DOI: 10.16236/j.cnki.nrjxb.202504033

两级相继增压柴油机增压模式切换试验

陈天宇[1]，陈　旭[1]，秦慈伟[2]，程江华[3]，石　磊[1]，邓康耀[1]

（1. 上海交通大学动力机械及工程教育部重点实验室，上海 200240；2. 先进船舶发动机技术全国重点实验室，上海 201108；3. 中国北方发动机研究所，天津 300400）

摘要：针对两级相继增压（TSST）柴油机增压模式切换过程的性能恶化问题，基于改造的两级相继增压柴油机试验平台，开展了增压模式切换试验，探明了负荷与进气切换阀（ISV）延迟开启时间对切换过程的影响规律．结果表明：两级相继增压系统可在全工况范围降低燃油消耗率，以经济最优为目标制定不同增压模式切换边界为 65% 负荷，并在考虑排放与切换冗余的基础上进行拓宽；随着负荷升高，切换过程中增压压力波动的幅度增大，排气压力突变程度加大，导致更严重的柴油机转速波动；切入分支高压级压气机出口端的进气切换阀延迟开启可减小切换过程的性能波动．不同负荷下存在对应的最优进气切换阀延迟开启时间，为压气机无倒流时的阀门前、后压力相等时间，随着负荷升高，该最优值缩短；在最佳的阀门延迟控制下，压气机喘振和倒流现象基本消失，转速波动抑制率可达 82.47%，实现增压模式的平顺切换．

关键词：柴油机；两级相继增压系统；增压模式切换

中图分类号：TK427　　**文献标志码**：A　　**文章编号**：1000-0909（2025）04-0289-08

An experiment of turbocharging mode switching on a two-stage sequential turbocharging diesel engine

Chen Tianyu[1]，Chen Xu[1]，Qin Ciwei[2]，Cheng Jianghua[3]，Shi Lei[1]，Deng Kangyao[1]

（1. Key Laboratory for Power Machinery and Engineering of Ministry of Education，Shanghai Jiao Tong University，Shanghai 200240，China；2. National Key Laboratory of Marine Engine Science and Technology，Shanghai 201108，China；3. China North Engine Research Institute，Tianjin 300400，China）

Abstract：Aiming at the performance deterioration of the turbocharging mode switching process of a two-stage sequential turbocharging（TSST）diesel engine，a test of turbocharging mode switching was carried out on a modified TSST diesel engine test platform to investigate the influence of engine load and delayed opening time of intake switching valve（ISV）on the switching process. The test results show that the TSST system can reduce fuel consumption rate in the full range of operating conditions，and the switching boundary of different turbocharging modes is set at 65% load with the goal of economic optimization，which can also be broaden based on the consideration of emissions and switching redundancy. As the load rises，the amplitude of boost pressure fluctuation increases during the switching process，and the degree of sudden change in exhaust pressure increases，resulting in the more serious speed fluctuation of the diesel engine. By delaying the opening of the ISV at the outlet of the high-pressure stage compressor of the cut-in branch，the performance fluctuation can be minimized. Under different loads，there exists an optimal delayed opening time of the ISV，which is the time when the pressure before and after the valve is equal without backflow in the compressor，and the optimal value is shortened with the load increases. Through the optimal valve delay control，the surge and backflow phenomena of compressor are significantly alleviated. The decrease of speed fluctuation can be up to 82.47%，realizing the smooth switching of different turbocharging modes.

Keywords：diesel engine；two-stage sequential turbocharging system；turbocharging mode switching

收稿日期：2024-11-05；**修回日期**：2025-01-23.

基金项目：先进船舶发动机技术全国重点实验室基金资助项目（LAB-2023-02）.

作者简介：陈天宇，硕士研究生，corange12@sjtu.edu.cn.

通信作者：石　磊，研究员，博士生导师，shi_lei@sjtu.edu.cn.

随着能源危机的日益严峻以及化石燃料价格的增长，提高船舶柴油机的功率密度以及燃油经济性成为了迫切需求[1]. 涡轮增压技术通过排气能量提升进气压力，大幅提高了船用柴油机的动力性、经济性，并有效减少了排放[2]. 然而，由于涡轮增压器和柴油机的流通特性难以完全匹配，传统的单涡轮增压系统在低工况时存在运行效率低、增压不足等问题[3].

针对单涡轮增压系统运用的局限性，先进的增压系统朝着多涡轮增压器构型的方向发展[4]. 相继增压技术使用多个增压器并联，根据不同负荷控制增压器的切入与切出，拓宽了增压系统的高效率运行区域[5]. 两级增压技术采用增压器串联方式，实现进气二次压缩，进一步提升增压压力[6]. 通过在涡轮端并联旁通阀对两级增压系统进行改造，调节高、低压级涡轮流量与压比的分配，可满足柴油机变海拔、全工况下的增压压力需求[7-8]. 两级相继增压（TSST）系统采用双分支、四增压器构型，具有相继增压与两级增压的优势，在保证增压效率的同时可获得更高的功率密度[9-10]. 通过合理选择增压模式的切换边界，可改善整机经济性、排放性及动力性. Dziedzik 等[11]以最佳燃油经济原则确定切换边界，发现在高负荷下并联运行两个增压器可降低燃油消耗率. Zhang 等[12]研究发现，通过控制增压器在不同负荷下的运行个数，可在全工况范围内降低燃油消耗率与碳烟排放. 程江华等[13]研究发现，在中、低转速下两级相继增压模式较单级增压模式具有更高的转矩储备系数. 然而，由于切换过程增压器的增压状态无法在瞬间建立，柴油机运行稳定性受到影响[14-15].

