

节气门急速开启过程流动噪声数值分析与研究^{*}

杨 帅^{1,2}, 魏亚男^{1,2}, 薛良君³, 常国峰^{1,2}

(1. 同济大学新能源汽车工程中心 上海, 201804) (2. 同济大学汽车学院 上海, 201804)

(3. 中车威墅堰机车有限公司 威墅堰, 213011)

摘要 研究了节气门运动对流动噪声的影响。采用计算流体力学与计算声学耦合方法,并结合运动网格技术,实现对节气门由关闭到全开位置急速转动过程时空气瞬态流动引起噪声形成的三维数值模拟,分析了节气门处于不同转角时刻,空气流场与流动噪声的变化规律。在节气门转动初期,节气门后侧流动区域有涡流形成,节气门前后两侧的压力发生陡降,在节气门上边缘和下边缘附近产生两个流动噪声区,随后在节气门下游逐渐合并。流动噪声声功率级先增加然后逐渐减小,并接近稳定,节气门开度在 40°附近时,声功率级达到最大。随着节气门开度的继续增加,节气门后侧的涡流逐渐减弱,节气门前后两侧的压力降逐渐减小。噪声场时域-频域计算结果发现,节气门噪声属于中低频段宽频噪声,其中大约 100 Hz 以下的低频噪声占主要贡献量,声压级较高,并且声压没有随着测点与节气门的距离增加而明显衰减。控制节气门流动噪声的重点在于减少低频噪声。

关键词 节气门; 流动噪声; 瞬态流动; 数值模拟

中图分类号 TB533; TH123⁺.1; U464.134

引 言

安装在发动机进气管中的节气门是控制汽车负荷的重要装置,其工作原理是通过控制节气门圆形阀片的转角开度来控制节气门进气管道的流通面积,从而控制发动机的进气流量。这种圆形阀片式节气门控制简单、操作方便。目前,电子控制式节气门已应用于汽车中,电控节气门动作响应更迅速,使得节气门在不同开度下的流量具有更大的时变性特点^[1-2]。节气门受阀片自身的限制,容易在阀片后方形形成负压区,当节气门阀片绕中间销轴旋转在一定角度时,其阀片后部的上边缘与下边缘处都会产生高流速的涡流。当汽车处于加速状态,即阀片急速向全开位置转动时,节气门附近的空气瞬态流动过程极为复杂^[3]。节气门啸叫问题是汽车瞬态声品质性能中比较突出和典型的现象,如果进气结构设计不当,节气门急速开启时和急踩油门时的高速气流会产生尖锐的啸叫^[4-6]。因此,了解节气门对噪声形成过程的影响具有重要实际意义。

由于节气门工作一直处于运动状态,观测节气门急速运动对空气瞬态三维流场与噪声场影响的试验

难度很大^[7-8],运用数值模拟方法再现流场和噪声场历程也存在较多计算难点。例如,就目前的声学计算软件来说,都是基于阀片体固定(认为阀片为固定角度的稳态),并且只考虑进口压力为动态变化量来计算的,因此无法直接解决运动部件由于旋转运动而导致对气体流动的影响以及声场影响等问题。以往对节气门流动和噪声的数值分析大多是以节气门开度不随时间发生连续变化的条件下进行的,而瞬态计算能够完整说明节气门阀片在旋转过程中对空气流动以及噪声的影响,具有较强实际意义。考虑到汽车在起步向急加速过程过渡时,节气门处于急速全开状态,为此,笔者采用了瞬态计算方法对节气门的流动噪声场进行瞬态分析,根据实际尺寸建立了节气门三维模型,运用运动网格技术,将计算流体力学(computational fluid dynamics,简称 CFD)瞬态流场结果与声场耦合,得出声场结果,实现节气门由关闭到全开位置急速转动时空气流动噪声形成过程的三维数值模拟。

