

论文编号 170243013521



同濟大學
TONGJI UNIVERSITY

硕士学位论文

(专业学位)

MPI 燃油分配器系统振动仿真分析
及优化设计

姓名：黄燕

学号：1231564

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：彭禹 博士

二〇一七年五月



同濟大學
TONGJI UNIVERSITY

A dissertation submitted to

Tongji University in conformity with the requirements for

the degree of Master of Engineering

**Vibration Simulation Analysis and
Optimizing Design for MPI Fuel Rail System**

Candidate: Huang Yan

Student Number: 1231564

School/Department: School of Automotive Studies

Discipline: Engineering Master

Major: Vehicle Engineering

Supervisor: Prof. Wu Zhijun

Vice Supervisor: Dr. Peng Yu

May, 2017

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；学校有权保存学位论文的印刷本和电子版，并采用影印、缩印、扫描、数字化或其它手段保存论文；学校有权提供目录检索以及提供本学位论文全文或者部分的阅览服务；学校有权按有关规定向国家有关部门或者机构送交论文的复印件和电子版；在不以赢利为目的的前提下，学校可以适当复制论文的部分或全部内容用于学术活动。

学位论文作者签名：

年 月 日

同济大学学位论文原创性声明

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

学位论文作者签名：

年 月 日

摘要

本课题来源于国内某发动机企业的开发项目，新开发的燃油分配器在发动机台架疲劳试验过程中出现了支架断裂的状况。为研究问题根源并找到优化方向，本论文采用有限元的计算分析方法，研究发动机实际工况下燃油分配器总成的随机振动动态响应性能，并联合疲劳寿命计算模型，计算其疲劳寿命。通过这种方法找到失效的原因；随后提出了两种方案优化方案，并分别对优化方案进行了系统的可行性分析；然后通过随机振动的疲劳耐久试验对有限元分析联合疲劳寿命计算的方法进行了验证，创建了燃油分配器系统随机疲劳强度的分析平台；最后进一步提出了材料的优化方案，通过有限元分析了其可行性。这些工作为企业及后续类似项目提供了有益的参考。

本文的主要内容和研究工作如下：本文通过对汽车工业发展现状的阐述，分析了国内汽车发动机零部件的发展需求，对国内外发动机零部件的研究技术进行了总结与归纳，指出适合本课题的研究方法。本文运用随机振动的基本理论对燃油分配器系统进行随机振动响应分析，随后利用金属疲劳强度理论对应力响应结果进行了对称循环疲劳应力的等效转换，最后用转换的疲劳修正应力计算得到结构的疲劳寿命。第一步，通过 UG 软件建立分析对象的三维模型；第二步，将数模输入到 Hypermesh 软件中，创建并赋予材料、定义装配、设置分析过程、施加边界条件和载荷、划分网格、创建分析作业，网格以六面体减缩积分单元 C3D8R 为主，进而得到了燃油分配器总成的有限单元模型；第三步，利用 ABAQUS 的计算和后处理功能进行了联合仿真分析，对模型进行随机振动的动态响应分析；第四步，利用金属疲劳理论中的 Goodman 等式对随机响应的最大输出应力进行转换疲劳应力的等效转换，并依据转换的疲劳应力计算结构的疲劳寿命。对支架失效设计进行仿真计算得到其随机振动应力分布状态，发现其 X 向的 3σ 最大应力值为 318 MPa，已经超过了材料的屈服极限 205 MPa，但没有超过抗拉极限 515 MPa，可能发生变形，不能满足结构静强度的设计要求；然后对最大应力进行了疲劳应力的等效转换，并且计算得到了其疲劳失效循环数 9.25663×10^5 ，由于该疲劳寿命小于其材料的无限寿命循环数 10^7 ，据此判断其疲劳强度无法满足设计的要求，并且预测最大应力部位极可能出现疲劳累积损伤并导致疲劳断裂。由于仿真分析联合疲劳计算预测的疲劳断裂位置与实际台架试验中的断裂位置接近，因此失效原因可以锁定：即零件的疲劳强度没有达到设计要求。随后基于此失效原因，对原结构进行了优化，提

出了两个优化方案，并分别对它们进行了随机振动响应和疲劳计算的联合分析。优化方案一的最大随机振动应力值出现在 Z 向频谱作用下，其 3σ 应力值为 179 MPa，将其转换成疲劳修正应力，并计算得出其对应的疲劳失效循环数 1.387347391×10^9 ；优化方案二的最大随机振动应力值出现在 X 向频谱疲劳作用下，其 3σ 值为 166.89 MPa，将其转换成疲劳修正应力，并计算得出其对应的疲劳失效循环数 3.097893432×10^9 。两种优化方案的最大随机振动应力值均小于材料屈服极限，基本满足静强度设计要求；同时其疲劳寿命均大于材料的无限寿命，满足其疲劳强度的设计要求。很明显，第二种优化方案的疲劳寿命比第一种优化方案更高，同时结合成本因素考量，第二种方案的质量比第一种方案减轻了 20%，最终确定第二种方案为采用的优化方案。为了验证仿真分析联合疲劳寿命计算方法的准确性，一套简单可靠的随机振动疲劳耐久试验系统被设计出来。以采集的试验数据来分析试验结果，并与联合计算的结果进行对比，以此检验仿真分析联合疲劳寿命计算方法的准确性。通过目测、X 光检测、泄漏测试和显微镜检测等手段全面检查，均没有发现样件有疑似裂纹，同时试验后零件的产品性能也符合设计要求。该试验说明优化设计后的样件基本不存在静强度破坏和疲劳破坏，能满足产品无限寿命的设计要求，同时也符合有限元分析联合疲劳寿命计算的预期结果，说明有限元仿真分析联合疲劳计算的分析方法是基本可靠的。本论文重点针对燃油分配器的随机疲劳性能进行研究分析，提出了一整套完整的随机振动仿真分析联合疲劳寿命计算的分析平台。

本文的最后，根据汽车零部件的发展需求，提出采用新的材料和工艺来优化传统燃油分配器的设计，设计了一种新型的塑料燃油分配器，基于前文已验证的仿真分析方法，得到塑料分配器随机振动的最大应力出现在频谱输入的 X 向，应力值为 40.02 MPa，满足产品的静强度设计要求，说明此种材料在生产上有应用的可能性，对其疲劳寿命的预测因缺乏准确的塑料燃油分配器系统疲劳寿命计算模型而没有进行。鉴于为同一款发动机设计的塑料燃油分配器比金属燃油分配器的重量减轻 27%，价格降低 1/3，在实现零部件轻量化和降低成本方面有着积极的意义，因此其疲劳强度可以通过进一步的随机振动疲劳耐久试验来验证，这将是下一步的工作方向。

关键词：燃油分配器系统，金属疲劳，仿真分析，随机振动，疲劳耐久试验

ABSTRACT

This subject based on a gasoline engine project from one vehicle engine company in local. The related new fuel rail sample was broken on the bracket during the engine fatigue test in the development process. This thesis is trying to use the theory of FEA (finite element analysis) to research the random vibration response performance and combine the fatigue life calculation math model to get the fatigue life in actual engine work condition. And the paper focus on finding the failure root cause and then raise two design schemes to optimize the rail structure and then analysis the feasibility of optimized structures. And then verify the method through the random vibration fatigue test. It establishes an analysis platform for the random fatigue performance of fuel rail. At the last, the paper raises the material optimum scheme, and its feasibility is analysed by FEA method mentioned above. The researches will bring some beneficial reference for the similar fuel rail structure design.

The main contents and research work of this thesis show as follow: It states the development and prospects of the passenger vehicle in Chinese market, and meanwhile analysis the engine components development needs in local. Then it gathers the engine component research techniques both in local and overseas, and it points out the proper method for the fatigue response study. This paper adopts the random vibration basic theory to analyse the random vibration response and then calculate the fatigue life of the fuel rail assembly base on the metal fatigue strength theory. The first step, 3D models are builded with UG code. The second step, the 3D models are imported into Hypermesh for creating a finite element model. And the steps include creating and assigning materials, creating instance and steps, setting boundary condition and load, dividing meshes. The third step, these finite elements models are imported into ABAQUS to do calculation and visualization to obtain the response of random vibration. The fourth step, to calculate the fatigue life through Goodman Equation of fatigue strength theory.

With the help of computer simulation softwares mentioned above, the contours of stress distribution in X\Y\Z spectrum direction for random vibration stress of the failure structure are obtained. And the maximum stress of the failure structure is found in X spectrum direction, the maximum 3σ stress is 318 MPa, which is shown on the

flange edge of bracket near the inlet tube. This stress value is much larger than the material yield limits 200 MPa, but not above the tensile limit. Thus the structure may occur deformation, and it cannot meet the requirement of the static strength. And the number of failure cycles is 9.25663×10^5 , which is much less than the number of material infinite life cycles. So the conclusion is the fatigue strength of this structure cannot meet the design requirement. And the fatigue cumulative damage would very probably come up on this position and led to fatigue fracture. Since the fracture positions for combine analysis result is close to the fatigue durability test result, so far, the failure rootcause is found: that is the structure strength does not meet the fatigue strength of design requirement. Base on the analysis conclusion, two optimized designs are raised, and FEA combine with the math calculation is applied to them. The maximum stress appears on Z spectrum direction with the first optimized design, the corresponding 3σ stress is 179 MPa, and the related number of failure cycles is 1.387347391×10^9 . The maximum stress appears on X spectrum direction with the second optimized design, the corresponding 3σ stress is 166.89 MPa, and the corresponding number of failure cycles is 3.097893432×10^9 . The maximum 3σ stresses for these two optimized structures are all below the yield limit, and both of them meet the requirement of static strength. And to compare with material infinite life, their fatigue lives are much larger. And the conclusion is the two optimal designs can meet the requirement of design fatigue strength. On the other hand, the weight of second optimized structure reduced by 20% compared to first optimized design. With consideration the analysis results and the costing factor, the second optimized structure wins.

To verify the combination analysis method of FEA and the fatigue life calculation, a random vibration fatigue durability test comply with the actual working condition for fuel rail is designed and conducted. By collection several groups of test data such as visual checking data, X ray checking data, leak test data, microscope detection data, no suspected micro crack was found, and the performance for those test completed samples can meet the product performance requirements. The result implies that there is no static fracture and fatigue crack on the samples completed testing, and also the optimized structure has infinite life cycle. The test result is congruent with the combination analysis forecast, and it also shows the combination analysis method is basically correct. These researches focus on the study of fuel rail random vibration fatigue performance, and final an integrity combination analysis

method with FEA and fatigue calculation for fuel rail random fatigue are raised.

At the end of the paper, a type of new composite fuel rail different from common metal rail is raised to optimize the fuel rail material and manufacturing process. The verified FEA method mentioned above is applied to this composite rail, and the maximum stress on the rail is 40.02 MPa shown in Z spectrum direction. And the structure can meet the design requirement of static strength. And it shows that this material have the feasibility in production. Yet there is no fatigue life forecast because of no accurate fatigue life calculate math model for composite rail. Since the weight of this composite rail is lighter around 27% compared to the failure metal rail, and the piece cost will reduce 1/3 when the production volumun achieves 100 thousands. It is positive in leading a lighter and lower cost fuel rail on the production, and the fatigue life is worth to be test in the random fatigue durability test, and it will be the next step work.

Key words: fuel rai system, metal fatigue, FEA, random vibration, fatigue durability test

目录

第 1 章 绪论.....	1
1.1 课题背景和研究意义.....	1
1.2 材料疲劳.....	2
1.2.1 疲劳的发现及其基本理论.....	2
1.2.2 疲劳寿命及其影响因素.....	5
1.3 发动机零部件疲劳强度的国内外研究方法及其现状.....	6
1.3.1 疲劳强度的试验方法研究现状.....	6
1.3.2 发动机零部件有限元计算方法研究现状.....	7
1.3.3 燃油分配器系统疲劳强度的主要研究方法.....	12
1.4 研究目的及主要研究内容.....	13
第 2 章 燃油分配器系统随机振动仿真分析及疲劳寿命计算.....	15
2.1 引言.....	15
2.2 随机振动及疲劳寿命计算理论.....	15
2.2.1 随机载荷的处理.....	15
2.2.2 随机振动分析法基本理论.....	17
2.2.3 随机振动正态分布.....	17
2.2.4 随机疲劳寿命计算.....	19
2.3 燃油分配器总成的物理结构.....	20
2.4 燃油分配器系统的随机振动仿真分析及疲劳寿命计算.....	22
2.4.1 燃油分配器总成的有限元模型及前期处理.....	23
2.4.2 燃油分配器总成的 3D 数学模型.....	26
2.4.3 支架失效设计的随机振动仿真分析及疲劳计算.....	27
2.4.4 优化设计方案一的随机振动仿真分析及疲劳计算.....	31
2.4.5 优化设计方案二的随机振动仿真分析及疲劳计算.....	36
2.5 本章小结.....	41
第 3 章 燃油分配器系统的疲劳耐久试验.....	43
3.1 燃油分配器系统疲劳试验设计概述.....	43
3.2 试验目的及装置.....	43
3.3 试验过程.....	45
3.4 试验结果分析.....	47
3.5 本章小结.....	50
第 4 章 燃油分配器系统的材料优化及仿真分析.....	51
4.1 塑料及纤维复合材料在汽车零部件上的应用.....	51

4.2 复合材料燃油分配器的材料性能.....	51
4.2.1 PA66 的材料性能.....	51
4.2.2 玻璃纤维.....	52
4.3 复合材料燃油分配器总成结构介绍.....	53
4.4 复合材料燃油分配器系统有限元模型的建立和简化.....	53
4.5 复合材料燃油分配器总成随机振动疲劳响应分析.....	56
4.6 本章小结.....	63
第 5 章 全文总结与工作展望.....	65
5.1 结论.....	65
5.2 工作展望.....	67
致谢.....	69
参考文献.....	71
个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果.....	75

第1章 绪论

1.1 课题背景和研究意义

1886年，世界上第一辆内燃机汽车在德国被发明出来，130年后的今天，内燃机汽车已经发展成为陆地上最重要的交通工具，由汽车构建的交通运输网络在现代社会中发挥着巨大的功用。根据世界汽车组织（OICA）的统计，2015年全年全球累计生产各类汽车9068.31万，汽车的销量则达到了8967.80万辆。

根据中国汽车工业协会提供的数据，2006到2016这十年间，我国汽车销量迅猛增长，从年销量不足800万辆到现在中国汽车产销分别完成2811.9万辆和2802.8万辆。中国已成为世界上最大的汽车产销国家。汽车销量发展趋势见图1.1。

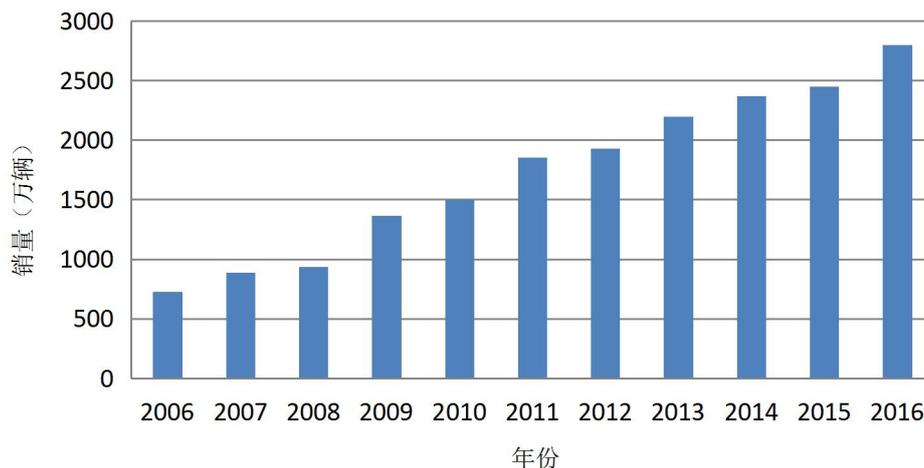


图 1.1 中国 2006-2016 年汽车销量柱状图

《2016年国民经济和社会发展统计公报》显示，2016年末包括三轮汽车和低速货车在内的全国民用汽车保有量达到19440万辆，比上一年实现了12.8%增长，其中私人汽车保有量16559万辆，增长15.0%，其中私人轿车10152万辆，增长15.5%。扣除881万辆的三轮汽车和低速货车，2016年末全国民用汽车保有量达到18559万辆^[1]，千人保有量达到134.22辆/千人。2014年美国汽车的千人保有量是800多辆，欧洲和日本也超过了600辆。因此，以发达国家为参照，我国汽车的保有量还将会有很大的提升空间。

当人们对汽车的依赖性越来越高，汽车的可靠性就成为购车的重要指标。产品在规定的时间内，规定的条件下，完成规定功能的能力，被称为可靠性^[2]。

在汽车行业，可靠性主要通过使用耐久性进行评判，经久耐用就是可靠性好。汽车金属零部件的主要破坏形式有腐蚀、磨损和断裂这三类。汽车在行驶状态下，其内部机构的运行会对零部件产生随机载荷或循环变化的载荷，零件的主要失效形式表现为疲劳断裂。实验表明，这些载荷与零件的疲劳强度和疲劳寿命有着重要的联系，而失效位置的内部应力往往远小于零件材料的抗拉强度甚至屈服强度。因此，对于汽车零件来说，疲劳是可靠性研究的重要内容，尤其是作为汽车动力来源的发动机：可靠性永远是其最重要的指标，高动力性和高经济性都是建立在可靠性的基础之上。而发动机零部件的耐久性是保障发动机可靠性的基础。发动机为整车提供源源不断的动力，而燃油供给系统为发动机提供燃料，其重要性不言而喻，燃油分配器系统作为燃油供给系统的“骨架”和“血管”，在恶劣的工作环境下承受来自路面和发动机的随机振动和冲击，对发动机的可靠性起着重要作用。

燃油分配器系统作为发动机燃油供给系统中为燃油喷射器系统提供油路连接和固定夹持的载体，同时为其提供稳定压力的燃油。通常，燃油分配器总成系统固定在发动机缸盖或者歧管上，其与发动机或进气歧管的固定点包括燃油分配器支架与发动机的螺栓刚性连接、燃油分配器进油管与供油软管的连接、燃油喷射器系统与发动机橡胶密封圈柔性连接、燃油喷射器系统与燃油分配器系统之间为橡胶密封圈柔性连接。发动机的燃烧冲击，以及各种路况下路面通过车身传递过来的颠簸振动，大部分能量都由与之刚性连接的燃油分配器系统承受，因此燃油分配器系统必须具有足够的强度，以保证燃油喷射器和发动机之间正确的配合关系。在车辆的实际使用过程中，燃油分配器系统会出现零件断裂的状况，而这种断裂往往是批量的，很可能是结构的强度没有达到车辆的设计要求，因此燃油分配器系统强度以及疲劳特性对发动机的工作性能和寿命有着重要的影响，因此必须重视燃油分配器可靠性的开发设计。

1.2 材料疲劳

1.2.1 疲劳的发现及其基本理论

19 世纪工业革命以后，蒸汽机车和机动运载工具开始被广泛应用到生产中，发生在运动部件上的破坏突然大范围爆发出来，而零部件的截面突变处是破坏最常发生的位置。破坏处的名义应力通常远低于材料的强度极限。法国工程师 J.V Poncelet 首先注意到这种现象，并于 1839 年提出了“疲劳”的概念^[3]，用来

描述材料在交变载荷下承载能力逐渐减弱以致最终断裂的现象。当材料或结构受到多次交变载荷作用后，内部应力值在远低于材料强度极限的情况下却发生破坏，这种现象就叫做疲劳破坏。美国实验与材料协会（ASTM）在 ASTM E1823-13《疲劳和断裂试验的标准术语》中定义：材料在某（些）点承受扰动应力和应变，在发生充足次数的扰动之后，材料达到承受极限，最终导致局部生成裂纹或者完全断裂，这一逐步发生永久性结构变化的发展过程，称为疲劳^[4]。

机车的第一篇疲劳破坏研究论文由英国人 W.J.M.Ran Kine 在 1843 发表，研究对象是车轴。随着蒸汽机车投入工业使用，机车车轴的疲劳破坏频次异常高，其破坏经常出现在车轴的轴肩处，而此处的应力仅为 $0.4\sigma_{ys}$ ，成为火车行驶过程中面临的严峻问题。在 1867 年的巴黎博览会上，德国人 Wohler W.A 展出了他的车轴疲劳试验结果，并首次提出了疲劳极限的概念，开创性地将应力与疲劳的产生关联起来；他在 4 年后发表的论文中，系统论述了疲劳寿命与循环应力的关系，确定了疲劳破坏的决定因素是应力幅，并最早提出了疲劳性能的 S-N 曲线，为金属疲劳理论奠定了基础^[5]。S-N 曲线经常用于疲劳试验分析^[6]。

常规疲劳计算包括无限寿命计算和有限寿命计算，其计算基础为名义应力。零件的疲劳寿命与其应力、应变水平有关，应力或应变与在一定条件的载荷作用下发生破坏的循环次数之间的关系可以用应力—寿命曲线（ σ -N 曲线）和应变—寿命曲线（ δ -N 曲线）表示，应力—寿命曲线和应变—寿命曲线统称为 S-N 曲线，这些曲线均表示实验数据的平均值，通常以对数坐标画出，如图 1.2 所示。应力（应变）幅值用 S 表示，相应的等幅载荷作用下发生破坏的循环次数用 N 表示，它可以近似地看作由三条直线组成。两条斜直线，一条平行于横坐标轴的直线，从原点开始的第一条斜线称为寿命曲线的高应力范围（也称低周疲劳），接下来的斜线称之为寿命曲线的疲劳应力范围（也称高周疲劳），最后的水平直线段为安全应力范围。斜线和直线交点的横坐标用 N_0 表示，称为循环基数；斜线和直线交点的纵坐标就是疲劳极限 σ_{-1} 。按 σ_{-1} 进行的疲劳强度设计，称为无限寿命设计。S-N 曲线的中间斜线部分的方程式为 $\sigma_i^m N_i = C$ ，式中的 m 和 C 是材料常数，中间斜线上任一点的坐标为 (N_i, σ_i) ，一个 N 对应的一个 σ 值，这个 σ 值称之为 N 的条件疲劳极限。按条件疲劳极限进行的疲劳强度设计，称为有限寿命设计，即安全设计寿命^[7-9]。如图 1.2 中以 N_0 为分界点，无限寿命设计区域在 N_0 右边，有限寿命设计区域在 N_0 左边。

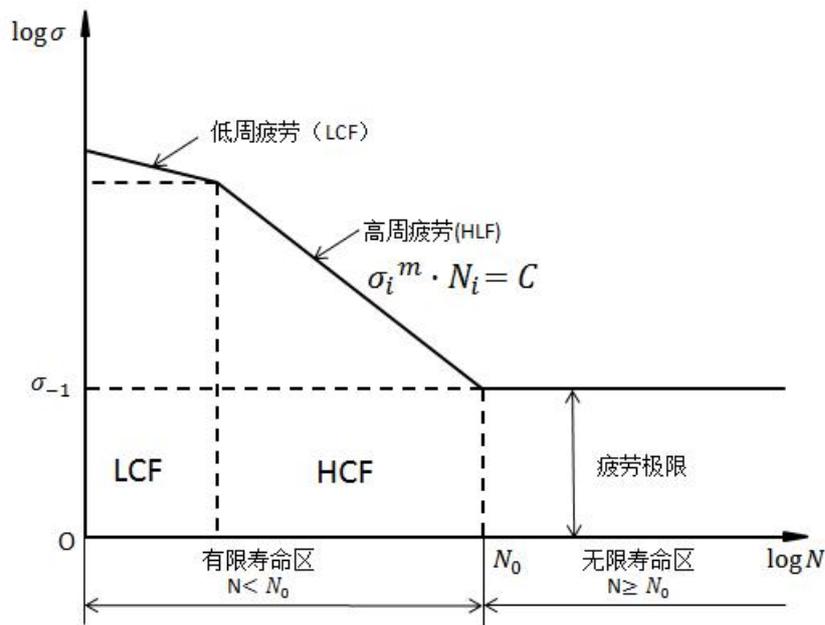


图 1.2 双对数坐标下的 S-N 曲线

汽车金属零件在变载荷的作用下，无论是承受周期性载荷还是非周期性载荷，其主要失效形式均表现为疲劳破坏。在外部扰动载荷的作用下，金属内部的薄弱区域会逐渐发生变化并发展成为损伤，然后逐步累积并形成微裂纹，当裂纹扩展到足够大以后就会引起零件的突然断裂，这就是疲劳的破坏过程。

对于零件或构件在随机载荷作用下的疲劳，其计算方法和试验手段有特殊性和区别，称之为随机疲劳^[10]。零件受到的随机变化的载荷是变量时间的函数，其离散范围随着时间的增加和强度分布平均值的下降而扩大。对于钢材一直要降到一个持久极限时为止，而对于一些有色金属则无明显的持久极限^[11]。

钢材的疲劳破坏，其应力（应变）——寿命曲线同样遵循图 1.2 的 S-N 曲线规律。根据引起其疲劳破坏的扰动载荷的循环次数 N ，可大致分为以下三个区间：

(1) 低周疲劳，其破坏特征表现为晶体丧失方向性并严重碎裂，同时出现硬化现象，对应 $N < 10^3 \sim 10^5$ 次的高应力范围。主要是以消耗材料塑性为主的累积损伤，故也称为应变疲劳。

(2) 高周疲劳，其破坏特征是晶体出现反复滑移，并且由于这种滑移，晶体集聚形成具有轻微硬化的滑移带，对应 $10^5 < N < 10^7$ 次的应力范围。在这个范围内主要是以消耗材料强度为主的累积损伤，是所谓的“真正”的疲劳。

(3) 材料疲劳极限，其晶体组织表现为出现大片的分布滑移，但既无硬化

现象，也无明显的毛孔或微裂纹结构出现，对应 $N \geq 10^7$ 次的应力范围， 10^7 即为钢材的 N_0 。此时的应力是材料能重复承受且不再发生破坏的应力值，即材料的疲劳极限 σ_{-1} 。对于钢材零件而言，在 $N \geq N_0$ 的条件下（即 10^7 次循环后），材料具有无限寿命，可承受无限次循环。

