

文章编号:1006-1355(2023)01-0221-06

发动机进气噪声气动声源特性分析

刘 军¹, 苏 醒², 马家义², 杨志浩¹, 张惠威², 张 宁²

(1. 潍柴动力股份有限公司 内燃机可靠性国家重点实验室, 山东 潍坊 261061;
2. 吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130025)

摘要:目前主要通过进气空滤器对发动机进气系统的气动噪声进行降噪,而通过对气动声源的研究进行源头降噪具有一定实际意义。但由于进气道-气门-燃烧室等的特殊性,难以测量声源的声学状况,故以进气道-气门-燃烧室为研究对象,通过仿真研究气动声源位置分布。结果表明:进气门密封锥面处偶极子声源强度较大;两进气道的气流相遇处以及靠近壁面处四极子声源强度较大。在原有结构中改变进气门过渡圆角半径 R 对气动噪声源进行控制, R 增大为11 mm时,偶极子和四极子声源声压级(Sound Pressure Level, SPL)峰值分别降低7 dB和8 dB,噪声主要集中在中低频区域,频率大于2 000 Hz后SPL衰减迅速。增大 R 可以降低噪声源处的声能量,从而降低对外表现的噪声。

关键词:声学;发动机;进气道;气动噪声;四极子声源;偶极子声源

中图分类号:TK427

文献标志码:A

DOI编号:10.3969/j.issn.1006-1355.2023.01.037

Analysis of Aerodynamic Sound Source Characteristics of Engine Intake Noise

LIU Jun¹, SU Xing², MA Jiayi², YANG Zhihao¹,
ZHANG Huiwei², ZHANG Ning²

(1. State Key Laboratory of Engine Reliability, Weichai Power Co., Ltd.,
Weifang 261061, Shandong, China;

2. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University,
Changchun 130025, China)

Abstract : At present, the intake air filter is mainly used to reduce the aerodynamic noise of engine intake systems, thus the research of the aerodynamic sound source has some practical significance. However, it is difficult to measure the acoustic performance of the aerodynamic sound source because of the structural particularity of inlet-valve-combustion chamber system. In this paper, the distribution of aerodynamic sound source of the inlet-valve-combustion chamber system is studied by numerical simulation. The results show that the intensity of dipole sound sources on the surface of the sealing cone of the intake valve is higher, and the intensity of quadrupole sound sources near the wall is higher at the air flow intersection of the two inlets. In the original structure, changing the transition fillet radius R of the inlet valve can control the aerodynamic noise source. When the R is increased to 11 mm, the peak sound pressure levels (SPLs) of dipole and quadrupole sound sources are reduced by 7 dB and 8 dB, respectively. The noise is mainly concentrated in medium-low frequency range, and the SPL attenuates rapidly when the frequency is greater than 2 000 Hz. Increasing R can reduce the sound energy at the noise sources so as to reduce the external noise.

Key words : acoustics; engine; engine inlet; aerodynamic noise; quadrupole sound sources; dipole sound sources

按照发动机噪声产生来源,可将噪声分为气动噪声、机械噪声和燃烧噪声。随着近几年电喷技术的开发和发动机结构设计的完善,燃烧噪声和机械

噪声被较好抑制。进气气动噪声是发动机的主要气动噪声,但由于空滤器和发动机舱的限制,抑制进气噪声一直是重点和难点。为保证汽车具有良好的噪声、振动与声振粗糙度(Noise Vibration Harshness, NVH)性能,应控制进气噪声声能量的大小^[1]。发动机进气过程受转速或节气门开度等因素的影响,吸入空气量、气流速度等均会产生较大变化,从而造成进气过程中涡流强度与压力脉动较大,进而产生较大的气动噪声^[2]。同时,进气噪声的声能量与进气系

收稿日期:2021-11-16

基金项目:内燃机可靠性国家重点实验室资助项目(skler-201604)

