



圆角矩形风管的应用探讨

特灵空调亚太研发中心 李智华[☆]

上海交通大学 连之伟

智傲机电设备工程有限公司 郑知行

摘要 针对空调通风用风管的发展趋势,运用 CFD 与 FEA 软件对风管进行了模拟分析。探讨了圆角矩形风管与普通矩形风管和圆形风管在流体动力、机械强度、材料消耗及制造工艺等方面的差异,指出圆角矩形风管的实用性与合理性。

关键词 圆角矩形风管 通风 机械强度 制造工艺

Application of round corner rectangle air ducts

By Li Zhihua[★], Lian Zhiwei and Zheng Zhixing

Abstract According to development of the ventilating air duct, simulates and analyses the air duct with the CFD and FEA software. Discusses the difference among the round corner rectangle, common rectangle and rounded air duct in fluid dynamics, mechanical strength, material consumption and manufacturing processes. Points out the practicability and rationality of the round corner rectangle air duct.

Keywords round corner rectangle air duct, ventilation, mechanical strength, manufacturing process

★ Trane Asian Source & Design Center, Shanghai, China

①

0 引言

随着技术进步,人们对暖通空调品质要求相应提高,矩形风管及圆形风管的大量使用,满足了通风空调及除尘的要求。但是随着时间的推移,对通风管道的洁净要求和设备材料的节约要求也逐步提高。这就需要在现有的技术上不断进步,采用更加节省材料、健康的、可持续发展的策略进行设备的设计开发与制造。

目前空调通风工程上应用的金属风管形式主要有圆形风管和矩形风管。圆形风管强度大、耗材少,但加工工艺复杂,占用空间大;矩形风管易布置,容易加工,因而使用较为普遍。还有螺旋风管,系机械化生产,由钢带螺旋绕制而成,有圆形、矩形,为节省空间,大量的螺旋风管做成扁圆形^[1]。

本文针对矩形风管应用的场合,提出圆角矩形风管(以下简称圆角风管,见图 1)的概念。圆角风管来源于对矩形风管和圆形风管的优化改进,通过克服圆形风管所需空间高度较大,螺旋风管耗材量

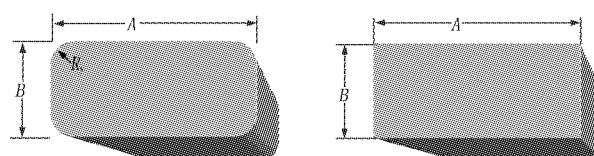


图 1 圆角风管与矩形风管

大,以及矩形风管在流体动力方面的缺点,达到最大限度利用有限截面空间,节省材料消耗,减少积灰,易于清洁的目的。

1 阻力特性分析

在通风与空气调节工程中,空气流动的阻力分为沿程阻力和局部阻力两类。常用的风管沿程阻力计算方法中,矩形风管的比摩阻是采用当量直径换算成圆形风管后进行计算的。分为流速当量直

①☆ 李智华,男,1979 年 3 月生,硕士研究生,工程师
200001 上海市西藏中路 268 号来福士广场 25 楼特灵空调
(021) 29240263
E-mail: ezli@trane.com
收稿日期:2006-07-11
修回日期:2006-11-14

径、流量当量直径和面积当量直径。用流量和流量当量直径求比摩阻与用流速和流速当量直径求得的结果一样^[2]。通常在工程上采用流速当量法计算较多,为便于计算和理解,这里采用流速当量直径计算圆角风管的比摩阻特性。

$$R_s = \frac{f}{U} \quad (1)$$

$$R_s = \frac{D_v}{4} \quad (2)$$

式(1),(2)中 R_s 为风管的水力半径,m; f 为风管横断面面积,m²; U 为湿周长,也就是风管横断面的周长,m; D_v 为流速当量直径,m。

矩形风管的水力半径为

$$R_s = \frac{AB}{2(A+B)} \quad (3)$$

圆角风管的水力半径为

$$R_{sy} = \frac{AB - (2R_y \times 2R_y - \pi R_y^2)}{2(A+B) - (8R_y - 2\pi R_y)} \quad (4)$$

