し，試験片の予熱を行なった。試験片温度が所定の成膜温度に達した後，EB によって水冷るつぼ内の蒸着原料を加熱蒸発させ，所定の厚さまで成膜を行なった。

図 1 (1)に示した試験片基材に対し，脱脂洗浄後，アルミナ研削材を用いたブラスト処理を施し粗面化した。その後，アンダーコートとして厚さ約0.1mm の NiCoCrAlY



(1)　プラズマ加熱サイクル試験　　(2)　酸化試験

図 1　試験片形状

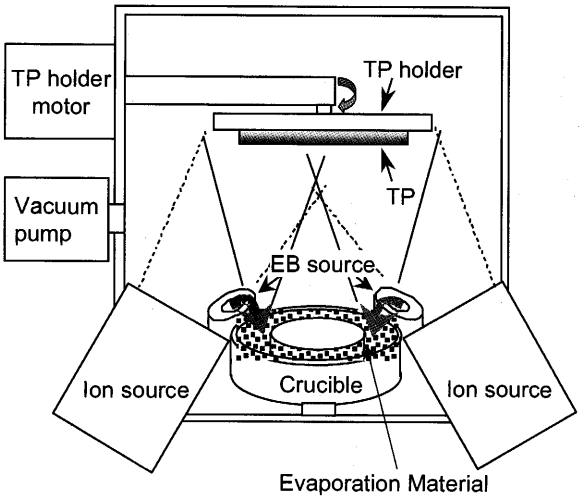
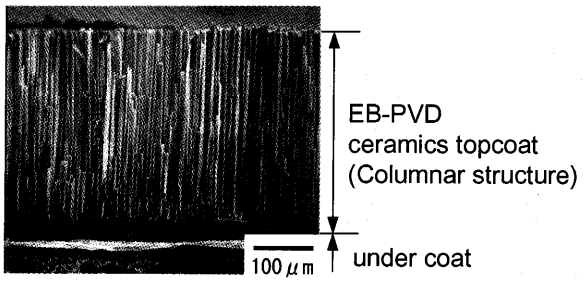
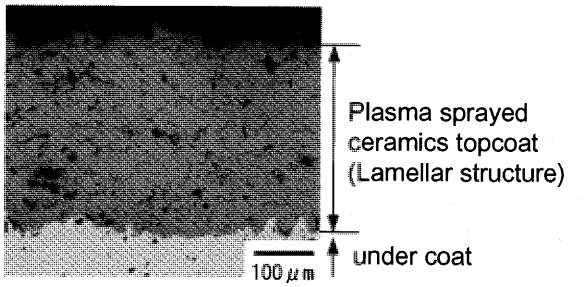


図 2　イオンビーム応用 EB-PVD 装置の概略



(1) SEM photograph of columnar type YSZ TBC.



(2) Microphotograph of plasma sprayed YSZ TBC.

図 3　各 TBC の断面組織

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

合金をLPPSによって成膜した。成膜後，真空中で1393K ×7.2ksの拡散熱処理を施した。さらに，前述のイオンビーム応用EB-PVD法によってYSZ，ScSZ，CeSZの3種類の材料をそれぞれ約0.2mmの厚さでトップコートとして成膜し，柱状TBC試験片とした。なお，蒸着原料は，各材料のインゴットを用いた。成膜の結果，得られた柱状セラミック層の組織は3種類のジルコニアでほぼ同様の組織であった。図3(1)に代表例としてYSZ柱状TBCの破断面SEM組織を示す。なお，比較のために，3種類のジルコニアそれぞれについて，APS（Ar-H_2プラズマ，出力50kW）によるトップコートを約0.2mmの厚さで成膜した溶射TBC試験片も作製した。なお，APSによるトップコートも，3種類のジルコニアはほぼ同様の組織であった。図3(2)にYSZ溶射TBC試験片の光学顕微鏡断面組織を代表例として示す。

2.2.2 TGO成長抑制検討用高温酸化試験片

前項の試験片と同様にして，図1(2)に示した試験片基材に，アンダーコートとしてLPPSによるNiCoCrAlY合金を約0.1mmの厚さで成膜して拡散熱処理を施した。その後，イオンビーム応用EB-PVD法を用いて，バリア層としてAl_2O_3を成膜した。予備検討の結果から，膜厚は約3 μmとした。Al_2O_3の成膜条件は，蒸着原料にAl_2O_3インゴットを用い，蒸着速度を約2 nm/sとした以外は，前述のジルコニアの条件と同様とした。Al_2O_3の成膜後，蒸着原料をYSZインゴットに切り替え，連続的にトップコートとして柱状組織YSZ層を厚さ約0.1mm，前項と同様の条件で成膜して試験片とした。なお，比較のため，Al_2O_3バリア層のない，柱状TBC試験片，及び，溶射TBC試験片も作製した。トップコートの厚さは，いずれも約0.1mmである。

2.3 評価試験

2.3.1 プラズマ加熱サイクル試験

耐熱サイクル性の評価方法としては，1700℃級ガスタービン動翼の高熱流束場における使用条件を想定したプラズマ加熱サイクル試験を用いた。図4にプラズマ加熱試験装置の概略図を示す[4]。本装置は，加熱源として溶射用のプラズマガンを用い，Ar＋H_2プラズマで前述の円板状試験片表面を加熱，同時に裏面を水冷することで試験片の表裏に高熱流束場を与えるものである。加熱条件はプラズマ出力，及び，試験片とプラズマガンの距離で調整する。試験片には図1－(1)に示すように，側面から2本の熱電対を挿入するためのφ0.6mm穴が加工されており，熱電対の先端が試験片の中心軸上に4 mmの間隔で位置するように設定されている。この穴にそれぞれφ0.5mmのSUSシースK型熱電対を挿入し，試験片温度を測定した。この2本の熱電対の温度差から，一次元の熱伝導を仮定し，熱流束を求めた。このような試験装置を用いて，EB-PVD法によるYSZ，ScSZ，CeSZの3種類の柱状TBC試験片について，プラズマ加熱試験を実施した。なお，比較のため3種類のセラミック材の溶射TBC試験片についても同様の試験を実施した。試験条件は，プラズマ出力：約65kW，加熱距離：70mm，熱電対の温度差から求めた熱流束：約2 MW/m^2の条件で，加熱3 min，冷却3 minのサイクルを皮膜の剥離が目視により確認できるまで繰り返した。一次元の熱伝導を仮定し，熱電対の指示値から推定した温度は，トップコート表面温度：約1573K，基材表面側温度：約1273Kであった。なお，本試験は，主にトップコートの熱応力緩和機能の効果を比較するために採用した試験方法であり，加熱保持時間が短い（3 min）ため，実機使用で想定される長時間運転で生じるTBCの経時変化による損傷については考慮していない。

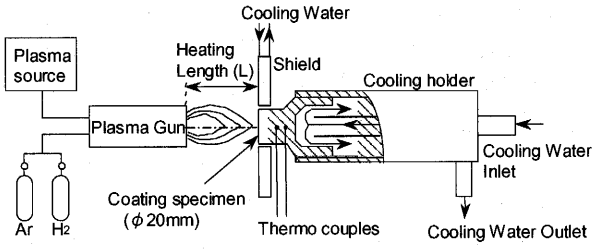


図4 プラズマ加熱サイクル試験の概略

2.3.2 高温酸化試験

作製した3種類のTBC試験片について，バリア層の効果を確認するため，大気中電気炉加熱による高温酸化試験を行った。試験は箱型電気炉を用い，1273Kで3.6 ×10^6sまで大気中で行った。試験後，試験片断面のSEM観察，EPMA分析を実施した。

3．実験結果及び考察

3.1 トップコートの柱状組織化による耐熱サイクル性向上

図5にプラズマ加熱サイクル試験結果を示す[4]。APSでトップコートを成膜した溶射TBC試験片では，数回のサイクル後に試験片中央のφ10mm程度の範囲に剥離

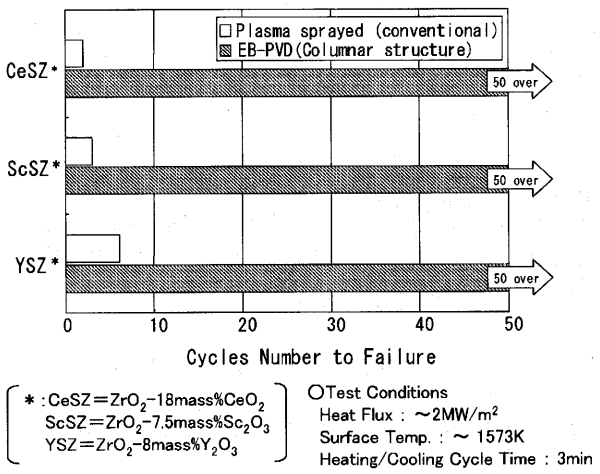
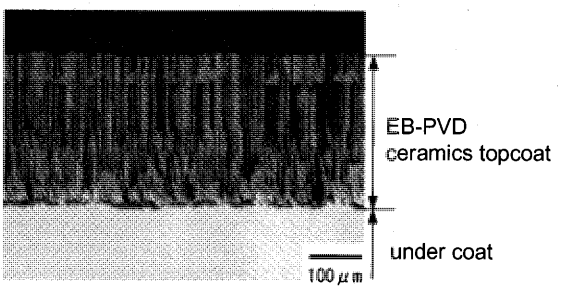


図5 プラズマ加熱サイクル試験結果

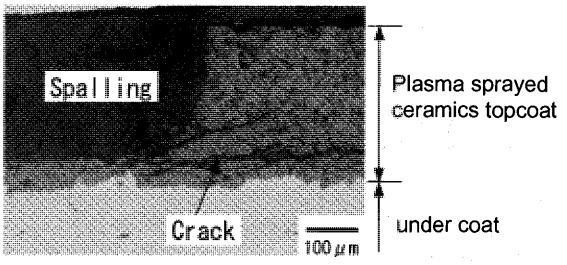
Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

が生じた。剥離までのサイクル数は，CeSZ：2回，ScSZ：3回，YSZ：6回で，CeSZ，ScSZでは，YSZのほぼ1/2のサイクル数で剥離が生じており，YSZが耐熱サイクル性に優れるという，Nagaraj[5]，Jones[6]らの検討結果と同様の傾向を示していた。一方，イオンビーム応用EB-PVDで成膜し，トップコートを柱状組織化したTBC試験片では，3種類の材料いずれもが50回のサイクル後（装置上の制約により50回で試験を打切り）も外観上剥離は認められなかった。図6に柱状TBC，溶射TBC（YSZ試験片）のプラズマ加熱試験後の断面組織観察結果をそれぞれ示す。図6(1)の柱状TBC試験片では，試験後の断面組織観察でもクラック等の損傷は認められず，健全であった。一方，図6(2)の溶射TBC試験片では，トップコート／アンダーコート境界近傍のトップコート内で剥離が生じていた。また，トップコートの剥離部と残存部の境界付近では，残存部側に剥離部から延びる横方向のクラックが観察された。以上の結果から，溶射TBCに比べ，柱状TBCでは大幅に耐熱サイクル性が向上できることが分った。

溶射TBCでは，図3(2)に示したように，溶射偏平粒子が積層し，扁平粒子間に多数の空隙を有する溶射皮膜独特の多孔質組織を持つセラミック層が得られる。このような積層型の組織では，多孔質組織によってある程度の熱応力緩和効果は期待できるが，皮膜内に剥離を生じる方向（膜面と平行方向＝断面写真の横方向）に潜在的な欠陥を多数内在しているため，熱サイクルによってこれら欠陥を起点として横方向クラックが進展し，図6(2)に示したような剥離に到ると考えられ，耐熱サイクル性には限界があると考えられる。一方，EB-PVD法ではセラミック層のより微細なレベルでの組織制御が可能であり，プラズマ溶射と全く異なる，図3(1)に示したような数μm幅の柱状組織の集合体から成る柱状組織セラミック層が得られる。このような柱状組織セラミック層は，皮膜内に剥離を生じる方向にほとんど欠陥がなく，さらに微細な柱状組織間の分離により熱ひずみを吸収できるため，非常に優れた耐熱サイクル性を示すと考えられる。



(1) Microphotograph of columnar type YSZ TBC specimen after 50 heat cycles.



(2) Microphotograph of plasma sprayed YSZ TBC specimen after 6 heat cycles.

図6　プラズマ加熱サイクル試験後の断面組織

3.2　Al_2O_3バリア層によるTGO成長抑制の検討

試験に供した3種類のTBC試験片の試験前の断面組織を図7上段に示す。Al_2O_3バリア層を導入したTBC試験片の断面組織において，トップコートとアンダーコートの間に黒い帯状に見えるのがAl_2O_3バリア層で，厚さは約2μmであった。Al_2O_3バリア層はトップコートとアンダーコートに良く密着しており，間隙や空孔等は認められないことから，良好な組織と考えられる。

各試験片の1273K，3.6×10^6s酸化試験後の断面組織を図7中段に，酸化試験後のEPMAによる断面の元素分布の分析結果を図7下段に示す。Al_2O_3バリア層を有する柱状TBCの試験後の断面組織では，トップ／アンダーコート界面に，試験前のAl_2O_3バリア層（厚さ約2μm）に比べ，厚いTGO層が形成され，10～20μm程度の厚さとなっていた。EPMA分析の結果から，このTGO層は，ほぼ純粋なAl_2O_3であることが分った。この結果から，試験前に2μmの厚さAl_2O_3バリア層を設けたが，Al_2O_3バリア層だけでは完全に酸化の進行を防止することはできず，Al_2O_3バリア層を通じ酸素が浸入してトップ／アンダーコート界面にAl_2O_3酸化物が成長したと考えられる。欠陥を含まない耐酸化性に優れたAl_2O_3バリア層が形成されていれば，TGOの成長速度はより低減されると予測できることから，Al_2O_3バリア層内のミクロクラック等を通じて酸素が浸入したと推測される。一方，比較の為に実施した，バリア層の無い柱状TBCの断面組織では，界面に非常に厚いTGO層が形成されていた。その厚さは20～40μm程度の厚さとなっており，Al_2O_3バリア層を有する柱状TBCのほぼ2倍の厚さにまで成長していた。EPMA分析の結果から，このTGO層は二層構造となっており，アンダーコート側にはAl_2O_3層が，トップコート側には，Cr，Ni，Coの複合酸化物層が生じていることが分った。このように，Al_2O_3バリア層を設けた柱状TBCでは，トップ／アンダーコート界面のTGO成長を完全に防止することはできないが，TGOの成長抑制効果が認められた。また，溶射TBCの試験後の断面組織では，TGO層は5～10μm程度の厚さに成長しており，Al_2O_3バリア層TBCのほぼ1/2，バリア層の無い柱状TBCのほぼ1/4の厚さにしか成長していなかった。分析結果でも，酸化物はほぼAl_2O_3であることが分った。このような，溶射TBCの結果と，前述のAl_2O_3バリア層の有無による柱状TBCの結果を比較すると，溶射TBCに比

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

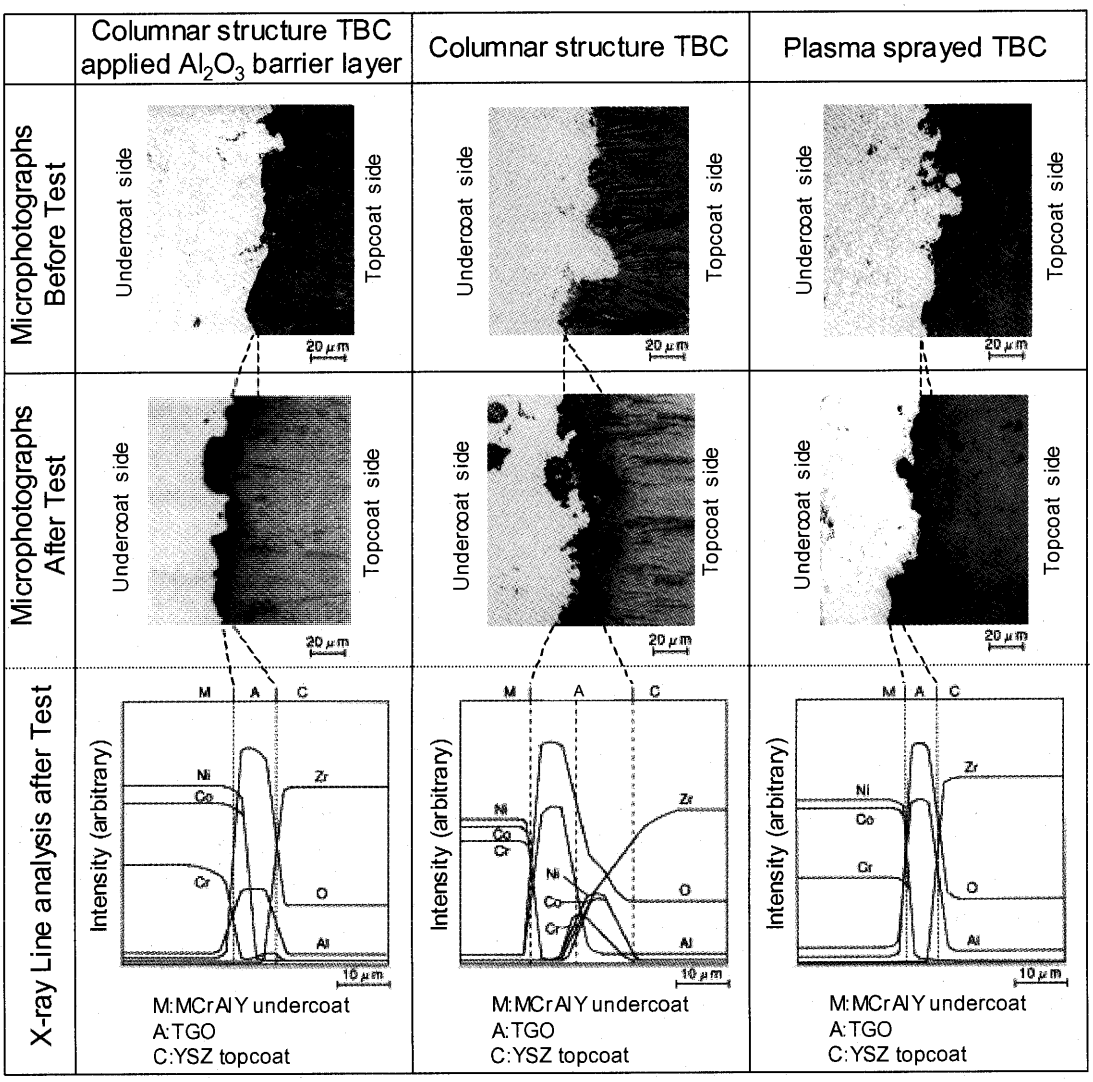


図7 酸化試験前後の断面組織及び試験後のEPMA線分析結果

べ，柱状TBCはトップコート／アンダーコート界面のTGOが成長しやすいことが分った。溶射TBCにおける，TGO成長に必要な酸素供給の機構として，トップコートの気孔等を通じたガス浸透，及び，酸素イオン伝導の二つが報告されていることから[7]，柱状TBCでTGOが成長しやすい理由として，以下の二つが考えられる。(1)熱応力緩和機構として作用する個々の柱状組織の分離によって，トップコートを縦方向（膜厚方向）に直線的に貫通する空隙が多数生じ，これがガスの通路となる。(2)柱状TBCでは，膜厚方向に連続的に成長した柱状組織のため，YSZの酸素イオン伝導による酸素透過性が高い。これらの要因により，何れの機構においても，柱状TBCは酸素がトップコートを通過し易いため，トップコート／アンダーコート界面における酸素分圧が比較的高く，TGOの成長速度が早いものと考えられる。これに対し，溶射TBCでは，扁平粒子の積層組織で，かつ，積層粒子間に沿った横方向（膜面方向）に多数の欠陥が存在するため，酸素イオン伝導が阻害される。また，欠陥が連結して表面からアンダーコート界面まで連続する通路も存在するが，その経路は複雑で，柱状TBCのようにトップコートを縦方向に直線的に貫通する通路は皆無である。このため，溶射TBCでは，トップコート／アンダーコート界面における酸素分圧が柱状TBCに比べ低く，TGOの成長が遅いと考えられる。

なお，本研究では，柱状組織セラミックトップコートの成膜時に，予熱段階からの酸素イオンビーム照射を併用している。これが，アンダーコート表面における酸化物の核形成，照射欠陥導入による酸素拡散の助長といった影響を与え，溶射TBCに比べ，TGOの成長を促進している可能性も考えられる。しかし，予熱段階からの酸素イオンビーム照射を同様に実施した，Al_2O_3バリア層の無い柱状TBCとAl_2O_3バリア層を設けた柱状TBCの比較では，前者のTGOが複合酸化物とAl_2O_3の二層構造となっているのに対し，後者ではTGOが成長し酸化が進行しているにもかかわらず，複合酸化物の形成が認められない。Al_2O_3バリア層を設けた場合は，バリア層が無い場合に比べ，酸化物が形成するボンドコート表面の低酸素分圧が予測される。これは，酸素分圧の違い

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

が酸化物の形成過程に影響を及ぼすことを示唆していると考える。

また，本研究では，酸化環境のみでの検討を実施したが，腐食環境下のバーナリグ試験による検討でも，Trubelja らが柱状 TBC の環境遮蔽性の低さを指摘しており，柱状組織トップコートの表面に，さらに緻密質のセラミック層を環境遮蔽層として設けることで，腐食環境下での耐熱サイクル性が改善されることを報告している[8]。従って，高温酸化腐食が厳しい高負荷における運転が長時間に及ぶ，発電用ガスタービンへの柱状 TBC 適用では，柱状トップコートの環境遮蔽性の低さを改善することが，TBC の耐久性向上のために重要と考えられる。

4．結論

TBC の耐久性向上を目的に，イオンビーム応用 EB-PVD 法による柱状組織 TBC のプラズマ加熱サイクル試験による耐熱サイクル性評価，及び，柱状 TBC の TGO 成長抑制の試みとして，Al_2O_3バリア層を導入した柱状 TBC について酸化試験を実施し，以下の結論を得た。

(1) イオンビーム応用 EB-PVD 法による柱状 TBC では，同種材の溶射 TBC に比べ，耐熱サイクル性が大幅に向上する。また，溶射法では YSZ に比べ耐熱性で劣る，ScSZ，CeSZ についても，柱状 TBC にすることによって大幅な耐熱サイクル性向上が得られる。

(2) 柱状 TBC では，Al_2O_3バリア層を導入することで，バリア層の無い場合に比べ，TGO の成長を約1/2の厚さに抑制可能である。これは，バリア層の無い柱状 TBC では，Ni，Co，Cr の複合酸化物と Al_2O_3との二層構造の TGO が厚く成長するが，バリア層を導入することで，ボンドコート表面の酸素分圧を低減し，複合酸化物の形成を防止できるためであると推定される。

(3) 柱状組織 TBC は，耐熱サイクル性に優れるが，環境遮蔽性では劣り，Al_2O_3バリア層を設けた場合でも TGO の成長は溶射 TBC に比べて速い。このため，柱状 TBC の耐久性向上には環境遮蔽性の改善が必要と考えられる。

5．謝辞

本研究は，「二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービン技術 第Ⅰ期研究開発」の一環として，新エネルギー産業技術総合開発機構（NEDO）からの委託を受けて実施したものである。ご支援頂いた関係各位に，深く感謝の意を表す。

6．参考文献

(1) 吉岡洋明，土井裕之，武田淳一郎，難波浩一，岡田郁生，武浩司，伊藤健之；日本ガスタービン学会誌，32-3（2004），p.130
(2) C.G.Levi ; Current Opinion in Solid State & Materials Science, 8-1(2004), p.77
(3) 加藤俊樹，小川和洋，庄司哲雄；溶射，39-2（2002），p.52
(4) 有川秀行，西和也，児島慶享，久松暢，新田明人；日本ガスタービン学会第16回ガスタービン秋季講演会予稿集，(2001)
(5) B. A. Nagaraj and D. J. Wortman ; ASME Paper 89-GT-270 (1989)
(6) R. L. jones ; Surface and Coating Technology, 39/40 (1989), p.89
(7) A. C. Fox, T. W. Clyne ; Surface and Coatings Technology, 184 (2004) p.311
(8) M. F. Trubelja, D. M. Nissley, and J. G. Smeggil ; Advanced Turbine Systems Annual Program Review Meeting (1999)

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

Effects of Airfoil Clocking on Aero-performance and Unsteady Blade Loading in a High-Speed Axial Compressor

KATO Dai* IMANARI Kuniyuki**

ABSTRACT

This paper investigates numerically the effects of airfoil clocking on aero-performance and unsteady blade loading in low-speed and high-speed compressor rotor-stator-rotor stages using a quasi-3D unsteady multi-stage Navier-Stokes code. In each of the 1.5-stage cases, four computations are performed at different clocking positions between the upstream rotor and the downstream rotor, in 25% blade-pitch increment. Computation of the low-speed case shows that the maximum efficiency is achieved when the upstream rotor wake impinges on the leading edge of downstream rotor, a similar efficiency variation trend with that of the previous studies for low-speed cascades. The high-speed case, on the other hand, indicates different efficiency variation trend from the low-speed case. Underlying mechanism is related to the change in the downstream rotor blade suction-surface shock strength depending on the path of the upstream rotor blade wake through the downstream rotor blade-to-blade passage. Furthermore, due to the change in the rotor shock strength, unsteady loading on the stator vane in between the two rotors is found to vary significantly. The present computation's ability to predict unsteady vane-surface pressures is also validated using in-house rig test data.

INTRODUCTION

Airfoil clocking has been investigated recently by several researchers, for it possesses an attractive efficiency improvement potential for turbomachinery without any design changes on the airfoils. In turbines, Huber, et al (1995) measured 0.8 point efficiency variation in a two-stage turbine by clocking the first stage stator relative to the second stage stator. Griffin, et al (1995) obtained a maximum efficiency at the same clocking position by conducting a 2-D unsteady Navier-Stokes analysis at the mid span of the same turbine. Arnone, et al (2001) reported, using a quasi-3D unsteady N-S analysis, a 0.7 point efficiency variation by clocking the rotors and the stators of a three-stage low pressure turbine.

For compressors, effects of stator clocking were investigated numerically by Gundy-Burlet, et al (1997) for a low-speed 2.5 stage case using a 2-D N-S analysis. Dorney, et al (1998) studied a mid-subsonic 1.5 stage case using a quasi-3D N-S analysis. These studies reported roughly 0.6 point efficiency variations. In an experimental study by Saren, et al (1998), 0.8 point efficiency variation was reported by clocking the inlet guide vanes and the downstream stator vanes in a high-subsonic 1.5 stage machine.

One of the major conclusions from these studies is that the maximum performance is achieved when the upstream airfoil wake impinges on the leading-edge of downstream airfoil in the same frame of reference. These studies are however mostly limited to low-speed configurations, and question remains whether the same effect can be found in high-speed compressor stages. A recent study by He, et al (2002) using an efficient multi-stage, single-passage harmonic solver revealed a different loss variation trend by rotor-rotor clocking in a transonic flow compared to the trend in a subsonic flow. Even though their explanation that the loss variation in the transonic case was related to interaction between the upstream rotor wake and the downstream rotor suction-surface shock was very interesting, it lacked detailed supporting evidence, partly because of the simplified analysis approach.

One of the concerns for applying clocking in compressors is its effect on the unsteady blade loading

＊この論文は2003年に開催されたIGTCで発表されたものの中で特にIGTC論文委員長より推薦のあったものを再度校閲したものです。

＊ Advanced Technology Department, Aero-Engine&Space Operations, Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd. 229 Tonogaya, Mizuho-machi, Nishitama-gun, Tokyo 190-1297, JAPAN

＊＊ Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd.

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

on the middle airfoil in between the upstream and downstream airfoils. Cizmas, et al (1999) showed by a quasi-3D unsteady N-S study on IGV-rotor -stator configuration that unsteady pressure on the rotor at the maximum efficiency IGV-stator position could be more than three-times larger in magnitude than at the minimum efficiency position. Hsu, et al (1997) reported in their experimental study that by clocking the rotors in a low-speed rig, the unsteady force on the stator could be changed by more than 60%. Question remains whether such variation in blade forces could be observed in high-speed cases as well.

This paper investigates the effects of airfoil clocking on performance in both high-speed and low-speed compressor rotor-stator-rotor stages using a quasi-3D unsteady multi-stage Navier-Stokes code. In the high-speed case, an efficiency variation mechanism, unique for transonic flow, is described, which is related to the change in the downstream rotor blade suction-surface shock strength depending on the path of the upstream rotor blade wake through the downstream rotor blade-to-blade passage. Furthermore, variation of the unsteady loading on the stator vane in between the two rotor blade rows is studied for the transonic case to see the effects of rotor clocking on its aeromechanics.

