

性能与排放

大缸径气体机缸内流动燃烧的仿真研究

刘辰朋¹, 朱 骏¹, 吴 杰², 夏 倩¹, 刘 博¹

(1. 中船动力研究院有限公司, 上海 200129; 2. 宁波中策动力机电集团有限公司, 浙江 宁波 315032)

摘 要: 采用 STAR-CD 软件对大缸径气体机的三维流动、燃烧进行仿真分析, 通过与文献中的放热率曲线的对比, 验证了三维仿真分析的合理性; 得到了大缸径气体机缸内流场分布的详细信息, 为后续优化奠定了基础, 并为结构计算提供了热力学边界条件。在此基础上分析了连接通道个数对气体机性能的影响。结果表明: 对于所研究的大缸径气体机, 预燃室容积相同时, 6 个连接通道的燃烧效果好于 4 个通道的。

关键词: 气体机; 放热率曲线; 热力学边界条件; 连接通道

中图分类号: TK432 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2016)01-0029-06

Simulation Study of In-cylinder Flow Combustion of Large-bore Gas Engine

Liu Chenpeng¹, Zhu Jun¹, Wu Jie², Xia Qian¹, Liu Bo¹

(1. China Shipbuilding Power Engineering Institute Co., Ltd., Shanghai 200129;

2. Ningbo C. S. I. Power & Machinery Group Co., Ltd., Zhejiang Ningbo 315032)

Abstract: 3D flow and combustion simulation was applied with STAR-CD software, and the rationality of 3D simulation analysis was validated by comparing with rate of heat release (ROHR) curve in the listed literature. Then detailed spatial information of flow field distribution in large bore gas engine was obtained, which laid the foundation for the subsequent optimization and provided thermodynamic boundary conditions to structural calculation. On the basis, the influence of the number of channels on the gas engine performance was studied. The results show that on this engine when the pre-chamber volume is the same, the combustion with six connecting channels is better than that with four.

Key words: gas engine; rate of heat release curve; thermodynamic boundary condition; connecting channels

0 引 言

石油资源的日渐枯竭及环境保护的迫切需求, 促进了清洁能源的开发和利用。天然气作为清洁能源的一种, 因其价格低廉、储量丰富、燃烧清洁而得到广泛应用。发动机领域, 开发人员对天然气发动机的研究热情始终较高。预燃室式大缸径气体机缸内流动燃烧分析的重点在于缸内空燃比的控制及点火技术。S G Dexter 和 C. Ennemoser^[1]对稀薄燃烧预燃室式天然气发动机的研究表明: 火花塞附近

的燃空当量比越接近化学计量当量比, 点火位置气流速度越低, 火花点火就越快且稳定。本文在进行仿真分析时, 为解决空燃比的控制问题, 假定进气道内气体是按一定的燃空当量比混和均匀的; 对于点火技术, 由于所研究的发动机采用的是火花塞, 为保证可靠点火, 需要使点火时刻、点火位置的当量比接近于理论燃空当量比, 因此在预燃室增加一燃气供给系统; 通过控制预燃室燃气供给系统的脉宽和正时, 使预燃室内的燃空当量比接近理论燃空当量比。通过对改制后的天然气发动机进行三

收稿日期: 2015-06-09; 修回日期: 2015-08-27

作者简介: 刘辰朋(1987-), 男, 工程师, 主要研究方向为发动机性能与排放, E-mail: lcp@cspi.net.cn。

维流动及燃烧分析, 获取气体机流动及燃烧的详细信息, 为气体机的设计优化奠定基础。在此基础上对比分析了连接通道个数对气体机性能的影响, 确定了连接通道的个数。

1 几何模型建立与网格划分

1.1 几何模型

在原柴油机的基础上, 结合已有的文献资料并参照类似机型开发经验, 对原柴油机喷油器部分进行改装, 用预燃室代替原喷油器。预燃室的结构如图 1 所示, 抽取的计算域如图 2 所示, 原柴油机流动燃烧计算域如图 3 所示。将预燃室的计算域组装到原柴油机的计算域上就获得了气体机的几何模型。

