

摘要

环境污染和能源匮乏的问题日益严重,混合动力汽车逐渐成为了当今汽车工业发展的主流方向。在混合动力汽车的开发过程中,出现了很多崭新的振动噪声问题。这些问题是由于混合动力汽车特殊的工作模式和结构造成的,其中发动机启动与停机时的振动噪声问题成了混合动力汽车中需要解决的重要振动噪声问题之一。

本文首先通过发动机冷启动振动噪声试验对发动机启动过程的振动噪声问题进行了初步的研究,对发动机启动振动的试验数据在时域和频域进行了分析。发现发动机启动过程可以分为电机拖动阶段与初始点火阶段两个过程。在启动过程中发动机的振动呈现出了强烈的非稳态现象,与发动机怠速稳定时的振动迥异。

理论分析方面,根据发动机启动振动的理论模型在 Matlab/Simulink 下建立了二自由度的台架系统振动动力学仿真模型。根据发动机启动振动的激励来源分为转矩子模型和不平衡惯性力模型,转矩子模型由单缸转矩模型推导出四缸转矩模型,包括活塞曲柄连杆机构模型、缸内气体压力力矩模型等等。同时对部分模型参数进行了辨识。仿真的结果验证包括单缸转矩、四缸转矩、惯性力、发动机转速以及测点的振动加速度验证。仿真结果和试验结果的对比证明了模型的正确性。

在模型正确的基础上进行了包括初始活塞位置、活塞与气缸壁摩擦系数、活塞组件质量以及发动机转矩上升率对于发动机启动振动的灵敏度分析,并就上述参数提出了最优控制点。

最后关于进一步的工作方向进行了简要的讨论。

关键词: 发动机启动过程, 振动与噪声

Abstract

Upon the requirements of environment protection and energy saving, hybrid electric vehicle (HEV) has become the future trend of the automotive industry. During the development of HEV, many new noise and vibration problems (NV) come up. Most of these new NV issues are caused by the extraordinary structure and unique function mode of the HEV. One of the main NV issues is the noise and vibration phenomenon during the engine start/stop process.

To investigate this problem, an engine starting vibration and noise experiment is carried out based on the test bench. After the data analysis in both time and frequency domains, it is found that the engine start process could be divided into two phases, which are cranking phase and initial ignition phase. The vibration phenomenon during the engine start process possesses obvious non-stable behavior, widely different from the vibration during the idle process.

In the theoretical research, a two-degree of freedom vibration model is set up to simulate the vibration under the software environment of Matlab/Simulink. To determine the impulse of the vibration, sub-systems of engine torque and imbalanced inertial force are created, which further include single-cylinder model and the derived four-cylinder model. After the validation of the simulation results, the effectiveness of some parameters is analyzed.

Finally, some problems requiring further research are discussed.

Key words: Engine start, noise and vibration

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；学校有权保留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：



09年3月20日

经指导教师同意，本学位论文属于保密，在 年解密后适用
本授权书。

指导教师签名：

学位论文作者名：

年 月 日

年 月 日

同济大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，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。

签名：wf 胡
09年3月20日

第 1 章 绪论

1.1 课题研究的背景

目前世界汽车工业可持续发展所面临的两大难题是环境污染和石油资源匮乏,环保和节能是 21 世纪汽车技术的一个重要发展方向。混合动力汽车(Hybrid Electric Vehicle, 简称 HEV)正是具有低污染和低油耗特点的新一代清洁汽车。混合动力汽车是传统内燃机车辆和电动车辆的有效组合,它继承了电动汽车低排放的优点,又发扬了石油燃料比能量和比功率高的长处,显著改善了传统内燃机汽车的排放和燃油经济性。^{[1][2]}

世界汽车工业在其发展 100 多年内,虽然在节能、污染、排放和其他若干方面都取得了显著的改善和长足的进步,但是其尾气排出的污染物仍是当今地球大气的主要污染源。解决汽车尾气排放问题是发展汽车工业的当务之急。混合动力汽车的发动机经常工作与排放性能较好的中等负荷区域,可最大限度地降低汽车有害气体的排放。

据预测地球上现已探明的石油储藏量只能够人类充分使用 40-50 年。由于传统汽车的后备功率较大,而发动机大部分时间(尤其在市区行驶时)是运行在中小负荷的低效率区,这不可避免地导致汽油油耗上升。因此,开发低油耗的混合动力汽车具有非常现实和深远的意义。

为了减少汽车的废气污染,同时也为了节省不可再生的宝贵石油资源。各国的排放法规日趋严格。1993 年美国成立了“新一代汽车联合体(Partnership for a New Generation of Vehicles, 简称 PNGV)”,由美国政府牵头,组织了三大汽车公司、国家实验室和各国立大学共同开发能将燃油经济性提高 3 倍以上,又能达到 2004 年排放要求,且能以现行成本生产的新一代汽车。而混合动力汽车正是具备上述要求的新一代车辆。^[2]

自 70 年代石油危机之后,美国以及欧洲一些国家就开始对电动汽车(Electric Vehicle, 简称 EV)进行研究开发,但由于电动汽车的电池技术还没有取得突破性进展,因而电动汽车距离市场化的目标仍然有一定的距离。80 年代开始对混合动力汽车进行研究,到 90 年代以后,对混合动力汽车的研究逐步得到发展。

由于混合动力汽车比传统内燃机汽车更清洁，又弥补了电动车辆行驶里程短等缺点，而且能源多样化，相信在不远的将来，混合动力将成为路面交通运输车辆动力的主流方向。^[3]

混合动力电动汽车是指在一辆汽车上同时配备电力驱动系统和辅助动力单元（Auxiliary Power Units，简称 APU）的汽车，其中 APU 是燃烧某种燃料的原动机或由原动机驱动的发电机组。混合动力电动汽车将原动机、电动机、能量储存装置（蓄电池）组合在一起，以实现它们之间良好匹配和优化控制，这样可充分发挥内燃机汽车和电动汽车的优点，避免各自的不足，达到低排放和低油耗的目的。^[4]

1.2 课题研究的意义

然而混合动力汽车的出现带来了许多新的振动噪声问题。而汽车的噪声和振动对汽车的乘坐舒适性有着很大的影响，对混合动力汽车是否能在市场上畅销起着关键性的作用。因此，在开发混合动力汽车的工作中，改善噪声和振动性能（Noise and Vibration）是至关重要的。

丰田是从事混合动力汽车开发工作最早的公司，也是技术最为成熟的。以丰田的普锐斯（Prius）为例，Prius 上搭载的带 THS 系统（Toyota Hybrid system）的发动机，它具有高膨胀比的阿特金森循环系统、较低的发动机转速以及低摩擦损失^{[1][3]}。轻载时，在低热效率区域内发动机停止工作，汽车仅由一个电机驱动。发动机可以在低速、大扭矩范围内工作。这些特点在提高效率的同时，也带来了新的噪声与振动问题。这些问题主要包括：发动机频繁启动/关闭所引起的汽车振动、发动机低速时由于扭矩波动产生的车身振动和嗡嗡（drone）噪声、电机/发电机振动和噪声等^[5]。表 1.1 列出了以 Prius 为代表的混合动力汽车中为了改善燃油经济性和汽车动力性的技术，以及这些技术所带来的新的相关振动噪声问题。^{[5][6][7]}

表 1.1 混合动力汽车的噪声与振动问题^[1]

改善燃油经济性/动力性能的技术			THS I 代	THS II 代	高功率 THS II 代	相关的振动噪声问题
燃油 经济 性 动 力 性 能	发 动 机 效 率 改 进	高膨胀比循环	√	√		发动机运转噪声
		降低摩擦损失	√	√		
	优 化 的 发 动 机 工 作 区 域	发动机低转速、 大扭矩工作	√	√	√	发动机低转速时出现的 嗡嗡噪声与振动
		汽车停止时，发 动机停止工作	√	√	√	发动机启动与停机过 程的振动
		轻载荷范围内， 作为电动车驱动	√	√	√	电机的电磁噪声
	能 量 回 收	电机/发电机制 动能量回收	√	√	√	制动能量回收时产生 的电磁噪声
	高 压 电 输 送	蓄电池电压增大		√	√	升压电路系统的噪声
	电 动 四 轮 驱 动	后电机驱动及制 动能量回收			√	后电机部件的振动和 噪声
高功率、 紧 凑 型 电 机 / 发 电 机	齿轮减速，提高 电机转速			√	制动能量回收时（频 率变化）产生的电磁 噪声	

如表1.1所示，从启动到低速运行时电机驱动引起的汽车振动和制动过程中能量回收时产生的电机的电磁噪声成为需要关注的新的NV问题之一。研究发现这两个问题与电机转动的第24阶分量（第6阶电磁角 $\times 4$ 对南北电极）有很大关系，而产生第24阶分量的主要原因是因为电机中高阶磁通量引起的扭矩波动。丰田通过控制电流并且改变转子定子电磁设计原理，可以有效地降低扭矩波动。对于结构噪声，通过优化电机外壳以及转子定子的振动特性就可以降低电磁噪声^[5]。

此外，发动机在低速运转时的嗡嗡噪声和车身振动也是需要解决的问题。丰田在发动机与变速驱动桥之间安装一个扭振减振器，它采用了优化设计技术，这种减振器应用以后可以达到低扭转刚度和大扭转角，使得整个传动系的扭转共振频率降低，从传动系到车身的输入扭矩也降低。装上一个动态减振器并且优化发动机支座系统的弹簧恒定量，可以降低从传动系到车身的输入扭矩。发动机工作扭矩区域优化在合适的燃油经济性区域内。最后的结果是汽车低速行驶

时嗡嗡噪声不会给乘客带来不舒服的感觉。

另外,丰田开发的新一代 THS 系统 THS II 拥有更佳的燃油经济性和动力性。THS II 的基本结构与 THS I 相同,然而 THS II 增加了一个升压电路系统,它可以使动力电压提高到 500V,提高功率和效率。这个电路系统由一个电感线圈和一个交流转换电路组成。当蓄电池电压通过此系统增大时在交流转换电路内完成的高频率转换会在电感线圈内产生一个交流磁场,随之出现了磁致伸缩、磁芯的膨胀和收缩以及线圈振动现象。从升压电路系统产生的辐射噪声和振动成为汽车内外高频率噪声的噪声源使车内的乘客感觉很不舒服。因此,降低由升压电路系统内的辐射噪声和振动引起的高频率噪声也成为了混合动力汽车中新的 NVH 课题^{[5][8][9][10]}。

除了上述问题以外,发动机频繁启动/关闭所造成的振动噪声问题尤其突出^{[7][10]}。而这同时也是本论文研究的主题。

在传统内燃机汽车上,发动机启动过程中也会发生振动与噪声现象,并对汽车造成很强烈的振动与冲击,同时影响车内外噪声。但是由于传统内燃机汽车在一次旅行中通常只有一次发动机启动过程,人们往往会忽略该问题,而重点关注汽车行驶过程中的怠速和加速的振动与噪声问题。

但是,对于混合动力汽车而言,发动机的工作模式与传统的内燃机车相比存在很大的区别,主要表现如下:

- (1) 发动机和电动机既可以联合驱动车辆,也可以单独各自进行驱动;
- (2) 在低速、怠速等工况下,由于发动机无法在理想的区域工作,发动机会停机而采用纯电动方式驱动;
- (3) 在加速、爬坡等动力需求较高的工况下,发动机会重新启动以满足动力输出。

因此,在混合动力汽车的工作模式下,发动机在一次旅行中会根据车辆行驶需求以及动力系统的工作状态发生多次的启动和停机过程。因此,发动机频繁启动和停机过程中伴随的振动与噪声问题就自然成为了混合动力汽车中需要认真对待与解决的重要振动噪声问题之一。

1.3 国内外研究现状

尽管人们最早对发动机振动噪声的研究要追溯到上世纪 20 年代,发展到现在减振控制和隔离振动的技术都已经非常成熟,然而长期以来,这些研究针对的都是发动机稳态运转的工况下。毕竟在传统的内燃机车辆上,影响乘坐舒适性和声学环境的主要振动噪声源都来自于车辆行驶时稳定或者怠速工况运行下的发动机。人们对于发动机启动/停机瞬态过程中所产生的振动都予以了忽视。

1.3.1 传统发动机振动及控制研究现状

工业革命以后,自从1876年第一台发动机问世以来,工业和运输业中广泛采用它作为原动力,经过一百多年的不断更新和发展,发动机已经在人类的生产和生产活动中产生了巨大的影响,尤其在交通运输上占据了突出的地位。

往复活塞式发动机又是在车辆和船舶上应用最广泛的。它的工作特点是周期性对外做功,发动机曲轴每回转一周(二冲程发动机)或两周(四冲程发动机)完成一次工作循环。每个气缸每一个工作循环进行一次燃烧过程,因此,发动机主要零部件承受周期性交变载荷的作用,这就是引起发动机振动的主要激励。发动机剧烈的振动使发动机本身零部件受到剧烈的冲击,导致发动机本身机件的破坏,尤其是连接部位处等地方将会由于疲劳而很快地损坏;发动机的振动还将影响配气相位和油泵泵供油提前角,从而使发动机的工作性能恶化,降低发动机的使用寿命和运行的可靠性。此外,发动机的振动激励力或力矩通过支承传递给车体或周围环境,造成了车体或周围环境的振动,同时辐射出很大的噪声,严重影响着周围工作人员的身心健康,所以常常要求对发动机的振动进行减振和隔振处理。^{[11]-[14]}

发动机振动控制的途径大致可分为:削弱激振源、避免共振、减振和隔振。削弱激振源是降低发动机振动的基本途径。

(1) 振源控制是降低发动机振动危害的根本途径,它贯穿于发动机设计、制造乃至使用的全过程。发动机工作的振动激励主要包括由燃烧产生的扭矩波动和机构部件运动的不平衡惯性力。为减小由活塞上的燃烧压力产生周期性力施加在曲轴上而产生波动的扭矩,在金属轴套和皮带轮之间加上橡胶隔振板,组成扭转减震器,以抑制扭矩波动。当曲轴转速稳定时,扭力减震器与之同步转动。当发动机转速改变,如加速、减速时,产生扭矩波动,这时扭转减震器就会使橡胶隔振板扭转,以保持现有转速,达到吸收振动的目的。飞轮将发动

机扭矩波动作为惯性保持从而减小扭矩波动，使发动机转动平顺。另外，转动部件的不平衡，如曲轴、飞轮、皮带轮等这些转动部件中的任何不平衡，都会成为振动力。因此为了保证发动机有良好的动力学性能，减少或削弱发动机内部的激振源，改善内燃机的平衡性能、设计动力学性能好的运动件系统以及提高零部件的加工装配精度异常重要。随着发动机高速化、轻量化发展，对内燃机平衡性能的要求越来越高，人们对内燃机平衡的研究也逐渐深入，主要从平衡结构的设计方面、不同结构参数对平衡性能的影响方面以及激励平衡的计算方法方面进行了研究。

(2) 其次，通过改变内燃机结构的设计参数来调整系统的固有频率，可以避免结构共振，以改进系统的振动特性。如通过对机体的模态分析和有限元计算，研究机体的固有频率和振型。根据激励成分的分析，确定机体的低阶固有频率范围应用灵敏度分析的方法找出结构的最有效修改部位。削弱激振源和避免共振首先应从设计阶段进行考虑，要在内燃机的整体设计中贯穿系统工程的思想，充分应用现代设计方法，如有限元设计、可靠性设计、稳健设计、优化设计、计算机辅助设计，以及智能系统和专家系统设计。

(3) 实际中经常会有共振无法避免的情况，只能设法降低其共振强度，这种方法称为隔振或者消振，可通过增加系统阻尼以消耗共振能量，或采用动力吸振器达到减振目的；虽然通过减小干扰力、防止共振等措施可以控制发动机的振动，但要完全消除是不可能的，故还需要采取隔振措施来控制振动的传递率，减小振动对周围环境的危害。

隔振的措施很多，比如说传统发动机上所用的橡胶弹性支承，结构简单成本低且性能可靠，但也存在明显的缺点。

而液压支承系统是传统橡胶支承与液压阻尼组成一体的结构，在低频范围内能提供较大的阻尼，对发动机大幅值振动可以起到迅速衰减的作用，在中高频时具有较低的动刚度，能有效地降低车内的振动与噪声。

此外，减振措施还包括采用发动机振动控制装置，其中包括被动式控制、半主动式控制和主动式控制等。^[11]

被动式控制由于无需输入外部能量并且结构简单成本低，是目前常用的振动控制系统。其中液压式减振系统性能较好被动式液压减振系统的结构类型有多种，如两室式包括简单式、惯性贯通式、解涡式、液柱共振式、多室式包括多液室式、液气式。由于这种控制系统在工作过程中不能调节阻尼大小，可抑

制的振动频率范围较窄，因此减振效果仍然十分有限。

半主动减振控制是指可根据输入信号如发动机激励、路况、车辆的行驶状态和载荷等利用低功率作动器调节系统参数，来优化系统动力学特性，实现最佳减振的目的。目前半主动式控制常采用开环控制系统，应用开关式控制或分段式控制策略，因而在发动机的随机激励和其他外界激励的作用下使得减振系统具有强的非线性动力特性。

主动式控制减振系统是控制单元利用作动器来抑制响应点产生所的振动，以实现最佳减振效果的控制系统。主动控制减振系统多应用线性实时优化调节技术，采用闭环控制。目前大多数采用流体传动控制或伺服电机驱动式控制。此外还有一种电磁式有源控制吸振器，将有源吸振器与被动隔振技术相结合，实现了对内燃机基频振动的跟踪消减主动控制的方法很多，在发动机上目前主要采用最优控制法和自适应控制法。

1.3.2 发动机启动停机振动及控制研究现状

以上简要介绍了传统发动机振动控制的研究发展现状。然而针对发动机频繁启停所引起的振动噪声问题，国内所做的研究还基本处于空白的阶段，尚未检索到相关公开文献。

在国外，混合动力汽车先驱丰田 Toyota 公司是最早也是最系统对混合动力汽车振动噪声问题进行研究的，福特公司近年来也专门就混合动力汽车发动机启停所引起的振动作了较详细的研究。

2001 年丰田公司就丰田混合动力系统 I (Toyota Hybrid System I) 的振动问题进行了第一次系统的研究^[1]。研究表明，发动机启动过程中的振动可以分为两个阶段：第一阶段是在电动机带动发动机从停止启动，直到发动机到达一定转速后发动机点火的阶段，称为电机拖动阶段(Cranking Phase)，在这一阶段所产生的振动主要激励源来自于启动反作用力和气缸内的气体压力；第二阶段是在发动机第一次点火以后直到稳定运行的阶段，称为初始点火阶段 (Initial Combustion Phase)，在这一阶段内，主要的激励源则是迅速上升的发动机转矩。试验研究表明，进气阀延时关闭有助于降低第一阶段气缸内压力的波动，进而降低启动阶段的振动，与此同时，一定的启动转矩增长率也能有效降低启动阶段的振动。而在初始点燃阶段，为了控制发动机转矩的突然提升，可以采取增

加喷油量 (fuel enrichment) 以稳定燃烧, 延迟点火来控制发动机转矩, 以及利用可变进气气门正时技术 (VVTi) 来稳定进气量三项措施来降低该阶段的振动。

[6][6]

2005 年, 丰田公司就第二代丰田混合动力系统 THS II 的发动机启停振动问题作了进一步深入的研究^{[2][3]}。研究认为, 在发动机启动后的第一个压缩冲程中, 气缸内气体压力大小与启动前活塞初始位置有很大的关系。相应的活塞初始位置与发动机启动振动之间的关系试验研究结果表明, 如果活塞在进气阀门关闭之后停止并且活塞位置靠近上止点的话, 启动振动会相应降低。针对每次发动机停止后活塞位置出现较大差异的特点, 丰田特意使用电机对曲柄初始位置进行了控制, 从而使得活塞停止的位置集中在上止点附近 (piston pre-positioning)。为了进一步地降低发动机的启动振动, 丰田公司还利用电机对发动机转矩波动进行转矩补偿以降低转矩波动与扭转减振器共振所产生的振动^[4], 以及在有效地控制活塞停止位置的技术基础上发明了快速点火启动技术^[3]。然而丰田公司针对启停振动的研究出于技术保密的原因, 在公开文献上能获得的只有试验技术和结果, 在理论分析方面尚有欠缺。^{[8][9]}

2006 年福特公司 (Ford) 的 Ming L. Kuang 专门对混合动力汽车的发动机启停所引起的振动噪声作了研究^[5]。通过整车试验, 在对从动力总成、动力传动系统到座椅整个传递路径的 ESS 动态响应作 FFT 处理后, 与 CAE 分析结果对比表明: 座椅加速度响应的 4 个振动模态恰好是传动系统的扭振模态 (Driveline Torsional Mode), 动力总成弯曲模态 (Powertrain Block Roll Mode), 发动机减振器的扭振模态 (Engine-damper Torsional Mode) 和整车车身纵向振动模态 (Vehicle Body Mode)。^{[10][18]}

