

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.04.013

锥面过盈联接螺栓压入受力分析及强度校核

孔宪超¹, 国举强¹, 刘现青¹, 张伟峰²

(1. 浙江远程新能源商用车集团有限公司, 浙江 杭州 311222;

2. 苏州星波动力科技有限公司, 江苏 苏州 215125)

摘要: 由于锥面段轴向柔度的影响和失效形式的变化, VDI2230 标准不再适用于锥面过盈联接螺栓的强度校核。从失效形式分析入手, 考虑锥面锥度及摩擦因数对其表面过盈量的影响, 推导压入过程中压入力与锥面过盈量之间的理论计算关系式。对某球头销螺栓开展压入受力分析, 验证其方法的准确性。

关键词: 锥面过盈联接; 螺栓; 轴向柔度; VDI2230 标准; 强度校核

中图分类号: TH131.7 **文献标志码:** B **文章编号:** 1671-5276(2025)04-0073-04

Press-in Force Analysis and Strength Check of Tapered Interference Fit Bolts

KONG Xianchao¹, GUO Juqiang¹, LIU Xianqing¹, ZHANG Weifeng²

(1. Zhejiang Farizon New Energy Commercial Vehicle Group Co., Ltd., Hangzhou 311222, China;

2. Sinoboson (Suzhou) Dynamic Technology Co., Ltd., Suzhou 215125, China)

Abstract: As the VDI2230 standard is no longer applicable to the strength check of the tapered interference fit bolts due to the influence of the axial compliance of conical section and the change of failure form, this study, by initiating the analysis of the failure form of bolts and considering the influence of the tapered interference and its friction coefficient on the surface interference, deduces the theoretical calculation formulation between the press-in force and the axial compliance of the taper surface section. The press-in force analysis of a ball joint pin is conducted to verify the accuracy of the method.

Keywords: tapered interference fit; bolt; axial compliance; VDI2230 standard; strength check

0 引言

锥面联接螺栓由于可以提供精准的定位和优良的紧固效果, 被广泛应用于有重载、冲击和动态变化的场合, 比如汽车、轨道交通等。以往关于锥面过盈联接的研究多围绕着其可以提升轴力或传递较大转矩的特点展开。例如李伟建等^[1]通过定义尺寸影响系数, 得到了锥面过盈联接的位移和应力的解析式。此外, XIAO 和姜薛起等^[2-3]对锥形过盈配合沿轴向的接触应力开展分析, 并与有限元结果进行了对比验证。而对于使用阶段的失效, 以往研究者多关注锥面联接螺栓的装配断裂问题^[4]和由于工艺缺陷引起的断裂问题^[5], 并开展相应的分析。

VDI2230 标准被广泛运用于高强度螺栓的设计和校核中。刘艳等^[6]采用有限元方法分析某风力机关键螺栓强度, 并基于 VDI2230 标准进行强度校核。刘元清等^[7]结合 VDI2230 标准对某轨道交通踏面制动单元螺栓进行强度及可靠性评估, 实现螺栓的优化设计。

由于锥面联接螺栓的螺帽位置是锥面, VDI2230 标准将不再适用于锥面联接螺栓的校核, 主要原因是锥面段柔度的影响和失效形式的变化。锥面段的压入量将影响轴向柔度和整体柔度, 并进一步影响预加载荷变化的大小; 由于接触锥面及夹紧方式的变化, 确定最小夹紧载荷时, 无须再考虑横向载荷引起的夹紧件间的切向滑动失效; 而且由于该类螺栓的锥面自锁安装方式, 不存在偏心夹紧的情况; 此外, 锥面摩擦力的变化及其分散性等进一步影响扭紧系数。以上因素都会影响螺栓最小夹紧力和载荷系数的确定。

由于螺栓的锥面联接起着轴向定位和导向作用, 如果采用 VDI2230 标准确定其最小夹紧力, 无须再考虑横向载荷以及夹紧偏心和负载偏心等失效因素的作用。在确定螺栓载荷和被紧固件的负载时, 无法忽略其锥面段轴向柔度的影响。本文推导压入过程中锥面压入量与压入力之间的计算关系式, 考虑锥面锥度及摩擦力对表面过盈量的影响, 进而建立锥面段轴向柔度和压入力之间的对应关系。再基于锥面联接螺栓的失效特点, 分

