

相关技术

多喷孔引射器性能数值研究

兰 健^{1,2}, 吕 田^{1,2}, 金永星^{1,2}, 刘 钊^{1,2}, 周建明^{1,2}

(1. 七一一研究所, 上海 201108; 2. 上海热气机工程技术研究中心, 上海 201203)

摘 要: 采用三维计算流体力学的方法, 研究了结构参数对纯氧燃烧器用多喷孔引射器性能的影响。获得了结构参数对引射比和氧气不均匀度的影响规律, 总结分析了获得最佳引射性能的结构参数。数值计算的结果还揭示了不同结构参数下多喷孔引射器内部气体的引射混合过程。采用新的设计准则可以在提高引射器性能的同时减小设计尺寸。

关键词: 多喷孔引射器; 纯氧燃烧; 结构参数; 数值模拟

中图分类号: U664.124 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2016)02-0048-06

Numerical Investigation on Performance of Multi-hole Ejector

Lan Jian^{1,2}, Lv Tian^{1,2}, Jin Yongxing^{1,2}, Liu Zhao^{1,2}, Zhou Jianming^{1,2}

(1. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108;

2. Shanghai Stirling Engine Research Centre, Shanghai 201203)

Abstract: The influence of geometry parameters on the multi-hole ejector in oxy-fuel combustion was investigated by using the method of three-dimensional computational fluid dynamics. The results showed the influence of geometry parameters on ejection ratio and oxygen inhomogeneity. In accordance with the ejection performance, the best geometry parameters were obtained. Besides, the results also revealed the mixing process of the internal gas of multi-hole ejector under different geometry parameters. Substantial performance improvement could be achieved by using the best design parameters in multi-hole ejector, and the design size could be decreased.

Key words: multi-hole ejector; oxy-fuel combustion; geometry parameters; numerical simulation

0 前 言

斯特林发动机是一种外燃闭式回热循环发动机, 它具有效率高、排放低、噪声低以及多能源适应性的特点。因此, 在动力系统、垃圾填埋气发电、热电联供、光热发电等领域得到了广泛应用^[1]。在有些应用场合, 斯特林发动机采用柴油与液氧的能源形式。然而柴油与纯氧的绝热燃烧温度可达 4 000 K 以上, 远超一般金属材料的使用极限。因此, 需要采用燃气再循环来降低燃烧峰值温度, 保护油头和加热器等部件^[2]。多喷孔引射器

是实现斯特林发动机燃气再循环纯氧燃烧的核心部件, 因此, 设计性能优异、结构紧凑的引射器是提高斯特林发动机燃烧系统效率、减小燃烧室尺寸的重要途径。

引射器具有结构简单, 没有运动部件, 基本不需要维护的特点, 广泛应用在燃烧器、制冷器、航空及船舶等领域^[3-6]。大量试验和数值模拟表明: 引射器的结构参数对其性能有着重要的影响。Varga 等^[7]分析了制冷用引射器截面比的影响。截面比从 13.5 增加到 26.4, 引射比从 0.18 增加到 0.38; 在不同冷凝温度下, 获得最大引射比的最佳

收稿日期: 2015-11-15

基金项目: 上海市科研计划项目资助课题 (13DZ2250100)。

作者简介: 兰健(1990-), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为斯特林发动机燃烧技术, E-mail: lanjianheu@163.com。

截面比也不同。Sriveerakul 等^[8]也进行了类似实验和数值模拟,同样认为最佳截面比依赖于工质和工作参数。Rusly 等^[9]研究了喷嘴与等截面混合管入口距离 (nozzle exit position, NXP) 的影响。研究发现:当 NXP 等于 1.5 倍混合管直径时取得最大引射比。但是, YapiciR 等^[10]以 R123 为工质的试验研究中, NXP/D 只要达到 0.55。Zhu 等^[11]数值研究则认为: NXP = -12 mm, 引射性能能提高 40%, NXP/D 的最优值为 -1.7 ~ -3.4。在混合管长度 l_m 方面, Pianthong 等^[12]认为:当圆柱形混合管长度为 40 ~ 200 mm ($l_m/D = 4 \sim 22$) 时,其对引射比的影响很小,最佳混合管长度取决于其他参数。Varga 等^[7]的研究则认为: $l_m/D = 2.3 \sim 5.1$ 时对引射比没有影响,其最佳值与 Pianthong 的不同。对于混合管入口收缩角, Chen^[4]等认为该角度应根据不同的工作参数控制在合理的范围,该范围为 $6^\circ \sim 8^\circ$ 。Yang 等^[13]研究了不同喷嘴结构的引射性能及流体的内部混合过程,结果表明:十字形喷嘴可加强混合,提高引射性能。以上是对单喷孔引射器的研究,而对多喷孔引射器的研究则相对较少。

