

增压汽油机曲轴疲劳强度优化设计

李忠辉, 谢 薇, 刘宏瑞

(泛亚汽车技术中心有限公司 动力总成部, 上海 201201)

摘要:针对在某 1.4 L 发动机基础上开发 1.4 L 增压发动机需要更高强度曲轴的问题, 对原机型曲轴进行了优化设计以满足增压发动机设计需求。在材料方面用更高强度的锻钢代替了球墨铸铁; 在工艺方面将曲轴圆角滚压压力由 6 000 N 提高到了 7 000 N; 在结构方面优化了曲轴平衡重结构, 达到了减重增强的效果, 使优化后曲轴重量比原曲轴轻了 0.04 kg。基于 GME L-6C-1 试验标准, 通过曲轴弯曲疲劳试验的对比验证, 优化后曲轴疲劳强度从 645 N·m 提高到 801 N·m, 提高了 24%。研究结果表明, 优化设计后的曲轴完全满足 1.4 L 增压发动机的要求。

关键词:增压汽油机; 曲轴; 优化设计; 疲劳强度

中图分类号: U464.133; TH122

文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2013)07-0807-04

Fatigue strength optimization design of crankshaft for turbocharged gasoline engine

LI Zhong-hui, XIE Wei, LIU Hong-rui

(Powertrain, Pan Asia Technical Automotive Center, Shanghai 201201, China)

Abstract: Aiming at improving the fatigue strength of the 1.4 L naturally aspirated engine crankshaft to develop a 1.4 L turbocharged engine crankshaft, the optimization design was carried out. In the material, higher strength forging steel was used to take the place of the nodular cast iron. In the process, the rolling force was increased from 6 000 N to 7 000 N. In the structure, the crankshaft balance weight was optimized, as a result 0.04 kg lighter weight and higher fatigue strength were achieved. Based on the test standard GME L-6C-1, the fatigue tests were carried out to compare the fatigue strength of crankshafts. The research results indicate that the new crankshaft fatigue strength has been increased 24%, from 645 N·m to 801 N·m, which fully meets our target.

Key words: turbocharged gasoline engine; crankshaft; optimization design; fatigue strength

0 引 言

曲轴是发动机核心零部件之一, 不仅与连杆一起将活塞的直线运动转变成旋转运动输出, 同时也将活塞所作的功转变为扭矩输出。在发动机工作时, 曲轴承受气体作用力、往复惯性力和旋转惯性力以及它们产生的力矩, 这些交变载荷在曲轴上产生弯曲、扭转等复杂的交变应力, 因此曲轴的可靠性设计非常重要^[1-3]。

提高曲轴疲劳强度主要在材料、设计和工艺 3 个方面。在材料方面, 曲轴主要采用锻钢或者球墨铸铁两种材料, 锻钢曲轴相对常用的球墨铸铁曲轴具有更好的疲劳性能, 但在成本和加工性能上没有优势^[4]。在设计方面, 曲轴的轴颈、长度、重叠度等基本参数直接影响其疲劳特性; 平衡块结构的设计影响曲轴的内应力、重量, 在一定程度上也会影响曲轴的疲劳特性^[5]。在工艺方面, 曲轴的强化工艺主要有渗氮、表面中频感

应淬火、热应力强化、圆角滚压和喷丸等;而其中圆角滚压是提高曲轴疲劳强度效果尤其显著的方法,曲轴中采用滚压工艺的比例已从上世纪 70 年代的 50% 提高到现在的 90%^[6-7]。

基于增压发动机对曲轴更高的疲劳强度需求,本研究分别改进原型机曲轴的材料、工艺和结构,并通过疲劳试验对优化设计进行验证。

1 曲轴优化设计方案

原 1.4 L 自然吸气发动机与增压发动机参数对比如表 1 所示。增压后功率、扭矩和爆发压力都有较大提升,因此对曲轴疲劳强度提出了更高的要求。

表 1 发动机基本信息

	1.4 L 自然吸气	1.4 L 增压
缸径/冲程/mm	73.8×81.8	73.8×80.2
功率/kW	76/6 000	100/5 500
扭矩/(N·m)	131/4 200	200/1 700~4 800
压缩比	10.2	9.5
最大爆发压力/bar	75	95

1.1 曲轴材料的改进

原机型曲轴材料为球铁 600,新机型曲轴材料选用 38MnVS6,两种材料的性能对比如表 2 所示。在非滚压状态下新曲轴材料 38MnVS6 比原曲轴材料球铁 600 在抗拉强度上提高了 41.7%。

