

DOI:10.11918/j.issn.0367-6234.201705130

钝体绕流气动噪声源特性数值研究

郑朝荣^{1,2},王笑寒³,武 岳^{1,2}

(1. 结构工程灾变与控制教育部重点实验室(哈尔滨工业大学),哈尔滨 150090;2. 哈尔滨工业大学 土木工程学院,哈尔滨 150090;3. 深圳奥意建筑工程设计有限公司,广东 深圳 518000)

摘 要:为研究钝体绕流的气动噪声源特性,采用 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型与宽频带噪声源模型相结合的方法模拟钝体的声功率级和表面声功率级,比较并分析来流风速、钝体截面形式及尺寸对气动噪声源强度及其分布特性的影响规律,探讨气动噪声源的影响机制.结果表明:钝体绕流气动噪声源主要位于气流发生分离、湍流运动比较剧烈的地方,且钝体的外形越趋近于流线型,其气动噪声源强度越低;四极子噪声源对总噪声的贡献比偶极子噪声源的贡献小得多;柱体表面声功率级最大值与来流风速对数之间呈线性正相关,与截面尺寸之间呈线性负相关.最后提出了表面声功率级的数学预测模型,为工程结构的声环境设计及气动噪声控制提供参考.

关键词:钝体绕流;气动噪声源;宽频带噪声源模型;影响机制;预测模型

中图分类号: TB533 **文献标志码:** A **文章编号:** 0367-6234(2017)12-0146-06

Numerical investigation on the characteristics of aerodynamic noise sources induced by flows around bluff bodies

ZHENG Chaorong^{1,2}, WANG Xiaohan³, WU Yue^{1,2}

(1.Key Laboratory of Structures Dynamic Behavior and Control (Harbin Institute of Technology), Ministry of Education, Harbin 150090, China; 2. School of Civil Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150090, China; 3. Shenzhen A+E Design Co., Ltd., Shenzhen 518000, Guangdong, China)

Abstract: To investigate the characteristics of aerodynamic noise sources induced by flows around bluff bodies, the acoustic power level and surface acoustic power level of the bluff bodies were numerical simulated based on combination of the Realizable $k-\varepsilon$ turbulence model and broadband noise sources model method. And the effects of oncoming wind speed, cross-section and characteristic size of the bluff bodies on the magnitude and distribution of aerodynamic noise sources were analyzed, and the influence mechanism of aerodynamic noise sources was further discussed. The results show that, the aerodynamic noise sources are quite significant in the regions where flow separation occurs with intensive turbulence, and they show a decreasing trend for the bluff body with a more streamlined cross-section. And the contribution of quadrupole sources to the total noise is much less than that of dipole sources, and thus the surface acoustic power level, which corresponds to the dipole sources, is used to analyze the characteristics of aerodynamic noise sources. Furthermore, the maximum surface acoustic power level is positively linear correlated with the logarithm of the oncoming wind speed, and is negatively linear correlated with the characteristic size. Finally, the proposed mathematical prediction model for the surface acoustic power level provides references for the acoustic environment design and aerodynamic noise control in engineering applications.

Keywords: flows around bluff bodies; aerodynamic noise source; broadband noise sources model; influence mechanism; prediction model

钝体绕流时,将产生复杂的流动分离及一系列的旋涡脱落及破碎,从而在钝体表面及附近产生显著的脉动压力场,进而诱发较大的气动噪声.这个问题在高速列车、航空航天和土木工程中广泛存在.

随着运行速度的不断提高,高速列车所产生的

气动噪声迅速增大.与此同时,由于轮轨噪声已得到有效控制,从而使气动噪声可能超越轮轨噪声成为主要的噪声源.过大的气动噪声不仅严重影响乘客的乘坐舒适度和铁路沿线人员的正常生活,还可能引起列车系统结构以及铁路沿线相关设备的疲劳破坏,这些问题严重制约了列车运行速度的进一步提高^[1].Talotte 等^[2]研究表明,受电弓气动噪声是高速列车所产生的气动噪声中的重要组成部分,因此研究杆件的低噪声技术是降低受电弓气动噪声乃至高速列车气动噪声的关键技术基础.

