

DOI: 10.3969/j.issn.1001-4551.2015.05.002

基于 CFD 的挖掘机冷却风扇及导风罩降噪研究*

杨维平¹, 侯亮^{1*}, 蔡惠坤¹, 李胜玉²

(1. 厦门大学 物理与机电工程学院 福建 厦门 361005; 2. 厦门厦工机械股份有限公司 福建 厦门 361023)

摘要: 针对某型挖掘机在工作过程中冷却风扇出口端噪声水平严重超标的问题, 对风扇在旋转过程中的气动性能进行了研究。首先, 建立了风扇与导风罩所形成的流体域有限元模型。基于 CFD 理论, 运用 Fluent 软件对其流场进行了稳态数值模拟。分别探究了风扇与导风罩相关结构参数对其风量大小与噪声水平的影响。结合厂商提供的散热系统选型软件 Optimiser, 兼顾风量与噪声要求, 得到了最适合该挖掘机的风扇及导风罩型号。优化结果表明, 在提供相同风量的前提下, 优化后的风扇噪声比原风扇的噪声降低了 1.5 dB 左右。随后, 对该流体域进行了瞬态仿真, 分析了风扇噪声的频率特性。仿真结果表明, 风扇旋转噪声主要集中在低频段, 为企业有针对性地对该频段噪声采取降噪措施提供了指导。

关键词: 计算流体动力学; 挖掘机; 冷却风扇; 导风罩; 降噪

中图分类号: TH122; TU621; U464

文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2015)05-0585-06

Noise reduction of excavator cooling fan and wind scooper based on CFD

YANG Wei-ping¹, HOU Liang¹, CAI Hui-kun¹, LI Sheng-yu²

(1. School of Physics and Mechanical & Electrical Engineering, Xiamen University, Xiamen 361005, China;

2. Xiamen XGMA Machinery Co., Ltd., Xiamen 361023, China)

Abstract: Aiming at the problem that the noise level on the outlet side of the cooling fan exceeded the national standard seriously during the working process of an excavator, researches on the aerodynamic performances of revolving fan were carried out. Firstly, the finite element model of the fluid domain which was formed by the fan and the wind scooper was established. Steady-state numerical simulations for the flow field were conducted by using Fluent based on CFD theory. The effects of relevant structural parameters of fan and wind scooper on their blowing rate and noise level were explored respectively. Taking account of both wind and noise requirements, the most suitable type of fan and wind scooper for the excavator were obtained by using Optimiser, a cooling system selection software provided by the manufacturer. The optimization results indicate that the noise of optimized fan reduced 1.5 dB compared to that of original one under the premise that it can provide the same wind as before. Then, transient simulations for the flow field were done to analyze the frequency performances of fan noise. The simulation results indicate that the rotation fan noise concentrates mainly on low frequency stage which guided the company to take noise reduction measures for this frequency band noise specifically.

Key words: computational fluid dynamics (CFD); excavator; cooling fan; wind scooper; noise reduction

0 引 言

冷却风扇与导风罩是挖掘机散热系统中的重要组成部分, 其性能的好坏直接关系到发动机是否能正常

地运转。同时, 随着动力舱内布局的逐渐复杂化, 舱内温度也随之上升, 风扇负荷不断加大, 噪声问题变得突出^[1]。如何在保证风量的前提下降低风扇噪声已经成为亟待解决的问题。

收稿日期: 2014-12-22

基金项目: 国家科技支撑计划资助项目(2013BAF07B04); 福建省自然科学基金计划资助项目(2014J01210)

作者简介: 杨维平(1990-), 男, 湖北荆门人, 硕士研究生, 主要从事工程机械振动噪声方面的研究。E-mail: ywping2349@163.com

通信联系人: 侯亮, 男, 博士后, 教授, 博士生导师。E-mail: hliang@xmu.edu.cn

起初,对于风扇及导风罩气动性能的研究主要以风道实验为基础。该方法成本高,优化周期长,而且由于其性能评价均是在实验条件下进行,在实际中往往不能很好地发挥其作用。随着 CFD (computational fluid dynamics) 理论及计算机技术的不断发展,应用流体仿真软件研究风扇及导风罩的气动性能已经成为可能。

