

某 MPC 涡轮增压柴油机排温均匀性分析及优化设计

孙坤, 孙永亮, 李德华, 颜鲁, 张方方, 孙放

潍柴动力股份有限公司 大缸径发动机研究院, 山东 潍坊 261205

摘要:为提高某8缸直列模块式脉冲转换器(modular pulse converter, MPC)涡轮增压柴油机各缸排温均匀性,采用GT-Power仿真软件,搭建整机热力学仿真模型,对比额定工况下各缸的循环进气量、进气和排气道压力波、扫气压差,分析各缸扫气压差不均的影响因素。提出优化MPC歧管倾角、MPC总管直径、气门叠开角、发火顺序4项优化措施。仿真结果表明:优化MPC总管直径、气门叠开角、发火顺序可显著提高各缸排温均匀性, MPC歧管倾角对各缸排温均匀性影响较小。对不同MPC歧管倾角、不同MPC总管直径的柴油机进行台架试验验证。试验结果表明,歧管倾角对各缸排温均匀性影响甚微;将MPC总管直径缩减至原直径的57%,排温标准差由43℃降至30℃,排温均匀性得到显著提高。

关键词:柴油机;MPC;涡轮增压;GT-Power;排温均匀性

中图分类号:TK423.52

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2023)01-0015-08

引用格式:孙坤,孙永亮,李德华,等.某MPC涡轮增压柴油机排温均匀性分析及优化设计[J].内燃机与动力装置,2023,40(1):15-22.

SUN Kun, SUN Yongliang, LI Dehua, et al. Uniformity analysis and optimization design of exhaust temperature of MPC turbocharged diesel engine[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2023, 40(1):15-22.

0 引言

涡轮增压器利用发动机的排气能量驱动,涡轮增压发动机的增压效果,除了依赖涡轮增压器的设计,还取决于发动机排气系统的设计。为充分利用排气脉冲能量并兼顾整机布置,气缸数为非3倍数的柴油机广泛采用模块式脉冲转换器(modular pulse converter, MPC)^[1-2]。通常, MPC由一段渐缩的歧管以及总管构成,歧管与总管呈一定倾角。通过渐缩的歧管结构实现排气降压增速,低压高速的排气流经相邻气缸时,对相邻气缸排气过程产生引流效果,总管则汇集排气^[3]。MPC系统结构简单,便于加工生产,且能较好地利用排气脉冲能量,涡轮效率较高,在一定程度上提高了柴油机的动力性和经济性,但由于无法消除各气缸间的排气干扰,使得各缸排温不均。严重的排温不均会造成排气管开裂^[4-6],显著缩短排气管使用寿命,降低整机可靠性^[7-9]。目前,关于MPC涡轮增压柴油机排温不均的讨论与总结尚不多见。

某涡轮增压柴油机采用MPC排气系统,台架试验过程中发现各气缸存在排温不均现象。本文中借助仿真软件GT-Power分析排温不均的诱因,对发火顺序、配气相位、MPC结构进行优化设计,并通过仿真和台架试验对优化方案的有效性进行验证,为MPC排气系统的设计提供依据。

收稿日期:2022-07-29

基金项目:国家重点研发计划项目(2021YFD2000302)

第一作者简介:孙坤(1995—),男,安徽蚌埠人,工学硕士,工程师,主要研究方向为发动机性能仿真,E-mail:1332380236@qq.com。

1 研究对象和方法

1.1 研究对象

某8缸直列、双增压、水空中冷 MPC 涡轮增压柴油机发火顺序为:1—4—7—6—8—5—2—3—1,第1、2、7、8缸共用一根排气管,第3、4、5、6缸共用一根排气管。相同排气管的各气缸发火间隔的曲轴转角为 180° 。柴油机关键结构参数如表1所示。

台架试验过程中发现各气缸存在排温不均现象。额定工况下,第7缸排温最高,第8缸排温最低,排温极差达 170°C 。

表1 柴油机关键结构参数

缸径/mm	行程/mm	额定转速/($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	额定功率/kW
340	420	750	4050

1.2 研究方法

根据该柴油机三维模型,采用 HyperMesh 等前处理软件完成进排气系统流体域的抽腔,然后采用 GEM-3D,完成离散、组合,最终搭建的柴油机 GT-Power 热力学仿真模型如图1所示。