Ming L. Kuang 认为: 在发动机的启动时候, 由启动阶段迅速上升的发动机转速造成的气缸内压力波动激发了动力总成的弯曲模态; 而发动机转速的急速增加而未进行恰当控制也同时激发了减振器的扭振模态; 而由于传动系统和动力总成的机械连接, 启动电机的启动转矩激发了传动系统的扭振模态和整车的纵向振动模态。Ming L. Kuang 将这些 ESS 所引起的振动总体归结为以下几个激励: 缸内气体压力、发动机转矩突增、停机时离合器迅速的接合, 以及未经合理补偿的电机转矩。

在发动机启停所引起的振动控制方面, 福特在以下几个方面进行了控制改进: 首先是发动机转速控制; 其次是发动机连续启动过程中的活塞位置控制

(Engine Pre-Positioning); 其他方面还包括在初始点燃阶段采取策略使得发动机转矩平滑上升, 适当的电机转矩补偿, 动力总成的悬置改进等等, 并用振动剂量值 VDV(Vibration Dose Value) 和快速傅立叶变换功率谱密度 (FFT Power Spectral Density) 两个指标来衡量改进的效果。Ming L.Kuang 的研究同样主要基于试验, 在理论分析方面则存在一定不足。^{[10][18]}

1.4 本文研究内容

针对国外研究发表的成果基本都基于试验, 理论分析方面由于技术保密没有公开。本文先通过基于台架的发动机启动过程 (Engine Start) 振动噪声试验来对发动机启动过程中振动噪声的基本特性进行一定的分析, 同时尝试在 Matlab/Simulink 下建立发动机启动过程的台架振动模型, 通过试验结果验证模型的准确性, 最后再对模型进行相应的灵敏度分析。

主要研究内容包括:

(1) 基于台架的发动机冷机启动瞬态过程振动噪声特性试验。通过台架试验对发动机启动瞬态过程中振动特性做初步分析, 初步了解启动振动在时域和频域上的特点;

(2) 建模仿真。通过对发动机启动振动进行数学理论建模, 将台架系统简化为二自由度的振动模型, 继而在 Matlab/Simulink 环境下建立模型, 通过部分试验数据的输入, 在模型中仿真得出发动机启动过程中的各个数据结果, 并与试验结果对比分析;

(3) 灵敏度分析。在结合台架试验结果验证了模型的准确性后, 在模型准确的基础上分析发动机活塞初始位置、转矩上升率、活塞与气缸壁摩擦系数等因素对于发动机启动振动的影响, 并提出最佳参数。

课题的实际应用价值在于, 结合试验对发动机启动过程中的振动特性一定的研究, 并分析活塞初始位置、转矩上升率等因素对启动过程振动的影响, 在今后混合动力汽车的开发过程中, 为控制与改善发动机启动过程中的振动提供一定的理论指导和依据。

第 2 章 发动机冷启动振动试验研究

2.1 试验目的

针对某款用于混合动力汽车的发动机在冷启动工况下进行振动噪声台架试验，旨在实际了解发动机冷启动过程中的振动特性，为后续建立符合实际的发动机启动振动动力学仿真模型，寻求合理的改进与控制措施提供依据与原始数据。噪声测试由于试验条件所限，未在消声室进行试验，因此仅作为研究参考。

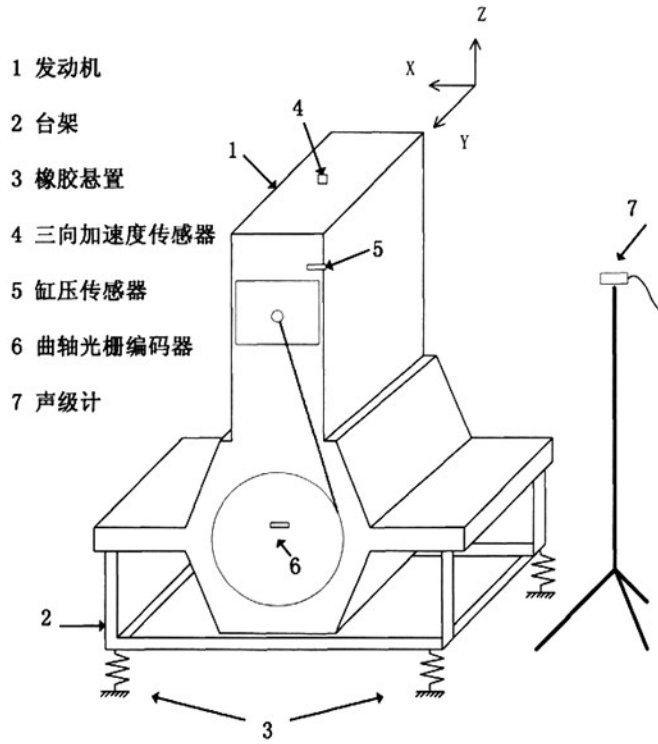
2.2 试验对象

试验对象是华普 MR479QA 型汽油发动机，该发动机的基本参数如下表所示：

表 2.1 MR479QA 型发动机相关参数表

型号	MR479QA
型式	直列 4 缸，4 冲程，水冷，顶置双凸轮
缸径×行程	78.7mm×77mm
排量 (L)	1.498
压缩比	9.8: 1
稳定怠速	1200±50
点火顺序	1-3-4-2
排放标准	欧 III
最大功率	69Kw/6000rpm
最大扭矩	128Nm/3400rpm

试验在同济大学混合动力试验室内燃机试验台（图 2.1 中标示 2）上进行，该试验台能够准确控制水温 and 油温，发动机（图 2.1 中标示 1）安装在刚性较好的台架上，台架与地面基础间采用橡胶垫减振悬置（图 2.1 中标示 3），启动电机与发动机采用弹性轴机械连接。图 2.1、图 2.2 分别给出了台架试验的示意图和现场图。



2.1 台架示意图

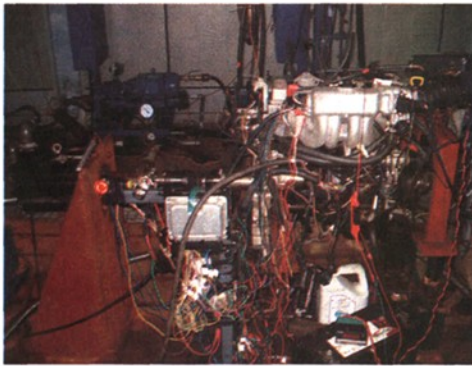


图 2.2 台架现场图

2.3 试验方法

2.3.1 信号采集和测点布置

测试时采用 Head 数据采集系统进行数据采集与数据效果在线观测(见图 2.3 数据采集系统现场图), 采样频率 12000Hz。Head 数据采集系统可以支持 16 通道信号采集。

在试验过程中重点检测发动机机体的振动加速度、发动机噪声、气缸压力、点火脉冲信号、曲轴转角信号。所采用的传感器以及测点布置情况如下:

(1) 发动机机体振动加速度:

传感器是能够感受物体运动并将物体的运动转换成模拟电信号的一种灵敏的换能元件。传感器的种类很多, 且有不同的分类方法, 加速度传感器主要用于测量振动体的振动加速度。压电式加速度传感器是一种绝对式测量的惯性式振动传感器, 它是以某些材料受力后在其表面产生电荷的压电效应为转换原理的传感器, 由于其体积小、重量轻、灵敏度高和频率范围宽等优点, 在实际应用中最为普遍。

但是压电式加速度传感器输出的是电荷信号, 而且比较微弱, 不能直接被数据采集卡采集, 所以需要信号放大器来把较弱的电荷信号转化为较强的能被数据采集卡采集的电压信号。根据所用的压电式加速度传感器压电材料连接方法的不同, 与之配套的前置放大器分为电压放大器或电荷放大器。对于采用串联压电材料的压电传感器, 需要使用电压放大器, 当改变连接传感器与电压放大器的电缆长度时, 由于分布电容发生变化会引起测量误差, 需通过重新校正放大器的灵敏度加以消除, 从而给测试带来不便。对于采用并联压电材料的压电传感器, 适宜选用电荷放大器, 它是一种输出电压与输入电荷量成正比的传感器, 其核心是一个具有电容负反馈、且输入阻抗极高的高增益运算放大器。在一定条件下, 电荷放大器输出电压只与传感器产生的电荷输入量及放大器反馈电容有关, 而与构成电路的电缆所形成的分布电容和信号频率无关, 这一特性使电荷放大器对传输线路的分布电容不敏感, 传输距离可达数百米, 因此受到普遍使用。

本试验中采用 bk 公司的三向压电式加速度传感器, 传感器安装于发动机上表面接近几何中心位置(图 2.1 标示 4), z 方向为竖直方向向上, x 方向平行于曲轴方向向前, y 方向垂直于曲轴方向;

(2) 发动机噪声:

评价噪声的物理量主要是频率、声压和声强，主要的测量项目是噪声级和噪声频谱。目前国内外对噪声测试主要有声压法、声功率法、声强法等。

声压是最基本的声学量，也是评价发动机噪声的最基本的量。它是标量，不需要考虑方向，并且当前声压测量仪器的发展也比较成熟。传统的声学测量是测量声压，它的原理简单，方法简便，测量仪器也比较成熟。测得声压或声压级后，可以计算得到声强、声强级、声功率和声功率级。

测量声压的仪器是声级计，它是按照一定的频率计权和时间计权测量声音的声压级，它不仅能测量声级，还能与多种辅助仪器配合进行频谱分析、记录噪声的特性和测量振动等。传声器是将声波转换为相应电信号的传感器，它将声压信号转变为电信号，其性能在很大程度上决定了测量系统的性能。声压测量系统相对简单，不会引起相位失配误差，但容易受背景噪声和声反射的影响，因此对测量环境要求较高，只有在消声室或半消声室中进行测量才能得到比较满意的结果，必要时要对环境修正，而且对测点的布置也有要求。

本试验中采用声级计，声级计参考测试标准GB/T16538-96，安置于发动机侧方0.5米处，高度与发动机气缸1/2处平齐(图2.1中标示7)。本噪声测量的目的是为了测量汽油机主要噪声的声压级，通过其声压级计算声功率级识别主要噪声源，同时获得其在不同时间下的噪声频谱，分析噪声的主要来源。

(3) 气缸压力传感器：

安装在1号缸内(图2.1中标示5)，用于测量1号缸缸压。1号缸点火时刻由点火脉冲信号获取，其他工作缸压力与点火时刻根据发动机工作原理推算；

(4) 曲轴转角信号：

曲轴转角信号用曲轴光栅编码器测量，每 10° 曲轴转角触发一个5V的脉冲信号(图2.1中标示6)。



图 2.3 数据采集系统现场图

2.3.2 测试工况设置

发动机的启动根据发动机机体温度和润滑情况，可以将启动分为冷启动和热启动。因此测试也分为冷机启动测试和热机启动测试。

(1) 冷机启动工况：水箱温度控制在 20°C 左右，保证发动机在冷机工况下启动并保证 1 号缸优先点火，因为是冷机启动试验，因此要分批进行 3 次试验，发动机每次启动后至稳定怠速运转，持续怠速 5s 左右时间后关闭发动机；

(2) 热机启动工况：水箱温度分别控制在 40°C 、 60°C 和 80°C ，保证发动机在充分润滑的情况下启动。发动机每次启动后至稳定怠速运转，持续怠速 5s 左右时间后关闭发动机。

2.4 试验结果数据处理

2.4.1 数据处理的目的是

时间和频率无疑是描述信号最重要的两个物理量，信号在时域中展开，成为时域分析法，在频域中展开，则构成了频域分析法。通过傅立叶变换，可以将信号的时域特征和频域特征联系起来，完成时域与频域之间的转换，分别从信号的时域和频域观察信号。但是傅立叶变换却不能把二者有机地结合起来，这是因为傅立叶变换使用的是一种全局变换，要么完全在时域，要么完全在频域，因此只适应于统计量不随时间变化的平稳信号。而现实生活中的很多信号都是非平稳信号，这类信号的某一个或几个统计量是时间的函数。除了要知道其频谱以外，还希望知道谱中的某一频率是在什么时候产生的，也就是要知道信号的时频局域性质，这种性质是非平稳信号最根本的性质。

对于非平稳信号的分析和处理，通过对整个信号进行傅立时变换将不再有效，必须使用信号的局部变换，使用时域和频域的二维联合表示，才能得到精确的描述。为此出现了一系列新的信号分析理论，如：短时傅立叶变换、小波变换等。

对本试验数据作时间域处理的目的在于考察 X/Y/Z 三个方向上的振动加速度、噪声、气缸压力、点火时刻、发动机转速等信号的时域特征。

频率域处理主要采取的方法是 Matlab 时频分析中的 specgram 短时傅里叶变

换分析, 目的在于考察振动加速度、噪声、气缸压力的频域特征与相互关系, 对比分析发动机启动阶段和稳定运转阶段的振动加速度、噪声等信号的频域特征。对于发动机在不同工况下产生的噪声和振动信号, 采用时频分析可以更直观地体现这些信号中的瞬态频率是如何随时间发生变化的。

2.4.2 数据处理的方法介绍

短时傅里叶变换(STFT)是最早和最常用的一种时频分析方法, 是傅里叶变换的自然推广。为使变换具有时域局部性, 它先将时测信号加时间窗, 然后将时间窗滑动做傅里叶变换, 就得到信号的时变谱或短时谱。因此, 短时傅里叶变换是用时间窗的一段信号来表示它在某个时刻的特性。

短时傅里叶变换属于线性时频表示。所谓线性时频表示, 就是它们的时频表示应满足叠加定理和齐次定理。设 $x(t)$ 为几个信号的线性组合:

$$x(t) = a_1 x_1(t) + a_2 x_2(t) \quad (2.1)$$

其时频表示用 $T_x(t, f)$ 表示, 对于线性时频表示, 应满足:

$$T_x(t, f) = a_1 T_{x_1}(t, f) + a_2 T_{x_2}(t, f) \quad (2.2)$$

对于时变信号, 必须了解它的局部傅里叶变换, 最简单的方法就是通过对信号乘以一个滑动窗(Sliding windows), 分别研究它们的傅里叶变换。通常, 信号可以分为单分量信号和多分量信号。对于单分量信号, 由于任意时刻它只有一个频率或一个窄带频率, 采用瞬时频率的概念, 可以反映信号在某一时刻的频率特性。定义瞬时频率为:

$$f_x = \frac{1}{2\pi} \frac{d}{dt} \varphi(t) \quad (2.3)$$

式中: $\varphi(t)$ 是信号的瞬时相位。

群延迟是另一个与瞬时频率对应的物理量, 定义为:

$$t_d(f) = \frac{1}{2\pi} \frac{d}{df} \varphi(f) \quad (2.4)$$

式中 $\varphi(f)$ 是信号的相频特性。不难看出, 瞬时频率和群延迟只能描述单分量信号。对于多分量信号只能用多个瞬时频率, 更一般的用局部频谱来表示频

率与时间的关系，获得信号局部频谱的一种直观方法是将局部外的时变信号置于窗外加以剔除，这就是短时傅里叶变换。

定义信号 $x(t)$ 的短时傅里叶变换为：

$$STFT_x(t, f) = \int_{-\infty}^{\infty} [x(t')] \dot{g}(t' - t) e^{-j2\pi f t'} dt' \quad (2.5)$$

其中 $\dot{g}(t)$ 为分析窗。

上式称为短时傅里叶变换的时窗表示法。即时刻 t 的 STFT 是信号 $x(t')$ 乘以平移滑动的分析窗 $\dot{g}(t' - t)$ (中心在 t) 的傅里叶变换。由于相对比较窄的窗的作用，有效的抑制了分析点 $t' = t$ 的邻域以外的信号，所以 STFT 可以简单的看作信号 $x(t)$ 围绕分析时刻的局部谱。局部信号构成如图所示。

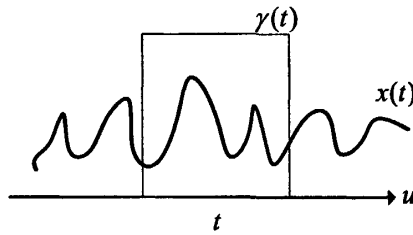


图 2.4 局部信号构成图

短时傅立叶变换时窗表示法如图 2.4 所示。

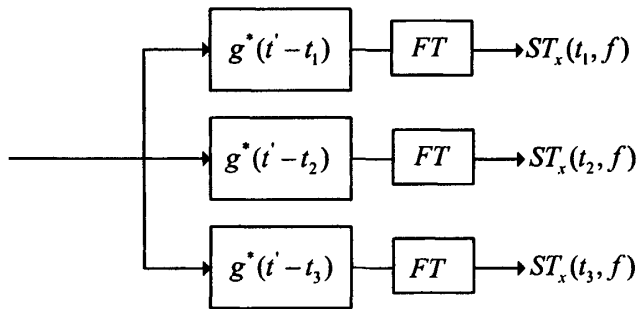


图 2.5 短时傅里叶变换时窗表示法

STFT 也可以借助于信号和窗函数的谱来表示：

$$STFT_x(t, f) = e^{-j2\pi f t} \int_{-\infty}^{\infty} [X(f') G^*(f' - f)] e^{j2\pi f t'} df' \quad (2.6)$$

其中： $X(f')$ 是 $x(t')$ 的傅里叶变换； $G^*(f)$ 是 $g^*(t)$ 的傅里叶变换；该式称为短时傅里叶变换的频窗表示法，可理解为加窗谱 $X(f')G^*(f' - f)$ 的Fourier反变换。它可以解释为信号 $x(t')$ 通过频率响应为 $G^*(f' - f)$ 的带通滤波器输出乘以 $e^{-j2\pi ft}$ 得到的结果。同样也可以解释为信号 $x(t')$ 先乘以 $e^{-j2\pi ft}$ ，再将频移后的信号通过低通滤波器得到。通过频率 f 的滑动(离散化，相当于一组滤波器)，即可得到二维的时频表示。

短时傅立叶变换的频窗表示法如图2.6所示。

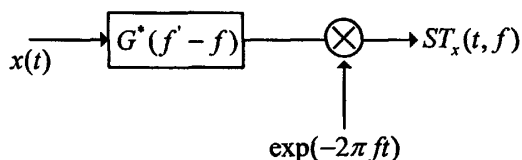


图 2.6 短时傅里叶变换的频窗表示法

根据以上分析，不同的滑动窗函数 $g^*(t' - t)$ 或滤波器 $G^*(f' - f)$ 对于STFT的结果有着直接的影响，为了改善各段信号的谱特性，应该选取合适的窗函数，其形状和宽度都很重要。对于一个信号，总是希望通过选择合适的窗函数，能够同时获得较高的时间分辨率和频率分辨率，但是联合时频分辨率是有限制的，存在着基本的折衷，即为了获取好的时间分辨率(使用短的时间窗)而牺牲频率分辨率，反之亦然。假设窗函数的有效时宽为 Δt 和有效带宽为 Δf ，二者分别定义为：

$$\Delta t^2 = \frac{\int t^2 |g(t)|^2 dt}{\int |g(t)|^2 dt} \quad (2.7)$$

$$\Delta f^2 = \frac{\int f^2 |G(f)|^2 df}{\int |G(f)|^2 df} \quad (2.8)$$

不确定性定理指出： Δt 和 Δf 必须同时满足海森伯格(Heisenberg)不等式，即： $\Delta t \Delta f \geq \frac{1}{4\pi}$ ，仅当窗函数为高斯函数时： $g(t) = \exp(-0.5t^2)$ ，等号成立。

不确定性定理表明：对于短时傅里叶变换，其时闻分辨率和频率分辨率总是矛盾的，信号的时域波形与频谱不能同时获得高的分辨率，其中一个变窄，另

一个就必须交宽。实际上对段上取的越窄，其频谱就越宽。这里，我们考虑两个极端的例子。

(1) 取窗函数为 $\delta(t)$ ，此时有 $g(t) = \delta(t)$ ，因此 $STFT_x(t, f) = x(t)e^{-j2\pi ft}$ ，显然，STFT变成了 $x(t)$ ，保持了信号了的所有时间特征，有完美的时间分辨率，但是无任何频率分辨率。

(2) 取无穷长窗宽的窗函数，即 $g(t) = 1$ ，其傅里叶变换为 $\delta(f)$ ，因此， $STFT_x(t, f) = X(f)$ ，显然STFT变成了 $x(t)$ 的傅里叶变换，有极好的频率分辨率，但无任何的时间分辨率。

因此，在进行STFT时以上两种窗函数不可取。归根到底，局部谱的正确表示还在于窗函数 $g(t)$ 的宽度与信号的局部平稳长度相适应。因此，在实际信号分析中，如何合理地选择窗函数，应视具体问题本身特性而确定。

与STFT的定义类似，定义STFT的反变换为：

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} STFT_x(u, f) \gamma(t-u) e^{j2\pi ft} du df \quad (2.9)$$

其中 $\gamma(t)$ 称为综合窗。上式也称作STFT的综合，即信号 $x(t)$ 应该能够由 $STFT_x(u, f)$ 完全重构出来。为了实现重构，则必须要求窗函数满足下列条件：

$$\int_{-\infty}^{\infty} \gamma^*(t) g(t) dt = 1 \quad (2.10)$$

称之为短时Fourier变换的完全重构条件。

完全重构条件是一个很宽的条件，对于一个给定的分析窗 $g(t)$ ，满足上式的综合窗 $\gamma(t)$ 可以有无穷多种的选择，如何选择一个合适的综合窗，有三种最简单的选择：

