



同濟大學

TONGJI UNIVERSITY

## 硕士学位论文

(专业学位)

# 某 GDI 发动机高压油泵的失效模式与 性能改进研究

姓名：王 俊

学 号：1121180096

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：谭丕强教授

副指导教师：王 博

二〇一六年四月



同濟大學  
TONGJI UNIVERSITY

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

**Study of failure mode and performance  
improvement of high pressure pump of GDI  
engine**

Candidate: Jun Wang

Student Number: 1121180096

School/Department: School of Automotive Studies

Discipline: Engineering Master

Major: Vehicle Engineering

Supervisor: Dr. Piqiang Tan

April, 2016

某GDI发动机高压油泵的失效模式与性能改进研究

王俊

同济大学

## 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

发动机是汽车的核心部件，汽车的发展与发动机的进步有着直接的联系。随着对能源和环保要求越来越严格，对发动机的技术要求也越来越苛刻。

即便是进气道电喷技术也已经不能满足时代的需求了，于是更为高效的汽油机喷射技术诞生了。以相同排量的发动机来说，汽油机缸内直喷技术，又称 GDI 技术比进气道电喷发动机动力性更强，油耗更低，这些优势得益于 GDI 发动机拥有更好的喷油雾化效果，更好的喷油雾化效果就需要更高的发动机燃油压力。高压油泵是 GDI 发动机高燃油压力供给的核心部件。因此提升高压油泵的可靠性与稳定性相当于提升了整个 GDI 发动机的可靠性与稳定性。

高压油泵是一个由几十个零部件组装而成的精密机械设备。在高压油泵工作时，各零部件必须耐受高燃油压力、腐蚀、高温、压力振荡等各种恶劣工况。因此零部件的可靠性与稳定性直接决定了高压油泵的性能。目前市面上应用广泛的高压油泵常见以柱塞建压形式存在的，而其中单柱塞高压油泵由于其轻便、高效受到了市场的青睐。本文以单柱塞高压油泵的零部件为主要研究对象，通过对高压油泵的失效模式进行分析与研究，确定了高压油泵失效的零部件区域，并通过运用六西格玛、试验分析等方法进一步确定了造成油泵失效的关键零部件。随后对这些关键零部件提出了改进设计方案，并通过相关耐久试验，验证了新方案的可行性。本文主要进行了以下几个方面的工作：

### （1） 高压油泵失效模式分析

分析了高压油泵的失效模式及造成油泵失效的因素，发现约 80% 的规律性油泵失效模式主要发生在驱动组件、进油阀组件和出油阀组件。20% 的失效模式发生在建压腔组件和泄压阀组件。电磁阀组件的失效模式是正常偶发且无规律性的。着手改善油泵驱动组件、进油阀组件和出油阀组件的可靠性与耐久性，能大大提高油泵的工作性能。本文重点开展了这三类零部件区域的分析与研究。

### （2） 油泵驱动组件失效模式分析与改进研究

通过分析和验证发现，造成高压油泵驱动组件失效并引起油泵失效的主要零部件为油泵凸轮。运用六西格玛等质量管理工具，发现凸轮的点蚀越多造成驱动组件失效的风险越高，而凸轮的硬度设计偏低是造成凸轮发生点蚀的主要原因，本文对凸轮硬度提出了改进设计。对改进后的油泵设计了试验台架并进行了约 3000h 的耐久试验。试验后高压油泵依然工作正常。

### （3） 进油阀组件失效模式分析与改进研究

进油阀组件的失效主要为滤清器破损，破损的滤清由于无法起到过滤作用，

使过多的杂质进入油泵,很容易造成油泵各个精密配合的零件失效从而影响整个油泵的工作状态。通过试验及数据分析发现,滤清器原材料耐久性不佳是导致滤清器破损的主要因素。本文提出了新的滤清器原材料设计方案,并设计了专用于滤清器的耐久试验夹具,对改进后的滤清器进行了 500h 的耐久性试验。试验过后滤网工作正常,且滤网材料可承载破坏下降也在规定范围内。

#### **(4) 出油阀组件失效模式分析与改进研究**

出油阀组件的失效主要为弹簧磨损或断裂,受损的弹簧造成整个出油阀失去功能并造成整个油泵供油能力低下。通过试验和理论计算发现出油口弹簧强度不够是造成弹簧异常磨损和断裂的主要因素,本文提出了新的弹簧设计方案,改进了弹簧丝的直径和弹簧匝数及弹簧的材料。设计了弹簧疲劳机,进行了  $1 \times 10^7$  次疲劳试验。试验后弹簧工作正常。

本文新通过改进高压油泵的关键零部件组件,提升了高压油泵的可靠性和耐久性。

**关键词:** GDI; 高压油泵; 油泵驱动组件; 进油阀组件; 出油阀组件



## ABSTRACT

As we all know the engine to be regarded as key part of the vehicle. The technical requirement for engine becomes more and more critical with the increasing environment protection and clear energy demanding.

Even MPI system cannot meet the requirement now. Therefore the new engine technology invented. It's called GDI (gasoline direct injection). Compared with MPI engine GDI engine has more power and lower consumption. In order to have a better injection the system pressure must be higher. The high pressure pump which can produce pressure is regarded as the key components for high pressure pump. Improve the quality of pump and its components can improve the GDI engine.

The pump is assembled by dozens of components which should be bear the worse working condition, such as high pressure, corrosion, high temperature, and fuel damper. The quality of components can influence the quality of high pressure pump. On the market the pump is mainly with one piston. The study is focused on one piston high pressure pump. Study is: Analysis the failure mode of pumps. Clarify the key sub components which will lead the failure of pump. Find the key components by using six sigma and validation. Propose a new design of the components. Design the test to validate the new design. Details are:

### **(1) Analysis the failure mode of high pressure pump**

Almost 80% of pump failure is occurred at pump drive train, inlet valve and outlet valve. 20% of pump failure is occurred at pressure chamber and pressure release valve. The failure at Coil valve is slight and accidental. Improve the pump drive train; inlet valve; outlet valve can improve the quality of pump. The study is mainly focused on these 3 sub components.

### **(2) Analysis the failure mode of pump drive train and improvement**

The root cause for pump drive train failure and pump failure is the dot on the cam. The risk of pump failure will be increased by the number of dots after using six sigma and validation. The hardness of cam is the root cause of dots. After increase the hardness of cam and applied the new cam by nearly 3000 hours validation. The pump drive train works well. No pump failure.

### **(3) Analysis the failure mode of inlet valve and improvement**

The filter broken is the failure mode of inlet valve. The particles will fluid into

pump and cause pump failure. The root cause for filter broken is the material robustness of filter net. After change the material of filter net and applied 500 hours validation. The resistance force of material is still ok after validation. The inlet valve works well.

**(4) Analysis the failure mode of outlet valve and improvement**

The serial wear and broken of outlet valve spring is the failure mode of outlet valve. The efficiency of pump will be decreased if the outlet valve failure. The design of spring is not suitable. After re-design the spring and applied  $1 \times 10^7$  validation. The new spring condition is quite good after validation. The outlet valve works well.

The study provide the experience of finding the key components which can cause pump failure and provide a new design solution which can make pump more robustness . The quality of high pressure pump is improved.

**Key Words:** GDI, High pressure pump, drive train of pump, inlet valve, outlet valve

## 目录

第 1 章 引言 .....	2
1.1 概述.....	2
1.1.1 能源问题 .....	2
1.1.2 环境问题 .....	4
1.2 缸内直喷技术 .....	5
1.3 高压油泵技术.....	7
1.3.1 高压油泵对直喷发动机性能的影响.....	8
1.3.2 高压油泵的结构与工作原理 .....	9
1.3.3 国内外高压油泵研究现状 .....	11
1.4 课题的主要研究内容和意义 .....	13
第 2 章 高压油泵失效模式研究 .....	14
2.1 高压油泵失效模式表现.....	14
2.1.1 高压油泵台架失效模式表现 .....	14
2.1.2 高压油泵售后失效模式表现 .....	14
2.2 高压油泵失效原因分析.....	14
2.3 本章小结.....	16
第 3 章 油泵驱动组件失效分析与改进研究 .....	18
3.1 油泵驱动组件失效描述.....	18
3.2 油泵驱动组件失效原因分析 .....	19
3.2.1 油泵挺柱质量研究.....	19
3.2.2 油泵凸轮质量研究.....	21
3.3 凸轮的改进设计 .....	26
3.4 试验及结果 .....	26
3.4.1 油泵耐久性试验台设计 .....	26
3.4.2 试验台架固定销的设计强度验证.....	28
3.4.3 试验结果 .....	30
3.5 本章小结.....	30
第 4 章 进油阀组件失效分析与改进研究 .....	32
4.1 进油阀组件失效描述.....	32
4.2 进油阀组件失效原因分析 .....	33
4.2.1 滤网材料的老化寿命评价 .....	37
4.2.2 测试结果 .....	37
4.3 滤清器材料改进 .....	38

4.4 试验及结果 .....	38
4.4.1 滤清器耐久试验台架设计 .....	38
4.4.2 测试结果 .....	39
4.5 本章小结 .....	40
第 5 章 出油阀组件失效分析与改进研究 .....	42
5.1 出油阀组件失效描述 .....	42
5.2 出油阀组件失效原因分析 .....	42
5.3 出油阀组件弹簧改进设计 .....	47
5.3.1 弹簧优化理论设计 .....	48
5.3.2 改型弹簧理论设计验证 .....	53
5.3.3 改型弹簧材料选型 .....	53
5.4 试验及结果 .....	55
5.4.1 疲劳试验机的机械结构及工作原理 .....	55
5.4.2 疲劳试验机的电气控制系统 .....	56
5.4.3 疲劳试验机的传感器选择 .....	56
5.4.4 出油阀弹簧疲劳寿命试验 .....	58
5.4.5 试验结果 .....	58
5.5 本章小结 .....	58
第 6 章 结论与展望 .....	60
6.1 结论 .....	60
致谢 .....	61
参考文献 .....	62
个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果. <b>Error! Bookmark not defined.</b>	



# 第 1 章 引言

## 1.1 概述

自世界上第一台点燃式内燃机在 1876 年由奥托发明，第一台压燃式内燃机由狄塞尔在 1892 年发明以来。如今内燃机已经在世界各个领域得到了广泛的应用，这得益于这种热力机械结构具有较高的热效率和良好的适应性<sup>[1]</sup>。

内燃机被应用于汽车上已经有上百年的历史了。迄今为止内燃机还是被认为是难以被替代的汽车动力来源。如今内燃机技术也在不断的提高和完善，在推动汽车行业飞速发展的同时，也催动了人类文明的不断提升。首先简单的回顾一下内燃机的发展史，第一台煤气发动机在 1858 被里诺发明了。以往以蒸汽驱动能源的发动机被煤气与空气混合气所替代，这种发动机首次使用了电火花引燃混合气体的方式工作，电火花是由感应线圈产生的，该发动机已经具备了活塞、气缸、飞轮、连杆等。这台煤气机可以看作是内燃机的原型机。不久之后更先进的发动机技术诞生了。里诺发明的煤气发动机还启发了奥托，在 1876 年，奥托提出了四冲程的内燃机理论，该理论为更高效率的内燃机奠定了坚实的基础。在奥托之后，德国人奥姆勒和卡尔奔驰研制出了具有现代意义的汽油发动机，该汽油发动机的诞生使汽车工业得到了突飞猛进的发展。1886 第一辆世界上真正意义的汽车诞生了，人们以它的发明者奔驰命名了这辆车。时至今日，那辆奔驰依然被人们津津乐道。

上世纪最重要的支柱产业之一就属汽车产业<sup>[2]</sup>。目前全球的汽油车保有量统计已经突破了 10 亿辆。预计到 2050 年，全球汽油车的保有量可能会达到 25 亿辆<sup>[3]</sup>。我国的汽车保有量在 2015 年也已经达到了 2.6 亿辆以上，比例在全球保有量中已经占有约 20%，我国已经成为仅次于美国的全球第二大汽车保有国。我国的汽车保有量突破 5 亿辆<sup>[4]</sup>也只是时间的问题，据专家预测可能在未来五年内实现。

随着汽车产业的迅速发展，汽车虽然为我们提供了便捷与高效的便利，但能源问题与环境问题的负面影响也与日俱增。

### 1.1.1 能源问题

石化燃料演变而来的汽油及柴油，由于其化学性与物理特性，长久以来一直是汽车内燃机的首选燃料，其对汽车的点火燃烧和负荷调节具有良好的表现性。

随着汽车保有量的增加，能源的枯竭，人类也逐渐意识到了问题的严重性，过度于依赖石油产品的问题也日渐的凸现出来<sup>[5]</sup>。据统计全球石油总消耗量的 58% 被用于交通领域。而到 2010 年，预计这一比例已突破 60%。众所周知石油燃料是不可再生的，石油终将有一天会枯竭<sup>[6]</sup>。

在中国，汽车行业已经是支柱行业之一。国家也将汽车行业定义为战略性行业，我国汽车发展的步伐也因此加速。图 1.1 是我国自 1980 年以来的汽车保有量统计图及 2020 年预测图。由图中可以看出在 2000 年到 2010 年的短短十年间，我国的汽车保有量呈现了每五年翻倍的趋势，并在 2010 年达到了 1 亿辆。截至到 2015 年底我国的汽车保有量成为全球第二。

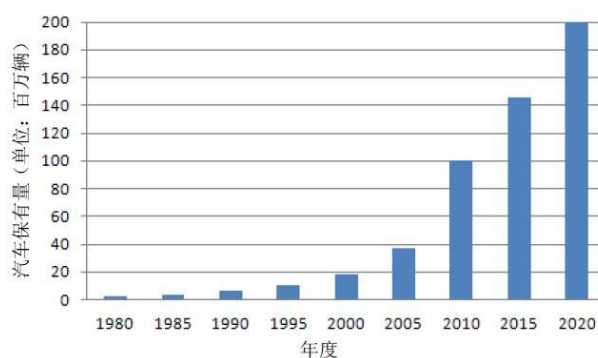


图 1.1 我国汽车保有量统计及预测图

由于人口众多，在未来若干年内我国的汽车产销量有望超过美国，保有量也会超过美国成为第一。在这些大数据背后，不难看出能源的紧缺必然成为了制约我国经济发展的一个重大问题。

图 1.2 描述了我国石油总需量以及国内可供给量之间的联系。很明显我国对石油的依赖度增势迅猛，2000 年后呈现爆发式增长，在 2010 年我国石油年需求量已经突破了 4 亿吨。相较于 2005 年，2010 的消耗量已经翻翻，高达 4.6 亿吨。我国早已成为了一个不折不扣的石油纯进口大国。

截至 2015 年我国的石油消耗量为世界第二仅次于美国<sup>[7]</sup>。而在今后的几年中，我国的消耗量只会呈现更大的增幅，预计到 2020 年将达到约 6 亿吨。这一系列的数据给国人们敲响了能源问题的警钟。

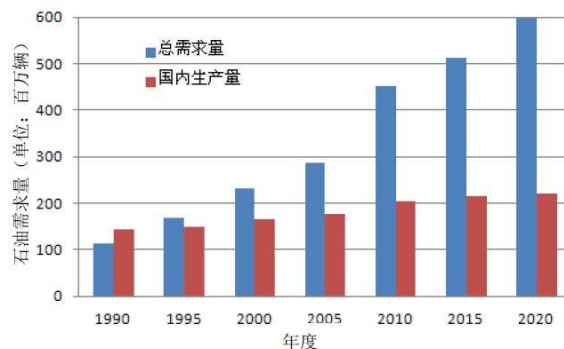


图 1.2 我国石油需求量年统计及预测图

随着能源需求的增加以及石油价格的走高，各国开始制定了相关的汽车能源法律以及相关标准。在 2011 年美国、欧盟、日本制定了新的油耗和排放标准，要求从 2015 年起每百公里油耗要降低到约 5 升，并且排放要达到欧 5 的标准。中国于 2004 年起开始实施油耗标准，同样也在 2011 年制定了新标准，要求到 2015 年油耗减低油耗并且要求排放满足国 4 的标准。

面对能源危机和越来越严格的法律法规，汽车行业也在与时俱进的不断发展新技术，并且从各方面作了很多研究。

### 1.1.2 环境问题

汽车行业的发展一方面在过度消耗不可再生的石油资源，另一方面其排放的污染物也日益威胁着我们赖以生存的环境。雾霾如今已经成了困扰中国主要大城市的常见污染了。为了保护人类的生态环境，缓解因污染引起的极端气候等挑战，各国相继制定了不同的法律法规政策如表 1.1。对我国而言，在标准的制定上国家标准与欧盟标准基本大同小异，但在实施阶段还整体落后欧洲一个阶段。

欧洲现在已经要求欧 5 的排放标准，而我国由于受到经济及技术水平的限制，目前还执行的是相当于欧 4 的标准，也称为国 4 排放标准。不过值得欣慰得是我国的一些经济较发达地区例如上海北京等已经开始陆续实行比国 4 更严格的标准，例如沪 5 等。



表 1.1 汽油乘用车排放欧盟标准（单位：g/km）

标准等级	实施日期	PM	CO	NO <sub>x</sub>	HC	HC+NO <sub>x</sub>
Euro 1	1992 年 7 月	-	2.72	-	-	0.97
Euro 2	1996 年 1 月	-	2.2	-	-	0.5
Euro 3	2000 年 1 月	-	2.3	0.15	0.2	-
Euro 4	2005 年 1 月	-	1.0	0.08	0.1	-
Euro 5	2009 年 9 月	0.005 适用 GDI	1.0	0.06	0.1	-