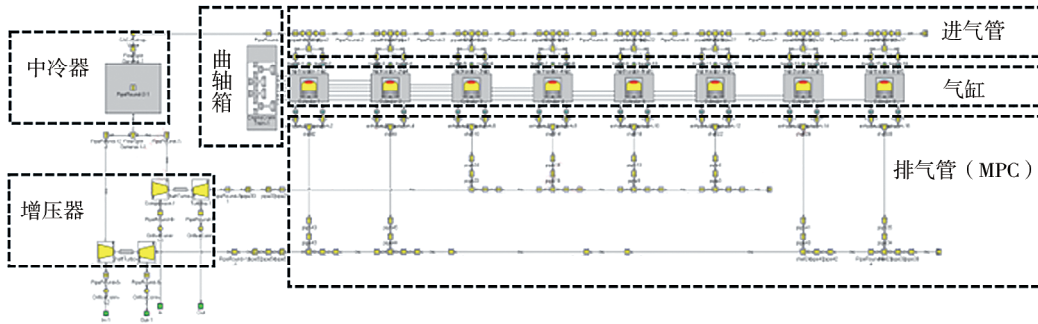


图1 柴油机热力学仿真模型

计算步长由气体流速、管路长度以及离散长度决定;收敛精度设为 0.2% ,最大计算循环数为300,达到收敛精度后,自动停止迭代。每时间步、各离散节点和单元均需满足质量守恒、能量守恒、动量守恒定律:

$$\frac{dq_m}{dt} = \sum_b q_{m1}, \quad (1)$$

$$\frac{d(q_mE)}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + \sum_b (q_m H) - hA_s(T_f - T_w), \quad (2)$$

$$\frac{dq_{m1}}{dt} = \frac{Adp + \sum_b (q_{m1}u) - 4C_f \frac{\rho u |u| A dx}{2D} - K_p \left(\frac{1}{2} \rho u |u| \right) A}{dx}, \quad (3)$$

式中: b 为标量计算边界; t 为时间, s ; q_m 、 q_{m1} 分别为离散单元的气体质量流量, kg/h ; E 为气流内能, J ; p 为气体压力, Pa ; V 为离散单元体积, m^3 ; H 为气流的焓, J ; h 为换热系数, $\text{J}/(\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{K})$; A_s 为换热面积, m^2 ; T_f 为气流温度, K ; T_w 为管壁温度, K ; u 为气体流速, m/s ; C_f 为管路摩擦因数; ρ 为气体密度, kg/m^3 ; D 为管路当量直径, m ; K_p 为局部压力损失因数; A 为气流截面积, m^2 ; dx 为离散单元长度, m ; dp 为离散单元两端压力差, Pa 。

采用 DIWiebe 模型^[13-14]模拟燃烧过程,关键参数包括:滞燃期、预燃期、预燃期燃料比例、主燃期、主燃期燃料比例、后燃期、后燃期燃料比例以及若干修正因子;采用 Woschni 模型模拟缸内传热,关键参数包括:缸内总体换热系数、缸盖与缸径面积比、活塞与缸径面积比、传热系数;采用简单喷油器模型模拟喷油器,关键参数包括:循环喷油量、燃料物化属性、喷油时间;增压器压端 map 数据根据标准试验条件加以修正,涡端 map 数据采用美国机动车工程师协会增压器标准的格式。配气相位以及进、排气道的流量系

数和涡流比均为实测值。进气侧管壁材料属性假设为铝,排气侧管壁材料假设为钢,通过对流换热系数的修正模拟进排气管路的真实换热能力。仿真与试验数据对比如表 2 所示。由表 2 可知:爆压、进气流量、涡前排温、增压器转速的相对偏差均小于±3%,模型精度符合要求。

表 2 仿真与试验数据对比

负荷率/%	爆压/MPa		爆压相对偏差/%	进气质量流量/(t·h ⁻¹)		进气质量流量相对偏差/%	涡前排温/℃		涡前排温相对偏差/%	转速/(r/min ⁻¹)		转速相对偏差/%
	仿真	试验		仿真	试验		仿真	试验				
50	12.7	13.0	-2.3	10.8	11.0	-1.8	360	371	-3.0	28 800	29 500	-2.4
75	16.5	17.0	-2.9	18.9	18.6	1.6	422	420	0.5	32 900	33 500	-1.8
85	19.0	18.8	1.1	22.8	22.5	1.3	428	431	-0.7	37 100	3 6500	1.6
100	20.0	19.7	1.5	26.9	27.0	-0.4	469	461	1.7	38 800	39 200	-1.0

