

適応フィードバック能動騒音制御による離散周波数音の抑制*

渡部 誠二^{*1}, 柳本 憲作^{*1}, 谷藤 克也^{*2}
坂本 秀一^{*2}, 高橋 政行^{*3}, 一宮 亮一^{*4}Attenuation Effects of Discrete Tone
Using Adaptive Feedback Active Noise ControlSeiji WATANABE^{*5}, Kensaku YANAGIMOTO, Katsuya TANIFUJI,
Shuichi SAKAMOTO, Masayuki TAKAHASHI and Ryoichi ICHIYAMA^{*5} Control and Information Engineering Systems, Tsuruoka National College of Technology,
104 Inooka Sawada, Tsuruoka-shi, Yamagata, 997-8511 Japan

The attenuation characteristics of a slit resonator that combined the adaptive feedback ANC system at a ventilation aperture of the package for leakage noise is investigated. The discrete tones radiated from an AC axial flow fan are controlled by DSP using Filtered-X Least Mean Square algorithm. The attenuation is found at the range of: 3 dB~14 dB with circular slit resonator, 2 dB~15 dB with elliptic slit resonator. Results of measurement show that the proposed system can achieve TNR (Tone to Noise Ratio) and PR (Prominence Ratio) under threshold effectively.

Key Words: Noise Control, Adaptive Control, Sound, Elliptic Slit Resonator, Discrete Tone, TNR, PR

緒 言

これまで著者らは、放熱ならびに通気や通風といった目的と、換気口や間げきなどの開口部における局所的な遮音・消音との両立を目的に、機器壁面内に設けた円形状の空気薄膜層のアドミタンス特性を用いたスリット状共鳴器について提案してきた⁽¹⁾。そして、消音装置である円形スリット状共鳴器の設計手法に指針を与え、理論的、実験的に特徴を明らかにしてきた。また、能動騒音制御（以下、ANCと記す。）との複合システムにおいては、消音可能周波数領域の拡張性、音場における消音領域の拡大ならびに消音メカニズムについて明らかにしてきた⁽²⁾。

近年 ANCによる低騒音化対策では、消音量のみならず消音の周波数帯域拡大に対して精力的に研究がなされている。ANCと一段膨張形消音器を組み合わせ、消音帯域の拡大をはかる方法もその一つである⁽³⁾。

しかしながら、高周波数帯域まで消音を実現しようとすると、サンプリング周波数を高くしなければなら

ず、適応フィルタリングは短いサンプリング時間内に演算を完了する必要がある、それだけ演算速度の速いDSPが要求されるようになる。また、DSPの演算速度が有限であることから、使用できるFIRフィルタの次数にも制限を与えることになり、十分な消音量の確保にも影響を与える。このように、高周波数領域までの消音を対象とした場合、これらは、ハードウェアの性能向上に依存するところが大きい。したがって、最近では、ある周波数成分に目標を絞った能動騒音制御によって機器の音質改善をはかる試みが行われている⁽⁴⁾。この音質改善は、低騒音化と同様に製品の品質を決定づける重要なファクターとなる。

多くの機械・機器パッケージでは、冷却や送風のためにファンが積極的に使用されている。これらのファンや機器の冷却用の開口部から外部に放射される離散周波数音は、ある特定の周波数で他のスペクトルと比較すると際立ったピークを示すため、独立した音として耳障りに聞こえてくる。したがって、このような離散周波数音の抑制は、機器開口部およびファンから放射される騒音の音質改善に非常に有効である。冷却ファンに関しては、ファン単体におけるその種類や翼形状の違いによる音質評価について研究されている^{(5)~(7)}。しかし、機器開口部や能動消音装置に装着されたファンにおける音質変化については、ほとんど報告されて

* 原稿受付 2004年4月14日。

^{*1} 正員, 鶴岡工業高等専門学校制御情報工学科(〒997-8511 鶴岡市井岡字沢田104)。^{*2} 正員, 新潟大学工学部(〒950-2181 新潟市五十嵐2の町8050)。^{*3} 正員, オリエンタルモータ(株)(〒997-0011 鶴岡市宝田3-4-10)。^{*4} 正員, 福山大学工学部(〒729-0251 福山市学園町一番地三蔵)。

E-mail: watanabe@tsuruoka-nct.ac.jp

いない。

そこで、本報告はスリット状共鳴器と適応フィードバック制御の複合システムを提案し、機械開口部に装着したファンから放射される離散周波数音の抑制について実験および数値計算により明らかにした。また、ファンの負荷変化に対する本複合システムの有用性を明らかにする目的で、ファンの風量を変化させてANC実行前後における音質評価を行った。その結果、Discrete Tone分析としてTNR(Tone to Noise Ratio)手法とPR(Prominence Ratio)手法による評価を行い、本システムが音質改善に有用であることを示した。