两级相继增压系统在进行两级至两级相继增压模式的切换时，涉及到增压分支的切入和切出，减小切换过程的性能波动是两级相继增压技术的研究关键. 付永刚等[16]研究发现，增压器切换工况设置在切换前、后过量空气系数ϕ_a相近的负荷，可减少切换过程的瞬态性能波动. Toda 等[17]研究发现，在增压器的切入过程中进行外源补气可解决切换过程进气量不足的问题，降低瞬态碳烟的排放，但外接气瓶增加了进气管路的改造难度. Galindo 等[18]研究发现，在增压器切入过程中进行喷油补偿可以减小转矩下降程度，但在高负荷切换时柴油机瞬时烟度急剧增加. Qiu 等[19]研究了增压器切入过程中缸内燃烧性能变化情况，结果表明：适当的进气切换阀（ISV）延迟开启时间可减少增压模式切换后平均有效压力恢复至稳态所需的循环数. 周文杰等[20]研究了旁通阀对相继增压柴油机切换过程的影响，结果表明：通过旁通阀的控制，提升流向切入增压器的排气能量，可使切入增压器更快地达到目标转速.

综上可知，气路阀门控制是降低增压模式切换过程性能波动的最有效手段. 为充分发挥两级相继增压系统的优势，需制定增压模式的切换边界. 目前气路阀门控制的研究多针对单一工况展开，关于不同工况对阀门控制参数的影响研究则鲜见报道. 现有研究主要通过比较切换过程的性能波动确定阀门控制参数，对最优阀门控制机理的研究较少.

因此，笔者基于改造的两级相继增压柴油机试验平台，以经济最优原则制定两级增压模式至两级相继增压模式的切换边界. 考虑切换边界的冗余量，进一步研究负荷对增压模式切换过程的影响，并分析不同负荷下最优进气切换阀延迟开启时间的变化，获得最优延迟开启时间的确定方法，以期为制定柴油机增压模式切换的阀门控制策略提供参考.

1 试验系统

1.1 试验台架

笔者自主开发的两级相继增压柴油机试验台架由SC7H型柴油机、电力测功机控制系统、基于EtherCAT的数据采集系统、基于高速采集卡的瞬态数据采集系统及相关辅助设备组成. 表 1 为两级相继增压柴油机主要参数，表 2 为试验台架测试的设备型号及精度.

两级相继增压柴油机试验台架为四增压器、双分支构型，采用双分支不等流通面积方案完成各增压器的匹配. 为实现增压模式切换，加装两个控制阀门，分别为切入分支高压级压气机出口端的进气切换阀和高压级涡轮入口端的排气切换阀，图 1 为试验台架示意. 基于 DSpace 平台完成阀门控制系统开发，通过调节进/排气切换阀的开度，实现不同的增压模式. 基于阀门控制的增压模式切换策略为：同时关闭进/排气切换阀，仅有主分支的两个涡轮增压器（HP_1

表 1 两级相继增压柴油机主要参数

Tab.1 Main specifications of the two-stage sequential turbocharging diesel engine

参数	数值
型式	直列 6 缸，四冲程
活塞行程/mm	105
排量/L	12.155
压缩比	17.3
燃烧室	ω 型
标定功率/kW	180（2 300 r/min）
主分支高压级增压器 HP_1	GT3576
主分支低压级增压器 LP_1	GT4082
切入分支高压级增压器 HP_2	GT2556
切入分支低压级增压器 LP_2	GT3576

与 LP_1）运行，为两级增压模式；同时开启进/排气切换阀，切入分支的两个涡轮增压器（HP_2 与 LP_2）开始运行，为两级相继增压模式. 切换阀门选用耐温（750 ℃）的 S60 电动蝶阀，其具有等百分比流量特性. 进行增压模式切换时，阀门控制程序中的定时器触发模块可实现进/排气切换阀门相对延迟开启时间及开启速度的控制，并采用 1 ms 的定时器保证相对延迟开启时间的精度. 试验过程中，阀门目标开度的跟踪通过电控阀门驱动板的比例-积分-微分（PID）控制实现，实际开度与目标开度的误差小于 ± 0.2°.

两级相继增压柴油机试验台架在气路系统中布置了多个数据测点，通过相应传感器对进/排气的流量、温度以及压力进行测量. 增压压力由进气歧管中的 HALO-XQ-WG 进气压力传感器测得，燃油流量通过 ROTA YOKOGAWA RCCS30 瞬态燃油质量流量计测得. 柴油机与电力测功机由联轴器连接，通过电力测功机可测量柴油机的转速和转矩. 试验过程中，转速、转矩、压力、温度及燃油流量等数据信号通过基于 EtherCAT 的数据采集系统与操控台实时通讯，并由 iTest 发动机测试软件进一步计算得到过量空气系数、有效燃油消耗率（BSFC）等重要参数.