收稿日期: 2017-05-23
基金项目: 国家自然科学基金(51578186);中国建筑股份有限公司科研基金(CSCEC-2015-Z-39, CSCEC-2010-Z-01-02)
作者简介: 郑朝荣(1981—),男,讲师,硕士生导师;
武 岳(1972—),男,教授,博士生导师
通信作者: 武 岳, wuyue_2000@163.com

大型客机在起飞和着陆的过程中会在低空飞行很长距离,使得大片区域暴露在飞机产生的噪声环境中;与此同时,外部噪声通过飞机侧壁传到机舱内部,严重影响乘客的飞行体验^[3]。飞机噪声主要包括发动机噪声和机体气动噪声,但随着新技术的发展和运用,发动机噪声已经大为降低,使得机体气动噪声占据飞机噪声的主体地位^[4]。Chow 等^[5]对空中客车 A340 进行实测发现,起落架所产生的气动噪声是飞机进场及离场的主要噪声源。

无论是高速列车的受电弓,还是飞机的起落架,其装置主要都是由钝体杆件构成的。本文从气动噪声产生的源头角度研究钝体绕流的气动噪声源特性,结合 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型和宽频带噪声源模型方法模拟不同截面形式及尺寸的钝体在不同来流风速下气动噪声源的分布情况,探讨钝体表面气动噪声源强度及其分布的影响参数和影响机制。通过对简单钝体模型气动噪声源特性的研究,为加强各领域对气动噪声的认识奠定基础,同时也可可为工程设计中降低气动噪声强度提供参考。

1 数值模拟方法

钝体绕流气动噪声源的数值模拟方法主要分两个步骤:第一步,采用基于 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型的 RANS 方法计算钝体绕流的稳态流场参数;第二步,采用宽频带噪声源模型(broadband noise sources model)计算钝体表面的两个气动噪声源参数,即声功率级和表面声功率级。文献[6-9]的研究结果表明,采用 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型与宽频带噪声源模型相结合的方法来研究钝体的气动噪声源特性是合理的,所得结果也将是正确的。

1.1 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型

本文采用 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型来计算钝体绕流的稳态流场,并获得平均速度、湍动能和湍流耗散率等参数。该湍流模型由 Shih 等^[10]于 1995 年提出,其控制方程为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon, \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}}. \quad (2)$$

式中: $\mu_i = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$, $C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_5 U^* k / \varepsilon}$, U^* 反映了旋转流的影响, $A_5 = 4.38$ 反映了曲率的影响, 常数 $C_1 =$

$$\max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], C_2 = 1.9, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.2.$$

Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型可准确地模拟大曲率流动、分离流、旋转流、以及带方向压强梯度的边界层流等问题。

1.2 宽频带噪声源模型

宽频带噪声源模型不需要任何控制方程的瞬态求解,所有的源模型参数都可由定常 RANS 方法计算得到,有助于快速确定噪声源的主要区域。在 ANSYS Fluent 中提供了两种声源模型,即偶极子声源模型和四极子声源模型。偶极子声源模型关注偶极子声源,它主要由物体表面的脉动压力引起;四极子声源模型关注四极子声源,也就是湍流噪声,它主要由分离流和边界层流的湍流脉动引起。

1) 偶极子声源模型。Curle^[11]方程主要解决气体流经静止物体表面所产生的噪声问题,基于 Curle 方程可以近似获得物体表面声源对总声功率的贡献。首先,远场声接收点的声压可以表示为

$$p'(\vec{x}, t) = \frac{1}{4\pi c_0} \int_s \frac{(x_i - y_i) n_i}{r^2} \frac{\partial p}{\partial t}(\vec{y}, \tau) dS(\vec{y}). \quad (3)$$

式中: p' 为声压; c_0 为声速; $\vec{x}$ 表示声接收点的坐标, $\vec{y}$ 表示声源点的位置, $r = |\vec{x} - \vec{y}|$; p 为声源点表面压力, $\left[\frac{\partial p}{\partial t} \right]^2$ 为声源点表面压力的时间偏导的均方值,通过湍动能、湍流耗散率和壁面剪切应力计算得到; t 表示时间, τ 表示延迟时间,且 $\tau = t - r/c_0$; S 表示声源面。

利用式(3),声源点辐射的声强可近似表示为

$$I \approx \overline{p'^2} / \rho_0 c_0 = \frac{1}{16 \rho_0 \pi^2 c_0^3} \int_s \frac{\cos^2 \theta}{r^2} \left[\frac{\partial p}{\partial t}(\vec{y}, \tau) \right]^2 \times A_c(\vec{y}) dS(\vec{y}). \quad (4)$$

式中: ρ_0 为空气密度, θ 为 $\vec{x} - \vec{y}$ 与壁面法向 $\vec{n}$ 之间的夹角, A_c 表示关联面积。

从而,由声功率与声强之间的关系,固体表面辐射的总声功率可表示为

$$W = \frac{1}{\rho_0 c_0} \int_0^{2\pi} \int_0^\pi \overline{p'^2} r^2 \sin \theta d\theta d\psi = \int_s I(\vec{y}) dS(\vec{y}). \quad (5)$$