第一作者简介: 孔宪超(1978—), 男, 河南洛阳人, 博士, 研究方向为汽车底盘设计、车辆动力学与控制, xcdut@126.com。

析其对最小夹紧载荷的影响,进一步通过强度校核得到锥面联接螺栓所需预紧力和拧紧转矩,拓展了VDI2230标准的适用范围。

1 锥面轴向压入受力分析

锥面螺栓(锥轴段)和被连接件(锥套)之间为锥面过盈联接,底部通过螺纹提供的轴向拉力紧固,如图1所示。过盈联接时由于存在锥度,锥套和螺栓锥轴段以“抱紧”状态结合,此时结合面的应力状态并非均匀一致,而是与沿压入方向的位置有关。

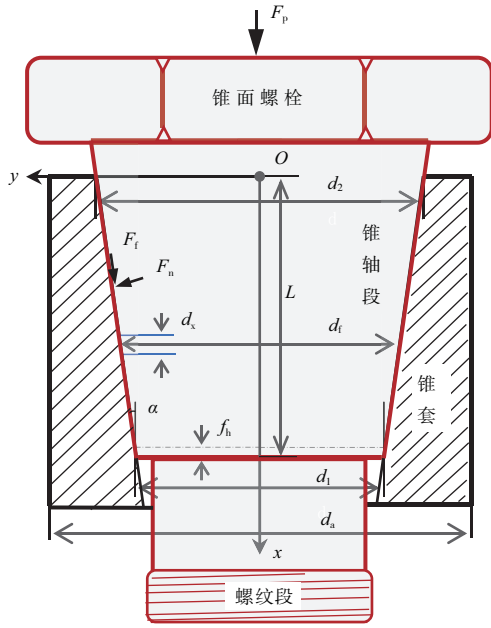


图1 锥面过盈联接螺栓锥面段的压入受力分析

为了计算简便,本文作如下假设:应力在弹性范围内;锥轴压入过程忽略平均直径和配合长度的变化;配合面符合库仑摩擦定律;暂不考虑工艺缺陷和温度的影响。

以螺栓锥轴段轴心与锥套上端面的交点为原点 O ,过该点指向压入的方向为 x 轴,建立分析坐

标系 xOy ,在 x 处配合直径表达式为 $d_f(x) = d_2 - 2x \tan \alpha$,在 x 处取微元 dx ,则圆锥结合面的面积为

$$A = \pi(d_2 L - L^2 \tan \alpha) \quad (1)$$

式中: α 为半锥角; d_1 和 d_2 分别为结合锥面段的小端和大端直径; L 为结合面在轴向上的长度。

由轴向受力平衡,得

$$F_p = F_n \sin \alpha + F_t \cos \alpha \tan \rho \quad (2)$$

式中: F_p 为施加的轴向压入力; F_n 为锥面结合压力的等效作用力,则 $F_n = p_n \cdot A$, p_n 为圆锥面圆周分布的结合压力。若令 ρ 为当量摩擦角,则 $\mu = \tan \rho$ 可表示为锥面结合面压入过程中的摩擦因数,于是 $F_t = F_n \cdot \mu$ 可表示为压入过程的摩擦阻力。

由式(2)得到圆锥面圆周分布的结合压力 p_n 与压入力 F_p 的关系为

$$F_p = \frac{\sin(\alpha + \rho) \cdot \pi(d_2 L - L^2 \tan \alpha)}{\cos \rho} \cdot p_n \quad (3)$$

在锥面过盈配合中,轴向的微元段可近似为配合直径 $d_f(x)$ 的圆柱过盈配合,根据组合厚壁圆筒理论^[8],当两结合件材料的弹性模量和泊松比分别相等时,整个锥面间等效结合压力为

$$p_n = \frac{1}{L} \cdot \frac{f_n \cdot E}{2} \int_0^L \left(\frac{1}{d_f(x)} - \frac{d_f(x)}{d_a^2} \right) dx \quad (4)$$

