



柴油机全可变配气缸内充量建模与数值最优仿真研究

张犇, 石磊, 丁宁, 路勇

引用本文:

张, 石磊, 丁宁, 等. 柴油机全可变配气缸内充量建模与数值最优仿真研究[J]. 应用科技, 2021, 48(5): 86-91.

ZHANG Ben, SHI Lei, DING Ning, et al. Research on modeling and numerical optimal simulation of diesel engine fully variable allocation cylinder charge[J]. *Applied science and technology*, 2021, 48(5): 86-91.

在线阅读 View online: <https://dx.doi.org/10.11991/yykj.202101001>

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

二冲程柴油机电液驱动排气阀建模与仿真研究

Modeling and simulation of electro-hydraulic drive exhaust valve for two-stroke diesel engine

应用科技. 2019, 46(1): 50-55 <https://dx.doi.org/10.11991/yykj.201809013>

进气条件对EGR柴油机工作性能的影响

The influence of inlet conditions on the EGR diesel engine performance

应用科技. 2018, 45(4): 39-44 <https://dx.doi.org/10.11991/yykj.201703002>

EGR技术对柴油机性能的影响

Influence of EGR technology on the performances of diesel engine

应用科技. 2018, 45(3): 81-86 <https://dx.doi.org/10.11991/yykj.201703001>

相继增压柴油机调速控制算法研究

Research on the speed regulation control algorithms for sequential turbocharging diesel engine

应用科技. 2017, 44(5): 30-34 <https://dx.doi.org/10.11991/yykj.201607019>

发动机电液全可变配气机构设计与仿真研究

Mechanism design and simulation of engine electro-hydraulic fully variable valve

应用科技. 2017, 44(1): 57-61 <https://dx.doi.org/10.11991/yykj.201606021>

基于GT-power和Simulink的相继增压切出过程仿真研究

Simulation of sequential turbocharging cutting out process based on GT-power and Simulink

应用科技. 2015, 42(5): 55-60 <https://dx.doi.org/10.11991/yykj.201410007>



微信公众平台



期刊网址

DOI: 10.11991/ykj.202101001

网络出版地址: <https://kns.cnki.net/kcms/detail/23.1191.u.20210825.1356.002.html>

柴油机全可变配气缸内充量建模与数值最优仿真研究

张犇¹, 石磊², 丁宁¹, 路勇¹

1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001

2. 海军驻上海地区第四代表室, 上海 201108

摘 要:为优化柴油机全可变配气机构的气阀参数及提高缸内充量系数, 以 4102 系列柴油机为原机, 建立全可变配气柴油机缸内配气充量的数学模型。首先, 以质量守恒定律和理想气体状态方程为理论依据, 对柴油机配气过程进行近似简化, 建立全可变配气柴油机缸内配气充量的数学模型。其次, 利用框图化设计思想搭建缸内配气充量物理模型, 计算柴油机不同工况下的最优配气充量以及最佳配气充量下的气阀运动最优配气参数。最后, 使用 GT-power 软件对结果进行验证, 证明了配气模型的准确性。

关键词:柴油机; 配气充量; 数学模型; 仿真研究; 气缸; 气阀参数; 充量系数; 数值最优

中图分类号: TK422

文献标志码: A

文章编号: 1009-671X(2021)05-0086-06

Research on modeling and numerical optimal simulation of diesel engine fully variable allocation cylinder charge

ZHANG Ben¹, SHI Lei², DING Ning¹, LU Yong¹

1. College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China

2. Fourth Representative Office of the Navy in Shanghai, Shanghai 201108, China

Abstract: In order to optimize the valve parameters and improve the in-cylinder charging coefficient of the fully variable gas distribution mechanism of diesel engine, the mathematical model of in-cylinder gas distribution charging of fully variable gas distribution diesel engine is established with 4102 series diesel engine as the prototype. Firstly, the mathematical model of in-cylinder gas distribution charging of fully variable gas distribution diesel engine is established by approximating and simplifying the diesel engine gas distribution process based on the law of mass conservation and ideal gas equation of state. Secondly, based on the block diagram design idea, the physical model of in-cylinder gas distribution charge is constructed to calculate the optimal gas distribution charge under different operating conditions of diesel engine and the optimal gas distribution parameters of valve motion under the optimal gas distribution charge. Finally, the correctness of the result is verified by using the GT-power software, proving accuracy of the gas distribution model.