(1) $\gamma(t) = \delta(t)$ ；

(2) $\gamma(t) = 1$ ；

(3) $\gamma(t) = g(t)$

第一和第二种是两种极端的窗函数，是不可取的。选取第三种 $\gamma(t) = g(t)$ ，

则应满足约束条件： $\int_{-\infty}^{\infty} |\gamma(t)|^2 dt = 1$ ，能量归一的约束是对短时Fourier变换对窗函数 $\gamma(t)$ 的一个要求。

在Matlab中提供specgram函数指令来计算信号能量的联合时频分布。

2.5 试验结果数据分析

2.5.1 时间域总体特征分析

图 2.7 所示为发动机冷启动下发动机转速 S 、1 号气缸缸压 P 、点火时刻 $Ignition$ 、噪声声压级 L_p 、 x 向振动加速度 A_x 、 y 向振动加速度 A_y 、 z 向振动加速度 A_z 的时间历程。从图中可以得到以下结论：

(1) 从总的时间历程来看，发动机运转状态大致可以划分启动阶段（0-1.5s），怠速稳定阶段（1.5s-6.5s）以及停机阶段 3 个阶段。在启动阶段，以发动机第一次点火时刻为界限，启动阶段又可细分为 2 个阶段：启动电机带动发动机从停止状态启动到第一次点火的阶段，称为电机拖动阶段（0-0.8s）；第一次点火后发动机转速迅速上升直至稳定运行的阶段，称为初始点火阶段（0.8s-1.5s）。

(2) 考察与对比电机拖动阶段、初始点火阶段以及怠速稳定阶段的时域过程中各个观测信号的特征如表 1 所示。通过分析可以发现，与怠速稳定阶段相比，启动阶段的噪声与振动加速度信号表现出明显的非稳态特征，而且幅值也相对较大，与试验时主观感受到的情况吻合。

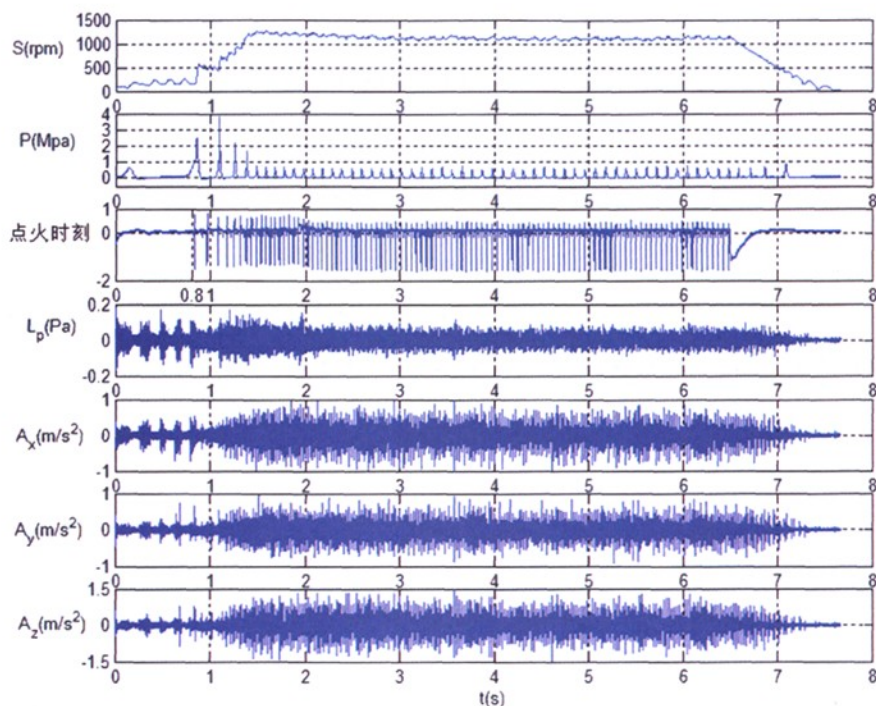


图 2.7 总体时间历程

具体考察各个信号，可以得到以下结论。

(1) 转速：

电机拖动阶段，0-500rpm，缓慢上升；

初始点燃阶段，500-1200rpm，迅速上升；

怠速稳定阶段，1200rpm 左右，基本稳定；

(2) 气缸压力：

电机拖动阶段，少许波动；

初始点燃阶段，波动剧烈，出现峰值；

怠速稳定阶段，均匀稳定变化；

(3) 噪声：

电机拖动阶段，非稳态波动，声压最大值约 0.1pa (74dB)；

初始点燃阶段，噪声幅值无明显波动，基本在 72dB-74dB 间；

怠速稳定阶段，噪声幅值减小减弱，稳定在 66dB-69dB 范围；

(4) X 向加速度：

电机拖动阶段，非稳态波动，峰值加速度最大约 $0.5 m/s^2$ ；

初始点燃阶段，振动幅值逐渐增大，频率升高，波动范围 $0.4-0.7 m/s^2$ ；

怠速稳定阶段，幅值基本稳定；

(5) Y 向加速度：

电机拖动阶段，非稳态波动，峰值加速度最大约 $0.25 m/s^2$ ；

初始点燃阶段，振动幅值逐渐增大，频率升高，波动范围 $0.3-0.6 m/s^2$ ；

怠速稳定阶段，幅值基本稳定；

(6) Z 向加速度：

电机拖动阶段，非稳态波动，峰值加速度最大约 $0.75 m/s^2$ ；

初始点燃阶段，振动幅值逐渐增大，频率升高，波动范围 $0.5-1.0 m/s^2$ ；

怠速稳定阶段，幅值基本稳定。

2.5.2 频率域特征分析

图 2.8、2.9、2.10 所示为发动机冷启动下 0 到 2 秒内气缸综合缸压 $\sum P$ 、噪声声压级 L_p 、x 向振动加速度 A_x 、y 向振动加速度 A_y 、z 向振动加速度 A_z 的时间历程以及各个信号的时频谱图。

其中，四个气缸的综合缸压按照如下方法获得：该发动机的点火顺序为 1-3-4-2。假设发动机四个气缸的气缸压力历程在曲轴转角轴上一致，而 3 号缸、4 号缸与 2 号缸只是由于工作顺序关系分别与 1 号缸相差 180° 、 360° 、 540° 曲轴转角相位。因此，在曲轴转角坐标轴上将 1 号缸缸压平移相应的相位差后，可以得到基于曲轴转角的其余三缸的缸压历程，再根据测得的转速，将转角坐标轴和时间坐标轴变换就可以得到其余三缸的缸压时间历程，将所有四缸缸压相加得到综合缸压。

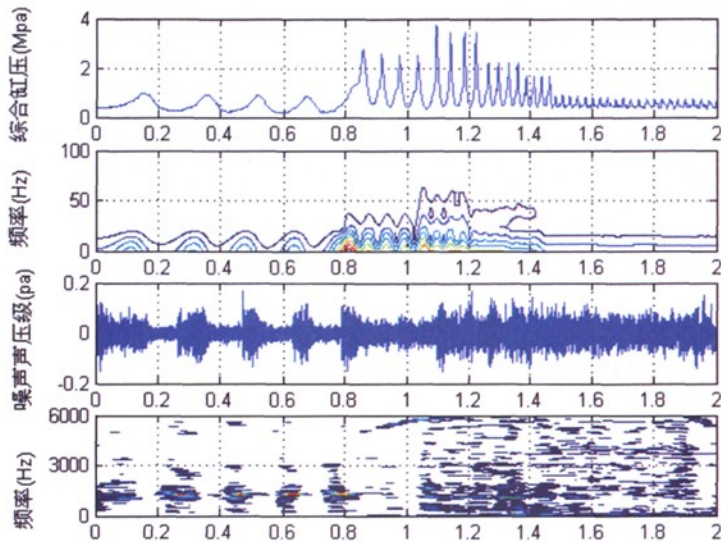


图 2.8 综合缸压和噪声的时频图

(1) 综合缸压

电机拖动阶段，低频波动，集中在 20Hz 以内；

初始点燃阶段，频率提高到 40-60Hz 以内，幅值明显增大；

怠速稳定阶段，基本稳定在 20-30Hz 左右；

(2) 噪声

电机拖动阶段，瞬态冲击噪声，集中于 3000Hz 以下，信号主要频率范围集中在 1500Hz 左右；

初始点燃阶段，分成前段（0.8-1s）和后段（1-1.5s）两段。前段噪声接近平稳，幅值下降；后段幅值增大，表现为 6000Hz 范围内的宽带分布，但是以 3000Hz 以下的低频信号为主；

怠速稳定阶段，幅值明显下降，表现为 6000Hz 范围内的宽带分布，但是以 1000Hz 以下的低频信号为主；

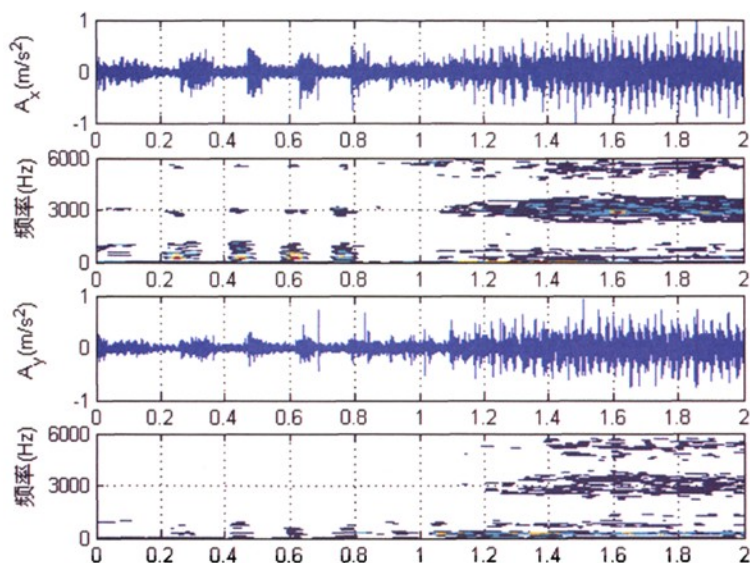


图 2.9 X、Y 向振动加速度时频谱图

(3) X 向振动加速度

电机拖动阶段，瞬态冲击振动，集中于 1500Hz 以下，但是在高频段只有集中在 2900Hz 和 5800Hz 左右的谱次周期信号；

初始点燃阶段，分成前段（0.8-1s）和后段（1-1.5s）两段。前段振动接近低频平稳信号，幅值明显下降；后段幅值增大，信号集中在 1000Hz 以下、2500-4000Hz 与 5000-6000Hz；

怠速稳定阶段，幅值基本与阶段 2 后段相同，信号集中在 1000Hz 以下、2500-4000Hz 与 5000-6000Hz；

(4) Y 向振动加速度

电机拖动阶段，瞬态冲击振动，频率成分集中在 1000Hz 以下；

初始点燃阶段，分成前段（0.8-1s）和后段（1-1.5s）两段。前段振动接近低频平稳信号，幅值明显下降，频率在 1000Hz 以下；后段幅值增大，信号集中在 1000Hz 以下、2500-4000Hz 与 5000-6000Hz；

怠速稳定阶段，幅值基本与阶段 2 后段相同，信号集中在 1000Hz 以下、2500-4000Hz 与 5000-6000Hz。

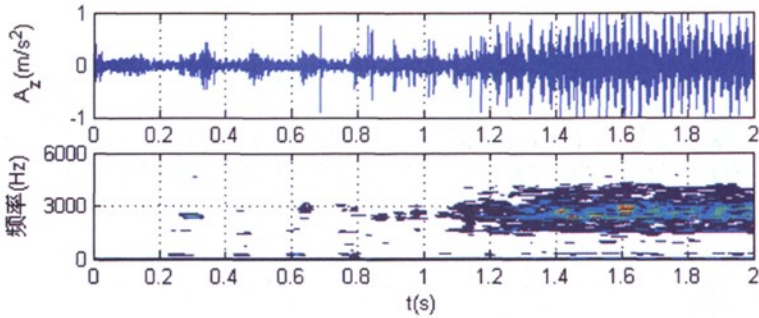


图 2.10 Z 向振动加速度时频谱图

(5) Z 向振动加速度

电机拖动阶段，瞬态冲击振动，频率成分离散分布在 3000Hz 以下，信号频率离散度大；

初始点燃阶段，分成前段（0.8-1s）和后段（1-1.5s）两段。前段振动接近平稳，频率在 2500—3000Hz；后段幅值增大，信号集中在 2500—4000Hz 频段；

怠速稳定阶段，幅值基本与阶段 2 后段相同，信号集中在 2500—4000Hz 频段。

2.6 本章小结

本章通过台架试验的方法初步分析了混合动力汽车用发动机启动振动与噪声的一些特性，主要得到以下结论：

(1) 发动机启动运转过程可以划分为电机拖动阶段、初始点火阶段以及怠速稳定阶段进行时域和频率与的信号分析，分析发现启动阶段的噪声与振动加速度信号表现出明显的非稳态特征，而且幅值也相对较大，与稳定运转过程中的振动噪声具有非常明显的区别，与试验时主观感受到的情况吻合

(2) 电机拖动阶段、初始点火阶段和怠速稳定阶段中气缸压力、发动机噪声以及发动机机体的三向振动加速度具有类似但不同的频率分布特征；噪声的频率分布特征与发动机机体的振动加速度信号非常接近，说明噪声主要来源于机体的振动噪声辐射。

(3) 气缸压力的波动频率与噪声以及振动加速度的频率相差很大,说明噪声和振动加速度与气缸压力波动关系不大,可能与拖动电机的转矩波动以及发动机曲轴活塞连杆运动机构的摩擦冲击有关。可能是由于燃烧粗暴,缸内气体的压力变化过于剧烈,或者是燃烧室壁、连杆、曲轴等零件的刚度不够,周期性变化的气体压力作用力使得这些零件由于弹性变形而产生高频振动。并相应地发出噪声。

试验的结果还将为后续建立符合实际的发动机启动动力学仿真模型提供依据与原始数据。

第3章 发动机启动过程振动的理论模型

3.1 相关振动理论

振动理论是分析任何结构和机器动态特性(又称动力学特性)的理论基础之汽车以及汽车发动机都是复杂的机器,虽然它们在结构形式、工作状态等方面有着各自不同的特殊性,但在做动态力学性能分析时,仍可将它们各自看成一个独立的振动系统。所谓振动系统,是对一般结构和机器系统的一类抽象的数学模型,当研究的目的是关于这个系统的振动性能时,所抽象的系统模型就被称为振动系统。

同其他动力学系统一样,振动系统也有复杂和简单之分,被抽象出的振动系统复杂与否,主要由研究问题的目的所决定。一个构成相对复杂的机器系统,比如汽车或汽车发动机,如果研究的目的只是要求考虑其质心在垂直方向上的运动,则可以将它们简化成相对简单的振动系统。如:如果将整车质量假想集中于质心上,则可以将其简化为单自由度系统来分析;相反,汽车上一个看似简单的某梁状或板状零件,根据研究目的的要求,也可以将其抽象为相对复杂的多自由度系统,甚至是更加复杂的连续系统去研究。

上面提到的振动系统可以按自由度来分类,这是为了数学处理的方便和自然的需要而使用的振动问题分类描述的方法之一。按自由度来分,振动系统可分为离散系统和连续系统。

离散系统又称为集中参数系统,它的特点是描述运动状态的方程是多元常微分方程组。其自变量元的物理意义往往是系统中某质量点的空间运动坐标或空间运动增量坐标,而自变量元的个数就称为振动系统的自由度维数;既然定义适当的自变量元是利用运动方程完全地描述出系统的空间几何位置所要求的,振动系统的自由度数就定义为:在运动全过程中,能够完全确定系统的空间几何位置所需的独立坐标元的数目。有限个自变量元的系统通常称为多自由度振动系统,如果所描述的问题只要求有一个自变量元,则称之为单自由度振动系统。

所谓连续系统是指描述其运动状态的参数,如质量、刚度和阻尼,都是连

续定义的参数，振动系统对应的运动方程是多元偏微分方程组。既然自变量元代表的是质量点的运动坐标或运动增量坐标，当考虑的点无限密布于考虑的结构区域时，振动系统运动微分方程则由常微分方程组转化为偏微分方程组，自由度数由有限多个变为无限多个，振动系统模型也就由集中参数的离散系统，转化为分布连续的参数系统，连续振动系统因此而得名。

在进行振动系统分析时，所考虑的系统是线性系统还是非线性系统，很大程度地决定了分析可用的方法。从物理实质上讲，任何实际系统都是非线性的。但为了使分析能够方便地进行，并且所得结论在给定工况下能够基本真实地反映出实际系统的主要特性，常常采用线性化近似作为振动系统建模的第一步。

线性化的方式一般有 3 类：(1) 将实际的物理系统的各种非线性因素近似线性化，从而得出线性方程；(2) 精确利用非线性关系获得非线性动力学方程，再将方程中的非线性小项忽略；(3) 将系统非线性动力学方程在系统的平衡工作点附近展开，在该平衡工作点附近用近似线性(包括几何运动的和非物理形态的)增量关系代替原非线性关系。

当实际动力学系统涉及某些随机变量或随机过程时，对应的系统动态特征分析则要求运用随机振动理论。在工程中常见的情况是：结构或机械本身构成是确定性的，而它们所工作的环境却是随机性的，即对确定性构成的物理系统的激励是随机性的。按自然发展的因果系统论，系统的响应自然也是随机性的。汽车以及安装在车身上的发动机就是随机振动系统的典型，这是因为汽车行驶工况主要激励输入是它所行驶的路面，路面的千差万别是随机性的。因而，作为设计者最为关心的汽车的响应，也是由随机路面和汽车本身构成所决定或导致的随机振动过程。这里的系统正是随机振动系统研究的内容，而随机振动系统的概念，包括系统输入(激励)、系统本身和系统输出(响应)三部分。

由上述可知，研究振动问题时，机械总体或机械零部件以及它们的安装基础构成了振动系统。实际的振动系统是非常复杂的，影响振动的因素有很多，在处理振动问题的过程中，往往根据研究问题的需要，抓住影响问题的主要因素，忽略次要因素，使复杂的振动系统得以简化，简化后的振动系统就被称为实际振动系统的力学模型。

内燃机在运转时，不可避免的要产生振动，这是因为燃烧室中的气体压力和曲柄连杆机构运动质量的惯性力都是与发动机转速有关的周期变化的力，因此由它们产生的使曲轴旋转的扭转力矩、发动机的颠覆力矩以及沿气缸中心线

作用的惯性力(曲柄连杆机构往复运动惯性力与惯性离心力的垂直分力)也都是周期性变化的。曲轴在周期性变化的力矩作用下,要产生扭转振动。而发动机在周期性变化的力矩和力的作用下,在垂直方向上和水平方向上都将产生振动。除此之外,气阀机构的阀与阀座的敲击,进、排气系统气流的脉动,也会使发动机产生振动。而在发动机与基础之间安装减震器的情况下,当发动机振动时,减震器便会发生强制变形,这就使得与发动机相连接的安装于基础上的管路系统如燃料管、冷却水管、润滑、油管等发生强烈变形,这不单单会造成管路系统的振动,也会造成发动机的振动。总之,内燃机在运转时,其本身就是产生振动的振源。与普通机械相比,发动机的振动要强烈的多。剧烈的振动会使发动机零部件的强度削弱、磨损增加、寿命降低,并能加速操纵人员的疲劳和妨碍周围仪器设备的正常工作。而曲轴扭转振动还会造成由它驱动的轴,如凸轮轴、各种泵的传动轴等产生扭转振动。

在本课题进行发动机启动振动的研究中,将发动机的振动简化为具有垂向位移和俯仰角两个自由度的模型。

3.2 启动振动动力学模型

3.2.1 发动机启动过程描述

发动机不能依靠自身的力量从停车状态下开始运转,必须用外来的能量转动曲轴。通过转动发动机曲轴并保证内燃机启动的装置,成为启动系统。

发动机在启动时的工作过程与正常运转时的工作过程基本上相同,它们都是由进气、压缩、燃烧作功、排气过程所组成。但是因为内燃机是在停机状态下开始运转,在冷机状态下开始工作,所以它又有不同于正常运转时的特点。要完成内燃机启动,必须同时具备以下五个条件:

- (1) 启动系统必须供给足够大的启动力矩,克服发动机的启动阻力矩;
- (2) 启动系必须将曲轴加速到一定的转速;
- (3) 在压缩冲程终了时,所形成的混合气体具有着火限度以内的过量空气系数;
- (4) 在压缩冲程终了时,空气的温度高于燃料燃点的温度(如柴油发动机),或电火花的强度能够点燃混合气(如汽油发动机);

(5) 每次爆发后的气体功都应大于阻力功，才能保证发动机逐渐地升到稳定转速。

在上述五个条件中，前两个条件所需的动力必须由启动系统供给，它们是发动机启动的必备条件。后三个条件是保证气缸内工质能够着火并使内燃机过渡到自行运转的条件。因此从发动机启动的原理过程来看，大致可以分为两个阶段，第一个阶段是发动机从停机状态被启动电机拖动启动，启动电机输出扭矩通过减速装置把启动扭矩传送到发动机的曲轴，带动发动机的曲轴运转到一定的转速，我们把这个阶段称为电机拖动阶段；第二个阶段是发动机在曲轴达到一定转速后，并且状态满足后三个条件，开始了第一次点火直到转速逐渐上到稳定转速的阶段，我们把这个阶段称为初始点火阶段。