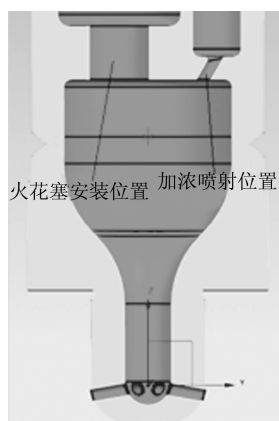


图 1 预燃室结构



图 2 预燃室计算域

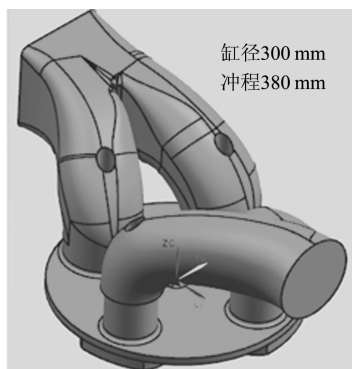


图 3 原柴油机流动燃烧计算域

1.2 网格划分

分别进行预燃室与主燃室的网格划分。应用 ES-ICE 对主燃室区域的动网格进行划分, 主燃室相关的网格如图 4 所示。由于预燃室与主燃室连接通道的孔径为 3 mm, 为保证主燃室和预燃室网格的组装质量, 需要将主燃室缸盖中心区域网格细化。预燃室内不涉及网格的运动, 因此可以采用多种工具进行网格划分。STAR-CCM + 对于复杂的几何具有很强的网格生成优势, 这里应用 STAR-CCM + 进行预燃室内的网格划分, 预燃室的网格如图 5 所示。之后, 在 ES-ICE 中将两部分的网格进行组装, 考虑到计算的稳定性, 在进气口和排气口分别拉伸一段计算域, 最终的气体机网格如图 6 所示。

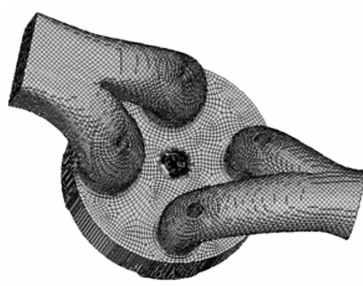


图 4 主燃室相关网格



图 5 预燃室网格

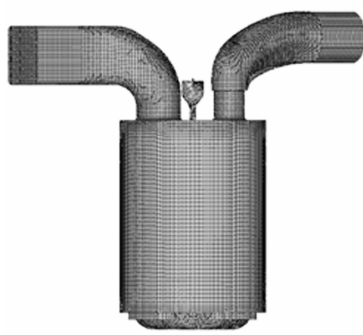


图 6 组装后的网格

2 分析设置

2.1 计算模型及其设置

在本文计算中, 燃烧模型选用 ECFM-3Zspark 燃烧模型, 点火模型选用自动点火模型; 火花塞位置设置在预燃室上平面下 5 mm 处, 20 °CA BTDC 火花点火; NO 排放选择扩展的 Zeldovich 机理; 为解决缸内空燃比的控制问题, 设置天然气混合方式为进气道预混。计算从排气阀开 (135 °CA) 开始, 到下一循环的排气阀开 (855 °CA) 结束。

2.2 初始边界条件

初始边界条件主要由一维工作过程计算提供, 边界温度结合经验进行设置; 进排气道的初始边界条件分别如图 7、8 所示; 预燃室燃气进气规律由一维计算给出, 如图 9 所示。

