

发动机皮带轮系异响分析及改进措施

钱晓东

中国重汽集团杭州发动机有限公司 浙江杭州 311232

摘要：主要针对皮带轮系中的弹性多楔带进行研究，弹性多楔带是一种不需要涨紧机构免维护的多楔带，使得整个轮系结构相对简单。根据售后市场发动机异响的反馈情况，深入研究多楔带噪声产生的机理及对应的改进措施，解决发动机皮带轮系异响问题。

关键词：汽车多楔带；异响噪声；偏磨

DOI:10.16173/j.cnki.ame.2025.07.007

汽车皮带传动系统一般用于发动机前端附件传动中，是汽车发动机内部传动系统的重要组成部分，用以将曲轴运动和动力传递给其他附件从动轮系。随着汽车发动机向小型化、高效能化的发展，对汽车皮带传动系统的振动、噪声等提出更高的要求，一个稳定高效的传动系统不仅能降低传动系统的振动和噪声，还能延长皮带的使用寿命减少维护成本。

本文在国内外对汽车皮带传动系统振动和噪声研究的基础上，针对汽车多楔带传动系统减振降噪的要求，通过理论分析深入研究多楔带横向振动噪声和摩擦噪声的产生机理^[1]。

汽车发动机前端轮系作为外附件，常见问题主要为异响^[2]，发动机皮带异响又是目前车辆售后市场主要问题之一，响声皮带表现为间断的“唧唧”声，在皮带轮上喷入水雾异响可短暂消失，用工具拨动上部惰轮处皮带异响声明显发生变化直至消失。售后多次反馈发动机弹性多楔带存在的异响情况，对客户异响问题现场调查发现多台车故障模式基本一致，空调轮系上侧的皮带惰轮启动时出现跑偏因而皮带偏磨产生异响，停车后皮带能回到轮系中间位置，根据理论分析

皮带偏磨会导致异响产生，本文详细介绍皮带异响产生的机理和相应改进方法。

发动机皮带异响产生机理和判断方法

异响产生原因：皮带轮系异响主要分为打滑异响、偏磨噪声和其他噪声。

1) 打滑异响产生的原因有张紧力不够^[3]、传动能力不足、带与带轮滑差过大，具体又可分为传动负荷过大、包角过小、设计或使用条数（楔数）不足、转动惯量设计错误、摩擦系数不足、张力设计过小或产品表面（油）污染等。

2) 偏磨噪声主要是带切入角过大，橡胶和金属侧面摩擦异响，单边摩擦力过大，具体有：轮系平行度偏差过大；跨距过小，平行度容差小；摩擦系数平行度容差小；张力过大；轴、支架等刚度不足等。

3) 其他噪声主要是带轮圆度不足、轮背带背的平整度不足、跨距过长、共振、带轮卡滞及异物等。

异响判断方法如下：

1) 区分异响类型简单有效的方法是皮带运转时加水，加水后异响变大为打滑噪声；加水后异响减轻或

消失，之后又出现为偏磨噪声（即共面度问题）；加水后异响无变化为其他噪声如干涉问题等。

2) 还可以观察异响是否有周期性，主要与带轮或带背平整度有关；观察转速是否有规律性与共振有关。

3) 进一步深入精准的判断方法：用工具对带轮各处的皮带进行拨动或按压；对于偏磨异响来回拨动效果明显，可直至消失；对于打滑异响，按压会改变打滑异响声音。此种方法需要注意安全问题，在专业人员指导下操作。

异响问题研究及改进措施

如何避免异响产生，设计开发前期需要进行充分计算模拟分析，如计算皮带打滑率、预判是否可能存在打滑、楔数不足及张力不足等问题；通过横振分析判定是否可能存在共振现象；通过跨距分析，确定允许偏移量，提高设计容差率，降低振动幅度；设计合适的摩擦系数，确保传动能力和平行度容差达到最佳平衡。

对于偏磨问题异响包容性研究：在同等偏离角度的情况下摩擦系数越大异响声音及几率增大，当多楔带摩擦系数超过1.4时，异响几率增大。通过对几种状态的皮带进行检验验证可得到以下数据见表1。