多喷孔引射器的特点是可在较小的空间内能获得较大的引射比。方人淞等^[14]进行了超音速多喷孔引射器的试验研究,结果表明,当混合管长径比为 2 和 4 时,其引射系数比当量引射单喷管的可分别提高 32% 和 16%。Kenneth C. 等^[15]研究了带不同扩压角的扩压器的多喷孔引射器的性能,其研究认为: $l_m/D = 1.5 \sim 3.7$, 可取得最佳的引射性能。王锁芳等^[16-18]对多喷孔引射器进行了大量研究,认为:在相同工况条件下 $l_m/D < 7$ 时,多喷管引射系数比当量收缩单喷管的引射系数大,且 l_m/D 越小,两者相差越大,理论计算和测试结果符合良好。当 l_m/D 大于 2.4 时,其引射系数呈现下降趋势。对于混合管型面结构不同的引射器,当型面结构为圆柱形时,引射器性能最优;型面结构为椭圆形时,引射性能最差。

总之,无论是单喷孔引射器还是多喷孔引射器的最优结构参数依赖于流体性质和工作参数。目前所研究的低压单喷孔引射器和直升机排气用多喷孔引射器的设计理论和经验公式,可能不适用于高温高压下多喷孔引射器设计。因此本文针对某型高背压斯特林发动机纯氧燃烧用多喷孔引射器进行数值研究。研究超高背压下结构参数对引射器性能的影响,为小型多喷孔引射器的设计提供参考。

1 计算模型及边界条件

1.1 计算模型

多喷孔引射器主要由喷嘴、接收室、圆柱形混合管及油头组成,如图 1 所示。引射器在引射式燃烧室起着组织流程的作用。其工作过程为:纯氧从喷嘴喷出,在混合室形成负压,将燃烧气体卷吸进接收室,在圆柱形混合室和扩压管内进一步混合,形成一定氧气浓度的混合气,之后混合气与从油头喷出的燃油在主燃区进行燃烧。

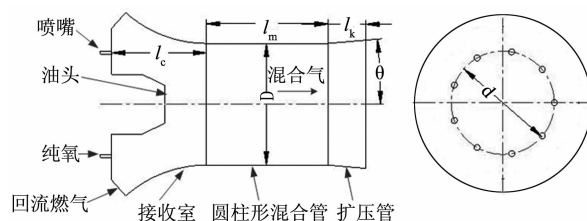


图 1 多喷孔引射器结构参数

引射器的引射能力和混合气的混合均匀度对引射式燃烧有着重要的影响^[19],用引射比和氧气不均匀度来表征其性能。

燃气回流面积称为次流面积 A_s , 氧喷嘴面积称为主流面积 A_p 。次流燃气进气质量流量 $\dot{m}_s$ 与主流面积 A_p 射入的质量流量 $\dot{m}_p$ 之比为引射比 n , 如下式:

$$n = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (1)$$

引射器混合不均匀程度用基于氧气质量分数建立的混合不均匀度 κ_{o_2} 表示。根据下式来计算:

$$\kappa_{o_2} = \frac{\iint |\omega_{o_2} - \bar{\omega}_{o_2}| dA}{\bar{\omega}_{o_2} A} \quad (2)$$

