



同濟大學

TONGJI UNIVERSITY

硕士学位论文

(专业学位)

发动机前端附件皮带传动系统
动态测试与优化研究

姓名：袁圆

学号：1231652

所在院系：汽车学院

职业类型：工程硕士

专业领域：车辆工程

指导教师：靳晓雄 教授

副指导教师：高乐

二〇一五年十月



同濟大學
TONGJI UNIVERSITY

A dissertation submitted to
Tongji University in conformity with the requirements for
the degree of Master of Engineering

**The Research on Dynamic Test and Optimization
for Front End Accessory Drive system**

Candidate: Yuan Yuan

Student Number: 1231652

School/Department: School of Automotive Studies

Discipline: Engineering Master

Major: Automotive Engineering

Supervisor: Prof. Jin Xiaoxiong

Vice Supervisor : Gao Le

Oct., 2015

学位论文版权使用授权书

本人完全了解同济大学关于收集、保存、使用学位论文的规定，同意如下各项内容：按照学校要求提交学位论文的印刷本和电子版本；学校有权保存学位论文的印刷本和电子版，并采用影印、缩印、扫描、数字化或其它手段保存论文；学校有权提供目录检索以及提供本学位论文全文或者部分的阅览服务；学校有权按有关规定向国家有关部门或者机构送交论文的复印件和电子版；在不以赢利为目的的前提下，学校可以适当复制论文的部分或全部内容用于学术活动。

学位论文作者签名：袁圆

2016 年 1 月 18 日

同济大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：所提交的学位论文，是本人在导师指导下，进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本学位论文的研究成果不包含任何他人创作的、已公开发表或者没有公开发表的作品的内容。对本论文所涉及的研究工作做出贡献的其他个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本学位论文原创性声明的法律责任由本人承担。

学位论文作者签名： 袁圆

2016年 1月 18日

摘要

前端附件传动系统（FEAD）是发动机和整车正常工作的重要组成部分，其传动效率影响着发动机的工作效率。同时前端附件传动系统的噪音也是整车的主要噪声源之一，对汽车的乘坐舒适性有很大的影响。设计合理的前端附件系统可以明显地降低汽车动力总成的噪音，延长发动机与其它部件的使用寿命，并能易于满足很多整车匹配的要求。

本课题运用动态测试为技术支撑，重点对影响整个系统的主要参数及对应的辅助优化产品逐个分析，将系统优化前后的各项评判指标和实际效果进行比较，尝试分析总结了能针对系统问题进行优化的方案和采用的相关辅助优化产品，以求实现系统开发的优化设计。主要内容如下：

1. 分析归纳了国内外对前端附件系统的研究现状；说明了当前行业通行的FEAD动态测试技术及测试手段运用、测试方案选取与测试结果分析的实用方法。
2. 根据汽车发电机惯性质量、皮带张力及曲轴扭振等影响系统的主要参数所确定的研究对象，重点分析说明了这些参数对系统的影响，在相应工况下系统容易出现的问题及针对问题的优化方案，并对相关辅助优化产品的设计原理、动态优化性能予以分析和总结。

本课题还探讨了前端附件系统进一步研究的方向以及最新的发展趋势，以期能够完善对该系统的优化研究。

关键词：前端附件皮带传动系统，动态测试，汽车发电机，皮带张力，曲轴扭振，优化

ABSTRACT

Front End Accessory Drive System (FEAD) is an important part of engine and vehicle, whose transmission efficiency effect the engine working efficiency and it is also the main noise resource of vehicle for comfortable ride. A reasonable design of the front-end accessory system can obviously reduce the noise level of the engine power train system, prolong the service life of the engine and other parts, and can meet many vehicle matching conditions.

In this dissertation, analysis of the whole system of various influencing parameters and corresponding optimized products is based on the dynamic test and the working principle explanation, compared the indicators and the actual result from both before and after the test , summarizes the system optimization scheme and related products aiming at the problem of the system. The most content are as follows:

1. Based on a large number of references, the research status of FEAD system at home and abroad is illustrated systematically. At the same time, the dynamic test methods of FEAD system are discussed.

2. Through subject investigated according to influencing parameters, a number of test data and technical references about the FEAD system problem and the optimization scheme are obtained. It also summed up the optimization product working principle and design method.

A summary to all problems that encountered during FEAD development: Effect of automobile alternator inertial mass analyzed the OAP and OAD; Effect of belt tension summarized the asymmetric damping tensioner, hydraulic tensioner and stiffness optimized new material belt; Effect of crankshaft torsional vibration to the system introduced the crankshaft torsional vibration decoupler.

In the finality, it discusses the direction of further research in FEAD, and the latest development trend, in order to improve the research on system optimization.

Key Words: Front End Accessory Belt Drive System, dynamic test, automotive alternator, belt tension, crankshaft torsion vibration, optimization

目录

第 1 章 引言	1
1.1 概述	1
1.2 发动机前端附件系统研究现状	2
1.3 前端附件系统常见问题和研究思路	5
1.3.1 常见问题	5
1.3.2 研究内容、方法及技术路线	6
1.4 课题研究目的及意义	8
1.4.1 课题研究的目的	8
1.4.2 课题研究的意义	8
第 2 章 前端附件皮带传动系统动态测试技术	9
2.1 FEAD 动态测试技术	9
2.1.1 被测参数和实现方法	9
2.1.2 软硬件要求	10
2.2 结果评判和方案特点	14
2.2.1 评判参数和分析方法	14
2.2.2 测试方案的选择和各自特点	18
第 3 章 发电机惯性质量对系统的影响	21
3.1 离合解耦器设计原理分析	21
3.1.1 OAP 和 OAD 工作原理	21
3.1.2 适用情况和优缺点	22
3.2 实例发动机改款项目	24
3.2.1 实例发动机问题描述	25
3.2.2 整车测试方案设计和实现	25
3.3 动态优化性能分析和比较	28
3.3.1 优化后系统情况	28
3.3.2 OAP 和 OAD 动态优化性能总结	30
3.4 对发电机惯性质量进行优化的总结	34
第 4 章 皮带张力对系统的影响	34
4.1 不对称阻尼张紧器设计理念和实现方法	35
4.1.1 不对称阻尼张紧器设计理念	35
4.1.2 盖茨不对称阻尼张紧器结构和静态分析	36

4.2	不对称阻尼张紧器动态优化性能分析	37
4.2.1	两种张紧器系统动态性能比较	37
4.2.2	不对称阻尼张紧器动态优化总结	39
4.2.3	关于该类型张紧器的设计展望	40
4.3	液压张紧器动态性能特点分析	40
4.3.1	液压张紧器设计原理和关键结构	41
4.3.2	液压张紧器工作特点和布局设计优势	41
4.3.3	适用范围和目前情况	43
4.4	其他控制皮带张力的方法	43
4.4.1	新型皮带对系统张力的影响	44
4.4.2	适用范围和目前情况	48
4.5	控制皮带张力对系统优化的总结	49
第5章	曲轴扭振对系统的影响	50
5.1	曲轴扭转减振器设计特点和工作原理	50
5.1.1	曲轴带轮扭转减振器工作原理	50
5.1.2	其它类似产品介绍	52
5.2	PYD 动态效果分析	53
5.2.1	实例发动机特点介绍	53
5.2.2	测试结果特点分析	56
5.3	对曲轴扭振进行优化的总结	58
5.3.1	目前推广情况介绍	58
5.3.2	曲轴带轮扭转减振器优点总结	58
5.3.3	对曲轴扭振进行优化的意义	59
第6章	总结与展望	61
6.1	总结	61
6.2	展望	62
	致谢	64
	参考文献	65
	个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果	68

第1章 引言

1.1 概述

带传动系统是传递动力和运动的常见装置，由于其重量轻，价格低，结构简单，维护费用少，能吸收振动、缓和冲击，传动平稳和噪音小等特点，被广泛应用于各类机械装置中，汽车发动机的前端附件驱动系统 FEAD (Front End Accessory Drive System) 就是带传动的一个重要应用。自从 1979 年福特首次使用单根多楔带简化以往的多重 V 形带附件系统并将“蛇形蜿蜒带传动”^[1]这一概念带入汽车发动机设计以来，该技术得到了各方关注，许多理论研究成果以及实际应用纷纷问世，随着各种新技术和新科技的不断发展，多楔带传动已经成为前端附件系统的标准配置。

发动机的前端附件系统，往往是一个比较复杂的轮系结构(3 个轮子以上)，皮带蜿蜒曲折，多楔带驱动的不仅仅是交流发电机和水泵，还需要驱动助力转向泵、空调压缩机，或许还有风扇甚至油泵。考虑到这些驱动单元对发动机的影响和所需要的皮带长度，绝大多数情况下必须有某种张紧装置存在，张紧装置的设计和安装位置需要考虑发动机制造公差、安装公差和皮带公差等诸多因素，多轮系导致系统布局的复杂性，往往还需要额外的惰轮用以引导皮带的走向。

新项目的开发过程中，除了传统的设计程序，满足发动机的空间布置和安装方便以外，现在对皮带寿命、带轮和轴承的寿命都有更高要求，由于动态运行的情况能直接影响系统的寿命，并对系统后期的问题有预见作用，系统的动态情况必须早在设计阶段就进行计算和仿真，动态问题甚至可能成为一个决定性的质量评判标准。

良好的系统设计，在完成发动机前端有限空间的合理布局上，对系统整体工作的安静性和传动的精准性都提出更高的要求。从原始的固定张紧到自动张紧器，再到不对称阻尼张紧器和先进的液压张紧器，交流发电机专用的单向离合器和耦合器，曲轴皮带轮用耦合器等一系列用于解决前端附件系统问题的辅助优化产品相继出现，带传动系统随着发动机的发展要求在不断进行着优化。目前国内外的研究很多关注平带传动^[2]的动力学系统建模，经典的模型能在研发

初始给与设计人员很大的帮助，但是所有的仿真都需要真实测试数据的反复校核，实际应用中，真实可信的测试方案和数据对于新项目的最终确定是很有必要的。

前端附件带传动由于其结构较一般带传动系统更为精密，实际运行中所出现的问题及考虑的条件相比一般带传动要复杂许多。动态仿真在设计初始能提供大致的判断依据，但实际系统的运行性能还是依赖可信的测试方案和测试手段所获得的数据进行分析。而优化产品由于模型复杂和具有非线性特性等，难以在仿真初始就获得满意的结果，很多是凭借经验和测试数据进行取舍，因此，测试手段和数据分析方面的不断发展，对于前端附件带传动系统设计研发具有重要的理论和实际意义。

1.介绍前端附件带传动系统动态测试技术和测试方案，分析发动机台架测试和整车测试的方法和特点。通过一些项目实例，选取最佳测试方案，丰富和发展动态测试理论体系。

2.实际项目为例，结合前端系统出现问题的机理分析，在辅助优化产品运用后，从测试结果数据分析，前后对比得到产品的动态优化效果，并从该产品的结构和设计原理上给与解释，有助于更好了解这些优化产品的作用和特点，为其他系统设计提供参考。

1.2 发动机前端附件系统研究现状

前端附件皮带传动系统的研发一直是发动机行业关注的焦点之一，主机厂和系统方案供应商都在积极开发新型的附件系统辅助优化产品。国内外相关理论和实践发展迅速，主要涉及平带传动动力学模型的研究、前端附件带传动系统测试技术和评判标准、辅助优化产品的设计原理和优化效果等方面。

1.平带传动动力学模型的研究进展

在平带传动系统的研究中，如何建立一个精确的动力学模型，是很多学者的研究方向。早期研究中，将传动带视为抗弯刚度为零且不可伸长的带状物，采用弦或梁振动模拟，在一些经典理论教科书中都可见^[3,4]，虽然可以使分析大为简化，但是这类模型无法解释带传动系统的某些力学现象，如主动轮和从动轮的转速差异、系统在其稳态邻域下的扭振及传动带的疲劳破坏等。

为了提高建模精度，中期模型将带视为完全柔软的粘弹性材料，第二种模

型考虑了传动带的弹性拉伸变形和阻尼，故而比第一种更为符合实际，由于其忽略了带的抗弯刚度，此模型更适用于传动带比较柔软的情况。陈立群^[5]推广平均法到有阻尼多自由度非线性系统的平带驱动系统，导出了平均化方程，进而可得到了系统响应的幅频特性，并通过用数值方法直接积分系统振动方程，得到了系统的幅频特性。Hwang^[6]基于第二种模型研究了带传动系统的自由扭振问题，给出了系统扭振的固有频率和振型，并应用其研究成果提出了预测传动带打滑的方法。侯之超^[7]建立矩阵形式的自由振动方程，推导出固有频率对设计参数的灵敏度表达式，由此导出固有频率对自动张紧机构设计参数和皮带传动速度的灵敏度的显式计算式。

第三种模型将传动带看作具有一定抗弯刚性的粘弹性材料，相对而言更加符合实际，但另一方面使分析更加复杂。Parker^[8]基于第三种模型用多尺度法研究了参量激励为传动带的张力和速度变化的传动带的振动稳定性问题，给出了在参量相空间内确定传动带参数激励振动的稳定域和不稳定域的方法。

2. 前端附件带传动系统测试技术和评判标准

为保证前端附件系统零部件在实际运行中的可靠性，项目开发后期接近定型阶段和整车寿命跑合之前，进行精确的动态测试来确认整个系统皮带张力的波动情况和所有部件的运行情况，根据测试结果判断是否进行优化是非常必要的。测试技术是汽车工业中很重要的一环，经验累积的工程手册和教科书^[9, 10, 11, 12, 13, 14]，具有很强的理论指导作用。

Beikmann^[15]实验研究了包含必需部件的典型三轮模型，发现张紧轮的转动振动和相邻的两根带的横向振动之间存在一种线性耦合，并用模态截断和数值方法研究非线性耦合振动，发现一种强耦合机制，转动占优模态导致动态张力的涨落，通过 1: 2 内共振激起带的大幅横向振动。Sakaguchi 和 Nishio^[16]在发动机点火台架上针对某问题三缸汽油机进行测试，运用阶次和频率等多尺度方法分析皮带的横向振动，研究表明皮带的振动受曲轴转速波动的影响并且振幅呈现周期性波动，振幅波动的周期与发动机转速同步，在相同的、成倍数的发动机阶次共振激励频率下，皮带将出现大的振动，此为皮带噪音主要原因。曾庆华和靳晓雄^[17]应用发动机分析专用软件 AVL-ETD，对某款发动机的正时同步带传动系统进行一维动力学仿真，介绍如何采用多体动力学方法辅助分析正时同步带系统振动激励引起的发动机正时机械噪声，此方法对 NVH 分析有推广作用。

Fujii 和 Yonemoto 等^[18]通过激光测量位移的方法测量和量化附件皮带的侧向

振动, 研究皮带跑偏的机理, 发现当发动机转速升高到引起皮带大幅度长度变化和皮带固有频率等于 $1/2$ 曲轴扭振引起的张紧方向皮带长度变化的频率时, 会发生侧向共振, 当超过限值时, 皮带会跑偏。Melas^[19]介绍了一种测算皮带固有频率的方法, 应用张紧弦固有频率的计算公式, 通过测量带段中点的张力来计算频率, 同时也是运用音波式皮带张力仪测量前端附件皮带静态张力的理论依据。HONDA 研发部的 Takazawa^[20]介绍了常用的前端附件皮带系统动态测试的方法, 总结了实际情况下会引起皮带张力波动的各种工况, 描述了在发动机台架测试中替代整车实际运行情况的发动机工况及其特点。Meckstroth^[21]用实验设计测量在较大的带轮接合和分离角情况下三维空间中皮带偏离中线的弧形角度, 用于分析传动中引起皮带错位极端情况下带轮包角的范围。Minjie Xu^[22]运用实验设计 DOE 和 FEA 软件仿真, 预测带轮几何参数和皮带参数对皮带传动精准性的影响。

3. 前端附件带传动系统设计和辅助优化产品设计原理及优化效果

为了降低皮带张力(提高皮带系统寿命)的同时提高传动效率(减少打滑、振幅波动或者噪音), 很多系统供应商开发了优化产品。比如单向发电机皮带轮能隔离发电机转子的扭转振动, 不对称阻尼的机械张紧器和强度更高、布局灵活的液压张紧器能有效减少系统张力波动, 还有从源头减少扭振来源的曲轴皮带轮耦合器。

吴昕^[23]介绍了多楔带的结构及特点, 结合多楔带在汽车发动机附件传动轮系中的应用, 总结了多楔带传动轮系的布置设计方法和原则, 分析了多楔带的静态张力、动态张力和寿命及其影响因素, 给出了相应的计算公式。李丰军和刘长波^[24]结合 CA6110 系列发动机前端多楔带附件传动系统的设计与开发工作, 介绍了多楔带传动系统的设计程序, 即设计功率、带速和传动比、带的有效长度和包角、带的张紧及楔数的确定。朱秀花等^[25]介绍了 6BTAA 发动机前端轮系设计开发过程中, 按要求修改装载发动机的风扇传动比, 描述了设计方案、设计输入、设计计算及试验验证等。试验结果表明, 通过降低发动机前端轮系的风扇传动比, 可有效地降低装载机的机外辐射噪声。

上官文斌^[26]建立了具有单向离合解耦器(Overrunning Alternator Decoupler, OAD)的八轮-多楔带发动机前端附件驱动系统的非线性旋转振动数学模型。以张紧臂角度波动、OAD 弹簧转矩和带-电机轮间的滑移率最小为优化目标, 建立了 OAD 弹簧刚度和电机转子转动惯量两参数的优化设计数学模型。结果表明,

采用优化后的系统参数，该系统的动态特性均得到一定程度的改善。岳小平^[27]结合某新型柴油发动机前端附件驱动系统的开发，介绍了 OAD 的结构、功能原理，对该前端附件驱动系统分别进行了应用 OAD 带轮和普通发电机带轮两种状态进行了动态模拟仿真分析并对比，最终在该发动机前端附件驱动系统上采用了 OAD 带轮来进行系统优化设计。田力^[28]针对张紧轮各部件参数对扭矩和阻尼的影响复杂、不易确定的现状，应用模糊数学中 Minkowski 距离公式进行分析计算，找出影响扭矩和阻尼的关键因素，并依此建立扭矩和阻尼的灵敏度方程，以达到优化设计的目的。盖茨公司的非对称阻尼张紧器皮带传动系统的专利^[29]，介绍了其结构、设计理念和功能特点。舍弗勒的 Peter Solfrank^[33]系统总结了机械自动张紧器、液压张紧器和发电机单向离合器的动态仿真模型原理和经典公式，介绍了各自的结构特点和动态效果。

综上所述，对于前端附件皮带传动系统的研究主要集中于理论模型的创建和优化、测试手段和方案的探讨、评判标准的量化、系统设计流程化、关于辅助优化产品的研发和分析等方面。对理论模型的研究多采用数值模拟方法加以改进或简化，停留于理论层面，适用情况有限制，实践性不足；对测试技术的研究侧重对其运用于解决特定问题的经验进行总结，实验方法的使用具有独特性，较少探讨其适用性和优缺点；对于评判标准，有局限性，量化模糊；对整体系统设计的研究也具有针对性强的特点，仅对特定设计中出现的问题进行分析和解决；对辅助优化产品的研究也是如此，一般仅作普通介绍和仿真分析，少有系统测试数据的支持。

1.3 前端附件系统常见问题和研究思路

1.3.1 常见问题

前端附件皮带传动系统存在着三类典型振动：带轮和张紧臂绕各自转轴的转动振动；皮带的横向振动；皮带的侧向振动。因为自动张紧器的运用，实际系统中部分带段的横向振动会与转动振动耦合。皮带振动的起因是皮带末端于带轮角速度波动所引起的张力变化，其属于弹性体振动系统的范畴。

皮带振动可能是以下因素引起：曲轴或受驱附件产生的动量；带轮偏心度过大；不均匀的带轮半径；带轮支架的运动；皮带特性或者设计导致的系统特征。皮带振动可能产生一系列令人不悦的结果：各类振动及耦合引起的皮带段

动态张力变化，其一增大了皮带的工作张力波动，加速了疲劳，其二引起轴承动态反作用力，产生结构噪音、轴承冲击噪音或碰撞继而影响轴承寿命，其三可能在一个或多个带轮处造成皮带打滑，导致操控过程中产生高频刺耳噪音。

随着发动机整体制造工艺的提高，很多因为部件尺寸误差过大致使轮系不共面工作的现象已经不复存在，目前常见问题很多是由于系统整体设计考虑不周和不合理以及曲轴动力输出不均匀性过大出现的带-轮打滑、皮带抖动即横向振动振幅过大，从而导致系统动态情况不理想和工作噪音。

1.3.2 研究内容、方法及技术路线

前端附件系统的开发大致分为初步设计、设计验证和系统优化三个部分。设计初始涉及的有：硬件条件，主机厂提供如发动机的附件大致布局，系统供应商根据各自设计累积的经验提供初步方案，推荐张紧器及惰轮的布置位置，由发动机设计方确认是否可以更改；软件方面，发动机性能标定数据中相关附件系统的参数，如各附件转动惯量、曲轴输出的转速不均匀性以及各附件加载后的功率数据和转速之间的关系也由主开发方提供，或者实测或者预期，这个是进行动态仿真的输入激励。两相分析后，系统供应商用客户的设计目标和自身量化及经验累积的评判标准进行判断，整体设计是否合乎要求。若两方都觉得没有什么问题，安装样件的发动机将进行开发阶段的动态测试，测试结果满意意味着设计结束。

而在很多情况下，系统都会有一些问题，尤其是在发动机的改款和变型时（考虑到成本，绝大多数主机厂喜欢用同一张紧器适用发动机的一个系列），这时的动态测试起到了考量、发现问题的作用，数据能让问题找到关键点，同时也给了优化方向。优化方案确定后，新一轮的动态测试，用以验证问题解决情况，一般有了发现问题阶段，再次测试时，还可以设计特殊的测试工况加以验证。主机厂在掌握了整体开发数据后，也直观的了解到了优化产品的效果和适用情况，从而积累了更多的经验。动态测试是属于前端附件系统项目开发中的一部分，而系统出现问题需要优化时，测试起到了相当关键的作用，整体研究技术路线见图 1.1。

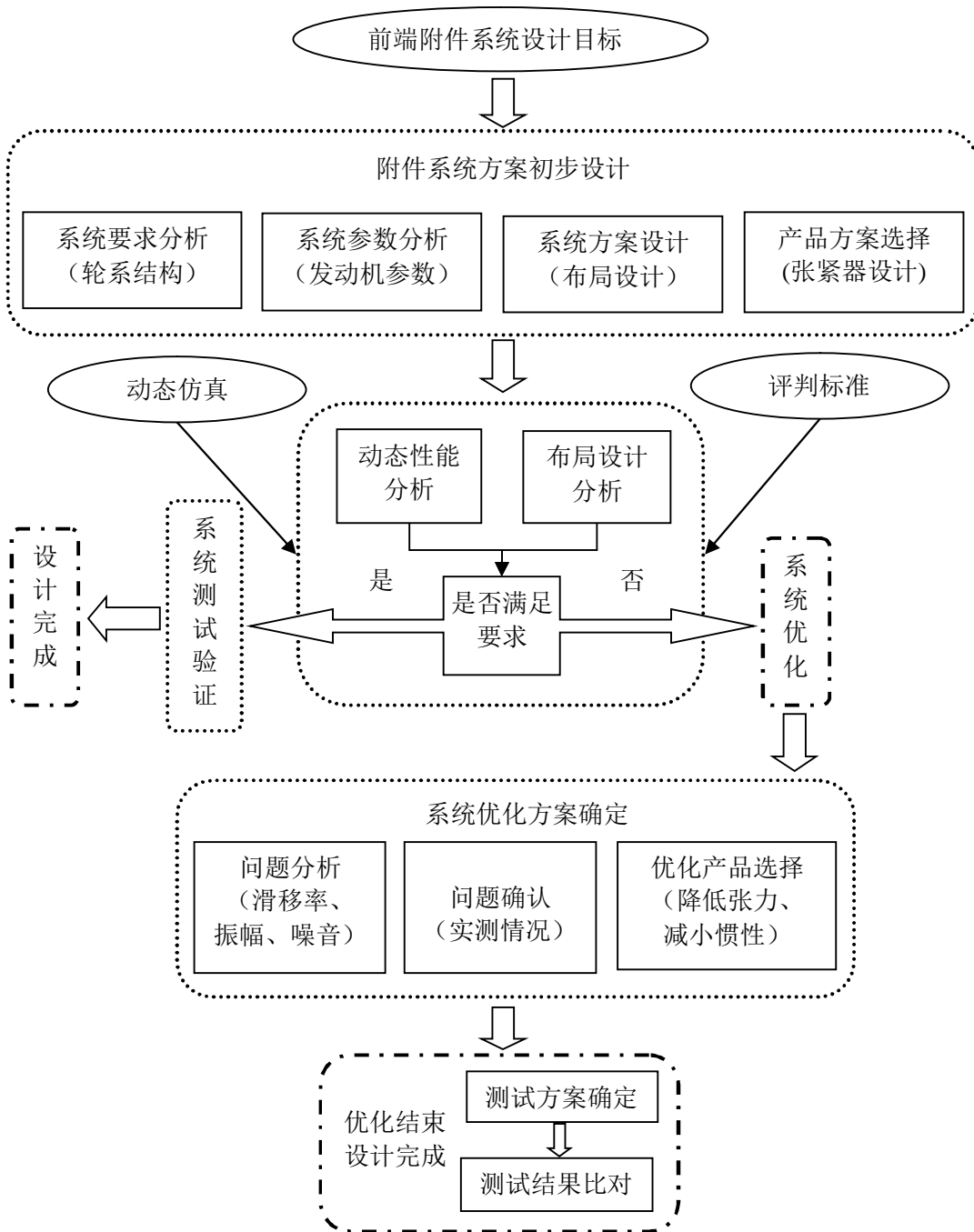


图 1.1 研究技术路线

1.4 课题研究目的及意义

1.4.1 课题研究的目的

前端附件皮带传动系统随着发动机技术发展和对 NVH 要求的日益提高，需要更多的设计优化和辅助产品，随着辅助优化产品对于系统优化的重要性逐渐被了解，越来越多的系统在设计初始就考虑使用它们，而其优化效果和适用情况一直都是灵活而多变的。

