

发动机电控节气门瞬态流动过程三维数值模拟与研究

杨 帅^{1,2}, 唐振华³, 薛良君⁴, 常国峰^{1,2}, 余海燕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. 泛亚汽车技术中心有限公司, 上海 201201; 4. 中车戚墅堰机车有限公司, 戚墅堰 213011)

3-Dimensional Simulation about Transient Flow Process of Engine Electronic Control Throttle

YANG Shuai^{1,2}, TANG Zhenhua³, XUE Liangjun⁴, CHANG Guofeng^{1,2}, YU Haiyan²

(1. New Energy Automotive Engineering Center, Tongji University, Shanghai 201804, China;
2. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China;
3. Pan Asia Technical Automotive Center Co., Ltd., Shanghai 201201, China;
4. Qishuyan Locomotive Co., Ltd., Qishuyan 213011, China)

Abstract: Bases on the basic structure and operating function of engine throttle, according to the actual structure of a throttle, a 3-dimensional simulation of air transient flow in the course of throttle being rotated from closed position to the full opening position was realized by using CFD together with the moving mesh technology and user defining program. The influence of the throttle movement on air flow process was studied. The velocity field, pressure field and flow noise field were analyzed at different rotational angles of the throttle. The numerical simulation results show that at the beginning period of throttle rotation, eddy appears in the flow field behind the throttle and air pressure drop between the front and back of throttle is sharp, the flow noise field appears near the top and bottom position of throttle and the maximum value of acoustic power appears when the throttle opening is near 40 degrees. With the increase of the throttle rotational angle, the eddy weakens gradually, the air pressure drop between the two sides of throttle becomes small, the flow noise firstly increases and then decreases, the maximum value of acoustic power appears behind the throttle all the time and its position is gradually away from the throttle axes. The velocity field, pressure field and flow noise become steady gradually when throttle opens completely.

摘要: 以某型号发动机电控节气门为研究对象研究了其基本结构和工作原理。按照节气门实际结构,利用计算流体力学(CFD)的方法结合运动网格技术及用户自定义编程方法,实现了节气门由关闭向全开位置转动时空气瞬态流动过程的三维数值模拟。研究了节气门运动对空气流动过程的影响,重点分析了节气门处于不同转角时刻空气速度场、压力场及流动噪声的变化规律。计算结果表明:在节气门转动初期,节气门后侧流动区域有气旋形成,在节气门前、后两侧的压力发生了陡降,在节气门上止点和下止点附近产生流动噪声区,节气门开度在40°附近时声功率峰值达到最大。随着节气门开度的逐渐增加,节气门后侧的气旋逐渐减弱,节气

收稿日期: 2017-07-17

修回日期: 2017-08-21

基金项目: 上海市技术性贸易措施应对专项项目; 中央高校基本科研业务费专项资金项目; 同济大学课程建设实验教改项目; 同济大学教学改革资助项目; 同济大学精品实验资助项目

Found Project: Special Projects for Replying Technical Trade Measures in Shanghai; Special Funds for Basic Scientific Research Services in Central Universities; The Reform Project of the Experimental Teaching of the Curriculum Construction of Tongji University; The Project of Teaching Reform of Tongji University; Financed Project of Excellent Experiment of Tongji University

作者简介: 杨 帅(1980—),男,博士,副教授,主要研究方向为发动机控制与排放技术, E-mail: mermaid04@126.com。

门前后两侧的压力陡降幅度也逐渐减小,流动噪声则是先增大后减小,噪声峰值始终存在于节气门后侧,出现流动噪声峰值的位置也逐渐远离节气门中心。当节气门接近全开时,空气速度场、压力场和流动噪声也逐渐接近稳定。

关键词: 内燃机;节气门;瞬态流动;数值模拟

Key words: IC engine; throttle; transient flow; numerical simulation

DOI: 10.13949/j.cnki.nrjgc.2018.01.011

中图分类号: TK401

文献标识码:

0 概述

节气门是发动机负荷控制的重要装置,其安装在进气管中,通过控制节气门圆形阀片的转角开度来控制节气门通道的进气面积,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且操作方便,目前电子控制式节气门已开始应用于汽车中。相比拉线式节气门,电控节气门动作响应更迅速更灵敏,这也导致了不同的开度下电控节气门流量具有更大的时变性特点^[1-2],特别是节气门受阀片自身的限制容易在阀片后方形成负压区。当汽车处于加速状态,即阀片快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,会影响汽车的加速性能。空气通过节气门时的流动方式还会影响发动机的燃烧效率,并最终影响发动机的功率输出和排放^[3-7]。观测节气门运动对空气瞬态三维流动影响的试验难度很大,运用数值模拟方法再现流场运动历程也存在较多难点,并且以往对节气门流动的数值模拟大多为静态分析,即节气门开度不随时间发生连续变化。详细了解节气门对发动机进气过程的影响具有重要的实际意义。

电控节气门作为发动机进气系统非常关键的部件,其工作状态不同于进气系统其他部件,节气门一直处于运动状态。计算流体力学(CFD)计算是当前分析节气门流动的主要手段,但大多研究停留在稳态计算,瞬态计算的研究方法较少见到。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的影响,具有较强的实际意义。为此,本文采用了瞬态计算方法对节气门的流动过程进行瞬态分析,以具体节气门为研究参照物,根据实际尺寸建立了节气门三维模型,运用CFD运动网格技术结合自定义编程方法对节气门由关闭向全开状态转动时的空气瞬态流动过程进行三维数值模拟。本次计算平台采用Fluent软件,其中自定义编程方法利用了VC++语言,对计算过程中的边界条件和网格运动进行数学编译,实现了对节气门运动的瞬态分析。

1 求解方法与边界条件

1.1 节气门模型的描述

质量守恒定律是指控制体内流体质量的减少量应等于从控制体净流出的流体质量,如式(1)所示。在惯性(非加速)坐标系中*i*方向上的动量守恒方程见式(2),应力张量见式(3),能量守恒的形式见式(4)。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_i \quad (2)$$

$$\tau_{ij} = \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial(u_i(\rho E + p))}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_j h_j J_j + u_j \tau_{ij} \right] + S_k \quad (4)$$

式中, ρ 为流体密度; t 为时间; u, v, w 是速度矢量在*x, y*和*z*方向上的分量; p 为静压; τ_{ij} 为应力; g_i, F_i 分别为*i*方向上的重力体积力和外部体积力, F_i 包含了其他的模型相关源项,如多孔介质和自定义源项; k 为有效热传导系数; T 为温度; J_j 为组分*j*的扩散流量; S_k 包括了化学反应热及其他用户定义的体积热源项。在式(4)中,式(1)~式(4)等号右边的前三项分别描述了热传导、组分扩散和黏性耗散带来的能量输出。 E 可由式(5)得出。

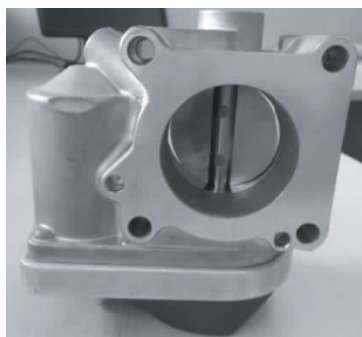
$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{u_i^2}{2} \quad (5)$$

式中, h 为理想气体的焓。

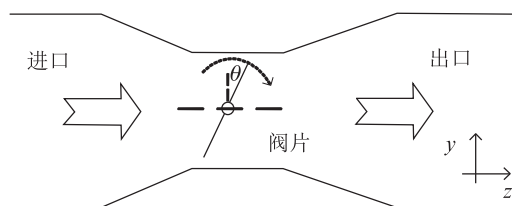
1.2 边界条件

本文利用三维数值模拟手段,对电控节气门附近流场的流动情况进行了分析,节气门实物图与模型示意图如图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。为了保证运动网格质量,经过特意划分,体网格由六面体、五面体

