

2 冲程直喷煤油发动机空燃比控制方法

李 鸿, 黄 英, 赵振峰, 岳芸鹏, 王 绪

(北京理工大学 机械与车辆学院, 北京 100081)

摘要: 为了保障 2 冲程直喷煤油发动机高效、稳定地运行, 对其空燃比控制方法进行了研究。采用机理建模和试验数据建模相结合的方法, 建立了 2 冲程直喷煤油发动机平均值模型, 包括扫气模型和燃油油量模型。在扫气模型建模过程中, 分别对进气道、曲轴箱、气缸进行了分析; 燃油油量模型考虑了气缸温度对燃油蒸发效果的影响, 并引入了燃油蒸发系数。对 2 冲程发动机扫气过程进行了分析, 通过台架试验得到了不同工况下的扫气效率、扫气比和捕获率等扫气参数。基于 Matlab/Simulink 建立了空燃比前馈控制器, 并进行了台架试验验证。结果表明: 控制器能够满足空燃比的控制要求, 最大误差为 10% 左右, 该误差产生的原因为燃油油量模型和扫气模型存在系统误差, 但是燃油油量模型的系统误差影响较小, 可以忽略。

关键词: 直喷煤油发动机; 2 冲程; 空燃比控制; 平均值模型; 扫气模型

中图分类号: V234

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2021.S1.015

Air-fuel Ratio Control Method for Two Stroke Direct Injection Kerosene Engine

LI Hong, HUANG Ying, ZHAO Zhen-feng, YUE Yun-peng, WANG Xu

(School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: In order to ensure the efficient and stable operation of the two stroke direct injection kerosene engine, the air-fuel ratio control method was studied. The mean value model of two stroke direct injection kerosene engine was established by combining mechanism modeling with test data modeling, including scavenging model and fuel model. The air inlet, crankcase and cylinder were analyzed respectively in the process of modeling the scavenging model. The fuel model took into account the influence of cylinder temperature on fuel evaporation and introduced fuel evaporation coefficient. The scavenging process of two stroke engine was analyzed, and the scavenging parameters such as scavenging efficiency, scavenging ratio and trapping efficiency under different working conditions were obtained by bench test. Based on the Matlab/Simulink, the model-based air-fuel ratio controller was established and verified by bench test. The results showed that the controller can meet the control requirements of the air-fuel ratio, and the maximum error is about 10%. The reason for this error is that there are systematic errors in the fuel model and the scavenging model, but the systematic error of the fuel model has little effect and can be ignored.

Key words: direct injection kerosene engine; two stroke; air-fuel ratio control; mean value model; scavenging model

0 引言

重油发动机的供油常采用燃油直喷的方式^[1], 进气道喷射是将燃油喷射在进气道, 与空气混合后进入气缸, 会导致在某些工况下燃油蒸发不完全, 实际喷入的燃油量远远超过按化学当量比计算得到的喷油量, 为此建立了各种补偿模型^[2-4]。而直喷式发动机避免了进气道湿壁的问题, 使得燃油量的精确计算更为方便, 提高了发动机的瞬态响应速度, 基本上在第

2 个工作循环发动机就能正常运转。但相比于进气道喷射, 直喷式发动机需要克服缸内压力, 同时由于采用煤油作为燃料, 可以采用喷射压力较高的新型喷射系统保证进入气缸的燃油雾化效果。国内外学者针对煤油雾化的性能, 在新型喷射系统上进行了很多研究^[5-7]。

2 冲程发动机扫气过程复杂, 使得空燃比精确控制变得困难^[8]。直喷式发动机燃油策略一般采用“以

收稿日期: 2019-11-08 基金项目: 深圳市科技创新基金(JCYJ20170817114345260)资助

作者简介: 李鸿(1994), 男, 在读硕士研究生, 研究方向为发动机电子控制; E-mail: lihong7452@163.com。

引用格式: 李鸿, 黄英, 赵振峰, 等. 2 冲程直喷煤油发动机空燃比控制方法[J]. 航空发动机, 2021, 47(增刊 1): 85-92. LI Hong, HUANG Ying, ZHAO Zhenfeng, et al. Air-fuel ratio control method for two stroke direct injection kerosene engine[J]. Aeroengine, 2021, 47(S1): 85-92.