本课题从发动机前端附件皮带驱动系统项目研发阶段遇到的实际问题、动态测试方法和使用辅助优化产品改进后的系统实际测试结果出发，研究前端附件系统主要问题的产生机理和辅助优化产品对前端附件系统的优化作用和效果，结合理论研究和产品分析，对能影响整个系统的参量，和针对其进行优化的方法和手段进行总结。

1.4.2 课题研究的意义

本文旨在结合笔者的知识积累和实践经验，以动态实测结果为评判依据，讨论前端附件系统测试手段、方案和数据分析方法，重点介绍了辅助优化产品的特点和对系统工作优化的效果。

第 2 章 前端附件皮带传动系统动态测试技术

前端附件皮带传动系统是发动机和整车正常工作的重要运行部分，曲轴输出的部分动能，通过多楔带驱动着水泵（发动机散热）、交流发电机（整车充电）、空调压缩机和助力转向泵等关键部件，作为整个系统的组成，这些带轮都需要经由一些技术手段测量动态运行参数，很多针对此特殊设计的高精度的传感器和数据采集装置及计算处理软件相继出现。

为了模拟发动机和整车的工作情况，前端附件系统实际测试中，发动机点火试验台架和整车的转毂台架都有可能使用，测试手段的多样化也丰富了动态测试技术。本章将从总体上介绍前端附件系统动态测试技术涉及的关键参数测量方法和不同测试手段的特点。

2.1 FEAD 动态测试技术

测试技术的发展，能将测试参数的精确性进一步提高，使得结果更为可靠。FEAD 的动态测试技术，结合了很多先进的测控技术和软件分析技术，而测试对象工作是基于发动机原理、涉及机械原理，可以说是一个多学科的综合体。

前端附件是一个系统，各个部件既是独立的又是相互关联的，一个完整的评价体系应该既有作为整体的评判也有独立部件的评价。参数来源于皮带传动的原理和发动机的工作特点，评判标准很多都是经验累积所得，还需要结合实际情况，但也让系统的工作情况变得直观起来。

2.1.1 被测参数和实现方法

测试的变量包括：轮系中各轮的转速，包括曲轴、发电机、空调压缩机、助力转向泵、水泵和惰轮（有时 2 个）；张紧器的动态位移，惰轮和张紧器的受力；皮带松边最长段和皮带跨度较长段的抖动，这几处振幅最大。测试变量的综合布局图典型例子见图 2.1 所示。

转速的测量方法有：磁电式传感器配合齿盘和光电式传感器配合黑白贴纸，或者光电传感器直接测量特制黑白条纹皮带。位移的测量方法主要使用激光位移传感器测量工装面的反光点与传感器之间的变化距离，包括皮带的抖动和张

紧器的动态位移。受力情况使用应变片组合配合桥式电路，将电阻电压的变化转换为受力值。使用的数采系统一般配有频率和阶次分析，比如 Rotec 系统。评判的标准有：各个附件带轮的打滑情况，张紧器的动态位移和受力情况，皮带的振幅，各工况的综合评价和噪声评判。图 2.2 是一个典型的测试实例示意图。

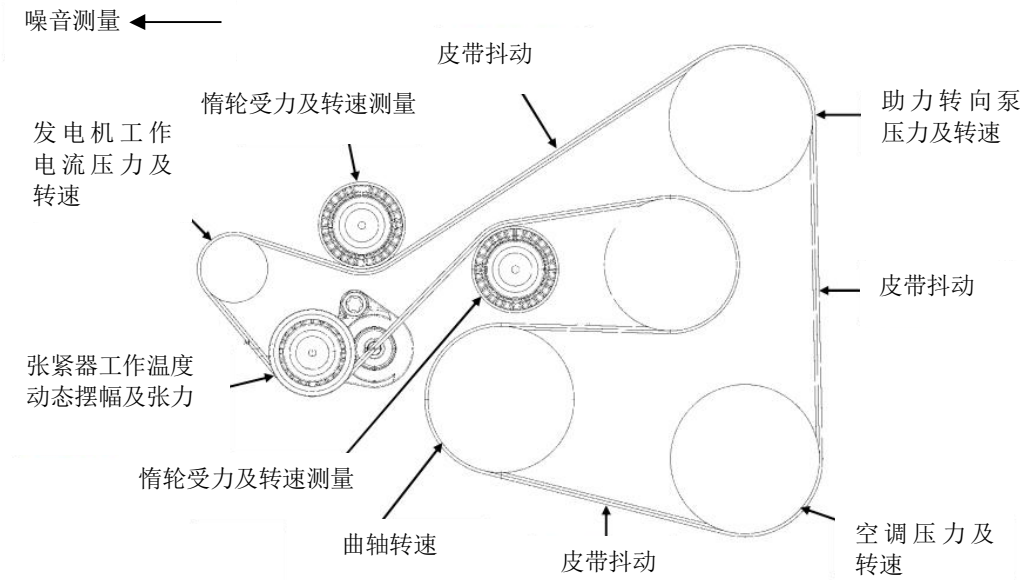


图 2.1 测试变量综合布局图

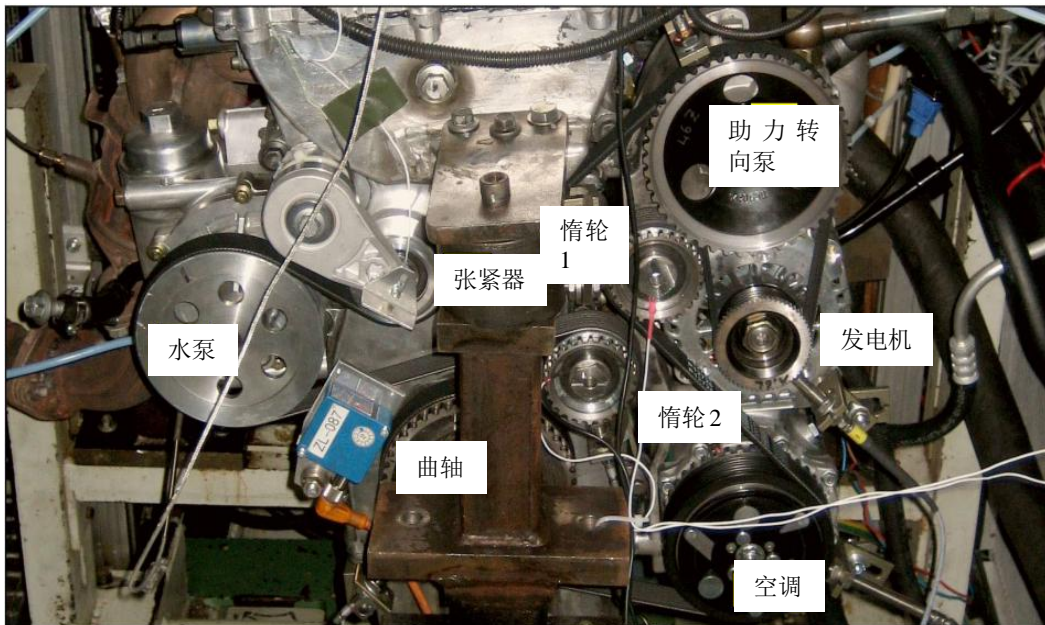
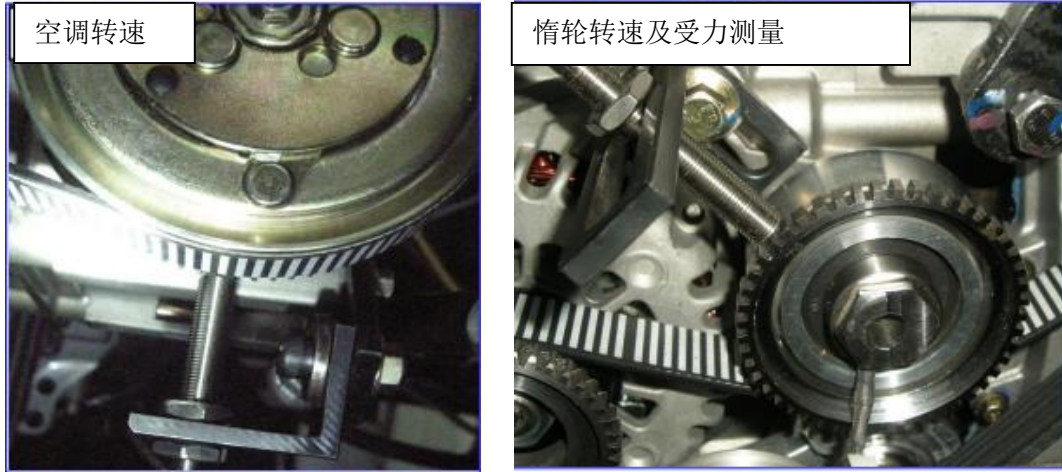


图 2.2 测试实例示意图

图 2.3 是测量转速的两种方法，a 为通过光电感应测量黑白斑马皮带直接测量被测轮的线速度，b 为通过磁电感应测量特殊工装齿盘齿数测量轮的转速，再由软件计算线速度，其中惰轮内已经被改装为贴装应变片组合的可测受力轴承。

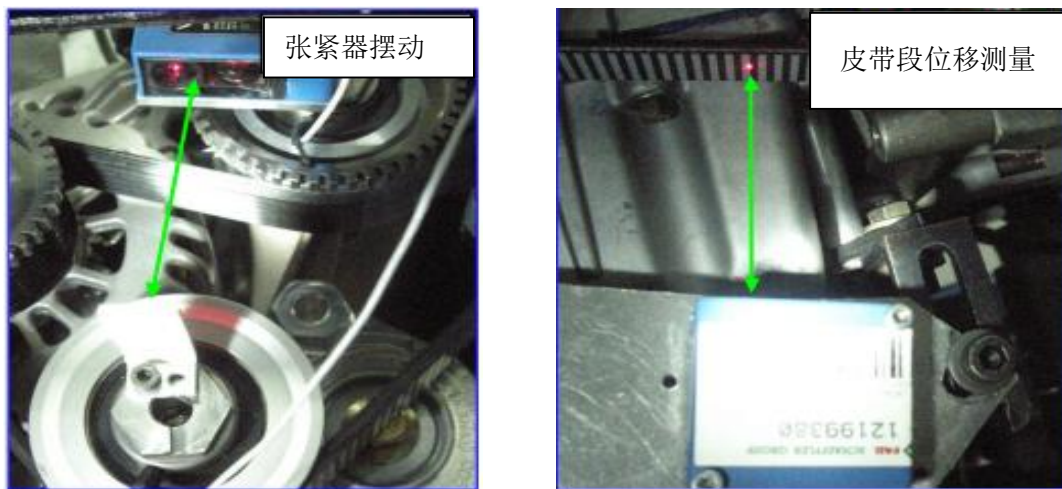


a) 光电感应测量

b) 磁电感应配合齿盘测量及受力测量

图 2.3 转速测量

动态位移测量是判断整体运行性能的重要参数，结合上图的转速和受力情况，能进行阶次分析和动态频谱分析共振频率。图 2.4 是运用激光位移传感器测量张紧器动态位移和皮带横向抖动的实例示意图。



a) 张紧器位移

b) 皮带横向位移

图 2.4 位移测量

皮带的受力也是随着曲轴转速动态变化的，由于实际操作所受的限制，系统中测量的是惰轮和张紧轮受力，利用皮带具有弹性体系统（质量、弹性及阻尼都是分布的、连续的）特点，而所测的受力是设计精确的皮带包角给予的合力，故从公式能反推皮带的受力。具体操作中需要一些硬件的支持，将在下节详细描述。图 2.5 是 FMA（force measuring adapter）测皮带力原理图：a 为原理图，受力体（strain body）受到皮带力后变形，粘贴在其上的应变计（strain gauge）将所受力转化为电信号输出；b 为应变片组合成应变计配合桥式电路输出受力信号的原理图。

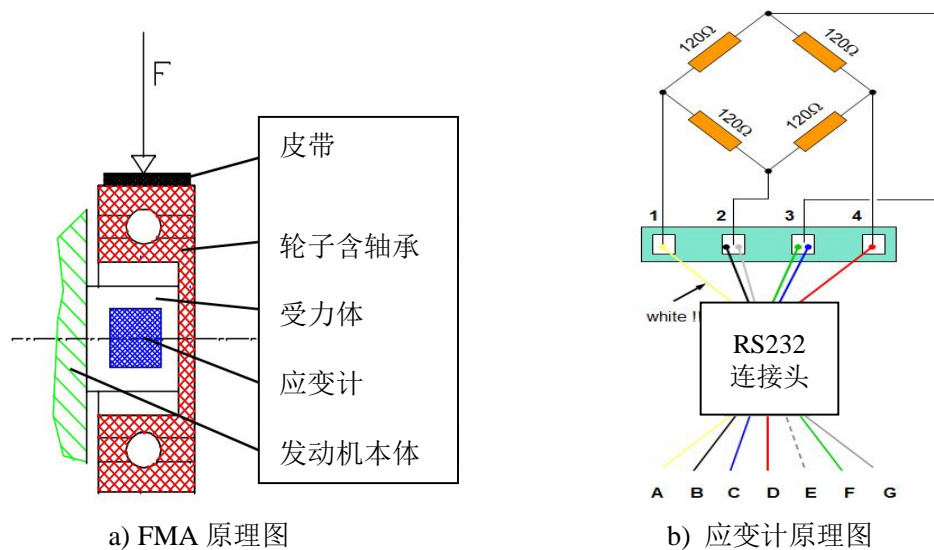


图 2.5 受力测量

静态皮带受力是判断整体系统是否符合设计的一个参数，采用 Clavis 音波式或者手持式红外光皮带张力仪进行测量。操作方法如下：红外光式将仪器靠近被测皮带段中点，音波式是握持传感器跨于皮带中点外围，均匀将皮带下拉再让其自由回弹，仪器将测量该段皮带的振动频率。

2.1.2 软硬件要求

前端附件皮带传动系统的测试，需要测量的参数和分析的数据都很多，虽然都是转化为电信号输入，但是覆盖的范围和精度要求很宽泛，这对测试设备也提出了同样的要求。目前主流的数据采集硬件设备都是采用类似模块化的结构，比如 LMS、NI 和本文采用的 Rotec 扭转振动测试系统，主机提供总电源（支

持 220V 50 赫兹交流电或者各类直流电包括车载 12~14V) 和多通道接口 (2 到 10 通道可选, 还可采用总线集成庞大的测试网), 数据采集的板卡有各种类型 (能直接采集频率、电流、电压和特殊定制信号, 测量精度也有不同) 其供电的接口和主机一致, 方便拆换, 能根据测试方案随时更改。图 2.6 是 Rotec 前端数据采集系统硬件实物图, a 是 12 插槽的主机箱, b 是各类测试模块可拆卸的板卡。



图 2.6 Rotec 前端数据采集系统硬件实物图

Rotec 系统主要由分析控制单元 RASnbk、数据采集单元和传感器 (包括测速传感器、振动加速度传感器、麦克风、位移、压力、扭矩、应变、温度传感器) 等组成。

软件能完成下列分析: 时域分析, 频域分析; 速度和转速分析; 2 通道速度传递差; FFT 阶次分析: 瀑布图 (Waterfall Plot); FFT 频率分析; 开贝尔图 (Campbell Plot); 单一阶次 (single order); 以及利用动画和模拟进行分析: 运动状态可视化 (用实际测得的位置位相值构成 3 维网格模型; 实际运动状态, 复杂的相位关系明了易懂); 实时振动模拟 (线性数字模拟演示回转系统振动特性; 模型化元素: 弹性, 阻尼, 惯性运动, 刚性等; 振动引发力形态: 频率扫描形式, 测定数据/分力列表)。

常用的 ICP 加速度传感器, 分为三轴和单轴, 能测量被测件空间方向的加速度。磁电感应式转速传感器是一个非接触式的速度测量器件, 可以测量齿轮 (叶轮, 齿形带轮各种有规则分布槽的轮子) 的转速或有规则分布槽的直线运动部件的速度。激光位移传感器可以精确测量 50~150 毫米范围内带反光表面物体的运动变化距离。图 2.7 是实物图。



图 2.7 常见传感器（左至右：加速度计、磁电转速计、激光位移测量）

2.2 结果评判和方案特点

前端附件皮带系统的工作情况由动态测试结果进行评判，测试数据众多，缺少直观性，评判的参数都是通过分析、公式计算的结果。根据发动机的开发阶段和客户要求，测试方案也需要配合实际需求。在发动机开发初期，仅有样机阶段，一般是在点火台架上结合发动机单机标定进行测试。而在后期发动机改型或者替代时，整车已经标定结束，很有可能在实车上改装，上转毂台架或者试验场地进行测试。

2.2.1 评判参数和分析方法

前端附件系统有很多评判参数，由于直接评价的是运行情况，参数与动态仿真和实际测试数据有关。主要的参数有：皮带的打滑情况，以百分比显示，体现传递动力的效率；皮带的振动幅度，与带段跨度长度有关，一般在跨度的 10% ($\pm 5\%$) 之内；各个附件的响应力，设置运动部件轴承的受力范围，比如水泵轴承最大受力为 1500N；张紧系统中张紧器的动态位移和工作位置，工作温度和运行温度，张紧轮的工作温度；轮子的受力，如惰轮和张紧轮。

打滑，是摩擦传动的皮带系统中不可避免的一个特有情况，而发动机工作中特有的转速不均匀性，在不理想的情形下更能加强皮带的打滑。我们是用转速差的比例来评判打滑情况的，见理论公式 2.1，因为惰轮的转动惯量基本可以忽略不计，可以视为和皮带等速，与直接测量皮带速度误差不大，很多时候可以使用惰轮转速作为参考值，见公式 2.2：

$$S = \left[\frac{(n_B \times i - n_p)}{n_B} \times i \right] \times 100\% \quad (2.1)$$

$$S = \left[\frac{(n_{Ref} \times i - n_p)}{n_{Ref}} \times i \right] \times 100\% \quad (2.2)$$

其中：
 n_B 表示皮带的速度, 1/min;
 n_p 表示被测轮子的速度, 1/min;
 n_{Ref} 表示作为参考的速度, 1/min;
 i 为两个轮子之间的传动比

计算后结果为正值, 其实际意义是皮带速度要大于带轮转速, 结果如果为负值, 意味着皮带比轮子速度要慢。由于取得数据和测试工况的不同, 不同的情况下要求也不一样, 比如, 起动时测试时间短, 计算的打滑会比较大, 评判时一般要结合实际噪音和张紧器或皮带的振幅。当然整体性能良好的系统, 打滑会相对较小, 尤其是在发动机升速带负荷阶段, 平均值会很明显。

前端附件系统各轮系允许的长时间运行的打滑率上限为 1.5~2%, 比如发动机从怠速到最高转速的匀速提升阶段; 在发动机起动阶段短暂允许 4% 的打滑率, 有时根据实际情况和客户的要求而有不同。

发动机的转速不均匀性也是基于瞬时转速进行计算的, 与发动机的负荷和工作情况有关。一般在测试中, 也会顺便计算, 作为测试情况的监控值之一。计算原理相对简单, 公式如下:

$$\delta = \Delta n / n_{mean} \quad (2.3)$$

其中：
 n_{min} 为工作周期最低转速, 1/min;
 n_{max} 为工作周期最高转速, 1/min;
 n_{mean} 为平均转速, 1/min;
 Δn 为最高与最低转速差, 1/min;

测量带段中点的振动频率, 结合皮带的长度、质量 (由密度获得) 等参数, 通过公式 2.4 可以获得皮带受力。皮带的密度 ρ , 可以通过公式 2.5 和 2.6 两种方式获得。

$$F_T = 4 \cdot \rho \cdot L_T^2 \cdot f^2 \quad (2.4)$$

其中：
 F_T 为皮带静态受力, N;
 ρ 为皮带密度, kg/m;
 f 为带段中点测得频率, Hz;
 L_T 为该段皮带长度, m;

$$\rho = \rho_0 \cdot n. \quad (2.5)$$

$$\rho = \frac{1 \cdot m}{L_R} \quad (2.6)$$

其中：
 L_R 为整根皮带长度， m ；
 m 为皮带总质量， kg ；
 ρ 为皮带密度， kg/m ；
 ρ_0 为皮带每楔密度， $kg/m/pk$ ；
 n 为皮带楔数

F_R 是 FMA 上所受的力， α 为包角。将皮带受力转化为特定包角 α 下 FMA 替代的惰轮或者张紧轮的受力，按照公式 2.7，由于是合力，皮带单边力需要除以 2，见图 2.8。

$$F_R = 2 \cdot F_T \cdot \cos\left(\frac{|180^\circ - \alpha|}{2}\right) \quad (2.7)$$

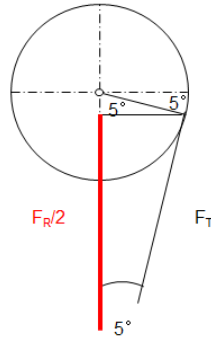


图 2.8 FMA 受力计算图

例如包角 α 为 190° ，计算图和公式 2.7 使用如下。

$$F_R = 2 \cdot F_T \cdot \cos\left(\frac{|180^\circ - 190^\circ|}{2}\right) = 1.99238 \cdot F_T$$

关于系统中各轮系的包角，根据各个轮系的惯性质量和最大消耗力矩，有建议的包角参数，一般系统各轮系参数如下，曲轴包角要大于 180° ，因为惰轮惯性质量很小默认无扭矩消耗，一般包角大于 25° 即可，见表 2.1:

表 2.1 前段附件轮系参数及设计推荐

轮系名称	惯性质量 [kg.m ²]	最大消耗扭矩[N.m]	推荐包角[°]
发电机	0.002~0.005	15	≥150°
空调	0.002~0.004	22	≥120°
助力转向泵	0.001~0.002	24	≥100°
水泵	0.0005~0.001	3	≥30° (槽轮) ≥60° (平轮)

实际运行中，皮带的固有频率是随着曲轴转速动态变化的，将其视为一根拉紧的弦，它的自振频率与张力之间有着确定的函数关系，可以利用一维波动方程对皮带简化为弦进行分析。当忽略弯曲刚度时，动力平衡微分方程如下 2.8:

$$\rho dx \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = T \left(\theta + \frac{\partial \theta}{\partial x} dx \right) - T\theta + p dx \quad (2.8)$$

$$\text{令 } c = \sqrt{\frac{T}{\rho}} \quad \theta = \frac{\partial y}{\partial x}$$

$$\text{其中, } \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + \frac{1}{\rho} p(x,t), \text{ 为弦的横向强迫振动方程.} \quad (2.9)$$

c 表示弹性横波的纵向传播速度.

$$\text{此振动平衡条件为: } S \left(\frac{\partial y}{\partial x} + \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} dx \right) - S \frac{\partial y}{\partial x} - \rho dx \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0$$

$$\text{运动微分方程为: } \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \quad (2.10)$$

将基本公式转化运用在前端附件皮带系统中，得到公式 2.11 如下。由公式可见，当发动机转速上升，皮带振动的固有频率将下降。这一是因为转速越高，皮带受力越小，所以共振频率降低，另外转速对共振频率也有影响。还有一个问题是皮带受力降低，将造成皮带抖动增大，抖动大发生在高转速段的时候多。皮带横向振动固有频率的公式见 2.11，

$$f_n = \frac{1}{2L} \left(c_0 - \frac{v^2}{c_0} \right) \quad (2.11)$$

$$c_0 = \sqrt{\frac{T}{\rho}} \quad (2.12)$$

其中： c_0 表示横波的传播速度.