国外学者很早就开始致力于这方面的研究,1998年 E. Coggiola 等^[2]详细介绍了 CFD 数值计算方法;以某冷却风扇为研究对象,以 Valeo 公司的风扇试验台为基础,探究了拓扑结构、网格形式、边界条件及模型维度等对仿真结果的影响。比较数值计算与试验结果可知,CFD 仿真精度较高,是解决工程问题的一种可靠方法。近年来,将 CFD 与 CAA (computational aero acoustic) 技术结合起来探究风扇的气动噪声成为他们的研究重点。S. Rama Krishna 等^[3]利用 Fluent 软件对某电机风扇进行了 CFD 与 CAA 分析,预测了其噪声的主要来源及全局声压级大小;通过修改风扇几何参数,降低了气动噪声,并通过试验验证了数值计算结果。

国内虽然在这方面的研究起步较晚,但也取得了一些成果。方建华等^[4]对某型挖掘机冷却风扇流场进行了模拟,分析了流场中的湍流分布,依据仿真结果及实际经验改进了风扇结构。焦国旺等^[5]利用 CFX 软件对某型装载机的导流罩流场进行了仿真分析,找到了紊流噪声的来源,并通过优化导流罩形状达到了降

噪的目的。耿丽珍等^[6]利用 Fluent 软件对某型汽车冷却风扇的气动性能随风扇叶片参数变化的规律进行了深入研究,结合仿真与实验结果,对风扇结构进行了优化,并达到了降低风扇气动噪声的效果。

基于 CFD 的流体仿真技术虽然已经比较成熟,但国内对于风扇性能研究所建立的流体域模型均是以国家标准风道为准,而对处于实际安装工况的风扇性能研究较少;同时,单方面考虑降噪往往会带来风扇冷却效果不佳等问题。

针对上述不足,本研究以某型挖掘机冷却风扇及导风罩为研究对象,建立其实际安装工况下的流体域有限元模型。笔者利用稳态仿真探究其在不同风扇及导风罩结构参数下的风量和噪声变化情况,结合仿真结果与实际需要,指导风扇与导风罩的选型。同时,对该流体域进行瞬态仿真,分析风扇噪声的频率特性,为企业针对低频风扇噪声采取相关降噪措施提供指导意见。

1 风扇与导风罩流场稳态仿真

1.1 流体域有限元模型的建立

某型挖掘机最初使用的镰刀型冷却风扇及孔板式导风罩基本参数如表 1 所示。本研究根据厂家提供的二维图纸,利用 Pro/E 软件建立风扇的三维模型;忽略导风罩厚度,建立其所包裹的流体域模型。

表 1 某型挖掘机最初使用的镰刀型冷却风扇及孔板式导风罩基本参数

镰刀型冷却风扇			孔板式导风罩		
风扇直径/mm	轮毂直径/mm	叶片数量	安装角	矩形进风口尺寸/mm	圆形出风口直径/mm
490	200	10	45°	575 × 558	520

由于决定风扇噪声及风量的主要因素是其叶片的相关参数,为了方便之后的有限元建模,在保证风扇叶片不作任何修改的前提下,本研究将轮毂部分的结构进行了简化,用圆柱实体覆盖了螺栓孔、曲面、倒圆角等复杂特征,以期在保证计算精度的同时降低对计算机硬件的要求。