式(3),(4)中 A 为长边长,m; B 为短边长,m; R_y 为圆角半径,m。

根据最优化的方法,寻找一个合理的 R_y 值,使圆角风管与矩形风管在宽度和高度一样,空气流量相同的情况下,有相同的比摩阻。

$$R = \frac{\lambda}{4R_s} \frac{v^2 \rho}{2} \quad (5)$$

式中 R 为比摩阻,Pa/m; λ 为摩擦阻力因数; v 为风管内空气的平均速度,m/s; ρ 为风管内空气的密度,kg/m³。

计算 λ 的公式很多,这里采用一个适用范围较大的公式:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{\epsilon}{3.71 D_v} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \quad (6)$$

式中 ϵ 为风管内壁粗糙度,m; Re 为雷诺数。

当 Re 大于 $1000 D_v / \epsilon$ 时,建议用下式^[3]进行

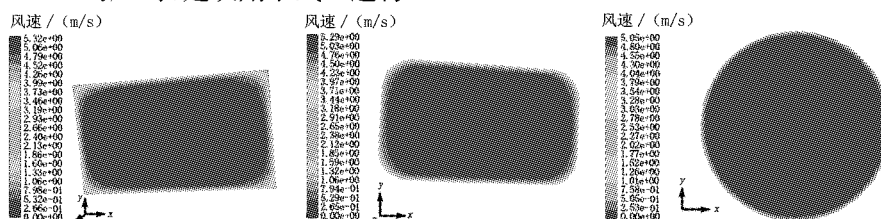


图3 矩形、圆角与圆形风管截面的流场速度分布

个角落的风速最小,黄绿色部分约为 1 m/s;圆角风管的最大风速为 5.29 m/s,由于不存在 4 个直

修正。

$$\lambda = \lambda'(\epsilon v)^{0.25} \quad (7)$$

随着圆角半径的增加,比摩阻会有一个最小值,然后再增加,可以找到一个等同于矩形风管比摩阻的圆角风管的圆角半径,使得矩形风管与圆角风管的比摩阻相同。为更清晰地比较,取规格为 1 000 mm×600 mm 的矩形风管,作图说明比摩阻随圆角半径 R_y 大小的变化,如图 2 所示。

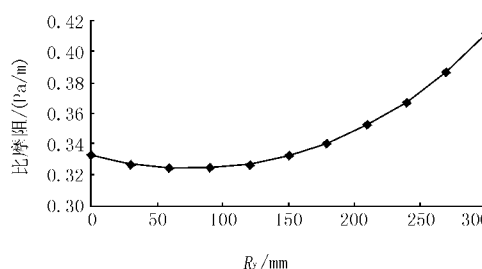


图2 圆角半径对比摩阻的影响

2 CFD 与 FEA 的模拟分析

对于圆角风管的流场分布和结构性能,借助于软件的计算会有更直观的理解。利用专业的流体软件 Fluent6.0 进行圆角风管的流场分析,利用 Inventor 软件进行力学分析,并且对传统的矩形风管也作了分析以比较其优劣。

2.1 CFD 的计算与分析

本文作了矩形风管、圆角风管及圆形风管的计算流体动力学分析。假定风量为 10 800 m³/h,矩形风管规格为 1 000 mm×600 mm,圆角风管宽高等同矩形风管,圆角半径为 150 mm,圆形风管直径为 850 mm,空气状态参数取标准工况下的数值,温度为 20 ℃,密度为 1.2 kg/m³,运动黏度 $\nu = 15.06 \times 10^{-6}$ m²/s,风管内壁粗糙度取 0.000 15 m。分析结果如图 3 所示。

