

某船用柴油机各缸排温不均匀性优化设计

王任信¹, 张万枝¹, 李玉贺¹, 李成¹, 马超², 凌健³

1. 广西玉柴机器股份有限公司 技术研究院, 广西 南宁 530000;

2. 康跃科技(山东)有限公司, 山东 寿光 262711; 3. 中汽研汽车检验中心(天津)有限公司, 天津 300000

摘要:为优化某船用柴油机各缸排温均匀性,设计定压增压、气门正时优化技术方案和气门正时优化配合改进型 MFB2 凸轮型线方案,对原柴油机和各优化方案进行热力学仿真分析,对改进凸轮型线发动机进行台架试验测试。结果表明:定压增压方案可显著改善各缸排温不均匀性,标定点各缸排温极差降低至 19℃,但比油耗恶化显著,最大上升 3.5 g/(kW·h);气门正时优化配合改进型 MFB2 凸轮型线算法方案可显著改善各缸排温的不均匀性,标定点各缸排温极差降低至 31℃,且该方案对比油耗的影响较小;试验验证表明各缸排温差异为 34℃,油耗与原机基本相同;仿真分析与试验测试结果吻合较好。本研究可为柴油机各缸排温不均匀性优化提供参考。

关键词:柴油机;排温均匀性;定压增压;气门正时;优化

中图分类号:TK422

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2022)02-0040-08

引用格式:王任信,张万枝,李玉贺,等. 某船用柴油机各缸排温不均匀性优化设计[J]. 内燃机与动力装置, 2022,39(2):40-47.

WANG Renxin, ZHANG Wanzhi, LI Yuhe, et al. Optimization design of the non-uniform exhaust temperature for a marine diesel engine [J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2022, 39(2):40-47.

0 引言

随着经济的发展,海洋资源促进了船舶技术的飞速发展,绝大部分中大型船舶采用柴油机作为推进动力,渔船向大型化方向发展,迫切需要优良的大功率中速船用柴油机^[1]。渔船使用过程中,如果船舶发动机出现故障导致停机,失去动力的船舶在大海中随时可能被风浪掀翻,导致严重后果。因此,船用柴油机对可靠性的要求极为严格。

船用柴油机开发时,各缸排气温度均匀性是一项极为重要的指标。如果各缸排气温度差较大,某些气缸热负荷显著高于其它气缸,缸盖、水套内冷却水沸腾导致热应力加剧,气缸与气缸之间的热负荷差异使缸盖膨胀变形,各气缸盖承受的缸盖主螺栓拉伸力不一致,导致缸盖开裂、漏水等严重故障。除此之外,工作异常气缸产生温度较高的废气还会对排气管及增压器等部件产生高热应力冲击,加速零部件损坏。因此,控制各缸排气温度的均匀性是柴油机开发中必不可少的一个环节^[2-3]。文献[4-5]研究表明可以通过各缸排气温度测量结果实时调整各缸实际喷油量,控制各缸排气温度均匀性,文献[6]通过建立 Simulink 模型,基于曲轴转速波动的片段信号判断并控制各缸工作的均匀性。

为提升发动机开发效率,本文中基于某成熟 6 缸柴油机平台开发了重型 8 缸柴油机,零部件大多沿用原机的成熟配置。实际产品开发时出现各缸排温均匀性差的问题,严重影响了新机型的开发进度。为解决发动机各缸排温不均匀性,本文中通过建立一维热力学计算模型,设计定压增压与气门正时优化 2

收稿日期:2022-01-24

基金项目:国家重点研发计划项目(2018YFB0106400)

第一作者简介:王任信(1985—),男,壮族,广西河池人,工学硕士,工程师,主要研究方向为发动机先行技术开发,E-mail:15278322148@163.com。

种方案控制和减少各缸排温不均匀性;并基于优化后的气门正时,重新设计高丰满度的凸轮型线方案,通过试验验证新方案的有效性。

1 试验及分析

1.1 柴油机基本参数

某电控单体泵、双增压器并联重型8缸船用柴油机,各缸发火顺序为1—5—7—3—8—4—2—6,采用选择性催化还原(selective catalytic reduction,SCR)后处理技术,左右2个增压器的涡轮入口分别与左、右侧4个气缸的排气管出口相连,其主要技术参数如表1所示。

表1 柴油机主要技术参数

缸径/mm	行程/mm	排量/L	压缩比	标定转速/($r \cdot min^{-1}$)	标定功率/kW	燃烧室形状	排放等级
200	290	72.89	14.5	1000	1176	ω	IMO III