式中 f_n 为接合锥面过盈量。

综合式(3)、式(4)可得到考虑过盈量 f_n 与压入力 F_p 的关系为

$$F_p = \left[\frac{\sin(\alpha + \rho) \cdot \pi(d_2 - L \tan \alpha)}{\cos \rho} \cdot \frac{E}{2} \cdot \int_0^L \left(\frac{1}{d_f(x)} - \frac{d_f(x)}{d_a^2} \right) dx \right] \cdot f_n \quad (5)$$

于是,锥面法向柔度值 δ_n 可由式(5)等号右侧方括号中计算值取倒数得到。对圆锥面配合来说,螺栓轴向柔度 δ_b 与其锥面法向柔度 δ_n 以及半锥角 α 存在以下的几何协调关系: $\delta_b = \delta_n / \sin \alpha$,可得到轴向压入力作用下,螺栓过盈锥面段的轴向柔度为

$$\delta_b = \frac{\sin \alpha}{\frac{\sin(\alpha + \rho) \cdot \pi(d_2 - L \tan \alpha)}{\cos \rho} \cdot \frac{E}{2} \cdot \int_0^L \left(\frac{1}{d_f(x)} - \frac{d_f(x)}{d_a^2} \right) dx} \quad (6)$$

锥面联接螺栓连接可以分段成不同柔度的部分,其总轴向柔度可以累加得到:

$$\delta_s = \delta_b + \delta_i + \delta_{sk} + \delta_{Gew} + \delta_{GM} \quad (7)$$

式中: δ_i 为除锥段外未旋合部分的螺栓光杆柔度

其他螺栓部分的轴向柔度; δ_{sk} 为螺母啮合部分柔度; δ_{Gew} 为螺纹未旋合部分柔度; δ_{GM} 为螺纹旋合部分柔度。详细计算过程参见 VDI2230 标准^[9]第 5.1.1.1 节。

2 螺栓的强度校核

带有锥面段的球头销螺栓在汽车独立悬架系统中被广泛采用,控制臂、稳定杆、推力杆等常通过位于端部的球头销与其他部件相连,实现车轮上下跳动和转向运动,可承受变载、冲击、振动等。

某悬架下摆臂与转向节连接处的球头销螺栓几何模型如图2所示,参数如表1所示。

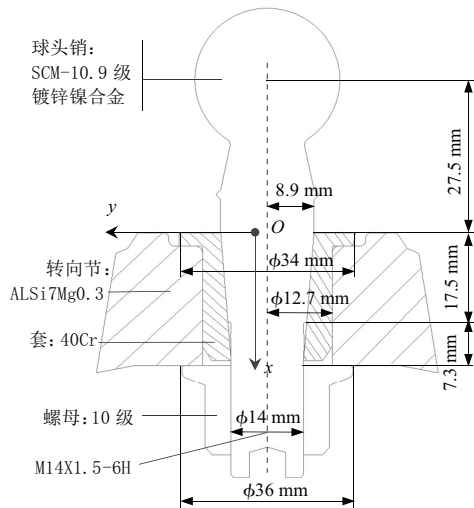


图2 某悬架下摆臂与转向节连接处的球头销螺栓

表1 某球头销螺栓参数

参数	锥套	锥轴 (球头销)	转向节
结合小端直径 d_1 /mm	14.738		25.400
结合大端直径 d_2 /mm	17.8	17.8	25.4
结合长度 L /mm	17.50	17.50	22.76
半锥角 $\alpha/^\circ$	5	5	—
结合面摩擦 因数 μ	$\mu = 0.1 (\rho = 5.73^\circ)$		
锥套外径 d_a /mm	25.4	—	—
材料	40Cr	SCM440	ALSi7Mg0.3
材料屈服极限/MPa	785	930	190
材料抗拉极限/MPa	980	1 080	270
材料泊松比	0.30	0.30	0.33
材料弹性模量/GPa	210	210	74

