

DOI: 10.7652/xjtuxb201812014

涡轮增压天然气发动机电控系统进气模型研究

任亚丹¹, 王龙¹, 李涛², 张颖³, 于平安⁴, 曾科¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 西安热工研究院有限公司, 710054, 西安;
3. 华为技术有限公司, 710077, 西安; 4. 第一拖拉机股份有限公司, 471000, 河南洛阳)

摘要: 针对天然气发动机普遍采用的进气充量标定方法精度和可移植性不高的问题,以一台潍柴 WP10NG336 涡轮增压火花点燃单点喷射全电控天然气发动机为研究对象,研究了基于物理模型的适合天然气发动机的进气充量模型。在平均值模型的假设基础上,采用折合气体流量描述进气过程,将进气过程流经缸内的气体细分为回流废气、扫气废气、倒流废气、始终驻留废气和新鲜折合气体,对涡轮增压器、节气门、进气管、排气管和气缸进行综合建模,并通过进气惯性对充量的影响来对模型进行简单修正。为验证模型的精确性,开展了针对 WP10NG336 天然气发动机的台架试验。试验结果表明,本文所提出的进气模型误差范围在 4% 以内,在占用较少计算资源的情况下能够准确地估计各种工作条件下发动机的实际稳态进气充量。

关键词: 涡轮增压天然气发动机;进气;物理模型;进气歧管压力

中图分类号: TK43 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2018)12-0093-06

Intake Charge Model of Electronically Controlled Turbocharged Natural Gas Engine

REN Yadan¹, WANG Long¹, LI Tao², ZHANG Ying³, YU Pingan⁴, ZENG Ke¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Xi'an Thermal Power Research Institute Co. Ltd., Xi'an 710054, China; 3. Huawei Technologies Co. Ltd., Xi'an 710077, China;
4. First Tractor Co. Ltd., Luoyang, Henan 471000, China)

Abstract: Aiming at the problem of poor accuracy and portability of normal intake charge calibrating method used in natural gas engine and taking a Weicai WP10NG336 turbocharged single-point injection natural gas engine as the research object, an intake charge model suitable for natural gas engine was studied. Based on the mean model, the equivalent gas flow was used to describe the intake process. The gas flowing through the cylinders was divided into reversing flow exhaust gas, scavenging exhaust gas, backflow residual gas, consistently stayed residual gas and fresh equivalent gas. Synthetic modeling and analyses were conducted on the turbocharger, throttle valve, intake manifold, exhaust manifold and cylinders, and the model was verified in consideration of the influence of intake inertia. Experiments on the WP10NG336 turbocharged natural gas engine were conducted, and results showed that the error range of the intake model proposed in this paper is within 4% and the air charge model is able to accurately estimate the actual air charge under different working conditions while occupying little computing resources.

Keywords: turbocharged natural gas engine; intake; physical model; intake manifold pressure

随着汽车行业节能减排法规的日益严苛,新能源汽车及替代能源汽车成为新的研究趋势。与传统汽油、柴油等发动机燃料相比,天然气具有储量丰富、抗爆性好、燃烧污染小的优点^[1]。目前,天然气发动机在国内外都有广泛的研究:Hutter等研究了稀薄燃烧天然气发动机的甲烷催化氧化现象,并提出了一套预测甲烷转化效率的模型^[2];杨博等对双燃料天然气发动机的电控系统进行了持续的研究,并提出了实用的电控系统控制策略^[3-4];国内大型汽车和发动机企业先后推出了单一天然气燃料汽车和双燃料发动机,同时我国天然气汽车的保有量也在逐渐增加,相应的加气站等基础设施在不断完善^[5-6]。虽然国内天然气发动机的硬件开发与国外的差距已经逐步缩小,但核心控制策略与控制算法与国外相比仍然存在较大差距。

为了更好地改善汽车发动机的排放性、动力性和经济性,基于扭矩的控制策略被提出并被广泛研究^[7-8],该控制策略需要精确地控制空燃比,而进气量的精确计算和控制是空燃比控制的基础^[9]。