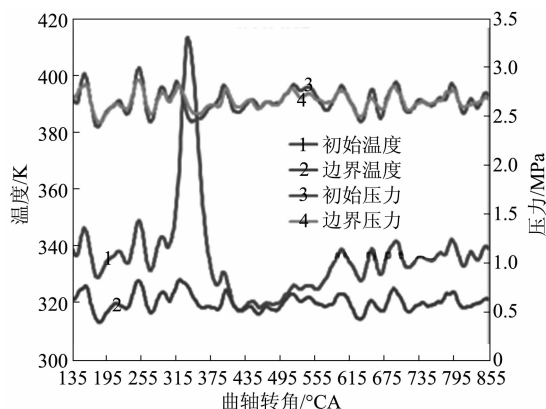


图 7 进气道初始边界条件

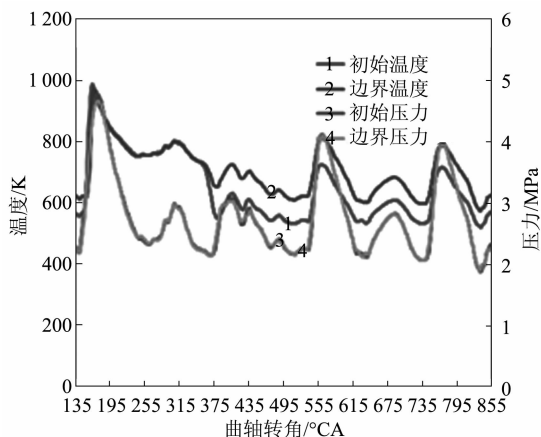


图 8 排气道初始边界条件

3 计算结果评价

计算所得的缸内燃烧放热率与文献 [2] 中燃烧放热率曲线对比如图 10 所示。由图 10 可知, 三维计算的燃烧放热率呈现两阶段特征, 第一阶段的放热主要在预燃室内完成, 之后火焰传递到主燃

室, 引燃主燃室内的稀薄混合气, 形成主燃室的第二阶段放热过程。这与文献 [2] 中的趋势一致, 且两者主燃烧持续期基本相当, 从而验证了三维仿真计算的合理性。

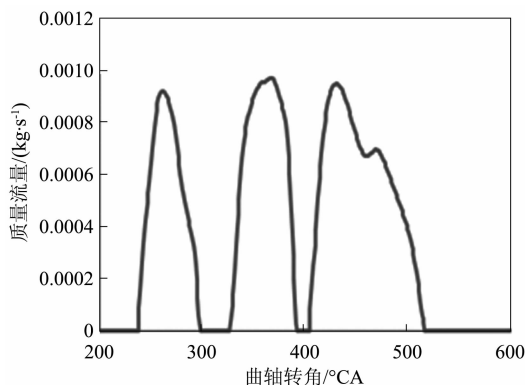


图 9 预燃室进气规律

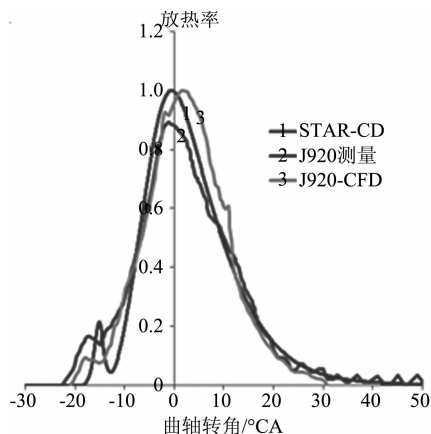


图 10 燃烧放热率曲线对比

4 计算结果分析

4.1 流动分析

排气阶段的气流变化如图 11 所示。可见排气阶段排气道顶部及阀座处速度较大, 最大速度达 413 ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$), 气道底部速度相对较小, 大小在 100 ~ 200 ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)。

进气阶段的气流变化如图 12 所示。此时, 排气阀已关闭, 排气道内存在速度较小的气流, 速度大小在 0 ~ 20 ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) 之间; 进气道内高速气流主要集中在进气管分叉处的底部, 气流速度约为 100 ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$); 此时缸内速度较大, 速度范围在 0 ~ 120 ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$), 进气侧速度大于排气侧速度, 上部速度大于下部速度; 最高速度出现在进气阀座处, 为 158.1 ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)。