2.1 锥面段的有限元仿真分析

截取球头销锥面段作为分析对象,通过对锥轴施加轴向压入力,仿真得到锥面间压入力与压入量的关系曲线,验证理论推导方法的准确性。

在三维造型软件中建立球头销锥面段的三维

CAD模型。考虑到其对称性,取1/4模型进行仿真分析。忽略锥套上端法兰盘外径变化的影响。通过中间格式导入CAE软件,划分六面体网格建立有限元模型,设置锥套和锥轴部分的材料弹性模量和泊松比。

考虑到理论计算的默认假设是简支约束锥套的外表面,故选择锥套有限元模型外圈面为简支约束面;锥轴段外锥面和钢锥套内锥面间设置接触,摩擦因数为0.1。沿着锥中轴线单元设置RBE2连接,并在其上施加逐步增大的轴向压入力载荷。在施加载荷至20 kN时,仿真分析所得到锥面段沿着轴向平均位移(压入量)为0.365 mm,如图3所示。

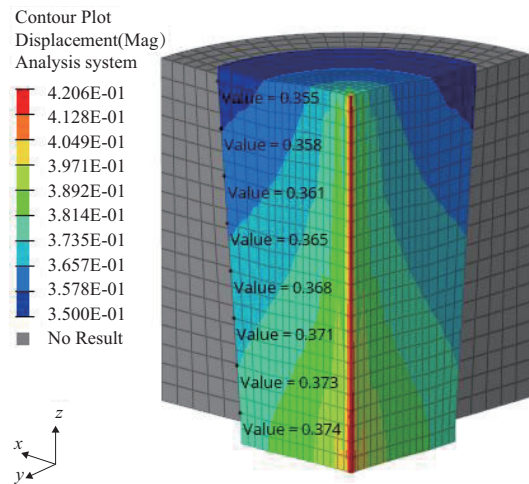


图3 锥面轴向压入量分布($\alpha = 5^\circ$)

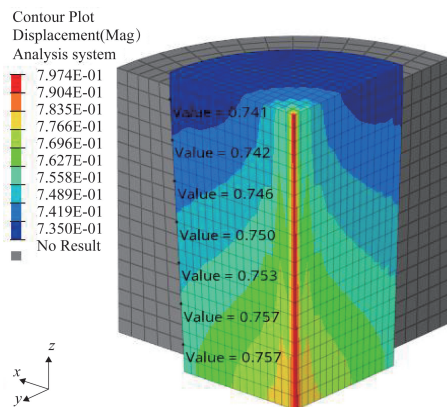
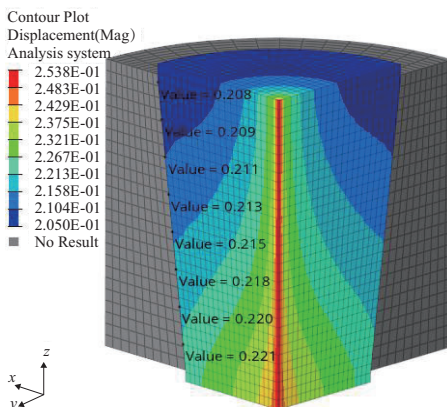
进一步可得到锥面段轴向等效轴向柔度为

$$\delta'_b = \frac{0.365}{20\,000} = 1.825 \times 10^{-5} \text{ mm/N} \quad (7)$$

参照本文理论计算方法,得到球头销螺栓锥面段轴向柔度 $\delta_b = 1.792 \times 10^{-5} \text{ mm/N}$,与仿真结果之间的相对误差只有-1.84%。

如果保持算例中其他输入参数不变,仅改变结合小端直径为 $d_1 = 15.966 \text{ mm}$ 和 $d_1 = 13.503 \text{ mm}$,则分别对应半锥角为 3° 和 7° 。以相同的约束方式和近似的网格尺寸建立有限元模型,在施加相同载荷至20 kN时,仿真分析所得到锥面段沿着轴向平均位移分别为0.750 mm和0.214 mm,如图4和图5所示。