1. 適応フィードバック制御

本複合システムは、騒音源となる機器開口部付近の騒音パワーの抑制を目的に、エラーマイクの配置をスリット状共鳴器の近傍に配置している。このため、1つのマイクロフォンで減音効果の監視と参照信号の推定が可能である適応フィードバック制御を本システムに採用した。

図1は、実験における適応フィードバック制御のブロック図をZ表現で表わしている⁽⁸⁾。図中の $D(z)$ はエラーマイク位置において騒音源から伝搬してきた音を表す。 $C(z)$ および $\hat{C}(z)$ は、それぞれ二次音源からエラーマイクまでの二次経路の伝達関数と、これを推定して得られた伝達関数を表わす。適応フィードバック制御では、 $\hat{C}(z)$ の出力信号 $\hat{Y}(z)$ とマイクの出力信号 $E(z)$ から $D(z)$ を推測する。

図1において、 $D(z)$ の推定値 $\hat{D}(z)$ は、

$$X(z) \equiv \hat{D}(z) = E(z) + \hat{C}(z)U(z) \quad (1)$$

となる。ここで、 $\hat{C}(z)$ が $C(z)$ を十分に近似していれば、エラーマイクからの出力信号と二次音源からの出力信号により、伝搬してくる騒音を予測することが可能となる。式(1)を時間領域で表現し直すと次式になる。

$$x(n) \equiv \hat{d}(n) = e(n) + \sum_{m=0}^M \hat{c}u(n-m) \quad (2)$$

\hat{c} は、実際にはオフライン処理によりM次のFIRとして同定される。また、図中の $W(z)$ はFXLMSアルゴリズムにより同定される次数 K の消音フィルタである。FXLMSアルゴリズムでは、最終的に式(3)にもとづいてフィルタ係数が逐次更新されていく。

$$w_k(n+1) = w_k(n) + \mu x'(n-k)e(n) \quad (3)$$

$$k = 0, 1, \dots, K$$

ただし、 μ はステップサイズを表わす。

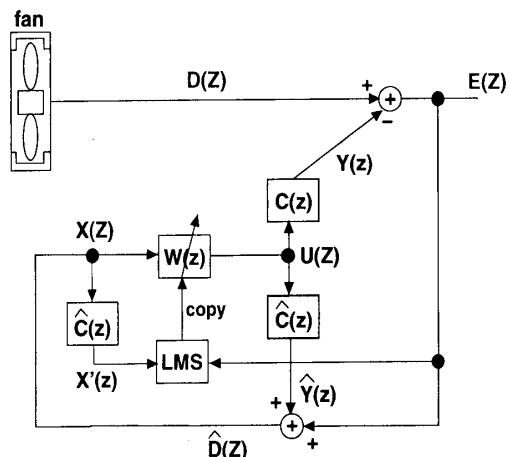
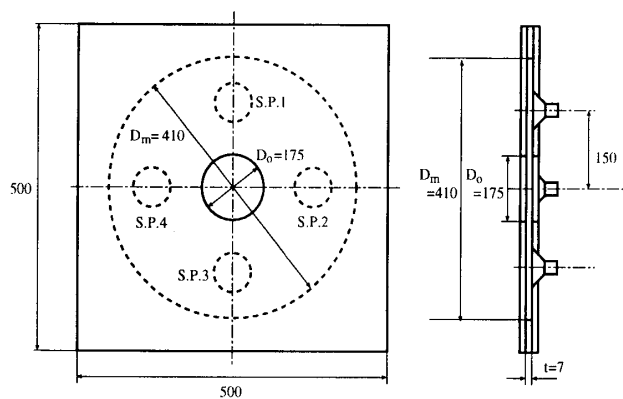


