



同濟大學

TONGJI UNIVERSITY

硕士学位论文

(专业学位)

发动机气缸盖罩密封减振系统
设计与分析

姓名：赵红英

学号：1021180113

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：吴志军 教授

副指导教师：宋冬利

二〇一六年二月



同濟大學
TONGJI UNIVERSITY

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

Design and Analysis on Sealing and Vibration System for Engine Head Cover

Candidate: Zhao Hongying

Student Number: 1021180113

School/Department: School of Automotive Studies

Discipline: Engineering

Major: Vehicle Engineering

Supervisor: Wu Zhijun

Co-Supervisor: Song Dongli

Feb, 2016

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；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：

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。

学位论文作者签名：

年 月 日

摘要

发动机气缸盖罩密封减振系统是一种具有密封与减振功能的系统，与传统气缸盖罩密封系统相比，兼具减振功能，是现代汽车发动机减振设计中重要的解决方案之一。发动机振动噪声是汽车噪声的一个重要组成部分，而直接影响汽车驾驶员或乘客的噪声主要来自发动机的上表面，也即由发动机气缸盖罩传递到人体。随着发动机设计的轻量化，爆发压力不断提高，特别是涡轮增压器的广泛应用，都加剧了发动机运行过程中的振动和噪声。发动机振动噪声在通过发动机气缸盖传递到气缸盖罩后，作为薄壁零件，其振动辐射相对较强，从而会将振动扩大并向外辐射，加剧了振动噪声。因此，在发动机气缸盖与气缸盖罩之间，需要在满足密封功能的基础上，增加减振螺栓等减振设计以达到减振降噪的效果。

本文分析了国内外发动机密封减振的研究现状，针对发动机气缸盖罩密封减振系统的设计与分析，开展的主要研究工作包括：

(1) 分析了密封减振系统的理论与方法，确定橡胶作为系统主要部件的材料，提出了在材料、密封垫片结构选择与传统密封设计的主要区别，考虑到系统力学平衡，系统中的密封垫片应选择硬度偏软的材料，带减振功能的密封垫片一般选用 T 型截面以达到更好的减振效果，最后对本系统设计过程中用到的 CAD 与 CAE 关键软件进行了介绍；

(2) 对密封减振系统进行了详细的方案设计，根据原型机密封减振失效的输入，找到突破口，对密封垫片截面进行了优化改进，增加了两个密封波纹以提高密封性能，改善了凹槽内密封条结构以得到平缓的载荷变形曲线，通过 FEA 有限元与 Balance 工具相结合的分析方法，对系统进行了密封与减振的设计验证；

(3) 研究了密封减振系统建模、试验验证以及最终方案的实施，从最初的静态试验到台架耐久试验验证了系统的密封性能，改进后的模型密封性能得到了较大的提升，从原型机试验初期（2-3 小时）开始发生泄漏，到改进模型通过 300 小时的冷热冲击试验无泄漏，改进模型的减振效果符合设计预期。

关键词：减振降噪，气缸盖罩，有限元分析，模型，结构设计

ABSTRACT

The engine cylinder head cover sealing & vibration system is a system which has two functions of sealing and vibration reduction, compared with the traditional head cover sealing design, this system can get vibration reduction besides the sealing function. It is one of the most important vibration reduction design proposals in current automobile design. Engine is one of the most important vibration & noise contributor, while the vibration & noise as the vehicle driver and passengers directly suffered come from the top surface of the engine. That is to say, the vibration & noise is transferred to the body from the cylinder head cover. The engine components are becoming lighter and lighter and the firing pressure continues to increase, especially with turbochargers widely used, the vibration & noise are getting stronger during the operation of the engine. The vibration & noise of the engine cylinder head are transferred to the cylinder head cover, however the cylinder head cover is a thin-walled component, the vibration radiation is relatively strong and it will be expanded and radiate to the outside of the engine. Thus, in order to reduce the vibration & noise, the isolation bolt and other related design are added between the engine cylinder head and head cover based on the sealing function.

This paper is focused on analyzing the domestic and oversea related development status of the engine sealing & vibration, and presented the design and analysis on sealing and vibration system for the engine head cover, mainly researches are included as below:

(1) Analyzed the theory and method of the sealing & vibration system. Specified the rubber as the main components material of the system, put forward the different material and structure choice between the traditional sealing and sealing & vibration system, considered the force balance of the system, the softer material should be used for the gasket and T-profile need to be selected for the gasket cross section to get better vibration reduction. Finally the key CAD and CAE software are introduced during the system design and analysis;

(2) Focused on the design of the system in detail. According to the fact that original design had the leakage and vibration failure issue, figured out the root cause and got the optimized gasket design, two sealing beads were added to improve the

sealing performance, the gasket design in the groove was changed to get better load deflection curve of the gasket, the system passed the design validation by FEA and Balance tool;

(3) Focused on the modeling method, test validation and implementation of the sealing & vibration system, Fuji test and engine durability test were conducted to verify the sealing performance, compared with the original design, the sealing performance got the big improvement from the leakage happened at early beginning of the test (2-3 hours) to endure 300H thermal shock test without any leakage, and from the vibration validation test, the result can meet the design expectation.

Keywords: vibration & noise reduction, cylinder head cover, finite element analysis, modeling, structure design

目录

第 1 章 绪论.....	1
1.1 论文的选题背景及意义.....	1
1.2 国内外研究现状.....	3
1.2.1 减振降噪研究现状.....	3
1.2.2 密封研究现状.....	7
1.3 本文研究目的及主要研究内容.....	9
第 2 章 密封减振的理论与方法.....	12
2.1 振动原理、噪声来源与传统减振降噪方法.....	12
2.1.1 振动原理.....	12
2.1.2 噪声来源.....	13
2.1.3 传统减振降噪方法.....	14
2.2 发动机密封减振原理.....	14
2.3 密封减振系统与传统密封开发流程的区别及关键要素.....	16
2.4 CAD 及 CAE 相关软件简介.....	17
2.4.1 CAD 制图及模型建立.....	17
2.4.2 CAE 网格划分及模型分析.....	18
2.5 本章小结.....	19
第 3 章 发动机气缸盖罩结构及相应密封减振方案设计.....	20
3.1 发动机气缸盖罩结构.....	20
3.2 气缸盖罩槽的尺寸对密封垫片结构的影响.....	20
3.3 成功设计密封减振系统.....	21
3.4 发动机气缸盖罩密封减振设计方法及过程.....	22
3.4.1 发动机气缸盖罩密封减振初步设计流程.....	22
3.4.2 初步方案选型.....	22
3.4.3 材料选择.....	22
3.4.4 设计流程及隔振理论分析.....	23
3.4.5 详细设计.....	31
3.4.6 有限元辅助设计.....	40
3.4.7 模型改进前后性能对比.....	43
3.5 本章小结.....	45
第 4 章 密封减振系统建模及应用.....	46
4.1 密封减振系统的建模.....	46
4.1.1 密封减振系统建模的关键要素.....	46
4.1.2 密封减振系统建模.....	48
4.2 密封减振系统的试验验证.....	48

4.2.1 尺寸材料检测.....	48
4.2.2 静态密封力试验.....	49
4.2.3 发动机台架试验.....	50
4.3 密封减振系统方案的完善.....	52
4.4 密封减振方案的应用实施.....	52
4.5 本章小结.....	52
第 5 章 总结与展望.....	54
5.1 全文总结.....	54
5.2 工作展望.....	55
致谢.....	56
参考文献.....	57
个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果.....	60
附录 符号说明.....	61

第1章 绪论

1.1 论文的选题背景及意义

随着汽车工业的高速发展，人们生活水平的不断提高，汽车舒适性也越来越成为人们在购买汽车时考虑的一项重要指标，在现代汽车设计中这一性能也已经成为了汽车几大重要性能中的一项。驾驶过程中振动噪声小，是舒适性的一大重要体现，减振降噪性能也即我们常说的汽车 NVH 性能，是汽车性能的重要内容之一。同时，发动机的振动传播直接影响到整机的可靠性，同时也直接影响驾驶员以及乘客的舒适性，降低工作效率，并给周围的环境带来噪声危害。因此，国家对汽车振动噪声水平提出了严格的法规要求，如图 1.1 所示，噪声的限值将随着时间的变化日益苛刻。如何在发动机开发过程中降低振动和噪声以符合国家强制法规要求，也成为发动机制造厂商所面临的重大挑战。

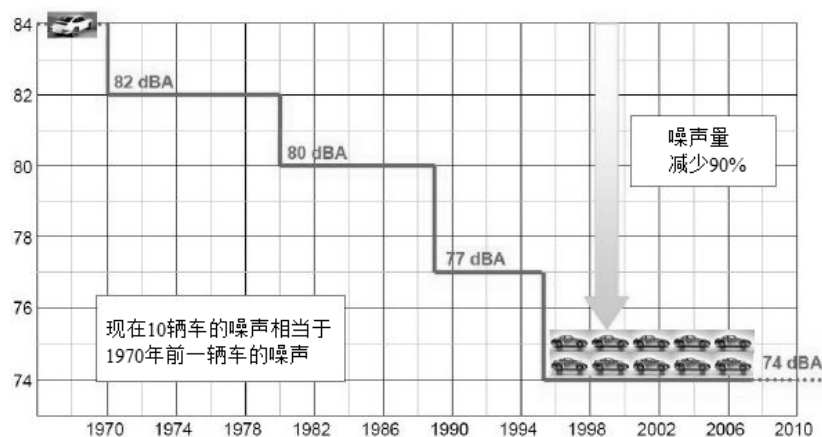


图 1.1 乘用车噪声变化限值情况示意图^[1]

振动与噪声是汽车工业乃至其他工程机械领域的主要公害之一，振动同时会产生噪声，所以这两者一般同时被研究。基于汽车构造，产生振动的主要部件为发动机进排气、气缸盖罩、油底壳等薄壁零部件以及冷却风扇等等。在这些系统中，发动机是主要的振动源。发动机中的曲轴、飞轮、皮带轮等转动部件中的任一个都会形成振动力，由于振动与部件的不平衡和转速的平方成正比，因此，当转速增加时，振动也被急剧放大^[2]。以发动机（如汽油机）的发展历程来看，从化油器到现在的直喷技术，进行了多轮的技术革新，发动机的轻量化、高爆压、高功率及涡轮增压器的广泛应用，是现代发动机的发展趋势，但同时也造成振动与噪声水平的提高。

除振动噪声外，介质泄漏也是发动机以及其他工程设备上的一大危害，特别是发动机的“三漏问题”，即燃油泄漏、机油泄漏以及冷却液泄漏，常常给发动机制造厂商以及最终用户带来很大的困扰，它将直接影响到汽车的性能，如机油



图 1.2 某发动机机油泄漏示意图

发生泄漏，如图 1.2 所示，除了影响周围环境外，还对发动机的运行带来致命的危害，由于机油量的减少，造成发动机内部配合的零部件欠润滑，最终零部件损坏甚至导致发动机的报废等重大事故。假如燃油发生泄漏，会导致燃油的浪费，发动机动力降低，还影响周围环境，造成环境污染。如发生冷却液的泄漏，如图 1.3 所示，除了环境污染以及冷却液过量消耗外，还会使发动机冷却效果不足，发动机过热，最终引起机械零部件早期损坏，甚至留下事故等安全隐患。所以密封泄漏问题逐步受到人们的关注并引起重视。

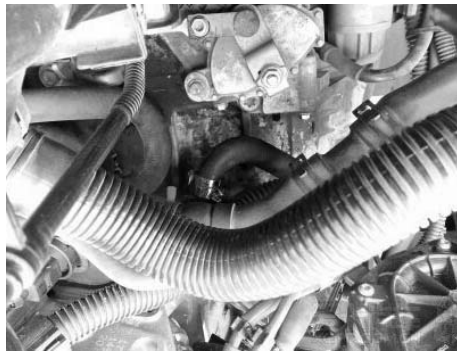


图 1.3 某发动机冷却液泄漏示意图

振动噪声与密封泄漏这两大难题如果能用一个零部件或者一个系统来解决或优化，将会是一个很好的解决方案，也会得到人们的青睐。本课题研究的密封减振系统就是在满足密封功能的基础上，利用该系统减少相邻零部件之间的振动传递从而达到减振效果。根据发动机工作原理分析，气缸内燃烧产生的爆发压力，随着不同缸的点火顺序对缸盖及周围零部件产生直接的冲击力，从而产生振动与噪声，振动与噪声通过零部件之间传递到外部，特别是振动噪声传递到薄壁零件时，由于薄壁零件噪声辐射大，振动噪声易发散或者被放大，从

而对外部造成较大的影响，如油底壳、气缸盖罩等。本课题就发动机气缸盖罩密封减振展开研究，发动机气缸盖罩直接与气缸盖相配合，振动噪声直接通过发动机气缸盖传递给气缸盖罩，加上大部分发动机气缸盖罩直接对着车内的驾驶员与乘客，也即振动噪声对驾驶员与乘客产生直接的影响。通过对本课题的研究，在保证密封功能的基础上，减少振动噪声通过发动机缸盖传递到气缸盖罩，这对提高发动机 NVH 性能，提高驾驶舒适性具有重要的意义。

1.2 国内外研究现状

与节能、混合动力以及不断更新的排放标准相比，减振降噪的研究似乎算不上最热门的话题，在我国工程机械领域，关于振动和噪声问题的研究历程与进展也不像其他热门技术一样备受瞩目^[3]。相对于减振降噪，密封的研究就比较成熟，但对于密封与减振降噪相结合的研究相对比较欠缺。

1.2.1 减振降噪研究现状

虽然减振降噪的研究目前不是最热门，但对其研究的技术含量和重要程度并不比亚于其他任何技术。在最近几年，随着工程领域国际化步伐的加快发展，我国减振降噪日益受到人们的关注，减振降噪的研究也受到重视。在机械领域里，振动与噪声息息相关，机械振动往往被看成噪声的重要来源之一，振动和噪声的研究往往是被同时研究的，国际上统称“NVH”由此而来，N-Noise（噪声），V-Vibration（振动），H-Harshness（声振粗糙度）^[3]。汽车振动噪声可以看做一个系统，发动机与变速箱被看做是一个振动噪声源，悬挂与连接件被看做是传递器，车身被作为发射器。研究 NVH 系统，首先一般将源头作为研究对象，而发动机是动力的主要来源，也是噪声与振动的根本，因此研究振动噪声主要从发动机着手。

针对发动机的减振降噪方法有很多，大致分为三大类^[3]：

减少扰动——减少或消除振动源的激励，如改善内部平衡，改进和提高制造质量，对具有大辐射表面的薄壁零件采取必要的阻尼措施；

防止共振——防止或减少设备、结构对振动的响应，如改变振动系统的固有频率，改变振动系统的扰动频率，装设辅助型的质量弹簧系统，增加阻尼以增加能量逸散，降低共振振幅等；

采取隔振措施——减少或隔离振动的传递，涉及到对结构振动传递特性的分析和改进，使之对振动噪声具有明显的衰减作用，如采用质量阻尼减振器、

共振腔消声器等。

发动机各种减振措施的应用依据不同的实际工作情况而定。对于薄壁零件，通常会改变薄壁零件的结构或材料，增加刚度以降低表面振动速度等。如排气歧管隔热罩，可以通过增加加强筋，从而改变隔热罩的固有频率以避免共振，如图 1.4 所示。

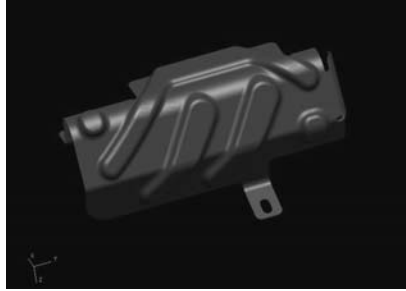


图 1.4 某隔热罩通过增加加强筋改变固有频率

隔振措施通常应用相对广泛，例如为了减轻发动机的振动对车内噪声的影响而采取的发动机整体包裹技术，或者在薄壁零件添加隔音材料吸收噪声，如图 1.5 所示。以及为衰减发动机振动向车体的传递，应用先进的发动机液压弹性支承元件等^[4,5,6]。



图 1.5 某油底壳通过增加吸音材料降噪

在减振降噪的研究体系中，除了各种解决方案值得关注外，合理的材料选用也是减振降噪的关键，比如常用的橡胶材料，在减振体系中就得到了广范的应用，如为了降低发动机的振动噪声传递到车架，橡胶隔振垫的使用大大降低了发动机与车架之间振动与噪声的传递，利用了橡胶材料的高分子粘弹性阻尼特性，该材料具有高的振动能量损失，当振动传到橡胶部件时，材料内部产生拉伸、弯曲、剪切等变形，从而消耗大量的振动能量，使振动衰减^[7]。大量生产各类橡胶减振器的国家有美国、德国、英国、前苏联、日本和法国等。特别是日本，在 1937 为了在螺旋桨飞机上安装发动机架，开始批量生产防振橡胶，并在 1953 年开始引入防振橡胶技术制造飞机仪表盘。国外橡胶减振器的发展趋势，包括

开展橡胶、金属减振器新型结构设计及其新功能研究；减振与高阻尼兼顾橡胶减振器的研究与开发；加大减振器橡胶材料、粘弹性高阻尼材料、与金属板夹层复合多功能橡胶减振支座的研究、开发和应用的力度；继续开展粘弹性高阻尼功能材料的研究和应用工作。我国橡胶减振研发相对较晚，起步于 60 年代，由于减振需求的与日俱增，橡胶减振的研发也逐渐地增多，但是由于国内研发起步较晚，技术实力相对薄弱，基础条件相对较差，实验研究与检测手段不健全，与国外水平还有一定的差距。

(1) 国外研究

国外在发动机振动噪声研究起步较早，可分为三个主要阶段^[8]：第一阶段从 20 世纪 50 年代到 70 年代，主要对发动机结构噪声的机理进行分析和试验；第二阶段从 20 世纪 80 年代到 90 年代，对发动机的传统结构型式进行较大的改变，并使用现代测试分析技术研究振动和噪声现象；从 20 世纪 90 年代中期开始，国外对发动机振动噪声和结构优化的研究进入到全新的数字化虚拟样机阶段，各种数值化计算方法不断开发出来，并成功用于发动机结构的开发中。国外著名的汽车制造厂家如 FORD、GM、HONDA 等比较早的开展了发动机以及整车的减振降噪研究，并有自己的振动研究体系。

Wijetuge 等人^[9,10]用声强测量法来识别噪声源，完成了试验模态分析和谐响应分析，并改进局部结构来降低内燃机的辐射噪声。奥地利的 Beild Christian^[11]用有限元法计算了发动机的结构辐射噪声，并讨论了发动机不同部件结构刚度和阻尼参数对发动机结构辐射噪声的影响。Yasuhior Matetani 和 Kazuhide Ohta 等人^[12,13,14]从活塞敲击及主轴承力的角度研究和计算了发动机机体表面的振动情况和辐射噪声。Shung H.Sung 和 Ulrich Viershach 等人^[15,16,17]利用边界元和有限元方法预测了内燃机结构的辐射噪声，通过对调整安装方法、结构改进来减少结构辐射噪声。从 Paul N Liang^[18,19,20]起就开始应用 FEM/BEM 对复杂结构的辐射问题进行了预测。James R.Zwrick 等人^[21,22,23]通过对发动机振动噪声的传递