与理论结果0.776 mm和0.205 mm之间的相对误差3.35%和-4.39%。这部分误差可能来自于网格尺寸、边界等效约束方式、求解器选择和计算参数设置等方面,验证了文中理论方法的准确性。

图4 锥面轴向压入量分布($\alpha=3^\circ$)图5 锥面轴向压入量分布($\alpha=7^\circ$)

2.2 基于 VDI2230 标准进行校核

在考虑锥面段轴向柔度影响和失效模式的变化后,上节算例就可以继续按照 VDI2230 标准完成对球头销螺栓的正向设计和校核,选定螺栓的规格及性能等级,计算螺栓的安全系数,校核结果如表 2 所示。

表 2 安全系数计算结果

安全系数	设计要求	计算结果	结果评定
工作应力安全系数	≥ 1.0	1.41	合格
交变应力安全系数	≥ 1.2	17.17	合格
装配状态表面强度安全系数	≥ 1.0	1.337	合格
工作状态表面强度安全系数	≥ 1.0	1.341	合格
抗剪切安全系数	≥ 1.0	—	—

由于锥套约束,横向载荷将有锥面压力来平衡,所以确定最小夹紧载荷时,无需将抵抗横向力(滑移)作为失效依据,无需校审抗剪切安全系数。由 VDI2230 标准计算内外螺纹的强度比 $R_s = 1.178$,继而得到所需旋合长度为 12.926 mm。

如果选取螺栓的各项安全系数满足上述要

求,就可以用 VDI2230 标准中的表 A1 获取拧紧转矩 $M_A = 172 \text{ Nm}$ 。

3 结语

对于锥面过盈联接螺栓,考虑了锥面及其摩擦力对表面嵌入量的影响,在此基础上建立了压入力和锥面段轴向柔度之间的关系,主要得到了如下几点结论。

1) 由于锥面联接螺栓的螺帽位置是锥面,则 VDI2230 标准将不再适用于其强度校核,其主要原因来自两个方面:锥面段柔度的影响和失效形式的变化。

2) 结合实际算例对某球头销螺栓锥面段压入过程开展有限元仿真,得到压入力和平均压入量的对应关系,与理论计算基本吻合,验证了理论方法的准确性。

3) 提出了该类螺栓进行正向设计和校核的方法,进而拓展了 VDI2230 标准的适用范围。文中提出的理论方法对锥面联接螺栓设计、校核和装配具有一定的参考意义。

参考文献:

- [1] 李伟建,潘存云. 锥面过盈联接静力分析的一种工程方法[J]. 机械强度,2011,33(1):86-92.
- [2] XIAO S F,JIANG X Q,LI X W. Contact stress analysis of tapered interference fit for the cantilevered axle[C]// Proceedings of the 3rd International Conference on Material, Mechanical and Manufacturing Engineering. Guangzhou, China. Paris, France: Atlantis Press, 2015: 1685-1689.
- [3] 姜薛起,李锡文. 锥面联接的压入受力分析及其仿真[J]. 机械工程与自动化,2014(5):36-38.
- [4] 王泉胜,柴明军,章云峰. 稳定杆连杆球头销装配断裂分析及改善[J]. 内燃机与配件,2021(17):39-41.
- [5] 江莉,董程浩,杨光,等. 卡车转向横拉杆球头销断裂分析[J]. 金属制品,2022,48(4):49-53.
- [6] 刘艳,周克栋,赫雷. 基于 VDI2230 标准的某风力机关键连接件强度分析[J]. 机械制造与自动化,2020,49(6):197-200.
- [7] 刘元清,曹云丽,臧传相. 城市轨道交通车辆踏面制动单元安装螺栓优化设计[J]. 机械制造与自动化,2022,51(6):222-225.
- [8] GB/T 15755—1995 圆锥过盈配合的计算和选用[S].
- [9] WEN J H,DING Y C,YANG Z G, et al. Research on safety evaluation calculation of flange bolt connection based on VDI2230 standard [J]. Advances in Engineering Technology Research,2023,1(3):693.

收稿日期:2023-09-25