1.2 试验设备

试验在大型水力测功机上进行,主要试验装置包括:1)Y3300水力测功机,测功机额定转速为2500 r/min,最大测量功率为3300 kW;2)空气质量流量计,台架拥有双路进气分别与2个增压器的压端入口连接,每路进气管上均安装1个SN200空气质量流量计,最大量程为10 000 kg/h;3)柴油机自带中冷器,台架冷却水模拟海水对中冷器进行冷却;4)CMFD060燃油质量流量计,最大量程为1000 kg/h;5)AVL415烟度计,测量排气烟度;6)温度传感器,各缸排气管入口均安装温度传感器,测量各缸排气温度。

1.3 模型与分析

利用AVL-Boost软件建立柴油机一维热力学仿真模型^[7-9],如图1所示。建模时,进排气系统及中冷器前、后的管路几何尺寸通过实际测量得到,增压器map数据由增压器供应商提供,燃烧模型中的放热率曲线通过试验缸压计算获得,其它模型参数均根据该柴油机的实际信息填写,部分参数根据经验数值填写。

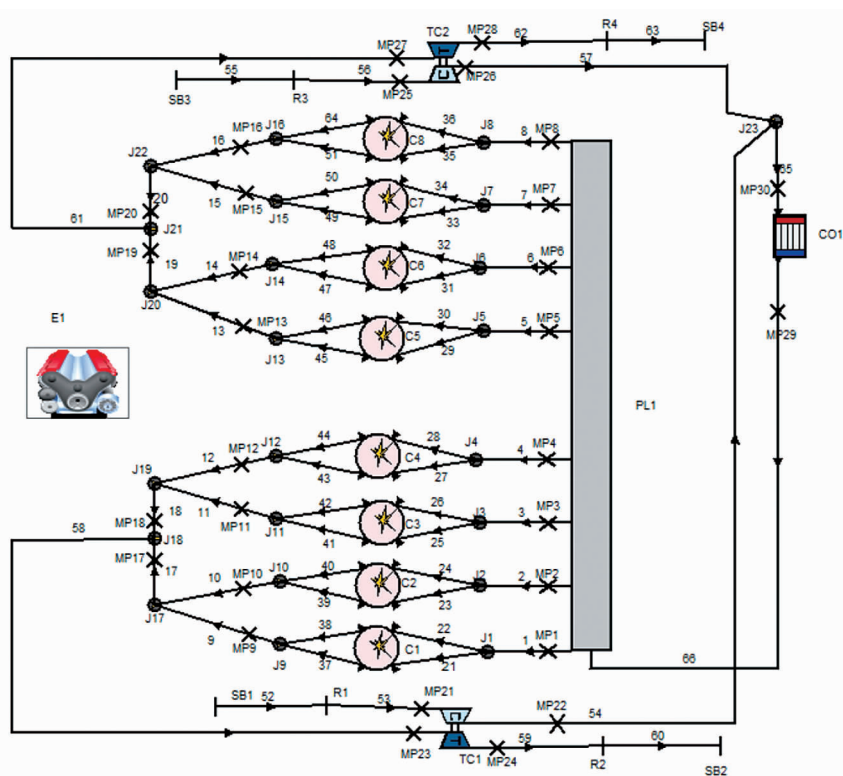


图1 AVL-Boost 柴油机模型

根据试验数据对图1中的模型参数进行标定,模型计算结果与原机试验结果对比如图2所示,标定工况各缸排气温度模型计算与试验结果对比如表2所示。

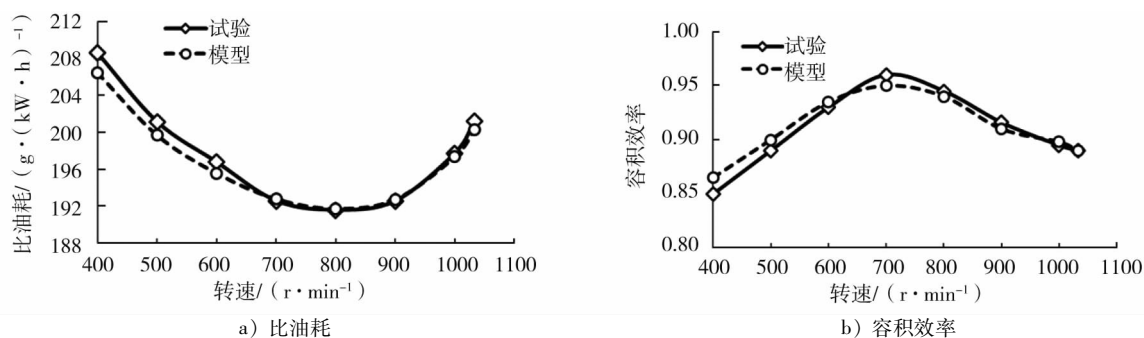


图2 模型计算结果与原机试验结果对比

表2 标定工况各缸排气温度模型计算与试验结果对比

方案	第1缸	第2缸	第3缸	第4缸	第5缸	第6缸	第7缸	第8缸
计算	571	609	587	671	675	587	604	545
试验	553	598	596	683	683	594	598	550