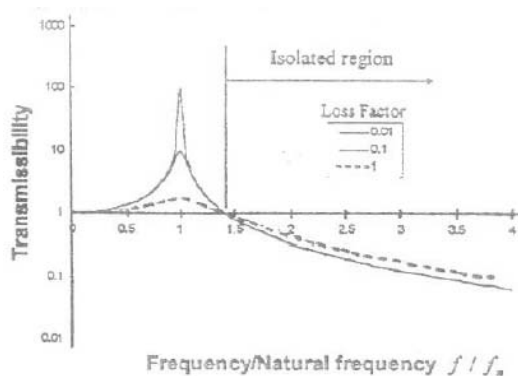


图 1.6 减振效果示意图^[21]

途径，在油底壳与缸体之间增加减振螺栓以达到减振效果，如图 1.6 所示，系统不一样的损耗因子减振效果不同，在传递率大于 1 的区域，损耗因子越大，传递率越小，也即输出振幅越小。

(2) 国内研究

我国的内燃机事业起步相对较晚，且振动噪声问题没有得到足够的重视，导致我国低噪声内燃机的设计开发能力与欧美、日本等国有很大的差距，主要表现在：我国的科研队伍与研究软件比较薄弱，制定的发动机及整车限制标准比国外相对较低，但随着我国与国外研究机构的深入合作以及软件的不断推广，我国的研究机构、高校以及部分汽车厂家也一步步开展自己对噪声控制的研究，并且有了一定的研究成果。张立军等人^[4]对轿车发动机振动引起的车内噪声控制进行了试验分析，建立包括发动机、副车架、发动机支承元件和副车架支承元件弹性特性的振动模型，如图 1.7 所示，确定发动机的二阶振动是引起车内

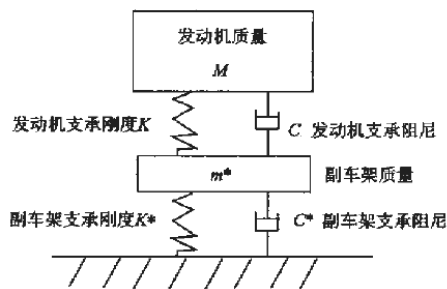


图 1.7 发动机与车架振动模型^[4]

噪声的主要原因，识别出发动机振动向车内传递的传递途径，通过对发动机、副车架橡胶支承元件弹性特性的修改等取得了很好的效果。郑忠法和郑国世^[24]对 4BTAA 直列四缸柴油机与 6720 客车匹配车内噪声进行了分析，通过优化发动机减振垫尺寸与位置，改变系统固有频率，提高振动传递率以达到减振效果，通过试验对比分析，当车速以 50km/h 时，测得改进后的减振垫可使车内噪声减少 3dB(A)，发动机与减振垫位置如图 1.8 所示。吴丽平等人^[25]通过对发动机橡胶

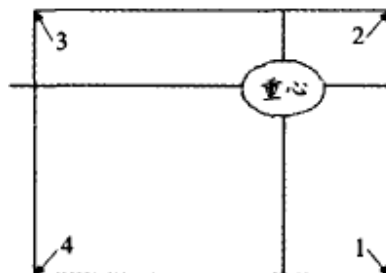


图 1.8 发动机 1、2、3、4 点悬置支承位置和发动机重心位置示意图^[24]

减振垫限位结构的工作原理说明和设计实例介绍，结合橡胶减振垫的设计准则和失效判断标准，通过产品结构优化设计来改善发动机橡胶减振性能的方案。方华等人^[26,27,28,29]对发动机油底壳的结构振动和表面噪声通过有限元分析与SYSNOSIE 噪声分析软件的边界元法联合求解，建立了油底壳的有限元模型和半消声室辐射声场边界元模型，通过模拟计算从增加材料阻尼和提高结构刚度提出了改进设计方案。吴浪涛^[30,31]通过有限元法与边界元法对发动机缸盖罩的结构振动和表面噪声进行分析预测，采用同结构不同材料的分析模式，分别研究了气缸盖罩振动、辐射噪声性能以及材料参数（密度、杨氏模量、泊松比）与阻尼性能对辐射噪声的影响，总结了气缸盖罩的降噪材料选择，优先选用塑料，其次是镁合金，最后是铝合金。方华等人^[32]对某四缸柴油机进行噪声分析时，发现顶面噪声主要由缸盖罩辐射引起，峰值频率为 2000Hz，采用自整机多体动力学分析得到的缸盖罩螺栓的位移相应作为激励，通过 ANSYS 有限元与SYNSOISE 边界元分析法可知缸盖罩紧固螺栓改为减振螺栓后，降噪效果明显，并得到了试验的验证。

综上所述，国内外已经在发动机减振降噪的思想、方法和实现技术上取得了一些成果，如方华、吴浪涛对于发动机薄壁件（油底壳、发动机气缸盖罩等）的减振研究，通过改变发动机本身零部件结构以减少噪声辐射扩散或改变材料从而达到减振的目的。对于减振的其他方式，如隔振也有了深入的研究，如张立军、郑忠法、吴丽平等人在橡胶隔振方面取得了比较好的研究成果。

1.2.2 密封研究现状

发动机内部各零部件之间都需要用密封件，以防止内部冷却液、机油以及燃油等的泄漏。如进气歧管与气缸盖之间的进气歧管垫片，缸体与缸盖之间的气缸垫，油底壳与缸体之间的油底壳垫，气缸盖罩与气缸盖之间的气缸盖罩垫片等。垫片的种类很多，一般根据密封的介质种类、介质压力以及相配合零件的结构而定。如依据密封垫片的材质分，可分为金属垫片、橡胶垫片、纤维垫片等。密封垫直接影响相配合零件的振动传递，如在两配合零件间使用金属垫片，则振幅会以 1 比 1 甚至大于 1 的比例传递出去。如使用橡胶垫，由于橡胶材料的高阻尼特性，可以消耗部分振动能量，从而适当减少振动。所以要考虑密封与减振两大功能，在选择密封垫材料的时候尤为重要，橡胶材料则是一种的密封与减振特性兼顾的材料。

周宇飞、杨彬^[33]利用对发动机的密封技术研究、材料种类研究和优化密封垫结构设计，提高发动机密封的可靠性，以解决发动机的“三漏”问题，总结了发动机密封垫片的类型以及优缺点，为选择密封垫片材料结构提供了很好的依

据。金延安等人^[34]对发动机缸盖罩漏油的原因进行分析，发现发动机缸盖罩与缸盖的连接橡胶圈老化导致密封性能下降产生漏油的主要原因，由于橡胶圈在高温封闭的环境下容易老化，导致螺栓扭矩下降，从而发生机油泄漏，通过把原紧固件方式更改为刚性联接方式，彻底解决了发动机缸盖罩漏油的问题。更改前后发动机缸盖罩与缸盖联接方式，如图 1.9 所示。王晶等人^[35]通过对发动机

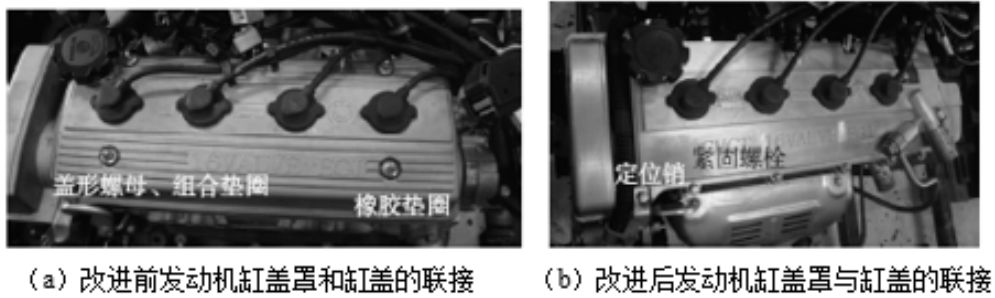


图 1.9 螺栓联接方式更改前后示意图^[34]

气缸盖罩的变形形式、密封垫的结构设计、密封垫的硬度和回弹率等方面对热塑性缸盖罩密封进行了综述，重点论述了密封垫的结构设计、密封垫反作用力引起缸盖罩的变形。李腾等人^[36,37]利用 ANSYS 有限元分析软件模拟 Y 形圈在静压密封状态下的密封性能，研究结构参数对 Y 型密封圈密封性能的影响。研究表明：唇外倾角和唇谷高是 Y 形圈保持良好密封性能中的关键结构参数，唇外倾角和唇谷高太大均不能保证密封性能，而唇谷高太小则会增加摩擦力，降低 Y 形圈的使用寿命；工作油压对密封圈性能有明显的影响，过高的静态工作油压易导致 Y 形圈材料的松弛和开裂，从而引起密封失效，而最容易出现裂纹的位置是密封唇唇谷处。崔燕平等^[38,39]通过发动机罩盖橡胶密封件漏油问题，利用 FTA 故障树分析方法，发现泄漏出现在试验初期，后期密封性能恢复，主要由于实验后期高温和机油的影响，密封垫体积膨胀、硬度变大使得密封力增大。初期泄漏的根本原因是由于密封力不够，改变密封垫截面从而增加密封力以改善初始密封，改进前后的截面如图 1.10 所示，改进后的截面设计通过了整车的耐久性考核。

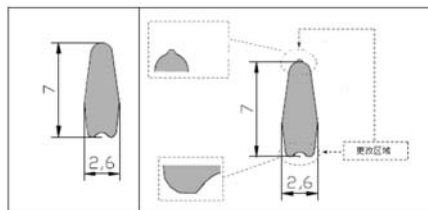


图 1.10 密封截面优化前后示意图^[38]

密封减振同时研究相对较少,李卫中等^[40,41]分别从产品结构、密封件结构方面对复合材料油底壳、缸盖罩等发动机部件的减振降噪设计进行了综述,重点论述了减振连接件的设计原理、不同部位密封结构的设计以及橡胶材料的选择。李雨雷^[42,43]对圆环形金属橡胶的成型制造过程进行了分析,阐述了金属橡胶的特殊性,金属橡胶的出现填补了橡胶材料的应用空白,能够应用于高低温、真空、强腐蚀性等特殊工况的减振、过滤、密封等需求,越来越多的应用在国防、航空等领域。文中提出了一种新的压缩计算模型,结合现有理论,推导了压缩载荷状态下的计算方程,验证了 BLATA-KO 橡胶模型替代金属橡胶隔振器的可行性,最后分析了金属橡胶密封圈的制备工艺,成功得出了端面密封的计算公式,分析了端面密封过程中泄漏量的主要影响因素,按照端面密封的情况,设计了一套密封测试装置,并通过该装置验证了金属橡胶密封圈的密封性能。

综上所述,对于减振的研究,国内与国外的研究差距比较明显,主要由于国内发动机起步较晚,且对减振不够重视;对于密封的研究,国内外相当,且都相对比较成熟。但密封与减振相结合同时研究,在国内外还相对较少,特别在国内,目前主要通过台架试验来直接验证密封减振效果,使设计反复更改,效率低下且很难达到预期的效果,比如减振效果达不到,密封垫失效导致泄漏等问题。究其原因是设计阶段缺乏验证,如没有优良的有限元分析能力、有效的减振分析软件等设计验证。

1.3 本文研究目的及主要研究内容

本文研究的目的是基于国内外研究现状,提出对密封减振相结合的研究方法,改善现有研究的不足,以达到密封减振双重功能,并应用到实际的案例中。本文的提出主要是由于原型机试验初期的密封减振失效,通过对原型机进行模型分析,发现其不足,通过有限元分析与 Balance 系统工具分析相结合的方法,对方案进行改进,并最终通过了试验验证。

本文研究对象为发动机气缸盖罩密封减振系统,选气缸盖罩作为研究对象,主要基于气缸盖罩噪声辐射相对较大,且发动机表面辐射噪声占发动机总噪声70%以上^[27]。图 1.11 为某发动机表面辐射噪声分布图^[30],可以看出在发动机表面辐射噪声中,薄壁件(包括油底壳、气缸盖罩或缸盖罩和正时齿轮室盖等部件)辐射噪声占相当大的比例。其中气缸盖罩的辐射噪声约占总辐射噪声的20%,因此,降低气缸盖罩这类薄壁零件的振动和辐射噪声对减小振动和降低发动机整机罩声水平具有重要意义。

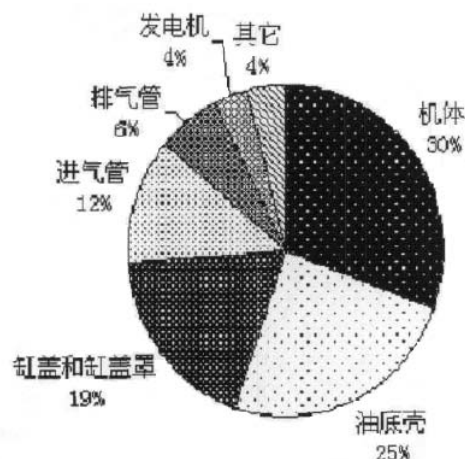


图 1.11 为某发动机表面辐射噪声分布图^[30]

从振动的传递途径分析，如图 1.12、图 1.13^[3]所示，无论振动激励是从路面还是从发动机，对于人体产生直接影响的振动噪声传递途径之一是发动机罩（气缸盖罩）传递过来的，从而对人体造成直接噪声干扰。

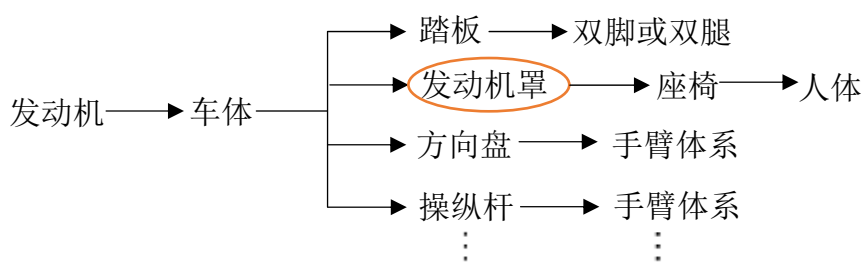


图 1.12 发动机激励与传递途径^[3]

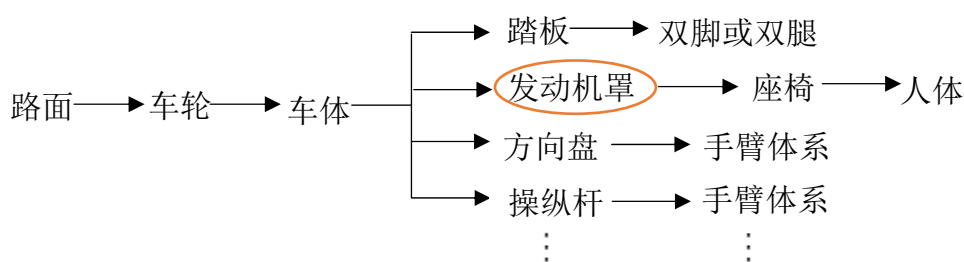


图 1.13 路面激励与传递途径^[3]

基于发动机薄壁零件噪声辐射强度，以及对振动传递途径，选择在气缸盖罩密封的基础上增加减振功能具有一定的工程应用价值。研究路线如图 1.14 所示，主要围绕密封与减振两大功能，理论与实践相结合，根据实际的案例，从最初的应用信息输入开始，到模型建立以及最后的设计验证与试验验证。

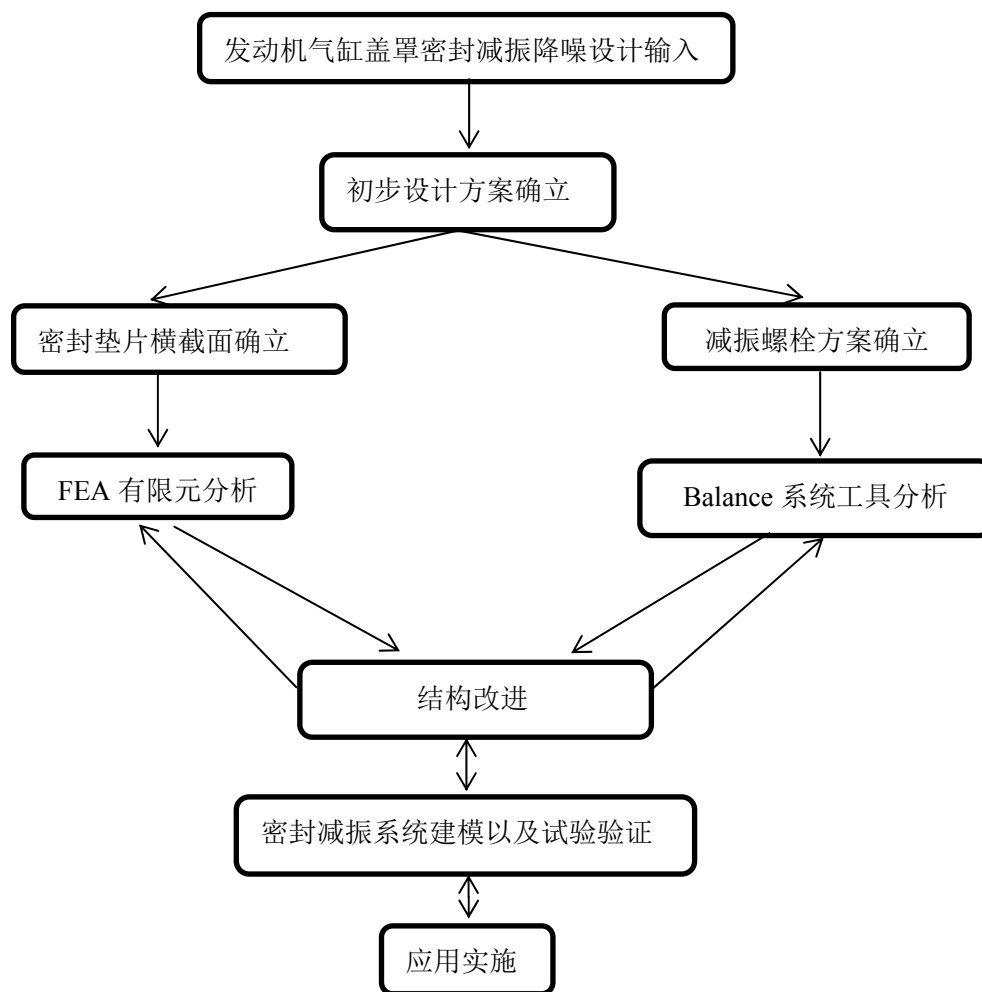


图 1.14 研究路线

根据研究路线，制定本文主要研究内容：

- (1) 系统方案确立。根据应用输入，结合密封减振理论，分析原型机密封减振失效原因，找到符合系统设计的方案；
- (2) 系统密封力、载荷变形曲线的确立。通过两维 FEA 分析，确立密封垫片 LMC 状态下的密封力以及 MMC 状态下内部材料极限，并分析载荷变形曲线，期间不断优化直至最终结构锁定。
- (3) 系统的详细设计。通过两维、三维 FEA 有限元分析，并结合 Balance 工具进行设计分析，对系统在不同工况下的密封力进行了分析，对减振效果的输出进行了分析对比；
- (4) 系统建模及试验验证。研究密封减振系统建模、试验验证以及最终方案的实施，通过静态试验到台架耐久试验验证系统的密封性能，并通过台架试验验证减振性能，与设计预期做对比。

