

# 转速和高压共轨燃油系统参数对 共轨管压力波动的影响

颜鑫宇<sup>1</sup>,张祥山<sup>2</sup>,房征先<sup>2</sup>,蒋金喜<sup>2</sup>,张耀飞<sup>3</sup>,李国祥<sup>1</sup>,白书战<sup>1\*</sup>

1. 山东大学能源与动力工程学院,山东 济南 250061;

2. 龙口龙乘柴油喷射高科有限公司,山东 龙口 265018; 3. 中国北方发动机研究所,天津 300400

**摘要:**为减小柴油机高压共轨系统的共轨管内压力波动,使用 AVL Boost Hydsim 软件建立某柴油机高压油泵及共轨管一维仿真模型,分析柴油机转速和柱塞直径、柱塞腔容积、柱塞个数、共轨管内径等高压共轨燃油系统结构参数对共轨管压力波动的影响。仿真结果表明:增大柴油机转速、增大高压油泵柱塞直径、减小高压油泵柱塞腔容积,可以减小轨压波动;增大共轨管内径能有效抑制压力波动;柱塞个数变化使供油次数和喷油器喷油次数一致时,可以减小轨压波动。

**关键词:**共轨管;压力波动;燃油系统;转速;柱塞

**中图分类号:**TK421

**文献标志码:**A

**文章编号:**1673-6397(2024)04-0020-07

**引用格式:**颜鑫宇,张祥山,房征先,等.转速和高压共轨燃油系统参数对共轨管压力波动的影响[J].内燃机与动力装置,2024,41(4):20-26.

YAN Xinyu,ZHANG Xiangshan,FANG Zhengxian,et al. Effect of engine speed and high pressure common rail fuel system parameters on pressure fluctuation of common rail pipe[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2024,41(4):20-26.

## 0 引言

柴油机具有输出转矩大、热效率高等优点,广泛应用于道路运输、工业生产等领域,随着我国排放标准提高,减少排放成为柴油机技术重要的研究方向之一。改善燃油喷射特性,使燃油充分雾化,是减少排放的有效措施<sup>[1]</sup>。高压共轨技术能提高喷射压力、喷射控制精度和响应速度,改善燃油雾化,使油气混合更高效,燃烧更加充分,最终达到减小排放的目的<sup>[2]</sup>。共轨管作为该技术的核心部件,其内部稳定的压力是实现减少排放的关键<sup>[3]</sup>。

共轨系统工作时,高压油泵泵油以及喷油器喷油导致共轨管内压力不断变化,轨内压力难以稳定维持并在目标轨压附近波动,压力波动与柴油机运行工况、系统内各部件结构参数相关,可以通过改进关键参数获得更加稳定的共轨管压力。李春晖等<sup>[4]</sup>研究发现,减小针阀升程以及延长针阀在最大升程处的停留时间有利于喷油器稳定性;Zhao 等<sup>[5]</sup>研究发现,柴油机转速对压力波动的频率分布影响较大,频率分布基本不受喷油持续期及目标轨压影响,仅影响振幅;吴建等<sup>[6]</sup>研究发现,轨压波动与喷油时间存在相应的周期性时,可以减小轨内原有压力波动与喷油造成压力波动的叠加,从而抑制轨内压力波动;陆方迪<sup>[7]</sup>对高压共轨系统进行模拟计算,结果表明,增加高压油泵供油量加剧轨内压力波动,同时削弱喷油造成的压力波动。

**收稿日期:**2024-05-13

**基金项目:**山东省重点研发计划项目(2021CXGC010207);济南市市校融合发展战略工程项目(JNSX2023006)

**第一作者简介:**颜鑫宇(2002—),男,湖南衡阳人,硕士研究生,主要研究方向为发动机燃油系统,E-mail:202314532@mail.sdu.edu.cn。

**\*通信作者简介:**白书战(1979—),男,山东莘县人,工学博士,教授,主要研究方向为内燃机燃烧与排放控制技术、整机开发与可靠性技术及新能源汽车技术,E-mail:baishuzhan@sdu.edu.cn。

本文中仿真研究发动机转速和高压共轨系统的结构参数变化对共轨管内压力波动的影响,明确更有利的参数变化趋势,减小共轨管中的压力波动,为优化高压油泵及共轨管的设计、保证柴油机的工作稳定以及减少排放提供参考。