作者简介:刘军(1987-),男,山东省潍坊市人,高级工程师,主要研究方向为发动机现代设计理论与方法及振动噪声分析。

E-mail: suxingyeah@163.com

统结构有着重要的联系,合理设计进气系统的结构可以有效降低进气噪声。针对进气噪声的控制,主要有两种可行的切入点:一是声源控制;二是噪声传递路径的控制。

刘丽媛等^[3]根据涡轮增压发动机进气噪声的特性,设计了不同形式的进气消声器,并分析组合结构对消声器性能的影响。Raimo等^[4]利用不同材料和不同结构之间组合形成的高阻尼效应,在超过一个倍频程范围内获得了超过30 dB的降噪量。王志强等^[5]利用声学仿真分析软件,对设计的消声器进行仿真分析,所设计的消声器在中高频传递损失可超过20 dB,为后续设计消声器提供理论支持。刘晨等^[6]研究发现高频段增压器的进气噪声可以通过安装消声器的方法得到有效抑制,在消声器中加入声衬,可以进一步减弱进气噪声,为消声器设计提供参考。以上研究均通过合理改进消声器的结构达到从传递路径上降低噪声的目的,却较少有人研究噪声声源的分布以期从声源角度降低进气噪声。基于此,本文主要研究进气道-气门-燃烧室处的噪声声源的位置分布以及声能量的大小,同时,为说明结构对声源的影响情况,尝试采用3种方案修改进气门颈部圆角 R ,揭示其对噪声源的影响,为从声源角度降低进气噪声提供设计参考。

由于进气道-气门-燃烧室处温度较高且采用试验的方法会对噪声源产生一定的干扰,笔者采用仿真的方法进行进气道和气门处声源的仿真研究。首先,使用发动机一维仿真软件构建发动机模型并根据试验数据进行校核^[7]。将通过一维仿真所得数据作为计算流体动力学(Computational Fluid Dynamics, CFD)仿真的边界条件,分析得出不同发动机转速和进气门升程下偶极子和四极子的声能量大小及位置分布^[8-9]。改变进气门过渡圆角半径,求得声源的声压级频率响应,分析进气门过渡圆角半径对气动噪声的影响,为进一步降低进气噪声声源处声能量提供参考。

1 气动噪声理论

Ffowcs-Williams和Hawkings利用广义函数法在连续方程和N-S方程基础上建立了Ffowcs-Williams—Hawkings方程(FW-H方程),FW-H方程能够准确描述静态流体中动态物体与流体相互影响所引起的发声问题^[10]:

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2} = \frac{\partial \dot{m}}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho F_i + m v) + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} T_{ij} \quad (1)$$

式中: c_0 为声速; F_i 为外力; i, j 表示变量分量; m 为质

量; v 为速度; ρ 为介质密度; t 为时间; x 表示方向; T_{ij} 为Lighthill张量因子。其中:

$$T_{ij} = \rho v_i v_j + p_{ij} - c_0^2 \rho \sigma_{ij} \quad (2)$$

方程式(2)右侧第一项表示单极子声源;第二项表示偶极子声源;第三项表示四极子声源。而这也是目前根据噪声产生机理组成气动噪声声源的3种形式。其中3种声源的形式如图1所示。单极子声源是由于流场中质量或热量分布不均匀造成的。单极子和脉动球体一样,声功率向各个方向均匀辐射,指向性为圆球。偶极子是由两个相角相差180°的单极子形成,一个形状和体积都不变的圆球来回振动,其两端表面振动的相角相反,这是最常见的偶极子。偶极子声源没有质量或热量的变化,但圆球振动时需要外力。四极子辐射源自黏滞应力,当流体中无其他物体时,其只能产生成对且相反的力,这就等价于成对的相等且相反的偶极子,所以四极子是应力声源。将其等效为位置和体积均不变的球,反复振动时在直径方向凸出,垂直此直径方向凹进。亚声速和超声速湍流喷注中主要的声源就是四极子。