表 2 性能对比表

	自然吸气	增压
材料	QT 600-3	38MnVS6
最小抗拉强度/MPa	600	850
最小屈服强度/MPa	370	580
最小延伸率/(%)	3	15
硬度/HB	207~269	248~302

38MnVS6 为微合金非调质钢,该材料采用锻造的工艺生产,并在锻造完成后,利用金属材料的余温来控制曲轴的冷却速度,从而使钢中的钒等金属合金碳氮化合物能比较充分地融入奥氏体,使奥氏体充分地合金化,增强了钢的强度和硬度,基体组织显著强化,以获得较好的综合力学性能,力学性能表如表 3 所示。与此同时,38MnVS6 省去了调质处理的工序,既节约了能源,又保护了环境^[8]。

由后面第 10 组疲劳试验数据和原曲轴对比,材料的优化使疲劳强度由 645 N·m 上升到 712 N·m,提高了 10.4%。

1.2 曲轴加工工艺的改进

曲轴轴颈过渡圆角是曲轴疲劳破坏的主要部位,而圆角滚压是提高圆角疲劳强度的最有效方法^[9]。

表 3 力学性能表

参数	数值
屈服强度/MPa	≥580
抗拉强度/MPa	≥850
伸长率/(%)	≥15
断面收缩率/(%)	≥30
冲击功/J	≥25
硬度/HB	248~302

在圆角滚压过程中,曲轴的疲劳强度随着滚压压力的增加而提升,因此在新机型的曲轴加工工艺方面,本研究通过将曲轴圆角滚压压力由 6 000 N 增加到 7 000 N,进而提升新曲轴的疲劳强度^[10]。

新款曲轴采用德国赫根塞特的变滚压机进行沉割滚压。滚压示意图如图 1 所示:滚压轮压入设定的角度为 55°,沉割沟槽圆角为 1.3 mm,滚压头圆角为 1.2 mm(偏差不大于 0.1 mm)。

由后面的第 1 组、第 2 组疲劳试验数据对比可知,在材料不变的情况下,滚压后疲劳强度从 712 N·m 上升到 740 N·m,提高了 3.93%。

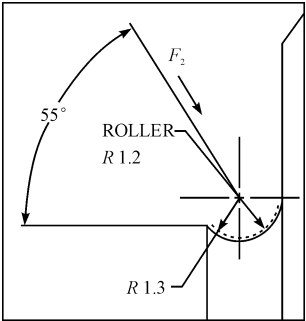


图 1 滚压沟槽的示意图

1.3 曲轴结构的改进

在原机型曲轴的结构优化中,考虑到与发动机主要参数和相关零部件的匹配,曲轴的基本结构特征和主要设计尺寸保持不变。

原曲轴重量为 11.32 kg,材料从 QT 600-3 变为 38MnVS6 后,由于密度增大,在不进行结构改进优化的基础上重量变为 12.25 kg,比原曲轴重了 0.97 kg。

在曲轴基本参数不变以保证配合的情况下,曲轴的结构改进主要分为两个方面:曲轴减重和曲轴增强。而改进部位只针对曲轴平衡块,原曲轴平衡块如图 2 所示。在减重原则下,削减连杆颈主轴颈边缘,减小扇形面角度,减小平衡块厚度;在增强的原则下,增强主轴颈连杆颈过渡区域。改进后的轴平衡块如图 3 所示。

优化后,整个曲轴重量为 11.28 kg,在采用高密度的锻钢材料前提下,达到了减重的目的,比原机型曲轴轻了 0.04 kg;在疲劳性能方面,由后面第 1 组和第 3

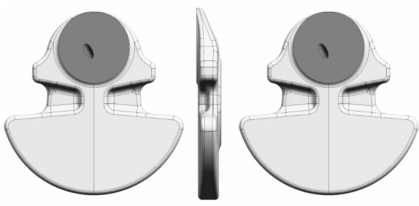


图 2 优化前曲轴平衡块

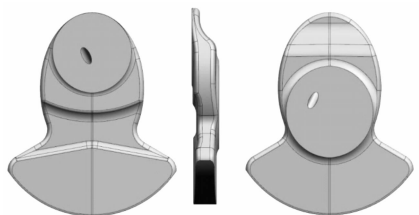


图 3 优化后曲轴平衡块

组疲劳试验对比可以得到,在材料、滚压力都一样的情况下,平衡块的优化使曲轴疲劳强度由 $740\text{ N}\cdot\text{m}$ 上升到 $80\text{ N}\cdot\text{m}$,提高了 8.24% ,达到了增强的目的。