和非结构化四面体网格组成,网格单元体总数 148 387,其中位于边界层的体网格尺寸控制在 0.2 mm,非运动区域及运动区域的体网格最大尺寸小于 2 mm。在节气门阀片旋转过程中,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。计算过程中选用 Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型,采用 PISO 算法,运用动网格技术,模拟节气门从关闭状态以恒定角速度向全开位置旋转时,不同转角时刻的空气瞬态流动过程,即模拟汽车从静止处于加速初始状态时,节气门由关闭向全开过程的瞬态流动分析。根据实际情况,当汽车从静止向全负荷加速的过程中,节气门实现全开历程一般在 3 s 之内。本文设定节气门阀片从关闭到全开的时间历程为 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,设定节气门旋转为匀速转动,旋转角速度 ω 为 $\pi/2$ rad。节气门处的运动网格以节气门每旋转 0.5° 为一个计算单位周期。



(a) 电控节气门



(b) 节气门模型示意图

图 1 电控节气门实物图及示意图

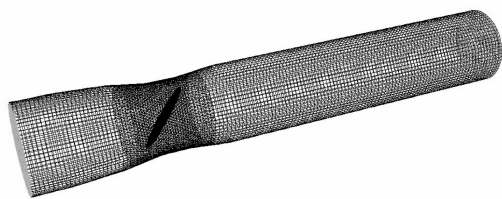


图 2 带有节气门的流场计算网格

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。设定压力入口边界条件,空气入口方向为 z 轴正方向,入口压力 99.3 kPa。设定

流场的出口为压力边界条件。为了防止计算时回流影响,流场入口和出口位置被适当延长。空气入口温度 300 K,管壁面边界采用标准壁面函数法求解。

2 电控节气门管内部流动过程

2.1 试验验证

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,将一维计算结果与试验测试值进行了比较。图 3 为不同转角时刻节气门出口位置质量流量稳态计算值与试验值的对比。节气门试验在节气门体综合性能测试台 S7802 上进行,让节气门阀片由关闭向全开状态过渡,进口压力为当地大气压,分别测试阀片开度为 5° 、 10° 、 20° 、 30° 、 40° 、 50° 、 60° 、 70° 和 80° 时的节气门进口、出口位置压力和流量情况。由图 3 可以发现,稳态计算结果与试验结果较接近。以稳态计算结果为基础,可确定电控节气门瞬态流动过程三维数值模拟结果的准确性^[3]。

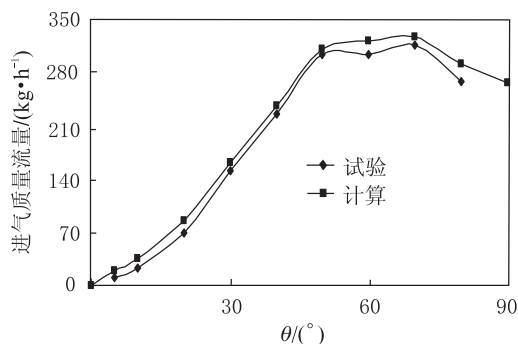


图 3 出口质量流量计算结果对比

2.2 电控节气门管内瞬态速度场分析

为了明确分析电控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,计算结果表示为节气门旋转过程的当前角度,瞬态时间与旋转角度的关系为:

$$t = \frac{\theta}{\omega} \quad (6)$$

沿 xy 截面的流场划分方式为:以节气门中心为坐标 O 点,以 15 mm 等间距取 $z = -15$ 、0、15、30、45 mm 共 5 个与 xy 平面平行的截面进行分析。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。由图 4 和图 5 可以看出,节气门在初始转动时刻,流场随着阀片旋转时间而逐渐发展,且节气门后侧的流动变化过程比较复杂。在节气门转动初期,节气门后侧出现气旋;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,在 θ 接近 30° 附