1 计算模型设置

节气门模型示意图如图 1 所示。依据节气门实际尺寸,建立的具有节气门阀片的网格如图 2 所示。

^{*} 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目;上海市技术性贸易措施应对专项资助项目;同济大学课程建设实验教改资助项目;同济大学教学改革资助项目;同济大学精品实验资助项目;同济大学青年教师英才计划资助项目
收稿日期:2017-03-07;修回日期:2017-04-25

为了保证运动网格质量,经过特意划分,单元体网格总数为 253 443,足以保证在声学处理过程中所能计算的频率范围。计算过程中阀片运动规律根据节气门实际运动情况,笔者编写 VC++ 程序并在计算软件中编译,实现了节气门阀片在计算域中的运动,确保了运动网格的形成。在节气门阀片旋转过程中,为了确保阀片附件运动网格的实现,首先对阀片的运动区域进行了划分,经过交界面划分后,网格分为静态区域和运动缓冲区。在运动缓冲区中,网格以四面体网格构成;静态网格区域以六面体网格构成。运动网格扭曲度始终控制在 0.75 以下,定义节气门旋转中心为全局坐标 O 点,离散格式为二级迎风差分格式。为了解决节气门阀片旋转过程中对湍流剪切应力和分离流的影响,节气门流场计算选用瞬态 SST k - Ω 湍流模型,噪声场计算选用 FW-H 模型,采用压力隐式分裂算子 (pressure implicit split operator, 简称 PISO) 算法。流场计算结果作为噪声场初始条件实现耦合计算,计算步长为 0.000 25 s,噪声的频域计算范围为 2 kHz。

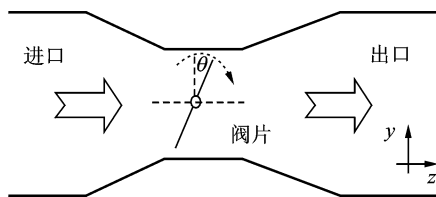


图 1 节气门模型示意图

Fig. 1 Throttle model map

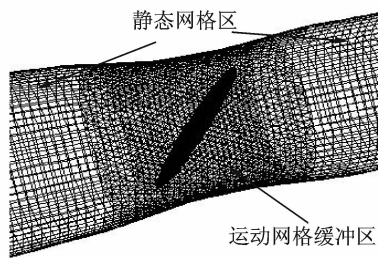


图 2 节气门阀片位置网格

Fig. 2 Grid at throttle position

计算过程中认为气体在节气门管道内部的流动状态是三维黏性湍流流动,设定入口边界条件为质量流量边界条件,其中空气入口方向为 z 轴的正方向,入口压力值为当地气压值,设定出口为压力边界条件。为了防止计算时回流影响,计算域入口和出口位置被适当延长。空气入口温度为 300 K,管壁面边界采用近壁面函数法求解。根据实际情况,笔者分析的节气门阀片从关闭到全开的时间历程分别为 1 s。节气门阀片绕 x 轴顺时针匀速旋转, θ 表示

节气门旋转角度。

为了校核本次计算准确程度,在进行瞬态计算之前,先进行了节气门流动过程的稳态计算,将计算结果与试验测试值进行了比较。图 3 为节气门在不同转角时刻出口位置质量流量稳态计算值与试验值的对比。试验在节气门综合性能测试台上进行,试验过程中让节气门阀片由关闭到全开状态过渡,进口压力为当地大气压,分别测试阀片开度为 $5^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ, 50^\circ, 60^\circ, 70^\circ$ 和 80° 时的节气门进口、出口位置压力和流量情况。图 4 为计算域出口质量流量计算结果对比,可发现稳态计算结果与试验结果较接近。以稳态计算结果为基础,可确定节气门瞬态流动过程三维数值模拟结果的准确性^[9-10]。