进气门关闭时刻缸内涡流的变化如图 13 所示。由图 13 知, 进气结束时刻, 整机缸内平均涡流比

为 0.147 5, 该值较小。

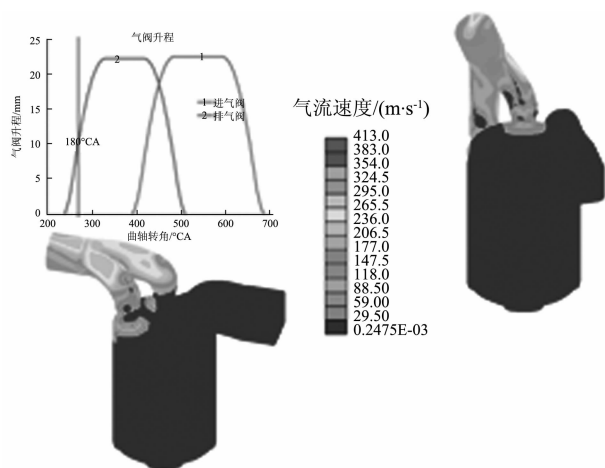


图 11 排气阶段气流变化

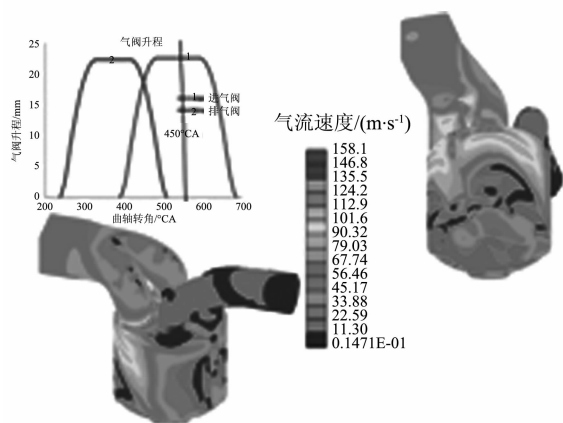


图 12 进气阶段气流变化

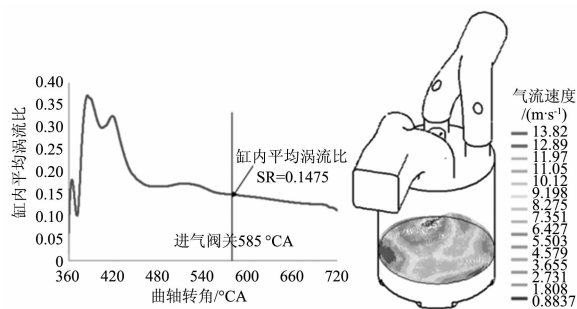


图 13 进气结束时刻缸内涡流变化

4.2 预燃室天然气分布分析

预燃室内天然气的质量分数分布如图 14 所示。加浓喷射开始后, 预燃室加浓喷射方向天然气的质量分数最先增大, 加浓喷射结束时, 预燃室内天然气的质量分数达到最大值; 之后, 由于主燃室较稀的混合气与预燃室内浓混合气之间的气流运动, 预燃室内的天然气质量分数逐渐降低; 进气过程结束时, 预燃室喉口下部的天然气质量分数已接近主燃室的天然气质量分数; 从进气结束到点火时刻, 随

着主预燃室内气流运动的继续, 预燃室内天然气的质量分数进一步降低; 点火时刻, 预燃室内天然气质量分数降低明显, 此时预燃室较浓的天然气主要分布在预燃室中心靠近左上部区域。经监测, 此时, 以火花塞为圆心, 以 5 mm 为半径, 统计到的燃空当量比为 0.95, 非常接近化学计量燃空比, 火花塞点火稳定性好。

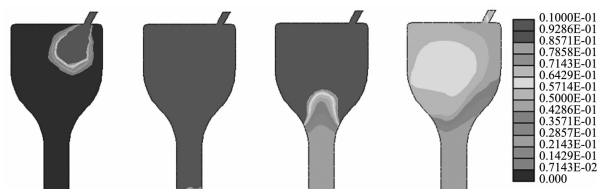


图 14 预燃室天然气质量分数分布

4.3 燃烧分析

燃烧过程气流变化如图 15 所示。由图 15 知, 5 °CA BTDC 时, 在主燃室与预燃室之间的通道方向上已经存在比较明显的高速气流, 这是由于火焰从预燃室喷入主燃室后, 加强了主燃室内火焰附近的气流运动, 此时预燃室内因燃烧引起的气流运动形成两个漩涡; 15 °CA ATDC 时, 预燃室内燃烧结束, 气流速度降低, 主燃室内缸套附近的气流稍大, 这是由于主燃室内的火焰传递到缸套附近, 引起该处气流扰动, 而预燃室喉部气流仍较大, 是由于活塞下行, 预燃室气流经喉部缩径进入主燃室, 速度增加。

