

撰稿论文格式

D180-16 柴油机用两级涡轮增压器研制

李琦¹, 张博¹, 房佟毅¹, 黄佳伟¹

(1. 中车大连机车研究所有限公司, 大连 116021)

Development of two-stage turbochargers for the D180-16 diesel engine

LI Qi¹, ZHANG Bo¹, FANG Tong-yi¹, HUANG Jia-wei¹

(1. CRRC Dalian Institute CO., LTD., Dalian 116021, China)

Abstract: The DTR21-H/L two-stage turbochargers were developed for D180-16 high-speed diesel engine with high power. The performance, structure, test of the DTR21-H/L two-stage turbochargers are introduced. At present, the DTR21-H/L turbochargers have passed the platform performance and matching test, meet the performance requirements of the D180-16 diesel engine.

摘要: 针对大功率高速 D180-16 型柴油机, 开发了 DTR21-H/L 型两级增压器。介绍了两级增压器的性能、结构、试验等研制过程。目前, DTR21-H/L 型增压器通过了平台试验和配机试验, 满足 D180-16 型柴油机的性能要求。

关键词: 两级增压器; 压比分配; 压气机; 涡轮; 试验

Key words: two-stage turbochargers; pressure ratio distribution; compressor; turbine; test rig

中图分类号: TK413.5 文献标识码: A

0 概述

两级涡轮增压技术能够兼顾高压比、高效率和大流量范围, 是目前最先进的涡轮增压技术之一, 近年来有较多的产品机型推向市场, 未来市场占有率将逐步提高^[1]。大连中车柴油机有限公司研发的 D180-16 型柴油机是国内首款大功率两级增压高速柴油机, 该型柴油机的两级可调涡轮增压系统示意图如图 1 所示。由两台低压级增压器和一台高压级增压器组成, 两级压气机间设置中冷器, 高压级涡轮进气旁并联一旁通阀。柴油机低工况时旁通阀关闭, 排气全部通过高压级涡轮, 降低排气端的总流通面积, 提高排气的膨胀比, 从而得到比较高的进气压力; 高工况时旁通阀逐渐打开, 部分排气绕过高压级涡轮直接进入低压级涡轮, 加大排气端的总流通面积, 避免过高的排气背压和增压压力。通过调节涡轮进气旁通阀, 改变了排气能量在高、低压级间的分配, 实现了两级增压压比在一定范围内的调节。在压气机端, 吸入的空气平均进入两个低压

级压气机, 经过增压和级间中冷后, 全部汇合进入高压级压气机中进一步增压。这样在设计两级增压器时, 就需要重点关注: 高、低压级增压器的匹配, 一台高压级增压器对两台低压级增压器这种“1+2”两级增压模式对高压级增压器性能设计的影响, 以及高压级增压器结构设计的特别之处。针对 D180-16 柴油机要求, 研制了 DTR21-H/L 型高、低压级增压器。

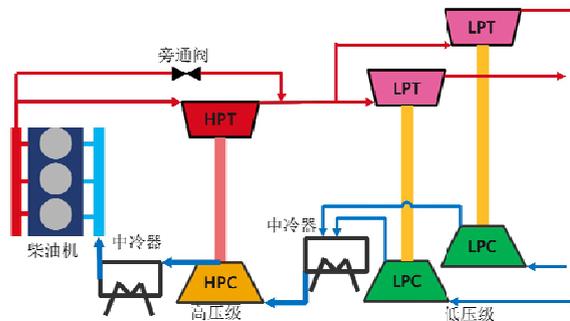


图 1 D180-16 柴油机两级可调涡轮增压系统示意图

收稿日期: 2023-07-xx

作者简介: 李琦 (1985-), 女, 高级工程师, 硕士, 主要研究方向为涡轮增压器设计开发, E-mail: liqi.ds@crrecg.cc.

