

摘 要

螺纹联接应用广泛，防松问题一直受到人们的关注。双螺母联接是应用广泛、工作较为可靠的一种防松方式，但是至今尚未见到关于其防松效果与两个螺母拧紧力矩之间关系的研究报道。本文通过对不同预紧力下的双螺母联接，在紧固件横向振动实验装置上进行了试验，总结出双螺母联接中不同预紧力下的防松效果与两个螺母之间预紧力的关系。

在对目前国内外多种试验台的工作原理、组成和特点进行了较为详细研究的基础上，研制了自己的紧固件横向振动试验台。实践证明，该试验台是一种比较理想的试验装置。

双螺母防松实验是在紧固件横向振动试验机上完成的。试验主要包括两个方面的内容。一方面试验分析了两个螺母拧紧力矩的关系，认为螺栓所受预紧力与两个螺母拧紧力矩都有关，两个螺母所受拧紧力矩越大，螺栓的预紧力越大，但并不是两个拧紧力矩相应预紧力的简单相加。第二对受不同拧紧力矩的双螺母装置进行了试验，结果认为，双螺母联接在上螺母拧紧力矩大于下螺母拧紧力矩时，防松效果更好。或者说，上螺母拧紧力矩的大小对于联接的防松效果起着关键作用。

关键词 双螺母联接，振动试验台，防松

ABSTRACT

Screw-jointed is used widely. With the development of mechanics and industry, more and more people is paying attention to the problem of anti-looseness while using screw-jointed. Double-nut is one of anti-looseness ways that are usually used, and double-nut has more efficiency anti-looseness characteristic than other screw-jointed's. In this thesis , through vibratile experiment, the author experimentally studied the anti-looseness effect of double-nut-jointed and analyzed the connection of torque between two nuts.

All the tests in this thesis were performed on a transverse vibratile tester. In order to success in making experiments, the author manufactured the transverse vibratile tester, and described the theory, component and characteristic of the equipment. The equipment is proved to be more perfect for making this experiment through practices. The experiments include two contents. On the one hand, We have made experiments to prove the connection of torque between two nuts. The power of bolt is relate to not only the torque of the first nut but also the second nut's. With different torque, We screwed down double-nut, and made experiments which prove double-nut is of anti-looseness when the torque of the first nut outweigh the second nut's. Finally we concluded the curves of time and torque.

Keyword: connection of double-nut, vibratile tester, anti-looseness.

独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作和取得的研究成果，除了文中特别加以标注和致谢之处外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得 天津大学 或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示了谢意。

学位论文作者签名：景秀并 签字日期：2004年1月13日

学位论文授权使用授权书

本学位论文作者完全了解 天津大学 有关保留、使用学位论文的规定。特授权 天津大学 可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，并采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编以供查阅和借阅。同意学校向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘。

（保密的学位论文在解密后适用本授权说明）

学位论文作者签名：景秀并

导师签名：潘凤章

签字日期：2004年1月13日

签字日期：2004年1月13日

第一章 绪论

螺纹联接的应用十分广泛。今天,几乎很难找到一部没有螺纹紧固件的机器。螺纹联接历史悠久,自从出现了人类文明,就开始了利用紧固件把几个物体联接起来的历史。A.Black 认为,在人类文明史上联接技术的出现可以和发明车轮等量齐观。在所有联接中,螺纹联接是应用最广泛的。螺纹联接具有预紧、联接、紧固、密封等功能,可拆卸,易维修,通过标准化,实现了大批量生产,成本低而价格便宜,具有互换性,因此,在各种机械和结构中被广泛采用。早在 1457 年制造的一个头盔上,发现有固定羽饰的螺钉、螺母,这是最早作为螺纹紧固件使用的例证。1760 年英国 Wyatt 家族的 Job 和 William 兄弟发明了车螺纹用的车床,他们被认为是工业制造螺栓、螺母的创始人^[1]。

§ 1.1 螺纹联接研究的意义

螺纹联接较其他联接的优点之一是可拆卸、易维修,但同时这也是它的弱点,特别是在高速运转、振动强烈的火车、汽车、飞机、坦克等大型机械设备中,因螺纹联接件的松动、松脱、疲劳断裂而造成翻车、机毁人亡的恶性事件已数不胜数。随着机械向高速、精密化发展,工业规模向大规模、自动化发展以及航空航天技术的发展等,螺纹紧固件联接的防松问题变得越来越突出。因而当对螺纹联接具有较高的要求时,现有的定量或定性分析就显得无能为力,不足以应付某些重要机器设备中,作用很关键的螺栓连接。例如在飞机、汽轮机、核反应堆等大型装备中,一旦螺栓联接出现损坏,将造成严重后果。1966 年日本航空公司一架从千岁飞往东京羽田机场的飞机,因为安装发动机的螺栓疲劳断裂,在羽田海面坠入海中。美国汽车制造商接到的投诉中,在螺栓联接失效的原因中,设计不当造成的损坏竟占 24%,若把装配不当引起的损坏占 29%加在一起,数字就相当可观^[1]。许多机械产品的质量与紧固件的质量密切相关。生产的完全自动化要求紧固件没有任何缺陷,例如,在使用机器人的自动装配线中,螺纹紧固件的偏离合格标准的 1%,则自动装配线每 20 分钟将关闭一次。随着技术的发展,机械产品向高速、大功率、精密、小型轻量化方向发展,对螺纹紧固件的性能提出了更高的要求。据有关资料统计^[2],世界各国每年机械设备因紧固件松动、松脱、疲劳断裂而造成的直接经济损失达数十亿美元以上。现在铁路上铁轨所用螺纹联接是利用弹簧垫圈来防松。由于防松效果不佳,每年需投入大量人力物力来养路。据郑州铁路局工务段介绍,每年需更换 M24 的轻轨与接头夹板螺母就达 100 万个,在郑州北站编组场,每班每

个工人就要紧固几百个螺母，这就造成大量人力、物力、财力的浪费。螺纹联接是一种极普通的机械零件，但因螺纹紧固件形状复杂，构成联接后，载荷和变形关系也很复杂，所以依然是一个需要认真对待、给以足够重视的问题。一般情况下，紧固件抗振动松转的寿命比其材料和结构的疲劳寿命低的多，即紧固件远在疲劳破坏之前就已经出现了松转失效，因此对螺纹联接进行防松分析和防松的试验以防止紧固件在使用中松动脱落，一直是人们致力研究的课题。近年来，国内外学者进行了大量关于螺纹联接防松问题的研究，并提出了一些防松技术和措施，取得了一定成效。

§ 1.2 螺纹联接防松防断研究现状

众所周知，当螺纹紧固件承受横向交变载荷时，其联接只有在少数情况下是可靠的，大多数情况下由于载荷和振动等外界原因，往往会出现松动，造成严重后果，因此，螺纹紧固件的防松问题得到人们广泛的重视，成为人们致力研究的一个课题。

当拧紧螺纹紧固件时，向紧固件输入能量，撤去拧紧力矩后，由于螺旋副的自锁作用和螺母、螺栓头与被联接件支撑面接触表面上的摩擦力，这个能量大部分被存储在紧固件中，使螺栓承受拉力，被联接件承受压力，这就是预紧力。若没有外界因素使这个能量释放出来，预紧力就不会减少或消失。但是，当螺纹联接受冲击振动或交变载荷作用时，螺纹副之间和支撑面之间的摩擦力可能瞬时消失，或在经过一段时间后会使得联接松动甚至松脱，从而导致机器不能正常工作甚至发生严重事故。在高温或温度变化较大的情况下，由于螺纹联接件和被联接件的材料发生蠕变和应力松弛，也会使联接中的预紧力和摩擦力逐渐减小，导致联接松动。因此为保证联接安全可靠，必须采取有效的防松措施，避免螺母松动^[1]

螺纹联接防松的实质，在于防止工作时螺栓与螺母的相对转动，具体的防松方法和防松装置很多。避免螺栓联接在振动下自动松脱主要途径有三种^[3]：第一是防止摩擦力减小到临界值之下；第二是阻尼振动，防止过强的振动作用于螺栓联接；第三是防止螺栓螺母相对转动。根据生产实际中广泛采用的有效防松措施，可以归结为如下五种基本的防止螺栓联接振动松脱的方法：（1）保持螺旋副和被联接件接触表面件的摩擦力，防止摩擦力下降至造成松脱的临界值之下；（2）用机械的方法，借助于各种金属制动元件，防止螺母与螺栓、螺母与被联接件相对转动；（3）用机械的方法防止被联接件的相对滑移（阻尼振动）；（4）提供一个有效力矩来抵消拆卸力矩（螺母松脱力矩）的作用；（5）把螺旋副变为非运动副，排除螺母相对转动的可能性。

根据上述防松途径和方法,国内外科学工作者提出了许多具体的防松措施,其中主要还是利用增大自锁摩擦力矩防松、防止螺旋副相对转动和阻尼防松三种类型^[3, 4]。

摩擦防松原理是在螺旋副中产生附加压力,从而始终有摩擦力矩存在,防止螺母相对螺栓转动,在机械设备中利用摩擦防松原理所设计的防松装置主要有:双螺母、弹簧垫圈、开缝螺母、锁紧螺母、紧定螺钉固定和不完整螺尾等;一般而言,摩擦防松具有结构简单、操作方便的特点,但防松的可靠性较差,对于振动、冲击和动载较大的工况,同样会产生不同程度的螺母松动现象,同时摩擦防松对于防止螺纹联接的初期松脱非常有效,但当螺纹联接已经松脱到一定程度后,该类防松方法就不再起作用。

防止螺旋副相对转动方法防松,主要是采用机械的方法,利用一些简易的金属止动件,或者改变运动副性质,把螺旋副变成非运动副,从而减少甚至排除螺母相对螺栓转动,达到防松的目的。常用的方法有开口销与开槽螺帽、串联钢丝、止动垫圈、冲点、铆接、钎焊、粘接等方法。前三种方法可靠性较高,适用于高速、冲击、振动及机械内部不易检查的场合,但也存在安装时止动元件不易找正的弊病,而且不能防止初期松脱,只能在一定程度上防止螺纹连接的继续松脱;后四种方法防松可靠,但由于破坏了螺旋副关系,装拆不方便,而且不能重复使用。因此,不能用于经常拆装的场合。

阻尼防松方法,主要是利用机械的方法防止被联接件的相对滑移;或减少螺旋副之间的径向间隙,防止螺栓和螺母之间产生不同频率的振动,达到防松的目的。为了防止被联接件的相对滑移,可以在被联接件结构上采取措施,使相对滑移减至最少(如图 1.1 所示);或者在被联接件上加销、键也可以起到防松作用(如图 1.2 所示);减少螺旋副之间的径向间隙,可以通过加钢丝螺套来实现。利用该原理实现防松的可靠性较差,对于振动、冲击和动载较大的工况,同样会产生不同程度的螺母松动现象。

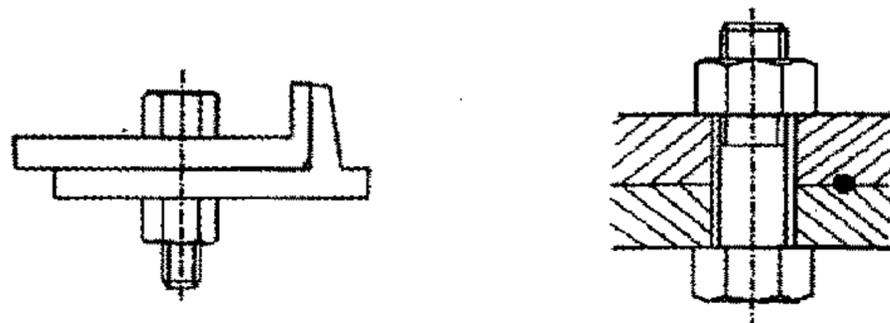


图 1.1 防止被联接件的相对滑移结构 图 1.2 被联接件间加键的结构

近年来,国内外研究了一些新型螺纹连接防松方法。例如,铁基形状记忆合金螺母、ST2 自锁防松螺母和凹凸型防松螺母^[5, 6, 7, 8],前两种螺母防松都是通过增大自锁摩擦力矩防松和阻尼防松两种方式来实现。铁基形状记忆合金螺