其中 $I(\vec{y}) = \frac{A_c(\vec{y})}{12 \pi \rho_0 c_0^3} \left[\frac{\partial p}{\partial t} \right]^2$, 可以看作物体表面单位面积的辐射噪声对总声功率的贡献,即为固体表面的偶极子噪声源强度。在 ANSYS Fluent 中采用表面声功率(W)或表面声功率级(dB)来描述偶极子噪

声源在总噪声能量中的贡献。

2) 四极子声源模型。Lighthill^[12] 方程主要解决气体流动本身产生的噪声问题。Proudman^[13] 和 Lilley^[14] 由 Lighthill 方程出发,推导出四极子噪声源的声功率计算公式:

$$P_A = \alpha \rho_0 \left(\frac{u^3}{l} \right) \frac{u^5}{c_0^5} \tag{6}$$

式中: α 为模型常量; u 为湍流速度; l 为湍流长度尺度。

将上式表示为湍动能 k 和湍流耗散率 ε 的表达式:

$$P_A = \alpha_\varepsilon \rho_0 \varepsilon M_t^5 \tag{7}$$

式中: $M_t = \sqrt{2k}/c_0$, α_ε 通常取 0.1。在 ANSYS Fluent 中采用声功率(W)或声功率级(dB)来描述四极子噪声源在总噪声能量中的贡献。

1.3 计算模型和计算域

计算模型包括截面形式为圆形、圆角方形(倒角率为 1/5)和方形的 3 个柱体,模型高度为 0.24 m,模型截面尺寸有 0.03、0.034 3、0.04、0.048 和 0.06 m。计算中考虑了 4 种来流风速,分别为 10、20、30 和 40 m/s。

采用 ANSYS ICEM 建立准二维钝体绕流模型,忽略钝体的端部效应,但保留了钝体绕流的一些关键三维湍流因素。模型计算域在 xoy 平面的投影见图 1,钝体中心位于坐标原点(0, 0, 0),来流方向沿 x 轴正向。计算域入口和出口分别距离钝体中心 $20D$ 和 $40D$;左右边界距离钝体中心均为 $20D$;计算域高度与计算模型相等,亦为 0.24 m,因此上、下边界距离钝体中心均为 0.12 m。计算域入口边界条件设置为速度入口(velocity-inlet),出口边界条件设置为压力出口(pressure-outlet);垂直于展向的两平面设置为对称边界,其余边界及钝体表面均设置为光滑、无滑移壁面。

计算域全部采用分块非均匀结构化网格离散,并通过网格相关性分析确定合适的网格划分方案。以直径 $D=0.06$ m、 $Re=160\,000$ 的圆形截面柱体为例,分别划分了网格总数为 130 万、250 万及 500 万的 3 套网格,并比较这 3 套网格在计算收敛后相应监测点处的压力系数(C_{p1} 和 C_{p2})、 x 方向速度(V_{x3} 和 V_{x4}),以及声功率级最大值(L_A)、表面声功率级最大值(L_S),如表 1 所示。

由表 1 可知,当网格数达到 250 万时,计算值均基本保持不变,故采用此套网格作为后续计算的网格。计算域的网格划分如图 1 所示,圆柱周围采用 O 型网格,第一层网格节点距圆柱壁面 0.000 5 m,模型的周向、径向网格节点数为 240×50 ;计算域在 z 轴方向的网格均匀划分,网格节点数为 80。圆角方形

及方形截面柱体的计算域横截面尺寸及网格划分方式与圆形截面柱体类似,不再赘述。

定常流场计算时,采用二阶迎风格式离散对流项,速度-压力耦合方程采用 SIMPLE 算法进行解耦。表面气动噪声源计算时,远场声速设置为 340 m/s,参考声功率设置为 10^{-12} W。

表 1 不同网格方案的相关指标比较

Tab.1 Comparisons of relevant indices for different schemes of grid configuration

网格数/万	C_{p1}	C_{p2}	V_{x3}	V_{x4}	L_A	L_S
130	-0.69	-0.37	39.94	40.60	90.10	99.37
250	-0.71	-0.32	39.95	40.56	89.73	99.48
500	-0.71	-0.32	39.96	40.56	89.75	99.49