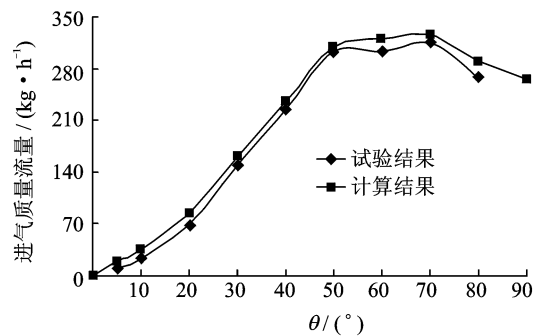


图 3 出口质量流量计算结果对比

Fig. 3 Contrast of outlet mass flow value between test and simulation

2 计算结果分析

空气瞬态流动导致了节气门流动噪声的形成,并且空气瞬态流动特性变化决定了节气门急速开启时的流动噪声的变化。为此,笔者计算结果分析过程先从节气门计算域的空气流动状态开始,通过对空气流场、压力场变化的阐述,进而明确流动噪声的变化规律。

2.1 节气门管内流场瞬态分析

为了明确分析节气门转动时管内流场的瞬态变化,分别取节气门流场的 yOz 截面和与 xy 平面平行的截面进行说明,并且为了明确节气门旋转位置,计算结果以节气门旋转过程的当前角度和时刻给出。其中,沿 xy 截面的流场划分方式是以节气门中心坐标 O 点为原点,30 mm 等间距距离,分别取 $z = -30, 0, 30, 60, 90$ mm 共 5 个与 xy 平面平行的截面进行分析说明。图 4 为节气门不同转角时刻管内 yOz 截面速度场分布。图 5 为节气门不同转角时刻管内 xy 截面速度场分布。节气门在转动过程

中,节气门上游区域空气流动比较稳定,但在节气门阀片刚开始转动初始期,在阀片后侧就产生了高流速的大尺度涡流,如图4(a)和图5(a)所示。其原因是节气门阀片旋转而触发了剪切流和分离流的形成。声压产生的来源也与气流流经节气门阀片时在节气门下游形成的大涡流区紧密相关。节气门在初始转动时刻,流场随着阀片旋转时间而急速发展,并且节气门后侧的流动变化过程比较复杂。

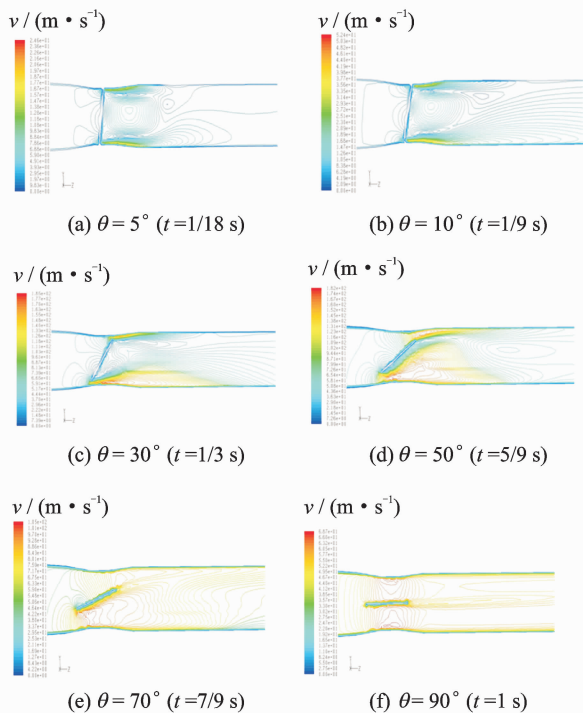


图4 节气门不同转角时刻管内 yOz 截面速度场等值线分布

Fig. 4 Distribution of velocity isoline at yOz plane when throttle at different angle

根据图4,5可以发现,空气在进入节气门后的运动规律如下:在节气门转动初期,节气门后侧迅速出现涡流;在节气门旋转过程中,节气门下止点位置附近的空气流动速度明显增强;随着节气门开度逐渐增加,高速涡流迅速发展;随着节气门继续打开,涡流向前移动,并减弱。根据图5还可以发现,在节气门转动过程中,初期形成的涡流区开始逐渐分裂成两个沿 z 轴正方向运动,并且与 y 轴对称的涡流区。计算发现,在 θ 接近 80° 附近,这两个涡流已逐渐减弱,出现了较为明显的涡脱落现象,说明节气门流动噪声受高速涡流噪声的影响较大。