母(如图 1.3 所示)螺母利用铁基形状记忆合金的形状记忆效应,其原理是将螺母的内螺纹加工成略小于螺栓外螺纹的尺寸,然后扩孔变形至标准内螺纹的尺寸,因为在此过程中应力诱发马氏体相变,所以按规定力矩拧紧后,对螺母加热,应力诱发马氏体发生逆相变,但因受到螺栓的约束作用,螺母会产生巨大径向恢复力,该恢复力转化为自锁摩擦力矩,能有效增大螺旋副之间的锁紧力矩,从而防止螺旋副出现相对转动,达到防松目的。此外,因为螺母的径向形状恢复,减小螺纹牙之间的间隙,有效防止螺栓螺母受到动载荷作用时产生不同频率的作用,避免螺旋副之间自锁摩擦力急剧下降。ST2 自锁防松螺母(如图 1.4 所示)是对螺母的螺纹结构进行改进,螺母的底径有一 30° 锥面,而螺栓螺纹的形状仍保持标准的三角形。当螺母和螺栓配合在一起时,由于预紧力的作用,螺栓的牙底和螺母的牙顶有直线接触或微量变形,在横向动载荷作用下,由于螺栓和螺母之间存在较大摩擦力,从而提供较大的摩擦力矩作用,产生较小的相对作用,达到防松的目的。但是该螺纹通过性能鉴定,预紧力仅提高 8.7%,使得其应用受到限制。凹凸型防松螺母(如图 1.5 所示)是通过增大阻尼防松方式来实现,其防松原理是利用下螺母的凹锥相对于螺栓中心的偏心距产生径向锁紧力,利用凸凹锥面之间楔紧作用,达到防松目的。但该结构较复杂,加工工艺要求高,故难以推广。

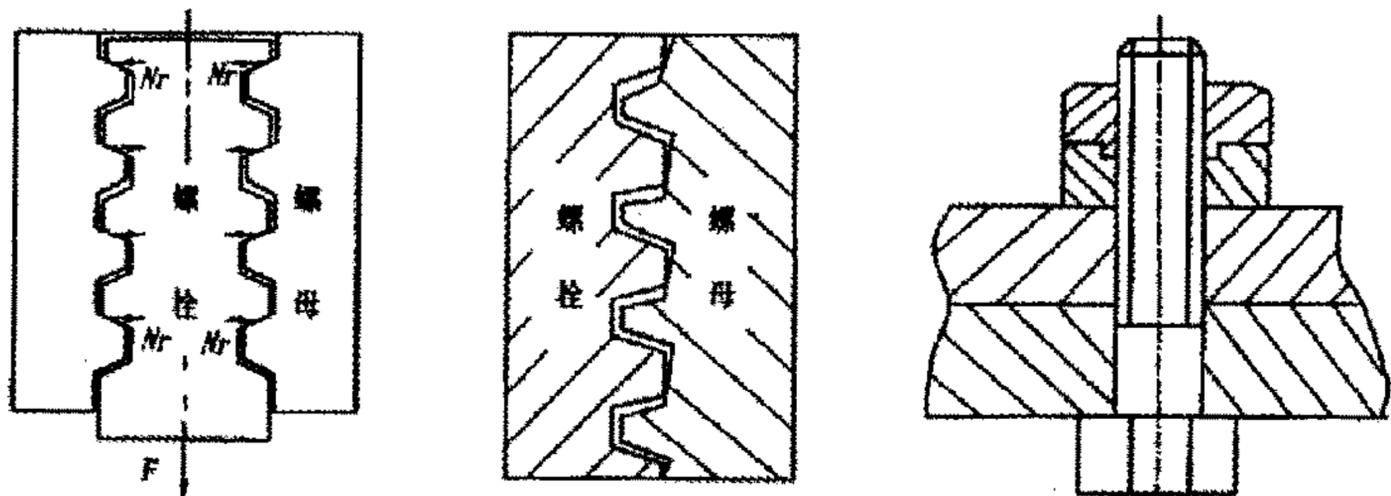


图 1.3 铁基形状记忆合金防松螺母防松原理示意图 图 1.4 ST2 防松螺母螺纹牙结合示意图 图 1.5 凹凸型螺母结构示意图

华北电力大学利用机械防松原理研制了一种加键防松螺母^[9,10](如图 1.6 所示),这种螺母是在螺栓螺母拧紧后,在螺栓螺母之间加键,通过破坏螺纹连接达到防松、被盗的目的。这种方案属于不可拆卸连接,不能维修。

山东建筑工程学院研制的新型防松结构及原理^[11](如图 1.7 所示),其特点是在螺栓端部联接一个锁紧零件,该零件加工有内外螺纹,内螺纹与螺栓杆相连,外螺纹即螺栓主螺纹,内螺纹螺距大于外螺纹螺距。当拧紧螺母后,再反向转动锁紧零件,由于内外螺纹螺距不同,在旋合螺纹牙支承面间始终保持一

个不变正压力，从而达到防松的目的。

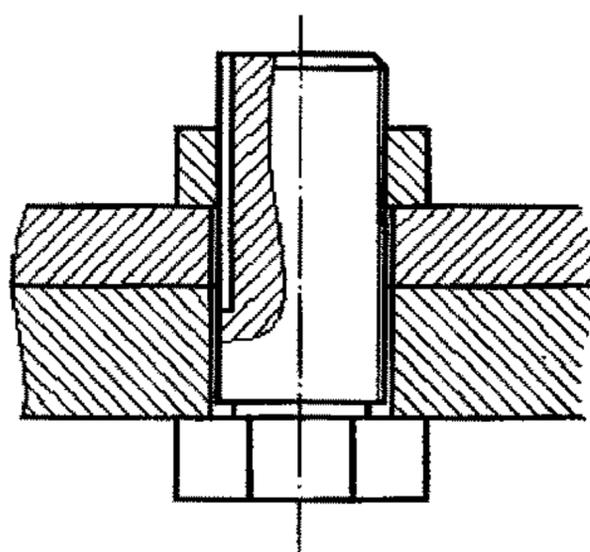
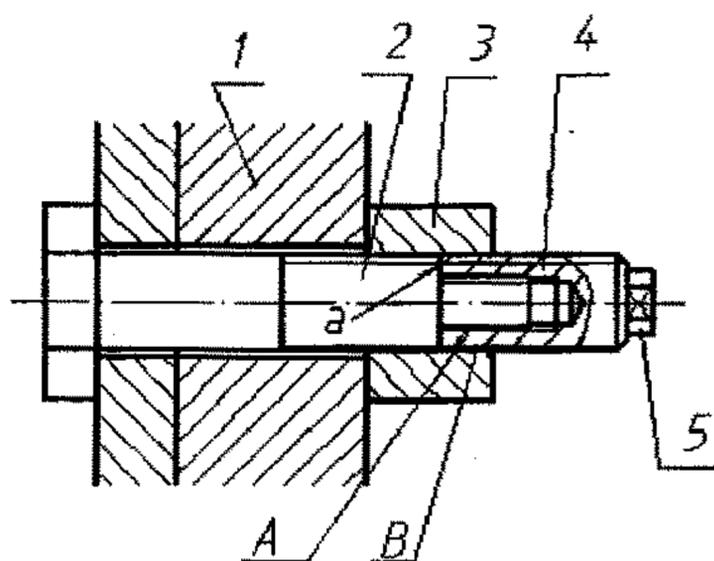


图 1.6 加键防松螺母结构示意图



1 被联接件 2 螺栓主体 3 螺母 4 锁紧零件
5 锁紧零件上的扁尾 A 锁紧用螺纹 B 螺栓主螺纹 a 接触面

图 1.7 防松结构的改造

罗纳德 .L. 高得设计的 DLP 螺纹^[12]（动态锁紧齿形）采用复合曲线齿面（如图 1.8 所示），它具有以下两个重要的优点：第一，具有类似于 spria 锁紧方式^[13]可进行自锁；第二，DLP 曲线齿面可供螺纹变形，并可均匀地把负载传到多个啮合螺纹上。

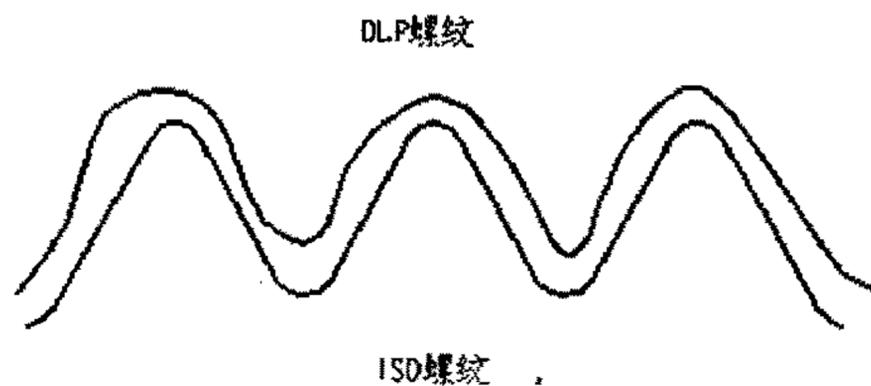


图 1.8 DLP 螺母与 ISO 螺栓配合的牙形

Gifu 大学工程学院 N.Sase 奚静伦译研制的新型 SLB (Step-Lock-Bolt) 阶

锁螺栓^[14]的特点是在其螺纹的每个圆周上刻有 8 个台阶，台阶处的螺纹升角为零度，因而能有效地起到防松作用。

在螺栓防断方面^[15]，据国内外有关资料介绍，受交变载荷作用引起的螺栓失效近 90% 属于疲劳断裂，断裂部位发生在剖面剧烈变化的应力集中处(如图 1.9 所示)。从图可见螺栓头部断裂约占 15%，螺栓尾部毁坏约占 20%，从螺纹支承面算起在第一、二圈螺纹处毁坏约占 65%。为了减少应力集中，国内外学者在螺栓和螺母的结构上都作了不同程度的改进。主要方法有：一是改变螺母受力性质，如采用悬置螺母、开槽螺母，变螺母所受压应力为拉应力；二是减少螺母螺纹牙的受力面积，如采用内斜螺母使受力较大处的受力减小，这种结构只能部分改善螺纹牙受力不匀状况，且螺纹牙结构有所破坏；三是减少螺栓的螺距，使螺栓螺纹牙在受力时变形减小，从而改善螺纹牙的受力分布，这种结构需要专用设备，实施不方便；四是加高螺母，使螺纹联接中旋和圈数大于 8~10 圈，这种方法虽然改变螺纹的受力状况，但螺纹牙的一、二圈所受力几乎没有变化。总之，螺纹联接的防松防断问题还没有得到有效地解决。

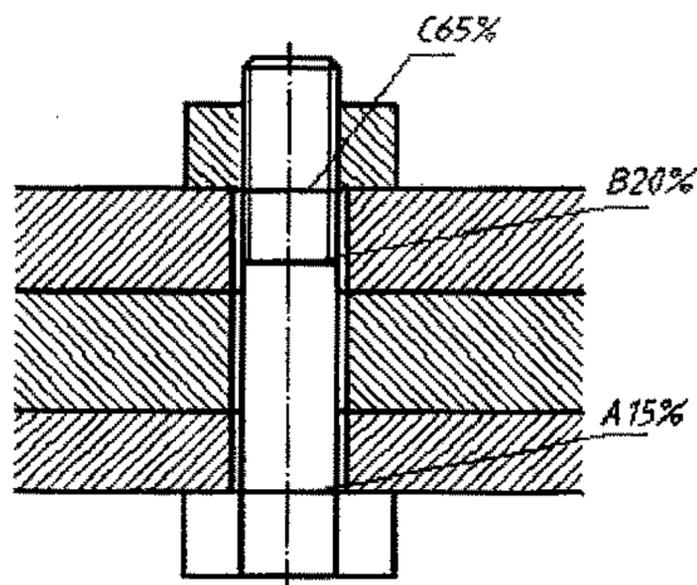


图 1.9 受拉螺栓失效部位统计

§ 1.3 双螺母联接防松研究现状

如上所述，螺纹联接防松的方法颇多，而双螺母是目前广泛采用的一种，现有的一些研究已表明^[16]，在常用的 10 种紧固件的抗振寿命中，其中以用正确拧紧法的双螺母联接最为可靠。我国三机部标准螺栓螺母编制工作组采用美国宇航局标准 NAS3350（高质量自锁螺母条件）规定的试验法对几种螺纹紧固件进行了振动寿命试验。结果如图 1.10 所示：