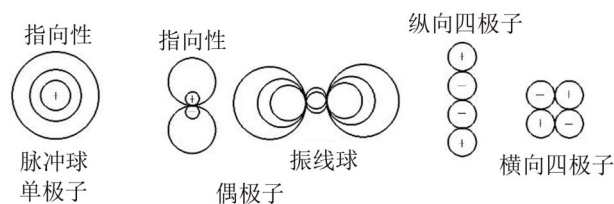


图1 声源的种类与形式

对进气道-气门-燃烧室的气动声源进行仿真分析时,可以将内壁面视为完全刚性壁。因此,单极子声源可以忽略。对于进气过程,存在固体壁面的流动问题,需计算偶极子声源。且根据前人研究,四极子声源的声强与8阶马赫数成正比。所以本次仿真主要考虑偶极子和四极子声源的分布以及声能量的大小^[11-12]。

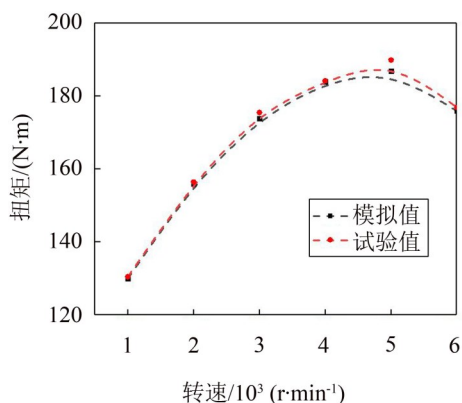
2 数值边界条件及模型处理

2.1 数值边界条件获取

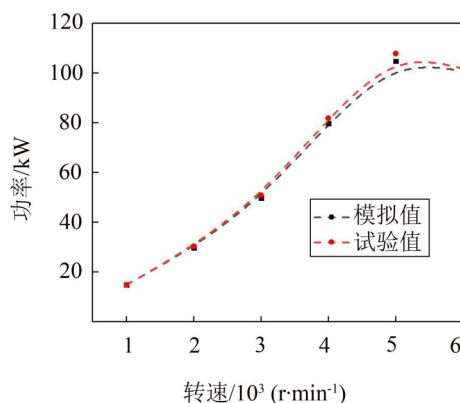
本课题采用的发动机为直列四缸2.0 L自然吸气汽油机,发动机具体的结构参数如表1所示^[13],配气相位如表2所示。

利用GT-Power建立发动机一维模型进行仿真计算,模型共包括3个主要部分:进气系统、气缸曲轴箱及排气系统。再对仿真结果进行后处理,输出发动机功率和扭矩外特性曲线。

图2所示为发动机转速在1 000 r/min~6 000 r/min功率和扭矩外特性试验与模拟结果对比曲线图。随转速变化的扭矩和功率的仿真数据与试验数



(a) 扭矩仿真与试验值对比



(b) 功率仿真与试验值对比

图2 扭矩和功率仿真和试验值对比

表1 发动机技术参数

参数	数值
缸径/mm	86
活塞行程/mm	86
冲程	4
连杆长度/mm	153.5
单个气缸气门数	4
进气门直径/mm	32
进气门气门杆直径/mm	7
进气门密封锥角	45°
进气门头背锥角	25°
最大进气门升程/mm	8.3
最大转速/(r·min⁻¹)	6 300

表2 进气配气相位

参数	数值
进气门开	上止点后5°
进气门关	下止点后55°

据整体趋势均吻合良好,且功率和扭矩的最大误差均不超过5%。故搭建的发动机一维模型准确度较高,其计算结果可以作为后续声学仿真的边界条件^[14]。

获取发动机的进气门配气相位用于三维仿真模型的建立。在进气门开度为2 mm~5 mm(步长为1 mm)条件下,对进气门和活塞之间的相对位置进行研究。其中进气门升程曲线如图3所示,进气过程中活塞位置曲线如图4所示。

