

某8缸柴油机脉冲增压排气管布置对 排气干扰的影响

张方方,张波,吕林兴

潍柴动力股份有限公司,山东 潍坊 261061

摘要:为解决某直列8缸脉冲增压柴油机各缸排气干扰问题,设计4种排气管布置形式,利用GT-Power软件搭建柴油机模型,分析排气管布置形式对排气干扰的影响,并进行优化和试验验证。结果表明:排气管的布置形式和发火顺序是产生排气干扰的主要因素,各缸扫气不均匀是排气干扰的直接原因,在25%额定负荷时过量空气系数异常降低;4排管结构、增压器双流道、单个流道排气间隔曲轴转角为180°的排气管布置型式在低负荷工况下排气压力会高于进气压力,各缸形成均匀排气干扰;排气门开启曲轴转角由120°推迟至140°后,过量空气系数由1.82提高至2.15,低速性能明显改善。

关键词:脉冲增压;柴油机;排气管;排气干扰;GT-Power

中图分类号:TK423.4

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2024)04-0056-08

引用格式:张方方,张波,吕林兴.某8缸柴油机脉冲排气管布置对排气干扰的影响[J].内燃机与动力装置,2024,41(4):56-63.

ZHANG Fangfang, ZHANG Bo, LÜ Linxing. Effect of pulse exhaust pipe layout on exhaust interference of an 8-cylinder diesel engine[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2024,41(4):56-63.

0 引言

涡轮增压技术可以显著提高柴油机的动力性、经济性和废气能量利用率,广泛应用于内燃机领域^[1-2]。废气涡轮增压有定压增压和脉冲增压两种基本型式^[3]。脉冲增压的特点是在排气管中产生尽可能大的压力波动,低速工况下脉冲增压系统能充分利用排气脉冲能量,进气压力较高,性能较好^[4]。采用脉冲式废气涡轮系统,当气缸数是3的倍数时,可采用3个气缸连接一根排气管;当气缸数不是3的倍数时,需要根据气缸数和发火次序组织排气管分支^[5]。排气管是排气系统的重要组成部分,对发动机的换气性能起着至关重要的作用^[6]。排气系统的布置形式直接影响排气管气体流动,进而影响发动机整机性能^[7]。本文中以某直列8缸脉冲增压柴油机为研究对象,采用GT-Power仿真和试验方法分析不同排气管布置形式对排气干扰的影响,并进行排气管布置、发火顺序优化和验证。

1 排气管布置形式及仿真模型

1.1 排气管布置形式

某直列8缸柴油机的发火顺序为1—3—2—5—8—6—7—4,增压器为双流道。设计4种排气管布置形式:1)第1、2、7、8缸连接一根排气总管,第3、4、5、6缸连接一根排气总管,分别进入增压器涡端,记为方案a;2)第1、8缸连接一根排气总管,第2、7缸连接一根排气总管,汇合后进入增压器涡端,第3、6缸连接一根总管,第4、5缸连接一根总管,汇合后进入增压器涡端,记为方案b;3)第1、4、5、8缸连接一根排气总管,第2、

收稿日期:2023-11-23

第一作者简介:张方方(1991—),男,河南信阳人,工程师,主要研究方向为柴油机性能和原理,E-mail:zhangfangfang@weichai.com。

3、6、7 缸连接一根排气总管,分别进入增压器涡端,记为方案 c;4)第 1、8 缸连接一根总管,第 4、5 缸连接一根排气总管,汇合后进入增压器涡端,第 2、7 缸连接一根总管,第 3、6 缸连接一根总管,汇合后进入增压器涡端,记为方案 d;方案 b、d 在排气管汇合处设计有导流隔板。排气管布置形式如图 1 所示。

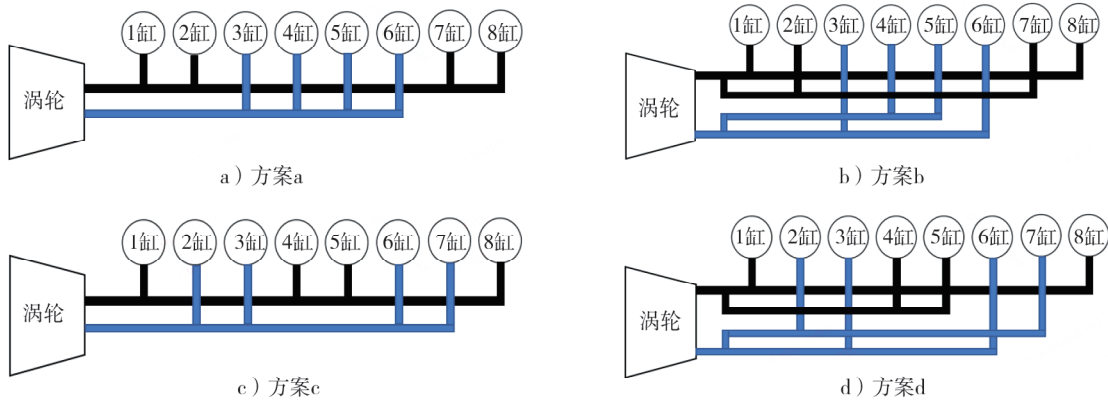


图 1 某直列 8 缸柴油机排气管布置形式

1.2 仿真模型

采用 GT-Power 搭建仿真模型^[8-10],首先利用 Creo,HyperMesh 等软件将柴油机进、排气系统的三维内腔抽出并处理,然后利用 GEM-3D 工具进行分割、离散。以方案 b 为例,搭建的柴油机一维热力学仿真模型如图 2 所示,其余模型相似。

