性能与排放

改善天然气发动机突变负荷特性的增压器优化

张小庆[1,2]，王　磊[2]，杨加成[2]，张振胜[2]，李兆勇[2]，周生伟[2]，张田田[2]，房雪梅[2]

(1. 山东大学 能源与动力工程学院,山东 济南 250061;2. 中国石油集团济柴动力有限公司,山东 济南 250306)

摘　要：针对气体发动机负荷突变时瞬态响应性差的问题,以某大功率涡轮增压天然气发动机为例,采用理论分析、仿真计算与试验验证相结合的方式,分析响应滞后的原因,并提出了更换更小截面的涡轮增压器喷嘴环,调整点火提前角以及设置燃气喷射量限制等改进措施。经试验验证,改进后的发动机在负荷突变情况下满足 G2 级别的发电机组性能要求。

关键词：天然气发动机;负荷;增压器;响应

中图分类号:TK434.6　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1001-4357(2021)02-0014-04

Turbocharger Optimization for Improving Characteristics of Sudden Load Changing of Natural Gas Engines

Zhang Xiaoqing[1,2], **Wang Lei**[2], **Yang Jiacheng**[2], **Zhang Zhensheng**[2], **Li Zhaoyong**[2], **Zhou Shengwei**[2], **Zhang Tiantian**[2], **Fang Xuemei**[2]

(1. School of Energy & Power Engineering, Shandong University, Shandong Jinan 250061;
2. CNPC Jichai Power Equipment Company, Shandong Jinan 250306)

Abstract: To deal with bad transient response of gas engines in the condition of sudden load changing, research was carried out on a high-power turbocharged natural gas engine. Through the combination of theoretical analysis, simulation calculation and experimental verification, the reason of late response was analyzed, and the improvement measures were proposed, including replacing the turbocharger injector ring with smaller cross section, adjusting ignition advance angle, and set the limitation of gas injection volume. Tests verified that the improved engine could meet with the performance requirements of class G2 gensets under the condition of sudden load changing.

Key words: gas engine; load; turbocharger; response

0　引言

涡轮增压发动机具有经济性好，综合性能高等优点；但是废气涡轮增压发动机，尤其是天然气发动机，存在瞬态响应性差的缺点[1]。大功率天然气发电机组在使用过程中变负荷工况频繁，且对发动机的功率恢复时间和瞬态调速率要求较高，因此要求发动机在突加、突卸负荷过程中具有较高的响应性。

本文以济柴某大功率天然气发动机为例，研究通过优化增压器匹配达到改善天然气发动机突变负荷时的响应特性。该发动机匹配了混流式涡轮增压器，增压比为 3.9，具有燃气调压装置和先进的燃气控制系统，发动机在突变负荷过程中可快速响应。

1　发动机参数和特点

该大功率天然气发动机技术参数如表 1 所示。

天然气发动机的燃料供给系统将符合要求的天然气经调压撬，进一步分离、过滤、调压后送至主燃气进气腔[2]。一路经各缸主燃气喷射阀后，通过燃气喷管在进气歧管处与空气混合成一定比例的

收稿日期：2020-06-26；**修回日期**：2021-01-04
作者简介：张小庆(1989—)，工程师，主要研究方向为内燃机增压技术，zhxqing_ jc@ cnpc. com. cn。

可燃混合气体，进入燃烧室燃烧；另外一路经预燃喷射阀后进入预燃室，由火花塞点燃，将预燃室内接近理论空燃比的混合气点燃，通过预燃室喷孔喷入主燃室，点燃主燃室内混合气。燃气系统模型见图 1。主、预燃气喷射阀精确控制进气量和进气时间，实现空燃比的精确控制，配合高能点火方式，实现稀薄燃烧。

表 1　发动机技术参数

气缸直径/mm	260
活塞行程/mm	320
气缸排列方式	16 缸 V 型
压缩比	11
平均有效压力/MPa	1.65
额定功率/kW	3 700
额定转速/（$r \cdot min^{-1}$）	1 000
燃气消耗率/（$kJ \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}$）	<8 500
型式	四冲程、水冷、增压中冷
混合方式	多点喷射、预燃室

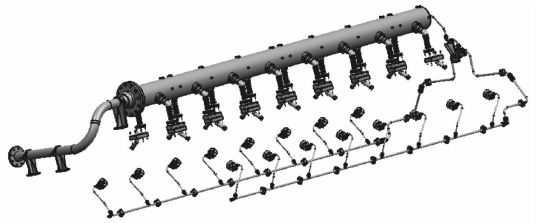

图 1　燃气系统模型

该机涡轮增压器采用高工况放气系统。涡轮增压器使发动机在低于中等转速时获得较大转矩，增压器与发动机按照最大转矩工况参数匹配。在高工况时将发动机的部分排气通过旁通阀排掉[3]。在增压器与进气总管之间布置节气门，通过调整节气门和旁通阀的开度来调整发动机的进气量及增压压力，实现对发动机空燃比的控制。涡轮增压器的结构见图 2。