将仿真所得缸压和进气道入口压力作为进出口边界条件。当曲轴转角范围为360°~540°CA时,1 000 r/min~5 000 r/min(步长为1 000 r/min)转速下进气过程中缸压曲线如图5所示;进气道压力曲线如图6所示。

从图5至图6可以看出,气缸和进气道内存在明显的压力波动,且进气道入口压力出现高于大气压

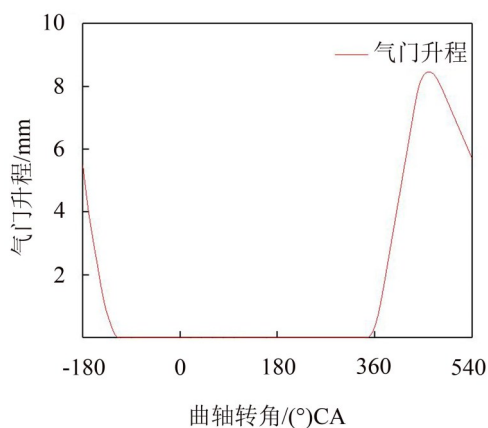


图3 进气门配气相位

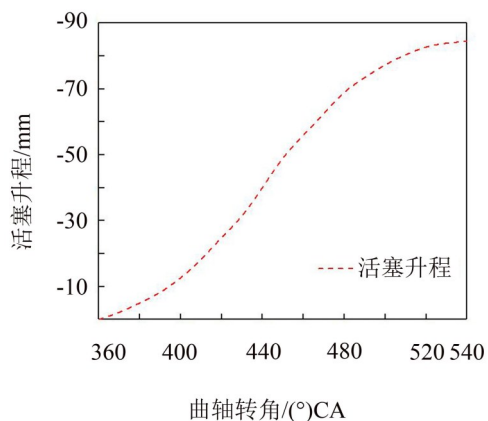


图4 进气过程活塞位置

的情况。这是由于进气门周期性地开启和关闭以及活塞运动导致进气系统中存在压力脉动,这种情况下进气动力来源于气流惯性。

在不同发动机转速和气门升程的匹配下,缸内压力和进气道入口压力差值均不相同。两者压差绝对值越大,进气过程中气流速度也就越大,气动噪声就越高。因此,结合大量不同发动机转速和气门升程匹配下的仿真结果,可知本例仿真中,当发动机转速为4 000 r/min时,进气门升程为2 mm(简称为4 000 r/min-2 mm);发动机转速为5 000 r/min时,

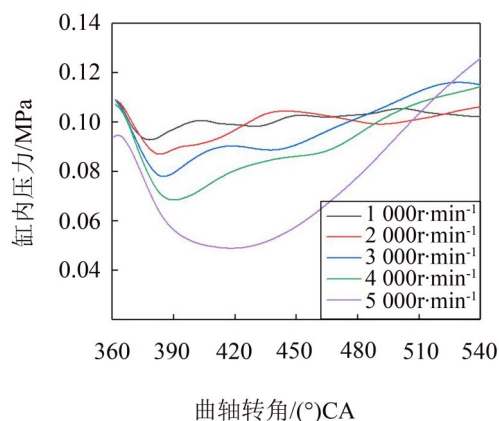


图5 缸内压力

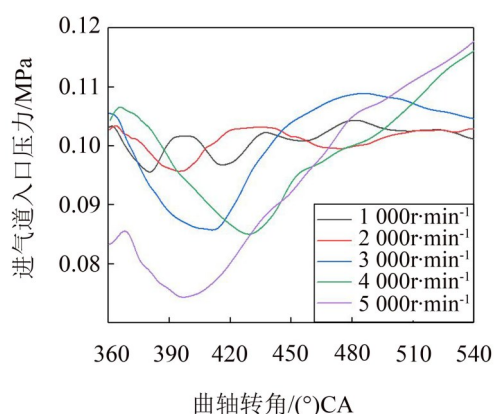


图6 进气道入口压力

进气门升程为5 mm(简称为5 000 r/min-5 mm)。两种工况下缸内和进气道入口压力差分别为-28.707 kPa和-28.679 kPa,这两者压差是最大的。下面将针对这两种工况展开仿真研究。