表 2　试验设备主要型号及精度

Tab.2　Main instrument model and precision of test equipments

设备	型号	精度
转矩传感器	HBM T40B	± 0.05% FS
燃油流量计	ROTA YOKOGAWA RCCS30	± 0.5% FS
气缸压力传感器	Kistler type 6 125C	± 0.4% FS
进气压力传感器	HALO-XQ-WG	± 0.2% FS
进气热电阻温度传感器	PT100	± 0.5% FS
排气热电偶温度传感器	K 型	± 1.0% FS

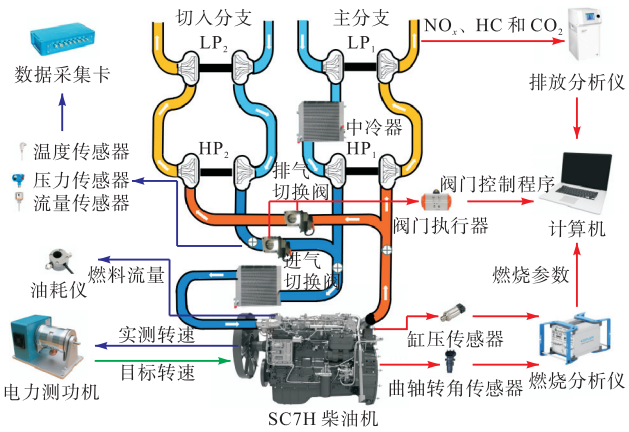


图 1　试验台架示意

Fig.1　Schematic of the test bench

1.2　试验方案

两级相继增压柴油机增压模式切换试验通过两步开展，首先通过控制进气切换阀与排气切换阀的关闭和开启，在两级增压与两级相继增压模式下进行全工况稳态性能试验. 选取标定功率的 25%、50%、75% 和 100% 负荷工况进行试验，转速与负荷的关系满足螺旋桨推进特性，表 3 为两级相继增压柴油机推进特性稳态试验工况. 笔者主要分析两种增压模式下柴油机性能的变化，制定两级至两级相继增压模式的切换边界.

表 3　两级相继增压柴油机推进特性稳态试验工况

Tab.3　Steady state test conditions of the TSST diesel engine in propulsion characteristics

负荷/%	功率/kW	转速/(r · min^{-1})	转矩/(N · m)
25	45	1 448	297
50	90	1 825	471
75	135	2 090	617
100	180	2 300	747

然后，在不同负荷下进行增压模式切换试验，分析瞬态过程增压压力、转速等参数的变化. 在柴油机转速与负荷稳定于推进特性运行工况时，通过阀门控制进行增压模式切换. 切换过程中，控制阀门开启会导致进/排气状态畸变，影响整机稳定运行. 当进气切换阀延迟于排气切换阀开启时，有助于切入分支增压器提前建立增压状态，减少因压气机倒流现象造成的能量损失，降低切换过程的整机性能波动[21]，因而笔者采用进气切换阀延迟开启的控制手段，以排气切换阀开启时刻为基准，调节阀门延迟开启时间为 0 ~ 2.3 s. 进/排气阀门从全关至全开的时间为 0.3 s，进行增压模式切换试验，探究进气切换阀延迟开启时间对切换过程的性能波动影响，并进一步得出不同负荷下的最优阀门控制参数，试验方案如图 2 所示.