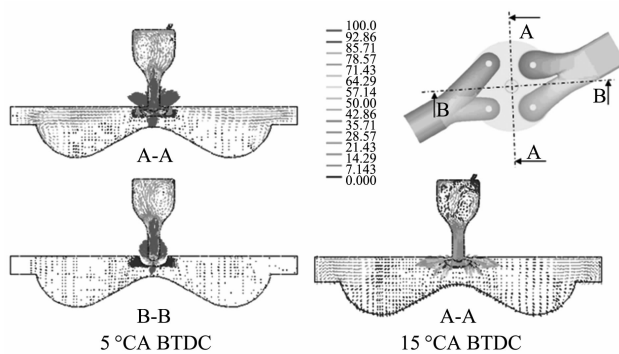


图 15 燃烧过程气流变化

5 °CA BTDC 时天然气质量分数分布如图 16 所示。从图中知, 此时预燃室内的天然气已基本消耗完, 主燃室内, 沿着主、预燃室通道方向天然气消耗较多, 其他区域天然气消耗较少。从 A-A 截面看, 连接通道两侧的天然气消耗并非完全对称 (左慢右快), 这主要是由于燃烧开始后预燃室内流动的非对称性引起, 但由于该预燃室喉口部较长, 气流流经喉口时受阻, 减小了因气流引起的燃烧不对称性; 从 C-C 截面看, 整个缸内的天然气

消耗还是比较对称的。

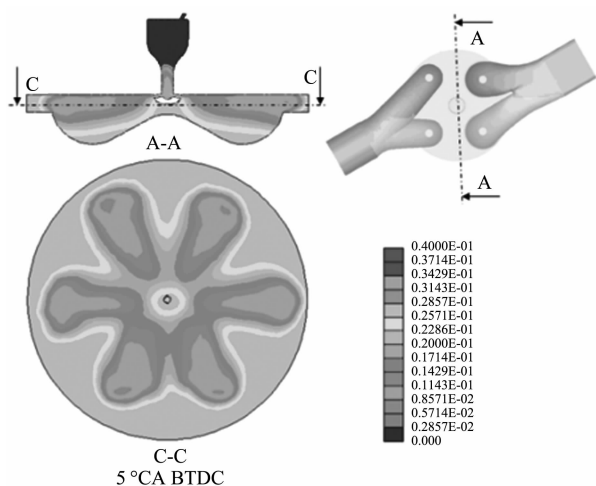


图 16 5°CA BTDC 时天然气质量分数分布

燃烧过程的温度场见图 17、图 18。由 A-A 截面的温度分布并结合 C-C 截面的温度分布可知, 10°CA BTDC 时, 主燃室内主、预燃室通道方向上已部分升温且各通道方向温度分布基本一致, 此时预燃室内温度较高, 是由于预燃室内燃烧引起; TDC 时, 火焰已到达缸套附近, 整个主燃室内温度升高较明显, 此时活塞附近及连接通道之间的延伸区域温度升高不明显, 是因为燃烧尚未进行到此处所致, 由于预燃室与主燃室之间的热交换, 预燃室内的温度已有所降低; 15°CA ATDC 时, 预燃室内的温度进一步降低, 主燃室内的燃烧更加充分, 温度未升高区域逐渐减小。