1 关键技术

两级增压器研制的关键技术主要包括：压比分配、性能设计、结构设计、两级增压平台性能试验。

1.1 压比分配设计

两级增压涡轮增压器设计与单级涡轮增压不同，在进行高、低压级增压器设计之前，需根据柴油机给定的流量、总压比要求，进行高、低压级增压器压比的二次分配。

进行压比分配采用的原则是：（1）柴油机标定工况下，旁通阀开度 50%，高、低压级增压器压比分配为 2:3，此时设定为低压级增压器运行工况为其标定工况。（2）柴油机工况 70% 时，高压级设定为标定转速，此时旁通阀由关闭状态切换为开，高、低压级压比分配设定为 1:1（压气机耗功最小原则^[2]即效率最佳）。

两级增压压气机总压比的计算公式为：

$$\pi_{KZ} = P_{KH} / P_{1L} \approx \pi_H * \pi_L \quad (1)$$

式中， π_{KZ} 为两级增压总压比； P_{KH} 为高压级增压器压气机出口压力，kPa； P_{1L} 为低压级增压器压气机进口处压力，kPa； π_H 为高压级增压器压气机压比； π_L 为低压级增压器压气机压比。

按式（1）和柴油机 70% 工况 100% 工况总压比要求值，即可得到高、低压级增压器压比设计值。高压级压气机质量流量与给定的总质量流量相同。低压级压气机质量流量，为给定的总质量流量一半。

高压级涡轮端流量的计算公式为：

$$G_{TH} = (G_{CZ} + G_f)(1 - \gamma) \quad (2)$$

式中， G_{TH} 为高压级涡轮质量流量，kg/s； G_{CZ} 为压端总质量流量，kg/s； G_f 为燃油质量流量，kg/s； γ 为旁通流量百分比。

低压级涡轮端流量的计算公式为：

$$G_{TL} = (G_{CZ} + G_f) / 2 \quad (3)$$

式中， G_{TL} 为单台低压级涡轮质量流量，kg/s。

通过上述公式和单级增压器相关公式计算，最终确定了高、低压级增压器设计标定工况点压比、流量和相应涡轮端通流面积。

1.2 性能设计

低压级 DTR21-L 型增压器与单级增压涡轮增压器性能要求基本相同，压气机级和涡轮级气动性能设计采用成熟原型模化，通过调整叶轮、涡轮外子午线和扩压器角度、喷嘴环角度等参数，采用三维

CFD 流场分析求解，反复迭代调整得到。经平台性能试验，压气机最高效率为 83%，绘制的压气机性能曲线如图 2，涡轮最高效率为 76%。基本型确定后，分别设计了上下两档喉口尺寸的喷嘴环和扩压器，用做配机试验时进行增压器性能微调。

