

减振器活塞杆安装部紧固防松性能提升及优化设计

赵振奇，黄东海，陈新文，吴维冬
东风汽车有限公司东风日产乘用车公司技术中心

【摘要】本文从某车型减振器活塞杆安装部异响课题案例出发，借助FTA故障树分析，通过台架实验再现的方式分析出减振器活塞杆安装部螺母松动原因为隔板绝缘块下骨架产生屈服，从而导致减振器活塞杆螺母预紧力衰减率不满足目标要求，针对该课题提出了增加减振器活塞杆同绝缘块下骨架接触面积的对策，对于类似课题的解决方案提供了经验指导，同时根据该部品在实际使用过程中道路负荷情况，完善了零部件试验工况。

【关键词】减振器活塞杆安装部，螺母松动，性能提升，优化设计

Shock Absorber Piston Rod Mounting Part Fastening Anti-loosening Performance Improvement and Optimized Design

Zhao Zhenqi, Huang Donghai, Chen Xinwen, Wu Weidong

Dongfeng Motor Co., Ltd. Dongfeng Nissan Passenger Vehicle Company Technical Center

Abstract: In this paper, starting from the abnormal noise subject of the installation part of the piston rod of a certain vehicle type, with the help of FTA fault tree analysis and through the on-stage experiment reproduction, it is analyzed that the abnormal noise mechanism is that the prestressing force loosening rate of the nut tightening of the piston rod of the shock absorber fails to meet the target requirements due to the yield of the low cap of insulator. Countermeasures are proposed to increase the contact area between the piston rod of the shock absorber and the low cap of insulator. Meanwhile, according to the road load of this product in the actual use process, the standard of experimental methods under relevant conditions is formulated.

Key words: installation part of the piston rod, noise, axial force, low cap of insulator

引言

螺纹紧固件在汽车装配过程中大量使用，新车型开发过程中无一例外地需要对整车螺纹紧固件的拧紧力矩进行设定和分析，汽车底盘作为汽车四大系统的连接与支撑部位，在汽车行驶中最先受力且受力较大，减振器活塞杆安装部作为底盘的关键连接点，其紧固防松性能对于整车的安全及驾驶体验尤为重要。皮之送等^[1]进行了螺纹联接可靠性设计及其拧紧工艺研究，对扭矩法进行螺纹连接时扭矩系数影响因素进行了重点分析。陈平等^[2]以车型轮胎螺栓拧紧力矩为例，根据紧固件扭矩-预紧力关系对拧紧扭矩设定及分析进行了研究。刘传波等^[3]对螺纹紧固件防松性能影响因素进行了理论研究，并通过横向交变载荷振动试验验证其合理性。侯世远等^[4]重点分析了工作载荷对螺纹联接松动的影响研究。

本文从某车型减振器活塞杆安装部异响课题案例出发，对其安装、使用过程中承受的载荷进行分析，通过台架实验再现的方式锁定前减振器螺母异响的根源，并有针对性提出了改善对策，有效地解决了市场抱怨，对于类似课题的解决方案提供了经验指导。

1 减振器活塞杆安装部异响的背景回顾

某车型 A 发生了在行驶中前减振器顶端会传出“嗒嗒”异响的现象，尤其在通过减速带时声音会更明显。减振器顶端安装部的构造如图 1 所示，减振器活塞杆与隔板绝缘块上骨架通过螺母连接，减振器活塞杆螺纹根部同隔板绝缘块下

骨架接触。如图 2 所示，故障模式是减振器活塞杆同隔板绝缘块上骨架连接螺母松动。同时确认到从故障里程来看，故障主要集中在 5000KM 和 10000KM 左右，从故障地域分布看，该问题在全国范围内都有发生，故障率最高的地区发生在西藏（14.8%），最低的地区是安徽（0.25%）。西部地区的故障率要比东部沿海地区的故障率要高，并且从承受道路负荷的调查结果看，西部地区承受道路负荷也是最高的。