## 1 高压共轨燃油系统的物理模型

高压共轨燃油系统主要分为低压油路和高压油路两部分,物理模型如图1所示。燃油从油箱经过燃油滤清器进入高压油泵,由高压油泵将燃油泵入共轨管,共轨管通过高压油管连接到对应的喷油器进行喷油。电子控制单元(electronic control unit, ECU)根据采集的燃油温度、曲轴转速、凸轮轴转速、油轨压力等各种实时参数结合储存的特性图谱进行计算处理,并把信号传递给执行器,根据控制压力调节电磁阀,调节轨内压力形成稳定油压<sup>[8]</sup>;通过喷油器中的电磁阀控制喷射定时、喷射油量以及喷射速率,合理喷射燃油<sup>[9]</sup>。

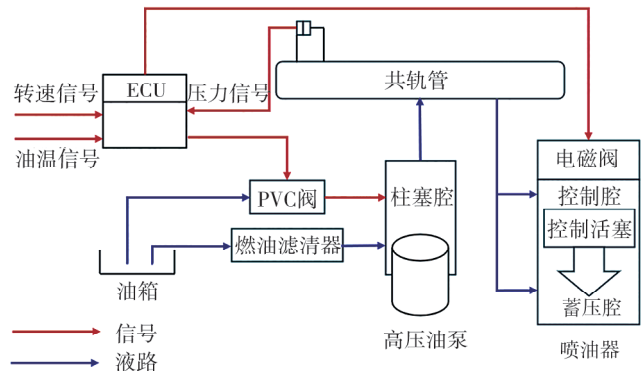


图1 高压共轨燃油系统物理模型

## 2 高压共轨燃油系统的数学模型

### 2.1 流动模型

高压共轨系统中燃油的运动方程为 Navier-Stokes 方程,同时假设燃油的流动是沿着高压油管的一维非定常流动<sup>[10]</sup>。

### 2.2 高压油泵数学模型

高压油泵内的油量平衡式<sup>[11]</sup>为:

$$q_{V,G} = q_{V,PV} + q_{V,Pr} + q_{V,P0} + q_{V,PL}, \quad (1)$$

式中: $q_{V,G}$ 为几何供油率, $\text{mm}^3/\text{s}$ ; $q_{V,PV}$ 为柱塞腔内由压力变化引起的油量压缩变化率, $\text{mm}^3/\text{s}$ ; $q_{V,Pr}$ 为通过单向出油阀进入共轨部件燃油的体积流量, $\text{mm}^3/\text{s}$ ; $q_{V,P0}$ 为流入低压油路燃油的体积流量, $\text{mm}^3/\text{s}$ ; $q_{V,PL}$ 为柱塞腔泄漏的燃油体积流量, $\text{mm}^3/\text{s}$ 。

### 2.3 共轨管数学模型

燃油在管内的燃油连续性方程<sup>[12]</sup>为:

$$\frac{V_r}{E} \frac{dp_r}{dt} = \sum u_{in} A_{in} - \sum u_{out} A_{out} = q_{V,Pr} - q_{V,rNV} - q_{V,rCV}, \quad (2)$$

式中: $V_r$ 为共轨管容积, $\text{mm}^3$ ; $E$ 为燃油弹性模量, $\text{Pa}$ ; $p_r$ 为管内油压, $\text{Pa}$ ; $t$ 为时间, $\text{s}$ ; $u_{in}$ 为流入共轨管内的流体流速, $\text{mm}/\text{s}$ ; $u_{out}$ 为流出共轨管的流体流速, $\text{mm}/\text{s}$ ; $A_{in}$ 为流入时的截面积, $\text{mm}^2$ ; $A_{out}$ 为流出时的截面积, $\text{mm}^2$ ; $q_{V,rNV}$ 为共轨管至喷嘴蓄压腔燃油的体积流量, $\text{mm}^3/\text{s}$ ; $q_{V,rCV}$ 为共轨管至喷嘴控制腔内的燃油体积流量, $\text{mm}^3/\text{s}$ 。

## 3 共轨管压力波动特性仿真分析

### 3.1 仿真模型的建立

利用 AVL Boost Hydsim 软件建立高压共轨系统的一维仿真模型,如图2所示,仿真模型中,使用T型

连接代替共轨管的进出油接头,短管代替各个接头之间的共轨管容积,用短管与T型连接的交替连接代替共轨管,不仅能研究管内各处的压力波动,还能保证压力波在共轨管内传播的连续性。共轨系统中的高压油泵为单柱塞双作用型柱塞泵,凸轮每转一圈柱塞往复供油两次。

