

文章编号: 1006-2343(2010) 04-034-04

涡轮减重前后增压器转子动力学分析及试验

赵俊生¹, 马朝臣², 胡辽平³

(1 中北大学 机械工程与自动化学院, 太原 030051, E-mail yxzjs@ 126. com;
2 北京理工大学 机械与车辆工程学院, 北京 100081; 3 湖南天雁机械有限责任公司, 衡阳 421200)

摘 要: 以 JP60C 型车用增压器涡轮叶轮为研究对象, 基于有限元分析的转子动力学分析软件 DyRoBeS 对减重前后的增压器转子进行了临界转速分析; 采用快速成型技术加工了蜡模, 浇铸了减重优化的涡轮叶轮, 对装配好的增压器进行了高速动平衡试验。分析及试验结果表明, 由于涡轮重量的减轻降低了转子的柔性, 减重优化后的轴承-转子系统的临界转速有所降低, 但其工作转速仍工作在 2 阶临界转速和 3 阶临界转速之间, 涡轮减重后增压器工作转速远离转子各阶临界转速, 从而说明涡轮减重优化的合理性和有效性。

关键词: 转子动力学; 涡轮叶轮; 减重优化; 动平衡试验; 临界转速
中图分类号: TH 16 TK413. 5 **文献标识码:** A

Dynamics Analysis and Experimental Research on Turbocharger Rotor With Before and After Lighting Optimization

ZHAO Jun-shen¹, MA Chao-chen², HU Liao-ping³

(1. College of Mechanical Engineering & Automatization North University of China Taiyuan 030051, China
2. School of Mechanical and Vehicular Engineering Beijing Institute of Technology Beijing 100081, China
3. Hunan Tyen Machinery Co., Ltd Hengyang 421200, China)

Abstract The critical speed of rotor was analyzed for JP60C vehicle turbocharger with DyRoBeS. Based on the optimum design result, the lightening turbine wheel is casted with wax pattern which is made by the rapid prototyping technology (RPT). The dynamic balancing test is carried out on the TURBO TECHNICS. The calculation and test results show that the second-order critical speed of lightening rotor is decreased in comparison with the original turbocharger, and the working speed of turbocharger is still between the first and the second-order critical speed.

Key words rotor dynamics; turbine wheel; lighting optimization; dynamic balance test; critical speed

由涡轮叶轮和压气机叶轮组成的转子是涡轮增压器的核心零部件, 涡轮材料使用昂贵的 K418 镍基铸造合金, 价格昂贵。由于该材料的密度大大高于压气机叶轮的密度, 使得涡轮与压气机组成的增压器转子质量分配很不均匀, 涡轮重量是压气机叶轮重量的 2.7 倍, 增压器转子质量分配不够合理。

前期的数值计算及试验表明, 涡轮叶轮的强度储备大大高于压气机叶轮的强度储备。基于此, 文献 [1] 对 JP60C 涡轮叶轮结构进行了减重优化, 减重效果较为明显, 有效地节省了材料, 降低了成本。同时, 涡轮重量的降低减少了涡轮与压气机叶轮的重量差, 改善了涡轮与压气机质量分配, 提高了增压器轴系的效率和可靠性。

目前, 车用涡轮增压器的最高工作转速已经接近 3.0×10^5 r/min。一般车用涡轮增压器在其 2 阶至 3 阶临界转速之间工作^[2]。增压器的正常工作时需避开其临界转速, 必须使其慢车转速、稳态工作转速远离邻近的临界转速有足够的余

度, 以避免在正常工作时产生共振, 提高增压器转子的可靠性。

因此, 涡轮叶轮在减重优化后不仅要具有足够的强度储备, 还需整个转子-支承系统有合适的临界转速, 而涡轮减重优化时并未加以考虑, 减重优化结果有待试验的验证。参考 JP60C 型车用涡轮增压器标定工作转速 80 000~150 000 r/min, 下面将针对减重前后的转子进行了有限元分析, 并结合优化结果, 研制了减重后的涡轮叶轮, 对装配好的在增压器进行了高速动平衡试验, 以考核优化后的涡轮增压器临界转速能否满足要求。