COMPRESSOR CASCADES

Two 1.5-stage, i.e. rotor-stator-rotor, cases are extracted for the present quasi-3D clocking study from the mid-span of a modern multistage high-pressure compressor. The first case represents low-speed or subsonic configuration, found in rear-stages of the compressor. Table 1 shows its main aerodynamic and geometric design parameters. The second case represents high-speed or transonic configuration, whose main specifications are summarized in Table 2. In this high-speed case, representative of the mid-stages of the multistage compressor, flow enters both the upstream and the downstream rotors with subsonic relative Mach number, and become supersonic near their suction surfaces, locally creating shock waves.

NUMERICAL PROCEDURE

The numerical scheme and the grid system used in this study were originally developed and validated by Outa, et al (1994) using a subsonic compressor rig test data. The scheme was applied afterwards to transonic rotor-stator system and its ability to predict rotor wake profile and the downstream stator vane surface

Table 1 Specifications for subsonic 1.5-stage case

	Upstream rotor	Middle stator	Downstream rotor
Airfoil count ratio	3	4	3
Solidity	1.64	1.70	1.60
Inlet axial velocity / Blade speed	0.51	0.47	0.47
Inlet Mach number *	0.75	0.56	0.74
Exit Mach number	0.45	0.35	0.41
Inlet flow angle deg *	59.0	51.0	63.0
Exit flow angle deg	39.0	13.0	36.0
Diffusion factor	0.54	0.54	0.60
Pressure ratio	1.34	-	1.40
AVDR	1.09	1.08	1.08
Reynolds number 10^6	1.79	1.22	2.08

*) Mach number and flow angle defined in respective frames

Table 2 Specifications for transonic 1.5-stage case

	Upstream rotor	Middle stator	Downstream rotor
Airfoil count ratio	5	8	5
Solidity	1.70	1.61	1.77
Inlet axial velocity / Blade speed	0.58	0.59	0.57
Inlet Mach number	0.91	0.80	0.85
Exit Mach number	0.55	0.48	0.47
Inlet flow angle deg	54.0	51.0	57.0
Exit flow angle deg	25.0	14.0	27.0
Diffusion factor	0.48	0.56	0.54
Pressure ratio	1.62	-	1.57
AVDR	1.21	1.12	1.16
Reynolds number 10^6	1.53	0.94	2.02

pressure was validated. Comparison of the computed stator vane unsteady pressure with the in-house rig test data is made in later section. Summary of the numerical system is described below.

Governing flow-field equations at mid span are approximated by quasi-3D unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes equations, assuming that the flow is parallel to a stream-tube. A two-layer algebraic turbulence model by Baldwin and Lomax (1978) is used for turbulence closure. A third-order upstream TVD finite difference scheme of Chakravarthy-Osher (1985) is applied for the convective terms. A second-order central finite- difference is applied for viscous terms. A first-order Euler backward scheme is used for temporal discretization with a relatively small global time step width, and Newton-Raphson sub-iteration is applied to reduce the linearization and factorization errors in the time integration.

As shown in Fig.1, a structured computational grid system is constructed with an O-grid around the airfoils and an H-grid filling the rest of the passages. Normal grid width on the surface is kept to $y+=3-5$. Number of grid points for each of the O-grid is

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

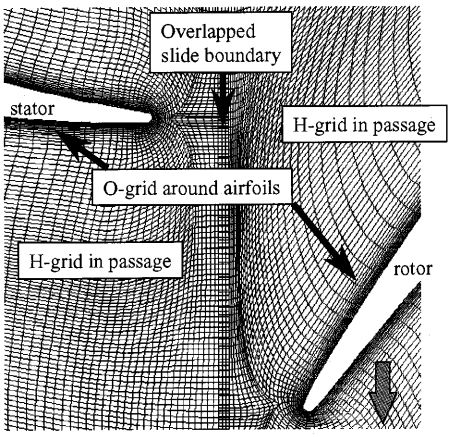


Fig.1 Numerical grid system for unsteady stage analysis

201x21, while for the H-grids in the transonic case, 151x51 (axial x circumferential) nodes are provided per passage for the upstream rotor, 131x121 per passage for the stator, and 141x151 per passage for the downstream rotor. The middle stator and the downstream rotor domains are densely discretized to capture the upstream rotor wakes. Total number of grid points is around 350,000 for 5-rotor-blade/8-stator-vane/5-rotor-blade case. Note that the B-L turbulence model is solved not only in O-grids but also in H-grids by handing over information at the grid interfaces. The model is, however, applied only around the airfoils, and not in the wakes.

On the inlet boundary, total pressure, total temperature and absolute flow angle are specified, and static pressure is specified on the exit boundary. At the overlapped sliding boundary between the rotor and the stator domains, boundary conditions at one domain are obtained by simply linear-interpolating locally the physical variables from the other domain at each time step. Cyclic boundary condition is applied on the circumferential periodic boundary. No-slip and adiabatic condition are assumed on the airfoil surfaces. As shown in Fig.2, the downstream rotor blade is clocked with respect to the upstream rotor blade. Four clocking positions, designated as shift=0%pitch, 25%pitch, 50%pitch, and 75%pitch, are computed for each of the cases.

PREDICTED PERFORMANCE VARIATION FOR SUBSONIC CASCADE CASE

Figure 3 shows the variation in efficiency with respect to the clocking position for the subsonic case. Here, efficiency η is calculated using Eq. (1):

$$\eta = \frac{\overline{\overline{\left(\frac{\overline{P_{t,ex}}}{\overline{P_{t,in}}}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}}} - 1}{\overline{\overline{\left(\frac{\overline{T_{t,ex}}}{\overline{T_{t,in}}}\right)}} - 1} \tag{1}$$

where P_t, T_t and γ indicate absolute total pressure, absolute total temperature and specific heat ratio, respectively. Subscripts *in* and *ex* respectively indicate inlet and exit, while $\overline{(\ )}$ and $\overline{\overline{(\ )}}$ indicate spatial-average and time-average. Spatial averaging at the stage inlet is mass-weighted, while at the stage exit, mixed-out averaging is performed to take mixing loss into account; see Appendix for detail of the averaging process. It is found that the maximum efficiency as a whole, as well as for the downstream rotor blade alone, is achieved at shift=25% position. Figure 4 (a) shows the phase-lock averaged entropy field at this clocking position. The upstream rotor blade wake is seen to impinge on the leading-edge of the downstream rotor blade. Such an observation is in accordance with findings from other published papers. Only 0.2point efficiency variation is predicted for this case. One reason for the small difference in efficiency among the clocking positions may be attributed to the

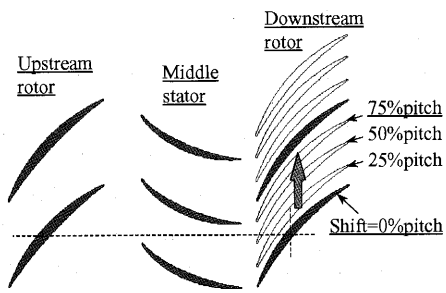


Fig.2 Definition of clocking positions

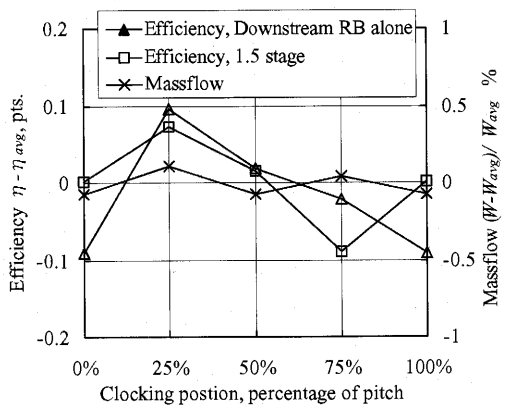
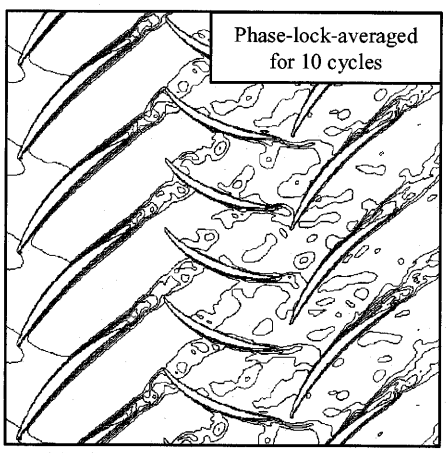
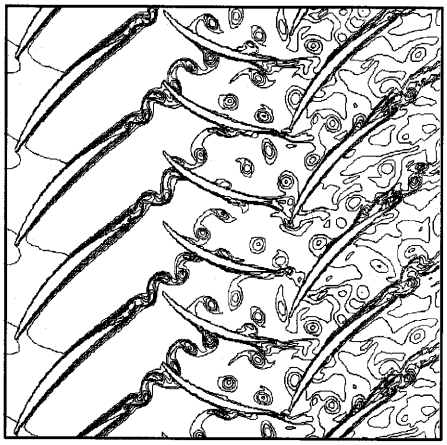


Fig.3 Variation of predicted efficiency against clocking position for subsonic case.

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.



(a) Phase-lock averaged entropy field



(b) Instantaneous entropy field

Fig.4 Computed flow field at maximum efficiency clocking position (shift=25%pitch) for subsonic case.

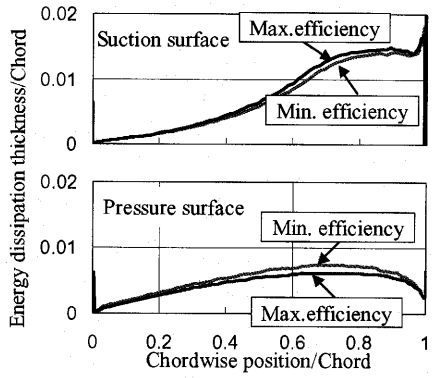


Fig.5 Time-averaged energy dissipation thickness of downstream rotor blade surface boundary layer at max/min positions for subsonic case

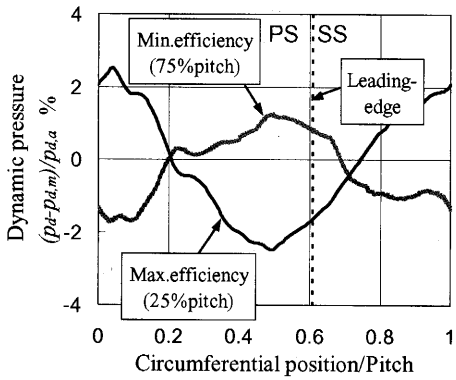


Fig.6 Time-averaged relative dynamic pressure at downstream rotor inlet for subsonic case

wake trajectory of the upstream rotor blades being disturbed by the vortices shed from their trailing edges under this computed condition; see Fig.4 (b). Reynolds number based on the relative flow velocity at the rotor exit and the rotor blade trailing edge radius is around 1.0×10^4, which indicates that such a Karman-like vortex shedding may be possible if the trailing edge is thought of as a 2-D circular cylinder. Strouhal number is found to be around 0.16 for the present case. Dense O-grid around the edge region might have enabled the present simulation to capture such behavior. This type of vortex shedding is not, however, observed for the transonic case in the next section, although the Reynolds number is about the same with that of the present case. Further study is needed to clarify the reason for such wake behavior. Lack of wake model in the present Baldwin-Lomax simulation is another candidate that caused this type of wake behavior.

Figure 5 shows the energy dissipation thickness δ_3 of the boundary layer on the downstream rotor blade surfaces. Here, δ_3 is calculated by Eq. (2) using the time-averaged quantities:

$$\delta_3(s) = \int_0^{\delta} \frac{\overline{\rho}(s,n)\overline{u}(s,n)}{\overline{\rho}_e(s)\overline{u}_e(s)} \left(1 - \frac{\overline{u}^2(s,n)}{\overline{u}_e^2(s)} \right) dn \qquad (2)$$

where ρ, u, and δ indicate density, relative flow velocity, and boundary layer thickness, respectively, while s and n respectively indicate surface-wise distance from the leading edge and a local coordinate normal to the blade surface. Subscript e denotes quantities at the edge of the boundary layer. As shown in the figure, no significant difference in energy dissipation thickness of the downstream rotor blade surface is found between the maximum efficiency (25%pitch) and minimum efficiency (75%pitch) cases, indicating no significant difference in loss coefficient between them. On the other hand, the time-averaged dynamic pressure at the leading edge position of the downstream rotor, Fig.6, becomes nearly minimum at

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

the maximum efficiency case and nearly maximum at the minimum efficiency case. Since total pressure loss is the product of loss coefficient and dynamic pressure, the efficiency drop should be related with the difference of dynamic pressure at the downstream rotor leading edge.

PREDICTED PERFORMANCE VARIATION FOR TRANSONIC CASCADE CASE

For the transonic case, three operating points, p1, p2 and p3 are computed as shown in Fig.7. Efficiency variation mechanism is discussed in detail using the results at p1, followed by a brief discussion on the effect of loading, or throttling, on optimum efficiency position.

Figure 8 shows the predicted efficiency variation with respect to the clocking position for the transonic case p1. For this case, maximum efficiency is reached at shift=0%pitch clocking position and minimum efficiency is reached at shift=50%pitch clocking position. Variation in efficiency is computed to be 0.4points for 1.5-stage. Downstream rotor alone shows 1.4-point efficiency change. A slight difference in the computed mass flow among the four clocking positions should have caused some variation for upstream rotor efficiency (negative incidence for higher mass flow cases, shift=0% and 75%pitch clocking positions caused some loss increase). This variation would diminish if the mass flow were adjusted, possibly bringing the 1.5-stage efficiency variation level closer to the downstream rotor alone efficiency variation level.

Figure 9 shows the computed flow fields for the maximum and minimum efficiency clocking positions by instantaneous entropy presentation. It is found that the maximum efficiency (shift=0%pitch) in this transonic case is achieved when the upstream rotor blade wake passes through the downstream rotor blade-to-blade passage near the suction surface. On the other hand, minimum efficiency (shift = 50%pitch) is achieved when the upstream rotor blade wake passes through the downstream rotor blade-to-blade passage closer to the pressure surface. As shown in Fig.10(a) by the time-averaged pressure contours and in Fig.10(b) by the time-averaged blade surface Mach

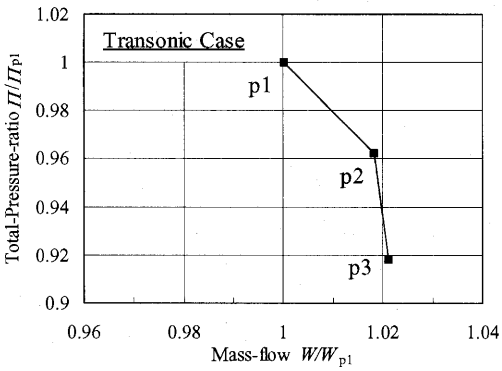


Fig.7 Computed operating points for transonic case

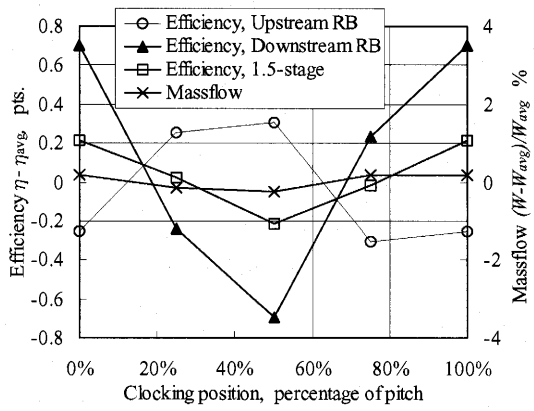
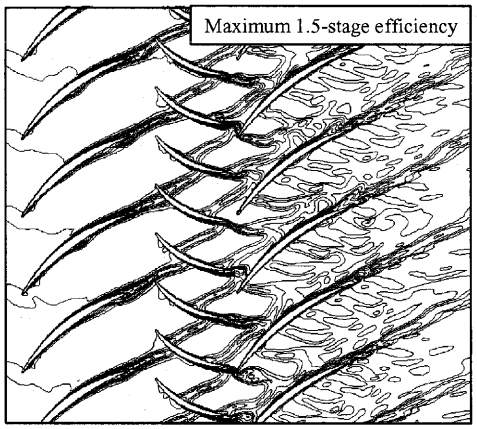
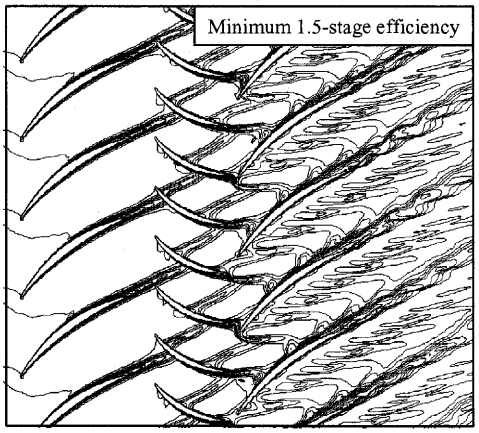


Fig.8 Variation of predicted efficiency against clocking position for transonic case, operating point p1



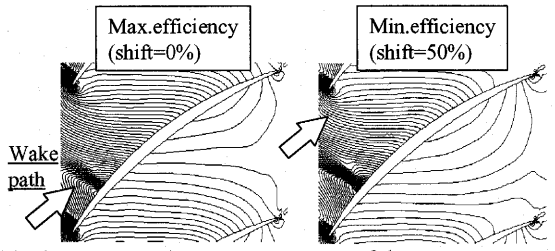
(a) Shift = 0%pitch (maximum efficiency)



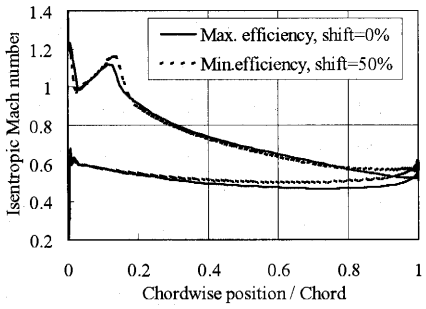
(b) Shift = 50%pitch (minimum efficiency)

Fig.9 Computed instantaneous flow field for transonic case, operating point p1 (entropy contours)

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

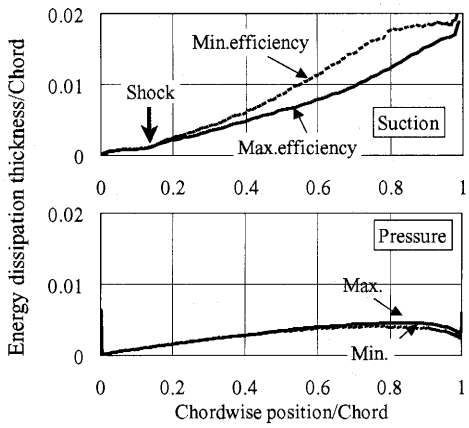


(a) Time-averaged pressure contours of downstream rotor

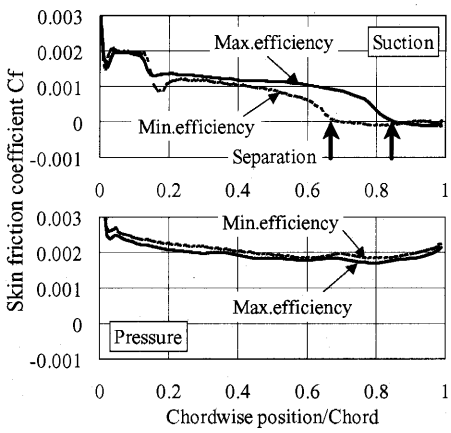


(b) Time-averaged isentropic Mach number

Fig.10 Difference in strength of suction-surface shock of downstream rotor blade at maximum and minimum efficiency clocking positions; transonic case, p1.



(a) Energy dissipation thickness of downstream rotor



(b) Skin friction coefficient of downstream rotor

Fig.11 Time-averaged boundary-layer characteristics of downstream rotor blade at maximum and minimum clocking positions for transonic case, p1.

number distribution, the shock wave on the suction surface of the downstream rotor blade is weaker in the maximum efficiency clocking position than in the minimum efficiency position. Such a difference in the shock strength is found to be caused by the difference in the relative inlet Mach number near the suction surface of the downstream rotor blade. In the maximum efficiency case, lower Mach number flow of the upstream rotor blade wake passes over the suction surface, compared to the minimum efficiency case when the wake passes near the pressure side.

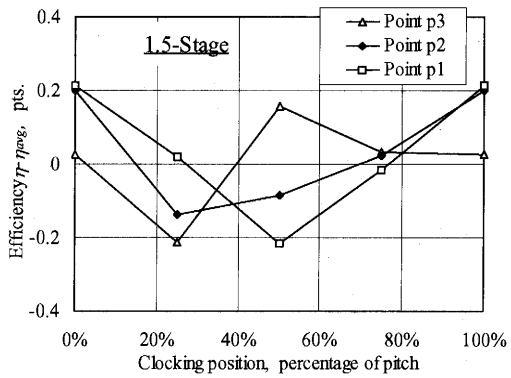
Due to the weakened shock wave, the energy dissipation thickness on the suction surface of the downstream rotor blade is found not to grow as drastically behind the shock foot as in the minimum efficiency case, as shown in Fig.11 (a), thus contributing to the suppression of the loss increase of the downstream rotor blade. In addition, weakened shock is found also to delay the suction surface flow separation toward the trailing-edge for the maximum efficiency case; see Fig.11(b).

He, et al (2002) observed in their transonic rotor-stator-rotor CFD that the maximum loss, or the minimum efficiency, was obtained when the upstream rotor wake passed over the suction surface of the downstream rotor, which was contrary to the present result. They stated that at this clocking position, the upstream rotor wake passed across the strongest part, i.e. the foot, of the downstream rotor passage shock among other positions, resulting in most severe deceleration of the wake fluid and highest mixing loss. Their nonlinear harmonic CFD, on the other hand, seems not to have predicted the weakening of the shock foot due to coming of the lower inlet Mach number flow of the upstream rotor wake, as mentioned in the present case. It may be assumed that, at this clocking position, the present case predicted the decrease of the downstream rotor blade profile loss due to the shock weakening to be larger than the increase of the upstream rotor wake mixing loss described by He, et al. Such difference in the optimum clocking position between the two computations is believed to be largely due to the difference in the Mach number. The computation by He, et al, is done for the front stage of a transonic compressor, so that the incoming Mach number should be higher and the shock stronger and more developed than in the present case. Difference in the Mach number level may determine which loss mechanism overrides the other in the downstream rotor region.

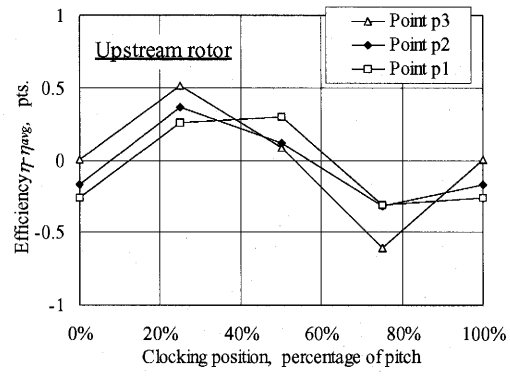
Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

Adequacy of the present computation to accurately predict He's loss mechanism should also be addressed in the authors' future research.

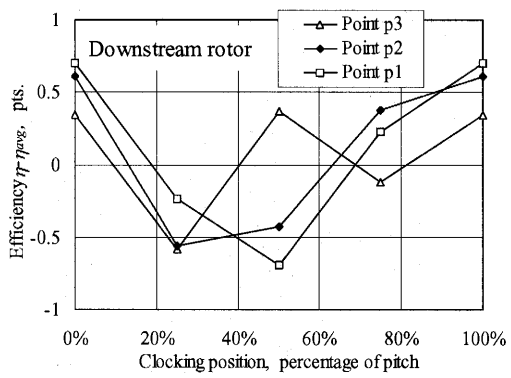
Figure 12 summarizes the effect of loading on the efficiency variation trend with respect to rotor clocking for the transonic case. Maximum efficiency is achieved at roughly the same clocking position (shift=0%pitch) at p2 and p1, indicating that clocking is not sensitive to loading for moderate to high loading conditions in the computed case. Optimum clocking position for low loading condition p3 is changed to shift=50%. Computed data showed some overturning of the upstream rotor exit flow at p3 compared to p1 and p2 cases, which resulted in change of the upstream rotor wake circumferential position at the downstream rotor blade inlet. Such overturning at p3 resulted from the upstream rotor inlet flow being more negative incidence than in p1 and p2, causing more attached flow on the suction surface, while producing some flow separation on the pressure surface.



(a) 1.5-stage efficiency variation



(b) Upstream rotor efficiency variation



(c) Downstream rotor efficiency variation

Fig.12 Effect of loading on computed efficiency variation with respect to clocking position for transonic case.

UNSTEADY BLADE LOADING

Clocking is often reported to accompany variation in the amplitude of the unsteady loading on the middle blade/vane in between the upstream and downstream vane/blade rows. In this section, unsteady aerodynamic loading on the middle stator vane in the transonic case is studied using the computed data.

Before analyzing the vane surface pressure data in the present transonic case, the present numerical code is validated first for its ability to predict such unsteady pressures. Another computation is performed at the mid-span of a single-stage transonic axial compressor, in which a series of rig test has been performed in-house to obtain unsteady pressure data on the stator vane surface generated by the upstream rotor blade wakes. Unsteady pressure was measured by flush mounting arrays of pressure transducers at the mid span of the stator vane's suction and pressure surfaces. Details are described in Kato, et al (1999). Figure 13 shows the computed flow field using the present numerical code. Computed time-dependent pressure on the stator vane is Fourier decomposed to obtain the first blade-passing-frequency (BPF) component, which is usually of primary concern in aeromechanical design. Figure 14 compares chord-wise distribution of the predicted and measured 1st BPF component of unsteady pressure in 75%design speed case. It is seen that the present numerical code predicts the vane surface unsteady pressure well.

Returning to the transonic 1.5-stage case, Fig.15 compares the chord-wise distribution of the unsteady pressure difference on the stator between different clocking positions. These are the averaged profile over the eight vanes in the stator. Here, the unsteady pressure difference is defined as the difference of the pressure between the pressure surface and the suction surface at the same percentage of the surface-wise distance from the leading edge. Specifically, it is calculated as follows;

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

$$\begin{aligned}
\delta P_{s,R}(s) &= \tilde{P}_{s,ps}(s)\cos\phi_{ps}(s) - \tilde{P}_{s,ss}(s)\cos\phi_{ss}(s) \\
\delta P_{s,I}(s) &= \tilde{P}_{s,ps}(s)\sin\phi_{ps}(s) - \tilde{P}_{s,ss}(s)\sin\phi_{ss}(s) \\
Amplitude &= \sqrt{\delta P_{s,R}{}^2 + \delta P_{s,I}{}^2} \\
Phase &= \tan^{-1}\left(\delta P_{s,R} \big/ \delta P_{s,I}\right)
\end{aligned} \tag{3}$$

where $\tilde{P}_s$ and ϕ denote amplitude and phase of the first BPF Fourier coefficient of the static pressure on the stator vane, s denotes surface-wise distance from the leading edge, and subscripts ps and ss denote pressure surface and suction surface.

It is found from Fig.15 that, in this transonic case, unsteady loading is much larger at the minimum efficiency clocking position, shift=50%pitch, than at the maximum efficiency clocking position, shift=0%pitch. This is somewhat contrary to previous observations for low speed cases in open literature, for example Cizmas, et al (1999), that higher unsteady loading is usually generated at maximum efficiency position. An explanation for the variation in unsteady loading for the present case is related to the difference in the shock strength on the suction surface of the downstream rotor blade as mentioned in the last section. As shown in Fig.16, stronger shock waves are seen for shift=50%pitch clocking position than for shift=0%pitch clocking position, which is again due to the difference in the circumferential position of the upstream rotor blade wake at the downstream rotor

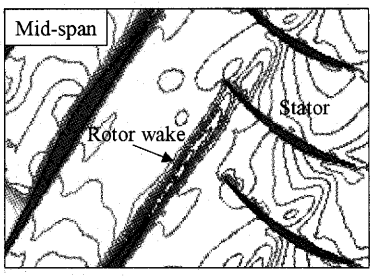


Fig.13 Computed flow field of an in-house single-stage compressor; relative Mach number (75%speed, design-load)

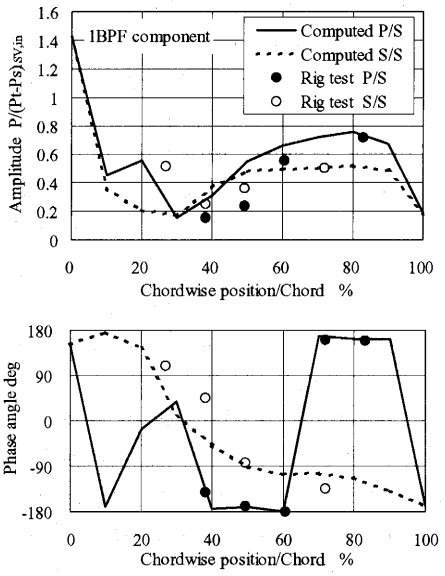


Fig 14 Comparison of computed stator vane unsteady pressure to measured data of single-stage compressor rig test (Kato, et al 1999); 75%design speed, design-load, mid-span.