简化前、后冷却风扇三维模型对比如图 1 所示。

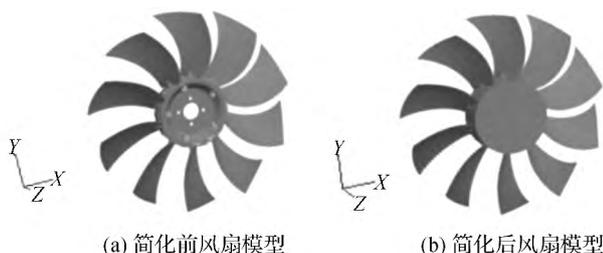


图 1 简化前后冷却风扇三维模型对比

本研究将简化后的风扇模型与导风罩包裹的流体

域模型按照实际工况进行装配,然后导入到 Gambit 软件中进行前处理。利用布尔运算,在导风罩包裹的流体域体积里减去风扇体积便得到了最终的流体域模型。对其采用 Tet/Hybrid 网格划分形式进行网格划分,以四面体网格为主,适当包含六面体、锥形和楔形网格。为了选择合适的网格大小,笔者分别用单元尺寸为 4 mm、5 mm、6 mm、7 mm 和 8 mm 对计算域进行网格划分,设置好同样的边界条件后进行试算。

不同单元尺寸下有限元模型信息及稳态仿真试算结果如表 2 所示。

由表 2 可知,当单元尺寸小于等于 4 mm 时,网格数大,计算时间长,对计算机硬件的要求较高;而当单元尺寸大于等于 7 mm 时,虽然质量流率还能保证一定的精度,但计算出来的风扇噪声已经与实验值相差很大,说明计算噪声时,网格越精细越好。综合考虑计算精度、硬件设备及计算时间,最后将单元尺寸确定为 5 mm。

风扇与导风罩流体域模型及其网格划分结果如图 2 所示。

表 2 不同单元尺寸下有限元模型信息及稳态仿真试算结果

单元尺寸/mm	网格数	节点数	迭代步数	计算时间/min	风扇噪声/dB	出口质量流量/(kg/s)
4	1 966 567	369 730	1 850	660	81.396	5.041
5	1 162 513	221 063	380	42	81.486	5.112
6	670 508	130 846	260	15	80.642	5.103
7	448 748	88 955	220	8	67.722	5.209
8	365 126	71 799	216	7	67.064	5.217

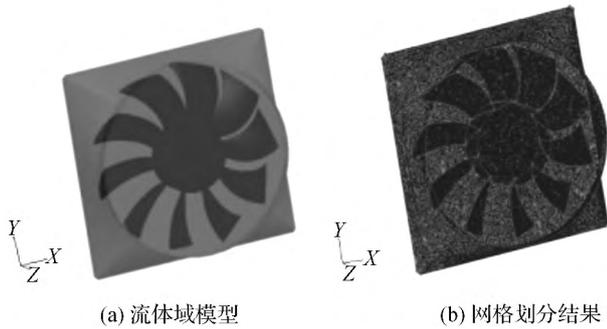


图 2 风扇与导风罩流体域模型及其网格划分结果

1.2 边界条件的设定

本研究将流体域有限元模型导入到 Fluent 软件中进行流场稳态仿真。定义矩形面为压力进口边界, 设置其总压为零; 定义圆形面为压力出口边界, 设置其静压为零; 定义流体域为运动参考系, 设置其绕 z 轴正方向沿逆时针旋转速度为 2 200 r/min; 定义风扇表面为旋转壁面边界, 设置其相对流体域的速度为零, 以模拟风扇的旋转过程; 其他表面均默认为静止的无滑移壁面边界。

为了选择合适的求解方法, 需先初步估算流体域的运动情况。雷诺数是一种可以用来表征流体流动状态的无量纲数, 其计算公式为:

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \quad (1)$$

式中: ρ —流体密度, 取标准大气压下空气密度 $\rho = 1.293 \text{ kg/m}^3$; v —流体速度, 依据厂家提供的实验数据, 在该转速下进风口处流体的速度约为 $v = 16 \text{ m/s}$; μ —流体的动力粘度系数, 取标准大气压下 $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 时的空气动力粘度系数 $\mu = 17.9 \times 10^{-7} \text{ Pa} \cdot \text{s}$; d —特征长度, 其计算公式为:

$$d = \frac{4A}{S} \quad (2)$$

式中: S —流体流过的端面湿周, 试取导风罩矩形端周长为 $S = 2.266 \text{ m}$; A —流体流过的端面面积, 试取导风罩矩形端面积为 $A = 0.32 \text{ m}^2$ 。

