某车型电池包支架紧固件装配工艺正向开发

梁鹏 王迪 周志成

（比亚迪汽车工业有限公司 汽车工程研究院，深圳 518118）

摘要：介绍了汽车用紧固件装配工艺的正向设计思路。某车型电池包支架紧固件在使用中发生断裂和松动，初步分析原因为螺纹连接防松性能差。为提升防松能力，利用虚拟路面仿真（Virtual Proving Ground，VPG）提取了零部件工作载荷，重新对夹紧力进行校核，分析了摩擦系数、连接副结构、夹紧长度因素的影响。并结合理论设计计算出最终的装配扭矩，拧紧方案经振动试验和道路试验验证后，夹紧力未发生严重衰减，连接副可靠性满足要求。

关键词：正向设计 防松能力 夹紧力 连接副可靠性

中图分类号：U466 **文献标识码：**B **DOI:** 10.19710/J.cnki.1003-8817.20210193

Forward Development of Fasteners Assembly Process for Battery Pack Bracket of A Vehicle

Liang Peng, Wang Di, Zhou Zhicheng

（Auto Engineering Research Institute, BYD Auto Industry Co., Ltd., Shenzhen 518118）

Abstract: This paper introduced the forward design of automotive fasteners assembly. The fastener of a vehicle's battery pack bracket fractures and loosens because of poor locking performance of threaded connection according to preliminary analysis. In order to improve the locking ability, the working load is extracted by Virtual Proving Ground (VPG) and the clamp force is rechecked. The effects of factors including friction coefficient, connecting pair structure and clamping length are analyzed. The final assembly torque is calculated according to theoretical design. The tightening plan is verified by the vibration and road test, that shows that the clamp force does not attenuate seriously, and the connecting pair reliability meet the requirements.

Key words: Forward design, Locking ability, Clamp force, Connecting pair reliability

1 前言

紧固件断裂是一种非常严重的失效形式，当紧固件力学性能不足或材料存在组织缺陷时，易造成使用过程中断裂。现阶段由于紧固件厂家的技术提升以及生产工艺的成熟，因材料本身原因导致的断裂失效越来越少，而由于紧固力不足使紧固件先发生松动继而出现断裂的现象却在行业内已成为一个严峻的问题。在汽车制造领域，当紧固件松动时，可能会形成部件之间的摩擦异响，若紧固件断裂，造成被连接件分离，可能会带来严重的交通事故。某车型电池包通过紧固件与支架进行连接，运营过程中发现其中一颗螺栓断裂，其余螺栓发生严重松动，初步怀疑原装配工艺防松效果差导致。结合失效分析手段，研究了紧固件装配可靠性的各种影响因素之间的关系，提出一种装配工艺的正向开发流程，为其他关键紧固件连接副的设计提供了参考。

2 紧固件工作原理

使用紧固件目的是将2个及以上零部件紧固在一起，其功能实现的关键是被连接件之间的夹

作者简介：梁鹏（1979—），男，高级工程师，博士学位，研究方向为汽车及零部件性能验证、汽车材料及紧固件设计应用、VOC及整车回收利用。

参考文献引用格式：

梁鹏，王迪，周志成. 某车型电池包支架紧固件装配工艺正向开发[J]. 汽车工艺与材料，2022(2)：40-45.

LIANG P, WANG D, ZHOU Z C. Forward Development of Fasteners Assembly Process for Battery Pack Bracket of A Vehicle [J]. Automobile Technology & Material, 2022(2): 40-45.

紧力,用以保证抵抗外部各向载荷,防止连接件的松动。夹紧力来源于螺栓和被紧固件的形变产生的弹力,因此目标是得到足够的夹紧力,而不是常见的扭矩。预紧之后,紧固件会产生弹性变形,夹紧力过大会使螺栓发生塑性变形甚至直接被拉断,或被连接件表面压溃严重,夹紧力过小不能提供足够的预紧作用,因此需要在使用时对连接副进行合理的设计。夹紧力在实际工程使用中很难直接控制,一般通过控制其他参数来控制夹紧力,最常见的就是控制装配力矩,如扭矩法[1],它是一种常规的拧紧方法,利用扭矩与预紧力的线性关系在螺栓弹性范围内进行紧固的一种方法,以扭矩的大小表征预紧力,其运用起来方便简单,大多数零部件连接均采用该法,但由于精度不高导致拧紧质量达不到满意效果,若要保证较高的拧紧精度,还有扭矩-转角法、屈服点控制法等多种装配方式,运用在发动机、电机等重要部件中。