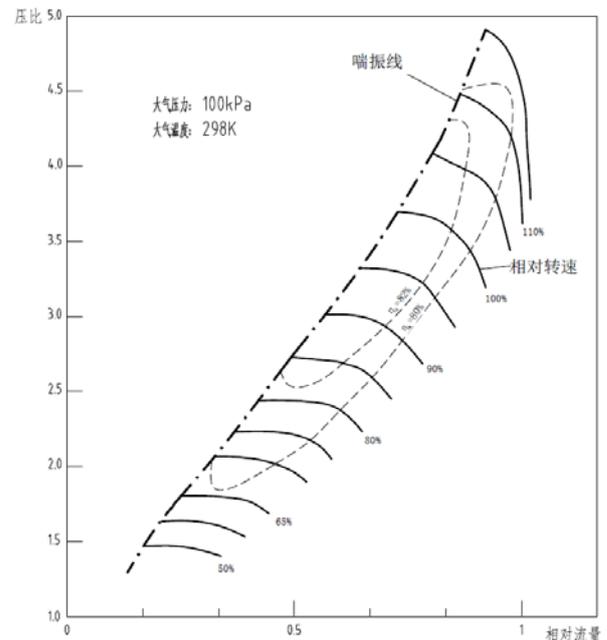


图 2 DTR21-L 型增压器压气机性能曲线

高压级 DTR21-H 型增压器运用时按一台高压级增压器和两台低压级增压器这种“1+2”两级增压模式，要求高压级增压器运行范围更加宽广。在进行 DTR21-H 型增压器压气机设计时采用了无叶扩压器和进气再循环结构，扩大增压器运行范围。DTR21-H 型增压器压气机级和涡轮级气动设计均从一维设计开始，再进行三维参数化造型，通过三维 CFD 流场分析求解，反复迭代调整得到。其中压气机在增压器平台性能试验后，为扩大压气机级在低压比下大流量区的运行效率，进行了气动性能改进设计。改进中，通过增加叶轮进气边直径和叶片进口角，增大了叶轮喉口面积，叶轮流量加大；通过增加后弯角和前倾角，减小了流动损失，叶轮效率提高，高效区右移。原压气机与改进后压气机平台性能试验曲线对比如图 3 所示。

高压级涡轮相比单级涡轮，具有工作膨胀比低，流量大特点，同时受柴油机管路布置尺寸的限制，涡轮轮径小，导致涡轮比速大，设计点参数偏离涡轮的最佳比速区，余速损失大。涡轮气动设计中通过调整喷嘴环叶片叶型、安装角度，涡轮叶型弯曲规律、出口几何角、出口叶高以及轮缘线，优化喷嘴环叶片和涡轮的叶型，降低流动损失，合理匹配二者喉口面积以及余速控制，实现低膨胀比下涡轮

效率的提高。初始涡轮设计和优化后的涡轮设计几何对比如图 4 所示, 通过优化, 涡轮设计效率较初始设计效率提高了 5.2%。

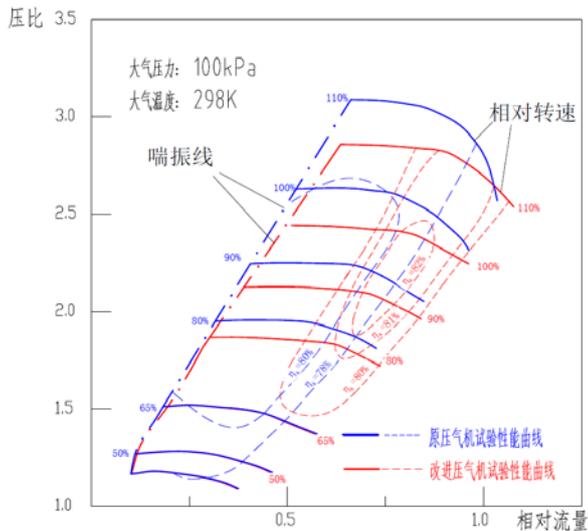


图 3 DTR21-H 型增压器压气机改进前后性能曲线

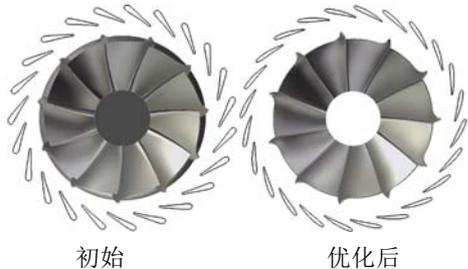


图 4 涡轮初始设计与优化后叶型几何对比

1.3 结构设计

低压级 DTR21-L 型增压器运用环境与单级增压涡轮增压器相似, 采用模块化设计, 结构与中车大连所 DTR 系列径流涡轮增压器产品^[3]一致, 如图 5 所示: 增压器采用无水冷却壳体, 地脚支架与轴承壳体为一体, 通过两个大螺栓与柴油机固定, 涡轮端壳体和压气机端壳体设计成包容防爆结构; 涡轮与主轴采用成熟的摩擦焊连接结构, 压气机叶轮通过螺纹连接主轴; 径向轴承采用可以自由装配的六油楔半浮动滑动轴承^[4]。