计算得流体域雷诺数 $Re = 6.47 \times 10^5$, 远大于处于湍流的雷诺数临界值, 故可判定其流动状态为湍流。在仿真计算时, 认为其是不可压缩流体, 流动过程中无热量交换, 不考虑能量守恒方程, 只考虑连续性方程和

三维动量方程, 且忽略重力对流场性能的影响^[7]。指定进、出口的湍流强度, 其计算公式为:

$$I = 0.16 Re^{-1/8} \quad (3)$$

湍流模型选用 RNGk- ϵ 两方程模型, 在高雷诺数情况下, 该模型考虑旋转效应, 对强旋转流动的计算精度比较高^[8]。本研究采用 Segregated/Implicit 求解器, 并选用 Simple 压力修正算法求解速度与压力的耦合; 湍流能、湍流耗散项、动量守恒方程都采用二阶迎风格式离散^[9]。设置好软件的相关参数后便可进行迭代求解, 当计算到各变量的残差值及冷却风扇出口端的风量达到稳定时表明已经迭代收敛。

1.3 稳态计算结果

风扇与导风罩表面静压分布情况如图 3 所示。由图 3 可知, 风扇压力面的静压越往叶尖其值越大, 而吸力面出现局部位置静压值为负的情况; 同时, 孔板式导风罩的 4 个棱角处静压值最大且出现明显的集中现象。

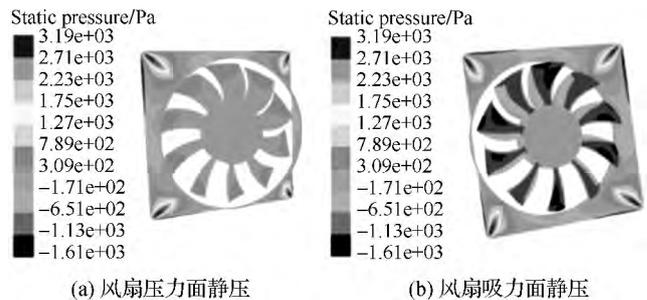


图 3 风扇与导风罩表面静压分布情况

待流场稳态计算结束后, 启用软件中的 Broadband Noise Sources 模块计算噪声。风扇与导风罩表面声功率率分布如图 4 所示。由图 4 可知, 风扇吸力面声功率率值明显比压力面大。结合静压云图, 风扇在旋转过程中, 其吸力面会产生负压, 空气在压力作用下高速往吸力面流动, 与其相互作用产生噪声, 风扇转速在此过程中起了关键作用。同时, 导风罩 4 个棱角处的声功率率值也比较突出, 主要是由于该处结构不平顺, 气流在此处形成漩涡, 造成涡流噪声的缘故。

1.4 不同风扇及导风罩的气动性能仿真

影响风扇噪声及风量的因素较多, 而该冷却风扇为采购件, 其选型主要考虑以下几个参数: 风扇转速、

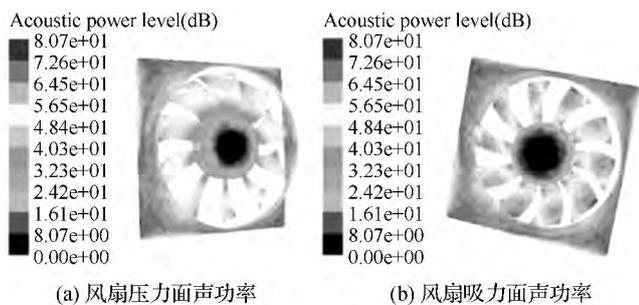


图 4 风扇与导风罩表面声功率分布

安装角度、等距叶片数量、导风罩形式等。本研究通过修改厂家提供的镰刀型风扇,建立了不同风扇参数及导风罩形式的流体域模型,分别探究了这些参数对风扇噪声及风量的影响,用来指导厂家采购噪声最小且散热性能最优的风扇及导风罩。