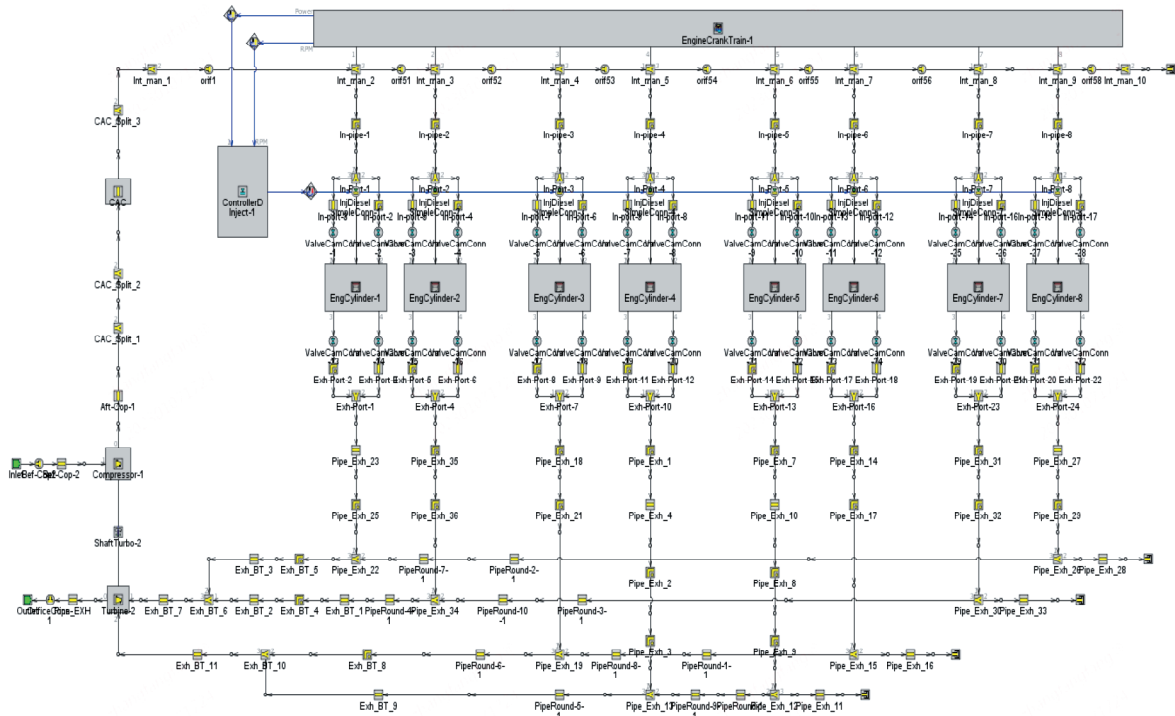


图 2 某直列 8 缸柴油机一维热力学仿真模型

一维热力学模型的燃烧过程选用 DI Wiebe 模型,缸内传热选用 Woschni 模型^[11-12],增压器压端和涡端 map 根据试验条件和试验数据进行修正,排气管选用碳钢材料,修正对流换热系数模拟排气管路的实际换热能力。