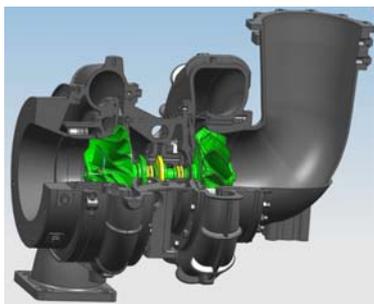


图 5 DTR21-L 型增压器总体结构图

高压级 DTR21-H 型增压器与低压级 DTR21-L 型增压器运用环境相比, 承受的绝对压力和质量流量更大、涡轮进口温度更高、排气背压更大。同时由于旁通阀调节, 高压级增压器转速变化频繁。

针对上述运用环境特点, 高压级增压器在转子轴承系统结构设计中, 加大了主轴轴径提高转子扭矩传递, 增大了推力轴承及辅助推力轴承承载面, 承载更大的轴向力, 降低转速频繁变化对辅助推力轴承的磨损; 在油气封结构设计中, 压端油气封采用甩油和活塞环组合的结构, 涡端油气封采用甩油、迷宫和双活塞环组合的结构, 增加滑油密封效果; 在壳体结构设计中, 采用 O 形圈、石墨密封圈、金属 C 形圈等结构, 增强壳体间的密封效果。同时采用分段式隔热罩结构, 减少涡轮端向轴承壳体的热传导。DTR21-H 型增压器总体结构图如图 6 所示。

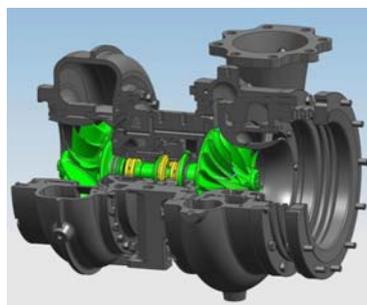


图 6 DTR21-H 型增压器总体结构图

1.4 两级增压性能试验

建造了两级增压试验台, 如图 7 所示, 供 DTR21-H/L 型高、低压级 3 台增压器同时进行测试试验。每台增压器均布置了一套压力、温度、振动传感器, 两台低压级增压器分别采用双扭线流量计测量流量, 高压级增压器采用孔板流量计测量流量。试验时采用自循环方式进行, 管路可承受最高为 12bar 的压力。高压级增压器的涡轮端进气管路配有可调排气旁通阀, 调节两级增压系统。低压级的压气机端出气通过中冷器冷却后, 全部进入高压级的压气机。高、低压级增压器的进回油系统采用并联方式。



图 7 两级增压试验台

两级涡轮增压系统总压比按公式 (1) 计算。

两级涡轮增压系统总膨胀比的计算公式为：

$$\pi_{TZ} = P_{TH} / P_{2TL} \quad (4)$$

式中, π_{TZ} 为两级涡轮增压系统总膨胀比; P_{TH} 为高压级涡轮增压器涡轮进口处压力, kPa; P_{2TL} 为低压级涡轮增压器涡轮出口处压力, kPa。

两级涡轮增压系统总效率的计算公式为：

$$\eta_{TKZ} = \frac{G_{KH} K (K-1)^{-1} R T_{1L} (\pi_{KZ}^{(K-1)/K} - 1)}{G_{TZ} K_T (K_T-1)^{-1} R_T T_{TH} [1 - \pi_{TZ}^{-(K_T-1)/K_T}]} \quad (5)$$

式中, η_{TKZ} 为两级涡轮增压系统总效率; G_{KH} 为高压级涡轮增压器压气机出口流量, 单位 kg/s; K 为空气绝热指数, 取值 1.4; R 为空气气体常数, 取值 287.14, J/kg · K; T_{1L} 为低压级涡轮增压器压气机进口处温度, K; G_{TZ} 涡轮进口总管质量流量, kg/s; K_T 涡轮燃气绝热指数, 取值 1.36; R_T 燃气气体常数, 取值 286.45, J/kg · K; T_{TH} 高压级涡轮增压器涡轮进口处温度, K。