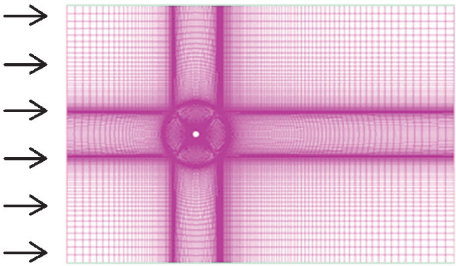


图 1 计算域及其网格划分

Fig.1 Computational domain and the grid configuration

2 数值模拟结果分析

2.1 声功率级及表面声功率级

声功率级和表面声功率级沿各钝体轴向的分布均基本不变,而沿周向的分布则变化显著,且不同截面形式具有不同的分布规律。图 2、3 分别给出了不同截面形式的钝体在 $z=0$ 截面处的声功率级和表面声功率级分布图。其中, 0° 对应前驻点, 180° 对应后驻点。无论是圆形、圆角方形还是方形截面钝体,其表面噪声源(包括四极子声源和偶极子声源)的主要区域均位于迎风面及侧面的角部,即气流发生分离、湍流运动比较剧烈的地方;不同截面形式钝体的最大噪声源位置有所不同,这是由于各截面的分离点位置不同导致的,且圆形截面钝体表面噪声源强度在气流分离点处的变化相较于圆角方形和方形截面钝体更为平缓;钝体背风面区域的噪声源强度均较小。比较声功率级和表面声功率级可知,钝体表面声功率级的分布情况和声功率级很相似,但峰值出现的角度及数值有所不同,具体分析见下文;在数值上声功率远小于表面声功率,也就是说,四极子噪声源对总噪声的贡献比偶极子噪声源的贡献要小得多,可以忽略。此外,由于各钝体的表面声功率级分布关于来流方向均呈现很好的对称性,因而下文仅分析钝体绕流 $0^\circ \sim 180^\circ$ 范围内的表面声功率级。

图 4、5 分别给出了不同来流风速及不同截面尺寸时圆柱 $z=0$ 截面的表面声功率级分布图,图 4 的

截面尺寸取为 0.03 m,图 5 中的来流风速取为 10 m/s.由图可知,各模型的表面声功率级的分布形式基本相同,仅在数值上有所差别;来流风速越大,表面声功率级越大,40 m/s 时的最大表面声功率级比 10 m/s 时大 28.7 dB;截面尺寸越大,表面声功率级越小,总的来说,表面声功率级受截面尺寸的影响较小.此外,圆角方形截面钝体和方形截面钝体的表面声功率级也具有类似的分布规律,这里不再赘述.

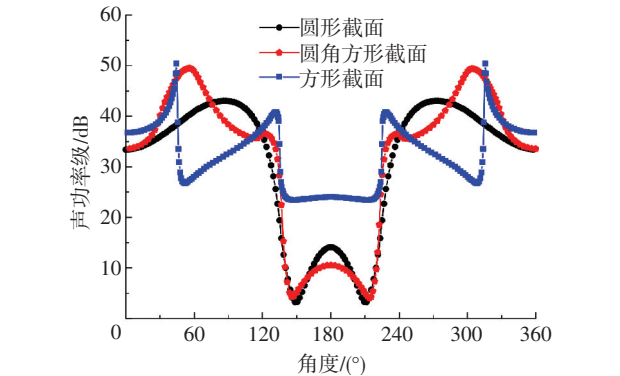


图 2 不同截面形式钝体的声功率级分布

Fig.2 Distribution of acoustic power level for bluff bodies with different cross-sections

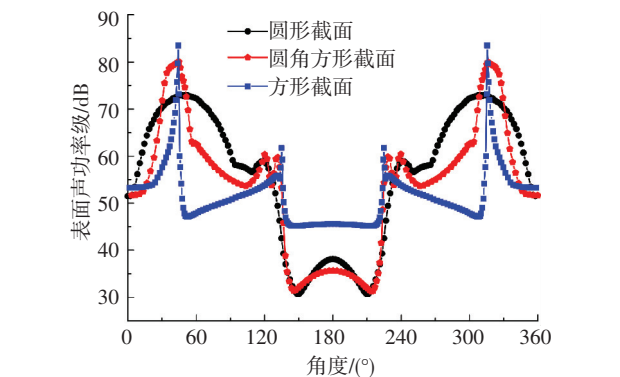


图 3 不同截面形式钝体的表面声功率级分布

Fig.3 Distribution of surface acoustic power level for bluff bodies with different cross-sections