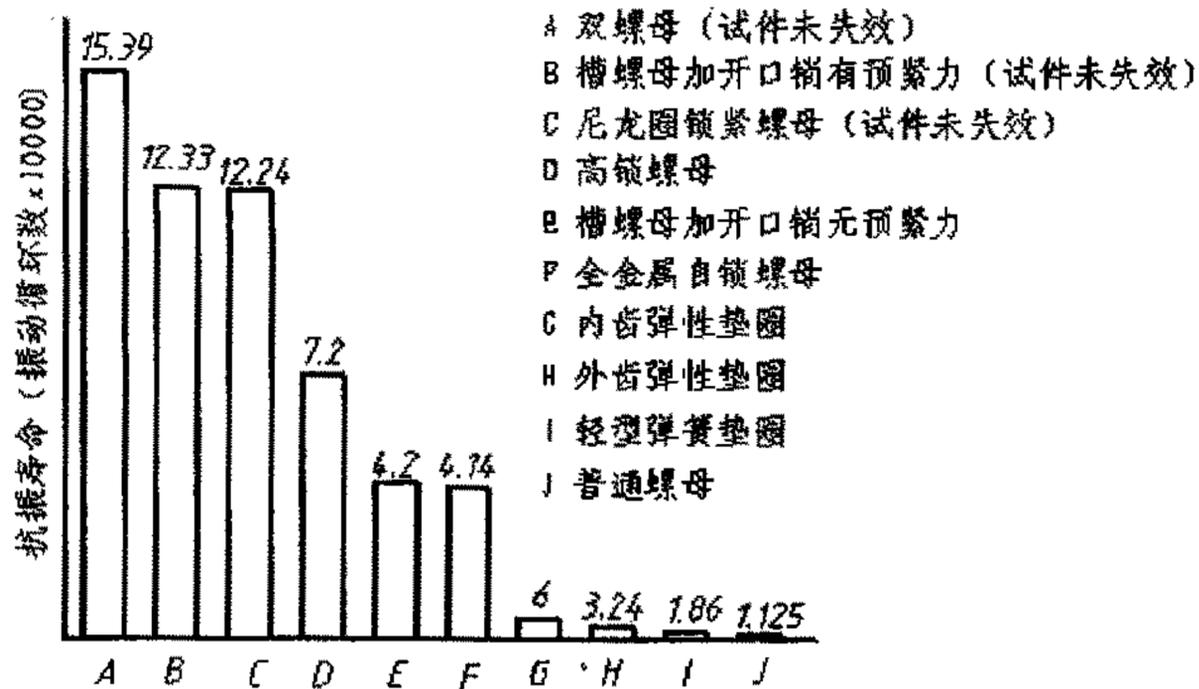


图 1.10 防松方法的抗振松动寿命试验结果

上图表明双螺母具有更长的抗振寿命，一般认为这种锁紧装置靠两个螺母的螺纹产生微小弹性变形而锁紧。就目前有关双螺母防松的研究作简单介绍。

大唐机电有限责任公司唐宗才^[17, 18]发明了一种不同于国标定义的新型防松螺纹—唐氏螺纹（如图 1.11 所示），唐氏螺纹是由左旋和右旋两种螺旋线复合在同一段螺纹段上，既有左旋螺纹的特点又有右旋螺纹的特点，唐氏螺纹利用螺纹自身特点解决防松问题。在联接时，需使用两只不同旋向的螺母：工作于支承面上的螺母称为紧固螺母，非支承面上的螺母称为锁紧螺母。在振动、冲击情况下，紧固螺母会发生松动的趋势，但是，由于紧固螺母的松退方向是锁紧螺母的拧紧方向，锁紧螺母的拧紧恰恰阻止了紧固螺母的松退，导致紧固螺母无法松脱。

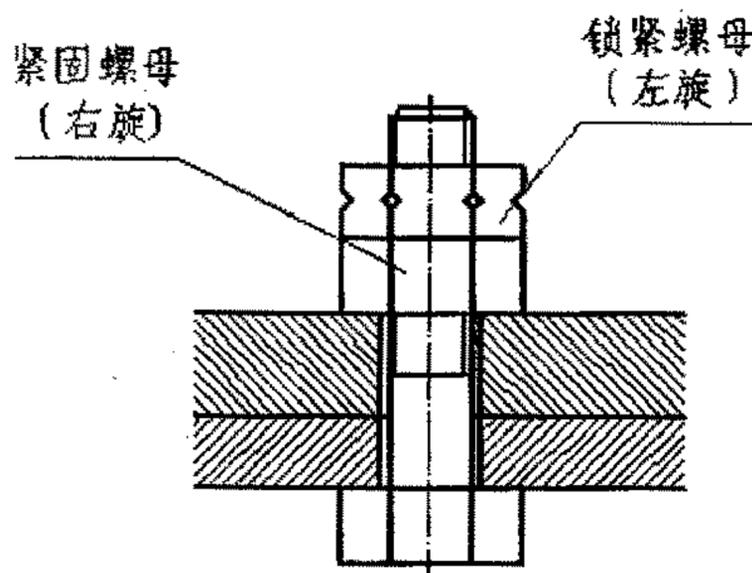


图 1.11 唐氏螺纹紧固件的防松原理

双螺纹防松紧固件^[19]（如图 1.12 所示）是指紧固件的螺栓部分一端有两段直径不同的螺纹，双螺纹防松紧固件结构由防松螺母、螺母和防松螺栓组成，

其中防松螺母和螺母可选用标准的左旋或右旋螺母，其旋向相反，防松螺栓的末端结构（如图 1.13 所示）由工作螺纹和防松螺纹组成，工作螺纹内径大于防松螺纹外径，双螺纹紧固件在工作时，工作螺母在载荷作用下可能发生微小松动，但由于两螺母旋向相反，工作螺母只会对防松螺母起到拧紧作用；而工作螺母也始终受到防松螺母拧紧力矩作用，即使螺纹升角大于当量摩擦角，防松螺栓也能起到锁紧作用。

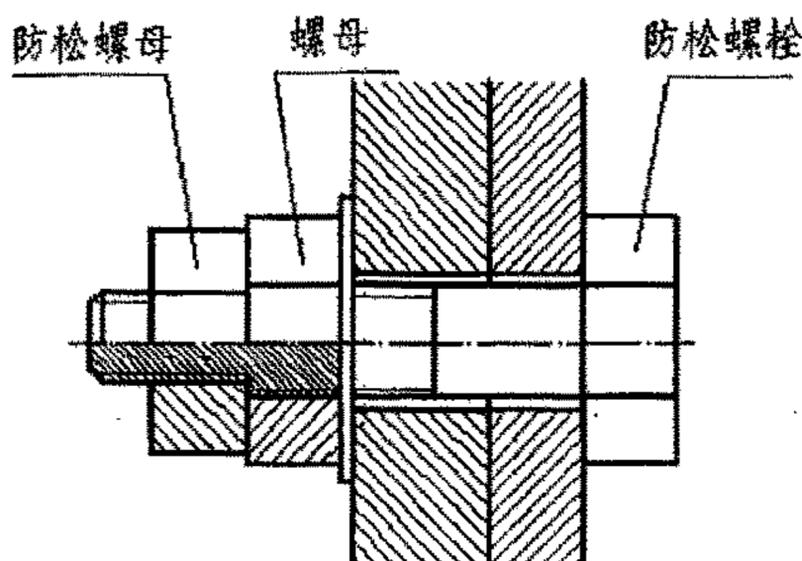
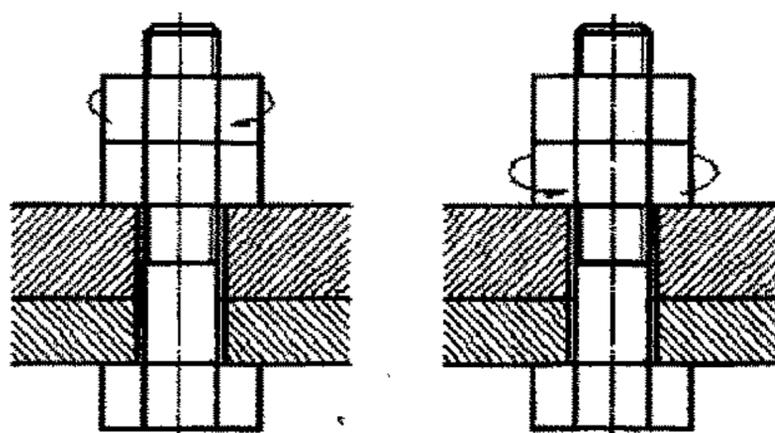


图 1.12 双螺纹防松紧固件结构图



(a) 副螺母顺向旋紧法 (b) 主螺母逆向旋紧法

图 1.13 双螺纹防松联接方法

重庆电力职工大学余钦义^[20]对双螺母防松及其力关系进行了分析，认为要使双螺母产生应有的防松效果，要求在主、副螺母之间产生一个一定大小的附加顶力，双螺母防松操作可以采用两种方法（如图 1.13 所示）：第一是副螺母顺向旋紧法，第二是主螺母逆向旋紧法。经过实验认为主螺母逆向旋转法优于副螺母顺向旋转法。

明水通信邮电设备厂马涛^[21]对双螺母防松效果进行了分析，他认为要使对顶螺母真正发挥防松作用，必须利用双螺母对顶的作用完全补偿掉螺纹间隙，并使两螺母之间的螺栓部分存在一定的附加拉应力，对于松螺栓联接来讲，该状态容易达到。而对于紧螺栓联接及锁紧过程可分为三个阶段：主螺母预紧

阶段、补偿间隙阶段和锁紧阶段。

目前有关双螺母联接的研究^[22, 23]还很少,很多情况只是根据经验判断,没有理论依据。综上所述,近些年来各国科学家在紧固件防松方面都作了不同的研究,螺纹联接的防松方法也很多,但是实际操作中,由于各种防松方法都存在一定的优、缺点,因此双螺母防松在实际中依然广泛应用。所以就双螺母防松的实验性能研究,其研究成果必将具有重要学术理论价值和广泛的应用前景。

§ 1.4 本课题研究内容

本课题研究双螺母联接在承受横向载荷时,对其防松性能研究、分析、测试和对比,主要研究以下内容

- 1、紧固件横向实验台的研制。
- 2、双螺母联接的紧固件受横向载荷时的受力分析,包括预紧力的控制与变化。
- 3、双螺母联接拧紧过程中,两个螺母拧紧力矩之间的关系。
- 4、对实验数据进行分析研究,得到螺栓在受横向载荷时,如何控制预紧力以及两个螺母预紧力的关系,以使紧固件联接达到期望的目的。
- 5、对双螺母联接的螺栓受不同载荷时,进行振动试验,得到不同载荷时螺栓的预紧力随时间下降曲线图,为合理设计紧固件联接及防松提供理论和实践依据。

第二章 双螺母联接防松理论分析

本章在对螺纹联接受力分析、防松机理、发生松动原因及松动过程作全面分析的基础上,对双螺母的受力进行分析,合理选择预紧力的大小以及如何合理控制预紧力。

§ 2.1 螺纹松动原因及松动过程、防松原理

2.1.1 普通螺母松退力矩^[10]

在螺纹联接中,当拧紧螺纹紧固件时施加一个预紧力 F ,由于螺旋副的自锁作用产生自锁摩擦力矩 T_t 和紧固件支承面摩擦力矩 T_w ,所以对于普通的三角形螺纹联接,施加在螺母上的拧紧力矩 T 等于预紧力产生自锁摩擦力矩 T_t 和紧固件支承面摩擦力矩 T_w 之和,即:

$$T=T_t+T_w \quad (2.1.1)$$

$$T_t=F \times d_p \times \tan(\psi + \rho) \quad (2.1.2)$$

$$T_w=F \times d_w \times \mu_w/2 \quad (2.1.3)$$

将式 $\tan(\psi + \rho) = (\tan \psi + \tan \rho) / (1 - \tan \psi \times \tan \rho)$ 展开,略去微小量,取 $\tan \rho = \mu_s / \cos \alpha = 1.15 \mu_s$ 代入,得:

$$T_1 = F \times [d_p \times (1.155 \mu_s + \tan \psi) + \mu_w d_w] / 2 \quad (2.1.4)$$

与之对应的要转动有预紧力 F 的螺纹连接,其松动力矩 T_2

$$T_2 = F \times [d_p \times (1.155 \mu - \tan \psi) + \mu_w d_w] / 2 \quad (2.1.5)$$

式中: T_t : 螺纹副中摩擦力矩(N.mm);

T_w : 紧固件支撑面摩擦力矩(N.mm);

F : 螺栓中的预紧力(N);

d_p : 螺纹的有效直径(计算时采用标准尺寸 d_2 (.mm));

d_w : 螺纹支撑面的等效直径,一般地取 $d_w = 1.3d$,其中 d 为螺纹公称直径(mm);

μ_w : 螺母支撑面与被联接件之间的摩擦系数;

μ_s : 螺纹副间的摩擦系数;

ψ : 螺纹升角,一般的, $\tan \psi = P / (\pi \times d_2)$,其中 P 为螺纹导程;

ρ : 螺纹副的当量摩擦角;

对于公称直径为 8、10、12 和 16 的螺纹,取 (d_2/d) 的平均值,在粗牙螺纹时为 0.906,在细牙螺纹时为 0.928,取其平均值 $d_2 = 0.92d$ 。

而 $\tan \psi$ 的平均值在粗牙螺纹时为 0.050, 在细牙时为 0.038, 取其平均值 $\tan \psi=0.044$ ($\psi=2.5^\circ$)。

G.Junker 通过实验给出了 μ 和 μ_w 的数据, 因其拧紧力矩是以预紧力的平均值为准计算的, 所以这里取其平均值 $\mu = \mu_w = 0.15$ 。

综上所述, 对于一般螺纹联接而言, 可取 $d_2=0.92d$, $\tan \psi=0.044$, $d_w=1.3d$, $\mu = \mu_w = 0.15$, 代入 (2.1.4) 和 (2.1.5) 中, 可得:

$$T_1 = F \times [0.92d \times (1.155 \times 0.15 + 0.044) + 0.15 \times 1.3d] / 2 = 0.198Fd \quad (2.1.6)$$

$$T_2 = F \times [0.92d \times (1.155 \times 0.15 - 0.044) + 0.15 \times 1.3d] / 2 = 0.157Fd \quad (2.1.7)$$