各大汽车厂商也都在致力于开发更节能环保的汽车发动机系统，以面对日益严峻的能源与环境危机。由于汽油是现在绝大部分乘用车所采用的动力来源，相较于柴油，汽油的燃油经济性要差一些，因此减低汽油发动机的能耗已经成为了现今汽车行业一个炙手可热的话题。

## 1.2 缸内直喷技术

缸内直喷技术（Gasoline direct injection 简称 GDI）。其具有噪音小、排放低、功率大、燃油经济性好等特性。简单来说该技术就是在传统进气道喷射发动机的基础上进行的改进，工作原理与柴油机相近，燃油被安装在燃烧室的喷油漆直接喷射，燃油与空气直接载缸内进行混合称谓可燃混合气，GDI 技术在某些情况下还能实现缸内分层燃烧。如图 1.3 是最典型的 GDI 发动机缸内示意图。

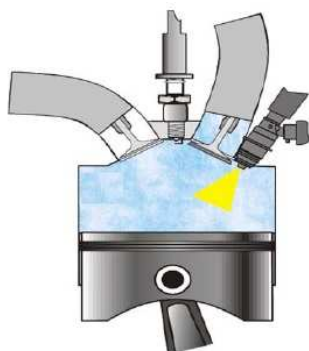


图 1.3 典型缸内直喷发动机缸内示意图

GDI 技术由于其精确性因此需要一个复杂的系统来支持，如图 1.4 所示，GDI 系统主要由燃油箱、低压输油泵、低压输油管、高压油泵、高压输油管、高压油轨、轨压传感器、高压喷油器、电子控制单元 ECU 等组成。

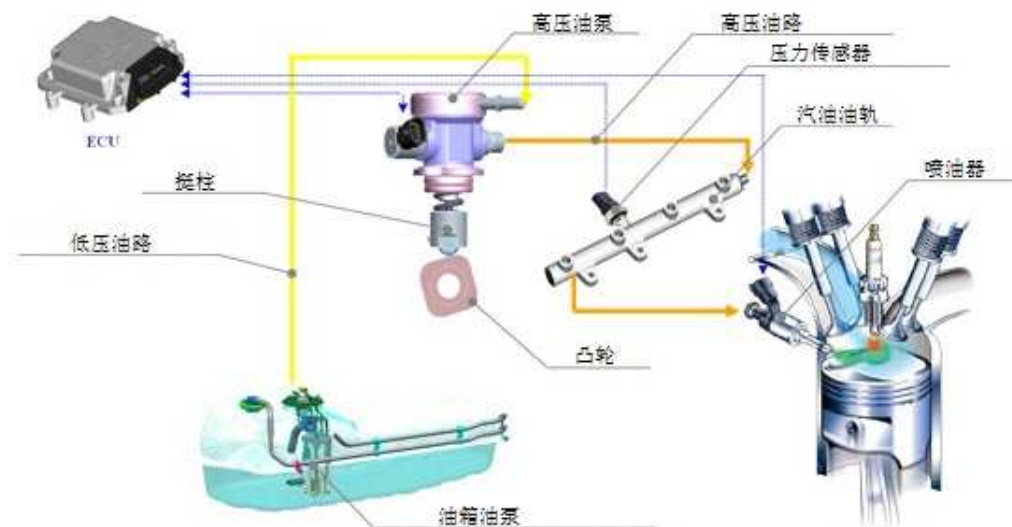


图 1.4 汽油直喷发动机燃油系统示意图

缸内直喷技术因其先进的直喷技术，稀薄燃烧和高效率，已经成为了新一代汽油发动机的主要发展趋势。我国现阶段在 GDI 领域经验比较少在发动机领域也没有核心知识产权，这也在很大程度上限制了我国的汽车技术发展<sup>[8]</sup>。以 GDI 技术来说我国要比国外先进技术落后好几年，研究改善缸内直喷技术十分有意义。

缸内直喷技术是由前几代技术演化而来的，即化油器和进气道电喷技术。化油器最早诞生在 19 世纪 90 年代，由美国人杜里埃发明。化油器的工作原理是将汽油气化，气化的汽油与空气按比例混合成可燃混合气，根据发动机在不同情况下的供气需求，及时适量进入气缸。进气道电喷技术可以追溯到 20 世纪 60 年代末，首次提出这一技术的是保时捷公司，随后被大众广泛运用。但是该技术仍然存在成本高、结构复杂等缺点。针对这些缺点，一种改良型的 L 型电子控制汽油喷射装置由德国 BOSCH 公司研发成功，它可以按照进气流量和发动机转速来确定进气量，据此喷射出相应的汽油。这种装置由于工作可靠、设计合理、使用广泛。该技术是现今电子控制燃油喷射装置的原型。进气道电喷系统的 ECU 已经演化到了会随时侦测发动机温度、转速变化、进气流量等，依照实际需求调整供油量与点火时间，在动力输出、燃油经济与排污表现上取得相当不错的平衡。同时为了增加发动机进气量，提高燃油效率，发动机从早期的单点喷射演化至多点喷射，气门数也可增加至多个。

进气道电喷技术虽然具有发动机运转流畅、燃油供给精确等优点，但是进气道电喷供油系统并不是最完美的。进气道电喷供油系统的电喷喷嘴被安装在气门旁，只有当气门打开时喷嘴才能工作，这样的缺点是喷嘴喷射由于受到开合影响

而产生延迟，进而影响 ECU 对喷射时间的控制。不过好在这一问题已经被缸内直喷技术解决了。

与进气道电喷发动机相比，GDI 发动机的喷油嘴直接安装在气缸内部，因此喷油嘴的供油不会受气门开合的影响，ECU 能决定喷油时机与份量，空气的进入时间由气门负责，空气与燃油直接在气缸内进行混合。GDI 唯一的短处在由燃油与空气的混合时间比较短暂，因此 GDI 系统必须依靠高压将燃油从喷油嘴喷入汽缸，以达到高度雾化的效果，从而更好的进行油气混合<sup>[9]</sup>。混合油气的压缩比决定了发动机的动力性，压缩比越高发动机动力越强大也越节能。缸内直喷技术最大的技术难点在于如何掌控缸内直喷发动机的系统压力，用以满足喷油器的压力需求。

一般而言，相比较同排量的进气道电喷发动机，GDI 发动机的峰值功率能提高 10% 以上，峰值扭矩能提升 5% 至 10%。这样的提升单靠增加气门数量是难以达到的，GDI 做到从量变到质变。

但是缸内直喷科技也并非完美，因为从性价比来看，采用缸内直喷的供油系在研发过程需要花费更大成本，开发周期也较长，而且零部件设计更为精密，加工工艺复杂，同时直喷系统压力通常在 150bar 及以上，这个压力是普通进气道喷射发动机的 30 多倍，因此零部件的价格也比起传统供油系统来得昂贵。这些都是未来缸内直喷发动机尚待克服的要素。

### 1.3 高压油泵技术

GDI 系统必须依靠高压将燃油从喷油嘴喷入汽缸，以达到高度雾化的效果。GDI 发动机的高压燃油是通过高压油泵增压的，因此高压油泵的技术可誉为 GDI 的关键技术之一。高压油泵的可靠性与稳定性对于 GDI 发动机的进一步发展具有重大的意义。

高压油泵的主要作用是将油箱油泵提供的 5bar 左右的压力加压数十倍后喷入高压油轨中，使油轨压力不断持续增长到系统需要的工作压力，该高压再由喷油器喷射入气缸。在工作过程中高压油泵需要承受的压力差是非常巨大的，一旦高压油泵出现故障将使整个发动机失去动力源，汽车将无法加速和高速运行。因此提高高压油泵的可靠性与降低百万件故障率就显得尤为重要。

目前高压油泵主要分为两大类，转轴式和柱塞式<sup>[10]</sup>。由于柱塞式高压油泵的高效率表现及低重量等优点，占据了市面上绝大部分汽油机缸内直喷的市场，而其中又以单柱塞高压油泵为佼佼者，该油泵的特点为体积小、重量轻、供油效率高、安装适应性强、工作可靠性高、耐久性佳等特点。本文主要研究的零部件改

型也是基于单柱塞式的高压油泵。

一般来说不论转轴式高压油泵和柱塞式高压油泵，都是极其紧密的机械部件，由几十个小的零部件装配而成。如图 1.5 单柱塞式高压油泵按照功能划分可分为 6 大零部件区域，分别是：进油阀组件、电磁阀组件、建压腔组件、驱动组件、出油阀组件、泄压阀组件。



图 1.5 单柱塞式高压油泵结构

高压油泵的零部件之间都是精密配合，因此零部件之间的公差配合及零部件本身的可靠性、耐久性、强度就决定了高压油泵本身的可靠性、耐久性、强度。高压油泵的可靠工作取决于零部件的精密加工、零部件间的形位公差、配合间隙来保障的。举例来说通常柱塞与柱塞套间的径向间隙需要保留仅十几个微米，不能过大也不能过小，因此柱塞的圆柱度与装配时候的垂直度就显得至关重要。

### 1.3.1 高压油泵对直喷发动机性能的影响

高压油泵在 GDI 系统占据着举足轻重的位置，高压油泵的制造工艺复杂，高压油泵受 ECU 控制需要极其精确的喷射燃油道燃烧室，这种工况需要强大的燃油压力支持，因此高压油泵必须在无明显泄漏的情况下工作，并且能产生并定量的提供高压燃油。

同时高压油泵还必须保障喷入燃烧室的燃油充分雾化，在燃烧期内燃油必须与空气充分混合。高压油泵的正常工作也保障了燃油与空气的混合比，也决定了发动机的噪声、燃烧效率和功率。在燃烧初期，良好的燃油与空气的混合还可保证生成的碳烟在排气门打开前被烧掉。这就需要高压油泵提供强大的压力支持。<sup>[11]</sup>。

GDI 发动机的喷射压力正被不断地提高，是为了兼顾发动机的燃油经济性和

污染物排放燃油，这也对高压油泵的建压能力提出了新的挑战。目前市面上汽油发动机高压燃油直喷系统的燃油喷射压力已经可以达到 250bar，随着京 6 排放标准的逐渐推广，各大汽车生产商正在开发更高喷射压力的发动机系统，压力可以高达 350bar，汽车发动机柴油化的趋势也越来越明显，必将成为汽油直喷发动机的发展方向。

喷油系统自身零部件工作能力制约了燃油喷射压力的提高，例如高压油泵的瞬时传动转矩在提高喷油压力和喷油率后会变大，因此驱动高压油泵的驱动组件，例如挺柱和曲轴的刚性也应适当调整。尤其值得一提的是高压油泵的主要零部件的刚度和密封性决定了整个 GDI 发动机的最高许用喷油压力，通常为使高压油泵承受燃油高压而不产生过分的渗漏，设计高压油泵时必须考虑零部件的变形、间隙、配合等因素。因此无论是高压油泵的进油阀组件、出油阀组件或是驱动组件都必须具备抗泄漏的问题。

### 1.3.2 高压油泵的结构与工作原理

在 GDI 发动机领域目前市场上常见的高压油泵主要分为柱塞式和转轴式。

转轴式高压汽油泵很类似于柴油高压油泵的设计如图 1.6。客户的齿轮带动油泵的转轴运动，转轴是一种偏心而不规则的设计。通过偏心轮的转动带动径向柱塞一起运动。

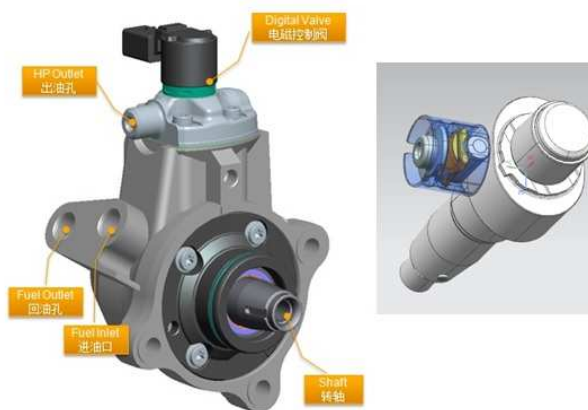


图 1.6 转轴式汽油高压油泵

转轴式高压油泵是一种体积大，重量重的高压油泵，单个重量达往往达到 4 公斤甚至更重。对于要求日益严苛的市场来说已经不能满足轻量化、小型化设计要求，转轴式高压油泵正在市场的大波浪中逐渐销声匿迹中<sup>[14]</sup>。

目前市场上还存在另一种形式的高压油泵，这种高压汽油泵能产生相当于进油压力数十倍的输出压力，同时该油泵工原理仅仅靠一个柱塞往复运动而产生高

压，因此该油泵具有体积小，重量轻：一般重量不超过 1 公斤<sup>[27]</sup>，且运行噪音轻等特点。这种高压汽油泵即为单柱塞式高压油泵。

单柱塞高压油泵组件分别为：进油阀组件、电磁控制阀组件、建压腔组件、油泵驱动组件、出油阀组件、泄压阀组件。

进油阀组件主要由阻尼器、弹片、滤清器、进油口、密封圈等零部件组成。采用焊接、压装等装配工艺。主要功能有：过滤低压燃油、稳进油口燃油压力波动。

电磁阀组主要由阀门、弹簧、电镀受磁零部件、线圈等组成。采用注塑、激光焊接等工艺装配而成。主要功能有：接受 ECU 电流控制信号、将电流转换为磁场、由磁场产生磁感应力驱动内部进油阀门的开与闭。

建压腔组件主要是由壳体、密封环等零部件组成。采用压装、焊接等工艺装配而成。主要功能：连接柱塞的支撑座受到曲轴的带动从而做往复的活塞式运动，通过进油阀组件和电磁阀组件的燃油受到柱塞的压缩，在燃油容积不变的情况下体积被压缩，燃油压力会增加。

油泵驱动组件包括柱塞、挺柱和凸轮。采用压装、焊接等工艺装配而成。油泵驱动组件是油泵与发动机其他机械部件配合的唯一区域，油泵驱动组件与发动机曲轴相连接。主要功能有：受发动机转速影响驱动油泵建压。

出油阀组件主要由出油阀弹簧、密封球、阀座、止推底座等组成。采用压装、焊接等工艺装配而成。主要功能有：密封作用及释放高压燃油进入油轨。

泄压阀组件主要由泄压阀弹簧、密封球、阀座等组成采用压装、焊接等工艺装配而成。主要功能：当油轨压力偏高，开启阀门泄除多余压力。是一个辅助安全阀门。

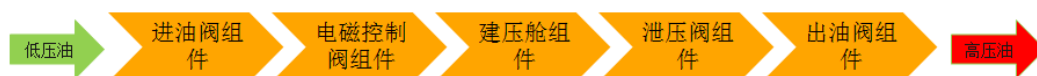


图 1.7 单柱塞式高压油泵燃油流向图

单柱塞高压油泵燃油流向如图 1.7 所示。燃油通过进油阀组件后，当油泵电磁阀组件没有收到 ECU 信号时，进油阀门由于弹簧的弹力而保持常开状态，燃油无增压。当电磁阀组件接收到 ECU 给出电流信号后，油泵内部的电磁线圈因电流而产生磁感应，由磁感应而产生磁场力，磁场力会推动油泵内部磁性部件克服弹簧力而关闭进油阀门，此时一部分燃油被封闭在建压腔组件内。

当发动机运行时，曲轴被带动旋转，油泵通过挺柱和曲轴相接触。当曲轴转动时，挺柱受曲轴的驱动而做垂直的往复运动。挺柱的运动带动油泵柱塞进行运动。在进油阀门关闭的情况下被困在建压腔的燃油同时受到柱塞的挤压，燃油压

力就会升高。

当建压舱的燃油压力升高到一定程度时，建压舱燃油压力会大于油轨燃油压力和弹簧的弹力。出油阀便被推开，更高压力的燃油进入油轨中。

简而言之高压油泵可以分为如下四个工作环节：燃油吸入过程，柱塞运动，燃油增压，高压燃油喷出。

### 1.3.3 国内外高压油泵研究现状

放眼全球目前能生产单柱塞式汽油高压油泵的厂商全球只有 6 家，主要集中在欧美和日本。他们是德国的博世集团和大陆集团，美国的德尔福集团，意大利的马瑞利，日本的电装和日立。

在汽油高压油泵领域德国的博世集团可谓是独占鳌头。其全球市场占有率达到了 40% 以上<sup>[32]</sup>。如图 1.8 所示为博世集团正在研发的超高压油泵原型机。该汽油泵压力可达到 350bar 乃至更高，更高的压力意味着更佳的喷油器雾化和更经济的燃油效率。



图 1.8 博世集团超高压高压油泵示意图

然而说到现今市场上如此小巧轻便但又不失高效的单柱塞高压油泵的发明史就不得不说到意大利的马瑞利了，该油泵的专利是玛瑞利公司所拥有，马瑞利公司的研发人员在 2006 年首次研制出了单柱塞高压油泵的原型机。如图 1.9 为适用 150bar 及 200bar 汽油直喷发动机的高压油泵。



图 1.9 马瑞利高压油泵示意图

德国大陆集团可谓是高压油泵的一批黑马，大陆集团凭借着其雄厚的资金及技术实力在油泵这个角斗场异军突起。目前大陆集团的高压油泵中国产线已经在长春正式投产，能大批量的生产压力达 150bar 和 200bar 的高压汽油泵。德国母公司正在致力于更小更轻更高效的油泵研发<sup>[33]</sup>，如图 1.10 所示为该公司新一代高压泵的原型机。该油泵压力可达 350bar 以上。



图 1.10 大陆集团新型高压油泵示意图

我国对于高压油泵技术的研究尚处在初步的起步阶段，技术还十分的初级。由于油泵属于精密机械结构的零件，我国目前尚不能自主地制造。都是以合资或者独资身份建立工厂，与国外汽车零部件巨头合作生产。目前主要在中国的油泵合资或独资工厂主要有：无锡联合汽车电子有限公司，芜湖马瑞利汽车零部件有限公司，大陆汽车电子（长春）有限公司。