3.2.2 台架系统振动动力学模型

为了研究发动机启动过程的振动，我们把整个发动机台架系统简化为一个两自由度的振动模型。两个自由度分别是发动机的俯仰角 θ 和发动机质心竖直方向的位移 z 。同时，橡胶支承简化为阻尼和弹簧，

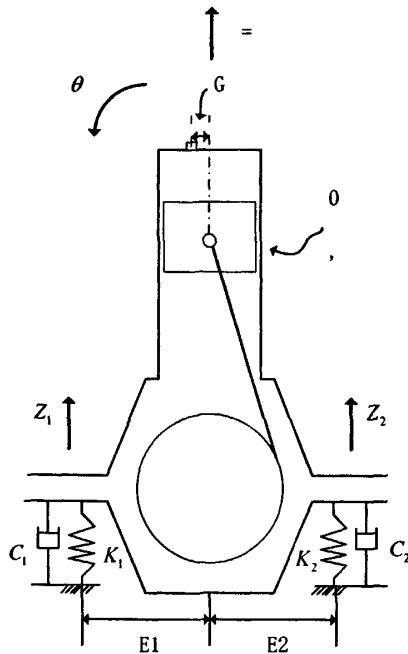


图 3.1 系统振动模型示意图

对以上模型进行受力分析。

首先，发动机及台架的重量由支承承受，支承处于平衡状态；

其次，整车发动机的扭矩 M 通过传动系统传到车辆的驱动轮，而在此处发动机台架上，则是传给其他动力装置（如发电机、水泵等），反力矩 T 则通过机体为发动机的支承所承受。

往复式发动机扭矩 M 是不均匀的，因而与其互为反作用的反力矩 T 也是不均匀的。发动机扭矩的不均匀性可以通过在扭矩输出端装有足够大的飞轮来改善，但是飞轮只解决扭矩的均匀性，并不能改变反扭矩，因为不能改变支承的受力情况。

除了扭矩以外，发动机运转过程中的自由力也将通过主轴承传给发动机曲轴箱，再传给发动机支承。

在此基础上，结合支承的形变和两个自由度 θ 与 z 的关系：

$$K_1 \text{ 变形: } Z - b_1 \theta = Z_1 \quad (3.1)$$

$$K_2 \text{ 变形: } Z - b_2 \theta = Z_2 \quad (3.2)$$

可得出整个系统的振动方程组为：

$$\begin{cases} M \ddot{z} + 2C \cdot \dot{z} + (Cb_2 - Cb_1) \dot{\theta} + 2K \cdot z + (Kb_2 - Kb_1) \cdot \theta = F \\ I \ddot{\theta} + (Cb_2 - Cb_1) \dot{z} + (Cb_2^2 + Cb_1^2) \cdot \dot{\theta} + (Kb_2 - Kb_1) \cdot z + (Kb_2^2 + Kb_1^2) \cdot \theta = T \end{cases} \quad (3.3)$$

其中， T 为发动机输出的扭矩的反扭矩， F 为未平衡的自由力。因此可见发动机的振动是在激励 T 和 F 作用下的强迫振动。

3.2.3 单自由度强迫振动

强迫振动是指系统受到外部激励期间所表现出的振动。外部激励可以是作用在质量块上的力，如图3.2所示；也可以是系统支承的运动，如图3.4所示。

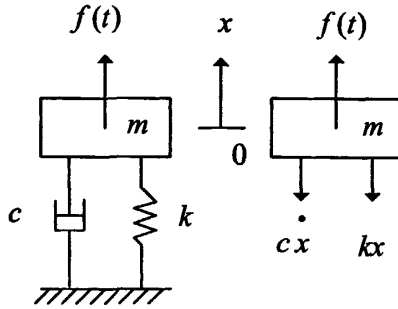


图 3.2 单自由度系统强迫振动

1、 谐波激励响应

如果作用在质量块上的力是某个频率的简谐力，那么，系统的响应就称为谐波响应。单自由度的系统谐波响应是线性振动理论分析的基础。

对图3-3a所示系统，设坐标原点在发动机振动系统的静平衡位置，略去平衡的质量重力和弹簧静反力，得隔离体(发动机)的受力分析图，如图3.2。发动机振动系统的运动微分方程为：

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \tag{3.4}$$

考虑谐波响应时，设：

$$f(t) = F \sin \omega t \tag{3.5}$$

按常微分方程理论，方程(3.4)的解由该方程的齐次方程，即方程(3.4)的通解加该非齐次方程的任一个特解组成，系统的初始条件为方程整个解的定解条件。

设系统有初始条件： $x(0) = x_0$ ， $\dot{x}(0) = \dot{x}_0$ ， $f(t)$ 为式(3.5)形式的简谐力，式(3.4)完整的解为：

$$\begin{aligned} x(t) = & e^{-\xi\omega_n t} \left(x_0 \cos \omega_d t + \frac{\dot{x}_0 + \xi\omega_n x_0}{\omega_d} \sin \omega_d t \right) \\ & + X e^{-\xi\omega_n t} \left[\sin \psi \cos \omega_d t + \frac{1}{\sqrt{1-\xi^2}} (\xi \sin \psi - \lambda \cos \psi) \sin \omega_d t \right] \\ & + X \sin(\omega t - \psi) \end{aligned} \tag{3.6}$$

式中, $\omega_n = \sqrt{k/m}$, $\xi = \frac{c}{2\sqrt{km}}$, $\omega_d = \omega_n \sqrt{1-\xi^2}$, $\lambda = \frac{\omega}{\omega_n}$,

$$X = \frac{F}{k\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\xi\lambda)^2}}, \varphi = \arctg \frac{2\xi\lambda}{1-\lambda^2}$$

由式(3.6)可以看出,完整的谐波振动响应包括3个部分:

式(3.6)中的第1部分就是由发动机振动系统初始扰动导致的自由振荡响应。这里给出的是欠阻尼特性的系统响应表达,随着时间的增加,这部分将衰减到零;

式(3.6)中的第2部分称之为发动机振动系统伴随自由振动,是由于初始条件和激励的引入而导致的系统本征振动(其振荡频率为系统的阻尼固有频率 ω_d)。即使系统初始条件为零,这部分仍存在,由于代表阻尼效应的时间负幂指数函数作为乘子存在,此部分也随着时间衰减到零;

式(3.6)中的第3部分振动不随时间的增加而衰减,它始终存在并且有和激励谐波力相同的频率。

忽略前两部分仅由第3部分所代替的发动机振动系统振动就称为稳态振动或稳态响应,对应项为稳态项;包括所有3个部分并在初始时刻附近时段的发动机振动系统振动称之为瞬态振动或过渡过程响应。式(3.6)前两部分称为瞬态项。

进一步讨论系统的稳态响应。重写式(3.6)并忽略瞬态项,有:

$$x(t) = X \sin(\omega t - \psi) \quad (3.7)$$

注意响应振幅为:

$$X = \frac{F}{k\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\xi\lambda)^2}} = \frac{X_s}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\xi\lambda)^2}} \quad (3.8)$$

式中, $X_s = \frac{F}{K}$ 为激励力幅值静态地作用于发动机振动系统时可导致的变形位移,而动态响应振幅则是发动机振动系统静载变形位移的放大,为 $X = X_s \beta$ 。

这里,

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\xi\lambda)^2}} = \frac{X}{X_s} \quad (3.9)$$

为动态放大因子,它随频率比的 $\lambda = \omega / \omega_n$ 和阻尼比 ξ 而变化。

另外,

$$\psi = \arctg \frac{2\xi\lambda}{1-\lambda^2} \quad (3.10)$$

是响应 $x(t)$ 滞后于谐波激励力 $f(t)$ 的相位角。

β 和 ψ 随 λ 的变化曲线被称之为系统的幅频曲线和相频曲线, 它们分别给出在图3.3a和b中。

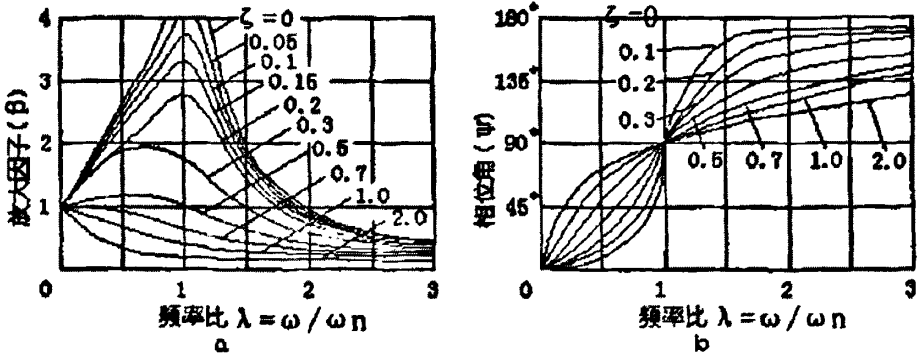


图 3.3 幅频和相频曲线

由两曲线可见:

(1) 当激励源远大于系统的固有频率时, 即 $\lambda \gg 1$, 不论阻尼比 ξ 的大小如何, β 均趋于零。故系统工作于 $\lambda \gg 1$ 称之为相对高频带, 此时响应振幅小于静载变形位移。动态响应振幅小是因为激励力变化太快而质量有惯性跟不上(见相频曲线, 响应相位滞后趋于 180° , 说明激励力与响应位移几乎反相), 故认为在相对高频段系统响应主要由其质量惯性所决定。所谓相对高频是指激励频率相对于系统固有频率较高, 并不是绝对意义上的激振频率高。

(2) 当激励源远小于系统固有频率时, 即 $\lambda \ll 1$, 不论阻尼比 ξ 的大小如何, β 均趋于 1, 响应振幅趋于静载变形位移。故系统工作于 $\lambda \ll 1$ 称之为相对低频带。静载变形由系统刚度决定其大小, 故在相对低频带, 系统响应主要由其刚度决定。

(3) 当激励频率在系统固有频率附近时, 即 $\lambda \approx 1$, 阻尼比 ξ 的大小极大地影响 β 。这频率范围称为共振区, 因为 β 的最大值 β_{\max} 在 $\lambda = \sqrt{1-2\xi^2}$ 达到。实际物理系统中一般有 $\lambda^2 \ll 1$, 故通常认为在 $\lambda \approx 1$ 时响应位移达到最大值, 即发

生共振。此时有 $X_{\max} = \frac{X_g}{2\xi}$ ，可见阻尼比 ξ 越小，共振峰值越大，而且非常敏感。

因此讲，只有在共振频段范围内，阻尼才对响应的大小有很好的控制作用。

注意，这里的阻尼指的是阻尼比 $\xi = \frac{C}{2\sqrt{km}}$ ，它实际代表系统的粘性阻尼系数和系统的质量及刚度之间的一个比例。由阻尼比定义可知，即使粘性阻尼系数 C 不变，减少 k 和 m 同样可以增大阻尼比 ξ 。

注意到当 $\lambda=1$ 时，无论 ξ 多大，总是有 $\psi=90^\circ$ ，这也是共振时的一个典型现象。

2、支承谐波激励响应：

单自由度系统支承运动激励的模型，如图 3.4。

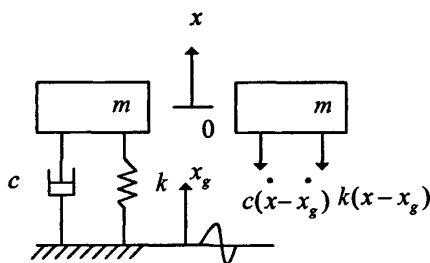


图 3.4 支承运动激励

设支承运动的简谐运动为：

$$x_g = X_g \sin \omega t \quad (3.20)$$

由隔离体受力图，可得系统运动微分方程：

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = kx_g + c\dot{x}_g \quad (3.21)$$

可以利用复函数方法求解式(3-19)的稳态振动。

$$\text{令, } x_g = X_g e^{j\omega t}, \quad x = X e^{j(\omega t - \psi)}$$

代入式(3.21)，得：

$$(-m\omega^2 + jc\omega + k)X e^{-j\psi} = (k + jc\omega)X_g \quad (3.22)$$

可求得：

$$X = X_g \frac{\sqrt{k^2 + c^2 \omega^2}}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + c^2 \omega^2}} \quad (3.23)$$

$$\psi = \arctg \frac{c\omega}{k - m\omega^2} - \arctg \frac{c\omega}{k} \quad (3.24)$$

定义传递率 $\beta = X / X_g$ ，其意义类似于放大因子。利用前对 λ 、 ξ 及 ω 的定义，整理上式后有：

$$\beta = \frac{X}{X_g} = \frac{\sqrt{1 + (2\xi\lambda)^2}}{\sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + (2\xi\lambda)^2}} \quad (3.25)$$

$$\psi = \arctg \frac{2\xi\lambda^2}{1 - \lambda^2 + (2\xi\lambda)^2} \quad (3.26)$$

支承谐波激励的稳态位移响应，式(3.20)是正弦函数，故可以取 x 的复函数表达中的虚部，仍为式(3.22)的形式，可写为：

$$x(t) = X \sin(\omega t - \psi) = \beta X_g \sin(\omega t - \psi) \quad (3.27)$$

β 和 ψ 是支承谐波运动激励的幅频和相频响应曲线，绘制于图 3.5。

由图 3.5 可见，当 $\lambda > \sqrt{2}$ 时， $\beta < 1$ ，响应幅值将小于激励的幅值，此时，弹簧阻尼系统起隔振作用。在 $\lambda < \sqrt{2}$ 的范围，阻尼比 ξ 小者，传递率 β 相对要大。当 $\lambda > 3$ 以后，对相同阻尼比 ξ ，随着 λ 的增加，传递率 β 的下降不再明显。

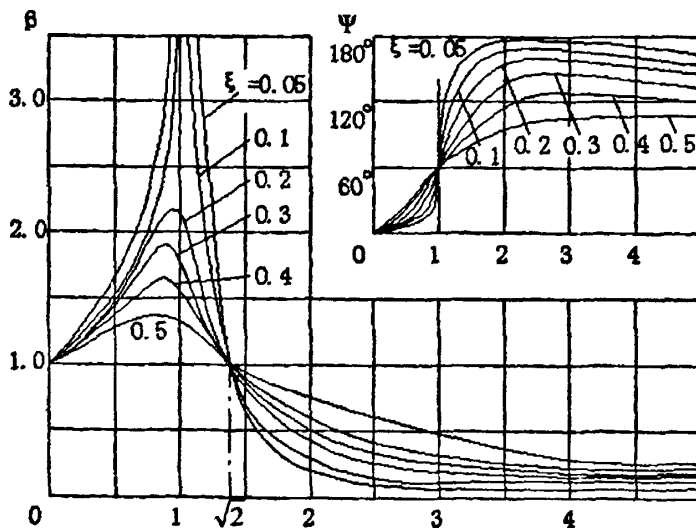


图 3.5 支承谐波激励的幅频和相频响应

上面已经讨论了系统运动方程如式(3.4)的各种激励条件下的瞬态和稳态响应,很明显,对于实际问题的振动分析,首先要将问题表达成方程(3.4)的形式,方程中加速度、速度和位移项前面的系数,就是等效的“质量”、“阻尼系数”和“弹簧常数”。目前还限于将这些系数“归纳”为常数,虽然实际上可能并不完全是这样。在做归纳和简化过程中,可以根据研究的目标,或多或少地包含或省略某些实际存在的物理性质。这样的“包含或省略”的多少,就决定了“建模”的精度。而建模的精度又是决定所求取的响应是否符合实际的最关键因素。

本文中台架系统的振动动力学虽然是两个自由度的强迫振动,但是基本理论和单自由度强迫振动一样。而上面所讨论的支承谐波激励对本课题所研究的台架系统的振动力学模型并不实用,课题中仅作上述简单介绍。

在对整个振动模型理论作了简要介绍后,接下来分析强迫振动中的激励,即发动机输出转矩和不平衡力。

3.3 单缸转矩模型

由台架系统的振动动力学模型

$$\begin{cases} M\ddot{z} + 2C\dot{z} + (Cb_2 - Cb_1)\dot{\theta} + 2Kz + (Kb_2 - Kb_1)\theta = F \\ I\ddot{\theta} + (Cb_2 - Cb_1)\dot{z} + (Cb_2^2 + Cb_1^2)\dot{\theta} + (Kb_2 - Kb_1)z + (Kb_2^2 + Kb_1^2)\theta = T \end{cases} \quad (3.28)$$

可知,发动机转矩 T 是振动产生的激励之一。

为了计算发动机输出的转矩,我们首先需要计算单缸输出的转矩。发动机是一个非常复杂的系统,往复式的发动机主要机构包括活塞曲柄连杆机构,启动电机,配气机构,水泵油泵等等。为了计算发动机单缸在曲轴上的输出转矩,这里将模型简化并具体拆分为以下几个子模型:

- (1) 活塞曲柄连杆机构惯性力模型;
- (2) 活塞与气缸壁摩擦阻力力矩模型;
- (3) 缸内气体压力力矩模型;
- (4) 电机输出转矩模型;
- (5) 其他负载及摩擦损耗。

3.3.1 活塞曲柄连杆机构模型

由于活塞曲柄连杆结构中存在往复运动和旋转，因此必然存在惯性力。将曲柄连杆机构运动件的质量如下图 3.6 简化为二质量 m_r 和 m_j 后，这些质量的惯性力可以由运动条件求出，归结为两个力。往复质量 m_j 的往复惯性力 P_j 和旋转质量 m_r 的离心力 K_r 。

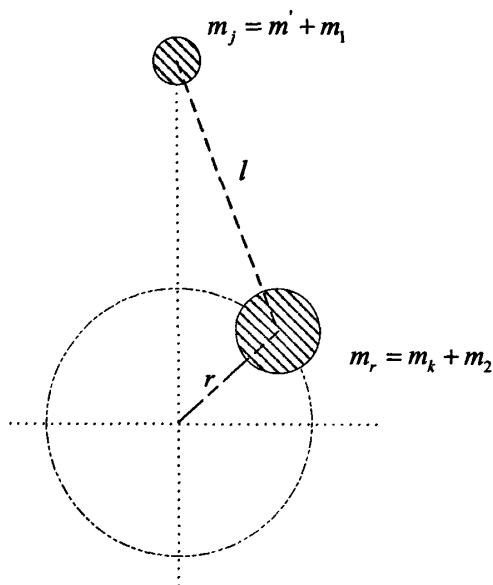


图 3.6 活塞曲柄连杆机构示意图

1. 往复惯性力

往复惯性力 P_j 等于质量 m_j 与活塞加速度 j 的乘积，方向与加速度方向相反（在此模型中定义竖直向下为正方向）。

$$P_j = -m_j r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (3.29)$$

其中 ω 是曲轴旋转角速度， α 是曲轴转角， λ 是连杆比 $\frac{r}{l}$ ，即曲柄半径 r 与连杆长度 l 的比值。

若令

$$-m_j r \omega^2 = C \quad (3.30)$$

则

$$P_j = -m_j r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) = C \cos \alpha + \lambda C \cos 2\alpha = P_{jI} + P_{jII} \quad (3.31)$$

P_{jI} 和 P_{jII} 分别被称为一阶和二阶惯性力。 P_j 总是沿着气缸轴线作用，其方向则与加速度方向相反。 P_j 在活塞上止点时为负，方向向上；在活塞下止点时为正，方向向下。

P_j 对于曲轴的力矩，即活塞组质量的往复运动惯性力矩 T_m ，

$$T_m = P_j \cdot r \cdot K \quad (3.32)$$

其中 K 是转换系数， $K = \sin \alpha + \frac{\lambda \sin \alpha \cos \alpha}{\sqrt{1 - (\lambda \sin \alpha)^2}}$ ， K 是将作用在气缸中心线上的力转换为作用在曲轴中心的力矩的系数。

2. 离心力

离心力 $K_r = m_r r \omega^2$ ，始终沿曲柄方向向外，作用于曲轴中心。离心力虽然对于曲轴中心的力矩为 0，但是可将其分为竖直和水平两个分量：

$$K_{rx} = -m_r r \omega^2 \cos \alpha \quad (3.33)$$

$$K_{ry} = -m_r r \omega^2 \sin \alpha \quad (3.34)$$

这两个分量如果没有在机构内部抵消，将由发动机支承来承受，使发动机有上下左右跳动的倾向。因此 K_{rx} 也将是振动模型中的输入之一。

3.3.2 活塞与气缸壁摩擦阻力力矩模型

根据发动机启动时的机体温度和润滑油流动状态，发动机启动可分为冷启动和热启动。对应不同的启动过程，活塞摩擦阻力是不同的。活塞摩擦阻力矩由活塞环摩擦阻力矩 T_{ring} 和活塞裙部摩擦阻力矩 T_{skirt} 构成。

在发动机冷启动的过程中，润滑油粘度大、流动性差，需要几分钟到十几分钟才能完全达到各摩擦部件，另外在低温情况下，活塞环与气缸，活塞与气缸之间间隙较大，不可能形成润滑油膜。因此发动机冷启动时的润滑状态为边界润滑，摩擦阻力系数可视为常数。

