

自动张紧器摆角影响因素研究

尚嘉丽^{1,2}, 陈翠云^{1,2}, 王传伟^{1,2}

(1. 内燃机可靠性国家重点实验室, 山东 潍坊 261061; 2. 潍柴动力股份有限公司, 山东 潍坊 261061)

摘要:对发动机前端轮系自动张紧器摆角影响因素进行研究,得出张紧器扭矩、阻尼比、皮带长度、皮带帘线材质不同因素对张紧器摆角的影响,为降低张紧器故障率提供参考。

关键词:发动机; 前端轮系; 自动张紧器; 摆角影响因素

中图分类号:U464. 233

文献标志码:A

文章编号:1006-3331(2022)05-0023-02

Study on Swing Angle Affecting Factors of Automatic Tensioner

SHANG Jiali^{1,2}, CHEN Cuiyun^{1,2}, WANG Chuanwei^{1,2}

(1. State Key Laboratory of Engine Reliability, Weifang 261061, China;

2. Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China)

Abstract:The authors study the swing angle affecting factors of the automatic tensioner to the engine front gear train, obtain the different affecting factors such as tensioner torque, damping ratio, belt length, and belt cord material on the tensioner swing angle, which can provide references for reducing the failure ratio.

Key words:engine; front gear train; automatic tensioner; swing angle affecting factors

发动机广泛采用多楔带传动,其中的自动张紧器可维持合适的皮带张力,保证传动系统工作正常^[1]。自动张紧器摆角太大易造成轴套磨损故障,产生异响^[2];太小易造成皮带打滑,产生异响。

本文针对市场反馈某发动机张紧器异响故障率高的问题,从自动张紧器扭矩本体和皮带规格等可能影响张紧器摆角的因素进行 Simdrive 3D 仿真分析及试验验证^[3],得出对张紧器摆角有影响的因子^[4],同时对异响故障率较高的自动张紧器进行针对性的改进,从而降低张紧器故障率。

1 仿真分析与试验验证

某柴油发动机曲轴-发电机轮系结构示意图如图1所示:自动张紧器通过内部压缩弹簧提供扭矩,产生垂直于张紧臂方向的力(箭头所示)作用于皮带上。经拆检故障张紧器发现,在运行 13 万 km 左右存在轴套磨损、张紧器支板和本体间隙(图2箭头

处)不均匀的问题。自动张紧器本体有关参数(如张紧器扭矩、张紧器阻尼比)和皮带常规参数(如皮带长度、皮带帘线材质)的选取不当导致张紧器摆角过大是造成张紧器以上异响故障的主要原因。张紧器摆角指张紧器工作过程中摆动角度的幅度,如图1中 α 所示,阻尼比为(加载扭矩-卸载扭矩)/(加载扭矩+卸载扭矩)。

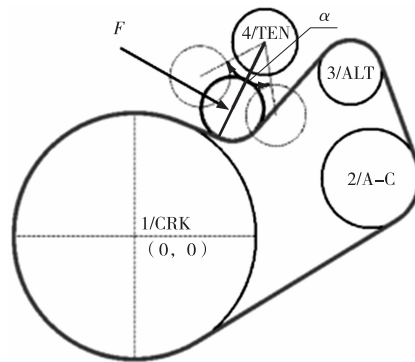


图1 某发动机轮系布局

收稿日期:2021-06-09。

第一作者:尚嘉丽(1986—),女,工程师;主要从事发动机轮系及零部件设计与开发、结构可靠性研究工作。E-mail:jia88.88@163.com。

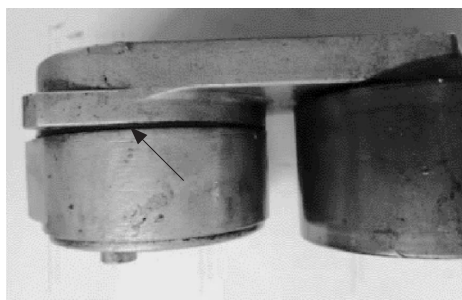


图2 故障张紧器外观

1.1 张紧器本体不同参数仿真及试验结果

1) 仿真结果。自动张紧器自身的扭矩和阻尼比对摆角有影响^[5]。选取 8PK1417 聚酯帘线长皮带及不同扭矩、不同阻尼比的张紧器进行柴油机怠速(600 r/min)时的仿真计算,结果如下:扭矩相同(为 35 N·m)时,阻尼比 23%、39.5%、55%的张紧器摆角分别为 6.4°、5.5°、5°;阻尼比相同(为 39.5%)时,扭矩 28 N·m、35 N·m、55 N·m 的张紧器摆角分别为 7°、5.5°、4.7°。

2) 试验结果。在某重型柴油机上选取与仿真条件相同的张紧器和皮带进行相同项目的试验,结果如下:扭矩相同(为 35 N·m)时,阻尼比 23%、39.5%、55%的张紧器摆角为 4.5°、3.6°、3.2°;阻尼比相同(为 39.5%)时,扭矩 28 N·m、35 N·m、55 N·m 的张紧器摆角为 6.1°、3.6°、2.5°。

由于仿真计算为理论计算,一些皮带、张紧器、扭振参数选取很难与实物一致,所以仿真结果与试验结果有较大差异,但两者的趋势基本一致。图 3 为仿真和试验中,柴油机不同转速下扭矩为 28 N·m、阻尼比为 39.5%时张紧器的摆角。