第 2 章 密封减振的理论与方法

2.1 振动原理、噪声来源与传统减振降噪方法

2.1.1 振动原理

振动是在日常生活和工程实际中普遍存在的一种现象。例如单摆的往复运动，汽车行驶在不平路面上的上下颠簸，飞机机翼在飞行中的颤动，发动机运转时的振动以及地震时地面的强烈震动等^[44]。振动是一个周期性运动，从其定义上来讲，可以说振动是指所研究的机械或结构均为弹性体时，在外力作用下，不仅会产生刚性运动，还会产生自身弹性而引起在平衡位置附近的微小弹性往复运动，这种往复运动，常称为振动^[45]。也可以做另一种解释，振动是物体在平衡位置所做的周期性往复运动。研究振动，先要了解振动的分类，根据系统输入的类型分类：自由振动、强迫振动、自激振动与参数振动；根据系统输出的振动规律分类：简谐振动、周期振动、瞬态振动和随机振动；根据系统的微分方程分类：线性振动与非线性分类；根据系统的自由度分类：单自由度系统的振动、多自由度系统的振动以及无限多自由度系统的振动^[46]。

通常我们在研究机械的振动，一般从应用角度着手，着重根据振动规律与振动输入类型这两种分类。从大家熟悉的汽车来看，振动现象就尤为复杂了，但如只从应用的角度看振动，先研究振动对汽车的使用带来的影响，不难发现汽车振动会影响通过性、平顺性与操纵稳定性，使乘客感到不舒服，甚至货物损坏。汽车的振动带来如此多的不利影响，所以研究振动是一件迫在眉睫的事情。通常对振动问题可用框图加以说明^[47]，如图 2.1 所示，图中的系统表示研究对象的振动特性，激励为初始干扰或激振力，响应为系统在外部激励下所产生的动态响应。

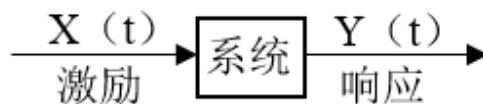


图 2.1 振动传递示意图^[47]

2.1.2 噪声来源

通常研究振动，最终目的就是尽可能减少振动，减少由于振动给人们带来的各种伤害。振动与噪声相辅相成，虽然振动是运动形式，噪声是声音形式，但往往被同时研究，噪声引起的根源主要是振动。噪声是我们城市主要污染之一，特别是在繁华的大都市，城市的噪声 70%来自交通，交通噪声大部分来源于汽车，2014 年底，我国机动车保有量达到 2.64 亿辆，机动车驾驶人数量突破 3 亿人，汽车驾驶人超过 2.46 亿人，去年全国新增机动车 2188 万辆，有 10 个城市的机动车保有量超过 200 万辆^[48]。现代汽车的开发中，噪声等级的高低被认为是衡量汽车质量的重要标志之一。要减少振动与噪声，就要了解振动噪声的来源，从汽车构造及运动原理来看，汽车的动力源主要是发动机，然后通过变速器将动力传递给车辆底盘，从而驱动汽车在路面上行驶。很显然，发动机在工作的时候会产生噪声，轮胎与地面接触会产生轮胎噪声，车辆行驶会产生空气噪声，且车辆内部也会产生一定的噪声。由此可见，噪声的来源相对比较复杂。但是要进一步研究和了解噪声的来源，先要从噪声的分类出发。通常从噪声的传递途径来分，可以分为机械振动导致零部件间传递的噪声和车身及零部件周围的气流振动引起的噪声，如发动机缸内点火对周围零部件冲击产生的噪声，属于机械振动噪声，而发动机的进排气及风扇噪声等这些属于空气气流振动引起的噪声。如从噪声辐射的方式来分，可分为零部件表面向外辐射和直接向大气辐射的噪声两类。直接向大气辐射噪声源通常有进排气噪声和风扇噪声，它们都是由气流振动而产生的空气动力性噪声，如根据噪声不同位置，还可以分为车内和车外噪声两种，产生车内噪声的主要振动源和声源有：

(1) 发动机不同气缸内点火做功导致系统不平衡引起的振动。系统的受力不平衡将振动传递到变速器，并最终通过悬架系统传递给车身。从而导致车身振动并最终将噪声辐射到车内，发动机的运行将进排气、结构风扇等噪声通过车身的空隙等传至车内，引起车内噪声；

(2) 车辆在高速行驶时，车身周围空气流动激励车身的高频振动，并引起车内的高频噪声；

(3) 车辆传动系由于齿轮啮合及质量不平衡产生的振动，传到车身引起车身振动并进而辐射中频噪声至车内，运转发出的噪声则由空气传播至车内；

(4) 悬架系统由于路面不平引起起振动，这种振动通过悬架与车身的支点传至车身引起振动，进一步造成车内低频噪声。

车外噪声主要包括发动机噪声、底盘噪声、轮胎噪声以及汽车附件与电气系统产生的噪声等，无论是车内噪声还是车外噪声，发动机噪声是汽车噪声的

一个重要组成部分。

2.1.3 传统减振降噪方法

近年来，随着用户对环境法规的重视，尤其是对汽车 NVH 的要求，噪声的治理已列入到了国家强制标准中。对于出口整车，则需要符合国外相关噪声标准。如国内重汽对于出口车型，要求整车的噪声由原来的 84dB 降至 80dB^[40]。

通常人们研究汽车噪声都从发动机这个动力源开始。噪声的研究与振动是息息相关的，所以要减少噪声也一般从减少振动出发。要研究减振方法，就要从发动机的振动形式，形成机理开始。发动机在运行中产生的振动形式多种多样，如活塞沿气缸上下运动产生对曲轴的惯性力产生的振动，不同气缸的点火产生的不平衡力引起的振动等，通常可以在曲轴的一端增加平衡块来解决，还可以通过改变发动机结构来调整系统的固有频率，避免结构共振，最终减少振动。要削弱振动源和避免共振，首先应该从设计阶段考虑，充分应用现有设计方法，如有限元设计、可靠性设计、优化设计、结构辅助设计以及智能系统和专业系统设计等。共振贯穿于整个发动机的结构设计，是结构设计中必须考虑的一大因素，但又往往无法完全避免共振，因此常用增大系统阻尼或动用吸振器来减少振动响应。橡胶是一个高分子粘弹性阻尼特性的材料，在发动机以及车身车架乃至整个机械工程领域，得到了广泛的应用，如车架连接件的隔振件以及发动机隔振件应用比较成熟。除了橡胶隔振，还有采用螺旋钢丝绳车架隔振，钢丝绳作为减振元件具有低频大阻尼的变参数性能，因而能有效地降低机体振动，与传统的橡胶隔振相比，具有抗油、抗腐蚀、抗温差、耐高温、耐老化以及体积小等优点。传统的降噪方法还有液压隔振，液压隔振是传统橡胶支承与液压阻尼成一体的结构，在低频范围内能提供较大的阻尼，对发动机振动有大幅度减弱的作用。从机械振动角度分析噪声处理，目前也都有各自的应对措施及解决方案，但减振元件使用的材料基本上都离不开橡胶，因此橡胶减振在汽车工业中的应用越来越广泛。

2.2 发动机密封减振原理

发动机是整个汽车的动力源，要不停的给汽车传输动力。然而发动机在运行过程中，由于缸内高温燃烧产生高爆发压力，活塞往复运动，发动机运行工况恶劣，需要有良好的冷却和润滑才能保证发动机的正常运行。在冷却液、润滑油以及汽油的通道接口处，都需要密封。所以在发动机内大部分配合零部件

之间需要使用密封件。如储存机油的油底壳与曲轴箱的油底壳密封垫片，进气歧管与缸盖连接的进气歧管密封垫片，发动机气缸盖罩与气缸盖之间的气缸盖罩密封垫片等。究其应用场合而言，发动机密封垫片就有数十处。密封垫片种类较多：有金属密封垫片，如缸体缸盖之间的气缸垫，是目前新型发动机设计中比较常用的垫片结构；纤维垫片，如进气歧管垫片；橡胶垫片，如气缸盖罩垫片等。垫片结构类型的选择根据不同的应用环境而定。密封垫片最基本的功能是密封，传统密封垫功能主要是防止内部型腔或者通道里的介质外漏，同时防止外部的物质进入内部型腔或通道，密封垫广泛应用于发动机与变速箱等领域。在国内外各种密封技术都比较成熟，然而在发动机设计过程中，经常会碰到减振的问题，密封垫如能在满足密封功能的基础上，增加其他零部件达到减振效果，即可满足密封与减振双重功能。如以气缸盖罩为例，如图 2.2 与图 2.3 所示，图 2.2 是纯密封功能的密封垫片结构，图 2.3 是带有减振功能的密封件结构，从图片上可以看出两者的区别，密封减振系统多了减振螺栓，且密封垫片的结构设计也

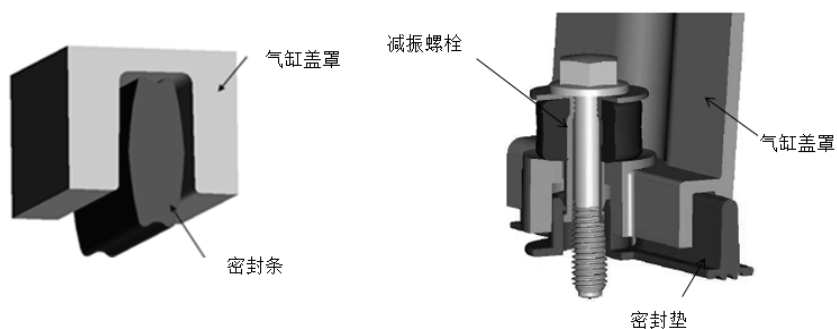


图 2.2 纯密封功能的密封垫片

图 2.3 密封带减振功能的密封系统

不同。密封减振系统装配示意图如图 2.4 所示，从密封原理来看，对于传统的密

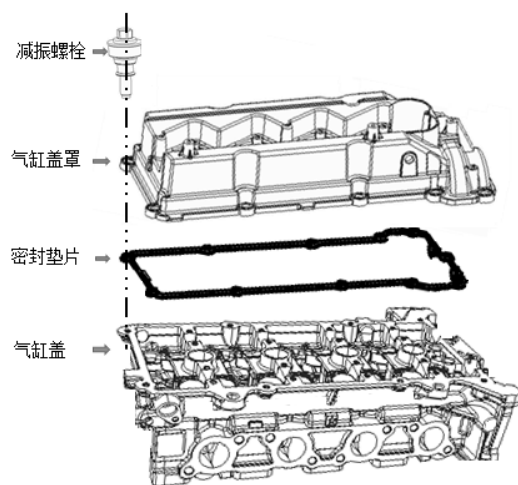


图 2.4 密封减振系统装配示意图

封垫片设计，密封垫片在螺栓力的作用下将上下法兰拧紧，这里所指的上下法兰分别为图 2.2 所示的气缸盖罩，以及与之配合的另一法兰气缸盖，密封垫片被完全压缩在带有凹槽的法兰零件内，以达到密封的效果，在工况下这两个法兰零件是完全接触的，如一个法兰有振动，将被传递到另一个零件，气缸盖罩是薄壁零件，振动在传递中可能放大。要减少振动，也即通过密封件来隔振，需要想办法尽量减少两法兰面之间的接触面积，所以传统的密封垫片没有办法实现减振功能，只有通过密封垫片截面设计的改型，才能够达到减振的效果，如图 2.3 所示。隔振原理与吴丽平等^[25]研究的发动机橡胶减振垫的限位设计类似，通过限位结构以减少零部件之间的刚性接触，已达到减振的效果。本研究将密封垫片的横截面做成“T”型，保证两法兰在螺栓拧紧后被密封垫片隔离，为了保证密封垫片在合理的压缩范围内以确保密封，可在减振螺栓上安装金属限位垫圈来实现。

2.3 密封减振系统与传统密封开发流程的区别及关键要素

密封减振系统在开发流程上与传统密封类似，主要的区别在于密封减振系统在设计开发时需要考虑减振的功能。两者在开发流程上首先都要从最开始的设计输入着手，先要了解与密封相配合的法兰零件设计、法兰材料类型、加工工艺、表面加工精度等，除此之外，还要了解需要密封的介质，由于密封介质的不同，密封垫片使用的材料也不同，如表 2.1 所示，如要密封冷却液，则需要用 EPDM 三元乙丙橡胶，如需同时密封油和水，则需要选择 HNBR 氢化丁晴橡胶，密封机油一般使用 ACM 聚丙烯酸脂橡胶等。

表 2.1 橡胶材料选择

所耐介质	EPDM PEROXID	HNBR PEROXID	ACM	AEM	MVQ	FKM BISPHENOL	FKM PEROXID
矿物油	---	+++	+++	+++	-++	+++	+++
合成油	---	-++	+++	-++	--+	-++	-++
合成油 (胺基)	---	-++	+++	-++	--+	--+	-++
燃油	---	--+	---	---	---	+++	+++
冷却液 (100℃)	+++	-++	---	--+	-++	---	-++

除了要知道密封介质类型外，还需要了解内部介质的最大压力，运行最高温度，CAD 模型以及螺栓规格等级等信息。从这些输入可以初步选取合适的密封垫片材料。在材料选择上，两者的主要区别在于：密封减振系统要考虑密封垫

片与减振螺栓中减振垫圈的力学平衡，所以密封垫材料的硬度选择对密封减振系统十分关键。根据法兰零件的数模，可以知道凹槽的具体尺寸，初步判断密封垫片的截面形状。密封垫片的设计结构形状有很多，如 I 字型、星型以及 T 型等，如图 2.5 所示。

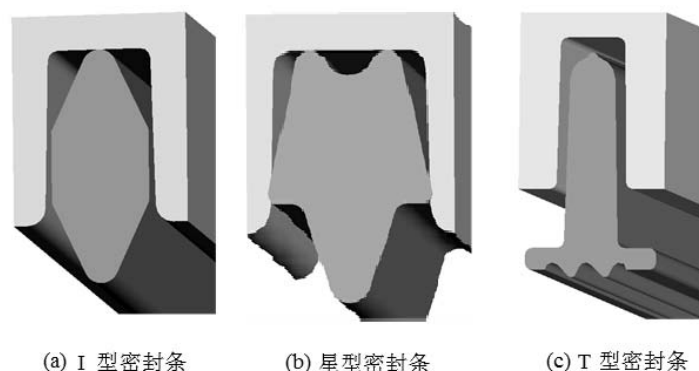


图 2.5 密封垫片基本截面类型

在密封垫片截面选型的过程中，先根据槽的尺寸初步确定密封垫片截面形状，最终需要通过有限元分析来确定，与一般密封垫片开发所不同的是，除了需要确定密封垫片截面的形状外，还要根据输入通过有限元分析以确立减振螺栓的设计。

在密封减振系统的开发流程中，关键需要确立密封垫片的截面形状以及密封垫片的材料，其次需要确立减振螺栓的结构。

2.4 CAD 及 CAE 相关软件简介

本课题所使用的 CAD 软件主要为二维 AutoCAD 与三维软件 ProE，二维 AutoCAD 主要用于设计密封垫片截面以及垫片轮廓布置，三维软件主要用于密封垫片三维模型的建立。设计的密封垫片通过 CAE 有限元进行分析验证，其中 CAE 分析主要使用的软件为 Hipermesh 与 Abaqus。

2.4.1 CAD 制图及模型建立

AutoCAD (Auto Computer Aided Design) 是 Autodesk 公司开发的计算机辅助设计软件，是汽车行业及其他制造业等常用的一个制图软件，主要用于二维绘图、详细绘制、设计文档和基本三维设计^[49]。本文中也有一定的应用，主要用以密封垫片与减振垫圈二维截面设计以及垫片轮廓线的布置等。AutoCAD 具有相对良好的用户界面，可以在主菜单调用不同命令以方便各种操作。并根据

需求将命令放置在自己熟悉的位置，在不断实践的过程中更好地掌握它的各种应用和开发技巧，从而不断提高工作效率。AutoCAD 具有广泛的适应性，它可以在各种操作系统支持的计算机和工作站上运行。因此它在全球广泛使用，可以用于土木建筑、装饰装潢、工业制图、工程制图、电子工业以及服装加工等多方面领域。

本文使用的另一个 CAD 软件为 Pro/E，此软件是美国参数技术公司（Parametric Technology Corporation,简称 PTC）的重要产品，在目前的三维软件中占有重要的地位。很多主机厂使用该软件进行三维模型的建立、二维详图的绘制等。本文除了使用该软件进行三维模型建立与二维详图绘制外，还在设计初期对两个法兰进行配合面的抽取，并利用 AutoCAD 对两个法兰配合面进行叠加，如图 2.6 所示，这对密封垫片两维截面的设计起到了至关重要的作用。

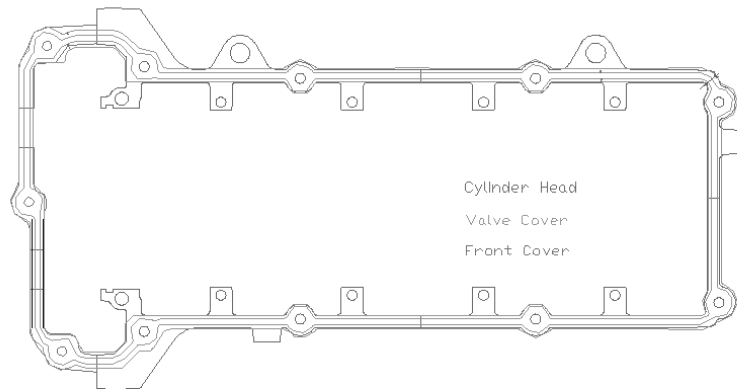


图 2.6 密封垫两配合法兰合并图

2.4.2 CAE 网格划分及模型分析

CAE 有限元分析在现代汽车行业及其他制造业起到了不可估量的作用，该分析的出现大大减少了由于设计不合理导致的工程更改，节约了时间并降低了开发成本。在开发前期使用有限元分析模拟实际的工况，来评估设计是否满足使用要求。本文涉及的 CAE 软件主要包括网格划分与模型分析两种。网格划分使用 Hypermesh，是 Hiperworks 平台的一个模块，Hiperworks 平台囊括了几乎旗下所有的产品，因此可以说 HyperWorks 是一套工程完整的软件环境，通过 HyperWorks 可以很好的调用 Altair 的前后处理，优化解算器，多体动力等分析软件^[50]。Hipermesh 是一款功能强大的软件，在有限元分析的前后处理做了突出的贡献。拥有全面的 CAD 和 CAE 求解器接合、强大的几何清理和网格划分功能。本文使用 Hipermesh 网格划分功能，在前处理中对所有参与分析的模型进行网格

划分。为了使模型分析接近实际工况，对网格单元的要求也越来越高，数以万计的合格网格单元需要有良好的软件来实现。在现代产品开发过程中，有限元分析成了不可或缺的一部分，所以该软件也得到了越来越广泛的应用。

CAE 有限元分析的另一软件为模型分析软件，常用的模型分析软件有 Ansys 与 Abaqus。Ansys 主要运用在线性且相对简单的模型分析中，而 Abaqus 被认为是功能最强的有限元分析软件之一，特别是在非线性分析领域，使用较为广泛。由于考虑到模型的复杂性，如使用 Ansys 分析过于简化，无法接近实际工况，所以最终选用了 Abaqus 这一强大的软件作为模型分析软件，该软件可以分析复杂的固体力学、结构力学系统，特别是能够驾驭非常庞大复杂的问题和模拟高度非线性问题^[51]。Abaqus 公司是世界知名的有限元分析软件公司，该公司的技术实力是非常强大的，发展也相当迅速，根据用户的反馈不断解决各种技术难题并改进软件，如今 Abaqus 软件已逐步完善，在制造业特别是汽车行业得到了广泛的应用。