2 疲劳试验验证对比

针对以上新款曲轴的优化设计,本研究对几种改进的曲轴样本进行了弯曲疲劳试验,验证对比标准为曲轴弯曲疲劳强度。目前国内外曲轴疲劳强度试验主要有成组试验法、配对升降法、疲劳极限统计分析法(SAFL)^[11]。

升降试验法用于长寿命区的疲劳试验,在指定循环基数下测试疲劳极限,或在某一指定疲劳寿命下测试疲劳强度。在样本量充足(通常 25 根以上)情况下与其他两个试验方法相比,升降试验法能更加准确地评估样本疲劳强度。升降试验法根据样本数目的多少和最终试验数据统计分析方法的差别主要分为大子样升降法(样本数 25 以上)和小子样升降法(样本数 12 左右)。大子样升降法成本较高,试验周期较长,但试验结构更加准确,国外一般采用大子样升降法进行疲劳强度试验。

本研究采用大子样升降法进行疲劳试验,试验标准为 GME L-6C-1,基本试验信息如表 4 所示。

表 4 试验基本信息

参数	数值
试验设定循环数	2 000 000
试验加载载荷负荷比	-1
试验频率/Hz	35 ± 2
试验载荷增量/($\text{N}\cdot\text{m}$)	30

试验过程如下:

(1)准备试验样本。

该试验只对每根曲轴的第 4 连杆颈进行考察,因此用线切割的方法将每根试验曲轴的第 4 连杆颈切割下来作为试验样本,试验样本如图 4 所示。



图 4 试验样本

本研究一共制作了 3 组样本:第 1 组为材料改进后的曲轴试验,第 3 组为材料、滚压力改进后的曲轴试验,第 3 组为材料、滚压力和结构改进后的曲轴试验,每组 25 根。

(2)试验样本装夹。

试验样本制作完成后,笔者按照如图 5 所示的装夹方法将曲轴疲劳试验安装到试验机上。安装好的疲劳试验装夹效果图如图 6 所示。

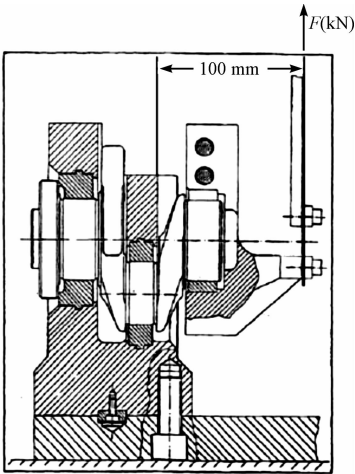


图 5 装夹示意图

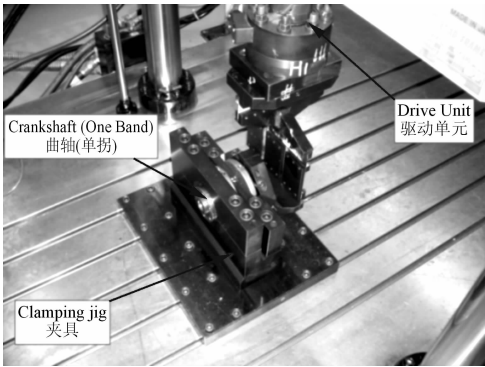


图 6 装夹效果图

(3)试验系统标定。

开始试验前需要对试验系统进行标定,该试验系统采用应变法进行标定,主要分为两个步骤:首先,进行静标,建立静力矩与应变之间的关系;然后,进行动标,建立试验系统工作时激振频率与曲轴圆角上产生的动应变之间的关系。本研究根据这两个关系就可以

确定指定应力下的激振特性^[12]。

(4)完成试验。

根据以往的试验经验,3 组曲轴试验初始载荷分别定为:第 1 组 710 N·m,第 2 组 740 N·m,第 3 组 770 N·m,应力级差为 30 N·m。试验完成后,得出的 3 组试验结果如图 7 所示。