气定油”的方式,计算该工况下的气量,基于目标空燃比得到喷油量。4冲程发动机多采用“速度-密度法”,即用进气压力和发动机转速推算出发动机每一工作循环的进气质量^[9]。而采用扫气口扫气的2冲程发动机相比于4冲程发动机,在计算进气质量时必须考虑扫气模型。为了评价扫气过程的好坏,扫气效率这一评价标准被广泛使用,而在气缸内出现的“短路”现象一般用捕获率进行评价。Jante^[10]最早提出了研究缸内扫气流动的扫气图法,在无缸盖情况下测得扫气图,但忽视了气流的反向运动,不能正确反映发动机性能;陈林林等^[11]在不同工况下采集发动机缸压、曲轴箱压力和发动机转速等信号数据,计算出扫气比,从而计算出不同工况下的扫气效率,在计算实际气量时除以固定扫气系数,用以表征短路损失。但实际上在不同工况下的短路损失应针对其影响因素单独分析。董雪飞等^[12]通过使用示踪气体法直接测量直流扫气2冲程发动机在扫气过程中的捕获率,并通过采集到的进气流量、进气压力和进气温度等试验数据较准确地计算出扫气效率、扫气比等扫气参数。采用这种方法须配备复杂的试验装置和数据采集分析系统,经过离线处理才能获得试验结果。而控制模型要求试验数据实时可测,试验结果在线计算,因此上述方法无法保证控制模型的建立。

针对2冲程直喷柴油机,采用机理建模和试验建模相结合的方法,建立扫气模型和建立燃油油量模型;通过建立的空燃比前馈控制器,获得该工况下基于目标空燃比的喷油量,得到发动机喷油量脉谱图,进行空燃比前馈调节。根据台架试验数据对空燃比前馈控制器进行了验证,结果表明控制器能够使空燃比达到预期要求,具有良好的控制性能,保证发动机平稳运转。

1 发动机结构及技术参数

研究对象是2冲程缸内直喷式自然吸气柴油发动机,采用“气口-气口”的回流扫气形式,气缸布置形式为水平对置。发动机点火顺序为1、2-3、4,第1、2缸共用1个曲轴箱,第3、4缸共用1个曲轴箱,2个曲轴箱之间不进行气体交换。发动机技术参数见表1。

该发动机的喷射系统采用空气辅助燃油喷射系统,其原理如图1所示。整体式调压块是喷射系统的核心部件之一,利用安装在其中的燃油调压阀和空气

表1 发动机技术参数

参数	数据	参数	数据
缸径/mm	82	压缩比	8.0
冲程/mm	64	燃油系统	缸内直喷
连杆长度/mm	122	型式	直列4缸,自然吸气
缸数	4		

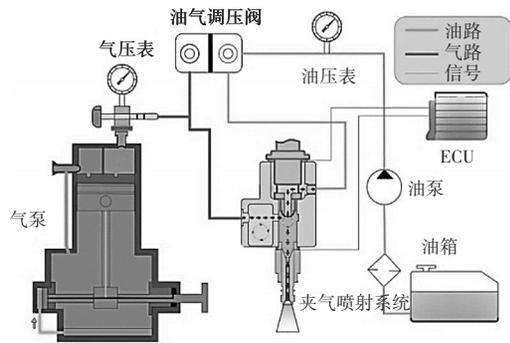


图1 空气辅助燃油喷射系统原理

调压阀维持系统油压和气压的稳定。

喷气和喷油的脉宽和正时通过电子控制单元(Electronic Control Unit, ECU)行标定,经过试验验证,喷气嘴可在1.5 ms内将空气辅助块内高压气体全部喷出,喷气嘴和喷油嘴间隔0.5 ms可保证执行器正常工作。通过标定喷油器喷油脉宽改变喷入缸内的实际喷油量。实际喷射脉宽为“标定喷油脉宽+油气间隔+喷气时间”,通过控制喷气结束角来计算喷油开始角。

2 平均值模型的建立

采用机理建模和试验建模的方式,建立2冲程直喷柴油机的平均值模型,具体包括扫气模型和燃油油量模型;分别通过扫气模型和燃油油量模型计算得到缸内实际参与燃烧的气体质量和燃油质量,从而通过计算得到缸内实际的空燃比。发动机进气系统如图2所示。

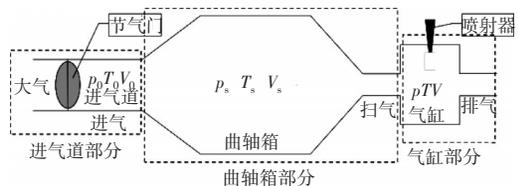


图2 发动机进气系统

2.1 扫气模型

在扫气模型建模过程中,按照容积法将进气系统分成3部分:进气口之前的进气道部分、进气口之后

的曲轴箱部分、扫气口之后的气缸部分,对每部分按照质量守恒和理想气体状态方程等定律进行建模。实际参与燃烧的气体质量是考虑短路损失之后的由曲轴箱经扫气口进入气缸的气体质量,因此仅需要建立气缸部分的平均值模型。