Fig. 1 Schematic diagram of adaptive feedback active noise control system

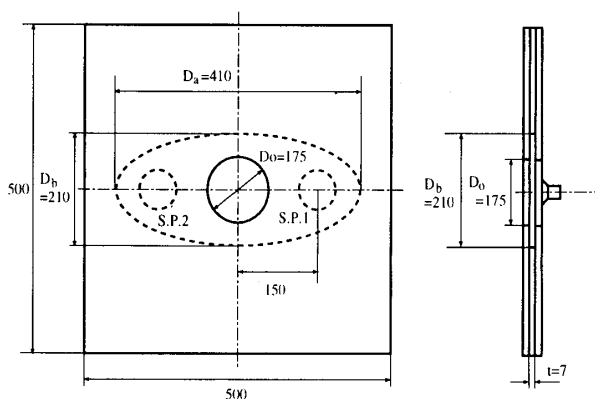
2. 実験装置および方法

2.1 スリット状共鳴器 図2にスリット状共鳴器を示す。スリット状共鳴器は、中心部に直径 D_o の通風のための開口を有する外装パネル2枚と、同じく中心部に直径 D_m の円形の穴をもつスペーサもしくは楕円形の穴($D_b/D_o=210\text{mm}/410\text{mm}$)を持つスペーサを挟み込んで構成されている。スペーサにより共鳴器内部には、円形または楕円形の空気薄膜層が形成される。円形スリット状共鳴器には、ANCで使用される4個の制御スピーカが図2(a)のように配置されている。スピーカには直径83mm、出力10Wのものを使用した。スリット形状が円の場合は、4個のスピーカを使用するが、楕円の場合には、形状の制約から図2(b)のように長軸上の2個のスピーカを使用する。ANCを実行中は、DSPから同一な制御信号が各スピーカに送信される。また、スピーカからの制御音によって共鳴器内部の空気薄膜層が音響加振される。このとき、制御スピーカを中心に内部音圧が高まり、制御音が円環状の開口部(スリット開口の円周部)から騒音を取り囲むように放射される。制御音の位相は、制御スピーカの周辺や制御スピーカから近いスリット開口部の円周上において騒音とは逆位相となり、制御音と騒音の干渉により消音が実現される⁽²⁾。

図3に円形スリットと楕円形スリットを使用したときの二次経路の伝達特性を示す。伝達関数 $\hat{C}(z)$ の測定は、タイム・ストレッチ・パルス法⁽⁹⁾により測定した。 $\hat{C}(z)$ は、タップ数128のFIRフィルタとして同定されている。図3より、楕円形スリットを使用したときの伝達特性が、円形スリットを使用したときよりも全体的に利得が高く、平坦であることがわかる。この



(a) Circular slit resonator



(b) Elliptic slit resonator

Fig. 2 Slit resonators

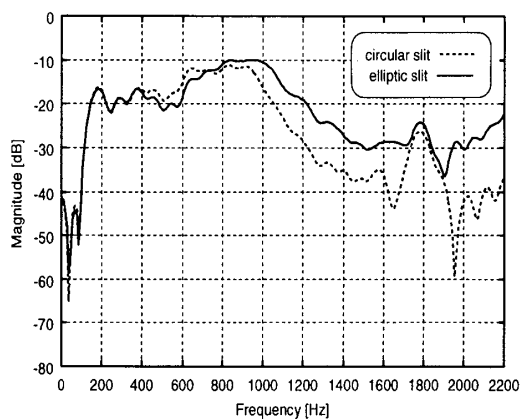


Fig. 3 Frequency characteristics of $\hat{C}(z)$

ことは、円形スリットと比べて、制御音の伝わりやすさに周波数依存性が少なく、高周波数域まで伝わりやすいことを意味する。したがって、円形スリットの場合よりも楕円形スリットを用いた場合の方が、ANCによる消音において高周波数域まで有利である。

2.2 実験システムの構成 図4にスリット状共鳴器への軸流型ファンの装着方法を示す。ファンとスリッ

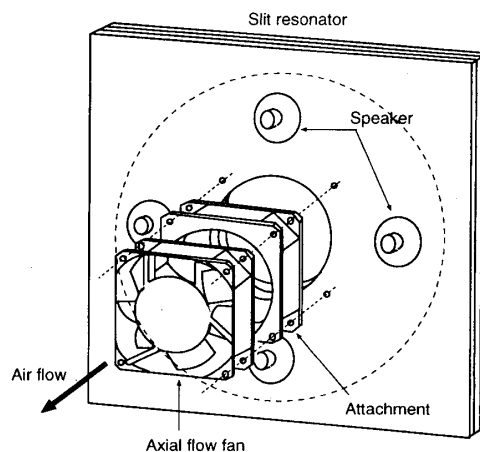


Fig. 4 Setting up slit resonator with axial fan

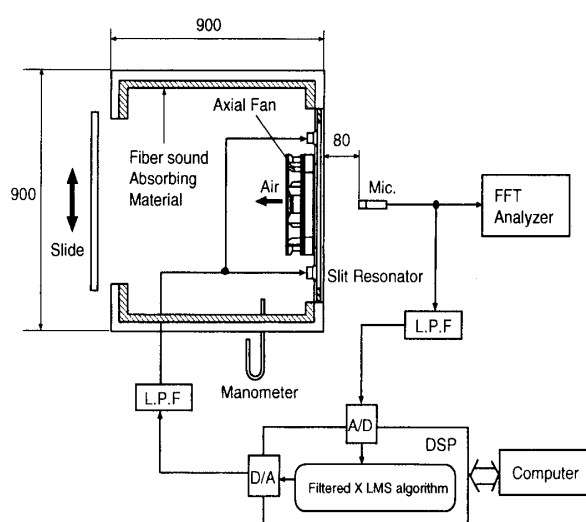


Fig. 5 Experimental set up

ト状共鳴器の間には、ファンのケーシングと同径の幅40mm、丸みR10のアタッチメントを装着し、ファンへの空気流の流入乱れを極力少なくしている。また、流れによって励起されるエッジトーンを抑える目的で、スリット状共鳴器の円環状の開口部をメッシュシートで覆っている。使用したファンは軸流型の5枚羽根であり、詳細を表1に示す。