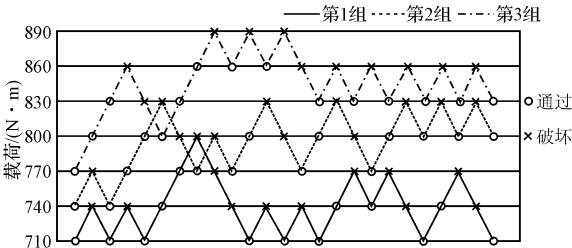


图 7 试验结构升降示意图

3 试验结果分析

试验结果的分析主要是根据 GME L-6C-1 试验标准得到每组试验的 90% 存活率的疲劳强度极限,从而通过对比检验优化设计后的改进情况。

以上结果可由下式得出:

$$M = S_0 + \Delta S \left(\frac{A}{F} \pm 0.5 \right) \tag{1}$$

$$s = 1.62 \Delta S \left(\frac{FB - A^2}{F^2} + 0.029 \right) \tag{2}$$

$$F_{90\%} = M - 1.28s \tag{3}$$

$$(A = \sum j f_j, B = \sum j^2 f_j, F = \sum f_j)$$

式中: M —疲劳极限平均值; s —疲劳极限标准差; S_0 —当未破坏的试样数小于破坏试样数时为最低的试验应力水平,当未破坏的试样数大于破坏的试样数时为最低的破坏应力水平; ΔS —应力级差; j —应力水平序号,以 S_0 应力水平的序号为“0”,其上依次为 1、2、3……; f_j —在第 j 级应力水平下的最少试件数,当破坏试样数少于未破坏试样数时, f_j 为破坏试样数,当破坏试样数多于未破坏试样数时, f_j 为未破坏试样数; $F_{90\%}$ —90% 存活率的疲劳强度极限;当最少试件是未破坏时,式(1)的括号中取“+”号,当最少试件是破坏时,式(1)的括号中取“-”号。

本研究将式(1~3)得出的 3 组试验结果与已知的原型机曲轴疲劳强度进行对比,对比结果如表 5 所示。

表 5 试验结果对比

	90% 存活率疲劳强度/(N·m)	相对原曲轴疲劳强度提高量/(%)
原曲轴	645	0
第 1 组	712	10.39
第 2 组	740	14.73
第 3 组	801	24.19

4 结束语

本研究对增压汽油机曲轴进行了疲劳强度的优化设计,研究结果表明:

(1)在疲劳强度方面,以 90% 的存活率疲劳强度为标准,优化后的曲轴疲劳强度达到 801 N·m,相对原型机曲轴(645 N·m)提高了 24%,优化设计大大提高了曲轴的疲劳强度。

(2)锻钢材料相对球墨铸铁材料对曲轴的疲劳性能有较大提升。

(3)通过 3 组试验结果的对比,在所选择的 38MnVS6 材料基础上,平衡块结构的优化相对于滚压力 1 000 N 的提升具有更加明显的效果,对相关材料的曲轴优化设计具有一定的指导意义。

综上所述,本研究对曲轴的优化设计改进,达到了预期的效果,完全满足新款增压发动机的设计需求。

参考文献(References):

[1] 姚海南. 发动机曲轴疲劳强度分析研究[D]. 上海: 同济大学机械研究院, 2009.

[2] 陈晓平, 俞小莉, 张鹏伟, 等. 利用极大似然法测定曲轴弯曲疲劳性能曲线[J]. 内燃机工程, 2010, 31(6): 81-83.

[3] 陈渊博, 郝志勇, 张焕宇. 基于弯曲疲劳试验的柴油机曲轴疲劳寿命分析及改进[J]. 内燃机工程, 2011, 32(1): 75-77.

[4] 李海国, 路俊峰. 发动机曲轴材料及其发展[J]. 汽车工艺与材料, 2012(9): 45-46.

[5] 杨连声. 内燃机设计[M]. 北京: 中国农业机械出版社, 1981.

[6] 鲍珂, 廖日东, 左正兴. 考虑滚压强化作用的铸铁曲轴弯曲疲劳分析[J]. 兵工学报, 2011, 32(8): 918-920.

[7] 颜波, 张保成, 金峰. 过渡圆角尺寸对错拐曲轴强度影响分析[J]. 小型内燃机与摩托车, 2012, 41(1): 27-29.

[8] LAUB J R. Cast austempered ductile iron for high strength and long wear. [J]. **Advanced Materials & Processes**, 1994, 145(2): 40.

[9] SCHAAL R, KAISER B, PYTTEL B, et al. The influence of fillet rolling on crankshaft fatigue strength[J]. **Computational and Experimental Methods**, 2003, 7(6): 205-212.

[10] 薛隆泉, 刘荣昌, 崔亚辉. 曲轴圆角滚压运动及结构参数的优化设计[J]. 机械工程学报, 2002, 38(1): 146-148.

[11] 周迅, 俞小莉. 曲轴疲劳试验及其数据统计分析方法的研究[J]. 内燃机工程, 2007, 28(2): 51-54.

[12] 冯美斌. 曲轴疲劳试验中的载荷标定方法及其误差[J]. 内燃机工程, 1991, 12(3): 74-81.

[编辑: 张翔]