捕获率 η_i 是指经过扫气口流入缸内的新鲜空气与实际留在缸内用以和雾化的燃油进行混合以形成混合气的新鲜空气的比值。比值越大,说明短路损失越少,换气情况也越好。捕获率是关于气口叠开角的函数^[13],同时也与缸内气体压力、曲轴箱气体压力和转速等状态变量有关,一般通过台架试验采集排气的空燃比和氧气体积分数后计算得到。

建立关于节气门后进气道中空气质量流量的质量守恒等式

$$\dot{m}_s = \dot{m}_{at} - \dot{m}_{as} \quad (1)$$

式中: \dot{m}_s 为节气门之后的进气道部分的空气质量流量; \dot{m}_{at} 流经节气门的空气质量流量; \dot{m}_{as} 为从曲轴箱经扫气口扫入气缸内的空气质量流量,

$$\dot{m}_{as} = \phi_c(n, p_s) \frac{p_s \cdot n \cdot V_h \cdot i}{60\tau \cdot R \cdot T_s} \quad (2)$$

式中: p_s 为曲轴箱内扫气口开启时的气体平均压力, Pa; T_s 为曲轴箱内气体温度, K; n 为发动机转速, r/min; V_h 为发动机排量, L; i 为气缸数; τ 为冲程数; R 为气体常数; ϕ_c 为发动机的容积效率,与转速和曲轴箱压力有关,基于2冲程发动机扫气模型的假设, $\phi_c = \eta_s$, η_s 为发动机的扫气效率,通过台架试验采集发动机数据后计算求得。

由曲轴箱扫入气缸的新鲜空气质量流量求出每缸每循环的实际参与燃烧的气体质量流量为

$$\dot{m}_{cy} = \frac{\dot{m}_{as}(n, p_s)}{i \cdot n / 60} \eta_i = \frac{60\dot{m}_{as}(n, p_s) \cdot \eta_i}{i \cdot n} \quad (3)$$

式中: \dot{m}_{cy} 为每缸每循环参与形成混合气的实际进气质量流量, g/s; $\dot{m}_{as}(n, p_s)$ 为从曲轴箱经扫气口扫入气缸内的空气质量流量, g/s。

从式(3)中可见,实际参与燃烧的气体质量是由曲轴箱经扫气口扫入气缸内的空气质量和捕获率决定的;从式(2)中可见,由曲轴箱经扫气口扫入气缸内的空气质量需要已知曲轴箱压力、温度、扫气效率才可求解,而曲轴箱压力、温度可由传感器直接采集得到,要求解实际参与燃烧的气体质量,必须获得捕获

率和扫气效率。

2.2 燃油油量模型

2.2.1 喷油器模型

通过喷油特性试验对喷油量进行标定,建立喷油器模型,计算得到不同喷油脉宽下的喷油量。喷油器不同喷油脉宽下燃油喷射质量流量见表2。

表2 喷油器燃油喷射质量流量

喷油脉宽/ms	喷射量/mg	喷油脉宽/ms	喷射量/mg
2	8.1	8	41.0
4	19.2	10	52.2
6	30.2		

通过对表2数据进行线性拟合,得到喷油模型

$$m_f = 5.5t_{inj} - 2.83 \quad (4)$$

式中: m_f 为每缸每循环燃油质量流量, mg; t_{inj} 为喷油脉宽, ms。

在进行喷油特性试验时,喷油器背压为大气压力。在进行实际台架试验时,背压为缸内气体压力,随曲轴转角的变化而变化,转速为3000 r/min全负荷时,单个循环缸内压力变化趋势如图3所示。从图中可见,燃油进入缸内是在下止点附近,此时缸内压力与大气压力一致。喷射正时受多因素制约,喷射时刻过早,虽然使得燃油得到充分雾化,但雾化过程处于排气口打开期间,会导致燃油短路损失;喷射时刻过晚,避免了燃油短路损失,但缸内压力过高,使得实际喷油量少于理论值。因此,选定喷射正时在下止点附近。