L 为两个部件之间皮带的跨度

V 是皮带的速度, 可以用发动机转速相关

T 是皮带的张力

ρ 表示皮带的密度(kg/m)

由于皮带使用线绳作为主体, 整体类似两端固定并施有张力的弦, 横波弦振荡和驻波共振在传动过程中不可避免, 而发动机的转速波动和张紧器的运动使得皮带张力不断变化, 从而使得横波的传播速度也在改变。当弦上产生驻波时, 弦长 L 为半波长的正整数倍。在任一特定点 x , 质点都随着时间在作简谐运动, 而且所有的质点都以相同的频率作振荡。弦线上各处质点的振幅并不相同, 而是随质点的位置而改变, 振幅为 $2y_m \sin kx$, 见公式 2.13:

$$y = [2y_m \sin kx] \cos \omega t \quad (2.13)$$

其中： $k = 2\pi/l$, 弦长 l 时的波数 k

$$l = n \left(\frac{\lambda}{2} \right), \text{弦线长为半波长的整数倍}$$

有些设计, 带段在符合上述条件下, 会出现很大的共振, 需要通过改变皮带固有频率等手段进行改进, 由公式 2.11 可见, 皮带张力的改变对整个系统的影响是微妙而有效的。

2.2.2 测试方案的选择和各自特点

前端附件系统的动态测试, 需要保证测试组合能包含所有运行情况。张紧器的极限样件, 从弹簧力的公差范围, 选取张力最大样件和寿命衰减后的张力最小样件, 皮带的极限样件, 从制造公差和寿命磨损量, 挑选公差下限的最短皮带和公差上限加上磨损延长量的最长皮带, 并进行组合, 最小张力样件与最长皮带模拟的是系统寿命内的最小张力工况, 最大张力样件与最短皮带模拟的是系统最大张力工况, 而理想设计张力和标准长度皮带模拟的是系统的标准配置。只有所有的测试组合结果都通过了, 设计才能算是符合要求的。

良好而全面的工况模拟是测试结果是否精确的判断标准之一, 完整的测试

项目，应该能够覆盖实际使用中的各类情况，一般包括：起动和停止，发动机半载和满载均匀升速结合附件系统的加载，怠速结合附件系统的加载，整车测试中急加速急减速等特别设计的工况。发动机全速全负荷结合附件全加载的工况，可以算是最恶劣的工况，但对于前端附件系统，实际情况中经常出现的发动机半负荷结合附件加载，参见满足公式 2.13 的情况，也有可能出现工作恶劣的情况，所以这个工况也是需要进行测量的。选取典型工况进行动态测试，从发动机的转速不均匀性，打滑情况，受力情况，张紧器的工作情况，噪声影响和共振频率系统阶次响应分析，充分判断系统整体的动态性能。

测试方案实现的方法也各有不同，总的来说，试验台架能提供更加理想的测试条件，受外界环境影响也比较小。整车在试验场地取得的数据也是真实可信的，但是对整车设计参数需要了解，有些测试工况的实现条件需要验证，实际操作危险性也高一些。

发动机点火台架是项目开发的重要手段，在发动机与测量控制系统的连接上，存在着硬连接和软连接两种方式。所谓的硬连接是将未带变速器的发动机飞轮直接连接到测功机上，这种连接方式在台架试验时可以直接传达发动机的输出功率，没有变速器的机械损失，但是其无法模拟整车的使用环境。而软连接是将发动机与变速器装配好后，再通过变速器输出端与测功机相连，这种方式是通过变速器来输出动力，所以其功率有所损失，但它可以更准确地模拟整车环境。

底盘测功机即转毂台架也是汽车试验中一个很重要的测试手段，是用于测量汽车驱动轮输出功率、扭矩（或驱动力）和车速（或驱动轮转速）的专用计量设备。一般的底盘测功机可用于测试汽车的动力性（最高车速、最大爬坡度、0~100Km/h 加速时间）、动力传动系统耐久性，附加一些设备，还可以辅助测量汽车的经济性和排放性能。底盘测功机主要部分为滚筒机构、动力吸收装置、控制与测量系统和辅助装置。试验台使用滚筒结构，并在滚筒上附加按照路谱而配置的高程块，可以真实的模拟车辆在道路上的所受到的各种阻力，再现道路上车辆行驶情况，具有可重复性和高效性。

台架试验就像一面镜子，透过它在早期样机阶段就可以不断地发现问题并加以优化和改进。整个台架试验所需要的设备以及对外部环境的要求是比较高的，很多现实中难以遇到的情况都可以通过台架试验来进行模拟，这样就极大地拓展了对发动机性能和可靠性验证的范围。

在发动机进行改款换代和优化等情况下，会进行整车试验，需要了解车型设计的一些参数，比如爬坡角度、最大整備质量、整车标定情况和变速箱匹配情况，为了接近台架试验的环境，需要试验人员通过实际路况驾驶车辆全油门加速到发动机最高设计转速的半/全负荷等危险工况。一般使用能将档位锁止的试验车，可以将扭矩和转速输出控制线形化，而带有液力变矩器的自动档车辆，由于其扭矩结合过程的非线性特性，对于怠速至变矩器结合的转速，测试数据会“失真”，见图 2.9，对 2000 转/分转速以内的情况分析不利。

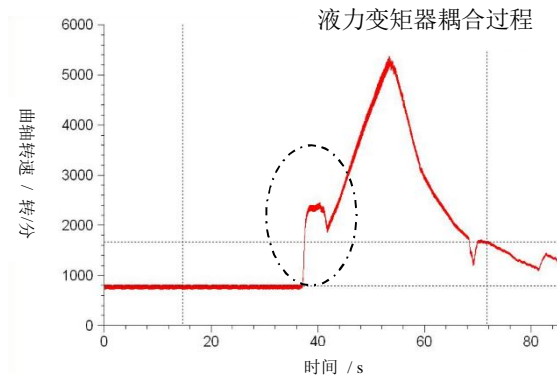


图 2.9 带液力变矩器时曲轴实际转速

第3章 发电机惯性质量对系统的影响

发电机是前端附件系统里非常重要的部分,其工作核心——转子是一个体积大、质量重的电磁体,经旋转和磁化后才能发电,转子的惯性质量大,并且转速为曲轴转速的2~3倍,因而曲轴转速的波动会使发电机转子的振动放大,进而导致大的皮带张紧力变化,造成皮带的疲劳破坏,并且在发动机运行时产生噪声。

随着整车用电量的需求加大,发电机的最大输出功率一直呈现上升趋势,由于该原因产生的系统不稳定越来越多,单向离合解耦器 OAP (Overrunning Alternator Pulley 发电机超越皮带轮的缩写)和 OAD (Overrunning Alternator Decoupler 发电机离合解耦器的缩写)就是为了解决这一问题而发明的。

3.1 离合解耦器设计原理分析

当发动机减速时,如汽车在进行快速换档或者发动机熄火时,由于发电机转子惯性,其作用在发电机带轮上的力矩将反向,使得发电机带轮附近的皮带张力产生逆向变化,原来紧边的皮带将成为松边,松边将成为紧边,很多情况下引起无张紧器原紧边的皮带张紧力为0,从而导致皮带打滑而产生噪声。

OAP 和 OAD 安装在发电机转子轴上,其外部是一个传统的皮带轮,内部有单向离合器,目的是在发动机转速下降而发电机在惯性作用驱使下产生与发动机动作相反的转动惯量时,将发电机轴和皮带轮分开,把发电机的转动惯量从前端附件驱动系统中分离出来,从而达到改善系统性能的目的。

3.1.1 OAP 和 OAD 工作原理

由相对速度来进行工作判断的单向离合单元设置于从动带轮和被皮带驱动的连接发电机转子的轴之间,其运行工况有结合和脱离两种情况。离合器脱开时,带轮速度 θ_p 低于轴速度 θ_a ,当相对速度接近零时,离合器啮合,带轮和轴彼此被离合器内转矩 M_c 制约运动,在这种情况下带轮惯量 J_p 和辅助惯量 J_a 组合成刚体惯量 $J=J_a+J_p$ 。当离合器转矩由正值降到零时,带轮和轴脱开。两啮合和脱开结构的分段线形系统工作状况的表达式见表 1:

表 3.1 离合器接合和脱离状况及转换准则

状况	转换条件
接合 $\theta_a = \theta_p, M_c > 0$	$M_c = 0$
脱开 $\theta_p < \theta_a, M_c = 0$	$\theta_a = \theta_p$

OAP 的专利所有者是德国舍弗勒集团下依纳公司，OAD 是加拿大莱顿公司的产品，虽然功能相同，设计出发点和最终要求一致，其工作原理却截然不同。两家公司各有所长，舍弗勒擅长制造轴承，OAP 单向离合器单元的想法来源于轴承中滚针和滚道的灵活配合，而莱顿公司是专门提供发动机张紧器的系统供应商，OAD 使用的是 2 个灵活配合的扭簧。下面将对其各自的工作原理和实现方法进行一个大致分析。

OAP 如下图 3.1 所示，单向离合器单元由带槽坡形滚道冲压内圈、带弹簧保持架和滚针组成，保持架固定在内圈的槽内，静态时弹簧推着滚针在坡道的顶部，此时滚针受力类似轴承，将内外圈完美结合，使带轮和内轴转速一致；当发动机减速，内外圈动态转速差出现时（一般是轴比带轮要快），离合滚针在惯性力矩作用下给弹簧施加压力将弹簧回压，同时也随着坡形滚道落到底部，此时内圈和外圈脱离，由轴两端的支撑轴承保持内外圈自由的转动。

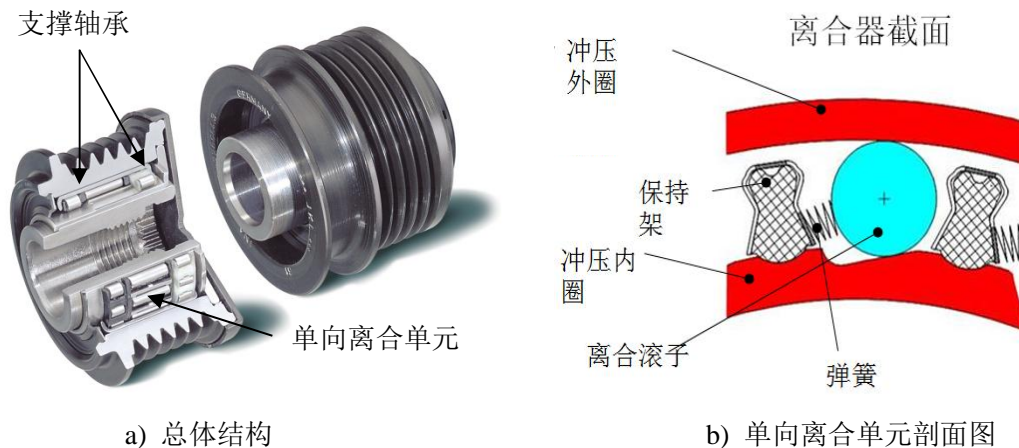


图 3.1 OAP 结构原理图

OAD 与 OAP 的结构不同，它的单向离合单元是由扭簧及尼龙支持座和限位环组成。当带轮驱动发电机运转时，内轴的速度比外圈要慢，隔离弹簧将受到的力矩传递给单向离合中的扭簧，通过形变将内外圈张紧，使内外转速同步；

当发电机转子的负扭矩出现时，隔离弹簧不受力，单向离合单元回到自然状态，内外圈不结合，外圈在后端轴承和前端轴套的支撑下旋转与内轴不同步。由于扭簧结构的灵活性，出现打滑，外圈比内圈要慢时，OAD 还能提供额外的阻尼进行矫正，达到耦合的效果。

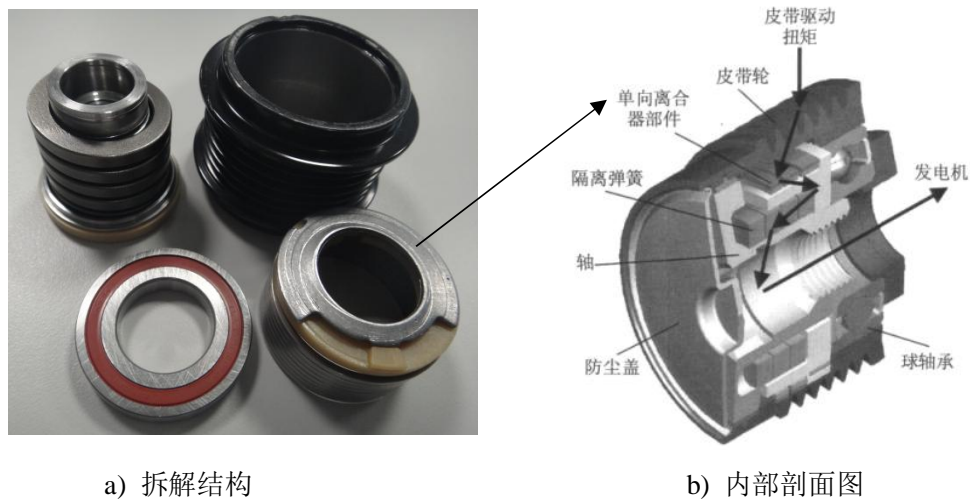


图 3.2 OAD 结构原理图

3.1.2 适用情况和优缺点

汽车发电机是三相励磁式交流发电机，经全桥整流后输出直流电，其由发动机带动，怠速时也能发电，当转速越高时，所输出电流也越大。发电机通过皮带传递的扭矩，将动能转化为电能。电机的扭矩 T ，单位是 $\text{N}\cdot\text{m}$ （牛米），计算公式如下：

$$T = 9550 \times \frac{P}{n} \quad (3.1)$$

其中， P 是电机的额定输出功率，单位是千瓦（KW）；

n 是额定转速，单位是转每分(1/min)。

转动惯量是表征刚体转动惯性大小的物理量，它与刚体的质量、质量相对于转轴的分布有关，在旋转动力学中的角色相当于线性动力学中的质量，描述角动量、角速度、力矩和角加速度等数个量之间的关系。在发动机前端附件系统中，各个部件自身转动惯量的大小，会影响整个系统的动态表现。总的来说，大转动惯量的部件，驱动其达到一定转速需要的力矩和其产生的反向扭转力矩都会较大，会增加系统的功率损耗，动态的扰动也会比较明显，前端系统的发电机最为明显。转动惯量 J 的表达式为：

$$J = \sum m_i r_i^2 \quad (3.2)$$

若刚体的质量是连续分布的，则转动惯量的计算公式可写成：

$$J = \int r^2 dm = \int r^2 \rho dV \quad (3.3)$$

式中 m_i 表示刚体的某个质元的质量， r_i 表示该质元到转轴的垂直距离， ρ 表示该处的密度，求和号（或积分号）遍及整个刚体。转动惯量在 SI 单位制中，它的单位是 $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ 。绕定轴转动时的刚体动力学公式，角加速度与合外力矩的关系，式中 M 为合外力矩， β 为角加速度。

$$M = J\beta = J \frac{d\omega}{dt} \quad (3.4)$$

当知道发电机的转动惯量时，根据上式，能计算驱动力矩。发动机启动至怠速阶段，转速低，发电机需要较大的输入转矩，而减速时，转子产生的反向扭矩将通过带轮传递至皮带，当带轮是带单向离合功能的，传递的扭矩会通过离合单元而被隔离。

OAD 的扭簧结构能对两种扭矩进行响应，故而对于比较低的转速不均匀性的发动机比如汽油机，其动态性能是很不错的。但是它结构比较复杂，其中还结合了一个独立的轴承，成本较高。在详细的分析中发现，因为扭簧结构相对位置的不固定特性，运动中自身的不平衡和跳动明显比类似轴承结构的 OAP 要大，在早期的设计中寿命情况也不是很理想。优点是，扭簧能根据发动机的参数进行匹配，当发动机工况恶劣时，能加大扭簧的强度。因为扭簧需要的空间也比较多，所以其轴向会比较长，要比普通轮子要伸长一些，需要更多空间。

灵巧的 OAP 是普通刚性轮子的好替代，能做到基本尺寸一致。类似轴承的内部离合结构，还有小巧的支撑轴承，基本结构采用标准部件，无需特殊设计，对于大规模生产很有优势。而且内部零件都是精密加工，其部件寿命也比较高。其缺点是，由于惯性元件的固定，对于发电机产生的扭矩有限制，一般较少使用在发动机转速不均匀性过大，同时发电机产生的惯性扭矩超过 $50\text{N}\cdot\text{m}$ 时。

3.2 实例发动机改款项目

实例发动机的改款和优化项目，其一是因为电气化需求加大，发电机输出功率需要提高至 150A ，同时调整了发电机的安装位置；其二是将转向助力改为电子式，取消了原先的助力转向泵带轮，发电机采用输出电流为 150A 的同款，

惰轮位置下移。整个改款的发动机使用初始设计的张紧器，改动基本在皮带长度和安装位置上，节省了首次开发费用，这也是发动机改款的特点。原型发动机的设计，达到了动态要求，那直接改款会有什么问题呢。

3.2.1 实例发动机问题描述

测试发动机是在量产车辆上进行更改，车型 AP11 对应上文的改款一，AP13 对应改款二。对应布局图如下：

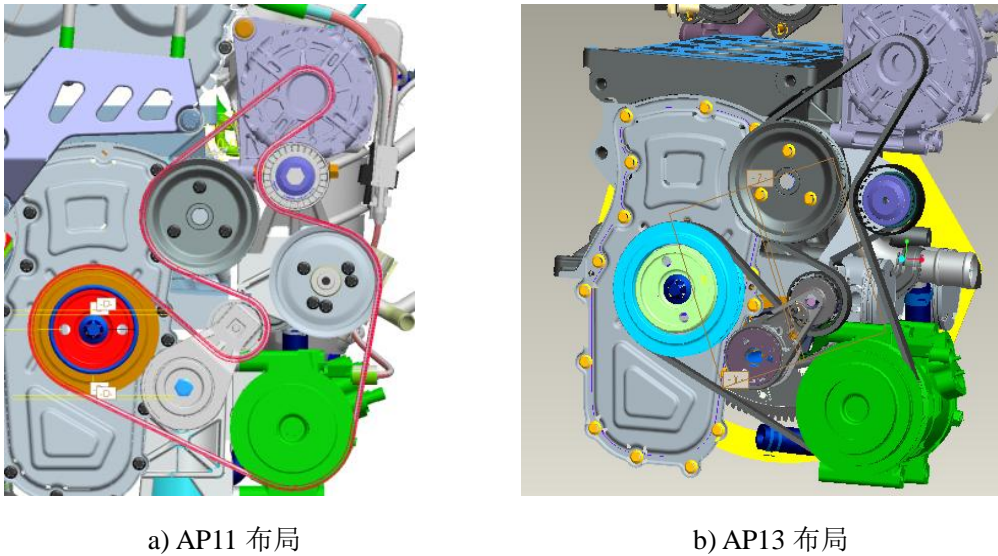
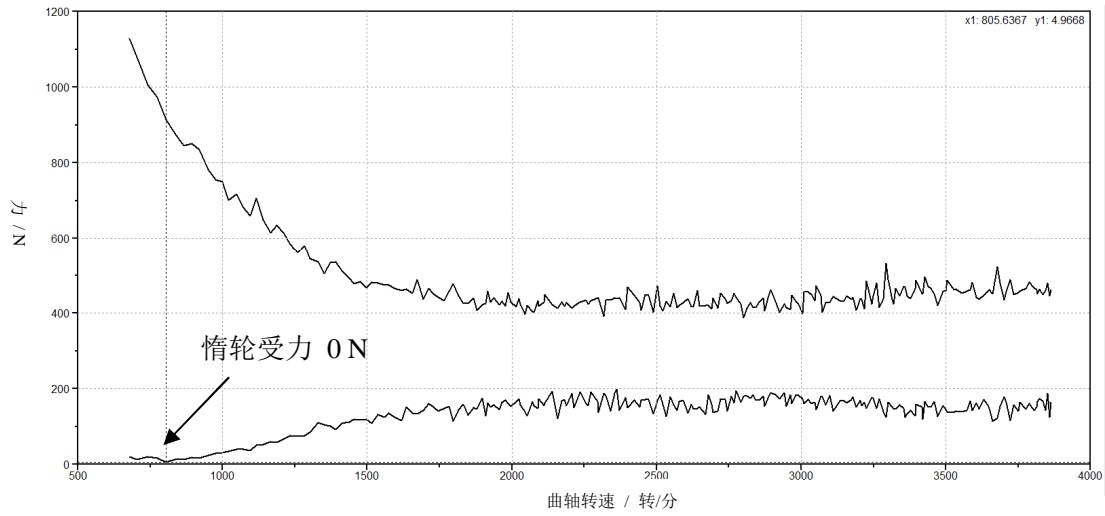
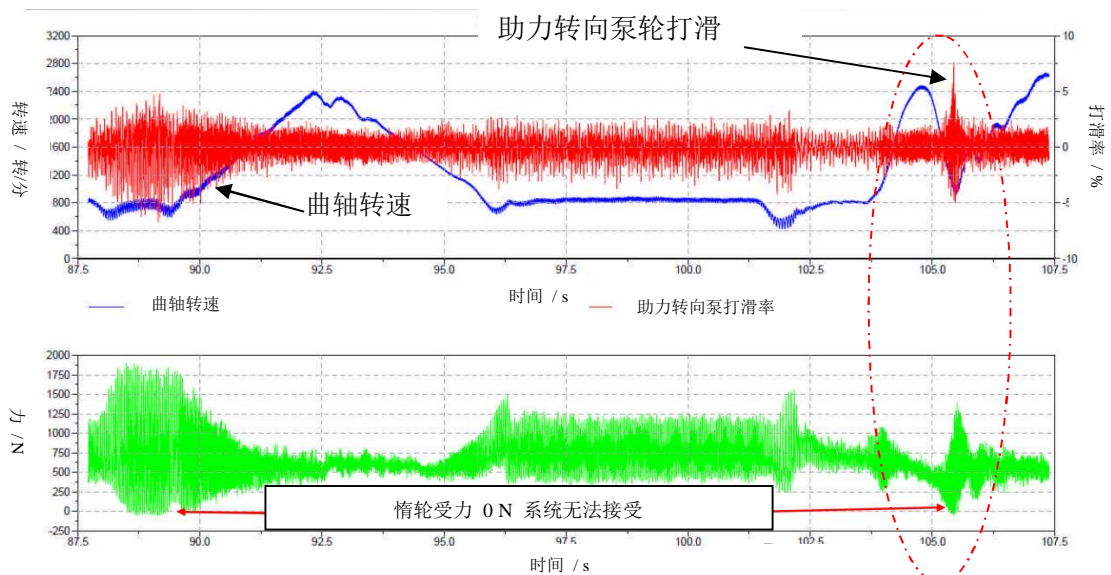


图 3.3 实例发动机改款布局图

AP11 在初始设计的基础上，加大了发电机的功率，安装位置有移动，原始设计中，助力转向泵带轮的包角较小，在张紧器张力最小，采用刚性带轮时，惰轮的受力波动较大，图 3.4a 中的黑色包络线为见刚性带轮在全油门加速情况下的惰轮动态受力，其可见最大受力超过了 1000N 而最小时接近于 0N。而在检验助力转向泵最大加载情况下设计的工况中，绿色线表征的惰轮受力出现了明显的 0N，动态表现为皮带打滑，后续表现为噪音。红色实线表征的助力转向泵打滑率，在发动机减速惰轮受力最低时，明显出现了峰值。