Keywords: diesel engine; gas distribution charge; mathematical model; simulation research; cylinder; valve parameter; charge coefficient; numerical optimization

发动机的配气过程对发动机缸内的燃烧工作过程有较大影响。为了保证和提高配气质量, 配气阀应适当地调节开启及关闭的时刻, 以实现最佳配气正时, 提高充量系数, 减少将泵气损失^[1]。全可变配气技术打破传统柴油机受凸轮型线制约的瓶颈^[2], 可以柔性调节气阀配气参数, 实现全可

变配气, 改善柴油机任意工况下的性能^[3]。本文搭建缸内配气充量模型对柴油机不同工况下的最佳配气充量以及最佳配气充量下的气阀运动最优配气参数进行计算, 以此来提高柴油机的做功能力和效率^[4]。

1 缸内配气充量数学模型

对于全可变配气柴油机可变配气过程来说, 配气过程的动力学方程是在质量守恒定律和理想气体状态方程的基础上得到的^[5]。新鲜空气在配

收稿日期: 2021-01-04. 网络出版日期: 2021-08-26.

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51979059).

作者简介: 张犇, 男, 博士研究生.

路勇, 男, 教授, 博士生导师.

通信作者: 路勇, E-mail: luyong@hrbeu.edu.cn.

气管内的流动可以视为作稳定流动。稳定流动中,任意一截面的一切参数都不随时间的变化而改变,因此,流过某一截面的质量流量为常数^[6]。由于空气的密度较小,进气管的位置变化也不大,因此,新鲜空气位能变化极小,可以忽略不计。并且新鲜空气在流动过程中,由于进气时间相对较短,空气与进气管的热量交换也可以忽略不计,可视为绝热流动。空气在进气管也不对外做功^[7],任意截面上空气的焓值与其动能之和保持不变,服从稳定流动的能量方程:

$$h_0 = h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} = C \quad (1)$$

式中: h_0 为空气滞止焓 (即空气流速为零时的焓值), J/kg; h_1 为截面 1 处空气的焓值, J/kg; c_1 为截面 1 处上空气的流速, m/s; h_2 为截面 2 处空气的焓值, J/kg; c_2 为截面 2 处空气的流速, m/s; C 为定值。

由式 (1) 整理可得任意一截面空气的流速方程为

$$c_1 = (2(h_0 - h_1))^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

依据理想气体状态方程:

$$p \cdot v = R \cdot T \quad (3)$$

以及绝热过程方程:

$$p \cdot v^\gamma = C \quad (4)$$

式中: p 为压力, Pa; v 是体积, m^3/kg ; R 为气体常数, J/(kg·K); T 为温度, K; γ 为比热容比, 是无量纲的量。

将初态和终态的压力、比体积、温度及理想气体状态方程式 (3) 代入式 (4), 得出初态和终态温度比与其压力比之间的关系:

$$\frac{T_1}{T_0} = \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (5)$$

在绝热过程中, 初态和终态的焓差可以用温度差方程来表示:

$$h_0 - h_1 = c_p(T_0 - T_1) \quad (6)$$

因此, 任意一截面的流速方程还可以表示为

$$c_1 = (2(h_0 - h_1))^{\frac{1}{2}} = (2c_p(T_0 - T_1))^{\frac{1}{2}} \quad (7)$$

由于理想气体满足:

$$c_p = \frac{\gamma \cdot R}{\gamma - 1} \quad (8)$$

最终, 气体的流速可以用初、终态的相关参数表达:

$$c_1 = \left(2 \frac{\gamma \cdot R}{\gamma - 1} (T_0 - T_1) \right)^{\frac{1}{2}} = \left(2 \frac{\gamma \cdot R \cdot T_0}{\gamma - 1} \left(1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \right)^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

稳定流动中, 根据质量守恒定律, 任意一截面的质量流量方程为

$$m_1 = \frac{A_1 \cdot c_1}{V_1} \quad (10)$$

将 c_1 和式 (4) 代入式 (10), 化简整理后得出任意一截面的质量流量方程为

$$m_1 = A_1 \left(2 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{p_0}{V_0} \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right] \right)^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