1.2.2 疲劳寿命及其影响因素

疲劳寿命是疲劳寿命机构或机械从疲劳裂纹的形成到裂纹扩展，以至最后断裂，这一过程结构经历的时间或载荷循环的次数。疲劳研究的主要内容即疲劳寿命分析方法。疲劳寿命研究经历了 S-N 曲线描述疲劳行为、疲劳线性损伤理论及局部应力应变法^[12]。疲劳研究是一个包含许多学科的交叉学科，需要综合运用材料学科、理论力学、材料力学、结构力学等不同学科从不同的角度对其进行研究。

在实际工业应用中，影响疲劳寿命的因素错综复杂地作用，最终导致了零件和工程构件的疲劳破坏。材料的 S-N 曲线只能代表光滑试样的疲劳性能，而实际零件的尺寸、形状和表面状况与标准试样有很大差别，因此其疲劳强度和寿命也与标准试样有很大差别。影响疲劳的各种因素及其关系，归纳起来主要有三方面，见表 1.1。

表 1.1 影响疲劳寿命的因素^[5]

工作条件	零件状态	材料本质
载荷特性	尺寸效应	金相组织
加载频率	缺口效应	化学成分
环境介质	表面粗糙度	纤维方向
服役温度	零件热处理	内部缺陷分布
	表面热处理	
	残余应力应变	

1.3 发动机零部件疲劳强度的国内外研究方法及现状

1.3.1 疲劳强度的试验方法研究现状

18 世纪的第一次工业革命开创了以机器代替手工工具的时代，欧洲是工业革命的发源地，很早就开始了疲劳试验的相关研究，也较为领先。对疲劳现象首先进行系统实验研究的是德国人 Wohler W.A，他从 1847 开始试验研究，在 1850 年发明出了第一台旋转弯曲疲劳试验机^[10]，以后又研制出多种疲劳试验机，并首次采用金属试样的形式进行疲劳试验，在 40 年间完成了循环应力下的多种疲劳试验。

最早出现的静态试验机由机械式加载，在 1869 年由一位叫 Tinius Olsen 的工程师发明。1880 年，首款用于工业用途的杠杆重锤式材料试验机在英国生产出来，随后螺母、螺杆加载的万能试验机也出现了，他们就是电子万能试验机的最初形式，可以实现对材料的压缩、拉伸、剪切、扭转、弯曲等试验。再以后，瑞士 Amsler 公司研发了液压式万能试验机，与机械式相比较，其体积小、输出力大、操作方便、构造简单、易于维修，能实现各种静态试验，直到现在，这种试验机仍在生产和使用。

目前在世界范围内，Ricardo 公司、AVL 公司、Schlenck 公司等都在发动机零部件疲劳强度试验方面拥有丰富的经验和先进的设备，能完成发动机各种零部件的疲劳试验。此外，国外各发动机专业制造企业如 Cummins、Toyota、Denso 等经过近百年的发展，积累了大量的发动机零部件疲劳试验的数据，拥有丰富的经验。

20 世纪初，第一台杠杆式拉伸试验机被引进我国同济大学试验中心。而我国的第一台万能材料试验机是由邓曰谟教授研制，从 1932 年到 1933 年期间，邓曰谟依托北洋大学机械研究社，经过一系列艰苦试验，成功地设计制造出了油压试验机、冲击试验机、水泥拉力机等试验设备，其中 50000 磅材料试验机是由中国人自己设计和制造的第一台万能材料试验机，可以进行材料机械性能的一系列静力试验^[13]。20 世纪 50 年代，我国的飞机事故频发，原因是飞机机械零件的疲劳破坏导致机能失效，所以航空部门率先开始了对机械疲劳可靠性的研究，改进和设计了一大批试验设备、试验系统、试验方法如：航空涡轮发动机叶片振动疲劳试验的自动化疲劳试验系统、程控振动疲劳试验系统、航空发动机立式主轴综合加载疲劳寿命试验器、根据电（磁）涡流原理研制的新型疲劳试验设备，以及新型的试验方法如利用气体激振进行疲劳寿命试验的方法

等^[14-18]。随后这些试验设备、试验系统和试验方法从航空领域推广到各个领域，逐步取得了较大的成果和进步^[19]。

我国最早的发动机强度试验开始于 20 世纪 60 年代末，在研究过程中，静态测量发展比较成熟，但动态测量进展比较慢。静态测量广泛采用应变电测法、光弹性法等。动态测量的最好方法是无线电遥测法，目前国内多为引进的国外设备，自主开发的试验系统较少。近年来，浙江大学动力机械及车辆工程研究所在发动机零部件疲劳试验系统研究中具有很多成果，开发了针对曲轴、机体、活塞的试验系统^[20-25]；以及 2015 年，长春机械科学研究院有限公司研制的新型发动机缸体疲劳试验机，其主要采用周期性液压加载形式来模拟腔体内的气压^[26]。总体而言，国内的相关研究缺乏系统性，积累的经验 and 数据都较少。

1.3.2 发动机零部件有限元计算方法研究现状

上个世纪 60 年代，有限元法开始被应用到发动机行业上。1967 年，有限元在船舶柴油机上的应用首次展示在第二届国际船舶结构会议上，随着有限元方法在发动机应用上的推广，到十年后的第十二届国际内燃机会议，有限元法在发动机强度上的研究应用已经广泛开展，到 1979 年的第十三届国际内燃机会议时，三维有限元法在发动机制造研究机构上的应用已十分普遍。发动机技术作为汽车技术领域的核心技术，国外汽车企业在发动机开发设计过程中很早就利用了有限元技术，并且成立了专门的 CAE (Computer Aided Engineering) 研发中心。在结构分析方面，A.F.Seybert 对众多柴油机零部件运用有限元法进行了各种尝试，实现了声振耦合分析^[27]；D.Anderton 和 M.R.Ghazy 对重型机进行了有限元动态响应研究，成果包括利用有限元对曲轴箱在发动机 2100 r/min 满负荷状态下的振动动态响应的预测，其有限元仿真分析曲线与实测曲线非常接近，随后他们利用该方法进一步实现了对缸体在 1200 r/min、1600 r/min、2100 r/min 三个转速满负荷状态下的振动动态响应的预测^[28]，如图 1.3 所示，并由仿真分析的结果指出垂直的主轴承力是引起重型柴油发动机最大噪声辐射区域的主要振动来源，而缸套的振动仅由活塞的直线运动作用力引起。这是利用有限元技术首次对发动机振动动态响应实现的比较科学的预测和分析。

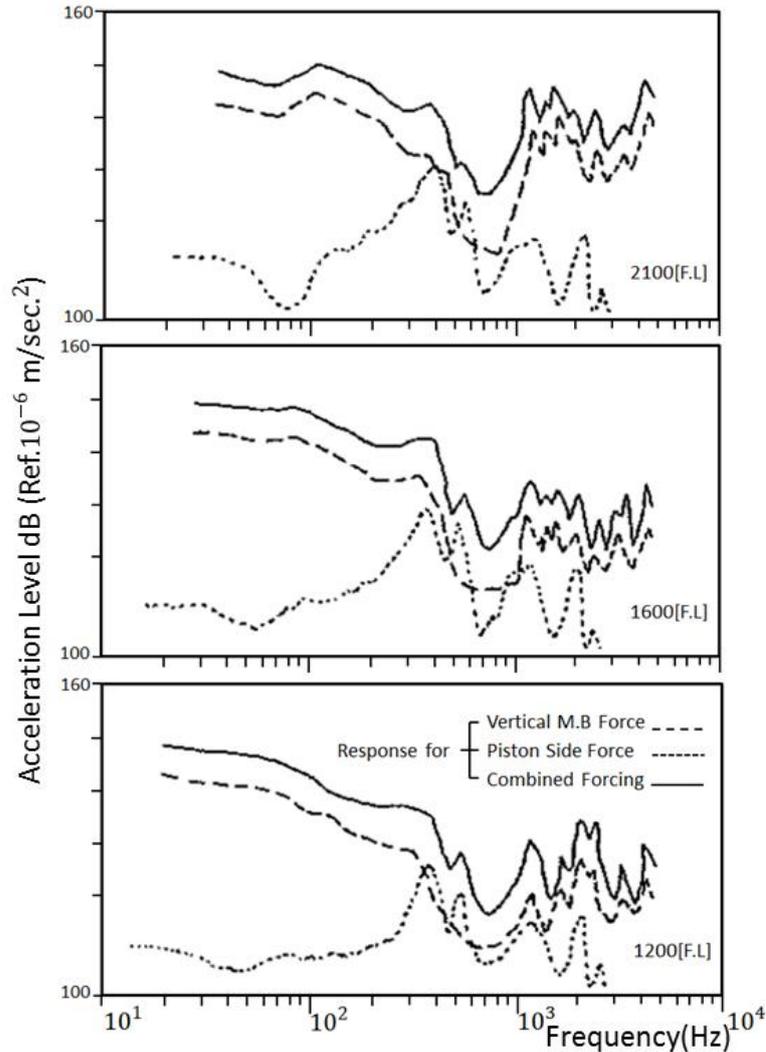
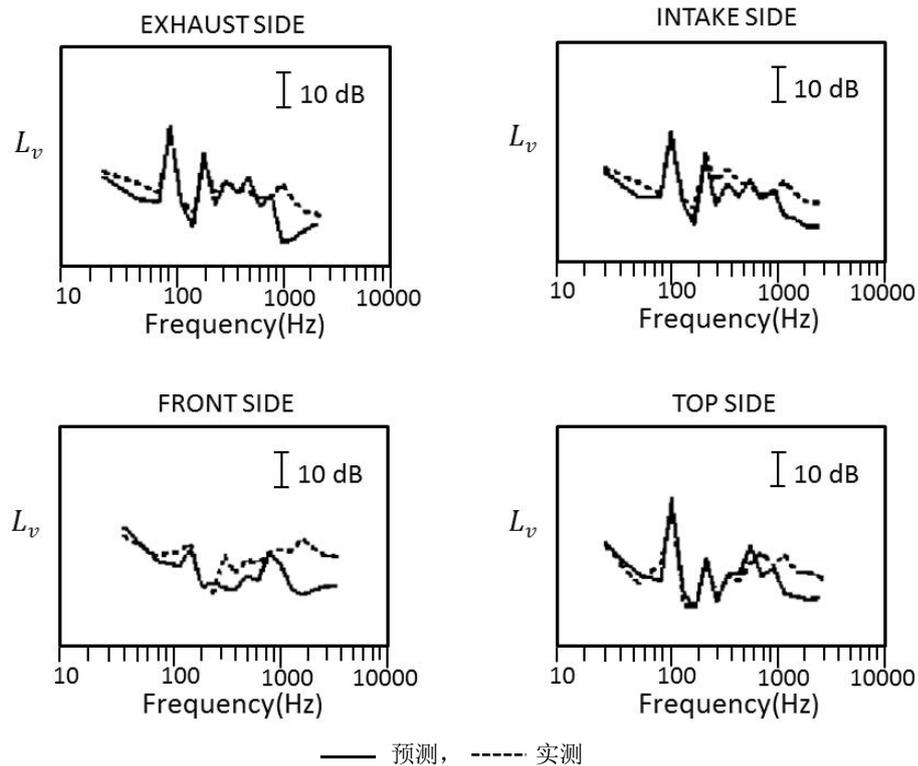


图 1.3 基于垂直的主轴承力和活塞力作用在缸套上的发动机缸体响应预测曲线^[28]

Shung H.Sung, Michael P.Fannin 等人组成的通用技术研发团队利用有限元和边界元法预测了内燃机结构的振动和辐射噪声，得到了 3200 r/min 时发动机缸体表面平均振动速度曲线，如图 1.4，由图片可见有限元仿真预测曲线与实测曲线趋势接近，同时进一步研究得到了 3200 r/min 和 5000 r/min 时距离发动机一米处的发动机缸体辐射噪声水平曲线，评价结果表明，发动机系统模型的精度在预测结构振动方面通常对于频率低于约 800 Hz 时的结果是恰当的^[29]。

图 1.4 发动机在 3200r/min 时的缸体表面平均振动速度曲线^[29]

比利时 LMS 公司、奥地利 AVL 公司利用有限元分析技术分析缸体激励力，并取得了重大进展，通过仿真计算得出的动态响应结果同试验数据接近^[30]；美国通用公司将有限元法首次应用到在柴油机的燃烧热应力、极限变形以及动态响应的分析中。比利时普汉大学、美国汽车工程师协会（SAE）、美国辛辛那提大学（University of Cincinnati）等很多研究机构，在发动机体模型的建立过程中将静态分析和实验模态分析等方法结合起来，从而使得机体的有限元分析模型更趋完善和接近实际状态，取得了突出的成效^[31, 32]。对于机体出现裂纹的难题，福特公司也运用有限元分析的手段成功攻克^[33]。此外，世界上其它的主要发动机生产厂商和研究机构分析计算的对象基本涵盖了从橡胶密封圈到燃油分配器、连杆、活塞、曲轴、机体、缸盖等几乎所有发动机的零部件，研究内容主要集中在温度场分析、应力位移场分析及振动分析三个方面^[34]。与此同时，国外在积累了大量计算和试验数据的基础上，开发了相应的专业软件，如 ADAMS、EXCITE、I-DEAS、ABAQUS 等，使得仿真分析对于不同产品更有针对性，也更简单。目前，国外很多汽车企业已经将仿真分析作为开发设计流程中必要的阶段和重要的设计参考依据。

我国的有限元仿真分析技术最初是使用在军事飞机发动机上，汽车行业虽然较国外汽车业发达的国家起步晚，但是在有限元分析方法上也很早就进行了尝试，并进行了大量的研究工作。

吉林工业大学在 1982 年最早开始了对发动机气缸体进行静力和动力有限元分析计算^[35]，气缸体采用空间板梁组合的力学模型，用有限元法计算该气缸体的静变形，得出了 BJ492Q 型发动机气缸体在机械载荷作用下的应力场和位移场，气缸体轮廓点的位移如图 1.5 所示，其主要测点计算结果与实验测定相吻合。同时还得到了其前十阶自振模型图，由此得出的气缸体自振频率基本属中、低频的结论也与实验测定相吻合。

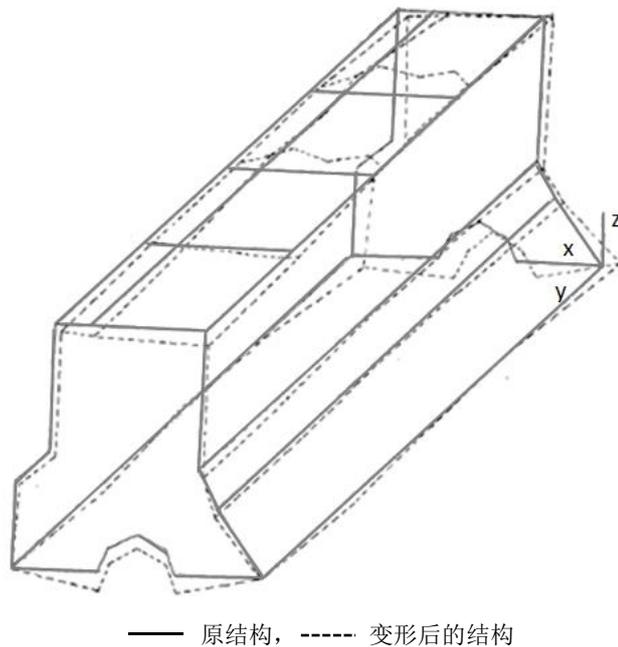
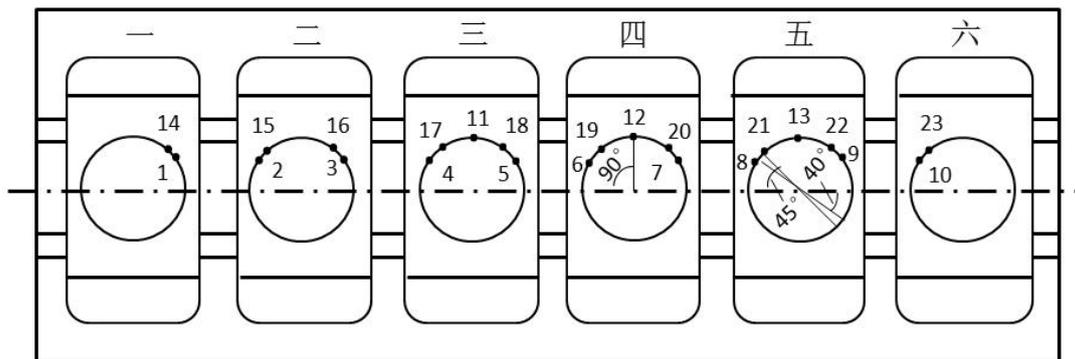


图 1.5 气缸体轮廓点的静力位移^[35]

之后，刘福昌、扬士朋、张乾坤针对 12150LZ 发动机缸盖产生疲劳裂纹的原因进行了有限元分析^[36]，得到了缸盖承受反复卸载的循环机械载荷后结构内的疲劳应力和位移的分布状态，指出了结构内高应力区，并进一步提出改善疲劳应力的三种方法：降低热应力；通过改进密封结构降低丝对预紧力；增大过渡圆角。对解决缸盖疲劳裂纹提供了很好的研究方向。

与此同时，唐述斌、赵幼平则运用有限元分析的方法对 EQ6100 发动机气缸体进行强度分析，成功解决了气缸体水套底板疲劳开裂的问题^[37]。在分析的过程中对气缸体周期性疲劳载荷进行了正确简化，建立了有限元力学模型，对

于气缸体水套底板疲劳强度的有限元分析引入了应力幅值法进行计算。发动机气缸体在主轴承疲劳载荷作用下的有限元计算方法通过动态应力电测试验获得了验证，如图 1.6 所示，气缸体有限元疲劳强度的计算结果与动态应力测定试验结果较好地吻合。在有限元疲劳强度分析中采用应力幅值法显著地缩短了计算周期，使有限元分析能较方便地应用在发动机气缸体结构疲劳强度的优化设计中，为加速产品疲劳强度的设计提供了可靠的依据。



(a) 水套底板主要研究部位与测点位置

测点	计算结果		电测试验	测点	计算结果		电测试验
	应力幅值法	有限元			应力幅值法	有限元	
14		132.9	139.0	19	165.5	178.4	205.0
15	276.1	279.7	270.0	20	154.6	142.4	125.0
16	267.2	274.0	227.0	21	275.3	277.5	255.0
17	136.6	123.4	123.0	22	288.9	294.3	257.0
18	163.4	171.0	206.0	23		114.3	110.3

(b) 部分对应点的应力幅值法计算结果、有限元计算结果以及电测试验数值

应力单位: kgf/cm^2

图 1.6 水套底板主要研究部位与测点位置及对应有限元疲劳强度计算与试验结果比较^[37]

到二十世纪九十年代，吉林工业大学对内燃机机体模态、表面辐射噪声方面进行了研究，也是国内内燃机在结构噪声方面的首次研究，其仿真分析计算的结果比较准确地反映了实际状况^[38]。研究首先对机体结构实际受力状态建立了等效简化处理的有限元力学模型，随后进行了机体辐射噪声计算，得到机体两侧表面各节点的声强值。然后将该仿真计算得到的等声强曲线与机体表面三

维声强实测图进行比对发现：其声强分布形状及声强高点区基本一致，仿真分析结果与试验数据比较吻合。其论述的机体动态特性及噪声分析方法，为降低机体噪声提供了快速有效的途径。

这些研究使得利用有限元技术实现复杂结构的优化设计有了基础，并且在发动机疲劳强度的有限元分析计算上进行了有益的尝试。随着国内自主造车的呼声越来越大，自主设计开发发动机零部件也在加快推进。因此，将有限元技术同新产品的开发设计结合起来，在设计初期就充分分析结构的强度、模态、噪声、热影响等问题将很好地减少产品的设计问题并提高开发效率，在工程开发过程中具有很实际的应用价值。同时，结合工程实际应用进一步优化有限元计算方法，无论是简化有限元分析及还是提高计算精度，进而逐步优化发动机的结构，都具有重要的学术意义。

1.3.3 燃油分配器系统疲劳强度的主要研究方法

燃油分配器系统的疲劳强度分析手段可分为试验和计算两种。

目前使用最广泛的试验方法是模拟试验和实机试验。模拟试验，即通用疲劳试验，就将燃油分配器系统放在模拟真实工况环境下的试验，其显著优点包括：成本低、周期短、设计多样化（比如装夹多样，载荷灵活多变，载荷波形式可选等），缺点是并不能替代燃油分配器系统的真实工况，对产品的验证通常会超越其使用需求，造成产品使用寿命和原材料的浪费。实机试验在发动机台架上按照实际的转速工况进行试验，是发动机定型检验不可替代的手段，优点是结果真实可靠，缺点是周期长、成本高，且无法实现对产品性能的强化试验。因此，在实际开发过程中，通常在设计阶段更注重通用模拟试验，后期定型采用实机试验验证。通用模拟试验是燃油分配器系统验证设计结构的刚度、强度、疲劳性能以及优化结构的合理方法。随着测试技术、测试方法以及实验设备的进步，模拟试验已经能实现较高的控制精度和测试精度。然而，传统的疲劳试验依然在时间和成本上投入很大。疲劳实验设备也多以机械式、液压式为主，这类实验机的加载频率较低，实验设备能耗高、投资大、周期长、折旧费用昂贵。随着汽车市场竞争愈演愈烈，车型换代周期也大大缩短，单纯的试验手段已经不能满足汽车工业发展对产品设计开发高效率的要求。

计算方法主要是依赖计算机辅助工程，目前应用较为广泛的方法是有限元仿真分析计算。有限元仿真分析，是利用成熟的数学、力学算法，根据给定的

工况、负载、边界、约束条件等，可以实现计算其每一单元以及节点的受力、位移、振动、声学、热影响等特性，最终得到包括静力学、应力/位移、振动/固有频率、模态、动态响应、热传递、噪声等分析结果^[39-41]。有限元仿真分析主要的工作包括：发现设计缺陷、减少重量、增加强度、优化零部件尺寸、优化性能、选择恰当材料、检查安全要素^[42-44]。近年来国内外许多发动机研究机构对燃油分配器总成进行了大量的有限元分析计算，在有限元模态分析、疲劳强度分析、动力响应分析、模流分析等方面取得了丰富的研究成果。

由于发动机工况多变，疲劳机理成因复杂，以目前模拟计算的精度来看，有限元仿真计算仍需要通过疲劳试验来验证，因此把两者结合起来成为目前产品设计开发过程中最有效的方法。有限元仿真分析在产品初期发挥了重要作用，试验验证则在产品的实物验证过程中起到关键作用，简言之，试验验证有限元计算方法，为有限元计算方法的改进提供依据，有限元分析也为试验失效的设计提供了进一步的优化方向，两者相辅相成。

1.4 研究目的及主要研究内容

国内某发动机厂家在开发一款发动机的过程中，其自主设计的燃油分配器样件在台架耐久试验过程中出现了支架断裂的状况，为了探索问题根源并解决这一问题，本文首先运用有限元仿真分析方法从随机振动动态响应的角度对结构建立了计算机仿真分析，然后结合疲劳强度理论对仿真应力进行计算得到其疲劳寿命。最终发现其疲劳寿命小于设计要求的无限寿命，疲劳强度无法达到设计要求，并且通过分析其随机振动应力云图发现最大应力部位与实际断裂部位相同，找到了支架失效的原因。随后，根据失效原因，优化原结构，设计出两种不同结构的优化方案，并且同样采用随机振动有限元仿真分析联合疲劳寿命计算的方法进行分析。分析结果显示两种优化方案均能满足产品的疲劳强度设计要求。然后，结合疲劳寿命和成本因素选择出最佳的优化方案，最后对该优化方案进行了随机振动的疲劳试验验证，得到的试验结果与仿真分析联合疲劳计算的预测结果基本一致，因此验证了随机振动仿真分析联合疲劳寿命计算方法的准确性。

另外一方面，由于汽车行业竞争日趋激烈，轻量化和降低成本成为各大厂家不断追求的目标，众多的发动机厂家提出了对发动机零部件的轻量化和降低成本的要求。本文在优化不锈钢燃油分配器结构的基础上，进一步提出了优化其材料的观点，拟采用复合材料的燃油分配器代替不锈钢材料的燃油分配器，

并提出了复合材料燃油分配器的设计方案，并对其进行了随机振动仿真分析。目前，国内使用最广泛的燃油分配器材质为 304 不锈钢，新型的复合材料燃油分配器与之相比在重量上能减轻约 27%，如果年产量达 10 万台，则成本能实现降低 1/3，在降低成本和实现轻量化的目标上提供了进一步优化的空间。

本文的主要研究内容如下：

1) 针对不锈钢燃油分配器总成，用 UG 软件建立 3D 数模，然后利用 HyperMesh 和 ABAQUS 仿真分析软件联合开展不锈钢燃油分配器总成的随机振动动态响应计算，得到其随机振动状态下的最大应力，然后通过疲劳强度理论对随机应力进行等效疲劳应力转换，通过对疲劳应力进行失效循环数的计算得到其疲劳寿命。首先对失效设计的结构进行仿真分析联合疲劳寿命的计算，通过其疲劳寿命判断是否发生疲劳破坏，然后进一步根据其随机振动的响应应力云图分析失效部位及原因；然后提出了两种优化设计方案并分别对它们开展同样的仿真分析和疲劳寿命计算，得到两种方案的疲劳寿命均大于材料无限寿命。最后将疲劳寿命结合成本因素考虑，分析两种方案的可行性，优选出其中一种方案作为最终的优化设计方案。

2) 开展不锈钢燃油分配器优化设计方案的随机振动疲劳耐久试验，详细阐述试验的设置、实施以及具体的试验结果分析，通过对比试验结果和仿真分析联合疲劳寿命计算的结果来验证仿真分析联合疲劳寿命计算方法的准确性。