松动力矩与拧紧力矩之比为:

$$T_2/T_1 = 0.157Fd / 0.198Fd \approx 0.8 \quad (2.1.8)$$

即螺母松退力距约为拧紧力矩的 80%。理论上在静止状态下, 承受静载荷的螺栓联接, 没有施加这么大的松退力距, 螺母是不会松动的。该理论为紧固件防松的设计提供了主要参数依据。

2.1.2 螺母的松退原因及松退过程

螺栓联接的使用经验表明, 只有在遭受振动的螺栓联接才会出现螺母松动。下面的实验解释为什么振动会使螺母松动^[1] (如图 2.1 所示):

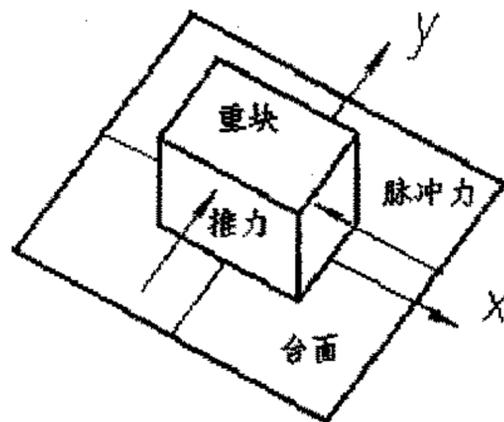


图 2.1 螺纹松退原因

如图所示, 在一个台面上放一个重块, 若在 x 方向施加脉冲力, 使重块振动, 这时只需要比摩擦力小得多的推力就可以使重块在 y 向移动。对螺旋副来说, 则是相当于重块在斜面上的状况 (如图 2.3 所示):

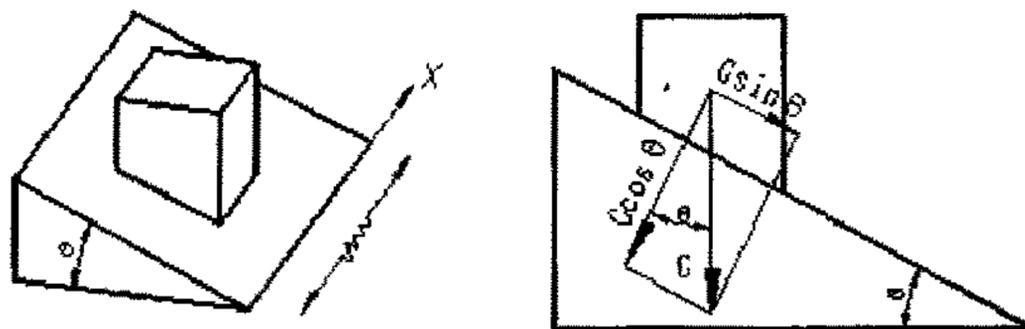


图 2.2 重块在斜面上移动

由于 θ 角很小, 所以分力 $G \sin \theta$ 亦很小, 自锁时 $\mu G \cos \theta$ (摩擦力) 大于 $G \sin \theta$, 所以重块不会下滑。若在 x 方向上敲打 (脉冲力) 斜面, 使之振动, 则重块将可能自动下滑, 犹如进入不自锁状态。这也就是说, 由于 x 方向的振动力克服了摩擦力, 在同样的 $G \sin \theta$ 分力作用下, 却使得重块进入了运动状态。

当然, 在螺旋副中使螺母松动的力不是“重力” G 的“下滑分力” $G \sin \theta$, 而应理解为螺栓的预紧力 F_s (或轴向拉力 F_0) 沿螺纹方向上的分力 $F_s \sin \psi$ (或 $F_0 \sin \psi$)。该分力使螺母犹如重块沿螺旋展开的斜面移动而松动, 即螺母的松退力。

对某一具体的螺纹联接而言, 引起螺纹联接松动的原因很多, 但归纳起来主要有以下三方面原因^[23]:

(1) 螺纹联接的初始变形, 即初始塑性变形理论, 螺纹联接的松动是从初始变形开始的。初始变形首先表现在接触面的塑性环状压陷, 当被联接件与螺栓头或螺母支承面的接触压强超过材料所能承受的压强时就会出现, 在使用过程中, 由于这种塑性变形继续发生, 螺栓的拉伸应力减小, 预紧力逐渐下降。其次, 由于螺栓联接体的接触部分 (螺纹面、支承面和被联接件相互接触面) 的表面粗糙度、形状误差等产生的局部塑性变形。以上两种初始变形促使螺纹联接发生初始松动。这种松动虽然很微小, 但它往往使螺纹副或支承面产生严重滑动和紧固力严重损失的开始阶段, 所以对其松动的影响仍是不可忽视的。

(2) 轴向载荷作用, 即径向滑动松动理论。当联接体受轴向载荷时, 螺栓受轴向力拉伸, 螺纹牙斜面上受到径向分力的作用, 此时螺母会产生弹性径向扩张; 由于泊松比关系, 螺栓要弹性径向收缩。因此, 在螺纹副及载荷支承面间必然会产生微小的径向滑动。在载荷反复作用下, 这种相对滑动逐渐积累增大, 至使螺母松动回转。当轴向受到更大的冲击振动载荷时, 在接触螺纹面荷载和支承面产生更大的相对滑动, 使螺旋副之间相应的摩擦力也大大地减少, 从而破坏螺纹联接的自锁条件, 使螺母自动回转。

(3) 受横向载荷作用, 即扭转初始位移松动理论。当螺栓受到垂直于轴线的横向载荷作用时, 在横向力 R 的反复作用下, 使螺栓发生弹性扭转变形。随着时间的进程, 逐渐积累起扭转初始位移, 逼使螺纹副产生一个螺旋导程的下滑分量, 逐渐使螺母发生松动。与此同时, 相应在螺栓体中产生一个反作用力矩, 以抵抗螺栓的弹性扭转和偏斜变形 (如图 2.3 所示)。

以上三个原因相互作用, 消除了螺纹副中的摩擦力, 引起螺母的松动。其中起主要作用的是横向载荷的作用。实验和实际使用都表明, 螺栓联接在横向振动下, 比在轴向振动下更容易松动。较强烈的轴向振动, 作用较长时间后,

可能使预紧力下降 30%~40%，但是通常不会全部丧失预紧力导致紧固件脱落。强烈的横向振动就可以使预紧力全部消失，紧固件脱落。对此可作以下解释：当联接受到轴向振动时，主要是使螺旋副之间的压紧力 N 发生变化，由于螺栓和螺母振动相位不同，使得 N 在振动过程中有可能增大，也有可能减小，当 N 减小时，由摩擦力 F 、压紧力 N 和摩擦系数 f 的关系式 ($F=Nf$) 可知， F 将减小，阻止螺纹副松退的力矩减小，螺纹副间随时都可能发生相对转动。而当联接受到横向载荷时，不管螺栓和螺母的相位如何变化，如果不是发生共振，由于物体的惯性，螺纹副间随时都可能出现双向的相对运动（同相位点除外）。这样在振动过程中，当静摩擦系数变为动摩擦系数时，由于 f 的减少， F 就会减少，阻止螺纹副松动的力矩下降，螺纹副间就会产生周向的相对运动，从而造成螺纹联接的松动。

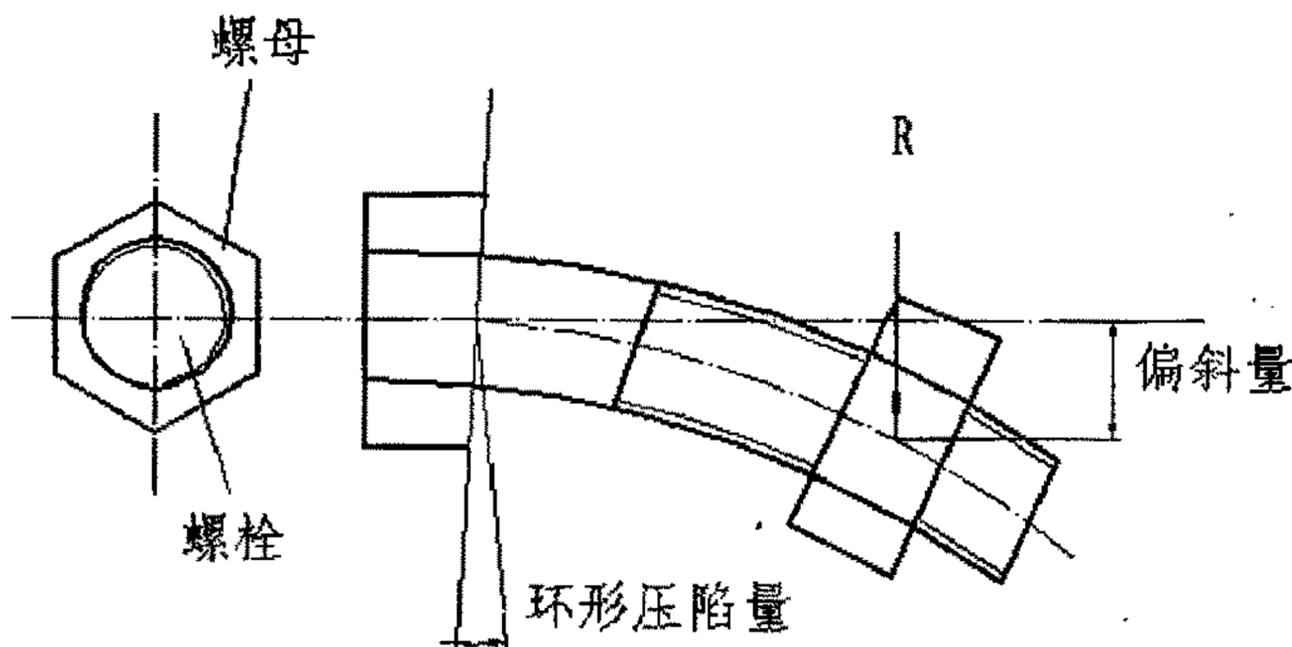


图 2.3 螺栓弹性扭转示意图

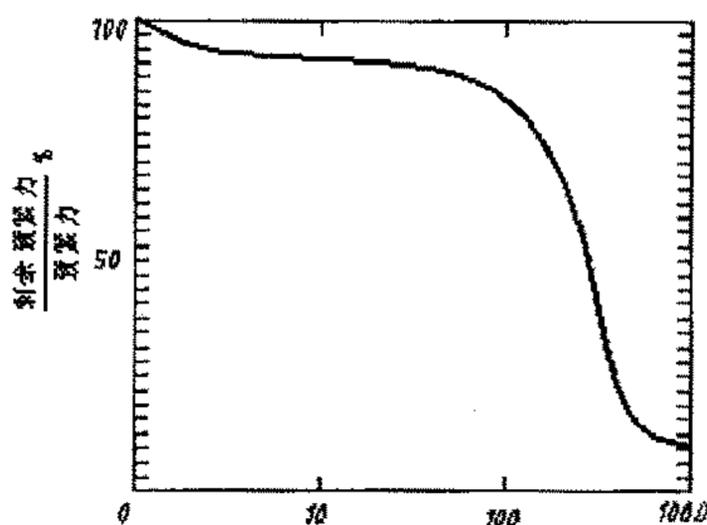


图 2.4 螺母松退过程

螺栓联接在受横向振动时，并非立即丧失全部预紧力。起初，只损失少量预紧力，而且，多半是因松弛而导致预紧力下降，并不是螺母回转造成的。随着振动次数的增加，损失的预紧力缓慢的增多，即剩余预紧力越来越小。当损

失了相当的预紧力后，摩擦力降至某一临界值。这是，螺母上推力产生的松退力矩超过了螺旋副中的摩擦力矩，螺母开始反转，预紧力急剧下降（如图 2.4 所示）：初始预紧力愈大，使摩擦力减至临界值而导致螺母松动所需的振动次数愈多，所需的振动强度愈大。实际上，在有些场合，只要初始预紧力足够大，螺母决不会松动。因此预紧力的大小也是螺母发生松退的一个影响因素。