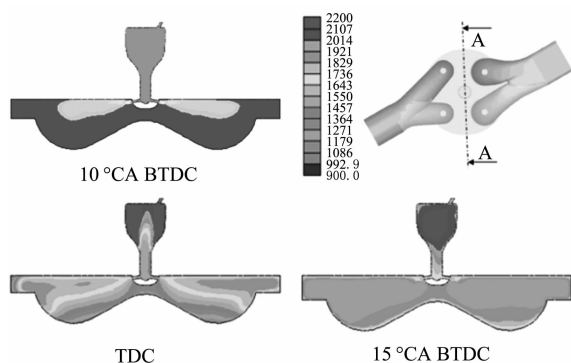


图 17 燃烧过程 A-A 截面温度分布

经对三维流动、燃烧计算结果的处理, 得到用于结构计算的进排气道、缸盖、预燃室、活塞、缸套气体侧的周期平均换热系数和温度, 分别见图 19、20。

5 连接通道个数方案对比

在获取了缸内流场信息的基础上, 在原设计 6 个连接通道的基础上, 增设 4 个连接通道的计算方

案, 为使分析结果具有可对比性, 通道孔径仍保持为 3 mm。

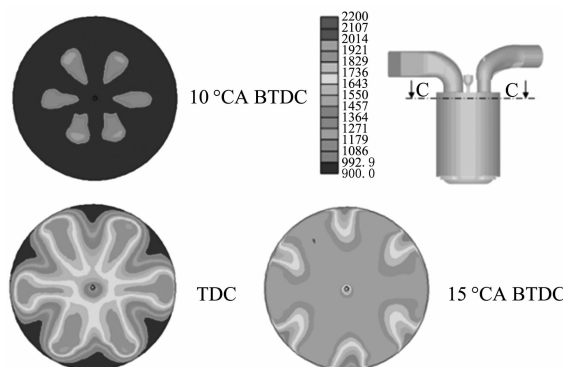


图 18 燃烧过程 C-C 截面温度分布

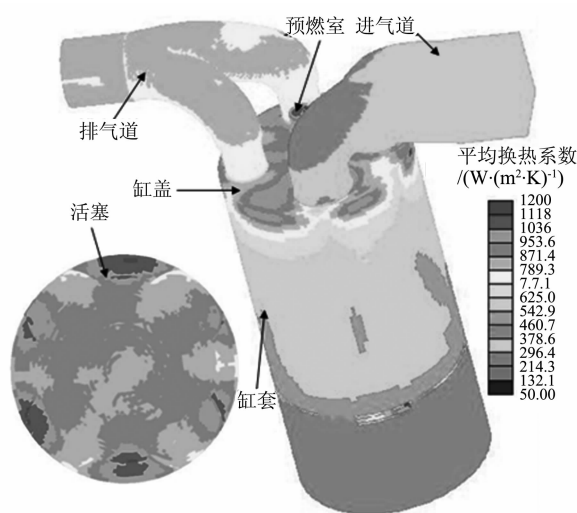


图 19 各部件燃气侧周期平均换热系数

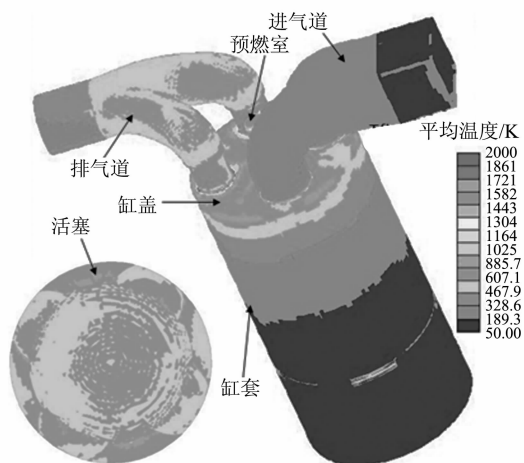


图 20 各部件燃气侧周期平均温度

两个方案放热率及主燃室缸压对比如图 21 所示, 温度及 NO 排放对比如图 22 所示。由图 21 知, 6×3 mm 连接通道主燃室峰值放热率和最高燃烧压力均高于 4×3 mm 的, 且燃烧过程相对比较

集中, 燃烧效果较好; 预燃室内 $4 \times 3 \text{ mm}$ 方案的燃烧放热率峰值高于 $6 \times 3 \text{ mm}$ 的, 燃烧速率明显较快, 这是由于点火时刻火花塞所在位置天然气质量分数和预燃室内湍动能较高引起的。由图 22 知, $6 \times 3 \text{ mm}$ 方案的主燃室峰值温度高于 $4 \times 3 \text{ mm}$ 的, 且较高温度的持续时间长于 $4 \times 3 \text{ mm}$ 的, 因此, 其 NO 排放相对较高。由于燃烧放热由两个阶段完成, 因此 NO 生成也呈现两阶段的特征。