2.5 本章小结

分析了振动原理、噪声来源以及传统减振降噪的方法，根据密封减振原理，分析了传统密封与密封减振系统开发流程的区别及关键要素：

- (1) 采用隔振的方法，通过使用密封垫片与减振螺栓将气缸盖罩与气缸盖隔离，以达到减振的效果；
- (2) 根据密封减振原理，确定了橡胶作为系统主要部件的材料；
- (3) 考虑到系统力学平衡，系统中的密封垫片应选择硬度偏软的材料，带减振功能的密封垫片一般选用 T 型截面以达到更好的减振效果；
- (4) 对设计过程中用到的 CAD 与 CAE 关键软件进行了介绍。

第 3 章 发动机气缸盖罩结构及相应密封减振方案设计

3.1 发动机气缸盖罩结构

随着发动机技术的快速发展，特别是发动机轻量化需求，导致发动机各个零部件的设计也相应发生变化。就发动机气缸盖罩而言，壁厚将越来越薄，材料密度也会越来越小，从铸铁材料，到现在用的比较广泛的铝、铝镁合金以及到塑料。这些结构和材料的变化可以为发动机的轻量化做贡献，但是会带来另外一些不利因素。就密封而言，由于结构强度的降低，在同等螺栓载荷条件下，如使用同样的密封垫片，则气缸盖罩盖结构强度薄弱部位容易发生形变，垫片的回弹不易弥补变形带来的间隙，从而导致泄漏。所以密封是一个系统的问题，不仅与密封垫结构以及材料有关，还与周围配合零部件密切关联。随着气缸盖罩结构以及材料的变化，发动机气缸盖罩密封垫片的结构由平面垫片，改成了橡胶密封垫片，更好的弥补法兰变形产生的间隙以提高密封性能。发动机气缸盖罩结构更改带来的另一个问题就是振动，由于壁厚变薄，振动辐射增强，且随着爆发压力的提高，发动机活塞的往复运动对缸盖的冲击也将增强，发动机气缸盖罩直接与气缸盖配合，再加上气缸盖罩本身的结构变化，振动会通过发动机气缸盖经过密封垫片传递到气缸盖罩，如图 3.1 所示为某发动机气缸盖罩。

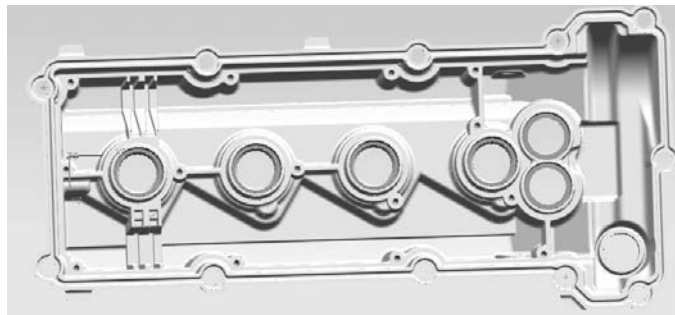


图 3.1 某发动机气缸盖罩模型示意图

3.2 气缸盖罩槽的尺寸对密封垫片结构的影响

气缸盖罩的结构设计直接影响密封垫片截面的设计选型，特别是材料类型、凹槽的尺寸及其加工方式。通常以槽的长宽比作为一个基本的设计参数来选择密封垫片，一般长宽大于 1.3 的选用 I 型或者 T 型等截面密封垫片，长宽小于 1.3 的选用星型或其他特殊形式的截面。对于需要减振功能的密封垫片，一般

选用 T 型截面。由此可见，密封垫片截面的选择离不开气缸盖罩凹槽的结构，设计时两者相互配合。对于本课题研究的减振密封垫片，与其配合的气缸盖罩凹槽结构如图 3.2 所示，气缸盖罩采用的材料为铝，铸造而成。

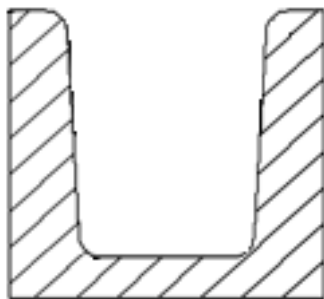


图 3.2 气缸盖罩凹槽结构示意图

3.3 成功设计密封减振系统

成功设计密封减振系统，需要找到关键点和突破口。原型机的密封垫片截面为普通 T 型结构，但在试验过程中产生了泄漏，且没有达到预期的减振效果。本课题根据这一关键输入，对密封垫片截面的选择做了慎重考虑，同时兼顾密封与减振两大功能，对 T 型截面做了相应的设计改型，改进前后截面如图 3.3 所示。由于原型机的 T 型密封垫片在槽的深度方向比较狭长，所以在安装过程中，容易产生侧偏，也即不对中，这样密封垫片的上下两端密封波纹很难均匀的受压，受压不均匀密封力就会相应的减少，从而失去预期的密封性能导致泄漏。在密封垫片底端增加两个密封波纹，减少槽内截面长度，既可以增加密封波纹数量，也可以防止垫片在凹槽内侧弯从而使得受压更加均匀。

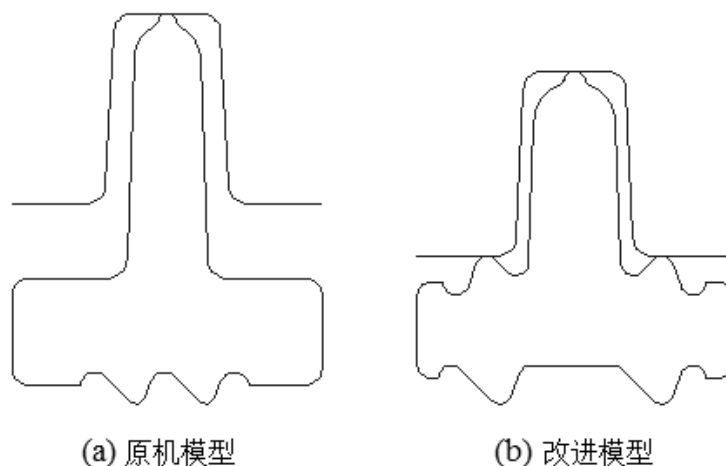


图 3.3 模型改进前后对比

3.4 发动机气缸盖罩密封减振设计方法及过程

3.4.1 发动机气缸盖罩密封减振初步设计流程

发动机气缸盖罩密封减振系统由于同时兼顾密封与减振两大功能，所以在设计最初需要将两大功能同时考虑，整个设计流程从最开始的应用输入、外围环境着手，通过严谨的结构选型和有限元分析验证，最终达到预期的设计目标。

3.4.2 初步方案选型

根据密封减振系统的使用工况、应用环境以及密封件相配合的法兰零件，可以初步选定设计方案。设计方案主要体现在材料与结构选择这两方面，考虑到密封配合零件刚性小，即工况下变形较大，所以要选用回弹较好的材料作为其密封材料，考虑到减振功能，需选用粘弹性高阻尼特性的材料，综合两者考虑，橡胶同时兼备这两个性能，所以在材料选择时，优选橡胶材料作为系统关键零部件的材料。结构的选择主要考虑密封垫片的截面，为了达到隔振效果，应选用 T 型密封截面，当发动机在运行时，可以将气缸盖与气缸盖罩之间隔离以减少振动的传递。

通常对于橡胶零件的设计，压缩量需要被严格控制，在传统的密封垫片设计中，橡胶压缩范围直接由凹槽的深度来控制。但在本模型中，由于 T 型外露部分的橡胶没有办法受到法兰的直接限位，所以要借助其他零部件来解决橡胶的压缩限位问题。在减振螺栓总成中，增加一金属衬套，以确保密封垫片在螺栓拧紧后，可以被减振螺栓上的金属衬套所限位。从减振原理分析，要把缸盖尽量少的振动传递到与之配合的气缸盖罩，即尽量减少刚性接触。所以在该系统中，气缸盖罩与缸盖是不接触的，唯一刚性接触的是减振螺栓的金属衬套与缸盖。由于衬套需要受到轴向力，在与缸盖接触的地方需要翻边处理，以提高系统安装的平稳性，同时减少缸盖表面受到破坏的风险。在减振螺栓总成里，需要用到另一弹性元件以维持与密封垫片的力学平衡，也即减振螺栓总成中的减振垫圈。

3.4.3 材料选择

该系统由一个密封垫片与数个减振螺栓总成组成，其中密封垫片与减振螺栓总成中的减振垫圈材料选择尤为关键，选择时需同时考虑密封与减振功能。

橡胶材料在密封行业中使用非常广泛，可以用在发动机的油底壳密封垫、正

室齿轮密封垫及发动机气缸盖罩密封垫等。其橡胶密封垫的结构种类也有很多：有金属橡胶边缘模压密封垫、金属镶嵌式密封垫以及纯橡胶密封垫片等。橡胶材料的选择不但要需要耐介质性，还需要同时考虑到垫片的结构，如金属橡胶模压结构的垫片，需要考虑橡胶材料与金属之间的兼容性，也即粘接强度。选材时除了要考虑到上述因素外，还需要考虑其他特殊要求，如有些终端客户，会指定材料，他们不希望用硅橡胶，归其原因是硅胶有潜在污染内部介质的风险，假如使用时间过长会使机油起泡。

橡胶具备良好的隔振效果，在隔振应用上使用非常广泛，所以在该系统选择材料时，方向比较明确，在密封垫片与减振垫圈上使用橡胶。橡胶种类较多，选择时考虑的因素也较多。从减振角度考虑，由于减振需要最大可能的减少两个金属法兰面的接触，用两个橡胶零件作为该系统的两个受力部件将发动机气缸盖罩盖悬置在两个橡胶元件之间。也即密封垫片需要与减振垫圈保持力的平衡，简化结构如图3.4所示。由于密封垫片围绕整个发动机气缸盖罩一圈，而螺栓减振垫圈只分布在发动机气缸盖罩的螺栓位置。所以从受力平衡分析，作用在密封垫片上的平均压力要小于作用在单个减振垫圈上的力。从而在选择材料时，需要考虑到橡胶的机械性能，即材料的硬度作为重要的指标，密封垫片材料选用硬度较低的橡胶材料，而减振垫圈需要选用硬度相对较高的橡胶材料。该系统中的减振垫圈裸露在气缸盖罩外部，不需要考虑与内部介质的兼容性，所以硅胶的使用在此处并未受到相应的限制。

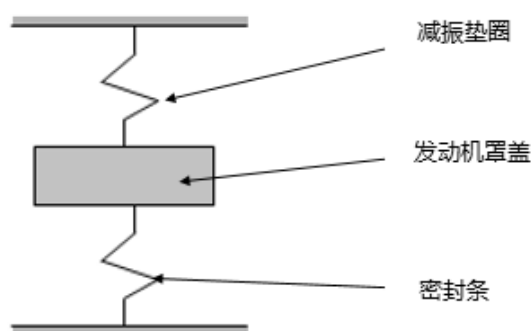


图 3.4 系统简化结构示意图

3.4.4 设计流程及隔振理论分析

3.4.4.1 设计流程

该系统设计时，先深入解实际应用工况，然后依据工况选择合适的结构。本系统是基于原型机密封减振失效而进行了结构改进。原型机使用传统的 T 型

截面，试验初期（2-3 小时）开始出现泄漏。初步分析可能是由于 T 型密封垫片在法兰凹槽受力不均匀，安装时发生侧偏，导致上下密封波纹不能均匀的受压，从而不能产生足够的密封力而发生泄漏，另一原因可能是密封垫片与减振垫圈没有达到系统力学的平衡，密封垫片在凹槽受压后如图 3.5（a）所示。

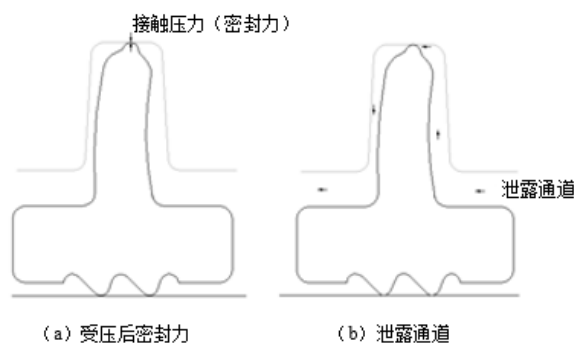


图 3.5 密封垫片受压后示意图

垫片在气缸盖罩凹槽内受压变形后，密封波纹与槽产生的密封力不足导致泄漏，泄漏通道如图 3.5（b）所示，为了避免这个问题，需要缩短槽内密封垫片的高度，使之受压后不易变形，但这样会导致密封垫片压缩量相应的减少，从而使垫片密封波纹与凹槽相互作用产生的密封力相应的减少，同样会形成泄漏通道。如在密封截面其他部位增加密封波纹应能解决这一问题。所以本文在设计初期，从泄漏原因出发，找到导致泄漏的根本原因，并相应找到突破口。

为了增加密封的可靠性，可以在密封截面上增加密封波纹来实现，截面更改前后如图 3.6 所示。由于槽内密封波纹很可能不会均匀的受压，所以原型机的泄漏通道不能通过槽内的密封波纹来阻止，如图 3.5（b）所示的泄漏通道，但可以在截面其他部位做考虑，如槽内不可行，可以转向槽外，如在 T 型横向截面增加密封波纹，图 3.6（b）所示，从改进后的密封垫截面可以看出，即使在安装过程中，凹槽内的密封垫片产生变形，也不会影响整个密封，潜在的泄漏通道已被槽外的波纹所阻止，也即有其他额外的密封波纹参与密封。

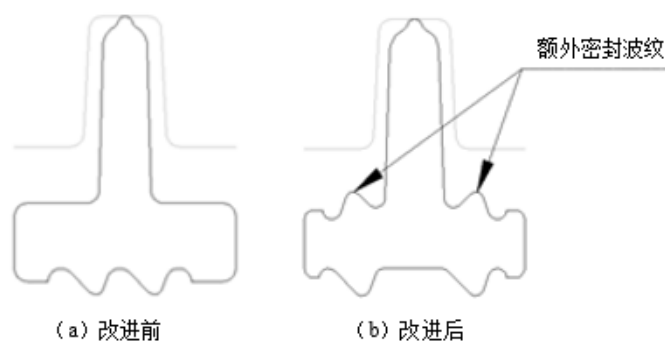


图 3.6 截面改进前后示意图

大概方案定锁定以后，通过 FEA 有限元模拟分析，验证方案的可行性。由于凹槽的尺寸有制造误差，密封件也有加工误差，所以在 FEA 有限元分析时需要考虑极限公差以保证设计的合理性。当凹槽最大，也即凹槽的各个尺寸达到最大所允许的值，密封垫尺寸最小，即密封垫截面的各个尺寸达到最小所允许的值，这时两个截面配合后所做的分析称为 LMC 最小实体状态分析，通过两维有限元分析可以知道此时的密封力，这时分析出的密封力为极限最小密封力，如果在 LMC 状态下得到的密封力能满足密封要求，则设计的密封件只要在加工合格范围内都能实现密封功能；当凹槽最小，密封垫尺寸最大时，也即 MMC 最大实体状态，这种状态下可以验证密封垫片在凹槽以及另一配合法兰零件拧紧的情况下，密封垫片是否会有被压裂的风险。不同状态下的 FEA 分析模型如图 3.7 所示，模型中的 LMC 是指最小实体状态，NMC 为理论状态，MMC 为最大实体状态。

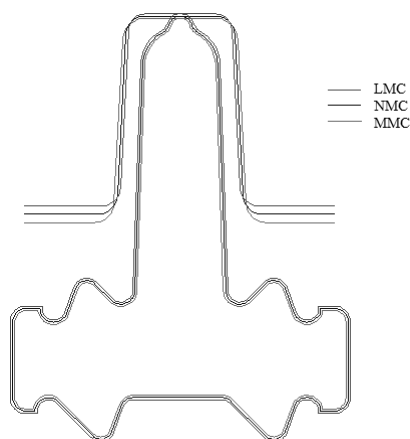


图 3.7 FEA 两维有限元分析模型

在第一轮密封垫片截面设计时，只在原型机设计增加了两个密封波纹，调整了其他波纹尺寸和位置，并进行了 FEA 有限元分析。由于密封垫片设计需要

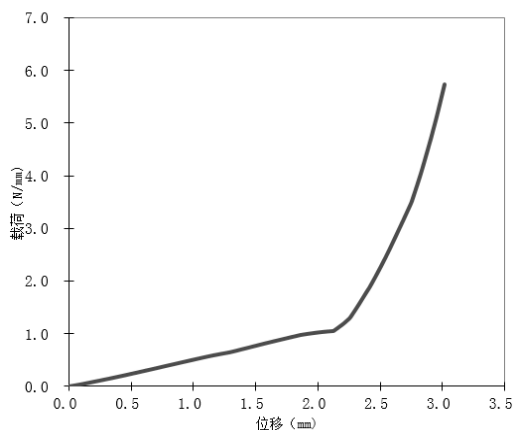


图 3.8 密封垫片载荷变形曲线

同时考虑到减振，所以在进行二维有限元分析时需要计算密封垫片的载荷变形曲线，也即刚性曲线，如图 3.8 所示。通常减振需要相对平缓的刚性曲线，从图中可以看出，在密封垫片压缩了至 2.0mm 左右载荷出现了明显的拐点，也即刚性发生了急剧变化，刚性突然增加对系统的固有频率有影响，也即影响系统的减振效果。不符合最初设计目标，所以密封截面的设计需要根据结果做相应的调整，调整后的截面再次进行有限元分析，以找到符合要求的密封垫片截面。

减振垫圈的设计流程相对简单，由于不需要密封，所以只需考虑减振功能，需要依据安装垫圈座的结构、安装空间以及螺栓的尺寸来确定，减振垫圈座结构如图 3.9 所示。减振垫圈在定义尺寸时，需要考虑 MMC 最大实体情况下，确保受压后的外边缘不能触碰至气缸盖罩壁，由于一旦触碰则垫圈刚性曲线产生变化，从而影响整个系统的固有频率，最终影响系统的减振效果。

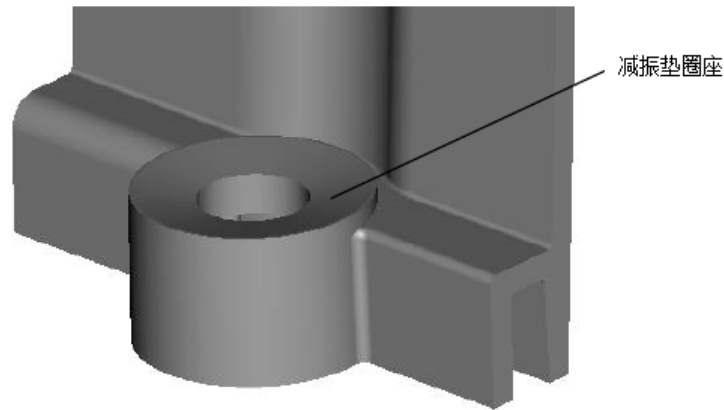


图 3.9 减振垫圈座结构示意图

3.4.4.2 隔振理论分析

密封减振系统设计的关键要素是需保持系统力学平衡，系统可以通过简易模型来进行描述，如图 3.10 所示的简意模型^[21]，也即密封垫片所承受的力需要与减振垫圈的力保持平衡，密封垫片与减振垫圈可以看成两根不同刚度为 K_1 、 K_2 的弹簧，弹簧的作用是用来吸收外界传来的振动能量以尽可能少的振动传递到