在油泵的整车应用方面，我国自主品牌也作出了一些积极的尝试，例如我国的第一汽车集团技术中心正在自主地研发高压油 NVH 试验平台，该平台为油泵进一步改进做出了贡献。另外清华大学的汽车安全与节能国家重点实验室在这方面也有研究。其他汽车集团例如吉利、长安、奇瑞、长城等汽车公司也正在加大 GDI 发动机的应用与研究。



## 1.4 课题的主要研究内容和意义

本文的研究对象基于单柱塞式汽油高压油泵，该高压油泵是一种精密配合的机械零部件，零件之间的间隙配紧密，配合过大与过小都会影响油泵的正常运转与使用寿命。各个零部件的材料选型、尺寸设计、加工工艺、装配配合等因素的控制就显得尤为的重要。

本文基于目前市场上某一款单柱塞高压油泵及该油泵主要存在的失效模式进行了分析与研究，找到了造成失效的零部件区域和关键零部件，提出了改进方案，并赋予了试验验证。本文的研究为将来直喷发动机高压油泵设计与改型提供了参考。本文主要研究内容包括：

### （1）高压油泵失效模式研究

分析了高压油泵的失效模式及造成油泵失效的因素，总结出了造成油泵失效主要零部件区域为驱动组件、进油阀组件和出油阀组件。

### （2）油泵驱动组件失效模式分析与改进研究

油泵驱动组件失效是由凸轮点蚀造成的。本文在分析凸轮各特性后对凸轮材料硬度提出改进方案。设计试验台架对高压油泵进行耐久测试。

### （3）进油阀组件失效模式分析与改进研究

进油阀组件失效是由滤清器破损造成的。本文对失效滤清滤网、支架材料分析。运用六西格玛相关工具找出滤清试验后强度下降原因。提出新滤网材料选型。设计试验台架测试新滤清器。

### （4）出油阀组件失效模式分析与改进研究

出油阀组件失效是由出油阀弹簧严重磨损或断裂造成的。本文对受损弹簧分析后提出新的弹簧设计。增加了弹簧线径及匝数。设计试验台架并对新弹簧进行耐久测试。

## 第 2 章 高压油泵失效模式研究

高压油泵的失效模式主要体现在台架试验和整车试验中，本章就主要的高压油泵失效模式进行了研究。

### 2.1 高压油泵失效模式表现

#### 2.1.1 高压油泵台架失效模式表现

在 2014 年至 2015 年初的试验台架失效反馈统计中，高压油泵常见的失效表现是轨压不正常：偏高或偏低系统设定值。故障现象可通过轨压传感器反馈显示故障码。油泵失效后通常会进入跛行模式，高压油泵无法正常建立压力，供油量也会受到影响。高压油泵效率低下。

#### 2.1.2 高压油泵售后失效模式表现

本文所述高压油泵应用在一款 1.4T 四缸发动机上。该车已于 2015 年 8 月上市。在售后车辆返修反馈总结中，高压油泵常见的失效表现为：发动机故障灯亮，牵引力灯亮，信息中心行驶动力下降，行驶无动力，严重时无论发动机何种转速，车辆时速都将无法超越 40km/h。GDS 诊断有当前有相关故障码。举例来说，数据显示期望的燃油分配管压力传感器数据为 48bar。而实际燃油分配管压力传感器数据显示 160bar，轨压显示过高。在互换油轨压力传感器后故障依旧，拔高压油泵插头压力没有变化，更换高压燃油泵后故障排除。

### 2.2 高压油泵失效原因分析

油泵主要零部件分为六大区域，如图 2.1 所示分别为进油阀组件、电磁阀组件、建压舱组件、泄压阀组件、出油阀组件和驱动组件。从这些零部件区域性失效而造成的高压油泵失效可以说千变万化的，从理论角度分析主要有以下几种可能性：（1）油泵柱塞卡滞，柱塞无法运动或运动形成变短，导致油泵无法正常建压（2）油泵进油阀故障导致进油阀常开或无法正常密封，从而造成油压无法建立（3）油泵出油阀故障，导致出油阀密封不紧密，造成额外泄压（4）油泵泄压阀故障，使泄压阀密封不紧密，造成非正常泄压。

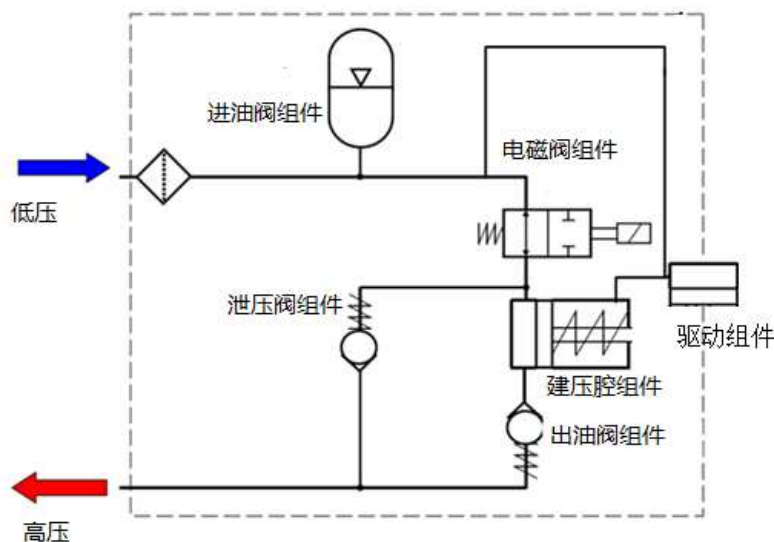


图 2.1 高压油泵零部件示意图

进油阀组件主要包括了进油阀阻尼器、进油阀滤清器、进油管和进油阀止推片等。电磁阀组件主要包括了线圈、固定线圈用的壳体、Pin 针等，由于电磁阀零部件主要采用注塑形式结合在一起，因此可以将电磁阀组件堪称一个整体零部件。建压腔组件主要分为柱塞衬套、油泵壳体等组成。泄压阀组件主要由泄压阀底座、泄压阀球、泄压阀弹簧等组成。出油阀组件主要由出油阀底座、出油阀球、出油阀弹簧、出油管等组成。油泵驱动组件是油泵与发动机其他机械部件配合的唯一区域，驱动组件包括柱塞、挺柱和凸轮他们与发动机曲轴相连接。为了进一步了解油泵失效的区域，必须对对油泵六大零部件区域进行拆卸。由于油泵主要生产工艺是压装和激光焊接，因此拆解油泵的设备主要用到切割机，车床，铣床等。

为了更精确地找到造成高压油泵失效的关键零部件，对 2013 年底到 2015 年约 500 天内所生产的失效油泵失效问题作了统计和分析。通过各个渠道总共收集到 181 件失效油泵。(1) 进油阀组件：进油管失效 2 件，进油阀滤清器失效 26 件，进油阀阻尼器失效 3 件；(2) 电磁控制阀组件失效 6 件；(3) 出油阀组件：出油管失效 2 件，阀座失效 2 件，弹簧失效 43 件，止推座失效 10 件，密封球失效 2 件；(4) 建压腔组件失效：建压腔壳体失效 5 件，建压腔衬套失效 6 件；(5) 油泵驱动组件失效：柱塞失效 55 件，支承座失效 5 件，主弹簧失效 6 件。(6) 泄压阀组件失效：弹簧 4 件，密封球 2 件，阀座 2 件。各零部件区域失效百分比见图 2.2。

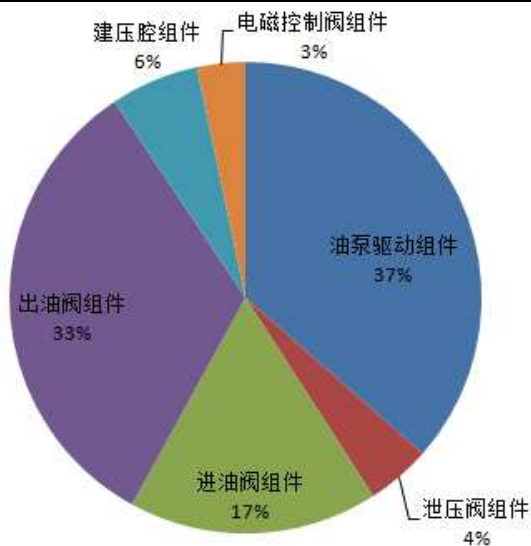


图 2.2 零部件失效百分比统计图

从图中可以发现油泵驱动组件效率占 37%，出油阀组件失效率占 35%，进油阀组件失效率占 17%。这三大零部件区域的失效总合占了油泵全部失效的 80% 以上。从数据上看，进油阀组件的滤清失效、出油阀组件的弹簧失效、油泵驱动组件的柱塞失效占据了零部件区域失效的绝大多数。因此分析研究这三大零部件区域的失效模式和失效原因，及造成失效的关键零部件具有十分重要的意义。改善这些零部件区域的失效能大提高油泵的可靠性与耐久性。

### 2.3 本章小结

本章主要描述了高压汽油泵的失效表现。当油泵失效时可以发现发动机将失去动力，严重时车辆的时速将受限于 40km/h 以内，这是由于油泵已经无法受 ECU 指挥而正常的工作，仅仅靠简单的机械阀门供应小量的燃油，维持汽车的低速运行，以保障驾驶者不会被困途中找不到救援。

经过数据统计得出油泵的实效区域主要集中在驱动组件失效、进油阀组件失效、出油阀组件。油泵驱动组件效率占 37%，出油阀组件失效率占 35%，进油阀组件失效率占 17%。这三大零部件区域的失效总合占了油泵全部失效的 80% 以上。因此分析研究这三大零部件区域的失效模式和失效原因，及造成失效的关键零部件具有十分重要的意义。改善这些零部件区域的失效能大提高油泵的可靠性与耐久性。



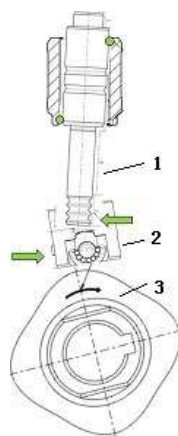
## 第3章 油泵驱动组件失效分析与改进研究

油泵驱动组件的失效比例约占 37%。本章针对油泵驱动组件的失效模式进行了分析和改善。

### 3.1 油泵驱动组件失效描述

油泵驱动组件是高压油泵与发动机其他机械部件配合的唯一区域，驱动组件包括柱塞、挺柱和凸轮他们与发动机曲轴相连接。其作用是受发动机转速影响，带动油泵建压腔组件建压。当发动机运转时，曲轴开始转动带动凸轮旋转，和凸轮相配合的挺柱受到凸轮桃尖的驱动会迫使油泵柱塞进行上下运动。

由于其设计特性，油泵驱动组件在运动中，挺柱往往会给柱塞传导凸轮的侧向力，如图 3.1 所示，传导给柱塞的侧向力会使柱塞和建压腔的衬套发生摩擦，摩擦不但会产生许多颗粒性杂质，严重时还会导致柱塞失效。因此油泵驱动组件的失效模式通常表现在柱塞失效上。



1-油泵柱塞 2-挺柱 3-凸轮

图 3.1 高压油泵柱塞运动示意图

所谓柱塞失效也就是柱塞行程变短甚至柱塞卡滞。高压油泵柱塞的正常行程应为 5mm。如图 3.2 所示，当柱塞失效时行程变短，高压油泵弹簧在自由状态下柱塞末端到法栏的高度小于 5mm，图示约为 4.4mm。第二种更严重的柱塞失效表现为柱塞卡滞，所谓的卡滞即柱塞与油泵建压腔衬套干涉且柱塞无法回位并运动，通常情况下如柱塞行程始若终小于 1mm 即可定义为柱塞卡滞。

高压油泵柱塞卡滞后，油泵柱塞几乎无法被驱动。极小的柱塞行程会导致油

泵压缩过油面积小，高压油泵建压低下、供油效率严重不足。反馈到整个 GDI 系统中会造成喷油器因油压不足而无法喷油。表现在整车上，车辆逐渐失去速度，且踩踏油门也无法加速。车辆最大时数将不会超过 40km/h。



图 3.2 柱塞卡滞示意图

## 3.2 油泵驱动组件失效原因分析

油泵驱动组件的柱塞和油泵建压强的衬套之间在装配过程中留有非常细小的间隙，一般仅为 0.005mm 到 0.012mm。此间隙的作用非常重要，间隙过大会造成高压油泵的燃油泄漏到环境，而间隙过小则会增加因侧向力带来的柱塞与油泵体的摩擦。如图 3.1 所示柱塞由挺柱和凸轮驱动，在运动过程中很容易产生侧向力，侧向力在运动过程会被传导到柱塞上。而产生侧向力的原因十分复杂。油泵驱动组件的挺柱和凸轮的质量问题都有可能产生侧向力，因此需要对整个油泵驱动组件的零部件逐一进行质量研究与分析。

### 3.2.1 油泵挺柱质量研究

高压油泵与发动机的凸轮通过油泵挺柱直接接触，油泵挺柱的质量会影响油泵的磨损状态。首先对油泵挺柱接触表面进行检测分析，测量结果见表 3.1。在检查了挺柱表面质量后，再对油泵挺柱的化学成分检测，测量结果见表 3.2。

表 3.1 挺柱硬度测试表

检测项目	设计值/HRC	检测值/HRC	结论
表面硬度	60-64	62	合格
粗糙度	Ra0.4	Ra0.1	合格
平面度	0.05	0.021	合格

表 3.2 挺柱化学元素检测表

项目	C/%	S/%	Si/%	Mn/%
标准值	0.95-1.05	≤0.025	0.15-0.35	0.25-0.45
测量值	1.01	0.01	0.22	0.32

根据以上测量数据可知，挺柱的硬度和原材料化学元素含量均符合图纸设计。并没有发现异常。

运用了六西格玛的 Minitab 软件的 DOE(Design Of Experiments)功能来分析哪个因素对柱塞卡滞的“贡献率”最大。假设将柱塞与油泵衬套的间隙大小和凸轮表面点蚀数量作为因子即两因子 X。定义 A 因子为间隙，其中间隙大值定义为 12 $\mu\text{m}$ ，间隙小值定义为 10 $\mu\text{m}$ 。定义 B 因子为凸轮上的点蚀数量，其中点蚀数大于 5 个以上定位大值输出 1，点蚀数小于 0 到 5 个定为小值，输出 0。如图 3.3。



图 3.3 DOE 因子定义图

定义 Y 输出为柱塞卡滞严重度。按照柱塞磨损的严重度将柱塞卡滞分为 11 个等级。按照磨损后的最底点距离长度 5 $\mu\text{m}$  以下为级别 0，10 $\mu\text{m}$  为级别 1，每增加 10 $\mu\text{m}$  级数上升一级，也就是说十级严重度的磨损最低点至少达到了 0.1mm 例如图 3.4 即为柱塞卡滞的最严重状态。





图 3.4 柱塞卡滞严重情况

在定义了因子之后，把应用了 DOE 计算，其中取样一共 30 个，按照 DOE 自动排列出不同因子的排列组合，并得到的 DOE 的结果如图 3.5。

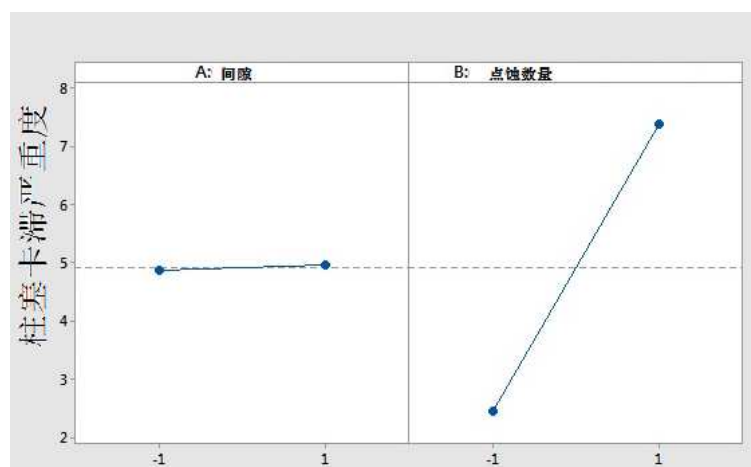


图 3.5 柱塞卡滞相关性 DOE 示意图

由图 3.5 DOE 柱塞卡滞相关性 DOE 统计结果可知，柱塞与油泵本体的间隙直线斜率较小，这表明该因素对油泵柱塞卡滞并不敏感，即没有做出任何实质性的贡献。

另一个因素凸轮的点蚀数量直线斜率较大，这表明该因素对油泵柱塞卡滞敏感，即该因素越大油泵柱塞卡滞可能性越高。

由于之前已经验证了油泵挺柱的质量并无问题，因此将研究中心转向柱塞与油泵本体之间的间隙和与油泵直接接触的凸轮的质量。通过以上 DOE 可以得知，凸轮的点蚀数多少对油泵柱塞卡滞的贡献最大，因此接下去将精力主要集中于凸轮的质量改型研究。

### 3.2.2 油泵凸轮质量研究

首先了解下什么是凸轮。在 GDI 系统中，高压油泵一般安装于发动机的气缸盖上并由凸轮轴驱动，为此凸轮轴在制造时添加了凸轮凸块（又叫桃尖）用以驱动单柱塞高压燃油泵。如图 3.6 所示为一款 4 缸发动机，因此凸轮为 4 桃尖类矩形凸轮。当凸轮旋转时，凸轮轴上的桃尖就会带动叫挺柱和单柱塞高压燃油泵的柱塞上下移动，从而驱动单柱塞高压燃油泵工作。油泵凸轮升程的精确性直接影响高压油泵的性能，进而影响油轨轨压。