由图2和表2可知:1) 比油耗和容积效率模型计算结果与原机试验结果的最大误差均在发动机转速为400 r/min时,比油耗相对误差为1.02%,容积效率相对误差为1.76%;2) 各缸排温的不均匀性整体趋势基本相同,排温的最大相对误差为3.11%,第4、5缸排温显著高于其它气缸,标定点各缸排温极差(最高排气温度和最低排气温度的差)试验结果和计算结果分别为133℃和130℃;模型的精度能较好地满足计算要求。

1.4 各缸排温均匀性分析

该柴油机为8缸柴油机,左、右4个气缸分别连接一个增压器,相当于2台4缸柴油机串联。理论上,如果左右4缸发火顺序均为1—3—4—2,相当于2台4缸机并联,能保证各缸排温均匀性满足要求。但本机在轴系扭振优化时发现左、右4缸的发火顺序为1—3—4—2时,会导致较大的曲轴扭振。根据曲轴扭振计算结果,推荐本柴油机各缸发火顺序为1—5—7—3—8—4—2—6。左、右侧4个气缸的排气门升程曲线如图3所示。

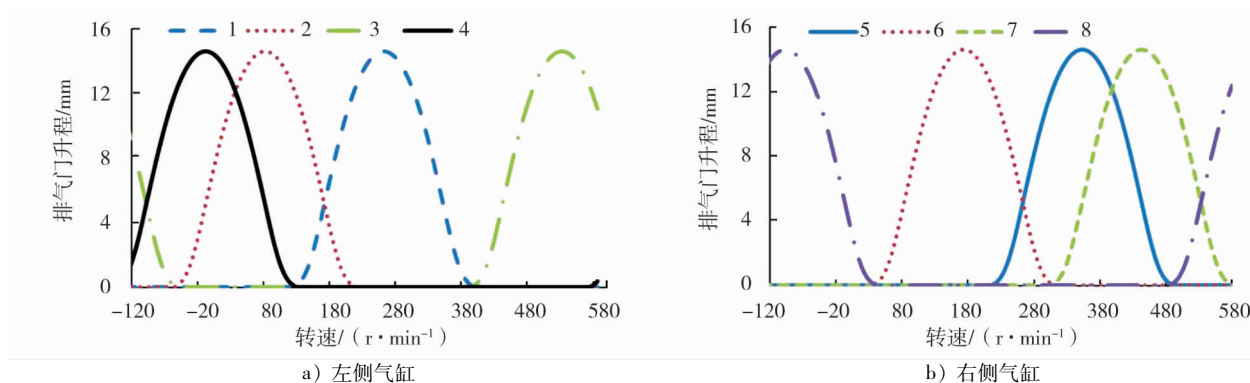


图3 排气门升程曲线

由图3可知:1) 左、右侧4个气缸的排气升程曲线没有达到均匀分布,第1缸和第3缸、第6缸和第8缸的排气门升程间隔较大,因此这些气缸的排气过程受到其它气缸的影响较小,排气较顺畅,对应排气温度相对较低;2) 第4、5缸的排气升程曲线与其它气缸存在明显重合,因此第4、5缸的排气过程受到阻力较大,导致这2个气缸的排气温度较高。

综上所述,本柴油机各缸排温不均匀的根本原因是发火顺序不均匀;但由于控制曲轴扭振的需要,发

火顺序不宜调整。

2 优化方案

由于发火顺序不宜调整,从定压增压和气门正时2方面提出优化方案。

2.1 定压增压

定压增压方案使用一根排气总管将所有气缸连在一起,形成一个体积较大的容腔,各缸排气脉冲进入该大容腔后迅速稳定下来,可保证各缸排气阻力基本相同,从而改善各缸排气温度的不均匀性^[10]。使用定压增压方案,首先需要确定排气总管的内径。本文中使用热力学模型对排气总管的内径进行单变量寻优计算,排气总管内径对各缸排温极差和泵气损失(pumping mean effective pressure, PMEP)的影响如图4所示。