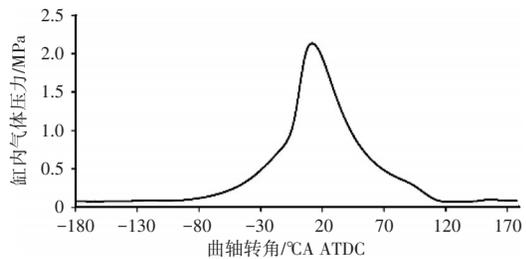


图3 单个循环缸内压力变化趋势

为了验证在真实台架上进行试验时在不同工况下喷油器模型的准确性,通过试验对计算油耗和真实油耗进行比较。计算油耗由喷油器模型计算得到,真实油耗由油耗仪采集得到。在试验过程中,保证排气的空燃比为理论值。燃油系统回路与油耗仪串联,通过发动机测控系统对油耗信息进行实时采集。喷油器模型验证结果如图4所示。以转速为2000 r/min、

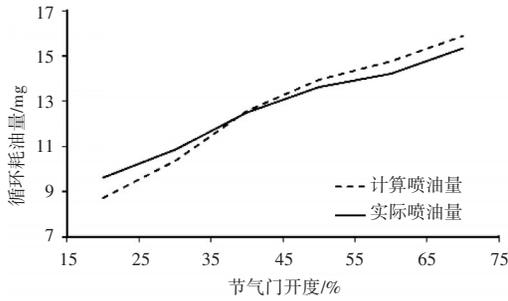


图4 喷油器模型验证结果

不同节气门开度下的油耗为例,比较计算值和真实值的误差,结果表明最大误差不超过3%,在容许的误差范围内,喷油器模型较准确地反映了实际喷油情况。

2.2.2 燃油蒸发模型

煤油的饱和蒸汽压远小于汽油的,而黏度和表面张力大于汽油的,因此煤油的蒸发性远差于汽油的。当煤油喷入气缸时,会有一部分煤油附着在气缸壁面和活塞上,当气缸壁面温度较低时,附着的煤油不能立刻蒸发,导致实际参与燃烧的油量少于喷入缸内的油量,而未蒸发的燃油会随着排气离开气缸进入排气系统,在建模过程中不考虑未蒸发燃油的影响。气缸壁面温度不能直接测量,利用气缸盖温度来表征气缸壁面温度的变化趋势。因此在燃油油量模型计算时,应考虑燃油蒸发模型

$$m_{\text{fuel}} = m_f(t_{\text{inj}}) / \eta_f(t_{\text{cy}}) \quad (5)$$

式中: m_{fuel} 为参与形成混合气的实际燃油质量,mg; $m_f(t_{\text{inj}})$ 为喷入缸内的燃油实际消耗质量,mg; $\eta_f(t_{\text{cy}})$ 为燃油实际参与形成混合气的蒸发系数,与气缸盖温度有关; t_{cy} 为气缸盖温度,℃。

在进行台架试验时,采集不同气缸盖温度下的空燃比,发现在不同工况下随着气缸盖温度的升高,空燃比的变化趋势和变化幅值基本一致。空燃比随温度的变化趋势如图5所示。

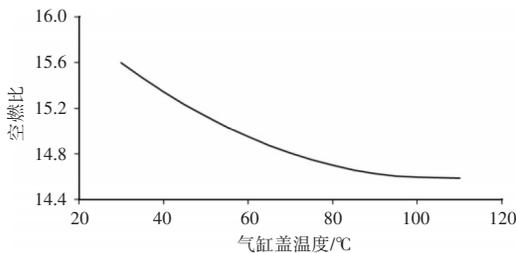


图5 空燃比随温度的变化趋势

在某一固定工况下,随着气缸盖温度的升高空燃比变小,而气缸循环进气量是一定的,因此空燃比的

变化是由于燃油蒸发情况不同导致的。从图5中可见,当气缸盖温度高于100℃时,空燃比基本保持不变,此时燃油全部蒸发,因此可以得到燃油蒸发系数

$$\eta_f(t_{\text{cy}})$$

$$\eta_f(t_{\text{cy}}) = 0.00001234t_{\text{cy}}^2 - 0.002587t_{\text{cy}} + 1.136 \quad (6)$$

2.3 扫气参数

扫气模型的建立是为了能够实时在线计算缸内实际参与燃烧的气体质量,扫气模型计算所需变量必须能够实时采集或者通过计算得到。从式(2)、(3)中可见,模型计算所需的变量有转速、扫气口开启时期曲轴箱气体的压力和温度,以及扫气效率、捕获率等扫气参数,曲轴箱气体的压力和温度可通过传感器直接采集得到,扫气参数也可通过第2.3.1~2.3.3节中的方法采集计算得到。2冲程发动机扫气情况随工况变动较大,在不同工况下的扫气参数差别很大,这将会影响扫气模型,因此需要针对各工况求解扫气效率、扫气比、捕获率等扫气参数。