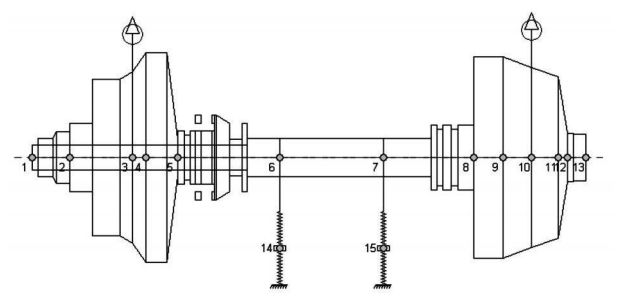
1 转子动力学分析

1.1 浮动轴承的转子系统有限元建模

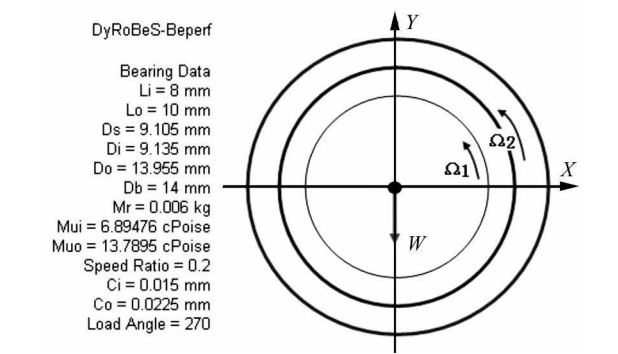
DyRoBeS 软件是一个基于有限元分析的转子动力学和轴承分析程序, 可以进行横向振动、扭转振动、轴向振动等分析。其中横向振动包括了静止挠度、轴承约束反力分析、临界速度分析、临界速度图分析、旋转速度和稳定性分析、稳态同步响应和时间瞬态分析。文中主要应用其临界转速分析功能计算分析增压器转子的临界转速。

当前车用涡轮增压器主要采用浮动轴承, 早期的增压器因转速较低、曾采用滚动轴承, 由于成本与结构的优势逐渐采用浮动轴承。然而近年来, 借助于设计理论与制造工艺技术的发展, 在车用增压器上应用滚动轴承成为可能, 研究应用工作已经展开。浮动轴承 (亦称浮环轴承) 是目前车用涡轮增压器主要采用的一种油膜滑动轴承。因此, 下面主要对配置浮动轴承的系统模型进行建模和分析计算。

在 DyRoBeS Rotor软件中用计算站 (Station) 对转轴进行划分, 每一站下可以再分为若干子站。这些参数由该增压器的设计图纸得出。图 1 所示为配置浮动轴承的增压器转子模型, 图中包含了增压器转子上所有旋转的零件, 不同的颜色表示了不同的材料。压气机叶轮和涡轮的质量集中在各自重心位置^[3], 两轮的质量和重心位置采用三维 CAD 建模时计算获得。其中的浮动轴承模型如图 2 所示。



▲ 图 1 配置浮动轴承的增压器转子模型



▲ 图 2 浮动轴承模型

在 DyRoBeS BePerf中建立配置的浮动轴承增压器转轴, 其中浮动轴承的表示方法是将浮环作为质量块, 内隙和外隙分别作为一个非线性弹性支承。浮动轴承的刚度和阻尼随着转子旋转速度的变化而不同, 且其变化是非线性的。在软件中, 可由 DyRoBeS BePerf中建立的轴承模型, 先计算得出一定转速范围内, 不同转速下的刚度矩阵和阻尼矩阵, 然后输出为 DyRoBeS Rotor可用格式的文件, 供其在对转轴计算分析时调用。

1.2 JP60C轴承 - 转子临界转速的有限元计算

这里使用基于有限元法的转子动力学软件 DyRoBeS 计算 JP60C 增压器的转子系统临界转速。JP60C 轴承 - 转子系统的模型如图 1 所示。在临界转速分析 Critical Speed Analysis 项目中, 计算转子的若干阶的模式。