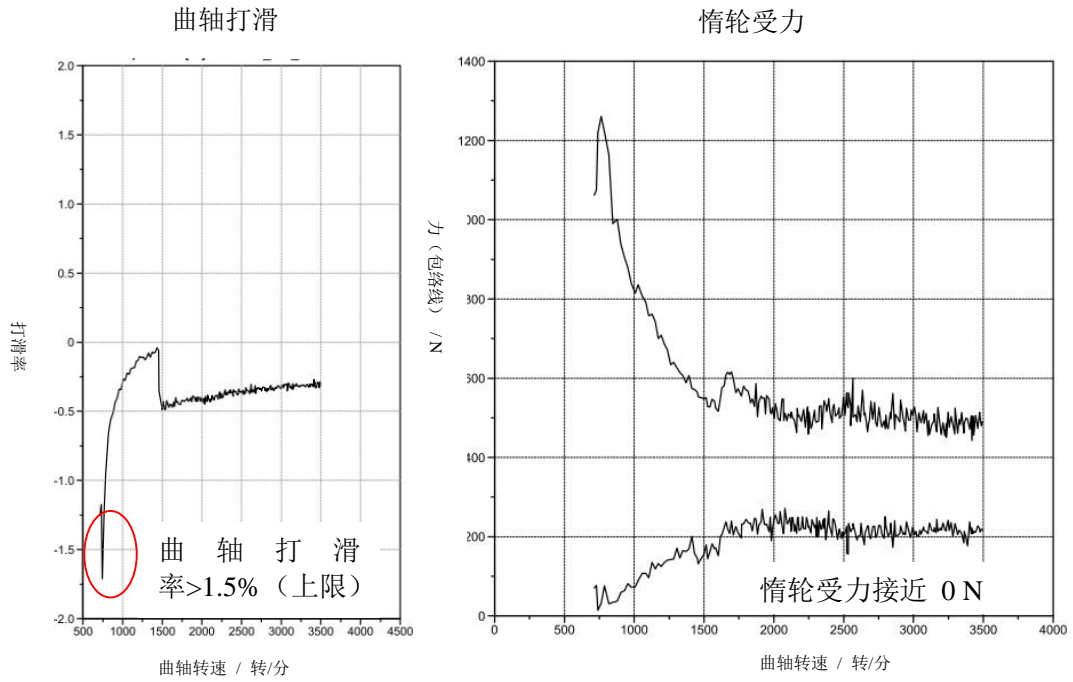
a) 发动机全负荷附件全加载惰轮受力



b) 助力转向泵极限工况下惰轮受力

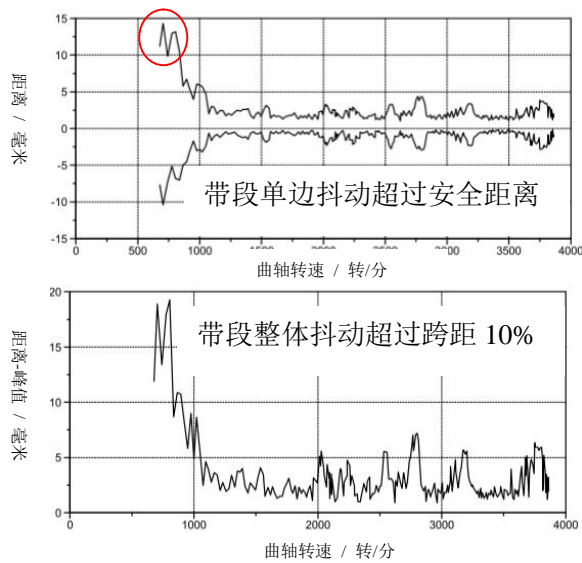
图 3.4 AP11 问题图

AP13 的变化较大，取消了一个带轮，整体系统的张力有所下降，动态性能需要重新确定，初步判断曲轴到空调压缩机的带段抖动会比较大。图 3.5 中黑色包络线为全载时惰轮受力，也出现了接近 0N 的情况，而皮带的抖动比预期的要大，在有限空间下，皮带单边抖动将拍击张紧器，测试结果表现如下：



a) 发动机全负荷时打滑和惰轮受力

曲轴-压缩机带段抖动 (实测值)



b) 曲轴-压缩机带段抖动

图 3.5 AP13 问题图

3.2.2 整车测试方案设计和实现

测试时，上汽提供的是两辆安装了改装发动机的试验车，同时开放了内部

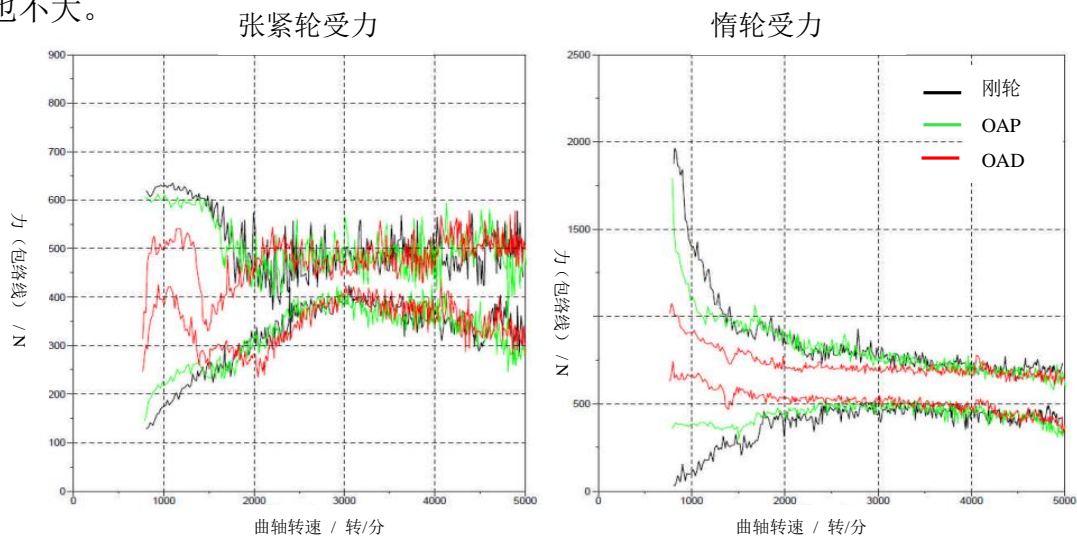
的试验跑道用于特殊工况。计算打滑时，需要测量发动机无载荷，从高转速自由回落到怠速时轮系的转速。在点火台架上直接控制油门或者节气门全开至最高转速再将其关闭，让发动机转速自然下降到怠速。而在实际路况，只有使试验车达到满载质量，并选取有一定倾角 $15^{\circ} \sim 30^{\circ}$ 、长度足够的坡道进行模拟，在坡底以全油门加速至坡顶，到可能的最高转速时放开油门让车自然下滑，为了保证安全，整个试验加速工况均锁定变速箱 3 档。坡道工况也能够用来模拟发动机全载，而试验跑道的高速路，全油门加速至发动机最高转速则用来模拟发动机半载工况。

在检验助力转向泵对系统影响时，需要设计极限工况，整车是将方向盘朝一个方向转到最大位置，从怠速急加速到发动机 2000 转以上，实现其加载至最大。如果泵轮出现打滑噪音，此时也容易被发现。怠速情况下附件加载对系统的影响在整车上更易于实现，起停也很容易，因为点火台架一般仅搭载发动机和变速箱，前端附件一般不予考虑。

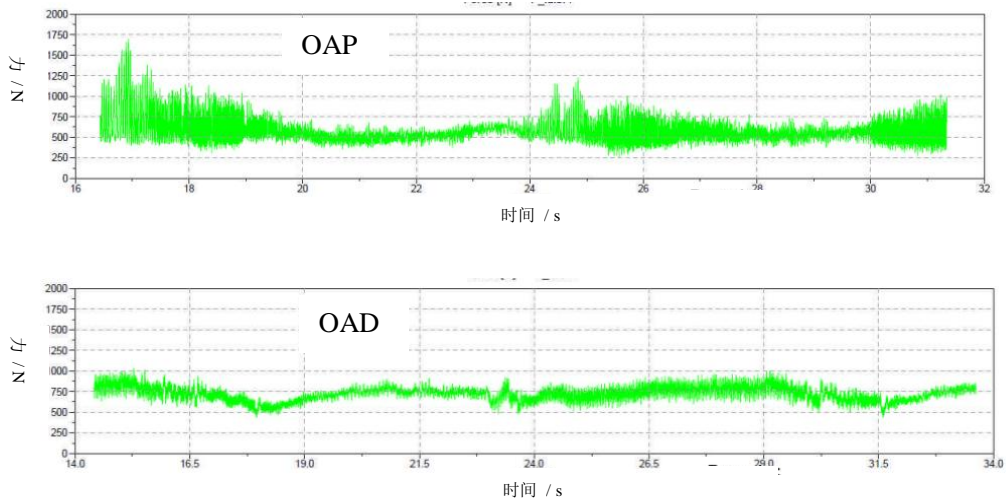
3.3 动态优化性能分析与比较

3.3.1 优化后系统情况

针对 AP11 的问题，惰轮的受力得到明显的改善，使用 OAP 后，最小受力得到明显提高，虽然力最大值没有明显改善，但是整体系统打滑的风险已经没有了，尤其是使用 OAD 后，基本稳定在 500N~1000N 之间，张紧器的受力波动也不大。



a) 发动机全负荷附件全加载张紧器及惰轮受力

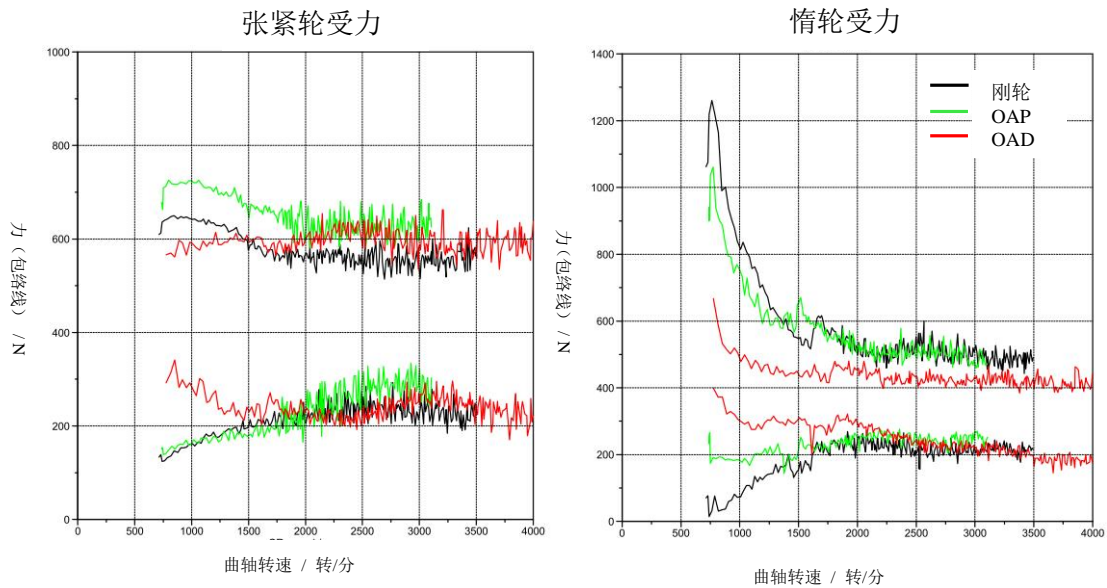


b) 助力转向泵极限工况下惰轮受力

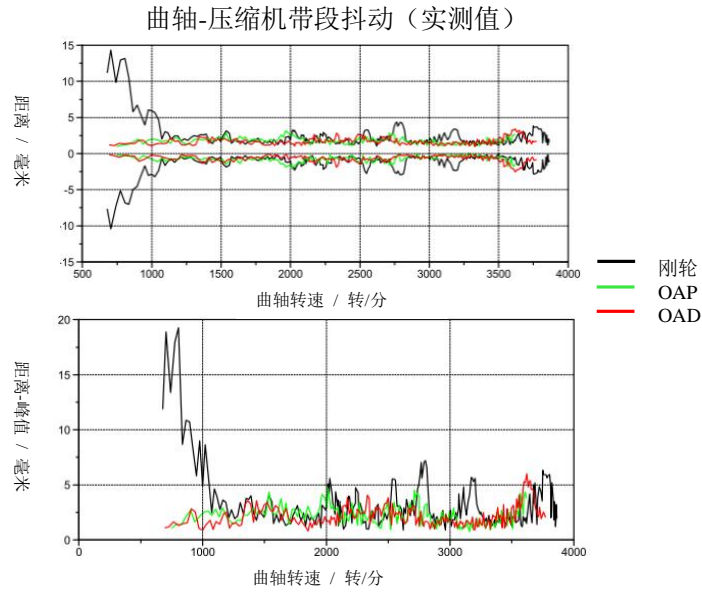
图 3.6 AP11 优化后

助力转向泵的打滑问题也得到了解决，在同样的工况下，泵轮的受力没有出现“0N”，出现打滑噪音的机率已经很小。

AP13 在原始轮系结构上直接去掉了一个泵轮，系统减少了一个惯量参数，同时惰轮位置由于布局问题改变有限，皮带整体的受力都减少了，打滑和抖动的风险比较大，使用 OAP 和 OAD 都很好解决了这个问题。



a) 发动机全负荷附件全加载张紧器及惰轮受力



b) 曲轴-压缩机带段抖动

图 3.7 AP13 优化后

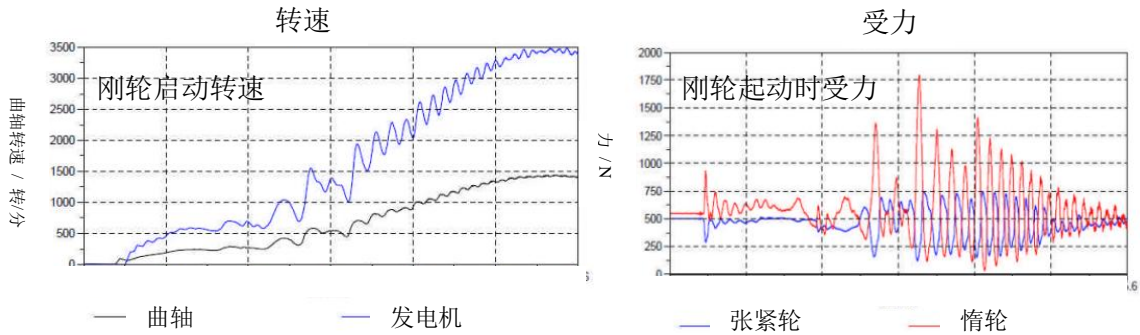
图 3.7 是使用了 OAP 和 OAD 后张紧器位移和曲轴-压缩机带段抖动的实测数据的动态情况，同样的张紧器，张紧轮的受力是接近的，在解耦了发电机惯性质量后，惰轮受力没有再出现 0N，系统没有了打滑的风险，皮带抖动表征的带段张力波动也已经比较平缓。

可以说，使用 OAP 和 OAD 都能解决系统的问题，说明发电机单向离合解耦器对于整体不均匀性不是特别高的发动机，发电机转动惯量影响较大时，平衡皮带张力波动的能力是很不错的，由于前端轮系的布置受空间和硬件的限制，想通过改变包角、减小带段长度等大的变动来调整系统动态性能，是比较困难的，有了这一优化产品，解决了很多发动机改款和更新的难题。

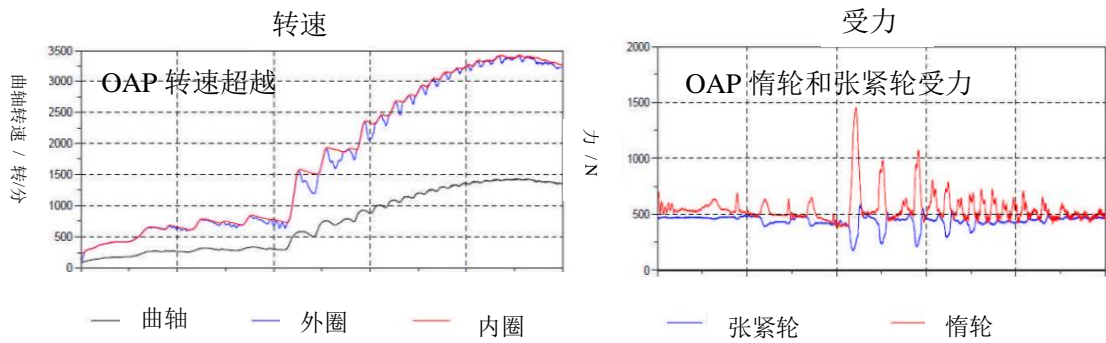
3.3.2 OAP 和 OAD 动态优化性能总结

单向离合解耦器的工作情况可以通过动态曲线直观的看到，图 3.8 是起动时的工作情况。

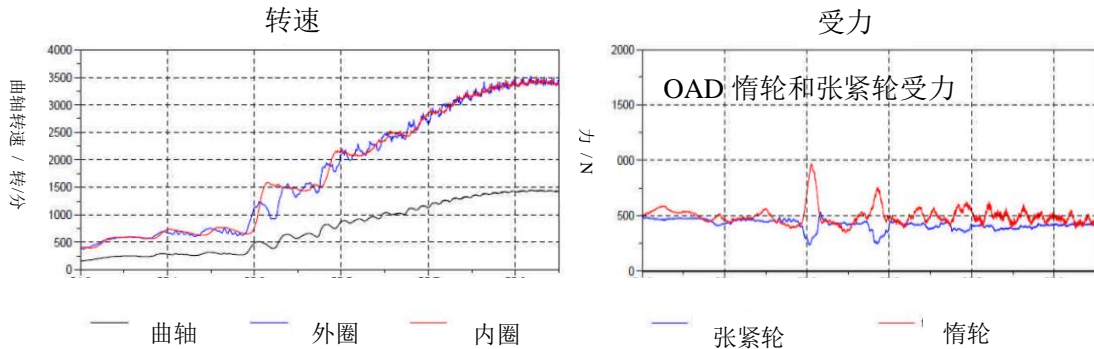
a 为刚性带轮表征的发动机工作情况，实例中张紧轮和惰轮的受力波动比较大，最大超过 1500N 最小又到了 0N 的值。



a) 刚性带轮工作情况



b) OAP 动态特性



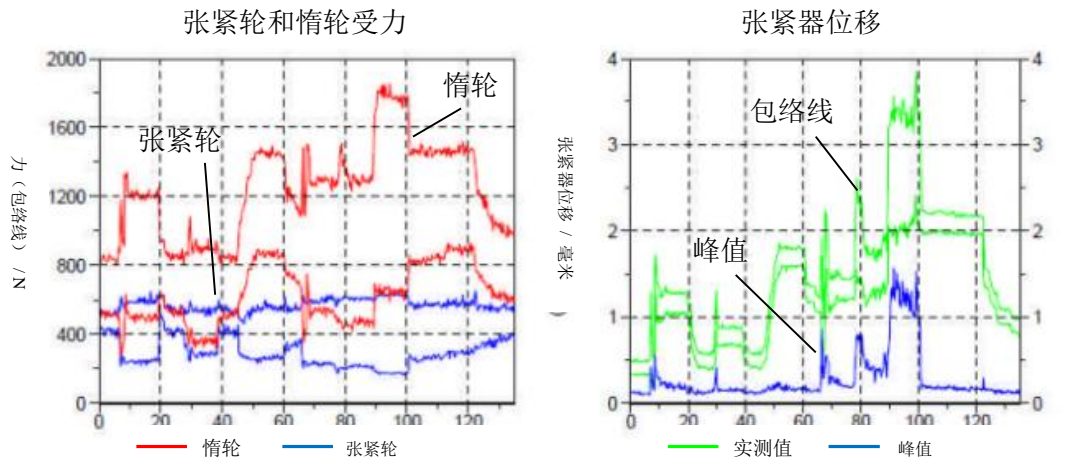
c) OAD 动态耦合特性

图 3.8 单向离合解耦器启动时动态工作图形

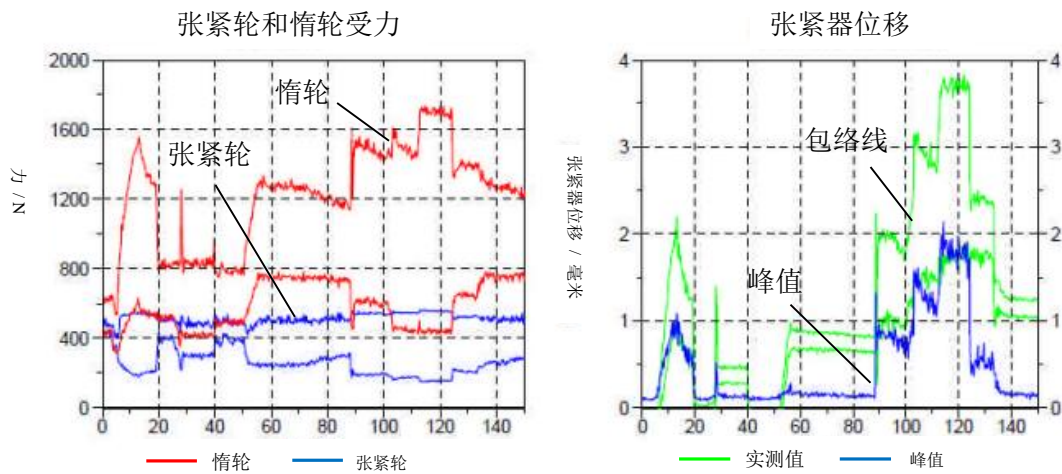
b 为 OAP 的动态特性，在转速下降的时候，发电机内部轴的速度“超越”了带轮，而升速段则与其重合，右方的张紧器和惰轮的受力图显示了系统张力的变化，说明 OAP 成功“过滤”了绝大部分波动，但系统最大受力还是比较接近的；c 为 OAD 的动态特性，左方的转速图可以看出其耦合性，发动机升速时，轴的速度趋近升速，而且整体运动比较平缓，右方的受力图也体现了这一特点，

最大力和最小力都比较接近一个稳定的值。

怠速时各个附件加载，也能看出整体系统的工作稳定性，下图是 AP11 在系统设计最小张紧力时各附件按照空调压缩机、助力转向泵和发电机最大负载顺序单独加载 10 秒，全部打开 10 秒再相继关闭后采集的数据，其中可以看出对系统影响最大的附件。



a) 刚性带轮工作情况



b) OAP 工作情况

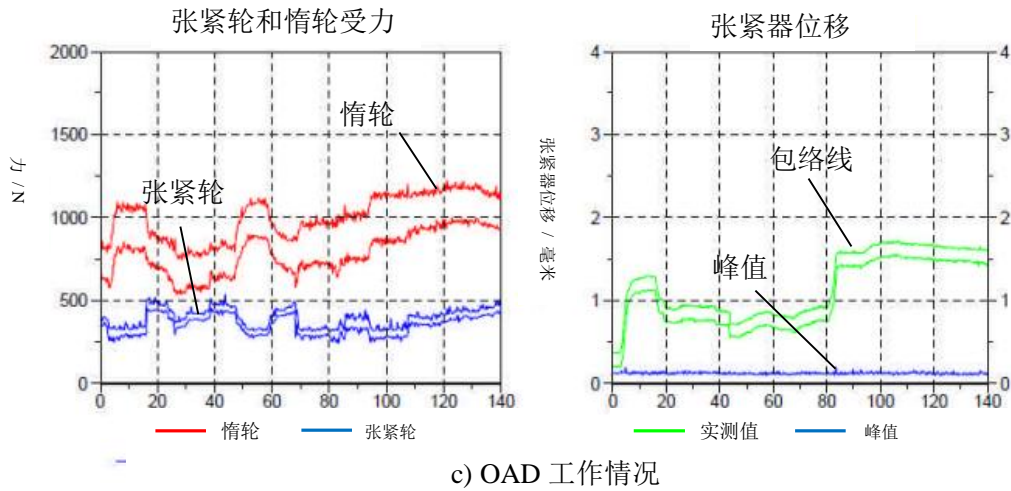


图 3.9 单向离合解耦器怠速时动态工作图形

a 图是采用刚性带轮时系统的动态情况，张紧器的抖动最大时对应所有附件加载的 10 秒；b 图可见使用 OAP 时，整体系统的工作情况没有什么变化；c 图表明使用 OAD 时，张紧器的抖动基本没有，说明整体系统受力平稳，附件的影响都被“吸收”掉了。

下图是发动机全载荷时张紧器的最大动态摆幅，分别是：黑色实线为普通刚轮，绿色线为 OAP，红色线是 OAD。可见使用 OAD 后，整体系统的张力波动很小，在低速段对张紧器的摆幅修正很大，这对于张紧器的寿命是很有好处的。

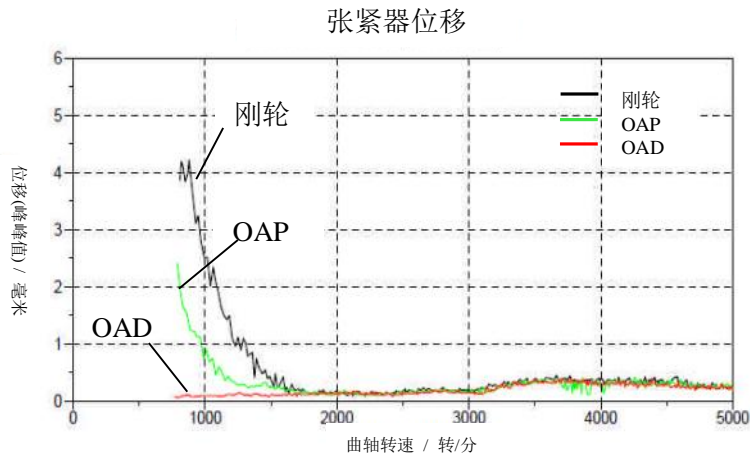


图 3.10 AP11 发动机全负荷附件全加载时张紧器动态摆幅

总的来说，在发动机减速发电机的惯量对于系统为负值时，OAP 和 OAD 都

能起到减小打滑、皮带抖动和抑制噪音的作用，由于设计原理的不同，OAD 的扭簧结构能更好的吸收张力波动，整体效果上要好一些。

3.4 对发电机惯性质量进行优化的总结

在前端附件系统的轮系参数中，发电机的惯性质量是最大的，同时其包角也大，这与发电机的工作原理分不开，在皮带的驱动下，惯性力矩大发电量大，对整车用电的贡献也大。但在发动机紧急制动时，发电机产生的逆向力矩，对整个系统的动态性能又有很大的负面影响。如何既能保留发电机有利的一面，又将其弊端去掉，这就需要将发电机的惯性质量，在需要其发电时，即发动机高速稳定运行时，能正常工作，而在发动机减速时，又将其脱离。