2.3.1 扫气效率

Hopkinson^[14]建立了完全混合模型,在这一过程中,进入的空气不进行换气过程,而是在进入气缸后立刻与排气混合。假设某时刻的供给空气量为 V_{as} ,扫气比和扫气效率分别为 λ 和 η_s 。空气的增加量 dV_{as} 会引起相同体积的排气流量 dV_e ,其中 dV_e 包含一部分空气的增加量 dV_{ae} ,因此留在缸内的空气体积 dV_{ta} 为

$$dV_{\text{ta}} = dV_{\text{as}} - dV_{\text{ae}} \quad (7)$$

或者

$$dV_{\text{ta}} = dV_{\text{as}} - dV_e \Pi \quad (8)$$

式中: Π 为缸内空气的纯度,表明缸内换气过程的好坏,在理想状态下,缸内空气纯度等于扫气效率,因此有

$$dV_{\text{ta}} = dV_{\text{as}} - dV_e \eta_s \quad (9)$$

根据扫气效率的定义, $\eta_s = V_{\text{ta}} / V_{\text{cy}}$, V_{ta} 为缸内捕获的新鲜空气体积, V_{cy} 为气缸参考容积。将式(9)对扫气效率进行微分,得

$$d\eta_s = \frac{dV_{\text{ta}}}{dV_{\text{cy}}} \quad (10)$$

假设 $dV_e = dV_{\text{as}}$,代入式(10),可得

$$V_{\text{cy}} d\eta_s = dV_{\text{as}} - dV_{\text{as}} \eta_s \quad (11)$$

根据扫气比的定义, $d\eta_s = dV_{\text{as}} - dV_{\text{cy}}$,因此有

$$\frac{d\eta_s}{1 - d\eta_s} = \frac{dV_{\text{as}}}{V_{\text{cy}}} = d\lambda \quad (12)$$

将式(12)的左侧从 $0 \sim \eta_s$ 积分,右侧从 $0 \sim \lambda$ 积分,得

$$\ln(1 - \eta_s) = -\lambda \quad (13)$$

则

$$\eta_s = 1 - e^{-\lambda} \quad (14)$$

2.3.2 扫气比

从式(14)中可见,若要求解扫气效率,就必须得到扫气比。气缸的新鲜空气是由曲轴箱经扫气口供给,一般把这个过程看成绝热过程,供给气体的质量等于曲轴箱内气体流出的质量。根据理想气体方程 $pV = mRT$,则 $m = \frac{pV}{RT}$,扫气口开启和关闭时刻的曲轴箱体积相等,则供给气体的质量,即曲轴箱内气体流出的质量

$$m_a = \frac{\Delta p_s V_s}{RT_s} \quad (15)$$

式中: Δp_s 为扫气口开启和关闭时刻曲轴箱压力差值,Pa; V_s 为单缸对应的曲轴箱体积,L。

同理可求得在大气环境下气缸内可容纳气体的质量 m_{cy} 。

扫气比的定义是供给气体质量 m_a 和气缸可容纳气体质量 m_{cy} 之比,即

$$\lambda = \frac{m_a}{m_{cy}} \quad (16)$$

在得到扫气比之后,根据式(14)可以直接求解扫气效率。

2.3.3 捕获率

2冲程发动机换气系统存在短路损失,捕获率用于校正扫气模型。

采集排气的空燃比和排气中氧气的体积分数来求解捕获率,前提条件是缸内混合气充分燃烧,消耗了缸内未逃逸的所有氧气,在试验过程中为保证捕获率测量的准确性,发动机运行状态应保持以下2点:(1)发动机空燃比保持为制动平均有效压力(Brake Mean Effective Pressure, BMEP)最大时对应的值;(2)点火正时保持为最佳扭矩对应的值。同时氧传感器应放置在谐振管的中间位置,尽量去除气体波动造成的影响^[15]。在发动机稳态工况下,气缸内换气过程均匀,在燃烧过程中消耗了缸内所有的氧,安装在排气系统中的氧传感器检测到的空燃比可以用来表征短路损失的程度。

$$q_{ex} = \frac{(1 + A_{FR0}) \cdot \dot{m}_f \cdot V_{O_2}}{100M_{ex}} \quad (17)$$