额定工况下柴油机各缸排温试验与仿真结果对比如表 3 所示。由表 3 可知:额定工况下各缸试验排温与仿真排温规律相同,均表现为第 7 缸排温最高,第 8 缸排温最低;排温均值相近,绝对温差约为 10 ℃。额定工况下各缸排温试验与仿真对比结果进一步证明该仿真模型可用于描述以及预测该发动机性能。

表 3 额定工况各缸排温试验与仿真结果对比

单位:℃

数据类型	涡前排温								平均涡前排温
	第 1 缸	第 2 缸	第 3 缸	第 4 缸	第 5 缸	第 6 缸	第 7 缸	第 8 缸	
仿真	430	451	458	461	445	475	501	377	450
试验	433	457	468	475	448	471	549	379	460

2 仿真结果及分析

2.1 排温不均原因分析

通常用相关系数 r 衡量 2 个变量之间的相关性, r 的绝对值越接近 1,2 个变量的相关性越高。

$$r = \frac{\sum_i^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_i^n (x_i - \bar{x})^2} \sqrt{\sum_i^n (y_i - \bar{y})^2}}, \quad (1)$$

式中: x_i 、 y_i 为样本数据, \bar{x} 、 \bar{y} 为样本均值, n 为样本数量。

仿真模型中,各气缸循环喷油量相同、喷油提前角相同、排气管材料属性及换热边界相同。额定工况点,排温与各缸循环进气量对比如图 2 所示。由图 2 数据计算得到 $r \approx -0.993$,各缸循环进气量与排温呈显著负相关。分析原因为:在满足燃料充分燃烧的前提下,循环进气量越大,过量的空气越多,可有效降低燃烧后缸内气体温度,单缸排温降低。

进气行程中活塞下行,空气在压差驱动下,从稳压腔流入气缸内,由于各气缸配气相位一致,空气流入缸内的时间相等,因此循环进气量由驱动压

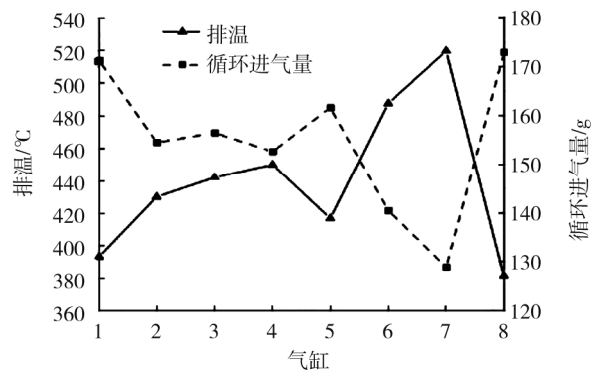


图 2 单缸排温与循环进气量对比

差决定。本文中以共用一根排气管的第1、2、7、8缸为例,分析其扫气过程和进气过程。各缸进气道、气缸、排气道压力波动如图3所示。由图3可知:进气行程中,由于稳压腔的存在,进气道压力相对稳定,为410 kPa;扫气阶段,各缸排气道压力存在显著差异:第1、8缸的扫气过程中,进气道压力始终高于排气道压力,在正压差作用下大量空气由进气侧流向排气侧;第2、7缸的扫气过程中,排气道存在较大背压,第7缸排气道中瞬时背压高达480 kPa,远高于进气道压力,此时将出现排气倒灌、进气回流现象。