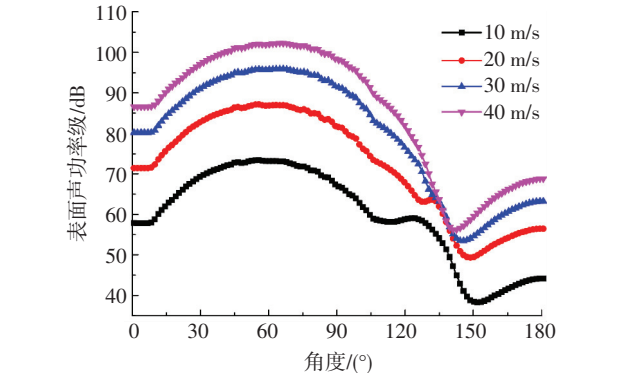


图 4 不同来流风速下圆柱表面声功率级分布

Fig.4 Distribution of surface acoustic power level for cylinders under different oncoming wind speeds

综上,下文仅分析钝体表面声功率级最大值随来流风速、钝体截面尺寸及截面形式的变化规律.

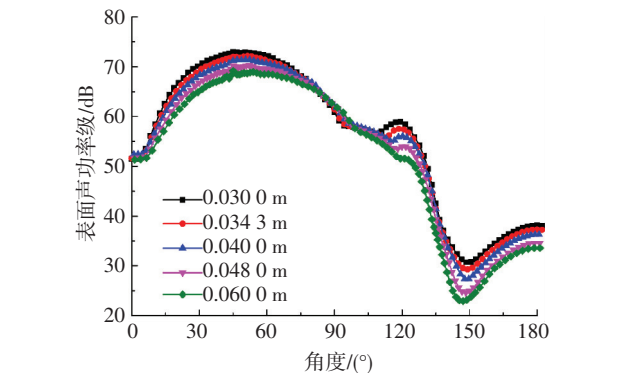


图 5 不同截面尺寸圆柱表面声功率级分布

Fig.5 Distribution of surface acoustic power level for cylinders with different characteristic sizes

2.2 表面声功率级的影响参数分析

1) 来流风速的影响.图 6 给出了不同截面尺寸的圆柱表面声功率级最大值 L_s 随来流风速 $\lg U$ 的变化曲线.由图可知, L_s 与 $\lg U$ 具有很好的线性关系.此外,圆角方形截面钝体和方形截面钝体也有类似的变化规律.对这些钝体的 L_s - $\lg U$ 曲线进行线性拟合,可得到回归方程 $L_s = k \lg U + b$.表 2 给出了各模型的拟合结果,其中 R^2 为相关系数,反映了拟合程度的好坏.可以看出,相关系数均接近于 1,说明拟合效果很好.

2) 截面尺寸的影响.图 7 给出了 4 种来流风速下圆柱表面声功率级最大值 L_s 随截面尺寸 D 的变化曲线.由图可知,对于 10、20、30 和 40 m/s 来流风速下的圆柱,当截面尺寸由 0.03 m 增至 0.06 m 时,柱体的 L_s 分别降低了约 4.2、3.2、3 及 2.8 dB,且 L_s 与截面尺寸之间基本呈线性递减的变化规律.对于方形截面钝体和圆角方形截面钝体,其 L_s 与截面尺寸的关系与圆柱类似.

表 2 L_s - $\lg U$ 的回归系数及相关系数

Tab.2 The regression coefficients and correlation coefficients of the L_s - $\lg U$ curves

模型	k	b	R^2
C-0.03	47.64	25.55	0.999 2
C-0.0343	48.11	24.60	0.998 7
C-0.04	49.41	21.86	0.999 6
C-0.048	49.66	20.51	0.999 7
C-0.06	50.08	19.01	0.999 7
R-0.03	48.27	31.59	0.9997
R-0.0343	48.52	30.49	0.999 7
R-0.04	48.54	29.70	0.999 6
R-0.048	48.88	28.09	0.999 6
R-0.06	49.49	25.78	0.999 7
S-0.03	44.59	38.84	0.993 3
S-0.0343	46.75	34.77	0.991 9
S-0.04	46.46	34.68	0.984 1
S-0.048	47.54	32.82	0.993 1
S-0.06	47.09	32.93	0.991 5

注:模型编号中,C、R、S 分别代表圆形(circular)截面、圆角方形(rounded square)截面和方形(square)截面;字母后的数字代表相应钝体的截面尺寸.