式中: q_{ex} 为排气中的氧气质量流量,kg·mol/s; A_{FR0} 为排气的空燃比,由氧传感器测量得到; \dot{m}_f 为燃油的质量流量,kg/s; V_{O_2} 为排气系统中氧气的体积分数,%; M_{ex} 为排气的平均摩尔质量。

$$q_{in} = 0.2314 \frac{A_{FR0} \cdot \dot{m}_f}{32M_{O_2}} \quad (18)$$

式中: q_{in} 为进气中氧气的质量流量,kg·mol/s; M_{O_2} 为氧气的平均摩尔质量。

根据捕获率的定义, η_t =捕获到气缸中的空气/供给空气,因此, $\eta_t=1-(\text{损失到排气的空气}/\text{供给的空气})=1-(q_{ex}/q_{in})$ 。得到

$$\eta_t = 1 - \frac{(1 + A_{FR0}) \cdot M_{O_2} \cdot V_{O_2}}{23.14M_{ex} \cdot A_{FR0}} \quad (19)$$

假设排气的平均摩尔质量为29,氧气的平均摩尔质量为32,空气中氧的体积分数为21%,因此可得

$$\eta_t = 1 - \frac{(1 + A_{FR0}) \cdot V_{O_2}}{21 \cdot A_{FR0}} \quad (20)$$

3 空燃比控制器设计

根据所建立的平均值模型,基于 Matlab/Simulink 建立发动机空燃比前馈控制器。采集发动机当前工况的转速和节气门开度,根据扫气模型计算当前工况每缸每循环的进气质量,当给定目标空燃比时,计算得到该空燃比对应的目标油量为

$$m_{fuel} = \frac{1000 \cdot m_{cy}}{\lambda_0} \quad (21)$$

式中: m_{fuel} 为参与形成混合气的实际燃油质量,mg; m_{cy} 为每缸每循环的进气量,g; λ_0 为目标空燃比。

得到目标油量后,由建立的燃油油量模型计算得到喷油器喷油脉宽

$$t_{inj} = \frac{m_{fuel} \cdot \eta_f(t_{cy}) + 2.83}{5.5} \quad (22)$$

将计算的喷油脉宽结果输出到 ECU,由 ECU 控制喷油器执行喷油动作,完成空燃比前馈控制。空燃比控制策略结构如图6所示。

4 试验系统配置

扫气模型受扫气参数的影响,而扫气参数随工况

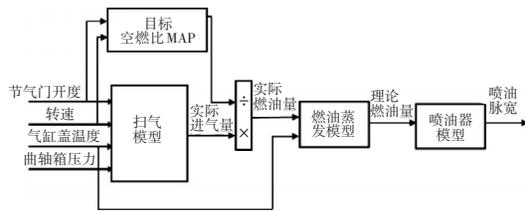


图6 空燃比控制策略结构

的变动会有很大差别,需要采集不同工况下的试验数据以计算扫气参数。

发动机试验台架由AVL公司的测控系统控制;基于LabView的上位机控制系统通过CAN总线将控制参数发送给ECU,氧传感器、温度传感器等信号经过ECU处理发送到CAN总线;由Kixtler燃烧分析仪采集发动机缸内压力和曲轴箱压力,并将信号发送到另一条CAN总线。基于Vector CANoe建立的2路CAN总线将采集的ECU控制参数、传感器数据以及压力信号数据整合到同一时间轴,由AVL测试系统单独采集发动机功率、扭矩等动力性指标和油耗等经济性指标。发动机数据采集系统保证所有数据同时采集,数据时间轴统一。发动机试验测试系统结构模块如图7所示。

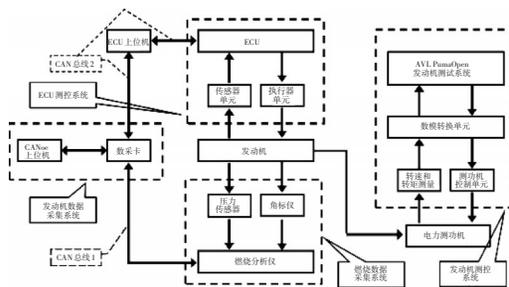


图7 发动机试验测试系统结构

为了满足测试工作的需要,还应配置水冷发动机的冷却水系统、为冷却水降温的冷却风系统、排放废气和供给新风的通风系统等辅助设施。试验现场布置如图8所示。



图8 试验现场布置

5 试验结果分析

5.1 扫气效率的计算结果

扫气效率是由扫气比决定的,通过采集不同工况下的发动机数据计算得到扫气比,从而求解扫气效率。由式(15)可知,需要采集发动机曲轴箱扫气口开

启和关闭时刻的气体压力、温度以及曲轴箱体积以求解供给气体质量。以同样方法求解气缸可容纳气体质量;再由式(16)计算得到扫气比;得到扫气比后,由式(14)求解扫气效率。