式中: ω_{o_2} 为出口处单位面积氧气质量分数; $\bar{\omega}_{o_2}$ 为出口处氧气平均质量分数; A 为扩压管出口面积。

1.2 计算方法及边界条件

本文研究的多喷孔引射器结构参数如图 1 所示;各个参数含义及初始参数如表 1 所示。计算方法为:通过分别改变某一结构参数,来研究结构参数对引射性能的影响规律。

由于多喷孔引射器为周期性对称结构,因此采用周期性网格(图 2)。用 ICEM 软件进行结构化网格划分,根据网格无关性验证,网格数在 12 万左右,即可以获得网格独立性。

表 1 多喷孔引射器初始参数

圆柱形混合管直径 D/mm	34
圆柱形混合管长度 l_m/mm	34
喷嘴分布圆直径 d/mm	13
喷嘴轴向位置 l_c/mm	25
扩压管扩角 $\theta/^\circ$	4
扩压管长度 l_k/mm	8

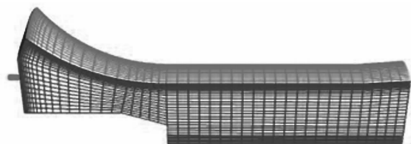


图 2 多孔引射器周期性结构化网格

采用 FLUENT 进行数值模拟。湍流模型采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型, 研究表明: RNG $k-\varepsilon$ 模型能较好地模拟圆柱射流^{[20][21]}。流动与换热采用控制体积离散; 连续性方程、能量方程、湍流动能以及湍流耗散率方程采用二阶迎风差分格式离散。压力速度耦合采用 SIMPLEC 算法。

燃气再循环用多喷孔引射器工作在高温高压工况下, 其边界条件如表 2 所示。其中, 喷嘴为纯氧质量流量进口, 被引射入口为压力进口, 扩压管出口为等压出口。

表 2 边界条件设置

喷嘴进口条件	质量流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	0.004 342
	温度/K	303
	组分	O_2
被引射进口条件	压力/MPa	6.5
	温度/K	1 073
	组分	CO_2 (0.663) O_2 (0.064) H_2O (0.273)
出口压力条件	压力/MPa	6.5
	回流温度/K	1 073

2 计算结果分析

2.1 圆柱形混合管直径对引射器性能的影响

图 3 为引射比及氧气不均匀度随圆柱形混合管直径的变化规律。随着圆柱形混合管直径的增加, 引射比先增加后减小, 存在一个最佳值使引射比最大。从图中可以看出: 混合管直径对引射器性能影响较大, 直径由 29 mm 增加到 34 mm 时, 引射比提高 27%。氧气不均匀度同样随着混合管直径先减小后增大, 在引射比最大时, 氧气不均匀度取得最小。

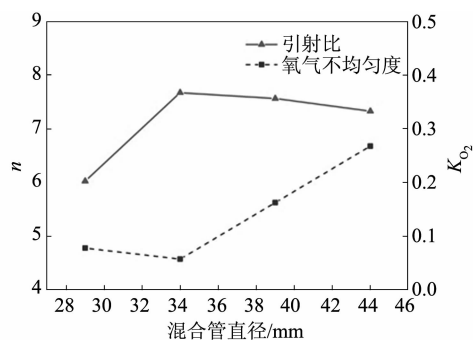
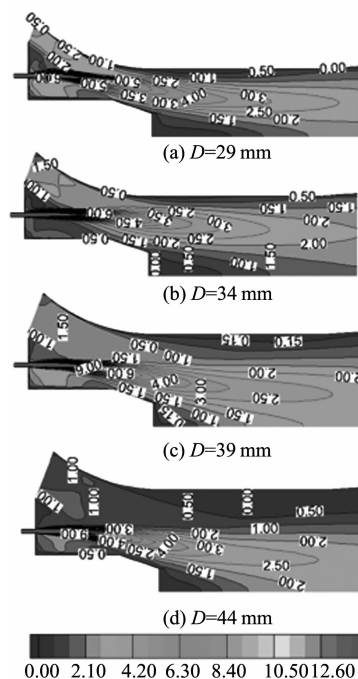