§ 2.2 双螺母防松原理及力的关系

2.2.1 双螺母防松原理

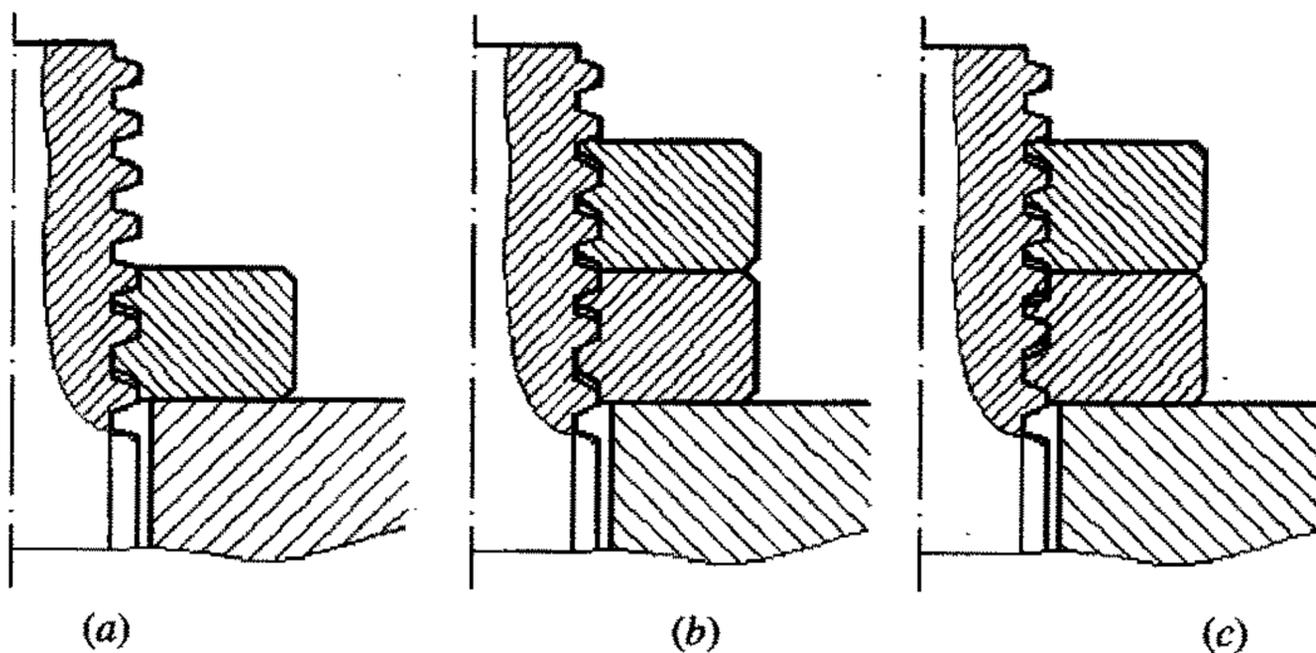


图 2.5 双螺母防松原理

双螺母是靠增大摩擦力来防松的一种方法^[1]，是比弹簧垫圈有效得多的一种方法。由图 2.5 (a) 可见，当拧上第一个螺母时，螺母螺纹牙形的上侧与螺栓螺纹牙接触，拧上第二个螺母（称副螺母或防松螺母）后，螺母和螺栓的牙接触发生变化。在实际操作过程中，双螺母拧紧有两种情况：（1）当施加在第二个螺母上的力矩不足以下螺母所受的压力时（如图 2.5b），这时上下螺母副之间没有附加的压力，上下螺母只相当于一个螺母。在受到交变载荷时，下螺母与螺杆形成的螺旋副间的摩擦力可能减小或瞬时消失，上螺母与螺杆所形成的螺旋副间的摩擦力也有可能减小和瞬时消失，上下螺母就有可能松动，这时双螺母起不到防松作用。（2）当施加在上螺母上的力矩足以克服下螺母所受的力时（如图 2.5c），这时，上螺母螺纹牙形的上侧与螺栓螺纹牙下侧接触，而下螺母螺纹牙的下侧与螺栓螺纹牙的上侧接触。两个螺母对顶拧紧后，螺母副始终受到附加的压力和摩擦力的作用，工作载荷有变化时该摩擦力仍然存在，这样就起到了防松的作用。

2.2.2 双螺母力的关系

由以上分析可知,要使双螺母真正发挥其防松其防松作用,就必须使上螺母上的拧紧力矩足以克服下螺母所受的力,即必须利用双螺母相互对顶的作用完全补偿掉螺纹间隙,并使两螺母之间的螺栓部分存在一定的附加拉应力,以使上螺母与下螺母之间、上螺母与螺栓之间、下螺母与螺栓之间始终存在摩擦力。对于松螺栓联接来讲,该状态可以很容易达到,而对于紧螺栓联接,整个联接及锁紧过程可分为三个阶段^[21]:

第一,下螺母预紧阶段。其受力如图 2.6(不考虑摩擦力),括号内为均布载荷的等效集中力,下同。

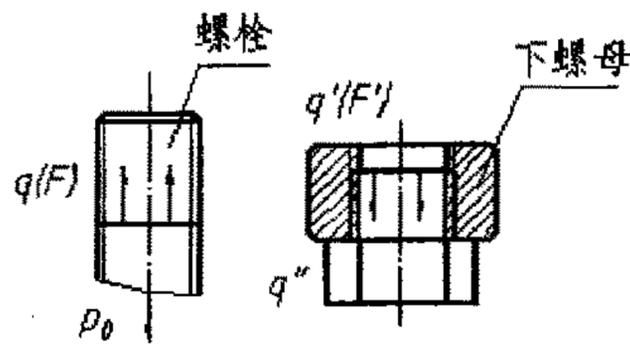


图 2.6 下螺母预紧阶段

第二、补偿间隙阶段。该阶段可分为两个步骤:

a. 拧上螺母,下螺母被压向下运动;直至下螺母内螺纹上斜面与螺栓外螺纹下斜面出现间隙为止。此时下螺母与螺栓之间的作用力消失,全部载荷都由下螺母转移至上螺母,下螺母仅起传递力 q_1 的作用。此时各部分受力情况如图 2.7 所示。该步骤在很短的时间内完成,故可认为 $q_1 = q$ 。

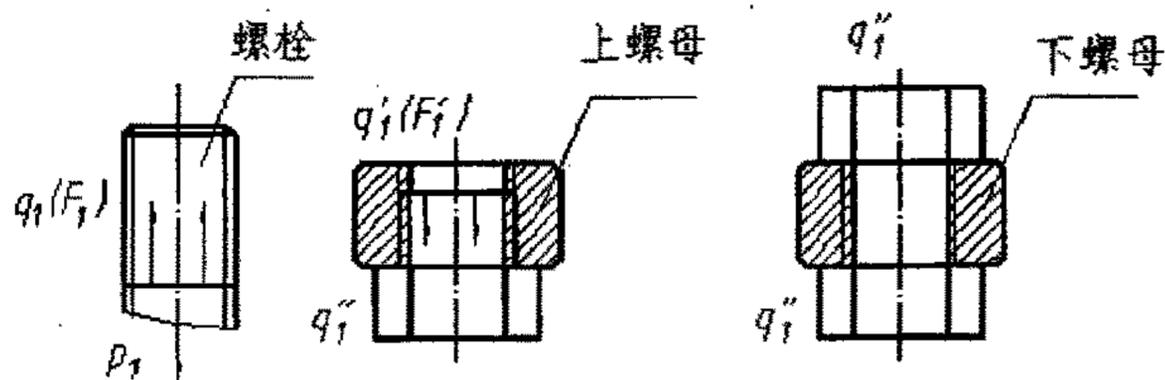


图 2.7 补偿间隙阶段(a)

b. 对上螺母继续加载时下螺母被压继续向下运动,直至下螺母的内螺纹下斜面与螺栓外螺纹上斜面刚好接触的瞬间为止,其受力情况与步骤一的情况基本相同,只是各力有所增加(如图 2.8 所示,不考虑摩擦力)。至此整个螺纹联接副完成了间隙补偿,此时的 q_2 可近似地认为连接符最终的有效预紧力。

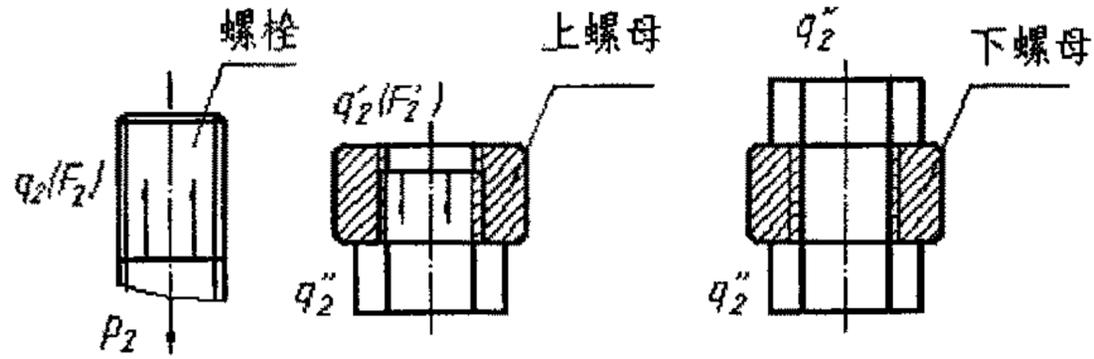


图 2.8 补偿间隙阶段(b)

第三、锁紧阶段。对上螺母继续加载，此时下螺母向下运动的趋势受到螺纹的阻碍，从而对螺栓产生了附加的拉伸，即螺栓上产生了附加的拉应力，达到了锁紧的目的。其受力如图 2.9 所示（不考虑摩擦力）。 $(Q_0 - p) / A$ 为螺栓所受附加拉应力。

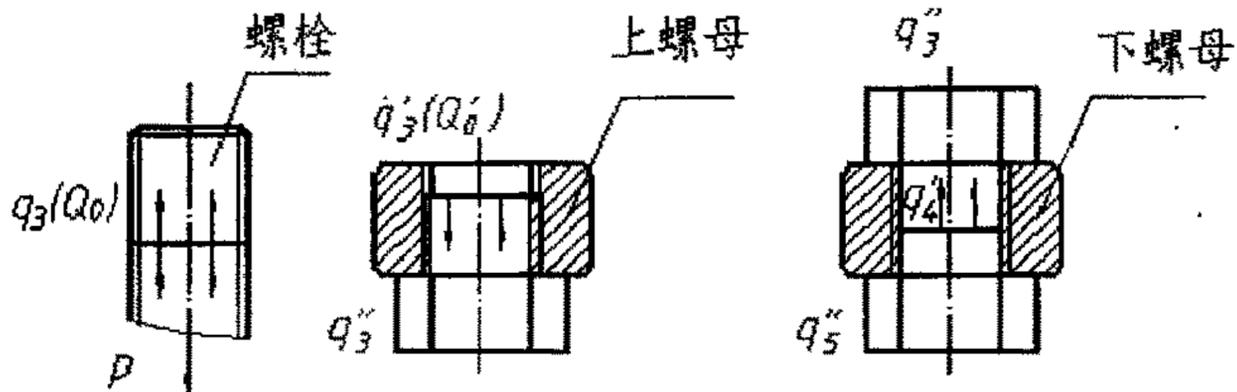


图 2.9 锁紧阶段

由以上分析可知，双螺母防松操作可采用两种方法：

第一种方法——上螺母顺向旋紧法，先将一定大小的力矩施加在下螺母上，此时在螺栓和螺母啮合牙间、螺母与被联接件接触表面间产生的作用力大小相等。然后，用一定外力矩拧紧上螺母，使下螺母螺纹牙上表面与螺栓螺纹牙下表面之间的压紧力减小，当到下螺母与螺栓螺纹牙间完全脱离啮合后，进一步加大上螺母的拧紧力矩，直至下螺母螺纹牙下表面与螺栓螺纹牙上表面接触，并迫使两个螺母间的那段螺栓，出现附加轴向拉力，它通过啮合牙间传递到两螺母接触面上，这就是防松所需的预紧力。

第二种方法——下螺母逆向旋紧法，按照第一种方法拧紧上、下螺母，当到下螺母与螺栓螺纹牙间完全脱离啮合后，用扳手卡住上螺母，然后以一定外力矩旋动下螺母使它更进一步向上去贴近上螺母，从而起到防松的作用。

§ 2.3 拧紧力矩的测试方法

在螺纹件拧紧装配时，不适当的预紧力可引起一系列不良后果^[24]：

- (1) 螺纹联接零件的静力破坏,若螺纹紧固件拧得过紧,即预紧力过大,则螺栓可能被拧断,联接件被压碎、咬帖、扭曲或断裂,也可能螺纹牙被剪断而脱扣。
- (2) 被联接件滑移、分离或紧固件松脱,对于承受横向载荷的普通螺栓联接,预紧力使被联接件间产生正压力,依靠摩擦力抵抗外载荷,因此,预紧力的大小决定了它的承受能力。若预紧力不足,被联接件将出现滑移,从而导致被联接件错位、歪斜、折皱,甚至紧固件被剪断。

对于受轴向载荷的螺栓联接,预紧力使接台面上产生压紧力,受外载荷作用后的剩余预紧力是接合面上工作时的压紧力。预紧力不足将会导致接合面泄漏,如压力管道漏水、发动机漏气,甚至导致两被联接件分离。预紧力不足还将引起强烈的横向振动,致使螺母松脱。

- (3) 螺栓疲劳破坏,大多数螺栓因疲劳而失效。减小预紧力虽然能螺栓上循环变化的总载荷的平均值减小,但却使载荷变幅增大,因此,总的效果大多数是使螺栓疲劳寿命下降。
- (4) 增大设备质量与成本,若预紧力过小,需使用较多或较大的紧固件,往往也需采用较大的被联接件,因而增大了产品成本。同时,许多产品的成本是与需要装配的零件数目成正比的,所以预紧力过小将导致装配成本和制造成本以及维修费用的增加。因此预紧力的控制是螺纹连接的重要问题之一,预紧力的大小、准确度都十分重要。目前螺纹件拧紧装配最常用的是扭矩控制法、转角控制法和屈服极限控制法^[25, 26]。