3) 截面形式的影响.图 8 比较了不同截面形式钝体的表面声功率级最大值 L_s .限于篇幅,这里仅给出 10 m/s 来流风速的情况,其他来流风速与之类

似,仅在数值上有所差别.由图可知,对于不同的截面尺寸(0.03~0.06 m),圆角方形截面钝体的 L_s 比方形截面钝体降低了约 3.5~5.2 dB,而圆形截面钝体的 L_s 则比方形截面钝体降低了约 10.1~11.8 dB.表面声功率级在数值上总体表现为方形截面>圆角方形截面>圆形截面,表明钝体外形趋近于流线型,其气动噪声源强度越低.

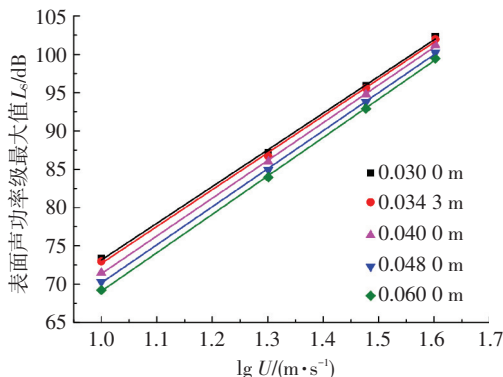


图 6 圆柱 L_s 随来流风速 $\lg U$ 的变化

Fig.6 L_s - $\lg U$ curves of cylinders

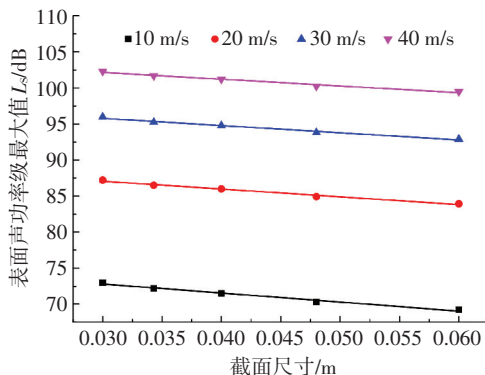


图 7 圆柱 L_s 随截面尺寸 D 的变化

Fig.7 L_s - D curves of cylinders

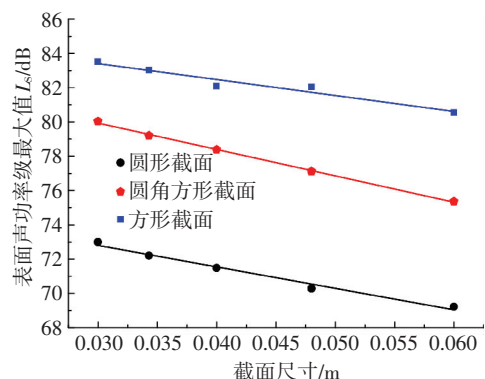


图 8 钝体 L_s 随截面形式的变化

Fig.8 The maximum surface acoustic power level of bluff bodies with different cross-sections

此外,随着来流风速的增加,圆形截面钝体、圆角方形截面钝体的 L_s 相比方形截面钝体减小的数值和幅度均逐渐减小.当来流风速为 40 m/s 时,圆形截面钝体与圆角方形截面钝体的 L_s 比方形截面钝体分别降低了约 6.7~8.7 dB 和 0.9~1.9 dB.表明

随着来流风速的增加,趋近于流线型的钝体的低噪声优势逐渐减弱.

2.3 表面声功率级数学预测模型

由上述分析可知,钝体的表面声功率级最大值 L_s 与来流风速 $\lg U$ 、截面尺寸 D 均呈线性关系,因此可由数值模拟结果分别拟合得到圆形、圆角方形(倒角率为 1/5)和方形截面柱体的 L_s 表达式:

$$L_{s_c} = -144.44D + 49.03\lg U + 27.13,$$

$$L_{s_r} = -139.20D + 48.78\lg U + 35.02,$$

$$L_{s_s} = -84.81D + 45.64\lg U + 39.98.$$

式中, L_{s_c} 、 L_{s_r} 和 L_{s_s} 分别为圆形、圆角方形和方形截面钝体的 L_s 的预测值.

3 气动噪声源的影响机制探讨

由 1.2 节中的叙述和式(7)可知,表面声功率级与湍动能 k 、湍流耗散率 ε 和壁面剪切应力等流场参数有关,而声功率级则可由 k 、 ε 计算得到.因此本节利用 k 、 ε 和壁面剪切应力等流场参数对气动噪声源的影响机制进行探讨.

图 9 给出了 3 种截面形式钝体在 $z=0$ 高度处的气动噪声源强度(包括声功率级及表面声功率级)与流场参数(包括湍动能、湍流耗散率和壁面剪切应力)之间的关系对照图,各钝体的截面尺寸均取为 0.03 m,来流风速为 10 m/s.