3) 针对不锈钢燃油分配器成本高、重量大的缺点，提出对燃油分配器从材料方面进行优化的思路。燃油分配器拟采用塑料 PA66 加玻璃纤维增强复合材料来代替传统的不锈钢材料，并利用经上文验证的随机振动动态响应的仿真分析方法，对塑料燃油分配器设计方案的静强度进行了仿真计算。依据仿真分析得到的预测结果，得出材料优化方案在结构轻量化和降低成本方面具有一定可行性，有进一步的研究价值。

第 2 章 燃油分配器系统随机振动仿真分析及疲劳寿命计算

2.1 引言

燃油分配器总成承受的载荷主要为两大类：即静载荷和动载荷，静载荷包括不随时间变化的恒载和缓慢变化的准静载（如内部流动的油液），动载荷以冲击载荷和随机载荷为主。燃油分配器总成安装在发动机上，主要受到发动机气缸内的混合气体点燃后对缸体和活塞产生的冲击振动和路面通过车身传递过来的颠簸震动。由于车辆在不同路况的路面上行驶，路面对车辆的颠簸振动是随机变化的，同时发动机在不同工况下点火做功，点火频次也是随机变化的，因此燃油分配器总成受到的振动和冲击载荷是一个随机变量，由此引起燃油分配器总成的振动称为随机振动^[45]。燃油分配器总成由燃油分配器系统和燃油喷射器系统构成，由于燃油喷射器系统与燃油分配器系统和缸盖的连接方式为橡胶圈弹性连接，燃油分配器系统与发动机是螺栓刚性连接，因此大部分的冲击都是由燃油分配器系统直接承受。燃油分配器系统在随机振动的长期作用下受到频繁的冲击，在其局部高应力部位产生损伤并逐步积累，部分大应力部位会因疲劳损伤而产生断裂的可能，因此对于燃油分配器系统需要进行随机振动的疲劳的可靠性分析。

2.2 随机振动及疲劳寿命计算理论

2.2.1 随机载荷的处理

燃油分配器系统受到的随机载荷主要来自路面对车辆的随机载荷和发动机缸体内燃烧爆炸的冲击载荷。要仿真分析燃油分配器系统的疲劳性能，首先需要采集其实际受到的随机载荷，对随机载荷进行处理后得到能够反映零部件疲劳载荷特征的载荷谱。载荷谱是疲劳设计及寿命估算的重要基础数据。随机载荷有很多种形式，目前有两种方法对随机疲劳载荷进行处理，即循环计数法和功率谱分析法。

一般采用功率谱分析法对随机载荷进行处理。功率谱分析法是将模态分析

结果与一个已知的谱结合起来计算结构的应力、位移的分析技术，是对模态分析的扩展，用于计算结构在各种随机载荷下的响应^[46]。谱分析一般有三种方法：功率谱密度法、响应谱分析方法和动力设计分析方法。本文采用的是汽车零部件上常用功率谱密度法。

功率谱密度法是一种概率统计方法，是对随机变量均方值的度量，一般用于随机振动分析，因此，功率谱密度法又称为随机振动分析法，简称 PSD 分析^[47]。连续瞬态响应只能通过概率分布函数进行描述，即出现某水平响应所对应的概率。功率谱密度是结构在随机动态载荷激励下响应的统计结果，是一条功率谱密度值——频率值的关系曲线。数学上，功率谱密度值——频率值的关系曲线下的面积就是方差，即响应标准偏差的平方值^[46]。

基于概率的功率谱密度分析，得到的是载荷作用过程中的统计规律。PSD 是激励或响应的方差随着频率变化，PSD 曲线围成的面积是响应的方差。PSD 的单位是方差/Hz，加速度功率谱的单位是 G^2/Hz 。PSD 可以是位移、速度、加速度、力或压力。本文仿真分析采用的振动载荷即用加速度功率谱密度来表征，由实车采集得到，然后通过数值分析的方法，施加于零件指定节点进行计算。由于实际的振动载荷是一个方向复杂多变的随机变量，可以分解为 X、Y、Z 三个方向的功率谱密度曲线，其实车采集得到的加速度功率谱密度曲线如下图 2.1 所示，三个方向的具体定义见图 2.4。

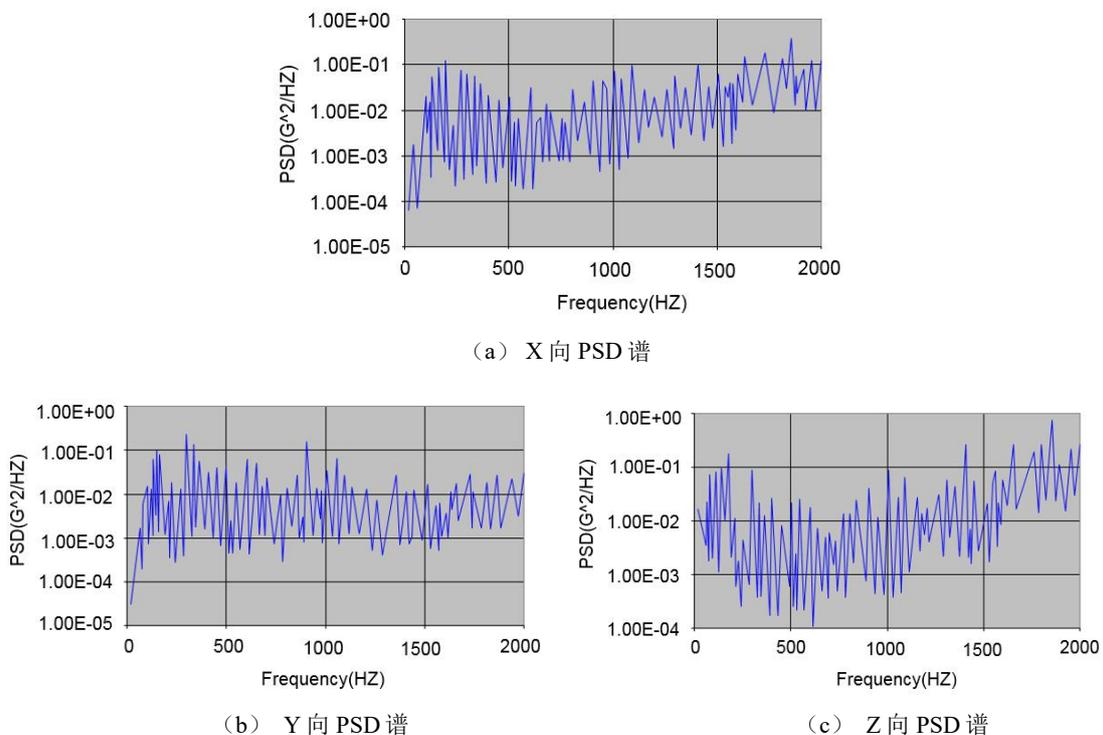


图 2.1 实车加速度功率谱密度曲线

2.2.2 随机振动分析法基本理论

当结构受到非确定性的连续载荷激励时，可以使用随机响应分析，随机响应分析的问题可以通过直接法或模态法频率响应分析求解^[48]。如果 $H_{xa}(f)$ 是第 x 个自由度在载荷 a 作用下的复频率响应（位移、速度或加速度）， $H_{xb}(f)$ 是该自由度在载荷 b 作用下的复频率响应，则第 x 个自由度的功率谱密度 $R_x(f)$ 的数学式为：

$$R_x(f) = H_{xa}(f)S_{ab}(f)H_{xb}^{HC}(f) \quad (2-1)$$

$S_{ab}(f)$ 是两个源的功率谱密度。其中，源 a 是激励工况； b 是加载工况。如果 $S_a(f)$ 是其中一个源的功率谱密度，则工况 a 引起的第 x 个自由度的数学式为：

$$R_x(f) = |H_{xa}(f)|^2 S_a(f) \quad (2-2)$$

两个不同源($a \neq b$)的功率谱密度 $S_{ab}(f)$ 可能是一个复数，因此由源 a 和 b 引起的第 x 个自由度的响应的数学式为：

$$R_x(f) = H_{xa}(f)S_{ab}(f)H_{xb}^{HC}(f) \quad (2-3)$$

HC为共轭复数。总的响应是所有单独载荷和交叉载荷引起的响应之和。变量 $x(t)$ 的自相关函数 $A_x(\tau)$ 表示为：

$$A_x(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \int_{-T/2}^{T/2} x(t)x(t+\tau)dt \quad (2-4)$$

$x(t)$ 的方差 $\sigma^2(x)$ 等于 $A_x(0)$ 。方差 $\sigma^2(x)$ 可以表示为功率谱密度 $S_x(f)$ 的函数，其数学表达式为：

$$A_x(0) = \sigma^2(x) = \int_{-\infty}^{\infty} S_x(f)df \quad (2-5)$$

响应 $x(t)$ 的均方根可以用式(2-6)表示：

$$x_{RMS} = \sqrt{\int_{-\infty}^{\infty} S_x(f)df} \quad (2-6)$$

自相关函数和功率谱密度互为傅里叶变换，因此自相关函数可以用数学式表示为：

$$A_x(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \int_{-\infty}^{\infty} S_x(f)exp(i2\pi f\tau)df \quad (2-7)$$

2.2.3 随机振动正态分布

在数学上，随机过程就是一组随机变量的集合，其统计特征值主要包括均值、方差、标准偏差、均方和均方根等。

设 x_1, x_2, \dots, x_n 为试验数据，它们是随机变量， n 为试验数据的个数，

则均值 \bar{x} 可表达为:

$$\bar{x} = \frac{x_1 + x_2 + \dots + x_n}{n} \quad (2-8)$$

方差 σ^2 表示对均值的偏离程度, 定义为:

$$\sigma^2 = \frac{(x_1 - \bar{x})^2 + (x_2 - \bar{x})^2 + \dots + (x_n - \bar{x})^2}{n} \quad (2-9)$$

标准偏差 σ 简称为标准差, 为方差的算术平方根, 表达式为:

$$\sigma = \sqrt{\frac{(x_1 - \bar{x})^2 + (x_2 - \bar{x})^2 + \dots + (x_n - \bar{x})^2}{n}} \quad (2-10)$$

均方 φ^2 定义为随机变量的平方的平均值, 即:

$$\varphi^2 = \frac{x_1^2 + x_2^2 + \dots + x_n^2}{n} \quad (2-11)$$

均方根 φ 为均方的算术平方根, 其数学表达式为:

$$\varphi = \sqrt{\frac{x_1^2 + x_2^2 + \dots + x_n^2}{n}} \quad (2-12)$$

正态分布, 又称为高斯分布, 是具有两个参数 μ 和 σ^2 的连续型随机变量的概率密度函数, 参数 μ 是随机变量的均值, 参数 σ^2 是随机变量的方差。其中, σ 即标准偏差, 用来描述随机变量数据分布的离散程度。正态分布概率密度曲线见下图 2.2, 其与横坐标所包围的面积为 1。正态分布概率密度曲线以 $x=\mu$ 为对称轴, 从 μ 处往左和往右移过一个 σ 的距离, 均值 μ 到 $\mu+\sigma$ 之间曲线下的面积为曲线总面积的 34.13%, $\mu+\sigma$ 到 $\mu+2\sigma$ 之间曲线下的面积为曲线总面积的 13.59%, $\mu+2\sigma$ 到 $\mu+3\sigma$ 之间曲线下的面积为曲线总面积的 2.145%, 大于 $\mu+3\sigma$ 时曲线下的总面积不到 0.135%。

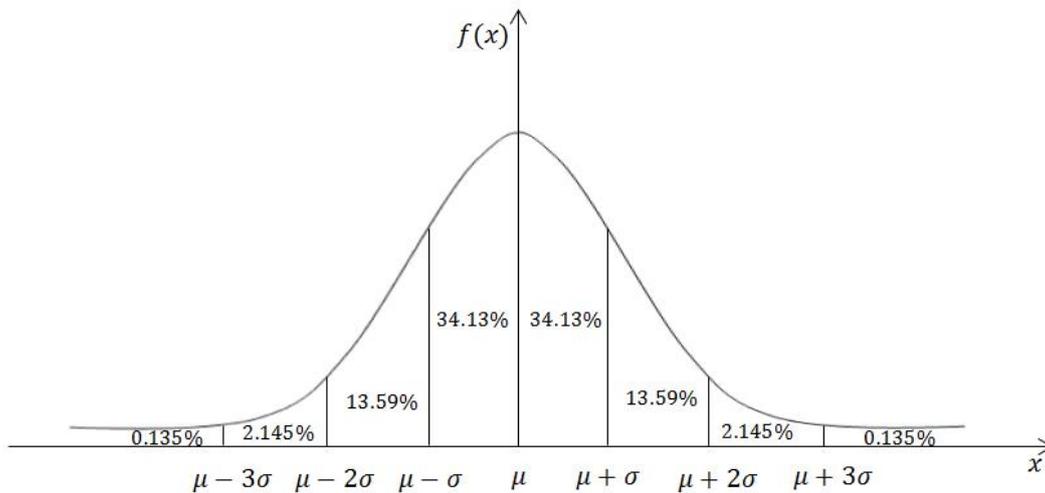


图 2.2 正态分布概率密度曲线

正态分布有一个重要的特性: 如果正态分布激励作用在线性系统上, 则输出的激励是不同的随机过程, 但是仍然服从另一个正态分布。随机振动分析是

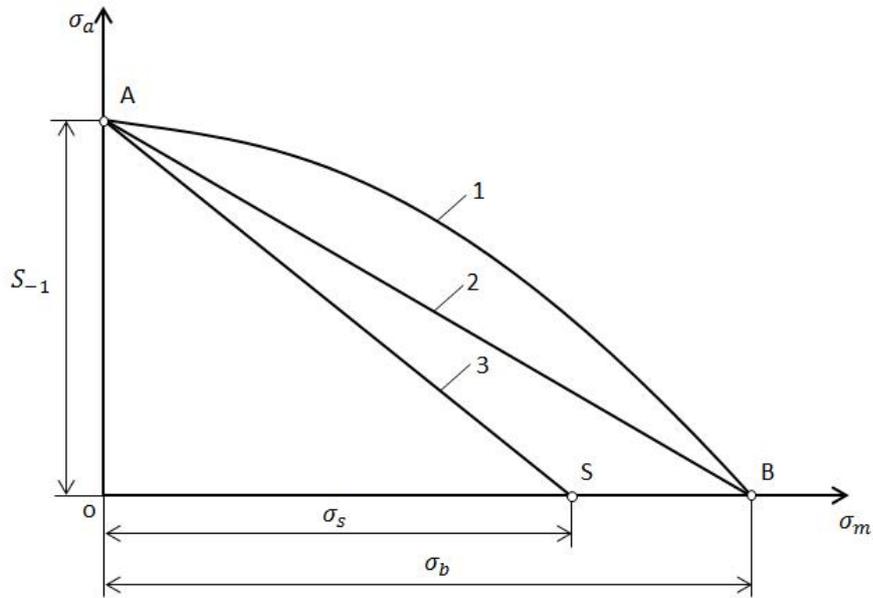
线性分析，计算工程问题时通常假定随机振动激励服从正态分布。

Von Mises 是一种屈服准则，其值通常叫做等效应力，也叫 Von Mises 应力，表示物体内部某点的等效应力达到屈服应力值则该点就进入塑性状态，是对材料内部某点的三个主应力状态的一种近似表达，可以用来对屈服、破坏等进行等效评价。ABAQUS 随机振动计算输出的 Rmises 应力是 Von Mises 应力的均方根，即均方根应力，均方根应力消除了正负应力的符号影响，更好的反映了应力数据的离散性。通常在 ABAQUS 中，假定随机振动输入、输出的均值为零，满足平均值为零的正态分布，则方差等于均方，标准偏差等于均方根。Rmises 应力作为随机振动的输出也遵循平均值为零的正态分布。ABAQUS 默认输出 1σ 的解，表示位移或应力最有可能输出的结构响应，其统计学的意义是工程应用中出现的响应值小于 1 倍标准偏差 (1σ) 响应值的概率为 68.26%； 2σ 的解表示实际响应值小于 2 倍标准偏差 (2σ) 响应值的概率为 95.44%； 3σ 的解表示实际响应值小于 3 倍标准偏差 (3σ) 响应值的概率为 99.74%，此时，位移或应力最有可能输出的结构响应是 3 倍的 1σ 的解。高于 3σ 的响应发生的概率非常低，只有 0.26%，基于这个特点，在仿真计算中一般取 3σ 的响应值为计算上限。

2.2.4 随机疲劳寿命计算

燃油分配器系统在工作时受到是随机载荷，由随机载荷产生的疲劳现象称为随机疲劳^[10]。根据疲劳强度理论，需要将零部件所受的随机载荷转换成与疲劳损伤效应相等的对称循环应力（即疲劳修正应力）才能进行疲劳寿命的估算。通常采用疲劳极限线图进行疲劳极限修正应力的计算，疲劳极限线图是通过不同应力比的疲劳试验得到的应力幅和平均应力的关系图线，应力比 r 的定义见下式 (2-13)。疲劳极限线图有 Gerber 图线，Goodman 图线，Soderberg 图线等，常用的是 Goodman 图线，详见下图 2.3。图中，A 为疲劳极限点，B 为静强度极限点，S 为屈服极限点。对称循环即当应力比 $r = -1$ ，对应的疲劳极限为 S_{-1} 。

设燃油分配器系统随机振动的最大应力为 σ_{\max} ，最小应力为 σ_{\min} ，材料的屈服强度为 σ_s ，抗拉强度为 σ_b ，工程应用中通常将材料试样疲劳极限 σ_{-1} 设定为抗拉强度的 35%，钢材的无限循环寿命为 N_0 ，通常认为达到 10^7 ，钢材的疲劳强度指数 b 可以通过材料疲劳性能参数表查询得到，燃油分配器系统的 Goodman 疲劳修正应力 S_{-1} ，燃油分配器系统的 Goodman 疲劳寿命 m 的计算过程见下式 (2-13) 至 (2-17)。



1-Gerber 图线, 2-Goodman 图线, 3-Soderberg 图线

图 2.3 常用的疲劳极限线图

应力比 r 定义为:

$$r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} \quad (2-13)$$

应力幅值 σ_a 定义为:

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 \quad (2-14)$$

平均应力 σ_m 定义为:

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 \quad (2-15)$$

Goodman 疲劳修正应力 S_{-1} 的数学表达式为:

$$S_{-1} = \sigma_a / (1 - \sigma_m / \sigma_b) \quad (2-16)$$

Goodman 失效循环次数 m 的数学表达式为:

$$m = (S_{-1} / \sigma_{-1})^{(1/b)} \times N_0 \quad (2-17)$$

最后通过将燃油分配系统的 Goodman 疲劳寿命与材料的无限循环寿命 N_0 进行比较: 若 $m > N_0$, 则结构的疲劳强度能满足设计的要求; 若 $m < N_0$, 则结构的疲劳强度无法满足设计的要求。

2.3 燃油分配器总成的物理结构

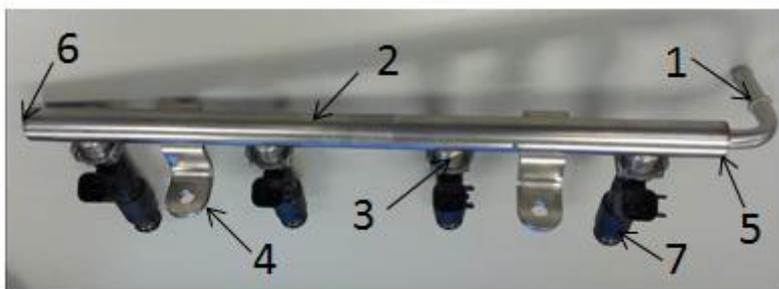
发动机多点式燃油喷射系统又称为多点进气道喷射系统, 亦称之为燃油分配器总成, 英文是 Multi Port Injection, 缩写为 MPI。多点燃油喷射, 是在每个

气缸进气歧管后端，进气门前喷射汽油，气门打开前喷射，形成可燃混合气，然后进入气缸燃烧。这是目前成本低、性价比高的汽油供油方式，也是目前最为普遍的喷射系统。

多点式燃油喷射系统即燃油分配器总成主要由燃油分配器系统和燃油喷射器系统两部分组成。燃油分配器系统及燃油喷射器系统组成的总成是发动机燃油供给子系统零部件当中最重要的总成元件，是发动机核心零部件之一。该喷射系统的主要作用就是将油泵泵出的燃油以额定的压力分配到进气歧管通往各个气缸的进气道内，为发动机提供理想的空燃比和雾化精良的燃油。

发动机燃油供给系统的稳定压力是由系统所配置的燃油压力调节器实现的。燃油分配器系统是运输燃油进入燃油喷射器系统的最后一段行程，其主要作用是将燃油喷射器系统固定支撑在发动机气缸盖或进气歧管总成之上、存储一定容量的燃油并向各个燃油喷射器系统输送具有稳定压力的油液；而获得优良的雾化性能是由各个燃油喷射器系统自身燃油喷射性能进行控制的。设计合理的燃油分配器系统能为燃油喷射器系统提供稳定的油量和压力，确保其发挥最佳的燃油雾化功能。

常见的多点燃油喷射系统的结构见图 2.4，由燃油分配器系统和燃油喷射器系统两部分组成。燃油分配器系统的构成元件通常包括燃油分配器总管、进油管和燃油喷射器安装座、安装支架等。



1-燃油分配器系统进油管，2-燃油分配总管，3-燃油喷射器系统安装座，4-燃油分配器系统安装支架，
5-燃油分配器系统进油管端盖，6-燃油分配器系统端盖，7-燃油喷射器系统

图 2.4 多点式燃油喷射系统结构

其中，进油管与从油箱过来的输油软管连接，是多点燃油喷射系统的油液输入口，燃油分配器总管内部充满油液，为燃油喷射器系统提供压力燃油存储和流动的空间，燃油喷射系统安装座对燃油喷射器系统的顶端提供安装固定作用并为各燃油喷射器系统分配燃油。多点燃油喷射系统通过螺栓将其支架板紧固在发动机缸头上，燃油喷射器系统分别与燃油分配器系统和缸盖（或歧管）

通过上下 O 型橡胶圈密封连接。

2.4 燃油分配器系统的随机振动仿真分析及疲劳寿命计算

在工程运用中结构动力学分析主要包括模态分析、瞬态动力响应分析、谐响应分析、频谱分析以及随机振动分析。本文主要研究的是随机振动分析。

燃油分配器总成的 3D 模型由 UG 软件建立，将 3D 数模输入到有限元前处理软件 Hypermesh 中，建立有限元模型，主要工作包括边界条件、载荷、装配的定义，材料特性赋予及网格划分等。接下来将有限元模型导入到 ABAQUS 内设置分析过程，创建分析作业，然后提交分析计算，输出随机振动响应的应力数据，判断其能否满足静强度的设计要求。最后利用仿真计算得到的最大应力计算系统的疲劳寿命，判断其能否满足疲劳强度设计的要求。

本论文技术路线架构图如下图 2.5 所示。

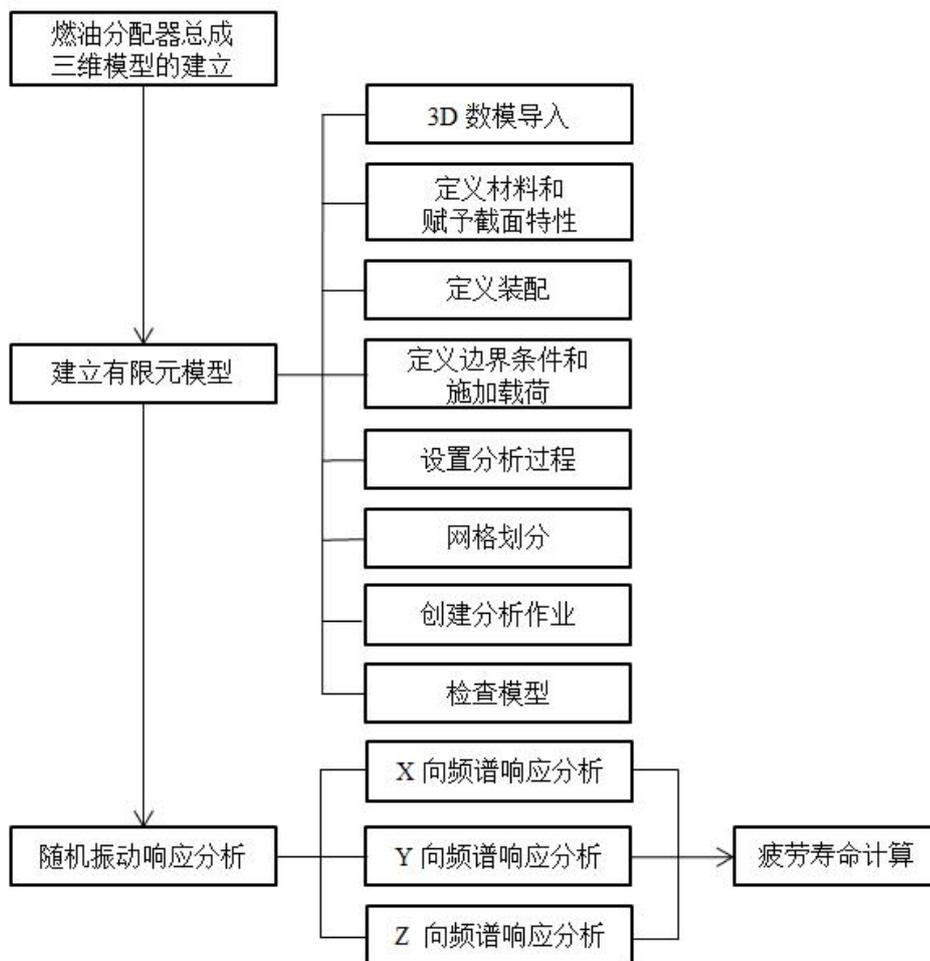


图 2.5 燃油分配器系统随机振动仿真分析联合疲劳寿命计算技术路线

2.4.1 燃油分配器总成的有限元模型及前期处理

燃油分配器系统的零件材料主要为 SS304 不锈钢，零件之间通过钎焊连接。由于钎焊的工艺特性，其主要焊接介质铜粉经过真空下的高温作用，铜分子已经渗透到不锈钢的微观组织结构，试验证明其连接处强度已不低于不锈钢材质本体，因此建立有限元模型的时候可以将钎焊部位简化成刚性连接。管内充满的油液则用附着在内壁上的质量进行模拟，进油管的外部连接接头采用接口端部中心质点模拟。