汽车发电机用单向离合解耦器对整个前端附件系统的改善是很显著的，它能根据发动机的运行情况，在不影响发电机正常工作的情况下，把发电机的转动惯量从前端附件驱动系统中分离出来，在发动机转速下降而发电机在惯性作用驱使下产生内外较大转速差的时候，将发电机轴和皮带轮分开。

其优势主要体现在以下几个方面：一、在发动机减速、发电机的惯量对于系统影响为负面时，OAP 和 OAD 都能分离这一惯性质量，大大减少了发电机带轮打滑的情况，避免了不必要的磨损和噪音。二、前端附件系统运行更为平稳，提高了传动效率，减少了摩擦损耗，降低了整体皮带张力的波动，延长了皮带和各个带轮的寿命。三、减轻了张紧器的工作强度，即使发动机工作情况恶劣，也不会对张紧器产生过度的疲劳损耗，延长了更换的时间。四、结构小巧，安装方便，与发电机等寿命，无需更换。比如灵巧的 OAP 能做到和普通刚性轮子尺寸一致，使得发电机的供应商完全不需要进行额外设计。

综上所述，发电机用单向离合解耦器的使用，大大提高了整车使用更多车用电器的可能性，使得允许的发电机功率较以前有了很大的提高，也使得前端附件系统运行得更为平稳和安静。其必成为今后车用发电机的标准配置，在更多的发动机上得到使用。

第 4 章 皮带张力对系统的影响

由第二章公式 2.7 已知，皮带的张力对弹性系统整体的共振频率和刚度模态都是有影响的，张力越大，系统的共振频率越高，可以说越稳定。附件系统的设计中皮带张力对整体系统的动态平衡和摩擦损耗相当重要，张力过小，皮带抖动的共振频率降低，容易在工作转速段出现异常抖动从而产生噪音；张力过大，整体系统的摩擦加大，对皮带和轴承的寿命都有影响。

常规机械自动张紧器使用的是扭簧和对称的摩擦环，张紧器的往复力和阻尼以弹簧自身扭矩为平均点呈现上下对称的工作图形，因为这一特点，在满足最小张力和阻尼的情况下，最大张力和平均张力都需要上调，使得静态设计时张紧器“N”位置（neutral，中性点即静态稳定张力点）的皮带张力被动加大。

4.1 不对称阻尼张紧器设计理念和实现方法

理想的设计是：系统有较小的平均张紧力，有较好的张紧力控制，或者说是阻尼控制，即在发动机加速和减速时，能提供较大的张紧力防止打滑，而转速稳定时，能减小张紧力防止张力过大，满足这些条件的设计，能显著减小系统和张紧器支臂的振动。在这种需求下，经过大量时间的研发，不对称阻尼张紧器应运而生。

不对称阻尼系数，指的是载荷方向的阻尼和无载荷方向阻尼的比率，此类阻尼一般为摩擦阻尼，不同工作情况时通过改变影响摩擦的因素来实现。

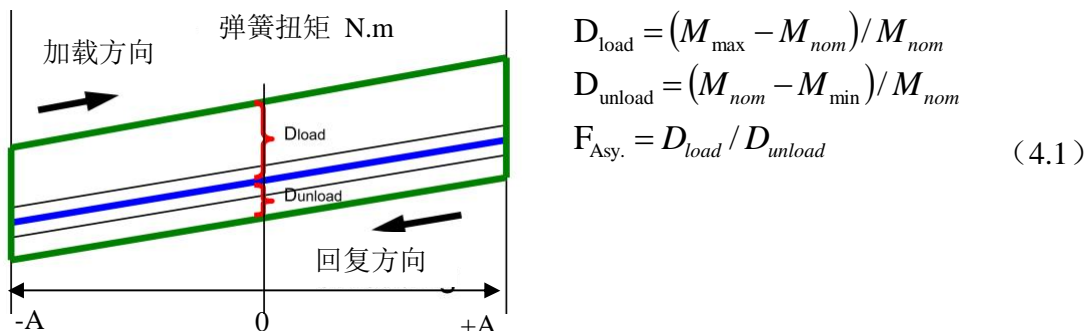


图 4.1 不对称阻尼系数概念

如图 4.1 介绍的是不对称阻尼系数的概念，图中绿色封闭线为张紧器的全工作范围扭矩图，蓝色是在无阻尼情况下弹簧测得的平均扭矩， D_{load} 是载荷方向的阻尼， D_{unload} 是无载荷方向的阻尼， F_{Asy} 是不对称系数。

4.1.1 不对称阻尼张紧器设计理念

阻尼的调整主要通过选择阻尼结构类型、阻尼材料、弹簧特性设计、表面形状和调整其他参数完成，本章主要介绍的是盖茨公司的 HDT II 型不对称阻尼张紧器，通过特殊设计的阻尼机构（粉末冶金构件外镶耐磨工程塑料）和扭簧位置的配合，产生的不对称阻尼系数能达到 1.8-3。

4.1.2 盖茨不对称阻尼张紧器结构和静态分析

盖茨公司最有代表性的 HDT II 型不对称阻尼张紧器，能承受的扭簧力矩较大，阻尼比也很理想。因为关键的阻尼机构由左右两个相关联的弓形部件组成，其承受弹簧力的阻尼闸瓦结构件由粉末冶金工艺成型的钢或铝构成，而阻尼圈的摩擦材料由润滑塑料组成，这样的组合极大增加了载荷能力和提高传递负载的方式，如图 4.2 所示。

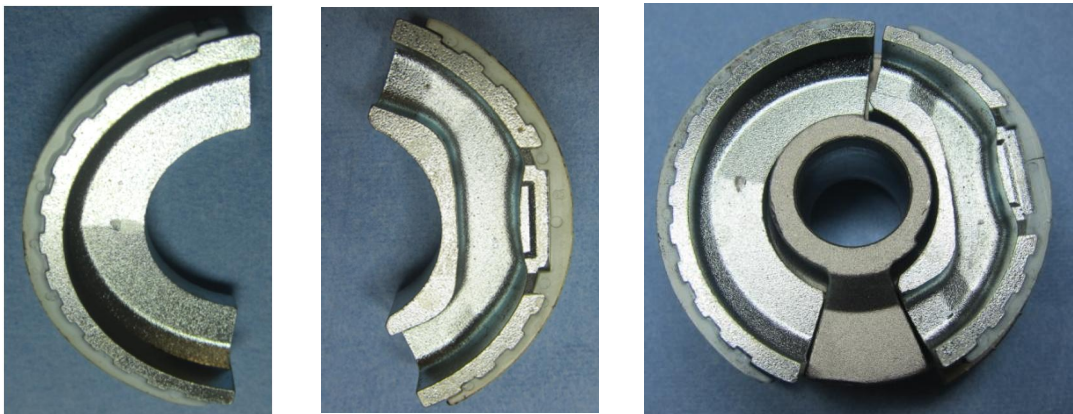


图 4.2 HDT II 型阻尼机构

不对称阻尼产生的力学示意图如图 4.3：当杠臂沿+A 方向移动即受外部扭矩大时，施与弹簧的推力（如图 Push）的受力点在右侧摩擦单元，弹簧右侧固定端的力偶 F_{srp} 产生的力偶矩与弹簧响应的合力 Sum_R 和对应推力 P_R 产生的力矩相等（ L_R 为力臂）。针对左侧固定支持点的力 support，合力 Sum （Length 为力臂）的力矩和推力 Push 产生的力矩相等，整体上内部产生的力矩能互相抵

消，矢量和为零；当杠臂沿 $-A$ 方向移动即弹簧回程时，推力 $Push$ 的受力点在左侧摩擦单元，因为弹簧力 F_{srp} 产生的力偶矩不变， L_R 变大， Sum_R 和 P_R 变小，摩擦力 F_R 变小。同理，因为力臂 $Length$ 变大， $Push$ 力变小， Sum 力变小，从而摩擦力 $Friction$ 变小。

扭簧动态受力点的切换由改变左右阻尼机构来进行控制，通过对弹簧空间角度的微小调节，配合不同的弹簧，使得不对称系数可以按照实际情况变化。

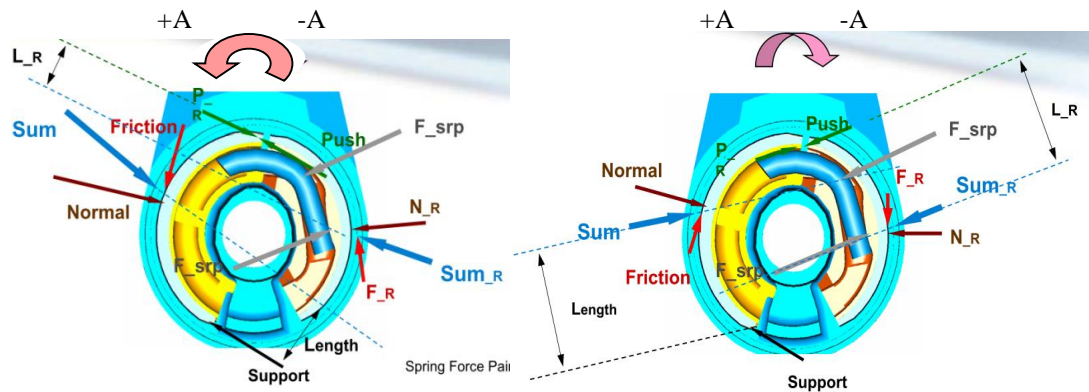


图 4.3 不对称阻尼力学示意图

4.2 不对称阻尼张紧器动态优化性能分析

本章中的实例是某知名合资公司车型，配备的是 1.5L DVVT 的 L2B 发动机，原始系统使用的是盖茨公司的 HDT II 型不对称阻尼张紧器。为了能对比分析其动态性能，我们选择同样臂长和弹簧静态力的普通机械自动张紧器来进行对比试验。

4.2.1 两种张紧器系统动态性能比较

实车前端附件系统布局如下 4.4，设计的皮带标准张力为 300N，采用的是一根比较长的皮带(1800 毫米)，发电机到张紧器的带段跨距超过 300 毫米，曲轴到空调的带段也超过了 200 毫米，见表 4.1。

表 4.1 布局参数图

	皮带跨距 (毫米)	速比 (针对曲轴)
曲轴-空调	207.16	空调 1.273
空调-水泵	191.01	发电机 2.570
发电机-张紧器	311.70	张紧器 1.973

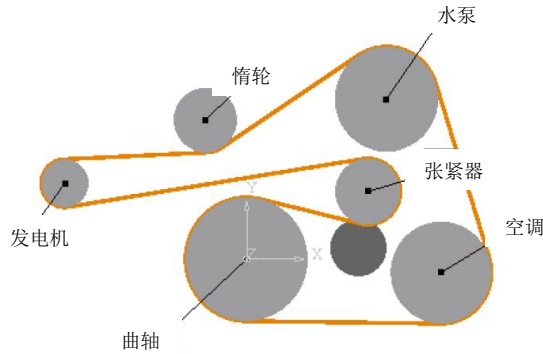


图 4.4 通用 L2B 发动机布局及参数图

使用常规机械式张紧器，起动时，见图 4.5，曲轴到空调带段抖动剧烈，惰轮上受力出现 0 值，同时能听到很明显的打滑噪音。非对称张紧器产生的系统张力明显要高于前者，皮带抖动量大大减小，系统打滑噪音消失。

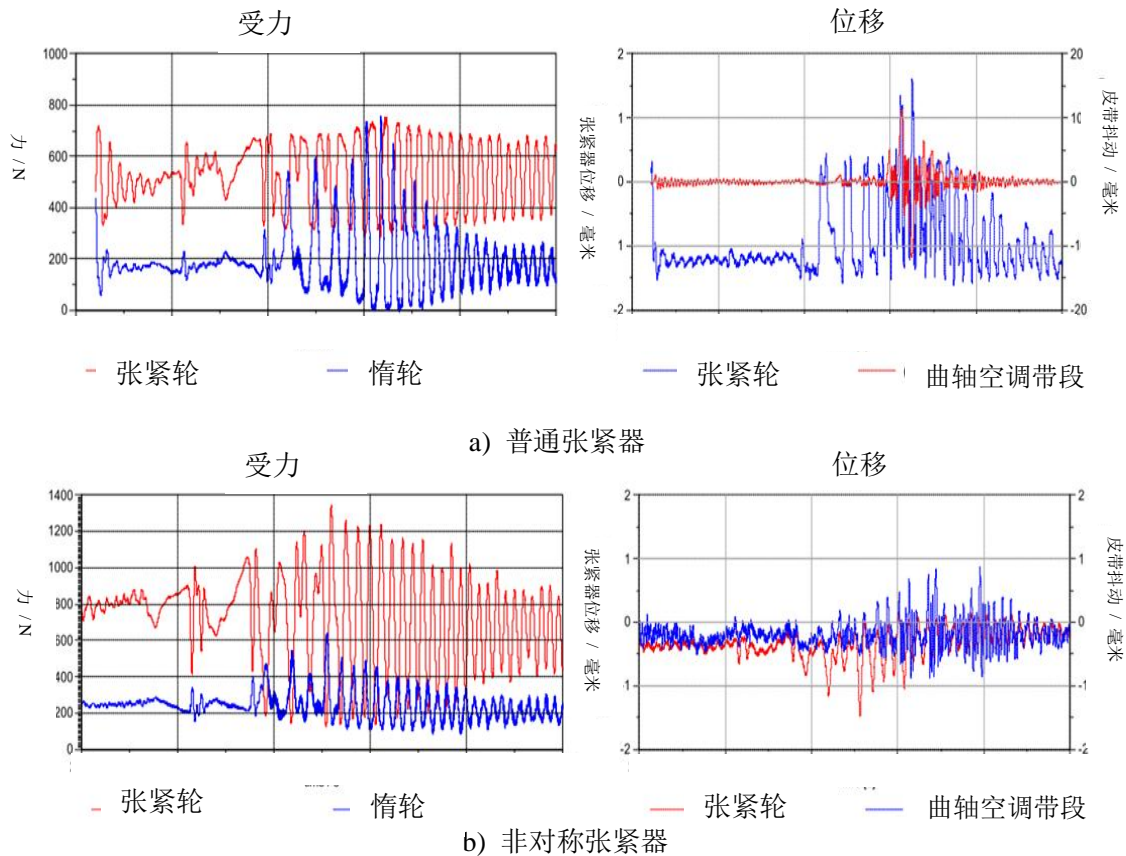


图 4.5 起动时系统受力及皮带抖动情况比较

发动机全负荷附件全加载时的张紧轮受力图 4.6 也可以明显看出差异，普通

张紧器的张力控制能力较弱，全程张力都差异不大，而非对称张紧器张力值可以说是动态阻尼力在低速时给与了很大的空间，但在后期张力波动不大时，又有效降低了。

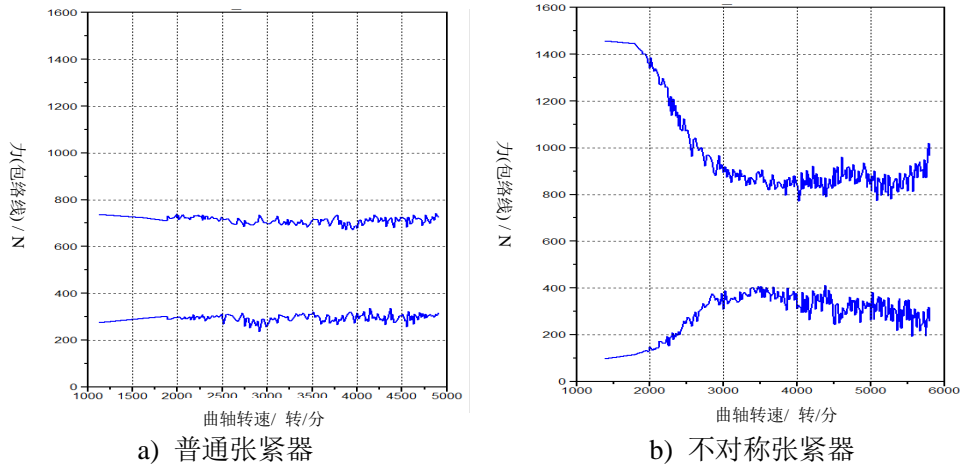


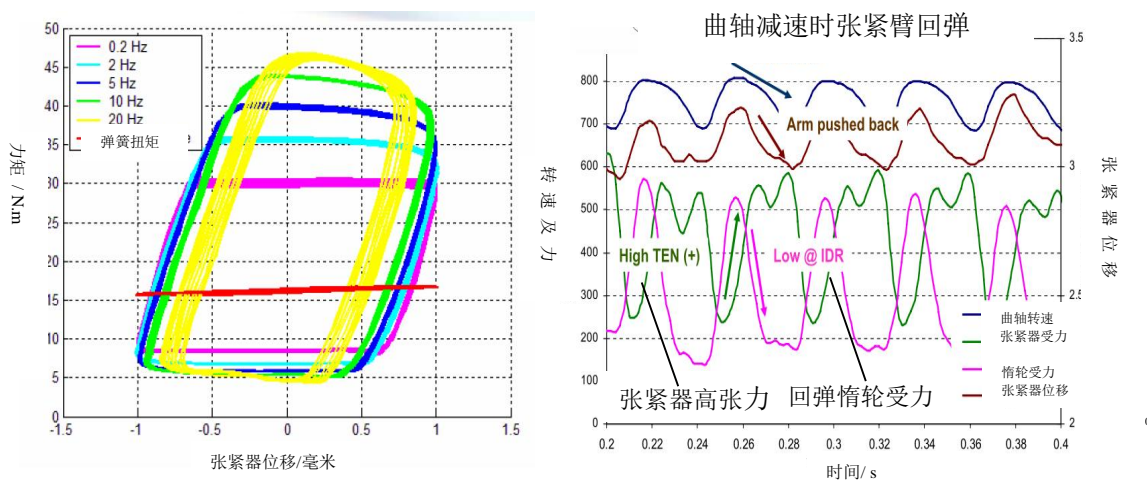
图 4.6 张紧轮受力图

4.2.2 不对称阻尼张紧器动态优化总结

不对称阻尼张紧器动态阻尼见图 4.7a，同样的弹簧扭矩条件下，低频率 0.2 赫兹时，张紧器的加载阻尼和回程阻尼基本相等，类似于普通的张紧器；当频率升高，从 0.2 赫兹到 20 赫兹，从图中可以看出明显的变化，加载阻尼变得很高，接近 0.2 赫兹时的 2 倍，而回程阻尼基本没变。

图 b 体现的是在发动机减速时整个系统的动态表现，不对称张紧器在载荷方向的阻尼较高，通过左右不对称阻尼块的位置限制，能有效增加上张紧力，同理，在发动机加速时，能增加张紧器的下张紧力，可以改善系统打滑、噪音和皮带抖动等问题。

不对称阻尼张紧器的工作特性主要表现：在一个工作循环内，与弹簧载荷对应方向的阻尼呈现不对称分布。在设计上，其充分利用弹簧和力臂的空间变化，在载荷向为系统提供更高的动态阻尼，减少了张紧臂的位移和系统的张力波动，加强了张紧器的能量损耗能力，能缓解部分发动机比较恶劣的工作情况。相比使用普通机械张紧器，使用不对称张紧器，能降低满足系统稳定要求的设计初始静态张力，对于整个系统皮带和轴承的寿命非常有利。



a) 不同频率下动态阻尼图

b) 发动机减速工作情况

图 4.7 不对称张紧器动态工作图

4.2.3 关于该类型张紧器的设计展望

不对称阻尼张紧器，其实还是普通机械式的优化产品，因为弹簧胡克定律和惯性的存在，无载荷时的回程阻尼不可避免，而在前端附件系统中此属无用功，将消耗系统的能量，故而不对称系数是越大越好。在下一节介绍的液压张紧器，就是一种单向阻尼产品，回程方向阻尼为零。由于液压张紧器需要的加工精度高、原材料价格也高，目前只有几家业内主流厂家能够生产，将普通的机械张紧器进行优化来尽量接近这一效果，在成本上是有优势的。

4.3 液压张紧器动态性能特点分析

液压张紧器是不对称阻尼张紧器追求的最终目标，其工作情况和普通机械式张紧器对比，在工作区域能提供高效的单向阻尼，而对弹簧的要求没有普通张紧器那么高，整体可以降低系统的张紧力，延长附件系统的寿命。不足之处是液压单元的工作压力大，为了保证零件可靠性所允许的工作行程较小，通过对张紧器总成的杠杆臂进行特殊设计补偿，能满足绝大部分的工作需求。

4.3.1 液压张紧器设计原理和关键结构

液压张紧器应用液压工作原理，见图 4.8，其主要组成部分是活塞、与活塞配合的高压工作腔、存储液压油的低压工作腔、弹簧、球阀和阀芯，利用球阀控制油在高低压腔之间流动来实现单向阻尼。工作时，液压油的流向如下图：张紧器受力，推动活塞下压，高压工作腔里的液压油从活塞和腔壁狭小的间隙里压出，产生很大的阻尼，弹簧提供张紧力；当受力撤离时，活塞在弹簧的反作用力下向上提，高压腔的压力降低，单向球阀打开，低压腔里的油通过阀芯直接进入高压腔，此时，没有阻尼产生，当内部液位达到一定程度时，单向球阀受力关闭，完成一次工作循环。

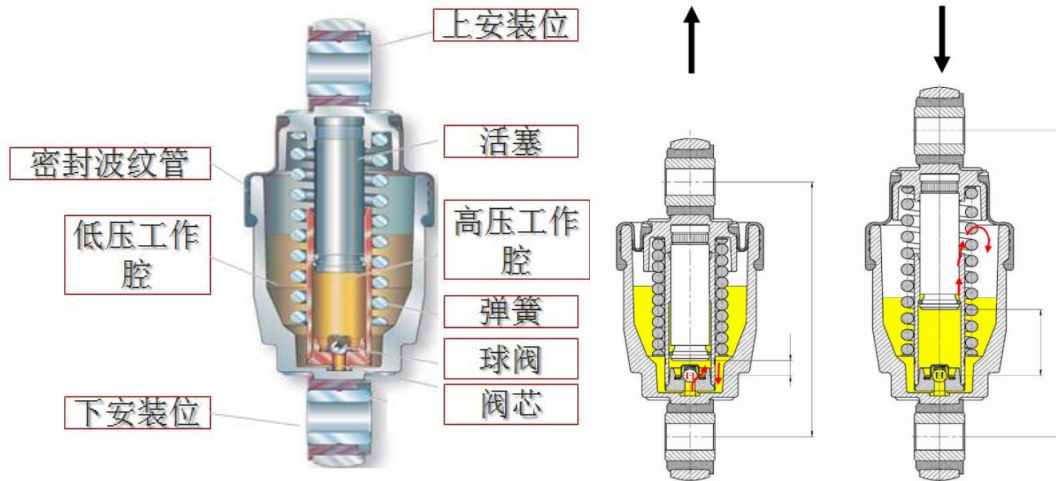


图 4.8 液压张紧器工作原理图

液压张紧器利用泄油间隙来进行阻尼调节，球阀和阀芯的配合精度比较高，而活塞和高压腔是一体的，高压腔内压强最大可达 20~30Mpa，两者的制造精度和公差配合都需要很高的技巧，如果工艺达不到要求，比如活塞和腔体的同心度不好，都会失效。同时，由于球阀和阀芯的尺寸比较小，在液压行程过大时，受力会比较大，对于零件寿命有影响，因此一般允许的位移在 2 毫米以内。

4.3.2 液压张紧器工作特点和布局设计优势

实例是国内某主机厂 H 系列发动机，其系统布局见图 4.9。由于客户发动机前端的各附件空间布置原因，给张紧器的安装空间有限，同时发电机离轮系位置偏远，导致整个系统皮带过长（1945 毫米），在满足发电机包角的情况下，无

法增加更多的惰轮，导致系统对张紧器的张力要求和动态阻尼要求都比较高。

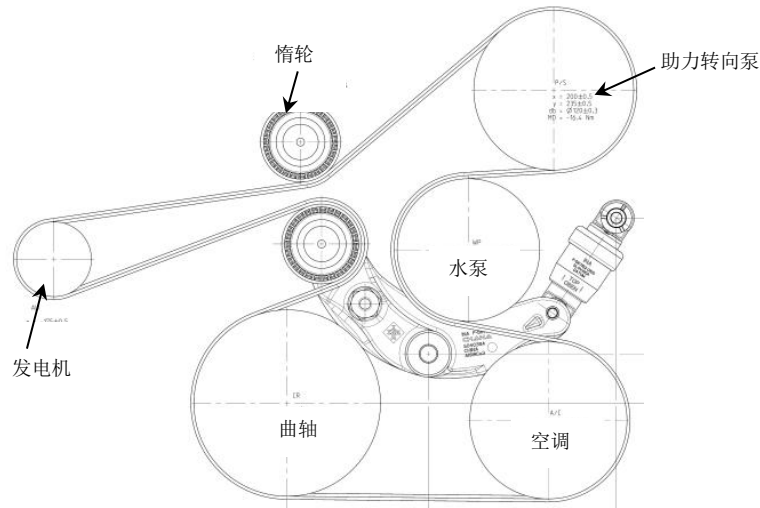


图 4.9 长安 H 系列发动机前端附件布局图

其工作时阻尼情况如图 4.10 所示，下图是在 25 赫兹的激励频率下，针对 4 缸发动机转速为怠速 750 转/分时，在 N 位置附近 0.5 毫米位移范围内测得的阻尼曲线，实际工作情况下，油温是在 70℃左右，红色曲线是在发动机正常工作时，张紧器的动态阻尼，设计值应该以此时的数据为准。