发动机进气量的精确控制和燃油量的预测控制都高度依赖新鲜进气量的准确估计,天然气发动机电控系统目前普遍使用的进气量测量方法是根据转速和进气压力来估算的。该方法有许多不足之处:标定工作量大,标定的准确性直接影响整个电控喷射系统;随着发动机部件的磨损老化,工作点发生偏移,性能会受到影响;带有VVT(可变气门正时)系统的发动机标定数据量巨大,且标定数据只能针对一款发动机,难以移植。在火花点火发动机电控系统中,基于物理模型的进气充量模型标定法因比传统的标定法得到的进气量具有更高的精度和可移植性,在汽油机中得到了广泛应用^[10]。因此,研究适合天然气发动机特点的基于物理模型的进气充量模型,是天然气发动机电控系统研究的必然趋势。

本文在平均值模型的假设^[11]基础上,针对涡轮增压天然气发动机建立了以进气歧管压力为主负荷传感器的进气充量模型。与台架试验数据进行对比分析,证明该模型的计算误差在4%之内,具有良好的精度,可用来进行发动机进气量的计算。

1 增压天然气发动机进气模型

1.1 进气模型概述

传统进气门前喷射汽油机在计算进气充量时将汽油体积忽略,因为理想状态下汽油蒸气约占混合气体积的1.7%,其对进气充量的影响可在匹配中

得到补偿。对于天然气发动机,理想状态下天然气约占混合气体积的9.5%,实际工作常用稀薄燃烧方式,天然气与混合气的体积比在6.8%~8.1%之间,故这部分天然气体积不能忽略。天然气发动机是在节气门前多点喷射预混进气,通过节气门的气体为天然气和空气的理想气体混合物,称之为折合气体,其气体常数 R'_g 、绝热系数 κ' 由下式计算

$$R'_g = \frac{m_{\text{CNG}} R_{\text{CNG}} + m_{\text{air}} R_{\text{air}}}{m_{\text{CNG}} + m_{\text{air}}} = \frac{R_{\text{CNG}} + 17.2\lambda R_{\text{air}}}{1 + 17.2\lambda} \quad (1)$$

$$\kappa' = \frac{m_{\text{CNG}} \kappa_{\text{CNG}} + m_{\text{air}} \kappa_{\text{air}}}{m_{\text{CNG}} + m_{\text{air}}} = \frac{\kappa_{\text{CNG}} + 17.2\lambda \kappa_{\text{air}}}{1 + 17.2\lambda} \quad (2)$$

将实际进气过程分为4个阶段,进气过程的缸压简化曲线如图1所示。

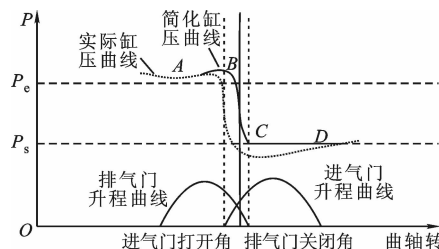


图1 气门升程和缸内气体压力与曲轴转角的关系

第1阶段(AB段):进气门打开前的强制排气过程,缸内压力接近排气背压但略高于背压。假设倒流废气与始终驻留废气在进气门打开前完全分开,但压力相等约为排气背压。

第2阶段(BC段):气门重叠期间,若进气门打开初期进气歧管压力小于排气歧管压力,即 $P_s < P_e$ (工况1),缸内压力约为排气歧管压力,部分废气会从排气管流入气缸,再从气缸流入进气歧管,由于废气回流经过气缸时会带走部分缸内废气,故后者大于前者。假设质量为 m_{re} 的废气从排气管直接流入进气管,不与缸内废气混合,称为回流废气;另一部分原本在缸内的质量为 m_1 的残余废气,在进气门打开初期由于压差作用倒流入进气歧管,称为倒流废气;由于活塞上止点气缸顶部空间的存在,始终残留在缸内的质量为 m_2 的废气则称为始终驻留废气。假设回流废气和倒流废气在进气歧管内迅速混合,混合后的气体质量为 m_{is} 且压力达到进气歧管压力,其与歧管内质量为 m_2 的新鲜折合气体只发生热交换达到热平衡,不发生混合。

反之,若进气门打开初期进气歧管压力大于排气歧管压力,即 $P_s > P_e$ (工况2),类似上述过程,部分新鲜折合气体会流经进气门、燃烧室、排气门被扫出直接进入排气歧管,同时带走部分缸内废气,带走的这部分废气称为扫气废气^[12]。