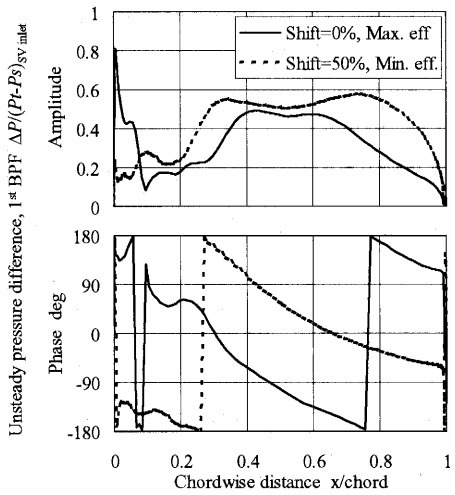
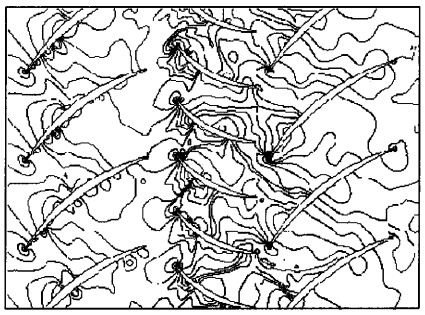
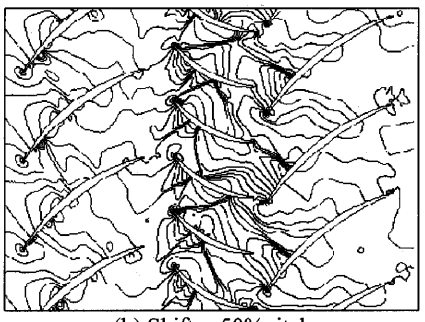


Fig.15 Computed unsteady loading on stator of transonic case, operating point p2, at different clocking position.



(a) Shift = 0%pitch



(b) Shift = 50%pitch

Fig.16 Comparison of computed pressure field for two clocking position; transonic case, p2.

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

inlet. Due to the stronger shock wave, stronger potential disturbance response is generated on the upstream stator for shift=50%pitch case.

Such an unsteady load variation mechanism attributed to the variation of the downstream rotor blade shock strength by interaction with the upstream rotor blade wake flow is thought to be unique to high-speed rotor/stator/rotor cascades as studied in the present paper, and has not been mentioned previously in low speed cascades, for example Hsu, et al (1997). Present results indicate that it is possible by clocking to achieve higher efficiency and lower unsteady loading at the same time in such a transonic system.

CONCLUSIONS

Effects of airfoil clocking on aerodynamic performance and unsteady loading in subsonic and transonic 1.5-stage rotor-stator-rotor cases in a multistage compressor are investigated using a quasi-3D unsteady Navier-Stokes simulation. Following findings are obtained from the present study:

(1) In the subsonic case, maximum efficiency is obtained when the upstream rotor blade wakes impinge on the leading edges of the downstream rotor blades. This is in accordance with previous findings in open literature. Efficiency variation in the computed case is only 0.2points.

(2) In the transonic case, maximum efficiency is attained when the upstream rotor blade wake passes through the downstream rotor blade-to-blade passage near the suction surface. At this position, suction surface shock of the downstream blade is weakened due to the lower Mach number flow of the upstream rotor blade wake passing over the suction surface. Profile loss behind the shock foot is lower than in the minimum efficiency, shift=50%pitch, case, in which the shock is intensified by higher Mach number main flow over the suction surface. Computed 1.5-stage efficiency variation is 0.4points.

(3) Clocking is found to be relatively insensitive to loading, or throttling in the computed transonic case from mid to high loading conditions.

(4) The present numerical code is validated using in-house rig test data for prediction of unsteady blade loading. Unsteady pressure on the middle stator vane of the transonic 1.5-stage case is then investigated. Due to the weaker shock of the downstream rotor blade, as mentioned in (2), weaker potential response is observed for the maximum efficiency, shift=0%pitch clocking position, than in the minimum efficiency, shift=50%pitch clocking position. It may be possible in transonic configurations to attain high efficiency and low unsteady blade loading at the same clocking position.

REFERENCES

Arnone, A., Marconcini, M., Pacciani, R., Schipani, C., Spano, E., 2001, "Numerical Investigation of Airfoil Clocking in a Three-Stage Low Pressure Turbine," ASME Paper 2001-GT-0303.

Baldwin, B. S. and Lomax, H., 1978, "Thin Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows," AIAA-78-257.

Chakravarthy, S. R. and Osher, S., 1985, "A New Class of High Accuracy TVD Schemes for Hyperbolic Conservation Laws," AIAA-85-0363.

Cizmas, P. G. and Dorney, D. J., 1999, "The Influence of Clocking on Unsteady Forces of Compressor and Turbine Blades," ISABE-99-7231.

Dorney, D. J., Sharma, O. P., and Gundy-Burlet, K. L., 1998, "Physics of Airfoil Clocking in a High-Speed Axial Compressor," ASME Paper 98-GT-82

Griffin, L. W., Huber, F. W., and Sharma, O. P., 1995, "Performance Improvement through Indexing of Turbine Airfoils Part2 - Numerical Simulation," ASME Paper 95-GT-28.

Gundy-Burlet, K. L. and Dorney, D. J., 1997, "Physics of Airfoil Clocking in Axial Compressors," ASME Paper 97-GT-444.

He, L., Chen, T., Wells, R. G., Li, Y. S., and Ning, W., 2002, "Analysis of Rotor-Rotor and Stator-Stator Interferences in Multi-Stage Turbomachines," ASME Paper GT-2002-30355.

Hsu, S. T. and Wo, A. M., 1997, "Reduction of Unsteady Blade Loading by Beneficial Use of Vortical and Potential Disturbances in an Axial Compressor with Rotor Clocking," ASME Paper 97-GT-86.

Huber, F.W., Johnson, P. D., Sharma, O. P., and Gaddis, S. W., 1995, "Performance Improvement through Indexing of Turbine Airfoils," ASME Paper 95-GT-27.

Kato, D., Watase, T., Hattori, H., Kobayashi, K., and Mizuta, I., 1999, "Prediction of High-Order-Mode Blade Forced Response in a Transonic Axial Compressor," ISABE-99-7031.

Outa, E., Kato, D., and Chiba, K., 1994, "An N-S Simulation of Stall Cell Behavior in a 2-D Compressor Rotor-Stator System at Various Loads," ASME Paper 94-GT-257.

Saren, V. E., Savin, N. M., Dorney, D. J., and Sondak, D. L., 1998, "Experimental and Numerical Investigation of Airfoil Clocking and Inter-Blade-Row Gap Effects on Axial Compressor Performance," AIAA-98-3413.

APPENDIX

In order to evaluate 1.5-stage efficiency using Eq. (1), following averaging is performed. Flow quantities are spatial averaged first at each time step. At the stage inlet, this spatial averaging is mass-weighted, as expressed in Eq. (A1), since no mixing processs takes place in front of the upstream rotor.

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

$$\bar{\phi} = \int_0^{S_{in}} \rho v_m \phi dy / S_{in} \tag{A1}$$

Here, ϕ is the flow quantity to be averaged, v_m is the meridional velocity, y is the circumferential coordinate, and S_{in} is the circumferential length of the computed domain at the inlet.

At the stage exit, mixed-out averaging is performed to take mixing loss into account. The mixed-out averaged density, meridional velocity, circumferential velocity v_θ , and static pressure P_s are obtained by solving the following set of equations (A2);

$$\begin{aligned}
&\overline{\rho v_m} S_{ex} = \int_0^{S_{ex}} \rho v_m dy \\
&\left(\overline{\rho v_m}^2 + \overline{P_s}\right) S_{ex} = \int_0^{S_{ex}} \left(\rho v_m{}^2 + P_s\right) dy \\
&\overline{\rho v_m v_\theta} S_{ex} = \int_0^{S_{ex}} \rho v_m v_\theta dy \\
&\left[\frac{\gamma \overline{P_s}}{\gamma - 1} + \frac{1}{2}\left(\overline{v_m}^2 + \overline{v_\theta}^2\right)\right] \overline{v_m} S_{ex} = \\
&\qquad \int_0^{S_{ex}} \left[\frac{\gamma P_s}{\gamma - 1} + \frac{1}{2}\left(v_m{}^2 + v_\theta{}^2\right)\right] v_m dy
\end{aligned} \tag{A2}$$

Time-averaged quantities are obtained by averaging the above spatial-averaged instantaneous quantities over certain time span. In the present study, time span for the rotor blade to travel 25 rotor blade pitches (five sweeps) are taken for the high-speed case, and 30 rotor blade pitches (ten sweeps) are taken for the low-speed case. Data sampling is performed at each time the rotor traveled one-fiftieth of the rotor blade pitch.

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

The Effects of Oblique Discrete Rib Arrangement on Heat Transfer Performance of a Square Duct

TATSUMI Kazuya* IWAI Hiroshi** SUZUKI Kenjiro***

ABSTRACT

Three-dimensional numerical simulation was conducted by making use of a RANS approach for the flow in a duct accompanying longitudinal vortices and discussions are given for the related thermal fields. In the first half of this paper, applicability of the three turbulence models adopted in the present study is discussed based on the comparison with published experimental results both for the flow around a rectangular winglet vortex generator and for the inclined impinging jets.

Main part of the article treats the numerical results for the flow around a discrete rib attached obliquely to the flow direction onto the bottom wall of a square duct. The rib attack angle effect on heat transfer and pressure loss performance was investigated and the most effective angle on heat transfer augmentation appeared to be β = 45 among the tested cases. Further comparison was also made with several other types of rib arrangement in order to evaluate the oblique discrete rib performance.

Keywords: Discrete oblique ribs, Heat transfer and friction loss, Rib attack angle effect, Rib arrangement effect, Turbulent flow, Numerical simulation.

NOMENCLATURE

AR	duct aspect ratio
d	jet nozzle diameter
D	hydraulic diameter
C_p	pressure loss coefficient
e	rib height, winglet height
H	duct height
k	turbulent kinetic energy
Nu	Nusselt number based on D and fluid local bulk mean temperature
p	rib streamwise pitch
Pr	Prandtl number
Re	Reynolds number $U_m D/\nu$
U_m	channel mean streamwise velocity
VR	velocity ratio between the cross-flow and jet
W_D	duct width
W_g	gap width
W_r	rib width

Greek symbols

β	angle of attack of oblique rib and winglet
Γ	circulation
θ	jet skew angle
Ω_{max}	maximum vorticity
ϕ	jet pitch angle

Subscripts

0	value for a smooth circular tube

1. INTRODUCTION

Use of a rib-roughened channel is one of the basic and effective tools for the enhancement of internal flow convective heat transfer. It has been used in various industrial applications such as corrugated plate heat exchangers or serpentine cooling passages in high temperature gas turbine blades. Flow within the rib-roughened channels is highly three-dimensional especially for the cases of small aspect ratio. So the pattern of accompanying flows and the mechanism of related heat transfer strongly depend on the rib geometry. Therefore, numerous investigations have been conducted for many kinds of rib arrays in the past few decades.

A full-span rib mounted perpendicularly to the flow direction is the standard one and its friction and heat transfer characteristics have been studied first[(1),(2)]. Oblique ribs and V-shaped ribs possessing certain angle of attack have been studied next[(3)-(7)]. Inclination of the ribs to the flow direction invokes secondary flow downstream the rib. Mixing to be produced between the duct core region and the wall vicinity region effectively enhances the wall heat transfer[(8),(9)]. Furthermore, several references demonstrate

*この論文は2003年に開催されたIGTCで発表されたものの中で特にIGTC論文委員長より推薦のあったものを再度校閲したものです。

* Department of Energy Systems Engineering Osaka Prefecture University
Sakai, Osaka 591-8531, JAPAN
** Department of Mechanical Engineering Kyoto University
*** Department of Machinery and Control Systems Shibaura Institute of Technology

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

that introduction of discrete ribs, the ribs interrupted by gaps in their spanwise direction, is effective in the augmentation of heat transfer[10),11)]. Flow passing through the gap directly produces the enhancement of heat transfer. It also affects the pattern of recirculating flow behind the rib and reduces the size of the low effciency region of heat transfer[11)]. Therefore, oblique ribs with spanwise gaps are expected to further improve the wall heat transfer in relation with the secondary flow or the longitudinal vortices to be generated[12)] in addition to the shrinkage of the ineffective recirculating flow region. They may produce even a chance to reduce the pressure loss penalty[13)]. However, flow pattern to be produced should be complicated and must be studied in detail.

In the present article, discussion will be developed for the flow pattern to be produced around an oblique discrete rib attached onto the duct bottom wall in a fully developed turbulent flow region, based on the results of a three-dimensional numerical computation. The discussion aims at giving insight for the flow pattern and related heat transfer to be produced in a duct and at providing hints to experimentalists for future detailed study. Unfortunately, Direct Numerical Simulation is yet very difficult even with the most advanced super-computer. So, the present numerical computation adopts a RANS approach which introduces ambiguity to some extent depending on the applicability of the turbulence models to be employed. In this connection, preliminary computations were carried out for two types of flows similar to the one to be treated in the present article in a sense that longitudinal vortices are generated in a channel. One is the vortex generated with a rectangular winglet vortex generator and another is the one generated with a skewed and pitched jet injected into a cross-flow in a channel. The discussions in this part show that the present numerical computation may work for the purpose mentioned above, at least, in a qualitative sense.

2. NUMERICAL PROCEDURE

Due to the high Reynolds number and the complicated geometrical structure of the rib treated here, adoption of Direct Numerical Simulation is impractical as a means to tackle the problem. Therefore, a RANS approach was employed in the present study by applying eddy viscosity models for solving the momentum equation. As a numerical procedure, time-dependent forms of the governing equations are solved for the following reason. For a separating and reattaching flow, such as the backward-facing step flow, separated shear layer contains large-scale vortices periodically formed and moving toward the reattachment point. This produces periodical fluctuation of velocity and other quantities and can significantly contribute to the heat transfer characteristics especially at the reattachment point[14)]. With an approach to solve the time-dependent forms of the momentum and energy equations, effects of apparent shear stresses and heat fluxes to be produced by these large-scale vortical motions can automatically be taken into account in the computation.

Thus the governing equations solved in the present study are the following three-dimensional, incompressible, time-dependent forms of continuity, momentum and energy equations:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{D\rho U_i}{Dt} = \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu\frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{\rho u'_i u'_j}\right) \tag{2}$$

$$\frac{D\rho\Theta}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\mu}{Pr}\frac{\partial\Theta}{\partial x_j} - \overline{\rho u'_j\theta}\right) \tag{3}$$

The turbulence models employed here to determine the Reynolds stresses, i.e. the last term of Eq. (2), are categorized as a low Reynolds number version of eddy viscosity model. Three different models are tested in the present study, i.e. the ones proposed by Launder and Sharma[15)] (hereafter referred to as LS model), by Abe, Kondoh and Nagano[16)] (hereafter referred to as NLAKN model) and by Craft, Launder and Suga[17)] (hereafter referred to as CLS model). LS model is one of the classic models and has been tested most frequently so far by many researchers. It is simple in form and is numerically stable. NLAKN model is one of the typical non-linear eddy viscosity models and has been demonstrated to work well for various heat transfer problems. CLS model is another non-linear eddy viscosity model retaining third order terms ignored in NLAKN model and is therefore expected to work better for flows containing rotating velocity components. For the turbulent heat flux in Eq. (3), the following gradient type assumption was adopted in the present computation.

$$-\overline{\rho u'_j\theta'} = \frac{\nu_t}{Pr_t}\frac{\partial\Theta}{\partial x_j} \tag{4}$$

where the turbulent Prandtl number, Pr_t was set to be constant and equal to 0.9. Fully implicit forms of finite-difference equivalents of the governing equations were solved numerically along the time axis in the manner adopted in reference[18)]. For finite-differencing of the momentum equations, a fourth-order central difference scheme was employed for the diffusion terms while a fifth-order upwind scheme was employed for the convection terms. In the energy equation and the two governing equations for k and ε, a first-order upwind scheme was adopted for the convection terms and a central-difference scheme for the diffusion terms. The pressure gradient in the momentum equation was evaluated with the SIMPLE algorithm which solves the pressure correction so as to satisfy the finite difference equivalent of Eq. (1). Alternating direction implicit (ADI) method was employed to accelerate the conversion in

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

iterative procedure needed to solve the elliptic-type partial differential equations.

For the winglet vortex generators and oblique ribs, in order to calculate the flow and thermal fields adjacent to the bodies with high accuracy, a composite grid system was employed in the computation. The grid system is thus composed of two different grid frames. One is the main grid system allocating the grids aligned with the duct geometric structure, i.e. the streamwise, spanwise and transverse directions. The other is a sub-grid system for which grid points are aligned with another Cartesian frame of reference rotated to match the geometry of the winglet vortex generator or oblique rib. The values of the solved quantities on each of the grid system were adjusted so as to share the common values at their overlapping boundaries at every iterative process at any time.

3. PRELIMINARY TEST CASES FOR TURBULENCE MODELS EMPLOYED

Code validation was conducted in the authors' previous paper[11] in which comparison with experimental data has been conducted for flow in a duct with 90° full-span ribs and discrete ribs. Since the presently discussing oblique discrete ribs are believed to induce longitudinal vortices, it is essential to evaluate the applied turbulence model for such flows also. Thus, here is shortly discussed some of the results obtained in the preliminary tests made for the two types of flows. One is a flow passing a rectangular vortex generator and the other is an inclined impinging jet.

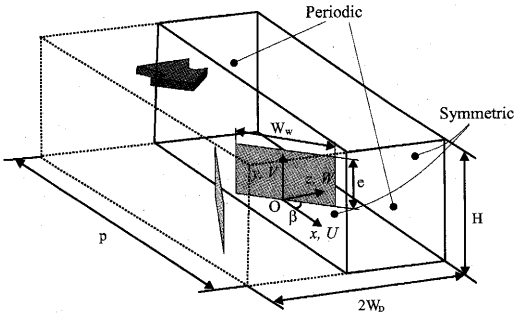


Figure 1 Computational domain of the winglet vortex generator.

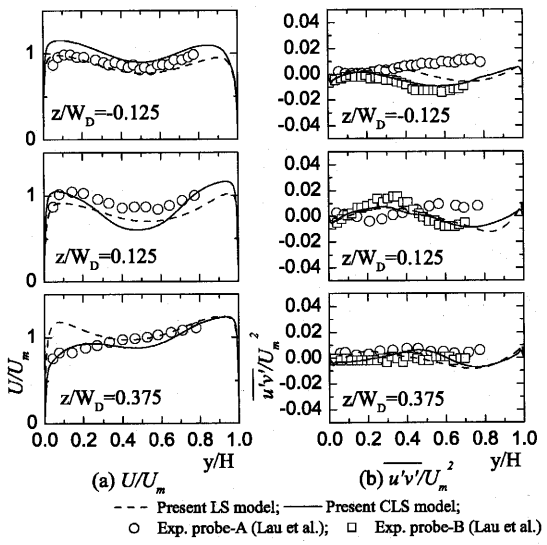


Figure 2 Transverse distributions of U/U_m and $\overline{u'v'}/U^2_m$.

3.1 Rectangular Winglet Vortex Generator

The first test flow is the one in a channel in which in-line arrays of the pairs of rectangular winglet vortex generators (hereafter referred to as WVG) are flush-mounted to its bottom wall. The results are compared with the experiment conducted by Lau et al[19]. Geometrical configuration of the WVG treated in the present study is shown in Fig. 1 together with the adopted coordinate system. The coordinate origin is located at the center of the winglet, which is located at a distance of 4e from the upstream boundary. A pair of rectangular winglets, having an angle of attack and facing to each other, is attached to the duct bottom wall in a symmetric pattern. The arrays are arranged in a spatially periodical manner in the spanwise directions. Considering these conditions for the arrangement of the WVG, periodic and symmetric boundary conditions are employed at the streamwise and spanwise boundaries, respectively. The geometric condition of the WVG is set to be identical with the experiment of Lau et al[19]. Reynolds number, which is based on the winglet height, is taken to be Re = 10,000. The turbulence models applied here in the computation are the LS model and CLS model.

Figures 2 (a) and (b) illustrate the cross-sectional distributions of the streamwise velocity, U/U_m, and Reynolds stress, $\overline{u'v'}/U^2_m$, respectively. Here U_m denotes the cross sectional mean velocity in the channel. Each includes three figures and shows the values obtained at three spanwise locations of z/W_D = −0.125, 0.125 and 0.375 at the streamwise location of x = −2.92e, namely a position of 5.35e downstream the trailing edge of the WVG. The three spanwise locations roughly correspond to the downwash flow, the vortex center core and the upwash flow regions. The results of hot wire measurement presented by Lau et al. [19] are depicted together in the figures. They used two types of hot wire probes in their study, i.e. a quadruple-wire probe (referred to as probe-A) and an X-probe (referred to as probe-B). Thus, the results for $\overline{u'v'}/U^2_m$ obtained with both probes are shown in Fig. 2(b). Comparison of the numerical results with the experimental data plotted in the figure must be discussed with reservation giving consideration to noticeable difference existing between the two measurements.

As for the distribution of U/U_m, both models show underprediction in the center region at z/W_D = 0.125, a position close to the vortex core. The LS model shows a

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

better prediction at z/W_D = −0.125 whereas it largely differs with the experimental data at z/W_D = 0.375. CLS model overpredicts the mean streamwise velocity at z/W_D = −0.125. However good agreement is observed at z/W_D = 0.375. On the whole, the present results obtained with CLS model show a reasonable agreement with the experimental data. As for the turbulence quantities, it is noticed that CLS model shows a better performance in predicting $\overline{u'v'}/U^2_m$ values than the LS model. Additionally to be marked here, the present results of $\overline{u'v'}/U^2_m$ show better accordance with the data of probe-B, the probe of simpler geometry. Higher accuracy expected in the measurement with the probe-A may not have been achieved because of its positioning diffculty related to its complicated geometry.

3.2 Inclined Impinging Jets

The second test flow is a skewed and pitched jet injected into a cross flow in a channel. Such inclined jet is known to produce longitudinal vortex at the downstream of the jet which induces heat transfer augmentation at the channel walls. This is similar to the flow to be studied as the main target of the present study so that it is taken to be one of the test flows to study the applicability of the turbulence models. The present results are compared with the experiment carried out by Nakabe et al[20].

The computational domain of this case is schematically shown in Fig. 3 together with the geometrical parameters and coordinate systems to be used here. Jet is inclined in a way characterized by two angles: the skew angle θ = 90° and the pitch angle ϕ = 45°. The origin of the coordinate system is located at the center of the outlet port of the jet nozzle having elliptic shape. The inlet and outlet boundaries of the computational domain are located respectively at x/d = −10 and x/d = 60, where d is the diameter of the jet nozzle. Approaching flow to the channel inlet is hydro-dynamically taken to be a fully developed one in a channel. Periodic boundary conditions are applied at both side boundaries of the computational domain for simplicity,while in the experiments a single nozzle was mounted in a channel having the aspect ratio of 14.4. The channel height to jet diameter ratio is H/d = 5 and the channel domain width to jet diameter ratio is W_D/d = 30, respectively. The channel flow Reynolds number defined with the cross-sectional mean velocity and the channel hydraulic diameter is Re = 5,000. The jet to channel flow velocity ratio is set to be VR = 3. Although the jet Reynolds number based on the jet mean velocity and jet nozzle diameter is Re_J = 1,500, injected flow from the nozzle is treated in the computation to be turbulent at the nozzle outlet and the time mean velocity and other quantities are given by the ones for a fully developed turbulent flow in a circular tube. The working fluid is water but no information about the inlet flow temperature was supplied in the reference[20]. In this computation, the Prandtl number is set to be Pr = 6.7. Top wall of the channel was heated in the experiments and the Nusselt number measured on the top wall inner surface is discussed here. Thermal field of the channel at the nozzle location was reported in the experiments to be still weakly developing but, in the computation, it is treated to be fully developed at constant heat flux condition for simplicity. For the turbulence models, NLAKN model and CLS model are employed in the present computation.

Figure 4(a) shows the spanwise distribution of Nusselt number, Nu, calculated at the streamwise location x/d = 20. The experimental results of Nakabe et al.[20] are also displayed in the figure for comparison. Although the peak Nu is underpredicted and the calculated peak position does not precisely coincide with the experimental counterpart, both numerical results capture the essential features of the experimentally obtained distribution of Nu. Especially, the calculated result with the CLS model agrees fairly well with the experimental counterpart. The discrepancy between the calculated and experimental peak

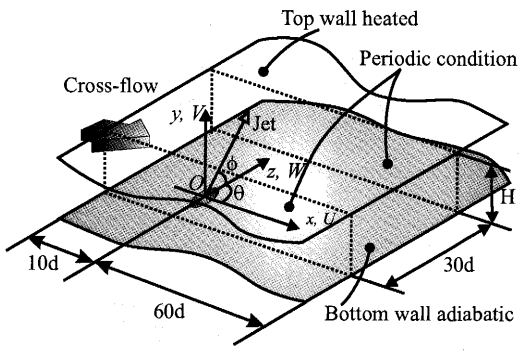


Figure 3 Computational domain of the inclined impinging jet.

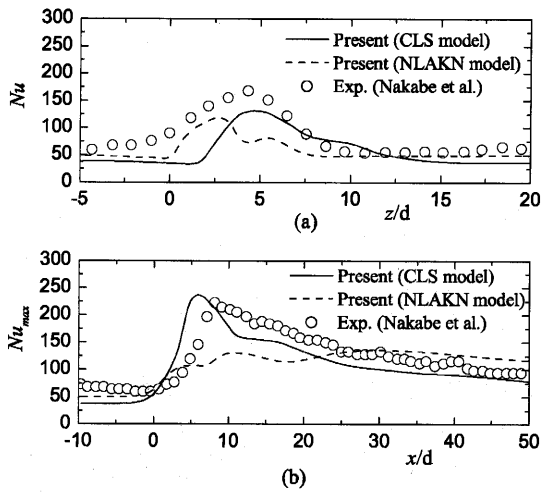


Figure 4 (a) Spanwise distribution of Nu at x/d = 20 and (b) streamwise distribution of peak Nusselt number, Nu_{max} at each streamwise position.

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

positions of Nu is to some extent produced by the spanwise flow induced more strongly by the periodic side boundary condition adopted in the computation. Lower numerical results of Nusselt number come partially from the numerical negligence of weak development of thermal field observed in the experiments at x/d = 0.0. It is also related to the ambiguity in the inlet flow temperature and to the possible difference between the experiments and the present calculation in the jet velocity profiles.

In Fig. 4(b) is plotted the peak Nusselt number at each streamwise position, Nu_{max}, against x/d. While the numerical result with the NLAKN model is almost flat, the one with CLS model agrees fairly well with the experimental data. The first peak is caused by the jet impingement and the second peak is due to the effect of the generated longitudinal vortex.

Considering all of the points raised in the above, CLS model is judged to work reasonably well in the prediction of the thermal field affected by the generated longitudinal vortices.

4. RESULTS AND DISCUSSION

Discussion is now given to the flow pattern and its related heat transfer characteristics around oblique discrete ribs attached onto the walls of a duct having small aspect ratio. Two cases are discussed here. The first one is a case of a single rib attached onto the duct wall accompanied by a fully developed flow at the upstream boundary where the rib attack angle to the main flow is changed and its effect is investigated. In the second case, comparison is made for heat transfer and pressure loss performances between several different kinds of ribs with and without gaps. Ribs are periodically arranged in the streamwise direction in this case representing a closer model of a practical inter cooling passage.

4.1 Angle of attack effect for single rib attached case

The adopted computational domain for the first case is illustrated in Fig. 5 together with the geometric parameters and the main coordinate system where its origin is located at the duct centerline. A fully developed turbulent flow is assumed to approach the inlet boundary, which is located 10e upstream the rib, and the outlet boundary is located at a position 35e downstream the rib, where e is the rib height. The aspect ratio of the duct, AR, is set to be unity. Reynolds number based on the hydraulic diameter of the duct is fixed and is set equal to Re = 20,000. Rib height to duct height ratio and rib width to duct width ratio are set equal at e/H = 0.15 and W_r/W_D = 0.6, respectively, while the rib possesses a square shape cross section. The angle of attack of the rib to the main flow is varied in several steps, i.e. β = 20°, 30°, 45°, 60° and 75°. Regarding the previous discussions concerning the rectangular WVG and inclined impinging jet, the CLS model is chosen here for

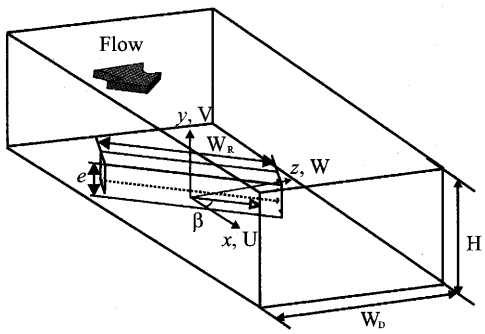


Figure 5 Computational domain of the oblique discrete rib.