式中: m_1 是气体的质量流量, kg/s; A_1 是气流的有效流通面积, m^2 。

由质量流量方程可以看出某一截面的质量流量与初态、终态的状态参数和气体的流通面积有关。

图 1 为凸轮驱动配气机构与全可变驱动配气机构的气阀升程曲线图。

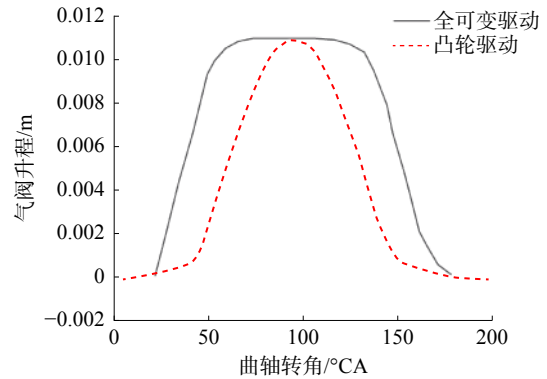


图1 气阀升程曲线

通过图 1 可看出电液全可变配气机构的充气效率明显优于凸轮驱动配气机构^[8]。柴油机配气过程中配气充量的数学模型建立在质量守恒定律和理想气体状态方程的基础上。在配气过程中, 配气管的温度和新鲜空气温度的差异可以忽略^[9]。根据理想气体状态方程, 将气缸内的压力对时间求导获得气缸内压力方程:

$$\frac{dp_c}{dt} = \frac{1}{V_c} \left[R \cdot T \cdot \dot{m}_c - \dot{V}_c \cdot p_c \right] \quad (12)$$

式中: p_c 为气缸内压力, Pa; V_c 为气缸内的体积, m^3 ; \dot{m}_c 为从配气阀进入气缸内的空气的质量流量, kg/s; R 为空气的气体常数, $R=287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; T 为配气管内空气的温度, $T=303 \text{ K}$ 。

对于自然吸气柴油机来说, 气缸内初始压力等于排气背压, 气缸内的体积随曲轴转角变化的表达式为

$$V_c(\theta) = \frac{V_d}{2} (1 - \cos \theta) + V_u \quad (13)$$

$$\theta = \left(\int_0^t \frac{N}{60} \cdot 360 \cdot dt \right) \bmod 720^\circ \quad (14)$$

式中: V_c 为气缸某时刻的缸内体积, m^3 ; V_d 为活塞位于下止点时的缸内体积, m^3 ; V_u 为活塞位于上止点时的缸内体积, 即余隙容积, m^3 ; θ 为曲轴转角, rad/s ; N 为发动机的转速, r/min 。

配气阀开启过程中, 新鲜空气理想的质量流量可根据稳定流动的流量计算式 (11) 获得^[10]:

$$\dot{m} = A_v \cdot d_0(p_c, p_m, T_c, T_m) \quad (15)$$

式中: A_v 为气阀的有效流通面积, m^2 ; d_0 为气阀的流量函数; p_c 为气缸内的压力, Pa ; p_m 为进气管内的压力, Pa ; T_c 为气缸内的温度, K ; T_m 为进气管内的温度, K 。

气阀某时刻的有效流通面积与气阀升程有关, 它们之间的函数关系为

$$A_v(L_v) = Z \cdot \pi \cdot L_v \cos \beta [d_v + L_v \cdot \sin \beta \cdot \cos \beta] \quad (16)$$