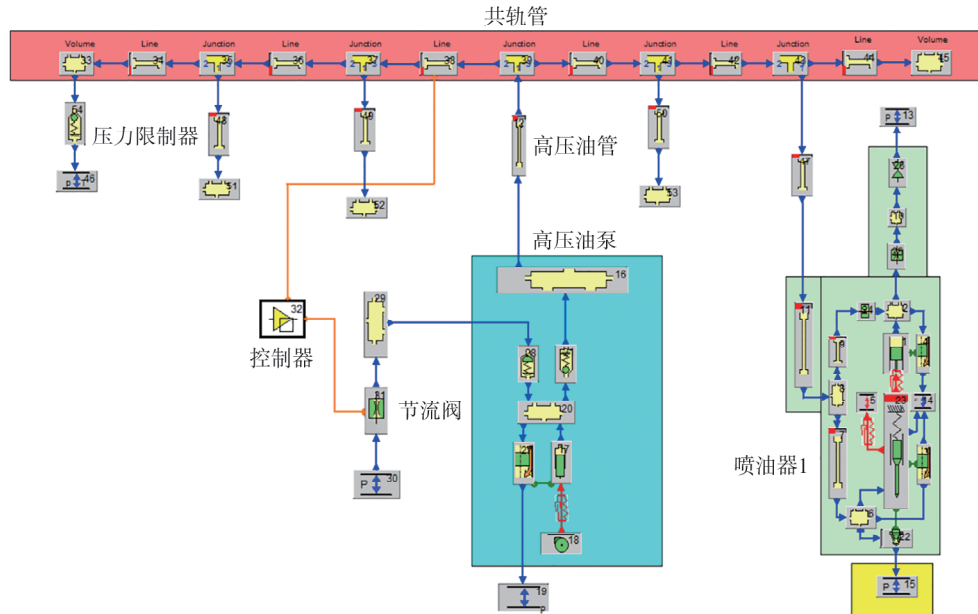


图2 高压共轨系统的一维仿真模型

共轨系统以及柴油机运行的主要参数如表1所示。

表1 共轨系统以及柴油机运行主要参数

凸轮基圆半径/ mm	出油阀座直径/ mm	柴油机转速/ ( $r \cdot \min^{-1}$ )	柱塞弹簧预紧力/ N	进油阀最大升程/ mm	出油阀体质量/ g
18.5	5.8	2 300	408	0.5	1
柱塞密封长度/ mm	进油阀座锥角/ ( $^{\circ}$ )	凸轮轴转速/ ( $r \cdot \min^{-1}$ )	进油阀弹簧刚度/ ( $N \cdot m^{-1}$ )	出油阀最大升程/ mm	柱塞升程/ mm
23	140	1 150	400	0.4	7.5
进油阀体质量/ g	进油阀座直径/ mm	柱塞直径/ mm	滚子从动件半径/ mm	柱塞质量/ g	出油阀弹簧刚度/ ( $N \cdot m^{-1}$ )
5.0	2.5	6.5	9.5	13	2 400

### 3.2 共轨管压力波动的评价指标

为更好地评估共轨管内的压力波动特性,定义最大压力波动幅度和压力波动振幅减小程度2个特征参数。

1) 最大压力波动幅度  $p_{\max}$ , 指在单次喷油过程中共轨管内最大压力,可衡量压力波动的剧烈程度。

2) 压力波动振幅减小程度<sup>[13]</sup>

$$\delta = [(p_{\max} - p) - (p - p_{\min})] / p, \quad (3)$$

式中: $p$  为目标轨压,MPa; $p_{\min}$  为压力波动曲线中最后一个波谷的压力,MPa。

由式(3)可知: $\delta$  越小,压力波动振幅减小程度越明显。

### 3.3 柴油机转速对压力波动的影响

设置目标轨压  $p = 160$  MPa,曲轴转角为  $720^{\circ} \sim 1\ 800^{\circ}$ ,保持其他参数不变,柴油机转速由  $1\ 400$  r/min