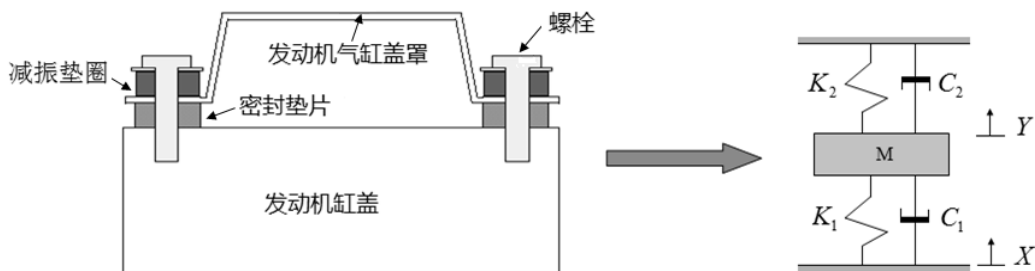


图 3.10 力学平衡系统简易模型^[21]

发动机气缸盖罩，并将发动机气缸盖罩保持很好的力学平衡， M 为隔振系统的重量， X 、 Y 分别为气缸盖激励振幅与气缸盖罩响应振幅， C_1 、 C_2 分别为密封垫片与减振垫圈的阻尼系数。

系统减振功能考虑的因素相对复杂，影响减振效果的主要参数为系统的固有频率，所以要使减振效果达到预期，要先知道系统的固有频率，并了解固有频率与减振效果的关系。该系统由密封垫片、若干减振垫圈以及气缸盖罩组成，固有频率 $f(\text{Hz})$ 可以根据式 (3.1) 计算，从式中可以看出，先要分别得到总的刚度 $K(\text{N/m})$ ，再求出系统的总重量 $M(\text{kg})$ 。刚度又分为动刚度与静刚度，静刚度是静载荷下抵抗变形的能力，动刚度是动载荷下抵抗变形的能力。由于系统在缸盖的激励下运行，给系统施加的载荷为动载荷，则系统的固有频率需要用动刚度来计算。

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (3.1)$$

系统总动态刚度 K 的计算，先要通过两维有限元分析分别计算得到密封垫片与减振垫圈的载荷变形曲线，如图 3.11 所示，垫片受压后的变形量作为横坐

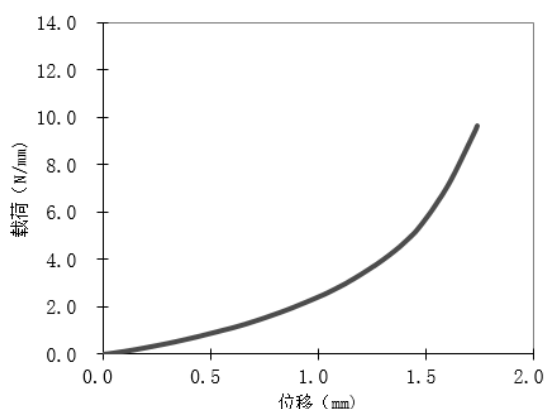


图 3.11 密封垫片载荷变形曲线示例

标，载荷为纵坐标，不同的压缩量对应不同的载荷，在坐标中的各点形成一条曲线，即为所需要的载荷变形曲线，曲线横坐标变形量的单位为 mm ，纵坐标载荷的单位为 N/mm ，即对垫片每毫米长度内所施加的力，实际对垫片施加的力应为单位长度内的力乘以密封垫一圈的周长，总载荷的单位为 N 。对曲线上的任意点做切线，所得到的斜率即为该点的静态刚度。载荷变形曲线可以用高斯方程来简化，如式 (3.2) 所示，其中 $a \sim g$ 字母为常量。 x 为受压后的变形量，即位移， y 为施加的载荷。

$$y(x) = ax^6 + bx^5 + cx^4 + dx^3 + ex^2 + fx + g \quad (3.2)$$

当密封垫片与减振垫圈受压后达到系统力学平衡时，即可在各自的载荷变形曲线得到对应的点，对该点取斜率即为该零件的静刚度，可以用式 (3.3) 表示。

$$y'(x) = 6ax^5 + 5bx^4 + 4cx^3 + 3dx^2 + 2ex + f \quad (3.3)$$

其中， x 为垫片被压缩后的高度；

$y'(x)$ 为 x 点所在位置的斜率，即为静态刚度。

通过载荷变形曲线可以得到静态刚度，然而系统固有频率的计算动态刚度，动态刚度与系统激励频率、振幅以及系统设计等因素有关，当激励频率大于 15Hz 时，动态刚度趋于稳定（发动机的工作频率远大于 15Hz），且与静态刚度存在一定的关系，因此动态刚度可以通过静态刚度得到，根据经验，同时为简化计算，本模型使用的动态刚度值设为 3 倍的静态刚度，从而可以知道系统总动态刚度 K ，也即如式 (3.4) 所示， K_1 为密封垫片的动态刚度， K_2 为减振垫圈的动态刚度。

$$K = K_1 + K_2 \quad (3.4)$$

系统重量也即减振系统总重量，即为发动机气缸盖罩、密封垫片与所有减振螺栓总成的总和，将动态刚度与系统重量代入式 (3.1) 中，即可以计算出系统的固有频率 f 。

除了要计算出系统本身的固有频率外，还需要知道系统材料的损耗因子。在计算系统的损耗因子之前，需要知道每个零部件的损耗因子，即材料损耗因子，损耗因子本文用 η 表示，材料损耗因子又称阻尼因子、损耗因数或损耗角正切，是黏弹性材料在交变力场作用下应变与应力周期相位差角的正切，也等于该材料的损耗模量与储能模量之比。材料的损耗因子根据试验获得，根据式 (3.5)^[21] 可以计算系统损耗因子 η 。 η_1 为密封垫片的损耗因子， η_2 为减振垫圈的损耗因子， K_1 为密封垫片的动态刚度。 K_2 为减振垫圈的动态刚度。

$$\eta = \frac{\eta_1 \cdot K_1 + \eta_2 \cdot K_2 + \dots}{K_1 + K_2 + \dots} \quad (3.5)$$

通过计算系统固有频率以及系统损耗因子，最终目的是评估出减振系统的减振效果。本文使用减振系统的振幅传递率 T 来描述减振效果，即经过减振系前后振幅的比值，如式 (3.6)， X 为缸盖激励振幅， Y 为气缸盖罩响应振幅。

$$T = \frac{Y}{X} \quad (3.6)$$

振幅传递率随着激励频率的不同而发生变化，也即减振效果不同，如式(3.7)^[21]所示，式中 f 为系统的固有频率， f_0 为激励频率。从式中可以推断，当 $f_0 = \sqrt{2}f$ 时， $T = 1$ ，即输出振幅与输入振幅相同，无减振效果，当 $f_0 > \sqrt{2}f$ 时， $T < 1$ ，输出振幅小于输入振幅，即有减振效果。所以可以定义 $\sqrt{2}f$ 为系统隔振频率。

$$T(f_0) = \frac{(1 + \eta^2)}{\sqrt{\left[\left(\frac{f_0}{f}\right)^2 - 1\right]^2 + \eta^2}} \quad (3.7)$$

评判减振系统的减振效果，用分贝 dB 表述比较直观，即通过减振系统后，对应发动机罩盖减少的分贝数。从公式(3.8)、(3.9)可以看出，系统减振效果即分贝数的减少量，可以直接对传递率 T 取对数求出，其中 X, Y 分别为激励振幅与响应振幅。

$$dB = 20\log(T) \quad (3.8)$$

$$20\log(Y) - 20\log(X) = 20\log(T) \quad (3.9)$$

根据上述推理，如知道各个激励频率下的传递率，也即可知道系统在不同频率下降低的分贝数，也即减振效果。

通过上述建站理论分析，可知道减振系统中任何参数的变化，都会直接影响减振效果，如做设计时完全依赖公式来进行，那是相当繁琐和复杂的，所以在进行系统计算和设计验证时，可以将相关的公式输入到计算机，通过力学平衡工具，即 **Balance** 工具来进行辅助设计，并将系统输入分解为不同的输入参数，直接可以将减振效果输出，如表 3.1 所示。

表 3.1 减振系统典型输入与输出

设计输入	
垫片波纹高度 (mm)	1.35
去除波纹后的垫片高度 (mm)	7.32
垫片周长 (mm)	1476.32
垫片宽度 (mm)	8.5
垫片波纹直径 (mm)	0.3
垫片波纹数量	2
垫片材料	xx
垫片压缩率 (%)	13
减振垫圈 ID (mm)	13.37
减振垫圈 OD (mm)	18
减振垫圈高度 (mm)	6.5
减振垫圈材料	xx
系统重量 (Kg)	4.335

螺栓数量	11
螺栓直径 (mm)	6
衬套 ID (mm)	6.6
衬套 OD (mm)	8.6
法兰厚度 (mm)	4.5
法兰变形厚度 (mm)	4.5
最大系统载荷 (g)	0
最高温度 (°C)	135
法兰宽度 (mm)	8.5
最大螺栓跨度 (mm)	172
法兰材料	Aluminum
法兰平面度	0.3
每个减振螺栓额外载荷 (N)	0
垫片 FEA Alpha	6.89
垫片 FEA Beta	2.64
减振垫圈 FEA Alpha	1.54
减振垫圈 FEA Alpha	2.20
减振螺栓实际压缩比	23.72
减振效果 (输出)	
垫片最小压缩率%	7.8
垫片最大压缩率%	14.9
减振垫圈最小压缩率%	21.2
减振垫圈最大压缩率%	26.30
自然频率 (Hz)	439.9
隔振频率 (\geq)	642.4

在 Balance 工具中，需要关注两个主要输出，其中一个为密封垫片与减振垫圈的最大最小压缩率，另一个为减振效果，如图 3.12 所示。减振效果图中的纵

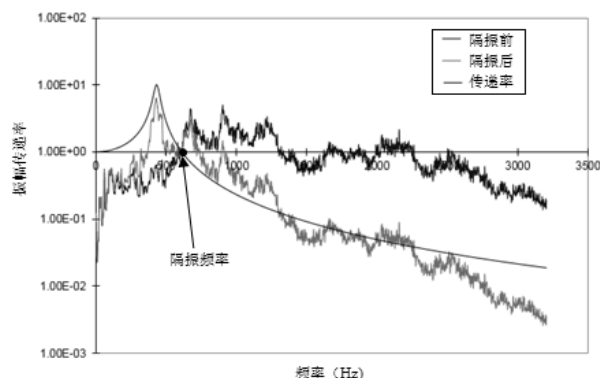


图 3.12 减振效果输出示意图

坐标为振幅传递率，横坐标为激励频率，蓝色曲线代表不同频率下的输入振幅，粉色曲线代表输出振幅，输出与输入的比值即为传递率，当激励频率大于系统

隔振频率时，即产生减振效果。

从隔振理论以及 Balance 工具分析可知，在密封减振系统设计时，需要通过有限元分析得到密封垫片与减振垫圈的载荷变形曲线，也即刚性曲线，作为 Balance 工具的输入，如发现输出不符合要求，需要对各个相关部件进行调整，使整个系统的两大输出满足设计要求。

3.4.5 详细设计

密封减振系统的详细设计过程中，除了使用 Balance 工具外，FEA 有限元也是一个非常重要的辅助工具。Balance 工具只能提供初步的设计验证，最终的设计评判还需要有限元分析来确立。有限元分析贯穿于整个设计，从 Balance 工具之前的初步截面设计到后续的设计定型，都需要用到有限元分析，有限元分析主要包括二维和三维分析。在整个系统设计过程中，密封垫片和减振垫圈截面的设计需要二维有限元分析来确立。减振螺栓的结构特别是限位衬套的设计需要三维有限元分析来确立，由于橡胶的压缩量需要受到严格的控制，所以需要通过三维有限元分析，来确保系统任一处密封垫片与减振垫圈的压缩量在合理的范围内。FEA 分析顺序为：先通过 FEA 二维有限元分析确立密封垫片与减振垫圈的横截面，再通过三维分析密封垫片与减振垫圈各处的压缩量，以确保橡胶在合理的压缩范围内。

3.4.5.1 密封垫片截面设计

密封垫片截面设计基于原型机，通过 FEA 二维有限元分析进行设计验证、更改、再验证的方式进行。二维有限元分析中的另外一个重要的输出为密封垫片与减振垫圈载荷变形曲线，将载荷变形曲线以及相关的数据输入到 Balance 工具后，

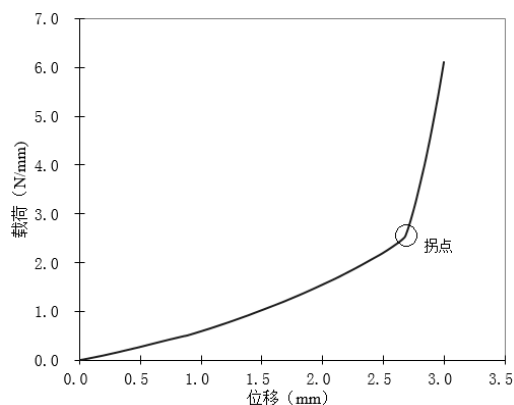


图 3.13 载荷变形曲线

如果输出不在合理的范围内，需要重新回到垫片以及减振垫圈的设计中，重新考虑做尺寸调整，在进行最开始的有限元分析时，采用原始模型进行分析，载荷变形曲线出现了拐点。由于考虑到减振功能，如果出现拐点，意味着垫片的刚度在出现拐点的地方发生了较大的变化，如图 3.13 所示，也就意味着影响整个系统的固有频率，从而影响减振效果。

出现这样的情况时，应该要回到最初的设计找出原因。从垫片在受压过程中的变形来看。当上下两个法兰零件逐步靠近时，3 个突起的密封波纹先受压，如图 3.14 所示。橡胶垫片从最开始受压到拐点出现之前，应力与应变之间是比较平缓的，在后期出现拐点，从力学角度分析，主要原因是由于密封垫片后期受压过程中，垫片凹槽部位受压左右不均匀，出现一边侧弯的情况，从而导致应力应变出现拐点。

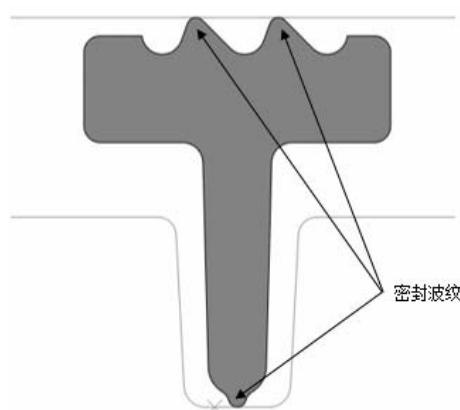


图 3.14 密封垫片截面

回顾原始模型在试验中发生泄漏失效，从 FEA 两维有限元分析结果可以看出，如图 3.15 所示，其应力应变分布是不均匀的，特别是凹槽内的密封波纹，虽然在分析中密封力比较充足，但是在实际应用中，由于考虑到密封件与配合

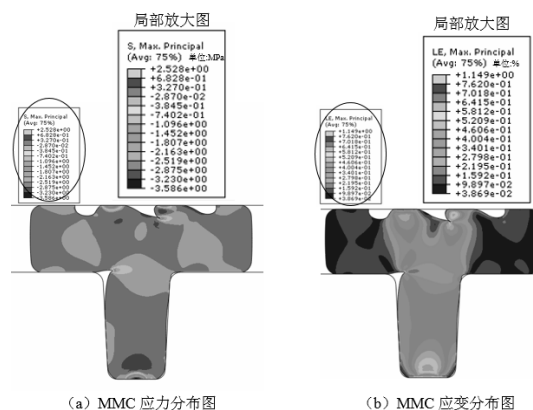


图 3.15 密封垫片有限元分析

零件的装配误差，很有可能在凹槽内的密封垫片在受压后变形更严重，也即单边效应严重，从而使凹槽的密封波纹压力过小导致密封失效。

在本系统研究过程中，先从截面设计入手，研究发现密封垫片截面设计的不合理性，从而抓住切入点。由于槽内密封的不稳定性，假如不考虑槽内密封，在其他部位增加密封波纹，是否可以满足密封要求。这就要求先从密封的泄漏通道入手，如图 3.16 所示。

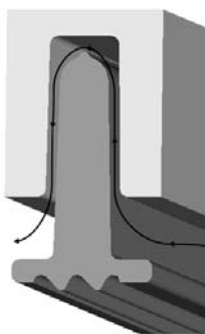


图 3.16 密封泄漏途径示意图

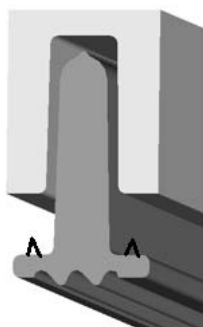


图 3.17 密封垫片截面改进草图

由此可见，假如槽内密封垫片波纹密封失效，发动机气缸盖罩内部机油会渗漏到外部，从而导致泄漏。如果能在机油通过槽之前密封垫增加一道密封，即可解决这一问题，如图 3.17 所示。

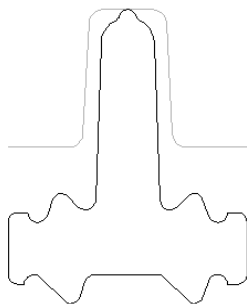


图 3.18 第一轮改进后的密封垫片截面

槽内的密封波纹可以用来做辅助密封，起主要密封功能的是平面上的密封波纹，第一轮改进的截面如图 3.18 所示。

通过对新截面做有限元分析后发现，从密封功能分析，由于增加了密封波纹，使密封更加安全有效，但载荷变形曲线同样出现拐点，如图 3.19 所示。

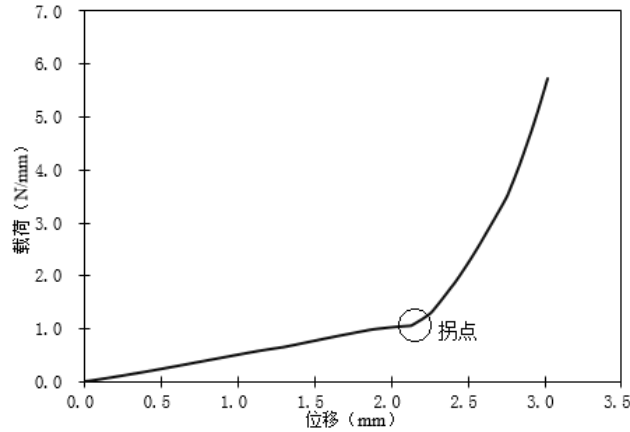


图 3.19 出现拐点的载荷变形曲线

由于本系统需要兼顾密封与减振两个功能，前面提到原机模型的载荷变形曲线出现拐点，即使增加两密封波纹可以解决泄漏问题，如果槽内的密封垫片截面不做更改，减振的效果无法得到改善。造成拐点的原因是由于密封垫片在槽内受压后变形，原始模型在设计时考虑到槽内密封，所以在槽内密封垫片设计时需要设计足够的橡胶以达到密封的目的，在做设计改型时，由于密封的问题可以通过增加密封波纹来解决，在槽内的密封波纹只是辅助，所以可以将槽内密封垫片的设计做进一步优化，如图 3.20 所示，使刚性曲线不出现拐点。