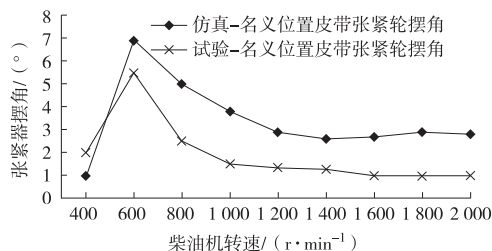


图3 张紧器摆角仿真结果

从仿真和试验数据都可以看出:增大张紧器的阻尼比和扭矩,都可有效减小张紧器的摆角^[6-7]。

1.2 皮带不同规格的仿真及试验结果

1.2.1 仿真结果

皮带规格对张紧器摆角有影响,根据皮带不同长度、不同帘线材质进行分类,分别仿真张紧器摆角情况。仿真用扭矩为 35 N·m、阻尼比为 39.5%的相同张紧器进行,结果如下:

1) 使用相同材质(聚酯帘线)的皮带时,长度分别为 1 410 mm、1 417 mm(图 1 所示张紧器中间位置的对应长度)、1 431 mm 对应的张紧器摆角分别为 4.5°、6.9°、7.9°。

2) 使用相同长度(1 417 mm)的皮带时,聚酯帘线皮带和芳纶帘线皮带张紧器摆角分别为 6.9°和 4°。

1.2.2 试验结果

在某重型柴油机上选取与仿真相同类型和长度的皮带进行验证试验。试验使用扭矩为 35 N·m、阻尼比为 39.5%的相同张紧器进行,结果如下:

1) 使用相同材质(聚酯帘线)的皮带时,长度分别为 1 410 mm、1 417 mm(图 1 所示张紧器中间位置对应的长度)、1 431 mm 对应的张紧器摆角分别为 3.3°、5.5°、6.5°。

2) 使用相同长度(1 417 mm)的皮带时,聚酯帘线皮带和芳纶帘线皮带张紧器摆角分别为 5.5°和 3°。

可以得出,使用同样规格张紧器,相同皮带材质,短皮带可有效降低张紧器摆角;相同皮带长度选用芳纶帘线皮带可有效降低张紧器摆角,这是因为芳纶帘线抗拉强度比聚酯帘线高,延伸率比聚酯帘线低。

2 结束语

从仿真计算结果及试验结果可知:张紧器扭矩、阻尼衰减,张紧器摆角增大;张紧器阻尼比增大,张紧器摆角减小;芳纶帘线皮带相比聚酯帘线皮带,能降低张紧器摆角^[8]。上述结论可为解决轮系设计过程中张紧器故障提供参考。

参考文献:

- [1] 日本带传动专业技术委员会. 带传动与精确传送实用设计 [M]. 齐彬, 译. 北京: 化学工业出版社, 2012: 10.

(下转第 38 页)

胎上的侧向力。由于车轮外倾角和前轮前束的存在,轮胎胎面与地面并不是完全平行的,故车辆未受到外界侧向力作用且在平整路面直线行驶时轮胎上一直存在一个由外倾角和前束角产生的常侧向力。因此,前轮前束值设置不当会改变车轮外倾角与前束角的匹配关系,使得作用于轮胎上的常侧向力大小发生变化,最终体现为摆振系统的刚度和阻尼的变化,从而导致摆振系统的振动特性发生变化,在某些工况下便会出现前轮摆振。所以,车辆前轮摆振对于前轮前束值的设置较为敏感^[2]。

3 结束语

本文主要介绍了某大型客车前轮摆振故障的排除过程。通过前轮摆振测试确认了前轮前束值设置不正确是导致前轮摆振故障发生的原因,为前轮摆振

故障的排除提供了一种解决思路。

参考文献:

- [1] 孙乐. 考虑主销间隙的转向轮摆振的非线性特性研究[D]. 长沙:湖南大学,2011.
 - [2] 闵永军,陈晔,陈宁. 前轮定位参数对汽车前轮摆振的影响[J]. 南京林业大学学报(自然科学版),2001,25(6):38-40.
 - [3] 郭孔辉. 轮胎动态侧偏特性对汽车摆振的影响[J]. 汽车技术,1995(4):1-6.
 - [4] 顾歆. 考虑转向系间隙的汽车前轮摆振系统研究[D]. 合肥:合肥工业大学,2007.
 - [5] 宋健,管迪华. 前轮定位参数与轮胎特性对前轮摆振影响的研究[J]. 汽车工程,1990(4):13-25.
 - [6] 张洪欣. 汽车系统动力学[M]. 上海:同济大学出版社,1996:85-90.
-
- (上接第 24 页)
- [2] 冯骁,上官文斌,邓建向,等. 发动机前端附件驱动系统布局分析与计算[J]. 内燃机学报,2016(1):87-95.
 - [3] 方新亮. 发动机前端轮系弹性皮带系统振动噪声的研究[D]. 镇江:江苏大学,2018.
 - [4] 岳小平. 柴油机前端附件驱动系统的优化设计[J]. 柴油机设计与制造,2012(3):21-24.
 - [5] 谢有路,刘彤,罗俊,等. 基于 Simdrive 的发动机前端轮系分析及优化[J]. 汽车实用技术,2016(6):69-71.
 - [6] 程市,曾超,于超,等. 基于某发动机 FEAD 张紧臂摆角大的原因分析及优化[J]. 农业装备与车辆工程,2019(7):83-87.
 - [7] 王景新,曾超,程市. 发动机前端附件驱动系统试验研究及影响因素分析[J]. 柴油机设计与制造,2020(2):4-9.
 - [8] 陈志龙. 发动机前端附件驱动系统的设计与实测分析[D]. 广州:华南理工大学,2013.