第 3 阶段(CD 段):从排气门关闭到进气门关闭前。假设在排气门关闭瞬间,始终驻留废气经绝热膨胀后,压力达到与进气歧管压力平衡,且此后保持不变。对工况 1,质量为 m_{fs} 的废气随新鲜折合气体重新进入缸内,假设进气门关闭前进入缸内的各组分气体互不混合,维持自身状态。

第 4 阶段:进气门关闭后,对工况 1,假设此时质量为 m_{fs} 的废气先与始终驻留废气混合平衡后为质量为 m_R 的总废气,再与新鲜折合气体混合;对工况 2,始终驻留废气即为总废气。

基于上述分析假设,认为第 4 阶段与总废气混合前的新鲜折合气体即为发动机一个循环的进气充量

$$m_Z = \frac{P_s V_Z}{R'_g T_{air}} \quad (3)$$

由于天然气不存在气化吸热,增压发动机进气充量多,倒流回流废气对新鲜充量温度影响小,进气温升主要是高温件的传热^[13],与废气混合前的缸内新鲜充量温度为

$$T_{air} = (T_{eng} - T_s)[1 - e^{-(1/200)/n}] + T_s \quad (4)$$

式中 T_s 为进气门前的气流温度。

混合前缸内新鲜充量体积为

$$V_Z = V_{IVC} - V_R \quad (5)$$

式中: V_{IVC} 和 V_R 分别是进气门关闭时的气缸容积和废气所占缸内体积,下面将通过计算废气量来求 V_R 。

1.2 回流废气和扫气废气的计算

如果不关注气体流场在空间上的分布情况,而是集中于气体流量的估计,那么进排气门处的空气流动状况适宜用气体的一维流动方程来描述^[14],即用一维可压缩流体的渐缩喷管模型来描述,喷管喉部是进排气门处的最小流通面 $A_t(\varphi)$,当进气压力大于排气压力时,喷管进口是进气管,背压是排气压力,当排气压力大于进气压力时,方向相反。假设流动过程绝热,喷管进口处流速为 0。

当 $P_e > P_s$ 且 $\frac{P_s}{P_e} > \left(\frac{2}{\kappa''+1}\right)^{\kappa''/(\kappa''-1)}$ 时,喷管中气体处于亚临界流动状态,回流废气质量流量为

$$\dot{m}_{re} = A_t(\varphi) \frac{P_e}{\sqrt{R'_g T_e}} \left(\frac{P_s}{P_e}\right)^{1/\kappa''} \sqrt{2 \frac{\kappa''}{\kappa''-1} \left[1 - \left(\frac{P_s}{P_e}\right)^{(\kappa''-1)/\kappa''}\right]} \quad (6)$$

式中: T_e 为排气歧管内的废气温度; R'_g 、 κ'' 为残余废气的热力学参数。

当 $\frac{P_s}{P_e} \leq \left(\frac{2}{\kappa''+1}\right)^{\kappa''/(\kappa''-1)}$ 时,流动为超临界流动,

喷管流量保持在 $\dot{m}_{re,max}$,即

$$\dot{m}_{re,max} = A_t(\varphi) \frac{P_e}{\sqrt{R'_g T_e}} \sqrt{\kappa'' \left(\frac{2}{\kappa''+1}\right)^{(\kappa''+1)/(\kappa''-1)}} \quad (7)$$

当 $P_e < P_s$ 时,可类似计算出扫气量。实际被带走的扫气废气量与气流扫气速度和缸内气门布置位置等因素有关^[15],通常小于计算出的扫气量,需通过试验标定得到一个修正系数,但过程比较复杂,在影响不大的情况下,认为修正系数为 1。

1.3 缸内驻留废气量计算

当排气压力大于进气压力时,进气门打开瞬间

$$V_{IVO} = V_{IVO1} + V_{IVO2} \quad (8)$$

式中: V_{IVO} 、 V_{IVO1} 、 V_{IVO2} 分别是进气门打开瞬间气缸体积和倒流废气、始终驻留废气的体积。由气体状态方程可计算出稳态工况下缸内的总驻留废气质量