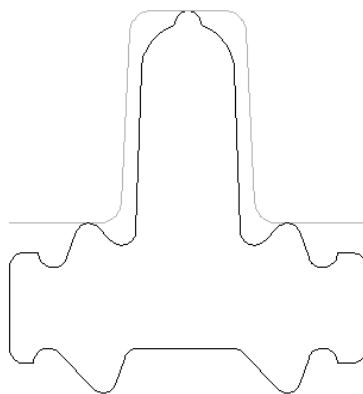


图 3.20 改进后的密封垫片截面

改进后的密封垫片截面在进行 FEA 两维有限元分析时发现，LMC 状态下的密封力分布比较均匀，密封力为 5.864MPa，超过最小所需 1MPa 密封力的设计

要求, 如图 3.21 所示。

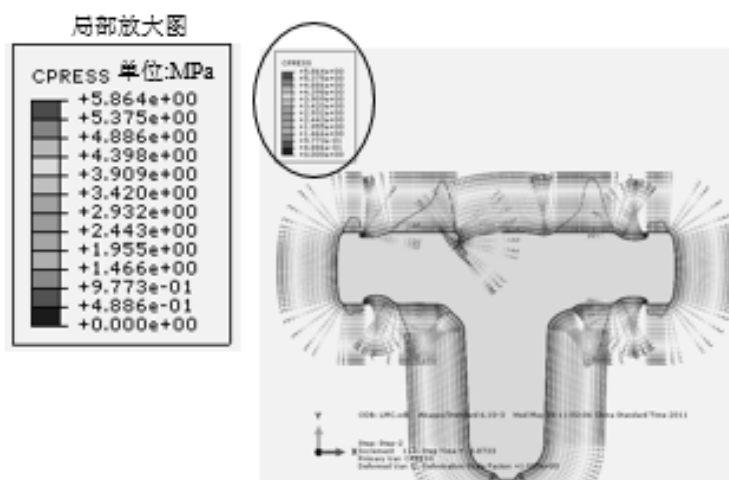


图 3.21 LMC 密封力示意图

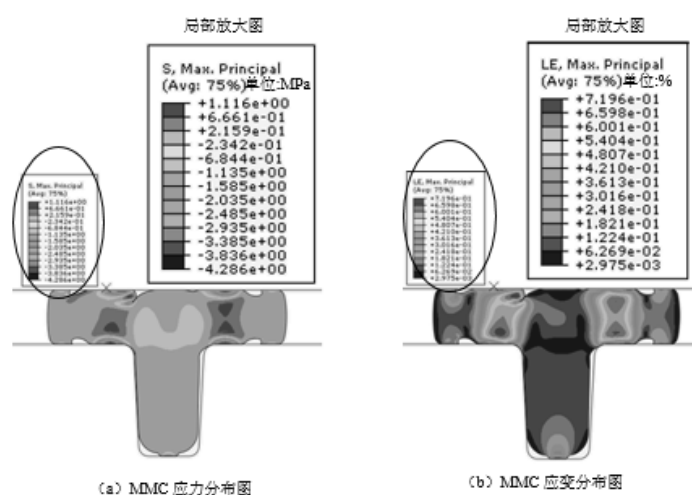


图 3.22 MMC 最大实体分析

MMC 状态下的 FEA 结果输出, 可以得到截面内部的最大应力与应变分布图, 如图 3.22 所示, 最大应力为 1.116MPa, 小于材料应力极限 20.32MPa, 最大应变为 0.719, 小于材料应变极限 1.18。结果表明设计在极限工况下, 内部应力以及应变没有超过材料极限, 符合设计要求。

通过原机模型与改进模型 FEA 对比分析发现, 从截面受压变形分析可以看出, 如图 3.23 所示。机模型在凹槽上部出现扭曲, 而改进模型在相同部位受压较均匀, 从内部应力分析可以看出, 原机模型的最大内应力为 2.528MPa, 而改进模型内应力只有 1.116MPa, 虽然两者都未超过材料的应力极限, 但改进模型离材料极限值更远, 也即设计更安全。

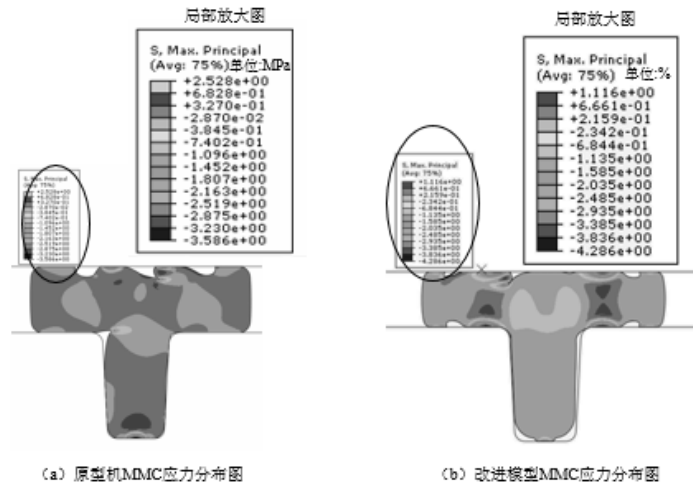


图 3.23 改进前后 MMC 应力分布图

FEA 另一分析输出显示，改进模型的载荷变形曲线比较平缓，没有出现拐点，符合设计需求，如图 3.24 所示。

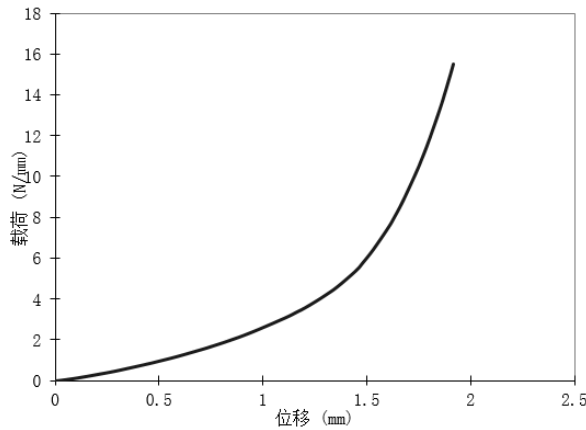


图 3.24 没有拐点的载荷变形曲线

经过多轮设计优化及 FEA 有限元分析验证，基本锁定图 3.20 所示的密封垫片截面为本系统密封垫片截面。

3.4.5.2 减振垫圈的设计

该系统的减振垫圈裸露在气缸盖罩外部，减振垫圈的作用主要用以支撑整个系统，没有密封要求，所以减振垫圈的设计相对密封垫片简单，主要关注与减振相关的功能。由于橡胶本身的受压变形，安装在发动机气缸盖罩外侧的减振垫圈如果尺寸没有定义好，就很容易碰到旁边的气缸盖罩壁使系统刚度增加，从而影响整个系统的减振效果，减振系统示意图如图 3.25 所示。所以在选

择

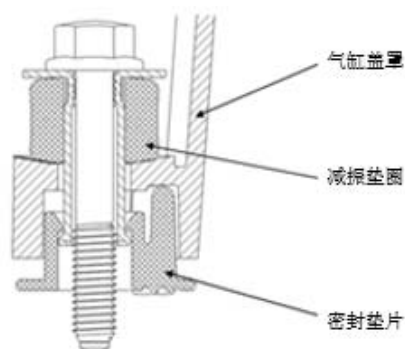


图 3.25 减振系统示意图

截面时，气缸盖罩壁与螺栓孔中心的距离是一个重要考虑的数值，减振垫圈有不同的种类及截面形状，有一般圆柱型结构，也有带导向功能的异型结构，如图 3.26 所示。考虑到安装方便，本系统选择了带导向功能异型结构的减振垫圈。根

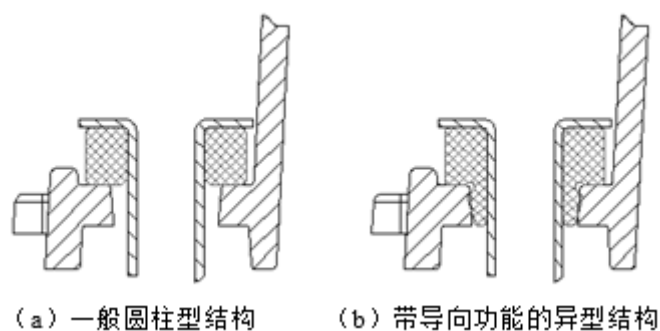


图 3.26 减振垫圈结构示意图

据橡胶的压缩范围，以及螺栓中心到发动机气缸盖罩壁之间的尺寸，初步设计一个相对合理的减振垫圈截面，通过两维有限元计算载荷变形曲线，如图 3.27 所示，拐点并未出现，可以认为垫圈截面设计基本确定。

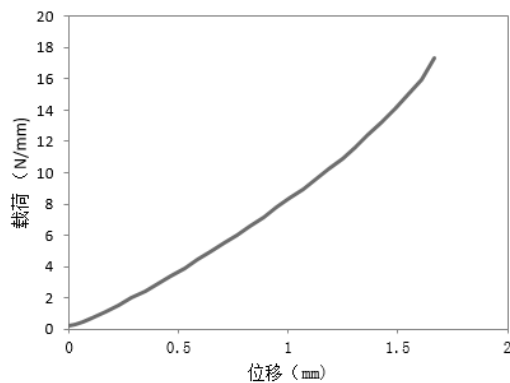


图 3.27 减振垫圈载荷变形曲线

3.4.5.3 螺栓衬套的设计

密封垫片以及减振垫圈的截面设计确定后，接下来要考虑螺栓与衬套的设计，螺栓与衬套的设计不需要进行二维有限元分析。衬套的设计尤其重要，由于密封垫片与减振垫圈的压缩量完全由衬套来控制，所以衬套的设计在整个系统有着决定性的作用，衬套示意图如图 3.28 所示。密封垫片与减振垫圈的截面以基本锁定后，可以估算在合适压缩范围内，密封垫片与减振垫圈压缩后的尺寸，再加上气缸盖罩法兰厚度，可以得出初步的衬套高度，接下来利用 Balance 工具进行系统力学平衡验算，如表 3.2 所示。

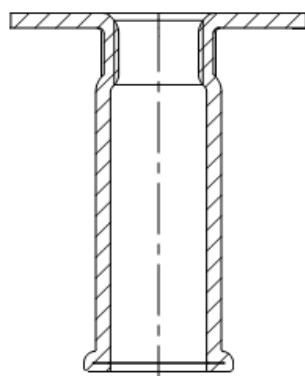


图 3.28 衬套示意图

表 3.2 系统力的平衡验算

设计输入	
垫片波纹高度 (mm)	1.35
去除波纹后的垫片高度 (mm)	7.65
垫片周长 (mm)	1476.32
垫片宽度 (mm)	8.5
垫片波纹直径 (mm)	0.3
垫片波纹数量	2
垫片材料	xx
垫片压缩率 (%)	13
减振垫圈 ID (mm)	8.6
减振垫圈 OD (mm)	18
减振垫圈高度 (mm)	6.5
减振垫圈材料	xx
系统重量 (Kg)	3.806
螺栓数量	11
螺栓直径 (mm)	6
衬套 ID (mm)	6.6
衬套 OD (mm)	8.6

法兰厚度 (mm)	4.5
法兰变形厚度 (mm)	4.5
螺栓垫圈厚度 (mm)	0
最大系统载荷 (g)	0
最高温度 (°C)	135
法兰宽度 (mm)	8.5
最大螺栓跨度 (mm)	172
法兰材料	Aluminum
法兰平面度	0.3
每个减振螺栓额外载荷 (N)	0
垫片 FEA Alpha	3.86
垫片 FEA Beta	2.27
减振垫圈 FEA Alpha	0.89
减振垫圈 FEA Alpha	2.20
减振螺栓实际压缩比	19.72
减振效果 (输出)	
垫片最小压缩率%	7.6
垫片最大压缩率%	14.8
减振垫圈最小压缩率%	17.2
减振垫圈最大压缩率%	22.3
自然频率 (HZ)	428.2
隔振频率 (>=)	605.5

当输出的密封垫片与减振垫圈压缩范围超过设计预期值时，需要调整衬套高度重新进行计算，直至满足要求为止。另一个输出为系统的隔振频率，主要关注隔振频率是否在预期的范围内，最终得到隔振效果如图 3.29 所示。从减振效果图可以看出，当发动机输入频率在零到隔振频率 605.5Hz 之间时，发动机罩盖的振动将会被放大，只有当输入频率大于 605.5Hz，才有减振效果。

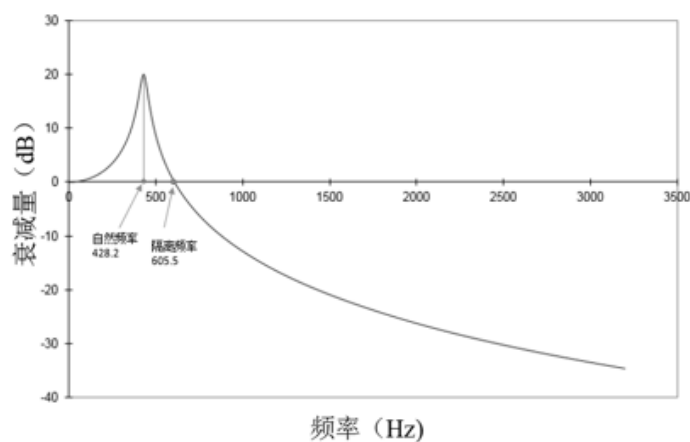


图 3.29 减振效果示意图

从 Balance 工具输出得到相应的值以后，最终需要通过三维有限元分析来验证密封垫片与减振垫圈的最小最大压缩量，主要原因是由于 Balance 工具无法模拟实际密封减振系统在安装使用过程中相配合法兰零件的变形，而法兰变形是影响系统密封的关键。

3.4.6 有限元辅助设计

FEA 有限元分析贯穿于整个系统的设计过程。从最开始密封垫片与减振垫圈截面设计到最终压缩范围确立，都需要通过有限元分析来校核。前面提到，当设计密封垫片与减振垫圈截面时，需要用到二维有限元分析，这个分析输入相对比较简单，只需将垫片与凹槽的最小实体与最大实体相配合，也即 LMC 与 MMC。通过 Balance 工具计算出系统橡胶零部件的压缩范围后，通过三维有限元分析整个系统在螺栓拧紧下的变形，从而再一次验证的两橡胶零件的压缩量，并确认是否在合格范围内。三维有限元主要分析两个极限状态，密封垫片最小压缩与最大压缩，如表 3.3 所示，表中的公差叠加范围是指系统的装配误差，

表 3.3 FEA 三维分析类型

三维分析 类型 1	密封垫片高度	减振垫圈高度	公差叠加范围
密封垫片最小压缩量的计算	MIN	MIN	MAX
三维分析 类型 2	密封垫片高度	减振垫圈高度	公差叠加范围
密封垫片最大压缩力的计算	MAX	MAX	MIN

最小压缩主要验算系统密封功能，最大压缩主要验证系统中密封垫片与减振垫圈的内部应力应变是否超过材料所能承受的极限。

三维有限元分析模型的建立，也是一个相当复杂的过程，首先需要对每个相应的三维模型进行网格划分，特别是密封垫片以及与密封垫片相接触的气缸盖与气缸盖罩，需要进行非常精密的网格划分。其次要对整个模型加边界条件予以约束，输入相应法兰零件的材料参数，如杨氏模量、泊松比等，主要生成法兰材料的刚性曲线。对于垫片的输入，除需要垫片 FEA 模型外，同样需要载荷变形曲线。垫片与减振垫圈的载荷变形曲线从二维有限元分析得到。

通过螺栓加载后，可以得到密封垫片围绕气缸盖罩整圈的垫片压缩量分布图，如图 3.30 所示，此图为密封垫片压缩量模型的输出结果，垫片在受到上下两法兰以及螺栓的拧紧后，各区域不同程度地被压缩，不同颜色代表不同的压缩量。由于法兰刚度不同，在螺栓力的作用下，从而产生不同的变形，法兰的变形直接反应在密封垫片上。从输出结果可获得压缩量最大与最小的区域，由于该分析主要针对密封力的分析，所以应找到压缩量最小的部位，这即为密封力

最薄弱的地方，从图 3.30 中可以看出，系统通过螺栓力拧紧后，由于法兰变形在不同位置的差异，可以找到密封垫片产生的最小压缩量，其值为 0.838mm。

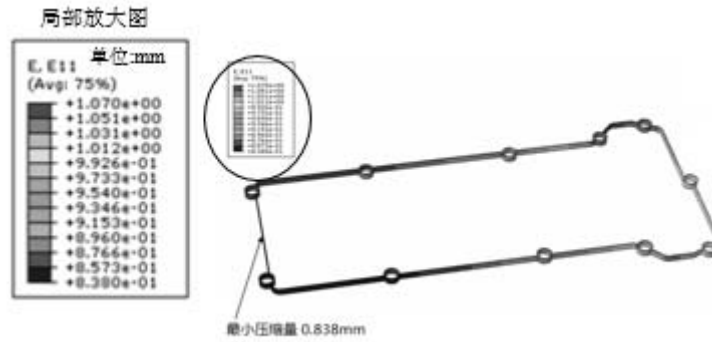


图 3.30 3D FEA 有限元分析

根据最小变形量结果，再次通过两维有限元分析来获得最小密封力。两维分析结果如图 3.31 所示。得到的最小密封力为 2.267MPa，满足设计要求值 1MPa。

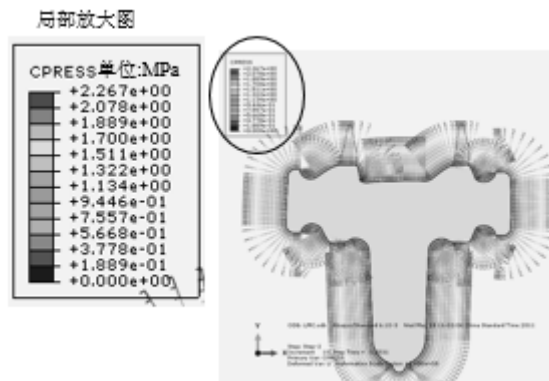


图 3.31 两维有限元分析

三维有限元分析的另一关注点为密封垫片的最大压缩量。所有 FEA 建模过程与最小密封压缩量一致，得到垫片最大压缩量结果如图 3.32 所示。

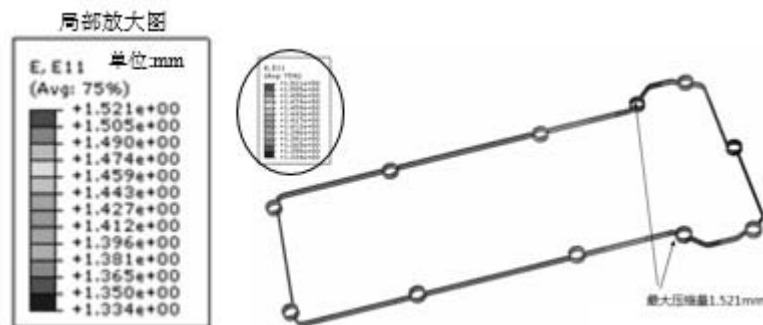


图 3.32 3-D FEA 有限元分析

要进一步分析密封垫片在最大压缩变形下，内部应力和应变是否超过材料本身所能承受的极限，同样需要再次进行两维有限元分析。将法兰的最大压缩量作为两维分析的输入，如图 3.32 最大压缩量为 1.521mm。两维分析结果如图 3.33 所示。