图 3 圆柱形混合管直径对引射性能的影响

图 4 为不同直径圆柱形混合管内流动速度云图。从图中可以看出: 次流与主流以交叉射流的方式进行混合。这种混合方式其强度比湍流微团横向速度脉动引起的湍流扩散强得多, 因此主流的速度迅速降低。混合后, 混合气体朝着中心轴处发展。随着混合管直径的增大, 主流与次流越早发生混合, 混合接触的面积也相应增大。中心处的速度也由于主流混合的作用, 较早地被带动, 主流的能量得到充分的利用。但随着混合管直径的增大, 混合管面积得不到充分利用, 主流的速度无法带动更多的流体, 靠近混合管速度壁面的速度很低, 其主要是通过湍流剪切来进行质量、能量和动量交换, 因此速度较低。如此, 超过混合管直径最佳值时, 氧气不均匀度明显增大。

图 4 不同直径圆柱形混合管内流动速度 ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) 分布

2.2 混合管长度对引射器性能的影响

引射器设计中, 圆柱形混合管直径确定后, 即可根据混合管最佳长径比来确定混合管的轴向长

度。图 5 为混合管长度对引射性能的影响。随着混合管长度的增加引射比先增加后减小, 存在一个最佳值。氧气不均匀度则随着混合管长度的增加而逐渐减小。

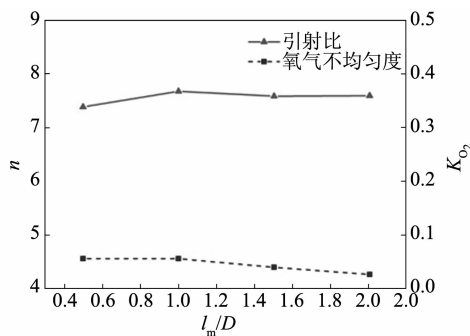


图 5 混合管长度对引射器性能的影响

图 6 为不同长度混合管内流动速度分布云图。当混合管较短时, 引射器中心处的混合气没有得到充分混合发展, 因此速度较低; 随着混合管长度的增加, 混合气进一步混合发展, 最后达到较均匀速度, 引射性能提高。当混合管长度进一步增加到如图 6 (c) 和 6 (d) 时, 其中心位置的速度和出口速度基本一致; 增加混合管长度对流场发展的作用不明显, 而且增加混合管长度必然会增加摩擦力带来的损失, 而且导致尺寸过大。因此, 本引射器 $l_m/D = 1$ 时就能带来最佳的引射性能。

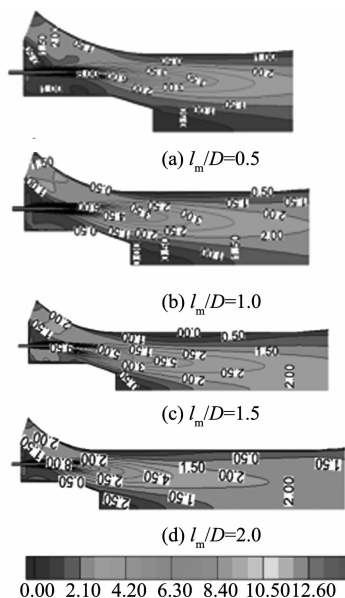


图 6 不同长度混合管内流动速度 ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) 分布

2.3 喷嘴分布圆直径对引射器性能的影响

图 7 为喷嘴分布圆直径对引射性能的影响。引射比随着喷嘴分布圆直径先增加后减小, 对氧气不均匀度的影响为逐渐减小。

图 8 为不同分布圆直径下的速度分布。可以发

现: 速度的分布为中心和壁面附近较低, 随着分布圆直径的增加, 中心处的速度降低, 壁面附近的速度增加。即随着分布圆的增加, 氧到达中心处的时间增加。这一过程反应在引射比上就是引射比先增加后减小。而由于分布圆直径的增加也使得混合氧气与回流烟气的混合位置提前, 这样一来氧气的均匀系数就降低。可以从图 8 中看出, 出口处的速度较为均匀, 在此, 分布圆直径最优值 d/D 为 0.76 左右。