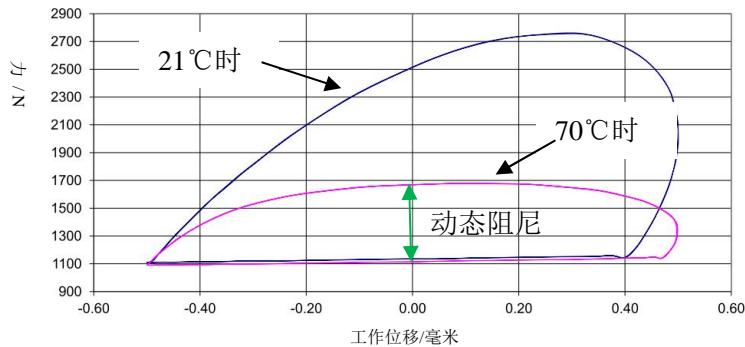


图 4.10 液压张紧器工作阻尼图

由于力臂较机械式小很多，这种布置需要张紧器施加更大的力才能满足力矩要求，而过长的皮带以及靠近发电机的设计，需要张紧器的动态阻尼要足够大，液压张紧器的动态阻尼可调在此时就发挥了很大的作用。在需要最大阻尼的 750 转/分到 1000 转/分，其能提供接近 1500N 的阻尼，而其回程无阻尼也对系统的稳定工作有很大的改善，能大大减少皮带的张力波动，在这个系统中能

缓解发电机惯性质量带来的影响，让系统没有 OAP 也能正常工作。

与图 4.1 的机械张紧器动态阻尼图相比，液压张紧器的工作曲线更有针对性，系统工作恶劣时，动态阻尼就比较高。根据液压流体力学相关理论建立的数学模型^[34]，如图 4.11 所示，改变高压圆柱腔与活塞间缝隙的长度和大小，不仅能调节阻尼，还能调节阻尼能达到最大峰值时的频率，通过合理设计和匹配，可使液压张紧器在关键阶次的共振频率附近阻尼能达到最大值，以获得最佳减振效果。阻尼能可变是液压张紧器相对于机械式不对称阻尼张紧器的一大优点。

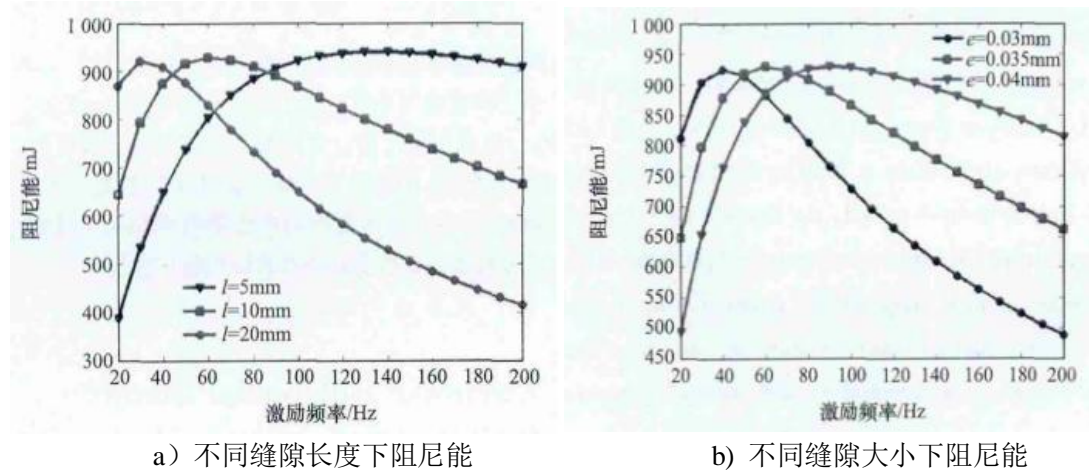


图 4.11 阻尼能随频率变化图

液压张紧器本体安装简单，轴向空间要求不高，只要尽量保持上下两个安装孔平面度较好，杠杆臂的设计能在保证强度的情况下充分利用发动机前端的空余空间。比如本章中长安 H 系列发动机的液压张紧器的杠杆臂见图 4.9，就是一个弧形的结构，中间避开了水泵轮。

4.3.3 适用范围和目前情况

液压张紧器目前仅有德国依纳公司拥有成熟的产品和专利，同时也有其他主流厂家也在开发此类产品。因为价格原因和国内推广情况，该产品仅在欧洲和日本市场有较大认可度，随着对发动机的性能要求越来越高，液压张紧器也会被更多的国内主机厂所重视。

4.4 其他控制皮带张力的方法

目前汽车行业里使用的传动皮带，主要是多楔带，结构如图 4.12 所示。皮

带作为前端附件传动系统的必要元素，功率的传递效率和工作寿命一直是各大皮带供应商研究的重点。其中绳芯作为提供皮带张力的主要载体，也是研究的主要对象，张紧器通过张紧皮带来保证系统的基本张力，而系统的模态表现主要在张力上，故而皮带的技术发展对于整个前端附件系统的优化是有很明显的促进作用的。

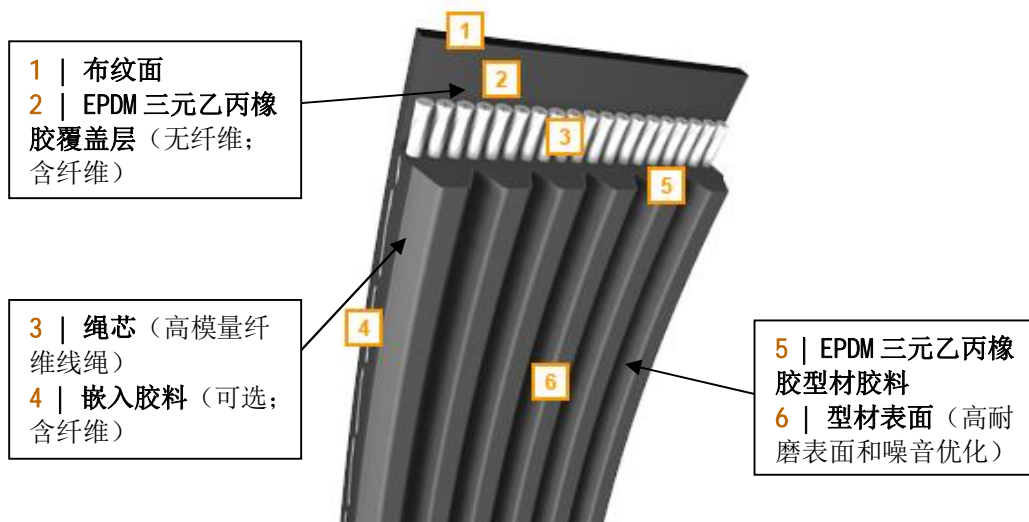
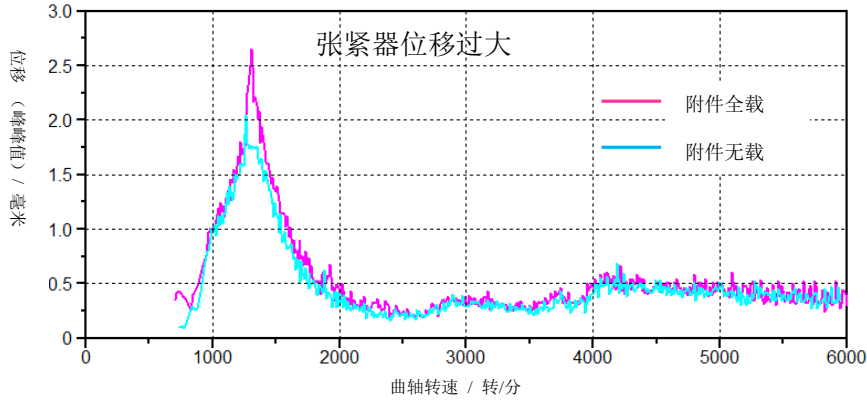


图 4.12 多楔带结构

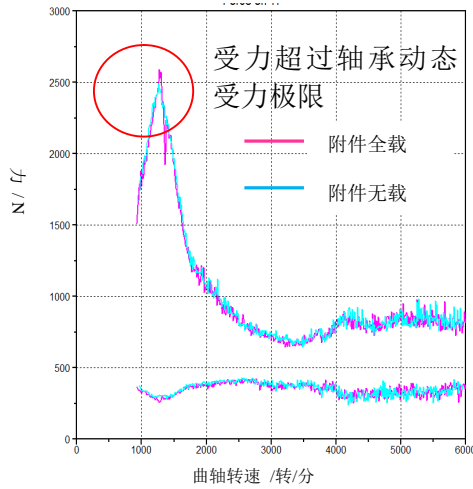
4.4.1 新型皮带对系统张力的影响

阿拉米纤维 (Aramid) 是一种轻质高强度合成纤维--芳族聚酰胺的代称，常用于制造子午线轮胎及防弹背心，相比普通的纤维材料，它能承受更大的张力，同时具有很高的弹性模量，能有效控制系统张力波动。

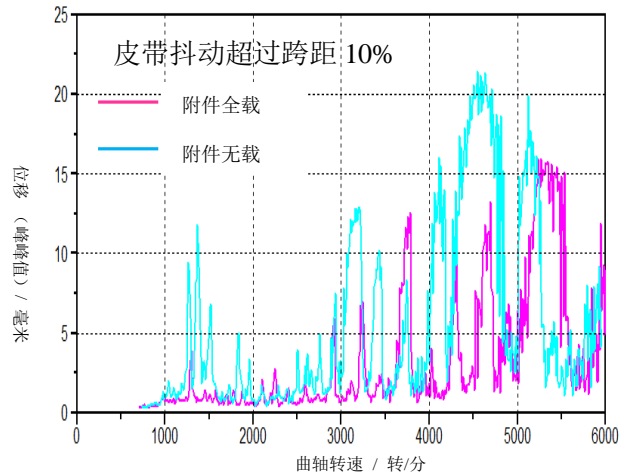
实例的 H16B 发动机，在原始标定基础上提升了低速段扭矩，造成现有张紧器搭配普通 PE 皮带不能满足要求，因此需验证配阿拉米皮带，以及更换 OAP 的情况。更改后的发动机确实工作情况不稳定，见图 4.13，发动机全载转速低于 1500 转/分时，张紧器运动幅度过大，同时张紧轮的受力达到了轴承动载荷的极值 2500N，曲轴到空调皮带的抖动也超过了带段跨距 196 毫米的 10%。



a) 张紧器位移



b) 张紧轮受力



c) 曲轴-空调带段抖动

图 4.13 发动机全负荷附件载荷不同张紧器整体工作情况（普通 PE 皮带）

使用阿拉米皮带后，系统的工作情况得到了极大的改善，见图 4.14，张紧器整体位移都在 1 毫米以下，说明系统张力波动较小，低转速有很大改善，同时张紧轮受力也到了可以接受的范围，带段的抖动量明显减小。

针对曲轴到空调带段进行频谱分析，见图 4.15，可以清楚地看到使用普通聚氨酯的 PE 皮带，曲轴到空调带段的共振频率在 150 赫兹，使用阿拉米皮带后，共振频率提高到了 160 赫兹。改善效果是比较明显的，4 缸发动机自身的转动频率即激励频率为 $f=n/30$ ，以能达到的最高转速 6000 转/分计算，其最高基本频率为 200 赫兹。当频率为 150 赫兹时，其 2/3 的 100 赫兹对应的 3000 转/分和对应

的 4500 转/分，都出现了较大的激励响应。当频率到 160 赫兹时，仅在对应的 4800 转/分附近出现了较大抖动，幅度也远小于使用普通 PE 皮带的情况。

由公式 2.3 可知，皮带的张力与频率的关系，显然使用普通 PE 皮带的张力是远小于阿拉米皮带的。系统张力稳定的效果如图 4.14，张紧器位移降到图 4.13 的一半，峰值还不到 1 毫米，张紧轮受力也稳定下来，低于 2000N，皮带抖动量不仅减小，出现的峰值也已经到了 4500 转/分之后，也就是非关键转速段，不需要担心低转速出现皮带噪音。

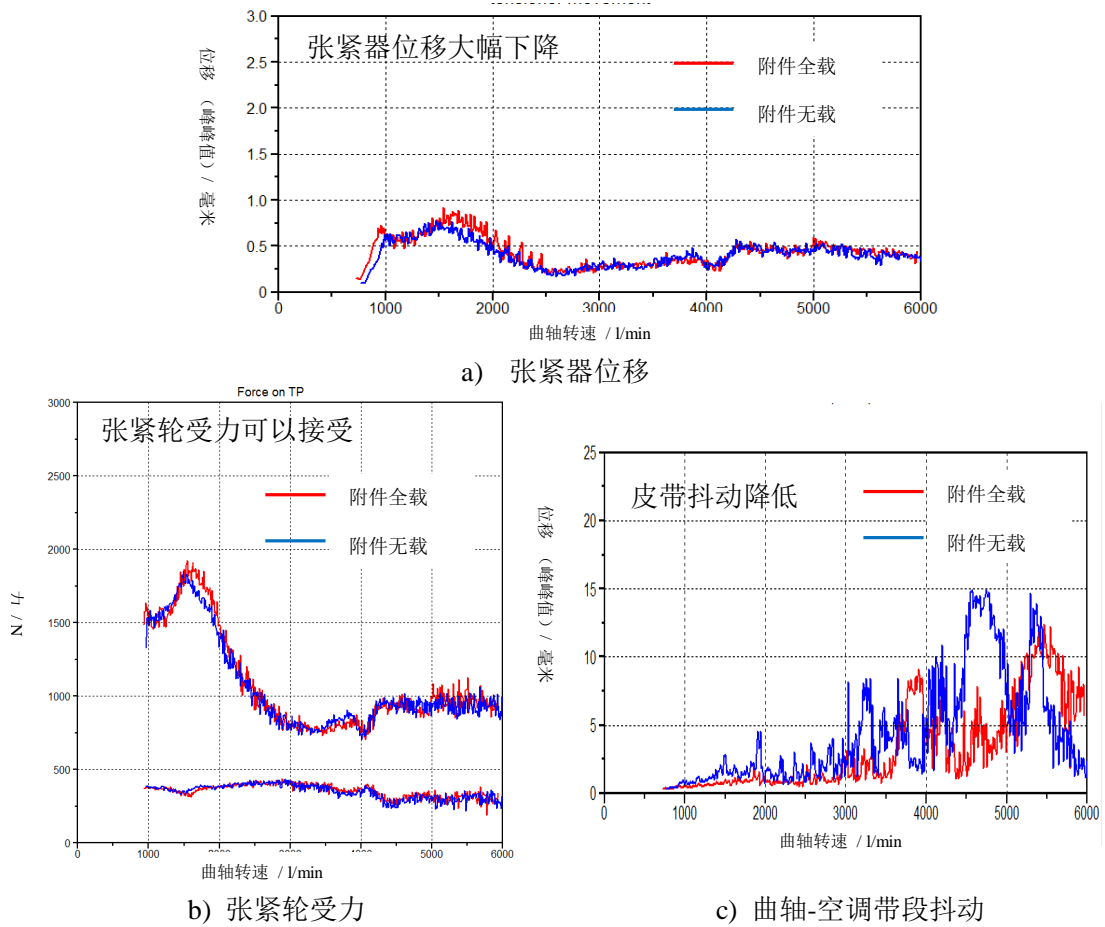


图 4.14 发动机全负荷附件载荷不同张紧器整体工作情况（阿拉米 Aramid 皮带）

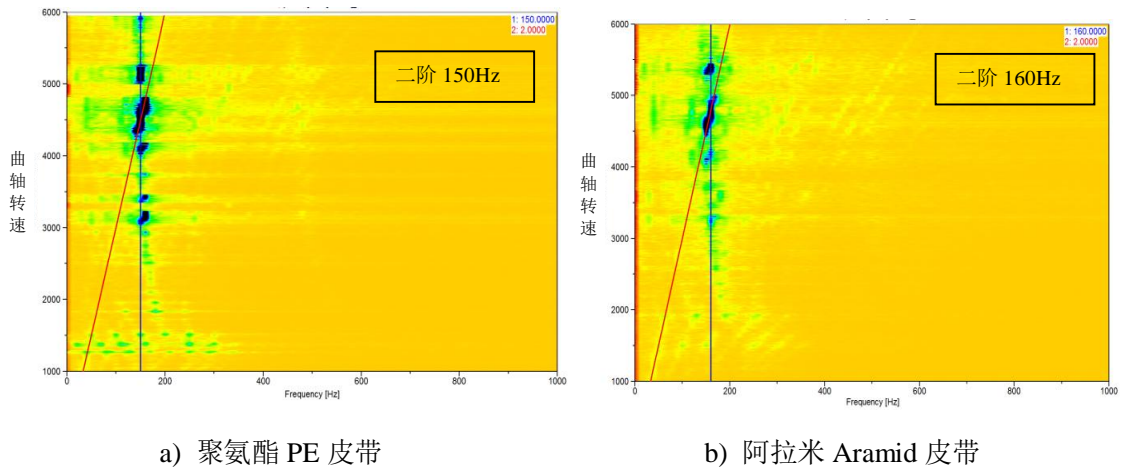
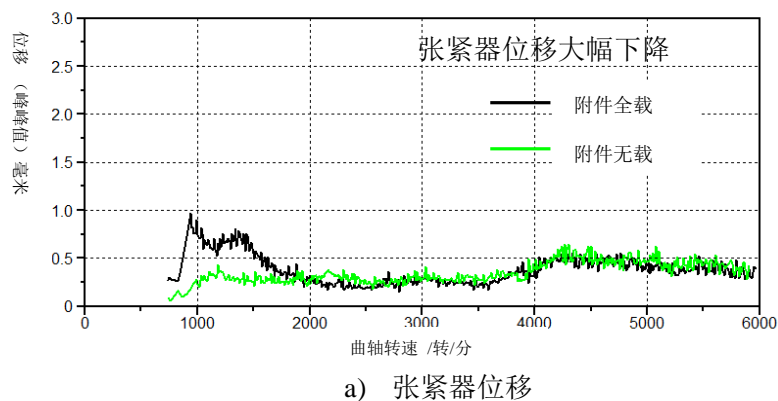


图 4.15 曲轴空调带段位移频谱分析

使用 OAP 的情况，见图 4.16，张紧器的位移和受力都明显减小，说明张紧器的工作情况明显改善，由于普通 PE 皮带弹性模量及刚度不够，带段的波动没有明显改善。该系统整体皮带长度为 1945 毫米，虽然曲轴到空调皮带跨距不算大，但是由于皮带过长，有多带段跨距超过了 190 毫米，视为弹性体的皮带整体，由于工艺等原因容易出现模态不均匀的现象^[33]，容易在单一带段出现不易控制的情况，此时皮带自身的模态就很重要。针对这个系统，如果使用 OAP 加上阿拉米皮带将是最佳组合，但是很多情况下，客户考虑到成本问题，不会对系统进行过度优化。



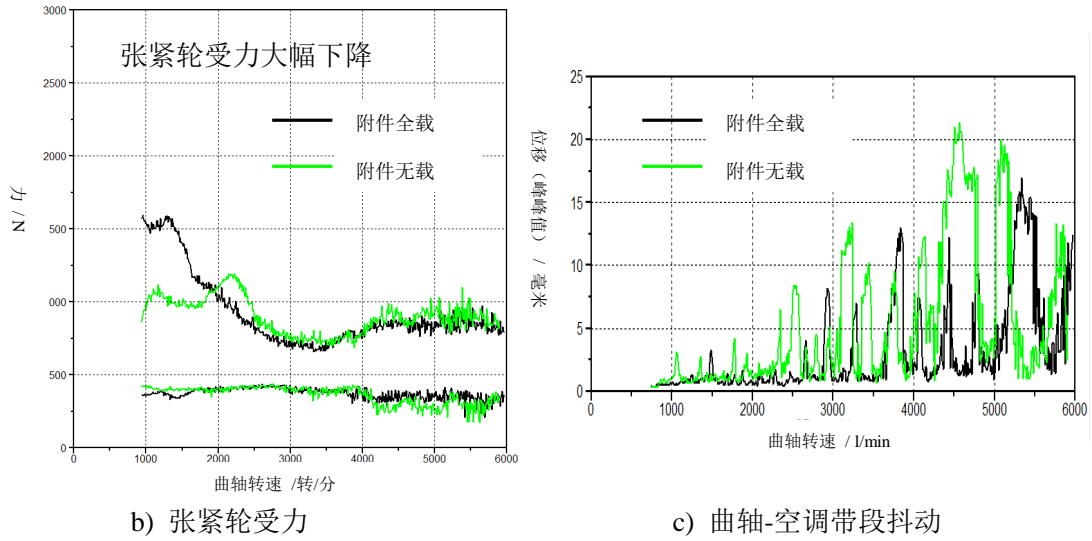


图 4.16 发动机全负荷附件载荷不同张紧器整体工作情况 (PE 皮带加 OAP)

4.4.2 适用范围和目前情况

如上总结，以阿拉米纤维为代表的线绳优化皮带，能够吸收高动态应力载荷，具有优异的挠曲性能，为各类有特殊要求的前端附件系统提供了更多的选择，比如冷启动、极端潮湿、大系统公差、高动态激励等整车恶劣运行工况下，其更适用于轻度混合动力及带有启动-停止功能的系统，结合型材特种表面涂层，能实现出色的传动效率，并能在整个使用寿命期间保持高耐磨性，以及良好的噪声特性。

特种皮带由于工艺、原材料等的影响会比普通的聚氨酯皮带价格要高，但是大部分柴油机及商用车辆因为发动机负荷和使用寿命等原因，会优先考虑皮带自身性能情况，同时对 NVH 要求比较高的车辆，前面提到的新能源技术发动机等，也较多使用。

4.5 控制皮带张力对系统优化的总结

皮带张力和功损耗关系如图 4.17a，不足的皮带张力会引起很高的打滑率，张紧器和皮带的位移过大，而过高的张力，则会增加系统的摩擦损耗，降低轮系的寿命，所以，系统的张力最好控制在最优区间内。

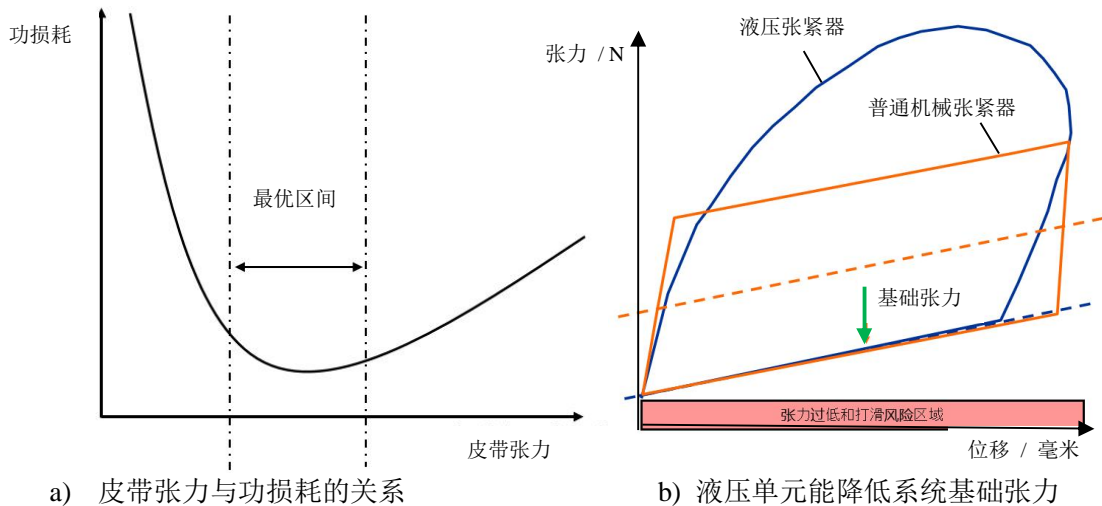


图 4.17 皮带张力对系统影响

不对称阻尼机械张紧器能满足对阻尼要求比较小的系统，而对动态阻尼要求比较大的情况，如图 b，具备单向阻尼和动态阻尼可调节的液压张紧器能在降低系统基础张力的情况下对系统给予优化，保证系统张力波动在设计范围内。