3　紧固件装配工艺设计思路

3.1　装配扭矩与夹紧力的关系

扭矩法通过扭矩对夹紧力进行控制,受螺纹参数规格、摩擦系数等影响,根据德国 VDI 2230:2003 高强度螺栓连接系统计算标准[2],扭矩与夹紧力的关系见式(1):

$$T=F_0\times\left[\left(\frac{P}{4\pi}+\frac{\mu_s\times d_2}{2\cos\beta}\right)+\mu_w\times\frac{D_w+D_{ki}}{4}\right] \quad (1)$$

式中,T为总扭矩,P为螺距,F_0为夹紧力,μ_s为螺纹摩擦系数,d_2为螺纹中径,β为螺纹升角,μ_w为螺栓承面摩擦系数,D_w为螺栓摩擦面外径,D_{ki}为螺栓摩擦面内径。

在实际使用过程中,螺栓表面生锈、沾有润滑油、螺纹接触面存在异物、螺纹磕伤、螺纹精度不足均会对紧固件的夹紧力造成影响。

3.2　装配工艺开发流程

紧固件装配工艺在开发时,还需要考虑如拧紧工具的选用、装配程序、摩擦系数值、被连接件结构设计合理性、拧紧工艺的可靠性等影响因素,开发过程可遵循以下流程:

a.载荷提取及计算。载荷是指实际车辆在行驶过程,部件受到的外力大小,以紧固件为受力目标,外部载荷分类为X、Y、Z三向受力,通过路谱采集或动力学计算所需轴向最小夹紧力;

b.紧固件选型,结构件设计。根据载荷大小对紧固件进行选型,由螺栓材料性能计算螺栓可承受最大拉力,确定螺栓预紧情况和工作载荷,通过摩擦系数计算螺栓连接中的残余预紧力,确定连接紧密性,拧紧力矩,结构件参数,通过紧固件的保证载荷和最大应力来评估紧固件是否满足设计,或当前情况是否充分发挥紧固件性能;

c.零部件台架、整车路试验证。将仿真计算结果用于试验,分析仿真和试验结果的差别,若误差较大,寻找关键影响因素,对紧固件进行摩擦系数试验抽查,模拟装配制定初始拧紧扭矩,在评价时可通过扭矩或夹紧力进行数据跟踪;

d.确定工艺,装配生产。经耐久工况试验后,剩余扭矩或夹紧力衰减值若满足要求,可释放工艺,车间在进行装配时,需要严格遵守拧紧工序,必要时可使用拧紧轴提高拧紧精度。

4　某车型电池包紧固件失效

4.1　失效特征

某车型电池包通过螺栓与钢制支架进行连接,所用螺栓规格为 M10×1.5,10.9 级,支承面带齿,表面达克罗处理,装配工艺为扭矩法,安装扭矩 45 N·m,采用人工手动拧紧。对售后线下车辆进行电池包可靠性检查时,发现其中一颗螺栓出现断裂,其余未断裂螺栓漆标未动,但实际已发生较为严重的松动(拆卸过程松动扭矩极小,个别螺栓可通过手拧卸松)。从扭矩的衰减理论可知[3],主要为预紧轴力不足、多次小能量冲击、支架局部塑性变形 3 种因素。对零部件观察后基本可判断前两种因素影响较大。对断裂的螺栓观察宏观断口,表面隐约存在贝纹条线,具有剪切疲劳断裂特征,说明螺栓是先产生的松动继而造成横向断裂。通过以上分析,可判断原有装配工艺存在螺纹可靠性不足、防松性差的缺点,因此需要对紧固件的设计和装配进行重新设计和验证。