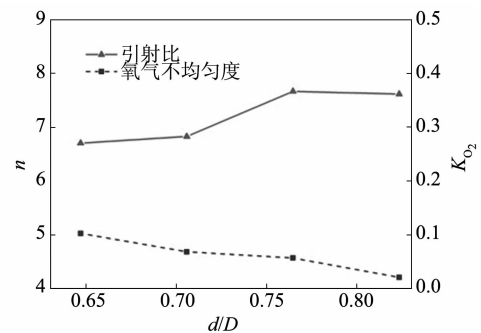


图 7 喷嘴分布圆直径对引射性能的影响

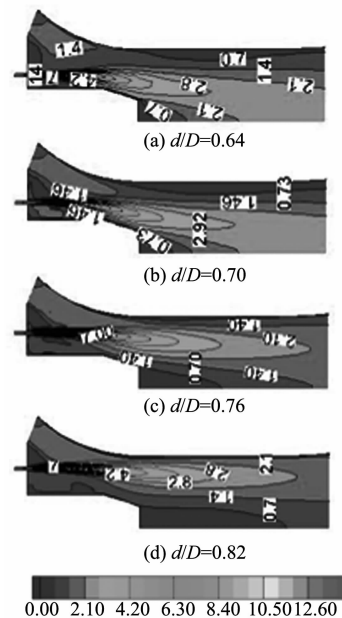


图 8 不同喷嘴分布圆直径速度 ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) 分布

2.4 喷嘴轴向距离对引射器性能影响

图 9 为喷嘴轴向距离对引射器性能的影响。随着喷嘴轴向距离的增加, 引射比初始增幅较大, 随后增幅减小, 最后减小; 在 $l_c/D = 0.88$ 附近取得最佳值。其对引射比的影响特别大。喷嘴轴向距离对氧气不均匀度的影响较小, 先略微增加后减小, 维持在一个较低的值。

图 10 为不同喷嘴轴向距离速度分布云图。随着喷嘴轴向距离的增加, 最直接的变化是主流进气

的面积增加,次流与主流的接触面积增加,接触面积的增加使得混合加速;随着喷嘴轴向距离的增加,次流与主流的交叉射流夹角增大,中心处的混合加快。因此随着轴向距离的增加,引射比先增加后减小。

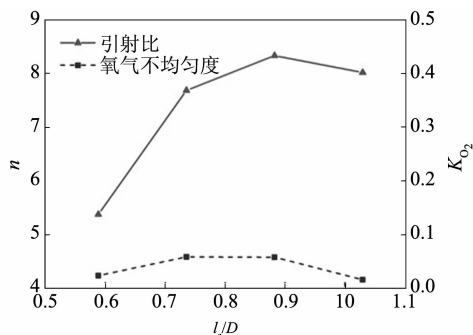


图9 喷嘴轴向距离对引射器性能影响

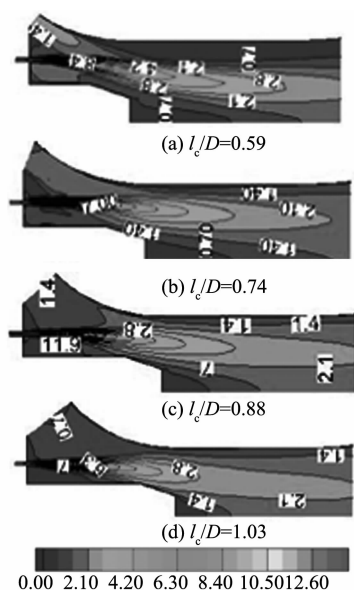


图10 不同喷嘴轴向距离速度 ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) 分布

2.5 扩压管扩角对引射器性能的影响

图11为扩压管扩角对引射性能的影响。如图所示,随着扩角的增大引射比先增加后降低;氧气不均匀度逐渐增加,混合变差。

图12为不同扩压角下速度分布云图。由图看出:随着扩压角的增大,混合气偏向轴心处发展,轴心处的速度有所增加,但速度分布径向梯度变大。随着扩压角的增大靠近壁面的混合性变差,速度没有被带动,非圆柱形段的混合性不如圆柱形段。扩角增大到 12° 时,扩压管出口径向速度明显不均,引射比反而出现下降。综合考虑引射比和混合均匀性,扩压管扩角在 8° 时最适宜。