由图可知,圆形、圆角方形截面钝体的表面声功率级和壁面剪切应力在 45° 附近同时出现一个较高峰值,此外,圆形截面钝体在 120° 附近又同时出现一个较低峰值,而圆角方形截面钝体在 120° 和 130° 附近同时出现两个较低峰值.

圆形、圆角方形截面钝体的声功率级和湍动能、湍流耗散率的较高峰值角度也对应相等,但圆形截面钝体出现在 85° 附近,圆角方形截面钝体出现在 55° 附近.此外,圆形截面钝体的声功率级与湍动能、湍流耗散率又同时在 150° 附近出现一个较低值,而圆角方形截面钝体则在比 145° 略靠前的位置同时出现一个较低值;方形截面钝体的气动噪声源强度和 3 个流场参数均在 45° 附近同时出现一个较高峰值,而在 135° 附近又同时出现一个较低峰值.也就是说,钝体表面声功率级的分布和变化趋势与壁面剪切应力基本保持一致,声功率级的分布和变化趋势与湍动能和湍流耗散率基本保持一致,而对于不同截面形式的钝体而言,逆压梯度(剪切应力)和气流分离点位置的不同导致了它们各自的峰值角度有所不同.

综上,钝体的湍动能和湍流耗散率是影响其四极子声源的主要流场参数;钝体的壁面剪切应力是影响其偶极子声源的主要流场参数.

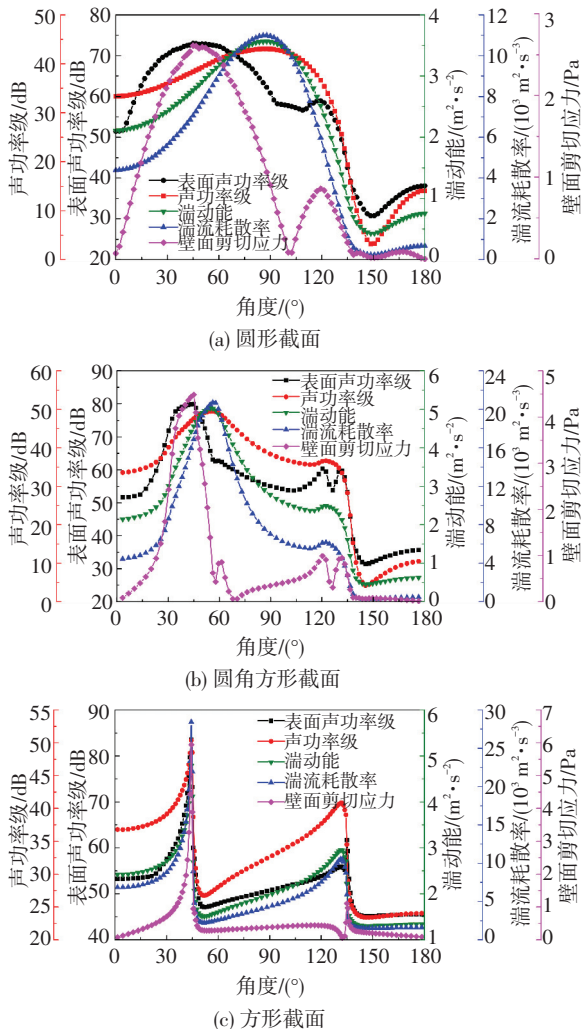


图 9 气动噪声源强度与流场参数的关系对照图

Fig.9 Comparison of magnitude of aerodynamic noise sources and flow field parameters

4 结 论

1) 钝体表面气动噪声源的主要区域位于迎风面及侧面角部,即气流发生分离,湍流运动比较剧烈的地方;圆形截面钝体表面噪声源强度在气流分离点处的变化相较于倒角率为 1/5 的圆角方形和方形截面钝体更为平缓;钝体背风面区域的噪声源强度均较小。

2) 声功率级的分布情况与表面声功率级类似,但四极子噪声源对总噪声的贡献比偶极子噪声源小得多。

3) 表面声功率级在数值上总体表现为方形截面>圆角方形截面(倒角率为 1/5)>圆形截面,即外形趋近于流线型的钝体气动噪声源强度较低,但随着来流风速的增加,这种低噪声优势逐渐减弱。

4) 不同来流风速和截面尺寸时,钝体表面声功率级的分布形式基本相同,且表面声功率级最大值 L_s 与来流风速 $\lg U$ 呈线性正相关,与截面尺寸 D 呈线性负相关。建立了不同截面形式钝体的表面声功率级预测模型,为工程结构中的声环境设计及气动噪声控制提供参考。

5) 钝体的湍动能和湍流耗散率是影响其四极子声源的主要流场参数;钝体的壁面剪切应力是影响其偶极子声源的主要流场参数。

参考文献

[1] 刘加利. 高速列车气动噪声特性分析与降噪研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2013: 2-4.
LIU Jiali. Study on characteristics analysis and control of aeroacoustics of high-speed trains [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2013: 2-4.