近时,气旋开始逐渐减小,其原因是在节气门下止点附近出现一个较大的速度上升区,恰好对先前出现的气旋有挤压作用使其减小。根据图5可以发现: θ 从 30° 向 70° 转动过程中,气旋区域开始逐渐分裂成沿 x 轴方向的两个对称的气旋区;在 θ 接近 80° 附近时,这两个气旋区逐渐变小并消失。计算还发现,节气门在转动过程中,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,这种现象是由节气门的旋转方向导致的。当节气门接近达到全开时,上下半区的空气流量接近相等。

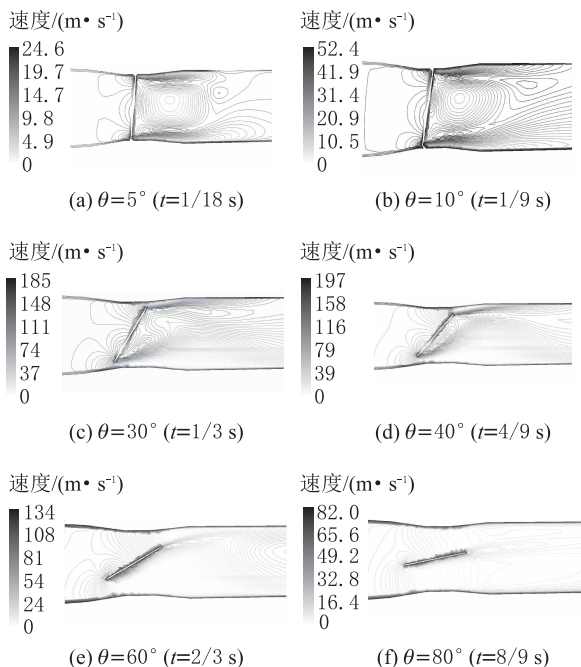


图4 节气门不同转角时刻管内 yOz 截面速度场等值线分布

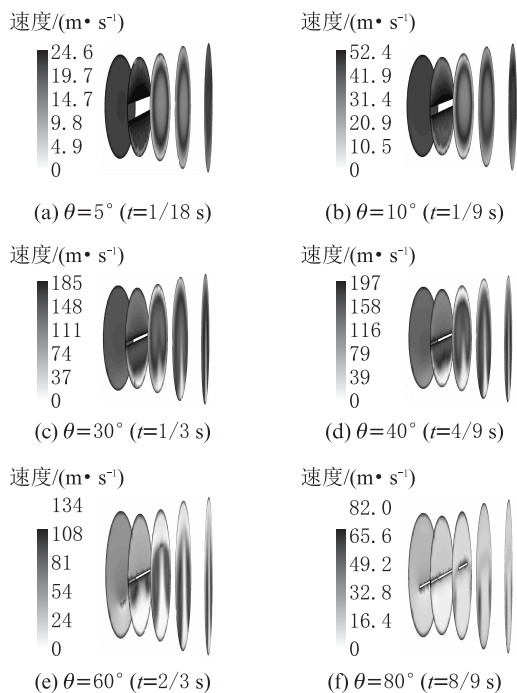


图5 节气门不同转角时刻管内 xy 截面速度场分布

2.3 电控节气门管内瞬态压力场分析

节气门的旋转直接影响管道内部流动空气的压力变化。图6表示了节气门转动过程中出口位置压力的变化情况。从图6中可以看出,随着节气门转角增加,出口压力也逐渐增加,压力降减小。当节气门接近全开时,出口压力达到90 kPa以上,进出口压力降最小。图7为节气门不同转角时刻节气门管内静压力变化曲线,图中 l 表示节气门管道计算长度。从图7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,这是节气门前后两侧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。