図5に実験のセットアップを示す。スリット状共鳴器に軸流型ファンを取付けた装置は、機器を模擬した無響箱(900(W)×900(H)×900(D)mm)の排気口(800(W)×200(H)mm)と正対した位置の壁面に設置されている。ファンは、空気流が無響箱の外部から内部へ向かうように取り付けられている。無響箱は、厚さ12mmの合板製で、内壁に厚さ1.0mmの鉛製遮音シートを貼り、さらに厚さ20mmのグラスウールを施して、排気口以外からの音の漏れを極力少なくした。

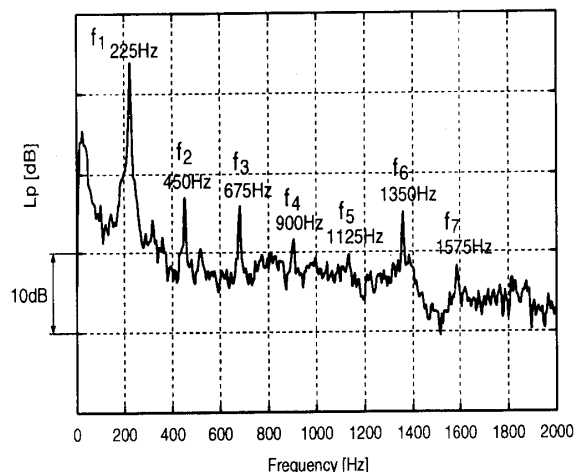


Fig. 6 Fan noise spectrum

Table 1 Specification of fan

Model	AC Axial flow fan
Type	MRS18-BC
Rated voltage	Single phase 100V
Speed	2800rpm
Max. air flow	11.2m ³ /min
Max. static pressure	20.5mmAq
Company	Oriental Motor Corp.

消音実験では、エラーマイクの配置をスリット状共鳴器から 80mm の位置としている。エラーマイクは、ファンの吸い込み口側に設置されているため、ファンによる空気流が直接当たることはなく、マイクの形状と空気流に起因した局所的な騒音の発生はない。また、カットオフ周波数 2kHz の帯域制限用の低域通過型フィルタを回路中に挿入してある。DSP にはエラーマイクから集音された音響信号が入力され、FXLMS アルゴリズムにもとづいて計算された制御信号がスピーカに出力される。

ファンへの負荷は、スリット状共鳴器と対面に設けられた風量調整用のスライダを開閉することで与えた。風量は、3.7m³/min ~ 10.7m³/min の範囲で変化させ、ANC 実行前後における O.A.(A-weight), TNR ならびに PR を測定した。

2.3 シミュレーション方法 スリット状共鳴器と適応フィードバック ANC の複合システムにおける制御効果のシミュレーションを行った。図 6 は、実際のファンから放射される音圧スペクトルを現している。翼回転に起因した $f_1 = 225\text{Hz}$ を基本周波数とする倍音の $f_2 = 450\text{Hz}$, $f_3 = 675\text{Hz}$, $f_4 = 900\text{Hz}$, $f_5 = 1125\text{Hz}$, $f_6 = 1350\text{Hz}$, $f_7 = 1575\text{Hz}$ の離散周波数音が認められ

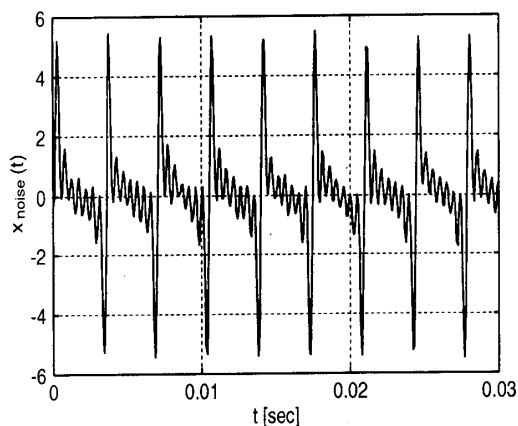


Fig. 7 Noise source

た。そこで、これらをもとに f_1 から f_7 までの周波数を有する正弦波の他に、実際の騒音に近い状態とするためにホワイトノイズを重畳させた騒音信号 $x_{noise}(t)$ を図 7 のように定義した。このときのホワイトノイズのゲインを -10dB とした。シミュレーションの際に使用した各種パラメータは、表 2 に示した通りである。

Table 2 Parameter for ANC simulation

Tap number of $\hat{C}(z)$	128
Tap number of $W(z)$	256
Sampling frequency	10kHz
Step size	0.0001