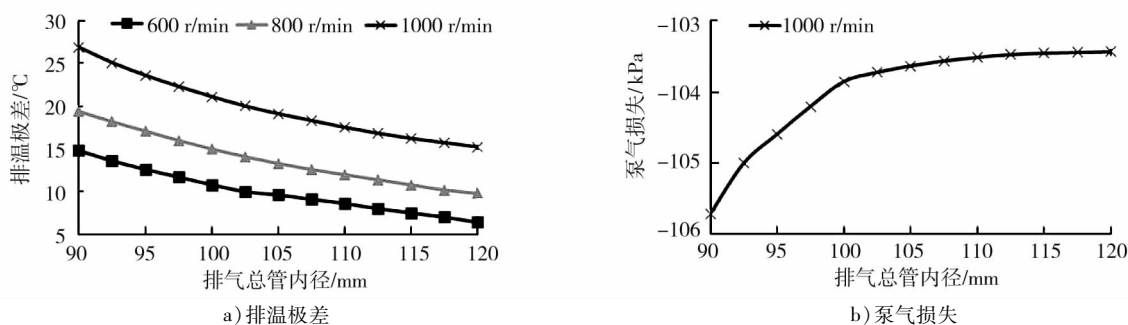


图4 排气总管内径对各缸排温极差和 PMEP 的影响

由图4可知:随着排气总管内径的增大,排气管容积增大,稳压作用明显,各缸排温极差随总管内径的增大而减小;排气总管内径影响 PMEP,标定点(转速为 1000 r/min)的 PMEP 随排气总管内径的增大而改善,当排气总管内径大于 100 mm 时, PMEP 随排气总管内径的增加改善幅度显著降低,但排气总管内径太小,可能无法满足标定工况下较大的排气流量需求。综上所述,建议选择内径为 103 mm 的排气总管。

排气总管内径为 103 mm 时,计算得到的各缸标定工况下排气温度分布,如图5所示。

由图5可知:定压增压方案下,由于排气脉冲小,各缸排气过程面临的压力基本相同,各缸排气温度基本一致,标定工况下各缸排气温度的极差为 19 °C。

为研究定压增压方案对船用柴油机性能的影响,对发动机转速为 600 r/min 时的示功图及不同转速下的比油耗进行分析,如图6、7所示。

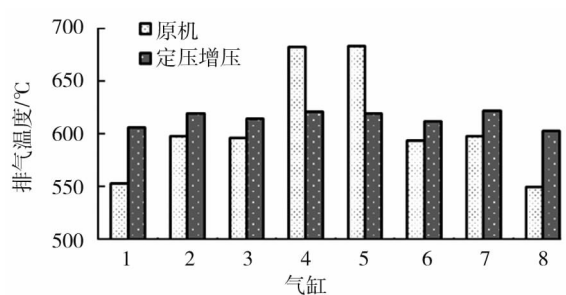


图5 标定工况下各缸排气温度计算结果

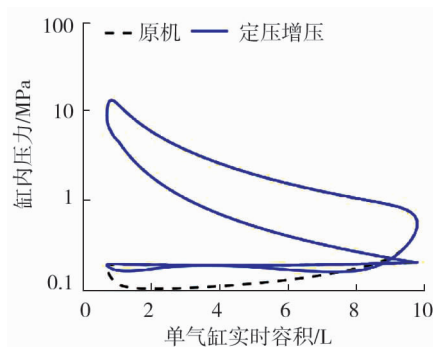


图6 定压增压方案示功图

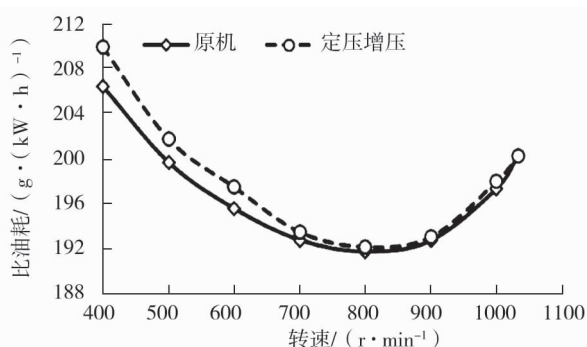


图7 定压增压方案比油耗

由图6、7可知:1)转速为600 r/min时,由于定压增压方式对应的排气波动小,示功图曲线中仅排气冲程部分存在差异,定压增压方案在排气冲程的气缸压力曲线整体高于原机,排气过程面临的阻力大于原机,导致泵气损失显著增加;2)由于排气脉冲没有得到很好的利用,泵气损失大,低速工况的比油耗明显增加,最大增加了3.5 g/(kW·h)。

综上所述,定压增压方案虽然能显著改善各缸排气温度的均匀性,但由于中低速时比油耗恶化显著,因此不建议使用定压增压方案。

2.2 气门正时优化

进行气门正时优化时,应分析各缸进排气过程的流量及压力曲线,找出问题原因,针对性地进行气门正时优化^[11]。本文中保持原机配置不变,仅通过气门正时的优化改善各缸排气温度的不均匀性。分析标定工况下第5缸的进、排气过程,如图8所示。