燃油喷射器系统虽然内部结构复杂，材料多样，但其受力状态比较简单。因此根据其内部结构将模型近似简化为上下两个同质实体，具体参数设定见下表 2.2。

燃油喷射器系统分别与燃油分配器系统和缸盖（或歧管）通过上下 O 型橡胶圈连接，材料为橡胶；喷油器下端通过 O 型橡胶圈由缸盖座孔（或歧管座孔）支撑，因此实现喷射器系统与燃油分配器系统连接的卡扣实际承受的力很小，所以仿真模拟时取消了卡扣以简化模型。

(1) 燃油分配器总成的材料特性及其参数定义

各零部件材料参数详见表 2.1~表 2.2。

表 2.1 不锈钢燃油分配器系统的材料参数

燃油分配器 材料牌号	密度 (g/cm ³)	杨氏模 量 (GPa)	泊松比	屈服强度 (MPa)	抗拉强度 (MPa)	阻尼系数
06Cr19Ni10	7.93	200	0.29	205	515	0.02

表 2.2 喷油器各部位物理参数

对象 \ 参数	密度 (g/cm ³)	杨氏模量 (GPa)	泊松比	质量 (g)	刚度 (N/mm)	质心高度 (mm)
喷油器上半部分	4.5	200	0.29	-	-	-
喷油器下半部分	2.536	200	0.29	-	-	-
O 型橡胶圈	1.2	0.02	0.43	-	-	-
喷油器总成	-	-	-	37	30	25

(2) 施加边界条件和载荷

首先在初始步中定义边界条件和约束。在两个支架板处定义 M6 的螺栓压面固定，约束燃油分配器系统的六个自由度，同时在燃油喷射器系统的下 O 型橡胶圈部位建立 Bottom 节点集，用于约束其在 3 个方向上的位移。

然后在自定义的分析步中施加载荷，进油管端部的输油软管的负载根据实测重量，以质点的形式加载在模型进油管端面圆心，主油管内部油液的质量均匀附在主油管内表面，具体参数见表 2.3。

PSD 频谱激励施加于燃油分配器总成的下 O 形圈和两个支架板螺栓法兰压装面的节点上。

表 2.3 有限元仿真分析其他输入参数

其它参数	汽油密度 (g/ml)	总成内部油液 质量(g)	支架板螺栓 型号	进油管端部 负载(g)
数值	0.74	38.6	M6	20

(3) 燃油分配器系统的静强度要求

材料抵抗静荷载作用而不被破坏的能力，称为静强度。静强度通常是指材料的抗拉、抗压、抗剪和抗弯等强度。燃油分配器系统主要抵抗拉压和弯曲变形，即结构对静强度的抗屈服性能和抗拉性能有较高的要求。燃油分配器系统各部件材料均为 06Cr19Ni10，经过退火处理，材料屈服强度为 205 MPa，抗拉强度为 515 MPa。燃油分配器系统是发动机重要安全件，在对其施加相应的随机载荷频谱后，不能发生变形或断裂，因此其结构强度必须满足静强度的设计要求，即内部应力必须小于材料的屈服强度。

(4) 燃油分配器系统频谱激励方向的定义

接下来进一步定义加速度功率谱密度的激励方向，功率谱密度采集、加载方向的坐标系定义如图 2.6 所示。对燃油分配器总成分别在三个方向上加载对应的加速度功率谱密度：

- X 方向——支架板螺栓安装平面的延伸方向；
- Y 方向——垂直支架板螺栓安装平面的方向；
- Z 方向——主油管延伸方向。



图 2.6 燃油分配器总成的频谱采集、加载方向坐标系及受力方向

(5) 燃油分配器总成单元类型的选择和网格的划分

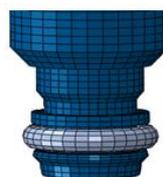
燃油分配器总成的有限元网格模型如图 2.7 (a) 所示，其中，实体单元数 327464，节点数 313441。以六面体减缩积分单元 C3D8R 为主，还有极少量的楔形单元 C3D6。有限元模型关键部位组件及喷油器系统简化形式的有限元网格划分如图 2.7 (b) (c) (d) (e) 所示。



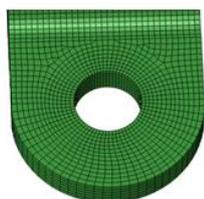
(a) 燃油分配器总成网格模型



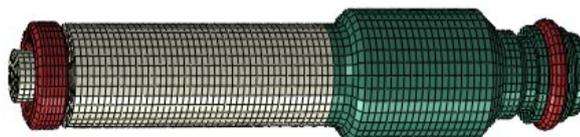
(b) 燃油喷射器系统上端部 O 型圈网格模型



(c) 燃油喷射器系统下端部 O 型圈网格模型



(d) 支架板网格模型



(e) 燃油喷射器系统简化后的网格模型

图 2.7 燃油分配器总成各部位网格模型

至此，燃油分配系统总成的有限元分析模型创建完毕。为下一步的随机振动响应分析提供了物理基础。

2.4.2 燃油分配器总成的 3D 数学模型

对燃油分配器系统的随机振动仿真分析分为两部分：首先，对支架失效设计的燃油分配器系统进行有限元仿真分析，获得其随机激励的 1σ 响应的 Rmises 应力等值线图，得到最有可能输出的应力集中区和最大应力响应值，进一步计算得到发生概率覆盖 99.73% 的 3σ 最大响应值。然后采用同样的仿真分析方法对优化后的燃油分配器系统进行计算，得到该结构在随机激励下的 3σ 最大响应值。图 2.8 给出了燃油分配器系统支架失效设计和两种优化设计的 3D 数模，其中图 2.8 (a) 为支架失效设计数模。两种优化设计方案基于两种不同的优化方式：方案一，直接针对高应力部位（后文将分析到是支架板部位），加强其结构强度，如图 2.8 (b)；方案二，从整体结构上进行优化，改变整体结构的设计，从而达到降低高应力部位应力集中的效果，如图 2.8 (c) 所示。



(a) 燃油分配器总成支架失效设计数模



(b) 燃油分配器总成方形主油管优化设计数模

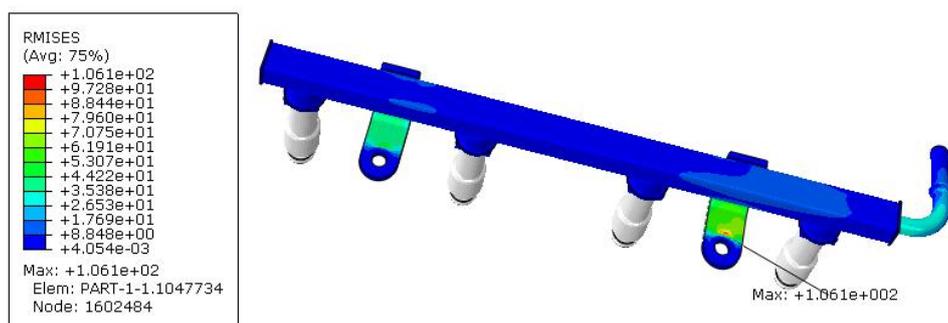


(c) 燃油分配器总成圆形主油管优化设计数模

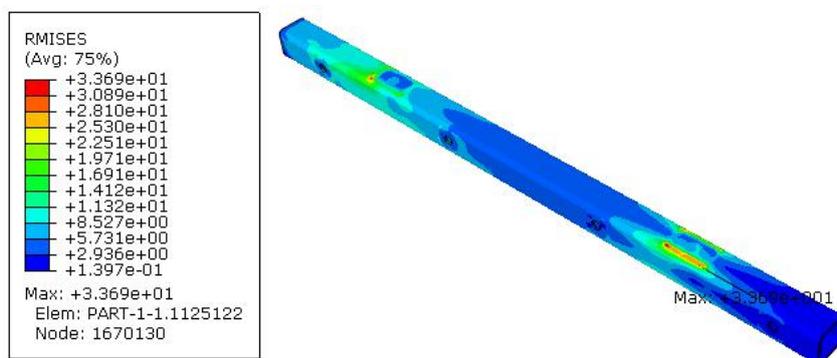
图 2.8 燃油分配器总成支架失效设计和两种优化设计的 3D 数模

2.4.3 支架失效设计的随机振动仿真分析及疲劳计算

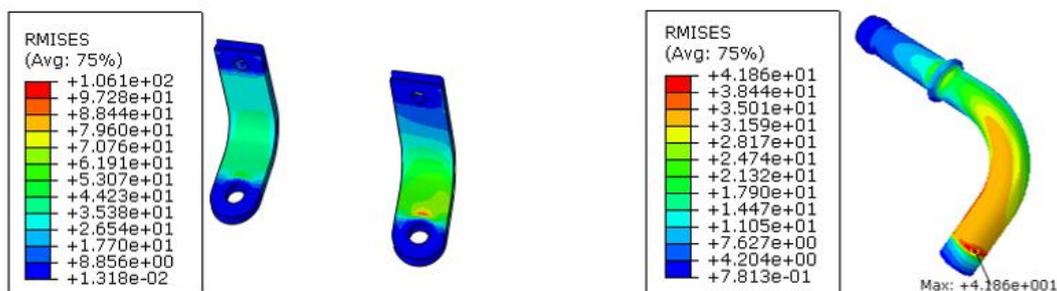
对支架失效的燃油分配器系统加载 X 方向的加速度功率谱密度激励，得到其最有可能的响应输出结果。通过后处理分析，进一步得到了燃油分配器系统在 1σ 时的应力响应等值云图，如图 2.9 所示，其最大应力值为 106.1 MPa，出现靠近进油管的支架板安装平面上，其对应 3σ 的响应值为 318 MPa。主管、支架板及进油管各重要部位的应力分布云图如图 2.10 (a) (b) (c) 所示。



2.9 加载 X 向频谱的失效设计燃油分配器系统随机振动等效应力云图



(a) 主管结构等效应力云图

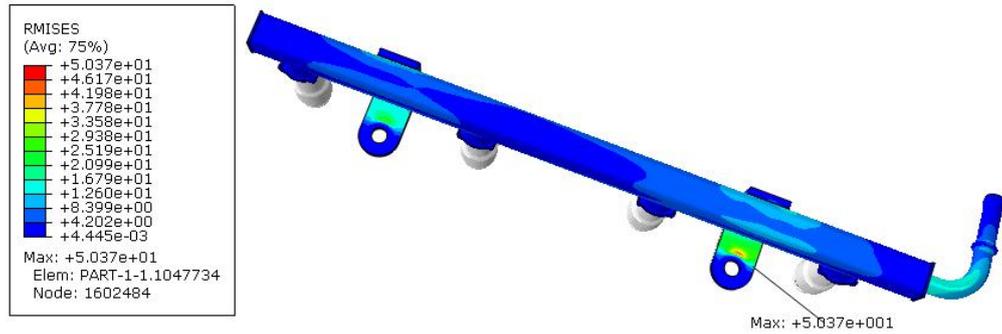


(b) 支架板结构等效应力云图

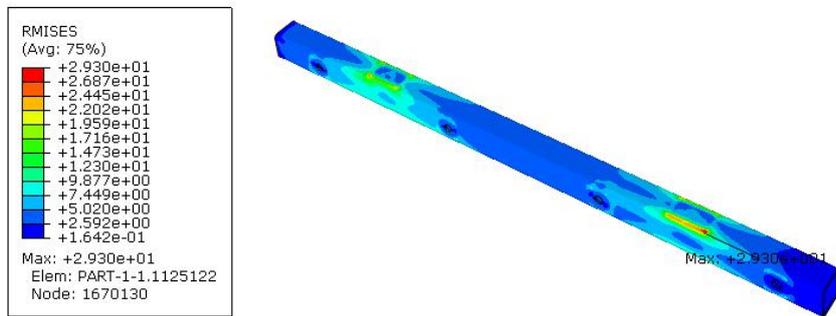
(c) 进油管结构等效应力云图

图 2.10 加载 X 向频谱的失效设计燃油分配器系统各零件的随机振动等效应力云图

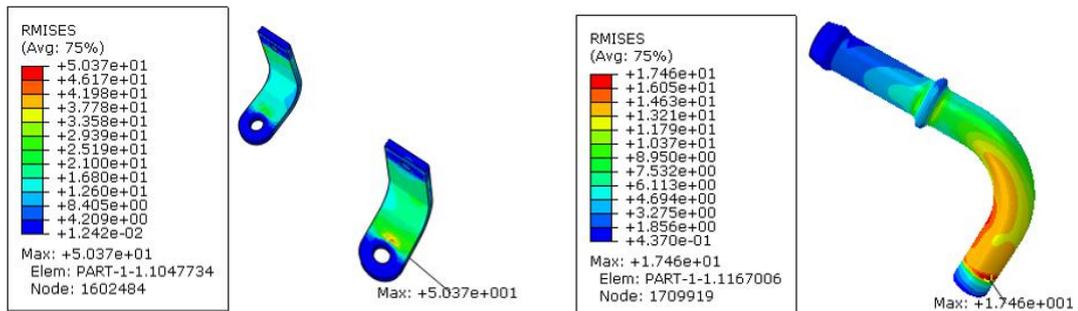
同样，将 Y 方向的加速度功率谱密度激励加载到燃油分配器总成与发动机相连的节点处，然后进行求解。通过后处理分析，进一步得到了燃油分配器系统在 1σ 时的应力响应等值云图，如图 2.11 所示，其最大应力值出现靠近进油管的支架板安装平面上，数值为 50.037 MPa，其对应 3σ 的响应值为 150.9 MPa。主油管、支架板及进油管各主要受力部位的应力分布云图如图 2.12 (a) (b) (c) 所示。



2.11 加载 Y 向频谱的失效设计燃油分配器系统的随机振动等效应力云图



(a) 主油管结构的等效应力云图

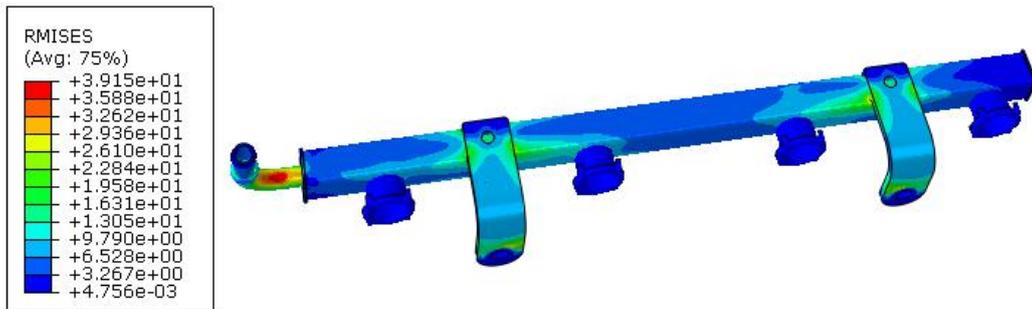


(b) 支架板结构的等效应力云图

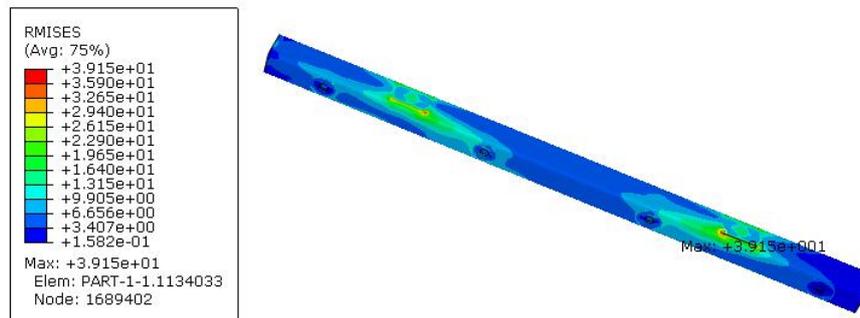
(c) 进油管结构的等效应力云图

图 2.12 加载 Y 向频谱的失效设计燃油分配器系统各零件的随机振动等效应力云图

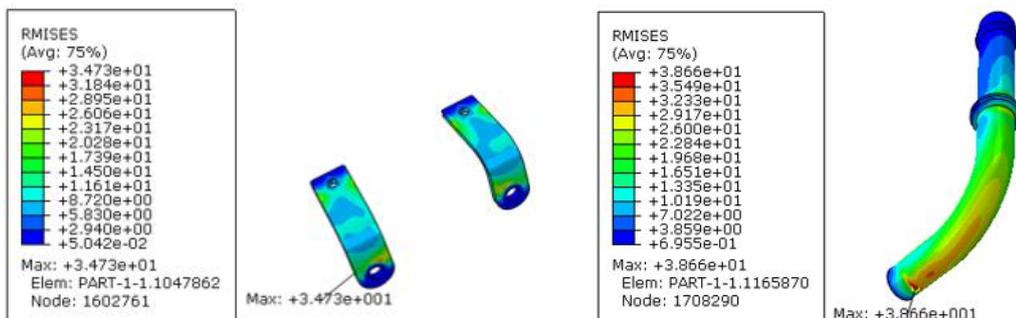
对燃油分配器总成加载 Z 向的加速度功率谱密度，得到了燃油分配器系统在 1σ 时的应力响应等值云图，如图 2.13 所示，最大应力为 39.15 MPa，出现在主油管安装平面上与远离进油管一侧的支架板焊接的部位，其 3σ 最大应力值为 117.45 MPa。主油管、支架板及进油管各重要部位的应力分布云图分别如图 2.14 (a) (b) (c) 所示。



2.13 加载 Y 向频谱的失效设计燃油分配器系统随机振动等效应力云图



(a) 主油管结构的等效应力云图



(b) 支架板结构的等效应力云图

(c) 进油管结构的等效应力云图

图 2.14 失效设计加载 Z 向频谱的燃油分配器系统各零件随机振动等效应力云图

向燃油分配器总成分别加载的 X、Y、Z 三个方向频谱激励后，得到燃油分配器系统的随机振动等效应力云图，由云图可见，X 向最大应力 318 MPa，Y 向最大应力 150.9 MPa，Z 向最大应力 117 MPa。其最大应力 318 MPa 出现在靠近进油管的支架板螺栓法兰面边缘部位，且该应力大于材料的屈服极限而小于抗拉极限，会发生结构的变形，由此判断其不能满足产品的静强度的设计要求。接下来由该随机振动响应最大应力值进一步计算其疲劳寿命，详见下表 2.4。

2.4 失效设计的疲劳参数及失效循环数

疲劳参数	数值
零件材料	06Cr19Ni10
零件热处理状态	退火
屈服强度 σ_s (MPa)	205
抗拉强度 S_u (MPa)	515
疲劳极限与抗拉强度的百分比关系	35%
疲劳极限 σ_{-1} (MPa)	180
材料的无限循环寿命 N_0	10^7
疲劳强度指数 b	-0.103
FEA 最大应力 σ_{max} (MPa)	318
FEA 最小应力 σ_{min} (MPa)	0
FEA 应力幅值 σ_a (MPa)	159
FEA 平均应力 σ_m (MPa)	159
Goodman 疲劳修正应力 S_{-1} (MPa)	230
Goodman 失效循环数 m	9.25663×10^5

从表 2.4 可以看出，Goodman 失效循环数为 9.25663×10^5 ，与材料无限循环寿命数 10^7 进行比较发现，其 Goodman 疲劳寿命远低于其材料的无限循环寿命。因此预测该零件无法满足疲劳强度的设计要求，极可能发生疲劳破坏，发生破坏的位置在最大应力部位，即靠近进油管的支架板螺栓安装法兰面上。

在实际发动机台架耐久试验中燃油分配器的断裂部位也出现在靠近进油管的支架部位（螺栓法兰安装面），与仿真分析的预测位置基本一致。至此，失效设计的失效原因已找到，即支架板部位的累积疲劳应力超过了材料的许用应力，致使该结构在台架耐久试验中发生了疲劳破坏，导致该结构无法满足产品的设计要求。因此，我们需通过优化结构的方式来降低支架板 X 向的疲劳应力，从

而满足产品的设计要求。

2.4.4 优化设计方案一的随机振动仿真分析及疲劳计算

第一种优化设计方案，燃油分配器系统主油管形状不变，除支架板以外的零部件结构都保持不变，具体的优化方案如下：只对存在应力超差的支架板进行结构优化，支架板两侧增加翻边，其材料厚度、折弯形状、安装面宽度与原设计相比均保持不变，如图 2.15。

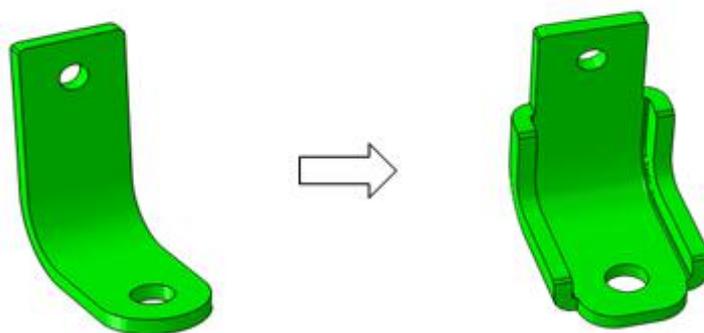
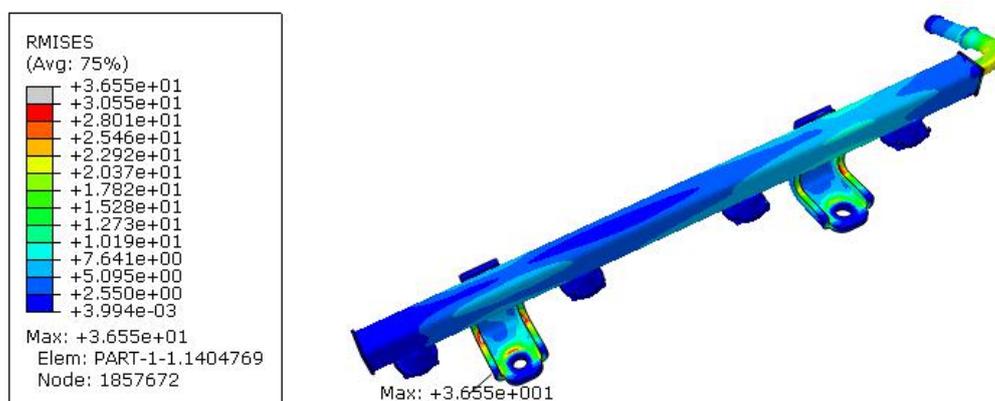


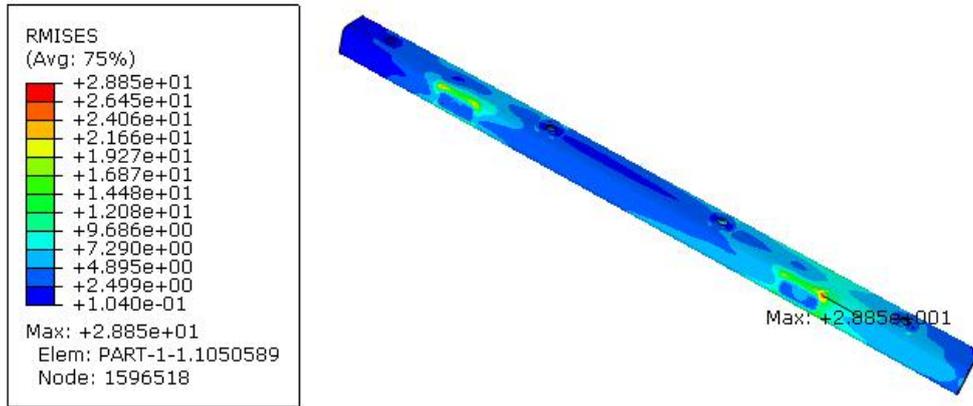
图 2.15 失效设计与优化设计方案一的支架板对比图

支架板部位应力偏大，说明支架板的强度不够，通过两侧增加翻边的方式可以有效实现结构加强的作用。支架板结构加强以后对燃油分配器总成分别加载 X、Y、Z 三个方向的加速度功率谱密度激励，FEA 仿真计算结果如下所述。

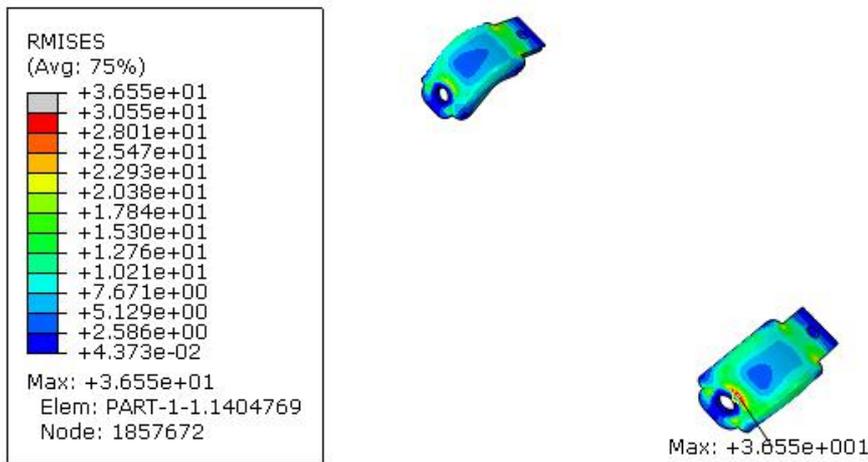
对燃油分配器总成加载 X 方向的加速度功率谱密度，经过仿真运算后，得到了燃油分配器系统在 1σ 时的应力响应等值云图，如图 2.16 所示，其最大应力值为 36.55 MPa，出现在支架板安装平面上远离进油管的一侧，其对应 3σ 的响应值为 109.65 MPa。主油管、支架板及进油管各主要受力部位的应力分布云图如图 2.17 (a) (b) (c) 所示。