图 3 中红色表示风速最高值,蓝色表示最低值。计算结果显示矩形风管的最高风速为 5.32 m/s,4

角,所以风速分布较均匀,即使在角落也有和直线段一样的速度梯度;圆形风管的流场最好,最高风

速为 5.05 m/s, 因为是均匀的圆, 在计算中重力对气流的影响忽略不计, 所以整个流场的分布非常均匀。在送风过程中, 气流含有杂质, 会在速度较小的时候沉降, 而对于矩形风管, 因其存在 4 个风速很小、速度梯度也小的角落, 所以容易积灰。圆角风管克服了这一缺点, 圆角风管的流体力学特性与圆形风管接近, 具有类似于圆形风管的优点。对于管件部分, 圆角风管同样在 CFD 结果中显示出比矩形风管优越的性能。如图 4 所示, 在分流后的主

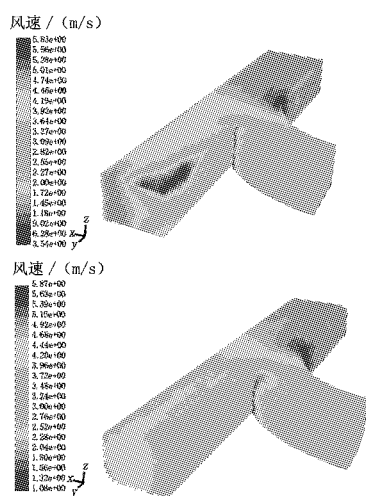


图 4 矩形三通与圆角三通的模拟速度场

干管及支管内, 矩形三通的速度分布不均匀, 而圆角三通的速度分布相对均匀, 其速度场分布已接近稳定的直管段流场。这对解决在接近管件部位安装出风口的工程中常碰到的问题有利。

对于变径管, 同样作了两者的比较。如图 5 所

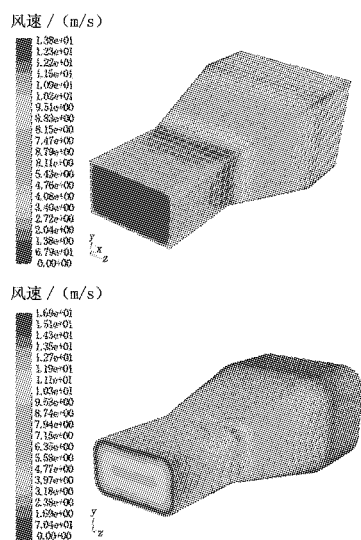


图 5 矩形变径管与圆角变径管的模拟速度场

示, 其结果显示在从大风管缩口到小风管的过程中, 矩形风管的流场出现较大的湍流区, 因此在其出口处呈现较为均匀的速度分布。在同样的入口参数下, 圆角风管的出口则出现速度梯度, 表明流道缩小后并未产生大的湍流区。因为湍流会产生能量的损失, 对于风管来讲, 产生过大的湍流将产生较大的压降, 这是在通风系统中应努力避免的。因此, 圆角风管的变径管流体力学性能较传统矩形风管要好。

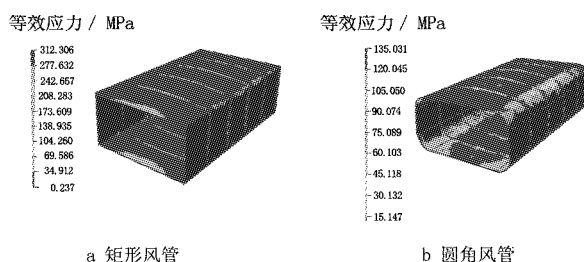
2.2 FEA 的计算与分析

《通风与空调工程施工质量验收规范》(GB 50243—2002) 规定了镀锌薄钢板和不锈钢等金属材质及其他常用材料的厚度要求与耐压等级划分。对圆角风管的力学性能进行有限元分析和比较是值得重视的一个环节。