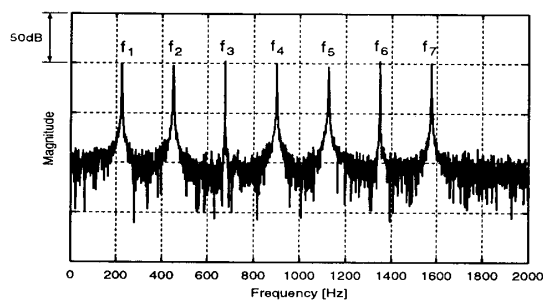
2.4 制御実験 本実験で使用した ANC システムは、制御用スピーカを複数個配置しているものの、同一な入力信号が供給されるため、単チャンネル型のシステムとなっている。また、消音フィルタならびに $\hat{C}(z)$ のタップ数をそれぞれ 250、サンプリング周波数を 10kHz、ステップサイズを 1×10^{-6} とした。使用した DSP の性能は、表 3 の通りである。

Table 3 Specification of DSP

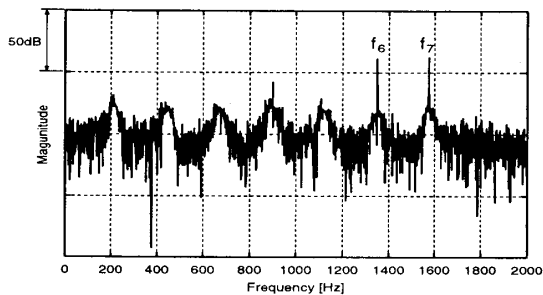
Device	TMS320C31
Frequency	50MHz
MIPS	25
Calculation accuracy	32bit, floating point

3. 実験結果および考察

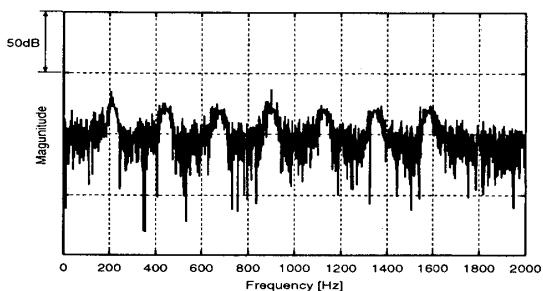
3.1 シミュレーションによる離散周波数音に対する消音特性 図 8 に円形スリットを用いた場合と楕円形スリットを用いた場合のスリット状共鳴器の ANC 実行前後のシミュレーション結果を示す。制御スピー



(a) ANC OFF(noise source)



(b) ANC ON(circular slit)

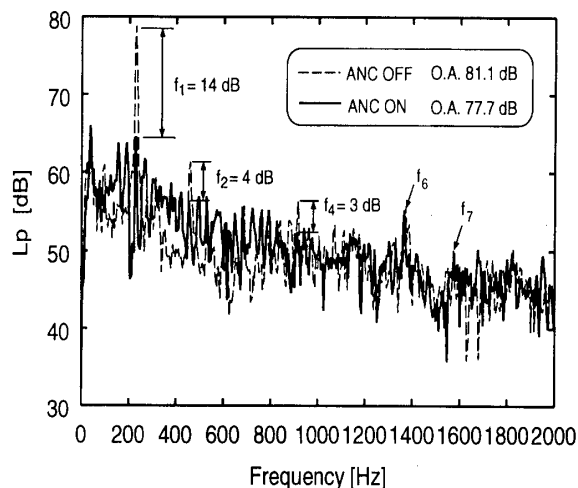


(c) ANC ON(elliptic slit)

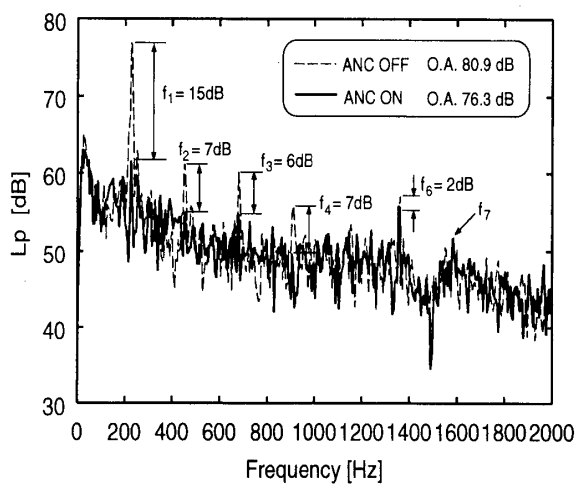
Fig. 8 Results of feedback ANC simulations