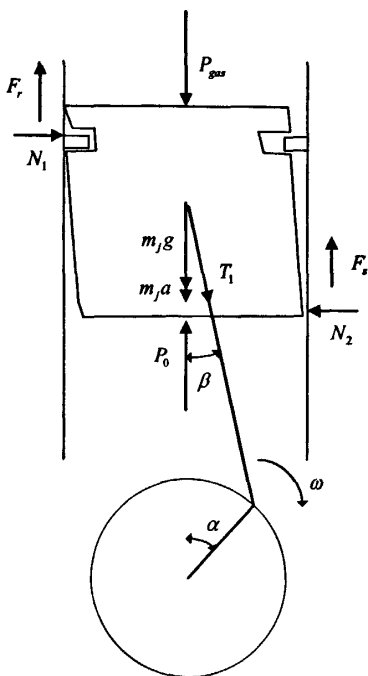


图 3.7 活塞受力示意图

由活塞受力示意图 3.7 可以得到以下方程：

$$N_1 = (P_{gas} + P_e)S_r \quad (3.35)$$

$$T_1 \sin \beta + N_1 - N_2 = 0 \quad (3.36)$$

$$F_r = \mu N_1 \quad (3.37)$$

$$F_s = \mu N_2 \quad (3.38)$$

联立上式(3.35)-(3.38)求解可得：

活塞环-缸套摩擦力对曲轴的阻力矩

$$T_{ring} = \mu(P_{gas} + P_e)S_r r |K| \quad (3.39)$$

活塞裙部-缸套摩擦力对曲轴的阻力矩

$$T_{skirt} = \frac{(P_{gas} + P_e)S_r(1 - \mu \tan \beta) + ((P_{gas} - P_0)S_p + m_j(g + a)) \tan \beta}{\tan \beta + \frac{1}{\mu}} r |K| \quad (3.40)$$

其中： T_1 —连杆对活塞销的作用力；

μ —活塞与气缸之间的摩擦系数；

P_e —活塞环对气缸的弹性压力；

S_r —活塞环与气缸的接触面积；

β —连杆与活塞中心线的夹角；

P_0 —大气压力；

P_{gas} —气缸内的气体压力；

a —活塞的往复加速度；

m_j —活塞组的往复质量；

g —重力加速度

3.3.3 缸内气体压力力矩模型

缸内气体的压力直接作用在活塞顶部，推动活塞往复运动。活塞处于压缩与排气行程时，压缩空气作负功，成为发动机的阻力矩；活塞处于吸气与作功行程时，压缩空气作正功，驱动活塞运动。 T_{gas} 的计算公式为：

$$T_{gas} = (P_{gas} - P_0)S_p r K \quad (3.41)$$

其中： S_p —活塞顶部的有效面积

3.3.4 启动电机输出转矩模型

发动机台架试验的启动电机为 12V 蓄电池直流电动机，未进行电机输出转矩的测量，因此在仿真时模型建立参考《内燃机设计》中的起动系统设计，可知：

$$N = (0.18 \sim 0.3) \cdot i_{st} \cdot V_h \text{ kw} \quad (3.42)$$

$$N = 2\pi \cdot M \cdot n \times 10^{-3} \text{ kw} \quad (3.43)$$

$$M = \frac{M_{st}}{i\eta} \quad (3.44)$$

$$n = i \cdot n_{st} \quad (3.45)$$

其中起动装置主动齿轮到飞轮齿圈的传动比 i 等于 15，起动齿轮效率 η_{st} 取 0.88，发动机启动转速 n_{st} 为 200 rpm，单缸工作容积 V_h 为 $\frac{1.498}{4} = 0.3745 L$ 。假设起动电机转矩输出恒定，并且在带动发动机启动达到点火转速以后关闭（试验中为 0.8s 时刻），可以得到启动转矩的值 M 为 $42.5 N \cdot m$ 。

3.3.5 发动机其他损耗

发动机的其他负载及摩擦损耗还包括：气门机构的摩擦，水泵、机油泵、燃油泵及发电机等附属部件的运行阻力等等，这里假定为常值。

3.4 四缸转矩模型

由单缸发动机的工作原理可以知道，在四冲程发动机的每个工作循环（进气、压缩、做功和排气四个冲程）中，只有燃料燃烧后气体膨胀的做功冲程是增加能量的，其余三个辅助冲程都要消耗一部分能量。因此，做功冲程中曲轴转速要比其余三个辅助冲程都要快，发动机从而出现工作中的转速不均匀现象。发动机转速不均匀现象是一种有害现象，会使各运动零件受到冲击载荷，引起零件的严重磨损甚至损坏，必需予以制止。采用多缸结构便是提高发动机转速均匀性的有效措施之一。

台架试验采用的是华普 MR479QA 型号的发动机，该发动机具有 4 个气缸，点火顺序为 1-3-4-2。由上节的单缸转矩模型可知，1 号缸单缸的力矩可以表示成

一个曲轴转角 θ ，气缸压力 P_{gas} 和曲轴转速 ω 的函数，即

$$T_{overall} = f(\theta, P_{gas}, \omega) \quad (3.46)$$

那么其余3个气缸的力矩则可以类似地表示为各自曲轴转角 θ ，各自气缸压力 P_{gas} 以及曲轴转速 ω 的函数。而对于其他三缸来说，曲轴转速 ω 和其他缸都是相同的，曲轴转角 θ 和气缸压力 P_{gas} 只是与1号缸的 θ 和 P_{gas} 之间存在相应的相位差，分别为 180° 、 360° 和 540° ，因此它们的转矩可表示为：

$$T_3 = f(\theta - 180^\circ, P_{gas3}, \omega) \quad (3.47)$$

$$T_4 = f(\theta - 360^\circ, P_{gas4}, \omega) \quad (3.48)$$

$$T_2 = f(\theta - 540^\circ, P_{gas2}, \omega) \quad (3.49)$$

由此可以根据单缸的转矩模型通过计算得到其余三缸的转矩。

3.5 不平衡自由力模型

自由力包括惯性力 $P_{inertia}$ 与缸内的气体压力 P_g 。但是气体压力和惯性力对支承的作用效果是不一样的。如果自由力由气体压力 P_g 产生，则由于 P_g 作用于活塞的同时，也作用于气缸盖上，又通过缸盖螺钉传给机体。因而在机体内部平衡，不属于直接对外表现出来的自由力，而是通过发动机反扭矩 T 间接作用于支承。而惯性力 $P_{inertia}$ 既直接作用于支承，又间接通过 T 作用于支承，要分别考虑。

考虑惯性力 $P_{inertia}$ 。对于往复式发动机来说，如3.3.1中曲柄连杆机构模型中所分析的， $P_{inertia}$ 包括往复惯性力 P_j 和旋转惯性力 K_r 。

其中，往复惯性力 P_j ：

$$P_j = -m_j r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (3.50)$$

往复惯性力可以分为一阶惯性力 P_{jI} 和二阶惯性力 P_{jII} ，考虑四缸的合作用力：

$$\begin{aligned} \sum P_j &= \sum P_{jI} + \sum P_{jII} \\ &= -m_j r \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 180^\circ) + \cos \alpha + \cos(\alpha + 180^\circ)] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & -\lambda m_j r \omega^2 [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 180^\circ) + \cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 180^\circ)] \\
 & = -m_j r \omega^2 \times 0 - m_j r \omega^2 \cos 2\alpha \times 4 \\
 & = -4m_j r \omega^2 \cos 2\alpha \tag{3.51}
 \end{aligned}$$

可见，一阶惯性力可以得到抵消，而二阶惯性力则无法抵消反而得到增强。

接下来分析，旋转惯性力 K_r ：

$$K_r = m_j r \omega^2 \tag{3.52}$$

考虑两个方向的分量：

$$K_{rx} = -m_j r \omega^2 \cos \alpha \tag{3.53}$$

$$K_{ry} = -m_j r \omega^2 \sin \alpha \tag{3.54}$$

由于振动模型关注的是竖直方向的自由度，因此在这里只考虑竖直分量 K_{rx} 。

四缸的合旋转惯性力：

$$\sum K_{rx} = -m_j r \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 180^\circ) + \cos \alpha + \cos(\alpha + 180^\circ)] = 0 \tag{3.55}$$

由此可见旋转惯性力也得到了抵消。

综上，不平衡的自由力激励 F 即是二阶往复惯性力 $\sum P_{jii}$ 。

3.6 发动机测点的振动

在试验中，振动加速度的传感器测点布置在发动机机体表面。如图所示，与发动机的质心有偏移距 d 。

根据这个位置关系，可以得出测点的振动加速度与2个自由度的关系为：

$$\ddot{Z} = \ddot{z} + d \times \ddot{\theta} \tag{3.56}$$

3.7 本章小结

本章在理论上分析建立了发动机启动振动的2自由度振动数学模型。确定了台架系统振动动力学模为强迫振动，并对振动激励：发动机输出扭矩和不平衡惯性力作了理论分析和计算，为第4章的仿真计算和分析提供理论基础。

第 4 章 发动机启动过程振动的仿真分析

4.1 总体模型结构

仿真总的模型结构如下所示:

(1) 振动系统的一个自由度: 俯仰角。模型输入为四缸转矩和不平衡惯性力, 模型输出为俯仰角位移。

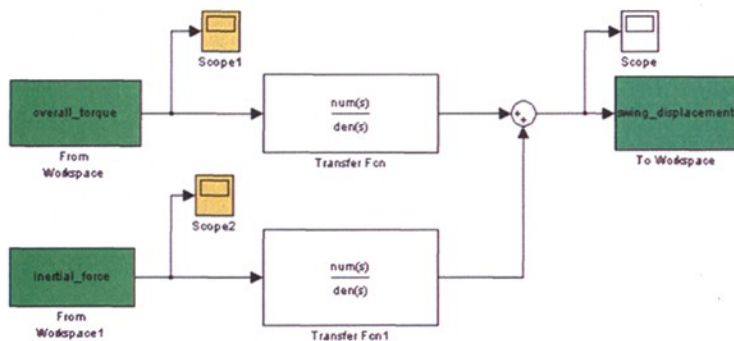


图 4.1 俯仰角自由度模型

(2) 振动系统的另一个自由度: 垂向位移。模型输入为四缸转矩和不平衡惯性力, 模型输出为发动机的垂向位移。

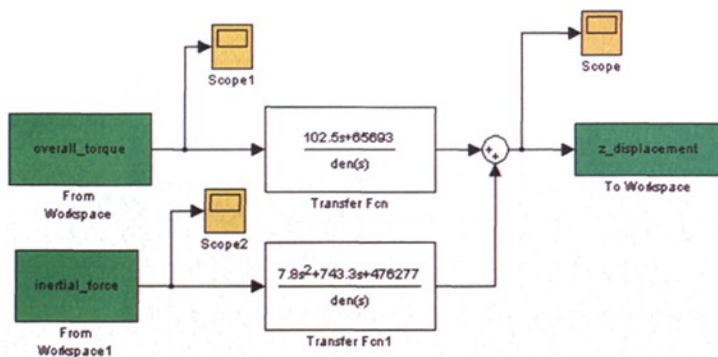


图 4.2 垂向位移自由度模型

(3) 不平衡惯性力模型。模型输入为四缸各自的不平衡惯性力子模型，输出为不平衡惯性力合力。

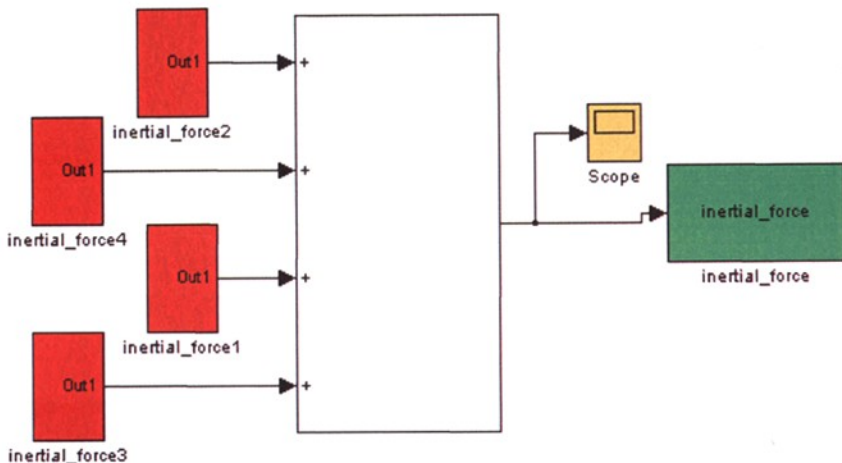


图 4.3 不平衡惯性力模型

(4) 四缸转矩模型。模型输入为四缸各自的转矩输出子模型及电机的转矩输出子模型，模型输出为发动机的总转矩输出。

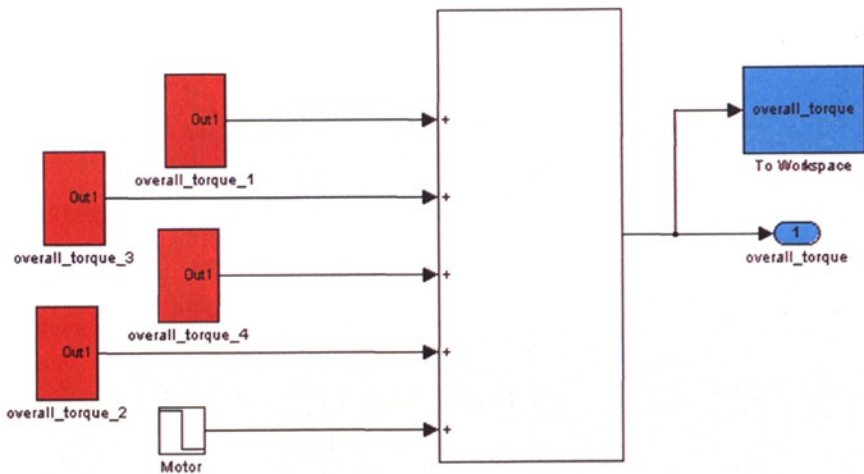


图 4.4 四缸转矩模型

(5) 单缸转矩模型。模型输入为缸内气体压力力矩子模型，活塞裙部与气缸壁的摩擦子模型，活塞环与气缸壁的摩擦子模型，活塞曲柄连杆机构的惯性

力矩子模型。模型输出为单缸输出力矩。

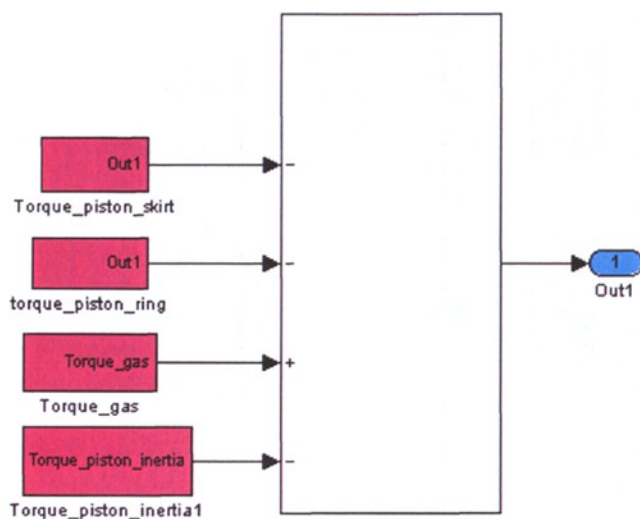


图 4.5 单缸转矩模型

(6) 缸内气体压力力矩子模型，活塞裙部与气缸壁的摩擦子模型，活塞环与气缸壁的摩擦子模型以及活塞曲柄连杆机构的惯性力矩子模型。这些模型的输入包括曲轴转角，转速，气缸压力，活塞与气缸壁之间的摩擦系数等等，模型输出是各自作用到曲轴上的力矩。

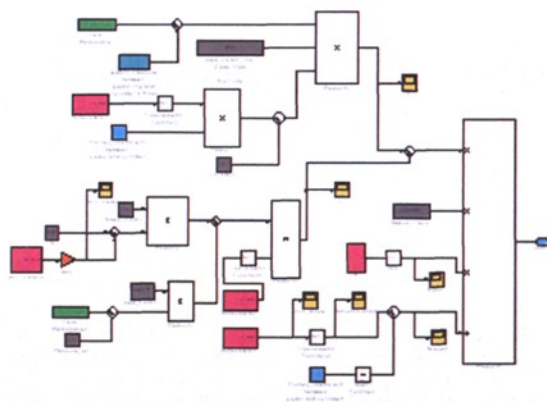


图 4.6 活塞裙部与气缸壁摩擦子模型

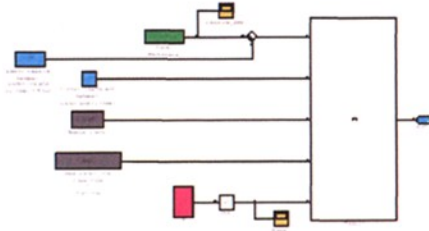


图 4.7 活塞环与气缸壁摩擦子模型

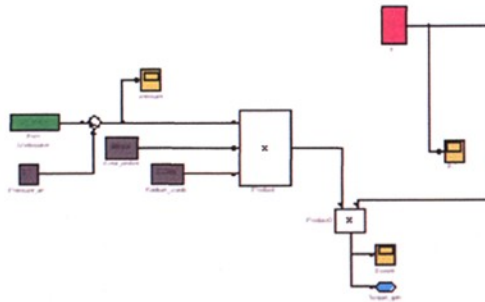


图 4.8 气缸压力子模型

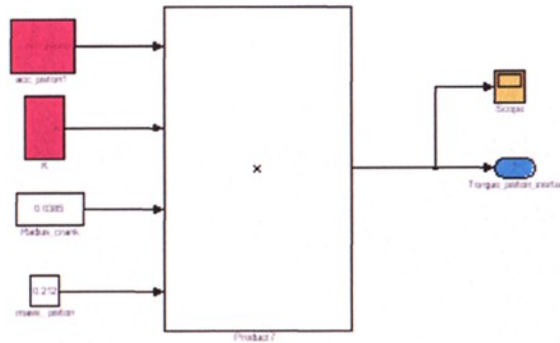


图 4.9 活塞曲柄连杆机构惯性力矩子模型

(7) 测点的振动加速度。模型输入为系统的 2 个自由度，即俯仰角 θ 和垂直位移 z ，模型输出为测点的振动加速度 \ddot{Z} 。

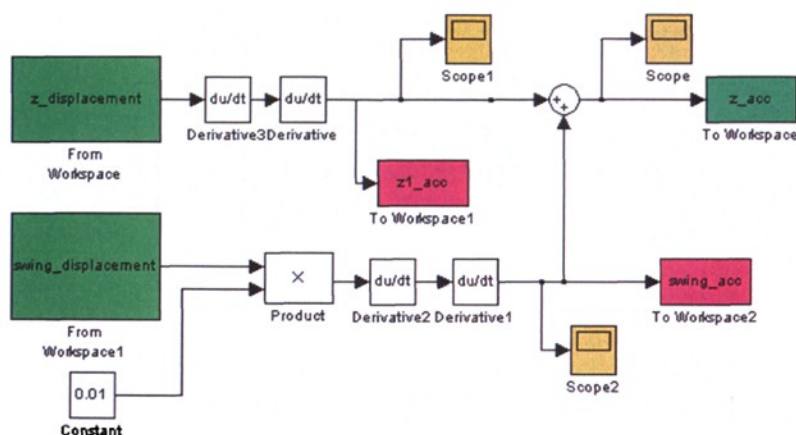


图 4.10 测点振动加速度模型

4.2 模型参数识别

在整个系统的振动模型中：

$$\begin{cases} M \ddot{z} + 2C \cdot \dot{z} + (Cb_2 - Cb_1) \dot{\theta} + 2K \cdot z + (Kb_2 - Kb_1) \cdot \theta = F \\ I \ddot{\theta} + (Cb_2 - Cb_1) \dot{z} + (Cb_2^2 + Cb_1^2) \cdot \dot{\theta} + (Kb_2 - Kb_1) \cdot z + (Kb_2^2 + Kb_1^2) \cdot \theta = T \end{cases} \quad (4.1)$$

令

$$b_1 - b_2 = p \quad (4.2)$$

$$b_1^2 + b_2^2 = r \quad (4.3)$$

由系统的振动方程组可以推出以下传递关系：

$$Z(s) = \frac{p(cs+k)T + (Is^2 + rcs + rk) \sum P_{jll}}{(Ms^2 + 2cs + 2k)(Is^2 + rcs + rk) - p^2(cs+k)^2} \quad (4.4)$$

$$\theta(s) = \frac{(Ms^2 + 2cs + 2k)p(cs+k)T + 2p^2(cs+k)^2 \sum P_{jll}}{[(Ms^2 + 2cs + 2k)(Is^2 + rcs + rk) - p^2(cs+k)^2](pcs + pk)} \quad (4.5)$$