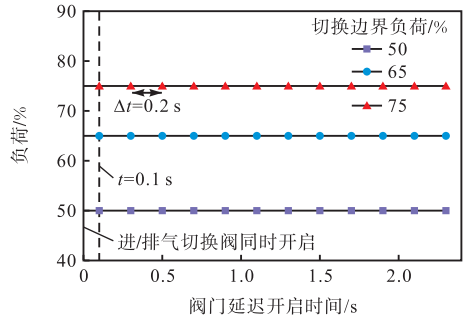


图 2　增压模式切换阀门控制试验方案

Fig.2　Test program of valve control for turbocharging mode switching

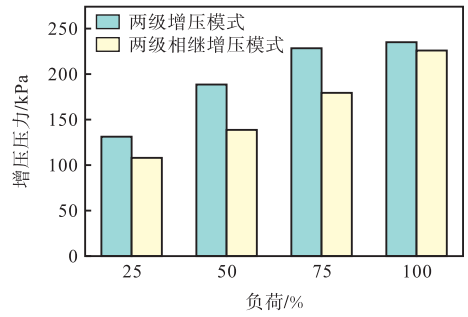
2　结果与讨论

2.1　增压模式切换边界的确定

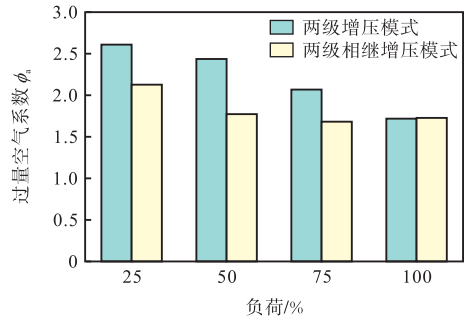
2.1.1　增压模式对进/排气状态的影响

图 3 为全工况下两级增压与两级相继增压模式

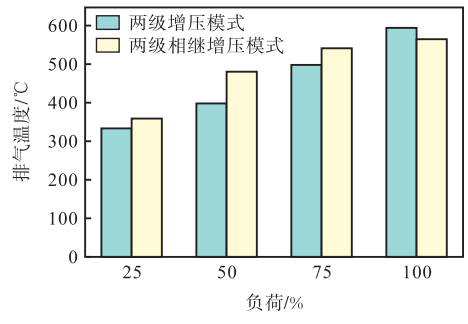
下的进/排气关键参数变化. 在全工况范围内，两级增压模式的增压压力均大于两级相继增压模式. 较大的增压压力使得缸内获得更多的进气流量，两级增压模式下的ϕ_a大于两级相继增压模式. 新鲜充量的增加有助于缸内工质的冷却，因而大多数工况下两级增压模式的排气温度偏低. 两级增压模式下，只有增压主分支投入工作，涡轮流通面积小、排气背压高及进/排气压差为负会导致过大的泵气损失. 两级相继增压模式下增压主分支与切入分支同时投入运行，涡轮等效流通面积大，排气背压降低，泵气损失小. 在 100% 负荷下，尽管两级相继增压模式下的增压压力低于两级增压，较低的排气背压有助于缸内扫气过程. 两级相继增压模式下的ϕ_a与两级增压模式持平，排气温度同时得到改善，该负荷下两级相继增压模式的排气温度较两级增压模式降低 5.28%.



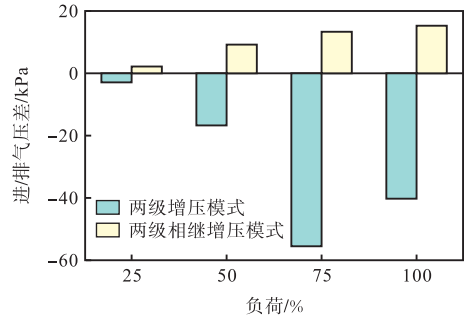
（a）增压压力



（b）过量空气系数



（c）排气温度



（d）进/排气压差

图 3 增压模式对进/排气关键参数的影响

Fig.3 Effect of turbocharging mode on key parameters of intake and exhaust

2.1.2 切换边界的确定

图 4 为不同增压模式下有效燃油消耗率随负荷的变化. 在全工况范围内，两级相继增压模式与两级增压模式的燃油经济性较原机均得到改善. 在中、高负荷下，两级增压模式的泵气损失大，燃油经济性恶化. 双分支构型的两级相继增压模式通过降低排气背压，减小泵气损失，使得排气能量得到更好的利用，有效燃油消耗率大幅降低.

图 5 为不同增压模式下的 NO_x 排放. 在高负荷下，两级增压模式存在增压压力升高与泵气损失增加之间的矛盾. 同时，两级相继增压模式存在增压压力低与扫气改善之间的持平，因而高负荷下两种模式的 NO_x 排放差异不大. 在中、低负荷工况下，两级增压模式由于较高的ϕ_a，缸内燃烧温度低，抑制高温 NO_x 的生成. 在 25% 负荷下，两级增压模式下的 NO_x 排放较两级相继增压下降 8.83%.

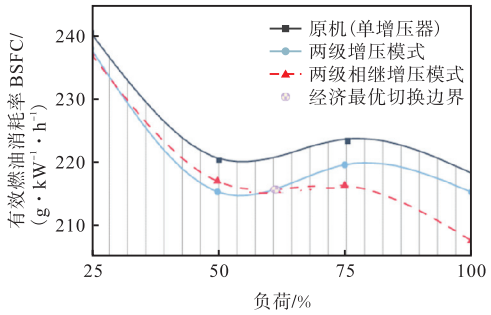


图 4 增压模式对有效燃油消耗率的影响

Fig.4 Effect of turbocharging mode on brake specific fuel consumption

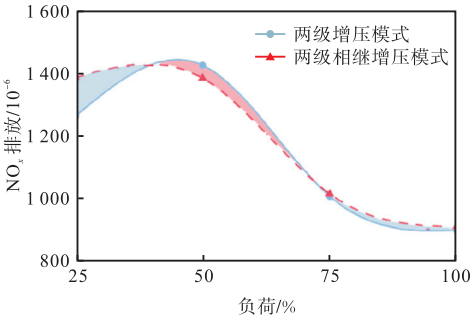


图 5 增压模式对 NO_x 排放的影响

Fig.5 Effect of turbocharging mode on NO_x emissions

因此，通过合理选用不同的增压模式，可充分发挥两级相继增压系统的经济性与排放性优势. 首先以经济最优原则制定两级增压模式至两级相继增压模式的切换边界，由两级增压与两级相继增压模式全工况下的有效燃油消耗率曲线交点确定为 65% 负荷. 实际运行中应综合考虑排放与切换边界的冗余量，选取 50%～75% 负荷进行切换边界的拓宽.

2.2　负荷对切换过程的影响

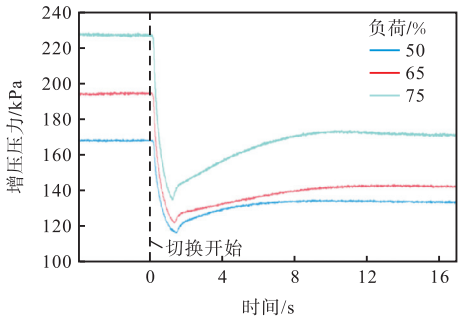
为探明负荷对切换过程的影响，笔者分别在 50%、65% 和 75% 负荷下进行两级增压至两级相继增压模式的切换，对应转速为 1 825、1 992 和 2 090 r/min，试验过程中进/排气切换阀同时进行.