1.3 模型验证

仿真计算结果与试验结果对比如图 3 所示,图中相对误差为标定数据和试验数据的差与试验数据的

比。由图3可知:仿真和试验的爆压、进气压力、进气质量流量、涡前温度的相对误差均小于4%,模型的精度较好,可用于后续的计算分析。

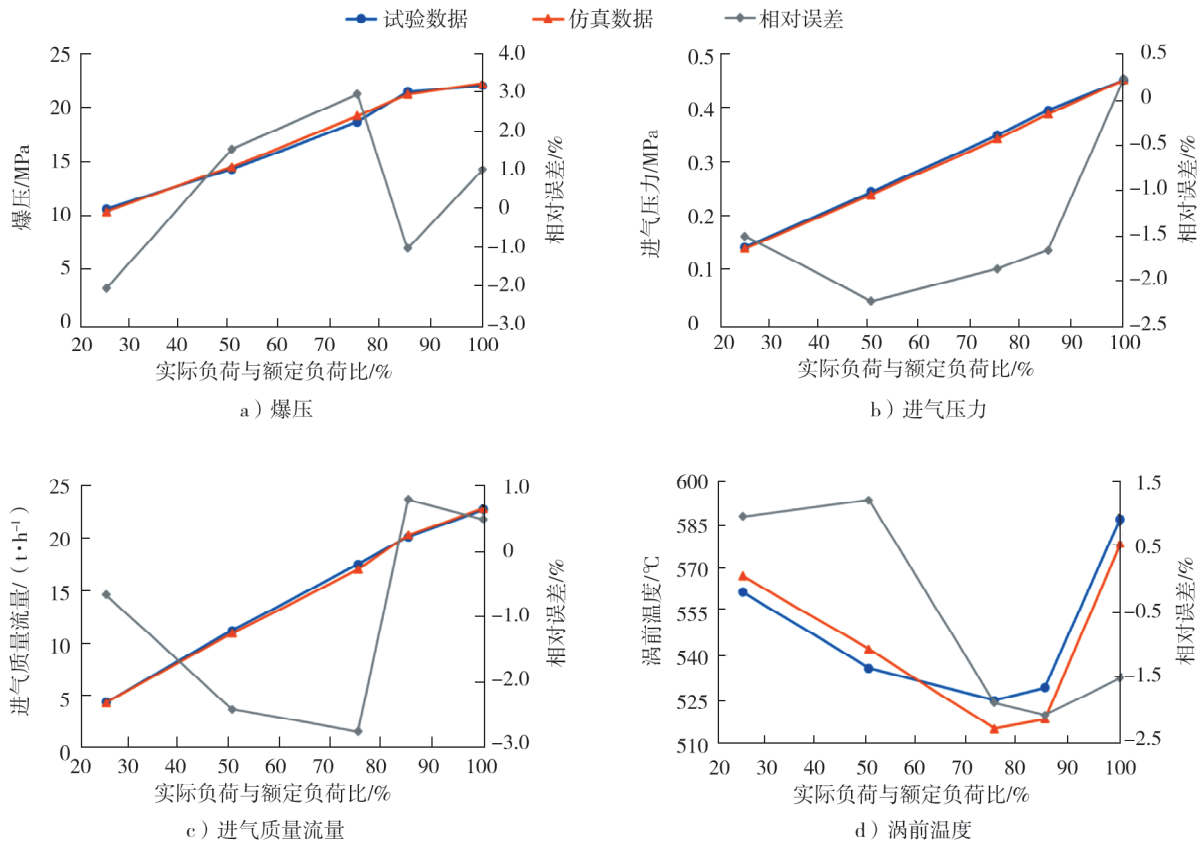


图3 仿真计算结果与试验结果对比

2 仿真、试验结果及分析

2.1 排气管方案 a、b 仿真及试验结果

2.1.1 仿真

排气管方案 a、b 在形式上接近,涡轮增压器为双流道,单个流道连接的各缸,如方案 a 的第 1、2、7、8 缸,其发火顺序为 1—2—8—7,发火间隔对应的曲轴转角为 180°。第 1 缸和第 2 缸发火间隔和排气间隔的曲轴转角均为 180°。第 1 缸进气门开启后,在叠开角扫气期间,第 2 缸排气门初开,第 1 缸扫气期间遭遇第 2 缸的排气压力波。排气管方案 a、b 部分缸的进、排气道压力和进气质量流量如图 4 所示。

由图 4a)可知:25%额定负荷下,柴油机进气压力较低,第 1 缸扫气遭遇 2 缸排气压力波,排气压力大于进气压力,第 1 缸扫气背压大,进气质量流量明显降低,扫气不充分。

由图 4d)可知:当柴油机处于高速高负荷时,进气压力一直高于排气压力,即使第 1 缸扫气遭遇第 2 缸的排气压力波,第 1 缸扫气期间仍有较大的进排气压差,扫气较充分。

对比图 4a)、c)可知:第 1 缸和第 8 缸扫气期间遭遇排气压力波,进气质量流量明显降低,扫气不充分,说明排气对扫气的干扰不受各缸位置的影响,距离增压器最远端的第 8 缸扫气期间仍然受到排气干扰。

对比图 4a)、b)可知:方案 a、b 的第 1 缸扫气期间都遭遇排气压力波,进气质量流量明显下降,扫气不充分,且方案 a 进气质量流量降低更明显,说明方案 b 在排气管汇合处的导流隔板在低速低负荷期间有分隔排气的作用,但由于不能完全分隔排气,各缸扫气仍然会受到干扰。