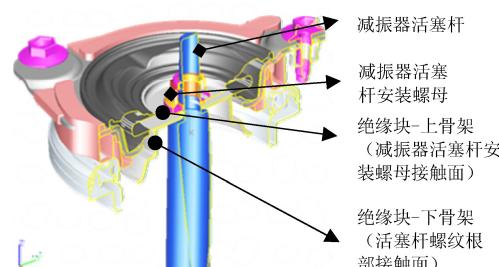


图 1 减振器活塞杆顶端安装部的构造



图 2 故障模式

2 减振器活塞杆螺母松动的 FTA

参照图 1 所示的减振器活塞杆顶端安装部的构造图, 考虑关联零部件在生产过程中的关键特性偏差及安装、使用过程中可能存在的引起减振器活塞杆同隔板绝缘块上骨架连接螺母松动的因素, 做成图 3 所示的故障树。后续研究将围绕着四个方面展开。

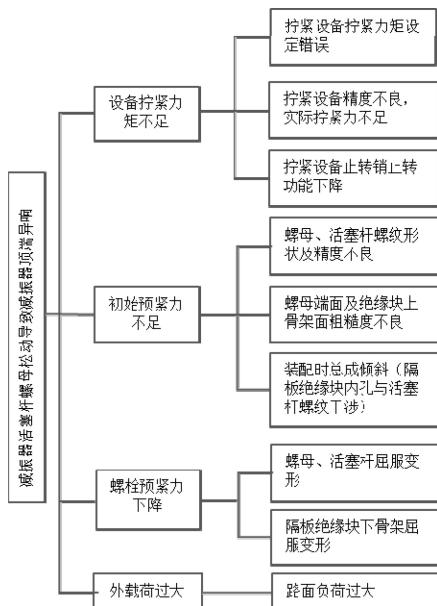


图 3 活塞杆连接螺母松动的 FTA

3 调查与分析

3.1 设备拧紧力矩调查分析

目前主机厂主流用于螺纹拧紧的方法为扭矩法, 如图 4 所示, 扭矩法是利用扭矩值与预紧力的线性关系(弹性区)进行控制的方法, 采用该方法拧紧时, 它是以目标扭矩作为控制对象, 通过拧紧工具将螺纹紧固件拧紧至目标扭矩值, 从而产生预紧力。目标扭矩值 T 和所能达到的预紧力值 F_0 之间有如下关联式:

$$T = T_1 + T_2 = KF_0 d \cdot 10^{-3} \quad (1)$$

式中, T_1 是螺纹副上的摩擦力矩 ($N \cdot m$); T_2 是支撑面的摩擦力矩 ($N \cdot m$); K 是拧紧力矩系数; F_0 是螺栓轴向预紧力 (N); d 是螺栓名义直径 (mm)。

核查结果见表 1, 主要从设备操作人员和实验设备两个方面进行调查分析。通过现场监察, 设备操作人员能够熟练操作设备, 根据图纸扭矩要求规范作业。调阅最近一次的设备计量结果, 扭矩、角度、转速传感器的校核结果和有效期均满足要求, 横向对比过往开发车型, 设备各项功能正常。

表 1 工厂作业方法调查表

	扭矩范围 /($N \cdot m$)	拧紧方式	拧紧转速 /(r/min)	过程中活塞杆状态
设计要求	66~80	拧紧螺母	4	不可旋转
现场作业	74	↑	↑	没有旋转

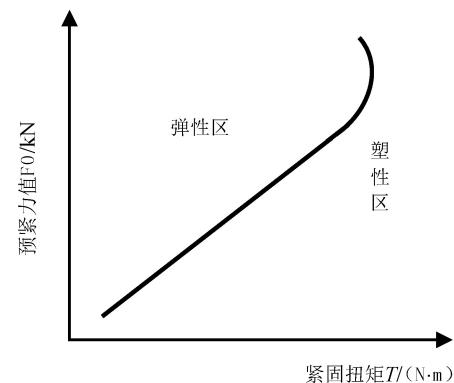


图 4 紧固扭矩与预紧力的关系图

3.2 初始预紧力调查分析

3.2.1 螺母、活塞杆、绝缘块上骨架关键尺寸及性能调查

在螺纹联接拧紧过程中, 其拧紧扭矩 T 需克服被旋和螺纹间的摩擦扭矩以及螺母与被联接件(或垫圈)支承面间的摩擦扭矩, 并使联接产生预紧力 F_0 , 由式(1)可知, K 为扭矩系数, 实际的工程应用中, K 值的大小一般通过如下关联式得到:

$$K = \frac{1}{2d} \left(\frac{p}{\pi} + u_s d_2 \sec \alpha' + u_w D_w \right) \quad (2)$$

式中, p 是螺距 (mm); d_2 是螺纹中径; α' 是螺纹牙侧角 ($^\circ$); D_w 是支撑面的等效直径 (mm); u_s 是螺纹摩擦系数; u_w 是支撑面摩擦系数。

从以上式(1)和式(2)可知, 扭矩系数的主要因素为加工系数和摩擦系数。由于现在的加工精度基本能够达到较高的水平, 加工系数基本上是稳定的。摩擦系数由螺纹副摩擦系数和支撑面摩擦系数两部分组成, 初始预紧力的离散度随着拧紧时摩擦损耗等因素的控制程度而变化, 如图 5 所示。影响摩擦系数的因素主要是零件两摩擦表面的材料、表面加工方法、表面粗糙度等。

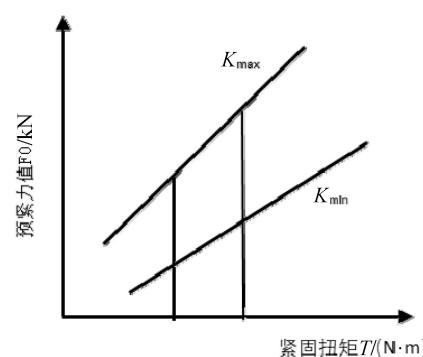


图 5 拧紧扭矩与预紧力的关系图

核查结果见表 2, 主要从影响螺纹副摩擦系数和支撑面摩擦系数进行考虑。通过多样本调查分析, 针对螺纹副摩擦系数, 活塞杆螺栓及螺母规格型号及材料满足设计要求; 支撑面摩擦系数为螺母端面同绝缘块上骨架接触面摩擦系数, 表面处理方式及平面度均满足设计要求。

表 2 关键尺寸及性能调查表

	活塞杆螺栓及螺母型号	活塞杆材料	支撑面表面处理方式	支撑面平面度/(°)
设计要求	M12×1.25	S45C	10~40um 黏合剂	0.3/Φ35.5
调查结果↑	↑	↑	↑	

3.2.2 减振器总成装配工艺调查

同基型车设备作业对比，发现故障车型减振器总成压装时，底座螺栓松动和气缸臂不水平，如图 6 所示，减振器出现偏斜，活塞杆螺纹端与隔板绝缘块内孔对中性较差，活塞杆螺纹无法正常穿出，如图 7 所示。当减振器活塞杆螺纹与隔板绝缘块内孔对中性不好时，考虑最大制造偏差的极限情况，减振器活塞杆螺纹勉强从内孔中伸出，这种偏斜状态装配时，螺母以及减振器活塞杆台阶部分都会出现一侧接触一侧出现空隙的状态，螺母在此种状态下拧紧时，螺母可以拧紧到要求力矩，总成压装完成上线过程中，偏斜的减振器活塞杆会缓慢向居中方向移动（能量最小），如图 8 所示，此时力矩和预紧力会出现一定程度衰减。