图 6 为不同负荷对增压模式切换过程增压压力波动的影响. 为分析不同负荷对切换过程增压压力波动的影响，定义恢复时间为增压压力恢复至 99%～101% 稳态值区域内所需的时间；定义最大降幅时间为增压压力到达最低值的时间；定义增压压力最大偏差率 S_v 为

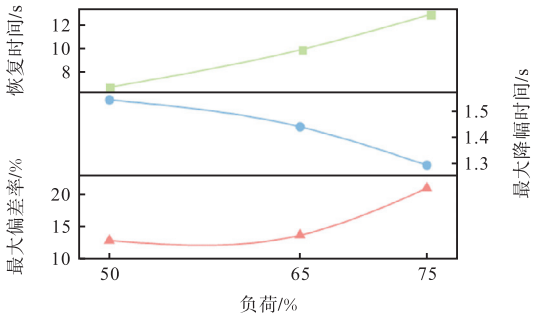
$$S_v=\frac{p_f(t)-p_{min}(t)}{p_f(t)}\times 100\% \tag{1}$$

式中：$p_{min}(t)$ 为切换过程中增压压力的最小值；$p_f(t)$ 为切换后增压压力的稳态值，该参数可反映切换过程增压压力与切换后稳态值之间的最大偏离程度.

随着负荷升高，增压压力越大，两级增压至两级相继增压模式切换时进气切换阀门前、后的压差越大，增压压力波动剧烈程度越大，最大降幅时间随着负荷的升高而提前. 75% 负荷下增压压力恢复至稳态的时间较 50% 负荷推迟 6.18 s，占比为 69.92%；增压压力最大偏差率为 20.91%，较 50% 负荷增加 7.96%.



（a）增压压力



（b）增压压力切换特性参数

图 6　负荷对切换过程增压压力波动的影响

Fig.6　Effect of load on the fluctuation of boost pressure during the switching process

图 7 为不同负荷对切换过程排气压力波动的影响. 从两级增压至两级相继增压模式的切换过程中，由于排气切换阀开启，排气管路容积以及涡轮等效流通面积增加，排气压力快速下降. 在以 75% 负荷为切换边界时，排气压力的最大降幅为 148.3 kPa，较 50% 负荷增加 101.41%. 在以高负荷为切换边界时，阀门开启后流向切入分支的排气能量越大，有利于涡轮增压器参与工作. 因此，增压压力最大降幅时间随着负荷升高而缩短.

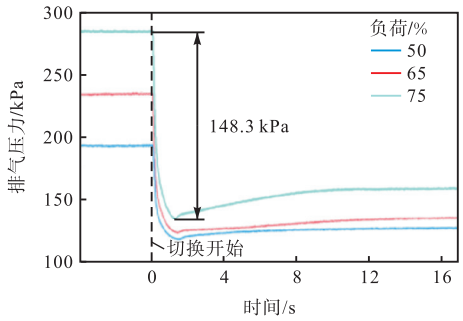


图 7　负荷对切换过程排气压力波动的影响

Fig.7　Effect of load on the fluctuation of exhaust pressure during the switching process

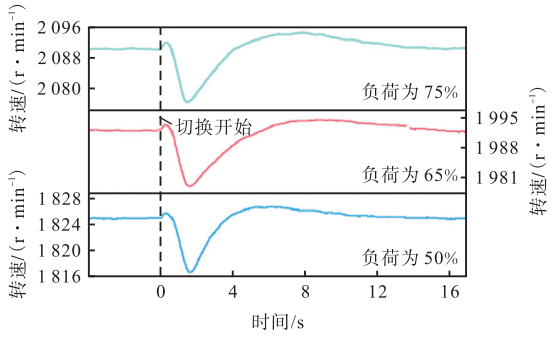
图 8 为不同负荷对切换过程转速波动的影响. 为比较不同负荷下的转速波动剧烈程度，定义切换过程转速变化量 Δn，并计算切换过程的转速波动幅度 n_v，有

$$\Delta n=n(t)-n_f(t) \tag{2}$$

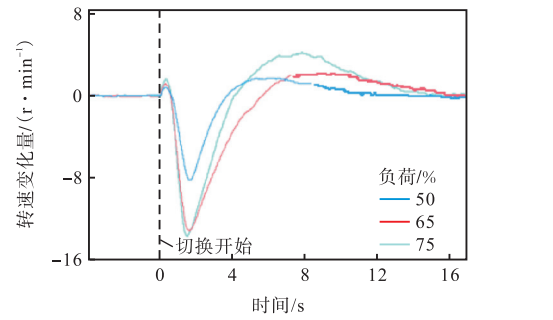
$$n_v=n_{max}(t)-n_{min}(t) \tag{3}$$

式中：$n(t)$ 为切换过程的瞬态转速；$n_f(t)$ 为目标转速；$n_{max}(t)$ 为切换过程中的转速最大值；$n_{min}(t)$ 为切换过程中转速最小值.