表1 正常、飞刀、模压产品各状态下皮带的表现数据

各状态皮带	摩擦力/N	摩擦系数
返回旧件正常产品	532.6	1.492
正常产品	272.4	1.274
飞刀产品	232.3	1.121
多轮疲劳50h后飞刀产品	253.4	1.266
模压带产品	218.1	1.031
多轮疲劳50h后模压带	221.2	1.152

1) 正常产品磨削工艺采用的是金刚砂磨削工艺，初始摩擦系数在1.27左右，当经过使用后摩擦系数在1.3~1.5。在多楔带偏离实验平台上，当偏移轮与主动轮共面度存在3.0mm偏差时，出现异响。

2) 飞刀产品是金刚砂磨削工艺改为飞刀磨轮，使得多楔带表面初始摩擦系数较低。飞刀产品的皮带初始摩擦系数1.1，在多楔带偏离试验平台上，当偏移轮与主动轮共面度存在3.5mm以上偏差，100h运行后才会出现轻微异响。

3) 模压带产品表面有一层耐磨布层，使得多楔带

表面初始摩擦系数较低，模压带产品的皮带初始摩擦系数1.0；模压带产品在多楔带偏离实验平台上，当偏移轮与主动轮共面度存在4.5mm偏差时，未出现异响只出现跳槽现象。

结论：模压带产品、飞刀产品、正常产品对偏磨的包容性依次减弱。

在实际应用中可用平行仪检测轮系平行度判断是否存在偏磨，还可以从背轮面磨损情况和皮带楔槽两侧磨损状态不同来确认，皮带楔槽两侧状态如图1所示。

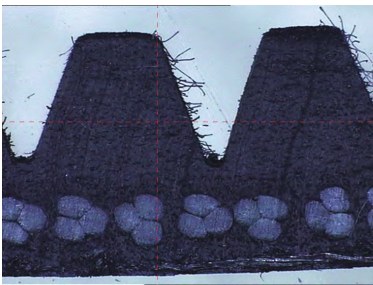


图1 皮带楔槽两侧磨损状态不同

目前售后市场经常反馈的发动机异响问题，经现场调查车子故障模式基本一致，空调轮系上侧的皮带惰轮启动时出现跑偏因而皮带偏磨，停车后皮带又能回到轮系中间。测量现场逾1000km里程的车子皮带弹性张力450N左右。根据理论分析，1000km换算成台架验证试验大概10h，皮带初始张力设定在800N左右，弹性带动态张力衰减曲线图如图2所示。

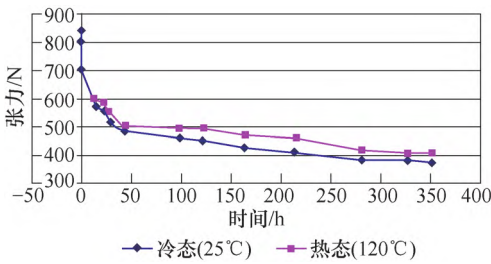


图2 弹性带动态张力衰减曲线

从弹性皮带张力曲线图可以看出，皮带使用10多个小时后张力应该维持在530N左右，现场如图3所示。测量结果皮带弹性张力450N，显示皮带张力不足，张力不足会造成滑差过多导致异响。

分析皮带张力不足的几个关键因子：线绳即尼龙弹性线拉伸性能、弹性带成品长度与模量、皮带拉伸强度与伸长、静态张力衰减、动态张力衰减与打滑率。

解决方案：在不通过大幅设计变更的条件下，

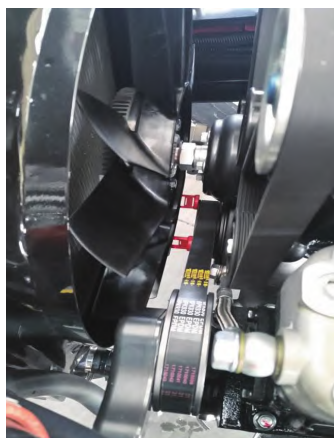


图3 发动机异响皮带

提高皮带张力是有效的解决方案。提高张力主要通过缩小成型模具外周，在一定范围内缩短自由状态长度来提高拉升使用后的张力，调节范围在3%以内。模具外周长度从原先的 $1223\text{mm} \pm 5\text{mm}$ 缩短为 $1217\text{mm} \pm 5\text{mm}$ ，皮带初始张力从800N提高到1000N，这样实际运行张力可以达到550~650N左右。设计更改产品切换上场后售后市场未再反馈有此类问题，异响得到有效解决。