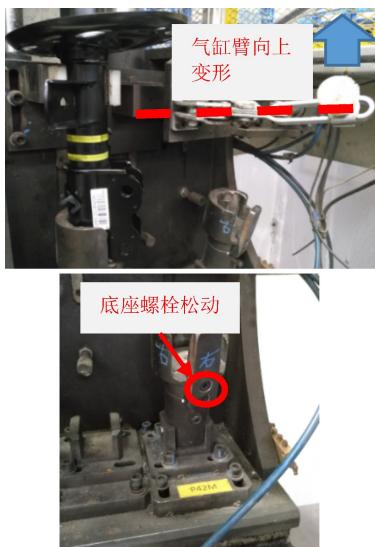


图 6 减振器总成工厂作业员压装过程示意图



图 7 减振器总成工厂作业员压装结果示意图

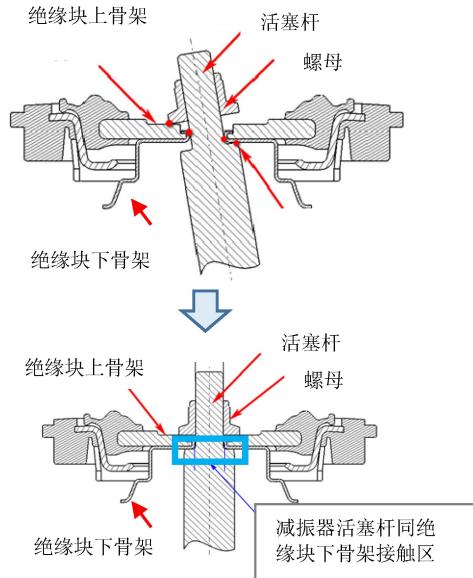


图 8 减振器总成压装不对中对螺母松动的影响分析

3.3 螺纹连接松动调查分析

螺纹连接松动是指初始预紧力衰减过程，螺纹连接结构松动有旋转松动和非旋转松动两种形式，见表 3。

表 3 螺纹连接结构松动表现形式

松动类型	引起松动的主要因素
旋转松动	外部交变载荷作用 (扭转载荷、剪切载荷、拉伸载荷)
非旋转松动	螺栓的弹性伸长量和被连接件的弹性压缩量降低 (螺栓及被连接件塑性变形、蠕变)

针对减振器安装部螺栓连接可靠性保证，在车型开发阶段，先通过拧紧扭矩-轴向预紧力试验输出图 4 所示紧固扭矩与预紧力的关系图，获取初始预紧力值及紧固件屈服值。然后通过台架四立柱整车耐久试验进行检测其扭矩衰减是否满足目标要求，如图 9 所示，主要考虑由轴向载荷带来的旋转松动。

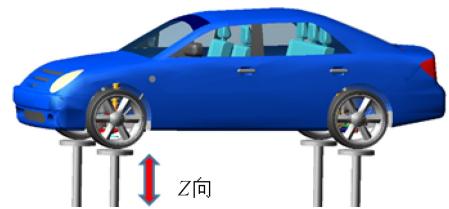


图 9 四立柱台架试验示意图

根据企业标准对活塞杆及螺母拧紧扭矩-轴向预紧力进行试验，输出如图 10 所示的减振器活塞杆螺母拧紧力与拧紧设备角度关系图，实验结果表明螺栓设计扭矩下初始预紧力没有问题，螺栓和螺母也不会发生屈服，但是从扭矩-角度图中看到在设计扭矩范围 (66~80N·m) 范围内有明显的拐点，通过对比实验前后的零件照片可以发现零件绝缘块下骨架有压痕而新件的下板无压痕，如图 11 所示，该现象

表明绝缘块下骨架已经产生了屈服。

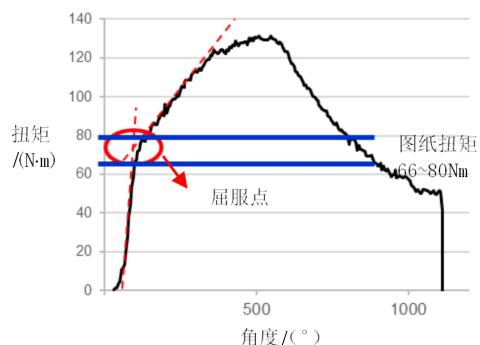


图 10 减振器活塞杆螺母预紧力与拧紧设备角度关系图

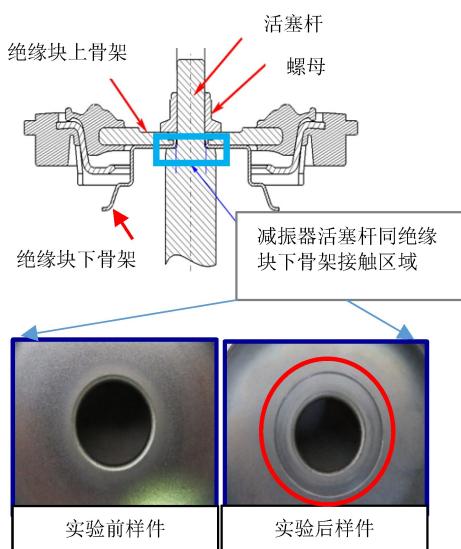


图 11 实验前后零件状态对比图

绝缘块下骨架同活塞杆接触区域表面产生应力计算公式如下：

$$\delta = \frac{F}{A} \quad (3)$$

式中， δ 是应力 (MPa)； F 是拉伸或者压缩载荷 (N)； A 是受力面积 (mm^2)。

通过减振器活塞杆螺母预紧力与拧紧设备角度关系 (见图 10)，可计算出绝缘块下骨架屈服载荷为 44.6kN，将绝缘块下骨架产生屈服载荷值绘制在紧固扭矩与预紧力关系图中，如图 12 所示。绝缘块下骨架设计许用应力为 212MPa，通过式 (3) 计算得出绝缘块下骨架同活塞杆接触区域面积产生的应力为 293MPa，超过许用应力大小，产生屈服。

图 13 所示是该拧紧部位的简易说明图，理论分析绝缘块下骨架屈服后与螺母松动间的关系，由于屈服导致螺栓预紧力的下降量计算公示如下。

$$\Delta F = E(L_1 - L_2) \frac{S}{L_1} \quad (4)$$

式中， ΔF 是预紧力下降量 (N)； E 是螺栓弹性模量 (N/m^2)； L_1 是被紧固件打紧扭矩前长度 (mm)； L_2 是被紧固件拧紧后长度 (mm)； S 是螺栓的有效面积 (mm^2)。

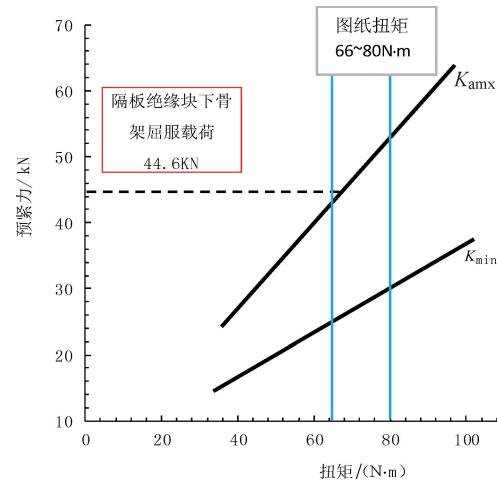


图 12 减振器活塞杆安装部拧紧扭矩与预紧力的关系图

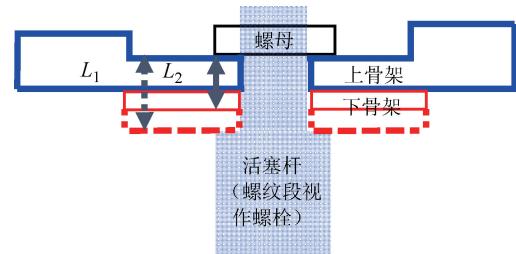


图 13 减振器活塞杆安装部紧固示意图

此时如果再受到外部载荷影响，由于外力作用下发生蠕变使预紧力进一步下降最终发生松动。以往该部位主要考虑的是轴向载荷引起的旋转松动，由于绝缘块下骨架同活塞杆接触区域产生了屈服变形，此时预紧力衰减由旋转松动和非旋转松动复合影响。

3.4 减振器活塞杆安装部负荷特性调查

根据拧紧扭矩-预紧力试验结果发现隔板绝缘块下骨架的屈服会导致螺母松动，为了能够锁定主因需要在台架再现出同样的故障情况。在做台架实验确认前，首先要明确实验的加载方式和加载力大小。经过调查分析，以往该部位负荷特性考虑的主要因素是轴向和切向载荷。根据减振器实际的受力分析，如图 14 所示，受到轴向载荷，切向载荷，弯矩 (偏摆角) 共三种方向的载荷，其负荷特性调查分析见表 4。

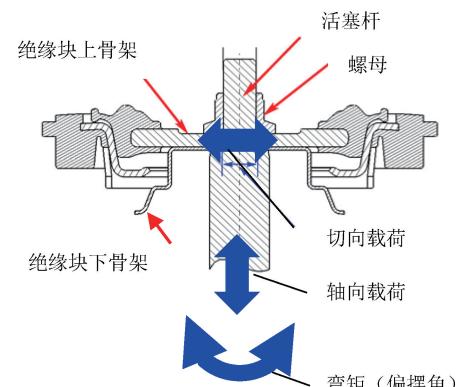


图 14 减振器活塞杆受力分析

表 4 减振器活塞杆安装部负荷特性

载荷类型	载荷方向	载荷大小	载荷工况
轴向载荷	上到下	-15.3kN	车辆实用强度实测
	下到上	4.1kN	3m/s 减衰力
切向载荷	/	±7.1kN	车辆实用强度实测
弯矩(偏摆角)	/	±7.3°	设计最大偏摆角

如图 15 所示, 对活塞杆螺母预紧力残存率进行相关的实验。实验结果如图 16 所示, 轴向载荷引起的衰减率为 22.3%, 切向载荷引起的衰减率 6.8%, 偏摆角载荷引起的衰减率 36.1%, 活塞杆螺母预紧力总衰减率为 65.2%, 超过 30% 的目标, 不满足要求。当只考虑轴向载荷时, 活塞杆螺母预紧力残存率满足要求, 实际情况是弯矩(偏摆角)载荷和轴向载荷对预紧力衰减率贡献均比较大, 分析原因是当绝缘块下骨架产生屈服变形后, 接触面产生压溃, 弯矩(偏摆角)载荷会使得减振器活塞杆同绝缘块下骨架接触区出现磨损, 因此力矩和预紧力会出现一定程度衰减。



图 15 减振器活塞杆安装部预紧力残存率测试图

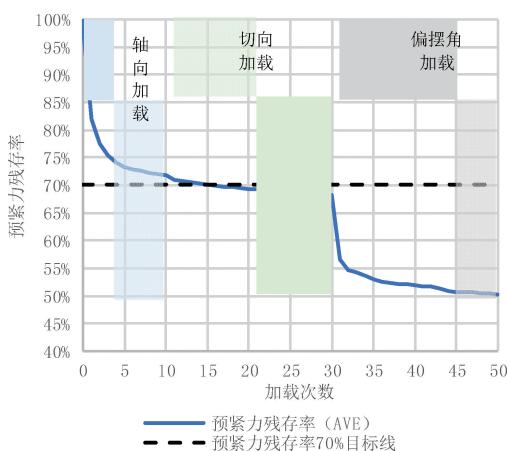


图 16 减振器活塞杆安装部预紧力残存率测试结果图

3.5 调查分析总结

综上所述, 减振器活塞杆安装部在拧紧过程以及日常使用过程中, 都会承受一定载荷。需要综合考虑初始拧紧扭矩、预紧力以及路面冲击载荷对活塞杆及螺母预紧力衰减量的影响。

造成活塞杆螺母松动的主要因素是绝缘块下骨架产生了屈服变形, 导致使用过程中, 活塞杆及螺母拧紧扭矩和预紧

力衰减过大, 次要因素是减振器总成压装时, 活塞杆螺纹端与隔板绝缘块内孔对中性较差, 勉强可以进行装配, 但是偏斜状态进行装配, 减振器活塞杆同绝缘块下骨架接触区域会出现一侧接触一侧出现空隙的状态, 导致力矩和预紧力会出现一定衰减。

4 对策解析与试验验证

4.1 初步对策

考虑到故障率较低约为 1.5%, 为确保生产的连续性, 决定从工厂和专营店入手, 通过改善标准作业方法来降低不良率。通过导入表 4 的对策, 对策后示意图如图 17、图 18 所示, 能够使减振器活塞杆同绝缘块下骨架充分接触, 避免出现一侧接触一侧出现空隙的状态。导入初步对策后, 故障率明显降低约为 0.7%, 还有再发现象。

表 4 减振器总成压工作业方法变更表

管控对象	变更前	变更后
压装设备零件	减振器下部定位夹具	通过螺栓连接 焊接固定(见图 17)
固定夹具	减振器中部定位夹具	无上下限位 改造治具, 可上下限位(见图 18)
压装要求	压装活塞杆直接从绝缘块穿出	活塞杆从绝缘块穿出前, 确认活塞杆上端面与绝缘块下骨架端面平齐



图 17 底座焊接紧固



图 18 防止减振器回弹上窜的限位块

4.2 追加对策探讨

上文提到造成活塞杆螺母松动的主要因素是绝缘块下骨架产生了屈服变形，对策考虑方向即为提升绝缘块下骨架板材的强度，经过理论计算得出板材强度需要提升至 620MPa，但是出于供应商加工成型困难以及对策成本上升等因素该对策暂时无法实施，因此考虑对策方向为增加减振器活塞杆同绝缘块下骨架接触面积，具体对策如图 19 所示，在减振器活塞杆同绝缘块下骨架接触区域增加一个 $\phi 40$ 高强度垫片，降低绝缘块下骨架应力水平使其不产生屈服变形，通过式(3)进行校核，绝缘块下骨架应力由对策前 293MPa 降为 58MPa，未超许用应力值 212MPa，导入对策后尚未收到来自工厂和 4S 店反馈减振器活塞杆安装部螺母松动的故障。

对对策后样件进行活塞杆螺母拧紧预紧力残存率实验，

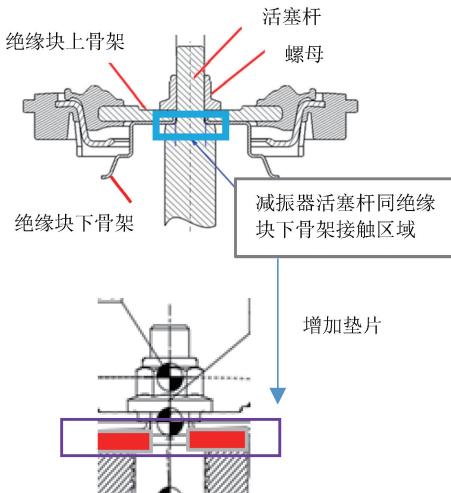


图 19 减振器活塞杆同绝缘块下骨架接触区域增加垫片示意图

对策前后活塞杆螺母预紧力残存率对比图如图 20 所示，实验结果见表 5，对策后活塞杆螺母预紧力衰减率为 28%，满足要求，其中轴向载荷对预紧力衰减率贡献最大，占比超 1/2。其次，如图 21 所示，活塞杆螺母拧紧以及实验过程中，绝缘块下骨架未产生屈服变形。

表 5 对策前后样件活塞杆螺母预紧力衰减率统计

	轴向加载	切向加载	弯矩 (偏摆角)
未添加垫片预紧力衰减率	22.3%	6.8%	36.1%
添加垫片预紧力衰减率	16%	6%	6%

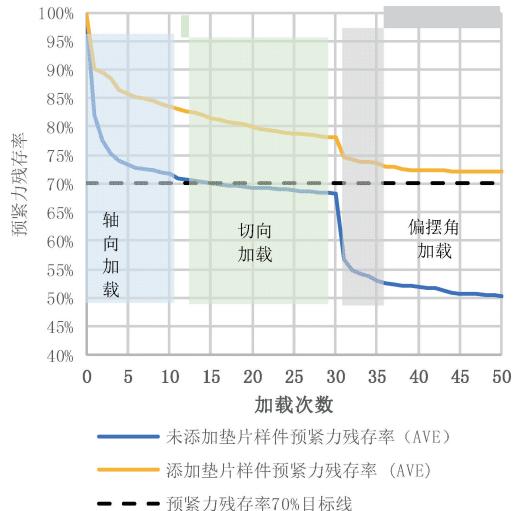


图 20 对策前后活塞杆螺母预紧力残存率对比图

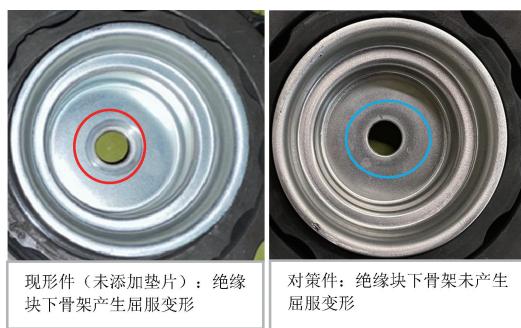


图 21 对策件实验后零件同现行件实验后零件状态对比图

5 结论

本文从减振器活塞杆螺母松动课题出发，利用 FTA 对设计、制造等各个方面进行全面的把握，在考虑各个工况的影响因素后通过台架实验再现的方式锁定前减震器螺母松动的原因，理论分析及试验验证确定对策，有效地解决了市场抱怨，对于类似课题的解决方案提供了经验指导。

1) 需要综合考虑初始预紧力以及路面冲击载荷对活塞杆螺母预紧力衰减量的影响。

2) 绝缘块下骨架屈服变形后，接触面产生压溃，弯矩(偏摆角)载荷会使得减振器活塞杆同绝缘块下骨架接触区出现磨损，导致力矩和预紧力衰减率增大。

3) 增加减振器活塞杆同绝缘块下骨架接触面积，可降低绝缘块下骨架应力水平，车型开发时，需要充分校核面压，保证材料强度。

4) 根据该部品在实际使用过程中市场受力情况，完善了零部件试验工况，增加了隔板绝缘块弯矩(偏摆角)耐久实验方法，可以在车型开发过程中检出课题。

参 考 文 献

- [1] 皮之送, 等. 螺纹联接可靠性设计及拧紧工艺研究 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2012 (9): 1-64.
- [2] 陈平, 邓伟平, 谭志强, 等. 新车型开发中螺纹紧固件拧紧扭矩的开发 [J]. 汽车工程师, 2016 (8): 28-32.
- [3] 刘传波, 孙静明, 莫易敏, 等. 螺纹紧固件防松性能影响因素研究 [J]. 现代制造工程, 2018 (4): 1-6.
- [4] 侯世远, 廖日东. 螺纹联接松动过程的研究现状与发展趋势 [J]. 强度与环境, 2014 (4): 1-14.