进/排气切换阀门开启后，转速呈先小幅上升、再下降、最后恢复稳态的趋势. 随着负荷的升高，柴油机转速变化的范围扩大，转速波动幅度增加. 在 75% 负荷切换时的转速下降最大值与 65% 负荷相持平，这主要是因为排气压力的突降改善了缸内的扫气过程，在一定程度上缓解了增压压力变化对缸内燃烧过程造成的影响. 75% 负荷下的转速波动幅度为 17.8 r/min，较 50% 负荷增加 81.63%，同时，转速在恢复的过程中出现过冲，转速超调量较 50% 负荷增加 141.17%，表明转速恶化程度随着切换负荷的升高而加重，对发动机运行稳定性造成影响.



（a）转速



（b）转速变化量

图 8 负荷对切换过程柴油机转速波动的影响

Fig.8 Effect of load on the fluctuation of diesel engine speed during the switching process

2.3 进气切换阀延迟开启时间对切换过程的影响

两级增压模式为单分支、双增压器构型，两级相继增压模式为双分支、四增压器构型. 通过阀门控制将增压气路从单分支切换为双分支时，排气能量重新分配使得整机瞬态性能恶化. 合适的进气切换阀延迟开启时间可使切入分支中的增压器提前进入工作，避免增压器切换引起的压气机喘振与倒流现象，实现增压模式的平顺切换[12].

图 9 示出 65% 负荷、转速为 1 992 r/min 工况下不同阀门延迟开启时间对切换过程阀门前、后压力的影响，阀门延迟开启时间为进/排气切换阀开启时刻的差

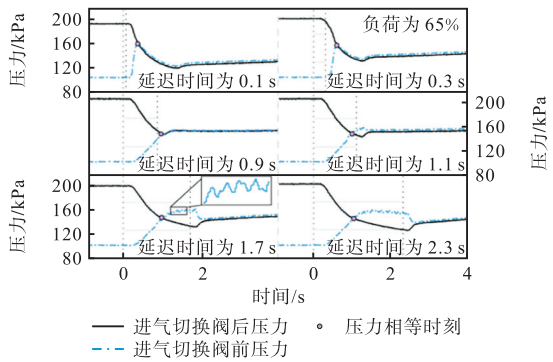


图 9 阀门延迟开启时间对切换过程阀门前、后压力的影响

Fig.9 Effect of the delayed opening time on the pressure before and after the valve during the switching process

值. 当进气切换阀延迟开启时间过短，阀门前、后的压差过大导致切入分支 HP_2 的压气机发生倒流，阀门前、后压力相等后仍会下降一段时间才恢复稳态. 当阀门延迟开启时间过长，切入分支 HP_2 的压气机出口压力已达到目标增压压力时，阀门堵塞作用导致流通能力需求无法满足，压气机将发生剧烈喘振. 表现为阀前压力的低频振荡，对涡轮增压器造成不可逆的损害. 因此，进气切换阀延迟开启时间过短或过长均不利于增压模式的平顺切换. 当控制阀门延迟开启时间为 0.9 s 时，压气机发生喘振与倒流的时间明显缩短，增压压力在切换后短时间内可恢复至目标值.

以 65% 负荷、1 992 r/min 为切换边界，不同阀门延迟开启时间对切换过程转速波动幅度的影响如图 10 所示. 当阀门延迟时间在 0.1 ~ 0.9 s 范围内增加时，压气机倒流持续的时间减少，阀门前、后压力更快地进入稳态. 增压压力的稳定有利于缸内燃烧状态的恢复，转速波动幅度大幅降低. 当阀门延迟开启时间过长，压气机发生剧烈喘振，造成不必要的排气能量损失，转速波动幅度随之增大. 在阀门延迟时间为 0.9 s 的控制下，转速波动幅度降低至 2.7 r/min，与阀门同时开启相比减少了 12.7 r/min.

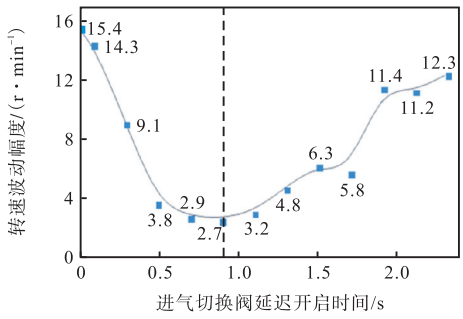


图 10 阀门延迟开启时间对切换过程转速波动幅度的影响

Fig.10 Effect of the delayed opening time on the amplitude of fluctuation of speed during the switching process

2.4 负荷对进气切换阀最优延迟开启时间的影响

图 11 为不同负荷切换下阀门延迟开启时间对阀门前、后压力相等时间的影响. 在阀门延迟开启时间增加、阀门前、后压力相等且时间呈先增加、后趋于稳定值的条件下，定义该值为最优阀门延迟开启时间 Δt_o，即

$$\Delta t_o = \sum_{i=1}^{n} \Delta t_i \Big/ n \tag{4}$$

式中：Δt_i 为压气机无倒流时的阀门延迟开启时间；n 为进气切换阀延迟开启时压气机无倒流的总次数.