由于镀锌薄钢板的规格在实际应用中有较多变化, 计算中取薄不锈钢板进行有限元分析, 以取得较为一致的结果和通用性。薄不锈钢板的物性如下: 弹性模量为 2.067×10^5 MPa, 泊松比为 0.27, 密度为 7.75×10^3 kg/m³, 屈服强度为 689 MPa, 破坏强度为 861.25 MPa。根据《通风与空调工程施工质量验收规范》(GB 50243—2002) 对 1 000 mm × 600 mm 规格的矩形风管和圆角风管同样取厚度为 0.75 mm, 静压取 1 500 Pa, 以法兰边线为固定参考物进行力学分析。在前期处理时, 对 3D 模型作了简化, 移掉共板法兰边和咬口, 但保留加强筋, 将其当作整块连续的薄钢板进行分析。

2.2.1 静压受力分析

对矩形和圆角风管模型的等效应力分析结果如图 6 所示。等效应力在矩形风管上分布较为集中, 其最大值为 312 MPa, 处在直角边上。在圆角风管上分布较为松散, 最大值为 135 MPa, 处在圆角边上。但是从两者的绝对值比较上看, 圆角有效地分散了应力集中现象, 在受力性能上优于矩形风



a 矩形风管

b 圆角风管

图 6 等效应力

管。图 7 显示了在受力时两者的变形,在 1 500 Pa

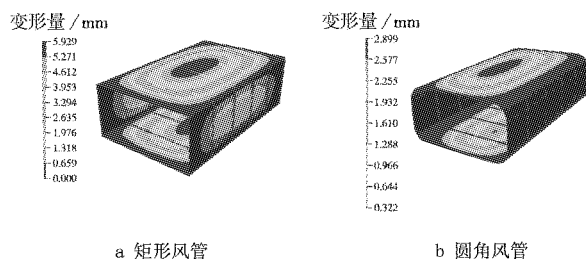


图 7 变形量

的静压下,矩形风管最大变形量为 5.9 mm,圆角风管最大变形量为 2.9 mm,并且其侧面未产生可见变形。

2.2.2 模态分析

模态分析是对风管的频率特性进行的模拟计算,如图 8 所示,它有助于设计通风空调系统时避免噪声与振动的产生。对矩形与圆角风管的模态分析可以得出,在同等规格下,圆角风管的谐振频率比矩形风管要高,圆角风管的整体刚性要比矩形风管大。矩形风管 4 个面较圆角风管大(圆角风管的圆角边占去一部分平面面积),所以对于易于产生振动的平面相当于加强了约束。

3 工程应用

3.1 材料消耗

先比较矩形风管和螺旋圆形风管的耗材。在同样的送风量下,建筑层高有较大空间,仍假定矩形风管的宽×高为 1 000 mm×600 mm,需要螺旋圆形风管的规格为 $\varnothing 885$ mm。此时,矩形风管的材料消耗为 $(3.2+0.056)\text{m}^2/\text{m}$;螺旋圆形风管的材料消耗为 $(2.78\times 1.22)\text{m}^2/\text{m}$,其中咬口所耗的材料占 22%。《通风与空调工程施工质量验收规范》(GB 50243—2002)中明确说明,螺旋圆形风管的钢板厚度可适当减小 10%~15%。因此矩形风管采用 0.75 mm,螺旋圆形风管采用 0.7 mm 厚的薄钢板,结果显示,螺旋圆形风管在材料消耗上比矩形风管节省 2.7%。且螺旋圆形风管在支吊架部分可比矩形风管节省材料。由计算可知,圆角风管比矩形风管节省 8% 的薄钢板材料,虽然其比值将随矩形风管的宽高比不同而有所变化,但总体来说有 7% 的节省。从这一意义上讲,圆角风管将比螺旋圆形风管还节省 3.3% 的材料。对螺旋扁圆风管,中间的平面部分与矩形风管相类似,国标规定在支吊架上的加