逐步增加至 2 600 r/min,共轨管内压力波动如图 3 所示,不同柴油机转速下的特征参数如表 2 所示。

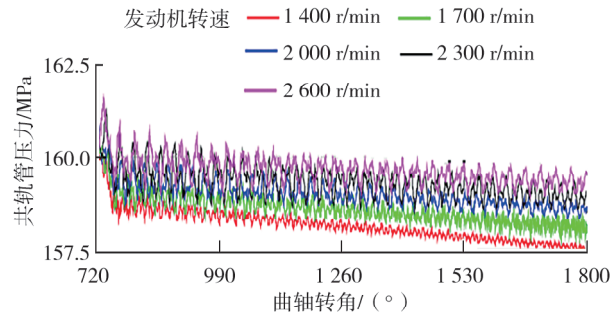


图 3 不同柴油机转速下共轨管内压力波动曲线

表 2 不同柴油机转速下的特征参数

转速/(r·min <sup>-1</sup> )	( $p_{\max}-p$ )/MPa	( $p-p_{\min}$ )/MPa	$\delta$
1 400	0.134	2.505	-0.014 819
1 700	0.431	2.107	-0.010 475
2 000	0.980	1.612	-0.003 950
2 300	1.280	1.252	0.000 175
2 600	1.559	0.812	0.004 669

由图 3 可知:轨内压力以及压力波动幅度均随着转速增加而增加,压力波动曲线的相位随转速增大而提前。这是因为在转速较高时,燃油需求量增大,高压油泵泵油量以及喷油器喷油量增加,燃油进出共轨管时的压力波动加剧,并且为使燃油雾化更好,共轨压力整体上有一定增大。由表 2 可知:随着转速增大, $\delta$  增大,低转速下,共轨管内压力较低,并且与目标轨压偏差较大,因此( $p-p_{\min}$ )最大, ( $p_{\max}-p$ )最小。转速增大后,轨压有明显上升,整体压力更加接近目标轨压,但是压力波动幅值也随之增加,说明转速增加,轨内压力有所上升,轨内压力波动振幅随转角增加逐渐呈减小趋势。

### 3.4 柱塞直径对轨内压力波动的影响

目标轨压  $p=160$  MPa,曲轴转角为  $720^{\circ}\sim 1\ 800^{\circ}$ ,保持其他参数不变,柱塞直径由 6.5 mm 逐步增大至 14.5 mm,共轨管内压力波动如图 4 所示,不同柱塞直径下的特征参数如表 3 所示。

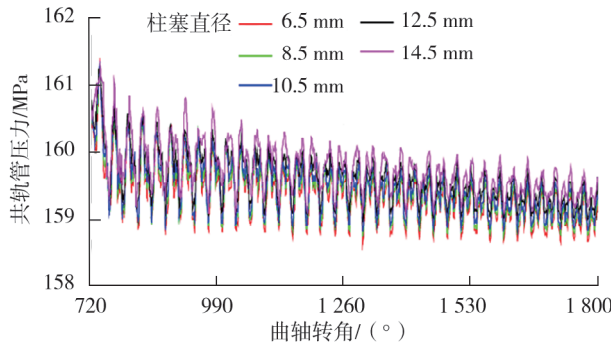


图 4 不同柱塞直径下共轨管内压力波动曲线

表 3 不同柱塞直径下的特征参数

柱塞直径/mm	( $p_{\max}-p$ )/MPa	( $p-p_{\min}$ )/MPa	$\delta$
6.5	1.280	1.252	0.000 175
8.5	1.249	1.178	0.000 444
10.5	1.324	1.112	0.001 325
12.5	1.282	0.955	0.002 044
14.5	1.280	0.811	0.002 931

由图 4 可知:增大柱塞直径使轨压的波峰及波谷压力均有所上升,对相位变化趋势基本无影响。因为柱塞直径增加能增强油泵供油能力,凸轮旋转一圈,供油量有所增加,使得波峰、波谷压力上升。由表 3 可知:柱塞直径增加,高压油泵的供油能力随之增大,使得每次的供油量增加,更好地弥补喷油造成的共轨压力损失,波峰、波谷压力增大,即( $p_{\max}-p$ )增大, ( $p-p_{\min}$ )减小,轨内压力波动随转角增加逐渐呈减小趋势。