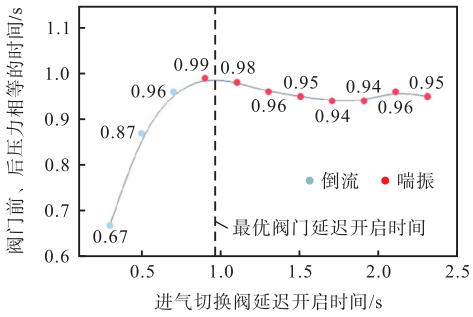
为评价阀门延迟开启时间对切换过程性能波动的改善效果，引入转速波动抑制率 R，即

$$R=\frac{\left|n_{\mathrm{v}}^{\Delta t=i}-n_{\mathrm{v}}^{\Delta t=0}\right|}{n_{\mathrm{v}}^{\Delta t=0}}\times 100\% \tag{5}$$

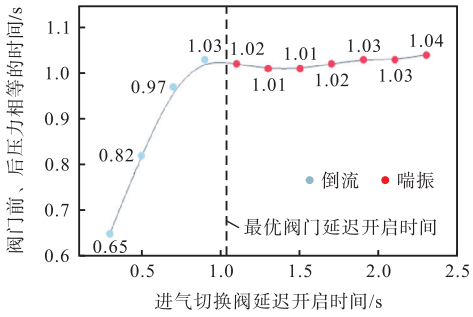
式中：$n_{\mathrm{v}}^{\Delta t=0}$ 为进/排气阀门同时开启时的转速波动幅度；Δt 为阀门延迟开启时间；$n_{\mathrm{v}}^{\Delta t=i}$ 为阀门延迟开启时间 Δt 为 i s 时的转速波动幅度.

最优阀门延迟开启时间为压气机发生倒流与喘振现象的交界，在最优阀门延迟开启时间的控制下，可完全避免压气机发生喘振与倒流的风险. 然而，实际过程阀门动作需要一定的时间，阀门的流通面积无法瞬间满足流通能力需求. 图 11(a)与图 11(c)中，在进气切换阀延迟开启时间小于其最优值时，压气机发生轻微喘振而并非倒流.

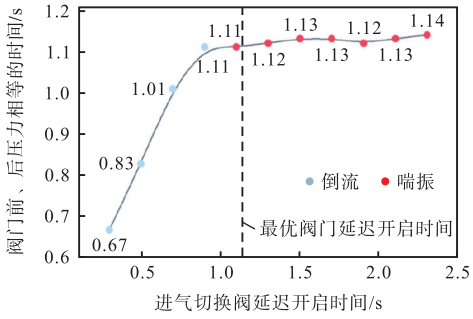
图 12 为不同负荷对最优阀门延迟开启时间的影响. 排气能量随着负荷的升高而增加，排气切换阀开启之后，驱动切入分支涡轮工作的能量增大. 因此，切入分支压气机增压状态建立的时间缩短，阀门前、后压力相等的时间提前. 最优阀门延迟开启时间随着负荷的升高而减小，75% 负荷下的最优延迟时间最短，较 50% 负荷时缩短 0.17 s. 在进气切换阀门延迟 0.9 s 开启时，50% 负荷与 65% 负荷下发生压气机倒流现象，而 75% 负荷由于最优延迟时间短，压气机发生喘振，因而阀门延迟开启时间需根据切换边界的不同而做出调整.



（a）75% 负荷



（b）65% 负荷



（c）50% 负荷

图 11　不同负荷下阀门延迟开启时间对阀门前、后压力相等的时间影响

Fig.11　Effect of the delayed opening time on the moment of equal pressure before and after the valve under different loads

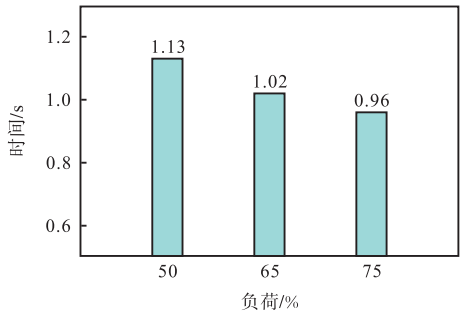


图 12　负荷对最优阀门延迟开启时间的影响

Fig.12　Effect of load on the optimal delayed opening time

图 13 为不同负荷下阀门延迟开启时间对切换过程转速波动抑制率 R 的影响. 随着负荷的升高，转速波动抑制率峰值对应的阀门延迟开启时间缩短. 由于阀门开启速度及气路容积效应的影响，实际最佳的阀门延迟时间略小于最优值 0.1 ~ 0.2 s. 3 个负荷下，最佳的阀门延迟开启时间对应的 R 均在 67.00% 以上. 在 65% 负荷下进行切换，0.9 s 的阀门延迟时间对转速波动的抑制效果达 82.47%. 通过进气切换阀延迟开启的控制，可保证切换过程发动机的稳定运行.