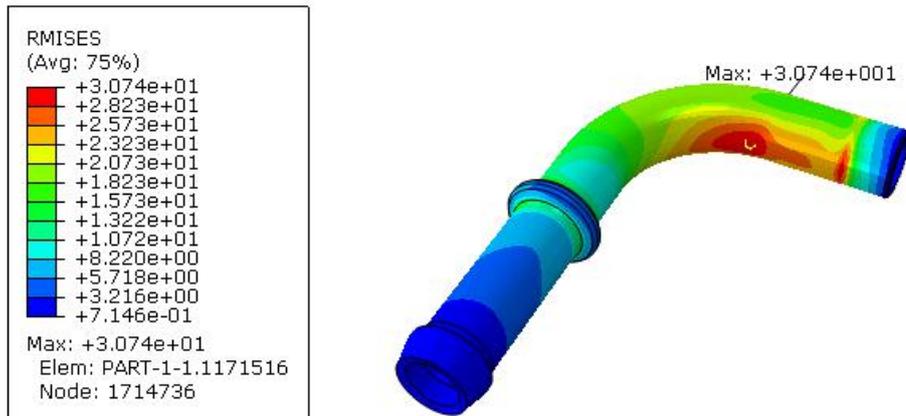
2.16 优化设计方案一加载 X 向频谱的燃油分配器系统随机振动等效应力云图



(a) 主油管结构的等效应力云图



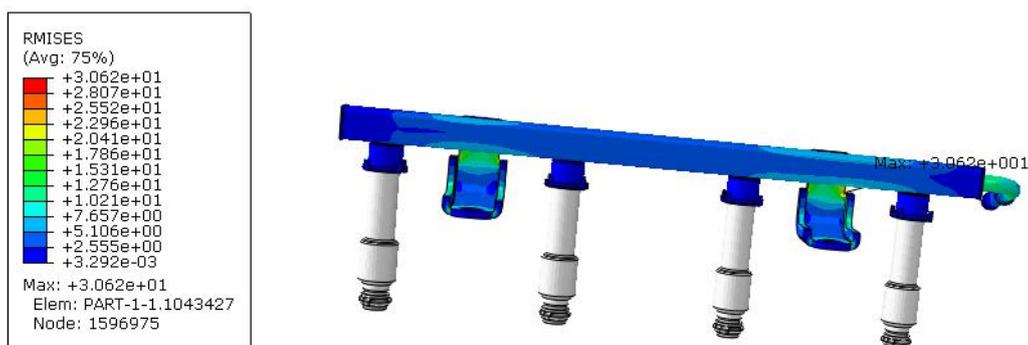
(b) 支架板结构的等效应力云图



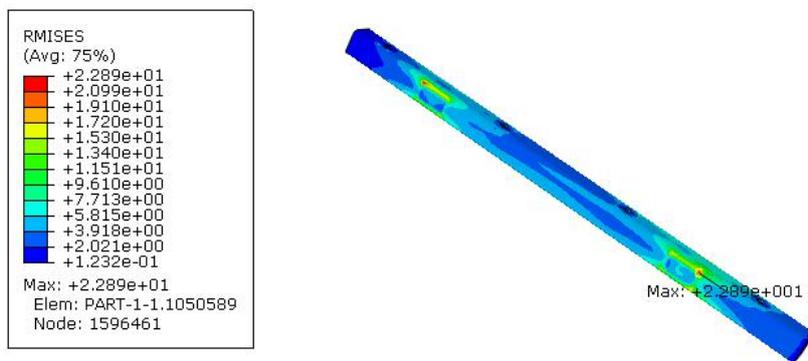
(c) 进油管结构的等效应力云图

图 2.17 优化设计方案一加载 X 向频谱的各零件随机振动等效应力云图

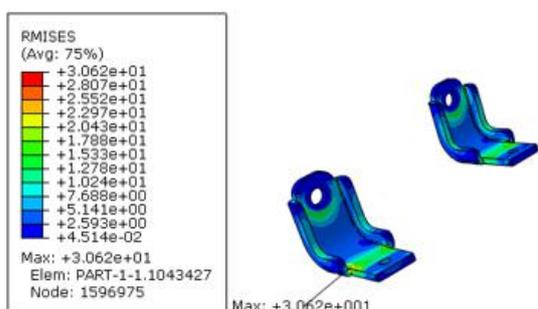
对燃油分配器总成加载 Y 方向的加速度功率谱密度，得到了燃油分配器系统在 1σ 时的应力响应等值云图，如图 2.18 所示，最大应力值为 30.62 MPa，出现在靠近进油管一侧的支架板翻边上部起始圆角位置，其对应 3σ 的响应值为 91.8 MPa。主管管、支架板及进油管各重要部位的应力分布云图如图 2.19 (a) (b) (c) 所示。



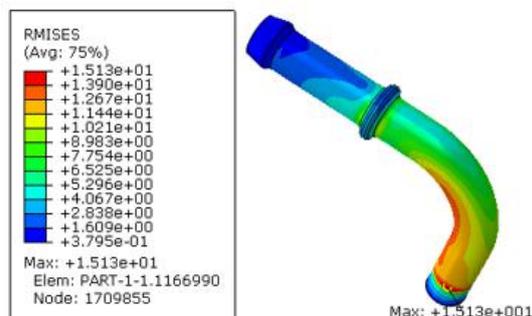
2.18 优化设计方案一加载 Y 向频谱的燃油分配器系统等效力云图



(a) 主管管结构的等效力云图



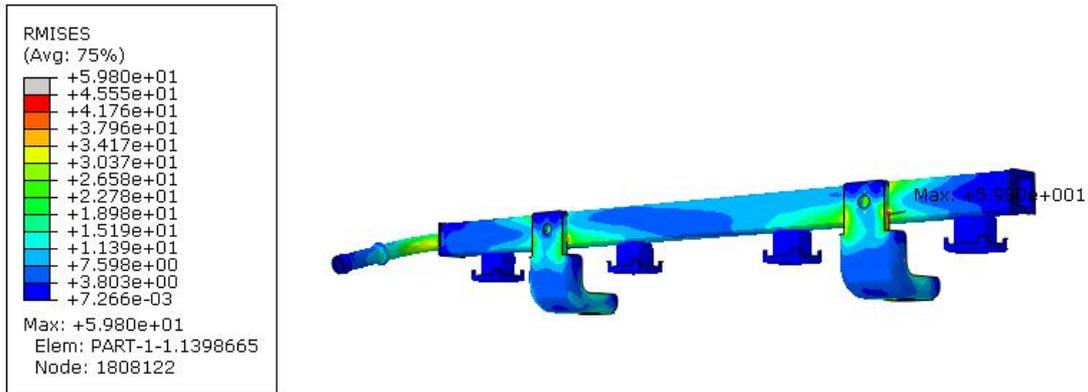
(b) 支架板结构的等效力云图



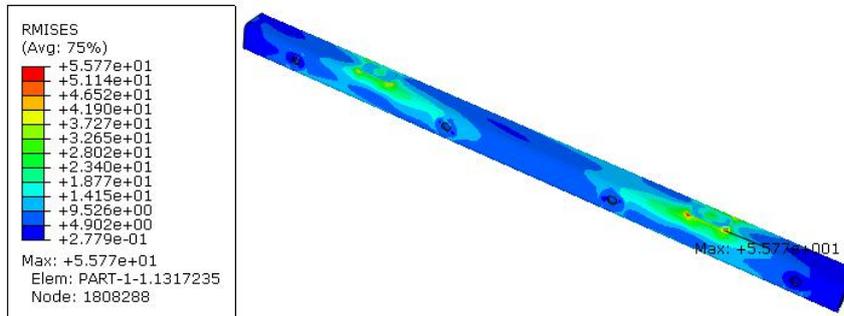
(c) 进油管结构的等效力云图

图 2.19 优化设计方案一加载 Y 向频谱的各零件随机振动等效力云图

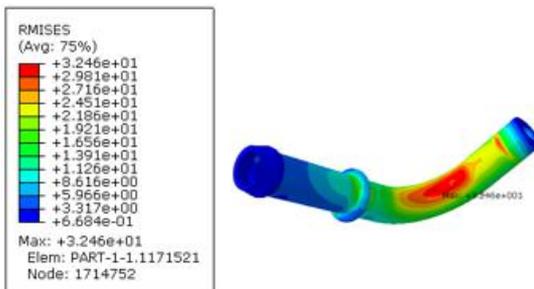
对燃油分配器总成加载 Z 方向的加速度功率谱密度激励，得到燃油分配器系统在 1σ 时的应力响应等值云图，如图 2.20 所示，最大应力值为 59.8 MPa，出现在远离进油管的一侧的支架板上，且在上部翻边起始圆角位置，其对应 3σ 的响应值为 179.4 MPa。其主油管、支架板及进油管各重要部位的应力分布云图如图 2.21 (a) (b) (c) 所示。



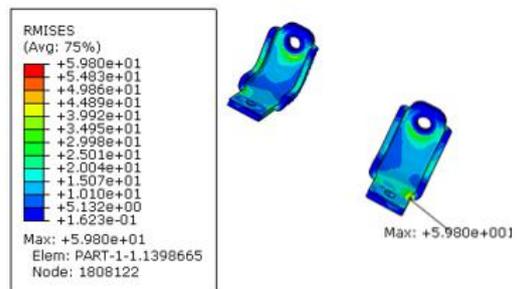
2.20 优化设计方案一加载 Z 向频谱的燃油分配器系统随机振动等效应力云图



(a) 主油管结构的等效应力云图



(b) 进油管结构的等效应力云图



(c) 支架板结构的等效应力云图

图 2.21 优化设计方案一加载 Z 向频谱的燃油分配器系统各零部件随机振动等效应力云图

由上述计算结果可见，支架板加翻边优化结构后，向燃油分配器总成分别加载 X、Y、Z 三个方向的频谱激励，得到燃油分配器系统的 X 向最大应力为 109.65 MPa，Y 向最大应力 91.8 MPa，Z 向最大应力 179.4 MPa。方形主油管的优化设计方案使其支架板最大应力从原先的 318 MPa 降到了约 109.65 MPa，该处的支架板在结构加强后应力明显降低；但与此同时，在 Z 方向其另一侧的支架板应力又上升至 179.4 MPa；Y 方向的最大应力在三个方向中最低。该设计的最大应力为 179.4 MPa，没有超过材料的屈服极限，由此判断其基本满足产品的静强度的设计要求。接下来进一步计算其疲劳强度和疲劳寿命的计算，由该随机振动响应最大应力值计算其疲劳修正应力，疲劳失效循环数，具体的疲劳计算结果见下表 2.5。

表 2.5 优化设计一的疲劳参数及失效循环数

疲劳参数	数值
零件材料	06Cr19Ni10
零件热处理状态	退火
屈服强度 σ_s (MPa)	205
抗拉强度 S_u (MPa)	515
疲劳极限与抗拉强度的百分比关系	35%
疲劳极限 σ_{-1} (MPa)	180
材料的无限循环寿命 N_0	10^7
疲劳强度指数 b	- 0.103
FEA 最大应力 σ_{max} (MPa)	179
FEA 最小应力 σ_{min} (MPa)	0
FEA 应力幅值 σ_a (MPa)	89.5
FEA 平均应力 σ_m (MPa)	89.5
Goodman 疲劳修正应力 S_{-1} (MPa)	108.3
Goodman 失效循环数 m	1.387347391×10^9

从表 2.5 可以看出，Goodman 失效循环数为 1.387347391×10^9 ，与材料无限循环寿命数 10^7 进行比较发现，其 Goodman 疲劳寿命远高于其材料的无限循环寿命。因此预测该零件不会发生疲劳失效，其结构的疲劳强度可以满足产品的设计要求。

同时进一步结合成本考量，该结构重量约为 252 g，较之原方案 219 g 增加

了 33 g，增幅超过了 10%。由于该支架板结构采取翻边设计，与原支架板失效设计方案相比，无论是从模具投入上还是原材料用料方面单件成本都有所增加。

2.4.5 优化设计方案二的随机振动仿真分析及疲劳计算

第二种优化方案，拟从整体上改变燃油分配器的结构，主要通过以下方法实现：首先改变主油管的截面形状，外形尺寸从方形 15×15 mm 变为圆形 $\text{Ø}15$ mm，结合支架板形状的设计可有效地缩短支架板的悬臂长度；同时通过增加支架板厚度的方式来增强结构的强度，支架板材料厚度由原先的 3 mm 增加到 4 mm，见图 2.22。通过这两个方面的结构优化来实现优化整体结构的目的，从而有效提高燃油分配器系统的结构强度。

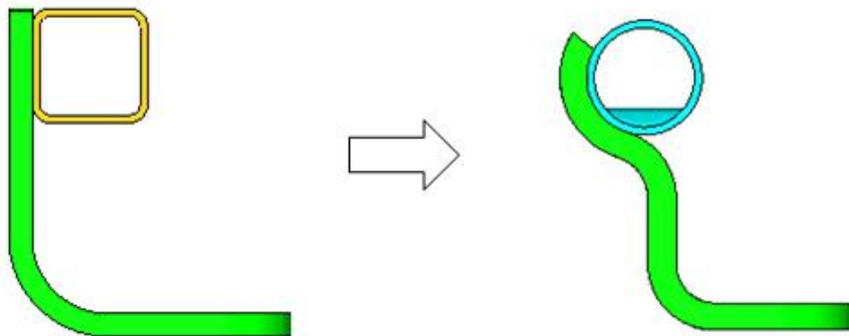


图 2.22 支架板失效设计与优化设计方案二的主油管 and 支架板截面形状对比图

其有限元模型如图 2.23 所示，实体单元数 327464，节点数 399149。以六面体减缩积分单元 C3D8R 为主，还有极少量的楔形单元 C3D6。

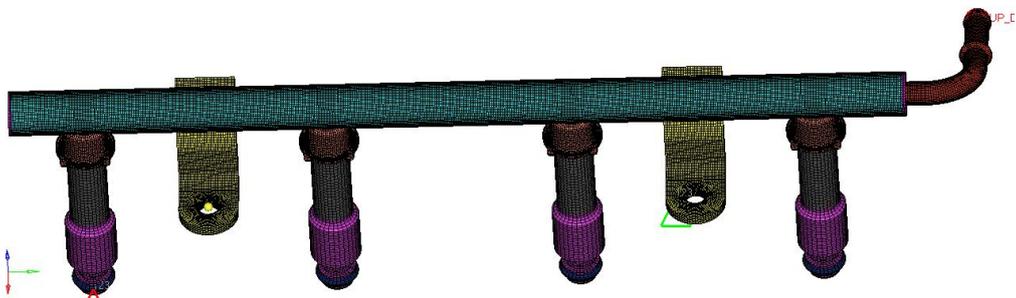
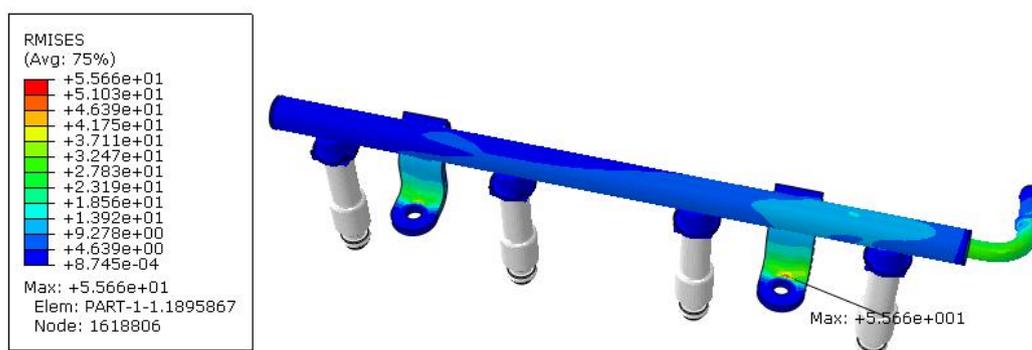


图 2.23 圆形主油管优化设计结构的有限元网格模型

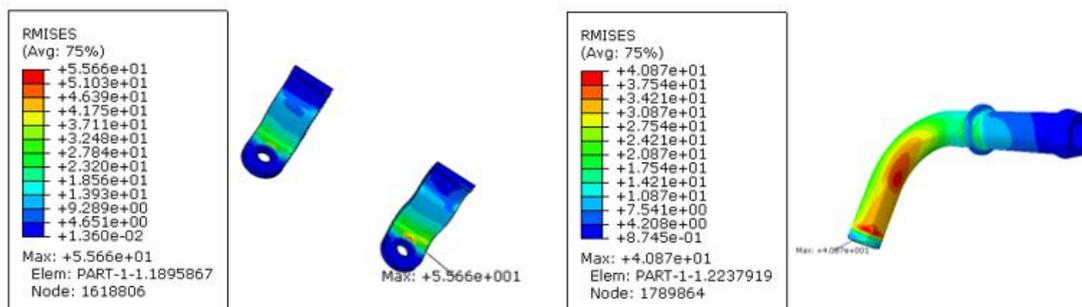
对燃油分配器总成加载 X 方向加速度功率谱密度激励，得到其最有可能的响应输出结果。通过后处理分析，进一步得到了燃油分配器系统在 1σ 时的应力响应等值云图，如图 2.24 所示，最大应力值为 59.8 MPa，位于靠近进油管的支架板螺栓法兰面边缘，其对应的 3σ 的响应值为 166.89 MPa。各主要受力零件部位的应力分布云图如图 2.25 (a) (b) (c) 所示。



2.24 优化设计方案二加载 X 向频谱的燃油分配器系统等效力云图



(a) 主管结构的等效力云图

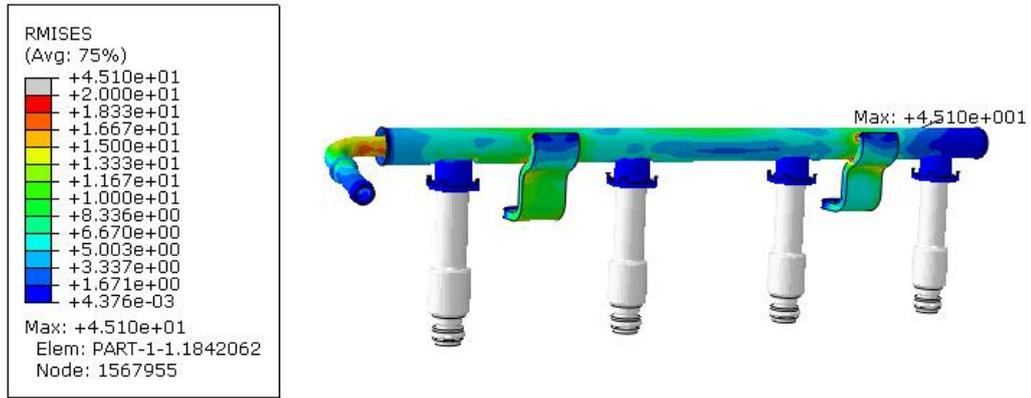


(b) 支架板结构的等效力云图

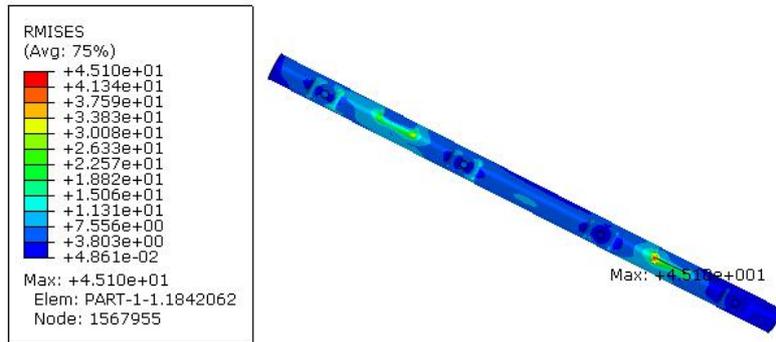
(c) 进油管结构的等效力云图

图 2.25 优化设计方案二加载 X 向频谱的燃油分配器各零件随机振动等效力云图

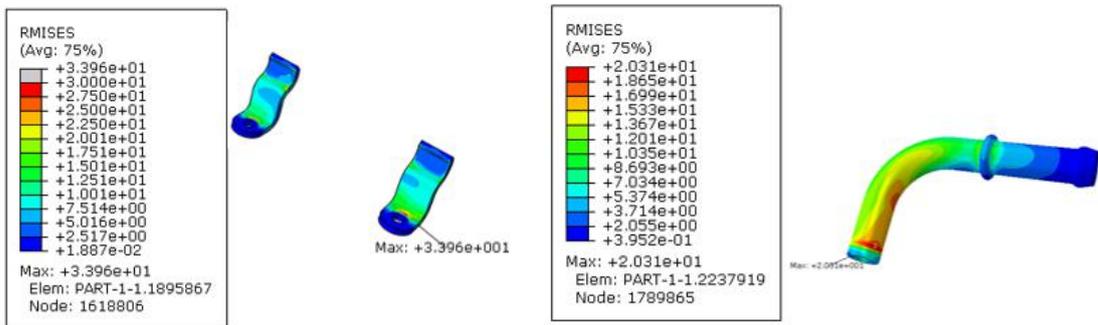
对燃油分配器总成加载 Y 方向加速度功率谱密度激励，得到燃油分配器系统在 1σ 时的应力响应等值云图，如图 2.26 所示，最大应力出现在主油管上且与远离进油管支架相连接边缘的部位，最大应力值为 45.1 MPa，其对应 3σ 的响应值为 135.3 MPa。各主要受力部位零部件的应力分布云图如图 2.27 (a) (b) (c)。



2.26 优化设计方案二加载 Y 向频谱的燃油分配器系统随机振动等效应力云图



(a) 主油管结构的等效应力云图



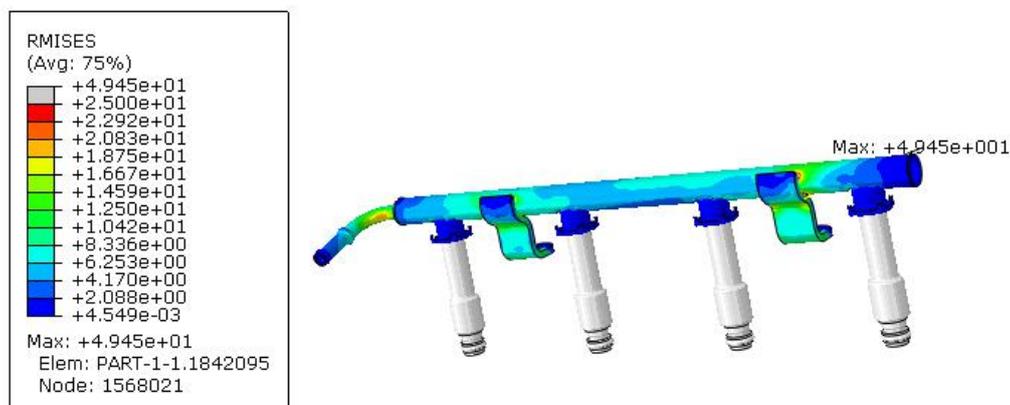
(b) 支架板结构的等效应力云图

(c) 进油管结构的等效应力云图

图 2.27 优化设计方案二加载 Y 向频谱的燃油分配器各零部件随机振动等效应力云图

对燃油分配器总成加载 Z 方向加速度功率谱密度激励，得到燃油分配器系

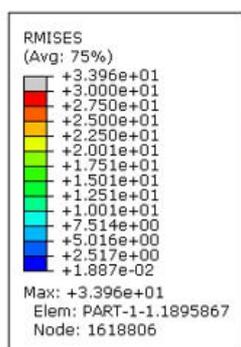
统在 1σ 时的应力响应等值云图，如图 2.28 所示，最大应力值为 49.45 MPa，出现在主油管上且与远离进油管的支架板连接边缘的部位，其对应 3σ 的响应值为 148.35 MPa。各主要受力部位的应力分布云图如图 2.29 (a) (b) (c) 所示。



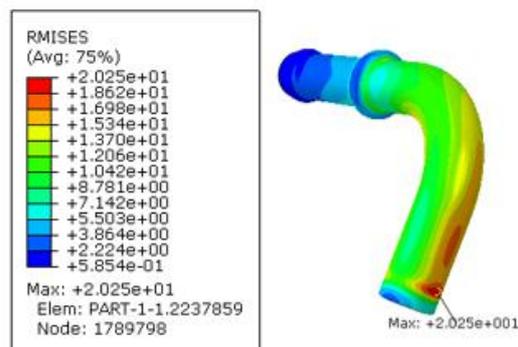
2.28 对优化设计方案二加载 Z 向频谱的燃油分配器系统等效力云图



(a) 主油管结构的等效力云图



(b) 支架板结构的等效力云图



(c) 进油管结构的等效力云图

图 2.29 优化设计方案二加载 Z 向频谱的燃油分配器各零部件随机振动等效力云图

由三个频谱的仿真分析结果可以看到，该优化方案在支架板的 X 向最大应力从支架板失效设计的 318 MPa 降到了 167 MPa，Y 方向最大应力为 135.3 MPa，Z 方向最大应力为 148 MPa，应力分布在三个方向上较为均衡。该设计的最大应力为 167 MPa，没有超过材料的屈服极限，由此判断其基本满足产品的静强度的设计要求。

接下来进一步计算其疲劳寿命，由该随机振动响应最大应力值计算其疲劳失效循环数，具体的疲劳强度计算结果见下表 2.6。

表 2.6 优化设计二的疲劳参数及失效循环数

疲劳参数	数值
零件材料	06Cr19Ni10
零件热处理状态	退火
屈服强度 σ_s (MPa)	205
抗拉强度 S_u (MPa)	515
疲劳极限与抗拉强度的百分比关系	35%
疲劳极限 σ_{-1} (MPa)	180
材料的无限循环寿命 N_0	10^7
疲劳强度指数 b	-0.103
FEA 最大应力 σ_{max} (MPa)	167
FEA 最小应力 σ_{min} (MPa)	0
FEA 应力幅值 σ_a (MPa)	86
FEA 平均应力 σ_m (MPa)	86
Goodman 疲劳修正应力 S_{-1} (MPa)	99.7
Goodman 失效循环数 m	3.097893432×10^9