通过台架试验得到转速为2000 r/min时不同负荷下的扫气比和扫气效率,如图9所示。从图中可见,在该转速下,随着负荷的变化扫气比和扫气效率基本保持不变,扫气情况具有一致性。

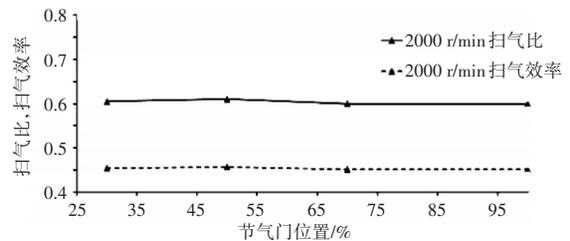


图9 不同负荷下的扫气比和扫气效率

在该转速下,曲轴箱气体压力不随负荷的变化而变化,在1个循环中不同曲轴转角下的气体压力大小相似,导致扫气比的计算结果差别不大,从而影响扫气效率的计算结果。采集的转速为2000 r/min、节气门开度为20%的曲轴箱气体压力和气缸气体压力如图10所示。在扫气口开启时刻,曲轴箱气体压力始终高于气缸的,不会发生气体“倒灌”现象。在该转速的其他负荷下,曲轴箱和气缸的气体压力在不同曲轴转角下的大小和变化趋势均与该负荷下的类似。

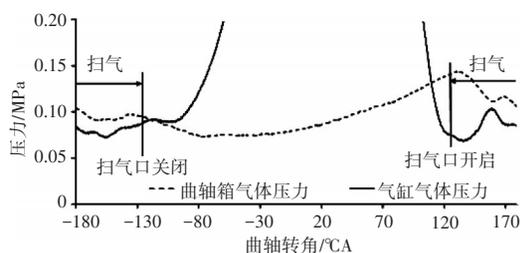


图10 曲轴箱和气缸的气体压力

5.2 捕获率的计算结果

从式(20)中可见,捕获率的计算由排气空燃比和排气中氧气的体积分数来求解,通过安装在排气系统中的氧传感器可以直接采集得到。

转速为2000 r/min时不同负荷下捕获率的试验结果如图11所示。从图中可见,随着负荷的增大,捕获率基本保持不变。这是由于在该转速下,发动机曲轴箱和气缸的气体压力变化不大,使得不同负荷下的工作情况相似,因此在进行捕获率试验时的点火提前

角和空燃比基本保持不变,导致测量的排气空燃比和排气中氧气的体积分数相差不大,因此捕获率基本保持不变。

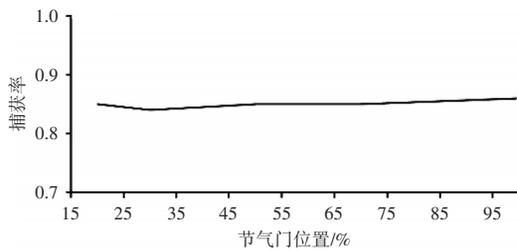


图 11 不同负荷下的捕获率

5.3 控制器性能验证

进行空燃比标定台架试验,在不同工况下通过标定软件向 ECU 发送不同的喷油脉宽信号,以改变喷油量,通过数据采集系统采集各工况下不同喷油脉宽时的排气空燃比,以及此时的转速、节气门开度和气缸盖温度等信息。将采集的转速、节气门开度、气缸盖温度以及对应的喷油脉宽等数据输入到空燃比控制器,从而计算得到空燃比,通过对比台架试验采集的排气空燃比和控制器计算的空燃比,以验证空燃比控制器的准确性。

转速为 2000 r/min 时在不同负荷下试验采集到的排气空燃比(排气空燃比为台架试验测量得到的真实空燃比,其大小与性能需求有关)和控制器计算的空燃比的对比如图 12 所示。从图中可见,不同工况下空燃比的最大误差为 10%,精度较高,满足控制要求。

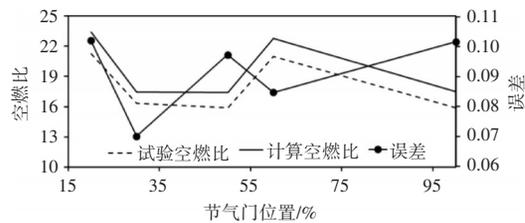


图 12 不同负荷下的空燃比对比

从图中还可见,在不同负荷下控制模型计算的空燃比始终比试验测得的排气空燃比大,这会导致控制器在进行空燃比前馈控制时输出一个较大的喷油脉宽,使得实际参与燃烧的燃油油量更多。最大误差约为 10%,最小误差约为 7%。