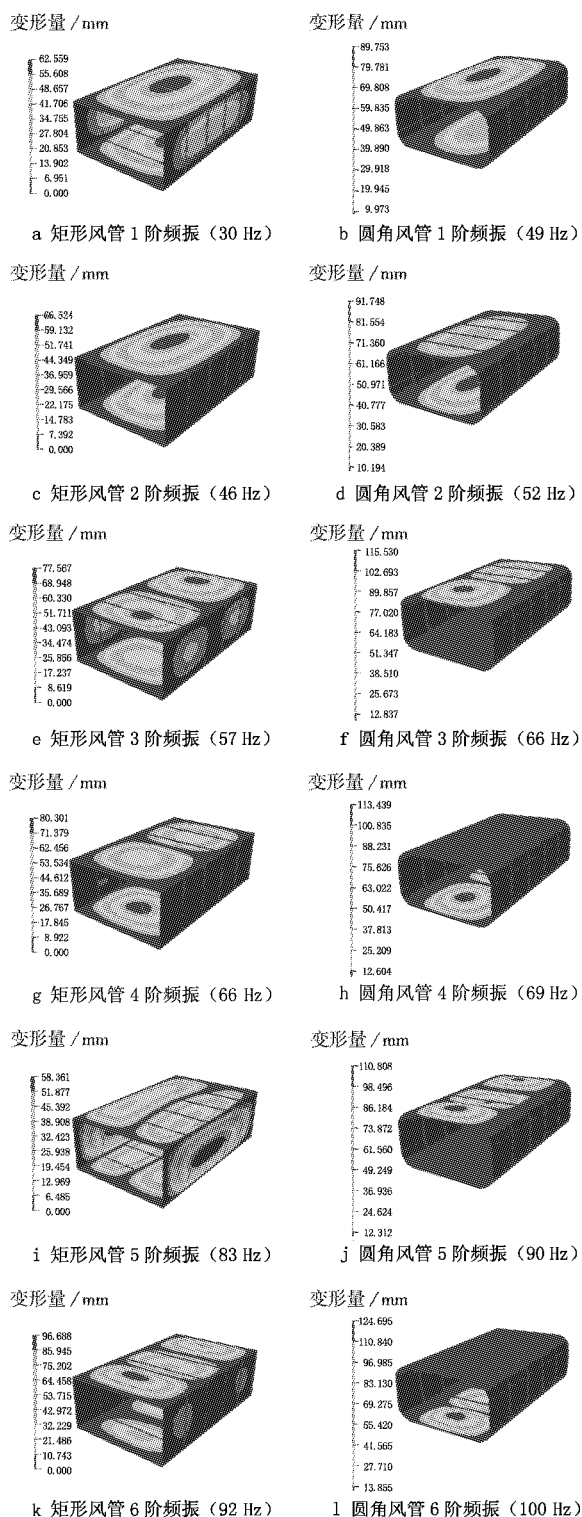


图 8 模态分析

固也应执行与矩形风管相同的规定。因此在材料的消耗上,比螺旋圆形风管要多。相比之下,圆角风管比螺旋扁圆风管省材料。

为更好地说明圆角风管的材料消耗,针对具体

风管尺寸,计算圆角半径及其展开面积,现举例如下:假设一段矩形风管,规格为 1 000 mm × 600 mm,材料为镀锌薄钢板,送风量 $L=10\ 800\ \text{m}^3/\text{h}$,管内温度为 20 °C,空气密度为 1.2 kg/m³,运动黏度 $\nu=15.06\times 10^{-6}\ \text{m}^2/\text{s}$,管壁粗糙度 $\epsilon=0.15$

mm,计算与其规格及比摩阻相等的圆角风管的圆角半径。

1) 矩形风管的比摩阻

$$v = \frac{L}{f} = \frac{10\ 800\ \text{m}^3/\text{h} \div 3\ 600\ \text{s/h}}{1\ \text{m} \times 0.6\ \text{m}} = 5\ \text{m/s}$$

$$Re = \frac{vD_v}{\nu} = \frac{5\ \text{m/s} \times 2 \times 1\ \text{m} \times 0.6\ \text{m}}{(1\ \text{m} + 0.6\ \text{m}) \times 15.06 \times 10^{-6}\ \text{m}^2/\text{s}} = 249\ 004$$

$$Re - 1\ 000D_v/\epsilon = 249\ 004 - 1\ 000 \times \frac{0.75\ \text{m}}{0.000\ 15\ \text{m}} < 0, \text{不需修正。}$$