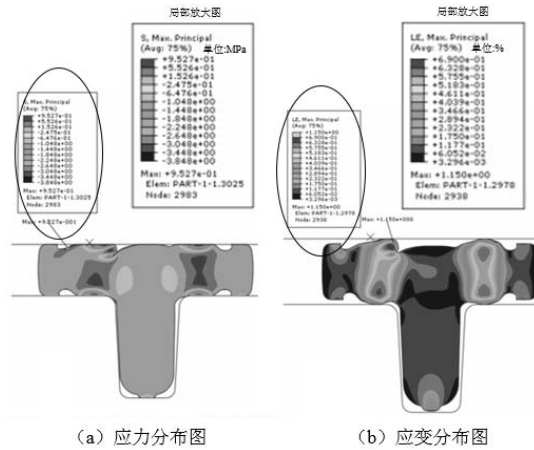


图 3.33 两维有限元分析

通过分析对比，密封垫片在最大压缩状态下，其内部产生的最大应力为 9.527MPa，小于材料极限应力 20.32MPa，最大应变 0.69，小于材料极限应变 1.18，即可确定设计是安全可靠的。

在最大压缩变形分析中，除了密封垫片的分析，同样需要关注的是减振垫圈的分析，如图 3.34 所示。

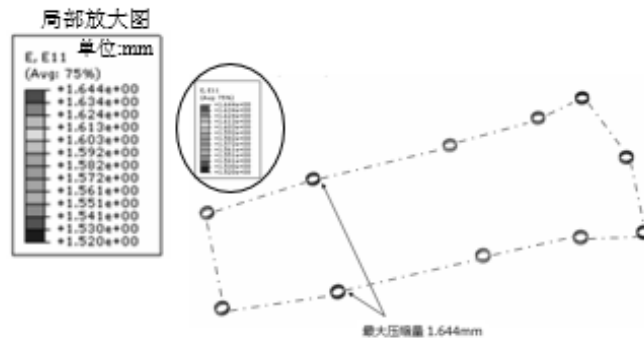


图 3.34 减振垫圈三维有限元分析

回到两维 FEA 分析，将最大变形量 1.644mm 设置为减振垫圈的压缩量，如图 3.35 所示，分析发现减振垫圈的最大应力为 3.953MPa，小于材料应力极限 14.1MPa，最大应变为 0.5137，小于材料应变极限 0.89，所以设计是安全的。

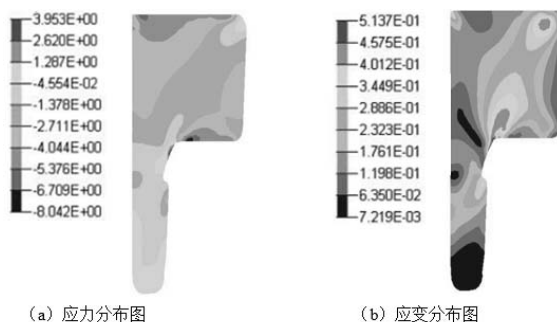


图 3.35 减振垫圈两维有限元分析

通过三维 FEA 有限元分析，进一步验证了密封垫片、减振垫圈以及限位衬套的合理性，即验证了系统的密封性能。

对于系统固有频率验算，也即减振效果分析，同样可以用 FEA 输出与 Balance 输出做对比分析。根据隔振理论分析，减振效果与固有频率有关，固有频率通过密封垫片与减振垫圈的刚度得出，也即载荷变形曲线中橡胶压缩量的大小，只需要将三维 FEA 橡胶的压缩量与 Balance 计算的压缩率作对比，如表 3.4 所示，FEA 计算与 Balance 工具输出值接近，也即 FEA 同时验证了系统的隔振效果。

表 3.4 压缩率输出对比

垫片与减振垫圈压缩率	Balance 工具输出	FEA 输出
垫片最小压缩率%	7.6	8.6
垫片最大压缩率%	14.8	15.2
减振垫圈最小压缩率%	17.2	18.1
减振垫圈最大压缩率%	22.3	23.2

3.4.7 模型改进前后性能对比

综上所述，基于原型机，改进后的模型无论密封还是减振功能都得到了提

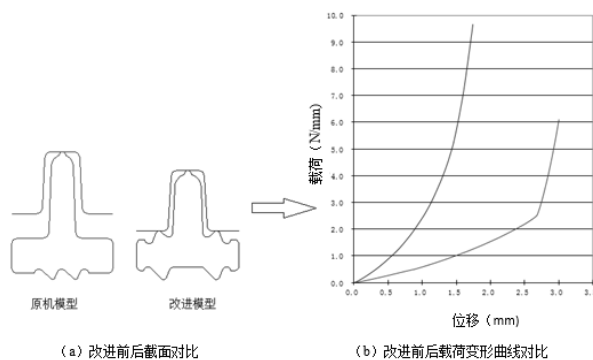


图 3.36 模型改进前后载荷曲线对比

升。就密封功能而言，改进模型较原型机多了两个密封波纹，且槽内密封垫片的形状优化后，减小了由于不对中导致密封力降低的风险。减振功能先从载荷变形曲线来分析，如图 3.36 所示，改进模型虽然在开始压缩时刚度较原型机大，但考虑到系统力学平衡，即垫片的工作范围只是在一定的区域内。根据前面三维有限元分析得知，垫片的压缩量在 0.838mm 与 1.521mm 之间，所以只要看

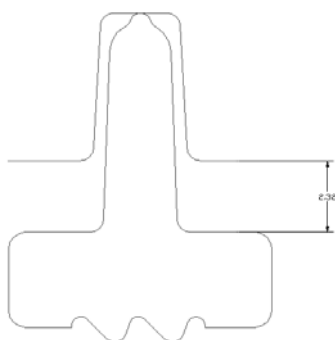


图 3.37 原型机截面与凹槽位置关系

这一范围内的刚度即可。然而对于原型机，由于垫片与法兰凹槽平面存在一定的距离，如图 3.37 所示的 2.32mm，在开始受压时只是这一段区域在参与，然后并未与减振垫圈达到力的平衡，所以前面一段曲线不在系统工作范围内，主要区域在后面刚度较大的部分。为了能更直观的比较，将原型机的前一段变形去除与改进后的模型做比对，如图 3.38 所示，改进模型的刚度在工作区域要小于原型机。根据固有频率计算公式得知，改进模型的固有频率要小于原型机，固有频率小即隔振频率小，隔振范围就越广，有利于系统减振。隔振效果对比如图 3.39 所示。

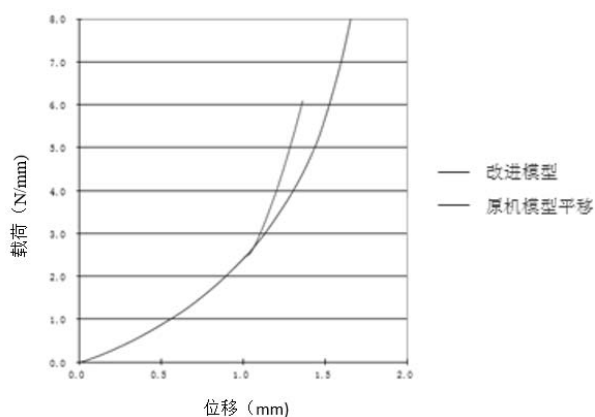


图 3.38 原机模型与改进模型载荷变形曲线对比

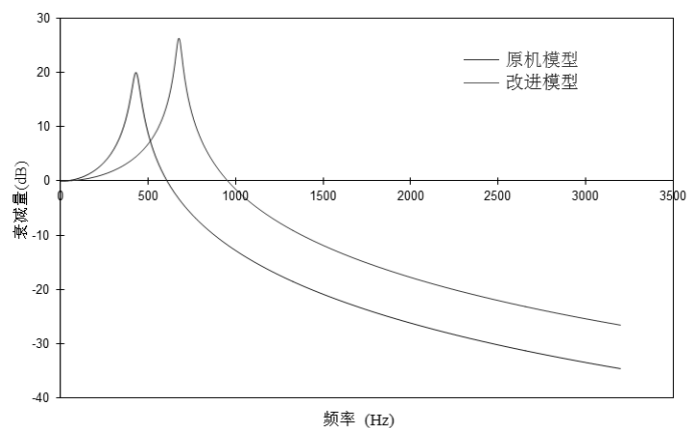


图 3.39 原型机与改进模型隔振效果对比

3.5 本章小结

本章基于密封减振原理，对原型机密封减振失效进行了分析，找到突破口，根据流程做了详细的优化设计，最终通过了设计验证：

- (1) 对密封垫片截面进行了优化改进，增加了两个密封波纹以提高密封性能，改善了槽内密封条结构以得到平缓的载荷变形曲线；
- (2) 改进后的密封垫片截面通过 FEA 分析，对 LMC 与 MMC 两个极限工况进行了分析验证。LMC 密封力大于 1MPa，满足密封要求，且 MMC 状态下，内部应力应变没有超过材料极限；
- (3) 通过 Balance 工具验证了系统的力学平衡，当系统激励频率大于 605.5 Hz 时，系统开始有减振效果。

第 4 章 密封减振系统建模及应用

4.1 密封减振系统的建模

4.1.1 密封减振系统建模的关键要素

系统详细设计中 FEA 分析使用的密封垫片与减振垫圈模型为简易模型，以方便 FEA 计算，所以系统建模的细节应作为系统设计分析的一个重要组成部分来讨论。

要设计一套完整的密封减振系统，除了要确定密封垫片横截面、减振垫圈横截面以及螺栓限位衬套等关键结构尺寸外，还需要考虑密封垫片围绕整个气缸盖罩凹槽一圈的细节。如在螺栓孔位置，为了使整个系统安装方便，即密封垫片和减振螺栓总成能成套安装在气缸盖罩上，且不会因为运输等原因导致系统分开，所以利用限位衬套在底部做翻边处理，在密封垫片上使用倒钩的方式与衬套相配合，如图 4.1 所示。限位衬套底部做翻边处理的另一原因，主要考虑到整个密封减振系统。

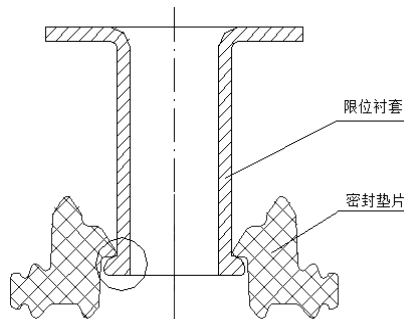


图 4.1 螺栓部位限位衬套与密封垫片结构示意图

工作过程中衬套承载着力传输工作，也即螺栓力通过衬套传到气缸盖，所以

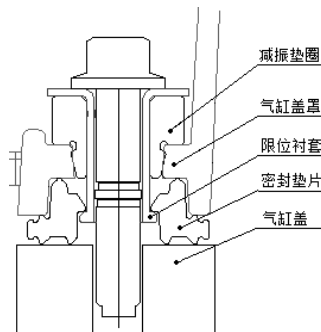


图 4.2 螺栓处设计示意图

在衬套底部需要做特殊的翻边设计,以增加与气缸盖的接触面积,确保在螺栓力作用下,气缸盖表面不会由于应力过大受到破坏,设计示意图如图4.2所示。

为了进一步提高密封减振系统的装配工艺性,在密封垫片的侧面增加小凸台,以确保装配过程中密封垫片不会掉落。密封垫片在安装时,先将气缸盖罩的凹槽朝上放置,将密封垫片根据要求安装在凹槽内,然后将气缸盖罩180度反扣在发动机气缸盖上,如果密封垫片设计的不合理,在气缸盖罩反扣过程中,密封垫片容易掉落,所以在建模的过程中,需要增加凸台将密封垫片固定在凹槽内,以提高装配工艺性。凸台设计需合理,不能过多,如果凸台过多会导致密封垫片难以安装,如强硬压入可能导致密封垫片过压缩,最终内部产生裂纹引起泄漏,增加凸台后的密封垫片模型如图4.3所示。

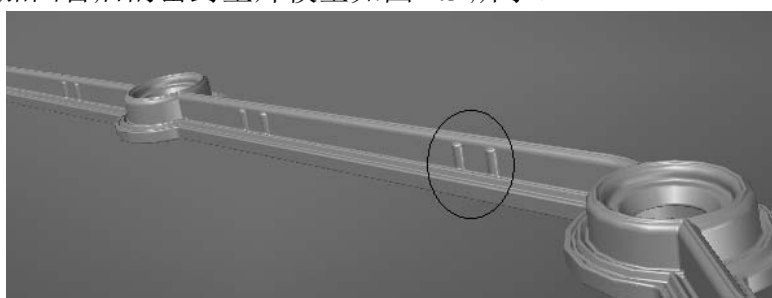


图4.3 增加凸台后的密封垫片三维模型局部放大示意图

建模时考虑的另一个细节为密封垫片半月弯的处理,在气缸盖与气缸盖罩结合面设计中,由于发动机内部结构的布置要求,相配合两法兰通常在局部位置有三维立体结构,即以满足凸轮轴等相关部件的安装。这时密封垫片的设计需要将其结构与接口相吻合,即在立体结构处需要有特殊的半月弯结构相匹配。在设计半月弯拐角及接合部位时,密封垫片的倒圆角设计尤为关键,如圆角太大,容易引起密封垫被压裂导致泄漏,如设计太小,则接缝处有可能留下密封缝隙最终导致泄漏,倒圆角示意图如图4.4所示。

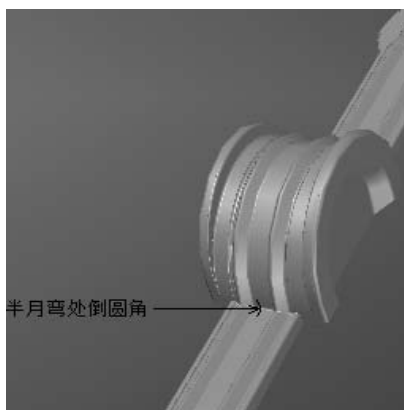


图4.4 半月弯处倒圆角示意图

4.1.2 密封减振系统建模

在密封减振系统的开发过程中，三维模型的建立是非常关键的一步。样件制造的输入、模具的设计开发等主要依据三维模型。系统建模主要包括密封垫片、减振垫圈以及螺栓衬套等模型的建立，减振垫圈与螺栓衬套建模相对比较简单，一旦截面确立后，直接沿中心线做旋转命令即可完成建模工作。然而密封垫片模型的建立相对比较复杂，由于要考虑到螺栓位置的截面与标准截面的过渡，还要考虑与半月弯处的截面处理等。这些因素使建模相对复杂，但是只要严格根据建模流程将的截面设置好，还是能够顺利完成建模，最终密封垫片的模型如图 4.5 所示。

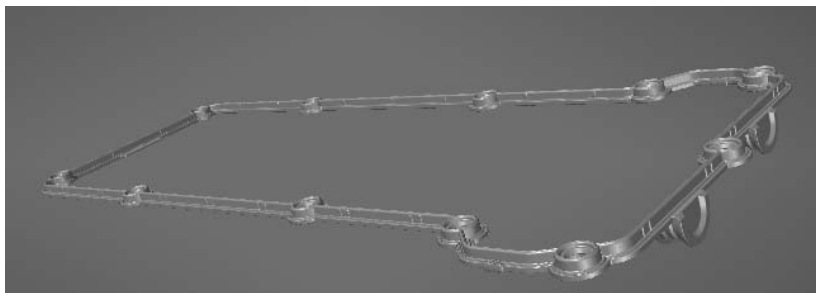


图 4.5 密封垫片三维模型示意图

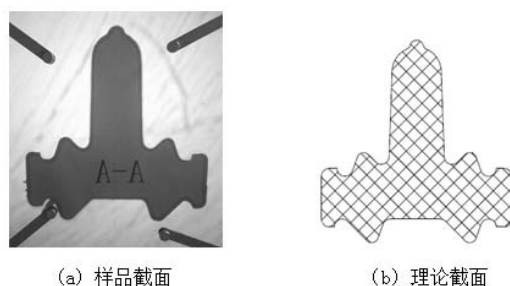
4.2 密封减振系统的试验验证

密封减振系统前期处于设计开发阶段，为了验证密封减振系统中密封与减振两大功能，则需要将密封减振系统制作成成品，并通过相应的试验来进行验证。密封减振系统的验证主要分为三部分：尺寸材料检测、静态密封力试验以及发动机台架试验验证。

4.2.1 尺寸材料检测

在进行静态密封性能试验与发动机台架试验之前，为了保证密封减振系统的产品质量满足设计要求，样品通常需要进行尺寸检测。就密封垫片而言，由于其结构的特殊性，最直观准确的检验方法是将密封垫片横截面切开，用实际横截面与理论轮廓作对比，理论截面根据模型分析时使用的最小实体 LMC、最大实体 MMC 为密封截面的内外边界，所有样件的实际轮廓就必须在这两个边界之间才符合设计要求，如图 4.6、图 4.7 所示。由图 4.6、4.7 可见，实际密封垫片的轮廓在内外两边界内，符合设计要求。除了密封垫片尺寸需要符合要求外，螺栓、减振垫圈经过检测后都满足设计要求；除了尺寸要求外，还有材料

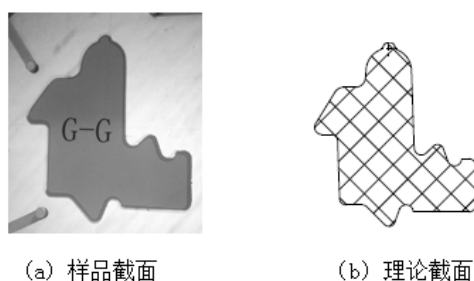
特性，如橡胶物理特性以及老化性能，金属的化学成分与机械性能等都需要满足设计要求，同时相配合的法兰也需要符合要求，才能进行系统的验证试验。



(a) 样品截面

(b) 理论截面

图 4.6 密封垫片截面检测示意图



(a) 样品截面

(b) 理论截面

图 4.7 密封垫片螺栓孔处截面检测示意图

4.2.2 静态密封力试验

静态密封性能试验，即通常所说的富士胶片试验，该试验是一个可以直观反应密封力分布的试验。试验使用的富士胶片为感压型胶片，在受到外力作用下胶片显影出相应的颜色，受力不同颜色也不同。试验操作相对简单，只需准备与密封垫片相配合的法兰、密封垫片与减振螺栓即可。与实际的安装过程基本一致，只是在密封垫片与法兰结合面之间放置薄薄的感压胶片，待螺栓拧紧后，保压 2-3 分钟，松开螺栓将面压纸取出，即试验完成。试验过程如图 4.8 所示。



图 4.8 富士面压试验示意图

试验完成后取下的面压纸如图 4.9 (a) 所示，一般称其为初始密封力分布图，目

测可以判断压力分布比较均匀，要进一步了解各处具体的密封力数值，需要将初始分布图通过专有软件扫描，如图 4.9 (b) 所示为扫描后的密封力分布图，通过与左边的色卡做对比，可以知道每一处的密封力。对比后发现，最小密封力大于 1MPa，与 FEA 有限元分析结果一致。