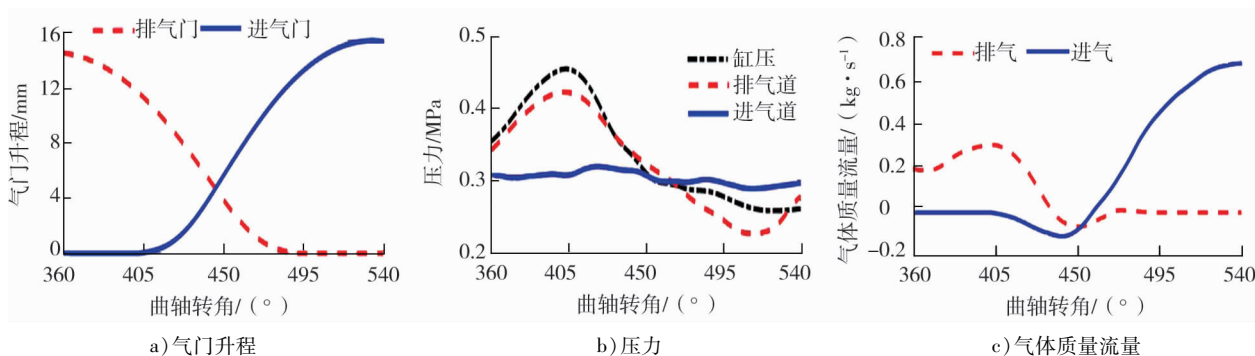


图8 第5缸在标定点的进、排气流动过程分析

由图8可知:在气门重叠角处,由于第5缸在排气过程受到第7缸排气压力波的冲击,排气道压力大于缸压,缸压大于进气道压力,形成明显的排气回流与进气倒流。重叠角期间气门的异常流动会严重影响该气缸的充气效率,影响最终进入该气缸的进气量,导致该气缸对应的排气温度升高。

在排气重叠角区间,对各缸在标定点的排气回流情况进行积分统计,结果如表3所示。

表3 原机进、排气流动积分结果

气缸	进气质量流量/(kg·h ⁻¹)	进气倒流比/%	排气回流比/%	气缸	进气质量流量/(kg·h ⁻¹)	进气倒流比/%	排气回流比/%
1	92.95	0	0	5	73.34	4.43	1.75
2	87.34	0	0.28	6	91.07	0	0.08
3	90.32	0	0.09	7	87.82	0	0.20
4	73.35	4.50	1.88	8	93.77	0	0

注:进气倒流比为进气倒流的气体质量和气缸总进气质量的比,排气回流比为排气回流的气体质量与气缸总进气质量的比。

由表3可知:1)第4、5缸均存在明显的进气倒流和排气回流,这2缸的进气量明显低于其它气缸;2)第2、7缸也存在较微弱的排气回流,因此这2缸排温略微高于邻近的气缸;3)各缸进气均匀性较差,第1、8缸的进气量较大,第4、5缸进气量较小,最小进气量相对于平均进气量的偏差为15%。

综上所述,气门重叠角期间气体的异常流动,各缸进气不均匀,导致各缸排温差异大。为改善气门重叠期的气体异常流动,建议进行气门重叠角优化。

气门重叠角的优化涉及排气门关闭角(exhaust valve closure, EVC)和进气门开启角(intake valve open, IVO)^[12-14],针对标定工况(1000 r/min)和低速工况(400 r/min)进行EVC和IVO的双变量全因子8水平试验设计,得到64个正时优化方案,分别进行模型计算,计算结果如图9、10所示。

由图9、10可知:1)高速或低速下,重叠角减小均可以改善各缸排温极差;优化时可限定各缸排温极差低于30℃,IVO由316°推迟到339°,EVC由395°提前到380°;2)重叠角减小可以降低容积效率,标定工况容积效率由原机的0.90降低到0.87,低速工况容积效率由原机的0.86降低到0.82。