DTR21-H/L 型增压器在两级增压性能试验台试验中最高压比达到 7.1, 此时两级涡轮增压系统总效率为 65.2%。

2 配机试验

研制的 DTR21-H/L 型增压器在 D180-16 柴油机试验台进行了配机试验。最初试验时, 在标定工况下柴油机爆压超过限值, 通过调整高压级涡轮进气边型线, 如图 8 所示, 减小了燃气在涡轮内流道做功长度, 降低了高压级涡轮输出功, 减小了高压级涡轮增压器转速和压比, 进一步减小了进柴油机气缸空气压力, 从而降低柴油机爆压。

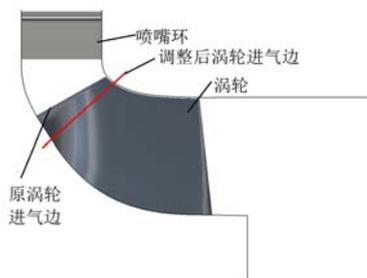


图 8 DTR21-H 型增压器涡轮调整进气边示意图

配机试验结果, 在标定工况下, 柴油机燃油消耗率为 193.6g/(kW · h), 排气总管排温为 559℃, 最高爆发压力为 21.25MPa, DTR21-H/L 型增压器满足 D180-16 型柴油机的性能要求。与 D180-16 型柴油机原装增压器油耗和排温对比结果如图 9、图

10 所示, 在标定工况下, DTR21-H/L 型增压器油耗比原装增压器低约 1.0g/(kW · h), 排温约低 27℃。

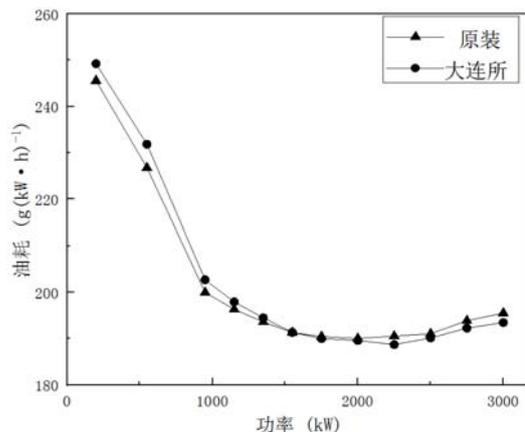


图 9 配机试验油耗与原装增压器对比图

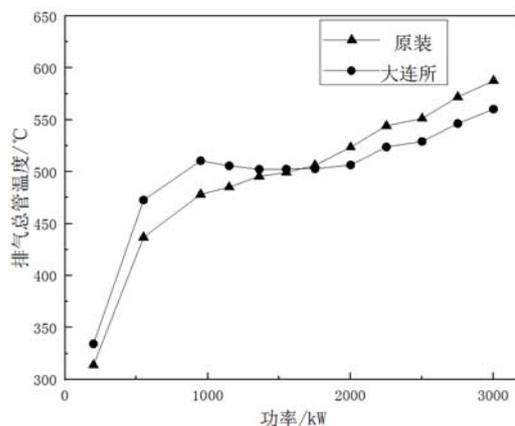


图 10 配机试验排气总管温度与原装增压器对比图

3 结论

通过平台性能试验和配机试验证明, 研制的 DTR21-H/L 两级增压器满足 D180-16 型柴油机性能要求。

高压级增压器设计是两级增压器设计的关键, 调节高压级涡轮性能是调节两级增压系统运行总压比的主要手段。

参考文献:

- [1] 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.
- [2] 李先南, 胡登, 王贺春等. 柴油机两级相继增压系统设计与匹配试验研究[J/QL]. 西南交通大学学报. <https://kns.cnki.net/kcms/detail/51.1277.u.2020526.1000.002.html>
- [3] 吕红卫, 贺达. 一种模块化系列化高压比高效率新型径流涡轮增压器的研制[J]. 内燃机, 2020, 4(2): 5-10.

-
- [4] 李琦,任佳才,刘淑华等. 两级涡轮增压系统增压器转子轴承分析[J]. 铁道机车与动车, 2023, 588(2): 16-19.