2.3.1 扭矩控制法

扭矩法就是在拧紧时,当达到规定扭矩时拧紧过程即停止。螺栓在拧紧过程中,螺栓预紧力、拧紧扭矩与摩擦因数及螺纹形状尺寸的关系见式(2.1.4),而对于一个给定的螺纹紧固件,几何变量中的参数往往是不可测量的^[27]。

在实际工作中,技术人员常用到一个“拧紧力矩系数” K_t 的概念, K_t 可以概括影响拧紧力矩与预紧力关系的每一个因素,如摩擦系数、扭转变形、弯曲变形、螺纹牙的塑性变形等。于是,拧紧力矩和预紧力的关系^[28]可表示为:

$$T=K_t d F \quad (2.3.1)$$

对于螺栓连接的每个新的应用场合,都必须通过大量的试验以确定 K_t 的平均值和标准偏差,有了 K_t 的这些数据,对某具体的螺栓连接,施以给定的拧紧

力矩，可以知道能获得的最大和最小预紧力，及其可靠度。J.H.比克福特 (Bickford) [29]统计了他们的经验数据和文献资料之后，整理出普通钢制螺栓联接的 K_t 直方图。统计表明 K_t 的平均值是 0.199，标准偏差是 0.05。

扭矩法拧紧的优点是，拧紧工具价格便宜，操作方便；缺点是拧紧质量（轴向预紧力）受螺纹件摩擦因数的影响大，螺栓摩擦因数很低时，螺栓将拧至其塑性变形区甚至将其拧断。为安全起见扭矩法设计的预紧力只在螺栓屈服强度的 50%~70%。

2.3.2 扭矩—转角法

扭矩—转角法就是在拧紧时贴合扭矩后，再转动螺纹件达到规定角度。

贴合扭矩值常取所需拧紧扭矩值的 25% 左右。尽管螺纹件摩擦因数对达到贴合扭矩的拧紧所产生的“阶段预紧力”有影响，但影响较小而且螺纹摩擦因数对转角拧紧所产生的预紧力无影响，因为在弹性变形区内，若螺栓弹性模量恒定，预紧力仅与螺栓伸长量有关，而伸长量与转角度数成正比。如果螺纹件拧紧转动 360° ，螺栓受力部分伸长一个螺距。

扭矩—转角法的优点是：(1) 拧紧质量稳定，螺纹件摩擦因数对拧紧质量的影响小。(2) 螺栓可拧至塑性变形区而不至拧断，设计预紧力可取螺栓屈服强度的 80%。缺点是拧紧工具价格昂贵，操作不方便。

2.3.3 屈服极限控制法

屈服极限控制法是利用扭矩—转角增量比概念，将螺纹件拧紧至螺栓的屈服点。拧紧工具的电子控制处理为计算机型电路，将输入的扭矩和转角进行微分计算 ($dT/d\phi$)，并绘制扭矩—转角曲线，从而实现自动停机控制。屈服极限控制法的拧紧质量只与螺栓屈服强度有关。

屈服极限控制法的优点是将螺栓拧至其屈服点，最大限度地发挥了螺纹件强度的潜力。大量研究表明，螺栓拧紧时轴向预紧力越大（拧至屈服点），其抗松动和抗振动疲劳性能越好。其缺点是拧紧工具价格太昂贵。

沈阳建筑工程学院李力 [30] 等，通过实验统计了各拧紧法的实际拧紧系数和屈服限利用度，结果如表 2.1 所示：

表 2.1 拧紧系数 Q

拧紧方法	屈服线利用度 γ	拧紧系数 Q
扭矩控制法	0.8	1.55
转角控制法	1.08	1.35

屈服限控制法	0.98	1.36
--------	------	------

在实际应用中，应该根据紧固件的要求合理运用，比如一般情况下，汽车发动机的主轴承盖螺栓装配采用的是扭矩—转角法拧紧；汽车发动机的缸盖螺栓装配采用的是屈服极限控制法，而在实际中应用最多的还是扭矩法，因此，双螺母联接预紧力的控制可以采用扭矩法。

对于双螺母联接的装置，在拧紧过程中需要精确控制上下螺母的拧紧力矩^[20]，本课题在试验过程中需要改变上下螺母的拧紧力矩，来对比双螺母连接在不同预紧力下的防松效果。因此需要用扭矩法准确控制拧紧力矩。

第三章 紧固件防松振动试验

§ 3.1 防松性能试验方法

螺栓联接松动是因为受到横向、纵向载荷或其综合作用的结果,所以通常考核螺栓联接防松装置的防松性能,可采用横向振动试验机和纵向振动试验机,但一般认为螺栓联接松动的主要原因是由于横向载荷引起的。

用于评价紧固件的防松性能的试验方法主要有三种,包括地脚螺栓试验法、套筒横向冲击法和横向振动试验法^[31],其中横向振动法是上世纪八十年代以来公认的效果较理想的方法,已被制定为国际标准,其试验准则^[32]首先是由美国自动工程学会(SAE)对已获得的试验结果总结后提出的。

地脚螺栓试验法的原理是将被试零件安装在试验机上,其连接结构类似于地脚螺栓,在试件上做出位置标记,利用试验机的偏心机构给试验螺纹副施加机械振动,定时停机记录试件位置变化情况,以螺纹副相对位置变化的大小来判断试件防松性能的优劣。这种试验方法被认为是第一代防松性能试验方法,没有实现标准化,也没有通用的设备,试验周期长,试验结果不尽如人意,目前已很少使用。

套筒横向冲击法和横向振动试验法,是通过对有预紧力的紧固件施加横向交变载荷,通过预紧力减小的程度,判断紧固件防松性能的,在试验过程中,预紧力减小的越慢,防松性能越好;反之,预紧力减小的越快,防松性能越差。现将目前常用的实验方法^[16]介绍如下。

§ 3.2 几种常用紧固件防松振动试验

3.2.1 MS 振动试验法

早期的螺纹紧固件标准振动试验方法是由美国自锁螺母军用标准 MIL-N-25027 所采用的心轴套筒实验法(简称 MS 法)。MS 法没有规定具体的振动条件(频率、振幅等)。从上个世纪 50 年代至 60 年代,MS 法曾为美、英、法、日等国普遍采用,MS 法的缺点是很难使自锁螺母在短时间内松动,其实验装置(如图 3.2.1 所示)。

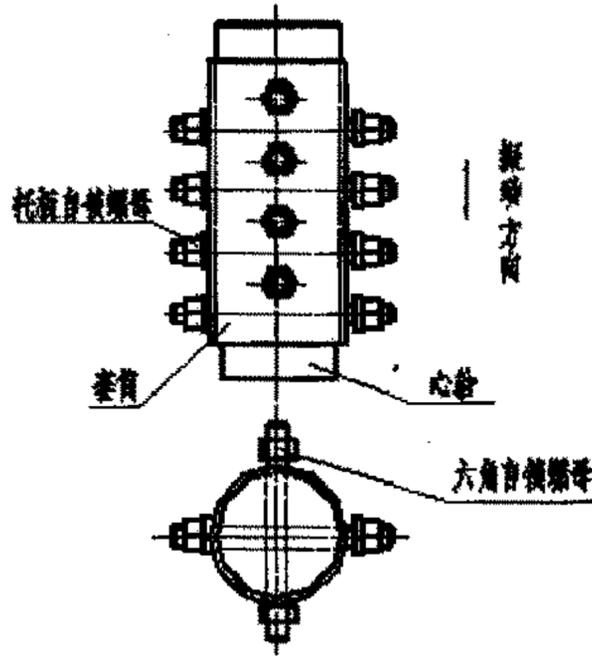


图 3.2.1 MS 法振动试验用的心轴、套筒装置

MS 振动试验法的原理是在心轴的上方装一个心电动冲击锤（锤及附件总重 29.5 公斤），对心轴施加冲击振动载荷，装在心轴套筒装置上的紧固件受横向振动载荷，但是紧固件只能沿其轴线移动并在套筒内转动，横向受振的幅度很小，因而横向力对其影响也很小，紧固件所受振动加速度也不大。然而，横向力是引起紧固件松转的更危险因素，所以，MS 法很难使自锁螺母在短时间内松转。现在 MS 法已很少使用。

3.2.2 NAS 振动试验法

60 年代初期，美国宇航标准 NSA3350（高质量自锁螺母技术条件）规定用加速振动实验法（简称 NAS 法）来考核螺母的防松性能。以后，美国军用标准也规定了类似的加速振动试验法。NAS 法规定了振动条件如下：

振动波形 基本上正弦波

频率 29~30 赫兹

振幅 0.450 ± 0.015 吋 (11.43 ± 0.38 毫米)

相应的加速度 $\approx 20g$

NAS 振动试验法规定了相应的试验夹具如图 3.2.2 所示：

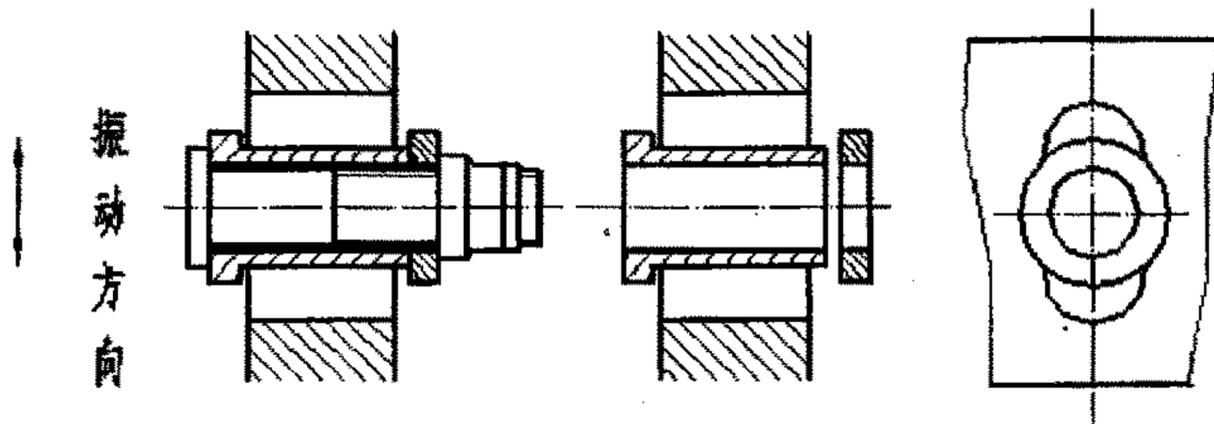


图 3.2.2 NAS 振动试验用的试验夹具

1976 年 4 月 ISO 紧固件试验工作组在编制紧固件国际标准试验方法过程中, 其中法国的提案就是与 NAS 法类似的提案。1977 年、1980 年我国有关部门就利用 NAS 法对几种常用的紧固件进行了振动寿命试验。结果表明 NAS 法是使紧固件很快松转加速振动试验法, 其主要特点是低频、大振幅、高加速度, 而且是横向加载, 使紧固件在横向作大幅度的强烈跳动。

NAS 法振动试验的优点:

(1) NAS 法振动试验法能使紧固件在短时间内松转, 甚至在短时间内使某些紧固件出现裂纹, 这对加速新型紧固件的研制有实际意义。

(2) NAS 法可以采用通用的振动实验台而无需专用设备, 而且试验夹具结构简单易于制造。

紧固件在夹具上的装配力矩规定为最大预紧力矩的两倍, 这种装配方式符合紧固件的实际使用情况, 也适用于自由旋转型锁紧紧固件的振动试验。

MS法和NAS法都属于套筒横向冲击法, 这是第二代防松性能试验方法, 国内在航天系统仍有使用。上述两种方法都是用试件位置的变化来判定防松效果, 而且是定时记录, 得到不连续的结果, 给应用带来不便。

3.2.3 琼克尔振动试验法

60 年代后期, 西德的格哈特·琼克尔 (Gerhard H.Junker) 研制成新型紧固件横向振动试验机, 称作琼克尔式振动试验机 (如图 3.2.3 所示):

琼克尔式振动试验通过对加预紧力的紧固件施加交变的横向载荷使之产生横向移动。这种横向移动使螺栓螺母之间相对摇摆, 从而导致更大的螺纹接触面微观滑移, 使紧固件迅速出现松转。而且, 这一横向力直接作用在紧固件上, 不像 NAS 法那样作用在被紧固件夹紧的套筒上。因此, 它比以往任何一种试验法都能更快地使紧固件松转。

另外 MS 法和 NAS 法都是以螺母相对于螺栓的松转角作为判断失效的标准。琼克尔法采用科学的判断方法, 它是以紧固件初始预紧力损失 80% 以上作为判断松转失效的标准。在实验机上装有应变计测力传感器, 能精确测出紧固件的初始预紧力及其损失量。并能自动显示出来。但是由于该试验台技术含量大、制造难度也大, 所以目前国内尚无此设备。