2.2 节气门压力场

图6为节气门不同转角时刻管内静压力变化,其中 l 为节气门管道计算长度,节气门旋转中心为

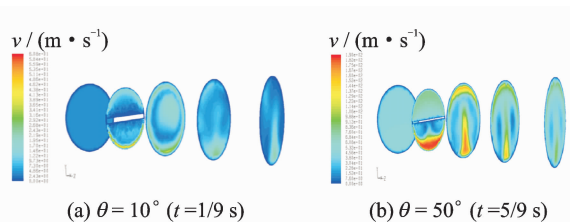


图5 节气门不同转角时刻管内 xy 截面速度场分布

Fig. 5 Distribution of velocity at xy plane when throttle at different degree angle

O 点。从图中可以发现,压力陡降区域位于横坐标 O 点位置附近,即节气门所在位置,并且节气门转角 θ 越小,在节气门位置附近的压力陡降也越大。另外在节气门位置附近出现的环状压力陡降,原因是节气门前后两侧的压力变化不一致导致的。计算发现当节气门接近全开时,此现象消失。从图中还可以发现,随着节气门转角 θ 逐渐增加,在节气门附近产生的压力陡降逐渐缩小。当节气门达到全开位置时,压力变化达到稳定,此时刻的压力变化接近文丘里管效应。

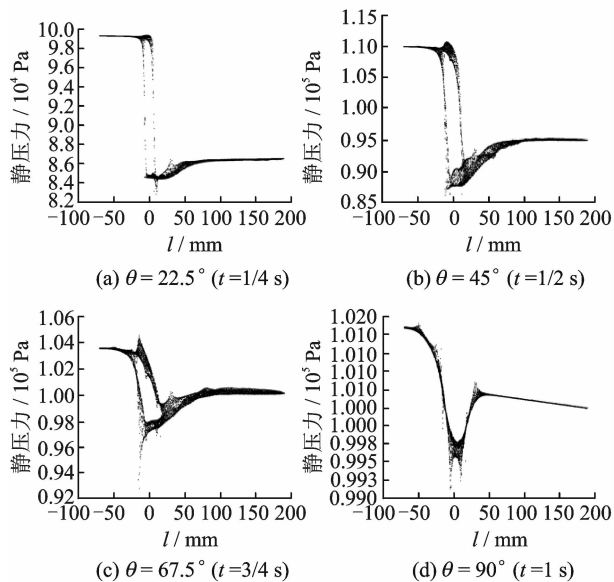


图6 节气门不同转角时刻管内静压力变化

Fig. 6 Static pressure variation in tube when throttle at different angle

2.3 节气门流动噪声声功率变化

节气门的旋转对管内空气流动噪声的变化存在直接影响。笔者以声功率级变化说明节气门管内流动噪声变化情况,声功率指声源在单位时间内向外辐射的声能。本研究对噪声的计算过程中,声功率即为声源总声功率。图7为节气门不同转角时刻管内 yOz 截面声功率级分布。从图中可以发现,流动

噪声的变化与阀片旋转位置有直接联系。流动噪声的主要产生区域位于节气门后侧,随着节气门转角增加,声功率级峰值先增加,然后减小。

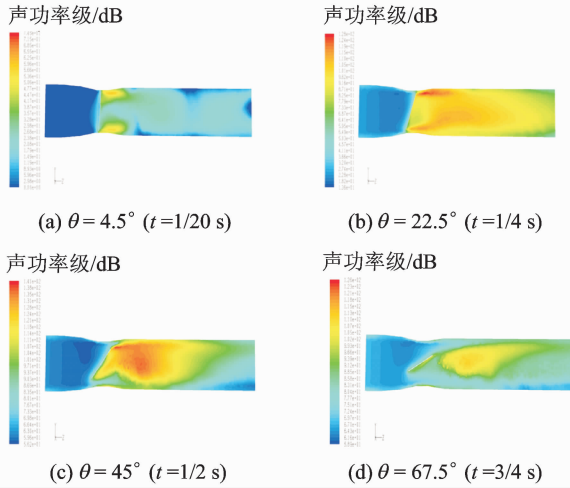


图 7 节气门不同转角时刻管内 yOz 平面声功率级分布
Fig. 7 Distribution of acoustic power level yOz plane when throttle at different angle