### 3.5 柱塞腔容积对轨内压力波动的影响

目标轨压  $p=160$  MPa,曲轴转角为  $720^{\circ}\sim 1\ 800^{\circ}$ ,保持其他参数不变,柱塞腔容积由  $320\text{ mm}^3$  逐步增大至  $1\ 120\text{ mm}^3$ ,共轨管内压力波动如图 5 所示,不同柱塞腔容积下的特征参数如表 4 所示。由图 5 中可知:随柱塞腔容积增大,共轨内压力波动的变化趋势基本无差别,仅有轨压波动曲线中的波峰及波谷压力下降,说明增大柱塞腔容积,高压油泵供油能力略有下降,导致压力降低。由表 4 可知:( $p_{\max}-p$ )随着柱塞腔容积增加整体呈减小趋势, ( $p-p_{\min}$ )整体呈增加趋势, $\delta$  先增大后减小。这是由于柱塞腔容积增大,油泵每次供油量增加,供油能力增加,但是柱塞腔容积进一步增加反而影响柱塞腔内高油压的建立,导致

油泵供油能力下降,供油无法弥补喷油造成的压力损失<sup>[14]</sup>,导致 $\delta$ 先增大后减小。

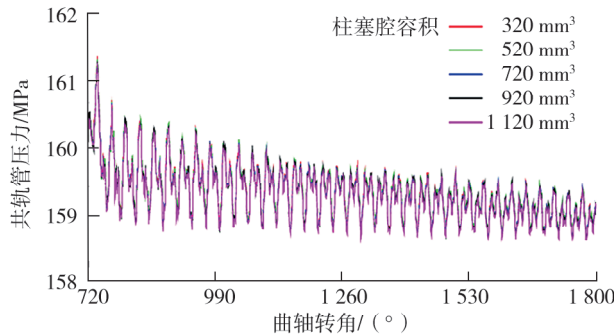


图5 不同柱塞腔容积下共轨管内压力波动曲线

表4 不同柱塞腔容积下的特征参数

柱塞腔容积/ mm <sup>3</sup>	$(p_{\max}-p)/$ MPa	$(p-p_{\min})/$ MPa	$\delta$
320	1.280	1.252	0.000 175
520	1.304	1.235	0.000 431
720	1.275	1.250	0.000 156
920	1.280	1.258	0.000 138
1 120	1.195	1.301	-0.000 662

### 3.6 柱塞个数对轨内压力波动的影响

目标轨压 $p=160$  MPa,曲轴转角为 $720^{\circ}\sim 1\ 800^{\circ}$ ,其余参数不变,柱塞个数由1增加至3,共轨管中压力波动如图6所示,不同柱塞个数下特征参数如表5所示。

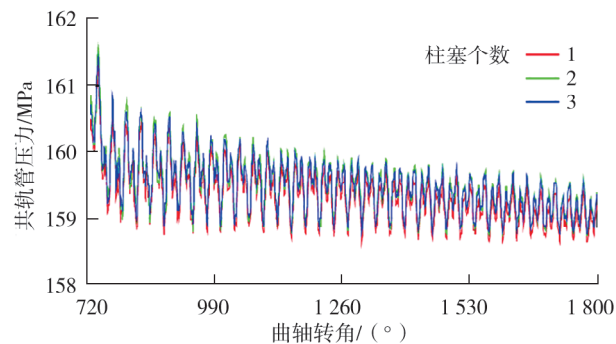


图6 不同柱塞个数下共轨管内压力波动曲线

表5 不同柱塞个数下特征参数

柱塞个数	$(p_{\max}-p)/$ MPa	$(p-p_{\min})/$ MPa	$\delta$
1	1.280	1.252	0.000 175
2	1.593	1.115	0.002 987
3	1.436	1.136	0.001 875

由图6可知:增加柱塞数使共轨内压力增大,压力波动相位基本不随柱塞数变化;当柱塞数为2时,轨内压力幅值最大;柱塞数为3时,压力波动的峰值有所下降。因为柱塞增加,凸轮旋转一周油泵的供油次数增加,但单次供油量减小,但两者结合仍会使压力上升,说明柱塞数增加能增强油泵的供油能力。高压油泵供油和喷油器喷油所形成的压力波是造成共轨管内压力波动主要原因,柱塞数为奇数比为偶数的油泵在供油时产生的压力波动振幅更小<sup>[15]</sup>。