图 3.6 某一款 4 缸发动机凸轮与油泵示意图

目前凸轮主要存在的问题是点蚀，如图 3.7。而点蚀是已经被证实是造成柱塞卡滞引起油泵失效的主要原因。

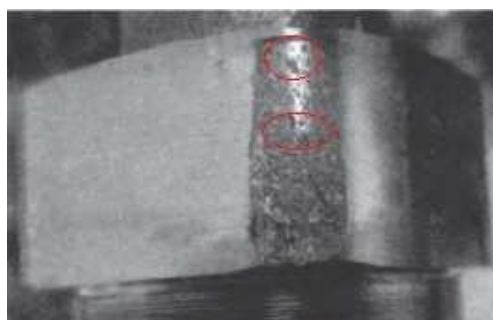


图 3.7 凸轮点蚀示意图

用六西格玛的鱼骨图分析方法列出了所有可能导致油泵凸轮发生点蚀的原因如图 3.8，以便于进一步分析。

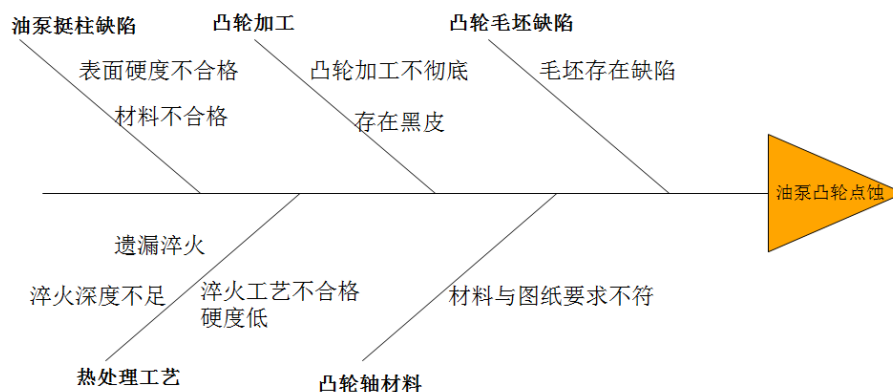


图 3.8 凸轮点蚀原因鱼骨图

通过以上分析可知导致油泵凸轮点蚀的主要原因有：（1）加工缺陷，材料问题。（2）油泵挺柱质量问题 （3）油泵凸轮热处理问题。

凸轮轴毛坯状态排查，针对供应商的库存重新尺寸检测，油泵凸轮毛坯升程可以满足加工与两的要求，在加工过程中不会发生凸轮轴加工不到位的情况。对凸轮轴成品状态也进行了排查，并没有发现加工不到位的情况。

对凸轮轴原材料排查，对点蚀的凸轮轴进行取样，检测材料成分是否与图纸要求的一致，如表 3.3 为测量结果。

表 3.3 凸轮材料化学元素表

项目	S/%	C/%	Mn/%	Si/%
标准值	≤0.035	0.52-0.60	0.5-0.8	0.17-0.37
测量值	0.003	0.59	0.69	0.22

根据上述结果判断，凸轮的材料符合图纸要求，并非造成轴点蚀发生的主要原因。

然后对油泵凸轮轴热处理分析，凸轮热处理不合格会加剧油泵凸轮轴的磨损状态，油泵凸轮本身的热处理直接影响了油泵凸轮轴的特性，故需要对油泵凸轮轴的热处理情况进行分析。首先对淬火层检测：如图 3.9 是对油泵凸轮的淬火层深度进行检测分析示意图，具体检测结果见表 3.4。

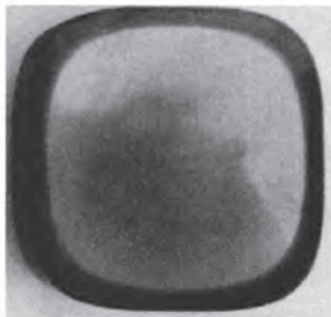


图 3.9 凸轮轴淬火层深度

表 3.4 凸轮淬火深度数值表

检测项目	设计值	检测值	结论
桃尖淬火层深度/mm	1.5-5	1.7	合格
基圆淬火层深度/mm		1.6	

根据以上的检测数据分析，油泵凸轮轴经过了淬火处理，而且淬火层深度满足要求，油泵凸轮轴淬火层深度不是造成油泵凸轮点蚀的原因。然后对金相组织检测。金相是一种检测技术，也算一种研究方法，所谓的金相是理化检验范畴的一门检测技术。对于相关工厂企业而言，金相检验是监控金属产品内在质量的有效评判标准，它在生产环节中也是不可或缺的部分。可以检测原材料冶金质量和锻造质量，评价金属材料在纯净度、均匀度、致密度诸方面的水平，也可以检测钢铁材料热处理后的质量，以明确机械性能指标或高或低反映在组织上的原因。检测组织图如图 3.10 所示，检测结果如表 3.5 所示。

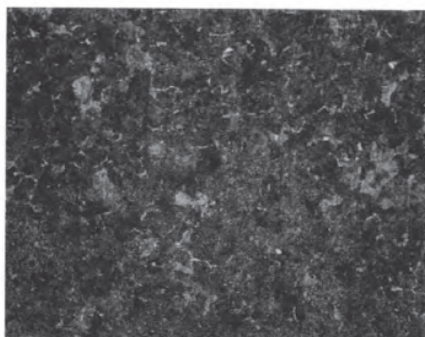


图 3.10 凸轮金相组织

表 3.5 凸轮金相组织检测表

检测项目	设计值	检测值	结论
金相组织	微细马氏体+少量极细光体+少量铁素体	微细马氏体	合格

根据以上的测试结果可知，油泵凸轮金相组织符合图纸规范，油泵凸轮金相组织不是造成油泵凸轮点蚀的原因。对凸轮表面硬度检测，硬度检测点见图 3.11，具体检测结果见表 3.6。

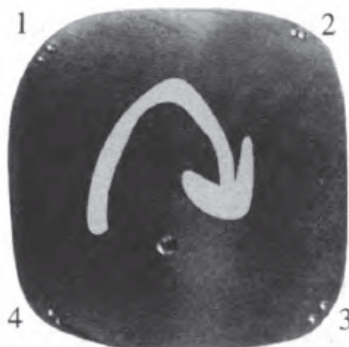


图 3.11 凸轮硬度检测示意

表 3.6 凸轮硬度检测表

检测项目	表面硬度							
测量工具	洛氏硬度计							
设计值/HRC	35-45							
测量值/HRC	1#		2#		3#		4#	
	31	31	33	31	30	32	26	27
结论	不合格							

根据以上的检测数据分析，油泵凸轮表面硬度低于设计值，略小于设定值。故初步怀疑泵凸轮表面硬度不合格是造成油泵凸轮点蚀的一个主要原因。再抽样 20 件柱塞卡滞凸轮进行硬度检测，运用六西格玛可视化图得到结果如图 3.12。



图 3.12 20 件凸轮硬度测试结果

由测试结果可知，抽样零件硬度区间集中于 35-45HRC。推断出造成油泵柱塞卡滞的油泵凸轮硬度设计偏低。因此可以确定凸轮硬度设计偏低是造成油泵柱塞卡滞导致油泵失效的关键原因。

### 3.3 凸轮的改进设计

按照之前分析的结果可知，加强挺柱硬度可以减少点蚀。从油泵的角度出发需要满足：从 35-45HRC 增加到 55-65HRC。

### 3.4 试验及结果

#### 3.4.1 油泵耐久性试验台设计

油泵柱塞失效会导致整个油泵不工作，因此为了确保新改进的可靠性，需要对整个油泵进行耐久性试验。油泵耐久试验参数设计为，试验时间 2875h，油泵转速（即油泵凸轮转速）分别为 250r/min、1250 r/min、2190 r/min、3000 r/min 四速，如图 3.13 和表 3.7。试验用油设计为，带杂质的国 III 牌号油，含酒精量 85%的燃油，含酒精量 22%的燃油。单次循环时间约 690 分钟 11.5h，油泵凸轮转速从 0 到最大 3000 转每分钟，试验温度为室温。由于工况和时间的限制，在整车上试验明显不现实。因此设计一个油泵耐久性试验台就显得尤其重要了。

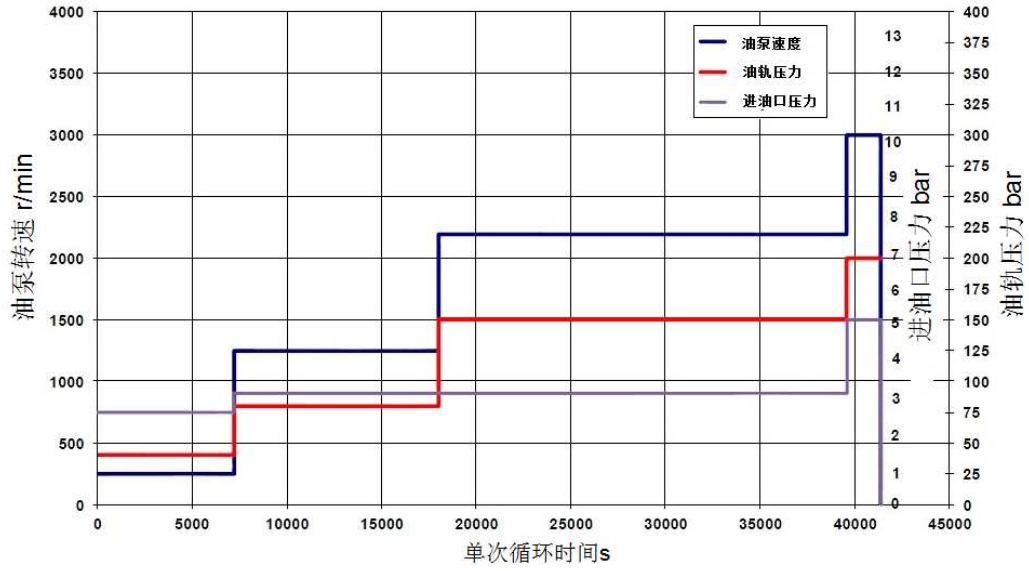
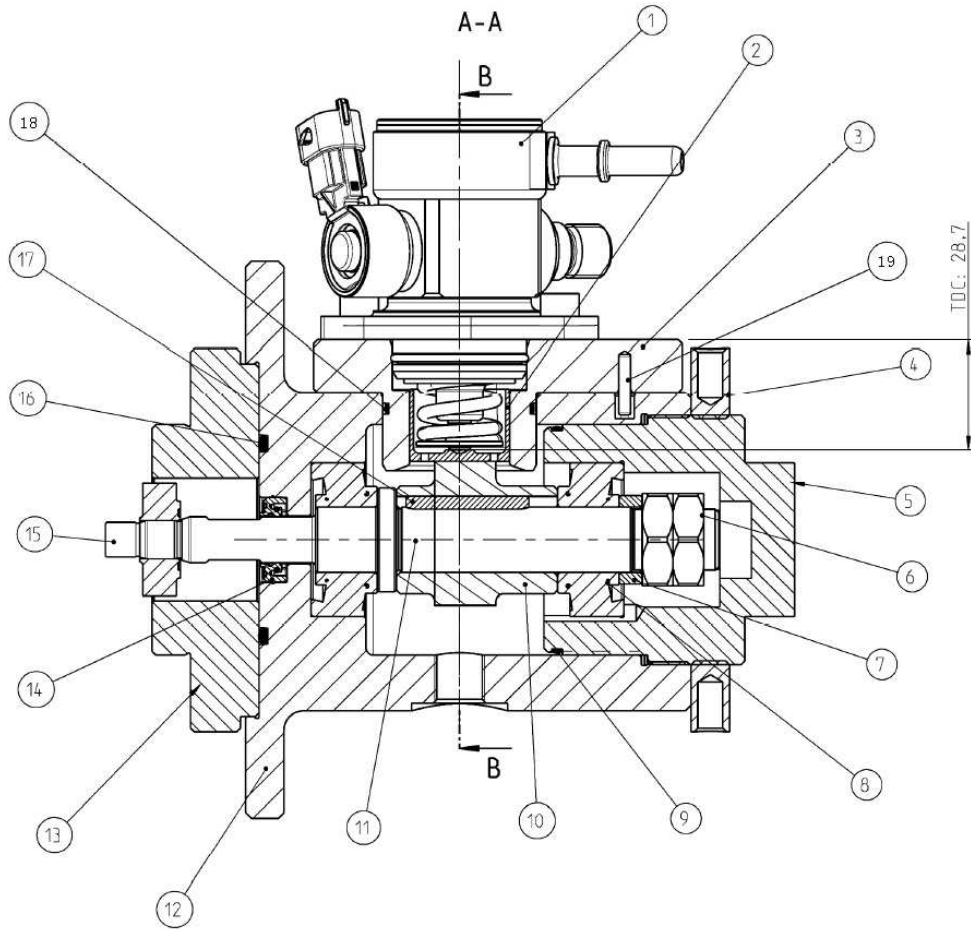


图 3.13 耐久试验单次循环示意图

表 3.7 耐久试验单次循环表

步骤	油泵凸轮转速 r/min	进油口压力 bar	油轨压力 bar	持续时间 min
1	250	2.5	40	120
2	1250	3	80	180
3	2190	3	150	360
4	3000	5	200	30

试验台主要由模拟缸盖、法兰、转轴、凸轮轴、固定螺栓等组成。如图 3.14。



1-油泵, 2-挺柱模拟件, 3-安装法兰, 4-固定螺栓, 5-带螺纹固定环, 6-M16 螺栓, 7-固定环, 8-轴承, 9-O 型圈, 10-凸轮, 11-转轴, 12-壳体, 13-固定环, 14-密封环, 15-驱动滑块, 16-O 型圈, 17-固定销, 18-O 型圈, 19-定位销

图 3.14 试验台架示意图

### 3.4.2 试验台架固定销的设计强度验证

固定销与固定螺栓是整个试验台的关键紧固零部件, 固定销主要作用是连接转轴和凸轮, 当转轴旋转时凸轮通过固定销一起与转轴旋转, 如图 3.15。目前固定销设计参数为: 材料 1.0543 不锈钢, 截面高度  $H=6\text{mm}$ , 长度  $L=26\text{mm}$ 。



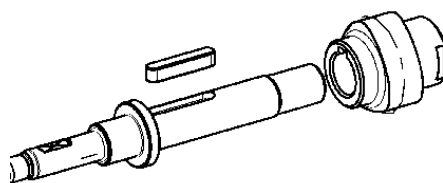


图 3.15 固定销示意图

确定固定销力是否为弹性形变就显得十分的重要了。如图 3.16 为定位销截面图，已知测得的转轴转矩为  $C=30\text{Nm}$ ，转轴半径  $R=8.5\text{mm}$ 。

$$F = \frac{C}{R} = \frac{30}{0.0085} = 3530\text{N} \quad (3-1)$$

由式可得转轴受力为 3530N。然后计算定位销截面积：

$$S = H \times L = 6 \times 26 = 156\text{mm}^2 \quad (3-2)$$

$$P = \frac{F}{s} = \frac{3530}{78} = 45.25\text{N/mm}^2 \quad (3-3)$$

如表 3.8 按照 EN10277-2 查表得，设计得固定销直径在 5 到 10mm 区间范围内，得知塑性应变屈服极限临界值  $R_{P02}=540\text{N/mm}^2$ ，而计算值为  $45.25\text{N/mm}^2$  因此设计符合标准。

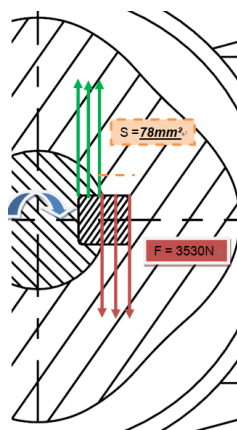


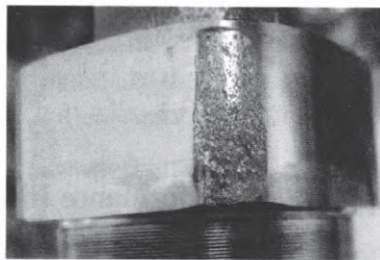
图 3.16 定位销截面受力图

表 3.8 EN10277-2 1.0543 塑性应变和屈服极限数值图

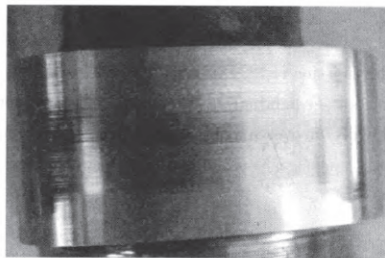
厚度 (mm)	热轧和去皮 (+SH)b		冷冲压机械性能		
	布氏硬度 HBW	Rm MPa	Rp0.2d MPa min.	Rmd MPa	A % min.
[5,10]	----	----	540	700 至 1050	5
(10,16]	----	----	480	680 至 970	6
(16,40)	169 至 211	570 至 710	390	640 至 930	7
(40,63)	169 至 211	570 至 710	340	620 至 870	8
(63,100)	169 至 211	570 至 710	295	570 至 810	8

### 3.4.3 试验结果

改进前后的凸轮轴磨损状况对比,在提高了油泵凸轮的硬度后,油泵凸轮表面磨损更轻微,如图 3.17。a 图为整改前的凸轮在耐久试验后桃尖发生点蚀,图 b 为改善硬度后的凸轮,在相同的试验后并没有发现明显点蚀现象。整改硬度后的凸轮在更严苛的油泵耐久试验后并没有发现油泵柱塞再卡滞现象。