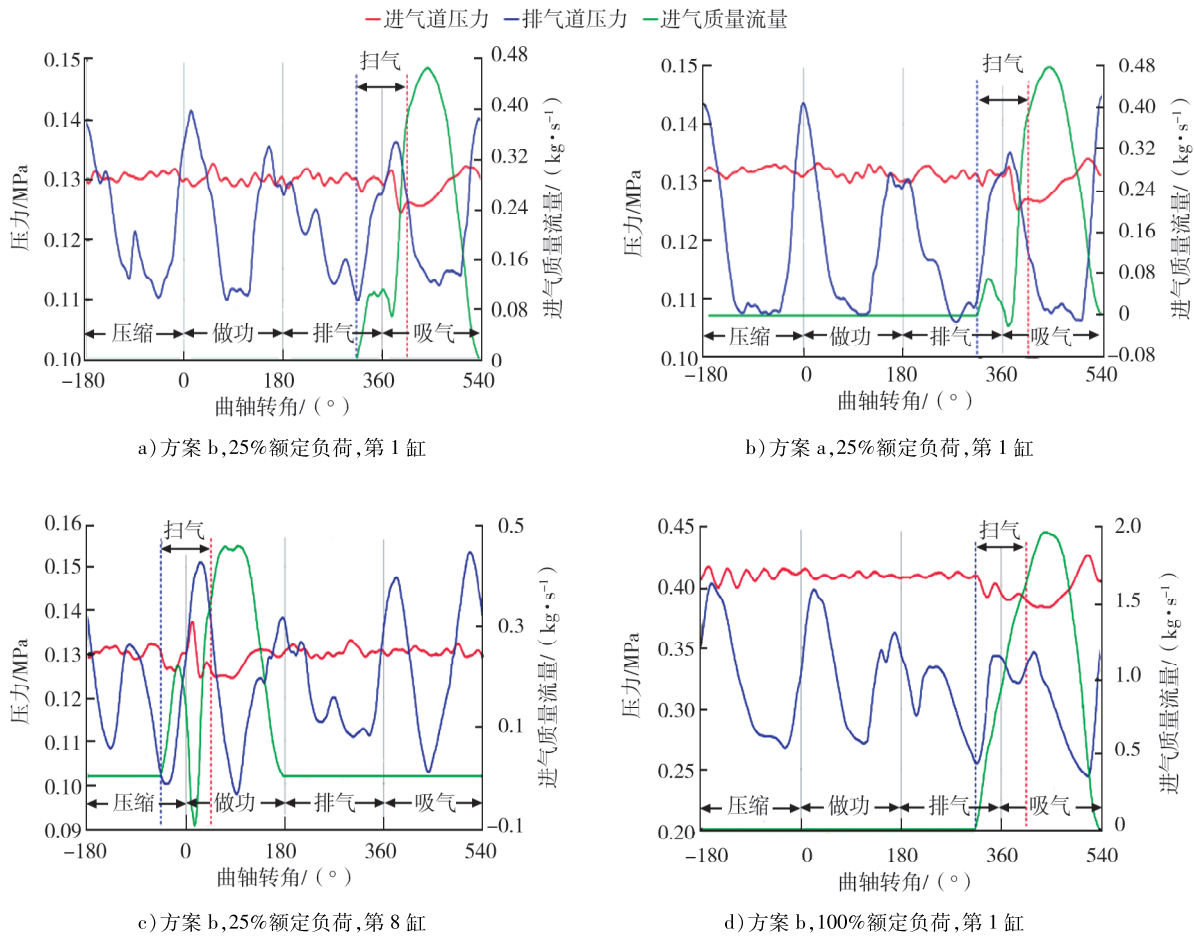


图 4 排气管方案 a、b 部分气缸的进、排气道压力和进气质量流量

方案 a、b 的过量空气系数和缸内残余废气系数如图 5 所示。由图 5 可知:当 25% 额定负荷时,方案 a、b 的过量空气系数明显减小,柴油机缸内残余废气系数明显增大;由于方案 b 排气管汇合处的隔板有一定分隔气流的作用,所以方案 a 的过量空气系数更小,缸内残余废气系数更大。

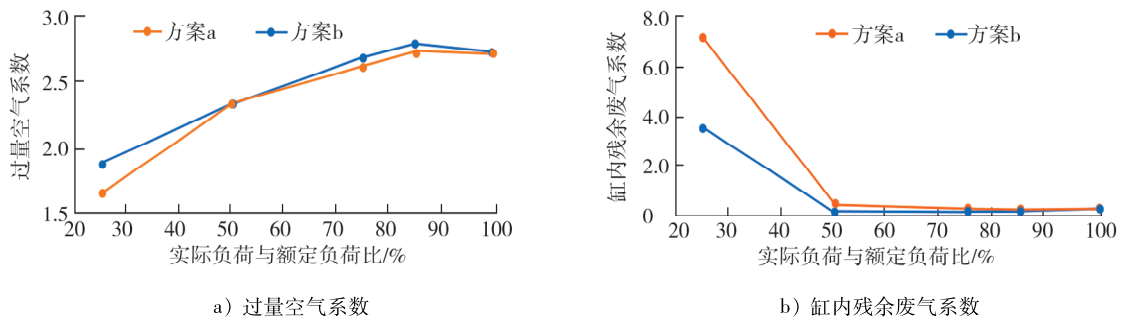


图 5 方案 a、b 的过量空气系数和缸内残余废气系数

由于增压器单流道连接的各缸排气间隔对应的曲轴转角均为 180°,所以方案 a、b 的各缸扫气均受到同样的干扰,各缸的排温偏差不大。

2.1.2 试验

排气管方案 a、b 的过量空气系数和 25% 额定负荷时的单缸排温试验结果如图 6 所示。由图 6 可知:过量空气系数在高速高负荷时较优,在 25% 额定负荷时明显降低,各缸排温偏差较小,试验结果和仿真结果相符。试验过程中,由于排气管方案 a 的过量空气系数较小,出现烟度较大的情况。