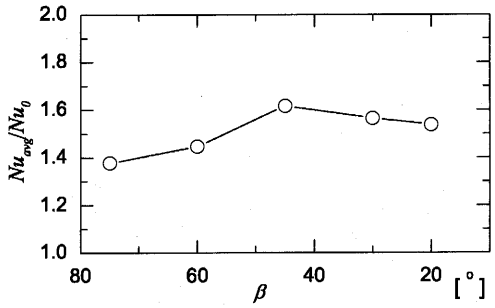


Figure 6 Spatially averaged Nusselt number, Nu_{avg}/Nu_0.

the turbulence model applied to the computation. For wall boundaries, constant heat flux condition is applied to the duct walls and to the rib surfaces.

The grid number is 227 × 57 × 77 for the main grid system and 36 × 57 × 52 for the sub-grid system. A test for grid independency of the computation was carried out by varying the grid numbers in the three directions. Since the wall heat transfer value is most sensitive to the grid density in the normal direction of the wall, the discussion of grid dependency only in the y direction will be shown here. Three kinds of grid node variations were tested, i.e. 227 × 52 × 77, 227 × 57 × 77 and 227 × 75 × 77 for the main grid. The values of y^+ for each grid were approximately 5, 2 and less than 1. Only one case of the angle of attack was examined, i.e. β = 45°. The overall heat transfer coefficient decreased by 3.5 percent between the first two cases and there was no severe difference between the latter two cases. A grid independent study was also carried out by Suga[21] for a channel flow and it is reported that the CLS model produces accurate results for $y^+ \leq$ 4. From these discussions, the aforementioned grid numbers are chosen in the present study.

Mean Nusselt number, Nu_{avg}, spatially averaged over the region from x/e = −5 to x/e = 20 of the rib-attached duct wall including the rib surfaces is shown in Fig. 6. The values are normalized by Nu_0, which represents the Nusselt number for a fully developed turbulent flow in a circular tube correlated by McAdams[22] as follows:

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

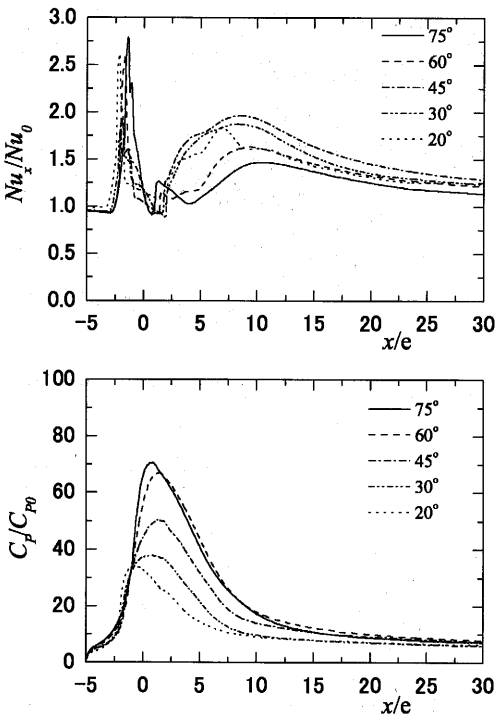


Figure 7 Streamwise distribution of (a) the spanwise-averaged Nusselt number, Nu_x/Nu_0 and (b) pressure loss coeffcient, C_p/C_{p0}.

$$Nu_0 = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \tag{5}$$

Nu_{avg}/Nu_0 increases as the angle of attack decreases and takes a maximum peak at $\beta = 45°$, and then starts to decrease with a further decrease of β. Thus, the largest heat transfer augmentation is obtained at $\beta = 45°$.

Streamwise local but spanwise-averaged Nusselt number, Nu_x/Nu_0, is plotted against x/e in Fig. 7 (a). Rib surface area is counted as a part of the total averaging area. In all the cases, the value of Nu_x/Nu_0 is larger than unity over the whole span of the streamwise locations so that the attachment of the rib enhances the duct wall heat transfer over long streamwise distance irrespective of the value of the angle of attack. Most effective enhancement is obtained in the region $5 < x/e < 10$ in every case of different value of β. In the case of $\beta = 45°$, Nu_x/Nu_0 shows largest value among the results for different value of β at any streamwise position.

Figure 7 (b) shows the pressure loss coefficient, C_p, which is calculated in the following form.

$$C_p = \frac{2\Delta P}{\rho U_m^2} \tag{6}$$

Here ΔP is the difference of the cross sectional mean pressure between the calculated location and $x/e = -5.0$. C_p is normalized by the value C_{p0} which represents the pressure loss coefficient of a circular tube calculated from the friction factor, f_0, correlated by Petukhov[23].

$$f_0 = (1.58\ln Re - 3.28)^{-2} \tag{7}$$

C_p/C_{p0} largely increases where the rib exists and pressure recovery is observed downstream of the rib for all angles of attack. In the region of $0 \leq x/e \leq 5$, C_p/C_{p0} takes its largest value for $\beta = 75°$ and $60°$ and then decreases as β decreases. Although the present results are for discrete ribs, this order of C_p/C_{p0} is the same as that for oblique ribs without gaps as reported by Han et al[3]. Further downstream at $x/e = 20$ the values of C_p/C_{p0} for the different cases become closer to each other, however, the order does not change significantly: C_p/C_{p0} is maximum for $\beta = 60°$ and minimum for $\beta = 20°$. Therefore, the angle of attack which produces the largest Nu_{avg} does not correspond to that of the maximum C_p/C_{p0}. These results

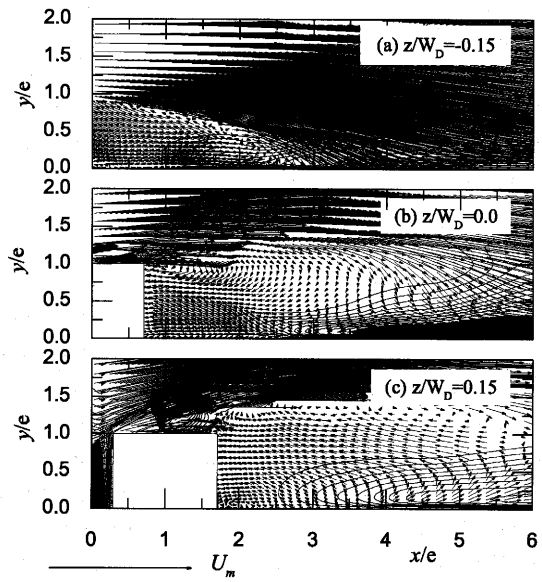


Figure 8 Velocity vectors and W contour maps at x-y cross-sectional plane ($\beta = 45°$).

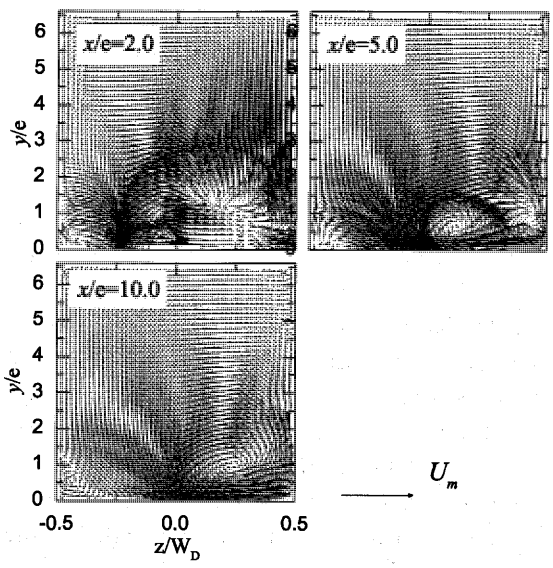


Figure 9 Velocity vectors at the y-z cross-sectional plane ($\beta = 45°$).

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

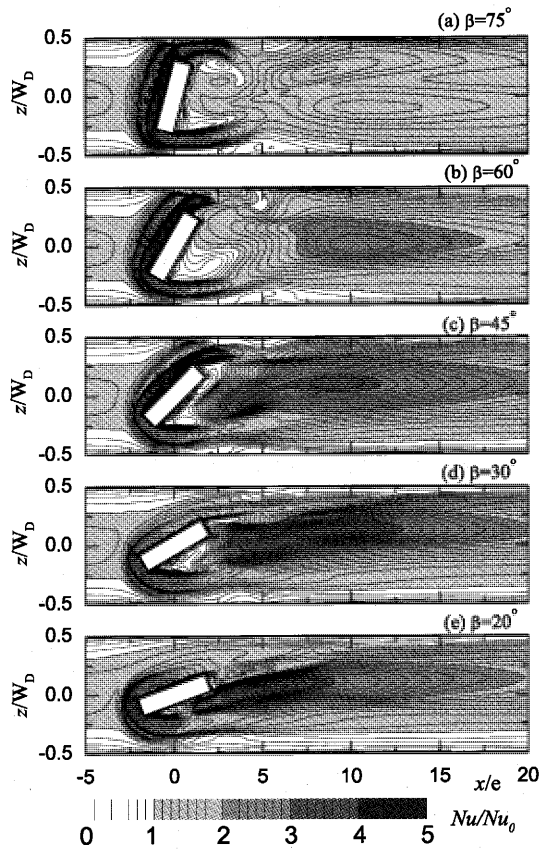


Figure 10 Nu/Nu_0 distribution on the duct bottom wall.

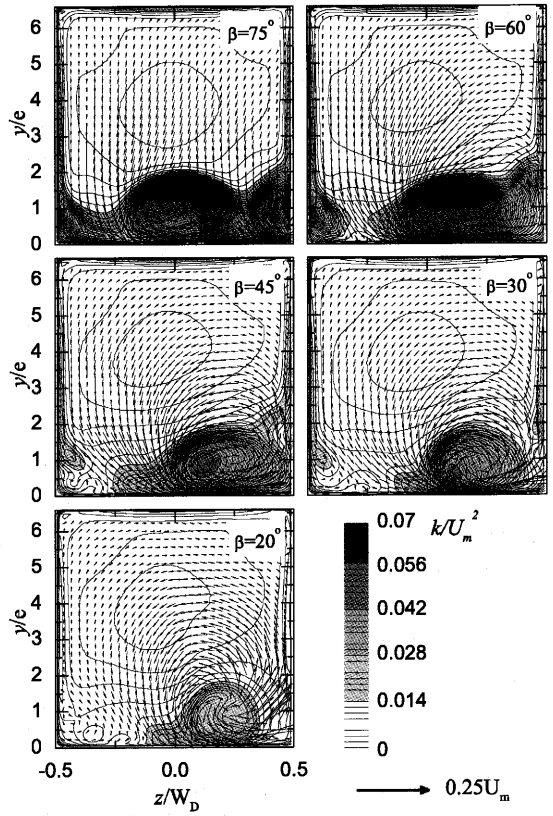


Figure 11 y-z cross-sectional view of turbulent kinetic energy contours and velocity vectors at x/e = 10.

Table 1 Peak vorticity and circulation at x/e = 10

β	75°	60°	45°	30°	20°
Ω_{max}/U_m (1/m)	-	-34.1	-31.3	-45.3	-58.1
$\Gamma/U_m \times 10^2$ (m)	-	-1.18	-1.49	-1.18	-0.821

suggest that β = 45° may be the optimum value for oblique discrete ribs.

Figure 8 shows the velocity vector maps in an x-y plane at three spanwise locations z/W_D = −0.15, 0.0 and 0.15 for the case of β = 45°. The contour maps of the spanwise velocity, W, are superimposed on the graph, in which the shaded parts correspond to the region where W is positive. Velocity vector maps of the secondary flow in a cross section calculated at three streamwise locations x/e = 2.0, 5.0 and 10.0 are illustrated in Fig. 9 for the case of β = 45°. Figure 10 shows the spatial distribution of the local Nusselt number, Nu/Nu_0, on the rib-attached wall for various values of β. Figure 11 shows the cross-sectional distribution of the turbulent kinetic energy, k/U^2_m, calculated for various values of β at the streamwise location x/e = 10 on which velocity vector maps are superimposed. In Fig. 8 (a), streamline of the separated flow from the rib leading edge is clearly observed to reattach the duct bottom wall. However, this is not true for Figures 8 (b) and (c). As is suggested by the appearance both of the shaded and un-shaded parts near the wall in Fig. 8, near wall flow has spanwise velocity or the velocity component along the rib axis is in noticeable magnitude. Because of the existence of the spanwise flow near the wall, the separated flow streamline starting from the edge of the rib does not reattach at the duct bottom wall at other spanwise positions as found in Figures 8(b) and (c), and is actually bifurcated into two streamlines directed upstream and downstream at a position detached from the wall. Because of this, velocity of near wall flow becomes larger with the decrease of the rib angle of attack. In the case of β = 90°, recirculating flow region appears behind the rib near the duct centerline and Nusselt number takes low value there because of small near wall flow velocity. This should be improved in the case of using the oblique discrete rib having smaller angle of attack due to the appearance of larger near wall flow velocity as discussed above.

There occurs another effect with the decrease of the rib angle of attack, which causes the change of the spatial distribution pattern of local Nusselt number. It is related to the generation of the longitudinal vortex. As is seen in Fig. 9, the separated flow streamlines starting from one end of the rib located on negative side of z accompanies flow rotation as well as the above-discussed conspicuous downwash flow at x/e = 2.0. The rotating flow develops into a longitudinal vortex downstream slightly accompanying the deflection toward the positive z direction as is easily found in the figures for the

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

downstream positions of x/e = 5.0 and x/e = 10.0. In the same manner as the previously discussed inclined jet case, this longitudinal vortex produces effective heat transfer augmentation at the bottom wall over large span of streamwise distance as is observed in Fig. 7 (a). It is reported in the reference[24] that for delta winglet type vortex generators, a longitudinal vortex is not clearly formed for large angles of attack. Namely the critical angle is reported to be $\beta_c \simeq 70°$ and no vortex was appreciable above that angle. In the present results, although not shown here, a longitudinal vortex of large scale was recognizable at $\beta \leq 60°$ resulting in larger heat transfer augmentation at the bottom wall. This gives another reason why better performance of heat transfer is obtained at β = 45° than at β = 75°. However, on the other hand, the generated longitudinal vortex becomes slender in its cross-sectional size with the decrease of β as is estimated from the shrinkage of the cross-sectional area of high turbulent kinetic energy region shown in Fig. 11. Table 1 shows the peak value of the streamwise vorticity and the circulation calculated at the location of x/e = 10.0 for the four cases of different value of β. The circulation is obtained by spatially integrating the streamwise vorticity in the cross section. In the integration, value smaller than 20% of the peak vorticity was not taken into account. The values are not shown here for β = 75° since a clear vortex formation was not found for this case. From the decrease of the maximum vorticity with the decrease of the angle of attack, it is confirmed that generation of the longitudinal vortex becomes more conspicuous at smaller value of β. On the contrary, however, the largest value of the circulation is obtained at β = 45°. This suggests that the generated longitudinal vortex becomes slender with the decrease of β. Therefore, with the decrease of β, the local Nusselt number becomes larger because of the generated longitudinal vortex but the width of the heat transfer enhanced-region is reduced. These are the background why Nu_{avg} takes largest value at β = 45°. One more point to be noted here is that the level of turbulent kinetic energy is larger at larger value of β as is found in Fig. 11. This indicates that a rib of larger angle of attack yields salient interruption of the main flow and therefore generates stronger turbulence. This further suggests that turbulent kinetic energy takes a minor role on heat transfer enhancement and that, at smaller value of β, more effective heat transfer is achieved with causing smaller disturbance to the flow in a duct.

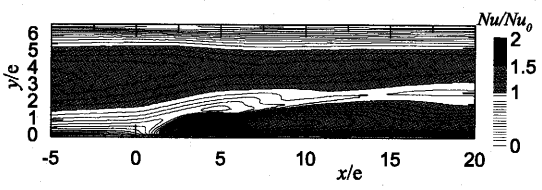


Figure 12 Nu/Nu_0 distribution on the duct sidewall (β = 45°: z/W_D = 0.5).

Figure 12 shows the contour of the local Nusselt number, Nu/Nu_0, at the duct sidewall at z/W_D = 0.5 for the case of β = 45°. For a duct of small aspect ratio, as is the present case, a substantial effect to the duct sidewall heat transfer occurs. A noticeable peak of Nu/Nu_0 appearing at $x/e \simeq 5$ is caused by a vortical flow induced at the corner, which is clearly discernible in Fig. 9 at x/e = 2.0 and x/e = 5.0. This vortical flow sweeps the wall surface and keeps the thermal boundary layer thinner, thereby heat transfer is enhanced there.

4.2 Performance comparison with other types of rib arrangement

From the discussion carried out in section 4.1, the preferable angle of attack for heat transfer enhancement is considered to be β = 45°. In this section, further evaluation of the oblique rib performance is carried out by comparing it with several other types of ribs. The rib arrangements are illustrated in Fig. 13 which shows the top view of the computational domain together with each case notation. The ribs are attached onto both the duct top and bottom walls in the form of being symmetric to the center plane of the channel. The duct aspect ratio and the Reynolds number are respectively fixed to a constant value, i.e., W_D/H = 1 and Re = 20,000. The rib height to

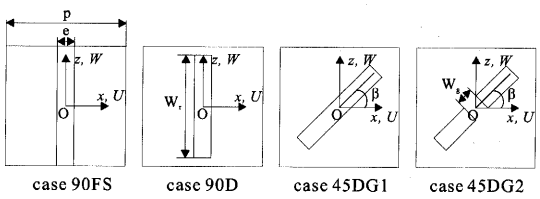


Figure 13 Top view of each computational domain.

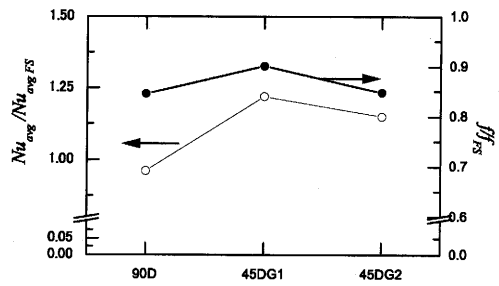


Figure 14 Spatially averaged Nusselt number and friction factor comparison.

Table 2 Computational conditions

Notation	e/H	W_D/H	p/e	W_r/W_D	W_g/W_D	β [°]
90FS	0.1	1.0	10	1.0	-	90
90D	0.1	1.0	10	0.9	-	90
45DG1	0.1	1.0	10	0.9	-	45
45DG2	0.1	1.0	10	0.4	0.1	45

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

duct height ratio is e/H = 0.1 and the rib pitch to rib height ratio is p/e = 10. In the present case, periodical boundary condition is applied in the streamwise direction in order to solve the flow and thermal field around a periodically embedded rib. The values of each condition are summarized in Table 2. For the thermal boundary conditions, constant heat flux conditions are applied to both the duct walls and rib surfaces.

Figure 14 shows the averaged Nusselt number at the duct bottom wall and friction factor for cases 90D, 45DG1 and 45DG2. These values are normalized by that of the 90FS case, a standard full-span 90° rib. For the 90D case, Nu_{avg}/Nu_{argFS} is smaller than unity which indicates the heat transfer performance deteriorates compared to the 90FS case. On the other hand, f/f_{FS} is smaller than unity showing that pressure loss reduction is also produced in this case due to the reduction of the rib blockage area against the main flow.

For cases 45DG1 and 45DG2, Nu_{avg}/Nu_{argFS} exceeds unity and approximately 20% increase of heat transfer performance is obtained. This is due to the secondary flow generated by the inclination of the oblique rib. As mentioned in section 4.1, oblique rib induces the rib passing flow to flow along the rib axis which results in a development of a longitudinal vortex. In the present case, in which the rib is periodically embedded in the streamwise direction, the size of the vortex is larger compared to the previously discussed single mounted rib case and a pair of counter rotating longitudinal secondary flows is obtained. Downwash and upwash flows are respectively produced at the spanwise-leading side and trailing side of the oblique rib by this secondary flow which enhances the fluid mixing between the duct core region and the near wall region. Thus higher heat transfer performance is obtained compared to the β = 90° rib. Such flow characteristic is also reported in other references [4),(7-9),13]. One point to be noted is that f/f_{FS} is still smaller than unity for oblique discrete rib cases indicating that heat transfer enhancement due to secondary flow is obtained without incurring a serious pressure loss increase. This might be attributed to the gap existence.

Comparing case 45DG2 with 45DG1, both Nu_{avg}/Nu_{argFS} and f/f_{FS} decrease. This is ascribable to the additional gap located in the middle. Figure 15 shows the Nusselt number distribution at the bottom wall and velocity vectors at the plane of y/e = 0.1 for cases 45DG1 and 45DG2. Nu is normalized by the value of a smooth tube, Nu_0, represented by Eq. (5). Comparing the two contour maps, the value of Nu/Nu_0 does not differ much in the area at the upstream side of the rib. However, paying attention to the downstream side of the rib, Nu/Nu_0 is smaller in case 45DG2 especially in the area near the rib rear wall. In case 45DG1, a downwash flow is generated

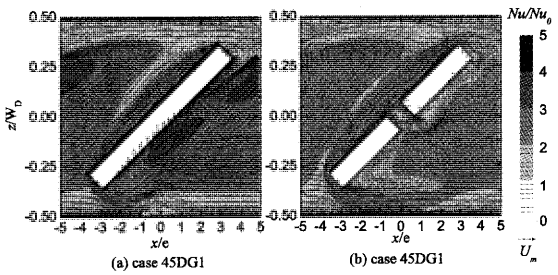


Figure 15 Nu/Nu_0 distribution on the duct bottom wall and velocity vectors at y/e = 0.1: (a) case 45DG1, (b) case 45DG2.

at the leading edge of the rib and the flow sweeps the bottom wall as it changes its direction along the rib axis. The combination of this sweeping flow and the vortex existing at the rear wall, often referred to as recirculation zone, increases the local heat transfer at the bottom wall. On the contrary, in case 45DG2, the flow passing through the middle gap interrupts the flow behind the rib and the strength of the spanwise flow is reduced. Moreover, the spanwise flow is pressed toward the downstream side and tornado-like vortices appear near the leading edge of each rib. At the center of these vortices, flow stagnation is incurred which entails deterioration of mass and heat transfer. These are the major reasons why heat transfer performance is impaired in case 45DG2 compared to 45DG2. The weakening of the secondary flow also contributes to the reduction of f/f_{FS}. Since the secondary flow is an additional flow motion to the channel main flow and accompanies an extra pressure loss, a reduction of its magnitude implies a decrease of f/f_{FS}. Thus, if an effective increase of turbulence intensity near the wall cannot be expected by the gap leaking flow, the introduction of a gap in the middle of the rib simply attenuates the secondary flow and decreases both the heat transfer and friction loss.

5. CONCLUDING REMARKS

Three-dimensional unsteady numerical simulations were conducted using a RANS approach for the flow in a square duct attached with an oblique discrete rib to its wall. The rib was mounted with an angle of attack to the approaching flow and side-ends were detached from the sidewalls. The rib angle of attack has been varied in several steps from β = 20° to 70° in which the flow and heat transfer characteristics were investigated. Further discussion was also carried out on the performance evaluation of the oblique discrete rib by comparing it with other types of rib arrangement. Additional to this main discussion, other two test cases were also conducted as a means of evaluating applicability of the present numerical method to such highly three-dimensional flows. Namely calculation was made for an array of a pair of rectangular

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

winglets attached onto a channel wall and for a skewed and pitched impinging jet injected to a cross-flow and the obtained results were compared with experimental results. The major conclusions drawn in the discussions are as follows.

(1) Among the treated turbulence models, CLS model shows the best performance. The predicted streamwise velocity and Reynolds stresses of the rectangular winglet case and the Nusselt number of the inclined jet are in reasonable agreement with the experimental data.

(2) Oblique rib attached to a heat transfer surface produces augmentation of wall heat transfer at positions downstream the rib having the largest overall Nusselt number at the angle of attack of $\beta = 45°$. Due to the rib inclination and to the provided gaps, the flow separated from the leading edge of the rib turns its direction so as to better sweep the heat transfer surface. This causes heat transfer augmentation at wall and also contributes to remedying the low heat transfer in the region behind the rib by reducing its size. A longitudinal vortex is generated by the rib. At rib downstream position, thinning of the thermal boundary layer is produced by this vortex on the duct bottom. This results in heat transfer augmentation there. Although larger maximum vorticity is observed for smaller value of β, the vortex becomes slender and the width of heat transfer enhanced-region is decreased. As a result of a trade-off matter of these features, the aforementioned $\beta = 45°$ shows the highest heat transfer performance among the tested cases.

(3) The inclination of the rib also affects the heat transfer at the duct sidewalls. A corner vortex is generated at the trailing side-end of the rib. By the combination of this vortex and the main longitudinal vortex, a thinner thermal boundary layer is produced at one side of the duct sidewalls located at $z/W_D = 0.5$. Thus enhancement of the wall heat transfer is obtained in this area.

(4) Comparing several kinds of ribs with and without gaps periodically embedded in the streamwise direction, oblique discrete rib with attack angle of 45° showed the best performance. The oblique discrete rib generates a longitudinal secondary flow, which enhances the fluid mixing between the duct core and wall near regions resulting in heat transfer augmentation at the heated walls. It also reduces the pressure loss due to reduction of the rib blockage area produced by the gap. When the oblique rib is interrupted by a gap located in the middle, the pressure loss decreases, however, the heat transfer performance also deteriorates. This is attributed to the flow passing through the gap interrupting the spanwise flow at the rib downstream side and deteriorating the contribution of the secondary flow on the heat transfer augmentation.

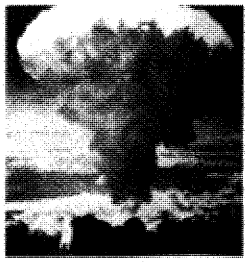
ACKNOWLEDGEMENTS

This article is written based on the results of the research work of the CREST project "Micro Gas Turbine and Solid Oxide Fuel Cell Hybrid Cycle for Distributed Energy System" supported by the Japan Science and Technology Corporation (JST). The article is also supported by the Japan Society for the Promotion of Science (JSPS) and the first author gratefully acknowledge the scholarship provided by them.

References

(1) Han, J. C., ASME J. Heat Transfer, 106 (1984), p.774-781.
(2) Acharya, S., Myrum, T., Qiu, X., and Sinha, S., Int. J. Heat Mass Transfer, 40 (1997), p.461-479.
(3) Han, J. C., Park, J. S., and Lei, C. K., 107 (1985), p.628-635.
(4) Fann, S., Yang, W-J., and Zhang, N., Int. J. Heat Mass Transfer, 37 (1994), p.217-228.
(5) Ekkad, S. V., and Han, J. C., Int. J. Heat Mass Transfer, 40 (1997), p.2525-2537.
(6) Iacovides, H., Jackson, D. C., Kelemenis, G., Launder, B. E., Yuan, Y.-M., Int. J. Heat and Fluid Flow, 22 (2001), p.308-314.
(7) Jang, Y. J., Chen, H. C., and Han, J. C., ASME J. Heat Transfer, 123 (2001), p.563-575.
(8) Kiml, R., Mochizuki, S., and Murata, A., ASME J. Heat Transfer, 123 (2001), p.675-681.
(9) Mohammad, A.-Q., Chen, H.-C., Han, J.-C.,, an ASME paper, 2002-GT-216 (2002).
(10) Taslim, M. E., Li, T., and Kercher, D. M., ASME J. Turbomachinery, 118 (1996), p.20-28.
(11) Tatsumi, K., Iwai, H. and Inaoka, K., Int. J. Heat Mass Transfer, 45 (2002), p.4353-4359.
(12) Hu, Z., and Shen, J., Int. J. Heat Mass Transfer, 39 (1996), p.1719-1727.
(13) Cho, H. H., Lee, S. Y., and Wu, S. J., an ASME paper, 2001-GT-175 (2001).
(14) Tatsumi, K., Iwai, H., Inaoka, K., and Suzuki, K., Proc. 1st Int. Symp. on Turbulence and Shear Flow Phenomena, Santa Barbara, CA, (1999), p.1167-1172.
(15) Launder, B. E., and Sharma, B. I., Letters in Heat and Mass Transfer, 1 (1974), p.131-138.
(16) Abe, K., Kondoh, T., and Nagano, Y., Int. J. Heat and Fluid Flow, 18 (1997), p.266-282.
(17) Craft, T. J., Launder, B. E., and Suga, K., Int. J. Heat and Fluid Flow, 17 (1996), p.108-115.
(18) Iwai, H., Nakabe, K., and Suzuki, K., Int. J. Heat and Mass Transfer, 43 (2000), p.457-471.
(19) Lau, S., Meiritz, K., and Ram, V. I. V., Int. J. Heat and Fluid Flow, 20 (1999), p.128-141.
(20) Nakabe, K., Suzuki, K., Inaoka, K., Higashio, A., Acton, J. S., and Chen, W., Int. J. Heat and Fluid Flow, 19 (1998), p.573-581.
(21) Suga, K., Toyota Central R&D Labs R&D Review, 33 (1998), p.39-52.
(22) McAdams, W. H., Heat Transmission 2nd ed., (1942), chap. 9, McGraw-Hill, New York.
(23) Webb, R. L., Principles of Enhanced Heat Transfer, (1994), chap. 2, McGraw-Hill, John Wiley & Sons, New York.
(24) Tiggelbeck, S., Mitra, N. K., and Fiebig, M., Proc. 2nd World Conf. on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Dubrovnik, (1991), p.126-133.