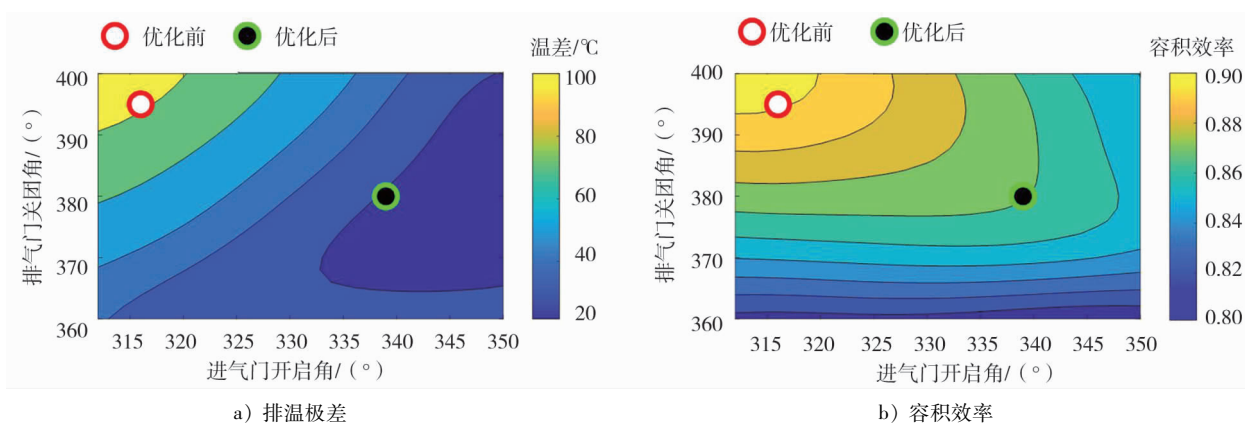


图9 标定工况时 EVC 和 IVO 对各缸排温极差和容积效率的影响

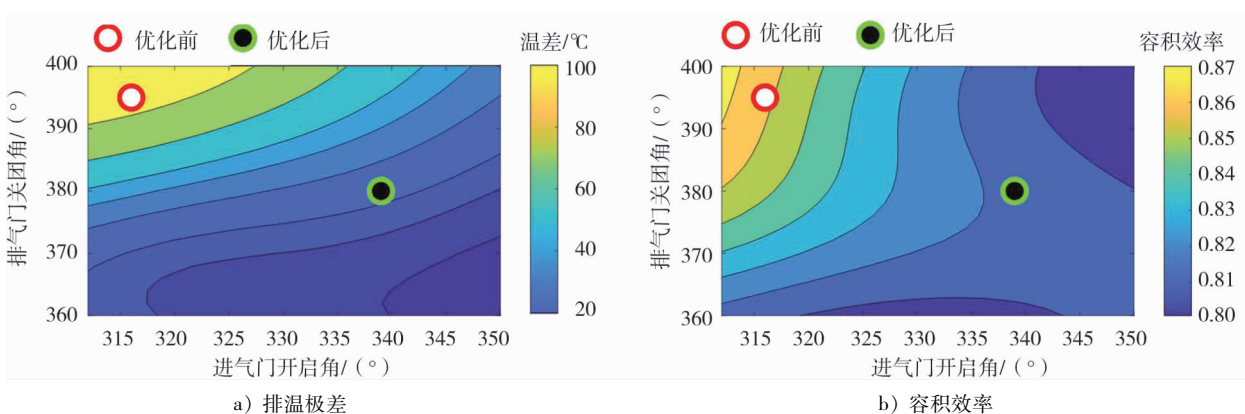


图10 低速工况时 EVC 和 IVO 对各缸排温极差和容积效率的影响

优化重叠角,得到的气门升程曲线(记为方案 SF1)如图 11 所示。

从图 11 可知:1)方案 SF1 保持进气门关闭角和排气门开启角不变,仅减小了气门重叠角;2)相对原机,方案 SF1 排气门的上升沿和进气门的下降沿均更为陡峭,这是因为原机的凸轮应力和气门落座速度有较大裕度,为尽可能提升气门升程曲线的丰满度,加大了气门升程的上升及下降度。

由于方案 SF1 的容积效率相对原机降幅较大,需进一步优化型线设计参数,提升气门升程的丰满度,改善容积效率,提高整机性能,保证整机竞争力。

原机的凸轮型线为传统的 MFB2 型线方案,本文中采用改进型 MBF2 型线^[15-19],重新设计丰满度更高的凸轮型线方案(记为方案 SF2),优化前、后的气门升程如图 12 所示。

由图 12 可知:方案 SF2 的气门升程顶部为一条水平线,即在一段时间内能保持最大升程的开度,使气门升程与曲轴转角的积分明显增加,因此型线的丰满度相对于方案 SF1 得到了显著提升,进气门升程的丰满度由 0.544 提升到 0.564,排气门升程的丰满度由 0.548 提升到 0.602。

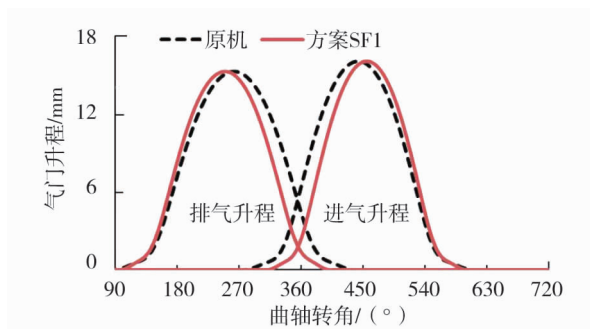


图11 进、排气门升程

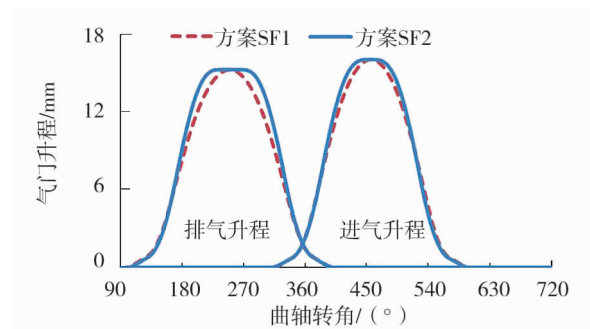


图12 优化后的进、排气门升程

对 SF2 型线发动机重新进行一维模型计算,并对进、排气流动过程进行积分,标定工况下的结果如表 4 所示。

表 4 SF2 型线进、排气流动积分情况(标定点)