2.2 CFD模型

抽取进气道模型流体域,对影响网格划分质量的因素进行修正。本文采用多面体网格,最小网格尺寸为0.3 mm,最大网格尺寸为0.6 mm,4层边界层网格共1 mm。由于网格尺寸细小,很好地保留了进气道和进气门处流场的细节,保证了计算精度。当进气门升程为2 mm时,体网格总数为116万,如图7所示。

3 声场分析及结构改进

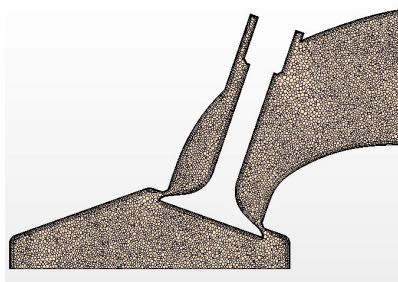
3.1 气动声源稳态仿真分析

进行气动声源仿真分析之前,首先要进行流体仿真。本文仅对4 000 r/min-2 mm工况下流场进行仿真研究。

图8所示为4 000 r/min-2 mm工况下进气道流场分布图。由图8可知,进气门喉口和两进气门气流相遇处气流速度较大,这是由于高速气流在流动过程中遇到壁面或者障碍物时,会形成明显的漩涡,



(a) 带进气道的计算网格



(b) 带进气道的剖分网格

图7 进气门升程2 mm时声学仿真模型

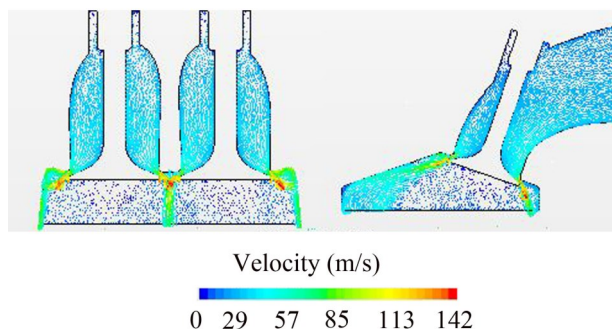
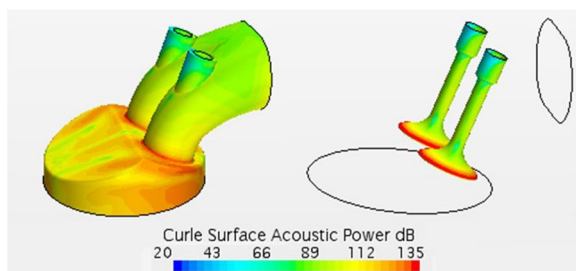


图8 4000 r/min~2 mm工况下进气道流场分布

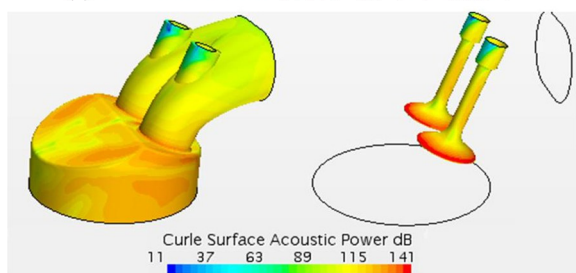
造成气流速度较大。进气过程中由于气体具有一定的黏性,气体之间的相互作用使得在进气过程中产生一定的涡流,而涡流进一步引起气体的压力波动,进而产生较强的气动噪声。