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.



原爆による衝撃波

五十嵐寿一*1
IGARASHI Juichi

昭和20年8月6日の広島地方は朝から雲ひとつ無い晴天の朝だった。陸軍の技術部隊に所属していた筆者は，米軍が瀬戸内海に投下した音響機雷の性能調査のため広島に出張していた。この機雷は艦船の推進音を捕捉して攻撃する新型兵器で，この他水圧の変化に反応する機雷も投下された。この頃国内の大都市は次々に爆撃をうけていたが，広島は軍の主要な基地にも関らずそれまで一度の空襲もなく，いずれ空爆の危険があるものと，市内から西10kmにあり宮島との中間，廿日市の小学校を借りて10人ほどの部隊で宿営していた。

この日も教室の中で朝食をとっていたが，突然ピンク色の閃光が室内を走った。それは稲妻とも違った紫がかったピンク色で，異常とも思えるこの現象を確かめるため，廊下の窓から東方広島市の方向に眼をやると，凄まじい薄墨色の煙が立ち上っていて，一瞬火薬庫の爆発かと疑った。しかし，その爆煙を中心として雲一つ無い天空に我々の方向に向かって近づいてくる円形の白い衝撃波が発生していることに気がついた。全天に広がった白色の波頭が頭上に達したと思われる瞬間，校舎の東向きの窓ガラスが凄まじい突風とともに崩れ落ちた[1]。

その時はまだ弾薬庫などの大規模の爆発としか考えなかったが，数時間経った昼頃になって突然一陣の驟雨に見舞われ，広島市に通じる道路には破れた衣類をまとい，火傷で焼け爛れた体のまま避難してくる人々を目撃し，その人々の話から米軍の特殊爆弾投下による異常事態との認識を持つにいたったが，原爆とは予想もしなかった。

翌日になって東京の陸軍技術本部から広島市内の部隊には連絡がとれないことから我々のところに連絡があり，今回の広島の爆撃は原子爆弾によるものと思われるので，原子物理学の仁科芳雄博士が調査団として明日行かれるのでご案内するようにとの要請であった。

翌日トラックを仕立てて仁科博士のお迎えに出かけたが，広島市に近づくにつれて木造家屋は殆ど倒壊したままで，更に広島から2kmほどの己斐では瓦葺の家屋は一度吹き上げられたまま落下して倒壊，大部分は火災で消失するという惨状を呈していた。調査団を廣島駅近くでお迎えし，まず爆心地と思われる練兵場から広島文理科大學周辺の爆弾による被害状況の視察を行った。爆心地近くでも防空壕に入っていて無事だったという例もあったが，少数機のB-29で爆弾や焼夷弾の投下もなく，代わりに落下傘を投下していたので，これに注目していた多くの市民が爆弾の炸裂と同時に予期しない放射能及び熱線と引き続いて発生した凄まじい衝撃波によって吹き飛ばされ，あるいは倒壊した家屋の下敷きになり，火災で焼死するという被害を受けるにいたったようである。コンクリートのビルのみが窓ガラスを吹き飛ばされただけで，爆煙で変色して焼け残っていて，その中には重度の火傷に耐えながら救援を待つ被災者の方々が収容されていた。文理大では2mほどの木の杭の蔭が熱風によって黄色に変色した芝生の中に緑色のまま残っていて，この蔭の長さから爆弾が炸裂した高度を550mと推定することが出来たと軍の関係者から説明があった。この他市街地の視察で特に印象に残ったのは，爆心と思われる方向に向かっていた市街電車が衝撃波を受けて線路に直角に横倒しになっていたことである。

続いて陸軍部隊のある比治山の会議室で仁科調査団，陸海軍関係者が参集し，B-29の侵入経路および投下した爆弾の種類，被害の情況について調査結果の報告があった。先ず爆弾としては，被害が熱による火傷が主で，焼夷弾による火傷に似ているので，水素あるいは過酸化水素を原料とする爆弾ではないかという意見が海軍呉基地の部隊からあったが，陸軍からは仁科先生の指示で日赤病院の地下室に格納されているX線フィルムを調べたところ，先生が予想されたとおり感光していたとの報告があった。

仁科先生は，このようにX線フィルムが感光していたことは，今回の爆撃がウランの原子核の分裂によるもので，ウラン5～10kgと水30kgを原料としたものと推定され，火傷はウラン原子の分裂によって発生したベーター線によるものと考えられるとの判定を下された。

さて，この広島に投下されたウラン原子爆弾については，核分裂によって発生した全エネルギーの5%が初期放射線で，地上等における残留放射線としては10%，同時に発生したX線や熱線としてのエネルギーの割合が35%，残りの50%は中心部分が10万気圧とも考えられる衝撃波のエネルギーであると解析されている。この風圧により市電が横倒しになり，爆心地から2kmまでは木造建物の屋根を一度吹き上げて倒壊させ，また10kmも離れた我々のいた学校の窓ガラスを粉砕する，全天に広がった白色の衝撃波となったものである。

最近明らかにされている米国の資料[2]によれば，B-29

原稿受付　2005年9月6日
＊1　㈶小林理学研究所
〒176-0002　東京都練馬区桜台4－16－9

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

による攻撃について，米国としてもこの衝撃波による操縦士への影響を重視して，爆弾投下後落下して炸裂するまでの間にすばやく退避するための旋回方法を計算して，爆弾投下後直ちに150～155度旋回した時点で全速直進退避するよう指示していた。

さて，広島に投下されたウラン爆弾は，米国における原爆開発のマンハッタン計画[3]によるもので，原子量238のウラン原子の中に含まれる原子量235の同位元素（含有量0.75%）を，遠心分離機によって分離し，これが核分裂する臨界量まで濃縮する方法により，数千台の遠心分離機と数千人を動因して短期間で製作されたもので，プロジェクト全体として，20億ドル以上の費用を投入したとの記録がある。さて，原子核の分裂によって発生するエネルギーは，通常の火薬の数万～数百万倍といわれ，もともと原子の融合分裂は宇宙空間における星の発生消滅に伴う現象と考えられている。これを地球上で人工的に再現したことは，人類の知恵としての技術開発によるものとは言え，たまたま国際的な大戦争の時期に開発されたことで，戦後においてもさらに威力を増した原爆や，多核頭弾道弾としての開発が進められ，その廃絶はおろか，管理すら難しい究極の殺人兵器として深刻な国際問題となっているのが現状である。

もともと20世紀初頭における量子論，量子力学の発展により，ウラン等の核エネルギーが予想される以上に膨大であることは多くの原子物理学者が注目していたところであった。一方，原爆開発の端緒として伝えられている記録として，相対性理論で有名な Einstein は，欧州における第二次大戦の当時，ユダヤ人であるが故にナチスから迫害を受けていて，米国はプリンストン大學の高等研究所の教授として迎え入れていた。彼は欧州戦線におけるナチスに対抗するには，Heisenberg を筆頭として原子物理学者が活躍しているドイツより先に，ウラン原子等が分裂する時に発生する核エネルギーを兵器として開発することが必要であるとして，仲間の学者の要請もあって，1939年，米国大統領 Roosevelt に原爆の開発を進言する手紙を送ったとされている。米国はこれを契機に1940年，Oppenheimer を中心として原爆の開発を進めることになった[3]。

しかし，1945年になってこの原爆が完成する直前に，ナチスは連合軍によって壊滅されたことにより，たまたま完成した最初の原爆が，ナチスならぬ米国との交戦国の広島に投下され，米国で平行して同時に開発された別種のプルトニューム爆弾まで長崎に投下される最悪の事態を招くことになった。日本にとっては全く不運でもあり，不幸なめぐり合わせであったといえよう。Einstein はナチスを目標にして開発された原爆が，心ならずも日本に投下されて，数万の市民が犠牲になったことを悔やんで，その後核廃絶と平和運動の先頭にたって仲間の学者とともに活動したと伝えられている[3]。

核分裂による膨大なエネルギーの利用については，第２次世界大戦という平和な時代でなかったばかりに，もっとも不幸な究極の殺戮兵器である原爆として開発されたが，現在も未解決の課題は多いとはいえ，地球温暖化で問題になっている化石エネルギーの代替として，平和利用に限って推進することを国際的に合意されることが最も望まれるところである。

参考文献

(1) 五十嵐寿一： 晴天のショックウェーブ
小林理研ニュース No.21 (1988)
(2) V. C. Jones : The Army and the Atomic Bomb, Center of Military History, United States Army. Washington, D. C (1985)
(3) Nazi and US Atomic Bomb Project : Physics Today (1995-August.)

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

特集：空力騒音

サーフェスマイクロホンとビームフォーミング音源探査について

佐藤　利和*1
SATOH Toshikazu

キーワード：サーフェスマイクロホン，圧力変動，音源探査，ビームフォーミング，風洞，空力音

1．はじめに

近年実用化された2つの技術：サーフェスマイクロホンと遠距離音源探査（ビームフォーミング）に注目する。これらは，それぞれに高速流体中の圧力変動の直接測定と空力音の音源探査の研究に利用することができる。ここではブリュエル・ケアー（BK）のサーフェスマイクロホンとビームフォーミング技術の概要と事例を簡単に紹介する。

2．サーフェスマイクロホン（SM）とは

サーフェスマイクロホン（Surface Microphone: SM）のダイアフラムは，SM自身が発生する空力音を最小にするように，筐体と同一面になるように設計されている（図1）。SMが乱流圧力変動に曝露される場合に，適用対象の位置で静圧が変化するので，静圧を調整するためのベントが必要である（図2）。

SMは筐体とダイアフラム-バックプレート構造の全てをチタン製とすることで，優れた高い耐腐食性能を備えている。さらにCCLD（一定電流ライン駆動方式）入力に接続するために，プリアンプ（DeltaTron）を内蔵し，また，IEEE 1451. 4（TEDS: Transducer Electronic Data Sheet）をサポートすることで，分析器側から遠隔にてSMの識別と校正データの読込みを行うことが可能である。

ブリュエル・ケアーのSMは最初に航空機用に開発され，フライト試験に適用可能な耐久性が実証されている（4948型）。その後，感度を向上させたものを自動車用として開発されている（4949型）。

SMの周波数応答（音圧音場）：

10Hz －10kHz ± 1dB re 250Hz
5Hz －20kHz ± 3dB re 250Hz

3．ドアミラー近傍の乱流圧力変動測定への適用

従来，媒質の中を高速で移動する飛行機や高速走車両の表面圧力変動の測定は，センサー自身が流れを妨害しないように，表面に埋め込むことが必要であった。通常の音圧計測用マイクロホンとプリアンプは円筒形状であるため，その実務測定はモックアップや試作品に限定されていた。これに対して，SMは厚さ2.5mmであるため，対象表面に容易に固定できる。

例えば，図3に示すように，自動車の窓ガラスにおける乱流圧力変動測定は，マウンティングパッドを利用してテープで取り付けることで簡単に実施できる。

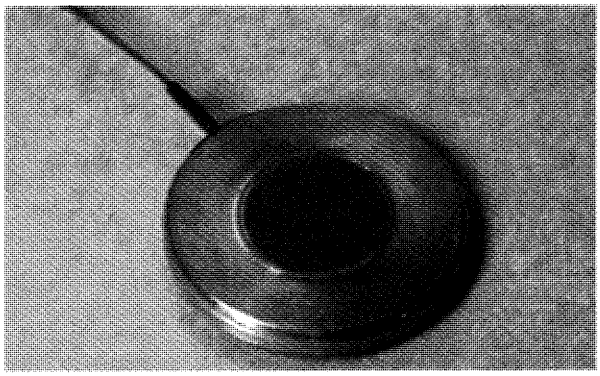


図1　サーフェスマイクロホンの概観
（直径：20mm，厚さ：2.51mm）

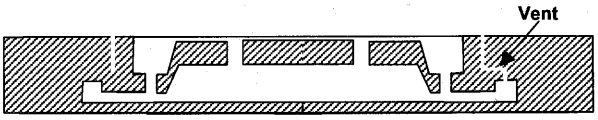


図2　サーフェスマイクロホンの断面図（静圧調整ベント付）

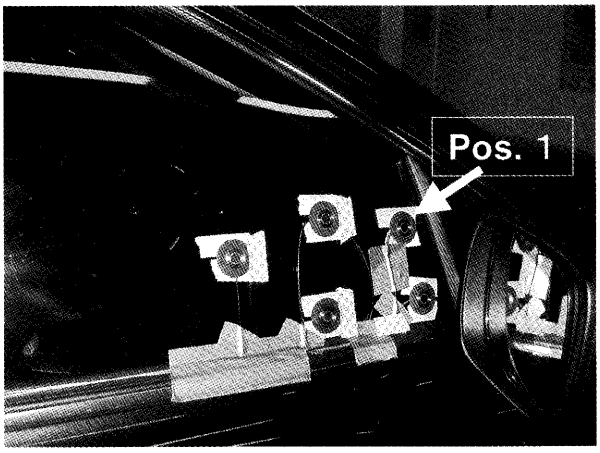


図3　SMによるドアミラー近傍の乱流圧力変動測定

原稿受付　2005年9月12日
＊1　スペクトリス㈱　ブリュエル・ケアー㈱
〒141-0001　東京都品川区北品川1－8－11
（ダヴィンチ品川Ⅱ）

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

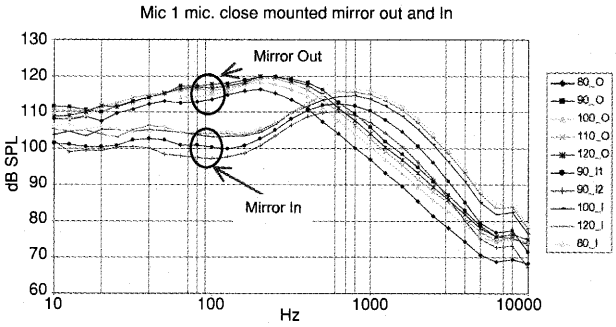


図4　ドアミラー近傍ガラス表面（Pos. 1）の乱流圧力変動スペクトル

この場合の，ドアミラーを起立した場合（Mirror Out）と閉じた場合（Mirror In）のガラス外側面（Pos. 1）の乱流圧力変動スペクトルの速度依存性（80, 90, 100, 110, 120km）を図4に示す。この結果から，ドアミラーに起因する乱流圧力変動の周波数特性の変化を確認できる。

この測定に要する時間は取り付けを含めて半時間程度で実施できるため，長時間の計算時間を要するCFDに比べてメリットが大きい。

4．ビームフォーミング（BF）とは

近年，多数のマイクロホンを面状に幾何配置されたビームフォーミング（Beam Forming: BF）技術は航空機風洞試験において航空機の機体や自動車のエアロパーツなどから発生する空力音の発生位置とその振幅を把握するために利用できるようになった。

対象音源から放射される音場は対象から一定距離に幾何配置されたマイクロホンアレイにて測定される（図5）。個々のマイクロホンの位置は幾何的に平面上に配置されている。各マイクロホン信号に見られる特定の時間遅れを考慮して結果を加算することで，音波の到来角度ごとに鋭い指向特性を得ることができる。多くの角度に対して測定された同一データに計算プロセスを繰り返して適用することで，観測点における相対音圧レベル分布を得る。

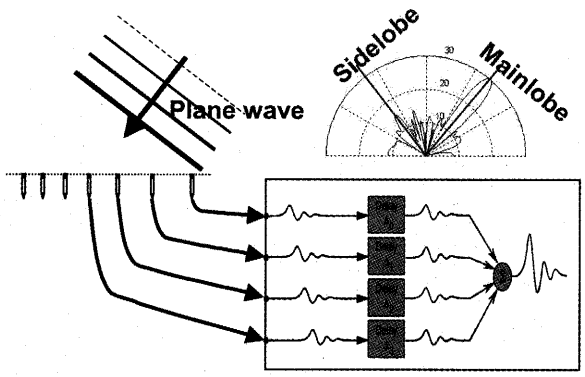


図5　ビームフォーミングの動作原理（遅延と加算処理による超指向特性）

実際のBFの計算処理では，限定されたマイクロホン数とその適用対象の周波数帯域に依存するため，必ずしも十分な指向性を得られないことがある。その結果，目的とする主要ビーム（メインローブ）の方向と全く異なる方向にサイドローブも発生する。サイドローブの振幅をメインローブに比べて十分に抑制できない場合には，分布図において実態と対応しないゴースト像が発生原因となる。

BK社のBF用マイクロホンアレイ（図6）は，ゴースト像を防止するように広い周波数範囲において不要なサイドローブを抑制するようにアレイを設計することで，計算結果において実用上十分なダイナミックレンジ（例えば12dB以上）を確保している。

5．空力音の測定への適用

BFの特長の1つはその遠距離音源探査の能力である。アレイマイクロホンを広角レンズのように用いて，すべてのマイクロホンから得られる時間信号を同時に測定し，特定の周波数範囲に対する時間遅延と加算処理の結果を計算し，対象音源の画像と重ね表示する（図7）。この図は，無響風洞（128km）に置かれた車両の空力音に対して90チャネルのアレイを適用したもので，前輪のタイ

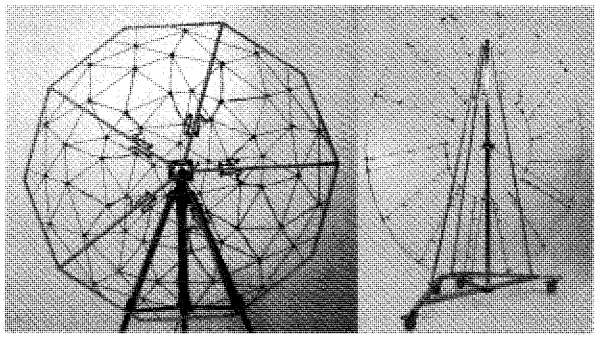


図6　ビームフォーミング用マイクロホンアレイの例（左：60、右：90チャネル）

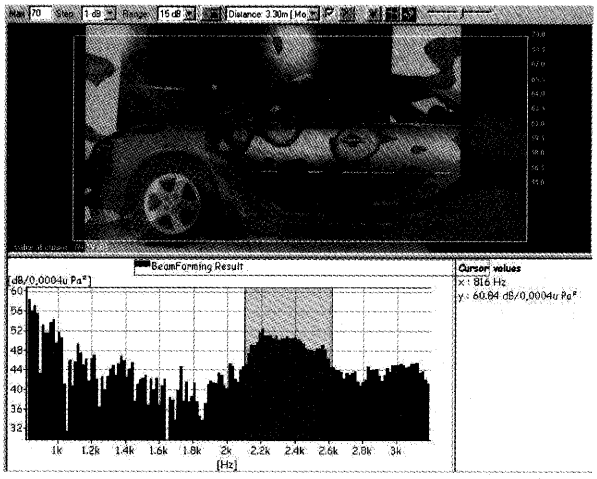


図7　空力音(風洞：128km)に対するビームフォーミングの結果（上：分布図、下：スペクトル）

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

ヤハウス，ドアミラー，ドアハンドルなどに起因する空力音の発生を確認できる。

6．まとめ

乱流圧力変動測定に画期的な簡便性を提供する，サーフェスマイクロホンの構造とその応用（ドアミラー近傍の測定例）さらに，空力騒音の音源探査に利用可能な技術の１つとしてビームフォーミング技術の原理と適用例（風洞の実車測定）を簡単に紹介した。

参考文献

(1) BK 資料：4948 PD (BP2016, 2004)
(2) BK 資料：4949 PD (BP2055, 2004)
(3) BK 資料：Technical Review 2005-1(BV0057)
(4) BK 資料：7768 Beam Foaming PD (BP1995,2004)
(5) BK 資料：Technical Review 2004-1(BV0056)

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

特集：空力騒音

航空機騒音識別装置

福島　健二*1
FUKUSHIMA Kenji

1．はじめに

最近の航空機騒音の対策として，施設側では滑走路を沖合に移す航路の対策等がなされ，発生源側では航空機のターボファンエンジンを高バイパス比のものを採用し空力騒音を下げる等，多くの工夫がなされている。

しかしながら，航空機利用の拡大に伴い航空機騒音問題は現在も多く存在し，国や自治体では常時監視を行っている。その機能として周辺環境騒音から航空機音のみを自動識別する音源同定が用いられており，ここではリオンで行っている技術的手法について簡単な紹介を行う。

2．航空機騒音について

我が国では航空機騒音の評価値としてICAO（国際民間航空連盟）が提案した方式に日本独自の計算方法を簡略化したWECPNLが用いられている。

計算方法は，1日に離発着する航空機毎の騒音レベル（LAS）の最大値をパワー平均した値と，朝，日中，夕方，夜間の時間帯毎の飛行回数に重み付けをした対数値から算出している。そのために自動監視装置では様々な音を含む環境音の単発騒音イベントの中から航空機騒音のみを識別することが非常に重要な課題となる。

3．音響的手法による航空機騒音識別

3.1　相互相関法の利用

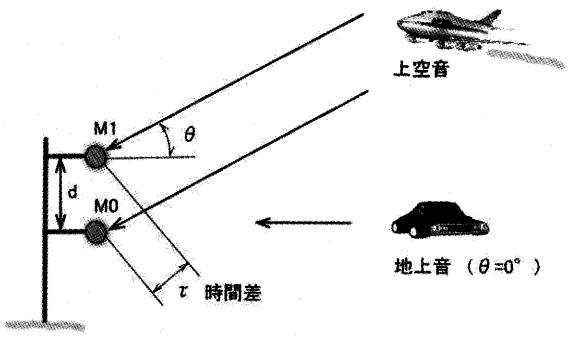


図1　相関法による仰角測定原理図

ある間隔で上下に配置した2つのマイクロホンに到達する音の時間差を相互相関法によって算出し，空間を移動する音源の仰角を求める方法が開発された。図1に示す様にマイクロホン間隔をd，音の到達時間差をτ，音速をCとして次式の関係で仰角θを得る事ができる。

$$\tau = \frac{d}{c} \times \sin(\theta)$$

この仰角の連続記録情報から音源が十分上空側（θ＞0）にあるものを航空機音とする航空機騒音識別方法[1]が用いられるようになった。

3.2　3次元音の到来方向ベクトルへの拡張

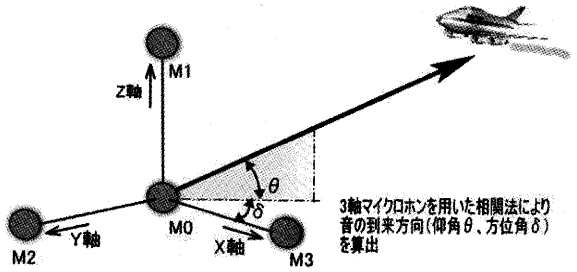


図2　3軸マイクロホンによる方向ベクトル検出

図2に示すように4つのマイクロホンを用い直交した3軸に配置することで1軸相関法の仰角測定の応用から3次元の音の到来方向ベクトル（仰角θ，方位角δ）を計算できる[2]。

騒音イベント区間における音の到来方向ベクトルの軌跡を球面上の空間から円盤上に投影させ小ドット表示したのが図3に示す概念図である。この図は中心をマイクロホン位置として，そこが天球上の真上（90°）であり，円盤上の最外周が地上（0°）で内側に行くに従って仰角が高くなる。つまり内側に軌跡が出現すれば上空音と判定できる。この図では飛行機，ヘリコプタ，トラック，拡声器の音の軌跡をそれぞれ示している。

航空機識別判定の結果を検証する場合に，従来は仰角だけで情報が少なく判断は難しかった。しかし，3次元方向ベクトルを投影した，この円盤上の軌跡を見ることにより，その音源がどの方角にどの仰角で移動したのか，移動の無い固定音源なのか等を直感的且つ明確に判断出来て，その発生状況が飛躍的に良く分かるようになった。図4に代表的な平面投影軌跡の実測例を示す。

原稿受付　2005年9月12日
＊1　リオン㈱　計測器技術部
〒185-8533　東京都国分寺市東元町3－20－41

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

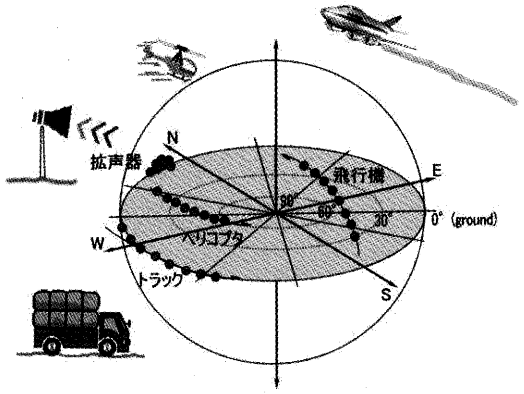


図3　音の到来方向ベクトルの平面投影軌跡概念図

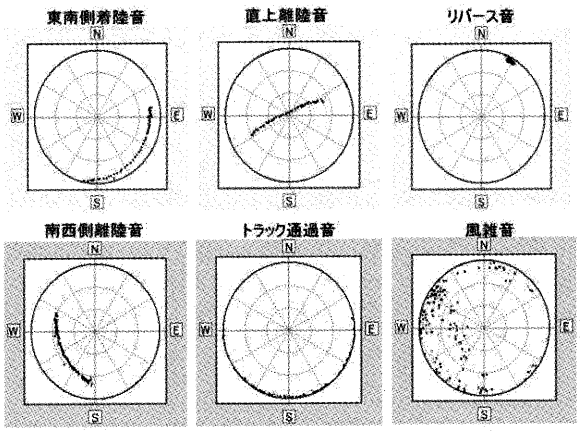


図4　音の到来方向ベクトルの平面投影軌跡実データ例

3.3　平均法線ベクトルの応用

図5に示すように，ある間隔ごとの音の到来方向ベクトル対から法線ベクトルを算出し，その平均を取ると航空機軌跡の移動面に直交するベクトルが一つ得られる。それを平均法線ベクトルと呼び，そのベクトル方位角，仰角の値から航空機が離陸又は着陸したかを判定出来る。また，ベクトル長から移動音源であるかないかを区別する事が出来る。

3.4　航空機音の自動識別

図5の写真部分に実際の製品である自動監視装置及びその3軸マイクロホンを示す。この装置では音の到来方向ベクトルを用いて以下に示す，いくつかの識別処理を行い航空機騒音の自動識別機能を実現している。平均仰角閾値判定（上空音の割合が設定値以上のもの），方位角領域判定（指定した方位角の範囲のみを対象とする），平均法線ベクトル判定[3]（移動音源と判定できるものやその移動方向の判別），風雑音判定[4]等を行いより確度の高い航空機音識別率を達成している。

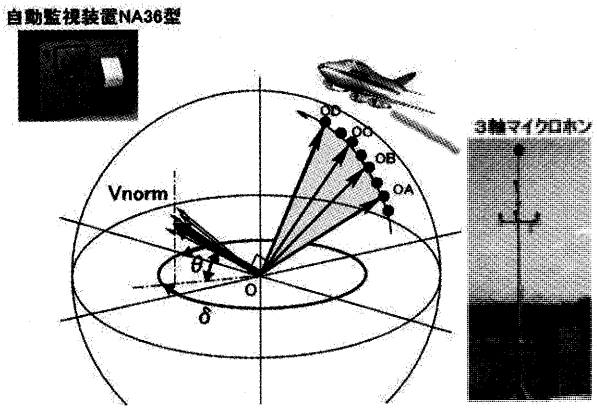


図5　平均法線ベクトルの概念図及び自動監視装置

3.5　飛行位置検出への応用

飛行コースに沿った両側に3次元音の到来方向ベクトル測定点を2ヶ所配置することで，その向かい合う断面を飛行する航空機の飛行位置を計算により求める事が可能となる。図6参照。これにより，飛行位置や高度のバラツキ具合が分かり，更に騒音レベルの予測をより詳細に行うことが出来る。