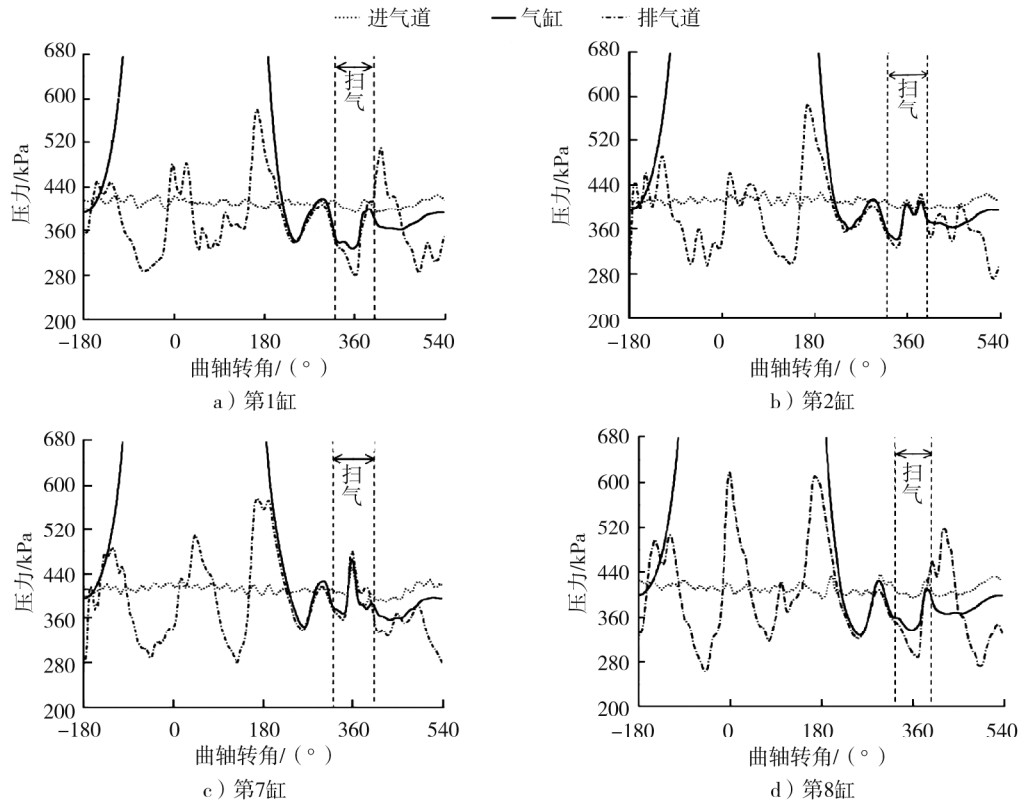


图3 第1、2、7、8缸进气道、气缸、排气道压力波动示意图

扫气过程中,进气道与缸内压力的压差对比如图4所示,平均扫气压差与循环进气量对比如图5所示。由图4、5可知:第7缸扫气过程的压差显著低于其它3个缸,相对应的循环进气量最少;扫气压差与循环进气量明显呈现正相关。由式(1)可得, $r \approx 0.991$, 导致循环进气量不均的直接原因是扫气过程压差不均。

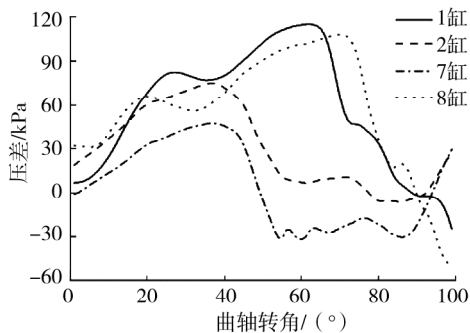


图4 扫气压差示意图

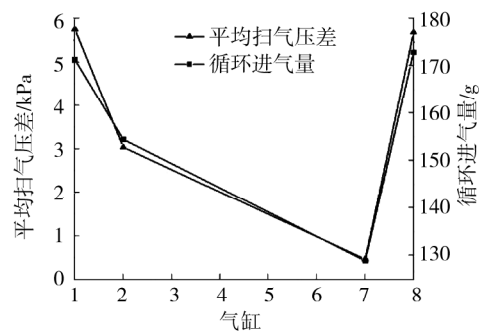


图5 扫气压差与循环进气量对比

2.2 扫气压差不均原因分析

排气管结构如图1所示,排气总管各位置的截面积相同,涡轮机位于气缸左侧,排气向左流动(本文中定义排气向左流动速度为正)。扫气过程中,第1、2、7、8缸MPC总管排气瞬时流速如图6所示。由图

6可知:第8缸由于位于排气管端部,排气平均流速约为0;由于受到第1缸排气过程干扰,排气由第1缸流向第2缸,因此第2缸排气流速为负;第1缸与第7缸的排气流速较高,最大流速均接近310 m/s;第1、2、7、8缸排气平均流速分别为105、-20、160、0 m/s,平均流速(绝对值)极差约为160 m/s,由此带来的扫气静压极差约为25 kPa,而图5所示的扫气静压极差为53 kPa。排气流速不均对扫气过程影响显著,但并不是造成扫气压差不均的全部诱因。