通过上述有限元法计算得到的 JP60C 增压器涡轮叶轮

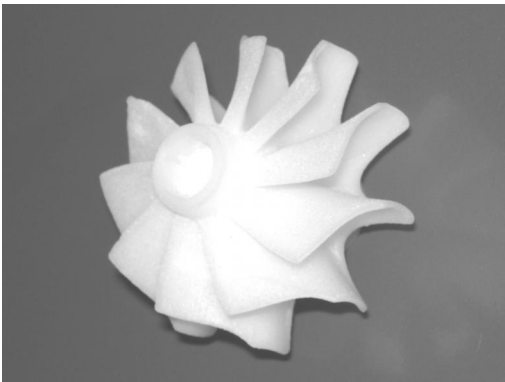
减重优化前后转子的临界转速, 如表 1 所示。减重优化前转子第一阶临界转速为 16 557 r/min, 第二阶临界转速为 62 500 r/min, 第三阶临界转速 300 469 r/min。减重优化后转子第一阶临界转速为 18 576 r/min, 第二阶临界转速为 53 040 r/min, 第三阶临界转速 285 613 r/min。

2 增压器转子动平衡试验

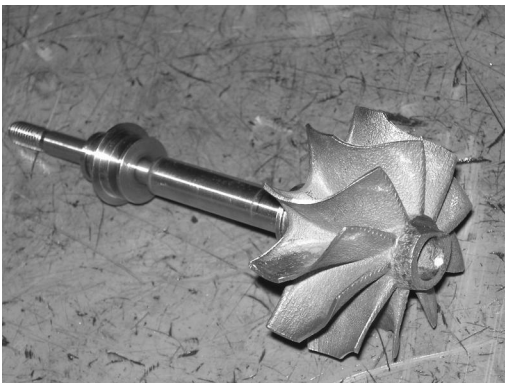
2.1 减重涡轮叶轮的试制

文献 [3] 对 JP60C 涡轮叶轮结构进行了减重优化, 将原结构的外六方改为内六方, 重量由原来的 127.5 g 减重到下降到 118.69 g 减少了 6.9%, 减重效果较为明显。由于涡轮重量的降低减少了涡轮与压气机叶轮的质量差, 改善了涡轮与压气机质量分配, 使得涡轮叶轮重心向压气机叶轮一侧偏移了 1.2 mm。

根据减重优化结果, 采用快速成型法加工了铸造涡轮叶轮所用的蜡模 (如图 3 所示), 浇铸了涡轮叶轮, 经摩擦焊与轴连接后加工成如图 4 所示的涡轮转子。装配好的 JP60C 除涡轮叶轮外, 其它零部件均与原增压器相同。



▲ 图 3 快速成型的涡轮叶轮蜡模



▲ 图 4 减重优化后的涡轮转子

2.2 转子高速动平衡试验

对于全浮动轴承车用涡轮增压器, 准确预测轴承的油膜刚度、阻尼、质量特性是非常困难的, 轴承转子动力学特性的获取还需依赖于试验测试^[4]。为获得 JP60 增压器的一、二阶临界转速, 同时也为了验证计算分析结果, 在 TURBO TECHNICS 高速整体动平衡机上, 对配置浮动轴承的减重优化后的 JP60C 涡轮增压器进行了振动试验。试验的主要目的为从试验结果间接得到转子的部分临界转速, 对减重后的