式中: Z 为气缸的配气阀个数; L_v 为某时刻的气阀升程, m ; β 为气阀座锥角; d_v 为气阀座喉口直径, m 。

气阀流量函数可根据稳定流动的流量计算式 (11) 表达为^[11]

$$d_0(p_c, p_m, T_c, T_m) = \begin{cases} \frac{p_m}{(R \cdot T_m)^{\frac{1}{2}}} \cdot \psi_0 \cdot \left(\frac{p_c}{p_m}\right), & p_c \leq p_m \\ \frac{p_c}{(R \cdot T_c)^{\frac{1}{2}}} \cdot \psi_0 \cdot \left(\frac{p_m}{p_c}\right), & p_c > p_m \end{cases} \quad (17)$$

$$\psi_0(x) = \begin{cases} \gamma^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}, & x \leq \gamma_c \\ x^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(1 - x^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)\right)^{\frac{1}{2}}, & x > \gamma_c \end{cases} \quad (18)$$

$$\gamma_c = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (19)$$

式中: γ_c 为临界压力比, 空气的比热容比 $\gamma = 1.4$, 代入式 (19) 计算得临界压力比 $\gamma_c = 0.528$ 。当压力比小于或等于临界压力比 γ_c 时, 气体的流动状态为超临界流动; 当压力比大于临界压力比 γ_c 时, 气体的流动状态为亚临界流动。

由于进气管的压力近似等于标准大气压, 将上述配气模型作进一步简化: 进气管内的压力为 $1 \times 10^5 \text{ Pa}$, 气缸内的温度等于进气管内的温度, 为 303 K 。

传统凸轮轴驱动气阀机构的气阀升程曲线取决于凸轮型线, 而全可变驱动的柴油机的气阀升程曲线可以由进气阀开启时刻、气阀升程、气阀开启持续期及气阀开启速度来表达, 其气阀升程曲线方程组^[12]如式 (20):

$$L_v(t_{\text{IVO}}, \text{IVL}, t_{\text{IVD}}, t) = \begin{cases} s_r(t-t_1), & t_1 \leq t < t_2 \\ L - L_s \exp\left(-\frac{s_r}{L_s}(t-t_2)\right), & t_2 \leq t < t_3 \\ L - L_s \exp\left(-\frac{s_c}{L_s}\left(\frac{s}{2} - (t-t_3)\right)\right), & t_3 \leq t < t_4 \\ -s_c(t-t_4) + (1-\lambda)\text{IVL}, & t_4 \leq t < t_5 \\ s_s(t-t_5) + s_s d_s, & t_5 \leq t < t_6 \\ 0, & \text{其他} \end{cases} \quad (20)$$

式中: t_{IVO} 为配气阀开启的时刻; L 为配气阀的升程; t_{IVD} 为配气阀的开启持续期; t 为配气阀开启的某一时刻; s_r 为配气阀开启速度; s_c 为配气阀关闭速度; s_s 为配气阀落座速度; d_s 为配气阀落座持续期; λ 为配气阀开启系数。

实际新鲜空气的质量流量 \dot{m}_c 等于流量系数 μ 与理想新鲜空气的质量流量之积, 即

$$\dot{m}_c = \mu \dot{m} \quad (21)$$

许多类型的的发动机, 流量系数 μ 主要取决于气阀升程 L_v , 并且将流量系数 μ 表达为气阀升程的函数:

$$\mu = f(L_v) \quad (22)$$

由于发动机的结构千差万别, 导致流量系数 μ 也差别甚大, 通常来讲流量系数 μ 值由流体实验确定。利用实物或物理模型进行静吹风实验检测得到瞬时的流量系数 μ 值, 将此流体实验测得的流量系数 μ 值作为已知数据代入相关式进行计算。在没有实验数据的情况下, 流量系数 μ 值只能参照类似发动机机型或发动机的母型机进行适当选取。对于中高速柴油机推荐采用以下经验式:

$$\mu = 0.98 - 0.33 \left(\frac{L_v}{d_v}\right)^2 \quad (23)$$

因此进入气缸内新鲜充量是质量流量在气阀开启持续期内的积分, 表达式为

$$m = \int_{t_{\text{IVO}}}^{t_{\text{IVD}}} \dot{m}_c dt \quad (24)$$

式 (12) ~ (24) 是发动机气缸内配气充量的数学模型, 根据此模型可以获得发动机在不同转速情况下的配气充量。

2 配气充量模型模块化实现

基于 Simulink 仿真软件搭建全可变驱动气阀柴油机缸内配气充量数学模型, 并开展仿真研究。

2.1 配气充量数学模型的搭建

本文以东风朝阳柴油机厂 4102 系列柴油机为研究对象, 开展全可变配气背景下的缸内充量研究。此系列柴油机为四缸柴油机, 缸径为 102 mm ,

行程为 118 mm, 额定功率为 49/2 300 kW/(r·min⁻¹), 最大扭矩/转速为 235/1 600 N·m/(r·min⁻¹), 全负荷最低燃油消耗率为 238 g/(kW·h), 配气门提前开启位置上止点前 14°CA, 配气门延迟关闭位置下止点后 50°CA, 排气门提前开启位置下止点前 56°CA, 排气门延迟关闭位置上止点后 16°CA, 压缩比为 17.5:1, 气阀座喉口直径为 40 mm, 气阀座锥角为 45°, 配气阀杆直径危机 10 mm, 每缸配气阀 1 个。

利用 Simulink 模块化设计功能^[13], 全可变配气模型分为缸内体积模型、缸内压力模型、气阀升程模型、气阀有效流通面积模型、气阀流量函数模型、气阀质量流量模型^[14]。搭建后的全可变配气充量计算整体模型如图 2 所示。

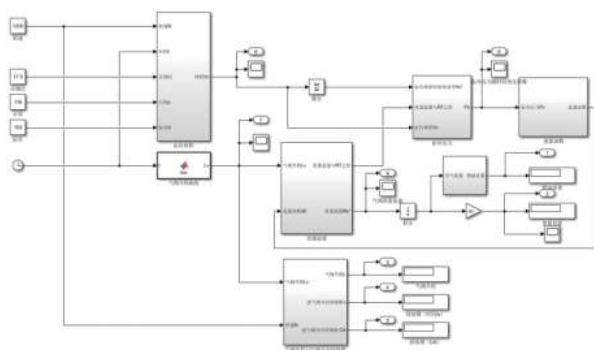


图2 全可变配气模型

2.2 配气充量仿真

在 1 200 r/min 工况下, 仿真得到模型曲线如图 3, 可以看出缸内体积变化的范围是从活塞上止点到活塞下止点。

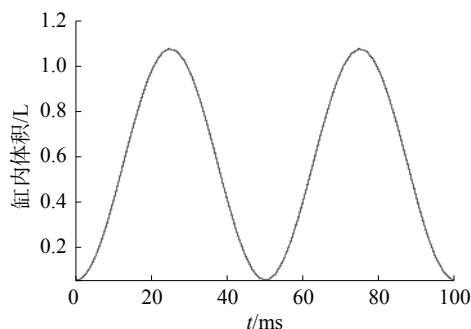


图3 体积变化曲线

由图 4 缸内压力变化曲线可以看出, 进气阀开启时刻缸内压力由于体积变大迅速降低。新鲜空气吸入时, 缸内压力有一段平稳状态, 近似等于外界大气压, 随着压缩冲程的开始, 缸内气压极速上升。由图 5 气阀升程变化曲线可以看出, 该模型输出的气阀运动曲线符合全可变配气机构的气阀升程曲线变化规律。

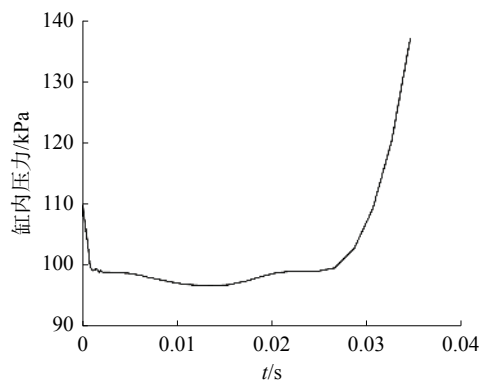


图4 配气过程缸内压力变化曲线

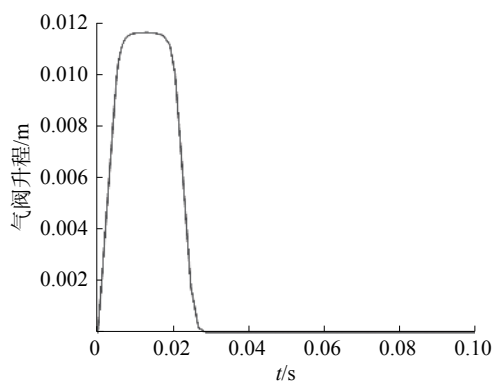


图5 气阀升程曲线

由图 6 可以看出, 在进气阀开启初期, 质量流量是负值, 说明缸内气体倒流入进气管中。因为进气阀开启时, 缸内的压力大于进气管内的压力, 在压力差的作用下, 缸内气体流入进气管内。随着气阀升程逐渐增大, 空气的质量流量也缓慢变大, 到达峰值后, 进气阀关闭, 气阀升程逐渐减小, 空气质量流量也变小, 气阀关闭后质量流量变为零。