气缸	进气质量流量/($\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$)	进气倒流比/%	排气回流比/%	气缸	进气质量流量/($\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$)	进气倒流比/%	排气回流比/%
1	86.09	0	0	5	83.36	0.81	0.09
2	85.32	0	0	6	86.01	0	0
3	85.53	0	0	7	85.50	0	0
4	83.27	0.83	0.09	8	86.51	0	0

由表 4 可知:1) 第 4、5 缸进气倒流和排气回流得到了显著改善,进气倒流相对原机下降了 82%,排气回流相对原机下降了 95%;2) 第 2、7 缸,原机存在微弱排气回流,方案 SF2 型线发动机基本不存在排气回流;3) 虽然 SF2 型线发动机进气量略低于原机(进气量降低 2.2%),但各缸进气量的均匀性显著提升,有利于提升各缸排气温度的均匀性。

标定工况下方案 SF2 发动机的各缸排温、容积效率和比油耗与原机模型的对比如图 13 所示。

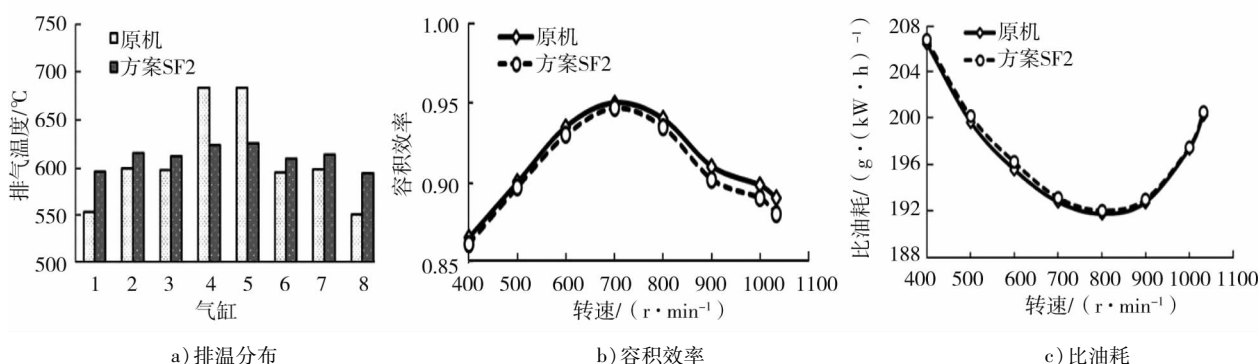


图 13 方案 SF2 各缸与原机参数对比

由图 13 可知:1) 方案 SF2 发动机的容积效率在中高速转速略低于原机,最大相差约 1%,但各缸排温均匀性改善较大,各缸排温极差为 31°C ,满足开发需求;2) 比油耗与原机基本一致。

3 优化方案试验验证

对采用优化后的凸轮方案发动机进行台架试验测试,优化前、后试验结果如图 14 所示。

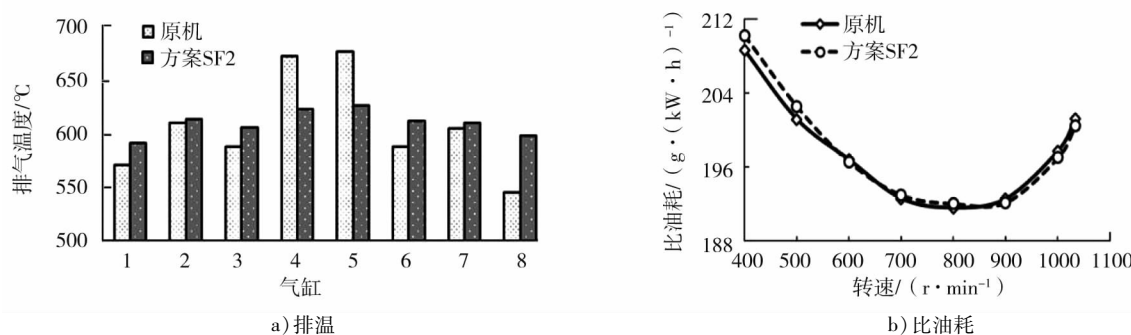


图 14 凸轮优化前、后台架试验结果曲线

由图 14 可知:1) 方案 SF2 柴油机的各缸排温均匀性得到显著提升,各缸排气温度极差为 34°C ,满足

开发要求;各缸排气温度的极差高于模型计算结果,是因为模型假定各缸燃烧过程相同,没有考虑各缸燃烧过程的差异;2)低速时,方案 SF2 柴油机的油耗较大,比油耗比原机最大增加了 $1.5 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$;中高速时,比油耗与原机基本一致。