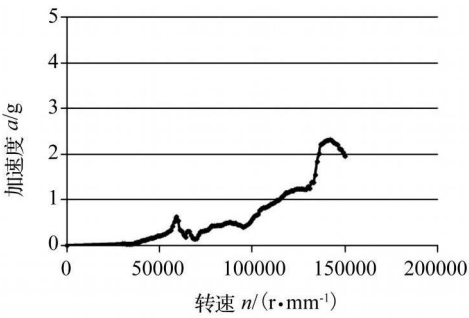
增压器转子临界转速加以验证。

试验之前, 用一个快速夹紧装置将 CHRA (去掉两壳的增压器总成) 固定在从属的涡轮壳卡具上。涡轮壳与灵活调整的喷嘴相连, 喷嘴引导气流进入涡轮壳驱动转子旋转。加速度计安装在涡轮壳法兰上以测量整个总成的振动。压气机叶轮由一外壳封闭, 以保证安全、减少空气阻力。压紧螺母或轴尾部被磁化后, 外壳中心处的线圈将磁信号变成电压信号, 它可以作为转速信号处理。加速度和转速信号通过处理, 把不需要的频率过滤掉, 当 CHRA 被加速到最大速度, 就可以显示出振动水平随转速的变化。

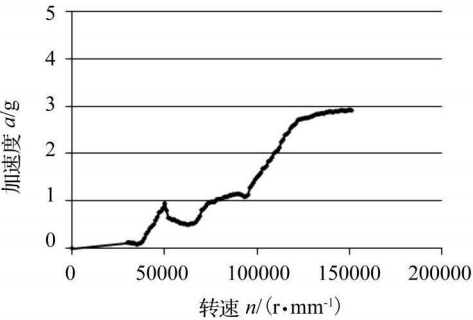
试验进行时, 须保证润滑油的温度保持不低于 35℃, 故先开机, 进行暖机等待润滑油的温度达到要求, 然后将装有新设计轴承、去掉两壳的增压器总成装上设备夹具中, 检查各方面状况都正常, 扭动气源控制开关, 吹动转子系统, 达到转速 120 000 r/min 左右时, 即可关闭气源, 直到转子系统停止运转, 高速整体动平衡机自动记录所测数据并进行结果处理。

2.3 实验结果分析

针对减重优化前后 JP60C 型车用涡轮增压器转子, 在 TURBO TECHNICS 高速整体动平衡机上进行实验得到的振动曲线如图 5 图 6 所示。



▲ 图 5 减重优化前转子整机振动曲线



▲ 图 6 减重优化后转子整机振动曲线

图中纵坐标为振动的加速度, 以重力加速度 g 作为计数单位, 横坐标为转速, 单位是 r/min 。图中曲线的振动加速度的变化包含了两个方面: 一方面是由于转子系统自身的不平衡, 随着转速的增加引起振动幅值的线性增长, 另一方面, 由于材料和结构特性使转子在某些转速点出现共振, 即临界转速, 造成了振动加速度的大幅增加。假定 V_u 代表由于转子系统本身的不平衡, 由于转速增加造成的振动的加速度; 假定 V_c 代表转子系统的由于临界转速造成的振动加剧的加速度增加值, 于是图中的曲线上的点就是 $V_u + V_c$ 的共同作用

所呈现的曲线。

从图 6 中可以观察到一个明显的波峰在 50 000 r/min 附近, 振动加速度明显高于左边更高转速情况下的振动加速度, 由前面的分析可知该转速是转子的第二阶临界转速。在波峰过后, 出现了一个波谷是因为随着转速的增加, V_c 的数值下降, 同时 V_u 由于随转速有所增加, 但随着转速远离临界转速区域, V_c 的影响变小, V_u 处于主导地位。这是转子的第二阶临界转速。

由于试验时转子增速太快, 低速响应并未记录, 试验系统从 30 000 r/min 开始记录, 因此转子第一阶临界点的振动在曲线没有得到体现。第二阶临界转速波峰后不远处出现了一个不太明显的波峰, 并非是转子的第三阶临界转速, 可能是由于试验过程中外力影响等造成的, 也可能是油膜振荡引起。受到实验条件的约束, 增压器转子所能达到的最高转速为 150 000 r/min 所以没有从振动曲线中得到第三阶临界转速。