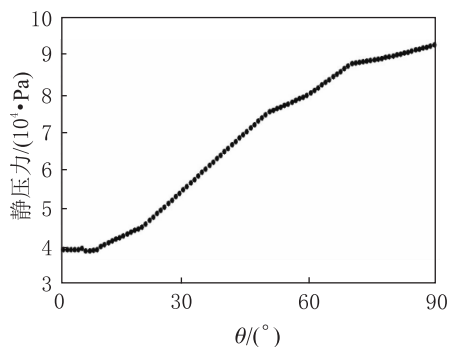


图6 节气门不同转角时刻出口压力恢复情况

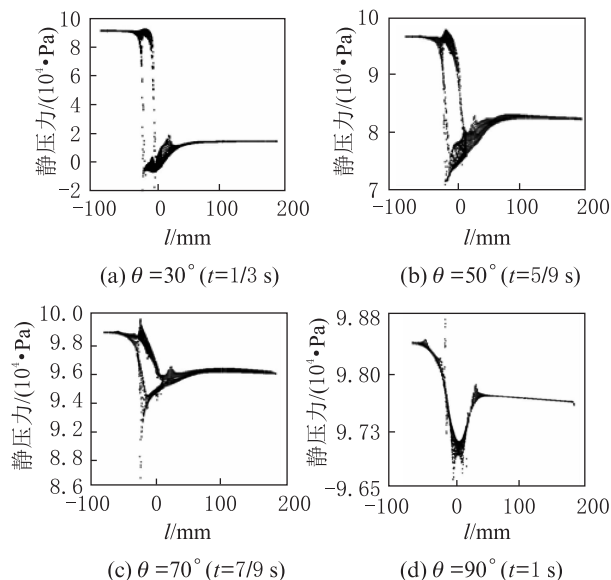


图7 节气门不同转角时刻管内静压力变化

从图7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。此刻的压力变化接近文丘里管效应,即:在节气门管道缩口位置,空气在收缩形通道内流动,气流加速,马赫数增大,压

力、温度和密度下降;当气流在扩张形通道内流动,则气体减速,马赫数减小,压力、温度和密度升高。

2.4 电控节气门管内流动噪声分析与讨论

节气门的旋转对管内空气流动噪声的变化过程也存在直接影响。本文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,本文对噪声的计算过程中,声功率即为声源总声功率。图 8 为节气门不同转角时刻管内 yOz 截面声功率级分布。从图 8 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,声功率峰值先增加然后减小。在节气门阀片旋转初期,流动噪声区产生在节气门上止点和下止点附近的两个位置;随着节气门转角 θ 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° 时,声功率峰值达到最大,约 149 dB。随后逐渐减小,在节气门达到全开状态,流动噪声接近平稳,声功率最大值在 85 dB 以下。此结果证实了汽车从低速迅速向高速过渡时,在加速初始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^[8]。图 9 为节气门不同转角时刻管内声功率分布。从图 9 中可以发现,流动噪声的峰值始终存在于节气门后侧,并且随着 θ 的逐渐增加,出现声功率峰值的位置逐渐远离节气门。计算发现,当 θ 达到 70° 后,流动噪声逐渐达到平稳,声功率峰值降低,声功率峰值位于节气门中心附近。