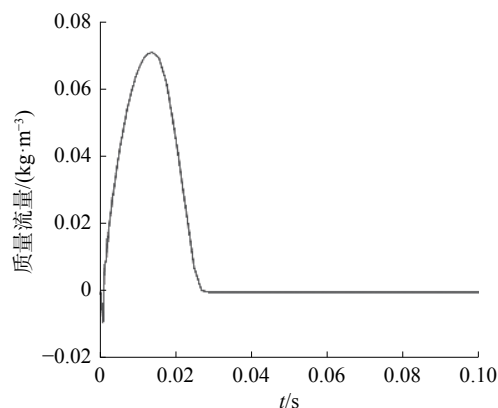


图6 气阀质量流量变化曲线

图 7 是全可变配气柴油机同一转速下, 升程可变的质量流量曲线。可以看出随着气阀升程逐渐增大, 流过气阀的空气质量流量也随之增大。说明在气阀升程未达到饱和值 11.6 mm 时, 随着

升程变大,气阀有效流通面积增大,为新鲜空气进入气缸提供了较好的流通条件,促使质量流量增加。

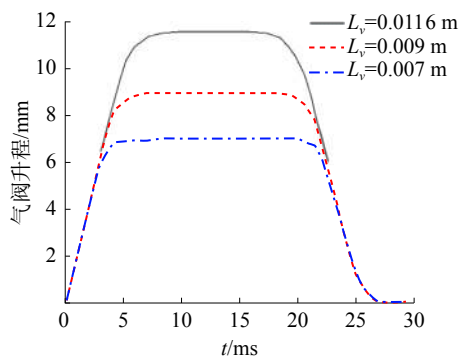


图7 升程可变的气阀曲线

图8是全可变配气柴油机同一转速下,升程可变的气阀升程曲线。可以看出气阀升程增大,气阀有效流通面积随之增大。这样有利于更多的新鲜空气流入柴油机气缸内,提高柴油机的充气效率,为缸内燃油的燃烧提供充足的新鲜空气,改善柴油机的燃烧。由表1可知,对计算结果进行了分析,得到的结论是随着柴油机转速逐渐增大,柴油机缸内配气充量先缓慢增大在2000 r/min附近达到峰值,随后缓慢减小。柴油机每一工作循环,新鲜空气充入气缸内的质量约为1.11 g,充量系数约为1.06,在最低喷油量的情况下,过量空气系数约为1.80。

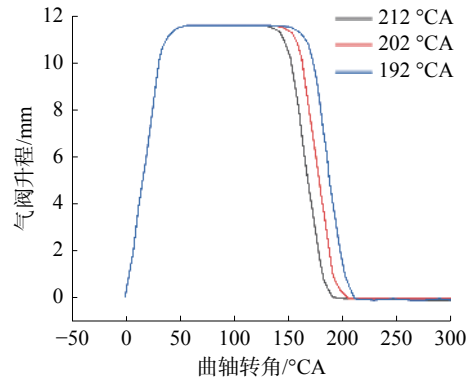


图8 气阀开启持续期可变的气阀升程曲线

表1 不同转速下柴油机配气充量、配气参数及结果分析

发动机转速/(r·min ⁻¹)	配气质量充量/g	充量系数	过量空气系数
1600	1.1056	1.06	1.80
1800	1.1116	1.05	1.80
2000	1.1272	1.05	1.80
2200	1.1190	1.05	1.78
2400	1.0784	1.05	1.78

3 配气充量模型结果分析及验证

在4102系列柴油机的相关参数基础上利用GT-power软件建立模型,以此模型对上节中Simulink仿真结果进行验证分析^[15]。CY4102BG柴油机的GT-power模型见图9。