2.4 计算与试验结果的对比

表 1 为 JP60C 优化前后临界转速的有限元计算值和试验值, 其中计算值是应用 DyRoBeS 软件对实际转子结构做简化处理^[7]后的计算结果。

DyRoBeS 软件对实际转子结构性质作了简化假设处理, 即叶轮与转轴配合状态对转轴刚度和受力的影响等^[5]。在低速时, 因为忽略压气机叶轮对转轴刚度的加强作用, 会使计算得到的临界转速偏小; 在高速时, 压气机叶轮和涡轮的离心力作用较大, 使之与转轴之间出现配合间隙, 这样压气机叶轮与转轴之间相互作用变得复杂, 同样影响临界转速计算的准确性。通过对比可以看出, 减重优化后转子第二阶临界转速计算值与试验值的偏差为 4.08%。考虑到实际轴承转子系统其临界转速对应的振动最大值一般滞后于测量最大值, 所以上述试验所测的结果实际上略大于真值, 从而验证了计算结果的准确性。

对比下表优化前后轴承 - 转子系统临界转速的计算值和试验值, 由于涡轮重量的减轻降低了转子的柔性, 减重优化后的轴承 - 转子系统的临界转速有所降低, 但其工作转速仍工作在二阶临界转速和三阶临界转速之间, 并保证了增压器工作转速远离其各阶临界转速, 从而说明涡轮减重优化的合理性和有效性。

涡轮优化前后增压器转子临界转速试验值与计算值

	优化前			优化后		
	一阶	二阶	三阶	一阶	二阶	三阶
试验值 $/(r \cdot \min^{-1})$	-	61 500	-	-	50 000	-
计算值 $/(r \cdot \min^{-1})$	16 557	62 500	300 469	18 576	53 040	285 613
与试验值 偏差 (%)	-	2.44	-	-	4.08	-

由表可知, 相比原增压器转子, 减重优化后转子的二阶临界转速降低了 18.7%。分析其原因, 是由于涡轮重量的减轻降低了转子的柔性, 但其工作转速仍工作在二阶临界转速

和三阶临界转速之间, 且并保证了增压器工作转速远离各阶临界转速的要求, 从而说明涡轮减重优化的合理性和有效性。

3 结 论

通过减重前后的增压器转子动力学有限元分析, 及增压器转子高速动平衡试验, 得出以下结论:

(1) DyRoBeS 软件对实际转子结构性质作了简化假设处理, 但转子临界转速计算值与试验值的偏差最大为 4.08%, 从而验证了计算结果的准确性。

(2) 相比原增压器转子, 减重优化后转子的二阶临界转速降低了 18.7%。但其工作转速仍工作在 2 阶临界转速和 3 阶临界转速之间, 且并满足增压器工作转速远离各阶临界转速的要求。

(3) 计算及试验结果表明, 应用减重优化涡轮的增压器能够满足使用要求。减重优化后的涡轮叶轮不仅节省昂贵的 K418 镍基铸造合金材料, 而且加工装配方便, 批量生产更

显经济效益。

参考文献

[1] 赵俊生, 马朝臣, 胡辽平. 车用涡轮增压器涡轮叶轮减重结构优化[J]. 内燃机工程, 2008, 29(1): 48~51.
[2] Sunil N. Sahay. Turbocharger Rotor Bearing Design Optimization[J]. SAE, 1995, 952295.
[3] Edgar J. Gunter, Wen Jeng Chen. Dynamic Analysis of a Turbocharger in Floating Bushing Bearings[J]. ISCORMA-3, Cleveland Ohio, 19~23 September 2005.
[4] Sunil N. Sahay. Turbocharger Rotor Bearing Design Optimization[J]. SAE paper 952295, 1995.
[5] 郑继坤, 吴建军. 氢氧火箭发动机高速氧涡轮泵转子动力学特性研究[J]. 导弹与航天运载技术, 2005, 278(5): 5~9.