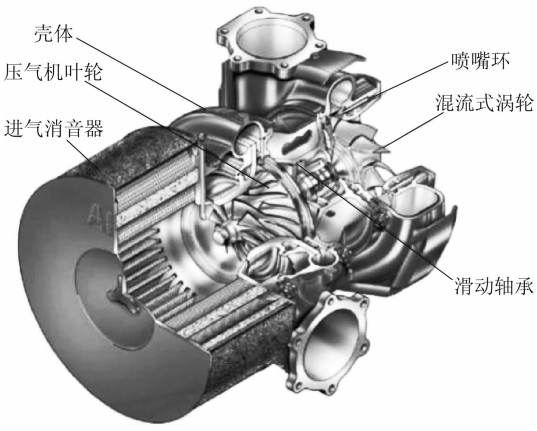

图 2　涡轮增压器结构图

增压器布置在飞轮端罩壳上，增压器各轴承用润滑油由机体主油道经增压器支架进入，一方面冷却轴承，另一方面润滑各运动件，之后通过后端罩壳、机体回流至油底壳。增压器轴承主要由高温水冷却。涡壳外部采用钢质及隔热材料的高温护罩保护。涡轮增压器的安装布置如图 3 所示。

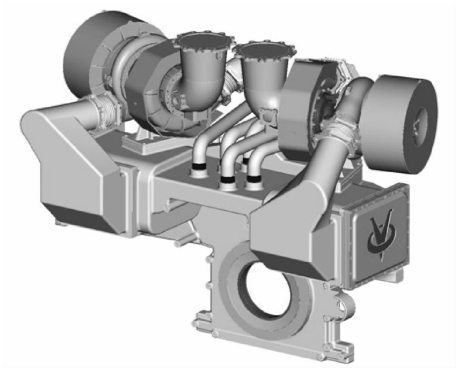

图 3　涡轮增压器安装布置

2　天然气发动机响应性分析

由于天然气的火焰具有传播速度慢、活化能较高的特点，使得天然气发动机具有燃烧持续期长，后燃倾向严重，排温较高等缺点[4]，爆震问题更加突出，故大功率天然气发动机不能采用混合气当量比的燃烧方式，而应采用稀薄燃烧方式。燃烧室内混合气的浓度是保证天然气发动机功率和转速稳定的关键。在发动机负荷突变过程中，进气速率、燃气供给、排气能量、涡轮转速和进排气压力随之改变，进而引发缸内流动、燃烧温度、混合气状况和空燃比等燃烧边界条件改变。

2.1　混合气浓度变化分析

天然气发动机仅通过气体管道与涡轮增压器相连。发动机排出的废气首先供给涡轮，并驱动其高速旋转；然后再由涡轮驱动压气机叶轮旋转，经压缩后以一定压力通过发动机的进气歧管进入气缸内部燃烧室[5]。发电机负荷突增时，发动机扭矩增大、转速降低，控制系统通过增加燃气的进气量提高单缸做功功率，转速逐渐回升，直到恢复到预定转速，进而排气温度升高，涡轮机和压气机的转速提高，更多的压缩空气通过进气歧管进入气缸。但是从喷入气缸的燃气量增加到压气机作用后形成较高压力的空气进入气缸的过程需要一定的时间。在此段时间内，发动机气缸内混合气中燃气浓度偏高。同理，发动机负荷突降的瞬间，发动机扭矩减小、转速增大，控制系统通过减少燃气的进气量降低单缸做功功率，转速逐渐下降。在此段时间内，

发动机气缸内混合气中燃气浓度偏低。

发动机的瞬态响应性差主要是由于空气滞后于燃气的响应速度造成的。而造成空气滞后的原因主要有：（1）涡轮增压器具有较大的转动惯量。燃气增加的瞬间，由于涡轮和压气机的叶轮具有惯性，且二者又连在一起，转速不会立即提高，压气机无法迅速提供与燃气喷射量相匹配的空气量。转动惯量越大，空气的迟滞效应越显著。（2）进气歧管内空气的弹性缓冲作用。由于进气歧管内的空气具有可压缩性，起到一定的缓冲作用，空气会延迟一段时间进入气缸。进气歧管容积越大，缓冲效果越明显。