流场计算收敛后,选择声学模型进行声学计算,通过快速傅里叶变换将时域数据转化为频域数据,便可得到声压级分布。本文选择Curle和Proudman宽带噪声源模型^[14],对4 000 r/min-2 mm,以及5 000 r/min-5 mm工况下气动声源进行仿真。

如图9至图10所示为两种工况下偶极子和四极子噪声声压级分布。在4 000 r/min-2 mm工况下,偶极子和四极子声能量最大值分别为135 dB和144 dB。而在5 000 r/min-5 mm工况下,偶极子和四极子声压级最大值分别为141 dB和161 dB。两种工况下,四极子的声压级均高于偶极子声压级,且初始时刻两工况气缸内真空度几乎相同,但进气噪声强度却有较大的差别。这是由于随着转速升高和进气门开度增加,进气流速增加,进气道和进气门处的湍流强度增加,噪声声压级强度增大。同时四极子噪

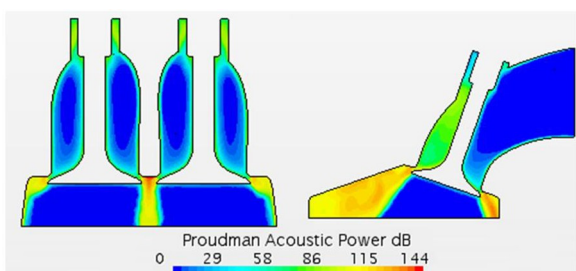


(a) 4 000 r/min-2 mm偶极子噪声声压级分布

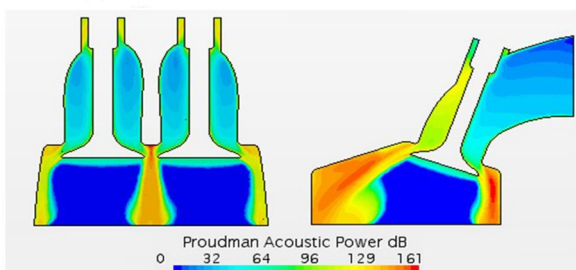


(b) 5000 r/min-5 mm偶极子噪声声压级分布

图9 偶极子噪声声压级分布



(a) 4 000 r/min-2 mm四极子噪声声压级分布



(b) 5 000 r/min-5 mm四极子噪声声压级分布

图10 四极子噪声声压级分布

声声压级比偶极子噪声声压级增加得多。由于高速气流冲刷进气门密封锥面处产生较强的偶极子声源。高强度的四极子声源主要分布在进气道前端的近壁面处和两进气道气流相遇处。对比两种仿真工况可知,在5 000 r/min-5 mm工况下,偶极子和四极子噪声声压级较高的位置增多,分布范围增加,且四极子声能较大的位置较靠近壁面处。此工况下湍流程度较大,形成较强的射流和涡流,故噪声源声压级分布范围增加且声能量较高。

3.2 结构改进后仿真分析

多次仿真结果分析表明,改变进气道-气门-燃烧室的局部结构都可以改变气动声源的分布和强

度,文中仅以改变气门颈部的过渡半径 R (气门头部结构如图11所示)为例,说明结构对气动声源的影响。为说明 R 值的变化趋势对进气噪声声源强度的影响,对以下3种方案展开研究:方案一, $R=7$ mm;方案二, $R=9$ mm;方案三, $R=11$ mm。其中,选定工况为:发动机转速为5 000 r/min,节气门开度为5 mm。

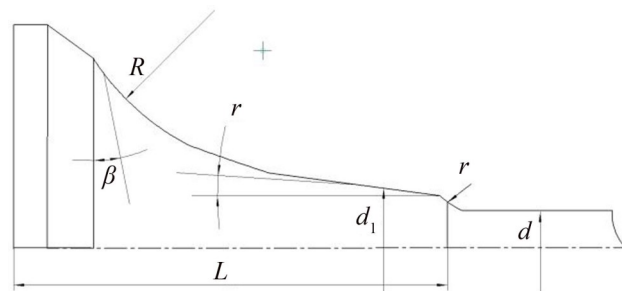


图11 进气门头部特点

对偶极子以及四极子声源采用基于LES的FW-H声比拟方法进行瞬态分析,输出监测点的频谱响应和总声压级进行对比分析,将瞬态计算的时间模型选择为隐式不定常,将湍流模型选择为大涡模拟,将次网格尺度湍流模型选择为WALE次网格尺度,将气动声学模型选择为Ffowcs Williams-Hawkings非稳态模型。