[2] TALOTTE C, GAUTIER P E, THOMPSON D J, et al. Identification, modelling and reduction potential of railway noise sources: a critical survey [J]. Journal of Sound & Vibration, 2003, 267(3): 447-468. DOI: 10.1016/S0022-460X(03)00707-7.

[3] 赵磊. 大飞机噪声问题探讨[C]// 中国航空学会 2007 年年会. 深圳: 中国航空学会, 2007.
ZHAO Lei. Discussion on the wind-induced noise of large aircrafts [C]// Annual Conference of Chinese Society of Aeronautics and Astronautics in 2007. Shenzhen: Chinese Society of Aeronautics and Astronautics, 2007.

[4] 宁方立, 马尧, 王善景, 等. 飞机起落架气动噪声的数值计算方法[J]. 机械工程学报, 2013, 49(8): 171-177. DOI: 10.3901/JME.2013.08.171.
NING Fangli, MA Yao, WANG Shanjing, et al. Numerical computational method for prediction aircraft landing gear noise [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(8): 171-177. DOI: 10.3901/JME.2013.08.171.

[5] CHOW L C, MAU K, REMY H. Landing gears and high lift devices airframe noise research [C]// 8th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference & Exhibit. Breckenridge, Colorado: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2002: 17-19.

[6] LI Chunxi, LIN Qing, DING Xueliang, et al. Performance, aeroacoustics and feature extraction of an axial flow fan with abnormal blade angle [J]. Energy, 2016, 103: 322-339. DOI: 10.1016/j.energy.2016.02.147.

[7] 李春曦, 尹攀, 叶学民. 变工况下动叶安装角异常对轴流风机气动和噪声特性的影响[J]. 动力工程学报, 2013, 33(7): 530-538.
LI Chunxi, YIN Pan, YE Xuemin. Influence of abnormal blade installation angle on aerodynamic and acoustic characteristics of axial flow fan under variable working conditions [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2013, 33(7): 530-538.

[8] 吴大转, 赵飞, 杨帅, 等. 叶片分布方式对微型风机气动噪声影响的数值研究[J]. 风机技术, 2015(2): 20-25. DOI: 10.16492/j.fjts.2015.02.152.
WU Dazhuan, ZHAO Fei, YANG Shuai, et al. Numerical simulation of the effect of blade distribution on the performance and aerodynamic noise of a mini fan [J]. Compressor Blower & Fan Technology, 2015(2): 20-25. DOI: 10.16492/j.fjts.2015.02.152.

[9] 吴晨晖, 杨兴林, 温华兵, 等. 大型船用轴流风机流场数值仿真及其气动噪声源特性研究[J]. 船舶工程, 2016, 38(5): 28-33. DOI: 10.13788/j.cnki.cbge.2016.05.028.
WU Chenhui, YANG Xinglin, WEN Huabing, et al. Numerical simulation of flow field and aerodynamic noise source characteristics of large marine axial flow fan [J]. Ship Engineering, 2016, 38(5): 28-33. DOI: 10.13788/j.cnki.cbge.2016.05.028.

[10] SHIH T H, LIOU W W, SHABIR A, et al. A new eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows model development and validation [J]. Computers & Fluids, 1995, 24(3): 227-238. DOI: 10.1016/0045-7930(94)00032-T.

[11] CURLE N. The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound [J]. Proceedings of the Royal Society A, 1955, 231(1187): 505-514.

[12] LIGHTHILL M J. On sound generated aerodynamically I: General theory [J]. Proceedings of the Royal Society of London, 1952, 211(1107): 564-587.

[13] PROUDMAN I. The generation of noise by isotropic turbulence [J]. Proceedings of the Royal Society A, 1952, 214(1116): 119-132.

[14] LILLEY G M. The radiated noise from isotropic turbulence revisited [J]. Theoretical and Computational Fluid Dynamics, 1994, 6(5): 281-301. DOI: 10.1007/BF00311842. (编辑 赵丽莹)