作为传动的主体，皮带的参数调整，能影响整个系统的工作情况，随着发动机工作情况日益复杂，针对皮带性能的强化受到了重视，各种新型材料和制造工艺得到推广，应用面也越来越广泛。

综上，控制前端附件系统皮带张力的手段有很多，从机械式张紧器的动态阻尼通过各种配合参数做成针对性的不对称甚至是利用液压原理设计的可以调节阻尼能的液压张紧器，到模态参数经过强化的皮带，总总优化方案的出现表明了目前业内对发动机节能降耗、寿命和噪音等方面的关注。

第 5 章 曲轴扭振对系统的影响

曲轴是发动机的主要旋转机件，曲轴扭振是其中的关键点，发动机的机械噪声源于各零部件的振动，而主要零部件的振动都直接或间接与曲轴的扭振有关。前端附件系统的驱动源 - 发动机曲轴，是整个系统问题的核心，它的工作情况直接影响着系统运行。如果在发动机工作转速范围内，根据扭振计算以及实测发现发动机确实存在着较大的扭转振动，就必须采取适当的措施，以便将扭转振动予以回避或者将其消减，以保证发动机工作的安全稳定。

5.1 曲轴扭转减振器设计特点和工作原理

由于轴系自身自由扭振固有存在的特性，而且各种产生曲轴扭振的外部原因不可避免，如内燃机缸内燃气压力变化产生的周期性激励，运动部件自身重力及往复惯性力的周期变化以及各部件吸收功率不均匀产生的激振力矩等，使得曲轴扭振工况更加恶劣。由扭转振动特性可知，当激励扭振的作用频率 ω 与扭转振动系统的某一固有频率 ω_0 相同时，将会发生极其剧烈的动态放大现象，即共振现象，因此要避免发生 $\omega=\omega_0$ 的可能。

对于曲轴直接驱动的前端附件系统，必须在系统设计时就加以考虑，减少发动机曲轴扭振的常用方法是在曲轴前端安装扭转减振器，来改变轴系的扭振特性。TVD (Torsion Vibration Damper) 减振器就其特性而言，可分为三大类：动力减振器，主要依靠它的动力效应改变轴系的自振频率，使之移出工作转速范围，达到避振目的，如弹簧式和摆式动力减振器等；阻尼减振器，主要依靠固体的摩擦阻尼或液体的粘性阻尼来吸收干扰力矩输入系统的振动能量，以减小振动，如橡胶减振器和硅油减振器等；复合减振器，就是既有调频作用，又有阻尼降幅作用，如硅油橡胶减振器和硅油弹簧减振器。

5.1.1 曲轴带轮扭转减振器工作原理

德国鲁克公司的专利，曲轴带轮减振器 PYD (pulley decouple)，利用双质量飞轮工作原理，其内部结构见图 5.1a 所示，扭矩传递路径见图 b 所示，初级质量用于传递发动机的转动惯量，而另一部分称为次级质量则用于提高曲轴的

转动惯量。前端的 TVD 和后端的带轮通过减振器连接，两部分质量经一套弹簧减振系统连接为一个整体，驱动带轮内配弧形弹簧做主要减振，可以提高主扭矩减振性能，还有一个带弹性橡胶的 TVD 作为前减振，前减振器主要控制怠速时的工作情况，主减振功能是依次实现的。减振器使用弧形弹簧能有效吸收曲轴的扭振，其工作特性曲线如图 c，这一结构保证了很大的扭转角度，使外盘（弹簧座）和中心盘（传动轴）之间的相对旋转角度可达到 40° ，使得发动机在低速高负荷和起动、停机时，弧形弹簧能吸收高扭矩峰值点，大大降低转速不均匀性，优化前端附件系统的工作情况。

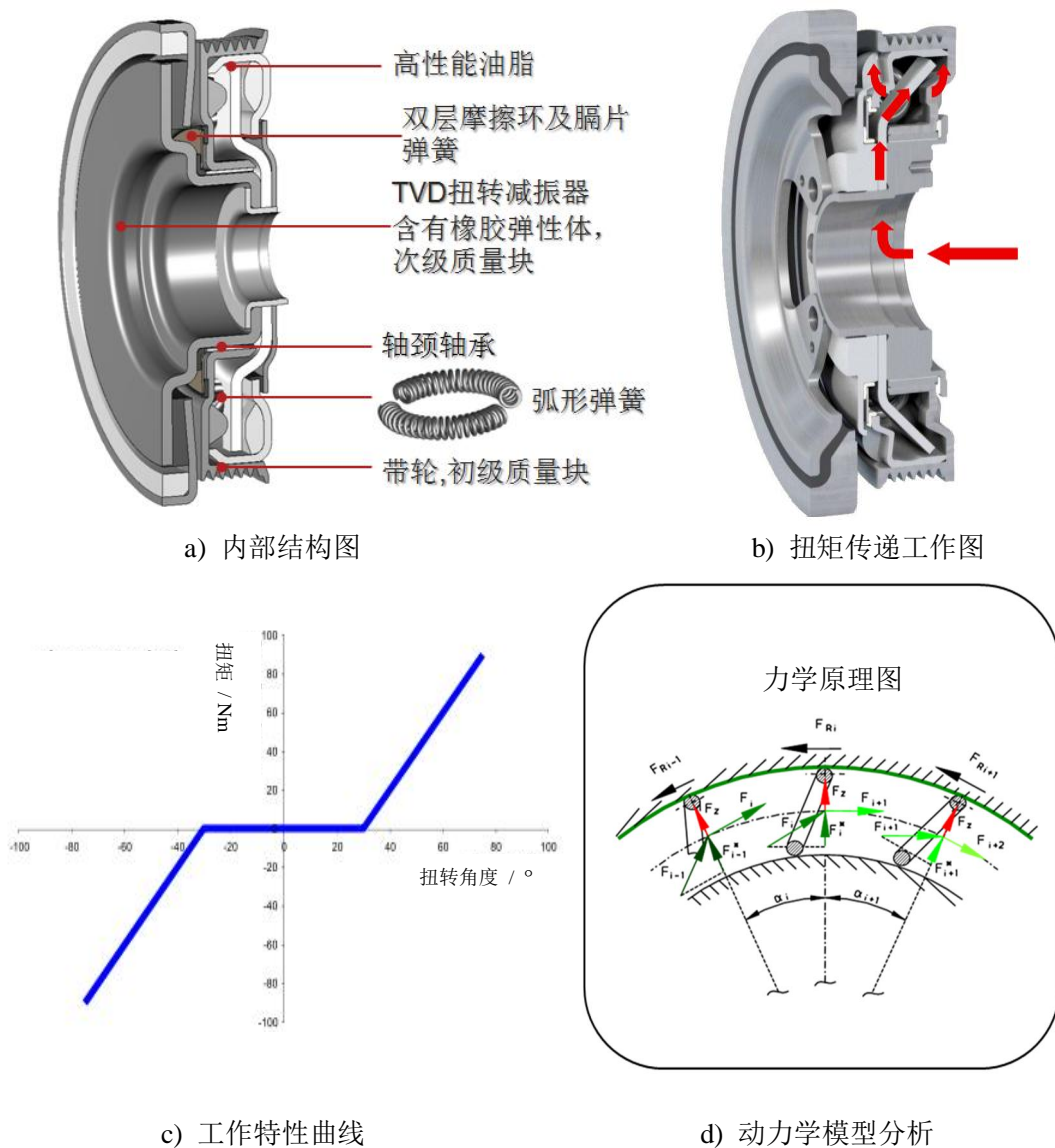


图 5.1 LUK 曲轴带轮减振器

动力学模型分析见图 d，弧形弹簧工作时的受力情况如图，其与工作盘限位位置可调节，分离角度可以根据发动机的需要进行改变，结合 TVD 等其他参数，工作时斜率倾角 α 可调即动态阻尼也可调，其使用的弧形弹簧对空间要求比较灵活，使得在有限空间内，曲轴减振器的功能参数不会受到影响。

5.1.2 其他类似产品介绍

莱顿公司，作为前端附件系统研究的先驱者，在 OAD 专利技术的基础上，也有应用于曲轴类似产品，但是由于扭簧位置的不确定性以及需要安装空间的限制，它的产品使用的是平面涡卷弹簧，弹簧特性曲线如图 5.2，对应的产品特性曲线也类似，仅在发动机工作情况下有跟随性，对于起停等工况该类结构没有优化。

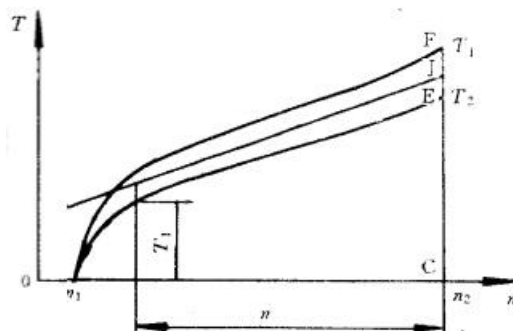
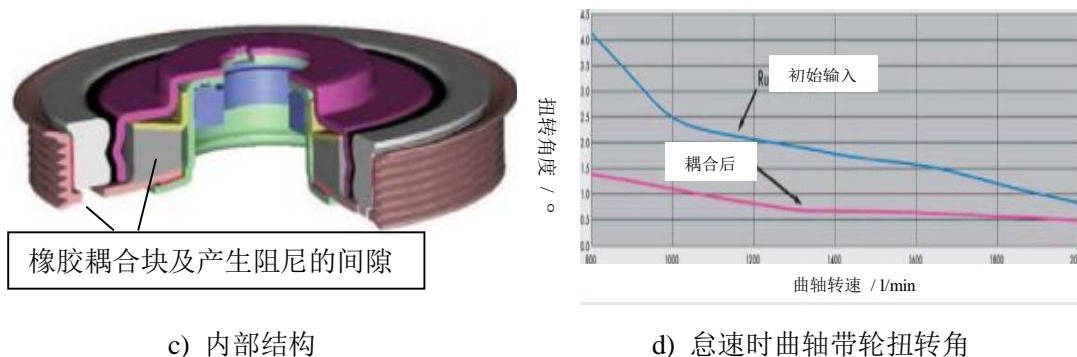


图 5.2 平面涡卷弹簧特性曲线

Metaldyne 麦特达因的产品，如图 5.3 a 所示，使用的是特殊橡胶，橡胶耦合块与 TVD 之间 3 毫米左右的间隙，允许橡胶有一定角度的扭转形变，还是通过形变来产生多余的阻尼，在其产品介绍中，用四缸柴油机怠速时的曲轴带轮的扭转角度进行比较，使用该产品后扭转角度降低了 65%，如图 b。



c) 内部结构

d) 怠速时曲轴带轮扭转角

图 5.3 麦特达因带轮减振器

以上两种是目前国际市场上已经有所应用的产品，其特性和产品结构距离鲁克公司的 PYD 性能还是有一定距离的，但是相比目前没有耦合特性的曲轴带轮，针对曲轴扭振都有减振的作用。

5.2 PYD 动态效果分析

三缸发动机结构简单，维修方便，制造成本也低，重量轻，比较省油，在使用涡轮增压和缸内直喷等技术下，其功率扭矩能接近甚至超过许多自然吸气的中等排量四缸发动机，在节能减排趋势下，越来越受到主机厂的重视。

四冲程发动机的特点，每次做工共有 4 个活塞行程：即进气行程、压缩行程、做功行程和排气行程，曲轴旋转 2 周每缸均做工一次。所以四冲程发动机曲轴旋转角 720° 除以汽缸数，就等于这台发动机的做工间隔角，四缸机 180° 一个缸做工，同理，三缸机为 240° ，6 缸机为 120° ，做工间隔角越小，动力输出越平顺，越线性，振动也越小。因为三缸机做工间隔角过大，结构振动在所难免，对曲轴的动平衡设计要求更高，引入平衡轴、曲轴扭振耦合器等技术，平衡曲轴扭振和自身结构振动，是三缸机的技术重点。

5.2.1 实例发动机特点介绍

双质量飞轮最早应用于奥迪 V6 发动机，飞轮质量分为两个部分：一部分是初级飞轮质量，仍属于发动机的质量惯性矩；另一部分是次级飞轮质量，用以增加变速器的质量惯性矩，使得变速器仅在很低转速时吸收振动，防止在怠速时产生“变速器声响”，分开的两部分质量通过弹簧/减振器系统连接，能防止将发动机的燃烧不均匀性在曲轴和飞轮上造成的扭转振动传递到传动系统。由于用户对于降低噪声和改善驾驶舒适性的要求逐渐提高，该产品得到了大力推广。但双质量飞轮的使用，在飞轮质量分开的同时，减小了发动机离心质量的质量惯性矩，较小的离心质量使发动机转速波动趋于不稳定，基于这个原因，在应用双飞轮时必须全部重新调整发动机的动平衡系统，比如扭振减振器、曲轴和初级飞轮质量部件。如图 5.4 所示，使用双质量飞轮的转速不均匀性是普通飞轮的 2 倍，因此，在匹配整车动力总成系统时，针对双质量飞轮需要在曲轴前端考虑增强普通的扭振减振器，而曲轴带轮扭振减振器是最佳选择。

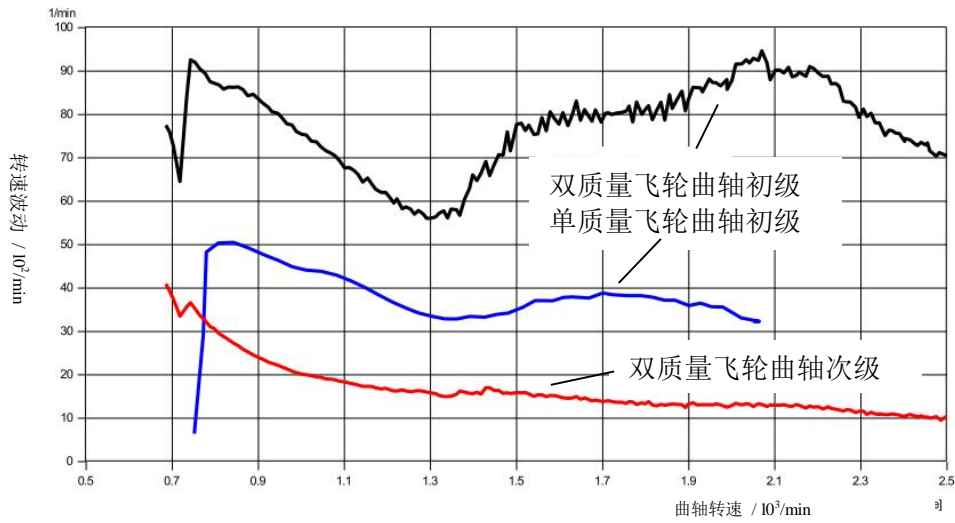
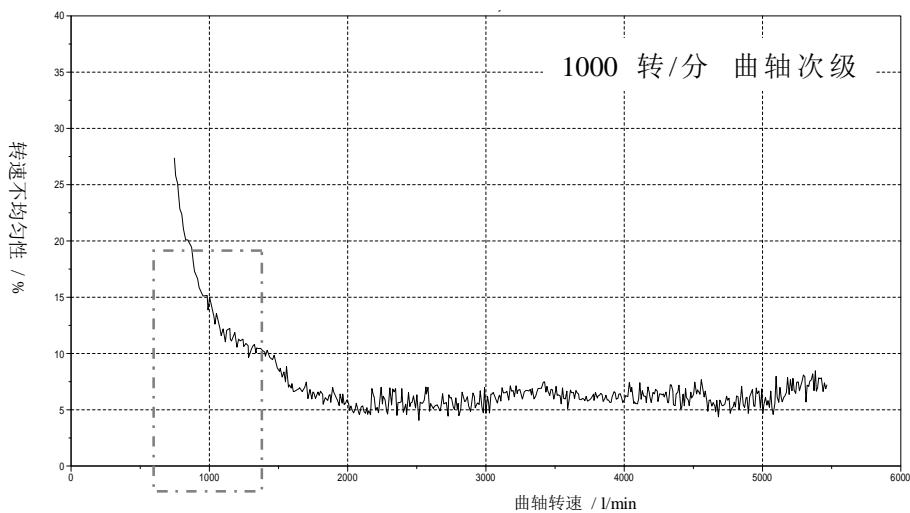


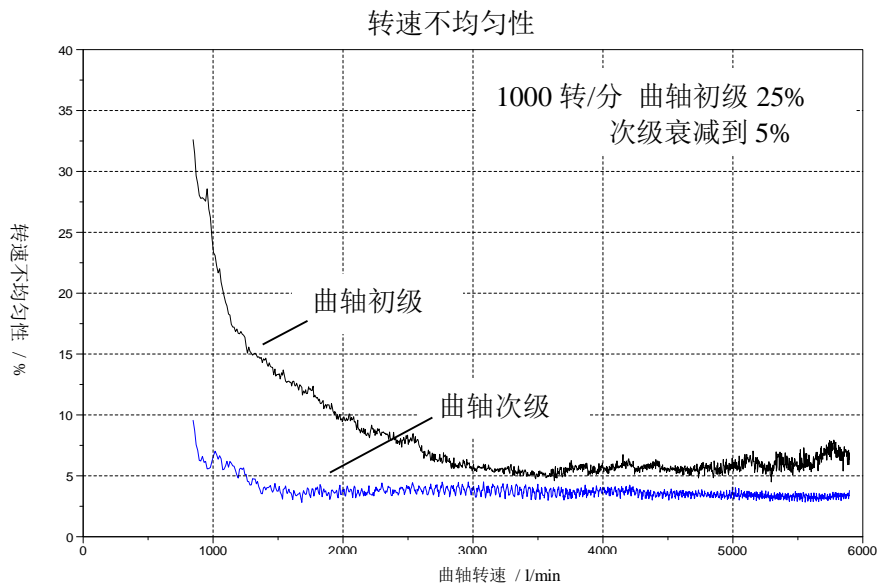
图 5.4 不同飞轮曲轴转速不均匀性

实例的某国际知名 1.0T 发动机，小排量三缸发动机带涡轮增压，燃烧更为粗暴，同时为了整车驾乘舒适性而使用的双质量飞轮都导致前端附件系统的工作情况日益复杂。如图 5.5 所示，a 图为普通增压四缸发动机的转速不均匀性，1000 转/分时，最大在 15% 左右，b 图为实例发动机在发动机台架上的测试情况，在没有搭载变速箱及双质量飞轮，同点曲轴前端的输出转速不均匀性已经高达 25%，而使用了 PYD 后，实际输出至前端附件的激励已经衰减到了 5% 左右。

转速不均匀性



a) 普通增压四缸发动机



b) 实例 1.0T 发动机台架数据

图 5.5 实例 1.0T 发动机转速不均匀性

可以想见在不使用曲轴带轮耦合器时，在低转速段，张紧器的抖动幅度应该会比较夸张，而整个系统的皮带张力也必须被动加大来消除此时张力波动造成的系统问题。该发动机使用的是法雷奥 14V 最大输出电流 120A 发电机，与曲轴的传动速比为 2.5，连接发电机的两段皮带跨距都比较大，即使使用 OAP，皮带的抖动量都会比较明显。而距离曲轴最近的空调带轮，跨距也不小，低速时的打滑和带段抖动量也会比较恶劣。

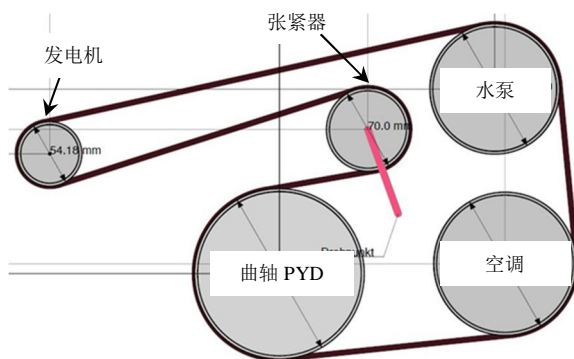


图 5.6 实例 1.0T 发动机布局数据

表 5.1 布局参数

皮带跨距 (毫米)		速比 (针对曲轴)
曲轴-空调	204.2	空调 1.491
水泵-发电机	378.8	发电机 2.500
发电机- 张紧器	261.3	张紧器 2.003

5.2.2 测试结果特点分析

实例发动机，在发动机全负荷及附件全部加载的情况下，如图 5.7 所示，张紧器摆动角度非常小，张紧轮受力也非常平稳，说明低速时非常大的转速不均匀性所引起的波动已经被曲轴带轮耦合器很好的吸收。

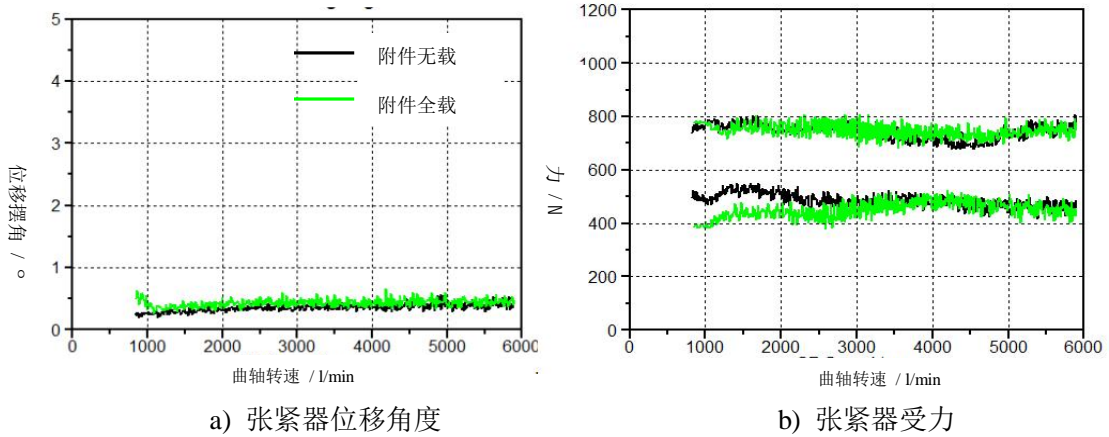
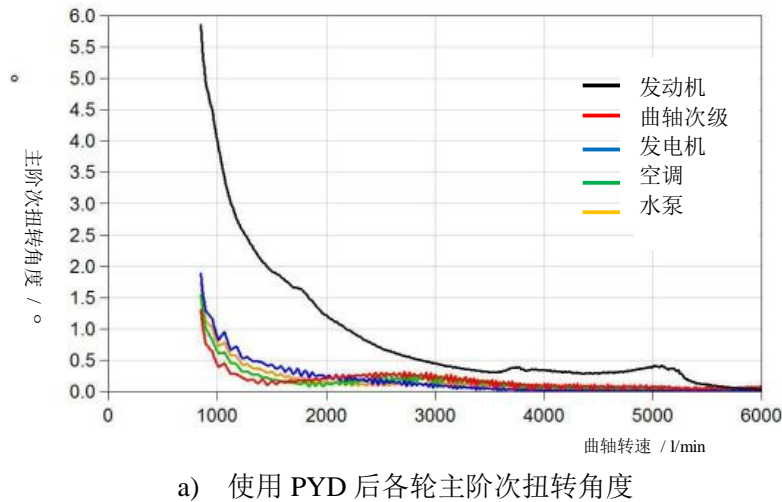
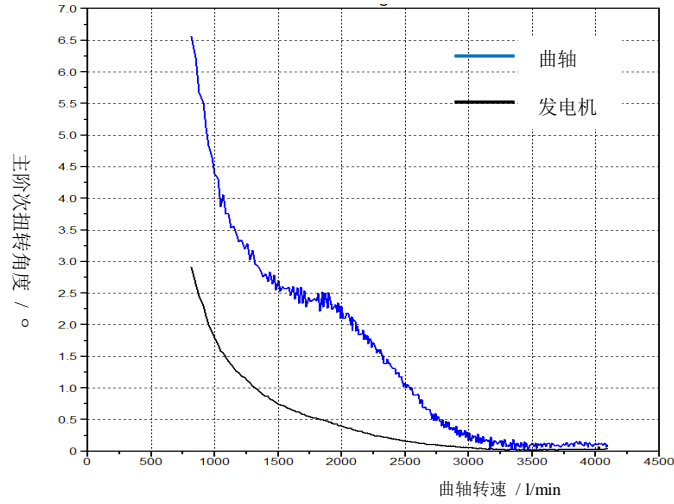


图 5.7 实例 1.0T 发动机全负荷附件加载时测试数据

同样工况下，对各个附件主要阶次(三缸机为 1.5 阶)的扭转角度分析，如图 5.8 a 所示,发动机曲轴直接输出的扭转角度从 1000 转/分时的 4° 降低到了 0.5° ，说明耦合器的隔振能力达到了 90%左右，效果显著；发电机的扭转角度也在 1° 左右，以图 b 对比，其它发动机在曲轴扭转角度为 4.5° 时使用 OAD，发电机的扭转角度在 1.7° ，说明使用了 PYD，即使发电机的转动惯量再大，也能在平和了曲轴转速不均匀性情况下，不对系统产生负面影响。