针对原始风扇及导风罩形成的流体域模型,本研究计算了其在不同转速下噪声及风量的变化情况,结果如图 5 所示。由图 5 可知,随着转速的增大,风量呈线性增加,风扇噪声也呈递增趋势。可见在满足风量的前提下,降低转速有利于降低风扇噪声。结合该公司同类型挖掘机的散热性能经验数据,当风量为 3 kg/s 左右时,就能满足发动机在一般工况下的散热要求^[10]。即对于该型冷却风扇,当其转速为 1 300 r/min 时,就能提供散热所需风量。综合考虑发动机的动力性、风扇噪声水平与风量大小等,厂家最终将发动机最高转速降至 1 800 r/min。

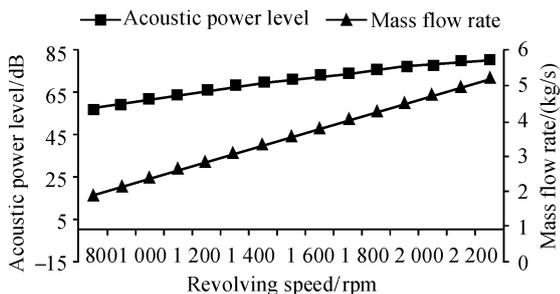


图 5 不同转速下风扇噪声及风量的变化情况

安装角定义为叶片切面与轮毂平面的夹角,它也是影响风扇噪声与风量的重要因素之一。笔者通过修改原始风扇三维模型,在保证其他参数不变的前提下,建立了不同安装角风扇与原始导风罩形成的流体域有限元模型,分别对其在风扇转速为 1 800 r/min 时的流场进行了计算。风扇噪声及风量随安装角的变化情况如图 6 所示。由图 6 可知,随着安装角的增大,风量呈近线性增加,而风扇噪声在安装角为 35°时最低。

根据厂商提供的叶片数量可选值,本研究建立了不同叶片数量的风扇与原始导风罩形成的流体域有限元模型,在安装角为 35°及风扇转速为 1 800 r/min 的

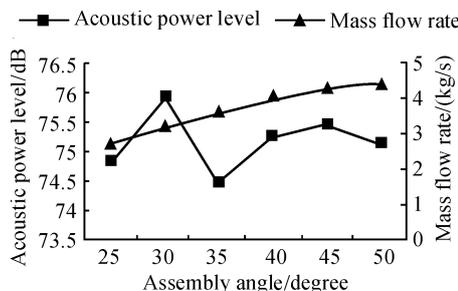


图 6 风扇噪声及风量随安装角的变化情况

条件下,分别对其流场进行了计算。风扇噪声与风量随叶片数量的变化情况如图 7 所示。由图 7 可知,风量随着叶片数量的增加先逐渐递增然后趋于平缓,在叶片数量为 9 和 11 时,风扇噪声水平相对较低,而在叶片数为 11 时,风扇出口风量达到最大值。结合散热要求,本研究最终确定选择 11 叶片的风扇。

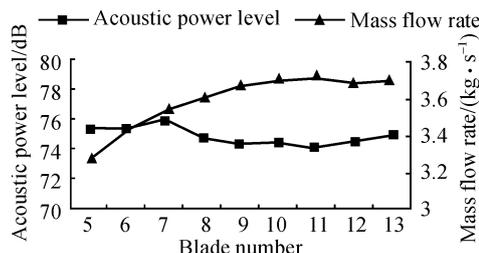


图 7 风扇噪声与风量随叶片数量的变化情况

为了避免孔板式导风罩 4 个棱角处由于漩涡造成的涡流噪声,建立与孔板式导风罩进风面积相同的喇叭口式导风罩模型,在其他条件一样的前提下,与原始导风罩进行对比分析。风扇与喇叭口式导风罩表面静压分布如图 8 所示。由图 8 可知,该型导风罩静压分布均匀,有效地避免了孔板式导风罩静压集中的缺点。