支承的刚度 K 和阻尼系数 C 需要进行识别。

台架试验中的发动机支承采用的是橡胶块悬置。橡胶块的刚度 K_x 和阻尼比

ζ 可通过《机械设计手册》中的经验公式获得：

刚度

$$K_x = \frac{A_L m_x E}{H} \quad (4.6)$$

$$m_x = 1 + 2.2n^2 \quad (4.7)$$

$$n = \frac{A_L}{A_f} \quad (4.8)$$

$$A_L = L \cdot B \quad (4.9)$$

$$A_f = 2(L + B)H \quad (4.10)$$

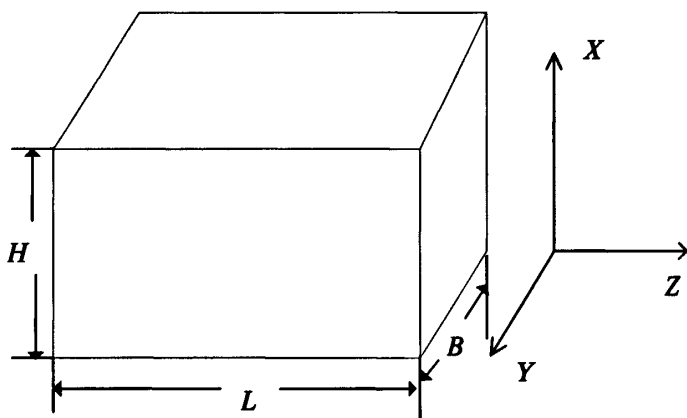


图 4.11 橡胶垫悬置的振动参数

实测橡胶块长 $L=10.4\text{ cm}$ ，宽 $B=7.5\text{ cm}$ ，厚 $H=4.5\text{ cm}$ ，弹性模量 $E=50 \times 10^5\text{ N/m}^2$ ，此可推算出 $K_x=1313.87\text{ kN/m}$ ，阻尼比 $\zeta=0.1$ 。模型中的主要参数见下表。

表 4.1 仿真参数

发动机总质量	台架转动惯量			支承刚度	支承阻尼	活塞组件质量
M	I	b_1	b_2	K	C	m_j
80kg	$7.8\text{ kg} \cdot \text{m}^2$	40cm	45cm	1313.8kN/m	2050.5 N·s/m	0.2kg

4.3 仿真结果与试验验证

4.3.1 单缸转矩

在对单缸转矩进行仿真的时候，由于使用的试验数据中曲轴转角是每隔 10° 才触发一次信号，而其他信号（如气缸压力）的采样则是根据 12000Hz 的采样频率进行的，为了防止在仿真的过程中出现转角和其他信号的对应误差，且随着时间的推移误差越来越大，这里对使用的气缸压力数据和曲轴转角在进行了 2 次采样。二次采样仅仅是为了计算避免误差，从图可以看出对数据无任何变动。

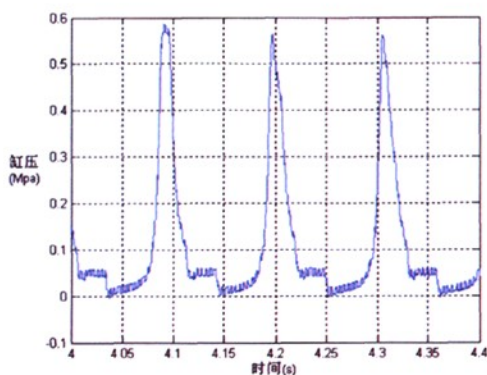


图 4.12 缸压转角查表取值

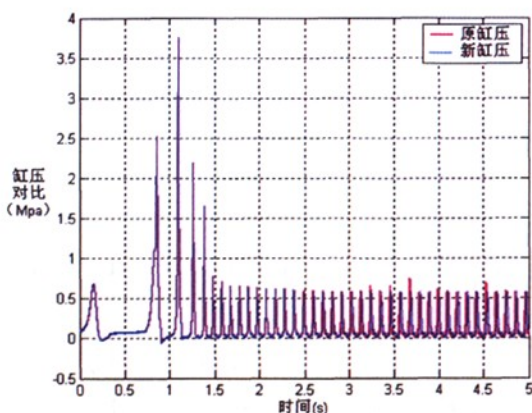


图 4.13 重新采样后缸压对比

具体做法是：在发动机转速稳定以后（ $t > 4s$ ），取出一个完整的发动机工作循环（即曲轴转2圈， $2\pi \times 2$ ），如上图所示，然后以这个循环中气缸缸压 P_{gas} 和曲轴转角 α 的对应数值为标准，自转速趋于稳定的时候从这个标准表中查取得到对应的气缸缸压和对应的曲轴转角。

由此，计算得出的单缸转矩模型如图 4.14 所示。

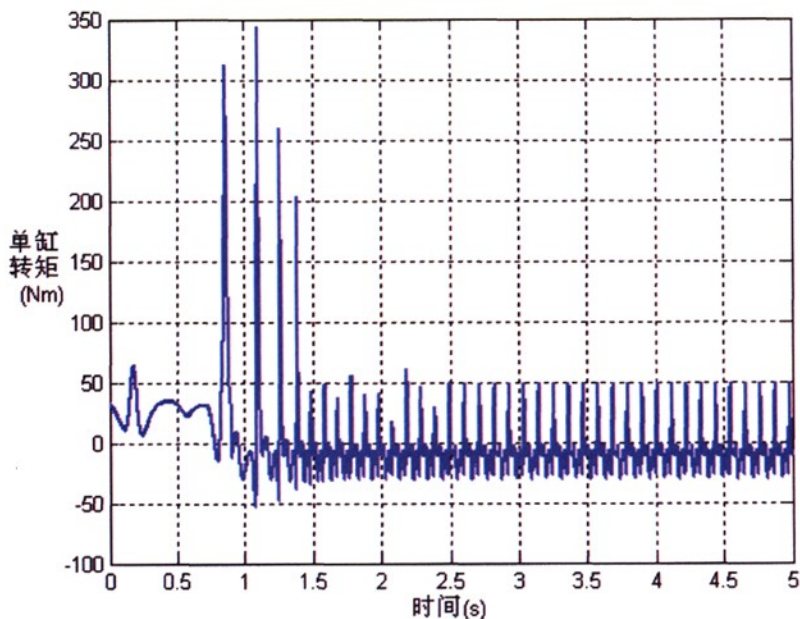


图 4.14 单缸转矩

4.3.2 四缸转矩

如 3.4 中四缸转矩的理论模型所述，4 个气缸各自的力矩都可以表示成一个曲轴转角 α ，气缸压力 P_{gas} 和曲轴转速 ω 的函数，即

$$T_{overall} = f(\alpha, P_{gas}, \omega) \quad (4.11)$$

$$T_3 = f(\alpha - 180^\circ, P_{gas3}, \omega) \quad (4.12)$$

$$T_4 = f(\alpha - 360^\circ, P_{gas4}, \omega) \quad (4.13)$$

$$T_2 = f(\alpha - 540^\circ, P_{gas2}, \omega) \quad (4.14)$$

而在推导其余三缸气缸压力的时候， P_{gas3} 、 P_{gas4} 、 P_{gas2} 会在相应的滞后相位时间段内产生相应的缸压历程空白区域。为了补全这些缸压历程，假设在这些时间段内 3 个气缸的缸内气体都是处于密封等温压缩的过程，即满足

$$P_0V_0 = P_x(t)V_x(t) \quad (4.15)$$

而不同气缸内气体的体积 $V_x(t)$ 可以通过各自气缸所对应的曲轴转角 α 来确定，据此可以补全其余三缸气缸压力的变化曲线。见下图所示：

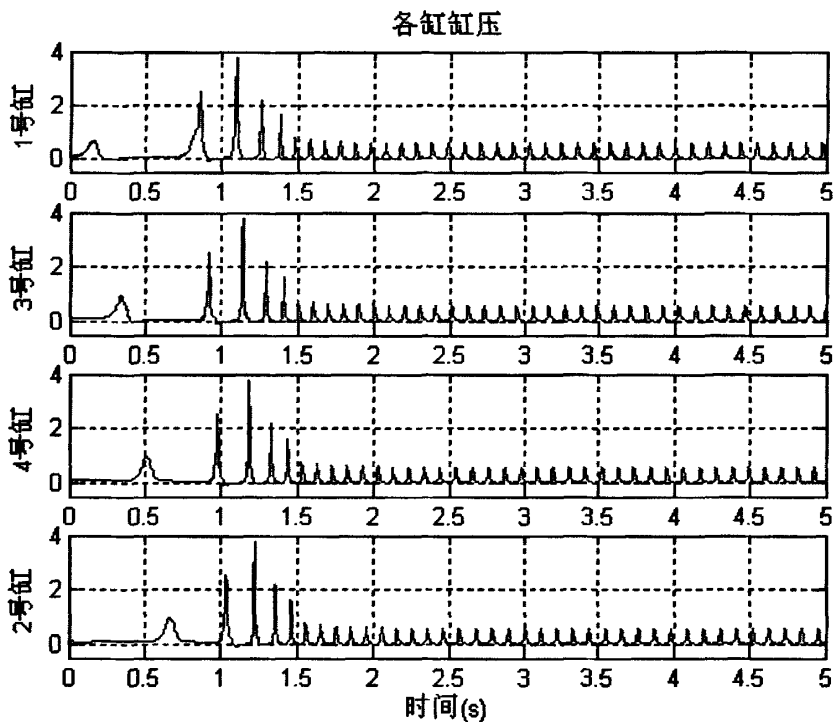


图 4.15 四缸缸压

从而可以仿真得出四缸总的输出转矩，如下图所示

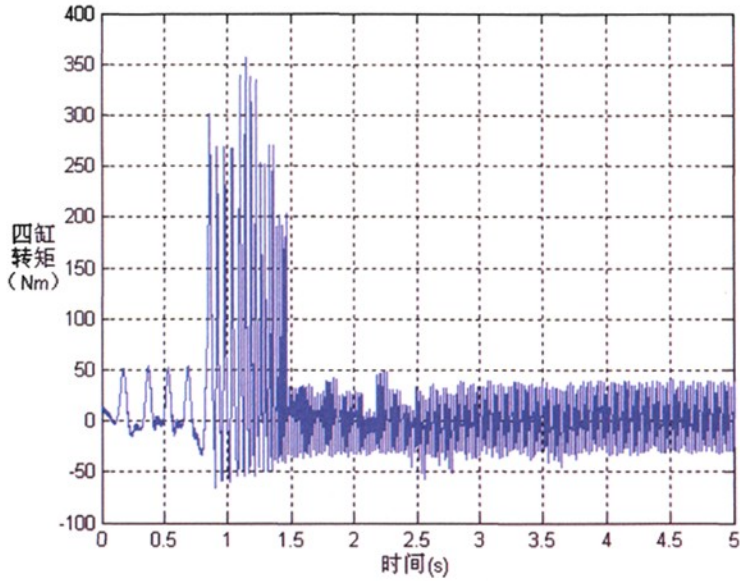


图 4.16 四缸转矩仿真结果

将四缸转矩的仿真结果和试验的噪声比较，如下图所示：

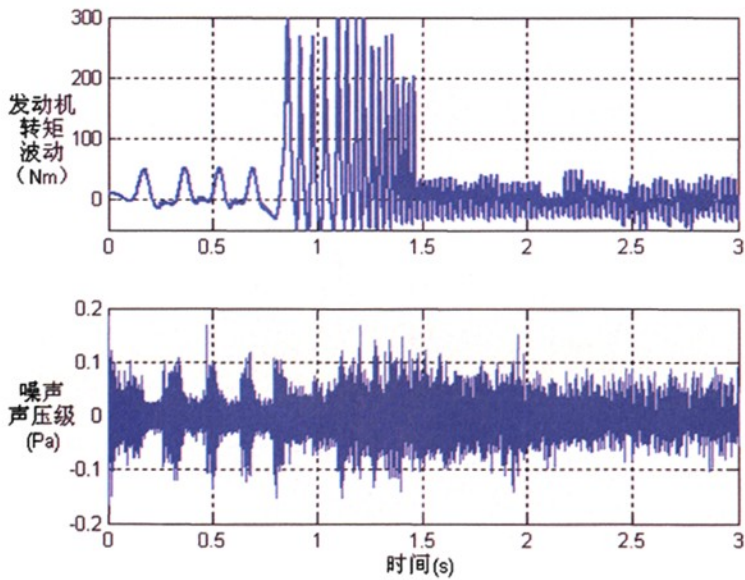


图 4.17 转矩波动与噪声的关系

由此可见，发动机的转矩波动和噪声存在很好的对应关系，尤其是在发动机的启动阶段。这说明，降低启动阶段发动机的转矩波动有利于降低启动阶段的噪声水平。

4.3.3 惯性力

总的不平衡惯性力 $\Sigma F = -4m_j r \omega^2 \cos 2\alpha$ ，即无法抵消的二阶惯性力，仿真结果如图所示。

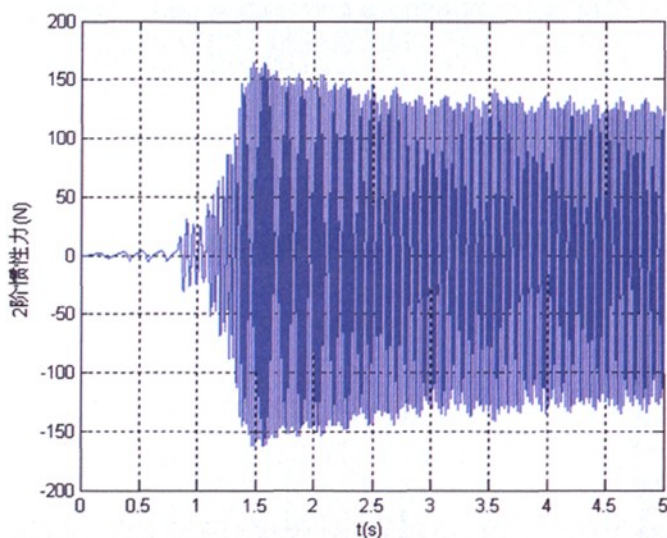


图 4.18 总的不平衡惯性力

由于惯性力和转速关系有平方的关系，所以在发动机的启动阶段，在电机拖动阶段由于转速低因此不平衡惯性力也较小，而在初始点火阶段，随着发动机的转速迅速上升，不平衡惯性力也迅速增大，并在稳定运转后成为发动机振动的主要激励。

4.3.4 发动机转速

首先，由曲轴转角历程可以推算出转速，进而推算出曲轴的角加速度，如下图所示：

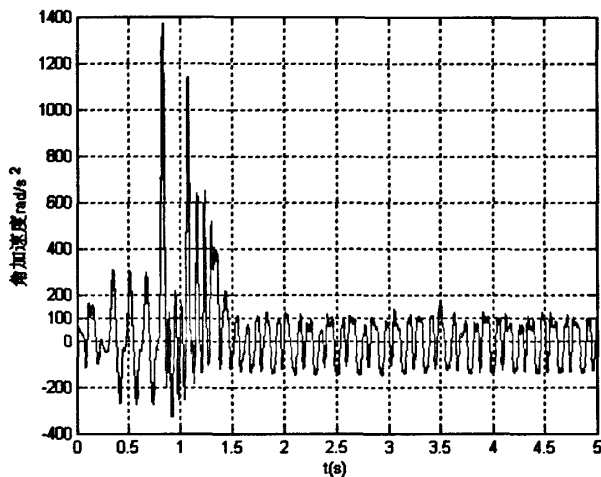


图 4.19 曲轴角加速度

在怠速阶段转速趋于平稳的时候，根据 $\sum T$ （见图 4.16，在稳定范围内取最大值 40Nm）和曲轴角加速度 $\ddot{\theta}$ 的结果（见上图 4.19，取 100 rad/s^2 ）可以推算出曲轴上的转动惯量 $\sum J$ 。

$$\sum J = \frac{\sum T}{\ddot{\theta}} \quad (4.16)$$

从而可得出转动惯量 $\sum J = 0.4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。

假设在整个发动机运转过程中转动惯量保持不变，那么由 $\int \frac{\sum T}{\sum J}$ 可以得出仿真的转速曲线，与实测的转速曲线对比如下图所示：

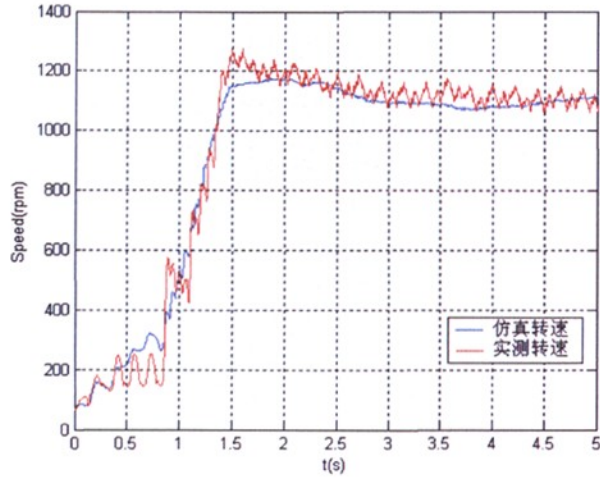


图 4.20 转速仿真结果与实测结果对比

由此可见仿真的转速曲线与实测转速曲线非常吻合，也进一步验证了模型的正确性。

4.3.5 振动加速度

发动机测点的振动加速度可以表示为： $\ddot{z}_s = \ddot{z} + \ddot{\theta} \cdot d$ ，其中偏移距 $d = 0.01 \text{ m}$ 。

发动机垂向加速度 \ddot{z} 的结果如下：

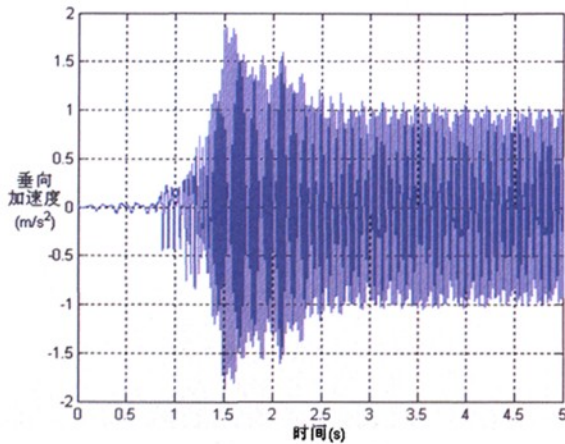


图 4.21 发动机垂向振动加速度

发动机俯仰角加速度 $\ddot{\theta}$ 的结果如下:

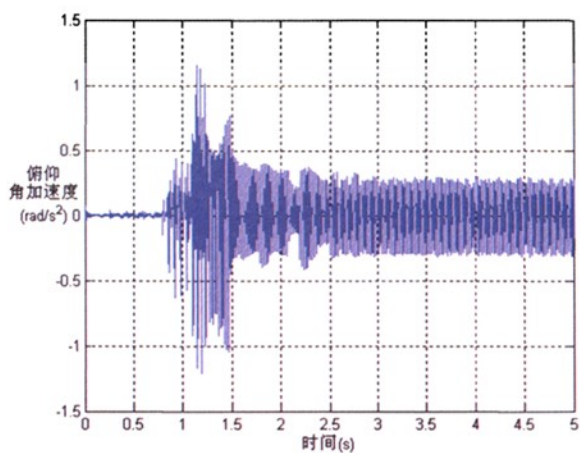


图 4.22 机体俯仰加速度

由此可得到传感器测点的 z 向振动加速度为:

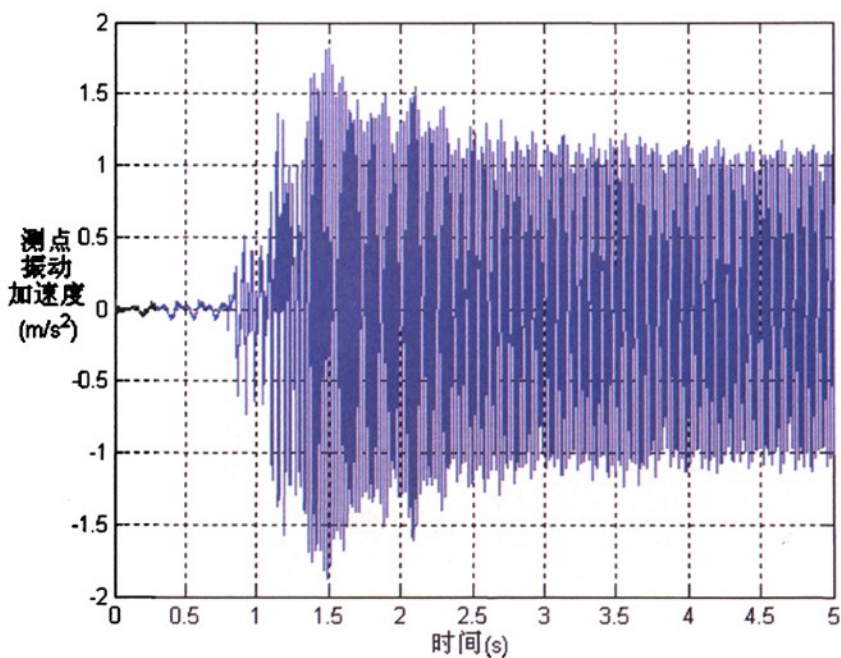


图 4.23 传感器的 Z 向加速度

与试验测得的结果进行对比：

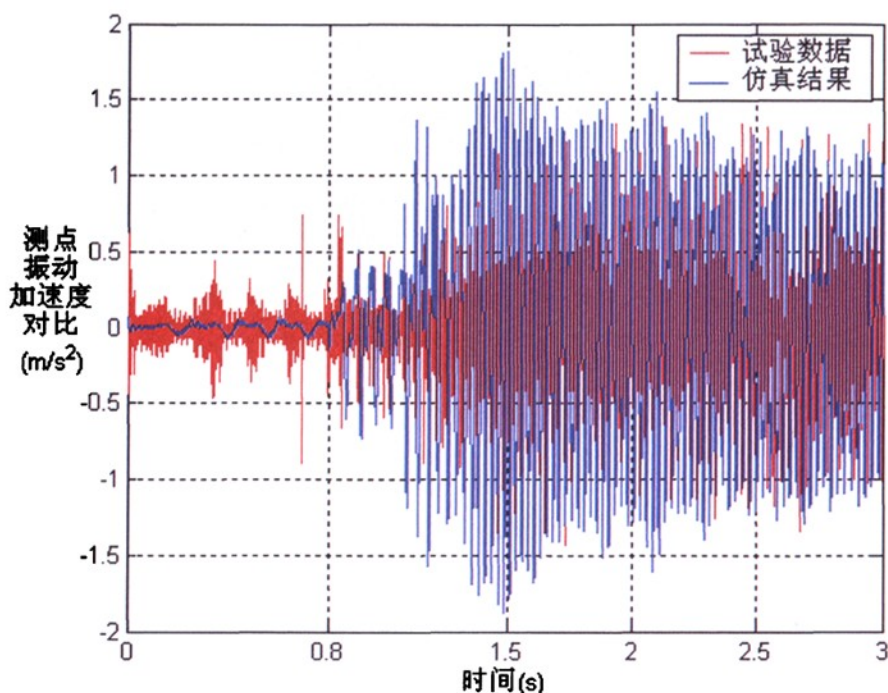


图 4.24 测点振动加速度试验数据与仿真结果对比

由对比结果可以发现：

(1) 在电机拖动阶段(0-0.8s)，仿真结果良好地体现出了振动加速度的波动特征。与试验数据的波动特征吻合；

(2) 在初始点火阶段(0.8s-1.5s)，从仿真结果可以看出振动加速度幅值明显增大，并且波动剧烈，与试验数据非常吻合；

(3) 在怠速稳定阶段(>1.5s)，从仿真结果可以看出振动加速度幅值进一步增大，但波动趋于稳定，与试验数据符合。

对该结果进行 specgram 时频分析，得到如下结果：

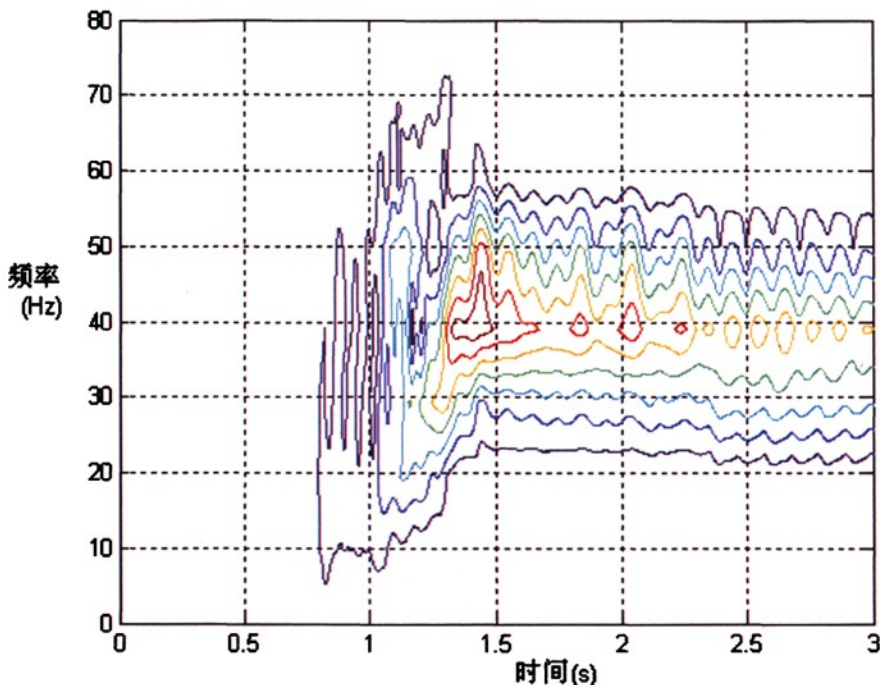


图 4.25 Z 向加速度时频分析

由仿真结果的振动加速度的时频谱阵可见，

- (1) 在电机拖动阶段，振动能量较低；
- (2) 在初始点火阶段，由于转速迅速上升，振动呈现非稳态现象，频率分布较广，能量也迅速上升。由于振动频率分布较广，因此对于隔振消振来说更加复杂；
- (3) 在怠速稳定阶段，振动频率基本稳定在 40Hz 左右，即发动机振动的基频附近，易于采取隔振措施进行减振。

4.4 本章小结

在第 3 章理论模型的基础上建立了仿真模型。

模型的总体结构如下：台架总的振动模型—>激励模型，得出了单缸曲轴上的合力矩。再根据发动机各缸工作顺序关系得出四缸总力矩的模型。

同时通过参数获取得到了橡胶悬置的刚度和阻尼参数，从而将发动机台架简化为 2 自由度的振动模型。

本章通过仿真计算得到了发动机转速和振动加速度的仿真结果。仿真结果与试验结果的对比验证了模型的正确性。

第5章 发动机启动过程振动的灵敏度分析

5.1 活塞初始位置的影响

丰田和福特的研究结果均表明，发动机在电机拖动阶段（即电动机带动发动机从停止启动，直到发动机到达一定转速后发动机点火的阶段）产生的振动主要激励源来自于启动反作用力和气缸内的气体压力。而在发动机启动后的第一个压缩冲程中，气缸内气体压力大小与启动前活塞初始位置有很大的关系。相应的活塞初始位置与发动机启动振动之间的关系试验研究结果表明，如果活塞在进气阀门关闭之后停止并且活塞位置靠近上止点的话，启动振动会相应降低。

在此模型中，我们也对活塞初始位置进行灵敏度分析，对比分析不同活塞初始位置（初始曲轴转角）对于发动机启动阶段振动的影响。

5.1.1 活塞初始位置对拖动阶段压力波动的影响

首先，分析不同活塞初始位置对于电机拖动阶段气体压力波动的影响。

对于一个四缸机而言，由于曲拐的布置特点，在发动机停止以后，四个气缸的曲轴转角总是停在不同的冲程内，即总有一个气缸处于进气冲程、一个处于压缩冲程、一个处于做功冲程、一个处于排气冲程，而各自气缸的气门机构也处于对应冲程所对应的开启或关闭状态。发动机管理系统的一般设定都是在气缸经过一个工作循环后（也有些是在两个工作循环后）判定哪个气缸处于排气冲程，然后待下一个工作循环中让此缸优先点火。也就是说正常情况下，曲轴初始转角位于排气冲程的气缸将优先点火。

由上可知，在发动机刚刚启动的时候，必有一个缸处于压缩冲程，因此这个气缸在电机拖动的时候由于气门都关闭，在压缩气体的过程中会产生较大的气体压力波动。而针对不同的曲轴初始转角，气缸内残余的气体不一样，产生的气体压力波动也不一样。如下图所示：

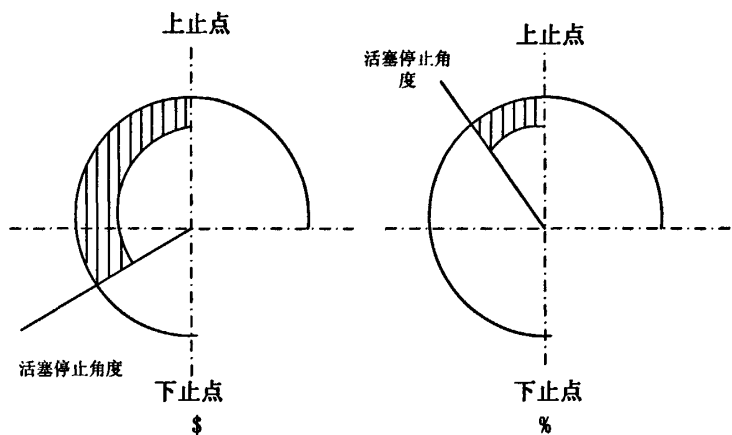


图 5.1 活塞停止的不同位置

如上图 A 和 B 所示，如果活塞停止的位置不同，缸内残余的气体量不同，因此在第一个压缩冲程中，上图中 A 气缸内产生的气体压力要高于 B 气缸产生的气体压力。

以下是一个典型的在电机拖动过程中的四缸缸内气压波动的历程，假设初始曲轴转角为 270 度，即上止点前 90 度。

表 5.1 典型四缸缸压历程

	初始所属冲程	0-90 度	90 度-270 度	270 度-450 度
1 号缸缸压	压缩	气门关闭，缸压波动	气门关闭，气体体积膨胀，缸压降低	排气门开启，缸压为大气压
3 号缸缸压	进气	进气门开启，缸压为进气气压	气门关闭，气体体积压缩，缸压升高	气门关闭，气体体积膨胀，缸压降低
4 号缸缸压	排气	排气门开启，缸压为大气压	进气门开启，缸压为进气气压	气门关闭，气体体积压缩，缸压升高
2 号缸缸压	做功	气门关闭，缸压波动	排气门开启，缸压为大气压	进气门开启，缸压为进气气压

在模型中，针对不同的活塞初始位置进行参数灵敏度分析，可以得出以下结

果。

图是不同活塞初始位置对单缸缸压造成的影响。

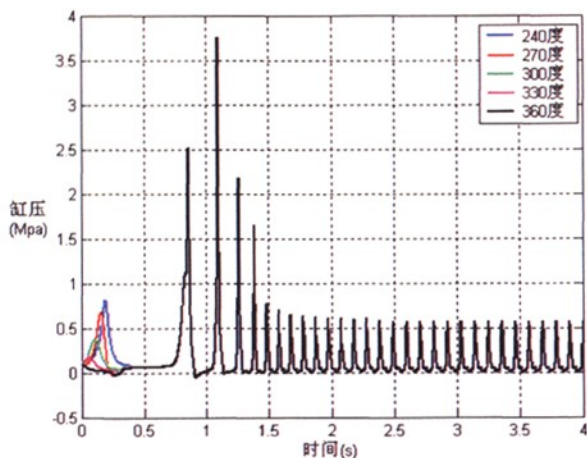


图 5.2 不同活塞位置对单缸缸压波动影响

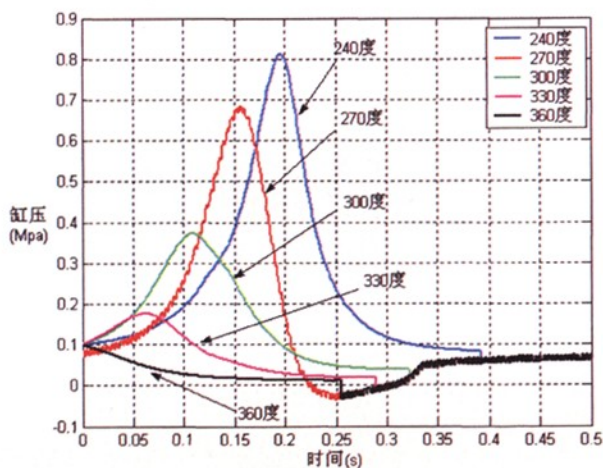


图 5.3 活塞位置对单缸缸压影响局部放大图

由上图可见不同活塞位置对第一个压缩冲程的气缸压力波动产生的影响, 对于一个压缩比为 9.8 的发动机来说, 产生的压力波动差别可达 10 倍左右。

5.1.2 活塞初始位置对拖动阶段发动机振动的影响

接下来分析活塞初始位置对于拖动阶段发动机振动的影响。

由振动模型可知：

$$Z(s) = \frac{p(cs+k)T + (Is^2 + rcs + rk)\sum P_{jii}}{(Ms^2 + 2cs + 2k)(Is^2 + rcs + rk) - p^2(cs+k)^2} \quad (5.1)$$

$$\theta(s) = \frac{(Ms^2 + 2cs + 2k)p(cs+k)T + 2p^2(cs+k)^2\sum P_{jii}}{[(Ms^2 + 2cs + 2k)(Is^2 + rcs + rk) - p^2(cs+k)^2](pcs + pk)} \quad (5.2)$$

影响振动的来源有两个，分别是作用在曲轴上的力矩与无法平衡的二阶往复惯性力。在启动阶段初期的电机拖动阶段，由于发动机的转速还很低，因此二阶往复惯性力还很小，振动的主要激励是曲轴上的力矩。而曲轴上作用的力矩和气缸内的压力波动有直接的联系。因此，如果活塞初始位置靠近上止点，气体压力波动小，将直接减小电机拖动阶段的振动。由下图可以看出3个不同活塞位置的振动情况。

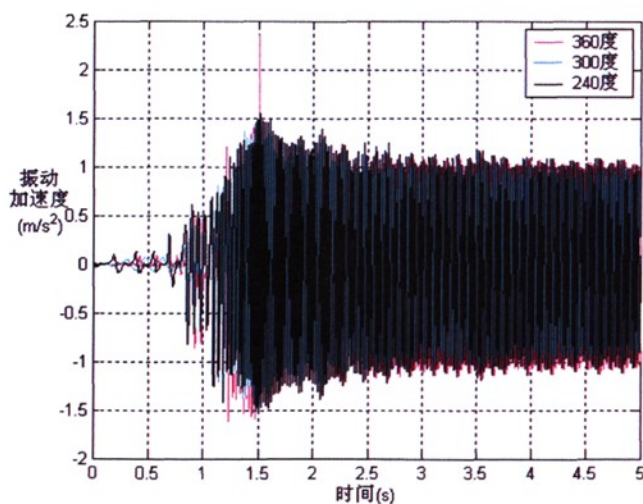


图 5.4 不同活塞初始位置对拖动阶段振动加速度的影响

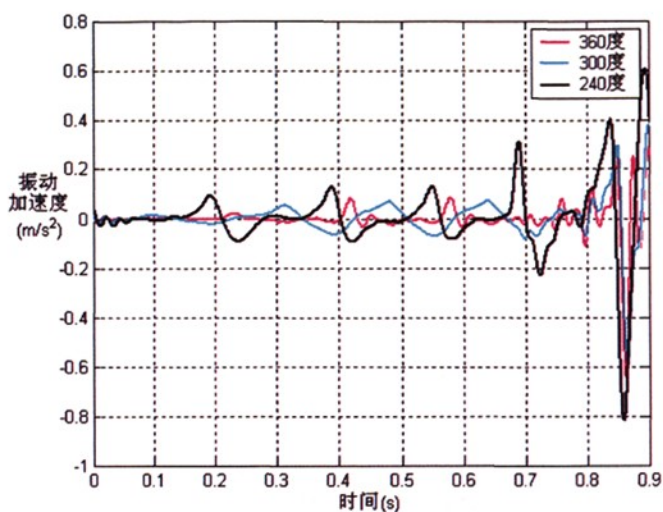


图 5.5 活塞位置对拖动阶段振动加速度影响局部放大图

由上图可知，活塞的最佳初始位置点是确保处于排气和压缩冲程的气缸的活塞位于上止点 (Top Dead Center)。下图是丰田针对不同活塞初始位置的测试效果。BTDC 和 ATDC 分别指的是上止点前与上止点后。

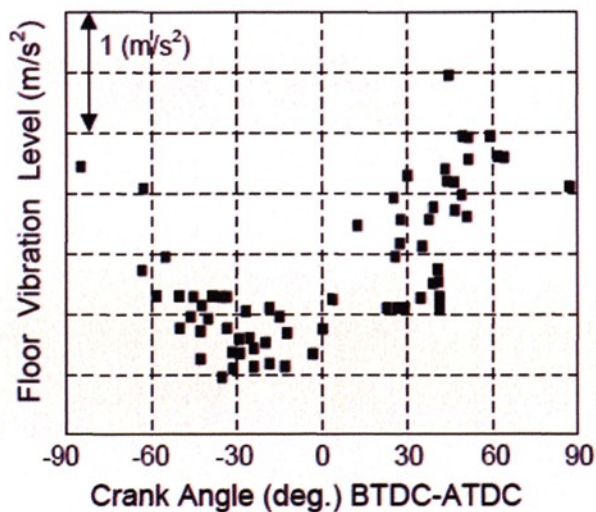


图 5.6 丰田-活塞初始位置对车身振动影响

由此可见，仿真结果与丰田所测出的结果相吻合。

5.2 活塞与气缸壁间摩擦系数的影响

发动机的启动分为冷机和热机启动，判断发动机是冷机还是热机启动的依据是温度以及润滑情况。冷机启动时润滑往往不够充分，摩擦系数较大，而热机启动时润滑较充分，活塞与气缸壁之间的摩擦较小。因此在这里研究活塞与气缸壁间摩擦系数对启动振动的灵敏度影响。

假设 3 种不同的摩擦系数工况对发动机启动转矩波动以及启动振动的影响。

仿真结果参见图 5.7，在不同的摩擦系数 $f = 0.05$ ， $f = 0.1$ 以及 $f = 0.2$ 三种工况下，发动机在启动阶段的转矩波动情况。

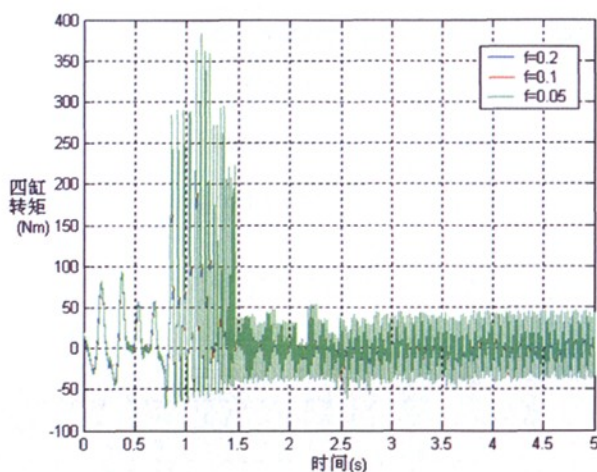


图 5.7 活塞与气缸壁间摩擦系数对输出转矩的影响

由图 5.7 可以看出，在不同的润滑工况下，摩擦系数不一样，但是对发动机输出的转矩波动几乎没有什么影响。这是因为在启动阶段，影响转矩输出的主要因素是气缸压力波动造成的力矩波动，而摩擦阻力矩只占较小的比重。

下图 5.8 是对启动振动的影响。

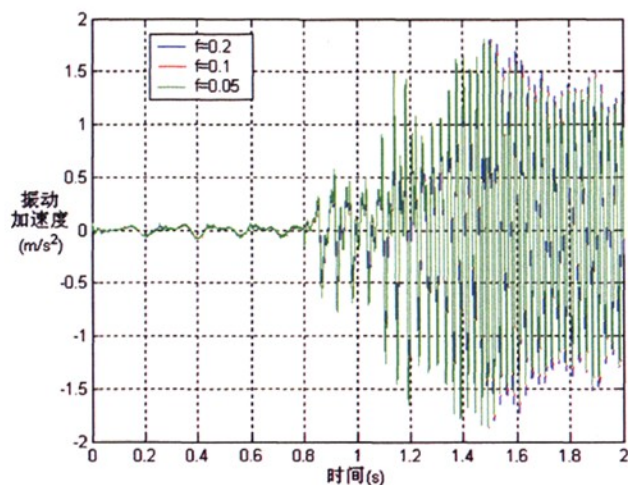


图 5.8 活塞与气缸壁间摩擦系数对启动振动的影响

由上图 5.8 可见，摩擦系数对启动振动的影响并不大。

5.3 活塞组件质量的影响

在降低发动机稳定运转时，发动机轻量化的作用非常明显。这里分析活塞组件质量对于启动振动的影响。

下图 5.9 表示了活塞组件质量 $m = 0.2\text{kg}$ 和 $m = 0.4\text{kg}$ 的情况下对于启动振动的影响。

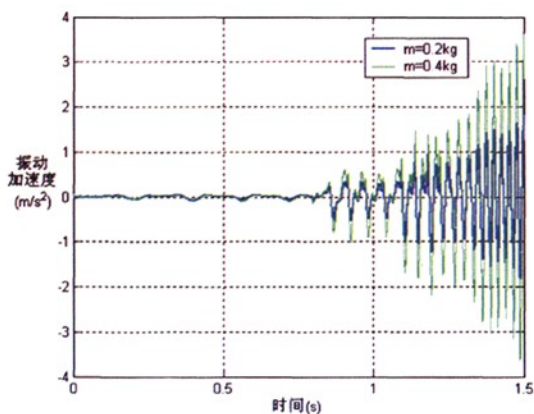


图 5.9 活塞组件质量对于启动振动的影响

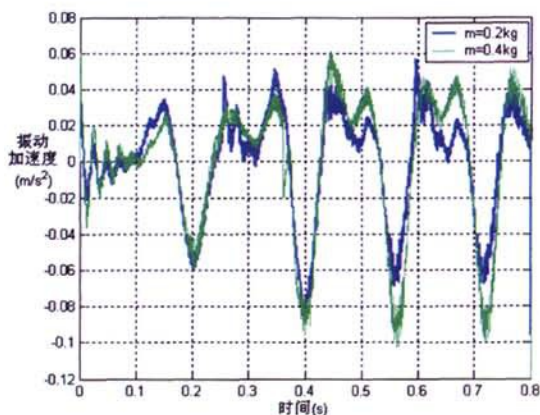


图 5.10 活塞组件质量对于启动振动的影响局部放大图

由上图 5.10 可见，不论在电机拖动阶段还是在初始点火阶段，活塞组件质量对发动机启动振动都存在很大影响。这证明了发动机组件轻量化也是降低发动机启动振动的一项重要措施。这是因为，发动机组件轻量化可以有效降低组件的惯性力。