$$m_1 + m_2 = \frac{V_{IVO} P_e}{R'_g T_e} \quad (9)$$

排气门关闭瞬间,始终驻留废气的温度由下式计算

$$T_2 = T_e \left(\frac{P_s}{P_e}\right)^{(\kappa''-1)/\kappa''} \quad (10)$$

$$V_{IVO2} = \left(\frac{P_s}{P_e}\right)^{1/\kappa''} V_{EVC} \quad (11)$$

$$m_2 = \frac{V_{EVC} P_s}{R'_g T_2} \quad (12)$$

式中 V_{EVC} 为排气门关闭时缸内始终驻留气体的体积。联立式(8)~(12),可求得 m_1 和 V_{IVO1} 。

当排气压力小于进气压力时

$$m_1 = 0 \quad (13)$$

$$m_2 = \frac{V_{IVO} P_e}{R'_g T_e} \quad (14)$$

基于 1.1 小节的分析,倒流废气和始终驻留废气的热力过程简化如下:始终驻留废气经绝热膨胀做功 W_2 将倒流废气推入进气歧管中,倒流废气在进气歧管内绝热膨胀推开体积为 V_{IVO1} 的新鲜折合气体做功 W_1 。以倒流废气为研究对象,假定其膨胀前后的热力学能分别是 U_{10} 、 U_{11} ,由热力学第一定律有

$$Q = \Delta U + W = (U_{11} - U_{10}) + (W_1 - W_2) = 0 \quad (15)$$

$$U_{10} = C'_v m_1 T_e \quad (16)$$

$$U_{11} = C'_v m_1 T_1 \quad (17)$$

$$W_1 = P_s V_{IVO1} = m_1 R'_g T_1 \quad (18)$$

$$W_2 = C'_v m_2 (T_e - T_2) \quad (19)$$

式中 C'_v 为残余废气的比定容热容。联立上式,可求出倒流废气进入进气歧管后的温度 T_1 。

1.4 新鲜折合气体流量计算

回流废气经过理想喷管绝热膨胀进入进气歧管,其温度的计算式如下

$$T_{re} = T_e \left(\frac{P_s}{P_e} \right)^{(\kappa''-1)/\kappa''} \quad (20)$$

回流废气、倒流废气和始终驻留废气的效率和相对热量为

$$\eta_i = \frac{m_i}{m_0} \quad (21)$$

$$Q_i = \eta_i T_i \quad (22)$$

$$m_0 = \frac{P_0 V'_h}{R'_g T_0} \quad (23)$$

式中:下标*i*分别表示 re、1、2;*V'_h*是气缸排量;*P₀*=101.3 kPa;*T₀*=273 K。

回流废气和倒流废气混合后的气体温度为

$$T_{fs} = \frac{Q_{re} + Q_1}{\eta_{re} + \eta_1} \quad (24)$$

其被新鲜充量冷却后的温度为

$$T'_{fs} = (T_{air} - T_{fs})(1 - e^{1/200/n}) + T_{fs} \quad (25)$$

缸内总废气的平均温度和质量为

$$T_R = \frac{Q_F}{\eta_R} = \frac{Q'_{fs} + Q_2}{\eta_{re} + \eta_1 + \eta_2} \quad (26)$$

$$m_R = m_1 + m_2 + m_{re} \quad (27)$$

缸内总废气与新鲜折合气体混合前的体积为

$$V_R = \frac{M_R R''_g T_R}{P_s} \quad (28)$$

将式(28)(4)和(5)代入式(3),得出新鲜折合气体充量 *m_z*。

1.5 涡轮增压器的特性及计算

排气压力 *P_e* 和排气温度 *T_e* 在充量模型中是重要参数,本文通过以下涡轮增压器模型求得。

增压器压比

$$P_{rc} = \frac{P_{tv1}}{P_u - P_{af}} \quad (29)$$

式中:*P_{tv1}*、*P_u*、*P_{af}*分别是节气门前压力、大气压力和空滤压降。增压器的质量流量

$$\dot{m}_{air} = \frac{17.2\lambda\dot{m}_{tv}}{17.2\lambda + 1} \quad (30)$$

节气门处的折合气体质量流量 *m_{tv}* 计算如下。

当 $\frac{P_{tv2}}{P_{tv1}} > \left(\frac{2}{\kappa' + 1} \right)^{\kappa' / (\kappa' - 1)}$ 时,流动为亚临界流动,此时

$$\dot{m}_{tv} = A_{tv}(\alpha) \frac{P_{tv1}}{\sqrt{R'_g T_{tv1}}} \left(\frac{P_{tv2}}{P_{tv1}} \right)^{1/\kappa'} \cdot \sqrt{\frac{2\kappa' [1 - (P_{tv2}/P_{tv1})^{(\kappa'-1)/\kappa'}]}{\kappa' - 1}} \quad (31)$$