4 结论

1)在定压增压方案下,由于排气压力波稳定,标定工况下各缸排温极差仅为 19°C ,显著改善了各缸排温不均匀性;但该方案下的泵气损失较大,中低速时发动机比油耗显著增加,产品竞争力下降,因此不建议采用。

2)方案 SF1 通过优化气门正时,减小气门重叠角,仿真计算表明各缸排气温度极差为 29°C ,但该方案会导致容积效率显著降低,燃烧过程恶化。

3)方案 SF2 采用改进型 MBF2 算法,重新设计凸轮型线,仿真计算结果表明该方案可以提高气门升程的丰满度,进气门升程的丰满度由 0.544 提升到 0.564,排气门升程的丰满度由 0.548 提升到 0.602;尽管方案 SF2 容积效率仍低于原机,但差异并不显著,该方案各缸排气温度的极差为 31°C ,比油耗与原机基本保持一致。

4)试验验证表明方案 SF2 能显著改善各缸排气不均匀性,各缸排温极差为 34°C ,比油耗与原机基本一致,满足开发需求。

参考文献:

- [1] 吴超. 船用大功率柴油机开发设计及其关键技术研究[D]. 镇江:江苏科技大学, 2020.
- [2] 方式辉. 船用柴油机排温的调整[J]. 内燃机, 1993(3):43-45.
- [3] 王文成, 杜兵, 张鹏, 等. 柴油机排温自动修正算法的研究[J]. 柴油机, 2017, 39(2):28-32.
- [4] 杜巍, 孙伟华, 刘福水. 增压多缸柴油机各缸进气不均匀性的研究[J]. 内燃机工程, 2010, 31(2):27-30.
- [5] 王旭. 高压共轨柴油机各缸均匀性控制策略研究与实现[D]. 昆明:昆明理工大学, 2019.
- [6] 王贵勇. 高压共轨柴油机各缸工作均匀性控制研究[D]. 昆明:昆明理工大学, 2013.
- [7] WANG X B, DENG K Y, HE F Z, et al. A thermodynamics model for the compression and expansion process during the engine's motoring and a new method for the determination of TDC with simulation technique[J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(11/12):2003-2010.
- [8] PIPITONE E, BECCARI A. Determination of TDC in internal combustion engines by a newly developed thermodynamic approach[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(14/15):1914-1926.
- [9] KECH J M, KLOTZ H. Model-based sequential turbocharging optimization for series 8000 M70/M90 engines[C]//SAE World Congress & Exhibition 2002. Deroit, USA; SAE International, 2002.
- [10] 杜巍, 单文诣, 刘福水. 排气管结构对多缸增压柴油机进气不均性的影响[J]. 北京理工大学学报, 2012, 32(6):580-584.
- [11] 徐光甫, 贾明, 李耀鹏, 等. 基于可变气门正时重载柴油机低温燃烧模式下的参数优化[C]//中国内燃机学会燃烧节能净化分会 2016 年学术年会议文集. 上海:中国内燃机学会, 2016:845-854.
- [12] 尚汉冀. 内燃机配气凸轮机构—设计与计算[M]. 上海:复旦大学出版社, 1988.
- [13] 乔军, 李国祥. WD618.42 柴油机配气凸轮型线的改进设计[J]. 内燃机工程, 2006, 27(5):50-53.
- [14] 邓帮林. 生物丁醇应用于高速汽油机及其层流火焰速度研究[D]. 长沙:湖南大学, 2014.
- [15] 杨小华. 发动机配气凸轮型线及机构的动力学设计与研究[D]. 上海:同济大学, 2004.
- [16] 胡丽萍, 岳文忠. MFB2 带圆弧段凸轮优化设计[J]. 车用发动机, 2008(4):19-23.
- [17] 訾琨. FB2 型凸轮的优化设计[J]. 小型内燃机, 1988(2):22-28.
- [18] 徐彦. 基于 AVL 软件的凸轮型线设计优化及发动机性能模拟验证(2)[J]. 摩托车技术, 2021(2):34-39.
- [19] 杨树彬, 赵俊生, 张忠伟, 等. 基于正交试验的大功率柴油机凸轮型线设计[J]. 机械设计与制造, 2021(1):221-223.

(下转第 79 页)