当明确发火顺序和排气管布置形式后,可以确定各气缸间的排气及扫气干扰关系,任何一个气缸的扫气过程中,排气侧的背压是由连接相同排气管的其它缸的排气压力波叠加形成,其中相邻发火气缸的排气压力波是该气缸扫气过程的主要干扰源。以该柴油机为例,第1、2、7、8缸排气及扫气干扰关系如图7所示。

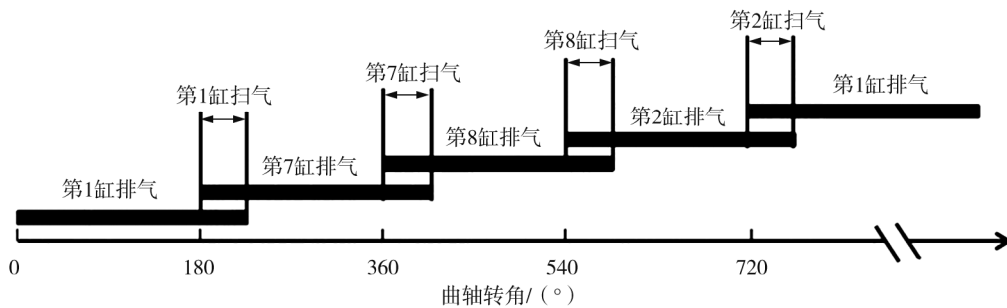


图7 排气及扫气干扰示意图

第1、2、7、8缸扫气过程中排气道压力对比如图8所示。由图7、8可知:1)第2、7缸排气道压力波形相近,第2缸扫气干扰主要来自第1缸排气,第7缸排气干扰主要来自第8缸扫气,但由于第1缸紧邻涡轮增压器,排气压力波可快速通过涡轮增压器消散,而第8缸位于排气管端部,排气压力波可近似无损地流经第7缸,导致第7缸排气道压力波明显高于第2缸;2)第1缸和第8缸排气道压力波形相近,第1缸的排气干扰主要由第7缸产生,第8缸的排气干扰主要由第2缸产生。由于柴油机转速低,且管路较长,假设排气侧声速为340 m/s,在进、排气门叠开期内,压力波传递距离仅约5 m,此时压力波的传递耗时不可忽略。因第1缸和第8缸间距较远,导致第7缸与第2缸产生的排气干扰与气门叠开期存在相位差,压力波传递至第1、8缸时,扫气已处于末期,未对第1缸与第8缸的扫气过程产生显著干扰。

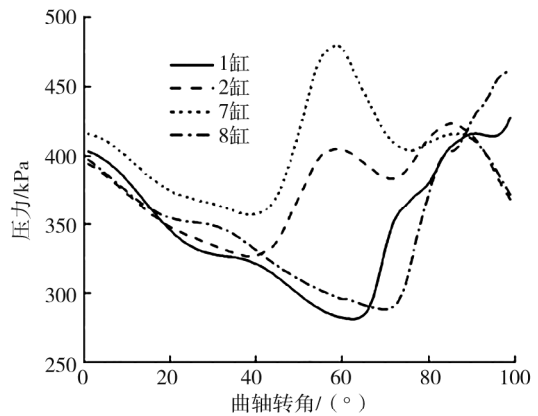


图8 第1、2、7、8缸排气道压力对比

由以上分析可知,导致该MPC涡轮增压柴油机各气缸扫气压差不均的因素包括:发火顺序、管路布置形式、管路结构形式、排气相干扰气缸之间的管路长度、距涡轮增压器距离、MPC总管流速等。