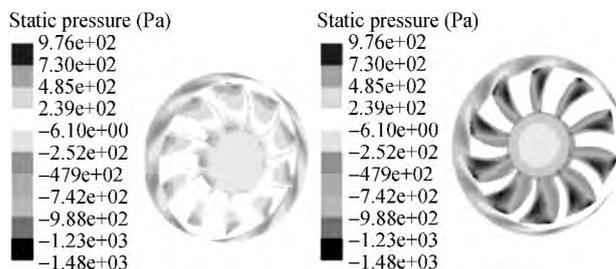


图 8 风扇与喇叭口式导风罩表面静压分布

本研究将两种形式的导风罩装上同一款风扇,在不同转速下的噪声及风量变化情况如图 9 所示。由图 9 可知,两者所能提供的风量基本一致,但装上孔板式导风罩时,其产生的声功率值整体上要比装上喇叭口式导风罩产生的声功率值大 1.5 dB 左右,且随着转速的提高,该值有所提升。

1.5 结构选型与结果分析

本研究综合考虑安装条件、风量大小及噪声水平

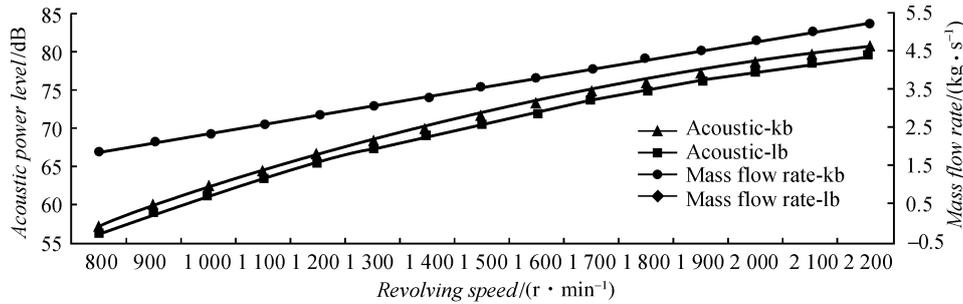


图 9 不同导风罩形式对风扇噪声及风量的影响

等 结合散热系统选型软件 Optimiser 确定了最适合该 挖掘机的风扇与导风罩型号 其基本参数如表 3 所示。

表 3 推荐使用的冷却风扇及导风罩基本参数

镰刀型冷却风扇				喇叭口式导风罩	
风扇直径/mm	轮毂直径/mm	叶片数量	安装角度	进风口直径/mm	出风口直径/mm
490	200	11	35°	650	520

本研究对优化后的冷却风扇与导风罩形成的流体域再次进行稳态计算 得到优化前后风量与噪声的对比情况

如图 10 所示。由图 10 可知 在提供相同风量的前提下 优化后风扇噪声在各个转速下均比原始风扇噪声低 1.5 dB 左右。

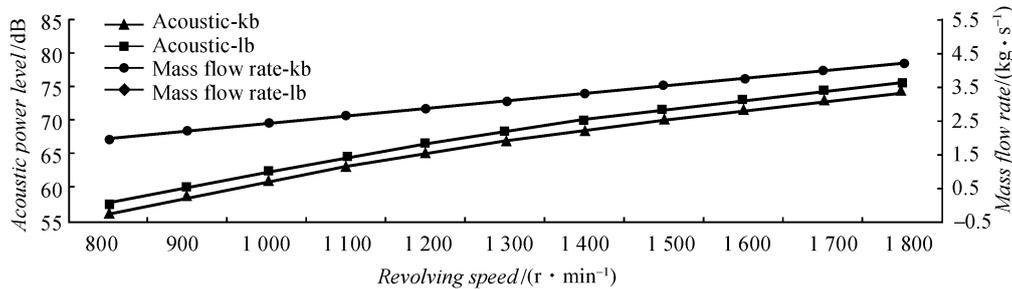


图 10 优化前后风扇噪声及风量对比

2 风扇与导风罩流场瞬态仿真

如下公式计算:

$$f = \frac{1}{2\Delta t} \tag{4}$$

式中: f —分析的最高频率 Hz; Δt —时间步长 s。

2.1 瞬态仿真前处理

本研究通过对风扇及导风罩形成的流体域进行稳态仿真,定性分析了风扇在旋转过程中噪声产生的机理及风扇与导风罩不同结构参数对噪声与风量的影响,为选择最适合该挖掘机的风扇与导风罩型号提供了参考意见。但单从选型的角度去降低风扇噪声还很难达到人们所希望的程度。为了从吸声、隔声的角度更进一步降低风扇噪声,不得不研究其频率特性。