2.6 扩压管长度对引射器性能的影响

图13为扩压管长度对引射比的影响。扩压管

长度对引射比的影响不明显,扩压管长度从0增加到12 mm,引射比增加6.6%;其对氧气不均匀度的影响则更小,氧气不均匀度仅从4.2%增加到5.7%。

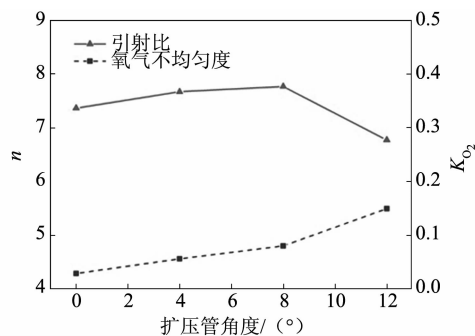


图11 为扩压管扩角对性能的影响

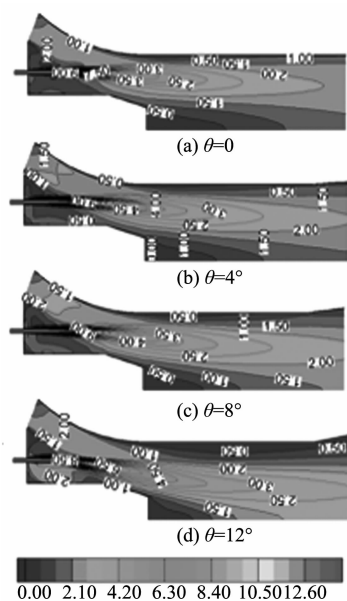


图12 不同扩压角下速度 ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) 分布

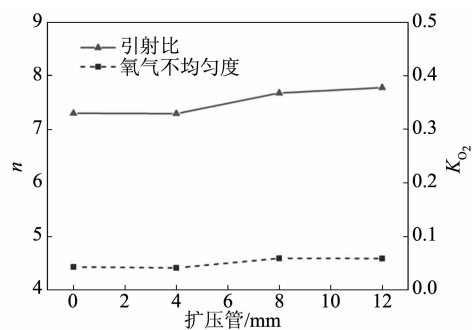
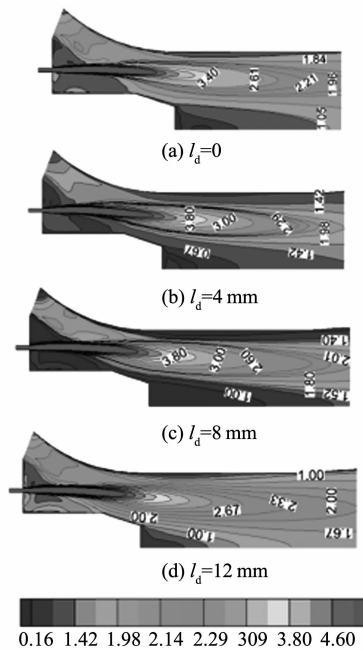


图13 扩压管长度对引射器性能的影响

图14所示为扩角 4° 时,增加扩压管长度,混合管速度分布云图。扩压管长度增加提高了扩压作用,这样就减小了混合室的静压,进而提高了次流与主流的压差,因此引射比有所增加。但是受尺寸的限制,不宜将扩压管设计得过长。

图 14 不同扩压管长度下速度 ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) 分布

3 结 论

在高背压下, 对影响多喷孔引射器引射比和氧气不均匀度的 6 个结构参数进行了数值研究, 得到了其影响多喷孔引射器性能的变化规律, 以及最优结构参数, 总结如下:

(1) 混合管直径、喷嘴分布圆直径、扩压管扩角和喷嘴轴向距离对引射比的影响较大。其最优方案为: 混合管直径为 34 mm, 喷嘴分布圆与混合管直径之比为 0.76, 轴向距离与混合管直径之比为 0.88, 扩压管扩角为 8° , 可获得最佳引射比。多喷孔引射器长径比 l_m/D 为 1 左右能获得最佳引射性能, 远远小于文献 [4] 单喷引射器的 l_m/D 最佳值 5, 及文献 [15] 多喷孔引射器的 l_m/D 值。多喷孔引射器可以满足高性能参数下小型化设计的要求。

(2) 对多喷孔引射器氧气不均匀度影响的主要规律是: 随着混合管直径先增加后减小; 随混合管长度和混合管分布圆直径的增加逐渐减小; 随扩压管的扩角增大而增大; 喷嘴轴向距离和扩压管长度的影响则较小。比较其与引射比的变化规律可以发现, 它们没有必然联系。

参考文献

- [1] 张鲲鹏. 基于燃气再循环的高压燃烧技术研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2004.
- [2] 沈建平, 金东寒, 顾根香. Stirling 发动机燃烧及换热

分析 [J]. 热能动力工程, 1998 (1): 6-10.

- [3] Zhang K, Xue F, Pan W, et al. Experimental investigation and numerical simulation of gas ejector in a combustor with combustion gases recirculation [C]. International Joint Power Generation Conference collocated with Turbo-Expo2003. American Society of Mechanical Engineers, 2003.
- [4] Lin C, Cai W, Li Y, et al. Numerical investigation of geometry parameters for pressure recovery of an adjustable ejector in multi-evaporator refrigeration system [J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 61 (2): 649-656.
- [5] Maqsood A, Birk A M. Experimental and CFD study of exhaust ejectors with bent mixing tubes [J]. Asme Turbo Expo Power for Land Sea & Air, 2005: 155-165.
- [6] Jingzhou Zhang, Yong Shan, Ligu Li. Computation and validation of parameter effects on lobbed mixer-ejector performances [J]. Chinese journal of aeronautics, 2005, 18 (3): 193-198.
- [7] Varga S, Oliveira A C, Diaconu B. Influence of geometrical factors on steam ejector performance—a numerical assessment [J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32 (7): 1694-1701.
- [8] Sriveerakul T, Aphornratana S, Chunnanond K. Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2007, 46 (8): 812-822.
- [9] Rusly E, Lu A, Charters W W S, et al. CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28 (7): 1092-1101.
- [10] Yapici R, Ersoy H K, Aktoprakoglu A, et al. Experimental determination of the optimum performance of ejector refrigeration system depending on ejector area ratio [J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31 (7): 1183-1189.
- [11] Zhu Y, Cai W, Wen C, et al. Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29 (5): 898-905.
- [12] Yapici R, Ersoy H K, Aktoprakoglu A, et al. Experimental determination of the optimum performance of ejector refrigeration system depending on ejector area ratio [J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31 (7): 1183-1189.

(下转第 59 页)

水管路, 未发现明显泄漏。

交换左右机 B 排恒温阀后, 左机起动正常, 右机起动过程中, A、B 排冷却水均出现压力低报警, 继续运行, 压力恢复正常。期间, 冷却水温未达到开启温度时, 右机 B 排恒温阀 c 口温度较低且稳定, 而左机 B 排恒温阀 (原右机 B 排恒温阀) c 口温度随冷却水温升高而升高。试验表明, 原右机 B 排恒温阀提前开启, 但不是本次故障的根本原因。

至于增压器、缸套、缸盖等高温零部件密封性试验, 考虑到高温试验条件, 对整个柴油机在一定水温下进行压力试验。根据柴油机冷却水管路零件密封性试验要求, 选择冷却水温度为 75 ℃、压力为 0.3 MPa 进行试验。试验方案如下:

(1) 运行右机至冷却水温 75 ℃ 左右;

(2) 关闭柴油机与外围系统的连接接口, 包括海淡水冷却器与恒温阀进出口、冷却水预热管路进出口、膨胀水箱补偿至水泵之间的补偿水管路及冷却水放气管路等;

(3) 从柴油机一放气管处连接压缩空气管及压力表, 持续施加 0.3 MPa 压力;