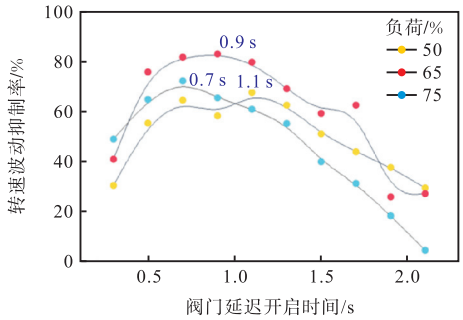


图 13　不同负荷下阀门延迟开启时间对转速波动抑制率的影响

Fig.13　Effect of the delayed opening time on the inhibit ratio of fluctuation of speed under different loads

3　结　论

（1）基于改造的两级相继增压柴油机试验台架，开展了不同增压模式的全工况稳态试验研究；根据燃油最优经济原则制定两级增压至两级相继增压模式

的切换边界为推进特性 65% 负荷.

(2) 探明了负荷对切换过程性能参数波动的影响,与 50% 负荷相比,75% 负荷下增压模式切换过程的增压压力最大偏差率增大 7.96%,排气压力突变程度增大 101.41%,转速波动幅度增加 81.63%.

(3) 通过不同负荷下的进气切换阀延迟控制试验发现,最优阀门延迟开启时间为压气机无倒流时阀门前、后压力相等的时间;随着负荷的升高,该最优值缩短;在最佳的进气切换阀延迟控制下,切换过程压气机倒流和喘振的时间大幅缩短,转速波动幅度降低,实现增压模式的平顺切换.

参考文献:

[1] De Bellis V, Malfi E, Lanotte A, et al. Development of a phenomenological model for the description of RCCI combustion in a dual-fuel marine internal combustion engine[J]. Applied Energy, 2022, 325: 119919.

[2] Lu D, Theotokatos G, Zhang J, et al. Parametric investigation of a large marine two-stroke diesel engine equipped with exhaust gas recirculation and turbocharger cut out systems[J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 200: 117654.

[3] 殷勇, 米娇, 赵艳婷, 等. 基于中型柴油机的电动增压技术研究[J]. 内燃机工程, 2022, 43(1): 94-100.

[4] 黄立, 陈晓轩, 李先南, 等. 船用柴油机涡轮增压技术发展现状[J]. 推进技术, 2020, 41(11): 2438-2449.

[5] Xia F, Schlosshauer A, Tidau F, et al. Parallel sequential boosting for a future high-performance diesel engine[C]// SAE Paper. Warrendale, PA, USA, 2022, 2022-01-5005.

[6] 李先南, 黄立, 张文正, 等. 两级增压对船用柴油机性能影响的试验[J]. 内燃机学报, 2020, 38(2): 104-109.

[7] 刘大川, 张众杰, 刘瑞林, 等. 高海拔柴油机两级增压控制研究现状与发展趋势[J]. 装备环境工程, 2019, 16(1): 82-88.

[8] 成晓北, 浦涵, 杨灿. 可调二级增压结合 EGR 策略对米勒循环柴油机性能的影响[J]. 车用发动机, 2019(4): 1-7.

[9] Shi X, Wang T, Ma C. Simulations of the diesel engine performance with a two-stage sequential turbocharging system at different altitudes[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2014, 228(14): 1718-1726.

[10] Schmitt F. Powerful turbocharging system for passenger car diesel engines[J]. MTZ Worldwide, 2014, 75(3): 12-19.

[11] Dziedzik P, Danilecki K. The concept of determining the control function of turbochargers in sequential turbocharging[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2018, 421(4): 042017.

[12] Zhang Z, Deng K, Wang Z, et al. Experimental study on the three-phase sequential turbocharging system with two unequal size turbochargers[J]. SAE International Journal of Fuels and Lubricants, 2009, 1(1): 1181-1186.

[13] 程江华, 冷泠, 贾晓亮, 等. 两级相继增压对柴油机低负荷性能影响的试验研究[J]. 车用发动机, 2022(2): 35-39, 66.

[14] 何清林, 王贺春, 王银燕, 等. 船用 V 型柴油机大小涡轮增压器相继增压切换过程试验研究[J]. 内燃机工程, 2013, 34(2): 12-17, 23.

[15] Stoffels H, Wojahn J, Brinkmann F, et al. Vehicle application of a parallel-sequentially turbocharged gasoline engine, equipped with switchable exhaust valves[C]// The 13th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, London, UK, 2018: 595-609.

[16] 付永刚, 楚仕超, 苗翠婷, 等. 船用柴油机相继增压器切换工况选择及控制策略研究[J]. 内燃机, 2022, 38(5): 1-8.

[17] Toda K, Goto S, Ogura S, et al. Improvement technology for non-visible smoke during ship transient operation[J]. MTZ Industrial, 2018, 8(1): 14-21.

[18] Galindo J, Climent H, Guardiola C, et al. Strategies for improving the mode transition in a sequential parallel turbocharged automotive diesel engine[J]. International Journal of Automotive Technology, 2009, 10: 141-149.

[19] Qiu H, Leng L, Song Y, et al. Experimental investigation of combustion characteristics analysis and optimization during the turbocharging mode switching process of diesel engine with advanced turbocharging system[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 223: 119992.

[20] 周文杰, 程江华, 邢卫东, 等. 基于排气能量调节的柴油机相继增压切换过程控制研究[J]. 车用发动机, 2020(6): 1-6.

[21] Leng L, Qiu H, Li X, et al. Effects on the transient energy distribution of turbocharging mode switching for marine diesel engines[J]. Energy, 2022, 249: 123746.