カからエラーマイクまでの $\hat{C}(z)$ は、それぞれの実測値を用いた。図 8(c) より楕円形スリット状共鳴器は、7つの離散周波数すべてにおいて消音できているのに対し、図 8(b) に示した円形スリット状共鳴器においては、 $f_6(1350\text{Hz})$ と $f_7(1575\text{Hz})$ の消音が不十分である。楕円形スリットを使用したときの方が、高次まで離散周波数音の抑制に効果があると言える。これは、図 3 に示されたように、楕円形スリット状共鳴器の $\hat{C}(z)$ の利得が、円形スリット状共鳴器の場合の利得と比べて、全体的に高いためと考えられる。また、離散周波数音以外の音に関しては、消音されていない。これは、適応フィードバック ANC は予測型の制御であるため、ランダム性の高い騒音に対しては予測が困難であるためである。

3.2 実験による離散周波数音に対する消音特性シミュレーションによりスリット状共鳴器と適応フィードバック制御の複合システムにおいて、離散周波数音



(a) circular slit resonator



(b) elliptic slit resonator

Fig. 9 Spectra of fan noise using slit resonator with ANC system off and on

を十分に消音できることがわかった。この結果をふまえて、実際に DSP を使用して図 5 に示す実験システムで消音実験を行った。O.A. 測定ならびに離散周波数音に対する消音効果の測定は、エラーマイクの位置で実施した。図 9(a) は、円形スリット状共鳴器を使用したときの ANC 実行前後の騒音のパワースペクトルを現している。同様に図 9(b) には、楕円形スリット状共鳴器を使用したときの実験結果を示す。このときのファンの回転数は、 2700rpm で定速回転しており、風量調整用のスライダは全開して無負荷の状態を実施した。図 9 より ANC 実行前後の O.A. 値において、円形スリット状共鳴器を使用したときは 3.4dB (A-weight 1.4dB)、楕円形スリット状共鳴器では 4.6dB (A-weight 2.0dB) 程度の減音が得られた。

次に、それぞれの離散周波数音について ANC 実行前

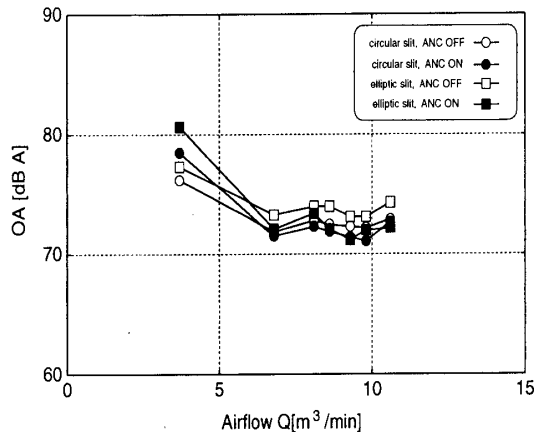


Fig. 10 Relation between O.A.(A-weight) and Airflow

後を比較すると、図9(a)より、 $f_1(225\text{Hz})$ 、 $f_2(450\text{Hz})$ 、 $f_4(900\text{Hz})$ の周波数で3dBから14dBの消音が達成できていることがわかる。 $f_3(675\text{Hz})$ においては、円形スリット状共鳴器自体の共鳴周波数が f_3 付近と重なることから、ANCの効果による消音ではなく、共鳴による吸音と考えられる。また、 f_6 、 f_7 については、実測の場合においても消音効果が認められず、シミュレーションの結果と同様な傾向が確認された。図9(b)の楕円形スリット状共鳴器では、 $f_1\sim f_4$ 、 f_6 において2dBから15dBの消音を実現できている。この場合も f_7 の抑制効果は認められなかったものの、 f_6 に対する消音効果が確認され、シミュレーションで得られた傾向と近いことが確認された。実測では、 f_5 と f_7 の消音を確認されていないが、図6からわかる通り、2つの離散周波数音は、他の離散周波数音のスペクトルと比較すると相対的にレベルが小さい。このため、周期性は有しているものの対象とする信号の振幅レベルが小さいため、フロアノイズとの区別が困難となり消音が達成されなかったものと考えられる。

4. ANCによる音質変化への影響

図10はファンに負荷を与え、風量に対するANC実行前後のO.A. (A-weight) 値を表している。また、図11は、各風量における音圧スペクトルの分布を示している。

ファンへの負荷が大きく低流量領域の $Q=3.7\text{m}^3/\text{min}$ では、図11(a)に示したように、600Hz以下の低周波数領域で乱流騒音や逆流による広帯域騒音が大きくなっている^{(10),(11)}。しかし、顕著な離散周波数音は認められず、ANC実行後のO.A. 値は、実行前に比べて増加している。風量が $Q=6.8\text{m}^3/\text{min}$ 以上では、図11(b)、11(c)に示したように、離散周波数音が顕著になってくる。このため、ANC実行後のO.A. 値は、わずかで