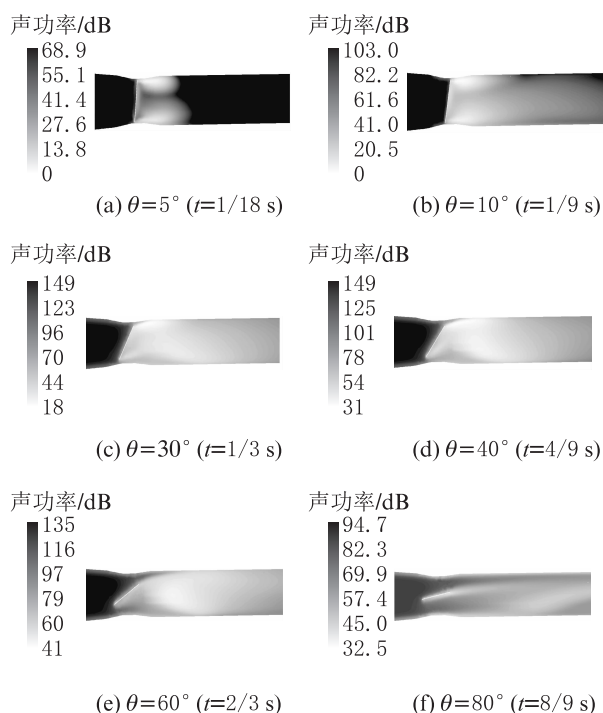


图 8 节气门不同转角时刻管内 yOz 平面声功率分布

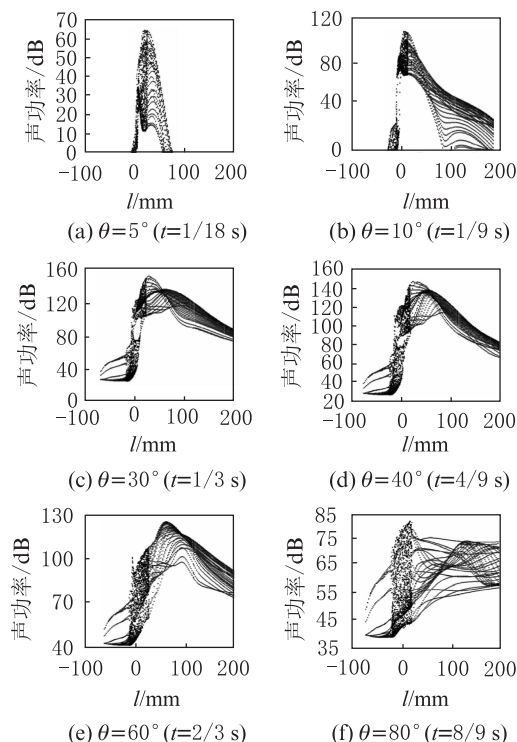


图 9 节气门不同转角时刻管内声功率分布

3 结论

(1) 节气门转动对管内空气速度场、压力场及流动噪声变化有直接影响。在节气门转动初始期,节气门后侧产生了气旋,压力在节气门前后两侧发生了陡降,在节气门上止点和下止点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,出口压力逐渐恢复。

(2) 流动噪声的变化与阀片旋转位置有直接联系。流动噪声声功率先增加,在节气门转角达到 40° 后,流动噪声开始逐渐减小,声功率峰值始终存在于节气门后侧,并且随着节气门转角的逐渐增加,出现声功率峰值的位置逐渐远离节气门,流动噪声也逐渐趋于稳定。

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 F, SONG J H, WANG D, et al. Study on electronic throttle control system for CNG engine[J]. Vehicle Engine, 2008(2): 68-71.
- [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 L, WANG S G. Construction of electronic throttle control system [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2005, 26(4): 20-23.

(下转第 80 页)

- [3] 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 L B, FU Y M, ZAN X W. 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.
- [4] 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 J J, HUANG H B, ZENG D J, et al. Influence of valve piece shape on throttle's flow field [J]. Small Internal Combustion Engine and Motorcycle, 2012, 41(3):52-55.
- [5] 张宏伟,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 A W, LIU J J, LIN S C, et al. Research on engine charge model based on throttle plate position[J]. Small Internal Combustion Engine and Motorcycle, 2012, 41(5):41-44.
- [6] 唐琦军,刘敬平,易鹏,等. 增压汽油机泵气损失影响因素分解及其性规律研究[J]. 内燃机工程, 2016, 37(4):126-134.
TANG Q J, LIU J P, YI P, et al. Research on the decomposition of influencing parameters and general trends of pumping losses in GTDI engines [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2016, 37(4):126-134.
- [7] 祖炳锋,周仁杰,徐玉梁,等. 米勒循环在小型增压汽油机典型工况的应用研究[J]. 内燃机工程, 2017, 38(6):125-130.
ZU B F, ZHOU R J, XU Y L, et al. The application of Miller cycle on the typical working conditions of turbocharged downsizing gasoline engine [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2017, 38(6):125-130.
- [8] NAKASE Y, KANEHARA K, OHARA K, et al. Flow noise reduction upon quick opening the throttle[C/OL]. SAE Paper, 2001, 2001-01-1429. [2001-04-30]. <http://papers.sae.org/2001-01-1429/>.