2.2 燃烧分析

天然气发动机突加负荷时，增压压力和空气质量流量的上升速率低于燃气供应量的上升速率，供气滞后导致过量空气系数变小[6]，气缸内混合气浓度升高，发动机排温较高。由于燃气量增加，导致燃烧不充分，NO_x 排放量增加，发动机的经济性降低；同时，发动机爆震的风险增加，缸内燃烧边界条件变化，燃烧速率降低，燃烧相位滞后[7]。突卸负荷时，气缸内混合气浓度变小，燃烧速率降低，热功转换效率降低。若混合气过稀，会导致火焰猝熄甚至熄火，未燃碳氢排放及燃料消耗量显著升高。

2.3 响应性要求

根据 GB/T 2820.5—2009 往复式内燃机驱动的交流发电机组中关于电压和频率运行限值的要求，满足性能等级为 G2 级别的发电机组，频率恢复时间最长为 5 s。

调速率表示发动机负荷变化后转速的跌落程度；瞬态调速率则表示载荷突变后，发动机转速波动的百分比。突加负荷时，其计算公式为：（载荷突变前转速 - 最低瞬时转速）/稳定转速 ×100%。一般要求突变负荷时发动机的瞬态调速率低于 5%。

3 提高发动机响应性措施

3.1 提高增压器响应性

（1）采用小轴增压器。涡轮增压器的转动惯量大是造成增压器迟滞的主要原因，因此，为了减小增压器的转动惯量，采用两个小轴增压器替代现有增压器。但是此方案须要更换新增压器，且发动机和增压器须要重新匹配，设计及计算工作量大。

（2）增加助喷管系。在进气总管处增加一路空气喷射管，发动机突加负荷的瞬间，该助喷管路同时向进气管中喷入新鲜空气，使主燃室内的空燃比维持在最佳值附近。经试验验证，此方案的空气喷射量有限，不能完全满足大功率天然气发动机突加负荷时对空气的需求。

（3）更换增压器喷嘴环。增压器喷嘴环的位置见图 2 所示。喷嘴环是由一排固定的叶片形成的一组渐缩形通道。喷嘴环叶片安装角入口近似于轴向，以顺应气流的流入，然后向叶轮旋转方向倾斜，形成渐缩形通道的同时使气流按照规定的方向流出。采用装配式喷嘴环叶片，逐个单独加工，然后安装于内外圈上，精度易于保证并可调整喷嘴环面积[8]。为了提高增压器的响应性，更换更小截面的喷嘴环，以提高过量空气系数，增加节气门的裕度。

对发动机进行增压匹配计算，原喷嘴环Ⅰ（型号 TA60，截面积为 85.2 cm^2）改成小截面喷嘴环Ⅱ（型号 TA55，截面积为 79.8 cm^2），在相同的过量空气系数条件下，仿真计算结果对比如表 2 所示。

表 2 采用不同喷嘴环的增压器性能仿真结果对比

喷嘴环	Ⅰ			Ⅱ		
发动机功率/%	100	80	48	100	80	48
发动机转速/（$r \cdot min^{-1}$）	1 000.0	1 000.0	1 000.0	1 000.0	1 000.0	1 000.0
涡前排温/℃	509.37	501.21	474.52	494.29	480.72	453.02
涡后温度/℃	349.59	359.47	389.84	324.69	328.37	359.39
增压器转速/（$r \cdot min^{-1}$）	587.56	551.23	420.89	603.58	569.42	441.05
增压压力/MPa	0.349 80	0.309 54	0.198 27	0.368 53	0.329 81	0.211 67
发动机空燃比	2.127 5	2.130 0	2.117 5	2.224 3	2.258 7	2.260 8
平均有效压力/MPa	1.633 3	1.412 6	0.794 6	1.633 3	1.412 6	0.794 6
增压器效率	0.666 45	0.661 38	0.609 53	0.665 73	0.665 31	0.614 57
增压后质量流量/（$kg \cdot s^{-1}$）	3.587 5	3.175 5	2.018 9	3.773 7	3.382 0	2.158 5

可以看出，改为小截面喷嘴环Ⅱ后，发动机在各个功率段的空燃比均提高了 0.1 左右，涡前排温降低了 10 ℃左右，增压压力约提高 0.1 MPa。空燃比的提高，使得气体发动机在突加负荷的瞬间，

空气与燃气的混合气浓度不会太高，发动机转速和空气压力的恢复时间缩短。涡前排温的降低和空燃比的提高使得进入发动机的空气量增加，气缸盖、排气门、活塞顶的温度以及排气温度降低，发动机关键零部件的热负荷降低。增压压力的提高，使发动机的进气量提高，发动机进气节气门的裕度提高，在突加负荷瞬间能更好地调节发动机的空气进气量。