6 结束语

采用机理建模和试验建模相结合的方式,建立了 2 冲程直喷煤油发动机扫气模型和燃油油量模型。

在扫气模型建模中,按容积法将进气系统分为进气道、曲轴箱、气缸 3 个模块分别进行了分析;在燃油油量模型建模中,通过喷油器喷油特性试验建立了喷油器模型,同时标定了燃油蒸发系数;基于完全混合的扫气模型对扫气效率和捕获率的计算进行了理论推导,并通过试验和计算得到了不同工况的扫气效率和捕获率。

基于 Matlab/Simulink 建立了空燃比前馈控制器模型,输入目标工况和目标空燃比,控制器输出喷油脉宽;在台架上对控制器模型进行了试验验证。结果显示,空燃比前馈控制器最大误差为 10%,可通过模型修正消除产生的系统误差,以提高模型精度。

参考文献:

- [1] 王振宇,丁水汀,杜发荣.航空重油发动机燃油供给系统动力学模型分析[J].航空动力学报,2012,27(4):846-853.
WANG Zhenyu, DING Shuiting, DU Farong. Analysis of dynamic modeling of aviation heavy oil piston engine fuel delivery system[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(4): 846-853. (in Chinese)
- [2] Fekete N P, Nester U, Gruden I, et al. Model-based air-fuel ratio control of a lean multi-cylinder engine[R]. SAE-1995-950846.
- [3] CHEN F, Nicholas P, Powell J D. Engine air-fuel ratio control using an event-based observer[R]. SAE-1993-930766.
- [4] Lenz U, Schroeder D. Transient air-fuel ratio control using artificial intelligence[R]. SAE-1997-970518.
- [5] Geoffrey C, Gavin D, Steven A. The application of air-assist direct injection for spark-ignited heavy fuel 2-stroke and 4-stroke engines[R]. SAE-2005-053265.
- [6] 高宏力,张付军,刘波澜,等.空气辅助喷射闪急沸腾喷雾特性试验[J].航空动力学报,2019,34(1):70-79.
GAO Hongli, ZHANG Fujun, LIU Bolan, et al. Experiment on spray characteristics of air-assisted injection under flash boiling condition[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(1): 70-79. (in Chinese)
- [7] Hu J, Liu B, Zhang C, et al. Experimental study on the spray characteristics of an air-assisted fuel injection system using kerosene and gasoline[J]. Fuel, 2019, 235: 782-794.
- [8] 胡春明,毕延飞,王齐英,等.航空活塞式发动机瞬态空燃比控制仿真研究[J].航空动力学报,2018,33(5):1236-1244.
HU Chunming, BI Yanfei, WANG Qiyang, et al. Simulation research on transient air-fuel ratio control of aero piston engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(5): 1236-1244. (in Chinese)
- [9] 曲玲.汽车发动机空燃比控制方法的分析与研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2009.
QU Ling. Analysis and research on automotive engine air-fuel ratio control strategy[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2009. (in Chinese)

- [10] Alfred J. Scavenging and other problems of two-stroke cycle spark ignition engines[R]. SAE-1968-680468.
- [11] 陈林林, 魏民祥, 杨海青. 航空二冲程汽油发动机均值模型的试验与仿真[J]. 航空动力学报, 2008, 23(12): 2249-2255.
CHEN Linlin, WEI Minxiang, YANG Haiqing. Experiment and simulation of the mean value model on two-stroke gasoline aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(12): 2249-2255. (in Chinese)
- [12] 董雪飞, 赵长禄, 张付军, 等. 对置活塞二冲程柴油机换气过程的试验[J]. 内燃机学报, 2015, 33(4): 362-369.
DONG Xuefei, ZHAO Changlu, ZHANG Fujun, et al. Experiment on the scavenging process of opposed-piston two-stroke diesel engine[J]. Transactions of CSICE, 2015, 33(4): 362-369. (in Chinese)
- [13] 贝太学, 魏民祥, 刘锐, 等. 点火参数对煤油活塞发动机燃烧影响的数值模拟[J]. 航空发动机, 2016, 42(4): 55-59.
BEI Taixue, WEI Minxiang, LIU Rui, et al. Numerical simulation on influence of ignition parameters on combustion of kerosene piston engine[J]. Aeroengine, 2016, 42(4): 55-59. (in Chinese)
- [14] Hopkinson B. The charging of two-cycle internal combustion engines [J]. Naval Engineers Journal, 1914, 26(3): 974-985.
- [15] Eiichi H, Takumi T, Shukoh T. Scavenging performance measurements of high speed two-stroke engines[R]. SAE-1985-850182.

(编辑: 刘静)