根据相关文献,在实际工程中,企业一般关注频率在 10 000 Hz 以内的噪声特性^[11]。由式(4)计算可得相应的时间步长为 5×10^{-5} s。初步估算空气流过该流体域的时间大约为 0.007 s,为了模拟其整个流动过程,对该流体域进行足够长时间的仿真。设置时间步数为 1 000 步,模拟流体在 0.05 s 内的流动。兼顾计算精度与迭代速度,将每时间步长的最大迭代次数设置为 40 次^[12]。当计算到各变量的残差收敛以及风扇出口处风量稳定时本研究启用 FW-H 噪声模块。定义风扇为噪声源,根据 GB/T2888-91《风机和罗茨鼓风机噪声测量方法》设置噪声监测点。由于国标规定的监测点已经超出该流体域,噪声接收点最终定义在风扇出口端圆心上。设置好参数后继续进行迭代直至噪声结果稳定。

本研究利用 Fluent 软件对风扇及导风罩形成的流体域进行瞬态仿真分析,采用 Lighthill 的声学近似模型,将声音的产生和传播过程分别进行计算,得到噪声的频率特性。考虑到与流场流动的能量相比,声波的能量要小几个数量级,计算气动噪声的生成与传播所用的网格需要足够精细。瞬态仿真中,单元尺寸定义为 4 mm。笔者采用动网格模型定义风扇转速,启用大涡模型进行声场模拟,利用 PISO 算法进行压力与速度耦合求解,其他设置与稳态仿真相同。

2.2 结果分析

风扇旋转噪声的频率主要与叶片数量及其转速大小成正比,从旋转噪声的强度来看,其基频最强,其次是

一个时间序列做快速傅立叶变换的最高频率可用

二次谐波,总的趋势是逐渐递减。考虑到瞬态计算时间较长,仅将风扇叶片数作为变量进行仿真分析,可以根据结果推断不同转速下风扇噪声频谱的大致变化规律,进而为降噪提供依据。瞬态仿真中不同叶片数风扇噪声与风量的变化情况如图 11 所示。噪声与风量随叶片数量的变化情况与稳态求解时的结果非常符合,叶片数为 11 时噪声值达到最小。

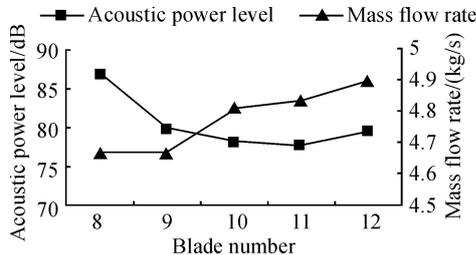


图 11 风扇噪声与风量随叶片数的变化情况

由于篇幅限制,提取叶片数为 11 时的风扇噪声频谱 1/3 倍频如图 12 所示。由图 12 可知,风扇产生的旋转噪声最大值均出现在 500 Hz 以下,即低频段。低频噪声衰减慢,穿透力强,直接影响驾驶舒适性。在进行相关降噪措施时,要有针对性的对低频噪声进行处理。笔者建议厂家在动力舱内表面贴针对低频噪声的吸声材料,且适当增加风扇附近的吸声材料厚度。