3.2　燃气控制策略调整

突加负荷的瞬间，发动机燃气量迅速增加，但由于增压器的迟滞效应，空气量增加的速率较慢，燃烧室内的混合气过浓，易引起后燃、增压器喘振等[9]，甚至会造成发动机熄火。为了解决该问题，在发动机突加负荷瞬间推迟发动机的点火提前角来增大涡轮端的动力，以增大增压器的进气量。发动机点火提前角的设计值为 16°，但发动机标定的点火提前角会随负荷的变化而变化。小负荷、高转速时，点火提前角须相应推迟 3° ~4°；在突加负荷时，点火提前角须推迟 1°左右。

同时也可以通过限制燃气喷射量的最大值，使突加负荷瞬间燃气量和增压空气量的增量偏差变小，增压空气进气量随燃气量变化的时间变短。发动机突加负荷瞬间，转速降低，控制系统检测到转速降低后会增加发动机的燃气喷射量。正常情况下燃气喷射量的值是根据扭矩变化值来确定的；但当转速下降很快时，燃气喷射量会突然增大，燃烧室内混合气浓度变大，发动机发生爆震的风险增大，甚至会导致发动机熄火。因此根据负荷变化标定发动机突变负荷瞬间的燃气喷射量最大值，范围为满负荷时燃气喷射量的 30% ~99%。

4　试验验证

在规定的频率范围内进行发动机突加、突卸负荷试验并记录试验数据。主要改进措施如表 3 所示。

表 3　发动机改进措施

改进项	改进前	改进后
增压器喷嘴环	TA60	TA55
点火提前角/（°）	12 ~16	11 ~15（推迟 1°左右）
燃气喷射限值	无限值	按功率段标定限值

图 4 和图 5 分别为调整前、后突加负荷时的发动机参数。调整前，发动机的最低瞬时转速为 926 r/min，此时瞬态调速率为 7.5；转速稳定时间最长为 10.5 s，超出突变负荷下对发动机转速恢复时间和调速率的要求。调整后，发动机的最低瞬时转速为 974 r/min，瞬态调速率为 2.6；转速稳定时间最长为 4.5 s。调整后，各项参数均能达到标准的要求。

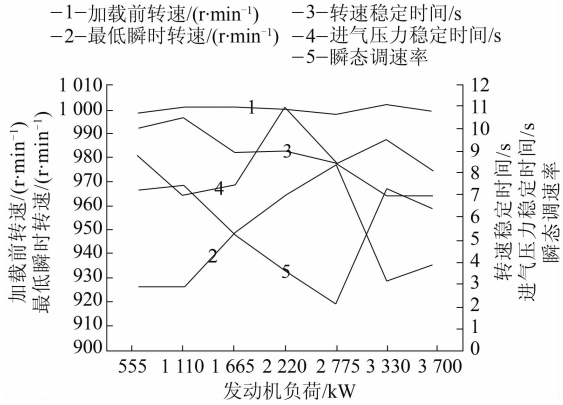

图 4　调整前突加负荷发动机参数

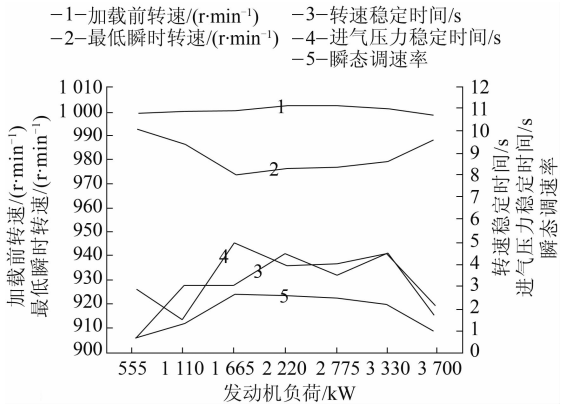

图 5　调整后突加负荷发动机参数

图 6 和图 7 分别为调整前、后突卸负荷时的发动机参数。调整前，发动机的最高瞬时转速为 1 054 r/min，瞬态调速率为 5.5；转速稳定时间最长为 10 s，超出突变负荷下对发动机转速恢复时间和调速率的要求。调整后，发动机的最高瞬时转速为 1 030 r/min，瞬态调速率为 3；转速稳定时间最长为 4.5 s。调整后，各项参数均能满足标准的要求。