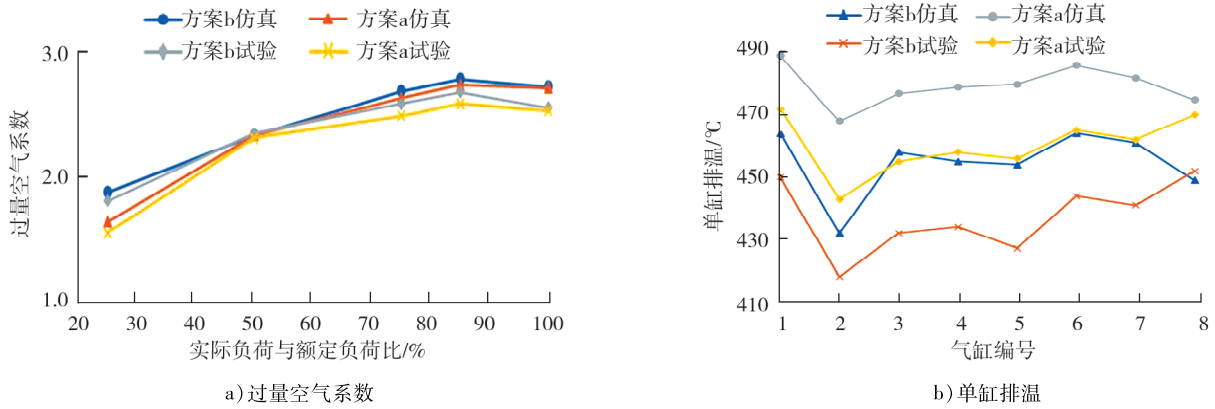


图6 排气管方案a、b的过量空气系数和25%额定负荷时的单缸排温仿真与试验结果对比

2.2 排气管方案c、d 仿真与试验结果

2.2.1 仿真

排气管方案c、d的形式接近,增压器为双流道。以增压器单流道连接的第1、4、5、8缸为例,其发火顺序为1—5—8—4,第1缸和第5缸发火间隔、排气间隔对应的曲轴转角均为 270° 。第1缸进气门开启后,在扫气期间,第5缸排气门未开启,所以第1缸扫气未遭遇排气压力波,不影响扫气效果;第5缸和第8缸排气间隔对应的曲轴转角为 90° ,第5缸进气门开启后在叠开角扫气期间,第8缸排气门全开,第5缸扫气遭遇第8缸较强的排气压力波,扫气较差。