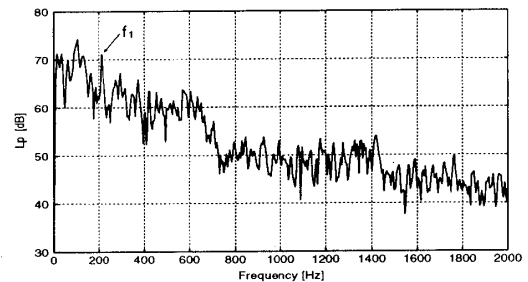
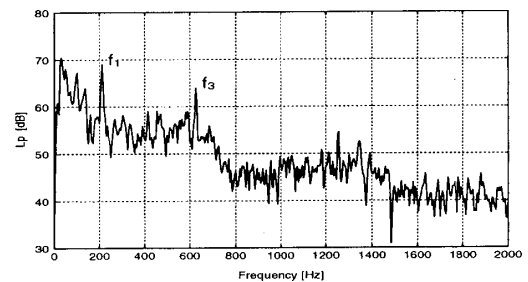
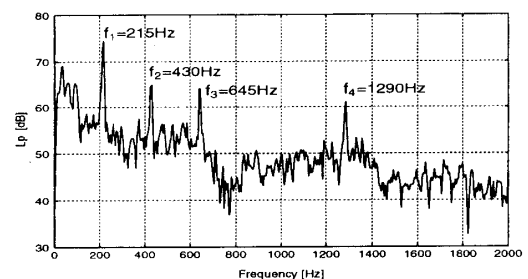
(a) $Q=3.7\text{m}^3/\text{min}$ (b) $Q=6.8\text{m}^3/\text{min}$ (c) $Q=10.7\text{m}^3/\text{min}$

Fig. 11 Fan noise spectrum as the airflow changes

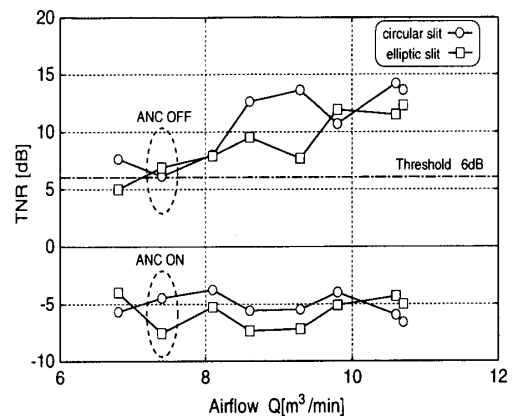


Fig. 12 Relation between TNR and Airflow

はあるが1dB~2dB低減する。そして、ANC実行後のO.A. 値は、円形スリットおよび楕円形スリットの両スリット状共鳴器ともほぼ同じ値となっている。

Discrete Tone 分析は、離散周波数音のスペクトルが顕著に現れてくる風量 $Q=6.8\text{m}^3/\text{min}$ 以上で行った。

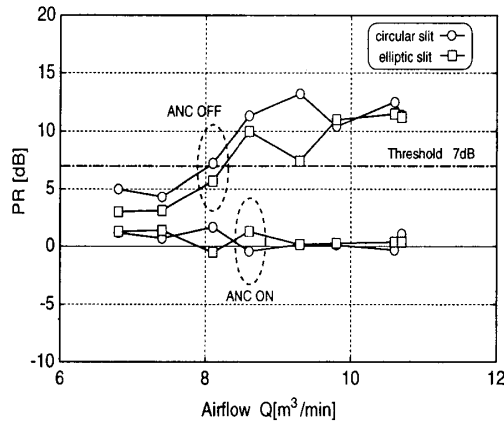


Fig. 13 Relation between PR and Airflow

TNR 手法と PR 手法による解析では、図 9(a), 9(b) で見られるように離散周波数音として最もスペクトルが強く現れ、聴感上問題となる第一次音 (f_1) に着目して評価を行った。TNR や PR は、離散周波数音のスペクトルの鋭さを表す指標であり、TNR では 6dB を、PR では 7dB の閾値を越えると顕著な音として定義されており、耳障りな音として不快感を与える⁽¹²⁾。

図 12 ならびに図 13 は、風量に対する TNR, PR の変化を表わしている。ファンへの負荷が小さくなり風量が増加するにつれて、臨界帯域における第一次音 (f_1) が顕著になってくるため、TNR, PR は増加傾向を示している。TNR では風量が $Q=6.8\text{m}^3/\text{min}$ 、PR では $Q=8.1\text{m}^3/\text{min}$ を越えた辺りからそれぞれ閾値を越え、卓越して耳障りな音と評価される。また、同図から分析手法によって閾値を越える風量が異なっている。PR 手法では、第一次音 (f_1) を含む臨界帯域幅におけるパワーと隣接する臨界帯域幅の平均パワーとの比較を行う。このため PR 値は、隣接する臨界帯域のパワーが比較的大きな流量域 $Q=6.8\text{m}^3/\text{min}\sim 8.1\text{m}^3/\text{min}$ では、TNR 手法に比べ閾値よりも小さく評価されると考えられる。