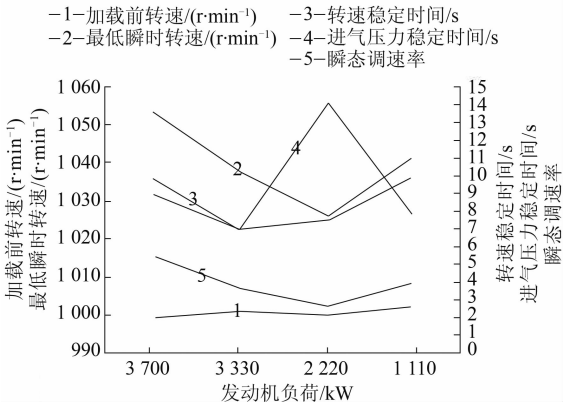

图 6　调整前突卸负荷发动机参数

（下转第 24 页）

tions in industrial environment [J]. Procedia CIRP, 2019, 82: 231-236.

[7] NEGRI E, BERARDI S, FUMAGALLI L, et al. MES-integrated digital twin frameworks [J]. Journal of Manufacturing Systems, 2020, 56: 58-71.

[8] 孟松鹤，叶雨玫，杨强，等. 数字孪生及其在航空航天中的应用 [J/OL]. 航空学报，2020，[2020-03-16]. http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.1929.V.20200316.0946.006.html.

[9] 安世亚太. 数字孪生体技术白皮书 2019 [R/OL]. (2019-12-30) [2020-10-03]. http://www.peraglobal.com/content/details_155_20653.html.

[10] 刘金锋，赵鹏，周宏根，等. 数字孪生驱动的机械加工工艺评价方法 [J]. 计算机集成制造系统，2019，25 (6): 298-308.

[11] 陈聪. 基于数字孪生的船用柴油机活塞加工质量管控方法研究 [D]. 镇江：江苏科技大学，2019.

[12] 张建明，张卫刚，王亚伟，等. 柴油高压物理特性的研究 [J]. 高压物理学报，2005，19 (1): 41-44.

[13] 凌健，谢辉. 共轨柴油机基于瞬时轨压波形特征参数的喷油量观测方法 [J]. 内燃机工程，2017，38 (1): 61-69.

（上接第 17 页）

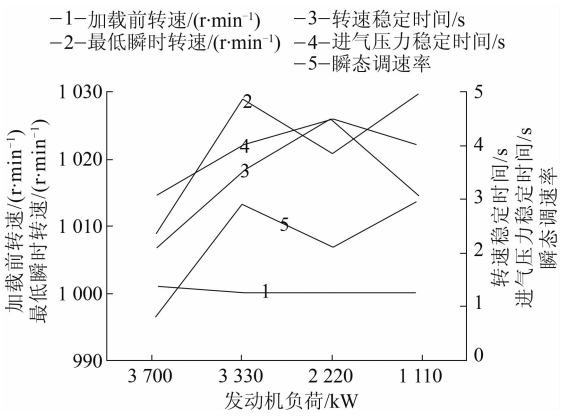

图 7　调整后突卸负荷发动机参数

5　结论

本文分析了突变负荷时大功率天然气发动机响应滞后的原因，并提出了更换更小截面的涡轮增压器喷嘴环、调整点火提前角以及设置燃气喷射量限值等改进措施。试验验证表明：发动机的瞬态调速率、转速稳定时间、进气压力稳定时间等均能满足 G2 级别发电机组的性能要求。改进后的大功率天然气发动机在突变负荷情况下具有较好的响应性能。

参考文献

[1] 花传杰，刘民成. 废气涡轮增压发动机瞬态响应特性分析 [J]. 车用发动机，1997 (1): 61-62.

[2] 丁昱. 燃气调压撬的设计与应用 [J]. 中国新技术新产品，2012 (18): 128.

[3] 陆家祥. 柴油机涡轮增压技术 [M]. 北京：机械工业出版社，2018.

[4] 李树生. 高性能大功率天然气发动机燃烧系统开发研究 [D]. 济南：山东大学，2013.

[5] 康雷朋，张军乐，尹建，等. 发电用途天然气发动机增压匹配试验研究 [C] //中国内燃机学会. 中国内燃机学会第九届学术年会论文集. 2016.

[6] 张众杰，刘瑞林，夏南龙，等. 车用柴油机瞬态特性劣变机理及优化策略 [J]，军事交通学院学报，2018，20 (8): 34-39.

[7] 张龙平，刘忠长，田径，等. 边界条件对柴油机瞬态工况燃烧特征参数的影响 [J]. 内燃机工程，2015，36 (4): 25-30

[8] 朱大鑫. 涡轮增压与涡轮增压器 [M]. 北京：机械工业出版社，1992.

[9] 蒋德明. 高等内燃机原理 [M]. 西安：西安交通大学出版社，2002.