由表 2.6 可见，Goodman 失效循环数为 3.097893432×10^9 ，与材料无限循环寿命数 10^7 进行比较发现，Goodman 疲劳寿命远高于其材料的无限循环寿命，则预测该零件不会发生疲劳失效，其结构的疲劳强度可以满足产品的设计要求。

同时结合成本分析，该方案的重量为 206 g，较之支架板失效方案 219 g 轻了 13 g，减重约 6%。同时其支架板结构与失效方案类似，模具费用无明显增加。

2.5 本章小结

本章先是基于随机振动的正态分布准则对燃油分配器系统进行随机振动仿真分析，然后利用疲劳强度理论对随机响应进行疲劳应力的等效转换，最后用转换的疲劳等效应力估算燃油分配器系统的随机疲劳寿命。具体过程如下：首先，逐步阐述随机激励、随机振动基本理论、随机振动正态分布和随机疲劳寿命的计算方法；然后利用 Hypermesh 和 ABAQUS 软件对燃油分配器总成 3D 数模进行了仿真数模的搭建和计算输入条件的设定，建立起燃油分配器系统、燃油喷射器系统、发动机缸体之间的相互连接、作用关系；随后对支架板失效设计及两个优化设计分别进行随机振动响应计算，在 X、Y、Z 三个方向分别加载随机振动激励后得到了相应的应力分布；最后根据疲劳强度理论的 Goodman 等式对 FEA 最大应力进行转换得到其等效疲劳修正应力，最终估算出三个结构的疲劳寿命。仿真分析的最大应力值、Goodman 疲劳寿命和对应质量见下表 2.7。

表 2.7 三个设计的燃油分配器系统随机振动响应和疲劳计算结果及对应质量数据

计算结果 方案	随机振动 最大应力值 (MPa)	Goodman 修正应力 (MPa)	Goodman 失效循环数	质量 (g)
支架板失效设计	318	230	9.25663×10^5	220
优化方案一	179	108	1.387347391×10^9	252
优化方案二	167	99.7	3.097893432×10^9	206

由表 2.7 可见，支架板失效设计的 FEA 最大应力值为 318 MPa，大于材料的屈服极限 205 MPa 而小于抗拉极限 515 MPa，可能发生屈服破坏；同时其 Goodman 失效循环数远低于材料的无限寿命循环数 10^7 ，因此预测该结构无法满足产品的静强度和疲劳强度的设计要求，并且可能在最大应力部位（支架板）出现疲劳破坏。此预测结果与最初的台架疲劳试验结果相符。因此，台架试验的失效原因基本可以确定是支架板结构无法承受 X 向频谱的疲劳损伤累积，发生了疲劳破坏。另外从表中可以看到，两优化方案的最大应力均没有超过材料的屈服极限；同时，两方案的失效循环数均大于材料的无限循环寿命数。基于此估算结果，预测两种结构在理论上不会发生静强度破坏和疲劳破坏，能够满足产品的静强度和疲劳强度设计要求，且优化方案二的疲劳寿命高于优化方案一。另外结合成本因素考虑，第二种方案比第一种方案在质量上减轻了近 20%，成本也更低，因此，第二种方案被确定为最终的优化设计方案。

第 3 章 燃油分配器系统的疲劳耐久试验

3.1 燃油分配器系统疲劳试验设计概述

燃油分配器系统疲劳试验方法有两种：一种是在专用发动机试验台架上进行，另一种在通用振动设备台上进行。前者的优点是试验结果更接近实际运用状态，是发动机定型不可替代的试验手段，但试验准备周期长、费用高且只能运用于产品开发后期，若开发过程中只采用该方法，对于产品开发的风险极大，会导致开发时间的不可控，代价昂贵。后者则情况相反，试验周期短，费用低，但不能完全模拟产品在实际工作条件下的受力状态，为保证产品使用需求，通常试验要求会高于产品需求，导致产品性能的浪费。虽然如此，后者仍是对比试验的理想方法，在燃油分配器系统性能验证、结构改进及工艺优选等方面有着无法取代的作用。本试验的设计采用了在通用振动设备台上验证零件设计使用寿命的方法。

由于燃油分配器系统除支架板以外的结构都是密封件，一旦出现疲劳失效，其内外表面会出现疲劳裂纹，严重的疲劳裂纹会导致结构的密封性遭到破坏。因此，最简单直接的检测方法可以通过检测产品的密封性来检查产品是否受到疲劳破坏，但这种方法对于已产生疲劳微裂纹但没有发生疲劳破坏的零件并不是很有效。早期形成的微细裂纹，也称之为工程裂纹，用肉眼不易察觉，对于小尺寸零件，其工程裂纹约为 0.3 mm，常用的方法是利用 X 光或超声波探伤进行探测。本试验采用的方法是将 X 射线探测和显微镜检测两种手段相结合，通过 X 光探测获得初步的结果，然后检查样件重要受力部位的剖切样品以进一步判定是否出现早期疲劳微细裂纹，从而更全面地检测是否发生了早期的疲劳破坏。如果在经历了 10^7 次循环的随机振动频谱加载后，燃油分配器系统依然没有出现微裂纹，则可以说明该结构设计具有无限寿命设计。

3.2 试验目的及装置

燃油分配器系统必须准确模拟在实车上的装配状态，这一目标通过将装配有燃油喷射器的燃油分配器总成安装在振动水平滑台的定制工装上来实现，然后通过驱动水平滑台产生位移和振动来模拟燃油分配器系统上下、前后、左右三个方向的随机振动频谱。在经历了每个方向各 10^7 次随机振动频谱的循环加

载后，燃油分配器总成在任何部位不得发生泄漏，外观无变形断裂，重要受力部位的内部没有疲劳微裂纹。

试验目的：通过随机振动试验疲劳系统模拟燃油分配器总成在实际路况时的振动状态，对该总成进行随机振动疲劳耐久试验，然后通过检验总成件的密封性能和受力路径上零部件微裂纹，来判断系统内部是否产生疲劳破坏。通过试验结果与仿真结果的对比分析，确定此有限元仿真的预测结果是否准确，从而验证仿真计算方法的可靠性，为进一步利用该仿真分析方法进行结构的优化设计提供依据。

试验装置：检测设备包括 X 射线无损探测机、空气流量测试台、切割机、抛光机、普通光学显微镜；振动试验装置由 3 个系统组成，装夹系统、加载系统、监测系统。其中装夹系统主要包括工装夹具和试验配重等。加载系统主要由电脑控制系统、振动信号功率放大器、振动台体、热交换器等组成。监测系统主要包括：振动传感器、信号放大器、电脑显示监测系统。加载系统主要设备图片如下图 3.1。振动加载系统工作路径如下图 3.2。



图 3.1 振动装置主体



图 3.2 振动试验工作路径

3.3 试验过程

优化设计方案二的不锈钢燃油分配器总成样件 5 套，样件如图 3.3 所示，其中一件设置为对比件。



图 3.3 不锈钢燃油分配器总成样件

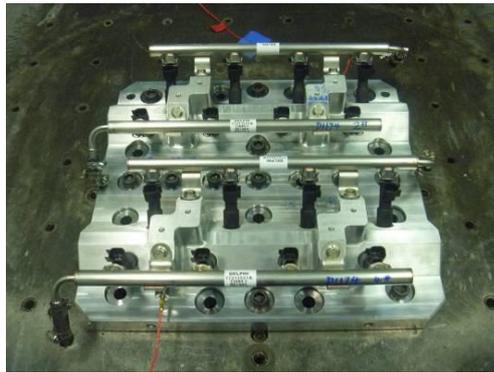
具体试验步骤如下：

- (1) X 射线检查。运用 X 射线无损探测机全面检查样件内部结构，主要观察样件内部是否存在影响试验结果的缺陷，如产品缺陷、裂纹、铜膏填充不饱满等。
- (2) 泄露测试。运用空气流量测试台测定试样件泄露数值，产品密封性能要求小于 3 SCCM。
- (3) 机械振动及冲击试验。运用电动振动台设备，对样件加载 X、Y、Z 三个方向各 10^7 次循环的随机振动频谱的机械振动和冲击的疲劳试验。
- (4) 外观检查。试验结束后目检外观是否有变形、裂纹、焊缝开裂等情况发生。
- (5) 再次进行泄露测试。同样运用空气流量测试台测定样件的泄露数值，要求小于 3 SCCM。
- (6) 再次 X 射线检查。同样用步骤一的方法检查样件在通过试验之后内部是否较之前产生了疑似裂纹、焊缝开裂等变化。
- (7) 显微镜检查。通过剖切总成的重要受力部位，然后打磨、抛光，在 10 倍的显微镜下观测焊缝是否发生脱焊、开裂，系统结构内部是否产生微裂纹等变化。

试验设置要求：

- (1) 将四根燃油分配器总成安装固定在试验工装上。
- (2) 将燃油分配器内充满 Stoddard 液体，进油管处密封且加载 20 g 配重。
- (3) 将安装好样件的工装固定在振动台上，在工装上安装振动传感器，振动传感器与信号放大器连接，并通过电脑实时监测记录整个振动过程。
- (4) 油管不加压，喷油器不喷油。对试验台加载随机振动频谱。电脑控制系统将频谱通过振动信号放大器将电流信号转换成电压信号，驱动励磁和动圈带

动水平滑台运动。样件在振动台上的设置如图 3.4 所示。



(a) 燃油分配器总成在振动台体上的设置



(b) 燃油分配器总成在振动工装上模拟实车坐标的固定



(c) 振动台上振动传感器的布置

图 3.4 振动试验样件搭载设置状态

(5) 加载数据：将实车采集到的 X、Y、Z 三方向（三方向定义同图 2.6）的加速度功率谱密度曲线（同图 2.1）输入到振动控制系统，并通过功率放大器驱动振动台进行振动加载。

(6) 时间：将 X、Y、Z 三个方向的加速度功率谱各循环加载 10^7 次，换算成振动时间即每个方向的路谱循环加载 10 小时。

3.4 试验结果分析

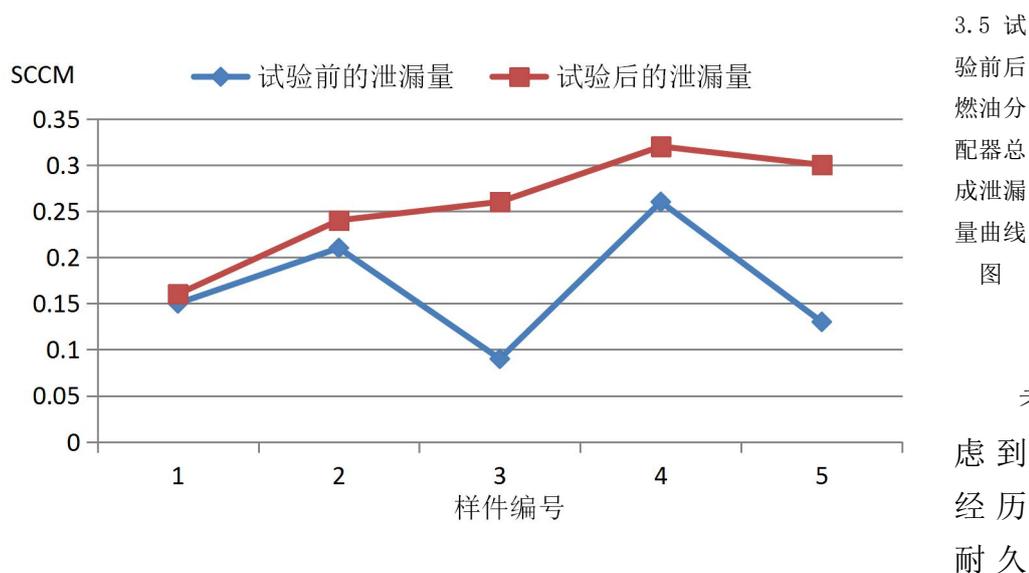
(1) 目视检查，完成试验后将试验样件与对比件进行目测比较，样件无明显结构变形，表面无可见裂纹或者焊缝开裂，基本可以断定没有发生静强度破坏。

(2) 密封性能检测。试验前的初始泄漏量和试验后的泄漏量数据如表 3.1 所示，泄漏数据离散趋势曲线如图 3.5 所示。

由图 3.5 的泄漏量离散曲线图可见，试验前后油轨总成的泄漏量整体呈现增大趋势，但是增大的幅度很小，其中包含了仪器误差。4 件样件的泄漏量增加均值为 0.088 SCCM，其试验后的泄漏量也远远低于样件泄漏要求 3 SCCM。

表 3.1 试验前后油轨总成泄漏量数据

样件编号	试验前泄漏量 Per 500kPa (SCCM)	试验后泄漏量 Per 500kPa (SCCM)	实验前后泄漏量差值 Per 500kPa (SCCM)
试验要求	< 3	< 3	-
1(对比件)	0.15	0.16	0.01
2	0.21	0.24	0.03
3	0.09	0.26	0.17
4	0.26	0.32	0.06
5	0.13	0.30	0.17
均值	0.168	0.256	0.088

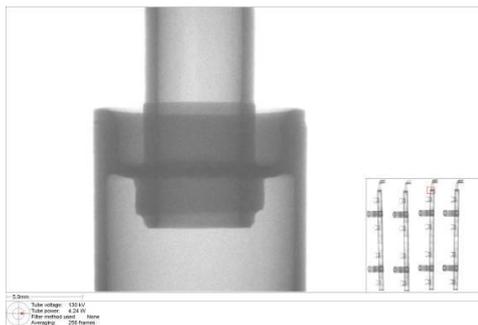


试验后无论喷油器还是油路的密封装置性能都会有所下降，因此该泄漏量的增

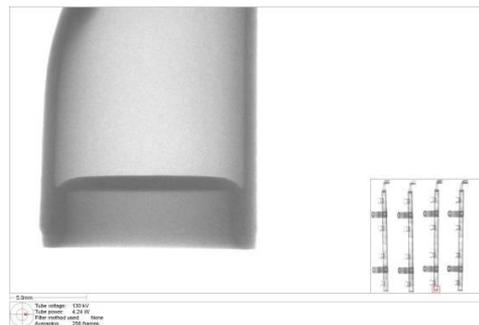
加是在产品设计的合理范围内；同时，依据经验，由燃油分配器断裂破坏引起的泄漏量将大大高于 3 SCCM 的泄漏值。由此可以判断，经历了耐久试验后燃油分配器总成的性能基本没有降低，也基本可以排除因分配器疲劳破坏出现的泄漏。

(3) X 射线探测

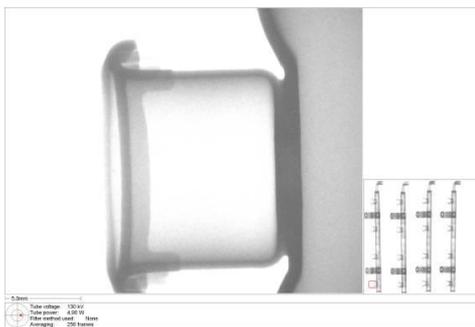
检查方法：射线束透过物体直接照射在荧光屏上，转换成可见的图象。判断原理如下：当材料内部存在某种缺陷而使其局部的有效厚度改变时，就会在缺陷处和周围区域之间引起射线强度衰减的差异，材料越厚衰减越大，因此在有内部裂纹的部位其反应在 X 射线的图像上将显示比周边区域明显的亮带/亮线。样件完成试验后的 X 射线检查结果如下图 3.6，由于篇幅限制，只列举了部分代表性照片。由 X 射线图片的数据可以看出各部位均没有观察到内部有可疑的亮带或亮线，因此由 X 射线检查结果可以得出结论：燃油分配器内部并没有出现明显的裂纹或焊缝开裂现象。



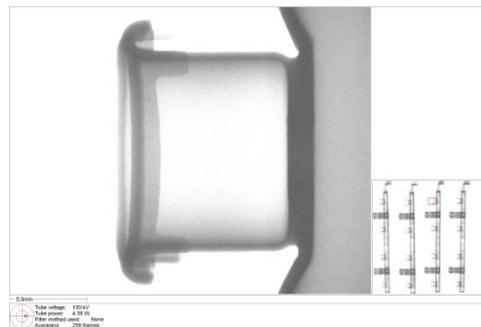
(a) 燃油分配器系统主管与进油管连接处



(b) 燃油分配器系统主管与端盖连接处



(c) 燃油分配器系统主管与喷油器座连接处

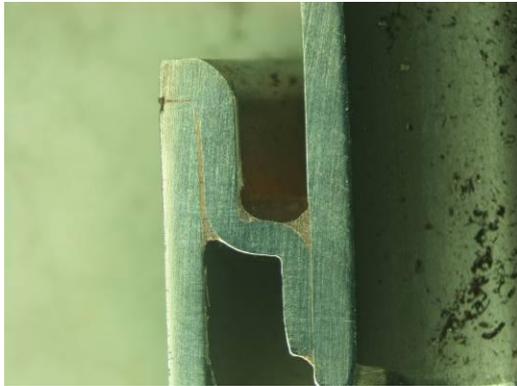


(d) 燃油分配器系统主管与另一喷油器座连接处

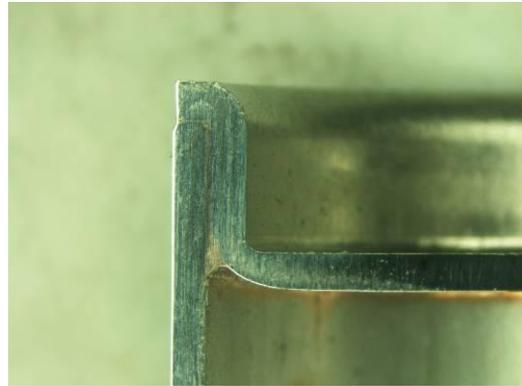
图 3.6 X 射线探测图片

(4) 显微镜观测

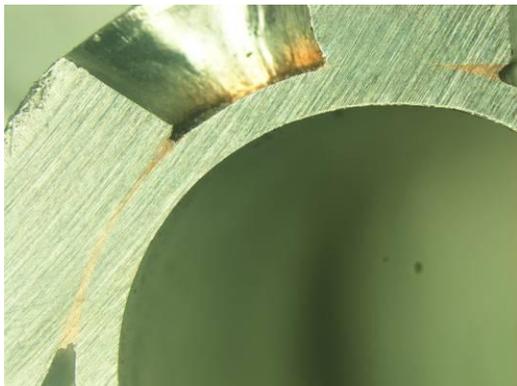
将完成试验的样件在重要的受力部位剖切开，打磨抛光后，在十倍显微镜下观测，剖面图片如图 3.7，由图片可见，试验后样件焊缝饱满，结构规整，内部无可见裂纹。由于篇幅限制，图片仅列出部分代表部位的显微观测图。



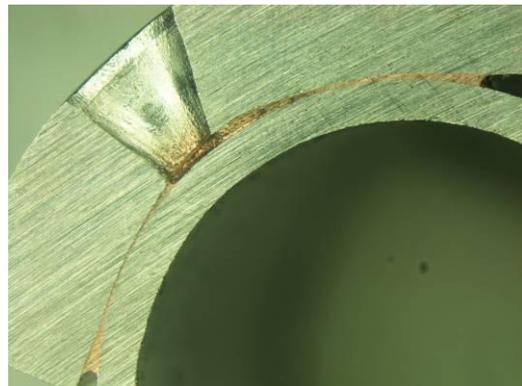
(a) 进油管与主油管连接部位



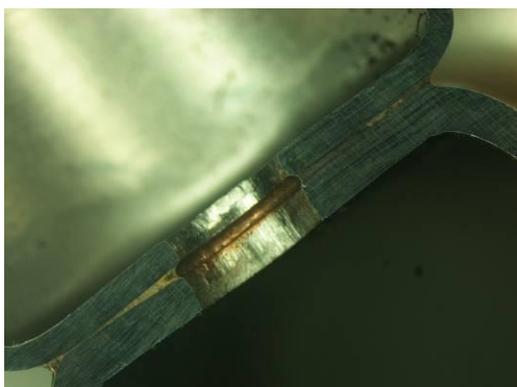
(b) 进油管与端盖连接部位



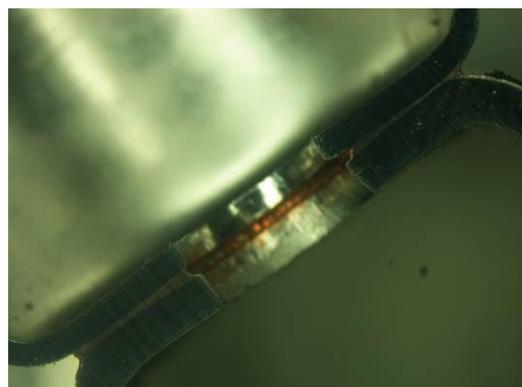
(c) 主油管与支架板连接部位



(d) 主油管与另一支架板连接部位



(e) 主油管与喷油器座连接部位



(f) 主油管与另一喷油器座连接部位

图 3.7 样件各重要受力部位的显微观测照片

通过上述试验的四组检测结果，可分析得出以下结论：该燃油分配器结构

在经历了 X、Y、Z 三个方向各 10^7 次加速度功率谱的加载试验后，产品性能没有明显降低，也没有发现疑似裂纹，基本可以判定该结构既没有发生静强度破坏也没有发生疲劳破坏，说明该设计无论是静强度还是疲劳强度都满足了产品设计的要求。在上一章中，其有限元模型在随机振动仿真计算后得到的最大应力没有超过屈服极限，并且经过疲劳寿命的计算，其疲劳破坏循环数远高于 10^7 次，因此根据其仿真分析和疲劳寿命计算的联合分析结果预测该结构在理论上不会发生静强度破坏和疲劳破坏，能满足产品的静强度和疲劳强度的设计要求。试验结论和仿真分析联合疲劳寿命计算的预测结论基本一致，基本符合仿真计算和疲劳寿命计算联合分析的预期。

3.5 本章小结

本章通过设计金属燃油分配器总成的随机振动疲劳耐久试验，针对第二种结构优化设计方案的金属燃油分配器总成进行了模拟实车安全使用寿命的试验，通过对样件加载实车采集的随机振动路谱，在向 X、Y、Z 三个方向各加载 10^7 次循环的随机频谱振动以后，检测燃油分配器的密封性能，其泄漏数值从试验前的平均 0.168 SCCM 变化为试验后的平均 0.256 SCCM，上升 0.088 SCCM，远低于产品密封性能要求，并且进一步通过目测、X 光探测、显微镜检查等手段全面检查，没有发现样件有疑似裂纹、微裂纹，基本可以判定该结构没有静强度破坏或疲劳破坏，说明该结构的静强度和疲劳强度满足了产品设计的要求。其随机振动疲劳耐久试验的结果基本符合仿真分析和疲劳寿命计算的预期。由此可以判断，随机振动的仿真分析联合疲劳寿命计算的分析方法基本准确可靠。

第4章 燃油分配器系统的材料优化及仿真分析

4.1 塑料及纤维复合材料在汽车零部件上的应用

塑料及纤维复合材料在汽车工业中的应用日趋广泛，使用量持续增长^[49,50]。从1977年到2001年，单车塑料用量由76 kg提高到115 kg，增幅达50%，2013年则已经超过150 kg，占汽车总质量的12%~20%。汽车用塑料用量居于前列的有：聚丙烯（PP）、聚氨酯（PUR）、聚氯乙烯（PVC）、热固性复合材料、ABS、尼龙（PA）和聚乙烯（PE）^[51]；按使用的零部件种类可分为三类：内饰（装）件、外饰（装）件和功能件，从最早应用于内装件，逐渐发展到用于外装件、结构件和功能件，目前已经逐步运用到发动机油底壳、进气管以及气门室罩盖、汽车悬架的变截面板簧、发动机罩盖等发动机零部件。

由于单一塑料无法满足汽车工业中高应力件、高温件等部件的使用要求，复合材料（如玻璃纤维增强热塑性复合材料、长纤维增强热塑性复合材料、碳纤增强复合材料）在汽车零部件上的应用显示出越来越强大的生命力。玻璃纤维增强热塑性复合材料（GMT）在汽车工业中的应用超过40种，主要应用于保险杠、仪表板、发动机罩、座椅骨架、地板、护板、车顶棚等部件。GMT的基体材料通常为聚丙烯（PP）和尼龙（PA）。长纤维增强热塑性复合材料（LFRT）主要应用在保险杠、行李仓底板、蓄电池槽、车门、座椅靠背、发动机底座、仪表盘等。碳纤维增强复合材料有足够的强度和刚度，适于制造汽车车身、底盘等主要结构件。预计碳纤维复合材料的应用可使汽车车身、底盘减轻40~60%^[51]。车用塑料今后的重点发展方向是开发高性能树脂材料、增强塑料复合材料、塑料共混物与塑料合金，并完善相应的回收再利用体系。

4.2 复合材料燃油分配器的材料性能

4.2.1 PA66的材料性能

聚酰胺（PA）也称尼龙，五大工程塑料之一，是最早应用于工程的塑料品种，也是目前应用最广泛的工程塑料。由于其力学强度高、耐磨、耐热、耐油、自润滑性、化学稳定性好等优良的综合性能，在工程领域迅速推广，被各行业

用以代替钢、铁、铜等金属。PA6 及 PA66 是尼龙中最重要的品种，产量约占尼龙的 80% 以上。PA66 在汽车上的用途十分广泛，汽车上的发动机部位如节气门、外壳、进水管等都用了 PA66；汽车上的电器部位如连接器、电缆线等，还有汽车的车体部位等都采用了 PA66。

PA66 又称尼龙 66，密度 1.15 g/cm^3 ，熔点 252 度。脆化温度 -30 度。热分解温度大于 350 度。连续耐热 80~120 度，平衡吸水率 2.5%^[52]。PA66 能耐酸、碱、大多数无机盐水溶液、烃类、酮类、酯类、卤代烷等的腐蚀，但易溶于甲酸、苯酚等极性溶剂。因此，对于汽车燃油有着很好的稳定性。此外，机械强度较高，具有优良的自润滑性、耐磨性。但吸水性较大，因而尺寸稳定性较差。通常采用两种方法对 PA66 进行改性：一是物理改性，即通过在 PA66 中加入填料、玻璃纤维、增韧剂、其它树脂及助剂等，对其进行填充、增强、增韧、阻燃、合金化等；二是化学改性，对尼龙进行接枝、共聚、交联等，通过改变 PA66 的分子结构而改性^[53]。PA66 经过改性后，不仅保持了原有的加工性能、耐化学性、自润滑性、耐磨性等优点，而且使得力学性能和耐热性能得到了大幅度提高，同时显著改善了尺寸稳定性。