4.2　金相组织及硬度结果

失效螺栓基体组织为回火索氏体,热处理工艺正常;螺牙表面未脱碳,未存在折叠缺陷,牙底

无显微裂纹。螺栓硬度为340、342、342 HV10，符合10.9级螺栓硬度要求。

5 装配工艺分析

根据装配工艺的开发流程，根据工位载荷核算扭矩夹紧力，经试验充分验证，最终确认方案，对连接副进行系统装配工艺分析。

5.1 理论夹紧力计算

5.1.1 荷载提取

连接副所受载荷可通过不同的途径获取，如实际路谱采集或仿真计算得到，本例中采用VPG仿真，将模型仿真加载在激光扫描出的某路况中进行，提取动力载荷，得出受力分别为X向切向载荷945~5 727 N，Y向切向载荷−830~1 061 N，Z向轴向载荷−330~648 N。

5.1.2 夹紧力校核

依据VDI 2230标准所述理论方法对连接副进行矢量三角形受力分析如图1所示，其中，F_0为预紧力；F为工作载荷；F_1为残余预紧力；F_2为螺栓承受工作载荷时的总拉力；ΔF为使螺栓伸长$\Delta\lambda$所需要的力；λ_b为预紧时螺栓伸长量；$\Delta\lambda$为承受工作载荷时螺栓相对预紧时螺栓的伸长量/被连接件相对预紧时的恢复量；λ_m为预紧时被连接件的压缩量。纵坐标代表紧固件及被连接件受力，横坐标代表伸长和压缩变形。

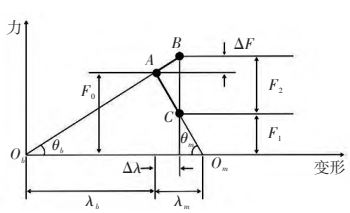


图1 连接副受力分析

a.自定义残余预紧力F_1。为保证连接的紧密性，应使残余预紧力$F_1>0$，通常$F_1=(1.5\sim1.8)F$，F为提取的动力载荷三向受力经计算后的最大合力（轴向），即理论最大残余预紧力$F_1=1.8\times500=900$ N。

b.受载时被连接件回弹引起的夹紧力损失F_S。

$$F_S=F-\Delta F \tag{2}$$

$$\frac{\Delta F}{F-\Delta F}=\frac{\Delta\lambda\tan\theta_b}{\Delta\lambda\tan\theta_m}=\frac{C_b}{C_m} \tag{3}$$

$$\Delta F=\frac{C_b}{C_b+C_m}F \tag{4}$$

式中，C_b为螺栓刚度；C_m为被连接件刚度，计算方法如下。

螺栓刚度，由于整个螺栓杆身的横截面积并不是均匀的，可通过假设螺栓杆身分成几段，每段伸长量的总和等于螺栓的总伸长量λ_{total}，即$C_b=F/\lambda_{total}$，常用计算公式如下。

$$\frac{1}{C_b}=\frac{1}{E_B}\sum_i\frac{L_i}{A_i} \tag{5}$$

式中，E_B为螺栓材料的弹性模量；A_i为每一段横截面积；L_i为每一段长度。

被连接件刚度：由于支架平面尺寸远高于紧固件支承面积，视为平板状态，计算公式如下。

$$C_m=\frac{E_c}{L_c}\frac{\pi}{4}\left[\left(d_0+\frac{1}{10}L_c\right)^2-d_h^2\right] \tag{6}$$

式中，E_c为被连接件材料的弹性模量；L_c为被连接件的总厚度，d_0为支承面外径，d_h为孔内径。

相关数据取整后经以上公式计算可得，$F_S=\frac{C_m}{C_b+C_m}F=474.4$ N。

c.抗滑动所需预紧力F_0。要使被连接件不发生相对滑动，需满足以下要求。

$$w\leqslant n\times F_0\times\mu=F_{摩擦力} \tag{7}$$

式中，w为切向工作载荷，可从X向和Y向载荷最大取整；μ为接触面摩擦系数，参考VDI 2230标准中两种相应材料之间的摩擦系数范围，取中间值为0.18，n为接触面数量；F_0为轴向夹紧力。

$$w=\sqrt[2]{6\,000^2+1\,200^2}=6\,118.8\text{N} \tag{8}$$

$$F_0=w/(n\times\mu)=\frac{6\,118.8}{1\times0.18}=33\,993.3\text{N} \tag{9}$$

d.实际需求夹紧力F_M计算如下。

$$F_M=F_1+F_S+F_0=35\,367.7\text{N} \tag{10}$$

5.2 松动影响因素工艺分析

5.2.1 初始装配扭矩及摩擦系数分析

对所用紧固件进行摩擦系数测试，为同时摸底原装配扭矩所产生的夹紧力大小，试验中应保证螺栓支承面摩擦和螺纹摩擦与实际一致，即通过对支架进行切割取样，取其表面作为与螺栓支承面相互摩擦的面，固定端则使用实际螺母。试验使用卧式螺栓摩擦系数试验机，以原装配扭矩45 N·m为试验

切断值,对同一批次5个样件进行检测,结果见表1,原装配扭矩下产生的夹紧力均不足10 kN,远小于35.367 7 kN的理论预紧力,这是由于扭矩系数和摩擦系数偏高,特别是端面摩擦力消耗了更多的装配扭矩,导致实际夹紧力处于较低水平,故在使用过程中极易发生紧固件松动。

表1　摩擦系数试验结果

编号	总扭矩 T /N·m	夹紧力 F /kN	端面扭矩 T_b /N·m	螺纹扭矩 T_{th} /N·m	扭矩系数	端面摩擦系数 μ_b	螺纹摩擦系数 μ_{th}	总摩擦系数μ
1	45.15	7.45	34.61	10.55	0.61	0.50	0.23	0.40
2	45.01	6.62	32.14	12.87	0.68	0.52	0.33	0.45
3	45.05	6.92	34.77	10.28	0.65	0.53	0.24	0.43
4	45.03	5.96	34.39	10.64	0.76	0.61	0.30	0.50
5	45.01	7.00	33.44	11.57	0.64	0.51	0.27	0.42

5.2.2　紧固件结构分析

所用螺栓支承面带齿,为防止螺栓直接对被连接件造成破坏,与垫片配合,该方案要求拧紧时承面锯齿能够嵌入垫片中,从而起到更好的防松作用,本例中存在以下3个问题。

a.原装配工艺产生的夹紧力过小,螺栓嵌入力不够,锯齿压痕深度浅,螺栓与垫片形成线接触而非面接触,防松性差;

b.尝试提高装配扭矩,由于垫片硬度不足,表面划伤严重,嵌入式损耗增加,导致螺栓弹性伸长量的减少,在使用后期不利于防松;

c.垫片的选择,按照常理,锯齿螺栓应配合锯齿垫片,以预防使用中产生的旋转松动,且螺栓硬度大于垫片,垫片硬度大于被连接件。但在失效现场松动的螺栓漆标未发生错位,主要是预紧力不足导致松动,属于非旋转松动,因此可无需切换为锯齿垫片,原有垫片要考虑孔径尺寸差异带来的表面压溃影响。

5.2.3　被连接件结构分析

电池包承重结构采用一体式焊接支架,即所有的螺栓孔位于同一个长条支架上,支架厚度较薄,平整度起伏较大,导致紧固后电池包与支架存在间隙。正因如此,手动按照一定顺序拧紧之后,螺栓之间拧紧前后差异性较大,后拧紧的螺栓对先拧紧的螺栓有较大干涉。此外,考虑装配公差,经测量支架通孔直径为Φ20 mm,而螺栓法兰面直径较小,虽可使用垫圈来保证接触面,但由于螺栓公称直径(M10)与通孔直径相差较大,造成各支架通孔的接触区域不一致,装配质量存在不稳定,说明零部件在设计时过于偏向装配公差而没有考虑精准装配。

5.2.4　夹紧长度分析

螺栓经电池包支架通孔穿过,另一端利用螺母旋紧,支架为碳钢钣金,螺栓有效夹紧长度(螺栓支承面到与螺母旋合第一扣螺纹之间距离)仅为8.4 mm,根据相关理论[4],当螺栓主要承受剪切载荷时,头部支承面存在临界滑动量 $S_{滑}$,$S_{滑}$ 主要由两部分组成,一是螺栓在内螺纹中的倾斜引起的螺栓头部位移 S_1 ,二是支承面上的摩擦力使螺栓弯曲引起的螺栓头部位移 S_2。

$$S_1 = \frac{\Delta T(2L_C + L_{eng})}{L_{eng}} \tag{11}$$

$$S_2 = \frac{2F_0\mu_{ws}L_c^3}{3E_BI_B} \tag{12}$$

$$S_{滑} = S_1 + S_2 \tag{13}$$

式中,ΔT为拧紧后内外螺纹在与螺栓轴线垂直的方向上相对移动的允许间隙;L_C为被联接件厚度(可视为夹紧长度);L_{eng}为螺纹旋合长度;F_0为轴向预紧力;μ_{ws}为支承面上侧向滑动时的摩擦系数;E_B为螺栓材料的弹性模量;I_B为螺栓横截面的惯性矩。

当 $S_{滑}$ 过小,松动敏感性增加,导致系统防松性能差,从上式可知,L_C 越小,连接副更易发生松动,从本例来看,仅靠两块较薄的钣金作为部件进行连接,势必会因夹紧长度过短带来防松效果不佳。

5.3　紧固件参数设定和扭矩计算

考虑紧固件主要为松动失效,而非强度不足导致的颈缩断裂,故在重新选型时可不作改变,仍

使用M10×1.5，10.9级螺栓，承面带齿，考虑孔径的差异，对垫圈强度做一定要求，保证支承面摩擦系数稳定（拧紧过程垫圈不能发生跟转）。

其它相关参数：外螺纹-内螺纹配合材料取钢-钢（6h-6H），摩擦系数规限定范围0.08~0.14，螺纹牙根宽度1.305 mm，螺纹牙工作高度0.812，螺纹载荷平均系数0.5，内外螺纹材料许用弯曲应力720 MPa，内外螺纹材料许用切应力360 MPa，螺纹副旋合计算深度6 mm，结合夹紧力校核结果，经计算后，采用扭矩法，装配扭矩约95 N·m。

5.4 试验验证

仿真计算结果作为一种参考，需要经试验充分验证，试验方法选用零部件台架振动试验和整车路试试验，评价方法采用残余扭矩和超声波夹紧力测试试验。

5.4.1 台架振动试验评价

将电池包整个系统部件按照设计结果（优化后的结构设计、摩擦系数、装配扭矩等）置于振动台，振动参数输入值依据路普采集数据进行设置，试验方案为将螺栓手动按顺序逐个打紧至目标力矩（95±5）N·m，静止15 h后，进行切向振动试验，直至试验21 h后进行结果评价。

利用超声波夹紧力测试设备，每隔一段时间对振动过程中连接副的夹紧力值进行测试，从结果来看，由于支架本身平整度以及紧固顺序产生的各种干涉原因，导致初始装配夹紧力存在一定差异，介于27~42 kN之间，而设计值35 kN位于其区间中位数，基本符合。装配后静置15 h，零部件平衡各个位置的受力，由于应力释放，夹紧力出现小幅衰减，振动过程夹紧力处于稳定阶段，未出现大幅下滑。试验结束后，对连接副进行残余扭矩试验（图2、图3），从结果看扭矩变化不大，且总体保持在一定水平，结合漆标未出现明显错位的现象，说明连接副在振动试验中没有出现扭矩和夹紧力的严重衰退。

5.4.2 整车路试试验评价

由于振动试验为纯切向振动，无其他应力参与，与实际道路试验存在一定区别，轴向力的变化可做参考[5]，需要将电池包及支架按照设计的装配工艺固定在整车中进行路试试验，道路工况根据相关要求进行，每隔一定里程对夹紧力做一次测试（图4），从结果可知，在实际道路试验中电池包支架连接副具有良好抵抗外部载荷的能力，没有发生明显的衰减，说明该装配工艺的设计方案满足零部件可靠性要求。

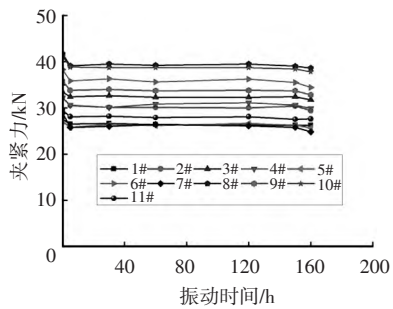


图2 振动试验中夹紧力变化

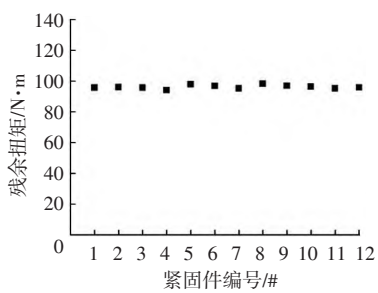


图3 振动试验后残余扭矩变化

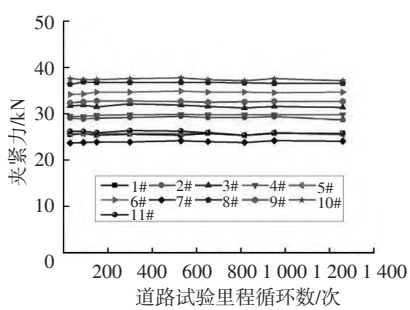


图4 整车路试试验中夹紧力变化

6 连接副结构优化

从以上结果可知，前期由于零部件的原因加上拧紧方法为扭矩法，导致初始装配夹紧力存在散差，结果虽符合使用要求，但仍需从结构上进行相应的优化，可分为以下3个方案。

a.一体化支架，需改善支架平整度，紧固件按顺序预拧紧后，根据平整度观察是否有接触面异常，提高装配一致性，减小螺栓装配顺序的干涉，降低个别螺栓“未打紧”的潜在风险。

b.在保证装配公差的同时，尽量减小紧固件与孔位的尺寸差距，采用大垫片，可以起到更好的防

松效果,也可避免支架局部发生压溃。

c.承重支架更改为独立支架,可以有效避免因拧紧顺序导致的紧固效果相干涉的影响。由于该点在受载时主要承受切向力,原设计方案存在夹紧长度过短的缺陷,因此可采取措施增加夹紧长度,如设计背焊螺母,在螺母与车架之间增加一定厚度压条,对于抵抗松动具有明显的效果。

7　结论

综上所述,本例中电池包支架连接副松动,主要原因为装配扭矩设计不合理,紧固件摩擦系数较高导致夹紧力严重不足、连接副设计不合理所致,从装配可靠性出发,根据实际受载情况对夹紧力进行了校核,重新定义紧固件参数和装配扭矩,提出了一种新的装配工艺开发流程。

a.从VPG提取仿真动力载荷,作为连接副受力的计算;

b.对夹紧力进行校核,计算残余预紧力、受载时损失的夹紧力、抗滑动所需预紧力 F_0,使仿真结果满足预紧要求;

c.利用相关试验对仿真计算结果进行验证,电池包支架系统总成经台架振动试验和整车道路试验后,夹紧力及残余扭矩未出现明显衰减,零部件可靠性得到有效提高。

d.对连接副做了改善要求,如支架平整度、相关尺寸偏差修正、或采用独立支架的连接副,以及重新调整连接副的夹紧长度,将进一步减小松动敏感因素,带来更好的装配质量。

扭矩开发过程中,夹紧力是一个非常重要的产品设计参数输入,根据夹紧力的要求,进行扭矩的开发设计。以上所提出的紧固件装配工艺正向开发流程合理,可充分发挥紧固件机械性能,防止工艺盲目借用的错误思想,从仿真到试验均对结果进行了验证和评价,对其他关键紧固件的装配具有一定的指导作用。

参考文献:

[1] 冉冬立, 樊嘉天, 董效彬, 等. 柴油机高强度螺栓拧紧工艺的试验校正[J]. 现代车用动力, 2013(2): 41-44.

[2] Verein Deutscher Ingenieure.Systematic Calculation of High Duty Bolted Joints Joints with One Cylindrical Bolt: VDI 2230[S].2003.

[3] 李维荣, 朱家诚. 螺纹紧固件防松技术探讨[J]. 机电产品开发与创新, 2003(2): 15-17.

[4] 酒井智次. 螺纹紧固件联接工程[M]. 北京:机械工业出版社, 2016: 48-53.

[5] 单长伟, 杨琪, 武庆. 振动对高强度螺栓拧紧效果的影响[J]. 轻型汽车技术, 2008(9): 23-26.