由表5可知: $(p_{\max}-p)$ 随柱塞数增加呈先增大后减小的趋势, $(p-p_{\min})$ 呈下降趋势。在使用多柱塞油泵供油时,虽然多柱塞压力峰值较大,但是多次数、小供油量的供油方式能够建立更加稳定的油压,使得 $\delta$ 增加,同时双柱塞时 $\delta$ 最大,这是因为供油与喷油一一对应能有效减小波动振幅,并且多次供油产生的压力波动能够相互削弱。

### 3.7 共轨管内径对轨内压力波动的影响

目标轨压为 $p=160$  MPa,曲轴转角为 $720^{\circ}\sim 1\ 800^{\circ}$ ,保持其他参数不变,共轨管内径由8 mm逐步增加至16 mm,共轨管中压力波动如图7所示。由图7可知:共轨内压力随共轨管内径变化十分明显,当共轨管内径增大时,轨内压力上升,压力波动曲线趋于平缓。

不同共轨管内径下的特征参数如表6所示。由表6可知: $(p_{\max}-p)$ 随共轨管内径增加呈上升趋势, $(p-p_{\min})$ 呈下降趋势, $\delta$ 随共轨容积增大而增加,压力波动减小。这是由于共轨管内径增加,相当于容积增加,在同等工况下,喷油量和供油量与共轨管容量的比减小,因此削弱了供油和喷油过程产生的压力波动。但是,共轨管容积过大会延长柴油机启动时达到预设轨压的时间,使柴油机的启动性能变差,同时影响其响应速度。



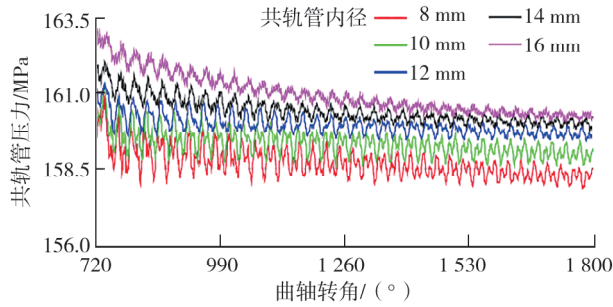


图 7 不同共轨管内径下共轨管内压力波动曲线

表 6 不同共轨管内径下的特征参数

共轨管内径/mm	$(p_{max}-p)/$ MPa	$(p-p_{min})/$ MPa	$\delta$
8	0.823	1.850	-0.006 420
10	1.280	1.252	0.000 175
12	1.370	0.577	0.004 956
14	2.254	0.197	0.012 856
16	3.638	0.163	0.021 719

## 4 结论

1) 增大柴油机转速使供油量以及喷油量增加,加剧轨压波动;但同时油泵转速相应增加,压力波动相位提前,减小轨压波动。

2) 增大柱塞直径能提高高压油泵的供油能力,可以在一定程度上弥补喷油所带来的压力损失,使轨压峰值增加,最大压力增加,但轨压变化趋势基本不变,还能减小轨压波动。

3) 增大柱塞腔容积使油泵的供油能力减弱,使波峰压力减小、波谷压力增加,轨压波动加剧,并且可能使工作过程中的供油量小于喷油量,无法及时补充喷油所造成的压力损失,导致压力波动加剧。