排气管方案c、d第1、5气缸对应的进、排气道压力和进气质量流量仿真结果如图7所示。

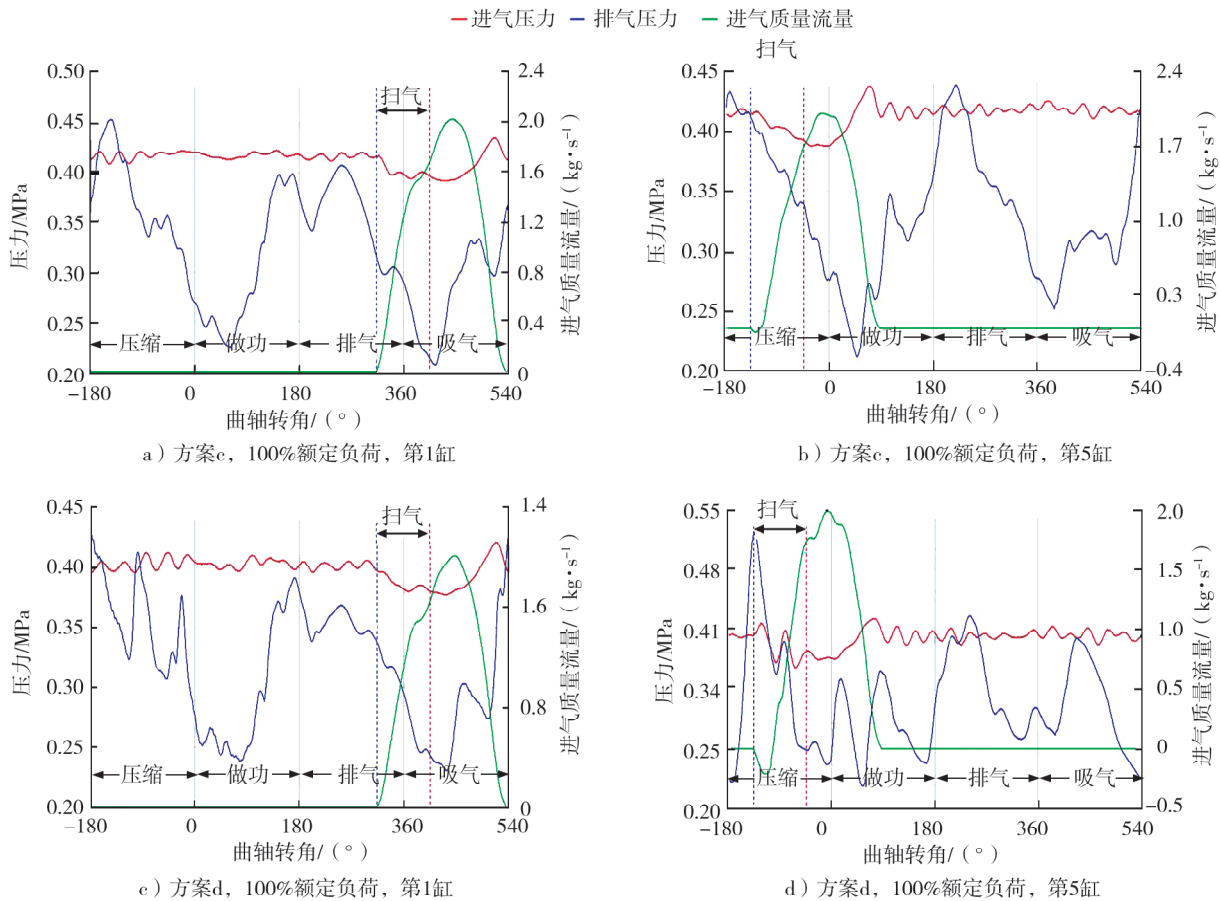


图7 排气管方案c、d第1、5缸对应的进、排气道压力和进气质量流量仿真结果

由图 7a)、b)可知:第 1 缸扫气并未遭遇排气压力波,扫气压差大,能够较好的完成扫气,进气门开启初期进气质量流量上升较快;第 5 缸扫气期间遭遇 8 缸排气压力波,导致第 5 缸进气门开启初期进气有微弱回流,扫气背压大,扫气不充分。由图 7a)~d)可知:方案 d 的第 1 缸和第 5 缸与方案 c 的第 1 缸和第 5 缸表现基本一致,即第 1 缸扫气压差较大,扫气良好,第 5 缸扫气压差较小,扫气较差,说明方案 d 汇合处的隔板并未起到很好的间隔气流作用。

100%额定负荷时排气管方案 c、d 缸内残余废气系数、排温和扫气压差如图 8 所示。由图 8 可知:同一增压器流道连接的各缸,第 1、2、7、8 缸与下一缸的发火间隔曲轴转角均为 270°,扫气压差较大,扫气良好,该 4 缸的缸内残余废气系数较小,单缸排温较低;第 3、4、5、6 缸与下一缸的发火间隔曲轴转角为 90°,扫气压差小,扫气较差,该 4 缸的缸内残余废气系数大,单缸排温较高,各缸排温均匀性较差。方案 c、d 的单缸排温不均由各缸扫气不均导致,不能说明单缸负荷不均。