另外从2020年1月到2021年6月近一年半的售后数据进行分析：大部分皮带故障都是因空调压缩机抱死、拉缸，曲轴减振器断裂损坏、惰轮损坏，各占30.8%、26%、10.3%。故障车型占比情况分析，搅拌车占68.5%，自卸车11.3%，载货车9.6%，说明搅拌车、自卸车的超载、急加减速工况对皮带影响较大。皮带的故障模式主要有断裂、打滑、偏磨、异响、皮带移位、皮带松及脱落，从皮带厂家故障占比情况分析其中一家比例在85%以上，明显偏高。

对主要故障皮带撕裂并伴随异响问题进行深入分析，认为线绳跟橡胶结合力差导致皮带容易撕裂。为了不更改皮带的总厚度对皮带结构进行优化，从原来的纯胶面结构改为胶布结构。皮带一般结构主要分为顶层（纯胶/胶布结构）、缓冲层（EPDM）、骨架层（聚酯线绳）及楔胶层（EPDM+芳纶短纤维），如图4所示。此次结构优化部位为顶层从纯胶改为胶布结构，材质由EPDM+短纤维改为4501涤棉布+（EPDM+短纤维），处理工艺优化为浸胶+擦胶。

此次改进主要创新点采用胶布结构在不增加皮带厚度的情况下显著提升皮带抗撕裂的强度，原结构抗

撕裂性能为14.2N，改进后达到40N，抗撕裂性能提升4倍，如图5所示。

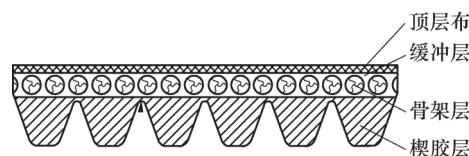


图4 皮带结构及材料名称

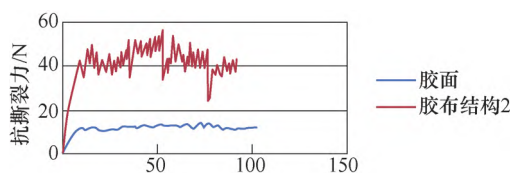


图5 皮带抗撕裂曲线

通过以上两方面改进售后故障异响情况明显减少，皮带整体故障率下降70.6%，其中皮带松脱落比例也有明显下降。

结语

本文介绍发动机皮带异响的类型、产生机理以及如何判断异响类型，针对不同因素产生的异响制定对应的解决措施。详细列举皮带张力不足、皮带撕裂问题导致发动机异响问题产生的机理及相应有效改进措施，探讨针对各类异响如何有效地做出精准判断并提出解决方案。

经过两种售后异响问题改进，有效提升了客户使用体验，树立良好的品牌形象。并通过积累实际应用过程解决问题的有益经验，反馈给设计研发过程能更充分的进行FMEA分析，识别风险点并在研发中制定标准的研发流程并加以完善，降低新产品开发风险，保证测试和验证可满足个性化的需求，真正做到设计开发无风险，制造阶段持续改进，本文介绍的异响问题分析及解决措施可供相关行业参考。

参考文献：

- [1] 宁凯.汽车多楔带两轮传动系统噪声机理分析与试验研究[D].吉林：长春大学，2020.
- [2] 李文辉，孙百重，赵金龙，等.发动机前端轮系皮带异响的研究[J].汽车实用技术，2019（21）：65-67.
- [3] 万建兵.发动机轮系异响分析[J].南方农机，2019，50（20）：35. **AUTO1950**