3 优化设计

采用标准差对各缸排温均匀性加以描述,标准差越大,均匀性越差。以扫气过程压差和MPC总管瞬

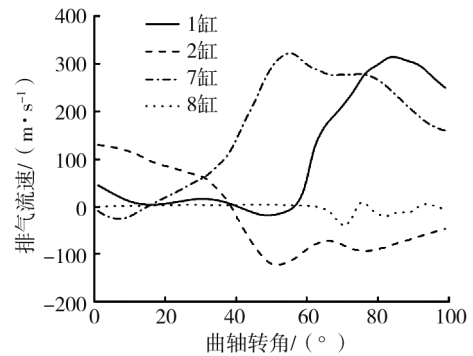


图6 MPC总管排气瞬时流速

时流速均较低的第7缸为例,提出优化第7缸 MPC 歧管倾角、第7缸 MPC 总管直径、发火顺序、气门叠开角4项排温均匀性优化措施,通过仿真对各优化措施进行分析。

3.1 优化第7缸 MPC 歧管倾角

MPC 歧管参数及不同 MPC 歧管倾角 α 的各缸排温标准差如图9所示。

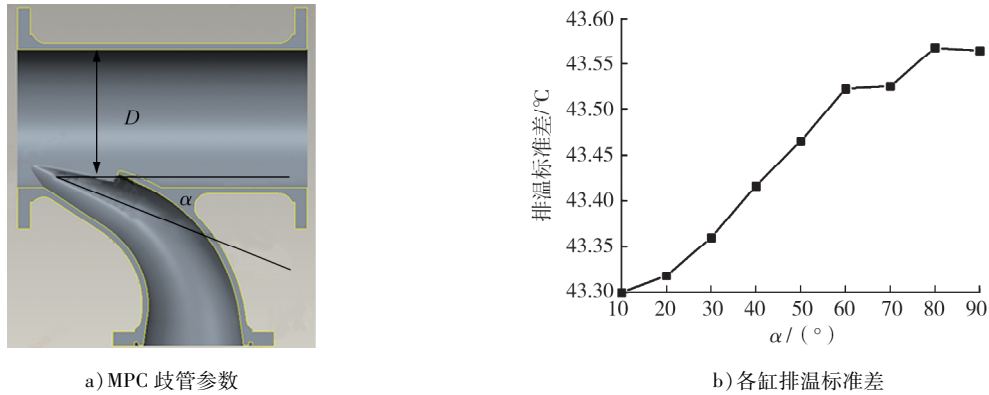


图9 MPC 歧管参数及不同 MPC 歧管倾角的各缸排温标准差

歧管流出的排气与总管排气呈一定冲击角,冲击角越小,动能损失越小,产生涡流越少,越利于排气引流。由图9 b)可知: α 由90°减小至10°,排温标准差降幅很小,仅从43.5 °C降低至43.3 °C,无法达到显著优化各缸排温均匀性目的。

3.2 优化第7缸 MPC 总管直径

MPC 总管直径 D 影响排气流经第7缸的流速,适当减小 D ,排气流速升高,总管排气对第7缸排气引流作用增强,各缸排温均匀性得到优化。 D 过小,第8缸排气阻力过大,严重影响换气过程,导致第8缸排温异常升高。不同 MPC 总管直径的各缸排温标准差如图10所示。由图10可知: D 由140 mm 减小至80 mm,第7缸排温标准差由43 °C降低至22 °C,各缸排温均匀性得到显著优化; D 由80 mm 减小至50 mm,因第8缸排气严重受阻,单缸排温急剧上升,导致排温标准差陡然增大,均匀性显著恶化。

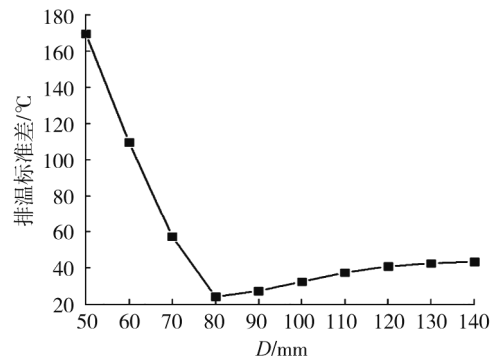


图10 不同 MPC 总管直径的各缸排温标准差

3.3 优化柴油机发火顺序

不同的发火顺序带来不同的排温均匀性,改变发火顺序可以根本上改变各气缸的排气干扰关系,使排气流速、排气干扰气缸间的管路长度、与涡轮机距离发生改变。设计4种发火顺序:发火顺序1为1—4—7—6—8—5—2—3—1、发火顺序2为1—4—8—6—2—5—7—3—1、发火顺序3为1—4—8—6—7—5—2—3—1、发火顺序4为1—3—2—4—8—6—7—5—1。经计算,发火顺序1~4的排温标准差分别为42、27、43、41 °C,发火顺序2的排温均匀性最好,配气相位、排气管路结构不变的情况下,排温标准差降至27 °C,显著提高排温均匀性。

3.4 优化气门叠开角

不同进气门开启角的气门升程及各缸平均排温、排温标准差如图11所示。由图11a)可知:不同进气门开启角下气门升程相同,进气门开启角越大(开启滞后),叠开期越短。由图11b)可知:进气门开启角曲轴转角由300°增加至345°,排温标准差由43 °C减小至7 °C,通过缩短叠开期可显著减弱排气侧对进气侧干扰,各缸排温均匀性得到显著优化。但缩短叠开期的同时,平均排温升高,发动机整体热负荷增加。