5.4 转矩上升率的影响

丰田的研究理论表明在初始点火阶段主要的激励源则是迅速上升的发动机转矩。一定的启动转矩增长率也能有效降低启动阶段的振动。为了控制发动机转矩的突然提升，丰田 THS 系统发动机采取了增加喷油量 (fuel enrichment) 以稳定燃烧，延迟点火来控制发动机转矩，以及利用可变进气气门正时技术 (VVTi)。福特公司为了降低初始点火阶段的振动，在初始点燃阶段也采取了相应的策略使得发动机转矩平滑上升。

这里，我们就针对转矩上升率这个因素来分析它对发动机启动振动的影响。

在仿真中通过控制气缸压力的上升来模拟控制发动机的转矩上升（在实际工程中可以采取如延迟点火、控制喷油量等措施），如下图所示。

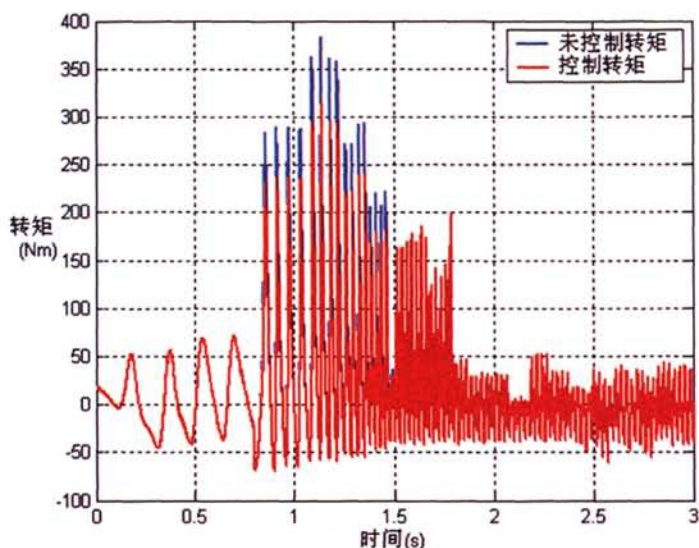


图 5.11 控制转矩上升的效果

如上图 5.11 所示，在采取策略控制以后，在 0.8s 第一次点火以后，发动机转矩的上升比未控制时更加平滑。在转矩得到控制以后，发动机的转速上升过程也得到控制，如下图 5.12 所示。

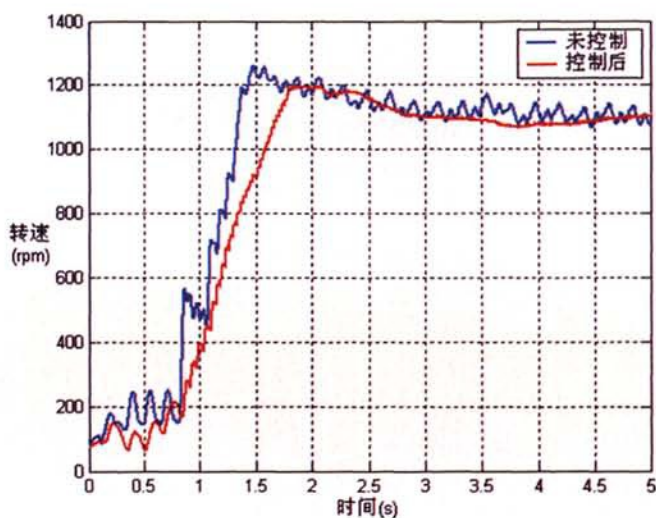


图 5.12 控制转矩上升对转速的影响

由上图 5.12 可见，在控制转矩平滑上升后，发动机的转速也不再陡然增加，

而是平滑上升到预定转速，比未采取控制的时候多花 0.3s 左右时间。

对于不平衡惯性力带来的影响如下图所示，

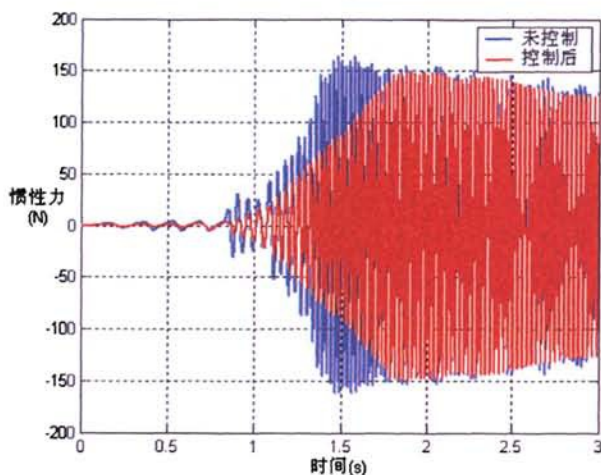


图 5.13 控制转矩对于不平衡惯性力的影响

由上图 5.13 可见，在怠速稳定阶段(2s 以后)不平衡惯性力基本不变。但是在启动阶段的初始点火阶段，不平衡惯性力的幅度得到了很大改善。

最后是对振动加速度的影响对比分析。如下图所示。

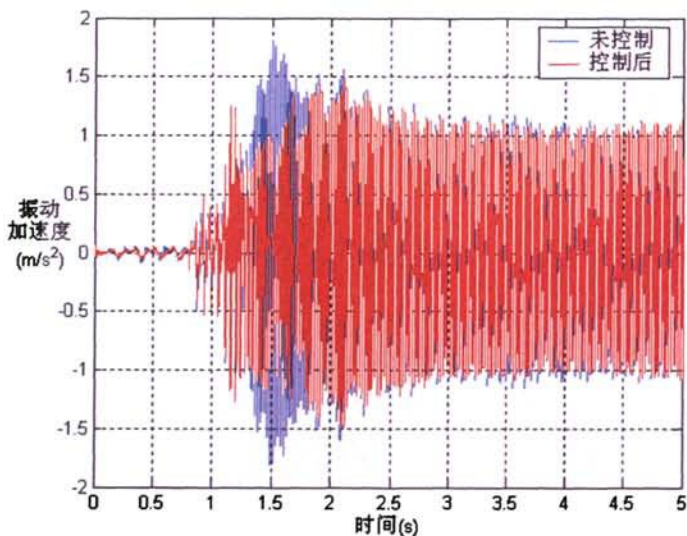


图 5.14 控制转矩对振动加速度的影响

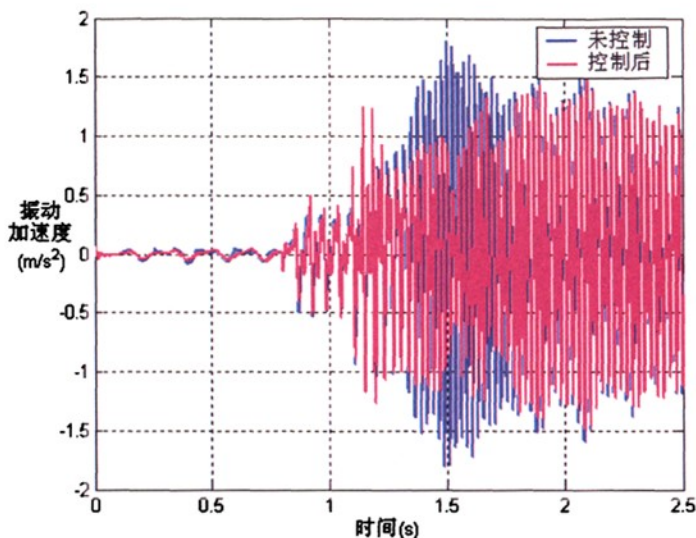


图 5.15 控制转矩对于振动加速度的影响局部放大图

由上图 5.15 可以看出，对于怠速稳定阶段的振动没有影响。而对于启动阶段的初始点火阶段的振动来说，转矩的平滑上升控制使得启动振动明显降低。

5.5 本章小结

在模型正确的基础上进行了一系列参数的灵敏度分析，其中包括：

(1) 活塞初始位置对于拖动阶段气体压力波动和发动机启动振动存在一定的影响。可以发现，如果活塞初始位置靠近上止点，将有效地降低拖动阶段的气体压力波动，从而降低发动机在启动过程中电机拖动阶段的振动。因此在发动机停机的过程中应尽可能地采取控制措施（如用电机控制）将活塞停止位置控制在上止点附近以降低下一次启动时的振动；

(2) 活塞与气缸壁间摩擦系数对启动振动的影响不明显。但是为了保证发动机的其他工作性能及部件寿命，还是应该增强润滑，降低发动机内部的摩擦；

(3) 活塞组件质量对发动机启动振动具有非常明显的影响。发动机运动组件轻量化对于降低发动机的启动振动和怠速稳定振动都非常有效，应该进一步开发轻量化技术；

(4) 发动机转矩上升率对发动机启动振动的影响比较明显。发动机转矩的

上升率如果过于陡快，将在初始点火阶段造成非常强烈的振动。因此应该采取措施控制发动机的转矩平滑上升，比如通过电机调速控制控制发动机转速的上升，对发动机进行喷油控制及延迟点火等。

第6章 结论与展望

6.1 结论

本文的研究工作初步探讨了混合动力汽车用发动机启动过程的振动特性。

通过试验初步分析了发动机启动过程的振动现象,发现发动机启动瞬态过程中的振动具有强烈的非稳态特性,在时域上将启动过程划分为电机拖动阶段和初始点火阶段两个过程并分别对其进行了分析。

根据发动机启动过程振动的理论模型,结合相关的振动理论在 Matlab/Simulink 建立了发动机启动过程的振动动力学仿真模型,通过仿真结果与试验结果的验证分析,证明了仿真模型的正确性。最后在模型正确的基础上进行了一系列相关的灵敏度分析并提出了优化的方案及改进建议。

6.2 进一步工作方向

本文的研究虽然取得了初步的成功,但依然任重道远,尚有许多有待进一步深入进行的研究工作,这里择其要者简要讨论如下:

(1) 发动机台架上的启动振动与整车上的启动振动存在一定差别,为了完整发动机启动振动的研究工作,应进一步进行整车中发动机启动振动的研究;

(2) 为了改进优化发动机的启动振动,本文只是从理论上提出了一定的措施,下一步工作方向应是结合启动电机和发动机管理系统进行实际的策略控制,以验证本文提出的建议。

致谢

在论文完成之际，心中却没有想象中的那么淡定。两年半的硕士生活即将画上一个句号，在这期间的收获和感激又何止一篇短短的致谢能够表达。但是，还是要对在同济两年半以来给予我帮助和指导的人们表示我最真心最诚恳的谢意。

最要感谢的当然是我的导师张立军副教授！从入学的第一天起，我就从张老师身上感受到了一种特别的气质。在工作和学术上，张老师治学严谨的态度让我肃然起敬。对于工作质量的高要求，对于项目节点的严把关都将是今后走上工作岗位时一直要牢记在心的。每每看到张老师加班到很晚很晚，心里都非常震撼。同时，在生活上，张老师也非常关爱学生。记得研一的时候曾经想要申请出国，张老师在立场上都给予了相当的支持。研二在公司实习以及在研三找工作的时候，张老师都在不断地给予关注和支持。张老师是良师，是学习的榜样，也是人生中的益友。衷心希望以后能有机会和张老师一起合作。

另外，也要感谢在完成论文的过程中，于水博士给予的无私帮助。虽然不是一个课题组的，但是从完成试验到数据处理，以及对于发动机知识的探讨，于水博士一直非常乐意地帮助我。

此外，同门李超、司杨、缪唯佳、王珣等不但在学习中互相帮助，在生活中也都成为好友。同学刘书锋、赵沂、董保利等等无法一一列举的很多同学也都是非常要好的朋友。怀念与你们在一起的时光。

最后，当然还要感谢我的父母。没有你们的心血和培养，就不会有现在的我。虽然现在我还没有任何的成就，但是我相信我能取得成就来回报你们。谢谢你们的支持！

献给我自己的鼓励：人生是漫长的，一时的领先或者落后都是正常的，重要的是自己能够持续不断地进步，一点点实现自己的价值。

永远保持一颗感恩的心！

2009. 3月

参考文献

- [1] 陈清泉. 可持续交通的挑战-谈电动汽车、混合动力汽车、燃料电池汽车的最近发展 和 挑战.
- [2] 戎喆慈. 混合动力汽车现状与发展. 农业装备与车辆工程, 2008, Vol. 7
- [3] 蔡梦贫. 混合动力系统概述. 汽车电器, 2005, Vol. 1
- [4] 汪兴. 混合动力系统结构设计与分析: [硕士学位论文]. 上海: 上海交通大学机械电子 工程, 2006
- [5] Takayoshi Yoshioka, Hiroshi Sugita. Noise and vibration reduction technology in hybrid vehicle development. SAE, 2001-01-1415
- [6] 林静. 降噪和降振技术在新一代混合动力汽车上的应用. 汽车与配件, 2006, Vol. 29(14)
- [7] 曹正策, 张振宇. 丰田混合动力系统 II 研究. 中国电动汽车研究与开发, 2005
- [8] Kenji Kataoka, Kimitoshi Tsuji. Crankshaft positioning utilizing compression force and fast starting with combustion assist for indirect injection Engine. SAE, 2005-01-1166
- [9] Masashi Komada, Takayoshi Yoshioka. Noise and vibration reduction technology in new generation hybrid vehicle development. SAE, 2005-01-2294
- [10] Ming L.Kuang. An investigation of engine start-stop NVH in a power split powertrain hybrid electric vehicle. SAE, 2006-01-1500
- [11] 韩松涛, 郝志勇. 车用发动机振动控制技术的研究现状及发展方向. 世界汽车, 2000. 6
- [12] 许铁铮, 刘建华. 发动机振动噪音对车辆的影响和预防. 汽车诊所, 2001. 5
- [13] 付素芳, 张学铭, 万秀颖, 张学良. 往复式发动机振动特性建模与分析. 河南科技学院学报(自然科学版), 2008. 6, Vol. 36(2)
- [14] 陈兆俊. 汽车常见振动的原因分析-发动机振动分析. 科技论坛
- [15] Katsuhiko Hirose, Tatehito Ueda, Toshifumi Takaoka, Yukio Kobayashi. The high-expansion-ratio gasoline engine for the hybrid passenger car, JSAE Review, 1999, Vol. (20)13-21
- [16] Shuji Tomura, Yoshiaki Ito, Kensuke Kamichi, Akihiro Yamanaka. Development of vibration reduction motor control for series-parallel hybrid system. SAE, 2006-01-1125
- [17] S.Sasaki, T.Takaoka, H.Matsui, T.Kotani. Toyota's newly developed electric-gasoline engine hybrid powertrain system. EVS14
- [18] Ming L.Kuang, Davor Hrovat. Hybrid electric vehicle powertrain modeling and validation. EVS20
- [19] G.Goldwine, G.deBotton, B.Rivin, E.Sher. Studying the relationship between the vibration signature and the combustion process in diesel engines. SAE, 2004-01-1786
- [20] Norbert Alt, Hans-Dieter Sonntag, Stefan Heuer, Rainer Thiele. Diesel engine cold start noise

- improvement. SAE, 2005-01-2490
- [21] Thomas Resch, Borislav Klarin. Analysis of engine dynamics under transient run-up conditions. SAE, 2004-01-1454
- [22] Shannon K.Sweeney. Analysis and discussion of diesel engine powertrain torsional resonance. SAE, 2003-01-1721
- [23] Zhu Song. A dynamic model for automotive diesel engines: [Ph.D Dissertation]. The University of Wisconsin- Madison, 1991
- [24] Ruiping Wang. A study of vibration isolation of engine mount system: [Master Dissertation]. Concordia University, 2005
- [25] Deanna Marie Winton Hoffman. In-line internal combustion engine dynamics and vibration: [Ph.D Dissertation]. University of Michigan, 1999
- [26] Jeremy Williams. Misfiring cylinder diagnosis through crankshaft torsional vibration measurement: [Ph.D Dissertation]. The University of Cincinnati, 1997
- [27] Derek Arthur Mangun. Simulation and characterization of tire non-uniformity-induced steering nibble vibrations through integrated subsystems modeling: [Master Dissertation]. Clemson University, 2006
- [28] Deanna M.W.Hoffman, David R.Dowling. Modeling fully-coupled rigid engine dynamics and vibrations. SAE, 1999-01-1749
- [29] Cristian N.Andreescu, Dumitru M.Beloiu. Modeling and simulation of cylinder head vibration using multi-body dynamics approach and wavelet analysis. SAE, 2005-01-2530
- [30] 李红朋, 秦大同, 杨阳, 徐佳曙. 汽车发动机启动过程的动力学仿真. 重庆大学学报 (自然科学版), 2005. 7, Vol. 28(4)
- [31] 庄杰, 杜爱民, 许科. ISG 型混合动力汽车发动机启动过程分析. 汽车工程, 2008, Vol. 30(4)
- [32] 张晨彬, 薛澄岐. 发动机振动测试方法及分析. 山东内燃机, 2005. 12, Vol. (6)
- [33] 张立军, 周铨, 余卓平, 靳晓雄. 发动机振动引起的车内噪声控制研究. 振动、测试与诊断, 2001. 3, Vol. (21) 1
- [34] 朱敏慧. 丰田混合动力汽车技术一瞥. 汽车与配件, 2002. 8
- [35] 黄开胜, 金振华, 张云龙. 混合动力汽车发动机起动/停机控制. 车用发动机, 2006. 8, Vol. 4
- [36] 张邦基, 邓元望, 王荣吉. 混合动力汽车发动机特性的建模方法. 公路与汽运, 2008. 5, Vol. 3
- [37] 王葵. 发动机停车振动特性的研究和减振装置的设计: [硕士学位论文]. 合肥: 安徽农业大学机械学院, 2007
- [38] 郑启福. 内燃机动力学. 国防工业出版社, 1991
- [39] 白龙浩. 发动机悬置动力仿真及特性分析: [硕士学位论文] 大连: 大连理工大学机械学院, 2004
- [40] 李炯. 面向对象的发动机系统建模与动态仿真研究: [硕士学位论文]. 太原: 华北工学院

参考文献

- [41] 姜水生. 内燃机冷启动性能测试与评价. 内燃机, 2003-5 (3): 17-21
- [42] 张华伟. 基于 Matlab/Simulink 的 4100QB 柴油机工作过程建模与仿真:[硕士学位论文]. 昆明: 西南林学院森林工程, 2007
- [42] 李明友. 单缸汽油机振动噪声的分析和控制:[硕士学位论文]. 重庆: 重庆大学车辆工程, 2007
- [44] 李跃武. 发动机声学信号分析:[硕士学位论文]. 西安: 西北工业大学固体力学, 2006
- [45] 于丽霞. 虚拟仪器在发动机振动信号处理中的应用研究:[硕士学位论文]. 太原: 中北大学信号与信息处理, 2008
- [46] 张军. 发动机振动及半主动控制技术研究:[硕士学位论文]. 太原: 华北工学院动力机械与工程, 2002
- [47] 赵慧敏, 肖云魁, 黄华飞, 张威, 司爱威. 汽车发动机非稳态振动信号分析方法比较研究. 汽车工程, 2008, Vol. 30(9):753-757
- [48] 于学华, 张家栋. 发动机曲轴系统扭转振动分析. 噪声与振动控制, 2008. 9, Vol. 4:60-64
- [49] 乔新勇, 刘建敏, 刘玮. 基于振动测量的发动机气缸压缩压力检测方法. 内燃机工程, 2008. 8, Vol. 29(4):63-67
- [50] 刘会兵, 廖昌荣, 李锐, 陈伟民. 发动机振动隔离控制技术研究进展. 车用发动机, 2008. 6, Vol. 3:1-7
- [51] 高艳霞, 祝锡晶, 陆志猛. 基于 Ansys 发动机缸体的动力学仿真, 新技术新工艺, 2008, Vol. 5:8-10
- [52] 林琼, 郝志勇, 贾维新, 刘宏. 发动机机体振动噪声的预测方法. 江苏大学学报(自然科学版), 2008, Vol. 29(3):220-224
- [53] 徐兆坤, 孙树亭, 吴伟蔚, 吴明威. 四缸内燃机振动分析及其对策. 噪声与振动控制, 2007, Vol. 6:50-53
- [54] 熊伟威, 张勇, 殷承良. 混合动力汽车的电机启动发动机过程仿真研究. 中国机械工程, 2008, Vol. 19(20): 2504-2509

个人简历 在读期间发表的学术论文与研究成果

个人简历:

叶荫, 男, 1985年11月生。

2002年7月毕业于上海交通大学 机械工程及其自动化(车辆工程)专业 获学士学位。

2006年9月入同济大学读硕士研究生。

已发表论文:

[1] 张立军, 叶荫, 余卓平. 混合动力汽车用发动机启动振动与噪声试验研究. 汽车技术. 2009年第3期.