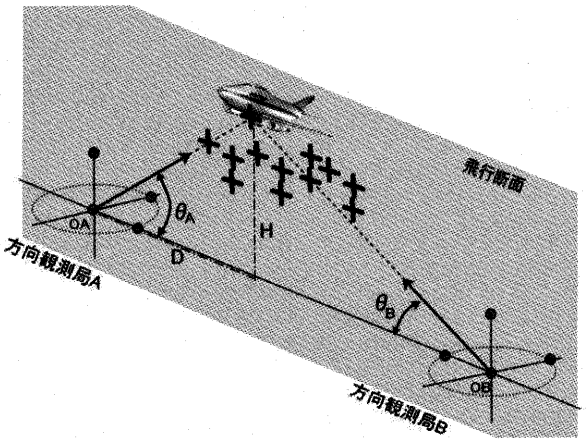


図6　飛行位置断面の散布図（×印）

4．おわりに

リオンが行っている航空機騒音自動監視装置における音源同定手法について，簡単な紹介を行った。製品の紹介を行う機会を頂いたことに謝意を表す。

参考文献

(1) 小畑，石井，五十嵐：音響的手法による航空機の位置測定 東京大学宇宙航空研究所報告　第9巻第4号　1973年10月
(2) 山田，牧野，林：3次元的な方向の検出による航空機騒音の識別　音響学会講演論文集平成5年10月　P453-454（1993）
(3) 福島，岡崎，廻田：最近の航空機騒音測定システムの現状とその応用例について　日本音響学会騒音・振動研究会資料 N-2003-33
(4) 岡崎，廻田，砂子，福島：音の到来方向変化による除外音の自動識別　日本音響学会論文集平成13年3月　P695-696(2001)

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

特集：空力騒音

JAXAにおける音源探査研究の紹介

石井　達哉*1
ISHII Tatsuya

キーワード：音源探査，マイクロホンアレイ，模型飛行機，遺伝的アルゴリズム

1．はじめに

「最近どういう研究をしていますか？」，パーティーの席などで聞かれて流暢に説明するのに窮した経験はなかろうか。研究の背景に始まって，理論展開，実験方法，比較検討，今後の展開までを丁寧に説明することも一つの考え方であり，尊重すべきである。しかし，誰もが時間に終われる現代では，様々なタイプの人に研究の必要性，特徴，将来性を短時間で印象づける工夫も大切である。関心を持って聞いてくれるのは最初の数分間であって，その間に興味を惹かなければ逆効果となる場合もあるからだ。幸いなことに，日頃の宣伝活動の甲斐もあり，少なくとも研究所内では「彼らは音源探査ということをやっているようだ」と認知されるようになった。ということで，今回は音源探査，特に屋外の音源探査について紹介する。

2．音源探査

音源探査とは，対象物の有する様々な音源についてその位置，大きさ，寄与度等を明らかにして，騒音対策につながる情報を提供する手段である。くだけた言い方をすると，物体周りの音の強弱を写真のように表現する手段とも言える。音源に関する情報は経験的に知られている場合もあれば，簡単な周波数分析，更には耳と経験をもって明らかな場合もある。しかし，未知の要素が付加されるとか，構造が複雑化するとか，エンジンのように飛行状態まで知りたいとなると，客観的にかつ詳細に音源情報を表示してくれる手段が望まれる。

このことは，騒音対策を治療に例えると分かりやすい。聴診器や問診は必要であろうが，それだけで患部の摘出手術をすると言われたら，躊躇するであろう。繊細な処置が必要な治療は，詳細な診断結果に基づくほうが安全性，確実性が高いと考えるからである。エンジン騒音とて同じである。音源探査は，いわば騒音低減という治療をするために使われるCTスキャンのような事前診断と位置づけられる。

原稿受付　2005年9月5日
＊1　宇宙航空研究開発機構　航空プログラムグループ
環境適応エンジンチーム
〒182-8522　東京都調布市深大寺東町7－44－1

診断は治療の一環であることに異論はなく，同様に音源探査と騒音低減とは両輪の関係にあると言える。より正確な音源情報は，より適切な騒音低減方法を示唆し，対策に要する負荷を軽減する効果が見込まれるからである。個々の事情に応じたきめ細かい対応がエンジン騒音には必要であることを鑑みると，音源を調べることが問題解決の成否を握るといっても過言ではない。

3．研究内容

3.1　計測装置

本研究では，多数のマイクロホンで構成されるマイクロホンアレイ法を採用している。その理由は，センサーの低価格化，収録装置の多チャンネル化，計算機の能力向上，移動体計測への適用等にある。屋外実験では，小型ジェットエンジンを積んだ模型飛行機をマイクロホンの上を飛行させて，通過時の音源を調べる。概要を図1に示す。マイクロホンは滑走路上に設置されており，模型飛行機がレーザースイッチを横切る時の信号と同期して音を収録する。データ収録は，112チャンネルの同時収録装置をネットワーク経由で遠隔操作して行う。マイクロホンアレイ前後のレーザースイッチの信号から機体の位置と速度を判別する。また，超音波センサー，画像処理，高速度カメラ等を組み合わせて高度を予測する。双発エンジンの模型飛行機がマイクロホンアレイ上空を通過する様子を図2に示す。収録した音響データは信号処理にかけられて，周波数毎に音源分離がなされる。

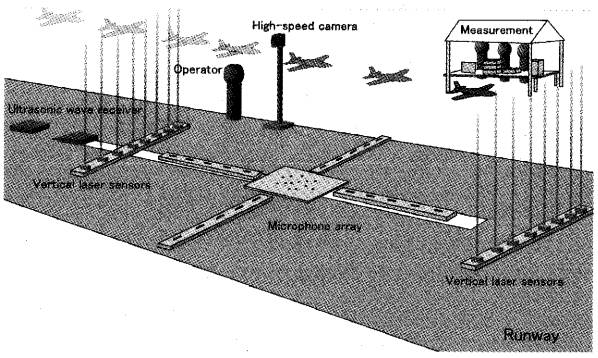


図1　屋外実験の概要

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

図2 マイクロホン上空を通過する双発ジェット機模型

3.2 マイクロホンアレイ

マイクロホンアレイ法の問題の一つは配置である。実験現場では100点を超える計測が珍しくないとはいえ，限られた計測点数でできるだけ広い帯域の計測をしたいところである。マイクロホン間隔が小さ過ぎずかつアレイ寸法を大きく取ることは，最適化問題に帰着する。そこで，遺伝的アルゴリズムを使った座標設計を採用している。各遺伝子座にはマイクロホンの座標を組み込んで，マイクロホン座標群で一つの遺伝子を形成する。遺伝子の適応度はサイドローブレベルや音源付近の傾斜などと組み合わせた関数とする。遺伝子群について，選択，交叉，突然変異の過程を繰り返して，適応度の高い遺伝子を探索する。こうして得られた座標データを実験用に補正して座標を確定する。滑走路上に展開したマイクロホンアレイを図3に示す。

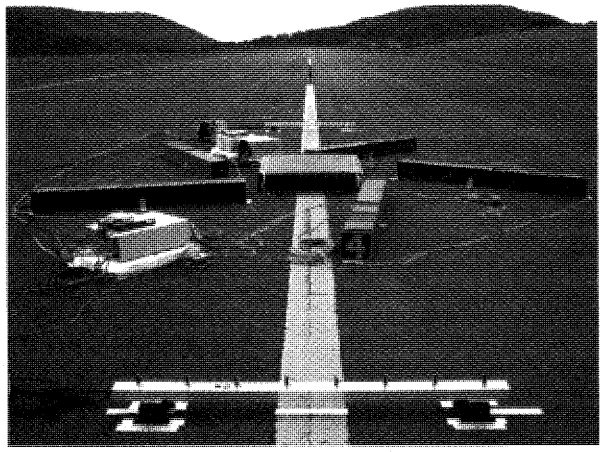


図3 滑走路上のマイクロホンアレイ

3.3 実験用模型飛行機

屋外実験では模型飛行機を音源に採用している。風洞の許容寸法を超えたジェットエンジン付き模型の使用と，実航空機よりも迅速にかつ柔軟な条件変更を望んだためである。模型に搭載するエンジンは推力10kg程度の小型ジェットエンジンであり，燃料にはJET-A1を使う。エンジンは電動モーター又は圧縮空気で始動し，専用のECU (Electric Control Unit) で制御される。エンジンを搭載する機体は，単発機で全長1.8m，双発機で同4mであり，地上から無線操縦する。この基本機能に加え，GPS (Global Positioning System) と無線送信ユニット，超小型カメラと画像送信機，超音波センサユニット（オプション）を載せて，実験中の監視機能強化と計測支援を図っている。

いずれの模型飛行機も約10分間の飛行中に計測地点への進入を10回程度試みることができる。実験条件は，エンジン出力の他，着陸用脚，高揚力装置等を組み合わせる。また，進入直前でエンジンをアイドルまで下げて，エンジン音の影響を極力減らした条件設定も可能である。

3.4 音源探査結果

上記単発機を通過させた時の音源探査例を図4に示す。マイクロホン上空を通過する間のオクターブバンド中心周波数2kHz成分の時間平均である。飛行速度はレーザースイッチの出力から計算したところ，時速270km (75m/s) であった。排気パイプ後方に顕著な音源が現れている。他の幾つかの帯域においても同様に排気パイプ後方に音源が現れるが，高周波ではインテーク側にも音源を捉え

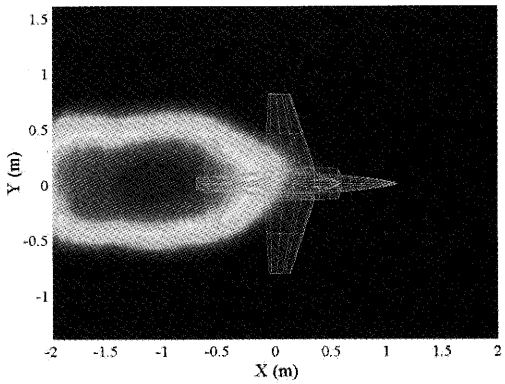


図4 単発機音源探査例
(SN.04-0909-C081：270km，fc=2000Hz)

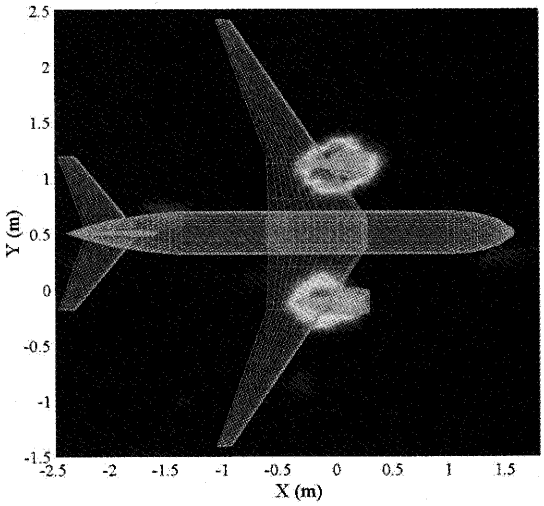


図5 双発機音源探査例
(SN.04-0909-T028：160km，fc=8000Hz)

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

ることができた。双発機について時速160kmで進入させた時のオクターブバンド中心周波数8kHz成分の時間平均を図5に示す。短波長になるにつれて，音源位置を特定しやすくなるが，サイドローブの影響が大きくなる傾向がある。前記のようにマイクロホン配置を工夫した結果，両エンジンに集中する音源を顕在化できた。

飛行実験のデータ取得はまだ途上にあり，最終判断をするにはまだ時間がかかる。実験方法に関するノウハウの蓄積とともに，速度範囲や形態などパラメータを増やしてデータ収集を継続する予定である。

4．おわりに

マイクロホンアレイと模型飛行機を組み合わせた音源探査は4年目となり，規模が拡大するとともに，消音装置の性能評価も検討する段階にある。現在まで何とかやってこられたのは，先輩諸氏の御指導のみならず異分野の方々との交流のおかげであると感じている。様々な経験や考えを持つ方々との交流で大切にしていることは，堅苦しい会議ではなく雑談である。脇道に逸れることの多い雑談は，一見無駄なように思えるが，違った角度から新しい発想を生む可能性を秘めている。多様な情報から研究についての方向性を提供してくれる意味では，雑談はいわばマイクロホンアレイのような機能を持つものかもしれない。最後に，関連ホームページを以下に示す。

http://www.apg.jaxa.jp/res/cet/a00.html

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

特集：空力騒音

11th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conferenceに出席して

秋下　貞夫*1
AKISHITA Sadao

キーワード：空力騒音，ファン騒音，国際会議

1．まえがき

11th AIAA/AECS Aeroacoustics Conference (26th AIAA Aeroacouctics Conference) が23－25 May 2005, Monterey, Californiaで開催されたので，筆者は3年ぶりに出席した。会議名が示すように，発表はAeroacousticsに限定しているように見えるが，航空分野における騒音工学の会議でもある。実際に約10年前には，Active Noise Controlの講演が多数発表されていた。これは空力騒音とは何の関係もないが，航空機客室内の騒音を低減するための有力技術として，この会議の主要なトピックスと見なされていたからである。筆者は1980年代からこの会議にはよく出席してきたが，最初の頃は，電機メーカの一技術者として，軸流換気扇の騒音について何回か発表してきた。この例が示すように，航空機に限らず，空力騒音全般に共通する技術の発表の場でもあり，最近は自動車に関連する研究発表も多く見られるようになっている。この会議ではつねに3日間に，約250余の発表が行われる。1件につき30分が充てられ，20分間での口頭発表の後，10分間もの質疑応答の時間がとってある。最近の大きな国際会議でよく見られるような，10分間の口頭発表と5分間の質疑応答の割り当て時間に比べて，議論を重視した講演会であることを示している。

2．会議の主な話題

今回の会議の主な話題をセッション名とその中での発表件数で示す。なお，これはプログラムから得た情報であるが，実際には直前での発表取り止めがあるため，多少の異動があることを断っておく。

Computational Aeroacoustics	27
Computational Aeroacoustics Applications	35
Jet Noise (Diagnostics, Reduction, Modeling)	33
Jet Aeroacoustics (Simulation and Experiment)	26
Fan Noise, Rotorcraft and Prop	27
Airfoil Noise	7
Core Noise (Combustion Noise and Gas-turbine)	6
Acoustics/Fluid Dynamic Phenomenon	28
Airframe/High-Lift Noise	21
Liners	13
General Acoustics	11
Advanced Testing Techniques	18
Duct acoustics	14
Interior Noise/ Structural Acoustics	11
Nacelle Acoustics	6
Sonic Booms and Pulse Detonation Engine	4

これより，つぎの傾向を指摘できる。

1）Aeroacousticsでも数値シミュレーションの研究は盛んである。Computational AeroacousticsとそのApplicationsを合わせると62件となる。

2）Jet Noiseに関しても，Jet Noise＋Jet Aeroacousticsで59件である。

3）Gas-turbineに関係する発表は，Fan Noise, Rotorcraft and Prop ＋ Airfoil Noise ＋ Core Noiseで40件である。

但し，この傾向は厳密でない可能性がある。実際Advanced Testing Techniquesの中にも上の3つの話題に関係するものも含まれているかもしれない。

3．2，3のトピックスについて

以下では，上の傾向の中から，1）ファン騒音と流れの制御，2）数値空気力学的騒音，3）筆者の研究紹介，に絞り，筆者の独断と偏見に基づいてもう少し詳しい解説を行う。

1）ファン騒音と流れの制御

この会議の目的の一つは，航空機騒音の低減に関して有力な手段を提供することにあると言っても異論はないと思われる。実際，エアバス社が最近発表した超大型機A380の開発においては，空港付近での騒音を大幅に下げるために，ジェットエンジンの騒音低減を図った結果，エンジンの重量が計画時より10%程度増えた。航空機の総重量をそれに伴い増すことは，燃料消費量の増大を招くことになるので，どうしても総重量を当初の計画の通りに留めることが検討された（その対策は，主翼の構造部材重量の低減に反映されることとなった）。このエンジン重量の増加は，エンジンの直径を増したことに由来する。エンジンの直径増しが，噴流の流路断面積の増加

原稿受付　2005年9月13日
＊1　立命館大学　理工学研究所
〒525-8577　滋賀県草津市野路東1－1－1

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

を可能にし，その結果噴流騒音の速度の低下につながり，噴流騒音の低減のみならず，ファン音の低減にもつながった，と言える。実際航空機騒音の最大の音源であるエンジンから発生する音はここ20年で大幅に低減していることは既に常識として知られている。これは，まず噴流騒音の低減がもたらしたものである。つぎにファン音の中で，動翼と静翼の干渉による離散周波数音の低減も既に実現している。今後のエンジン音の低減について種々の検討がなされているが，さらなる干渉音の低減と動翼の広帯域音までも研究対象となっている。これらの研究に流れの制御が取り入れられており，以下ではこれらを簡単に紹介する[(1)-(3)]。干渉音は，上流に位置する動翼の後流にエネルギー密度の小さい速度欠損部分が存在し，それが回転しながら静翼に入射し，静翼の圧力分布を周期的変動させることにより，生じる。速度欠損の深さに応じて，静翼の圧力変動振幅が大きくなるから，速度欠損の深さを減らすことで，干渉音を低減できる。速度欠損の深さを減らす手段として動翼の負圧面側の後縁付近にブローイング（blowing）を導入する。但し，ブローイングは，エンジンの推進力と直接関係のない動力消費につながるので，騒音低減を図りながらも，エンジンの効率低減を最小に抑える最適化の研究が進められている。動翼後縁でのブローイングは，負圧面の境界層流に存在する渦が後縁を通過する際に発生する広帯域周波数分布の“self-noise”の低減にも役立ち，これについても流れによる制御の検討を進めている[(4)]。

2）数値空気力学的騒音

騒音の発生と伝播は流体力学的現象であり，これらは圧縮性流体の力学を記述する方程式の解に含まれている。従って，最近の数値流体力学シミュレーションの進歩を応用すれば，空気力学的騒音の数値計算も難しくなさそうに思える。しかし，特に低マッハ数の流れでは，流れのエネルギーの内，粗密波として遠距離音場に伝播していく音響エネルギーは10^{-7}程度である。従って，数値流体力学シミュレーションの計算結果の中に粗密波の音波擾乱が正確に捉えられるためには，圧力及び密度の計算精度は10^{-3}より高くなければならない。ファンなどのような複雑な境界条件を持つ流れでこれを実現するには，多大の時間と費用を要することは容易に想像できる。われわれの関心の的となる低マッハ数の流れの計算でこれを回避する手段は，従来「音波アナロジー」を適用する方法であった。

しかし，翼の周りの流れ等では，物体の圧力変動をもたらすのは，実は翼の付近に存在する渦の変動であり，その意味で真の音源は渦の変動であると言える。実際に騒音低減を図る時に，物体周りの圧力変動よりも物体周りの乱れの低減を想定するのは，この見地から極めて妥当である。そこで，このような物体周りの流れと騒音発生を直接的に結びつける数値シミュレーション手法の開発が望まれる。この解答の一つは直接法（DNS=Direct Numerical Simulation）である。即ち，モデル化を持ち込むことなく，高精度差分を適用することである。しかし，この方法は，高細密なメッシュと小さい時間ステップを要求する。仮想的な噴流のように固体の境界条件を省ける場合を除いて，これを適用できる計算対象は極めて限られている。一般に物体の周りの流れの乱れは音源と深く結びついているので，メッシュは高細密を要するが，音波の伝播に関しては，音波の波長に比べて小さいという条件だけを満たせばよい。近年研究者の関心を引きつけているのは，hybrid法，またはスプリット法，また線形化方程式法，と呼ばれる手法であり，いずれも高細密なメッシュを持つ非圧縮流の計算と，それより遙かに粗いメッシュのもとに，音波擾乱による変数を非圧縮流れの変数に重ね合わせることにより線形化したEuler方程式を，同時またはシリーズに解く方法である[(5)-(7)]。但し，音源付近では，音波擾乱の大きさは非圧縮流れの変数と大きな差を持たず，線形化近似が成立しない場合があり，その取り扱いを巡って，様々な変更を要する。2節に述べたように，数値流体力学は最も，多くの発表件数を数えている。関心のある向きは，これらについてはAIAA-Paperを参照されたい。

3）筆者の研究の紹介

吸音の手段として，多孔質材料を音波の伝播するダクト壁表面に導入することは，よく知られている。この手法を流体力学的な騒音の音源付近に導入すれば，音源の強さを低減できると思われる。例えば，翼騒音を減らすために，翼表面を多孔質の材料で覆うことがしばしば試されてきたが，抗力を増し，しばしば乱流の促進につながることもあり，騒音低減に有効な方法とは考えられていない。筆者らは，単なる多孔質材料の導入ではなく，表面の音響特性を「インピーダンス」で表し，最適なインピーダンスを導入することにより，空気力学的騒音の音源強さを低減できることを，円柱周りのカルマン渦音について，実験と数値シミュレーションで示した。ここに，円柱の直径は，10mm程度であり，その流れのレイノルズ数は6000であった。多孔質表面は，ステンレス円柱表面に50-65μmの直径の穴をレーザで明けることにより，実現した。この結果，円柱表面の圧力変動を10dBも低減し，騒音を最大で6dB低減できた[(8)]。今後はこれを翼表面に適用し，翼騒音の低減を図る予定である。

参考文献

(全てConference paperであるAIAA Paperに含まれる)
(1)-(3) C. Halasz, D. Arntz, R. Burdisso, et al.; AIAA Paper 2005-3025-3027.
(4) A. Borgoltz, M. E. Craig et al.; AIAA Paper 2005-3031
(5) J. H. Seo and Y. J. Moon; AIAA Paper 2005-2927
(6) I. Pantle, F. Magagnato and M. Gabi; AIAA Paper 2005-2923
(7) S. Nagarajan and S. K. Lele; AIAA Paper 2005-2915
(8) S. Akishita and I. Yahathugoda; AIAA Paper 2005-2914

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

特集：空力騒音

AIAA/AAAF 航空機騒音・エミッション低減シンポジウム報告

中村　良也*1
NAKAMURA Yoshiya

キーワード：ジェットエンジン，航空機，環境，騒音，エミッション，排ガス，ICAO，CAEP，ICCAIA

1．はじめに

航空機の騒音および排気ガスについては良く知られているようにICAOで基準が定められている。最近のトピックスを例にあげると，昨年開催されたICAOの第6回CAEP（航空環境保全委員会）でNOx排出基準の12%強化が勧告され，2008年からの新規登録エンジンに適用されることになった。また騒音では2001年の第5回CAEPで従来基準の強化が勧告された結果，2006年からの新規登録機はChapter4と呼ばれる新基準に適合することが求められるに至っている。

このICAO/CAEPでは，正メンバーの各国政府代表に加え，オブザーバとして，IATA（エアライン），ACI（空港当局），IFALPA（パイロット）等それぞれの国際組織と共に，航空機メーカーおよびエンジンメーカーの国際組織であるICCAIAも参加して，基準についての議論をはじめ，航空環境保全に向けた検討や提言を行っている。これらの議論におけるベースとして技術的実現性（Technology Readiness）についての認識が共有されることが望ましいが，CAEPの会議の場では時間的な制約もあり，そこまで遡った検討を行うことは難しく，このような場を別に持つことの必要性，重要性が関係者の間で認識されるようになった。そこで特に欧州のメーカーが中心となって行政・産業・研究にわたる関係諸機関を集め，2002年にフランスのアルカッションで“Which Technologies For Future Aircraft Noise Reduction”をテーマとして第1回シンポジウムが開催された[1]。

今回はその2回目となるもので，排気ガスにもテーマを広げてANERS（Aircraft Noise and Emission Reduction Symposium）として，今年5月にAIAA（米航空宇宙学会）とAAAF（フランス航空宇宙学会）の共催という形でカルフォルニア州モントレーで開催されたものである。筆者はICCAIAの依頼によりエンジンメーカー側のパネリストとして参加したので，会議の模様について報告させて頂く。

原稿受付　2005年9月26日
＊1　㈱アイ・エヌ・シー・エンジニアリング
〒169-0073　東京都新宿区百人町1－15－18

2．パネル討議概要

会議は予め定められた5つの設問に基づいたセッションで構成され，それぞれ数名のパネリストによる討議形式で進められた。プログラム以外には配布された資料は無く，聞いたそばから忘れそうで心配になったが，最後のラップアップセッションで全体報告が行われ，復習することができた。

1）Session 1“What Are the Challenges?”

セッション1では，「挑戦」の中味について以下のような議論がなされた。

航空機による環境影響については，これまでの技術革新により大きな低減成果がもたらされているものの（指標としては例えば燃料効率の改善や騒音曝露面積の低減などが示された），今後見込まれる年率5～6%の航空輸送量の増大と，環境に対する社会的要請の高まりにより環境問題が今後の成長の阻害要因になろうとしており，今行動を起こす必要がある。

ただし社会的要請の実体は必ずしも明確ではなく，騒音には心理的側面が多くあったり，エミッションによる健康への影響も複雑で未解明な点も多いことに注意する必要がある。空港環境問題は社会・政治上の側面も大きく，非技術の分野の研究の必要性が訴えられた。

また社会的に分かりやすい指標を持つことが大切で，例えばエミッションに直結するものとして燃料効率が陸上交通に勝ることを目標にするのも一案であるが，因みに現状400人乗りの大型機は車に勝つが200人乗りの中型機は勝てないとのこと。欧州では環境目標レベルを，2020年までに，騒音は空港の外に出さない，CO_2は50%削減，NOxは80%削減に置いているとのこと。ただ研究開発は即効性はないので，ICAO/CAEPでも提唱されている“Balanced Approach”の必要性が訴えられた。これはソース（航空機）の対策だけでは限界があり，飛行方法，飛行制限，土地利用，を含めた4つの対策をバランス良く組み合わせることにより，技術的に可能で経済的な，即ち実現可能な環境改善を図ることができるという考え方で，2004年のCAEP6で合意された基本方針である。

またコミュニティの代表からは，空港とコミュニティ

Download service for the GTSJ　member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

は結婚のようなものでコミュニケーションとカウンセリングが有効,「事実」と同じ位に相手が「どう感じているか」が重要と指摘,「サンフランシスコ・ラウンドテーブル」の成功例などが示された。

なお現行のICAO基準の対象となっていない分野として，排気微粒子，メンテナンス時や機材廃却時の環境影響について今後取り組みが必要との指摘がされた。

2）Session 2 "Are There Practical Technology Solutions to Reduce Noise and Emissions?"

セッション2では，航空機メーカー4社・エンジンメーカー6社から，それぞれ騒音やエミッションの低減について取り組んでいる，あるいは取り組もうとしている技術が紹介され，セッションの表題である「実用可能な技術があるか」との問いかけに対する答えはYesであるとした上で以下のような議論があった。

• 騒音，NOx，その他のエミッションの低減には相反する関係があり，それぞれにかかるコストも異なる。例えば，高バイパス比化は，ジェット騒音と燃費（CO_2）の低減に有効であるがNOxは増加させる。従って環境要求の優先順位／目標レベルを適切に設定することが効果的に環境改善を進める上で重要である。

• 新技術が研究レベルで効果が確認された後に製品技術として完成されるまでには更に時間とコストがかかること，また実機に組み込まれる段階で騒音やエミッションの低減量も性能・重量・耐久性・信頼性などとのトレードオフにより目減りすることに留意する必要がある。

• 騒音技術については次第に成熟技術になってきており，中期目標とされている2010年までに6 dBの低減（欧州，米国でほぼ共通）までの技術シーズ（2000年レベル基準）はあるが，長期目標とされている2020年までに10dBの低減の目処はなくブレークスルー技術が必要。その意味では米国メンバーからはNASAの航空関係予算への懸念と期待が聞かれた。

また米欧の航空機メーカからビジネス機を想定した小型SSTの開発構想が説明されたが，環境基準作成を急ぐよう求めていた。ICAO/CAEPではSSTタスクグループが既に設置されて基準の検討が始まっており，空港騒音とエミッションに加え新たにソニックブームも対象になっているが，小型SSTにとって陸上超音速飛行の可否は成立の死命を制するとも言われており，受容性の評価などが課題となっている。

なお当方からは日本のナショナルプロジェクトとして海外メーカーも巻き込んで環境技術に取組んできた事をHYPR/ESPRの騒音技術の成果例を中心に紹介した。また空港内に騒音を閉じ込めるアクティブ消音壁技術についての我々の取組みも紹介した。

3）Session 3 "How Do We Develop and Implement Operational Procedures for Noise and Emission Reductions?"

セッション3では飛行方法（オペレーショナルプロシージャ）による騒音・エミッションの低減について議論された。これは上記の"Balanced Approach"の考え方を踏まえたものに他ならない。

ここでは特にCDA（Continuous Descent Approach）に注目して議論され，欧州（EUROCONTROL）や米国（NASA/FAA）の実機を使った試みが紹介された。B767-300の飛行試験で最大6 dBの騒音低減，エミッション等も3000ft以下でNOx30%減，燃料消費500lb減，飛行時間100秒減などの成果が示された。現状機材でも交通量が少なければ実行可能のようであったが，実用化に向けてはFMSやATCなど，コクピットや航空管制の能力向上や，CDAに関する飛行手順のルール作りが課題である。

4）Session 4 "How Can We Assess and Manage the Problem?"