(a) 整改前



(b) 整改后

图 3.17 整改前后的凸轮轴磨损状况对比

## 3.5 本章小结

油泵驱动组件的失效主要表现在柱塞行程变短或卡滞,严重时油泵柱塞根本

无法再次活动。柱塞行程便端会导致油泵供油压力不足以及油泵效率低下等问题。油泵柱塞卡滞会造成油泵供油压力骤降，油泵供油效率低下。喷油器无法喷油，车辆时速受限于 40km/h 等现象。

柱塞卡滞主要是侧向力影响，油泵驱动组件的质量问题都会引起侧向力，因此本章对所有驱动组件的零部件进行了逐一排查。

(1) 通过运用六西格玛分析发现柱塞卡滞是和油泵凸轮在长时间运行后会发点蚀严重度呈现线形关系，即凸轮点蚀越严重，柱塞卡滞风险越高。

(2) 进一步研究后发现凸轮的硬度不合格是造成凸轮点蚀的根本原因。提高凸轮的硬度可以有效减少凸轮点蚀得风险。

(3) 建议将凸轮硬度要求从 35-45HRC 增加到 55-65HRC。

(4) 设计了针对油泵的耐久试验台并进行了试验。

(5) 验证了试验台关键零部件固定销的强度。

(6) 试验完成后凸轮点蚀现象不明显，油泵工作正常。

## 第 4 章 进油阀组件失效分析与改进研究

油泵进油阀组件的失效比例约占 17%。本章针对油泵进油阀组件的失效模式进行了分析和改善。

### 4.1 进油阀组件失效描述

进油阀组件主要包括了进油阀阻尼器、进油阀滤清器、进油管和进油阀止推片等。进油阀是高压油泵的燃油入口，主要负责给高压油泵建压腔提供低压燃油。同时进油阀组件还起到一个过滤燃油杂质的作用，主要作用是把含在燃油中的氧化铁、粉尘等固体杂物拦截。滤清对高压油泵来说相当于一道防线，防止高压油泵被颗粒杂质破坏。

常见的进油阀组件失效表现在滤清器破损。破损后的滤清器无法过滤燃油微小杂质。进油阀组件是一个精密配合的机械零件总成，其内部的零部件之间的间隙非常的微小。高压油泵在工作运转时，过多的颗粒杂质会直接和进油阀组件的零部件磨损。造成零部件的损伤，镀层脱落等。而这些损伤零部件脱落下来的杂质则会造成更严重的破坏，这样就形成了一个恶性循环，严重的影响了进油阀的工作寿命。

滤清器的结构如图 4.1，由一个金属压装环，一个内有滤网的塑料和一张在支架上装有高效的滤网组成。滤网的孔径约  $35\mu\text{m}$ 。

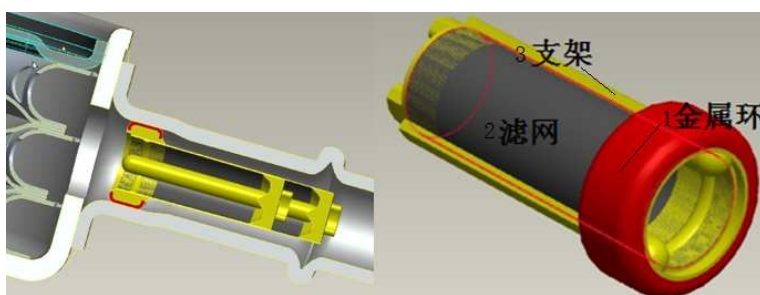


图 4.1 滤清器示意图

图 4.2 所示为受损的滤清，滤清受损会造成进油阀组件失效，而进油阀组件失效又会引起的油泵失效，模式主要有：（1）油泵进油阀被杂质卡滞导致进油阀无法关闭，油泵建压效率低下，油轨压力低于设定值。（2）油泵进油阀弹簧被杂质破坏，导致高压油泵进油阀失效，油泵建压不受 ECU 控制，油轨压力高于设

定值。(3) 油泵出油阀被杂质卡滞或破坏导致出油阀无法关闭, 油泵建压效率低下, 油轨压力低于设定值。(4) 泄压阀被杂质卡滞或破坏导致泄压阀无法关闭, 油轨的压力被持续的泻流返回油泵, 导致油轨压力低于设定值。



图 4.2 受损滤清器示意图

## 4.2 进油阀组件失效原因分析

造成滤清器滤网破损的原因主要有两点, 首先滤网装配工艺缺陷, 其次滤网原材料缺陷。本文所述高压油泵的滤清器的支架材料为 PBT 聚对苯二甲酸丁二醇酯, 英文名 polybutylene terephthalate。滤网材料为 PA66 聚酰胺树脂, 英文名称为 polyamide, 简称 PA 俗称尼龙。压装环的材料为 1.4305 不锈钢。

首先检查了滤网装配工艺, 按照设计要求滤网被强行剥离支架的力不能小于 35N, 表 4.1 为滤网 30 组检测数据。

表 4.1 滤网剥离力检测表

零件编号	剥离力 N	零件编号	剥离力 N
1	55	16	58
2	58	17	57
3	58	18	58
4	53	19	56
5	55	20	55
6	54	21	53
7	55	22	52
8	58	23	51
9	56	24	58
10	57	25	56
11	56	26	57
12	52	27	55
13	51	28	55
14	53	29	54
15	55	30	56

由表 4.1 可以推断，油泵装配并无问题。于是将研究重点集中到了原材料质量上。为了验证原材料的耐久性选取了部分样件模拟整个寿命周期的燃油耐久试验。实验参数如下：（1）油品温度 85℃。（2）浸泡时间 500h。（3）油品种类：含酒精 15% 的燃油（E15），含酒精 26% 的燃油（E26）及添加 6% 水的水溶酒精。

试验后会对滤清器进行试验验证，用来检查其强度是否还符合原先的设计。压力测试机主要有四种：液压式压力测量仪、性式压力测量仪、负荷式压力测量仪、电测式压力测量仪。

液柱式压力计通常被称为液压式压力测量仪，工作原理为一定高度的液柱所产生的压力，与被测压力相平衡的原理测量压力的。压力测量仪按工作原理分为弹性式、液柱式、电测式和负荷式等。大多是一弯形玻璃管或直形玻璃管。压力测量仪常用的工作液体为水银和酒精或纯水。所测压力一般不超过 3bar，但其具有高灵敏度，因此主要用作实验室中的低压基准仪表，以校验工作用压力测量仪表。

弹性式压力测量仪则是应用压力产生变形的原理来测量不同形状的弹性元件。按功能不同分为指示式压力表、电接点压力表和远传压力表等。按不同的弹性元可分为膜片压力表、弹簧管压力表、波纹管压力表、膜盒压力表等；这类仪表的优点是结实耐用、结构简单，测量范围宽。是使用较为普遍的一种压力测量

设备。

负荷式压力测量仪表常称为负荷式压力计，它是直接按压力的定义制作的，常见的有活塞式压力计、浮球式压力计和钟罩式压力计。其优点是测量精确，主要作为压力基准仪表使用，测量范围从数 1bar 至 25000bar。

电测式压力测量仪表是直接将压力转换为电压、电流信号或频率信号输出，利用金属或半导体的物理特性，将弹性体的形变转换为电压、电流信号输出。代表性产品有压阻式、压电式、电容式、振频式、应变式等。其特点是精确高，可达 0.02 级，测量范围从数十帕至 7000bar 不等。

基于以上测试机的优缺点，本试验采用电测试压力测试机，如图 4.3 所示。

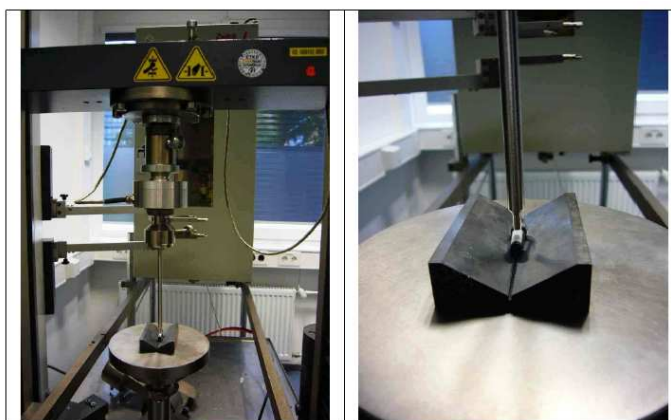


图 4.3 滤清器压力测试机

确定压力测试点：根据之前发生破损位置和设备探针工作环境要求选定如图 4.4 所示三点作为材料耐久压力测试点。统计的五组数据见表 4.2 浸泡试验后滤网及支架可承受最大破坏力。

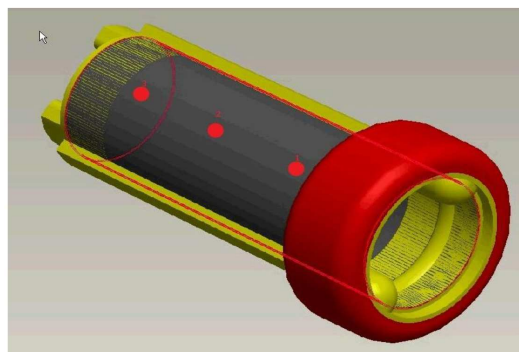


图 4.4 滤清测试点

表 4.2 滤清浸泡试验后滤网及支架可承受最大破坏力数值

试验前数据	支架(PBT)		滤网(PA66)	
	32N		64N	
E15 浸泡后	最大可承受破坏力	损失率 %	最大可承受破坏力	损失率 %
	N		N	
	29N	9%	19N	70%
	30N	6%	20N	69%
	30N	6%	23N	64%
	29N	9%	20N	69%
E26 浸泡后	29N	9%	32N	50%
	28N	12%	33N	48%
	27N	16%	33N	48%
	29N	9%	32N	50%
	26N	19%	32N	50%
6%水溶酒精浸泡后	27N	16%	28N	56%
	29N	9%	30N	53%
	26N	19%	29N	55%
	29N	9%	28N	56%
	30N	6%	28N	56%

通过以上数据可以发现滤清器支架可承受最大破坏力下降高达 70%。据此可以推断滤清失效主要原因为滤网料容易破裂，导致该滤清器无法在油泵生命周期内保持正常工作效率，因此现有滤网设计无法满足油泵的设计使用寿命要求。需



要重新进行设计。

#### 4.2.1 滤网材料的老化寿命评价

目前滤清滤网使用的材料是 PA66，也叫做尼龙它作为大用量的工程塑料，广泛用于汽车、机械、电器、化工设备、纺织器材、冶金、航空等领域。其主要特点如下：（1）自润性、耐摩擦性好。尼龙具有很好酌自润性，摩擦系数小，从而，作为传动部件其使用寿命长。（2）优良的力学性能。尼龙的机械强度高，韧性好。（3）优异的电绝缘性能。尼龙的体积电阻很高，耐击穿电压高，是优良的电气、电器绝缘材料（4）优良的耐热性。可在 150℃下长期期使用。如尼龙 46 等高结晶性尼龙的热变形温度很高，PA66 经过玻璃纤维增强以后，其热变形温度达到 250℃以上。（5）吸水性。尼龙吸水性大，在一定程度影响制件的尺寸稳定性，饱和水可达到 3%以上。

试样测试时将上述滤清样件首先调试处理 24h，处理温度为 (23±2)℃，相对湿度为 (50±5)%。基于 ISO527-2 和 ISO178 测试材料初始拉伸强度和弯曲强度。再将上述四组测试样再调试处理 24h，处理温度为 (23±2)℃，相对湿度为 (50±5)%，。最后分别放置于有耐高温齿轮油的烧杯中，再分别置于温度为 120℃、140℃、160℃、180℃的老化试验箱中进行老化试验。试验时间为 100h、120h、144h、192h，最后测试样品性能。以相同的方法再进行老化试验，试验周期为 100h、120h、144h、192h，最后测试拉伸强度和弯曲强度。

#### 4.2.2 测试结果

如图 4.5 所示，尼龙 66 材料在 120℃、140℃、160℃、180℃的燃油老化过程中，弯曲模量保持率和拉伸强度保持率随着时间增加呈逐渐规律性下降，也就是说时间越长，性能下降越明显，老化温度越高性能下将越明显。

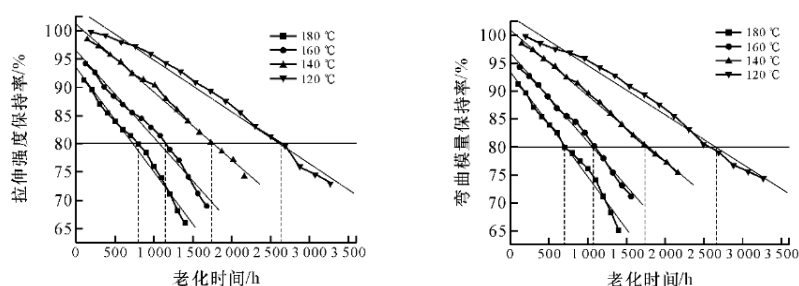


图 4.5 尼龙 66 材料燃油老化试验结果

### 4.3 滤清器材料改进

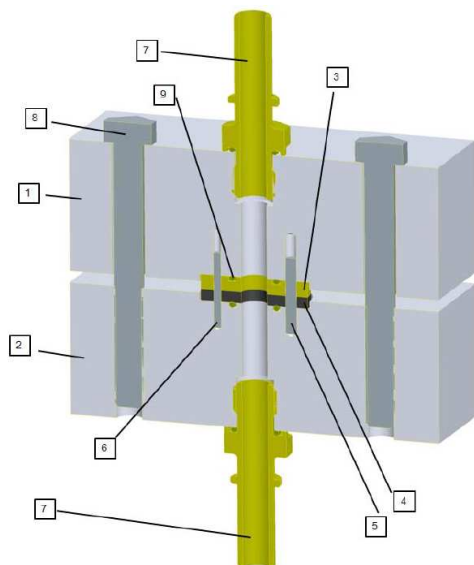
滤清器滤网的新材料定义为为 PEEK 聚醚醚酮，是一种分子主链中含有链节的芳香族高分子化合物，英文名称 polyetheretherketone。PEEK 是一种半结晶性及热塑性塑料。产品耐温、热稳定性佳、超高耐热性好。且由于其具有高模量、高强度、耐辐射、耐高温、以及尺寸稳定性好等一系列优点，因此在电子、宇航、能源、信息等高新技术领域应用广泛。

PEEK 材料具有的特性主要有：(1)机械特性，PEEK 是韧性和刚性兼备并取得平衡的塑料。具有优良的耐疲劳，甚至可与合金材料媲美。(2)自润滑性，PEEK 在所有塑料中具有出众的滑动特性，适合用于低摩擦系数或耐摩耗用途。(3)耐化学药品性，PEEK 具有优异的耐腐蚀性，通常的化学试剂对 PEEK 的溶解性不大，只有高强度酸，如浓硫酸可以溶解 PEEK，可以说该材料的耐腐蚀性与镍钢相媲美。(4)阻燃性 PEEK 是非常稳定的聚合物，不加任何阻燃剂的 1.45mm 厚的样品就可达到最高阻燃标准。(5)耐剥离性，PEEK 的耐剥离性很好，因此可制成包覆很薄的 或电磁线，并可在苛刻条件下使用。(6)耐疲劳性，在所有树脂类产品中 PEEK 具有最好的耐疲劳性。(7)耐辐照性，在所有类树脂产品中具有最好的耐辐照性，甚至超过了聚苯乙烯。(8)耐水解性，水和高压水蒸气的对 PEEK 及其复合材料几乎不造成影响。(9)耐高温，PEEK 的熔点可高达 343℃，玻璃化转变温度为 143℃，连续使用温度为 260℃，添加 30%玻纤的增强牌号的负载热变型温度高达 316℃。

### 4.4 试验及结果

#### 4.4.1 滤清器耐久试验台架设计

运用 ProE 软件设计单独针对进油口的耐久试验台架。如图 4.6 所示。试验台架为上下对称结构。其中滤清器被安装在油嘴中，进油管被安装在上下壳体中，上下壳体通过螺栓固定在一起。同时两个油嘴间嵌入了密封垫防止燃油的泄漏。如图 4.5 试验台燃油回路图所示，整个滤清器试验台架被安置在一套油路系统中，燃油通过油箱进油口及其管路向试验台架的进油嘴提供燃油，燃油在通过两个滤清器后由另一个油嘴返回到油箱内。以此往复不断的对滤清器进行冲刷，用以验证滤清器的耐久。



1-上壳体 2-下壳体 3-上固定片 4-下固定片 5, 6-固定螺栓  $\text{Ø}3\times 20$  7-带滤清的进油口  
8-M8 $\times$ 70 固定螺栓 9-密封圈

图 4.6 滤清器试验台架示意图

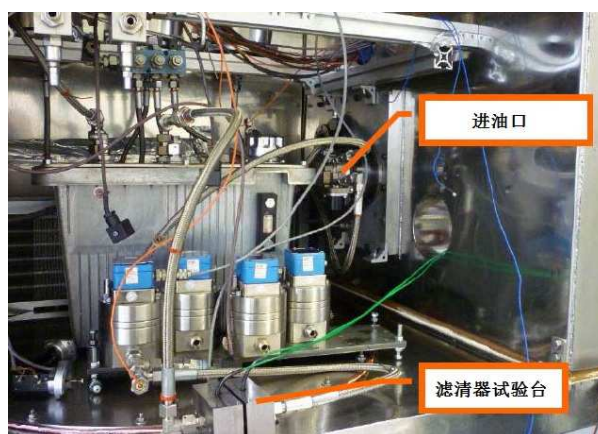


图 4.5 试验台燃油回路意图

#### 4.4.2 测试结果

在改型之后重复 500h 耐久试验，并重复相同检测最大可承载破坏力，并观察数值，结果如表 4.2。

表 4.3 试验后测试力结果表

浸泡试验用溶剂	滤网 (PEEK)	
	最大可承受破坏力 N	损失率
M15	53N	17%
E26	55N	14%
E100+ 6%水	56N	12.5%

试验前滤网可承受最大破坏力为 64N。表 4.3 数据可知：滤清器换材料后其耐受性明显改善，滤网可承受最大破坏力损失率较小，满足改型需求。选择了新材料的支架和滤网的滤清器没有发生破损，且最大可承受破坏力下降值都在 20% 以内。

## 4.5 本章小结

进油阀组件的失效主要是滤清滤网破损引起的。失效的进油阀组件会造成油泵各个阀门发生故障从而影响油泵的供油压力和供油效率。

(1) 通过压力测试机测量被燃油浸泡后的滤清器发现，滤清器滤网可承受最大破坏力下降高达 70%。在测试中同样发现，且滤网伸强度保持率与弯曲模量保持率随着时间增加呈逐渐规律性下降，时间越长性能下降越明显，老化温度越高性能下降越显著。滤网现有材料耐久性不佳。

(2) 重新选择滤清器滤网材料为聚醚醚酮，也称 PEEK。该材料特性绝缘性稳定、耐辐照性、抗压、耐水解、耐腐蚀，其符合材料制作成的机械零件具有自耐温、润滑效果佳、热稳定性佳。

(3) 设计了适合滤清器耐久性测试的试验台架并实施了试验。

(4) 在经过了 500h 的耐久性试验后再次测量最大可承受破坏力，重新测量了滤清滤网可承受最大载荷力，结果显示数值均在可接受范围内。进油阀组件工作正常，油泵工作正常。



## 第 5 章 出油阀组件失效分析与改进研究

油泵出油阀组件的失效比例约占 33%。本章针对油泵出油阀组件的失效模式进行了分析和改善。

### 5.1 出油阀组件失效描述

出油阀组件主要由出油阀底座、出油阀球、出油阀弹簧、出油管等组成。如图 5.1 所示，出油阀的作用是将高压油泵建立的高压燃油输送到油轨中。是高压油泵的重要组成部分之一，也是高压油泵的出口。出油阀是一个纯机械式阀门，其不像电磁阀那样受 ECU 操控，操控出油阀开关是油泵与油轨的压差及出油阀弹簧的支撑力。

出油阀工作原理为：通过密封球的运动，形成阀门的开与关。在油泵不工作的情况下或低工作状态下密封球在弹簧的弹力与油轨内油压双从作用力下，密封球与出油阀座实现紧密配合，此时阀门处于关闭状态。当油泵工作时当出油阀门一端压力大于另一端压力（弹簧弹力与油轨压力总和），阀门即被开启。

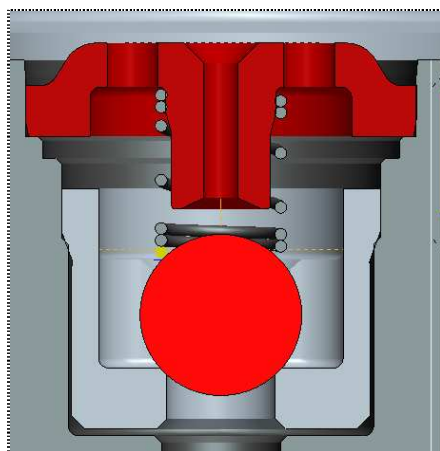


图 5.1 高压油泵出油阀三维模型图

出油阀的失效会造成油泵建压不正常，通常表现为轨压偏低。在整车上的表现为 ECU 报低压故障码，行车加速无力。

### 5.2 出油阀组件失效原因分析

经过对多个同一轨压报警故障码的高压油泵拆卸后发现,相当一部分出油阀失效是由出油阀弹簧造成的,原因主要是因为出油阀弹簧断裂。弹簧断裂分通常为三部分,如图 5.2A 所示为断裂弹簧的首圈,如图 5.2B 所示为断裂弹簧的剩余部分。弹簧的断裂通常生在靠近出油阀止推片如图 5.2C 所示的末端第一圈或第二圈处。



图 5.2 断裂的弹簧

出油阀组件是典型的球阀设计,该结构具有简单、密封性能好、重量轻、材料耗用少、安装尺寸小,并且驱动力矩小,操作简便、易实现快速启闭,球阀是近十几年来发展最快的阀门品种之一。特别是在美、德、法、意、西、英等工业发达国家,球阀的使用非常广泛,尤其是在核工业上及汽车工业上有着更广泛的应用。

在汽车运行过程中,发动机的转速可达到 800r/min 至 6000r/min,有时甚至更高。在油泵正常运转情况下,发动机没转一圈就会推动凸轮旋转一圈。而凸轮通常设计成三个桃尖或四个桃尖。

这就意味着当发动机每旋转一次,凸轮也旋转一次,而位于凸轮上方的挺柱将运动 4 次。挺柱推动油泵柱塞也将运动 4 次。在油泵全工矿下,柱塞每泵一次油,出油阀即会开关一次。由经验可得,一个油泵全负荷工矿的(发动机转速 6000r/min)时间为 2875 小时。我们可以来计算下油泵生命周期内出油阀的运动次数:

$$N = 2875 \times 60 \times \frac{6000}{2} \times 4 = 2070000000 \text{ 次} \quad (5.1)$$

经过计算可知出油阀在其使用寿命中将开闭可达 20 亿次之多。作为出油阀的主要运动件之一弹簧的耐受性就显得尤其的重要了。

弹簧是一种利用弹性来工作的机械零件。用弹性材料制成的零件在外力作用下发生形变,除去外力后又恢复原状。弹簧的种类复杂多样。按受力性质,弹簧可分为压缩弹簧、拉伸弹簧、弯曲弹簧、扭转弹簧。按形状可分为碟形弹簧、环形弹簧、板弹簧、螺旋弹簧、截锥涡卷弹簧以及扭杆弹簧等。按形状分,主要有

板弹簧、螺旋弹簧、异型弹簧、涡卷弹簧等。按工艺分可分为冷卷弹簧与热卷弹簧。弹性元件在交变载荷作用下，经若干次动作产生裂纹叫疲劳断裂。弹性元件可运动次数越多意味着疲劳寿命越好。实际上弹性元件疲劳寿命与载荷的方向、大小及时间变化有很大关系。

本文所诉的高压油泵出油阀选用的是圆柱螺旋压缩弹簧。压缩弹簧的圈与圈之间会有一定的间隙，当受到外载荷的时候，弹簧储存变形能收缩变形。

在高压油泵出油阀组件中影弹簧疲劳强度的因素有：（1）屈服强度：材料的疲劳极限和屈服强度之间有相互影响，例如材料的屈服强度越低，疲劳强度也越低，反之亦然。提高弹簧材料的屈服强度能提高弹簧的疲劳强度。（2）表面状态：弹簧材料的表层经常有最大应力，所以弹簧的疲劳强度受表面质量对的影响。弹簧材料在拉拔、轧制、卷绕过程中造成的细微伤害瑕疵点等也是造成弹簧疲劳断裂的疲劳源。材料表面质量越大，应力集中越大，疲劳强度也越低。（3）冶金缺陷：是指非金属夹杂物、元素气泡等夹杂入材料中。残在于表面的夹杂物是应力集中源，会导致弹簧过早地产生疲劳裂纹。（4）尺寸效应：热加工和冷加工会因为材料尺寸的增加而造成缺陷的风险增加，风险增加的材料会造成弹抗簧疲劳性降低。（5）腐蚀介质：当弹簧受腐蚀时，表面会因腐蚀造成材料便面的点蚀或细微损伤，这将会使材料表面的应力集中，容易导致弹簧的抗疲劳性降低（6）温度：温度越高，弹簧材料的抗疲劳性越低。

根据以上总结，首先对弹簧断裂截面分析：在弹簧断裂处，首先察看了材料的断裂面，放大 100 倍结果如图 5.3 所示。弹簧断裂截面分析：在弹簧断裂处，放大 500 倍结果如图 5.4 所示。

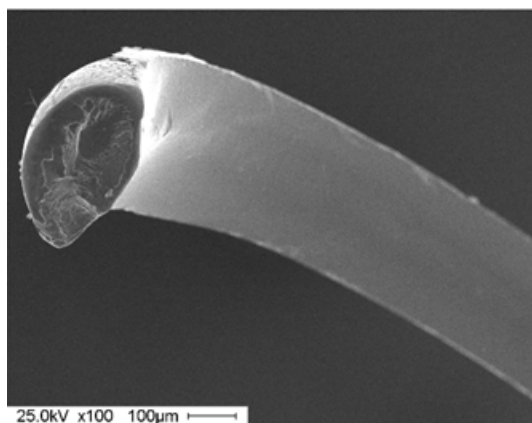


图 5.3 放大 100 倍弹簧断裂截面图



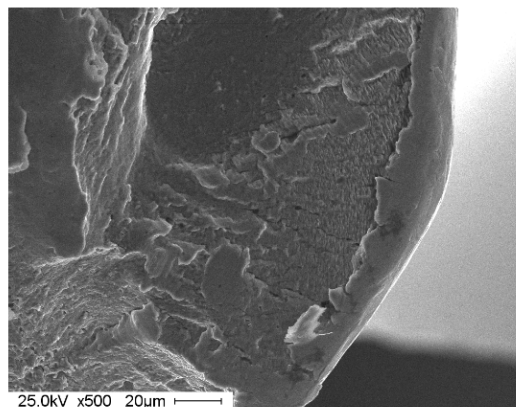


图 5.4 放大 500 倍弹簧断裂截面图

通过显微镜放大 100 倍和 500 倍观察，发现弹簧断裂截面颜色较均匀，并未发现氧化黑点痕迹、点蚀、表面晶界被腐蚀。然后对该弹簧做了 EDX 化学元素分析，结果如图 5.5。

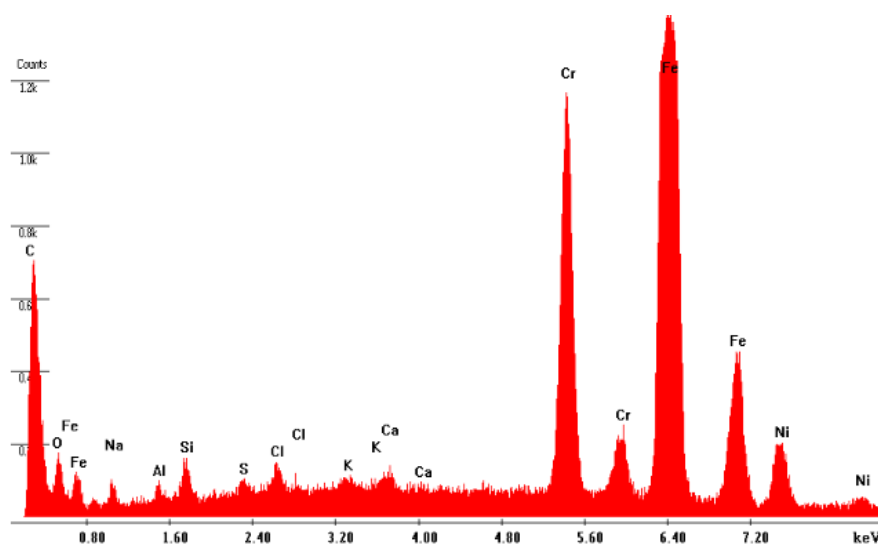


图 5.5 断裂弹簧化学元素分析图

已知弹簧的原材料为由表 5.1 可知分析结论：，EDX 材料分析也证实了材料本身并无非金属夹杂物，气泡，元素的偏析。可以排除前段 2、3、5、6 的观点。初步怀疑在断裂点，弹簧受到了超过设计负荷的应力，并作用而产生的断裂。

弹簧内径分析：通过进一步分析第三块断裂弹簧时发现，在弹簧的内壁侧出现了轻微磨损的痕迹。如图 5.6 所示为放大 35 倍示意图。在弹簧的内壁侧出现了轻微磨损的痕迹。随后放大 200 倍如图 5.7 所示。在弹簧的内壁侧出现了轻微磨损的痕迹。如图 5.8 所示为放大 350 倍示意图。可以从图中清晰的看到磨损痕迹。

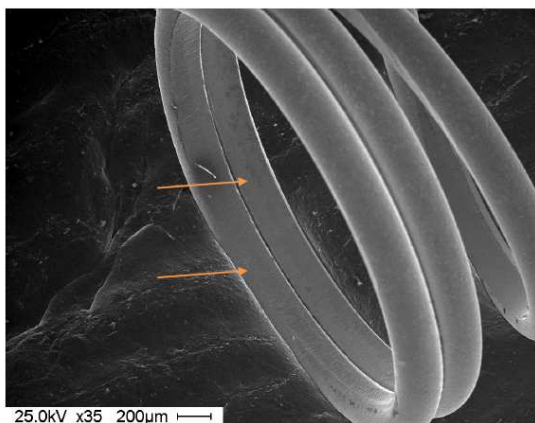


图 5.6 弹簧内径磨损 35 倍分析图

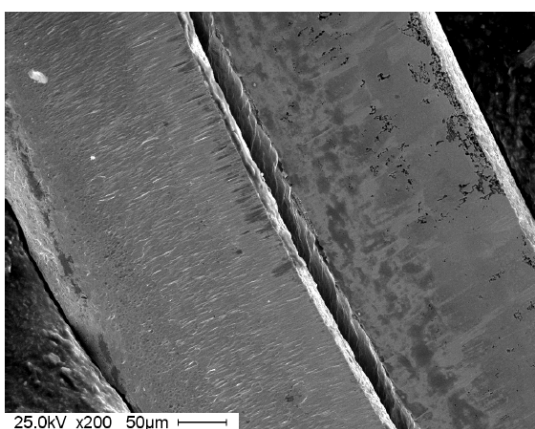


图 5.7 弹簧内径磨损 200 倍分析图

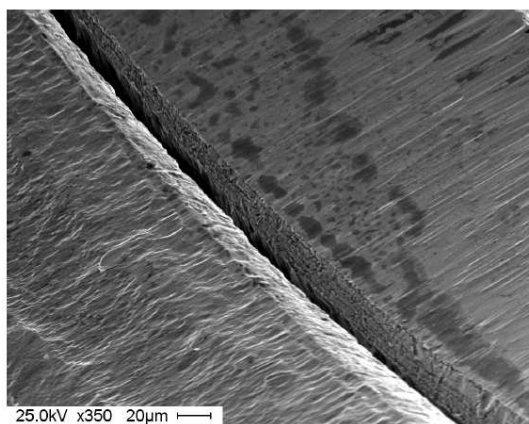


图 5.8 弹簧内径磨损 350 倍分析图

通过进一步分析其他作过试验的弹簧后，可以发现弹簧内侧中端和低端都有不同程度的细微磨损痕迹。同时发现与弹簧配合安装的出油阀底座的中端与底端也有明显的磨擦痕迹。这表明了油泵在工作时弹簧处于一种非正常的运动状态，在正常情况下，弹簧应与阀座保持良好的间隙，弹簧与阀座的接触面仅仅在阀座

的底端。而经过耐久运转后在阀座底端的磨痕也应该呈现出规则的圆环状如图 5.9 所示。



图 5.9 出油阀底座磨损示意图

而如图 5.9 左图很明显底座的磨痕恒基更深颜色更暗，此暗示着弹簧在运动过程中产生了非同一般的受力情况。而能导致弹簧受力加重的原因很可能是弹簧运动轨迹发生了变化，而造成运动轨迹发生变化的主要原因是弹簧的同轴度与阀座的同轴度出现了偏差。这些因素的叠加最终导致弹簧再运动过程中与阀座产生了碰撞而断裂。

通过对更多油泵出油阀的数据收集和总结。可以总结出弹簧磨损位置主要位置，如图 5.10 所示，位置 1 对应出油阀区域为弹簧与出油阀座上端所配合区域，位置 2 所示区域为弹簧与出油阀座中端所配合区域，位置 3 所示区域为弹簧与出油阀座底端所配合区域。

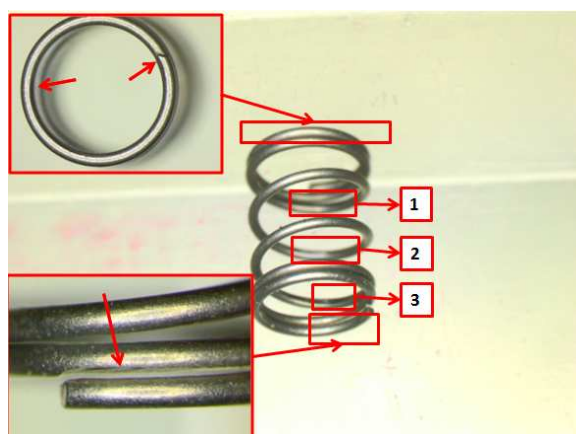


图 5.10 弹簧磨损集中区域示意图

### 5.3 出油阀组件弹簧改进设计

通过上述分析可知，现阶段弹簧设计存在问题，导致弹簧在某些情况下会和周边出油阀零部件发生磨损，甚至断裂。因此需要重新设计出油阀组件弹簧。

一般圆柱螺旋压缩弹簧的几何形状呈圆柱螺旋形，如图 5.11。螺旋弹簧的材料直径为  $d$ ，弹簧的自由高度（自由长度）为  $H_0$ ，弹簧中径为  $D$ ，弹簧内径为  $D_2$ ，弹簧的外径为  $D_1$ ，弹簧的螺旋角度为  $\alpha$ ，有效节距为  $n$ 。

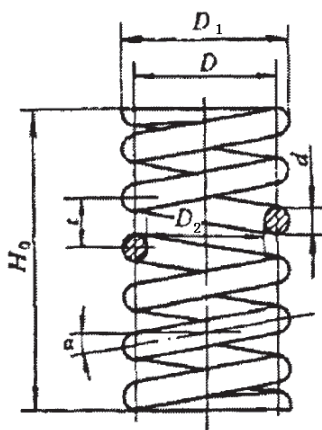


图 5.10 弹簧几何参数示意图

弹簧参数的几何关系如下：

$$\text{弹簧的外径: } D_1 = D + d \quad (5.2)$$

$$\text{弹簧的内径: } D_2 = D - d \quad (5.3)$$

$$\text{弹簧螺旋线的节距: } t = \pi D \tan \alpha \quad (5.4)$$

$$\text{弹簧的高度 (或长度): } H = nt \quad (5.5)$$

由之前分析结果可知：造成弹簧断裂主要两个问题：第一弹簧的刚度不够，在运动过程中弹簧运动导向发生了偏移导致与周边零件发生碰撞时，无法抵御应力与摩擦，从而使弹簧磨损严重甚至断裂。其次现有弹簧丝原材料强度偏弱，导致原材料强度无法抵御因运动轨迹偏差而附加的额外径向力。无法正常保护弹簧。因此对弹簧的优化设计和原材料重新选型迫在眉睫。

### 5.3.1 弹簧优化理论设计

已知目前单柱塞高压燃油泵出油阀弹簧最小载荷  $F_{\text{Min}}=0.55\text{N}$ ，最大载荷  $F_{\text{Max}}=2.07\text{N}$ ，工作行程  $h=1.2\text{mm}$ ，变形量  $\lambda_2=5.2\text{mm}$ ，弹簧为 I 类工作弹簧（既耐久度寿命应大于  $10^6$  次），现有弹簧外径最大为  $3.87\text{mm}$  总圈数  $n=7$  且端部并紧磨平。由于出油阀其他零部件尺寸限制，要求新的改型弹簧外径  $D_1$  不得超过  $4\text{mm}$ ，且油泵的限制要求新设计的弹簧在应用后  $\Delta P < 3\text{bar}$ 。

具体设计步骤为：先根据工作条件、要求等，试选弹簧指数  $C$ 。由于弹簧钢

丝的拉伸强度极限  $\sigma_b$  与弹簧钢丝直径  $d$  有关，所以往往还要事先假定  $d$  的值。接下来计算  $d$ 、弹簧匝数  $n$  的值及相应的其它几何尺寸，如果所得结果与设计条件不符合，以上过程要重复进行。直到求得满足所有约束条件。

(1)选择弹簧材料和许用应力。选用特殊用途碳素簧钢丝。根据外径要求，从表 5.3 中初选弹簧旋绕比  $C=8$ ，取  $D_2=3.6\text{mm}$ 。

$$c = \frac{D_2}{d} \quad (5.6)$$

由式 5.6 可得弹簧钢丝直径  $d=0.4\text{mm}$ ，由表 5.2 中特殊用途碳素弹簧钢丝查得弹簧钢丝的拉伸强度极限  $\sigma_b=2844\text{MPa}$ ，从表 5.1 中查到许用切应力 I 类  $[\tau]=0.3\sigma_b$ ：

$$[\tau] = 0.3\sigma_b = 0.3 \times 2844 = 853.2\text{MPa} \quad (5.7)$$

表 5.1 弹簧常用材料及其许用应力（摘自 GB1239）

名称	组别②	许用切应力 [ $\tau$ ] (MPa)			许用弯曲应力 [ $\sigma_b$ ] (MPa)		切变模量 G (MPa)	弹性模量 E (MPa)	推荐 硬度 (HRC)	推荐 使用 温度 ( $^{\circ}\text{C}$ )	特性及用途
		弹簧类别①			弹簧类别①						
		I 类	II 类	III 类	II 类	III 类					
碳素 弹簧 钢丝	I 组,II,IIa 组,III 组						0.5≤d≤4 81400~	0.5≤d≤4 203000~			强度高，韧性 好，适用于做 小弹簧
特殊 用途 碳素 弹簧 钢丝	甲组，乙 组，丙组	0.3 $\sigma_B$	0.4 $\sigma_B$	0.5 $\sigma_B$	0.5 $\sigma_B$	0.625 $\sigma_B$	78500 d>4 78500	201000 d>4 196000		-40~ +120	
硅锰 合金 弹簧 钢丝		471	628	785	785	981	78500	196000	45~ 50	-40~ +200	

表 5.2 弹簧钢丝的拉伸强度极限  $\sigma_b$ (MPa) (摘自 GB1239)

碳素弹簧钢丝				特殊用途碳素弹簧钢丝				重要用途弹簧钢丝	
钢丝直径 d(mm)	I 组	II 组 IIa 组	III 组	钢丝直径 d(mm)	甲组	乙组	丙组	钢丝直径 d(mm)	65Mn
0.32~0.6	2599	2157	1667	0.2~0.55	2844	2697	2550		
0.63~0.8	2550	2108	1667	0.6~0.8	2795	2648	2501		
0.85~0.9	2501	2059	1618	0.9~1	2746	2599	2452		1765
1	2452	2010	1618	1.1		2599	2452	1~1.2	1716
1.1~1.2	2354	1912	1520	1.2~1.3		2501	2354	1.4~1.6	
1.3~1.4	2256	1863	1471	1.4~1.5		2403	2256		1667
1.5~1.6	2157	1814	1422					1.8~2	1618
1.7~1.8	2059	1765	1373					2.2~2.5	
2	1961	1765	1373						1569
2.2	1863	1667	1373					2.8~3.4	1471
2.5	1765	1618	1275					3.5	1422
2.8	1716	1618	1275					3.8~4.2	1373
3	1667	1618	1275					4.5	1324
3.2	1667	1520	1177					4.8~5.3	1275
3.4~3.6	1618	1520	1177					5.5~6	
4	1569	1471	1128						
4.5~5	1471	1373	1079						
5.6~6	1422	1324	1030						
6.3~8		1226	981						

表 5.3 常用旋绕比 C 值 (摘自 GB1239)

d(mm)	0.2~0.4	0.45~1	1.1~2.2	2.5~6	7~16	18~42
$c = D/d$	7~14	5~12	5~10	4~9	4~8	4~6

接下来计算弹簧丝直径  $d$ ，首先计算弹簧曲度系数  $K$

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} = 1.18 \quad (5.8)$$

$$d \geq 1.6 \sqrt{\frac{KF_{Max}C}{\tau}} = 1.6 \sqrt{\frac{1.18 \times 2.07 \times 7}{853.2}} = 0.23mm \quad (5.9)$$

$d$  应大于等于式 5.9 所得值。所以所定弹簧丝直径  $d=0.4mm$  满足强度约束条件。

接下去计算弹簧圈数  $n$ 。求弹簧刚度  $K_p$ ：

$$K_p = \frac{F_2 - F_1}{L_2 - L_1} = \frac{2.07 - 0.55}{1.2} = 1.22N/mm \quad (5.10)$$

由表 5.1 取 切变模量  $G=78500MPa$

$$n = \frac{G\lambda_{Max}d}{8C^3F_{Max}} = \frac{78500 \times 0.4 \times 3.2}{8 \times 8^3 \times 2.07} = 11.8 \quad (5.11)$$

取  $n=12$ ，考虑两端各并紧一圈，则总圈数  $n=n+2=14$ 。至此，得到了一个满足强度与刚度约束条件的可行方案。

但考虑进一步减少弹簧外形尺寸与重量，再次进行试算。选用特殊用途炭素簧钢丝。根据外径要求，初选弹簧旋绕比  $C=10$ 。

$$c = \frac{D2}{d} = \frac{3.6}{d} \quad (5.12)$$

由式 5.12 得  $d=0.36mm$

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} = 1.14 \quad (5.13)$$

$$d \geq 1.6 \sqrt{\frac{KF_{Max}C}{\tau}} = 1.6 \sqrt{\frac{1.14 \times 2.07 \times 7}{853.2}} = 0.22mm \quad (5.14)$$

$$n = \frac{G\lambda_{Max}d}{8C^3F_{Max}} = \frac{78500 \times 0.36 \times 3.2}{8 \times 10^3 \times 2.07} = 5.5 \quad (5.15)$$

取  $n=5.5$ ，考虑两端各并紧一圈，则总圈数  $n=n+2=7.5$ 。至此，得到了一个满足强度与刚度约束条件的可行方案，且从外形尺寸和重量来看，也是一个较优的解，可将这个解初步确定下来，再计算其它尺寸并作稳定性校核。

确定变形量  $\lambda_{Max}$ 、 $\lambda_{Min}$ 、 $\lambda_{Lim}$  和实际最小载荷  $F_{Min}$  弹簧的极限载荷为：

$$F_{Lim} = \frac{F_{Max}}{0.8} = \frac{2.07}{0.8} = 2.59N \quad (5.16)$$

$$\lambda = \frac{8C^3 F n}{Gd} \quad (5.17)$$

由式 5.17 可得：

$$\lambda_{Lim} = \frac{8C^3 F_{Lim} n}{Gd} = \frac{8 \times 10^3 \times 2.59 \times 5.5}{78500 \times 0.36} mm = 4.03mm \quad (5.18)$$

$$\lambda_{Max} = \frac{8C^3 F_{Max} n}{Gd} = \frac{8 \times 10^3 \times 2.07 \times 5.5}{78500 \times 0.36} mm = 3.22mm \quad (5.19)$$

$$\lambda_{Min} = \lambda_{Max} - h = 3.22 - 1.2 = 2.02mm \quad (5.20)$$

$$F_{Min} = \frac{\lambda_{Min} Gd}{8C^3 n} = \frac{2.02 \times 78500 \times 0.36}{8 \times 10^3 \times 5.5} N = 1.3N \quad (5.21)$$

求弹簧的节距  $p$ 、自由高度  $H_0$ 、螺旋升角  $\gamma$  和簧丝展开长度  $L$ 。在  $F_{Max}$  作用下相邻两圈的间距  $\delta \geq 0.1d = 0.1 \times 0.36 = 0.036mm$ ，取  $\delta = 0.04mm$  则无载荷作用下弹簧的节距为：

$$p = \frac{d + \lambda_{Max}}{n + \delta} = \frac{0.36 + 3.22}{5.5 + 0.04} = 0.65mm \quad (5.22)$$

端面并紧磨平的弹簧自由高度为

$$H_0 = np + 1.5d = 7.5 \times 0.65 + 1.5 \times 0.36 = 5.415mm \quad (5.23)$$

取标准值  $H_0=5.5mm$  无载荷作用下弹簧的螺旋升角为

$$\gamma = \arctan \frac{p}{\pi \times D_2} = \arctan \frac{0.65}{\pi \times (4 - 0.36)} = 3.5^\circ \quad (5.24)$$

弹簧簧丝的展开长度

$$L = \frac{\pi \times D_2 \times n}{\cos \gamma} = \frac{\pi \times 7.5 \times 3.64}{\cos 3.5^\circ} = 85.9mm \quad (5.25)$$

稳定性计算



$$b = \frac{H_0}{D_2} = \frac{5.5}{3.64} = 1.51 < 5.3 \quad (5.26)$$

由式 5.26 可知，改型弹簧设计不会失稳。

### 5.3.2 改型弹簧理论设计验证

改型弹簧在出油口结构示意图。由于系统的要求，弹簧出油口应保持在压差  $\Delta P < 3\text{bar}$  的情况下能开启。也就是说弹簧在其工作区间内必须满足出油口这一要求。

如图 5.10 所示为出油口结构示意图。已知过压面直径  $D=3.2\text{mm}$ 。已知弹簧  $F=0.55\text{N}$

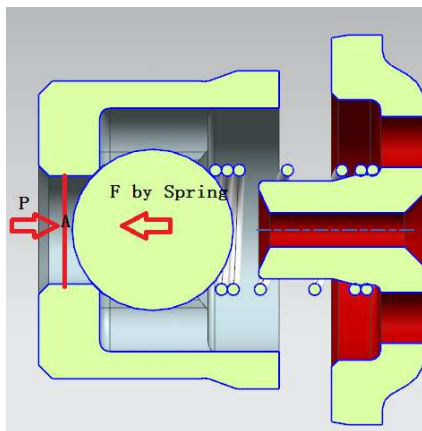


图 5.10 弹簧几何参数示意图

$$P = \frac{F}{S} \quad (5.27)$$

$$\Delta P = \frac{F}{S} = \frac{0.55\text{N}}{\frac{1}{4}(D)^2 \pi} = \frac{0.55\text{N}}{0.25 \times (0.0032)^2 \times \pi} = 68421.6\text{Pa} = 68.4\text{kPa} = 0.684\text{bar} \quad (5.28)$$

由式 5.28 可得，改型弹簧满足出油口要求  $\Delta P < 3\text{bar}$ 。

### 5.3.3 改型弹簧材料选型

弹簧现有材料为 1.4438 (Cr17Ni14Mo3)，该材料含有铬、镍、钼等元素具有耐热性好，不易燃烧；随着温度变化，性质变化小；尺寸稳定性佳等优点。

常用合金元素对弹簧钢抗弹减性的影响可分为两种：硅、碳、硼、钒的影响为正效应，即提高抗弹减性；铬、锰、铌的影响为负效应，即降低抗弹减性。合金元素对抗弹减性的影响如表 5.4 所示。

表 5.4 合金元素对弹簧减抗力的影响

合金元素	C	Si	V	B	Nb	Mn	Cr
排列次序	1	2	3	4	5	6	7
级差 R	+86.36	+55.90	+43.64	+25.86	-17.84	-15.30	-1.42
相对百分比% (碳为 100%)	100	64.7	50.5	29.9	20.7	17.7	1.6

“+”表示抗弹减性提高，“-”表示抗弹减性下降，数值越大效应越显著 R 是用鲍辛格扭转试验法测得的数据。

碳是弹簧钢中必不可少的元素，在强化铁素体的同时还能形成大量碳化物，产生沉淀硬化作用，提高钢的抗拉强度、疲劳极限、显著地提高弹簧钢的抗弹减性。

铬是不锈钢获得耐腐蚀性能的主要合金元素，对耐蚀性起着决定作用；当钢中含铬量达到 12% 左右时，铬与腐蚀介质中的氧作用，在钢表面形成一层很薄的氧化膜（自钝化膜），铬又能提高钢在电介质中的电极电位，能有效地提高钢的点蚀电位值，降低钢对点蚀的敏感性。金属都能和大气中的氧气进行反应，在表面形成氧化膜，铬可阻止钢的基体进一步腐蚀。

钼在合金钢中的主要作用是，使较低含碳量的合金钢也具有较高的硬度，它具有较强的碳化物形成能力。而且钼能够阻止奥氏体化的晶粒粗大。钼也能提高淬透性。钼使合金钢在常温下提高了其硬度和强度,并且显著的提高了钢的高温强度。钼对抗弹减性的改善作用要大于硅和钒，仅加 0.2% 的钼，抗弹减性可提高一倍。但弹簧钢中的钼大部分溶于碳化物中，实际上不起固溶强化作用，对改善弹减性作用不大。

基于以上结论去除对弹簧减抗力不起很大作用的钼元素替换成质量轻坚固度好的铝元素作为新方案的首选。

铝元素的主要优点有：

1. 随着铝元素的加入能使不锈钢的硬度和屈服强度会提高，不锈钢抗拉强度基本不变,合金的塑性都明显下降。
2. 铝元素的加入能使高铝不锈钢的耐晶间腐蚀性能下降,固溶处理后耐晶间腐蚀性能提高。高铝不锈钢铸态时耐晶间腐蚀性随铝含量的增加逐渐降低,固溶处理后随铝含量的增加先提高后降低,含铝 2.0wt.% 时耐腐蚀性最好。
3. 钢的硬度和屈服强度随着铝含量的增加呈上升趋势,强度明显比铸态时提高,塑性略有提高。
4. 铝在高铝不锈钢中大部分是以置换固

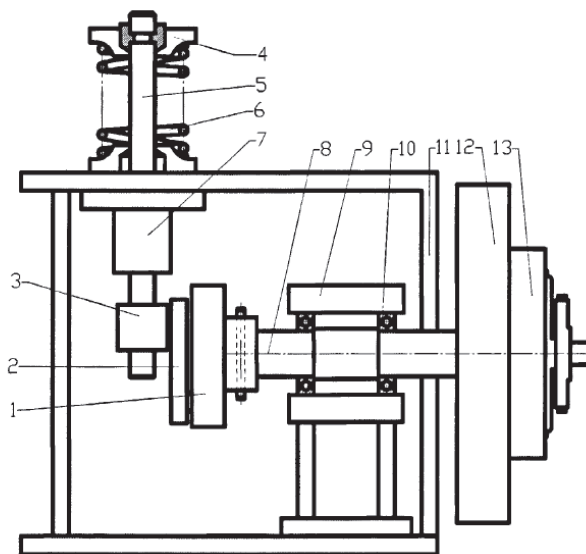
溶体的形式存在的, 铝加入后合金表面形成迅速形成氧化铝保护膜, 高温氧化后保护膜表面良好, 提高了耐腐蚀性和高温抗氧化性。其次在铝原子周围形成晶格畸变应力场, 拉伸过程中阻碍位错运动, 起到强化作用, 少部分铝以铝的碳化物颗粒存在, 对基体起第二相强化作用; 5. 铝元素的加入提高了高铝耐热钢的抗高温氧化性。

基于以上论点确定新弹簧材料选为 1.4568 (X7CrNiAl17)。

## 5.4 试验及结果

### 5.4.1 疲劳试验机的机械结构及工作原理

弹簧试验机的载荷是由电磁调速电机输出的, 并传递到试验机的主动轴上, 曲柄滑块机构装配于主动轴上。曲柄相对需设计得较短, 因此在一般情况下会将曲柄设计成偏心轮机构。驱动杆和偏心轮是接在一起的, 它们通过连杆铰接。如图 5.11 所示, 试验机构主要由主轴、大带轮、机架、偏心连杆机构、弹簧压盘座等组成。当主动轴带动偏心轮运动时, 连杆把偏心轮的旋转运动变为驱动杆的往复直线运动, 从而带动顶端的弹簧压盘做运动。



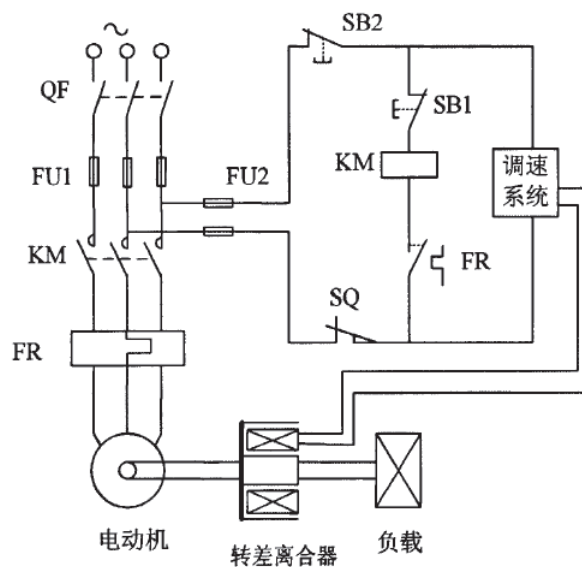
1-偏心轮、2-连杆、3-驱动杆滑块、4-弹簧压盘、5-驱动杆、6-弹簧

7-导轨、8-主轴、9-轴承座、10-轴承、11-机架、12-大带轮、13-离合器

图 5.11 弹簧疲劳试验机机械结构简图

### 5.4.2 疲劳试验机的电气控制系统

设置电源总开关和电动机的停止、起动按钮，保证电动机正常运转、启动、停止。同时电路中还设计了过载保护和过热保护装置，防止电动机损坏；图 5.12 所示为试验机的电气控制系统原理图。



FU1、FU2-保险丝，QF-总开关，SB1-停止按钮，SB2-启动按钮，KM-交流接触器，FR-热继电器，SQ-行程开关

图 5.12 试验机电气控制系统简图

### 5.4.3 疲劳试验机的传感器选择

在出油阀组件弹簧的抗疲劳运行过程中，弹簧载荷时瞬时受到的压力和弹簧变形时候的位移是需要采集的数据。正确的选择位移传感器和压力传感器是试验的关键因素之一。

位移传感器又叫做线性传感器，它的种类繁多，主要分为电容式、电感式、超声波式、光电式、霍尔式这几种。电感式传感器是一种属于金属感应的线性传感器件。在接通电源后，一个交变的磁场在开关的感应面产生，此时如有金属物接近感应面时，金属中就会产生涡流从而吸取了振荡器的能量，会使振荡器输出幅度的线性衰弱，再根据衰弱量的变化计算得出位移距离，达到无接触监测物体的目的。

电感式位移传感器的优点是：无滑动接触点，长寿命、低功耗、工作时不受

灰尘杂质等因素影响且可以在多种恶劣环境下使用。因此结合实际情况选择了意大利 GEFTRAN 公司的 PY3 位移传感器作为本弹簧试验机的传感器，如图 5.13。

该传感器的主要特点有：（1）行程 10 到 50mm。（2）可利用 M2.5 螺纹进行连接。（3）独立线性可达 $\pm 0.05\%$ 。（4）工作温度广： $-30^{\circ}\text{C}$ 到  $100^{\circ}\text{C}$ 。（5）使用寿命大于  $10^8$  次。

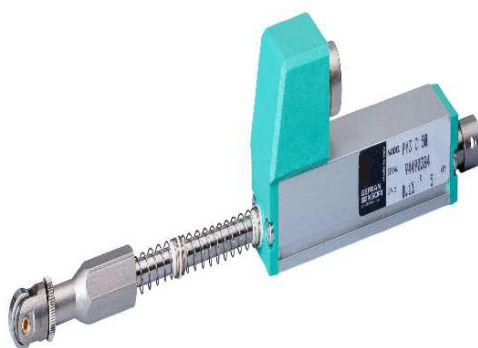


图 5.13 PY3 位移传感器

压力传感器是一种较为常见的传感器，广泛的运用与各种自控环境，涉及到方方面面，如水利发电、建筑智能、铁路交通、军控航天、生产自控、石油石化、船舶、电力发电、机床等等。首先简单介绍一些常用的压力传感器。

应变片压力传感器原理与应用力学传感器的种类很多，比如压阻式压力传感器、半导体应变片压力传感器、电阻应变片压力传感器、电感式压力传感器、谐振式压力传感器、电容式压力传感器、电感式压力传感器等等。但是其中应用最广泛的要数压阻式压力传感器，它具有精度高、价格低、线性特性好等优点。因此被市场广泛应用。

为了进一步了解压阻式压力传感器，认识一下电阻应变片。电阻应变片为该传感器的核心部件，它是一种将被测件上的应变变化转化为电信号的一种敏感元器件。电阻应变主要还分为两种：一种是金属电阻应变片还有一种是半导体应变片。金属电阻应变通在受到压力挤压时产生形变，这种形变会改变应变片的电阻，而电阻的改变又会使施加在传感器上的电压发生变化。该变化通过放大器将信号传输给处理电路，例如 A/D 转换和 CPU。

本弹簧耐久试验台选择的是 Omega PX409 压阻式压力传感器，如图 5.14。该传感器具有坚固耐用，准确度高、稳定性强以及热效应佳等优点。其独特的设计使传感器更加坚固。其主要参数有：（1）遵循 RoHS 规定。（2）外壳和输出终端之间的最小绝缘： $100\text{M}\Omega @ 50\text{Vdc}$ 。（3）压力循环：至少 100 万次。（4）带宽： $\text{DC} \sim 1\text{kHz}$ （常规）（5）响应时间： $<1\text{ms}$ 。（6）绝对压力 / 气压： $0.3$

~ 69 bar (7) 接液部件: 316 不锈钢。(8) 压力端口:  $\frac{1}{4}$ -18 NPT 外螺纹。



图 5.14 Omega PX409 压阻式压力传感器

#### 5.4.4 出油阀弹簧疲劳寿命试验

在确定弹簧的疲劳寿命时, 试验过程中, 可取循环作用次数  $N$  为  $1 \times 10^7$ 。在弹簧达到  $1 \times 10^7$  时不破坏, 就停止试验。试验后结果如图 5.15B 图所示。5.15A 图是老弹簧。

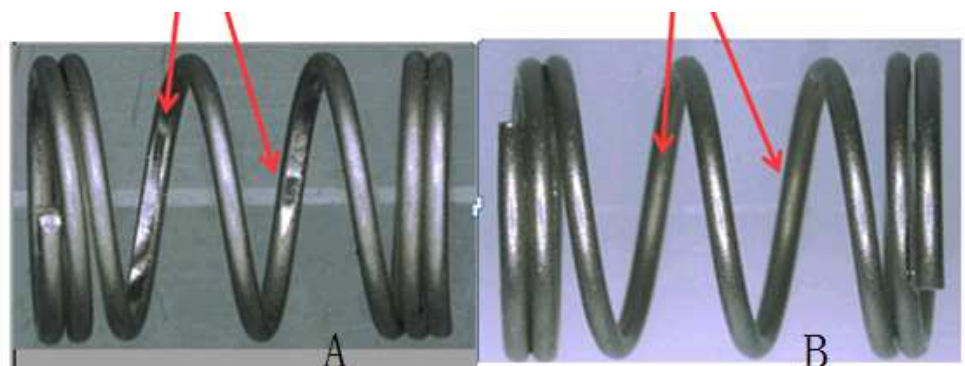


图 5.15 新旧弹簧耐久试验后对比图

#### 5.4.5 试验结果

试验结果: 试验后发现弹簧的磨损明显减少, 几乎没有磨损, 没有发现断裂的情况。

### 5.5 本章小结

出油阀失效主要表现在出油阀弹簧的非正常磨损与断裂。弹簧在磨损严重的情况下或断裂后将造成出油阀功能失效，从而使油泵进入跛行模式，油泵无法正常建立高压，ECU 报低压故障码。发动机失去动力无法加速。

(1) 在分析了弹簧断裂表面和断裂口的元素组成后，初步得出弹簧在断裂点受到了超过设计负荷的应力，由于超负荷运转弹簧发生的严重磨损风险和断裂风险都极具升高。

(2) 对弹簧的设计进行了改良计算，将改进后的弹簧丝直径定为 0.36mm，弹簧圈数定为 7.5 圈。并且通过理论计算验证了弹簧的稳定性。同时将弹簧的原材料从 1.4438 (Cr17Ni14Mo3) 换成 1.4568 (X7CrNiAl17)。

(3) 设计了弹簧疲劳试验的试验机并进行了试验。

(4) 耐久试验后出油阀工作正常，无明显磨损。油阀组件工作正常，油泵工作正常。

## 第 6 章 结论与展望

### 6.1 结论

本文分析了单柱塞高压油泵失效模式，确定了导致失效的零部件区域，找到了导致失效的关键零部件，提出了零部件的改型设计方案。并设计了相关耐久性试验和试验台架，验证了改型零部件的可靠性与耐久性。得到的具体结论如下：

(1) 造成高压油泵失效的主要零部件区域为驱动组件、进油阀组件和出油阀组件。这三个零部件区域造成高压油泵失效的比例占全部油泵失效比例的 80% 以上，改善以上三个零部件区域及其关键零件能大大提高高压油泵的可靠性。

(2) 油泵驱动组件的分析与改进：经过分析后发现油泵驱动组件失效是由凸轮点蚀造成的。进一步分析后发现与高压油泵接触的凸轮上的点蚀数量越多造成驱动组件失效的可能性也越高，而导致凸轮出现点蚀的原因是凸轮材料设计硬度不当。在提高了凸轮原材料的硬度要求之后，凸轮点蚀情况明显改善。并且油泵驱动组件失效的风险也大大地降低了。高压油泵的整体可靠性得到了改善。

(3) 进油阀组件的分析与改进：进油阀组件失效是由滤清器破损造成的。通过试验后发现进油口滤清器的滤网材料耐受性不佳，将现有滤网材料更换成 PEEK 之后，滤清器耐受度得到了提高。油泵进油阀组件的可靠性得到了改善。

(4) 出油阀组件的分析与改进：出油阀组件失效是由出油阀弹簧严重磨损或断裂引起的。经过分析后得出造成弹簧断裂的主要原因是出油阀弹簧设计不合理，弹簧无法承受高速负荷状态下的工作强度。在重新设计了弹簧直径和匝数之后，弹簧的磨损情况明显改善。高压油泵出油阀组件的可靠性得到了改善。

### 6.2 展望

本文的研究取得了一定的成果，但还有一些地方需要进一步改进。主要如下：

- (1) 本文主要研究了造成油泵失效率约 80% 的零部件区域，虽然剩下的区域失效率不高，但对油泵的工作可靠性也十分重要，将来还需要对这些零部件进行相关分析与研究。
- (2) 本文研究的单柱塞高压油泵零部件区域允许的工作压力为 200bar，随着未来 GDI 发动机越来越高的喷油压力需求，需要开展更高压力如 350bar 高压油泵相关零部件的研究。



## 致谢

逾尺的札记和研究纪录凝聚成这么薄薄的一本，高兴和欣慰之余，不禁感慨系之。记得鲁迅在一篇文章里写道：“人类的奋战前行的历史，正如煤的形成，当时用大量的木材，结果却只是一小块”。倘若这一小块有点意义的话，则是我读书生活的最好纪念，也令我对于即将迈入的新生活更加充满信心。

转眼三年已经过去，回首在职研究生生涯，幸运地发现周围有那么多人陪伴我走过折断时光，非常幸运我能成为谭丕强教授的学生，虽然只有短短数年，但是谭教授严谨踏实得研究作风，平易近人得态度以及丰富的经验一直引导我得工作学习。尤其是编写研究生论文得近一年中，谭教授的耐心及渊博让我受益匪浅。毕业在即，谨在此向谭教授表示我最衷心的感谢！

同时也非常感谢同济大学汽车学院的其他老师在本课题完成过程中给与的帮助。

进入同济大学以来，深深醉心于一流学府的大家风范。名师巨擘，各具特点；中西融合，文质相顾。处如此佳境以陶铸自我，实乃人生幸事。

2016年04月

## 参考文献

- [1] Heywood J B. Internal Combustion Engine Fundamentals[M]. Mc Graw-Hill science Engineering, 1988: 69-80
- [2] Lentiniello R A. Motoring madness[J]. Mechanical Engineering, 2000, 122(11):86-92
- [3] 王勇全. 哈尔滨日报. 全球汽车摆有两超 10 亿辆[N]. (2011-09-08)
- [4] 张博. 经济观察报. 中国汽车保有量突破一亿占全球十分之一[N]. (2014-12-12)
- [5] 谭文政. 缸内直喷汽油及工作过程三位数值模拟[D]. 大连: 大连理工大学学位论文, 2010: 1-6
- [6] 盛杨绎. 我国石油供给、需求现状及战略分析[J]. 经济前沿, 2005, 11 (5): 8-11
- [7] 梁刚. 2002 年和 2001 年世界石油储量和产量[J]. 国际石油经济, 2003,11 (1): 54-55
- [8] 陈元千.我国未来石油产量和最终可采储量的预测[J]. 石油科技论坛, 2003, (1): 26-31
- [9] 魏淑芬. 内燃机的排放污染分析及控制[J]. 环境保护, 1996,(5): 6-9
- [10] 杨世春,李君,李德刚. 缸内直喷汽油机技术发展趋势分析[J]. 车用内燃机, 2007,(5): 8-13
- [11] 强添纲, 大众汽车 FSI 内燃机技术[J]. 汽车世界, 1997,(3): 27
- [12] 孙勇,王燕军,王建昕. 缸内直喷汽油机的研究发展及技术难点[J]. 内燃机, 2002,(1): 6-10
- [13] 赵程. 机械工程材料[M].机械工业出版社, 2003
- [14] 樊东黎. 热处理工程师手册[M].机械工业出版社 2004
- [15] Kontoue. Micromechanics model for particulate composite [J]. Mech Mater 2007, (7): 702—709.
- [16] 赵少沛,王忠保. 疲劳设计参考资料[M].郑州机械研究所, 1986
- [17] 汪曾祥. 弹簧设计手册[M].科学技术出版社, 1986
- [18] 阴元峰,丁乃平. 机械式弹簧疲劳试验机的设计[J]. 试验技术与试验机, 2000: 8-9
- [19] 傅华栋,李维荣,丁宝平. 圆柱螺旋弹簧疲劳及试验机的开发[J]. 机电产品开发与创新, 2007: 3
- [20] 戴忠达. 自动控制理论基础[M].清华大学出版社, 1991
- [21] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. GB/T13096—2008 拉挤玻璃纤维增强塑料杆力学性能试验方法 [S]. 中国标准出版社, 2008.
- [22]张英会,刘辉航, 王德成. 弹簧手册(第二版)[M].机械工业出版社, 2008
- [23]秦大同,谢里阳. 现代机械设计手册[M].机械工业出版社,2013
- [24] 孙勇,王燕军,王建昕. 缸内直喷式汽油机的研究进展及技术难点[J].内燃机, 2002, (1): 6-10
- [25]Koji Morita, Yukihiro Sonoda, Takashi Kawase, et al. Emission reduction of a stoichiometric gasoline direct injection engine[C]. 2005,(36):902-911
- [26]Zhao F,Harrington D L,Lai M. Automotive gasoline direct-injection engines[M].Society of Automotive Engineers, 2002:31-55.
- [27]蒋德明,陈长佑,杨嘉林. 内燃机燃烧与排放控制[M].西安交通大学出版社, 2006
- [28]张代胜. 汽车理论[M].合肥工业大学出版社, 2011
- [29]叶建红,陈小鸿. 纯电动汽车供能策略研究[J].同济大学学报, 2011 (10) :2
- [30]张西振,吴良胜. 发动机原理与汽车理论[M].人民交通出版社, 2004

- [31]黎苏,刑继学. 新型轿车电喷系统结构原理与维修技术[M]. 化学工业出版社, 2004
- [32]Horst Bauer,Gasoline-gngine management[R]. Robert Bosch Gmbh,2003
- [33] Ellenberg Andreas. Passive valve[R]. Continental mechanical components Germany Gmbh.2014
- [34]Koch Hans-Joerg. Outlet valve spring research[R].Continental mechanical components Germany Gmbh.2014
- [35]李向荣. 内燃机内流动的研究[J].车用发动机, 2003: 6-7
- [36]乐发生.三菱汽车的缸内直喷汽油内燃机[J].世界汽车, 1997, (3): 27
- [37]刘震涛.曲轴疲劳试验机自动控制系统的研制[M].车用发动机, 2002
- [38]葛正浩.Pro/E 机构设计与运动仿真实例教程[M].化学工业出版社, 2007
- [39]周长城,顾亮.油气弹簧阀片与节流缝隙的研究[J].汽车技术, 2006 (10): 5
- [40]Janot R,Guerard D. One step synthesis of maghemite nano-metric powders by ball-milling[J].Journal of Alloys and compounds, 2002: 9

## 个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果

### 个人简历:

王俊, 男, 1982 年 12 月生。

2007 年 7 月毕业于同济大学 机械设计及自动化专业 获学士学位。

2011 年 9 月入同济大学读硕士研究生。

### 已发表论文:

[1] 谭丕强, 王俊. 天然气缸内高压直喷发动机技术. 南方农机, 2015, (12): 46