4.2.2 玻璃纤维

PA66 主要的增强剂为玻璃微珠、玻璃纤维、石墨纤维和碳纤维以及硅酸盐和二氧化硅等。其中最常用的是玻璃纤维，它与 PA66 的亲性好，且添加量多时仍能保持在良好的加工黏度范围内，强度和尺寸稳定性也得到显著改善。

玻璃纤维（GF）的线膨胀系数约为尼龙的 1/20，吸水率接近于零，而杨氏模量和比强度与尼龙相比提高了 10~20 倍，具有吸水率小、耐药品性和耐热的特点。从 20 世纪 50 年代起，就被用来对热塑性塑料进行增强和改性。用玻璃纤维增强的 PA66，在保持原有耐化学性和加工性能等优点的同时，不但增加了强度和刚性，而且可以改善尺寸稳定性，提高硬度和耐热性，增强抗蠕变性等。

玻璃纤维主要成分是热硅土和一些金属氧化物，通过高温加热使其熔融至粘流态，然后采用高速拉丝机牵引拉成纤维状。其直径越小，拉伸强度越大，比如玻璃纤维直径为 $4 \mu\text{m}$ 和 $10 \mu\text{m}$ 时，其对应的拉伸强度分别为 3500 MPa 和 1100 MPa^[52]。

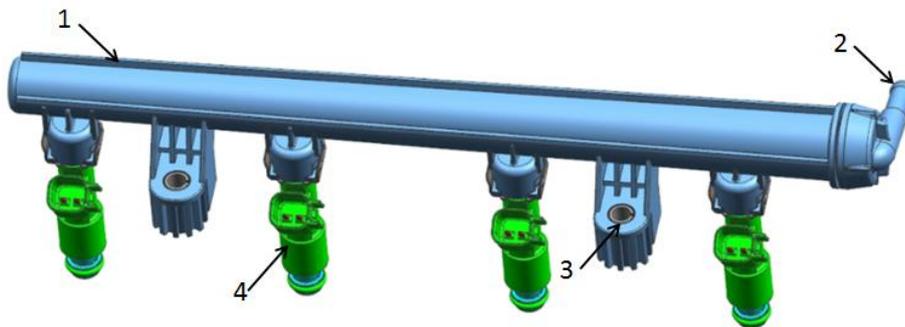
PA66 经玻璃纤维增强后，性能显著提高，可以替代金属材料，具有如下特性：①强度高，其拉伸强度和弯曲强度可提高 2~3 倍；②质量轻，密度 $1.2\sim 1.8 \text{ g/cm}^3$ ，比铝的密度还低；③比模量和比强度高，比模量大即零件的刚性大，比强度大说明零件自重小，其比模量和比强度比一般碳钢大很多；④热

变形温度高，玻纤含量为 30% 的 PA66 的热变形温度可达 250 度；⑤成型收缩率低，玻纤含量 20% 的 PA66 的成型收缩率可低于 0.6%，含 33% 的玻纤的收缩率可低于 0.2%^[54]。

本文对于燃油分配器的优化材料拟选用 PA66 加 33% 的玻璃纤维增强复合材料。33% 玻纤增强的 PA66 有着很好的热稳定性、强度和收缩率。其密度为 1.44 g/cm³，抗压强度 247 MPa，熔点 310 度，热变形温度在 285 度，24 小时吸水率 0.21%，成型料流方向（纵向）收缩率 0%，横向收缩率 0.2%，可以在 165 度下可连续使用 20000 小时，在 0~100 度的温度区间内热膨胀系数仅 24×10^{-6} /度。同时在支架板螺栓安装孔部位加装碳钢金属衬套，以增加支架抗压强度，充分发挥两种材料的优势，实现选材与零部件功能的最优组合。

4.3 复合材料燃油分配器总成结构介绍

复合材料燃油分配器系统也可简称为塑料燃油分配器系统。其总成的结构与金属燃油分配器总成大体相同，由于制造工艺的差别，零件数量略有不同，主要有以下几部分构成：油管主体，带进油管的端盖，C 形碳钢衬套和燃油喷射器，其 3D 数模结构如图 4.1 所示。



1-燃油分配器系统油管主体，2-带进油管的端盖，3-C 形碳钢衬套，4-燃油喷射器系统

图 4.1 复合材料燃油分配器总成结构图

4.4 复合材料燃油分配器系统有限元模型的建立和简化

复合燃油分配器系统除碳钢衬套以外的零部件，其材料均为聚酰胺树脂 PA66，其玻纤含量为 33%，具有很好的强度和热稳定性。采用注塑成型工艺，注塑生成的主油管和进油管端盖以摩擦焊的方式焊接起来，支架板安装孔内装配镀锌碳钢衬套，在很好地增强支架板抗压强度的同时，又使其具有很好的抗

腐蚀性能。

喷油器内部结构也同样简化为近似的上下两个实体。其受力方式与前文不锈钢燃油分配器总成相同，同样取消了喷油器座固定卡扣，以 O 型橡胶圈密封连接。

(1) 材料特性及其参数的定义

塑料燃油分配器各零件材料参数见表 4.1 所示。

表 4.1 燃油分配器复合材料与碳钢衬套材料参数

燃油分配器 材料参数	密度 (g/cm ³)	杨氏模量 (GPa)	泊松比	抗拉强度 (MPa)	阻尼系数
复合材料	1.44	7.43	0.41	221	0.02
碳钢	7.8	200	0.29	235	0.02

(2) 单元类型的选择和网格的划分

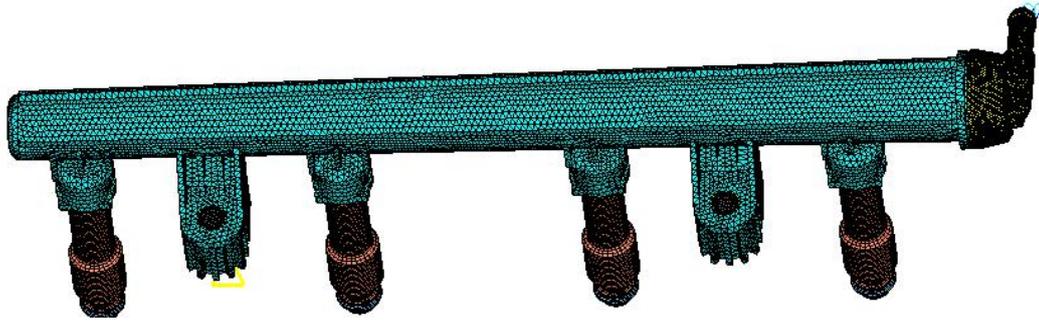
复合材料燃油分配器总成的有限元网格模型如图 4.2 (a) 所示，实体单元数 181986，节点数 278995。以二阶修正四面体单元 C3D10M 和六面体减缩积分单元 C3D8R 为主，还有少量的楔形单元 C3D6。其具体部位的网格划分如图 4.2 (b) (c) (d) (e) 所示。

燃油分配器总成的有限元模型的具体部位的网格划分如图 4.3 所示。

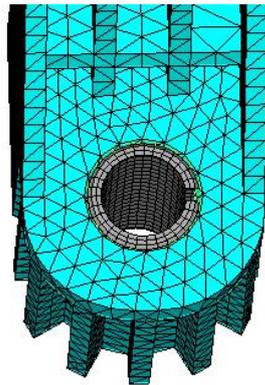
(3) 施加边界条件和载荷

首先在初始步中定义边界条件。塑料燃油分配器系统与不锈钢燃油分配器系统受力状态相同，同样在两个支架板处定义 M6 的螺栓压面固定，约束其在 6 个方向上的自由度；同时在喷油器下 O 型橡胶圈部位建立 Bottom 节点集，用于约束其在 3 个方向上的平移；然后在自定义的分析步中施加载荷，进油管端部施加质点载荷，主油管内部网格附油液质量，由于塑料轨内部体积大，因此所附油液质量也较金属分配器大。燃油分配器总成内部油液质量为 60 g。

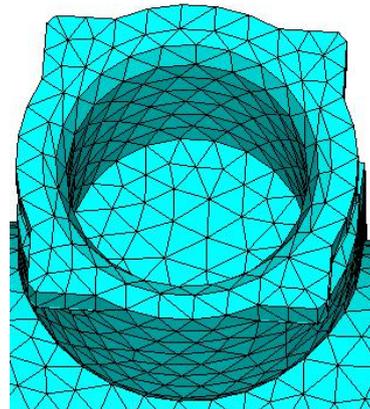
塑料燃油分配器系统的仿真技术路线也与金属燃油分配器系统相同，在此不再赘述，详见第二章图 2.5。



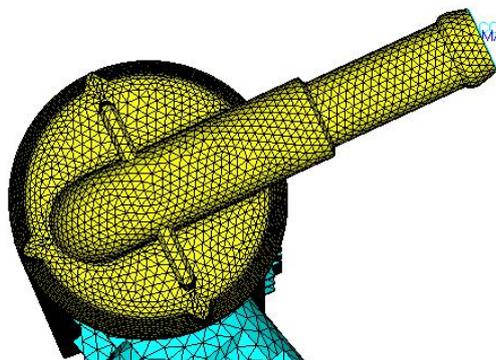
(a) 塑料材料燃油分配器总成的有限元网格模型



(b) 支架及衬套部位



(c) 喷油器座部位



(d) 进油管端盖部位



(e) 喷油器部位

图 4.2 塑料料燃油分配器总成有限元网格模型

加速度功率谱密度的加载方向如图 4.3 所示，X 为支架板安装平面的延伸方向，Y 为垂直支架板安装平面的方向，Z 为主油管轴线方向，与金属燃油分配器一致。对燃油分配器总成加载实车路谱，受力方向的设定如下：

X 方向——支架板安装平面的延伸方向；

Y 方向——垂直支架板安装平面的方向；

Z 方向——主油管轴线方向。

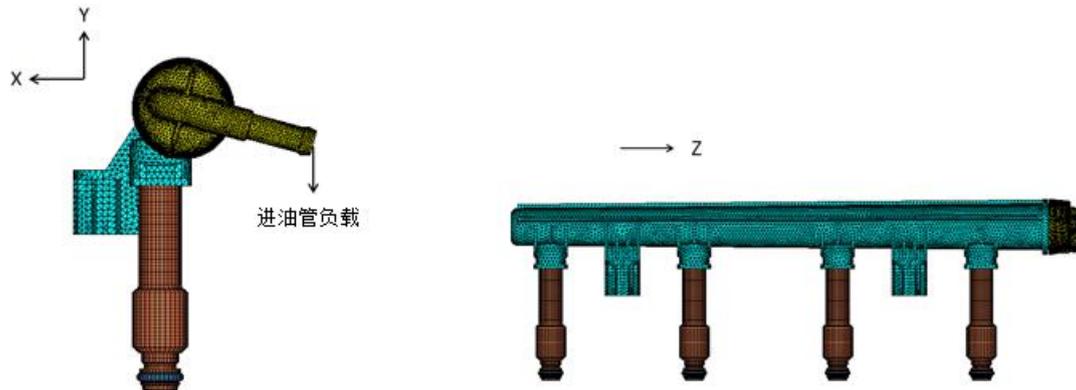
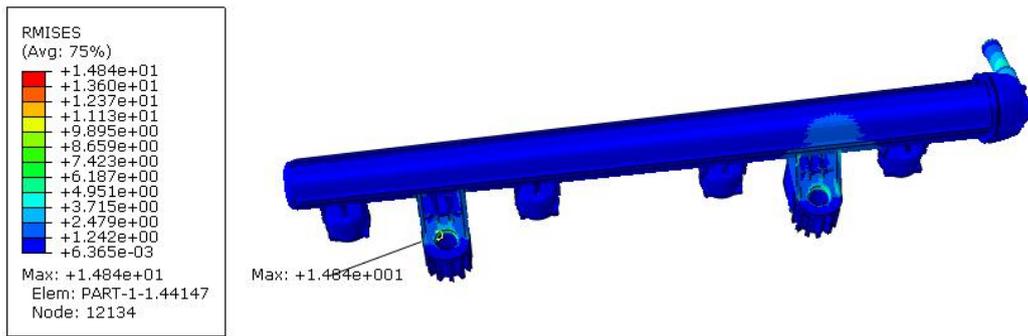


图 4.3 复合材料燃油分配器总成受力方向及频谱输入坐标轴

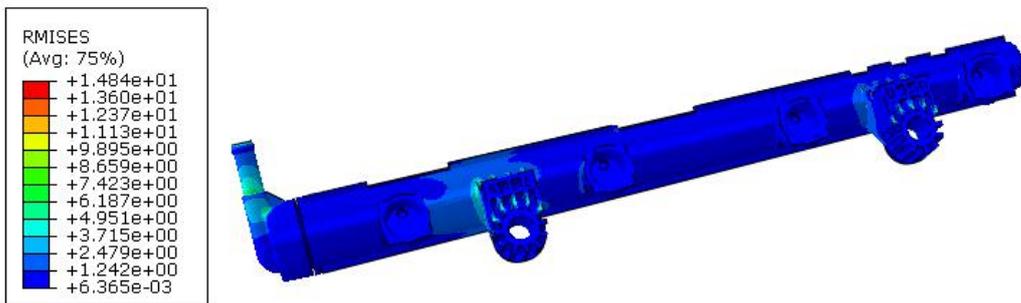
4.5 复合材料燃油分配器总成随机振动疲劳响应分析

本章通过对复合材料燃油分配器总成进行仿真计算获得结构的应力分布云图，确定结构在整个加载过程中的应力集中区，以确定该结构能否承受发动机环境下的振动疲劳强度。

对复合材料燃油分配器总成加载 X 方向加速度功率谱密度，其整体应力云图如图 4.4 所示，结构的最大应力节点出现在支架板孔内侧，如图 4.4 (a)，具体部位及数值详见 4.6 (a)。由于支架板内孔是圆锥形结构，具有一定的拔模角度，螺栓安装平面孔内径比缸头安装面的内孔径大，而 C 型衬套则是圆柱形结构，上下外径尺寸一样，因此支架板螺栓安装面内孔侧壁上出现的最大应力尖点与实际状况明显不符，应与剔除。剔除该畸点后最大应力点出现在进油管端部，见图 4.5 所示，其应力值为 8.752 MPa，对应的 3σ 应力值为 26.25 MPa。提取的各部位高应力节点及应力输出数值详见图 4.7，为便于识别，节点最大应力在第一列方格内打勾示意。



(a) 塑料燃油分配器系统正面应力云图



(b) 塑料燃油分配器系统背面应力云图

图 4.4 塑料燃油分配器系统加载 X 向 PSD 谱的应力云图

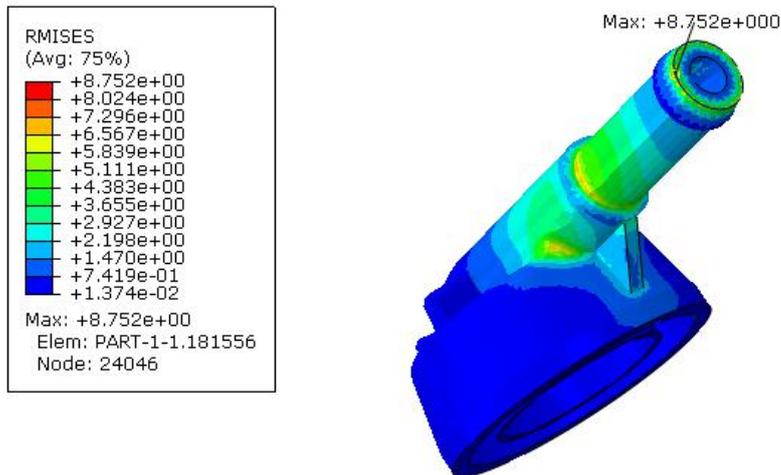


图 4.5 塑料燃油分配器系统进油管应力云图 (X 向 PSD 谱)

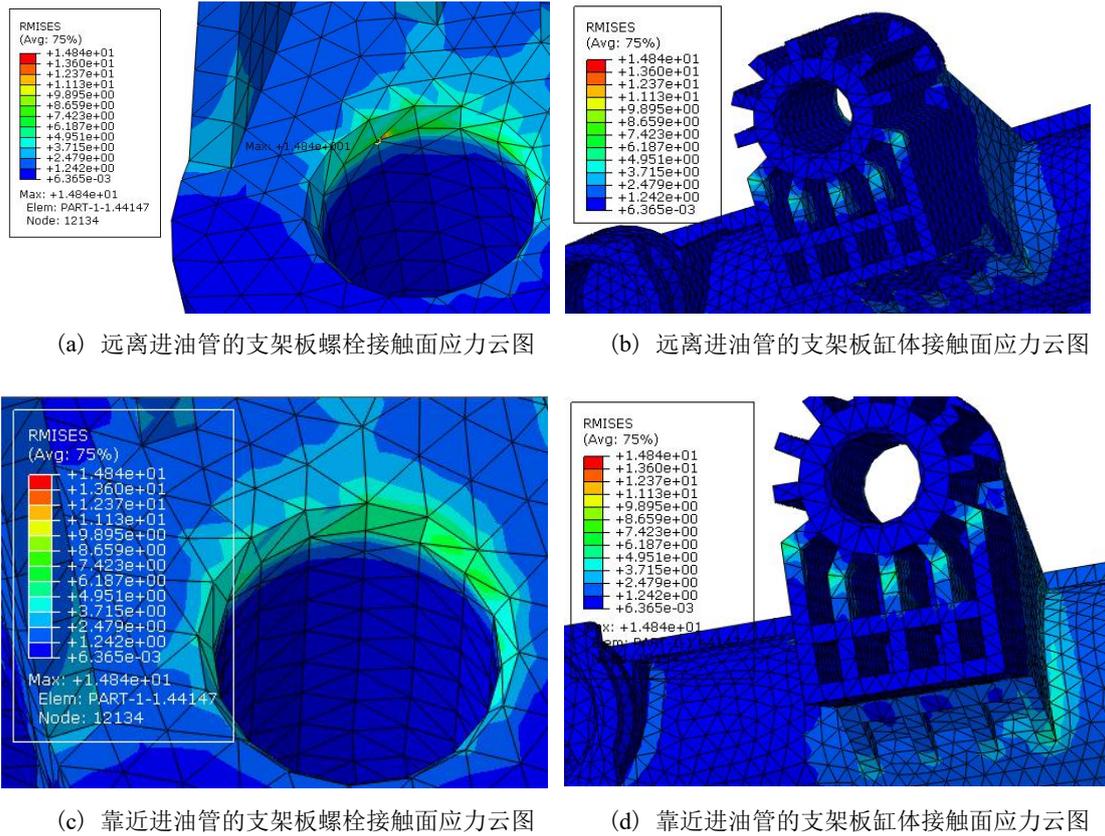


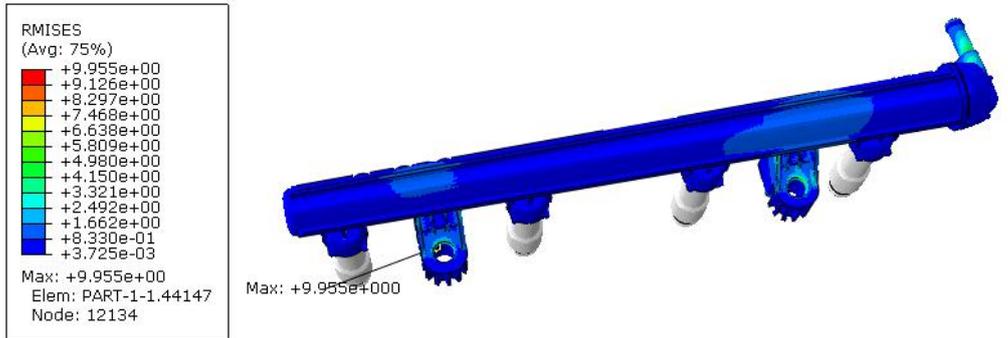
图 4.6 塑料燃油分配器系统支架板部位应力云图 (X 向 PSD 谱)

<input type="checkbox"/>	Part Instance	Node ID	Orig. Coords	Def. Coords	Attached elements	RMISES
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	2049934	-87.7947, -9.3	-87.7947, -9.	12879, 13293	7.04264
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	2049942	-87.129, -11.0	-87.129, -11.	8292, 8373	7.43755
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	12135	-257.315, -7.7	-257.315, -7.	10412, 41735, 4250	7.20244
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	2095563	1.83278, 32.2	1.83278, 32.	182312, 182315	7.09929
<input checked="" type="checkbox"/>	PART-1-1	24046	3.67345, 51.5	3.67345, 51.	181556, 181579, 18	8.75201
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	24042	-0.218259, 51	-0.218259, 5	72356, 72367, 7236	7.8641
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	24050	6.20481, 52.3	6.20481, 52.	167355, 181422, 18	7.59065
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	24044	1.63736, 51.5	1.63736, 51.	184421, 184447, 18	8.58166
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	24038	-1.57862, 52.7	-1.57862, 52	66799, 160290, 184	8.19193

图 4.7 塑料燃油分配器系统各高应力部位提取的节点应力值 (X 向 PSD 谱)

同样，对塑料燃油分配器总成加载 Y 方向加速度功率谱密度，其整体应力云图如图 4.8 所示，最大应力节点位置详见图 4.9 (a)。同样剔除该不真实的应力畸点之后，其最大应力出现进油管与端盖连接的凸台肩部，见图 4.10，应力值为 5.486 MPa，其 3σ 应力值为 16.46 MPa。提取的各部位高应力节点及相应应

力输出数值详见图 4.11，同样，节点最大应力在第一列方格内打勾示意。

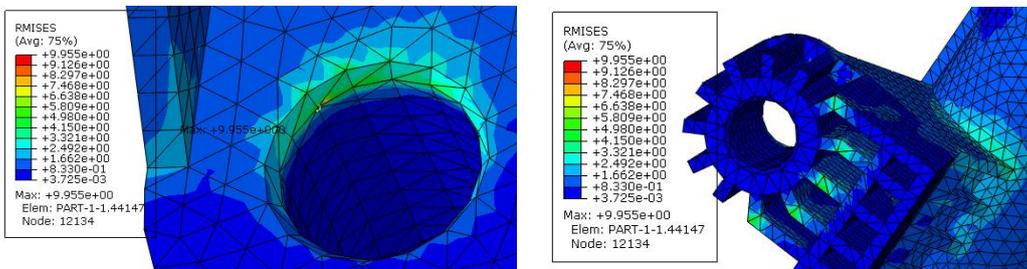


(a) 塑料燃油分配器系统正面应力云图



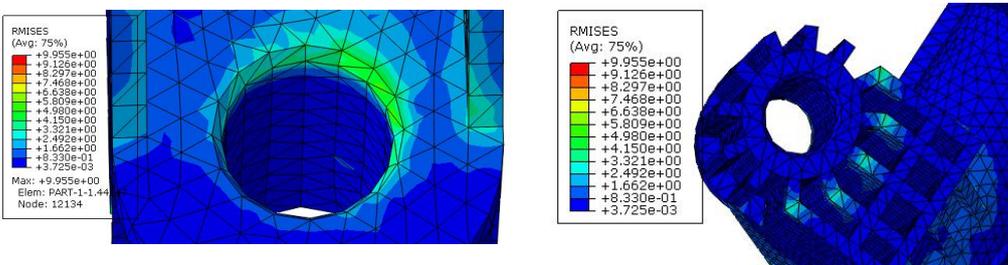
(b) 塑料燃油分配器系统背面应力云图

图 4.8 塑料燃油分配器系统 Y 向 PSD 谱的应力云图



(a) 远离进油管的支架板螺栓接触面应力云图

(b) 远离进油管的支架板缸体接触面应力云图



(c) 靠近进油管的支架板螺栓接触面应力云图

(d) 靠近进油管的支架板缸体接触面应力云图

图 4.9 塑料燃油分配器系统支架部位应力云图 (Y 向 PSD 谱)

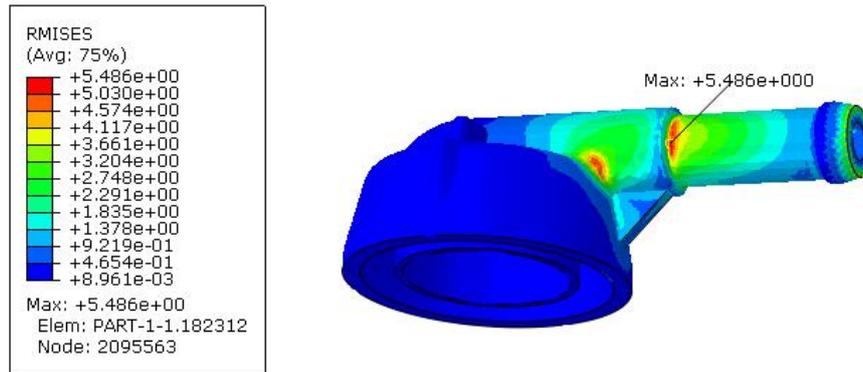


图 4.10 塑料燃油分配器系统进油管应力云图（Y 向 PSD 谱）

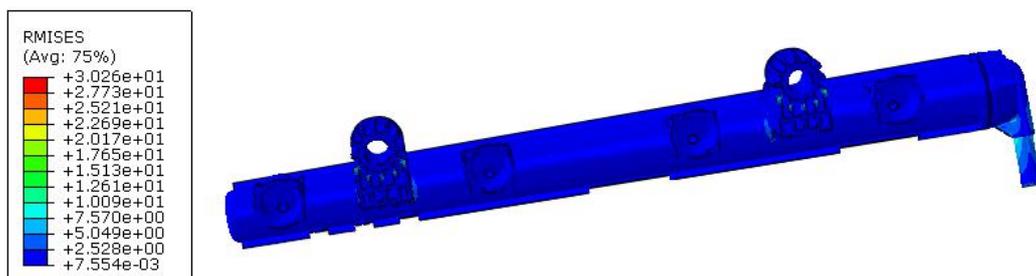
<input type="checkbox"/>	Part Instance	Node ID	Orig. Coords	Def. Coords	Attached elements	RMISES
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	2096840	0.771339, 34.1	0.771339, 34	166869, 184664	5.19967
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	24043	0.652807, 51.1	0.652807, 51	181411, 183355, 18	4.53725
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	24042	-0.218259, 51	-0.218259, 5	72356, 72367, 7236	4.71831
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	26150	-0.480605, 26	-0.480605, 2	71937, 73055, 7455	5.2258
<input checked="" type="checkbox"/>	PART-1-1	2095563	1.83278, 32.2	1.83278, 32.1	182312, 182315	5.48645
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	22325	4.35068, 32.8	4.35068, 32.1	167698, 167707, 16	4.53515
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	9352	-101.625, -7.0	-101.625, -7.	23537, 53453, 5378	5.40854
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	10804	-257.505, -7.3	-257.505, -7.	42503, 44147, 4628	4.44464
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	11394	-88.1517, -8.3	-88.1517, -8.	9561, 9694, 11779,	4.72511