式中 *A_{tv}*(α)是节气门处等效流通截面积。

当 $\frac{P_{tv2}}{P_{tv1}} \leq \left(\frac{2}{\kappa' + 1} \right)^{\kappa' / (\kappa' - 1)}$ 时,流动为临界流动,流量保持在最大流量 *m_{tv,max}* 处,即

$$\dot{m}_{tv,max} = A_{tv}(\alpha) \frac{P_{tv1}}{\sqrt{R'_g T_{tv1}}} \sqrt{\kappa' \left(\frac{2}{\kappa' + 1} \right)^{(\kappa'+1)/(\kappa'-1)}} \quad (32)$$

由增压器压比和流过增压器的空气质量流量查增压器特性曲线得到增压器转速,即为涡轮转速。流经涡轮的质量流量

$$\dot{m}_T = \delta \dot{m}_{tv} \quad (33)$$

式中 δ 是流经涡轮的废气与混合气的体积比,根据涡轮和增压器功率平衡迭代计算得到。由涡轮转速和流过涡轮的废气质量流量查涡轮特性表可得涡轮压比,涡轮后压力 *P_{T2}* 用传感器测得,由增压器压比可得涡轮前压力 *P_{T1}*,简化排气歧管模型,则排气压力 *P_e* 近似为涡轮前压力 *P_{T1}*。涡轮温度为

$$T_e = \left[\eta_T \left(\frac{P_{T1}}{P_{T2}} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} - \eta_T + 1 \right] T_{T2} \quad (34)$$

式中:*T_{T2}*是涡轮后排温; η_T 是涡轮机相对内效率。

2 模型试验验证

2.1 试验设备及方法

试验所用发动机是潍柴 WP10NG336 涡轮增压全电控天然气发动机,主要性能参数见表 1。

表 1 WP10NG336 天然气发动机性能参数

名称	性能参数
型号	WP10NG336
型式	直列、水冷、4 冲程
进气方式	增压中冷
气缸数×缸径×行程	6×126 mm×130 mm
排量	9.726 L
额定功率/转速	247 kW/2 200 r·min ⁻¹
压缩比	11.6:1
进气门打开角	上止点前 20°
进气门关闭角	下止点后 47°
排气门打开角	下止点前 63°
排气门关闭角	上止点后 20°

试验发动机由 DW400 型测功机控制,该测功机可实时监控发动机的转速、扭矩、功率、温度等,天然气气耗量由精度为 0.12% 的湘仪动测 FC2212L 瞬态气耗仪测量。

为了验证本文提出的进气模型,检验其是否能较准确地估计各种工况下发动机的实际进气充量,

选取发动机转速范围为 800~2 200 r/min,步长为 200 r/min;进气歧管压力范围为 40~200 kPa,步长为 20 kPa,覆盖了发动机怠速、小负荷、中等负荷、大负荷。需要说明的是,对于小负荷低转速工况,最大进气歧管压力无法达到 200 kPa 的,则取其所能达到的最大进气歧管压力为该转速下进气歧管压力上限工作点。

2.2 试验结果及模型修正

图 2 给出了不同转速和扭矩下由实测天然气气耗量计算得到的实际折合气体流量。从图中可以看出,在发动机各个转速下,折合气体流量和进气歧管压力近似呈线性相关。

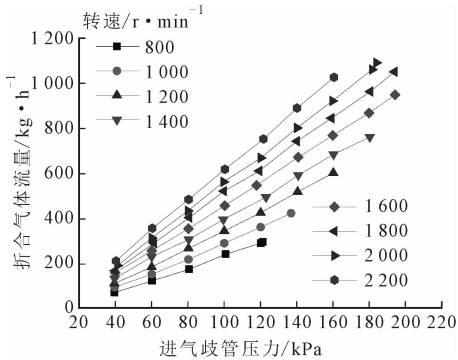


图 2 试验折合气体流量曲线

实际工作中进排气过程受到进排气惯性的影响。在排气过程中,废气由排气方向转为进气倒流方向有一定的惯性延迟,使实际的 m_{re} 和 m_1 值小于模型的计算值。排气惯性对充量的影响主要与排气门关闭角和转速有关,由于试验发动机排气相位固定,进排气门重叠角仅为 40°,计算出的 m_{re} 非常小,对发动机影响可忽略不计。对于 VVT 发动机,可通过对 m_{re} 和 m_1 乘以一定的修正系数进行修正。