作者简介: 赵俊生 (1969-), 男, 博士, 副教授, 主要研究方向为动力机械结构振动、噪声控制研究, 发表论文 20 篇, 出版专著 1 部, 曾获中国兵器工业集团总公司科技进步二等奖。

(上接第 33 页)

采用 Matlab 6.5 优化工具箱中 quadprog 函数对上述问题进行求解: 首先将上述优化模型转化成 quadprog 要求的调用格式 (参考文献 [13], 这里不再赘述), 然后调用 quadprog 函数直接求解, 即可得到各指标权重及指标值为:

$$W = (0.181, 0.250, 0.2, 0.228, 0.141), r_{21} = 0.780$$
$$r_{31} = 0.871, r_{42} = 0.923, r_{12} = 0.812, r_{14} = 0.928$$
$$r_{25} = 0.862$$

利用式 (2) 计算出各方案的综合评价价值分别为: $E_1 = 0.8655, E_2 = 0.8433, E_3 = 0.9063, E_4 = 0.9302$ 。按 E_i 值的大小从大到小对方案进行排序为: $x_4 > x_3 > x_1 > x_2$, 显然, 方案 4 为最优方案。

与文献 [10] 给出的方案排序方法比较, 文献 [10] 的计算过程是比较繁琐和复杂的, 需要首先将非线性规划模型转化为线性模型, 然后需要求解 m 次 (m 为待评价方案的个数) 线性规划模型, 计算量较大, 而且方案的个数 m 越大, 计算量也就越大, 导致评价过程比较繁琐, 而本文的方法通过将多目标规划模型转化为二次规划模型, 只需求解一次二次规划模型, 即可得到评价结果, 简单实用, 提高了评价效率。

4 结 束 语

产品的方案评价是概念设计最关键的一个环节。以上首先将概念设计阶段方案的评价问题描述为不完全信息条件下的多目标决策问题, 然后针对指标权重和指标值信息都不完全的多目标决策问题, 提出了一种基于二次规划的方案决策方法。通过将不完全指标权重和指标值信息用数学公式表示, 并将其视为未知变量构建二次规划模型, 经求解得到指标权重和指标值, 进而可计算出方案的评价值, 选出最优方案。该方法在较小信息下, 为决策者提供更普遍、易操作且客观的方案评价, 因而具有较强的实用性。

参考文献

[1] Li D. F. Fuzzy multi-attribute decision-making models and methods with incomplete preference information[J]. Fuzzy Sets and Systems, 1999, 106(2): 113~119.
[2] 徐泽水. 不完全信息下多目标决策的一种新方法[J]. 运筹与管理, 2001, 10(2): 25~28.
[3] 徐泽水. 部分权重信息下多目标决策方法研究[J]. 系统工程理论与实践, 2002, 22(1): 43~47.
[4] Takeda E. A method for multiple pseudo-criteria decision problems[J]. Computers & Operational Research, 2001, 28: 1427~1439.
[5] 刘英平, 林志贵, 高新陵, 等. 多层指标权重信息不完全的产品绿色度评价方法研究[J]. 中国机械工程, 2006, 17(1): 29~33.
[6] Kim S. H., Ahn B. S. Interactive group decision-making procedure under incomplete information[J]. European Journal of Operational Research, 1997, 98(3): 498~507.
[7] 卫贵武. 权重信息不完全的区间数多属性决策 GRA 方法[J]. 系统工程与电子技术, 2006, 28(2): 1834~1836.
[8] 徐晓慧, 冯涓, 童秉枢. 具有不完全多性能参数的机械产品总体设计方案评价方法[J]. 工程图学学报, 2006, 27(2): 27~31.
[9] Eun Y. S., Park K. S., Kim S. H. Establishing dominance and potential optimality in multi-criteria analysis with imprecise weight and value[J]. Computer & Operations Research, 2001, 28(5): 397~409.
[10] Ahn B. S., Park K. S., Han C. H., et al. Multi-attribute decision aid under incomplete information and hierarchical structure[J]. European Journal of Operational Research, 2000, 125(2): 431~439.

作者简介: 薄瑞峰 (1972-), 男, 副教授, 博士生; 主要研究方向为优化设计和产品概念设计, 发表论文 20 余篇。