通过迭代计算,得到

$$\lambda = 0.016\ 615$$

$$R = \frac{\lambda}{4R_s} \frac{v^2 \rho}{2} = \frac{0.016\ 615}{4 \times 0.187\ 5\ \text{m}} \times \frac{(5\ \text{m/s})^2 \times 1.2\ \text{kg/m}^3}{2} = 0.332\ 3\ \text{Pa/m}$$

2) 圆角风管的比摩阻

假定圆角半径为 200 mm,拟通过迭代求解。

$$v = \frac{L}{f} = \frac{10\ 800\ \text{m}^3/\text{h} \div 3\ 600\ \text{s/h}}{1\ \text{m} \times 0.6\ \text{m} - [4 \times (0.2\ \text{m})^2 - 3.14 \times (0.2\ \text{m})^2]} = 5.3\ \text{m/s}$$

$$R_{sy} = \frac{1\ \text{m} \times 0.6\ \text{m} - (4 - 3.14) \times (0.2\ \text{m})^2}{2 \times (1\ \text{m} + 0.6\ \text{m}) - (8 \times 0.2\ \text{m} - 2 \times 3.14 \times 0.2\ \text{m})} = 0.198\ \text{m}$$

$$D_v = 4R_{sy} = 4 \times 0.198\ \text{m} = 0.792\ \text{m}$$

$$Re = \frac{vD_v}{\nu} = \frac{5.3\ \text{m/s} \times 0.792\ \text{m}}{15.06 \times 10^{-6}\ \text{m}^2/\text{s}} = 278\ 725$$

$$Re - 1\ 000D_v/\epsilon = 249\ 004 - 1\ 000 \times \frac{0.792\ \text{m}}{0.000\ 15\ \text{m}} < 0, \text{不需修正。}$$

通过迭代计算,得到

$$\lambda = 0.016\ 307$$

$$R = \frac{\lambda}{4R_s} \frac{v^2 \rho}{2} = \frac{0.016\ 307}{4 \times 0.198\ \text{m}} \times \frac{(5.3\ \text{m/s})^2 \times 1.2\ \text{kg/m}^3}{2} = 0.347\ \text{Pa/m}$$

减小圆角半径到 150 mm,重新计算,得到 $R=0.332\ 1\ \text{Pa/m}$,与矩形风管比摩阻很接近。

实际上,通过计算机最优化程序可以很容易实现这一步骤,理论计算准确结果为 $R_y=150.73\ \text{mm}$ 时,圆角风管与矩形风管的比摩阻相等。此时,圆角风管的周长比矩形风管减少 8.1%,可节省 0.26 m²/m 的材料。

3.2 制造工艺

在目前成熟的矩形风管机械加工技术上作较小的改动即可实现圆角的加工。而螺旋扁圆风管是在螺旋圆形风管的工艺基础上进行定型加工而成,工艺较为复杂。

4 结论

4.1 在阻力特性上,圆角风管可以与传统矩形风管完全等同,并在管件部分留有一定裕量;

4.2 圆角风管比矩形风管提高了 4 个直角的风

速,不易沉降灰尘,易于清洁;

4.3 圆角风管耐压性及牢固性比同等规格矩形风管要高;

4.4 圆角风管比矩形风管节省材料,且可减小建筑层高;

4.5 现有制造工艺作较小改动即可进入圆角风管的产业化生产,且有其独特的优点,可以得到较大的经济效益回报。

参考文献:

- [1] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1993: 554-563
- [2] 冯永芳. 实用通风空调风道算法[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1995: 38-40
- [3] 陈沛霖, 岳孝方. 空调与制冷技术手册[M]. 上海: 同济大学出版社, 1990: 253-272
- [4] 上海市安装工程有限公司. GB 50243-2002 通风与空调工程施工质量验收规范[S]. 北京: 中国计划出版社, 2002