セッション4では環境影響評価の観点から，QOLや健康面への影響についての議論および騒音・エミッションのモニタリングやモデリングに関して，政府当局や大学からプレゼンテーションが行われたが，詳細は省略する。

5）Session 5 "What is the Way Forward? How Do We Get to an Environmentally Friendly Air Transportation System?"

セッション5では環境問題に対する様々なプロジェクトの紹介が行われた。

• PARTNER（Partnership for AiR Transportation Noise and Emission Reduction）

MITのWaitz教授をリーダーとして，米国の9大学を組織し，技術と政治の橋渡しを目指す活動という。FAA, NASA, カナダ運輸省から予算を獲得（$2.8M/2003-2004，$3.5M/2005）。低周波音，微粒子，CDA，Airport encroachment（空港周辺が次第に居住区域になってしまう問題），陸上超音速飛行，などについて研究調査し，議会に報告。

• ACARE（Advisory Council for Aeronautics Research in Europe）

欧州の航空関係の研究戦略を纏めている所のようで，2002年にSRA-1（Strategic Research Agenda）としてVision2020 "The Ultra Green Air Transport System"を発表，2020年までに運行時の騒音を10dB下げることなどの目標が設定されている。

• ATAG（Air Transport Action Group）

今年3月に航空輸送に係わる関係機関に呼びかけて，"Environment Summit"をジュネーブで開催したNPO団体で，2006春に次回の開催を目指しているとのこと。環境問題は関係者間の対話と協調が最も重要と主張。

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

• IROQUA
フランス航空当局が支援する独自プロジェクトで，フランスの航空機・エンジンメーカー4社および国立研究機関（ONERA，CNRS）が集まり空港騒音低減の研究が今年からスタートするとのこと。
• Silent Aircraft Initiative
2003年11月にMITとCambridge大との間で結ばれた共同研究の枠組みで，活動はこれからの模様。

6）Wrap-up Session
最後にシンポジウムラポータから，各セッションのサマリーを纏めた全体報告が行われた。

7）ミニ展示
会場のホテルのホールを使って小規模な展示が行われ，Wyle研究所，Honeywell，Boeing，SNECMA，P&W，Airbus，Globalspec，CD-adapco，Gulfstreamの各社が出品していた。B787模型，ローブミキサーや低NOx燃焼器の模型，騒音・振動関連ソフト等が展示される中で，Gulfstreamはソニックブームのシミュレータトレーラーを持ち込んで実演してみせ，人気を集めていた。

3．あとがき

会議の全体的な印象として，欧州勢の積極的な姿勢が目立った。環境問題に対する社会的切実さが背景にあると考えられるが，そんな事情を反映してと言うべきか，欧州ではEU研究プログラムの中で環境問題をはじめ航空技術に関する研究予算が伸びており，このことが欧州の積極性を後押ししていると考えられる。

もちろん米国でも，欧州や日本に乗り入れているエアラインや航空機・エンジンメーカーにとっては他人事ではなく，例えばヒースロー空港の騒音レベルに応じた乗り入れ制限は新型機開発の実質基準になっているほどであり，またスイスを始め欧州の空港に広がりつつあるエミッションチャージ等も機材の更新を迫る一つの要因になっている。従って米国メーカーも環境技術への取り組みの手は緩めることはできない。

余談ながらこれらローカルルールが機材のスペックを決めている状況はICAO基準の空洞化につながりかねず，米欧日に開発途上国を交えたICAOの場では今後も難しい調整が求められていくと考えられる。

いずれにせよこうして航空機による環境影響の低減に向けて，航空当局，エアライン，メーカー，空港，管制，研究機関・大学，コミュニティ等関係者の間で情報交換し対応策の議論ができた意義は深く，今後のICAO/CAEP等の環境保全に関する議論にも生かされていくことが期待される。

参考資料

(1) 中村良也，航空環境研究，No.6（2004年）

○本会共催・協賛・後援行事○

主催学協会	会合名	開催日・会場		詳細問合せ先
日本マリンエンジニアリング学会	40－2マリンエンジニアリング月例講演会「メカトロニクス技術(3)」	H17/11/25 神戸大学　深江キャンパス（総合学術交流棟コンファレンスホール）	協賛	日本マリンエンジニアリング学会 http://www.jime.jp
IPPEX2005実行委員会	IPPEX2005　第6回分散型エネルギーシステム総合展	H17/11/30-12/1 日本コンベンションセンター（幕張メッセ）	協賛	メサゴ・メッセフランクフルト㈱ IPPEX2005事務局　国本 TEL：03-3262-8453, FAX：03-3262-8442
日本コージェネレーションセンター	コージェネレーションシンポジウム2005（第21回）	H17/11/30-12/1 幕張メッセ国際会議場「コンベンションホール」	協賛	日本コージェネレーションセンター　TEL03-3433-5044
日本燃焼学会	第43回燃焼シンポジウム	H17/12/5-7 タワーホール船堀	共催	第43回燃焼シンポジウム事務局 http://www.combustionsociety.jp/sympo43/
日本機械学会関西支部	第280回講習会　実務者のための熱流体計測（演習・計測機器のデモ付き）	H17/12/8-9 大阪科学技術センター8階　中ホール	協賛	日本機械学会関西支部 TEL：06-6443-2073

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

報告

第33回ガスタービン定期講演会報告

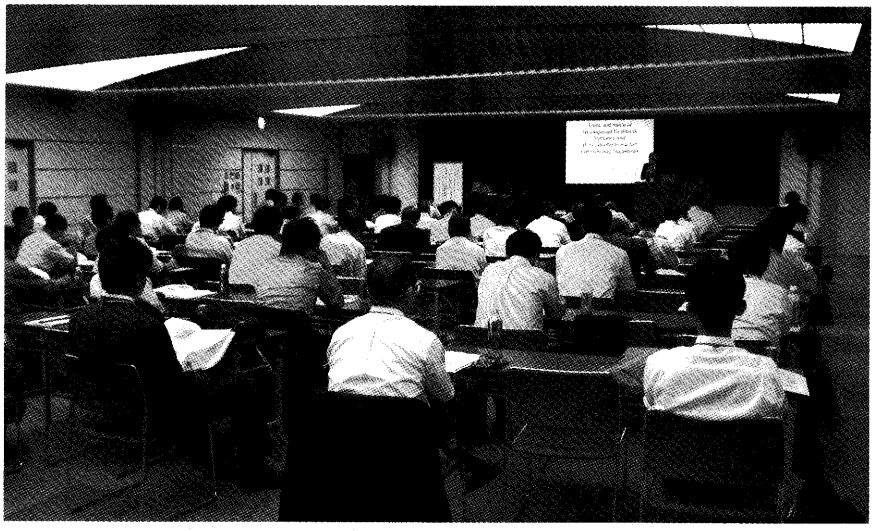
山本　武
YAMAMOTO Takeshi

2005年９月14日㈬から15日㈭にかけて，第33回ガスタービン定期講演会が三重県伊勢市の伊勢神宮外宮に程近い伊勢市観光文化会館において開催された。参加者数は例年並の113名（学生13名）であった。講演会は，一般講演42件，特別講演１件，オーガナイズドセッション２件で構成された。一般講演の件数は近年の件数（第31回51件，第32回50件）と比較して少なく，分野別件数は，燃焼・燃焼器９件，ガスタービンシステム６件，システム３件，空力８件，伝熱・計測４件，スチームタービン２件であり，近年の分野別件数から見ると，燃焼・燃焼器，空力分野の件数が少なかったようである。

講演会１日目の最後には特別講演が行われた。神宮禰宜総務部長の和田年弥氏を講師に迎え，「伊勢神宮の式年遷宮について」と題してご講演いただいた。式年遷宮とは，20年に一度，敷地を改め，社殿や神宝類の全てを古式のままに一新して大御神の遷御を仰ぐ行事であり，西暦690年に始まり1993年まで61回行われていて，次回は平成25年である。一般の人では触れる機会が少ないと思われる内容を約１時間に亘ってお話いただき，興味深く拝聴した。式年遷宮は伝統文化のルーツを伝え，技術の保存継承に大きな役割を果たすという役割もあり，日本ガスタービン学会の事業として調査研究委員会において実施している「ガスタービンの技術の歴史とその継承」に通じるものがある。また，20年に一度全てを一新するということで大きな環境負荷となることを想像させるが，神宮の山で木を育てていて次回の遷宮では27%の木材をまかなう予定（次々回には100%）となっていることや，内宮正殿の棟持柱を宇治橋内側の鳥居として20年，その後，関の鳥居として20年，外宮正殿の棟持柱を宇治橋外側の鳥居として20年，その後，桑名の鳥居として20年，合計60年使用すること，屋根の萱は山で木を育てるための堆肥とすること，金物は溶かして新しい材料とするなどリサイクルが実施されていることが紹介された。

懇親会は講演会１日目の終了後，伊勢シティホテルに場所を移して開催された。来年の第34回ガスタービン定期講演会を青森県弘前市（弘前市民文化センター）で行うことが，学術講演会委員会委員長により発表された。

講演会２日目の午後に，調査研究委員会・学術講演会委員会の合同企画としてオーガナイズドセッション「ガスタービンの技術の歴史とその継承」が開かれ，２名の講師の方にご講演いただいた。まず，「オートバイとガスタービンの開発物語」と題して，川崎重工業の大槻幸雄氏から，50cc モペットから KZ-1300までのオートバイ開発の話，３度の失敗にも関わらず，オートバイ開発の経験を生かして商品化に漕ぎ着けたガスタービン開発の話，高い性能を実現した国家プロジェクトによる研究が紹介された。また，製品開発における心得，留意すべきこと，開発技術者に必要となる資質について熱く語ら



ガスタービンの技術の歴史とその継承
（豊富な開発経験を持つ講師の話に聴き入る参加者）

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

れた。次に「産業用ガスタービンの開発の歴史に見る技術の伝承」と題して杉村プラニング回転機械研究所の杉村章二郎氏から，三井造船におけるガスタービン開発の歴史が紹介された。1949年からガスタービン基礎技術習得のために始められたオープンサイクル1号ガスタービンの開発，舶用クローズドガスタービンの開発，これらの経験を基に進められたSBシリーズ機の開発を通して得られた知見についてお話があった。また，氏の多くの経験に基づいてお考えになられる開発の問題点，技術伝承，開発DATAの蓄積，エンジニアの教育法についてお話があった。両氏が共通してお話になったのは，エンジニアは自主的に努力を積み重ねることが重要であるということであった。

講演会の最後には，初の試みとして，学術講演会委員会企画行事「高校生のための科学技術公開講座－ジェットエンジン：その超大パワーの秘密－」が1時間30分に亘り開講された。講師として，首都大学東京の白鳥敏正氏，石川島播磨重工業の藤秀実氏の2名を迎えた。白鳥先生はガスタービンの歴史，基本原理などを説明され，電動ファンを用いて推力発生の簡単な実験を行なわれた。藤氏はジェットエンジンの用途，構造などについてご説明された。聴講に来られた外部の方は4名（うち学生2名）であった。委員会では近隣の高等学校に案内のパンフレットを送り受講者の募集を行ったが，その時期が夏休み中であったったことなどにより受講希望者が少数に留まったと思われる。今後，同様の講座を開く際には，対象者の再検討を含め，学校の先生方のご協力を仰ぐ，学校を訪問して開催するなどの対策が必要であると思われる。

16日は見学会として，38名が愛知万博会場に集合し，バックヤードツアー北コースを回った。北コースはエネルギ関連施設を見学するもので，電力館のSOFCコージェネレーションシステム，ガスパビリオンのガスコージェネレーションシステム，水素ステーションを見学し，燃料電池バスに試乗した。

最後に講演会開催・運営にご協力いただきました伊勢志摩観光コンベンション機構，講師の皆様，見学会でお世話になりました環境パートナーシップ・CLUB，ガイドの皆様，その他，関係各位にこの場を借りてお礼を申し上げます。

（学術講演会委員会委員）

高校生のための科学技術公開講座（ガスタービン実機部品を用いて説明する藤講師）

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

2005年度第3回見学会のお知らせ

2005年度第3回見学会を下記の要領で開催致しますので奮ってご参加下さい。

記

1．日　時　2006年2月3日㈮　14：00～17：00

2．見学先　大阪ガス株式会社　泉北製造所　第二工場内 ガス科学館
大阪府高石市高砂3丁目1番地　TEL：072－268－0071
南海本線　羽衣駅下車　（難波駅から快速約15分）
タクシー約15分
http://www.osakagas.co.jp/gasscience/

3．スケジュール（当日諸事情により変更の可能性がありますので予めご了承願います）

14：00	集合
14：05～14：10	挨拶
14：15～15：15	工場概要説明　および　見学
15：15～16：15	ガス科学館内見学
16：15～16：45	質疑応答
16：45	解散

4．参加要領

1）定員：30名。ただし，日本ガスタービン学会会員に限る。
（定員超過の場合は抽選。抽選結果は全員にお知らせします。）

2）申し込み方法：下記の申込書にご記入の上，FAX又は郵送にて学会事務局へお送り下さい。

3）参加費：3，000円（当日お支払い下さい。）

見学会参加申込書

申込締切日（2006年1月16日）
開　催　日（2006年2月3日）

㈳日本ガスタービン学会　行
FAX. 03-3365-0387　TEL. 03-3365-0095

氏　名		GTSJ会員番号	
勤務先			
勤務先住所	〒		
TEL		FAX	
連絡先	〒		
E-mail			

★お車で来られる方はナンバーをお知らせ下さい。

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

2005年度シンポジウムのお知らせ

2005年度のシンポジウムを下記の要領で開催致します。関心が高まっている新燃料技術の最新動向と今後の展望について，講演と討論を行います。奮ってご参加ください。

1．日時

2005年12月15日㈭ 13：30～17：00

2．開催場所

慶應義塾大学日吉キャンパス 来往舎2階 中会議室

3．講演内容

(1) 総論
講師：川口 修氏（慶應義塾大学，GTSJ会長）

(2) 石炭関係
講師：佐藤幹夫氏（電力中央研究所，GTSJ企画委員長）
題目：石炭利用発電の現状と今後の展望

(3) DME関係
講師：高橋武雄氏（㈱東芝）
題目：ジメチルエーテル燃料利用発電技術

(4) シンガス関係
講師：未定（三菱重工業㈱）

(5) バイオマス関係
講師：柏原宏行氏（川崎重工業㈱）
題目：バイオマスガス化およびCMGガスの利用について

4．参加要領

(1) 定 員 50名
(2) 参加費 ¥3,000
(3) 申込方法 下記の申込用紙にご記入のうえ12月5日㈪までにFAX，郵送またはE-mailにて学会事務局にお送り下さい。

シンポジウム参加申込書

申込締切日（2005年12月5日㈪） 開 催 日（2005年12月15日㈭）

㈳日本ガスタービン学会 行 FAX. 03-3365-0387 TEL. 03-3365-0095 E-mail：gtsj@pluto.dti.ne.jp

氏 名		GTSJ会員番号	（会員の方は記入して下さい）
勤務先			
勤務先住所	〒		
TEL		FAX	
連絡先	〒		
E-mail			

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

「国産ガスタービン・過給機資料集」
統計・生産実績・仕様諸元[2004年版]発行のお知らせ

㈳日本ガスタービン学会では，日本国内のガスタービンおよび過給機関係各社のご協力を得て，毎年国内で生産されるガスタービン（陸舶用および航空用）および過給機の資料を収集し，統計を作成して会誌に掲載してきております。これまで，これらの資料を集大成し，広く会員の皆様の便に供するため「国産ガスタービン・過給機資料集」を1979年，1984年，1989年，1994年，1999年に発行し，好評を得ました。それから5年が経過し，今回も豊富で有益な生産統計データを再び集大成し，「国産ガスタービン・過給機資料集」[2004年版] を発行することに致しました。

この資料は約200頁（A 4 版）で，内容は次の3章で構成されています。

第1章　統計

毎年日本国内で生産された陸舶用および航空用ガスタービンの動向ならびに出力，台数（全体，地域別，用途別，被駆動機械別，燃料別）などの統計資料を豊富に掲載。特に最近5年間の分を中心に過去5年間の経過もわかるように図表にし，説明をつけて掲載。過給機については，この5年間の生産動向，台数・型式数の統計資料を掲載。

第2章　生産実績

最近5年間に日本国内で生産された陸舶用および航空機用ガスタービンの納入先，用途，仕様などを表にして掲載。

第3章　仕様諸元

各社で生産されるガスタービンおよび過給機の標準仕様諸元を表にして掲載。

ガスタービンおよび過給機関係者にとって，日本国内で生産されたガスタービンおよび過給機の生産統計や，納入先・現地定格出力・使用燃料等の生産実績や，仕様諸元等が網羅されているこの資料集は，製造者・使用者・研究者等を含め広くご利用いただけるものと確信しており，個人会員ならびに賛助会員各位のお申込をお願い致します。

記

1．**発行時期**：平成17年6月29日
2．**価　　格**：1冊6,000円（送料手数料500円）
3．**申込方法**：申込書でお申し込み下さい。

国産ガスタービン・過給機資料集［2004年版］購入申込書

㈳日本ガスタービン学会　行
FAX. 03-3365-0387　TEL. 03-3365-0095

氏　名			
連絡先	〒		
TEL		FAX	

希望部数

部数	単価	計
部	¥6,000	¥

【事務局への連絡事項】

＊　送金方法（○印をつけて下さい）
送金予定日：　月　日
1．銀行（みずほ銀行新宿西口支店　普通預金1703707）
2．郵便振替（00170－9－179578）
3．現金書留

＊　請求書の発行について
1．要　宛名（　　）2．不要

＊　領収書の発行について
1．要　宛名（　　）2．不要

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

日本ガスタービン学会　プライバシーポリシー

平成17年10月13日（理事会制定）

日本ガスタービン学会（以下，本学会という）は，個人情報の重要性を認識し，その取得・利用・管理について，次の通り適切に取り扱うよう努めます。

個人情報取得

本学会は，本学会の事業目的に沿ったサービスの提供のため，特定の個人を識別できる情報を必要な範囲で取得します。個人情報を取得する際は，その目的を明示するとともに，提供者の意思に基づく情報の提供（登録）によることを原則とします。

なお，事業目的については本学会の定款第5条（http://wwsoc.nii.ac.jp/gtsjntro2.html）をご参照下さい。

個人情報の利用

本学会は，取得した個人情報を下記の取得目的の達成のために必要な範囲で利用します。

1. 本人確認，利用申込みに関するサービスの提供，利用料金の請求，及び利用サービス提供条件の変更・停止・中止・契約解除の中止
2. 総会通知・選挙投票用紙の発送，委員・会員の相互連絡など本学会の運営にかかわる必要な情報の提供
3. 上記の他，本学会の各種サービスに関する情報提供やサービス向上のための調査

ただし，次のいずれかの場合には取得目的以外に利用または提供することがあります。

1. 法令の規定に基づくとき
2. 提供者の同意があるとき
3. 事業目的の達成に必要な範囲内において個人データの取扱いの全部又は一部を委託する場合（例えば，配送等のサービスや学会誌編集を委託した会社に名前と宛先を知らせる，国際会議のRegistration業務を委託する業者に名前と宛先を知らせる等）
4. その他，学会全体の議決機関（総会，理事会）で承認された事業計画を達成するために正当な理由があるとき

個人情報の管理

本学会は，取得した個人情報が漏洩，滅失，破壊および改ざんなどを防ぐために必要かつ適切な管理に努めます。ただし，提供者自身により開示されたり，既に公開されたりした個人情報については，本学会の管理の対象外とします。

個人情報の開示および訂正等

本学会は，個人情報の提供者から自己に関する個人情報の開示の請求があったときは，原則として遅滞なく開示します。また，個人情報の訂正等の申し出があったときは，原則として遅滞なく訂正等を行い最新の情報を保持いたします。

Webサイトにおける扱い

本学会の設けるWebサイト（以下，当サイトという）の利用は，当サイト利用者の責任において行われるものとします。当サイトおよび当サイトにリンクが設定されている他のWebサイトから取得された各種情報の利用によって生じたあらゆる損害に関して，本学会は一切の責任を負いません。

当サイトではアクセスログ（閲覧記録）は取得しておらず，また，クッキー（Cookies）を利用しておりません。

セキュリティ

当サイトは，本学会の活動に参加される皆様に対してより良いサービスをご提供する為に，会員のご登録等に必要な個人情報をご登録いただいております。皆様の大切な個人情報をご登録いただくにあたり，本学会ではSSL（Secure Socket Layer）と呼ばれる特殊暗号通信技術の使用やFirewallというセキュリティーシステムで保護されたコンピュータで管理し，外部からの不正アクセスや情報の漏洩防止に最善を尽くしています。また個人情報の管理体制を一層強化しています。

プライバシーポリシーの更新について

法律の変更に準じる為，または，その他の理由により，予告無くプライバシーポリシーに変更を加える可能性があります。本学会の取得した個人情報に対しては，常に最新のプライバシーポリシーが適用されます。このような更新は，いかなるものであれ，本学会のWebサイトに掲載され，掲載日より効力を発揮するものとします。

個人情報の取り扱いに関する問合せ先

日本ガスタービン学会における個人情報保護に関してご質問などがある場合は，下記までご連絡下さい。

㈳日本ガスタービン学会　総務委員会
TEL：03-3365-0095　FAX：03-3365-0387
E-mail：gtsj@wwwsoc.nii.ac.jp

以上
平成17年11月20日掲載

Copyright (C) 2005 Gas Turbine Society of Japan. All Rights Reserved.

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

日本ガスタービン学会賞候補募集のお知らせ

応募締切：2005年11月30日

日本ガスタービン学会では，2年毎に学会賞（論文賞，技術賞および奨励賞）の贈呈を行っております。
今年度は，第13回目の学会賞募集を下記要領にて行うことになりましたのでお知らせ致します。

応 募 要 領

1．日本ガスタービン学会賞の目的

本学会は，ガスタービンおよび過給機に関連する工学および技術の発展を奨励することを目的として，優れた論文，技術ならびに新進会員個人の業績に対し，それぞれ日本ガスタービン学会論文賞，技術賞，奨励賞を贈り，これを表彰する。

2．対象となる業績

(1) 論文賞　2001年12月以降2005年11月迄に公表された論文のうち，日本ガスタービン学会誌に掲載された技術論文，2003年国際ガスタービン会議東京大会Proceedingsに掲載された論文およびAsian Congress on Gas Turbines 2005のProceedingsに掲載された論文であって，独創性があり工学および技術に寄与したもの

(2) 技術賞　ガスタービンおよび過給機に関連し，同上期間に完成した新技術であって，画期的な新製品の開発，製品の品質または性能の向上あるいは生産性の向上，材料開発，制御計測および保守技術の向上等に特に寄与したもの

(3) 奨励賞　2001年12月以降2005年11月迄に公表された論文のうち，日本ガスタービン学会誌に掲載された技術論文，2003年国際ガスタービン会議東京大会Proceedingsに掲載された論文およびAsian Congress on Gas Turbines 2005のProceedingsに掲載された独創的な論文であり，いずれも本人が中心的役割を果たしたもの（萌芽的研究を含む）

3．受賞者の資格

(1) 論文賞　受賞者は本会会員*（正会員，学生会員）とする

(2) 技術賞　受賞者は本会会員*（正会員，学生会員，賛助会員）とする

(3) 奨励賞　受賞者は本会会員*（正会員，学生会員）で1970年4月2日以降生まれの個人とする

ただし，奨励賞は，論文賞，技術賞あるいは奨励賞をすでに受けた者および今年度の論文賞，技術賞内定者は受けることはできない。

*本会会員とは，応募時点で既に本学会の会員資格を有するものを言う

4．授賞件数　論文賞2件，技術賞2件，奨励賞2名程度とするが，該当なき場合もありうる

5．表彰の方法　審査の上，表彰状および賞牌を授与する

6．表彰の時期　表彰は，2006年4月開催予定の日本ガスタービン学会総会において行う

7．応募の方法　公募によるものとし，論文賞，技術賞は推薦または本人よりの申請，奨励賞は推薦による
尚，一度申請して受賞しなかったものでも，再度応募して差し支えない

8．提出書類　推薦または申請には，本会の所定用紙（本会ホームページ掲載または事務局より送付）に必要事項を記載して，1件につき正1通，副2通（コピー可）の計3通を提出する

9．提出締切日　2005年11月30日㈬　17時必着

10．提出先　〒160-0023　東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル402
㈳日本ガスタービン学会
学会賞審査委員会　宛

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

編集後記

表紙のカラー写真を見られて，一瞬，「何だ，これは？」と思われた会員諸氏が多かったことと思います。「機体のエンジンから火が噴いているぞ！」，あるいは「この琴みたいなものは何だ？」・・・。昨年の11月号の「ガスエンジン」特集に引き続き，今回も，会誌の内容拡大を図ることはもちろんのこと，会員諸氏には，これまでなじみの薄かった異分野領域における各種マシーンの空力騒音低減化技術に関する研究動向を，ガスタービンも含めた形で紹介することにより，ガスタービンに携わる技術者／研究者へインパクトを与えることを狙いとしております。

マシーンから発生する騒音と社会との調和（ハーモニ）は，近年ますます重要になってきており，本号では特集記事はもちろんのこと，「喫茶室」，「研究便り」，「新製品紹介」そして「見聞記」まで，いわゆる「技術論文」以外はすべて“音（圧力変動）”関連一色の形としました。ガスタービンに携わる会員諸氏が，本号で取り上げた異分野領域の低騒音化研究動向を通じて，流体騒音に関する知的触発を受け，さらに新しい発想により，これまで以上にガスタービンなど熱流体機械の静粛性を目指すのに役に立てば幸いです。尚，2001年11月号及び2002年１月号の「講義」でも空力騒音（流体騒音）が連載されてありますので，そちらもご一読下されば幸いです。

最後になりましたが，本号刊行にあたり，執筆者の方々には，お忙しい中，また急な原稿依頼に対しても，快くお引き受け頂きましたことを，編集委員一同，感謝致します。さらに，本号は，各社からたくさんのスポット広告を頂いており，これについても，編集委員一同，厚く御礼申し上げます。

本号の企画・編集にあたっては，有村久登委員（三菱重工），柏原宏行委員（川崎重工），山本政彦委員（石川島播磨重工）そして園田（本田技術研究所）が担当しました。

（園田豊隆）

〈表紙写真〉

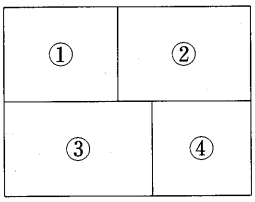
表紙図表構成

① 研究だより
本文607頁　図５　双発機音源探査例

② 論説・解説
本文557頁　図３　回転体楕円体型収音機装置を用いた車両周りの音源分布

③ 論説・解説
本文507頁　図１　現代の Aeolian Harp

④ 新製品紹介
本文602頁　図７(抜粋)　空力音(風洞：128km)に対するビームフォーミングの結果



☘事務局だより✉☘

あの厳しい暑さもどこへやら・・・。秋が駆け足でやってきて涼しさを通り越し寒さに戸惑っている東京の10月です。

９月の伊勢市での定期講演会では，この学会誌に報告記事が載っていますが，おかげさまで100名を超す方にお集まりいただき無事盛会に終了いたしました。

また，国立科学博物館の「ガスタービンって何だろう？」の展示は７月５日から10月２日の３ヶ月間関係各社ご協力のもとこれも事故もなく無事終了いたしました。（この報告記事は次号になります。）

早いもので，もう今年最後の学会誌となりました。

この学会誌がお手元に届く頃には，終了していますが，11月15日～18日まで今回初めての企画，韓国でのACGT2005が開催されます。発表論文件数も予想以上に集まりましたのできっとたくさんの参加者に恵まれることと期待しています。

12月には，シンポジウムそして年明けの１月26．27日の２日間には，例年のごとくセミナーが開催されます。巻末ご案内にもありますように，今年は「ガスタービンの最新技術動向と将来展望」がテーマです。

巻末会告と同様，学会 HP にも最新情報が載せられるよう更新に努めていますので，時々覗いてみてください。

最後にもうひとつ。今年も評議員選挙の時期となりました。

すでに皆様のお手元に届いていることと思いますが，投票用紙を必ず返信用封筒を使って事務局までご返送ください。締め切りがございますので，ご確認の上，お忘れなくお送り下さいますようお願いいたします。