图 4.11 塑料燃油分配器系统各高应力部位提取的节点应力值（Y 向 PSD 谱）

对塑料燃油分配器总成加载 Z 方向加速度功率谱密度，其整体应力云图如图 4.12 所示，最大应力节点部位及数值详见图 4.13 (c)。同样剔除该不真实的畸点后，最大应力出现在进油管与端盖结合的肩部，见图 4.14，其应力值为 13.34 MPa，其 3σ 应力值为 40.02 MPa。提取的各部位高应力节点及相应应力输出数值详见图 4.15，同样，节点最大应力在第一列方格内打勾示意。



(a) 塑料燃油分配器系统正面应力云图



(b) 塑料燃油分配器系统背面应力云图

图 4.12 塑料燃油分配器系统的 Z 向 PSD 谱应力云图

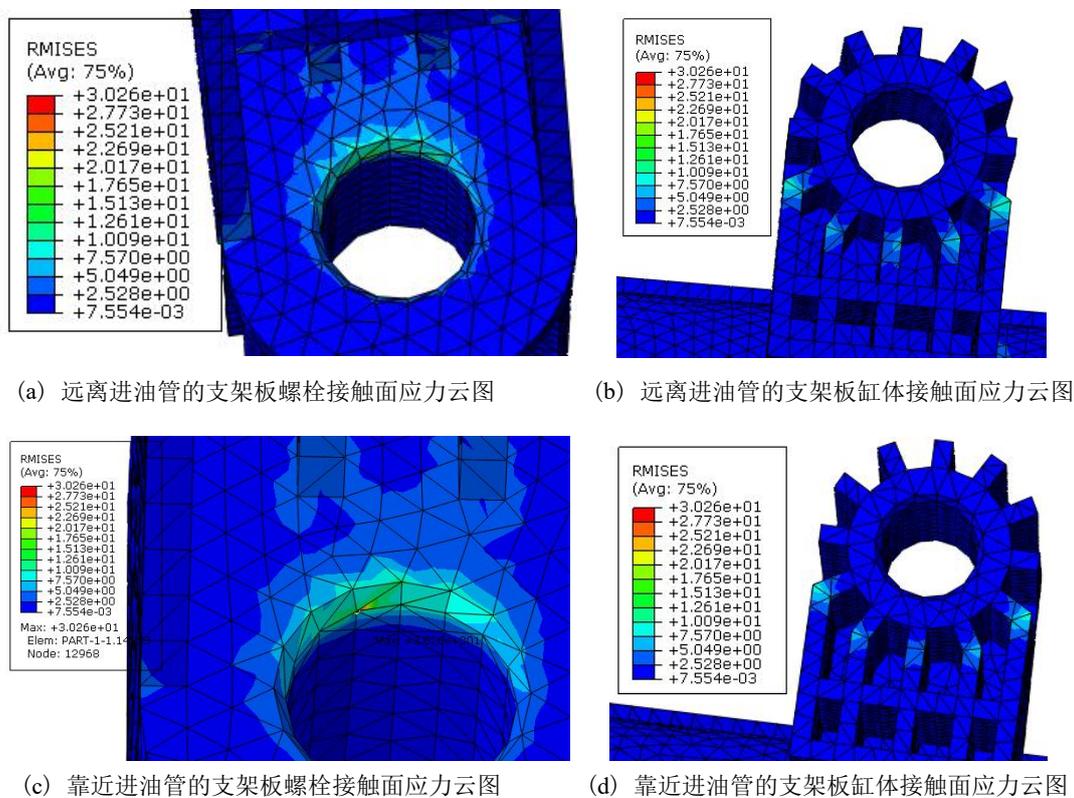


图 4.13 塑料燃油分配器系统的支架板应力云图 (Z 向 PSD 谱)

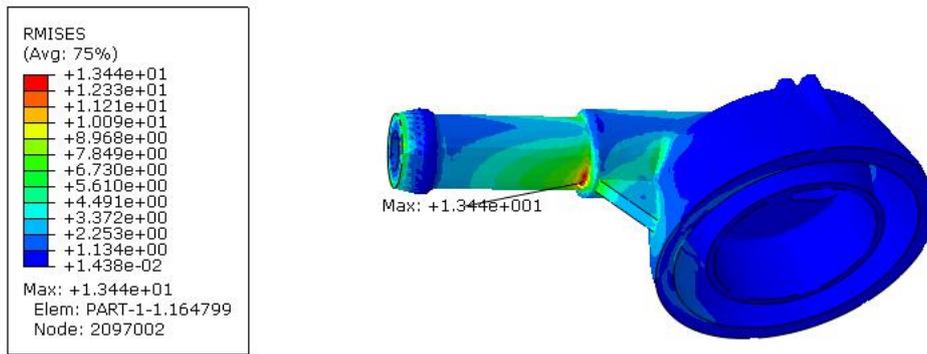


图 4.14 塑料燃油分配器系统的进油管应力云图（Z 向 PSD 谱）

<input type="checkbox"/>	Part Instance	Node ID	Orig. Coords	Def. Coords	Attached elements	RMISES
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	2095737	5.97388, 34.1	5.97388, 34.	166683, 182605	9.05745
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	2095756	6.2495, 33.54	6.2495, 33.5	170917, 182863	11.3012
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	2095805	6.31307, 33.5	6.31307, 33.5	170917, 182864	10.123
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	24255	-1.6869, 33.0	-1.6869, 33.0	164799, 167764, 16	11.3803
<input checked="" type="checkbox"/>	PART-1-1	2097002	-1.6233, 33.2	-1.6233, 33.2	164799, 171649	13.4448
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	2097048	-1.68686, 33.5	-1.68686, 33	171649, 179800	11.9329
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	9085	-81.6254, -7.0	-81.6254, -7.	53142, 55006, 5538	10.7658
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	9352	-101.625, -7.0	-101.625, -7.	23537, 53453, 5378	9.68017
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	2053593	-254.78, -7.61	-254.78, -7.6	3955, 10790	11.7432
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	2053591	-256.47, -7.61	-256.47, -7.6	41735, 42511	12.8637
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	2046714	-256.47, -7.36	-256.47, -7.3	42503, 42511	11.4152
<input type="checkbox"/>	PART-1-1	2049913	-92.4704, -7.3	-92.4704, -7.	14229, 14253	12.0366

图 4.15 塑料燃油分配器系统各高应力部位提取的节点应力值（Z 向 PSD 谱）

综上仿真计算的结果，受到 X 向频谱加载时结构最大应力值为 26.25 MPa，受到 Y 向频谱加载时结构最大应力值为 16.46 MPa，受到 Z 向频谱加载时结构最大应力值为 40.02 MPa，其抗拉强度为 221 MPa，最大应力值小于其抗拉强度，因此其结构静强度能够满足设计的要求，在生产上具有应用的可能性。

同时，从重量上分析，该塑料燃油分配器的重量约为 160 g，金属分配器约为 220 g，其重量降低了约 27%，如果总产量能达到 10 万件，则成本也随之降低约 1/3。然而其体积比金属分配器大约 30%，对于安装布置空间要求更大，对于发动机紧凑的布局存在一定的挑战。

另外，由于对复合材料的燃油分配器系统缺乏准确的疲劳寿命预测模型，因此，在工程上通常对复合材料的燃油分配器系统采用疲劳试验的方法以验证其疲劳寿命，因此下一步的工作是通过疲劳试验塑料燃油分配器系统的疲劳强度。

4.6 本章小结

本章通过选取尼龙加 33% 玻璃纤维的复合材料作为燃油分配器金属材质的替代材料，并设计出了塑料燃油分配器结构。然后采用上文建立的有限元仿真分析平台对其进行随机振动响应分析，得到塑料燃油分配器系统三个振动方向的应力云图，其中 X 向最大应力 26.25 MPa，Y 向最大应力 16.46 MPa，Z 向最大应力 40.02 MPa。由于该复合材料的抗拉强度为 221 MPa，其静强度能满足设计要求。由于对塑料材料的燃油分配器系统疲劳寿命缺乏有效的计算模型，因此无法预测其疲劳寿命。但是其与金属燃油分配器系统相比，重量减轻约 27%，年产 10 万件的单价降低约 1/3，运用到实车上后在产品重量和成本方面相有明显的优势，鉴于这些方面的潜在优势，其疲劳强度可以通过后续的疲劳试验进行验证。

第5章 全文总结与工作展望

5.1 结论

本文以燃油分配器系统为研究对象，应用软件 UG 建立三维数模，Hypermesh 生成有限元分析模型，联合 ABAQUS 进行仿真数据后处理，构造了一个可以用于燃油分配器系统随机振动响应的虚拟样机模型，其计算结果模拟了燃油分配器系统的应力分布状态，并且通过随机振动的响应应力对燃油分配器系统进行了疲劳寿命的计算，最后建立起一套有效的疲劳试验系统对随机振动的仿真分析方法和疲劳寿命的数学计算模型进行了验证。通过本文所进行的设计、分析与试验工作，可以得出如下结论：

1) 通过 UG 和 Hypermesh 之间的数据转换，建立起燃油分配器、燃油喷射器、进油管路、发动机缸体之间的相互连接关系，合理划分网格，网格以六面体减缩积分单元 C3D8R 为主，进而得到了燃油分配器总成结构的有限单元模型；

2) 首先对支架板失效结构建立有限单元模型进行随机振动的动态响应计算，得到了燃油分配器系统的在 X、Y、Z 三个方向的随机振动应力分布状态。对其加载 X 向随机振动谱得到的 3σ 最大应力值为 318 MPa；对其加载 Y 向随机振动谱后， 3σ 最大应力值为 150.9 MPa；对其加载 Z 向随机振动谱后， 3σ 最大应力值为 117 MPa，三个方向的最大应力为 318 MPa，位置在靠近进油管的支架板上螺栓法兰面边缘。其因材料的屈服强度为 205 MPa，抗拉强度为 515 MPa，其最大应力值已经大大超过了屈服强度，会发生结构变形，因此不能满足结构静强度的设计要求。然后进一步根据疲劳强度理论，运用 Goodman 等式将随机载荷的最大应力转换成与疲劳损伤效应相等的疲劳修正应力，并且通过疲劳修正应力计算得到了对应的疲劳失效循环数 9.25663×10^5 。该支架板失效结构的疲劳失效循环数远远低于其材料的无限寿命循环数 10^7 ，由此预测该结构在最大应力部位会发生疲劳破坏，其疲劳强度无法满足设计要求。此结果也与之前的台架振动试验结果相符，因此台架振动失效的原因就是支架板结构的无法承受 X 向频谱随机振动下的疲劳应力累积，以致发生了 X 向疲劳破坏。该失效结构从理论上无法满足结构的静强度和疲劳强度的设计要求。

3) 随后，根据失效结构的应力分布状态，提出了两种方案来优化结构、降低 X 向疲劳应力。第一种优化方案的仿真分析结果如下：其在 X 向频谱作用下其 3σ 最大应力值为 109.5 MPa；在 Y 向频谱作用下其 3σ 最大应力值出现为 91.8

MPa; 在 Z 向频谱作用下其 3σ 最大应力值为 179 MPa。因此, 三个方向的最大应力为 179 MPa, 出现在远离进油管的一侧的支架板上, 且在上部翻边起始圆角位置。第二种优化方案的仿真分析结果如下: 其在 X 向频谱疲劳作用下其 3σ 最大应力值为 166.89 MPa; 在 Y 向频谱作用下其 3σ 最大应力值为 135.3 MPa; 在 Z 向频谱作用下其 3σ 最大应力值为 148.35 MPa。三个方向的最大应力值为 166.89 MPa, 最大应力位于靠近进油管的支架板螺栓法兰面边缘。两种方案在经历了随机振动加载后的应力均没有超过材料的屈服极限, 在理论上基本满足产品的静强度设计要求。随后根据疲劳理论进一步对最大应力进行疲劳寿命的计算, 得到第一种优化设计的疲劳失效循环数为 1.387347391×10^9 , 第二种优化设计的疲劳失效循环数为 3.097893432×10^9 。由于材料的无限寿命循环数为 10^7 , 两种优化方案均能达到无限寿命的设计要求, 因此, 两种方案均能满足产品的疲劳强度设计要求。另从两种优化设计的疲劳寿命结果和成本两方面考虑, 第二种方案更优, 因此, 第二种方案被确定为最终的结构优化设计方案。

4) 对于仿真计算和疲劳寿命计算模型的准确性仍需进一步的验证, 因此, 燃油分配器的疲劳耐久试验被设计出来。针对第二种结构优化设计方案, 制作样件, 然后根据无限设计寿命的要求, 采集实车的路谱, 转换成加速度功率谱, 通过一共 30 个小时 (等同于三个方向的随机谱各加载 10^7 次所需的时间) 的随机振动以后, 检测燃油分配器的密封性能, 其泄漏数值分别从试验前的平均 0.168 SCCM 变化为试验后的平均 0.256 SCCM, 平均的上升了 0.088 SCCM, 远低于有裂纹等泄露发生时的数值, 并且进一步通过目测、X 光探测、显微镜检测等手段从各个角度检查确认, 没有发现样件有疑似裂纹, 基本可以判定该结构没有发生疲劳破坏, 说明该结构的静强度和疲劳强度均满足产品设计的要求。其试验结果符合仿真分析和疲劳寿命计算的预期, 证明了有限元分析和疲劳寿命计算相结合的方法是基本可靠的。

5) 提出了一种新型的塑料燃油分配器系统, 基于前文已得到验证的仿真分析方法, 得到塑料分配器系统随机振动的 X 向最大应力 26.25 MPa, Y 向最大应力 16.46 MPa, Z 向最大应力 40.02 MPa。该材料的抗拉强度为 221 MPa, 随机振动的最大应力没有超出材料的静强度, 说明此种材料在生产上有应用的可能性。介于为同一款发动机设计的塑料燃油分配器比金属燃油分配器的重量减轻约 27%, 价格降低 1/3, 在产品的降成本和轻量化上将有着积极的应用前景, 因此虽然其疲劳寿命尚没有准确的计算模型可以进行预测, 但仍可以通过疲劳试验进一步验证其疲劳强度。

5.2 工作展望

塑料燃油分配器系统的随机振动仿真分析应力虽然没有超过静强度的要求，但是由于没有实现对疲劳寿命的预测，对于工程运用前景需要进一步通过疲劳耐久试验来确认。同时，鉴于塑料和金属的物理化学性能的差异，这一简单的随机振动仿真分析并不能涵盖塑料分配器在不同环境下的性能，如何运用仿真分析手段更加真实地模拟塑料燃油分配器的工作条件，得出精确的仿真分析模型，是下一步的工作重点。后续工作应重点考虑以下问题：

- 1) 需要实物样件的静力试验数据和仿真分析的应力数据进行分析比较，以进一步确定该分析方法对塑料材料的适用性。
- 2) 由于塑料对环境温度较为敏感，仿真分析需进一步考虑温度对塑料燃油分配器的性能影响，重点考察其极限工作温度。
- 3) 塑料燃油分配器系统的疲劳强度需要通过实物样件的疲劳耐久试验进行验证。

致谢

本文是在我的导师吴志军教授的精心指导下完成的，十分感谢吴老师在我读研究生期间对我的培养、督促和关心支持。在整个学习过程中，我深切感受到导师的学识渊博、治学严谨，对科学和研究抱着一丝不苟的治学态度，同时对学生既有循循善诱又有严格要求，激发学生们研究学习的最大热情和潜力，这些都对我的工作和学习、甚至处事态度产生了积极的影响。没有吴老师的严格要求和耐心指导就没有该课题和论文的顺利完成。在此，也特别感谢邓俊副教授不厌其烦的指导和耐心细致的帮助，他总是让学生感受到平等热情的人文关怀。感谢同济大学汽车学院所有老师给予的无私的帮助和指引，是你们的谆谆教导以及对在职研究生们热情无私的指引和鞭策，使得我工作后还能在学校里进一步提高自己的专业理论知识，使理论知识与工作很好地结合并相互促进，为自己喜爱的汽车事业的发展添砖加瓦。同时在此一并感谢工作中领导和同事，在论文的仿真分析和试验设计部分给予我很多有益的启示和热心的指导。最后，特别感谢我的家人，是他们的全力支持和不遗余力地鼓励给了我坚持到底的勇气和动力，我所取得的成绩和他们全心全意的支持是分不开的。

最后向所有关心和帮助过我的老师、朋友、同事表示由衷的感谢！

参考文献

- [1] 中华人民共和国国家统计局. 中华人民共和国 2016 年国民经济和社会发展统计公报 [N]. 北京: 人民日报, 2017-3-1(10).
- [2] GJB451-2005. 可靠性维修性保障性术语 [S], 2005: 2.
- [3] 程远存. W6Mo5Cr4V2 钢传动轴强度与疲劳寿命分析 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2010.
- [4] ASTM E1823-13. Standard Terminology Relating to Fatigue and Fracture Testing [S]. ASTM International, 2013.
- [5] 徐灏. 疲劳强度设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1981: 11~13.
- [6] Fuchs HO, Stephens Wiley RI. Metal Fatigue in Engineering [M]. New York: John Wiley & Sons, 1980.
- [7] Yao WX. Stress Field Intensity Approach for Prediction Fatigue Life [J]. International Journal of Fatigue, 1993, 15 (3) : 243~246.
- [8] Yao WX. On the Notched Strength of Somposite Laminates [J]. Composite Science and Technology, 1992, 45 (2) :105~110.
- [9] Sheppard SD. Field Effects in Fatigue Crack Initiation: Long Life Fatigue [J]. ASME, Journal of Mechanical Design, 1991, 113 (2) :188~194.
- [10] 徐灏. 疲劳强度 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1988.
- [11] 赵明岩. 驱动桥疲劳试验技术研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2003: 28~31.
- [12] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2003: 117~118.
- [13] 试验机的发展史[EB/OL]. <http://www.chem17.com>, 2014-08-29.
- [14] 鲁启新, 吴铁鹰. 航空涡轮发动机叶片振动疲劳试验的自动化 [J]. 南京航空学院学报, 1984 (05): 110~117.
- [15] 鲁启新, 庄忠良. 程控振动疲劳试验系统 [J]. 航空动力学报, 1986, 1 (2): 162~163.
- [16] 刘敦惠. 新颖的航空发动机立式主轴综合加载疲劳寿命试验器 [J]. 航空动力学报, 1986, 1.
- [17] 徐志怀. 一种新型疲劳试验器的试验研究 [J]. 南京航空学院学报, 1987, 19 (1): 123~130.
- [18] 南京航空学院五零二教研室. 用气体激振进行疲劳寿命试验的方法 [J]. 航空工艺技术, 1978, 10: 11~14.
- [19] Wang CH, Brown MW. Life Prediction Technique for Variable Amplitude Multiaxil Fatigue [J]. ASME, Journal of Engineering Materials and Technology, 1996, 118(3):367~370.
- [20] 俞小莉, 周迅, 刘震涛, 等. 智能型曲轴弯曲疲劳试验系统 [J]. 兵工学报, 2004, (3): 368~371.
- [21] 周迅, 俞小莉, 李迎. 稳态疲劳载荷下曲轴剩余强度模型的试验研究 [J]. 机械工程学报, 2006, (4): 213~217.
- [22] 刘震涛, 沈季胜, 齐放, 等. 基于嵌入式 PC 的活塞热冲击试验台架自动控制系统 [J].

- 铁道机车车辆, 2003, (1): 163~165.
- [23] 伍茜, 沈季胜, 刘震涛. 动态图像差分法在热裂纹提取上的应用 [J]. 兵工学报, 2006, (11): 155~158.
- [24] 孙耀国, 杜海明, 俞小莉. 载荷形式对机体局部疲劳寿命影响的仿真研究 [J]. 内燃机工程, 2011, 32 (4): 52~55.
- [25] 孙耀国, 杜海明, 周迅, 等. 基于有限元的柴油机机体疲劳寿命仿真 [J]. 内燃机工程, 2009, 30 (4): 48~51.
- [26] 刘学罡, 迟成芳, 尹廷林. 汽车发动机缸体疲劳试验机的研制与应用 [J]. 工程与试验, 2015, 55 (4): 71~74.
- [27] Seybert AF, Wu TW, Li WL. Structural Acoustics Applications of the BEM and the FEM [C]. Proceedings of the International Symposium on Boundary Element Methods, USA, 1989: 536~542.
- [28] Anderton D, Ghazy MR. Dynamic Response of Heavy Duty Diesel Engine Structures [C]. SAE 871669.
- [29] Sung SH, Nefske DJ, Famin MP, et al. Development of an Engine System Model for Predicting Structural Vibration and Radiated Noise the Running Engine [C], SAE 972039.
- [30] 黄硕. 汽车发动机缸体扩缸前后静强度和模态分析 [C]. 第十一届中国 CAE 工程分析技术年会论文集, 2015.
- [31] Garnier T, Bonneau D, Grente C. Three-Dimensional EHD Behavior of the Engine Block/Crankshaft Assembly for a Four Cylinder inline Automotive Engine [J]. ASME, Journal of Tribology, 1999, 121 (4) : 721~730.
- [32] Shiang-Woei Chyuan. Finite Element Simulation of a Twin-Cam 16-Valve Cylinder Structure [J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2000, 35 (3) : 199~212.
- [33] Bavertock L. Investigation of Diesel Engine Cylinder Block Structural Performance Using Design of Expedments [Z]. Ford Motor Company Limited, 2002.
- [34] Martin GG. Failure of a Stationary Pump Engine Piston [J]. Journal of Failure Analysis Prevention, 2004, 4 (1) : 37~39.
- [35] 陈濬华, 康健. BJ492Q 型发动机气缸体静力和动力的有限元分析 [J]. 吉林工业大学学报, 1982, (03): 80~93.
- [36] 刘福昌, 扬士朋, 张乾坤. 12150LZ 发动机缸盖的有限元分析 [J]. 兵工学报, 1982, (4): 43~56.
- [37] 唐述斌, 赵幼平. EQ6100 发动机气缸体强度的有限元分析 [J]. 二汽科技, 1989, (5): 60~65.
- [38] 李慧珍, 俞明, 袁兆成, 等. 内燃机机体模态分析及辐射噪声的预测 [J]. 内燃机工程, 1994, 15 (2): 1~6.
- [39] 赵永翔. 应变疲劳可靠性分析的现状与展望 [J]. 机械工程学报, 2001, 37(11): 1~6.
- [40] Zhao YX, Gao Q, Wang J N. Interaction and Evolution of Short Fatigue Cracks [J]. Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, 1999, 22(6): 459~ 467.
- [41] 高庆, 赵永翔, 谷芳旒. 基于虚拟应力幅的低周疲劳可靠性分析 [J]. 核动力工程, 2000, 21: 87~93.
- [42] 赵永翔, 王金诺, 高庆. 概率循环应力-应变曲线及其估计方法 [J]. 机械工程学报, 2000, 36 (8): 102~106.

- [43] Miller KJ. A Historical Perspective of the Important Parameters of Metal Fatigue and Problems for the Next Century [C]. Proceedings for the Seventh international Fatigue Congress, Beijing, 1999: 15~39.
- [44] Zhao Y X. A Methodology for Strain-Based Fatigue Reliability Analysis [J]. Reliability Engineering & System Safety, 2000, 70 (2) : 205~213.
- [45] 李景涌. 有限元法 [M]. 北京: 北京邮电大学出版社, 1999: 129~133.
- [46] 姚宾. 基于有限元的客车车身结构的振动与疲劳可靠性分析 [D]: [硕士学位论文]. 西安: 长安大学车辆工程系, 2015.
- [47] 许力, 张代胜. 客车车身结构随机振动谱分析 [J]. 现代机械, 2007, (03): 3~6.
- [48] 刘震涛, 沈季胜, 齐放, 等. 基于嵌入式 PC 的活塞热冲击试验台架自动控制系统 [J]. 铁道机车车辆, 2003, (1): 163~165.
- [49] 马鸣图, 魏莉霞, 朱丽娟. 塑料复合材料在汽车轻量化中的应用 [J]. 化工新型材料, 2011, (11): 1~2.
- [50] 杨挺. 汽车工业中塑料材料应用的现状及展望 [J]. 化工新型材料, 2013, (5): 1~4.
- [51] 范子杰, 桂良进, 苏瑞意. 汽车轻量化技术的研究与进展 [J]. 汽车安全与节能学报, 2014, 5, (1): 1~16.
- [52] 谢全一. 玻纤增强 PA 6 6 的研究及其应用实例 [J]. 科技创新导报, 2012.
- [53] 丁雪佳. PA66 增强增韧改性的新途径及其改性机理研究 [D]. 北京: 北京化工大学, 2003.
- [54] 邓如生, 魏运方, 陶步宁. 聚酰胺树脂及其应用 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2002.

个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果

个人简历:

黄燕，1984年1月生。

2006年7月毕业于吉林大学 汽车学院 车身设计专业 获学士学位。

2012年入同济大学读在职研究生。

待发表论文: