平板と楔による狭い隙間流れから発生する離散周波数騒音について*

甲村 圭司^{*1}, 中村 佳朗^{*2}

Discrete Frequency Noise Generated by Air Jet between Flat Plate and Wedge

Keiji KOUMURA^{*1} and Yoshiaki NAKAMURA

^{*1} Denso Techno
Chuo-cho 2-188, Obu-shi, Aichi-ken, 446-0058 Japan

Aerodynamic noise with discrete frequencies is generated in an unexpected way from a slit between a flat plate, which is placed in parallel to the main flow, and a wedge that is placed normal to the flow. To study this phenomenon, we examined the discrete frequency noise generated by a subsonic air jet flow from a slit. It was found that the slit height and the plate length have considerable effects on the noise generation. In addition, the discrete frequency noise was generated only when the values of these parameters are within a limited range. Furthermore, it was found that the noise frequency is proportional to the jet velocity and is inversely proportional to the plate length. Finally, it was made clear from the present study that the interaction of the vortex, which is generated from the shear layer due to a wedge, with the wake of a flat plate is a major cause for the discrete noise due to a slit.

Key Words : Aerodynamic Noise, Discrete Frequency Noise, Subsonic Jet Flow

1. 緒 言

各種流体機械に用いられるノズルや冷暖房用空調機器などの流量調整板では、それらの開閉度や向きによって微小な隙間が生じ、その隙間を通過する気流から特定の周波数にピークを有する離散周波数騒音が発生することがある。このような現象は、我々の身近に数多く存在し、その騒音対策が課題となる場合がある。特に、製品開発における設計現場では、その対策に膨大な工数が必要となることがある。

流体から発生する騒音に関する研究は、これまで数多く行われてきた。しかし、噴流自身や噴流が他の物体へ衝突する際の騒音に関する研究⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾は多く報告されているが、微小な隙間を通過する流れから発生する離散周波数騒音に関する研究は少ない。流れ場から発生する離散周波数騒音の研究に関して、飯田ら⁽⁵⁾⁽⁶⁾は、ドアミラー周りの流れ場を模擬した二次元バックステップモデルを用いて、ドアミラーから放射される空力的な異音の発生機構について研究し、空力騒音を低減する方法に関して述べている。また、功能ら⁽⁷⁾⁽⁸⁾⁽⁹⁾は、長方形スリットからの噴流によって発生する離散周波数騒音において、騒音の発生とスリット形状や噴流速度との関係や、噴流の流れ場の速度変動特性と騒音の発生有無を実験的に調べている。

これらの研究成果に基づけば、流れ場から発生する離散周波数騒音のメカニズムについては解明されつつあると言える。しかし、製品開発の設計現場で活用するには、更に複雑な形状で発生する騒音に関する研究が必要となる。

そこで、本研究では、冷暖房用空調機器の流量調整板での微小な隙間から発生する離散周波数騒音を想定し、平板と楔の間に形成される狭い隙間を模擬した基礎形状を用いて、騒音の発生と各形状パラメータとの関係や、噴流の流れ場の速度変動特性との関係について調べた。

* 原稿受付 2013 年 1 月 7 日

^{*1} 正員, デンソーテクノ(株) (〒446-0058 愛知県大府市中央町 2-188)

^{*2} 正員, 名古屋大学大学院工学研究科

E-mail: kkoumura@densotecho.co.jp

2. 実験装置および実験方法

実験装置の概略を図1に示す。音の測定を行う際に、ブロワ内部で発生した音が流れにのって測定部まで伝わってくるのを減らすために、ブロワ出口と拡大管の間に管路が折れ曲がった消音器を設置した。シロッコファンタイプの電動送風機から消音器を通過した流れは、拡大管の整流格子を通り、その後縮流管により加速される。この加速された流れは、音響拡大管と整流室を通過して、ジェットノズルから無響音室に噴出される。

Fig.1 Schematic of wind tunnel

本研究では自動車用 HVAC システムから発生する離散周波数騒音を想定した。具体的には、図2に示すようにブロワ入口部にある内外気切換え用のダンパとケースの微小な隙間に空気が通過する際に発生する離散周波数騒音である。本研究で用いた対象形状の概略を図3に示す。ジェットノズル (100mm×100mm) の噴出し口に、先端が楔形状の板が設置され、隙間 H は自由に変えることができる。また、ノズル下部に長さ L の直方体形状平板をはめ込んでいる。この平板を取り換えることにより、長さ L を変化させることができる。また、ノズルに平板をはめ込んだ際、段差が出来ないようにテープで固定した。

騒音の測定位置を図4に示す。ダクト中心線上で、楔先端の真下の位置から、噴流軸に対して 45° の斜め後方 84mm 離れた箇所にマイクロフォン (Pressure-Field Microphone Type 4938, Brüel & Kjær) を設置した。マイクロフォン測定では、10kHz レンジ、12.5Hz の分解能で周波数特性を解析した。

流れの条件は、ジェットノズル内の圧力 P_0 と大気圧 P_∞ の差を $\Delta P=368\text{Pa}$ の一定値とした。対象形状は、隙間を $H=0.5\text{mm}$ から $H=7.0\text{mm}$ まで 0.5mm 間隔で、平板の長さを $L=0\text{mm}$ から $L=25\text{mm}$ まで 5mm 間隔とした。

Fig.2 The gap formed on a top of FRE/REC switch damper

Fig.3 Flat plate and wedge for slit flow

Fig.4 Schematics of experimental apparatus

3. 実験結果

対象音を測定する前に、楔や平板が無く噴流のみの場合の暗騒音を測定した。その結果を図5に示す。後述する測定された騒音は、暗騒音よりもかなり大きな値であった。そのため、本研究では対象音以外のブロウなどの騒音の影響はほとんどないと判断した。

Fig.5 Background noise

3・1 隙間高さと離散周波数騒音発生との関係

ここでは、隙間高さ H と離散周波数騒音発生との関係について述べる。圧力差および平板長さをそれぞれ $\Delta P=368\text{Pa}$, $L=15\text{mm}$ で固定し、隙間高さを $H=1\text{mm}$ から $H=7\text{mm}$ まで変化させた時の騒音特性を図6に示す。隙間の高さが $H=2\text{mm}$ までは離散周波数騒音は発生しない。 $H=3\text{mm}$ にすると、 $f=1.5\text{kHz}$ 付近にシャーというピーク的な騒音が発生する。このとき、噴流速度は約 22m/s である。また、騒音レベルは、 $H=4\text{mm}$ で最大値となる。 $H=6\text{mm}$ を超えると、離散周波数騒音の発生はなくなる。このことから、隙間の高さの値がある範囲でのみ、騒音が発生することが分かる。また、ピーク周波数は、隙間の高さ H を変えてもほとんど変化しない。

 Fig.6 Effects of slit height on SPL spectra: $\Delta P=368\text{Pa}$ and $L=15\text{mm}$

3・2 平板の長さLと離散周波数騒音発生との関係

ここでは、平板の長さ L と離散周波数騒音発生との関係について述べる。圧力差を $\Delta P=368\text{Pa}$ 、隙間高さを $H=3\text{mm}$ に固定し、平板の長さを $L=0\text{mm}$ から $L=25\text{mm}$ まで変化させた場合の騒音特性を調べた。このとき、噴流速度は約 22m/s で、平板の長さ L を変化させても速度は変化しない。その結果を図7に示す。平板長さが $L=5\text{mm}$ までは、離散周波数騒音は発生しない。平板長さを $L=10\text{mm}$ まで伸ばすと、 $f=2\text{kHz}$ 付近にシャーという離散周波数騒音が発生する。また、騒音レベルは、 $L=15\text{mm}$ で最大値となる。平板長さを $L=25\text{mm}$ より長くすると、離散周波数騒音の発生はなくなる。このことから、平板の長さに関しては、 L の値がある範囲のみで騒音が発生することが分かった。また、平板の長さ L を長くすると、騒音のピーク周波数が低くなる傾向も見られた。

 Fig.7 Effects of flat plate length on SPL spectra: $\Delta P=368\text{Pa}$ and $H=3\text{mm}$

3・3 離散周波数騒音の発生領域

ここでは、離散周波数騒音の発生領域について述べる。圧力差を $\Delta P=368\text{Pa}$ で固定し、隙間高さ H と平板長さ L を変化させた場合の、離散周波数騒音発生の有無に関する領域を調べた。その結果を図8に示す。この図より、隙間高さ H と平板長さ L の組み合わせによって、騒音の発生の有無が決定されることが分かる。隙間高さが、 $H \geq 6.5\text{mm}$ の場合では、平板の長さをどのように変化させても離散周波数騒音が発生しない。また、平板の長さが $L \geq 27\text{mm}$ の場合では、隙間高さをどのように変化させても離散周波数騒音は発生しない。この特性は、 $\Delta P=168\text{Pa}$ の場合でも、図8と同様の範囲で離散周波数騒音が発生したため、速度の大きさに依存しないと考えられる。

 Fig.8 Region of discrete noise generation in terms of L and H: $\Delta P=368\text{Pa}$

3・4 速度変動と離散周波数騒音との関係

ここでは、速度変動と離散周波数騒音との関係について述べる。離散周波数騒音の発生原因を探るため、隙間から噴出する流れの速度変動を調べた。測定には、X型プローブ（0252R-T5，日本カノマックス）を使った熱線流速計を用い、測定位置は、図9に示すように楔の端部より3mm下流とした。離散周波数騒音が発生する、平板長さが $L=15\text{mm}$ で、隙間高さが $H=3\text{mm}$ の場合の、速度変動 u' ， v' を測定し、それらの周波数特性を求めた。その結果を、それぞれ図10，11に示す。この時、隙間から噴出する平均流速は、 $U=21.3\text{m/s}$ である。この図を見ると、速度変動はあるピーク周波数を持っていることが分かる。変動の最大値となる周波数は、 $f=1.37\text{kHz}$ である。同じ条件下での騒音特性を図13に示す。離散周波数騒音と速度変動のピーク周波数はよく一致しており、騒音レベルが最大となる周波数も $f=1.37\text{kHz}$ である。離散周波数騒音が発生しない条件では、速度変動のピーク周波数も存在しないことを確認している。これらより、離散周波数騒音の発生が速度変動に起因していることが分かる。また、速度変動にいくつかのピーク周波数が発生しているのは、基本周波数およびその倍音が現れているためと考えられる。

Fig.9 Schematics of experimental apparatus

 Fig.10 Spectra of u'/U : $L=15\text{mm}$ and $H=3\text{mm}$

 Fig.11 Spectra of v'/U : $L=15\text{mm}$ and $H=3\text{mm}$

 Fig.12 SPL spectra: $L=15\text{mm}$ and $H=3\text{mm}$

3・5 ピーク周波数と噴流速度の関係

ここでは、ピーク周波数(f_1 , f_2 , f_3)と噴流速度の関係について述べる. 平板の長さは $L=10\text{mm}$ に、隙間の高さは $H=2\text{mm}$ に固定し、圧力差 ΔP を変えることにより噴流速度を変化させた. ピーク周波数と噴流速度の関係が得られ、その結果を図13に示す. この図を見ると、ピーク周波数は速度 U に比例することが分かる(f_1 , f_2 , f_3 は図10～12を参照のこと). また、ピーク周波数が高次のものになるほど、勾配は増加している.

Fig.13 Peak frequency vs flow velocity

3・6 ピーク周波数と平板長さの関係

ここでは、ピーク周波数(f_1 , f_2 , f_3)と平板長さ L の関係について述べる。隙間の高さは $H=2\text{mm}$ に、また隙間から噴出する平均速度を $U=20\text{m/s}$ で一定とし、平板の長さ L を変化させた。本研究では、噴流速度が $U=20\text{m/s}$ 一定となるように、圧力差 ΔP を変化させた。これより、ピーク周波数と平板長さ L との関係が得られ、その結果を図 14 に示す。これより、ピーク周波数(f_1 , f_2 , f_3)は平板長さ L に反比例することが分かる。 f_1 , f_2 , f_3 は図 10～12 を参照のこと。

Fig.14 Peak frequency vs flat plate length

4. 離散周波数騒音発生メカニズムの考察

これまでの実験結果より、離散周波数騒音の発生が平板長さ L と隙間高さ H がある範囲に限定されている時のみに起こることが分かった。また、騒音発生に速度変動が大きく寄与していることから、数値解析を使って騒音発生メカニズムを考察する。数値解析は、2次元圧縮性ナビエ・ストークス方程式の直接数値解法とし、対流項の離散化は3次精度の MUSCL 法を用い、時間発展には LU-SGS 法を用いた。解析領域および計算格子を図 15 に示す。微小な隙間を通過した噴流の速度せん断層を捕らえるために、計算格子はせん断層に垂直方向に約 30 分割とした。全体の格子数は約 200 万点である。気体は空気とし、境界条件で流入部と流出部の差圧 $P_0-P_\infty=368\text{Pa}$ 一定とした。

Fig.15 Computational model and grid

4・1 数値解析結果の考察

圧力差 $\Delta P=368\text{Pa}$ 一定, 平板長さ $L=5\text{mm}$ 一定とし, 隙間高さ $H=1.5\text{mm}$ と $H=3\text{mm}$ の数値解析結果を比較した. ここで, $H=1.5\text{mm}$ の場合, 離散周波数騒音が発生し, $H=3\text{mm}$ の場合, 離散周波数騒音が発生しない. 図 16, 17 にそれぞれのある時刻における速度分布を示す. どちらの結果とも隙間の手前から隙間通過後にかけて加速された流れが平板に平行な噴流を形成し, 下流に向かうにつれて徐々に拡散している. $H=1\text{mm}$ の結果は, 噴流の上下に強い渦が形成され, 噴流自体も変動を起こしている.

Fig.16 Distribution of velocity : $H=1.5\text{mm}$, $L=5\text{mm}$

Fig.17 Distribution of velocity : $H=3\text{mm}$, $L=5\text{mm}$

図 18, 19 にそれぞれのある時刻における渦度分布を示す. 図を見ると, 楔先端から発達したせん断層の渦と, 平板後縁から発達したせん断層からの渦が確認できる. 楔先端からの平板端部までの距離, つまり平板の長さを $L=5\text{mm}$ とした場合のレイノルズ数は, $Re_L=7.3 \times 10^3$ である. また, 楔通過後のせん断層の厚みは 0.3mm 程度, 平板上の境界層の厚みは 0.1mm 程度であり, 非常に薄い. $H=1.5\text{mm}$ の結果は, ロールアップした強い渦が形成されており, 渦の大きさは約 1mm である. $H=1.5\text{mm}$ では, ロールアップした 2 つの渦のそれぞれの端が接するぐらいの時に強い干渉を起こしている. 一方, $H=3\text{mm}$ では, 2 つの渦の中心間距離が約 3mm 離れており, 渦の干渉が起こっていない.

Fig.18 Distribution of vorticity : $H=1.5\text{mm}$, $L=5\text{mm}$

Fig.19 Distribution of vorticity : $H=3\text{mm}$, $L=5\text{mm}$

更に, ある時刻での 3kHz の周波数成分を抽出した圧力の分布図に渦度の分布を重ねた図を, 図 20 に示す. この分布図を見ると, 圧力と渦度の分布がよく一致しており, 速度変動によって圧力変動が発生していると考えられる. 音波のオーダーまでスケールを絞った圧力変動の分布図を図 21 に示す. この分布図を見ると, 音波が, 楔によるせん断層から生成された渦と平板の後流で発生した渦が干渉する付近から発生している. このことから, 渦の干渉が空力音発生に強く関与していることが分かる. また, 発生した音波は上流にも伝播しており, 楔から発達したせん断層や平板の後流を刺激し, 渦の生成にも関与していると考えられる.

Fig.20 Distribution of pressure fluctuation in 3kHz and vortex

Fig.21 Distribution of pressure fluctuation in 3kHz

圧力差が $\Delta P=368\text{Pa}$ 、隙間高さが $H=1.5\text{mm}$ 、平板長さが $L=20\text{mm}$ の場合に対して数値計算を行った。ちなみに、この条件では実験では離散周波数騒音は発生しない。数値解析結果の速度分布と渦度分布をそれぞれ図 22、23 に示す。この分布図を見ると、平板と平行な噴流が下流に行くに従い、せん断層の厚みが増し、渦が拡散していることが分かる。このことから平板の長さがある程度以上長くなると、周期的な渦が発生しなくなり、その結果、離散周波数騒音も消失すると思われる。

 Fig.22 Distribution of velocity : $H=1.5\text{mm}$, $L=20\text{mm}$

 Fig.23 Distribution of vorticity : $H=1.5\text{mm}$, $L=20\text{mm}$

4・2 離散周波数騒音発生メカニズムの考察

以上これまで述べた実験結果および数値解析結果より、図 24 に示すような離散周波数騒音の発生メカニズムを推定できる。楔の端部から発生したせん断層の巻き上がり渦が噴流の流れによって下流に運ばれる。その渦が平板端部を通過する際に、平板端部から発生した自由せん断層の渦と干渉することで、音波を発生させる。音波が上流へ伝わり、楔の端部に達すると、そこにある噴流流れのせん断層を刺激し、再びせん断層の巻き上がり渦を発生させる。この現象が繰り返して起こる。これは、エッジトーンに代表される音波によるフィードバック機構と類似している。よく知られているフィードバック機構は、流れの下流にある物体に流れが衝突することで音波が発生するが、今回の研究対象のものは、渦同士の干渉によって音波が発生し、それによりフィードバック機構が形成されていると推定できる。

Fig.24 Generation mechanism of discrete frequency noise

この発生メカニズムを検証するために、ピーク周波数をフィードバック機構における換算式(1)より見積もる。

$$f_m = \frac{m}{\frac{D}{U_c} + \frac{D}{c}} \quad (1)$$

ここで、 f_m は離散周波数騒音の周波数、 m はモード数、 U_c は渦の移流速度、 c は音速、 D は渦の発生位置から音源位置までの距離である。ここでは簡単のため、渦の移流速度 U_c は噴流速度の半分とし($U_c=0.5U$)⁽¹⁰⁾、 D は平板長さ L とする。この計算結果を図 25 に示す。換算式から予測した周波数と実験結果の周波数はよく一致している。このことから、今回の離散周波数騒音の発生メカニズムが渦の干渉から起こるフィードバック機構によって起こっていることを確認できた。

Fig.25 Estimation of discrete frequency noise (mark: experiment)

5. 結 語

平板と楔の間に形成される狭い隙間流れから発生する離散周波数騒音に関して、騒音発生と対象物体形状との関係、および速度変動との関係を実験的に調査し、数値解析で可視化した。その結果、以下の結論を得た。

- (1) 平板と楔先端との距離（隙間）と平板の長さをパラメータとしたとき、これら2変数が作る空間において、ある限られた領域で離散周波数騒音が発生する。
- (2) 流れ場の速度変動と発生騒音の周波数は互いに一致した。このことから、周期的な速度変動が離散周波数騒音を発生する原因であることが明らかになった。
- (3) 発生騒音の周波数は、流速に比例し、平板長さに反比例する。これには、音波によるフィードバック機構が寄与しており、そのときの音源は、楔先端からの渦と後流渦の干渉であると考えられる。

文 献

- (1) 杉山勝彦, 土居俊一, 小笠原武夫, “急拡大ノズルの空気噴出騒音 (第2報, 騒音の発生機構)”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 49, No. 443 (1983), pp. 1427-1433.
- (2) 宮越勝美, 羽二生博之, “ノズル内の二次元物体によって励起された二次元噴流の過渡特性”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 66, No. 649 (2000), pp. 42-48.
- (3) 阿部和樹, 木村元昭, 宮城徳誠, “B219 音響励起と二次フィルム流を用いた噴流制御に関する研究”, 可視化情報学会誌, Vol. 25, No. 2 (2005), pp. 299-302.
- (4) 倉澤英夫, 羽田喜昭, “外部音波による円形噴流せん断層のかく乱への影響”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 73, No. 732 (2007), pp. 1620-1628.
- (5) 飯田明由, 小久保あゆみ, 塚本裕一, 本田拓, 横山博史, 貴島敬, 加藤千幸, “ドアミラーから放射される空力・音響フィードバック音の発生条件”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 73, No. 732 (2007), pp. 1637-1646.
- (6) 小熊信慶, 飯田明由, 小久保あゆみ, “空力音源探査のためのドアミラー表面流れの可視化”, 可視化情報学会誌, Vol. 25, No. 2 (2005), pp. 189-192.
- (7) 功能郁生, 深野徹, “長方形スリットからの噴流によって発生する離散周波数騒音の研究: 第1報, 笛音の発生条件”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 60, No. 569 (1994), pp. 133-140.
- (8) 功能郁生, 深野徹, “長方形スリットからの噴流によって発生する離散周波数騒音の研究: 第2報, 騒音発生と速度場の諸特性との関係”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 60, No. 574 (1994), pp. 2030-2037.
- (9) 功能郁生, 深野徹, “長方形スリットからの噴流によって発生する離散周波数騒音の研究: 第3報, スリット口の端板の影響”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 61, No. 591 (1995), pp. 4046-4053.
- (10) 中野政身, 土樋大樹, 小日山耕治, 李鹿輝, 白野啓一, “ホールトーン自励発振系のせん断層音響励起に対する応答のウェーブレット解析”, 可視化情報学会誌, Vol. 24, No. 1 (2004), pp. 87-90.