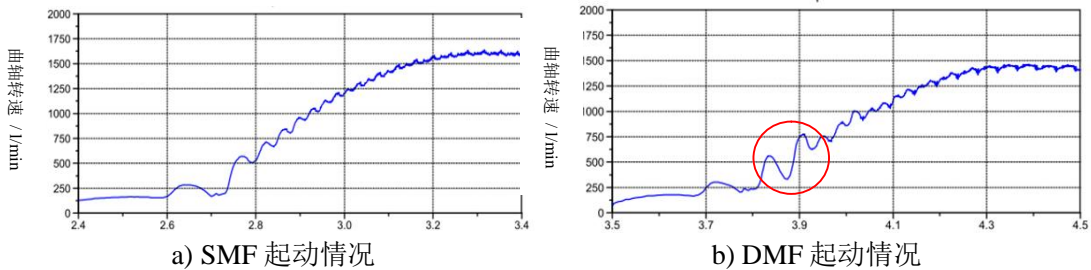
a) 使用 PYD 后各轮主阶次扭转角度



b) 使用 OAD 后发电机主阶次扭转角度

图 5.8 主阶次扭转角度比较

双质量飞轮对整车起动的影响见图 5.9，左边是常见单飞轮起动时发动机的转速周期变化，曲轴转速整体平稳上升，右边是使用双质量飞轮的情况，可见在发动机第一个点火周期时，曲轴转速有一个很大的下降，说明飞轮第一质量对发动机惯量的减小，导致了起动时转速的波动增加，即转速不均匀性加大了。



a) SMF 起动情况

b) DMF 起动情况

图 5.9 起动情况比较

在低转速段对曲轴的实时转速进行比较，可见明显的“过滤”现象，如图 5.10 a 所示，在同一周期内，转速波峰从 1004 转/分降到了 917 转/分，波谷从 743 转/分提高到了 855 转/分，转速波动很明显的被抑制。见图 b，不同于 OAD 的耦合情况，PYD 的耦合对周期相位的影响很小，跟随性要求更高，而针对曲轴的转动惯量，弹簧的强度和刚度也要求更大，弧形弹簧能用限位环来控制工作位置，而不仅仅是靠弹簧自身的相应，因此即使是用 OAD 的工作原理来开发

一个曲轴耦合器，其功能和效果是不会比 PYD 要优秀的。

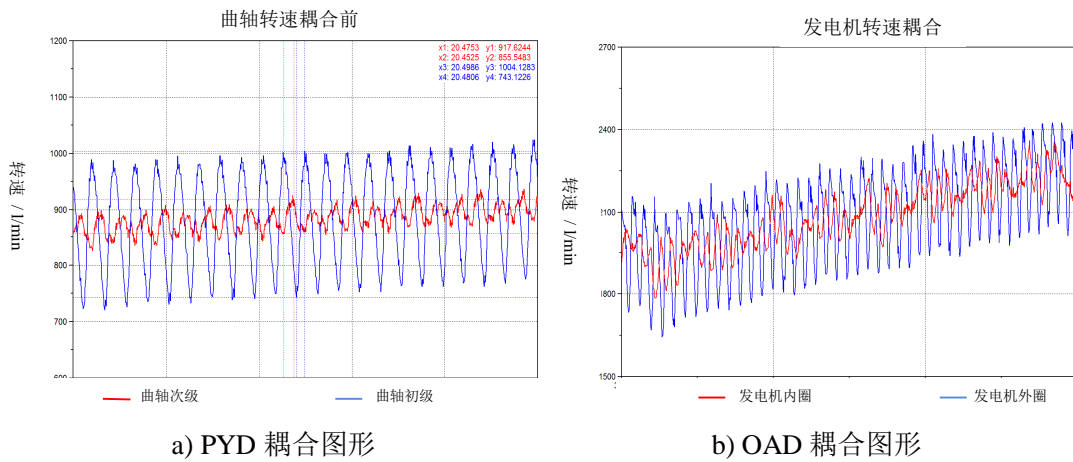


图 5.10 PYD 和 OAD 转速耦合图形比较

5.3 对曲轴扭转进行优化的总结

随着汽车技术的发展，大量新技术如涡轮增压、缸内直喷和起停技术的使用使得发动机的工作情况日益复杂，双质量飞轮的应用、轻量化的三缸发动机以及轿车柴油化都导致曲轴的周期转速不均匀性大幅提高，与此同时，用户对于驾驶操控的舒适性和安静性的要求不断提高，为了从源头抑制噪声，相关企业和研究人员进行了大量的理论研究和技术创新。

5.3.1 目前推广情况介绍

PYD 使用的制造材料以及加工工艺都要求比较高，导致其价格高昂，对于目前国内大多数主机厂，成本压力过大，目前暂时还无人使用。主流的客户还是在欧美的高端车型，例如宝马和沃尔沃，主要供应的是高功率版柴油机和三缸汽油机。该产品其他的主要供应商有国外的莱顿、麦特达因(Metaldyne)，国内的拓普目前是唯一与高校合作有一定研发和技术积累的。

5.3.2 曲轴带轮扭转减振器优点总结

韩国现代公司曾联合德国的鲁克公司做过研究^[35]，同样的发动机条件，使用普通机械张紧器的系统张力设定在 297N，PYD 能允许皮带张力降低到 188N，如图 5.11 在 NEDC、ECE15 和 EUDC 油耗测试工况，以及模拟的附件载荷极限工况能保持平均 1% 的油耗降低。

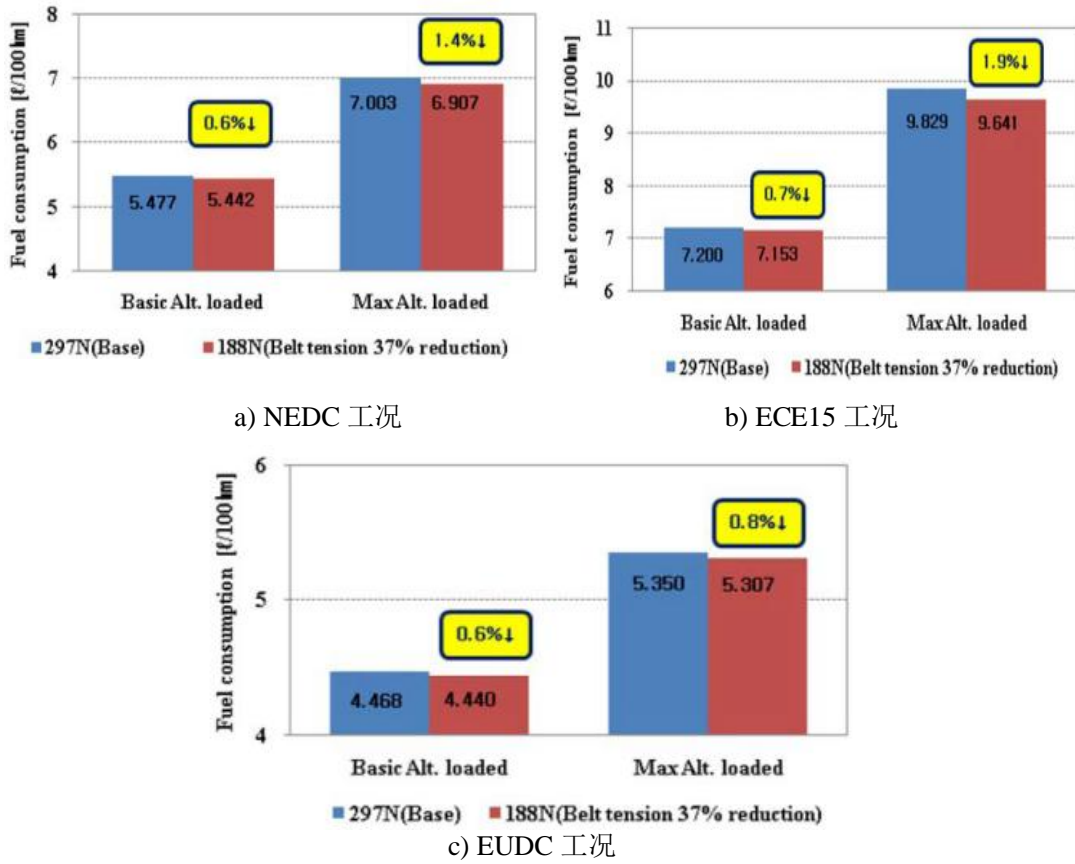


图 5.11 各主流油耗测试工况结果

从第四章得出的结论，对皮带张力进行降低，对于整个系统的摩擦功损耗，降低油耗有很大贡献，主要是要既保证前端附件系统的传动效率和工作情况不受影响，又能很顺利的提高发动机的工作效率，此时，对张紧器的优化已经出现了一些瓶颈。从发动机的传动源头上来思考问题，将前端附件系统的优化引入了更深层的意义。

5.3.3 对曲轴扭振进行优化的意义

发动机部件的寿命，尤其是传动部件，机械振动和冲击是影响其寿命的主要方面。由于内燃机的工作特性，连杆往复运动所带动的曲轴，在高速运行下，其扭转特性被放大，所以很多发动机设计成偶数缸并对称的情况。在追求排放降低，减少重量的背景下，三缸机加涡轮增压等提效手段的发动机也开始受到重视。而由于工作情况的缺陷，很多三缸机需要添加一个精密设计的平衡轴来

保持机体工作的稳定性。本章介绍的曲轴扭转减振器，在设计合理的情况下，将不对称惯性质量添加在其次级减振器上，甚至能取消一个昂贵的平衡轴，为发动机的设计和开发开辟了新的思路。

曲轴作为整个动力总成的传动核心，理应受到更大的关注，从后端的双质量飞轮到前端的曲轴带轮扭转减振器，这些都是适应汽车发展趋势的优化产品，其在抑制整车动力总成噪音（包括发动机和变速箱），节能减排（有效降低皮带张力减少摩擦功从而降低油耗）以及提高机体零部件寿命（达到绿色制造）方面的贡献是有目共睹的。

曲轴扭转减振器，越来越受到重视，其能降低发动机能耗提高效率，减少发动机及动力总成噪音，让装有各类高功率发动机的整车运行更平稳和安静，随着汽车行业的发展，这一产品必将得到更多的推广和应用。

第6章 总结与展望

6.1 总结

本文的研究工作总结了发动机前端附件系统开发过程中所遇到的实际情况，以及针对问题所进行的优化解决方案，前端附件皮带传动系统常见的问题有：传动带轮打滑，后续表现为噪音；皮带横向抖动过大，产生异响和硬件磨损；轴承受力过大，影响系统寿命；张紧器工作角度过大，整体运行情况恶劣。系统优化的目的：解决问题，确保系统正常工作；减少功损耗，降低发动机油耗、噪音水平，延长整体寿命等。

可信可行且先进的动态测试技术，无疑是前端附件系统开发不可或缺的技术支撑。本课题中合理运用动态测试技术的实例，对获取系统真实、精确的相关性能参数，用于分析、评判系统的运行性能及验证系统优化的效果，具有十分重要的实际意义。此外，文中涉及的辅助优化产品，对系统优化的作用与效果不可忽视，在前端附件系统开发过程中，开发并采用更多的实用辅助优化产品已为势在必行。故此，动态测试技术与辅助优化产品研发理应跟随并适应前端附件系统开发进程的需要。

本课题重点研究了影响前端附件系统的主要参数及对应采用辅助优化产品的优化方法：

- 1.在发动机减速时，发电机的惯性质量产生的带轮惯性速度，使得系统张力波动，导致发电机带轮打滑，OAP 和 OAD 都能将发电机的轴和带轮分离，大大减少了该类情况，避免了系统的磨损和噪音。

- 2.皮带张力对弹性系统整体模态有很大影响，系统张力控制在最优范围，与张紧器的张紧力和阻尼有很大关系，不对称阻尼的张紧器能适应系统的更高要求，同时使用刚度增强材料的皮带也能起到很好的优化效果。

- 3.当发动机自身或者整车匹配动力总成后的曲轴扭振会影响到发动机整体运行情况时，必须考虑优化曲轴的扭转特性。曲轴扭转减振器能在保证曲轴按照点火频率正常工作的同时，将曲轴过高的转速不均匀性进行吸收和耦合，优化动力总成的运行。

如图 6.1 所示，总结了各类优化组合方案及其适应的范围。由图可见，在目

前要求油耗、碳排放降低的趋势下，即使发动机工作情况日趋恶劣，进行了优化设计，考虑到系统各种问题的产品组合是几乎满足所有要求的，希望本文对国内发动机前端附件系统的开发及涉及相关优化产品的研发能提供借鉴及帮助。

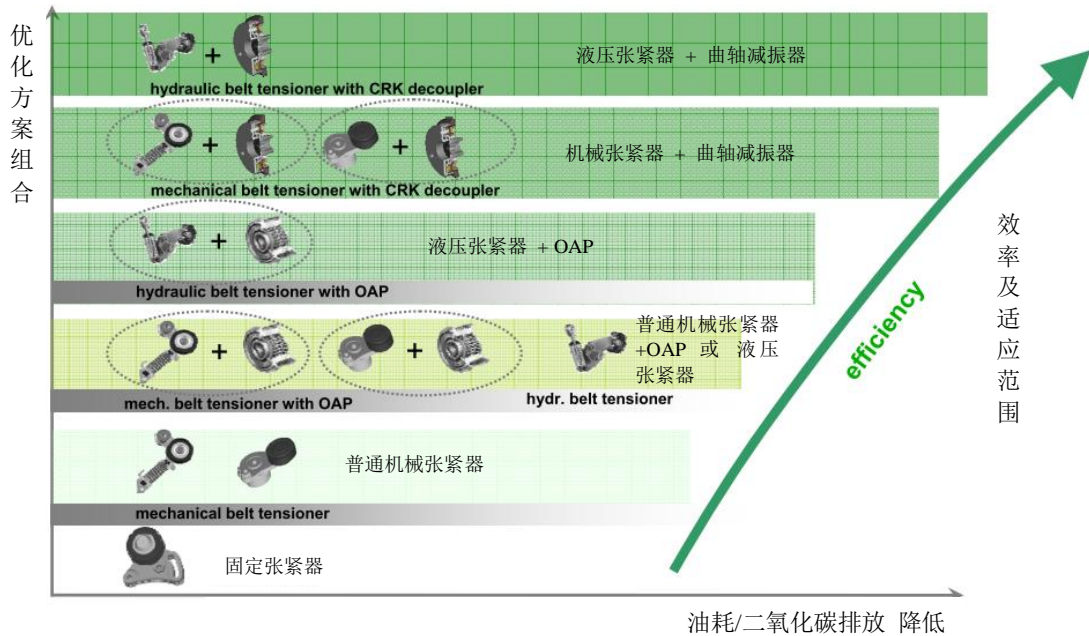


图 6.1 优化方案总结

6.2 展望

发动机前端附件系统在整车的 NVH 研究中占了很大的比重，而在环保指标日益严格的趋势下，还要求动力系统能采用新兴技术，比如起停系统或者混合动力，以降低排放提高效率。

从优化前端附件皮带传动系统的层面来说，目前的研究工作仅仅是针对现有研发阶段常见的系统，还有很多比较先进的甚至概念化的优化产品及传动系统正在进行开发，对于系统的研究趋向，可予以如下展望。

1. 系统模型的优化，需要更强大的测试分析软件，以强化系统研发或开发中数据分析的能力。目前仅国外几家顶尖的软件能进行动态仿真和计算，在前端系统工作情况日益复杂的今天，一味依赖实际测试必将耗费大量人力物力和时间，也会提升研发或开发的成本。

2. 新型材料与技术的研究。比如开发能有效降低功损耗的新材料皮带；降低现有辅助优化产品制造成本，使得各类辅助优化产品能得到更大范围推广等。

3.前端附件皮带传动系统跟随发动机及整车新技术开发进行研发。比如各类起停系统、混合动力中的发动机传动系统，有的发电机惯性参数会很大甚至是可以逆向利用皮带进行起动的电机、曲轴后端的飞轮侧出现蝶形发电机结合等。

前端附件皮带传动系统是发动机及汽车上一个复杂和不可或缺的动力传动系统，它所涉及的因素很多，比如张紧器、皮带和各个系统部件以及整车系统的匹配等。为了提高国内发动机及整车开发的水平，我们需要在总结国内外前端系统的研究历史和研究成果的基础上，结合国内的需要和实际开发状况，学习和借鉴国外最新开发的优化产品和先进技术，不断提高前端附件皮带系统设计、测试以及汽车新趋势和系统整体优化的研究水平。

致谢

在职硕士研究生的求学过程是我一段宝贵经历，在工作中学习，有的放矢，受益匪浅。

本课题于 2012 年底开始酝酿、构想，在导师靳晓雄教授指导下逐渐明晰主题和框架；初稿形成后，导师又数次提出修改意见直至定稿。在此，特别感谢老师百忙之中的拨冗指导与关怀，使我对学术、工作和生活都有了更高的认识。

整个学习期间，在工作中获得了所在公司领导和同事的支持和帮助，在新能源方面与高乐博士交流颇多从其了解了很多国内外的最新趋势和动态，在此致以诚挚谢意。

汽车工程中应用的科学和技术一直都在更新和前进，作为从业者，我们需要保持好奇心和严谨的工作态度，把经验积累下去，把我们的汽车事业做大做强。

袁圆
2015 年 10 月

参考文献

- [1] Cassidy RL, Fan SK, MacDonald RS. et al. Serpentine—Extended Life Accessory Drive [C] SAE Technical Paper, 790699, 1979.
- [2] 陈立群, Jean W. Zu. 平带驱动系统的振动分析研究进展 [J].力学与实践, 2001, (23): 8~12.
- [3] Leonard Meirovitch. Elements of Vibration Analysis 2nd Edition [M]. USA: Donnelley & Sons Ltd, 1986.
- [4] Willam T. Thomson, Marie Dillon Dahleh. Theory of Vibration with Applications 5th Edition [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2005.12.
- [5] 陈立群, 吴哲民. 一类平带驱动系统非线性振动的幅频特性 [J].工程力学, 2003, 20(1):149~152.
- [6] S.J. Hwang,N.C. Perkins et al.Rotational Response and Slip Prediction of Serpentine Belt Drive Systems [J]. Vib Acous, 1994, 116 (1): 71~78.
- [7] 候之超, 王象武, 劳耀新. 多楔带传动系统的频率灵敏度分析[J].机械工程学报, 2009, 45 (11): 235~239.
- [8] Parker. R. G. LY. Parametric Instability of Axially Moving Media Subjected to Multi-frequency Tension and Speed Fluctuations [C].ASME Journal of Applied Mechanics.2001,(68): 49~57.
- [9] 日本自动车技术会编; 中国汽车工程学会组译. 汽车工程手册. [M].北京: 北京理工大学出版社, 2010.12.
- [10] 靳晓雄, 张立军, 江浩. 汽车振动分析 [M].上海: 同济大学出版社, 2002.5
- [11] 庞剑, 谌刚, 何华. 汽车噪声与振动--理论与应用[M].北京: 北京理工大学出版社, 2006.6.
- [12] 黄海燕等. 汽车发动机试验学教程[M].北京: 清华大学出版社, 2009.
- [13] Anders Brandt. Noise and Vibration Analysis [M]. UK: John Wiley & Sons Ltd,2011.
- [14] BOSCH. Automotive Handbook 7th Edition [M]. Germany: John Wiley & Sons Ltd, 2007.
- [15] Randall S. Beikmann. Static and Dynamic Behavior of Serpentine Belt Drive systems: Theory and experiment [D]: [Ph.D. Thesis]. Michigan: Mechanical Engineering, University of Michigan, 1992.
- [16] Motoyasu Sakaguchi, Tomoaki Nishio et al. Study of the Mechanism of Accessory Drive Belt Noise [C]. SAE Paper 2009-01-0186.
- [17] 曾庆华, 靳晓雄, 刘波. 同步带传动对发动机前端噪声的影响[J].汽车技术, 2009, (8): 30~33.
- [18] Atsuo Fujii, Shougo Yonemoto et al. Analysis of the Accessory Belt Lateral Vibration in Automotive Engines [C]. JSAE Paper 20024007: 41~47.

- [19] D. A. Melas, I. I. Esat, I. A. Craighead. A Method for Identifying the Natural Frequency of the Timing Belt [C]. SAE Paper 2002-01-1188.
- [20] Hiroki Takazawa. Evaluation Condition for Auxiliary Belt Tension Fluctuation in Engine Bench Test [C]. Honda R&D Technical Review, 2012: 60~68.
- [21] R. J. Meckstroth, R. Ahoor. Belt Tracking Experiment [C]. SAE Paper 901770,1990.
- [22] Minjie Xu, James B. Castle, William F. Breig et al. Finite Element Simulation and Experimental Validation of V-Ribbed Belt Tracking [C]. SAE Paper 2001-01-0661.
- [23] 吴昕. 多楔带轮系的布置、计算和寿命分析[J].汽车技术, 1997, (2): 5~11.
- [24] 李丰军, 刘长波. CA6110 系列发动机前端多楔带附件传动系统设计与开发[J].汽车技术, 2002, (11): 1~5.
- [25] 朱秀花, 郑国世, 王勇等. 6BTAA 发动机前端轮系设计开发 [J].内燃机与配件, 2012, (8): 9~16.
- [26] 曾祥坤, 上官文斌, 张少飞. 具有单向离合解耦器的发动机前端附件驱动系统的旋转振动建模及参数优化设计[J].内燃机学报, 2012, 30 (2): 179~185.
- [27] 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, 18 (3): 21~24.
- [28] 田力, 刘红宇, 王文. 影响张紧轮扭矩和阻尼的结构参数优化设计[J].轴承, 2008, (1): 5~9.
- [29] 亚历山大·塞基等. 非对称阻尼张紧器皮带传动系统: 中国, CN1554000A[P]. 2004:1~20.
- [30] J2198 APR2013, (R) Glossary - Automatic Belt Tensioner [S]
- [31] ISO 9980:2012(E), Belt drives — Grooved Pulleys for V-belts (system based on effective width) — Geometrical Inspection of Grooves [S]
- [32] Peter Solfrank, Peter Kelm. The Dynamic Simulation of Automobile Accessory Drives [Z]. Germany: VDI Berichte Nr 1467, 1999.
- [33] Lionel Manina, Guilhem Michon et al. From transmission error measurement to pulley–belt slip determination in serpentine belt drives: Influence of tensioner and belt characteristics [J]. Mechanism and Machine Theory 44 (2009) 813–821
- [34] 胡玉梅, 韩鲁强, 刘进. 某液压张紧器阻尼特性的数学建模与有限元验证[J].汽车工程, 2014, 36 (2): 204~209.
- [35] Kibong Yoon, Inje Oh et al. A Study for Fuel Economy Improvement on Applying New Technology for Torsional Vibration Reduction of Crank Pulley[C].SAE Paper 2013-01-2514.
- [36] 刘芳, 陈立群. 轴向运动弦线横向振动的频域分析[J]. 力学季刊, 2004, 25(1): 124-128.
- [37] 上官文斌, 牛立志, 黄兴. 发动机曲轴多级橡胶阻尼式扭转减振器的设计[J].汽车工程, 2007, 25 (11): 991-994.
- [38] 屈翔, 张君等. 一种皮带传动中滑移率和传动效率的简化计算方法[J].机械设计与制造, 2011, (07): 46-48.
- [39] F Zhu R. G. Parker. 带有单向离合器的蛇形带传动的分段线性动力学分析[J].传动技术, 2012,26 (1): 38-48.

- [40] 武田靖. 怠速停机控制装置及其方法: 中国, CN101813030[P]. 2010:1~15.
- [41] Hartmut Bach, Michael Triebel et al. 带双质量飞轮的动力传动系统各种工况的仿真 [J]. 传动技术, 2008,22 (3): 3-16.
- [42] P.施韦德勒, J.耶克尔, A.科伊. 扭振减振器: 中国, CN101061328[P]. 2007:1~33.
- [43] 龚宪生, 杨俊杰等. 轴系扭振减振器: 中国, CN102174949[P]. 2012:1~15.
- [44] Reza Farshidi, Jean W. Zu et al. Variable Stiffness Tensioner for a Belt Driven Transmission System [C]. Canada: IMECE 2010-38417.
- [45] Weiming Zhang, Tomio Koyama. A Study on Noise in Synchronous Belt Drives [J]. Journal of Mechanical Design, 2003, 125: 773~778.

个人简历 在读期间发表的学术论文与研究成果

个人简历:

袁圆, 女, 1980年1月生。

2003年7月毕业于湘潭大学 自动化专业 获学士学位。

2003年8月至2006年8月任职于伊莱克斯家用电器(长沙)有限公司。

2006年8月至2007年9月任职于博世车身电子(长沙)有限公司。

2007年10月至2011年11月任职于马瑞利动力系统(上海)有限公司。

2011年11月至今任职于舍弗勒贸易(上海)有限公司。

2012年3月至今就读于同济大学 攻读车辆工程硕士学位。

已发表论文:

[1] 袁圆.汽车发动机用单向离合器性能分析.汽车电器, 2015(02):31-33.