Experimental Study on Compound Swirl jet

正 野崎 勉 (鹿児島大) 〇学 落合 崇 (鹿児島大院)
正 福原 稔 (鹿児島大)

Tsutomu NOZAKI, Kagoshima University, 21-40 Koorimoto Ichome, Kagoshima
Takashi OCHIAI, Graduate School of Engineering, Kagoshima University,
Minoru FUKUHARA, Kagoshima University

Key Words: Swirl flow, Entrainment, Push-pull type ventilator, Smoke method

1. 緒論

各種室内の効果的排気を行うために、吸込みと吹出しを組み合わせたプッシュ・プル換気方式が考えられている(1)(2)。円形自由噴流と環状旋回噴流からなる同軸噴流、いわゆる複合旋回噴流は、プッシュプル型換気装置のプッシュ気流に適した、噴流半径の拡散が小さく、かつエントレインメントの大きいつまりは周囲流体を巻き込む力が強い噴流を得ることができている(3)(4)(5)(6)。このことから、プッシュプル型換気装置のプッシュ気流として複合旋回噴流を用いることで、従来の自由噴流を用いた場合に比べ、その高い巻き込み力からより効果的な汚染物質の補足及び排気が可能であるといえる。しかし、これまでの複合旋回噴流はそれを創生する円形自由噴流と環状旋回噴流の空気源がそれぞれコンプレッサー、送風機と別々になっているという問題があった。システムの実用化を考慮した場合、装置のさらなるコンパクト化およびコスト削減の点から空気源を一つで補うシステムへの変換が望まれる。

本研究では、騒音・振動の面から室内で使うには適さない円形自由噴流側のコンプレッサーを送風機に変換することで、1システム1プロア化することを目指した。これに伴い、複合旋回噴流発生装置の幾何形状を見直し、円形自由噴流管内径を以前より大きくした。装置改良後の複合旋回噴流の特性を把握するために、基礎実験として流れの可視化実験および5孔球形ピトー管による3次元速度分布測定を行った。

2. 実験装置および方法

Fig. 1に複合旋回噴流発生装置と座標系を示す。水平に設置された複合旋回噴流ノズルの主要寸法は環状旋回噴流口外側径 $D_{so}=100\text{ mm}$ 、環状旋回噴流口内側径 $D_{si}=48\text{ mm}$ 、自由噴流管内径 $D_f=10\text{ mm}$ 、リム厚さ $T_f=22\text{ mm}$ 、助走長さ $L_a=150\text{ mm}$ 、案内羽長さ $L_g=60\text{ mm}$ およびスリット幅 $b=4\text{ mm}$ とした。ここで、これまで複合旋回噴流発生装置において、環状旋回噴流口外側径が 100 mm であるのに対し、円形自由噴流管内径を 4 mm と非常に小さくし、高圧で吹出すことで高い流速を得ていた。よって、空気源として高圧のコンプレッサーを用いていた。これを一般に中圧、中流量の送風機に変換するにあたり、自由噴流管内径 D_f

を 4 mm から 10 mm に改善した。

次に座標は円筒座標系を用い、出口端の中心を原点とし、噴流中心軸上下流方向に z 軸、半径方向に r 軸をとる。可視化には、レーザーライトシート(LLS)を使用し、その光源としてダブルパルス Nd:YAG レーザ(出力: 15 mJ/pulse 、ビーム径: 2.5 mm)を用い、シリンドリカルレンズにより厚さ約 5 mm のシート状にして測定断面に間欠照射した。画像取得には、デジタルビデオカメラを可視化断面に垂直に設置し、撮影を行った。また、5孔球形ピトー管を用いて流速測定を行ったが、その測定法の詳細については省略する。

本研究において

$$Sw = \frac{2\pi\rho\int_0^\infty U_z U_\theta r^2 dr}{2\pi\rho\frac{D}{2}\int_0^\infty U_z^2 r dr}$$

で定義されるスワール数を用いて旋回の強さを表し(7)、本実験では、 1.50 一定とした。また、複合旋回噴流発生装置の幾何形状は一定とし、力学的条件として、プッシュ側流れとして適した条件(4)(5)である流量比 Q_s/Q_f が 1.0 の複合旋回噴流で実験を行った。ここで、円形自由噴流流量 Q_f は $4.5\times 10^{-3}\text{ m}^3/\text{sec}$ とした。

3次元速度分布測定については、管出口端からの距離 z を環状旋回噴流口外側径 D_{so} で無次元化した下流位置 z/D_{so} を 0.5 から 5 まで 0.5 おきに 10 断面の測定を行った。そして z 軸を含む垂直面(r - z 面)内で、 z 軸から垂直方向 (r 方向)へ5孔球形ピトー管をトラバースさせ測定を行った。なお、吹出し口付近では 5 mm 、下流では 10 から 15 mm 間隔でトラバースさせた。

Fig.1 Compound swirl jet generator

3. 実験結果および考察

Fig.2 は、自由噴流管内径 10mm の複合旋回噴流 $Q_s/Q=1.0$ における r - z 断面内の主流方向速度分布が下流方向への変化を示している。また、比較のために以前の自由噴流管内径 4mm の複合旋回噴流 $Q_s/Q=1.96$ における主流方向速度分布を示す⁽⁶⁾。

横軸は半径方向距離 r を環状旋回噴流口外側径 D_{so} で、縦軸は主流方向速度 U_z を円形自由噴流の主流方向最大速度 U_{jmax} でそれぞれ無次元化してある。

自由噴流管内径 4mm の場合に比べ 10mm の場合、主流方向の速度減衰がかなり小さいことがわかる。これは、管径の違いから自由噴流の発達域がより下流に遷移していることによると考えられる。一般に噴流において、開口での平均流速を 100% 保持している領域、ポテンシャルコアは吹出し管直径の 2.5 倍程度とされているが、今回自由噴流管内径を 2.5 倍まで拡大したことにより、ポテンシャルコアは以前より下流に 2.5 倍の位置まで伸びる。自由噴流管内径 4mm の場合その位置が $z/D_{so}=0.1$ であったのに対し、管径 10mm の場合 $z/D_{so}=0.25$ の位置まで達することになる。このことから、自由噴流管内径 4mm の場合、噴流吹出し口近傍において環状旋回噴流のエントレインメントの影響を強く受け、急速に速度が減衰したのに対し、今回の管径 10mm の場合、以前と比べ吹出しのエネルギーを保持し噴流拡散が抑えられていると考える。また、自由噴流管内径 10mm の場合 4mm に比べその速度分布は噴流中心軸より分布しているが、これも同様に、吹出し口近傍での環状旋回噴流のエントレインメントによる噴流拡散が抑えられたため、より強く環状旋回噴流を巻き込み下流まで噴流拡散が抑えられたものと考えられる。これらのことから、自由噴流管径を大きくしたことで、自由噴流が主体的な流れになっていると予想できる。

Fig.3 に各断面の流量 Q を平均速度の測定結果より算出した結果を示す。横軸は、管出口端からの距離 z を水力相当直径 D_m で、縦軸は、各断面の流量 Q を管出口端での流量 Q_0 でそれぞれ無次元化してある。

自由噴流管内径 10mm の複合旋回噴流は、以前の管径 4mm の場合と比較し、全体的に流量増加率が小さい。全体の流量増加率の増加傾向は以前とほぼ変わらないが、しかし自由噴流が主体のためか、下流において増加率の減衰が小さい。これにより、下流において増加率の差が小さくなっている。このことから噴流全体の周囲流体の巻き込み量としては、以前の自由噴流管内径 4mm の場合と比べてその差はさほど大きくない。

また、従来からプッシュ気流に用いられてきた自由噴流と比較した場合、各断面とも高い増加率を示す。このことから自由噴流管内径 10mm の複合旋回噴流においても、プッシュプル型換気装置のプッシュ気流として用いることで、従来の自由噴流を用いた場合に比べ、その高い巻き込み力からより効果的な汚染物質の補足及び排気が可能となる。

4. 結論

環状旋回噴流と同軸上の厚肉リムを有する円形自由噴流とで構成される複合旋回噴流の自由噴流管径を 4mm から 10mm と大きくしたことによる流れ特性の変化を明らかにした。その際、スワール数 1.50 の環状旋回噴流と円形自由噴流の流量比 $Q_s/Q=1.0$ として、スモーク法による流れの可視化実験および 5 孔球形ピトー管による 3 次元速度分布

Fig.2 Axial velocity distribution

Fig.3 Increase of flow rate

測定を行った結果、次のような結論を得た。

自由噴流管内径 10mm の複合旋回噴流は、下流まで噴流半径の拡散が抑制される。また、管径 4mm に比べ流量増加率は低い、自由噴流と比べ十分な巻き込み量が得られる。

以上のことから、複合旋回噴流は自由噴流管内径を 10mm と比較的大きくしても、噴流半径の拡散が少なく、かつ周囲流体の巻き込み効果も大きい流れを創生することができる。

よって、自由噴流側の空気源コンプレッサーを送風機で代替することは可能であることが分かった。これにより、プッシュプル型換気装置のプッシュ気流に複合旋回噴流を用いたシステムにおいて、すべての空気源を一つのブローで補う 1 システム 1 ブローのシステムが可能であるという実用上有用な知見を得ることができた。

参考文献

- (1) 林, 「換気・集じんシステム」, (1973), p. 188, 朝倉書店.
- (2) 林, 工場換気, (1982), p. 6, 空気調和・衛生工学会.
- (3) 野崎, 他 5 名, 可視化情報, Vol.18, Suppl.No.1(1998), pp.41-44.
- (4) 野崎, 他 5 名, 可視化情報, Vol.20, Suppl.No.1(2000), pp.477-480.
- (5) Nozaki, T., et al., Journal of Visualization, vol.6 No.2 (2003)
- (6) Nozaki, T., et al., The 4th ASME/JSME Joint Fluid Engineering Conference, Honolulu Hawaii(2003), CD-ROM, FEDSM2003-45225
- (7) 須藤, 他 2 名, B), vol.63 No.609, pp.132-139.
- (8) Rajaratnam, N., Turbulent jets, Elsevier, pp.35-48(1976)