进气过程中,由于进气门迟闭活塞开始缓慢上行,部分新鲜折合气体在气流惯性的作用下继续进入气缸,使进气门关闭时缸内实际压力略高于进气压力,在模型计算中假设从排气门关闭到进气门关闭缸内气体压力始终等于进气压力,因此计算的充气效率要小于实际充气效率。进气惯性对于充量的影响主要与进气门关闭角和转速有关,由于本文所用发动机进气相位固定,进气惯性仅与转速有关,故需要对计算的新鲜折合气体流量乘以修正系数。该修正系数要在台架上进行仔细标定,调整修正系数使模型计算结果逐渐接近实际测量结果,根据线性插值拟合得到的修正系数如图 3 所示。

转速较小和较大时修正系数都小,因为转速较

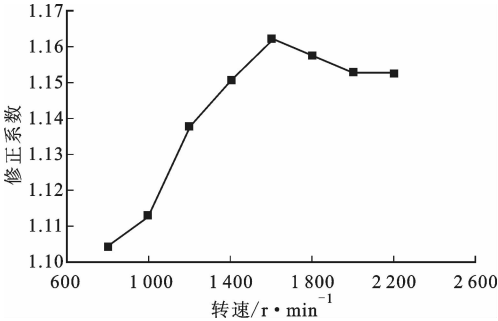
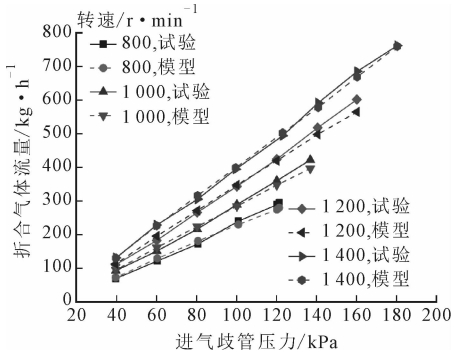


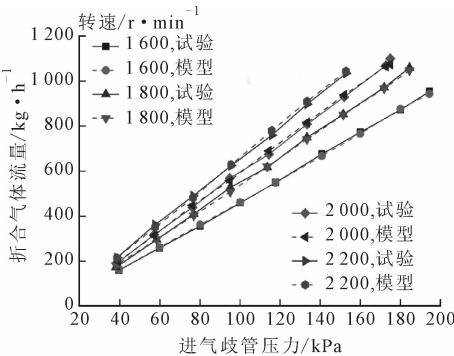
图 3 进气惯性对充气效率的修正

小时进气惯性较小,使进气量减小,而转速过大时增加了空气阻力,也导致进气量减小。

将前述物理模型在 MATLAB/Simulink 中建模并进行离线仿真,经进气惯性修正后,Simulink 模型计算的折合气体流量与实际折合气体流量的对比曲线如图 4 所示。从图中可知,Simulink 模型计算的折合气体流量与实际折合气体流量已非常接近,除极个别工况外,计算值与实验值的误差范围在 4% 以内,说明本文建立的基于物理模型的充气模型经过简单修正后,即可用来估计发动机的实际稳态进气充量。



(a) 转速范围 800~1 400 r·min⁻¹



(b) 转速范围 1 600~2 200 r·min⁻¹

图 4 模型计算与实际的折合气体流量的对比

3 结 论

本文建立了适合天然气发动机的基于物理模型

的进气充量模型,并在一台天然气发动机上进行试验验证,得到如下结论:

(1)本文建立了以进气歧管压力传感器为主负荷传感器的充量模型,经进气惯性修正后,计算误差范围在4%以内,与传统测量方法相比,可在占用较少计算资源的条件下准确地估计各种工作条件下发动机的实际稳态进气充量。