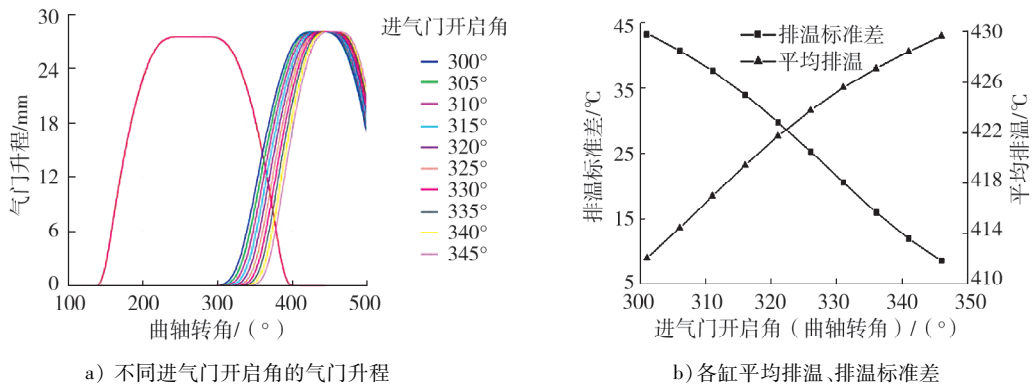


图 11 不同进气门开启角的气门升程及各缸平均排温、排温标准差

4 试验验证

4.1 试验设备及优化验证方案

试验用到的关键测试设备如下:OM6800S1 型测功机、AVL415S 型滤纸式烟度计、FL-2-DN280 型进气流量计、ST802RK-55FM26G 型排气压力温度传感器。受试验条件限制,只验证优化第 7 缸 MPC 歧管倾角、优化第 7 缸 MPC 总管直径 2 种措施对排温均匀性的影响。除原排气管外,再准备较原倾角分别减小 20°、40°的 2 根 MPC 排气管(记为排气管 2、3),总管直径分别为原直径的 57%、64%的 2 根 MPC 排气管(记为排气管 4、5),共 5 根 MPC 排气管。

4.2 试验结果

先采用原排气管路结构,找到发动机的初始状态,试验完成后,遵循单一变量的原则,依次更换不同 MPC 排气管进行对比试验。试验时,保持喷油提前角以及循环喷油量不变,记录推进特性下发动机的爆发压力、进气流量、油耗率、中冷前压力、中冷前温度、涡前温度、各缸排温、增压器转速等整机性能参数。5 种 MPC 排气管的燃油消耗率、涡前排温的试验结果对比如图 12 所示。由图 12 可知,5 种 MPC 排气管的油耗和涡前排温基本相当。