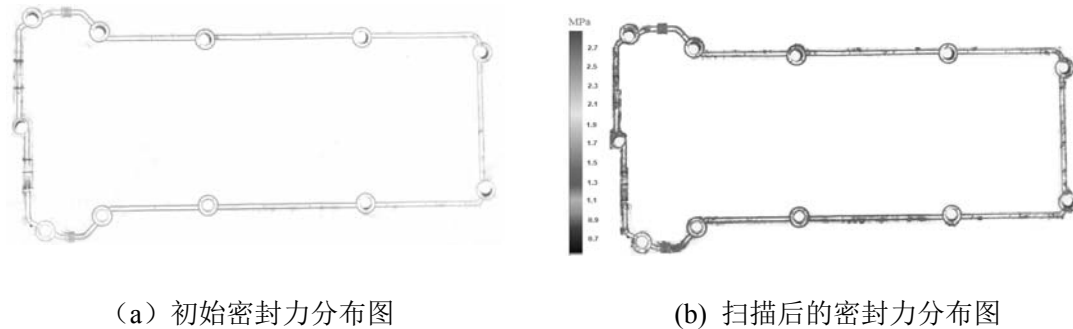


图 4.9 密封垫片密封压力分布图

从静态密封力试验结果可以判断，改进模型的密封力满足密封要求，与 FEA 分析结果相符。

4.2.3 发动机台架试验

发动机台架试验主要验证系统密封可靠性以及减振效果。

对于密封可靠性验证，可分为常规耐久试验与冷热冲击试验，其中冷热冲击试验是考核密封垫片密封性能最苛刻的试验之一，主要由于发动机温度的急剧变化，导致与密封垫片配合的法兰零件变形也相对比较大。法兰零件的变形直接影响密封垫片的密封性能。冷热交换的工况下，密封垫片如能表现良好的密封功能，在其他工况下也能保持良好的密封性能。本密封减振系统通过了发动机的 200 小时全速全负荷耐久试验，并顺利完成了温度范围为-30°C-150°C 的 300 小时冷热冲击试验。两个试验从开始到试验结束，目测都没有发生泄漏，表现良好，如图 4.10 所示，而原型机在 2-3 小时开始发生泄漏。可见改进模型的密



图 4.10 发动机试验后示意图

封性能基于原型机明显得到了改善。试验结束后，为了更加直观的观察垫片在试验中的表现，以确保其密封可靠性，将密封垫片从发动机中拆下，对垫片进行相

关检查确认，目测发现 300 小时冷热冲击试验后的垫片局部有橡胶破损的现象，如图 4.11 所示。分析后发现螺栓处橡胶的破损是由气缸盖罩边缘的尖角引起的，虽然该处橡胶目前对密封性能没有影响，但很难保证长时间的密封性能，由于橡胶一旦发生开裂，在外力的作用下，很容易将裂纹放大甚至将整个垫片撕裂。所以为了安全起见，对法兰配合零件提出了整改的要求，在配合处的法兰不允许出现尖角。

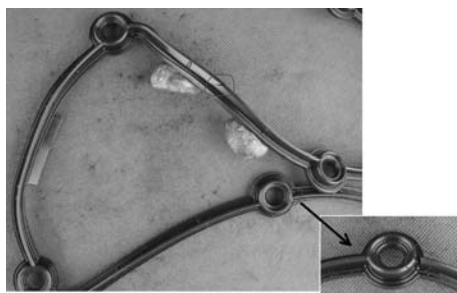


图 4.11 耐久试验拆机件

对于系统减振效果的验证，是在耐久试验台架的基础上进行的。根据隔振理论以及 Balance 工具分析的结果，减振效果的评价需要测量经过该系统的振幅传递率，即气缸盖罩输出振幅与气缸盖输入振幅的比值。所以在气缸盖与气缸盖罩上分别安装加速度传感器。在工况下扫描振动频谱，将气缸盖罩振幅与气缸盖振幅比值，即振幅传递率 T 作为纵坐标，气缸盖激励频率作为横坐标，输出的试验曲线如图 4.12 所示，由图可见实测值与预测值相吻合。

从发动机台架试验结果可以判断，改进后的模型密封性能得到了较大的提升，从原型机试验初期（2-3 小时）开始发生泄漏，到改进模型通过 300 小时的冷热冲击试验无泄漏。从减振效果可以推断，改进后的模型符合设计预期。从隔振原理分析出发，新模型经过了数百小时的密封性能验证，说明系统减振垫圈与密封垫片在试验工况下有良好的力学平衡，从 Balance 工具反推出螺栓限位衬套设计的合理，从而使减振效果达到预期，原型机在试验初期就发生泄漏，可以

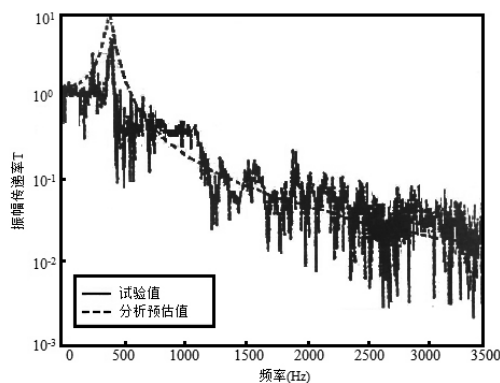


图 4.12 试验与预估减振性能对比

推断垫片与减振垫圈没有达到力学平衡,从而很难达到减振效果。最终可以判断,减振效果较原型机也有了改善。

4.3 密封减振系统方案的完善

通过静态密封试验以及发动机台架试验,可以得出结论,相对于原型机,本设计方案有很大的改善,密封与减振两大功能可以完全满足要求。但从密封垫片与减振螺栓的拆机情况来看,与之配合的法兰需要做一些改进,如减振螺栓的定位垫圈的撕裂,密封垫片局部橡胶的划伤等,都需要对法兰零件提出更加进一步的要求,如倒圆角、去除毛刺等。通常说到密封,都误认为密封的失效只与密封垫有关,其实是错误的,密封是一个系统,与之配合的法兰零件都需要满足设计要求才能完成密封。就如橡胶密封件,如果凹槽的尺寸不对,则橡胶垫片的压缩量受到严重的影响,从而导致泄漏。如凹槽没有根据要求倒角,易对橡胶零件产生破坏,如划痕等不量缺陷。

4.4 密封减振方案的应用实施

密封减振系统的开发设计最终通过了试验验证,根据汽车行业的产品开发流程,任何产品都需要进行从手工样件、工装样件、小批试生产最终到批量生产几大阶段。因此方案的实施不是简单的考核其设计可行性,还有可制造性,可装配性等各个因素。经过最开始的手工样件,正式工装样件验证阶段,并通过了两轮的发动机台架试验,最终进入批量生产,该减振降噪密封系统可以完全满足使用者的需求,在以后很多类似方案中可以得到很好的推广。

4.5 本章小结

本章介绍了密封减振系统建模、试验验证以及方案实施,从最初的静态试验到台架耐久试验验证了系统的密封性能,并在台架试验验证了减振效果。

- (1) 模型的建立需要考虑到细节,如在密封条侧面增加凸台以提高密封垫片的装配性;
- (2) 静态密封力试验的压力分布与 FEA 分析相符,结果都大于 1MPa,满足密封要求;
- (3) 耐久试验进一步验证了系统的密封性能,改进后的模型密封性能得到了较大的提升,从原型机试验初期(2-3 小时)开始发生泄漏,到改进

模型通过 300 小时的冷热冲击试验无泄漏；

- (4) 从减振效果可以推断，改进后的模型符合设计预期，较原型机也有了改善。

第 5 章 总结与展望

5.1 全文总结

本文通过一个实际的案例对密封减振系统进行了分析，从国内外研究现状出发，阐述了密封减振系统研究的必要性。从设计输入、方案选型、设计验证到最后的试验验证，充分说明了密封减振系统的开发过程。

利用密封减振原理，分析了原型机的设计缺陷，并对方案进行了改进。通过 FEA 分析软件，对密封垫的密封力与载荷变形曲线进行了计算输出，对其结构选型和优化提供了有力的数据支持，另考虑到系统的装配公差和制造误差，对整个密封减振系统进行三维有限元分析，分析时充分考虑到了应用的极限工况。期间利用 Balance 工具对方案进行优化，最后通过试验，验证了该方案的可行性。

根据以上工作，可得出如下结论：

(1) 密封减振系统的研究需要找到突破口，从原型机密封失效出发，抓住影响密封与减振的关键要素，增加密封波纹提高密封性能，并得到平缓的载荷变形曲线，严格按照设计流程以确保密封与减振两大功能；

(2) FEA 有限元分析过程中，对于密封力的分析需考虑 LMC、MMC 两个极限状态，以确保极限工况的密封，LMC 状态下密封力大于 1MPa，MMC 状态下内部应力与应变不能超过材料极限；

(3) 设计时 FEA 有限元分析需要与 Balance 工具相结合，不断对方案进行优化，最终达到设计要求，Balance 工具结果显示系统隔振频率为 605.5Hz，也即当激励频率高于 605.5Hz，则开始有减振效果。

(4) 静态密封力试验的压力分布与 FEA 分析相符，结果都大于 1MPa，满足密封要求，耐久试验进一步验证了系统的密封性能，改进后的模型密封性能得到了较大的提升，从原型机试验初期（2-3 小时）开始发生泄漏，到改进模型通过 300 小时的冷热冲击试验无泄漏；

(5) 与密封减振相配合的法兰也需要控制精度，密封区域不能有锐边与毛刺以减少才能共同完成密封减振这两大功能。

5.2 工作展望

由于受到时间的限制，本文仅对某一案例进行了分析，对于不同工况下使用的密封减振系统方案的分析较少，且在系统固有频率的分析上只用了 Balance 工具，在今后的研究中还需要进行以下几个方面的工作：

(1) 在现有基础上继续进行密封减振研究，积累更多的资料，为不同的应用环境，如系统温度，凹槽类型等，结合有限元分析和发动机台架试验，使密封减振系统设计选择更具灵活性；

(2) 可以增加减振系统的模态分析，可以使结果更加直观，通过模态分析确定系统固有频率，与 Balance 工具的输出做对比并进一步验证。

致谢

时光飞逝，岁月如梭，犹记得 2010 年开始在职研究生学习时的温馨和荣幸。因为是在职攻读研究生的关系，需要在业余时间进行学习。由于工作和生活各方面的压力，确实在整个在职研究生学习过程中相当的艰辛。但是克服了这些困难之后，发现我在自身的成长和学习研究方面都取得了巨大的进步，深深的感谢同济给予我五年多充实而愉快的生活。回顾研究生阶段的经历，我收获颇丰，无论是专业知识还是人生体验，我都有长足的进步与深刻的感悟，感谢一路走来身边众多的老师、同学、朋友和亲人给予我无私的关怀、支持、鼓励和帮助。

非常荣幸能够师从吴志军教授，在此期间受到了导师吴志军老师在学习、特别是在论文编写上的极大支持和帮助。在课题的研究过程及论文的写作过程中，吴志军老师都给予了大量的教导。可以说，没有吴志军老师的悉心教导，也就没有这篇论文的面世，在此向吴志军老师致以诚挚的感谢！

最后衷心地感谢我的亲人和朋友，在生活中给我默默的关心和支持，使我有足够的时间和精力投身于本文的研究和写作之中去！

2016 年 2 月

参考文献

- [1] 谢东明, GB1495 编制组. 修订 GB1495 工作开展情况介绍[C]. 天津: NVH 国际研讨会, 2010: 11.
- [2] 许铁铮, 刘建华. 发动机振动、噪音对车辆的影响与预防[J]. 汽车维修, 2001 (5) :18.
- [3] 张宸维, 宋明见. 减振降噪研究的发展历程及现状[J]. 工程机械, 2011:7.
- [4] 张立军, 周 , 余卓平, 靳晓雄. 发动机振动引起的车内噪声控制研究[J]. 振动、测试与诊断, 2001, 21 (1) :59-62.
- [5] Horst Klingenberg. Automobil-me ß technik band A:akustik[M].Springer-Verlag,1998: 84-103.
- [6] 张建文, 范让林. Audi100 轿车动力总成液压悬置结构及其特性[J]. 汽车与配件, 1998 (10) :14-15.
- [7] 王卫军. 发动机的减振方法[J]. 黑龙江纺织, 2010 (4) :25.
- [8] 郭磊. 车用动力总成结构振动噪声的虚拟预测与分析技术研究[D]. 浙江大学, 2009:3.
- [9] E.C.Grover, N. Labor. A Review of Low Noise Diesel Engine Design At I.S.V.R.Journal of Sound and Vibration[M].1973.
- [10] R S Wijetuge,C J Brace,J G Hawley.Dynamic behavior of high speed direct injection diesel engine[J].SAE990829: 1120-1129.
- [11] Beild Christian.Noise on Small Capacity Spark Ignition Engines By Structure Optimization:[Ph.D Dissertation].Austria:Technische Universitaet Graz[D].1992.
- [12] A R Asjhedkar, R R Askhedkar,P R Sajanpawar.Application of computer simulation using FEM and experimental techniques for the reduction of noise in air cooled engine and crankcase cover of motorcycle[J].SAE991800.
- [13] Kazuhide Ohta, Yoshihiko Irie, kiichi Yamamoto.Piston Slap Induced Noise and Vibration of Internal Combustion Engines (1st Report, Theoretical Analysis and Simulation) [J].SAE870990.
- [14] Yasuhior Maetani, Takaaki Niikura, Shigeru Suzuki, Susumu Aria, Hideo Okanuro.Anlysis and Reduction of Engine Front Noise Induced by the Vibration of the Crankshaft System[J]. SAE931336.
- [15] Shung H. Sung. Development of an Engine System Model of Predicting Structural Vibration and Radiated Noise of the Running Engine[J].SAE972039.
- [16] Hajime Mutoh, Takaaki Niikura, Akira Yamamoto, Makoto Arakawa.The Development of Low Noise Engine on Hino New “H” Series[J].SAE900347.
- [17] Ulrich Viershach, Ramon Maurell, Pierre Guisset.Engine Noise Radiation Predcoon and Test Comparison[J].SAE 951342: 2434-2439.
- [18] Paul N Liang.FEM/BEM vibro-acoustic evaluations/validations on plain and ribbed motorcycle transmission top covers[J].SAE991794: 2945-2950.
- [19] Lothar Czerny, Markus Schwaderlapp, Thomas Wagner.NVH Optimization of 6-Cylinder Diesel Engine[J].SAE932492.
- [20] Ken R Fyfe, Jean-Pierre G Coyette, Peter A Van Vooren.Acoustic and Elasto-acoustic. Analysis Using Finite Element and Boundary Element Methods.Sound and Vibration[M].

- 1991.
- [21] James R.Zwick, Zhiquan Hu,Gary Novak.A Design/Analysis Method of Gasketed Bolted Joints for Noise/Vibration Control[J].SAE Paper 952087: 25-31.
- [22] M F Russell.Automotive Diesel Engine Noise and Its Control[J].SAE Paper 730243.
- [23] H.A.Fachbach,G.E.Thien.An Approach to a Quiet Car Diesel Engine[J].SAE790441.
- [24] 郑忠法, 郑国世. 优化发动机减振垫降低客车车内振动噪声[J]. 汽车科技, 2005 (4) :21-22.
- [25] 吴丽平, 顾力强, 李光泽. 发动机橡胶减振垫的限位设计[J]. 噪声与振动控制, 2008, 28 (2) :137.
- [26] 方华, 李盛成, 宫传刚. 基于 CAE 分析技术的油底壳低噪声设计[J]. 2006:1.
- [27] 钱人一. 汽车发动机噪声控制[M]. 同济大学出版社, 1997:81.
- [28] A.F.Seybert Prediction of Radiated Noise from Engine Components using the BEM and the Rayleigh Integral [J].SAE paper 971954.
- [29] Engine Sound Level Measurement Procedure [J]. SAEJ1074.
- [30] 吴浪涛. 发动机缸盖罩噪声预测与降噪研究[D]. 重庆大学, 2013:5-6.
- [31] A.F.Sybert,D.A.Hamilton,P.A. Hares. Prediction and the Rayleigh of Radiated Noise from Engine Components Using the BEM 2819-2823 Integral [J].SAE971954.
- [32] 方华, 李盛成, 袁兆成. 应用减振螺栓降低缸盖罩辐射噪声的仿真与验证[C]. 北京:LMS 中国用户大会论文论文集, 2009:1.
- [33] 周宇飞, 杨彬. 汽车发动机密封技术和密封材料的应用[J]. 汽车工艺与材料, 2004 (12) :30.
- [34] 金延安, 付卫元, 刘娅. 发动机缸盖罩漏油原因分析与对策[J]. 汽车工程师, 2010 (3) :58-61.
- [35] 王晶, 席长飞, 崔巧丽等. 热塑性复合材料缸盖罩防渗漏的研究[C]. 北京:第一届中国国际复合材料科技大会, 2013:1266.
- [36] 李腾, 张付英, 邓康丰. 基于 ANSYS 的 Y 型橡胶密封圈静态密封性能研究[J]. 润滑与密封, 2013 (11) :64.
- [37] 杨春明, 谢禹钧. 基于 ANSYS 的橡胶 O 形密封圈的密封性能有限元分析[J]. 弹性体, 2010 (3) :49-52.
- [38] 崔燕平, 勒晓妍, 李聪等. 某汽油机某橡胶密封不良问题解决案例[C]. 宜昌:2013 年 APC 联合学术年会, 2013: 252-255.
- [39] BX 阿弗鲁辛科, 橡胶密封[M]. 机械工业出版社, 1983.
- [40] 李卫中, 王庆明等. 复合材料发动机部件密封与减振设计[J]. 玻璃钢/复合材料, 2011 (6) :60.
- [41] 舒歌群, 梁兴雨. 降低柴油机噪声的措施及评价[J]. 天津大学学报, 2006 (4): 439.
- [42] 李雨蕾. 金属橡胶减振及密封构件的设计与应用[D]. 哈尔滨工业大学, 2013: 9.
- [43] 切戈达耶夫等编著. 金属橡胶构件的设计[M]. 国防工业出版社, 2000: 20-25.
- [44] 哈尔滨工业大学理论力学教研组. 理论力学[M]. 高等教育出版社, 1996: 290.
- [45] 靳晓雄, 张立军, 江浩. 汽车振动分析[M]. 同济大学出版社, 2002: 1.
- [46] 何渝生, 魏克严, 洪宗林等. 汽车振动学[M]. 人民交通出版社, 1990: 1-2.
- [47] 董明明. 振动系统[DB]. 百度文库, 2013: 5.
- [48] 陈剑. 我国机动车保有量达 2.64 亿辆[DB]. 新华网, 2015: 1.
- [49] 郭丹. 电力工程AutoCAD[DB]. docin豆丁网, 2015: 8.

- [50] 杜凯. Altair, CAE领域的耀眼明星[DB]. e-works数字化企业网, 2009: 1.
- [51] 刘展. ABAQUS6.6基础教程与实例分析[M]. 中国水利水电出版社, 2008: 3.

个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果

个人简历:

赵红英, 女, 1979年9月

2001年7月毕业于 上海水产大学 机械设计制造及其自动化专业。

2010年3月进入 同济大学 车辆工程专业 攻读硕士研究生。

待发表论文:

[1] 赵红英, 吴志军. 发动机气缸盖罩密封垫横截面在密封减振系统中的选型分析[J]. 汽车与配件, 2016 (19): 80-81.

附录 符号说明

代号	含义
C_1, C_2	密封垫片、减振垫圈阻尼系数
f	系统固有频率
f_0	激励频率
K	系统刚度
K_1, K_2	密封垫片、减振垫圈动态刚度
M	系统重量
T	振动传递率
X	气缸盖激励振幅
Y	气缸盖罩响应振幅
η	系统损耗因子
η_1, η_2	密封垫片、减振垫圈材料损耗因子