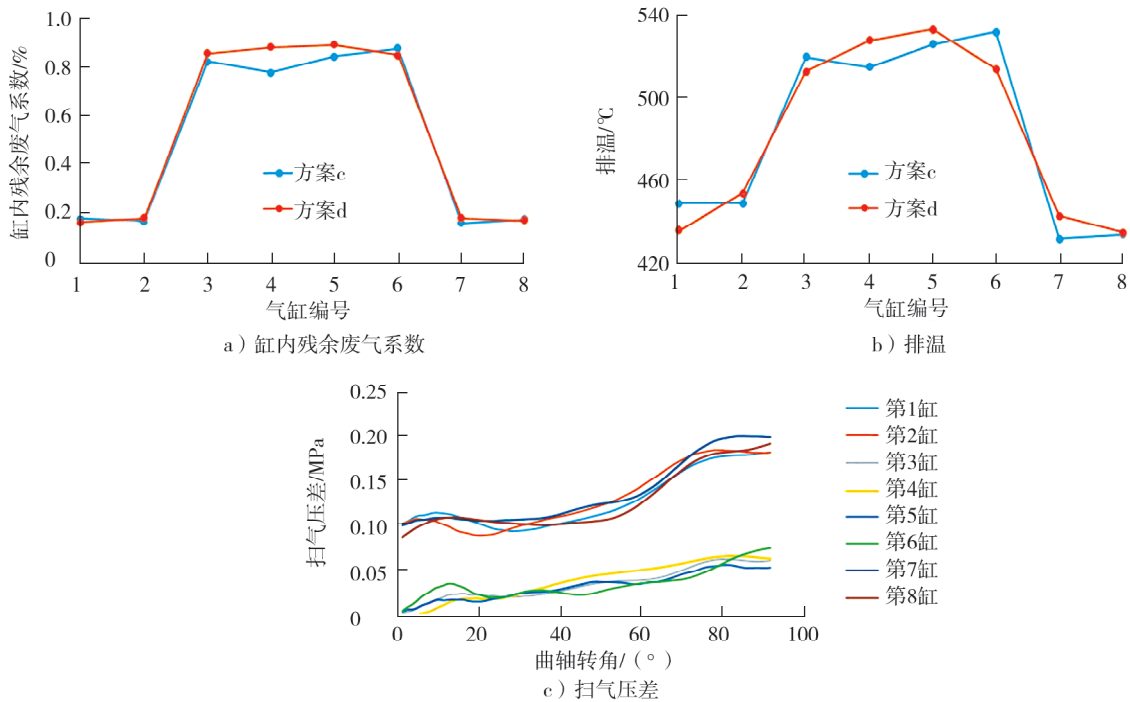


图 8 100%额定负荷时排气管方案 c、d 缸内残余废气系数、排温和扫气压差

2.2.2 试验

对排气管方案 c、d 进行试验验证,结果如图 9 所示。

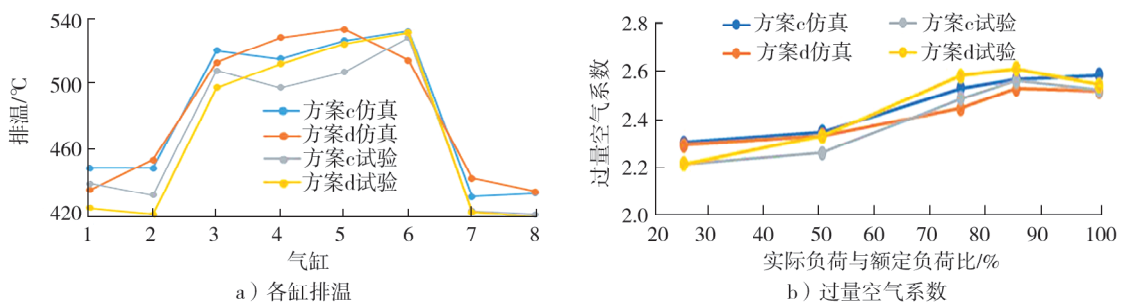


图 9 方案 c、d 各缸排温和不同负荷下的过量空气系数仿真与试验结果对比

由图 9 可知:第 1、2、7、8 缸排温较低,第 3、4、5、6 缸排温较高,各缸排温偏差较大,不同负荷下过量空气系数均较优,试验结果和仿真完全符合。

经过仿真计算和试验验证,4 种排气管方案各缸排气均存在不同程度的干扰:1)排气管布置形式和

发火顺序是干扰形成的根本原因,扫气背压差异是干扰形成的直接原因;2)增压器单个流道连接的4个缸排气间隔曲轴轴转角为 180° 时,排气干扰主要表现为低速低负荷过量空气系数异常降低,方案b的4排管汇合处的隔板有分隔气流的作用,但是不能完全隔开;3)增压器单个流道连接的4个缸排气间隔曲轴轴转角分别为 90° 和 270° 时,排气干扰主要表现在各缸排温偏差较大,排温不均匀,方案d的4排管汇合处隔板分隔气流作用微弱。

3 改进方案与验证

当前4种排气管方案和发火顺序的搭配基本覆盖当前主要搭配形式,增压器单个流道连接的4个缸的发火顺序要么均匀间隔 180° ,要么一定会出现间隔 90° 的情况,因此改变发火顺序和排气管方案形式无法规避干扰。

改善扫气背压差异的措施有:1)排气管方案c、d相邻气缸间隔曲轴转角 90° 排气时,由于被干扰缸的叠开角期间干扰缸排气门已经全开,更改配气相位无法有效规避叠开角期间的扫气背压,减小叠开角可以缩减干扰角度,降低各缸排温偏差,但可导致各缸排温及涡前排温上升,增加排温超限的风险,不建议采取;2)排气管方案a、b相邻气缸间隔曲轴转角 180° 排气时,由于被干扰缸叠开角期间干扰缸排气门初开,可考虑采用优化配气相位的方法降低各缸干扰,提高低速低负荷时的过量空气系数。

鉴于试验资源有限,只选择排气管方案b进行仿真优化和试验验证。根据2.1节的分析,第1缸扫气期间遭遇第2缸排气压力波,排气压力高于进气压力,导致进气流量明显降低。优化思路为:滞后排气门开启时刻,排气压力波后移,波峰尽量避开叠开角期间,第1缸排气门关闭后,缸内和排气道阻断,后续的排气压力不影响进气。因此,保持进气门升程不变,将排气门开启时刻对应的曲轴转角由 120° 滞后至 140° 。

优化后排气方案b在25%额定负荷时第1缸进、排气压力,进气质量流量仿真结果如图10所示,优化前、后过量空气系数仿真结果如图11所示,优化前、后过量空气系数仿真与试验对比如图12所示。

由图10、11可知:优化后,排气管方案b第1缸扫气末期才遭遇排气压力波,对比图4a),扫气期间的进气质量流量明显增大;虽然优化方案不能完全消除排气干扰,但是已明显降低,25%额定负荷时,过量空气系数较优化前增大0.36,效果明显。由图12可知:25%额定负荷时,过量空气系数试验结果由1.81增大至2.15,试验结果和仿真十分接近。