根据3.1节中声场仿真结果,在声压级较高的区域设置监测点,如图12所示。在其中一个进气门的密封锥面上均匀设置4个监测点(1~4)测量壁面偶极子噪声,在四极子噪声比较大的区域布置3个监测点(5~7)测量四极子噪声。通过瞬态计算得到监测点位置的脉动压力,然后通过FFT变换,把压力信号转换为频域信号,就可以得到声压级频率响应。根据多次仿真分析可知,进气过程中气动噪声较高频段主要分布在5 000 Hz以下,故本文仅对不同气门半径条件下各监测点处20 Hz~5 000 Hz声压级频率响应进行分析。

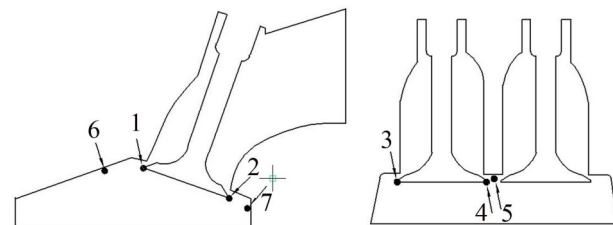
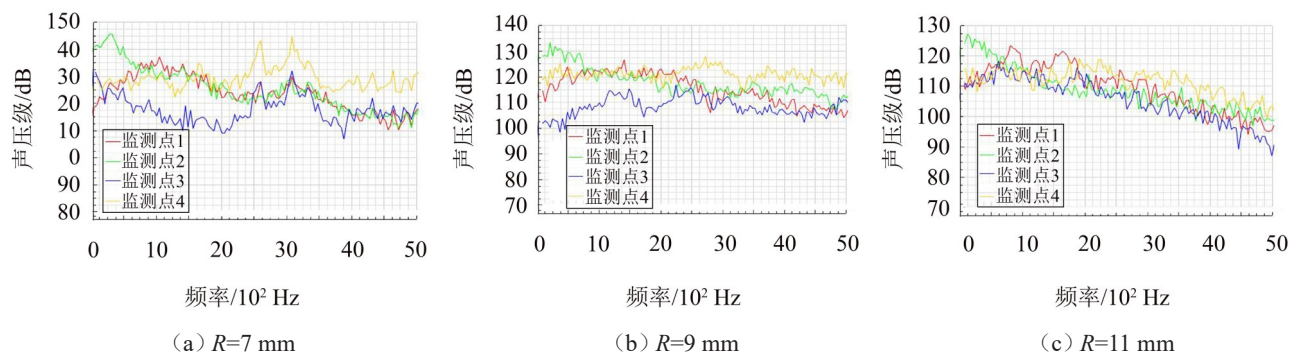


图12 声压级监测点位置

图13所示为不同气门过渡圆角半径 R 下监测点偶极子噪声频谱特性图。 $R=7$ mm时,偶极子噪声声压级峰值为146 dB,对应频率为356 Hz; $R=9$ mm时,偶极子噪声声压级峰值为134 dB,对应频率为159 Hz; $R=11$ mm时,偶极子噪声声压级峰值为127

图13 不同 R 下监测点偶极子噪声频谱特性

dB,对应频率为106 Hz。据此可得,随着 R 的增加,偶极子噪声声压级减小,对应频率降低,且 $R=11$ mm时,在大于2 000 Hz处噪声声压级大幅度衰减。