また、ANC OFF において、TNR, PR が楕円形スリットを使用したときの方が全体的に低くなっていることがわかる。図 10 で見られるように、ANC OFF では楕円形スリットの騒音レベルが円形スリットの場合に比べて若干高く、楕円形スリットの方が広帯域騒音のレベルが高いことを表している。つまり、広帯域騒音のレベルが上昇したことによって、離散周波数音のレベルが相対的に小さくなる。このため、TNR, PR が円形スリットの場合と比較して低くなり、ANC OFF の場合でも音質改善効果が表れたものと考えられる。ANC 実行後は、TNR および PR は閾値から大幅に低下し、風量

に対してほぼ一定の値となっている。

結 言

本論文では、機械開口部から放射される離散周波数音の抑制を目的に、適応フィードバック能動騒音制御とスリット状共鳴器の複合システムを提案した。本システムの有用性を示すため、シミュレーションと実験により離散周波数音に対する抑制効果を明らかにし、さらに、ファンの負荷変化に対する ANC 実行前後での Discrete Tone 分析を行った結果、以下の点が明らかとなった。

1. シミュレーションの結果より、ANC を複合したスリット状共鳴器において、二次経路の伝達特性の利得が良いほど、離散周波数音の抑制に対し効果的である。楕円形スリット状共鳴器の $\hat{C}(z)$ の利得が、円形スリット状共鳴器に比べ広範な周波数域において高いことから、楕円形スリット状共鳴器の方が高次の離散周波数音の抑制に対して効果的である。
2. 実際のファンに適用した場合においても、楕円スリットを使用したときの方が、高周波数側の離散周波数音に対して効果的に抑制できることを明らかにした。
3. ファンの風量 $6.8\text{m}^3/\text{min}\sim 10.7\text{m}^3/\text{min}$ において、ANC 実行後の O.A. 値 (A-weight) は、わずかではあるが $1\text{dB}\sim 2\text{dB}$ 程度低減する。TNR および PR は、風量に対して増加していくが、ANC 実行後は耳障りな音として定義されている閾値から大幅に低減する。

文 献

- (1) 柳本 憲作, 伊藤 孝宏, 一宮 亮一, 円形空気薄膜層を壁面内に有する機械開口部からの音響放射 (離散周波数音の減音効果について), 日本機械学会論文集 (C 編), 第 66 巻 646 号, p2075~2081, 2000-06
- (2) 渡部 誠二, 柳本 憲作, 谷藤 克也, 坂本 秀一, 伊藤 孝宏, 一宮 亮一, 円形空気薄膜層を壁面内に有する機械開口部からの音響放射 (能動型分布音源による消音特性), 日本機械学会論文集 (C 編), 第 68 巻 674 号, p3122~3129, 2002-10
- (3) 井坂 秀治, 西田 公至, 齋藤 建一, アクティブマフラーと受動型消音器の複合化に関する検討, 日本機械学会 機械力学・計測制御講演論文集 No.98-8 1, p363-366, vol.A, 1998
- (4) 穂坂 倫佳, 塩山 勉, 江波戸明彦, 能動消音による音質改善 - Discrete Tone 分析による評価, 日本音響学会講演論文集 No.3-1-9, p977-978, 2003-03
- (5) 藤田 肇, 低騒音プロペラファン設計の考え方, 日本音響学会誌 49 巻, 11 号, p792-796, 1993
- (6) 鈴木 昭次, 近江 憲仕, 細山田 澄和, 丸田 芳幸, 機械の音質評価に関する研究, 日本機械学会第 71 期全国大会講演論文集, pp.356-361, Vol.E, 1993

- (7) Stephanie Rinaud, Anne Sanon, Patrick Duputel, Ahmad Alizadeh, The Sound Quality of Cooling Fan Systems, Society of Automotive Engineers, p91-98, 1998
- (8) Sen M.Kuo, Dennis R.Morgan, Active Noise Control Systems, Jhon Wiley and Sons, Inc, New York, 1996
- (9) 中部電機株式会社, FIR (インパルス応答) 測定ツール, ADSP32X-40/90 ユーザーズマニュアル, 1997
- (10) 深野 徹, 軸流及び斜流ファンの騒音発生機構, 日本音響学会誌 49 巻, 11 号, p785-791, 1993
- (11) 林 秀千人, ターボ機械の流動状況と発生騒音について, ターボ機械 22 巻, 5 号, p40-43, 1994
- (12) 君塚郁夫, ISO7779 による discrete tone 分析, 騒音制御, Vol.26, No.1, p40-43, 2002,
-