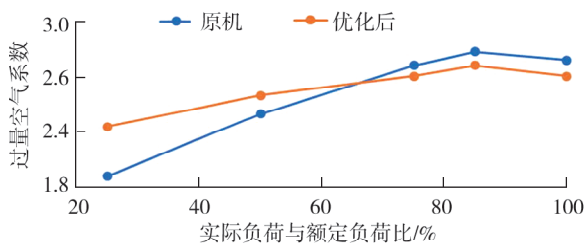


图11 方案b优化前、后过量空气系数仿真结果

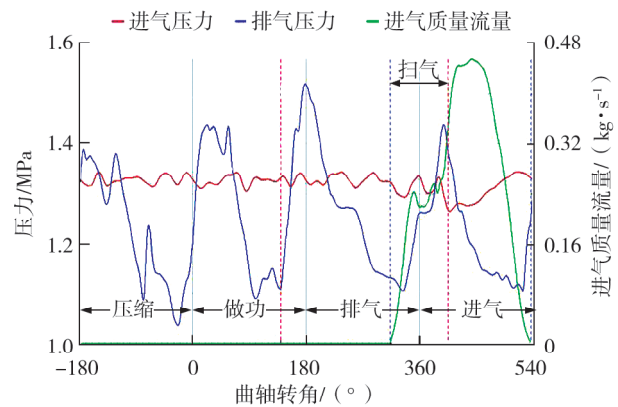


图10 方案b第1缸进、排气压力,进气质量流量仿真结果

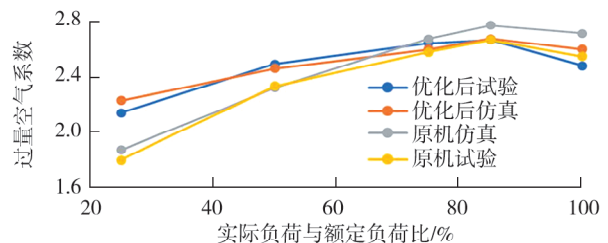


图12 方案b优化前、后过量空气系数仿真与试验对比

试验结果还显示:负荷大于75%额定负荷时,因为排气门开启角滞后,自由排气量减小,强制排气量

增大,泵气损失增大^[13],燃油消耗率增大1~2 g/(kW·h);负荷比小于50%时,由于过量空气系数增大,燃烧优化,燃油消耗率降低了3~5 g/(kW·h)。

4 结论

采用GT-Power针对某直列8缸脉冲增压柴油机4种排气管方案形式进行了仿真,分析了排气管布置形式的排气干扰原因,并进行了优化和试验验证。

1)增压器双流道、单个流道排气间隔曲轴转角为180°的布置形式,在低速低负荷排气压力高于进气压力时,各缸形成均匀的干扰,导致过量空气系数在特定负荷异常降低。

2)4排管结构、增压器双流道、单个流道排气间隔曲轴转角为90°和270°的布置形式,各缸排温均匀性较差,排气管汇合处的隔板阻隔气流较差。

3)4排管结构、增压器双流道、单个流道排气间隔曲轴转角为180°的布置形式,将排气门开启曲轴转角由120°推迟至140°,在25%额定负荷时过量空气系数仿真结果增大了0.36,提高了低速低负荷的性能,但是高速高负荷性能稍微恶化。

参考文献:

- [1] 张广智,张立夫,花琳,等.可控脉冲增压系统对D6114柴油机性能影响研究[J].内燃机与动力装置,2016,33(3):56-60.
- [2] 胡松,王银燕,孙永瑞,等.基于GT-power和Simulink的相继增压切出过程仿真研究[J].应用科技,2015,42(5):55-60.
- [3] 李宗营,杨传雷,胡松,等.某型脉冲增压柴油机排气管结构优化设计[J].应用科技,2018,45(4):32-38.
- [4] 黄燊.V型柴油机采用定压和脉冲增压系统对性能影响的比较[J].内燃机,2003(6):12-14.
- [5] 刘威,王银燕,王正祥,等.某型增压柴油机排气系统的仿真研究[J].内燃机与配件,2013(10):1-8.
- [6] 顾宏中.MIXPC涡轮增压系统研究与优化设计[M].上海:上海交通大学出版社,2006.
- [7] 杜巍,单文指,刘福水.排气管结构对多缸增压柴油机进气不均匀性的影响[J].北京理工大学学报,2012,32(6):580-584.
- [8] 王银燕,高维成,赵建平,等.应用MPC-相继增压系统改善船用柴油机低负荷性能的研究[J].内燃机学报,1999,17(1):3-5.
- [9] 陈华清.船用相继增压柴油机ITC/2TC切换过程仿真分析[J].热能动力工程,2009,24(2):226-229.
- [10] 刘俊龙,耿国芳,庞斌,等.排气管布置形式对双增压发动机性能影响的计算分析[J].内燃机动力装置,2020,37(5):72-77.
- [11] 米雪,刘晓日,周晶晶,等.柴油机缸内近壁面传热模型的研究[J].内燃机动力装置,2017,34(1):36-39.
- [12] 李鹏宇,王新校,栾军山,等.基于韦伯模型的柴油机燃烧控制模型与一维仿真[J].内燃机与配件,2021(21):5-8.
- [13] 周龙保.内燃机学[M].北京:机械工业出版社,2005.

Effect of pulse exhaust pipe layout on exhaust interference of an 8-cylinder diesel engine

ZHANG Fangfang, ZHANG Bo, LÜ Linxing

Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China

Abstract: To solve the problem of exhaust interference in each cylinder of a certain inline 8-cylinder pulse turbocharged diesel engine, four types of exhaust pipe arrangements are designed. A diesel engine model is built

(下转第70页)