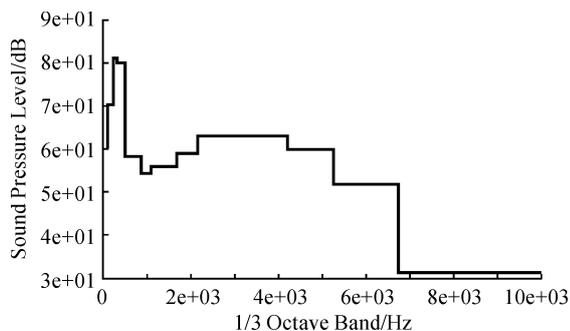


图 12 叶片数为 11 的风扇噪声频谱 1/3 倍频

3 结束语

基于 CFD 理论的流场仿真成本低,且操作简单,已经成为探究流场性质的重要方法。本研究针对某型挖掘机冷却风扇出口端噪声值过大的问题,以冷却风扇与导风罩形成的流体域为研究对象,详细介绍了其流场有限元模型的建立过程,以风量与噪声为评价指标,利用

稳态分析法探究了风扇与导风罩结构参数对其影响,综合考虑安装条件及发动机性能等,最终确定使用直径为 490 mm,叶片数为 11,安装角为 35°的镰刀型冷却风扇。导风罩换用喇叭口式导风罩,发动机转速降至 1 800 r/min。

本研究通过瞬态仿真,确定了风扇产生的旋转噪声均处于低频段,建议在该型挖掘机动力舱内表面贴针对低频噪声的吸声材料。

参考文献(References):

- [1] 苏晓芳,杨林强,陈圆明,等. 发动机冷却风扇的降噪研究与优化[J]. 汽车技术, 2011(9): 24-27.
- [2] COGGIOLA E, DESSALE B, MOREAU S, et al. On the use of CFD in the automotive engine cooling fan system design[J]. AIAA, 1998(772): 1-10.
- [3] KRISHNA R S, KRISHNA R A, RAMJI K. Reduction of motor fan noise using CFD and CAA simulations[J]. Applied Acoustics, 2011(72): 982-992.
- [4] 方建华,周以齐,焦培刚,等. 基于逆向和 CFD 的挖掘机冷却风扇降噪分析[J]. 武汉理工大学学报, 2009, 31(15): 86-90.
- [5] 焦国旺,张建润,蔺宏伟,等. 装载机冷却风扇导流罩空气动力噪声分析及降噪方案[J]. 工程机械, 2010, 41(3): 46-49.
- [6] 耿丽珍,袁兆成,李传兵,等. 轿车发动机冷却风扇 CFD 仿真分析及降噪研究[J]. 汽车工程, 2009, 31(7): 664-667.
- [7] 汤黎明. 工程机械冷却风扇流场特性与气动噪声研究[D]. 长春: 吉林大学机械科学与工程学院, 2014.
- [8] 张翱翔,李 旻,张玉良. 极大流量工况下离心泵内部流场数值分析[J]. 机电工程, 2014, 31(8): 974-978, 1021.
- [9] 丁欣硕,焦 楠. FLUENT14.5 流体仿真计算从入门到精通[M]. 1 版. 北京: 清华大学出版社, 2014.
- [10] 钱尧一. 高原挖掘装载机冷却系统热平衡匹配与发动机舱结构优化[D]. 厦门: 厦门大学物理与机电工程学院, 2014.
- [11] RAMAKRISHNA, VOMMIKRISHNA, RAMAKRISHNA A, et al. CFD and CAA analysis of centrifugal fan for noise reduction[J]. International Journal of Computer Applications, 2014, 86(7): 10-16.
- [12] 傅慧萍,缪国平. 大涡模拟在噪声计算中的应用[J]. 上海交通大学学报, 2009, 43(8): 1307-1311, 1316.

[编辑: 张 豪]

本文引用格式:

杨维平,侯 亮,蔡惠坤,等. 基于 CFD 的挖掘机冷却风扇及导风罩降噪研究[J]. 机电工程, 2015, 32(5): 585-590.

YANG Wei-ping, HOU Liang, CAI Hui-kun, et al. Noise reduction of excavator cooling fan and wind scooper based on CFD[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2015, 32(5): 585-590.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>