(4) 1 h 后, 从增压器排气口观察增压器是否泄漏, 并吹车检查气缸内是否有水。

试验后吹车发现: B4 缸减压阀处有水喷出, 内窥镜检查: 缸盖有明显漏水, 缸套壁无漏水。拆下 B4 缸盖进一步检查发现: B4 缸盖燃烧面上启动阀侧进气阀座与排气阀座间鼻梁部位有裂纹, 如图 2 所示。

根据上述故障分析及排查, 可总结如下: 柴油机运行过程中, 由于 B4 缸盖出现裂纹, 缸内高压气体窜入冷却水腔, 低转速下冷却水排气能力相对

较弱, 气体进入并积存于 B 排冷却水管路, 并在出机分配箱与 A 排冷却水混合后分配到 A、B 排的水泵进口; 由于 B 排恒温阀提前开启, B 排水泵前通流面积较 A 排水泵大, 吸水能力较强, 分配箱流出的大部分水流向 B 排, 从而使 A 排水泵前残留空气量较多, 导致 A 排冷却水压力低。更换正常的恒温阀后, 由于恒温阀开启时间相近, A、B 排水泵前通流面积相当, 水泵吸水能力基本一致, 分配箱流出的水带着空气随机地流向 A、B 排水泵, 导致 A、B 排均不规律地出现冷却水压力低现象。同时, 由于 B4 缸空气进入冷却水系统的空气未及时排除, 积存在冷却水管路中, 使膨胀水箱水位上升。

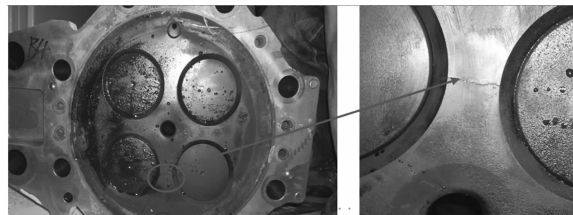


图 2 B4 缸盖裂纹情况

综上所述, 本次故障原因系 B4 缸盖裂纹及 B 排恒温阀故障共同导致。

3 结束语

柴油机冷却水压力低是一种常见的故障现象, 其处理措施和过程各有所异。本案例 B 排缸盖裂纹导致 A 排冷却水压力低的情况更是少见。笔者通过实际经验总结出类似问题的可能原因和排查方法, 提出了一种柴油机冷却水密封试验方案, 操作简单、效果明显。

(上接第 53 页)

- [13] Yang X, Long X, Yao X. Numerical investigation on the mixing process in a steam ejector with different nozzle structures [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2012, 56 (2): 95-106.
- [14] 方人淞, 刘 伦, 张荣学. 低噪声超声速引射器实验研究 [J]. 噪声与振动控制, 1988 (1): 14-18.
- [15] Cornelius K C, Lucius G A. Multiple hole ejector performance with short wide angle diffuser [J]. Journal of Propulsion and Power, 1994 (3): 369-376.
- [16] 王锁芳, 李立国. 多喷管引射器的性能分析 [J]. 南京航空航天大学学报, 1996, 28 (3): 350-356.
- [17] 缪亚芹, 王锁芳, 吴恒刚. 多喷管引射器试验研究与数值模拟 [J]. 南京师范大学学报 (工程技术版), 2006, 6 (2): 68-71.
- [18] 王春风, 王锁芳. 混合管结构对多喷管引射器性能的影响 [J]. 南京师范大学学报 (工程技术版), 2012, 26 (10): 19-24.
- [19] 黄明明, 邵卫卫, 张哲巅, 等. 基于交叉射流与切向旋流的 CH₄ 柔和燃烧特性对比 [J]. 航空动力学报, 2014, 19 (1): 31-41.
- [20] Y. H. Liu, L. G. Li. Numerical study of *k-ε* turbulent models for flow within a straightly lobed nozzle [J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2002, 20 (3): 343-350.
- [21] F. S. Lien, M. A. Leschziner. Assessment of turbulent transport models including non-linear RNG eddy-viscosity formulation and second-moment closure [J]. Computers and Fluids 1994, 23 (8): 983-1004.