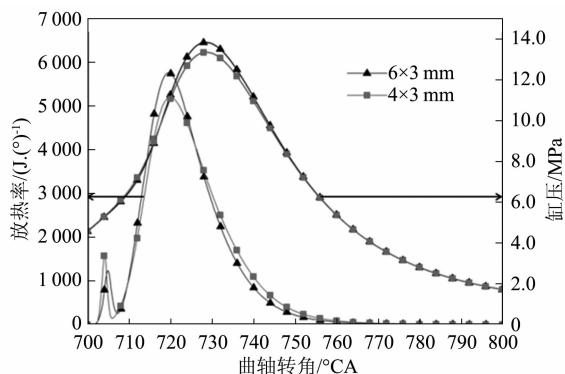


图 21 放热率与主燃室缸压对比

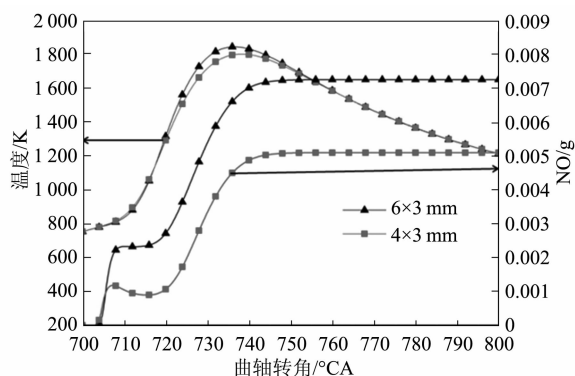


图 22 主燃室温度与 NO 生成对比

点火时刻预燃室内的天然气质量分数和湍动能分布对比见图 23、24。 $4 \times 3 \text{ mm}$ 通道的预燃室天然气质量分数和湍动能明显高于 $6 \times 3 \text{ mm}$ 的; 从而使 $4 \times 3 \text{ mm}$ 通道预燃室内燃烧速率加快, 但预燃室燃烧加快对预燃室的散热不利。由上文计算知, $6 \times 3 \text{ mm}$ 通道方案的预燃室火花塞点火稳定性可以得到保证, 因此对于该机, 建议使用 $6 \times 3 \text{ mm}$ 的连接通道。

从通道个数的对比分析可知: 对于该气体机, 预燃室容积相同时, 采用 6 个连接通道虽然 NO 排

放会有所增加, 但其主燃室燃烧集中, 最高燃烧压力高, 且其预燃室燃烧相对缓慢, 利于预燃室散热, 燃烧效果要优于 4 孔通道。

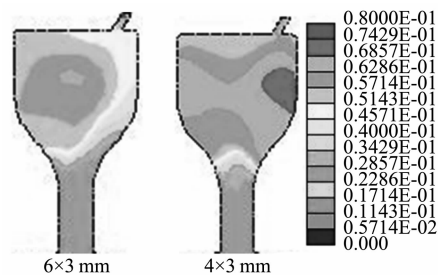


图 23 点火时刻预燃室天然气质量分数分布

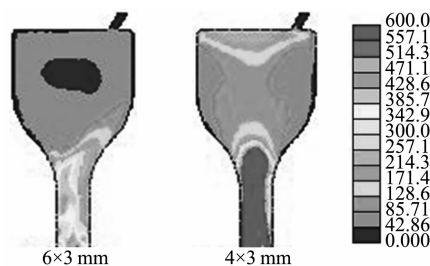


图 24 点火时刻预燃室内湍动能分布

6 结 论

通过对改制气体机的三维流动及燃烧的仿真分析, 可得到:

- (1) 大缸径气体机缸内流场分布信息, 为后续优化设计奠定基础;
- (2) 气体机各部件气体侧周期平均换热系数和温度, 为结构设计提供热边界条件;
- (3) 对于该机, 预燃室容积相同时, 6 个连接通道的燃烧效果好于 4 个通道的。

参考文献

- [1] S G Dexter, C. Ennemoser. Fire not misfire in pre-chamber gas engines [C]. CIMAC. 1995.
- [2] Christian Trap, Andreas Birgel, Nikolaus Spyra, et al. GE's all new J920 gas engine——a smart accretion of two -stage turbocharging, ultra lean combustion concept and intelligent controls [C]. CIMAC, 2013. Shanghai.