では，ちょっと早めのような気も致しますが，皆様どうぞ良いお年を・・・。

［A］

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

編集後記

表紙のカラー写真を見られて，一瞬，「何だ，これは？」と思われた会員諸氏が多かったことと思います。「機体のエンジンから火が噴いているぞ！」，あるいは「この琴みたいなものは何だ？」・・・。昨年の11月号の「ガスエンジン」特集に引き続き，今回も，会誌の内容拡大を図ることはもちろんのこと，会員諸氏には，これまでなじみの薄かった異分野領域における各種マシーンの空力騒音低減化技術に関する研究動向を，ガスタービンも含めた形で紹介することにより，ガスタービンに携わる技術者／研究者へインパクトを与えることを狙いとしております。

マシーンから発生する騒音と社会との調和（ハーモニ）は，近年ますます重要になってきており，本号では特集記事はもちろんのこと，「喫茶室」，「研究便り」，「新製品紹介」そして「見聞記」まで，いわゆる「技術論文」以外はすべて“音（圧力変動）”関連一色の形としました。ガスタービンに携わる会員諸氏が，本号で取り上げた異分野領域の低騒音化研究動向を通じて，流体騒音に関する知的触発を受け，さらに新しい発想により，これまで以上にガスタービンなど熱流体機械の静粛性を目指すのに役に立てば幸いです。尚，2001年11月号及び2002年１月号の「講義」でも空力騒音（流体騒音）が連載されてありますので，そちらもご一読下されば幸いです。

最後になりましたが，本号刊行にあたり，執筆者の方々には，お忙しい中，また急な原稿依頼に対しても，快くお引き受け頂きましたことを，編集委員一同，感謝致します。さらに，本号は，各社からたくさんのスポット広告を頂いており，これについても，編集委員一同，厚く御礼申し上げます。

本号の企画・編集にあたっては，有村久登委員（三菱重工），柏原宏行委員（川崎重工），山本政彦委員（石川島播磨重工）そして園田（本田技術研究所）が担当しました。

（園田豊隆）

〈表紙写真〉

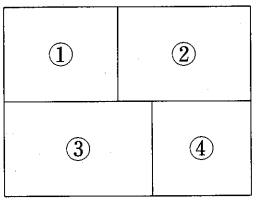
表紙図表構成

① 研究だより
本文607頁　図５　双発機音源探査例

② 論説・解説
本文557頁　図３　回転体楕円体型収音機装置を用いた車両周りの音源分布

③ 論説・解説
本文507頁　図１　現代の Aeolian Harp

④ 新製品紹介
本文602頁　図７(抜粋)　空力音(風洞：128km)に対するビームフォーミングの結果



☘事務局だより✉☘

あの厳しい暑さもどこへやら・・・。秋が駆け足でやってきて涼しさを通り越し寒さに戸惑っている東京の10月です。

９月の伊勢市での定期講演会では，この学会誌に報告記事が載っていますが，おかげさまで100名を超す方にお集まりいただき無事盛会に終了いたしました。

また，国立科学博物館の「ガスタービンって何だろう？」の展示は７月５日から10月２日の３ヶ月間関係各社ご協力のもとこれも事故もなく無事終了いたしました。（この報告記事は次号になります。）

早いもので，もう今年最後の学会誌となりました。

この学会誌がお手元に届く頃には，終了していますが，11月15日～18日まで今回初めての企画，韓国でのACGT2005が開催されます。発表論文件数も予想以上に集まりましたのできっとたくさんの参加者に恵まれることと期待しています。

12月には，シンポジウムそして年明けの１月26．27日の２日間には，例年のごとくセミナーが開催されます。巻末ご案内にもありますように，今年は「ガスタービンの最新技術動向と将来展望」がテーマです。

巻末会告と同様，学会 HP にも最新情報が載せられるよう更新に努めていますので，時々覗いてみてください。

最後にもうひとつ。今年も評議員選挙の時期となりました。

すでに皆様のお手元に届いていることと思いますが，投票用紙を必ず返信用封筒を使って事務局までご返送ください。締め切りがございますので，ご確認の上，お忘れなくお送り下さいますようお願いいたします。

では，ちょっと早めのような気も致しますが，皆様どうぞ良いお年を・・・。

［A］

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

学会誌編集規定

2003.8.29改訂

1．本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。

A．投稿原稿会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。

B．依頼原稿本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。

C．学会原稿学会の運営・活動に関する記事（報告，会告等）および学会による調査・研究活動の成果等の報告。

2．依頼原稿および投稿原稿は，ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説，講義，技術論文，速報（研究速報，技術速報），寄書（研究だより，見聞記，新製品・新設備紹介），随筆，書評，情報欄記事，その他とする。刷り上がりページ数は原則として，1編につき次のページ数以内とする。

論説・解説，講義	6ページ
技術論文	6ページ
速報	4ページ
寄書，随筆	2ページ
書評	1ページ
情報欄記事	1/2ページ

3．執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し，編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。

4．会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は，編集委員会が定める方法により審査され，編集委員会の承認を得て，学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては，別に技術論文投稿規定を定める。

5．依頼原稿および学会原稿についても，編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は，査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。

6．依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。

7．学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。

但し，著作者自身または著作者が帰属する法人等が，自ら書いた記事・論文等の全文または一部を転載，翻訳・翻案などの形で利用する場合，本会は原則としてこれを妨げない。ただし，著作者本人であっても学会誌を複製の形で全文を他の著作物に利用する場合は，文書で本会に許諾を求めなければならない。

8．著作者は，学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。

9．本会発行の著作物に掲載された記事，論文などの著作物について，著作権侵害者，名誉毀損，またはその他の紛争が生じた場合，当該著作者の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

付記1．原稿送付先および原稿執筆要領請求先
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel．03-5733-5157　Fax．03-5733-5168
ニッセイエブロ㈱　第二制作部デジタル編集課
E-mail：eblo_h3@eblo.co.jp
学会誌担当　佐藤孝憲

技術論文投稿規定

2003.8.29改訂

1．本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。

1）主たる著者は本学会会員であること。

2）投稿原稿は著者の原著で，ガスタービンおよび過給機の技術に関連するものであること。

3）投稿原稿は，一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし，要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。

2．使用言語は原則として日本語とする。ただし，第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合，および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお，原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。

3．投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし，1ページにつき12,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。

4．図・写真等について，著者が実費差額を負担する場合にはカラー印刷とすることができる。

5．投稿者は原稿執筆要領に従い執筆し，正原稿1部副原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。

6．原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。

7．投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し，編集委員会で採否を決定する。

8．論文内容についての責任は，すべて著者が負う。

9．本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては，学会誌編集規定7.および8.を適用する。

日本ガスタービン学会誌
Vol.33　No.6　2005.11

発行日　2005年11月20日
発行所　社団法人日本ガスタービン学会
編集者　望月貞成
発行者　川口　修
〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル402
Tel．03-3365-0095　Fax．03-3365-0387
郵便振替 00170-9-179578
印刷所　ニッセイエブロ㈱
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel．03-5733-5157　Fax．03-5733-5168

©2005，㈳日本ガスタービン学会

複写される方へ

本誌に掲載された著作物を複写したい方は，㈳日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の方でない限り，著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。

〒107-0052　東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル
(中法) 学術著作権協会
TEL：03-3475-5618　FAX：03-3475-5619
E-mail：jaacc@mtd.biglobe.ne.jp

著作物の転載・翻訳のような，複写以外の許諾は，直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

学会誌編集規定

2003.8.29改訂

1．本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。

A．投稿原稿会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。

B．依頼原稿本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。

C．学会原稿学会の運営・活動に関する記事（報告，会告等）および学会による調査・研究活動の成果等の報告。

2．依頼原稿および投稿原稿は，ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説，講義，技術論文，速報（研究速報，技術速報），寄書（研究だより，見聞記，新製品・新設備紹介），随筆，書評，情報欄記事，その他とする。刷り上がりページ数は原則として，1編につき次のページ数以内とする。

論説・解説，講義	6ページ
技術論文	6ページ
速報	4ページ
寄書，随筆	2ページ
書評	1ページ
情報欄記事	1/2ページ

3．執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し，編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。

4．会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は，編集委員会が定める方法により審査され，編集委員会の承認を得て，学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては，別に技術論文投稿規定を定める。

5．依頼原稿および学会原稿についても，編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は，査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。

6．依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。

7．学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。

但し，著作者自身または著作者が帰属する法人等が，自ら書いた記事・論文等の全文または一部を転載，翻訳・翻案などの形で利用する場合，本会は原則としてこれを妨げない。ただし，著作者本人であっても学会誌を複製の形で全文を他の著作物に利用する場合は，文書で本会に許諾を求めなければならない。

8．著作者は，学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。

9．本会発行の著作物に掲載された記事，論文などの著作物について，著作権侵害者，名誉毀損，またはその他の紛争が生じた場合，当該著作者の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

付記1．原稿送付先および原稿執筆要領請求先
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel．03-5733-5157　Fax．03-5733-5168
ニッセイエブロ㈱　第二制作部デジタル編集課
E-mail：eblo_h3@eblo.co.jp
学会誌担当　佐藤孝憲

技術論文投稿規定

2003.8.29改訂

1．本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。

1）主たる著者は本学会会員であること。

2）投稿原稿は著者の原著で，ガスタービンおよび過給機の技術に関連するものであること。

3）投稿原稿は，一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし，要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。

2．使用言語は原則として日本語とする。ただし，第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合，および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお，原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。

3．投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし，1ページにつき12,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。

4．図・写真等について，著者が実費差額を負担する場合にはカラー印刷とすることができる。

5．投稿者は原稿執筆要領に従い執筆し，正原稿1部副原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。

6．原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。

7．投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し，編集委員会で採否を決定する。

8．論文内容についての責任は，すべて著者が負う。

9．本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては，学会誌編集規定7.および8.を適用する。

日本ガスタービン学会誌
Vol.33　No.6　2005.11

発行日　2005年11月20日
発行所　社団法人日本ガスタービン学会
編集者　望月貞成
発行者　川口　修
〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル402
Tel．03-3365-0095　Fax．03-3365-0387
郵便振替 00170-9-179578
印刷所　ニッセイエブロ㈱
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel．03-5733-5157　Fax．03-5733-5168

©2005，㈳日本ガスタービン学会

複写される方へ

本誌に掲載された著作物を複写したい方は，㈳日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の方でない限り，著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。

〒107-0052　東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル
(中法) 学術著作権協会
TEL：03-3475-5618　FAX：03-3475-5619
E-mail：jaacc@mtd.biglobe.ne.jp

著作物の転載・翻訳のような，複写以外の許諾は，直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

学会誌編集規定

2003.8.29改訂

1．本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。

A．投稿原稿会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。

B．依頼原稿本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。

C．学会原稿学会の運営・活動に関する記事（報告，会告等）および学会による調査・研究活動の成果等の報告。

2．依頼原稿および投稿原稿は，ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説，講義，技術論文，速報（研究速報，技術速報），寄書（研究だより，見聞記，新製品・新設備紹介），随筆，書評，情報欄記事，その他とする。刷り上がりページ数は原則として，1編につき次のページ数以内とする。

論説・解説，講義	6ページ
技術論文	6ページ
速報	4ページ
寄書，随筆	2ページ
書評	1ページ
情報欄記事	1/2ページ

3．執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し，編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。

4．会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は，編集委員会が定める方法により審査され，編集委員会の承認を得て，学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては，別に技術論文投稿規定を定める。

5．依頼原稿および学会原稿についても，編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は，査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。

6．依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。

7．学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。

但し，著作者自身または著作者が帰属する法人等が，自ら書いた記事・論文等の全文または一部を転載，翻訳・翻案などの形で利用する場合，本会は原則としてこれを妨げない。ただし，著作者本人であっても学会誌を複製の形で全文を他の著作物に利用する場合は，文書で本会に許諾を求めなければならない。

8．著作者は，学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。

9．本会発行の著作物に掲載された記事，論文などの著作物について，著作権侵害者，名誉毀損，またはその他の紛争が生じた場合，当該著作者の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

付記1．原稿送付先および原稿執筆要領請求先
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel．03-5733-5157　Fax．03-5733-5168
ニッセイエブロ㈱　第二制作部デジタル編集課
E-mail：eblo_h3@eblo.co.jp
学会誌担当　佐藤孝憲

技術論文投稿規定

2003.8.29改訂

1．本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。

1）主たる著者は本学会会員であること。

2）投稿原稿は著者の原著で，ガスタービンおよび過給機の技術に関連するものであること。

3）投稿原稿は，一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし，要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。

2．使用言語は原則として日本語とする。ただし，第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合，および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお，原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。

3．投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし，1ページにつき12,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。

4．図・写真等について，著者が実費差額を負担する場合にはカラー印刷とすることができる。

5．投稿者は原稿執筆要領に従い執筆し，正原稿1部副原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。

6．原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。

7．投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し，編集委員会で採否を決定する。

8．論文内容についての責任は，すべて著者が負う。

9．本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては，学会誌編集規定7.および8.を適用する。

日本ガスタービン学会誌
Vol.33　No.6　2005.11

発行日　2005年11月20日
発行所　社団法人日本ガスタービン学会
編集者　望月貞成
発行者　川口　修
〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル402
Tel．03-3365-0095　Fax．03-3365-0387
郵便振替 00170-9-179578
印刷所　ニッセイエブロ㈱
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel．03-5733-5157　Fax．03-5733-5168

©2005，㈳日本ガスタービン学会

複写される方へ

本誌に掲載された著作物を複写したい方は，㈳日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の方でない限り，著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。

〒107-0052　東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル
(中法) 学術著作権協会
TEL：03-3475-5618　FAX：03-3475-5619
E-mail：jaacc@mtd.biglobe.ne.jp

著作物の転載・翻訳のような，複写以外の許諾は，直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

学会誌編集規定

2003.8.29改訂

1．本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。

A．投稿原稿会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。

B．依頼原稿本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。

C．学会原稿学会の運営・活動に関する記事（報告，会告等）および学会による調査・研究活動の成果等の報告。

2．依頼原稿および投稿原稿は，ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説，講義，技術論文，速報（研究速報，技術速報），寄書（研究だより，見聞記，新製品・新設備紹介），随筆，書評，情報欄記事，その他とする。刷り上がりページ数は原則として，1編につき次のページ数以内とする。

論説・解説，講義	6ページ
技術論文	6ページ
速報	4ページ
寄書，随筆	2ページ
書評	1ページ
情報欄記事	1/2ページ

3．執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し，編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。

4．会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は，編集委員会が定める方法により審査され，編集委員会の承認を得て，学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては，別に技術論文投稿規定を定める。

5．依頼原稿および学会原稿についても，編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は，査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。

6．依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。

7．学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。

但し，著作者自身または著作者が帰属する法人等が，自ら書いた記事・論文等の全文または一部を転載，翻訳・翻案などの形で利用する場合，本会は原則としてこれを妨げない。ただし，著作者本人であっても学会誌を複製の形で全文を他の著作物に利用する場合は，文書で本会に許諾を求めなければならない。

8．著作者は，学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。

9．本会発行の著作物に掲載された記事，論文などの著作物について，著作権侵害者，名誉毀損，またはその他の紛争が生じた場合，当該著作者の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

付記1．原稿送付先および原稿執筆要領請求先
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel．03-5733-5157　Fax．03-5733-5168
ニッセイエブロ㈱　第二制作部デジタル編集課
E-mail：eblo_h3@eblo.co.jp
学会誌担当　佐藤孝憲

技術論文投稿規定

2003.8.29改訂

1．本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。

1）主たる著者は本学会会員であること。

2）投稿原稿は著者の原著で，ガスタービンおよび過給機の技術に関連するものであること。

3）投稿原稿は，一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし，要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。

2．使用言語は原則として日本語とする。ただし，第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合，および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお，原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。

3．投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし，1ページにつき12,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。

4．図・写真等について，著者が実費差額を負担する場合にはカラー印刷とすることができる。

5．投稿者は原稿執筆要領に従い執筆し，正原稿1部副原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。

6．原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。

7．投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し，編集委員会で採否を決定する。

8．論文内容についての責任は，すべて著者が負う。

9．本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては，学会誌編集規定7.および8.を適用する。

日本ガスタービン学会誌
Vol.33　No.6　2005.11

発行日　2005年11月20日
発行所　社団法人日本ガスタービン学会
編集者　望月貞成
発行者　川口　修
〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル402
Tel．03-3365-0095　Fax．03-3365-0387
郵便振替 00170-9-179578
印刷所　ニッセイエブロ㈱
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel．03-5733-5157　Fax．03-5733-5168

©2005，㈳日本ガスタービン学会

複写される方へ

本誌に掲載された著作物を複写したい方は，㈳日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の方でない限り，著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。

〒107-0052　東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル
(中法) 学術著作権協会
TEL：03-3475-5618　FAX：03-3475-5619
E-mail：jaacc@mtd.biglobe.ne.jp

著作物の転載・翻訳のような，複写以外の許諾は，直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

ＧＴＳＪガスタービンセミナー（第３４回）のお知らせ

「ガスタービンの最新技術動向と将来展望」をテーマに第３４回ガスタービンセミナーを下記の通り開催いたしますので、奮ってご参加ください。

１．　**日　時**　：　平成１８年1月２６日（木）　９：４０～１７：２０（受付開始９：１０）
　　1月２７日（金）　９：３０～１７：００

２．　**場　所**　：　東京ガス（株）本社２階大会議室（地図参照）
　　港区海岸１－５－２０　Tel.０３－３４３３－２１１１（ＪＲ浜松町駅徒歩３分）

３．　**主　催**　：　（社）日本ガスタービン学会

４．　**協　賛**　：　エネルギー・資源学会，火力原子力発電技術協会，計測自動制御学会，高温学会，自動車技術会，ターボ機械協会，電気学会，日本エネルギー学会，日本ガス協会，日本機械学会，日本金属学会，日本コージェネレーションセンター，日本航空宇宙学会，日本航空技術協会，日本材料学会，日本セラミックス協会，日本鉄鋼協会，日本伝熱学会，日本内燃機関連合会，日本内燃力発電設備協会，日本燃焼学会，日本非破壊検査協会，日本品質管理学会，日本マリンエンジニアリング学会，腐食防食協会，溶接学会

５．　**セミナープログラム**　　テーマ：「ガスタービンの最新技術動向と将来展望」

１月２６日（木）「セッションⅠ：ガスタービン・航空エンジンの高効率化・高温化の最新技術動向」

※講演時間には質疑応答の時間を含む。

1	発電用ガスタービンの最新技術動向について	９：４０－１０：４０	三菱重工業(株) 有村久登氏
2	航空エンジンの冷却技術の最新動向	１０：４０－１１：４０	石川島播磨重工業(株) 大北洋治氏
3	MGC材料の超高効率ガスタービン部材への応用について	１３：００－１４：００	ｶﾞｽﾀｰﾋﾞﾝ実用性能向上技術研究組合 和久芳春氏
4	ガスタービン及びジェットエンジン用超合金開発	１４：００－１５：００	(独)物質・材料研究機構 原田広史氏
5	耐熱コーティングの最新技術動向	１５：２０－１６：２０	(株)日立製作所 児島慶享氏
6	1700℃級ガスタービンの開発	１６：２０－１７：２０	三菱重工業(株) 伊藤栄作氏

１月２７日（金）「セッションⅡ：サイクルイノベーション」

7	サイクルイノベーション概論	９：３０－１０：１５	(財)電力中央研究所 幸田栄一氏
8	化学再生ガスタービン	１０：１５－１１：００	(株)東芝 中垣隆雄氏
9	加圧型MCFC/MGTハイブリッドシステムの開発	１１：００－１１：４５	(株)豊田中央研究所 畦上　修氏
１０	レヒートサイクルを採用した事業用ガスタービン、GT24/GT26の技術的特徴	１３：１０－１３：５５	アルストム(株) 扇原弘嗣氏
１１	パルスデトネーション・エンジン	１３：５５－１４：４０	石川島播磨重工業(株) 村山元英氏

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

12	「パネルディスカッション」 民間機用エンジンの国産化の課題と展望	15：00－17：00	(座長) 東京大学 渡 辺 紀 徳 氏 (パネリスト) (財)日本航空機エンジン協会 安 達 竹 雄 氏 全日本空輸(株) 杉 浦 重 泰 氏 (独)宇宙航空研究開発機構 林 茂 氏 (独)物質・材料研究機構 原 田 広 史 氏

6. セミナーの内容

(1)「発電用ガスタービンの最新技術動向について」 (三菱重工業(株) 有村 久登氏)

発電用ガスタービンの開発は、コンバインドサイクル発電設備の主機として熱効率の向上に注力してきた。一方、地球環境を取り巻く情勢は刻々と深刻化しており、限りある化石燃料の利用とそれに伴うCO_2排出量低減に貢献し、変化する社会・経済情勢に対応できる新たな製品を生み出すべき時に来ている。本講演では、発電用ガスタービンの現状までの取り組みと今後の進むべき方向を紹介する。

(2)「航空エンジンの冷却技術の最新動向」 (石川島播磨重工業(株) 大北 洋治氏)

航空エンジンでは、タービン入口温度を上昇させることにより、熱効率が向上し、大幅な燃費改善が可能となる。またタービン入口温度の上昇は燃費だけでなく、エンジン出力の増加も可能にする。このような性能上の特長から航空エンジンの歴史は高温化の歴史でもあり、それを支えてきたのが冷却技術の向上である。本講演では、エンジンの冷却技術について、最近の国内外の最新動向を紹介すると共に、その将来についても展望する。

(3)「MGC材料の超高効率ガスタービン部材への応用について」 (ガスタービン実用性能向上技術研究組合 和久 芳春氏)

近年開発されたMGC材料 (Melt Growth Composites) は三次元ネットワーク構造の単結晶同士が複雑に絡み合った新規な組織構造を持つため、従来の耐熱材料にない画期的な高温特性を有する。代表的な組成系である$Al_2O_3/GdAlO_3$二元系、$Al_2O_3/Y_3Al_{15}O_{12}$二元系について製造プロセス、組織構造および二、三の高温特性を紹介する。また、MGC材料はさまざまな耐熱構造部材への応用の試みがなされており、本講演ではガスタービン部材への適用の検討について説明する。

(4)「ガスタービン及びジェットエンジン用超合金開発」 ((独)物質・材料研究機構 原田広史氏)

ガスタービンやジェットエンジンの高温タービン用超合金の開発の現状を、新世紀耐熱材料プロジェクト (文部科学省/物材機構) の成果を中心に紹介する。すなわち、タービン翼材に関しては、世界初の第5世代Ni基単結晶超合金や、新たな発想に基づくEQコーティング (熱力学平衡コーティング) について、またディスク材に関しては新規鋳造/鍛造ディスク合金開発の現状について述べる。これらの材料の実用化計画についても可能な範囲で紹介する。

(5)「耐熱コーティングの最新技術動向」 ((株)日立製作所 児島 慶享氏)

高効率化を図るための燃焼ガス温度の高温化に伴い、最新のガスタービンでは、単結晶翼等も実用化されており、高温酸化、遮熱等を目的とした耐熱コーティングの重要性が益々増加してきている。合金コーティング、遮熱コーティング (TBC) も高温化対応の技術開発が進んでおり、耐熱コーティング健全性評価法の標準化の検討もなされており、これらの最新の動向について紹介する。

(6)「1700℃級ガスタービンの開発」 (三菱重工業(株) 伊藤 栄作氏)

現行コンバインドサイクルプラント向けガスタービンを更に高効率化し、地球温暖化防止に貢献するために、1700℃級ガスタービンの開発が国家プロジェクトとして実施されている。熱効率 62～65%(LHV)を可能とする要素技術について、コーティング、冷却翼、燃焼器、タービン、圧縮機、耐熱材料の6項目について、現状までの開発状況と成果について述べる。

(7)「サイクルイノベーション概論」 ((財)電力中央研究所 幸田 栄一氏)

火力発電の熱効率は複合発電の登場とその後のガスタービン技術の目覚ましい進展により50%を超えるところまで来たが、なお一層の高効率化を目指したシステムの研究開発が国内外で進められている。これらのシステムでは高温化や機器効率の向上といった従来の高効率化方策だけでなく、サイクルそのものの改良によって高効率化を目指すものも多い。本講演ではこれら各種高効率サイクルの概要と検討・開発状況を紹介する。

(8)「化学再生ガスタービン」 ((株)東芝 中垣 隆雄氏)

ガスエンジンに比べて発電効率の低いガスタービンコージェネレーションシステムの高効率化策の一つとして、化学再生サイクルを適用することで、蒸気噴射サイクルの特長である熱電比可変や低NOxエミッションを活かしつつ、さらに発電効率を数ポイント高めることが可能である。本講演では、化学再生ガスタービンの基本的なシステム構成、改質器や低カロリー燃焼器を中心とした要素技術、開発課題や今後の動向について紹介する。

Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.

（9）「加圧型MCFC/MGTハイブリッドシステムの開発」　　（(株)豊田中央研究所　　畦上　修氏）

溶融炭酸塩型燃料電池(MCFC)とマイクロガスタービン(MGT)を組み合わせた加圧型ハイブリッドシステムを用いて、大型発電設備に匹敵する高い発電効率とNOx等の排出がない優れた環境調和性を兼ね備えた小型自立分散型コージェネレーションシステムの開発を行っている。本講演では、ハイブリッドシステム用MGTの開発、ハイブリッドシステムの制御構築、そして愛知万博会場で行った実証試験について述べる。

（１０）「レヒートサイクルを採用した事業用ガスタービン、GT24/GT26の技術的特徴」　　（アルストム(株)　　扇原　弘嗣氏）

当社の事業用大型ガスタービンであるGT24およびGT26は、コンバインドサイクルでの総合効率向上と事業用として安定したアベイラビリティを両立させることを主たる目的としてレヒートサイクルを採用した一軸２段燃焼ガスタービンである。通算運転時間が150万時間を越える実績を持つGT24/GT26の構造的特徴、要素技術に焦点を当て、レヒートサイクル採用によるメリット、運用・保守実績をあわせて紹介する。

（１１）「パルスデトネーション・エンジン」　　（石川島播磨重工業(株)　　村山　元英氏）

パルスデトネーション・エンジン（ＰＤＥ）は、近年欧米で盛んに研究開発されているデトネーションを利用したエンジンである。その作動原理、特徴、利用可能性について解説し、海外での研究動向、特許などを紹介する。また、極最近注目され始めたデトネーションを利用した異なる形式のエンジン、Rotating Detonation Engine, Detonation Resonator についても、簡単に紹介する。

（１２）パネルディスカッション「民間機用エンジンの国産化の課題と展望」

Ｖ２５００プログラム以来、日本は民間航空機用エンジンの共同開発に取り組んで来た。着実に担当部位とシェアを拡大しているとは言いながらも、その立場はＲＳＰ（Risk and Revenue share partner）というものである。その地位から脱却して日本製民間エンジンを実現するためには、技術的課題として何があり、それをどう克服することで展望が開けるかを多彩な分野を代表する方々でパネル討議を行う。特に、基本的な課題である高度要素技術力研究開発とプロダクトサポートにかかる技術力強化並びに国の航空技術力向上政策に期待するものという３点について注目する。

７．　参加要領

１）参　加　費　：

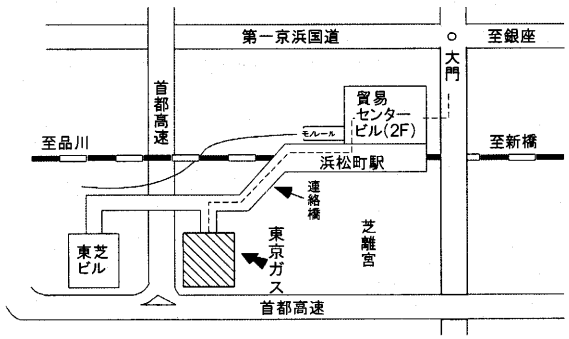
◆主催および協賛団体会員	２日間　２５，０００円	１日のみ　１８，０００円
◆学　生　会　員	５，０００円	
◆会　　員　　外	２日間　３５，０００円	１日のみ　２５，０００円
◆資　料　の　み	１冊　５，０００円（残部ある場合）	

２）申 込 方 法：　申込書に所属、氏名、加入学協会名、ＧＴＳＪ会員は会員番号等必要事項を明記の上、
下記事務局宛 平成１８年１月２０日（金）までにお送り下さい。
（ホームページからも申込ができます）
また、参加費につきましては平成１８年１月２５日（水）までに以下の方法にてお支払い下さい。
・郵便振替　　００１７０－９－１７９５７８（日本ガスタービン学会）
・銀行振込　　みずほ銀行　新宿西口支店　（普）１７０３７０７（日本ガスタービン学会）
・現金書留

３）事　務　局　：　(社)日本ガスタービン学会
〒160-0023　東京都新宿区西新宿　７－５－１３－４０２
Tel.０３－３３６５－００９５　　Fax.０３－３３６５－０３８７
URL.　http://wwwsoc.nii.ac.jp/gtsj/　E-Mail　gtsj@pluto.dti.ne.jp

※　資料集・ネームカードは当日受付にてお渡しします。

会場地図



Download service for the GTSJ member of ID , via 52.15.233.12, 2024/10/12.