4 结 语

通过对进气道-气门-燃烧室处流场和声学性能仿真及结构改进分析,得出如下结论:

(1) 进气道喉口和两进气门气流相遇处气流速度较大。进气过程中气流速度较大,当气流遇到壁面或障碍物时,会产生漩涡或涡流,进而产生较强的进气噪声源。

(2) 进气门密封锥面处壁面偶极子声能较高。两进气道气流相遇处以及靠近壁面处四极子声能较高。且空间四极子的声能高于壁面偶极子的声能。

(3) 在所选两种工况下进行仿真,虽进气初始时刻缸内真空度相同,但壁面偶极子和空间四极子声源位置分布和声压级大小却差别较大。当发动机转速和气门升程均增加时,壁面偶极子和空间四极子声能较高的位置增多,分布范围增加,且空间四极子声压级较大的位置越向壁面处靠近。

(4) 进气噪声的能量与进气系统结构形状联系紧密。例如通过增加进气门过度圆角半径,可以有效降低噪声声源处的声能量,从而降低向外辐射的噪声。

(5) 对气动声源的研究可为降低发动机噪声的正向设计提供指导,同时也可以降低声源的能量和改变其频率,配合外部消声元器件实现有针对性消声。

参考文献:

- [1] MERIC C, EROL H, ÖZKAN A. Design and application of a compact helical air intake system resonator for broadband noise control [J]. *Applied Acoustics*, 2018, 2018 (131): 103-111.
- [2] ZHANG Y G, WU P, MA Y H, et al. Analysis on acoustic performance and flow field in the split-stream rushing muffler unit[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2018, (430): 185-195.
- [3] 刘丽媛,季振林. 涡轮增压发动机进气消声器设计与声学性能数值分析[J]. *振动与冲击*, 2011, 30(10): 193-196.
- [4] RAIMO K, LIN D, MATS A, et al. A compact silencer for the control of compressor noise[J]. *SAE International Journal of Engines*, 2014, 2014(3): 1572-1578.
- [5] 王志强,代晓旭,周维. 基于 Virtual Lab 仿真分析某项目进气系统声学性能优化[J]. *汽车实用技术*, 2021, 46(14): 110-112.
- [6] 刘晨,张文平,曹贻鹏,等. 船用柴油机涡轮增压器的进气消声器性能分析[J]. *内燃机学报*, 2019, 37(4): 343-350.
- [7] SIANO D, BOZZA F. CFD gas-dynamic noise prediction of a VVA engine intake[J]. *SAE International Journal of Engines*, 2013, 2013(2): 1348-1355.
- [8] GUO R, WANG L T, TANG W B, et al. A two-dimensional approach for sound attenuation of multi-chamber perforated resonator and its optimal design[J]. *Applied Acoustics*, 2017, 2017(127): 105-117.
- [9] XU Y, LIU F S, RUI J M, et al. Influence of intake valve lift on flow capacity of intake port[C]// *SAE Paper*. , 2019, 2019(1): 220-223.
- [10] LI H, HAO Z Y, XU ZHENG, et al. LES-FEM coupled analysis and experimental research on aerodynamic noise of the vehicle intake system[J]. *Applied Acoustics*, 2017, 2017(116): 107-116.
- [11] HAN T, WANG L, CEN K, et al. Flow-induced noise analysis for natural gas manifolds using LES and FW-H hybrid method[J]. *Applied Acoustics*, 2020, 2020(159): 101-107.
- [12] RYO J, CHEONG C, KIM S, et al. Computation of internal aerodynamic noise from a quick-opening throttle valve using frequency-domain acoustic analogy[J]. *Applied Acoustics*, 2005, 2005(11): 1278-1308.
- [13] 祁貌貌. 发动机排气噪声及可余热回收特型消声器设计研究[D]. 长春: 吉林大学, 2020.
- [14] 常春. 某发动机进气系统气动声学及其空气动力性研究[D]. 长春: 吉林大学汽车工程学院, 2018.