在节气门阀片旋转初期,流动噪声区产生在节气门上边缘和下边缘附近的两个位置;随着节气门转角 θ 的逐渐增大,这两个流动噪声区逐渐合并为一个流动噪声产生区。在 θ 接近 40° 附近时,声功率峰值达到最大,接近 150 dB;随后逐渐较小,在节气门达到全开状态,流动噪声接近平稳,声功率值在 75 dB 以下。此结果证实了汽车从低速迅速向高速过渡时,在加速初期由于节气门迅速全开而导致节气门管内产生较大流动噪声的现象。

2.4 节气门噪声场时域-频域分析

为了明确节气门转动过程中不同转角和频率下的声压变化,对节气门计算区域内的声场进行了时频分析。将节气门转动过程中的声压变化看成是一系列平稳信号的叠加,记为 $x(t)$,使用时间窗函数 $h(t-u)$ 与信号 $x(t)$ 相乘,实现在 u 时刻附近对信号加窗截断。然后进行傅里叶变换,如式(1)所示。上述过程在离散域中可表示为式(2)。笔者选取窗函数为长度 128 的汉宁窗,窗口重叠率为 50%,变换结果如图 8 所示。

$$G(u, f) = \int_0^T x(t)h(t-u)\exp(-2\pi jft)dt \quad (1)$$

$$G(u_k, f_k) = \text{FFT}(x[k]h[u_k - k]) \quad (2)$$

其中: T 为总的仿真时间; f 为信号频率; k 为时间索引; u_k, f_k 分别为离散化的时间和频率; $x[k], h[k]$ 分别为离散化的声压变化信号和窗函数。

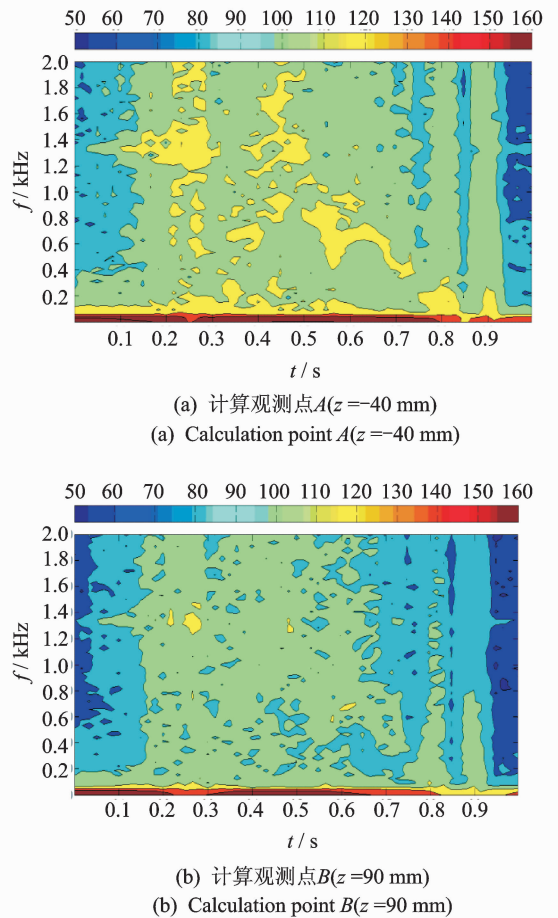
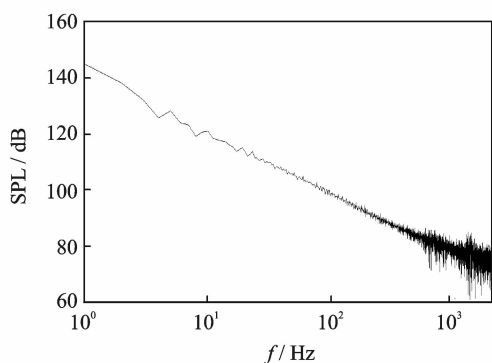


图 8 节气门不同转角时刻观测点 A 和 B 的时域-频域声压级变化图(单位: dB)

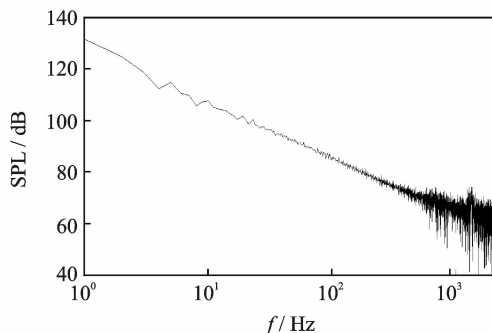
Fig. 8 Distribution of acoustic power pressure level in time-frequency space domain at different computation measurement point (unit: dB)

在距离节气门旋转中心 O 点上游 40 mm(坐标: $x=0, y=0, z=-40$ mm)处布置声压计算观测点 A, 在距离节气门旋转中心 O 点下游 90 mm(坐标: $x=0, y=0, z=90$ mm)处布置声压计算观测点 B, 图 8 为节气门不同转角时刻观测点 A 和 B 的时域-频域声压变化图。根据声压时域-频域计算结果发现,节气门在旋转过程中产生的流动噪声属于一种宽频噪声。由于观测点 A 点距离节气门中心 O 点较近,声压产生极大值的范围是在 0.15~0.8 s 之间,观测点 A 的最大声压级接近 150 dB,即节气门旋转角度在 $15^\circ\sim70^\circ$ 之间。B 点距离节气门中心 O 点稍远,声压产生极大值的范围是在 0.2~0.6 s 之间,观测点 B 的最大声压级接近 145 dB,即节气门旋转角度在 $20^\circ\sim55^\circ$ 之间。结合图 4,5 节气门速度场分布以及图 7 节气门不同转角时刻管内声功率分布,发现在以上节气门转动时间范围内,流场流速迅速增加然后逐渐减小,并产生了高流速的大尺度涡流,声功率级恰好也在此范围迅速达到最大值,然后逐渐减小。

节气门转动过程中产生的大约 100 Hz 以下的低频噪声更加明显,并且此部分的噪声能量也较大,没有随着测点与节气门阀片的距离增加而有明显衰减。结合先前对节气门流动形式的分析,其原因是由于节气门阀片的作用,一部分空气受阻,流体质点不能突然改变运动方向,即流向不能平稳、圆滑地过渡,在阀片附近流体出现逆流运动的趋势,结果使这部分流体不停地、剧烈地在阀片附近作漩涡运动,漩涡区的流体质点不断被主流带走,而主流区不断将流体给予补充,这一过程势必引起流噪声。观测点的声压强度与气体流速有关,流动噪声声压频率与所在时刻涡脱落的频率有关。图 9 为节气门在急速开启过程中计算观测点 A 和 B 的频谱图,从图中也可以发现噪声在低频段(尤其是大约 100 Hz 以下),计算观测点 A 和 B 的声压级(sound pressure level,简称 SPL)相对较高。



(a) 计算观测点 A ($z = -40$ mm)
(a) Calculation point A ($z = -40$ mm)



(b) 计算观测点 B ($z = 90$ mm)
(b) Calculation point B ($z = 90$ mm)

图 9 节气门急速开启过程中观测点 A 和 B 的频谱图
Fig. 9 Distribution of acoustic spectrum map at different computation measurement point during throttle quick-opening process

3 低频噪声产生机理

在节气门急速打开过程中,当空气急速通过节

气门阀片后, Re 数(雷诺数)迅速增大,并且在阀片的后侧形成了接近节气门管道水力直径的大尺度高速涡流,流动形式如图 5 所示。从图 4(a)也可以发现,在节气门刚刚打开的初期,高速涡流便急速形成,并且在节气门开度接近 $40 \sim 45^\circ$ 时,涡速度达到最大。当节气门继续打开时,高速涡流逐渐减弱,在节气门开度接近 80° 时,高速涡已减弱,即在节气门急速全开过程中有高速涡脱落现象发生,产生原因与空气急速流过节气门阀片位置时的有限流通截面有关。考虑到声源的产生区是空气流经节气门阀片时的区域,即与阀片瞬时位置有直接联系,引入数斯特劳哈尔数 Str ,即考虑流体具有特征频率的圆周运动时使用 Str

$$Str = f_1 L / V_0 \quad (3)$$

其中: f_1 为漩涡分离频率; L 为水力直径; V_0 为流体速度。

计算发现在节气门急速全开过程中,阀片后侧的空气 Re 数在阀片开度小于 45° 时, Re 数迅速增大;随着通过截面的增加, Re 数在阀片接近全开时又发生了减弱;当 $300 \leq Re < 3 \times 10^5$ 时,称为亚临界区,此时附面层仍为层流分离,而尾迹已转化为紊流涡街,在此 Re 数范围, $Str \approx 0.2$; 当 $3 \times 10^5 \leq Re < 3.5 \times 10^6$ 时,空气经历了临界区和超临界区,空气流场附面层的分离已从层流分离转变为紊流分离,而漩涡由规则脱落转变成不规则脱落,流动也呈现出了随机性^[1]。本次计算发现节气门阀片附近的 Re 数主要变化范围属于亚临界区域。根据式(3),可以得到涡脱落而产生涡噪声频率范围,变化范围恰好在低频段(大约 100 Hz 以下)。当节气门开启时间大于 0.8 s 并且接近全开时,靠近进气门附近的涡流减弱,湍动能降低,低频噪声能级也开始减弱。以上分析与图 8, 9 得出的结论相符,即与节气门在急速全开时能级较高的低频噪声区占主要贡献的结论相符合。综合汽车发动机的驾驶工况,节气门开启越快,流经节气门的空气流速也就越快,因此控制节气门流动噪声的重点在低频噪声部分。

4 结论

1) 根据气体流经节气门的流场结果发现,节气门转动产生的高速涡流是节气门流噪声产生的根本原因,流动噪声的主要部分属于由高速涡脱落而产生的涡噪声。在节气门开启过程中,先后经历了高速涡形成、高速涡发展及高速涡削弱消失的过程。气体流经节气门阀片,产生涡流,进而产生声辐射。在节气门转动初始期,节气门后侧产生了涡流区,压

力在节气门前后两侧发生了陡降,在节气门上边缘和下边缘附近产生流动噪声区。受节气门旋转方向影响,节气门下半区的空气流动质量始终大于上半区的空气流量。随着节气门开度增加,节气门后侧的涡流区逐渐减弱,节气门前后两侧的压力陡降也逐渐减小。

2) 流动噪声的变化与阀片旋转位置有直接联系。流动噪声功率先增加,在节气门转角 θ 达到 40° 后,流动噪声功率开始逐渐减小。随着节气门转角 θ 的逐渐增加,声功率逐渐减小,并接近稳定。

3) 通过对节气门噪声场时域-频域分析发现,节气门急速开启过程噪声属于中低频段宽频噪声,并且大约 100 Hz 以下的低频噪声更加明显,没有随着测点与节气门阀片的距离增加而明显衰减,属于涡脱落产生的低频噪声;但是大约大于 100 Hz 以上的中低频部分噪声随着测点与节气门阀片的距离增加而有明显衰减。鉴于汽车在运行过程中电控节气门的开度响应时间比较短暂,为此提出控制节气门流动噪声的重点在于减少低频噪声部分。

4) 节气门急速全开过程中,声压产生的来源主要归结为气流流经节气门阀片时,在节气门下游形成的高速大涡流区而导致的低频涡噪声。设计汽车低噪声节气门进气系统的目标是控制高速大涡流区的形成。

参 考 文 献

- [1] 周峰,宋君花,王都,等. 天然气发动机电子节气门控制系统的研究[J]. 车用发动机,2008(2):68-71.
Zhou Feng, Song Junhua, Wang Du, et al. Study on electronic throttle control system for CNG engine[J]. Vehicle Engine, 2008(2):68-71. (in Chinese)
- [2] 马乐,王绍铤. 电子节气门控制系统的构建[J]. 内燃机工程,2005,26(4):20-23.
Ma Le, Wang Shaoguang. Construction of electronic throttle control system[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2005, 26(4):20-23. (in Chinese)
- [3] 杨建军,黄海波,曾东建,等. 阀片形状对节气门流场的影响[J]. 小型内燃机与摩托车,2012,41(3):52-55.
Yang Jianjun, Huang Haibo, Zeng Dongjian, et al. Influence of valve piece shape on throttle's flow field[J]. Small Internal Combustion Engine and Motorcycle, 2012, 41(3):52-55. (in Chinese)
- [4] 张安伟,刘巨江,林思聪,等. 基于节气门开度的进气模型研究[J]. 小型内燃机与摩托车,2012,41(5):41-44.

Zhang Anwei, Liu Jujiang, Lin Sicong, et al. Research on engine charge model based on throttle plate position [J]. Small Internal Combustion Engine and Motorcycle, 2012, 41(5):41-44. (in Chinese)

- [5] 吴喜庆,崔振伟,王亚飞,等. 扰流网对汽油机轿车节气门啸叫优化的试验分析[J]. 汽车工程师,2016(7):37-40.
Wu Xiqin, Cui Zhenwei, Wang Yafei, et al. Effect on the seat cross beam structure in vehicle side impact [J]. Auto Engineer, 2016(7):37-40. (in Chinese)
- [6] 蒋晔,胡志远. 某电子节气门体的降噪设计[J]. 内燃机,2016(4):38-41.
Jiang Ye, Hu Zhiyuan. Design on noise reduction of a electronic throttle body [J]. Internal Combustion Engines, 2016(4):38-41. (in Chinese)
- [7] Ryu J, Cheong C L, Kim S, et al. Computation of internal aerodynamic noise from a quick-opening throttle valve using frequency-domain acoustic analogy [J]. Applied Acoustics, 2005, 66(11):1278-1308.
- [8] Yasuda T, Wu C, Nakagawa N, et al. Predictions and experimental studies of the tail pipe noise of an automotive muffler using a one dimensional CFD model [J]. Applied Acoustics, 2010, 71(8):701-707.
- [9] 李良波,符欲梅,咎昕武. 基于标准 $k-\epsilon$ 模型的汽车节气门三维流场数值仿真[J]. 重庆理工大学学报, 2012, 26(5):12-15.
Li Liangbo, Fu Yumei, Zan Xinwu. Numerical simulation of an automotive throttle's three dimensional flow field based on standard $k-\epsilon$ model [J]. Journal of Chongqing University of Technology, 2012, 26(5):12-15. (in Chinese)
- [10] 庞剑,谌刚,何华. 汽车噪声与振动-理论与应用[M]. 北京:北京理工大学出版社,2006:6-28.
- [11] 梁志贺. 叶片尾部脱落旋涡频率的计算[J]. 水利电力机械,2007,9(12):61-63.
Liang Zhihe. Calculation on the frequency of vortex of stern com off for the vane [J]. Water Conservancy & Electric Power Machinery, 2007, 9(12):61-63. (in Chinese)



第一作者简介:杨帅,男,1980年1月生,博士后、副教授、硕士生导师。主要研究方向为汽车空气动力学与流动噪声分析。曾发表《引射式 EGR 系统文丘里管内流动数值模拟分析》(《内燃机工程》2011年第32卷第3期)等论文。
E-mail:mermaid04@126.com