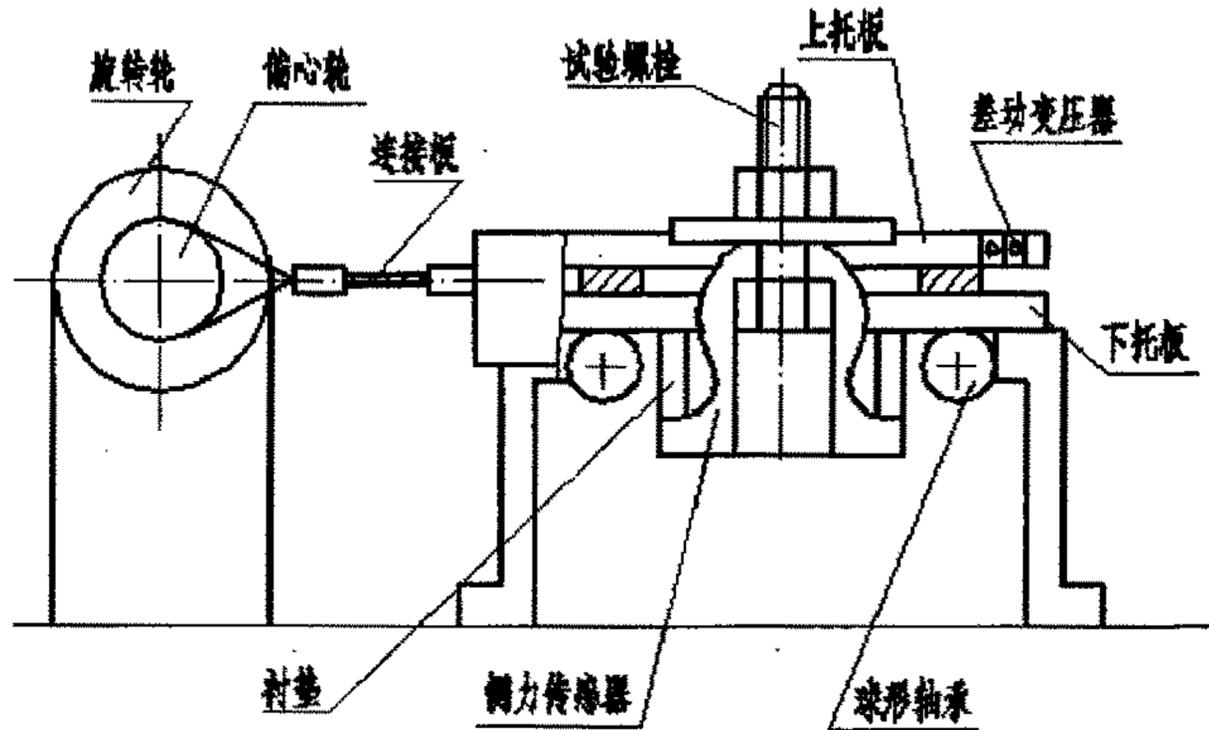


图 3.2.3 琼克尔式振动试验机

3.2.4 电-液伺服控制式振动法

我国湖北汽车工业学院^[32, 33]研制了一台电液伺服振动台，机械振动夹具装夹部分仿制英国 SPS—安布内科振动试验机的试验机。装夹部分如图 3.2.4 所示，试验时将被试紧固件拧紧在装夹台架上，并产生规定的预紧力，通过伺服液压缸使被夹紧的两金属板之间产生交变横向位移，导致夹紧力减少，甚至丧失。连续记录夹紧力的瞬时，通过对比判断紧固件的防松性能。

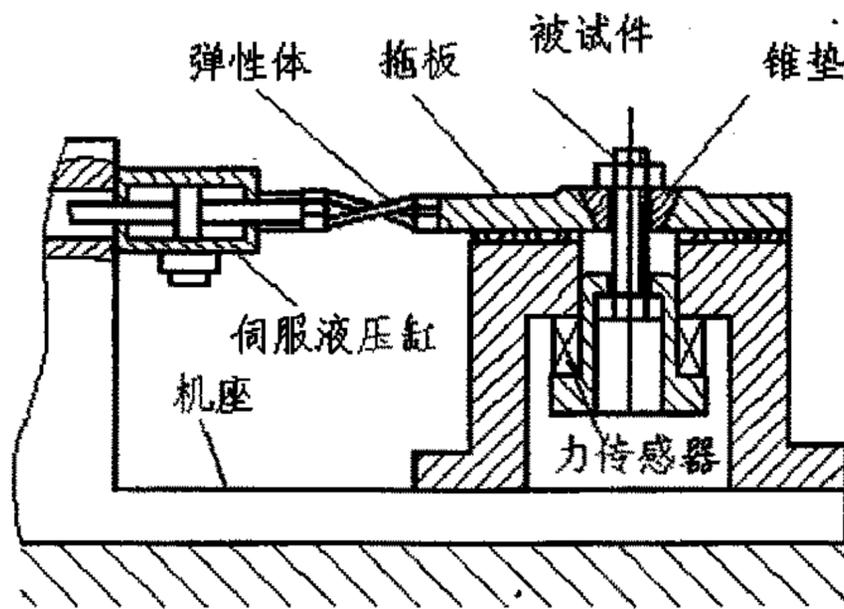


图 3.2.4 试验机中装夹部分示意图

第四章 紧固件横向振动试验台研制

我国根据SAE准则规定了国标GB10431—89^[34]。从我国制定了这一准则起,在这段时间内,我国科技工作者虽然做了多次试验,对实验方法和夹具也作了很大的改进^[35]。但是至今国内尚无可进行此试验的试验设备,目前国内主要采用通用的振动试验台。为了准确模拟紧固件在横向载荷作用下所受振动试验条件、获取实验数据,实验设备是完成该课题重要的前提条件。因此,本课题不得不从试验台的研制开始。

在综合国内外多种试验方法和实验台特点的基础上,我们认为目前琼克尔振动试验台具有试验周期短、评价科学等优点,所以主要以其原理为基础,研制出一种“紧固件横向振动实验台”(以下简称试验台)。该实验台具有体积小、加载准确、操作方便、性能稳定等特点,但是该实验台有些环节使用寿命较低。实践证明,该实验台是较为理想的实验设备。

4.1 试验台原理

紧固件横向振动试验台的设备和仪器的构成框图如图 4.1 所示:



图 4.1 试验台设备仪器构成框图

试验台的组成原理,如图4.2所示。它主要由一个曲柄滑块机构所构成。曲柄是通过装在电机轴上的一个偏心轴的偏心距来实现的。下托板3通过直线导轨4与机架12相连,它与上托板5之间用滚珠10隔开。试验时,用被试螺栓8和螺母6、7将其夹紧连接成为一个整体,形成“滑块”。电机通过曲柄1、连杆2带动“滑块”作往复移动,实现被测紧固件的横向振动。

实验时,对被试紧固件(螺栓8和螺母6、7)施加一定的预紧力。在“滑块”作往复移动过程中,下托板与传感器部件产生的惯性力直接作用在被试紧固件上,使被夹紧的上、下托板之间产生横向交变位移,从而导致紧固件夹紧力减小,直至丧失。下托板下方的传感器部件,可以记录夹紧力的初始值及实验进行过程中夹紧力的瞬时值。利用调频器可以改变电动机的工作转速。通过改变不同的试验条件,可以对比判定紧固件的防松性能。

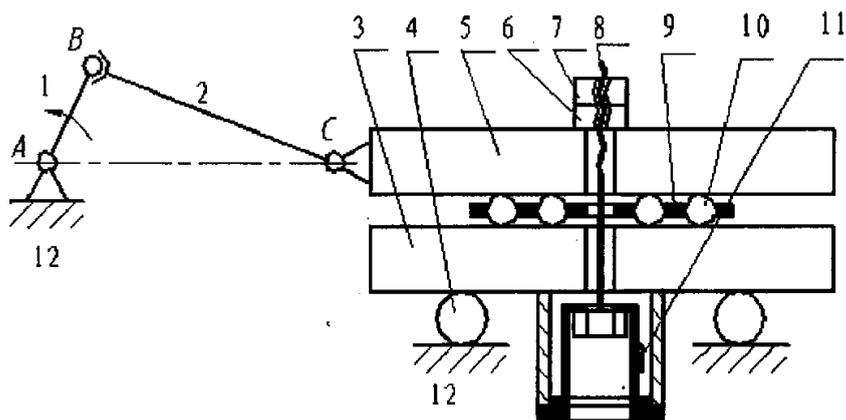


图 4.2 试验台原理图

- 1.偏心轴（曲柄） 2.连杆 3.下托板 4.直线导轨 5.上托板 6.下螺母
7.上螺母 8.实验螺栓 9.保持架 10.滚珠 11.传感器部件 12.机架

4.2 试验台主要参数

紧固件横向振动试验台的动力是采用 Y8Q1-4 电机提供。横向振动的振动频率，通过与电机相连的调频器调节。其振动幅值、频率和波形，参照有关试验及标准的规定确定如下：

- 1) 振动波形：正弦波；
- 2) 频率范围 $f=10\text{Hz} - 40\text{Hz}$ ，
- 3) 最大振幅 $y_{\max}=\pm 6\text{mm}$ ；

4.3 试验台主要结构

紧固件横向振动试验系统如图 4.3.1 所示：

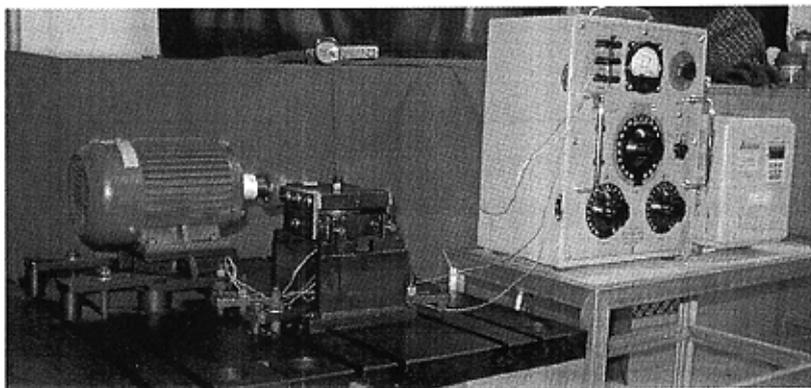


图4.3.1 紧固件横向振动试验系统

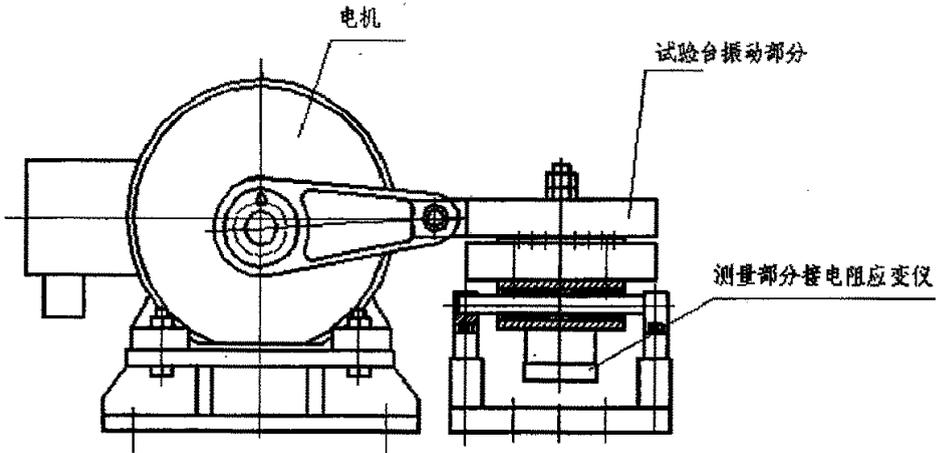


图 4.3.2 试验台系统图

紧固件横向振动试验台的主体部分如图 4.3.2 所示，其主要由三部分组成。

1、加载结构

横向交变载荷通过加载部分加在被试紧固件上，它是通过电机带动曲柄实现的，结构如图 4.3.3 所示，电机与调频器相连接。

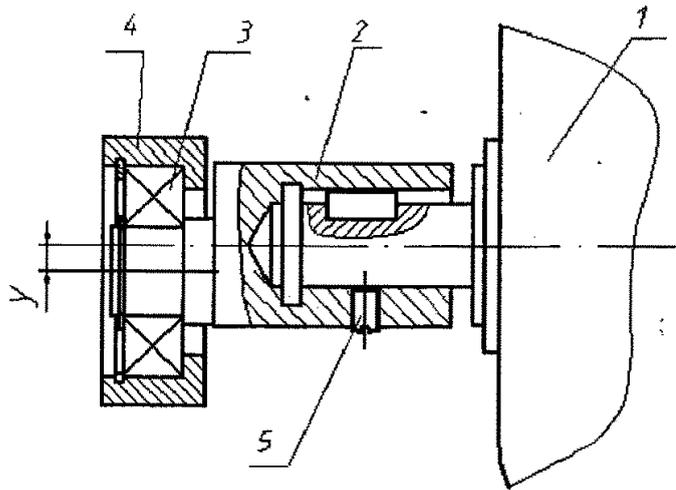


图 4.3.3 试验台加载部分

- 1、电机 2、偏心轴 3、调心球轴承 4、连杆 5、紧定螺钉

偏心轴 2 的孔与电机 1 的轴采用过渡配合，紧定螺钉 5 的作用是防止偏心轴沿电动机脱出。偏心轴的轴头通过调心球轴承 3 与连杆 4 相连。偏心轴的偏心距 y 即为该曲柄滑块机构曲柄的长度。