4) 增大柱塞个数使一个工作循环内高压油泵的供油次数增加,多次供油产生的压力波动能相互抵消,当高压油泵供油次数和喷油器喷油次数一致时更能有效增强削弱轨压波动。

5) 增大共轨管内径,即增加共轨管容积能减小供油和喷油时产生的压力波动,使轨压波动减小,但过大的容积会影响其响应速度。

## 参考文献:

- [1] BAE C, YU J, KANG J, et al. Effect of nozzle geometry on the common-rail diesel spray [R]//2002 Spring Fuels & Lubricants Meeting & Exhibition. Detroit;USA;SAE International, 2002.
- [2] 张健桀. 机车柴油机排放控制与发展[J]. 内燃机与动力装置, 2012(4): 54-57.
- [3] CORATELLA C, PARRY L, LI Y, et al. Experimental investigation of the rail pressure fluctuations correlated with fuel properties and injection settings[J]. Automotive Innovation, 2021, 4(2): 215-226.
- [4] 李春晖,吴小军,奚星,等. 针阀升程对共轨喷油器稳定性的影响[J]. 内燃机与动力装置, 2020, 37(5): 42-47.
- [5] ZHAO J F, WANG J M. On-board fuel property identification method based on high-pressure common rail pressure signal [J]. Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, 2014, 136(3): 657-664.
- [6] 吴建,胡林峰,李德桃,等. 柴油机共轨系统中多分支共轨的三维模拟计算分析[J]. 内燃机学报, 2002, 20(5): 413-418.
- [7] 陆方迪. 高压共轨系统轨内压力波动特性的仿真研究[D]. 北京:北京交通大学,2012.
- [8] QIAN D X, LIAO R D. Theoretical analysis and mathematical modelling of a high-pressure pump in the common rail injection system for diesel engines[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers;Part A: Journal of Power and Energy, 2015, 229(1): 60-72.
- [9] 肖俊宇. 车用高压共轨系统喷油特性及集成匹配研究[D]. 太原:中北大学, 2021.
- [10] 虞金霞,郭海涛,卓斌. 共轨式喷油系统数学模型[J]. 上海海运学院学报, 2002, 23(2): 30-34.
- [11] 李友峰. 大功率柴油机燃油喷射系统的模拟计算与试验研究[J]. 柴油机, 2006, 28(2): 9-13.
- [12] 杨巍. 数值模拟在柴油机电控高压共轨喷射系统设计中的应用[D]. 上海:上海交通大学, 2007.
- [13] 田丽丽. 柴油机高压共轨系统压力波动产生与传播的仿真研究[D]. 北京:北京交通大学, 2020.
- [14] 高紫光. 高压共轨系统喷射稳定性及压力波动特性研究[D]. 北京:北京交通大学,2022.

- [15] TENG H, MCCANDLESS J C. Performance analysis of rail-pressure supply pumps of common-rail fuel systems for diesel engines[C]//Proceedings of 2005 SAE World Congress. Detroit, USA:SAE International, 2005.

## Effect of engine speed and high pressure common rail fuel system parameters on pressure fluctuation of common rail pipe

YAN Xinyu<sup>1</sup>, ZHANG Xiangshan<sup>2</sup>, FANG Zhengxian<sup>2</sup>, JIANG Jinxi<sup>2</sup>,  
ZHANG Yaofei<sup>3</sup>, LI Guoxiang<sup>1</sup>, BAI Shuzhan<sup>1\*</sup>

1. College of Energy and Power Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China;

2. Longkou Longbeng Diesel Injection High Technology Equipment Co., Ltd., Longkou 265018, China;

3. North China Engine Research Institute, Tianjin 300400, China

**Abstract:** In order to reduce the pressure fluctuation in the common rail pipe of the high-pressure common rail system of diesel engine, a one-dimensional simulation model of the high-pressure oil pump and common rail pipe of a diesel engine is established by AVL Boost Hydsim software, and the influence of the structural parameters of the high-pressure common rail system, such as the speed of the diesel engine, the diameter of the plunger, the volume of the plunger cavity, the number of plungers and the inner diameter of the common rail tube, the pressure fluctuation of the common rail tube is analyzed. The simulation results show that increasing the speed of the diesel engine, increasing the diameter of the plunger of the high-pressure oil pump, and decreasing the volume of the plunger cavity of the high-pressure oil pump can reduce the fluctuation of rail pressure. Increasing the inner diameter of the common rail tube can effectively suppress the pressure fluctuation. When the number of plungers changes so that the number of oil supply times is the same as the number of fuel injections of the injector, the degree of rail pressure fluctuation can also be reduced.

**Keywords:** common rail tube; pressure fluctuation; fuel system; rotate speed; plunger

(责任编辑:刘丽君)

(上接第19页)

the design scheme of radial flow snake flow field is proposed, and the influence of the flow field branch and area on the gas-liquid transfer and the output characteristics of the battery is simulated. The simulation results show that in the flow field with different number of branches, the flow field structure of the 3 branches has smaller water clogging area, which is more conducive to oxygen transportation, and the output performance is better. Compared with the 5 branches, the current output range can be widened by 14.1%. However, when the current density is large, the gas transmission inside the flow field is not timely, and the power output is greatly affected by the concentration polarization voltage. The flow fields area mainly affects the Ohm control region and the concentration control region. The output performance of the large area flow field is better in the Ohm control region, and the output performance of the small area flow field is better in the concentration control region.

**Keywords:** hydrogen fuel cell; flow field design; gas-liquid flow; polarization characteristics

(责任编辑:刘丽君)