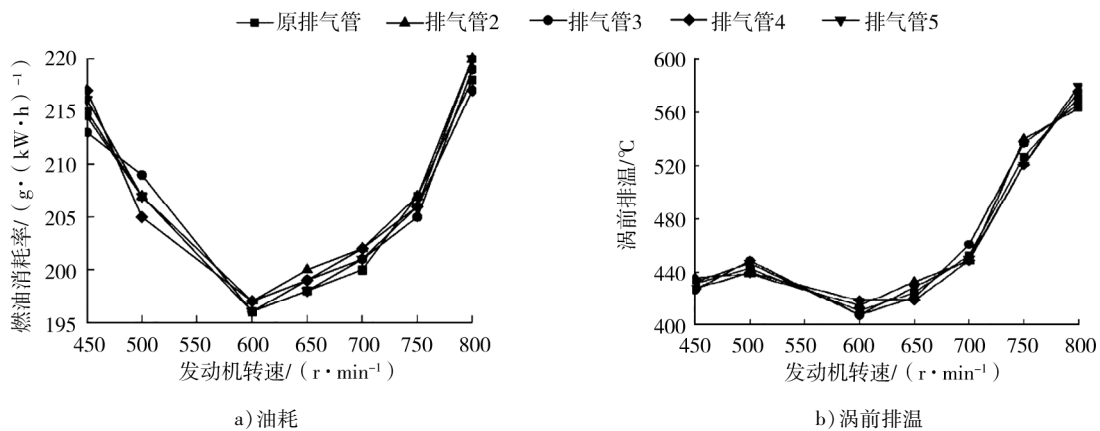


图 12 不同 MPC 排气管的燃油消耗率及涡前排温对比

不同 α 、不同 D 的各缸排温如表 4、5 所示。由表 4 可知:不同 α 下的各缸排温相差不大。进一步计算,原排气管、排气管 2 和 3 的排温标准差依次为 43.2、42.1、42.3 °C,排温均匀性未得到显著改善。排温标准差也未随着倾角减小而严格单调递减,这是由倾角对均匀性影响较小以及台架试验数据波动 2 个因素共同导致。由表 5 可知:排气管 5 排温均匀性好于其他 2 个排气管,原排气管、排气管 4 和 5 的排温标准差依次为 43、38、30 °C,且排温标准差随总管直径的减小显著降低,排温均匀性得到显著优化。排气

管5的试验结果与仿真分析结果一致,发动机的排温均匀性得到优化,达到开发目标。

表4 不同歧管倾角 α 的各缸排温

单位:°C

排气管方案	第1缸排温	第2缸排温	第3缸排温	第4缸排温	第5缸排温	第6缸排温	第7缸排温	第8缸排温
原排气管	436	453	463	470	453	480	544	378
排气管2	437	455	462	470	458	481	542	380
排气管3	439	458	463	471	453	484	541	379

表5 不同MPC总管直径 D 的各缸排温

单位:°C

排气管方案	第1缸排温	第2缸排温	第3缸排温	第4缸排温	第5缸排温	第6缸排温	第7缸排温	第8缸排温
原排气管	436	453	463	470	453	480	544	378
排气管4	441	510	468	485	430	510	470	430
排气管5	434	455	464	482	428	510	534	419

5 结论

采用仿真软件GT-Power对某MPC涡轮增压柴油机各缸排温不均现象进行仿真分析,提出优化改进措施,通过仿真和台架试验对优化措施进行验证。

1)在进、排气门叠开期间排气管中压力波对扫气过程产生强烈干扰,相邻发火气缸带来的排气压力波是主要扫气干扰源。

2)各缸排温不均的直接原因是各缸循环进气量不均,循环进气量不均匀的直接原因则是排气干扰导致的各缸扫气压差不均。

3)发火顺序、管路布置形式、管路结构、排气相干扰气缸之间的管路长度、与涡轮增压机的距离、MPC总管流速决定各缸扫气过程中的压差大小。

4)原排气管和64%、57%原排气管直径的3种MPC管对应的排温标准差依次为43、38、30°C,随着直径的减小排温均匀性得到显著提高。

5)在后续MPC排气管的设计工作中,除了要实现排气脉冲利用程度的最大化,也要考虑各缸排温均匀性问题,可通过仿真分析方法,提前做出风险识别并给出应对措施。

参考文献:

- [1]朱大鑫.涡轮增压与涡轮增压器[M].北京:机械工业出版社,1992.
- [2]申青连,贾文杰,赵斌.16V190燃气发动机MPC排气系统设计优化[J].内燃机与动力装置,2018,35(2):63-67.
- [3]王知明.某柴油机新型铸造MPC型排气管计算分析[D].大连:大连理工大学,2017.
- [4]杨守平,张付军,张金伦,等.涡轮增压柴油机MPC增压系统优化设计[J].车用发动机,2010(2):11-15.
- [5]周松,刘友.柴油机MPC排气系统三维湍流流动数值计算[J].哈尔滨工程大学学报,2003(1):30-34.
- [6]唐克远,王亮,刘文元.某天然气发动机排气管故障分析及改进[J].工程机械与维修,2021(4):52-53.
- [7]孙晶晶,马庆镇,李连升,等.基于流固耦合方法的排气管低周热疲劳分析[J].内燃机与动力装置,2021,38(1):57-62.
- [8]王宝军,孙晶晶,李连升,等.排气管铸造筋结构分析与优化设计[J].内燃机与动力装置,2020,37(6):63-67.
- [9]张华兵,李丽婷,苗伟驰,等.单缸柴油机排气管疲劳开裂的仿真分析[J].机械强度,2019,41(2):430-435.
- [10]王德芬,杨贺绪.发动机可靠性设计分析[J].内燃机与配件,2021(9):37-38.
- [11]朱顺鹏.多重损伤作用下发动机热端部件的疲劳可靠性及寿命预测[D].成都:电子科技大学,2021.
- [12]陈紫起.基于故障树方法的柴油机可靠性研究[D].大连:大连理工大学,2020.

(下转第45页)