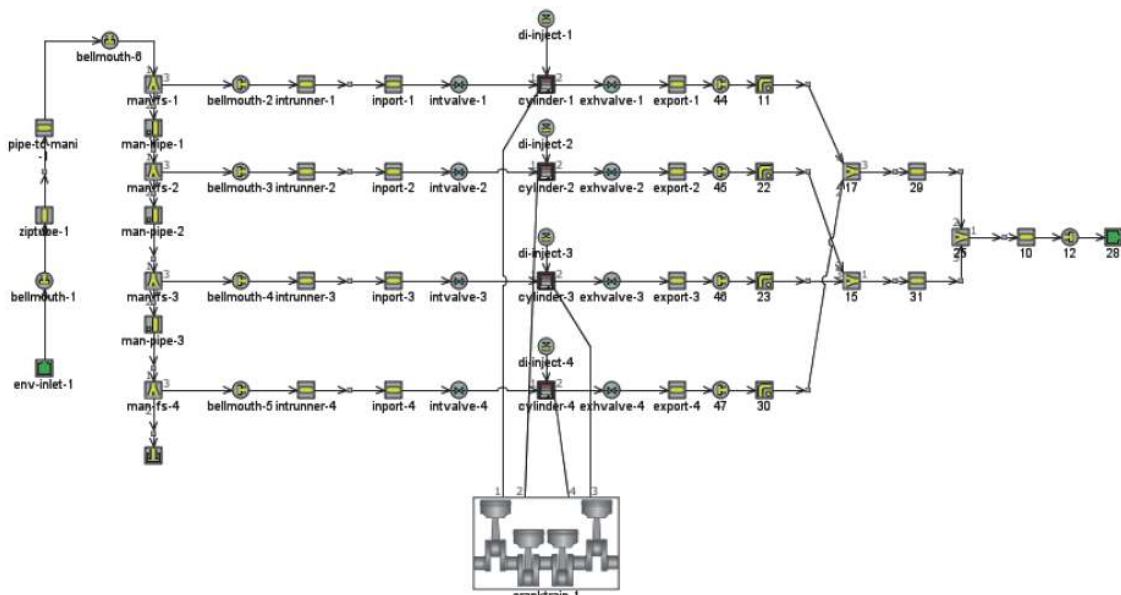


图9 4102系列柴油机的GT-power模型

柴油机转速为700~2400 r/min,步长为100 r/min,设置为18个工况,并选取了其中的5个工况,得到缸内进气质量情况变化如图10、11。如图11,转速从700 r/min到2400 r/min增大的过程中除个

别点外,气缸内每循环流入的空气质量先逐步增大,到2000 r/min时达到峰值,随后逐渐减小。通过表2 GT-power模型的验证结果也可以得出先前搭建的Simulink模型具有良好的准确度,可以作

为柴油机参数优化的模型依据。

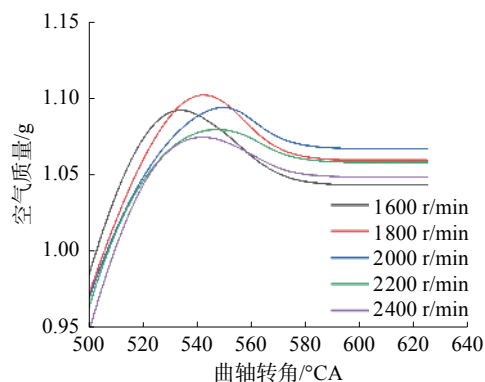


图10 气缸每循环流入空气总质量曲线

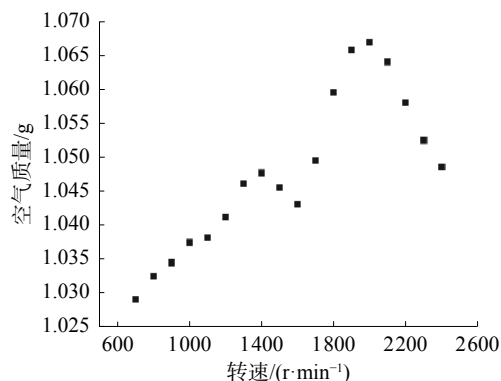


图11 不同case下气缸内每循环流入空气质量

表2 不同转速下模型误差分析

发动机转速/(r·min ⁻¹)	Simulink模型下的最大配气质量充量/g	GT-power验证的最大配气质量充量/g	误差/%
1600	1.1056	1.0893	1.50
1800	1.1116	1.0979	1.25
2000	1.1272	1.1021	2.28
2200	1.1190	1.0794	3.67
2400	1.0784	1.0743	0.38