(2)节气门前喷射天然气发动机的燃料体积不可忽略,采用折合气体流量描述进气过程简便可行。

(3)当进气压力大于排气压力时,将换气过程中的气体分为新鲜折合气体、扫气废气和始终驻留废气;反之,换气过程中的气体分为新鲜折合气体、回流废气、倒流废气和始终驻留废气,这种缸内气体分类方法对天然气发动机可行。

参考文献:

- [1] 李娜,张强,邵思东,等. 重型车用稀燃天然气发动机碳氢排放特性[J]. 农业工程学报, 2013, 29(2): 45-50.
LI Na, ZHANG Qiang, SHAO Sidong, et al. HC emission characteristics of heavy vehicle equipped with lean-burn natural gas engine [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2013, 29(2): 45-50.
- [2] HUTTER R, DE LIBERO L, ELBERT P, et al. Catalytic methane oxidation in the exhaust gas aftertreatment of a lean-burn natural gas engine [J]. Chemical Engineering Journal, 2018, 349: 156-158.
- [3] YANG Bo, WEI Xing, XI Chengxun, et al. Experimental study of the effects of natural gas injection timing on the combustion performance and emissions of a turbocharged common rail dual-fuel engine [J]. Energy Conversion and Management, 2014, 87(11): 297-304.
- [4] YANG Bo, ZENG Ke. Effects of natural gas injection timing and split pilot fuel injection strategy on the combustion performance and emissions in a dual-fuel engine fueled with diesel and natural gas [J]. Energy Conversion and Management, 2018, 168(7): 162-169.
- [5] 陈昊,韩斌,陈轶嵩,等. 天然气汽车发展现状及趋势[J]. 中国能源, 2018, 40(2): 36-41.
CHEN Hao, HAN Bin, CHEN Tiesong, et al. Current situation and development trend of natural gas automobiles [J]. Energy of China, 2018, 40(2): 36-41.
- [6] 王帅兵,秦豪杰,邵方阁. 国内天然气汽车的发展现状及趋势[J]. 汽车实用技术, 2016(10): 1-3.

WANG Shuaibing, QIN Haojie, SHAO Fangge. Development status and trends of domestic natural gas vehicles [J]. Automobile Applied Technology, 2016(10): 1-3.

- [7] 杨健. 基于 Matlab/Simulink 的天然气发动机电控系统仿真 [J]. 小型内燃机与车辆技术, 2008, 37(6): 62-64.
YANG Jian. Simulation of electronically controlled system for CNG engine based on Matlab/Simulink [J]. Small Internal Combustion Engine and Motorcycle, 2008, 37(6): 62-64.
- [8] LIVSHIZ M, KAO M, WILL A. Validation and calibration process of powertrain model for engine torque control development[C/OL]//SAE 2004 World Congress & Exhibition. [2018-04-15]. DOI: 10.4271/2004-01-0902.
- [9] 邹博文,李静波,陈本林,等. 基于状态观测器的天然气发动机控制策略研究 [J]. 汽车技术, 2008(11): 5-8.
ZOU Bowen, LI Jingbo, CHEN Benlin, et al. Research of natural gas engine control strategy based on state observer [J]. Automobile Technology, 2008(11): 5-8.
- [10] 黄雪峰,谢辉,陈韬,等. 用于汽油机瞬态空燃比前馈控制的进气量预测模型 [C]//中国内燃机学会燃烧节能净化分会 2014 年学术年会暨先进发动机节能及测试技术论坛. 北京: 中国内燃机学会: 2014: 965-970.
- [11] 洪木南,欧阳明高. 基于汽油机平均值模型的在线转矩估计 [J]. 机械工程学报, 2009, 45(4): 290-294.
HONG Munan, OUYANG Minggao. On-board torque estimation based on mean value SI engine models [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(4): 290-294.
- [12] 刘巨江,林思聪,吴坚,等. 基于进气歧管压力的进气模型研究 [J]. 车用发动机, 2011(3): 29-31.
LIU Jujiang, LIN Sicong, WU Jian, et al. Charge model based on intake manifold pressure [J]. Vehicle Engine, 2011(3): 29-31.
- [13] 王建昕. 汽车发动机原理 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2011: 89-90.
- [14] HEYWOOD J. Internal combustion engine fundamentals [M]. New York, USA: McGraw-Hill Education, 1988: 205-270.
- [15] 陆家祥. 柴油机涡轮增压技术 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2004: 92-101.

(编辑 荆树蓉)