4 结论

1) 在4102柴油机相关参数的基础上,建立了全可变配气柴油机缸内配气充量的数学模型,相关模型和方法为柴油机缸内充量优化提供参考。

2) 利用Simulink搭建了全可变配气柴油机缸内配气充量的数学模型,计算了不同转速下的最大配气充量,结果分析表明:随着柴油机转速逐渐增大,柴油机缸内配气充量先缓慢增大在2000 r/min附近达到峰值,随后缓慢减小。柴油机每一工作循环,新鲜空气充入气缸内的质量约为1.11 g,充

量系数约为1.05,在最低喷油量的情况下,过量空气数约为1.80。

3) 利用GT-power软件建立模型,对Simulink仿真结果进行验证分析,从验证结果中可知,搭建的Simulink模型具有较好的准确度,为全可变配气柴油机气阀参数优化及增大缸内充量系数提供了理论依据。

参考文献:

- [1] 苏岩,李理光,肖敏,等.可变配气相位对发动机性能的影响[J].汽车技术,2000(10): 10-14.
- [2] 哈菲,史楠.发动机可变配气技术及发展[J].湖北农机化,2019(24): 64.
- [3] 路勇,李建,李博,等.发动机电液全可变配气系统建模与同步仿真[J].哈尔滨工程大学学报,2017, 38(7): 1129-1134.
- [4] 郑宇,孟凡旺,张强.配气正时对增压发动机性能影响综述[J].内燃机与配件,2019(15): 52-55.
- [5] 刘树臣.车用发动机连续可变配气系统的设计与动力学分析[D].济南:山东大学,2009.
- [6] GILLELLA P, SUN Zongxuan. Design, modeling, and control of a camless valve actuation system with internal feedback[J]. IEEE/ASME transactions on mechatronics, 2011, 16(3): 527-539.
- [7] 刘威.柴油机连续可变气门驱动系统研究[D].大连:大连理工大学,2018.
- [8] 杨靖,王子昌,王毅,等.电控液压全可变气门驱动系统的设计与分析[J].湖南大学学报(自然科学版),2017, 44(2): 9-15.
- [9] 刘波澜,余锡洋,王晓刚,等.凸轮驱动的液压全可变气门机构研究[J].北京理工大学学报,2020, 40(9): 935-940.
- [10] LI Huan, HUANG Ying, ZHU G G, et al. Profile tracking for an electro-hydraulic variable valve actuator using receding horizon LQT[J]. IEEE/ASME transactions on mechatronics, 2019, 24(1): 338-349.
- [11] BEHRE L, MERCORELLI P. Sensing of the engine cylinder valves motion[J]. Proceedings, 2017, 1(2): 26.
- [12] 王丁,陈新记,王胜.电液无凸轮发动机气门结构设计与研究[J].机床与液压,2019, 47(20): 160-163.
- [13] 乔英志.4190型柴油机工作过程仿真与性能优化[D].厦门:集美大学,2013.
- [14] 王纪元.柴油机工作过程的Simulink建模仿真研究[D].大连:大连理工大学,2008.
- [15] 韩伟强,李博伦,潘锁柱,等.电液全可变气门工作周期的划分及特征时间与占比变化规律的研究[J].机械工程学报,2017, 53(12): 201-208.

本文引用格式:

张犇,石磊,丁宁,等.柴油机全可变配气缸内充量建模与数值最优仿真研究[J].应用科技,2021, 48(5): 86-91.

ZHANG Ben, SHI Lei, DING Ning, et al. Research on modeling and numerical optimal simulation of diesel engine fully variable allocation cylinder charge[J]. Applied science and technology, 2021, 48(5): 86-91.