2、试验机装夹试件部分

该部分(如图 4.3.4 所示)通过连杆与加载部分相连接。图中被测试的螺栓、螺母副按照一定的预紧力装夹在试验台上,连杆将动力机构提供的交变载荷传递给试验台,上、下托板通过滚珠与紧固件连接在一起。对加预紧力的紧固件施加横向交变载荷,螺栓螺母受力时相对摇摆,上、下托板通过滚珠也可以相对摇摆,从而导致更大的螺纹接触面微观滑移,使紧固件迅速出现松转。它精确的模拟了对紧固件最为苛刻的横向力,这一横向力直接地作用在紧固件上,因此该试验台是比较理想的实验方法。

3、试验台测量部分

紧固件横向振动试验台的测量部分由测力传感器与电阻应变仪连接构成。测力传感器则是由弹性套、衬套和贴在弹性套上的电阻应变片组合而成,如图 4.3.6 图所示。试验螺栓在拧紧状态时,在夹紧力的作用下,弹性套和试验螺栓同时伸长,弹性套的伸长变形使电阻应变片的电阻值发生改变,通过电阻应变仪则可读出其相应的应变值。用这种方法就能够测量被试紧固件的初始预紧力及实验过程中的剩余预紧力大小。

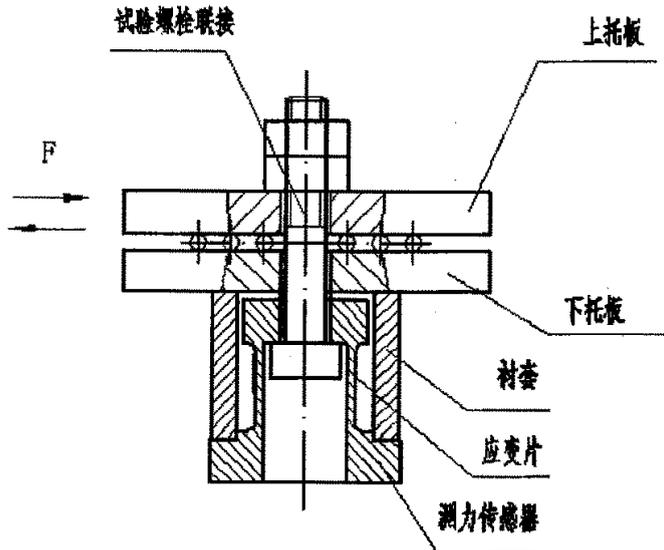


图4.3.4 试验台横向振动部分结构示意图

测量的目的是要获得螺栓和测力传感器在预紧状态下的变形量和加工作载荷后的变形改变量,以便绘制受力变形图。由于直接测量紧固件预紧力的大小或螺栓的变形时,实际操作过程比较复杂,而且测量误差比较大。该试验台通过电测和表测两种方式测量。所谓表测是指用带有指示表头的测力矩扳手测量拧紧力矩,以确定紧固件预紧力大小的方法。所谓电测指用电阻应变仪测量预紧力大小的方法,主要由测力传感器与电阻应变仪联接而成。前者通常在试

验螺栓被预紧时采用。在实验过程中,螺栓夹紧力的大小的测量是通过电测方法间接测量的。螺栓被一定预紧力夹紧时,衬套作为被联接件系统的一部分受压力,而弹性套受拉力。弹性套受拉时产生的微小变形量,可通过应变片的电阻变化及电阻应变仪显示出来。连续记录紧固件振动时应变片的变形量,则可以反映出螺栓受振时预紧力的变化规律。

4.4 试验台动力学特性分析

由于试验台的连杆与上托板通过销轴和铜套连接,该回转副受力较大,并且该回转副连接可靠与否直接影响实验的结果,而紧固件的松转与上下托板之间的惯性力有关,所以需要在这两部分所受惯性力进行详细的分析,该部分是试验台动力机构设计的理论依据。

试验台的原理可简化为一个如图 4.3.5 所示的曲柄滑块机构。

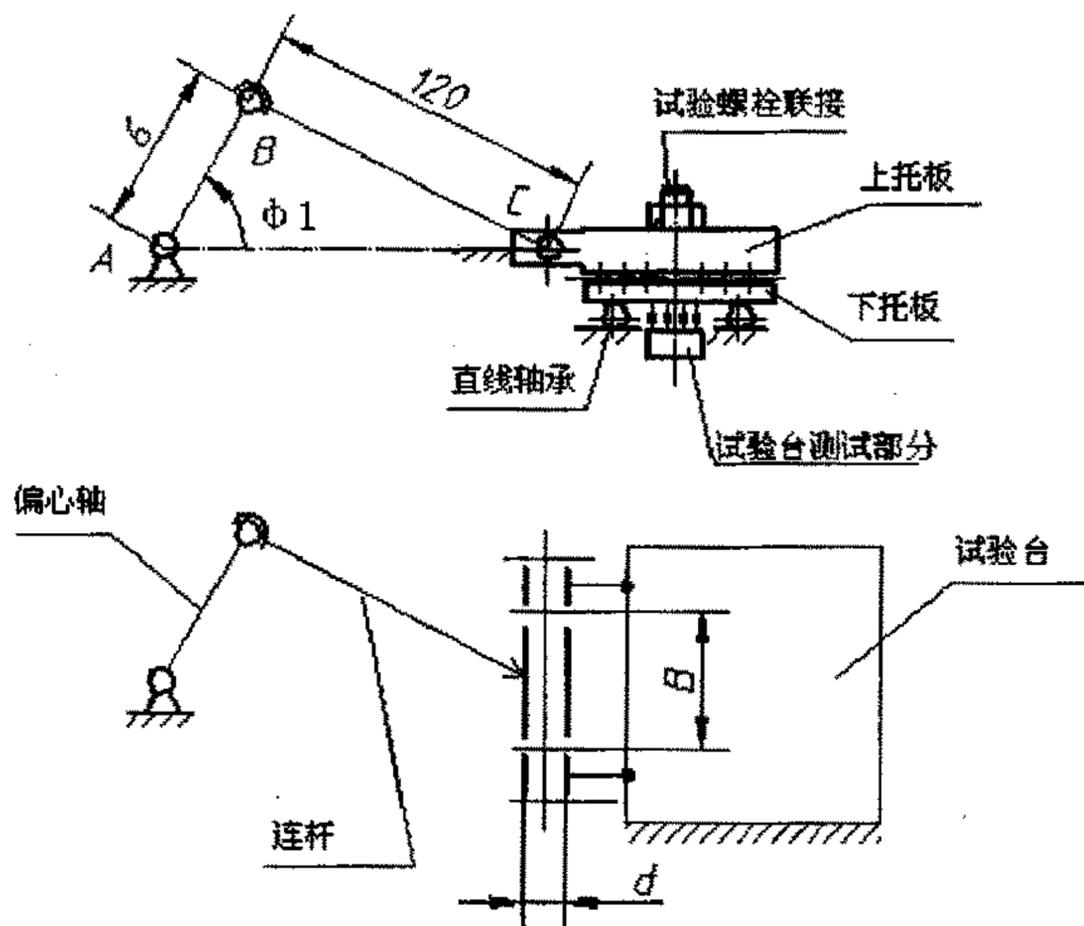


图 4.3.5 试验台动力机构分析图

其中,各相关部分尺寸如下:

曲柄(偏心轴的偏心距)长 $l_{AB}=6\text{mm}$;

连杆长 $l_{BC}=120\text{mm}$;

原动件 AB 的位置角 ϕ_1 ;

电动机等角速度转动,双螺母防松振动试验中,采用的频率为 $f=28.85\text{Hz}$,对应的转速 $n=1726$ 转/秒,角速度 $\omega_1=180.75\text{rad/s}$ 。

联接部分销的截面尺寸为 $B \times d$ ，其中 B 为销的长度， d 为销的直径。查表可知轴承材料为黄铜时，平均压强许用值 $[p]=10\text{Mpa}$ 。

设 B 点的位移方程为： $y=y_0\sin(\omega_1 t)=6\sin(\omega_1 t)$ ，则 B 点对应的加速度为 $a=d^2y/dt^2=-0.006\omega_1^2\sin(\omega_1 t)$ ，将已知数据代入并进行计算得到 B 点对应的最大加速度 $a_{max}=19.98g$ 。

下面对连接点 C 点的位移、速度和加速度分析。

通过建立数学模型并进行计算，可得到 C 点的位移、速度和加速度与原动件 AB 位置角的曲线如图 4.3.7~图 4.3.8 所示：

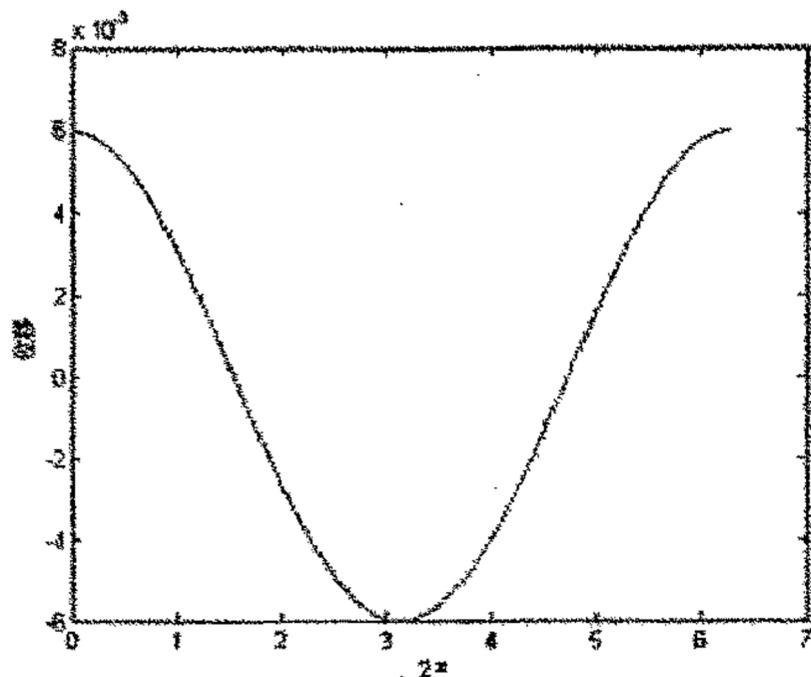


图 4.3.6 C 点位移随原动件 AB 位置角的曲线图

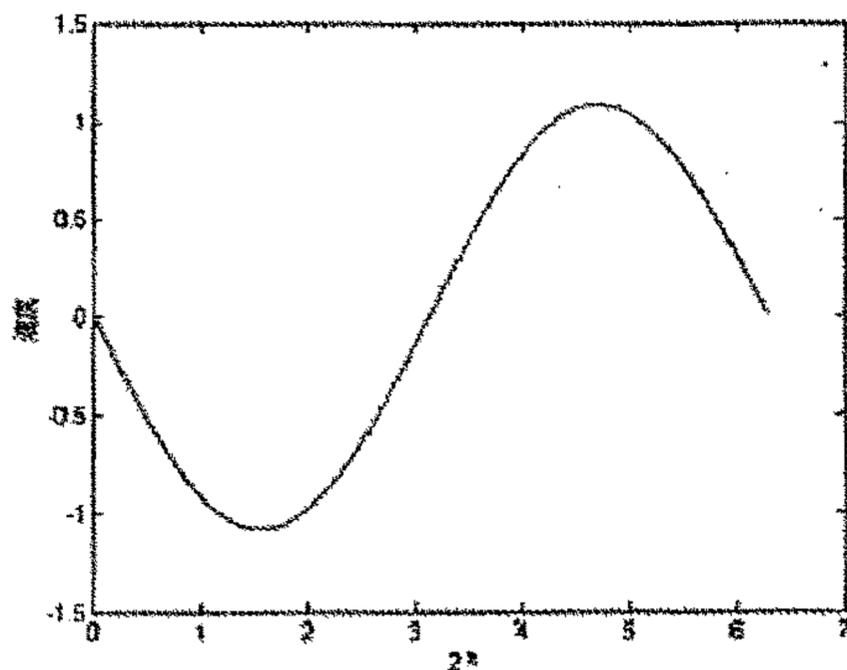


图 4.3.7 C 点速度随原动件 AB 位置角的曲线图

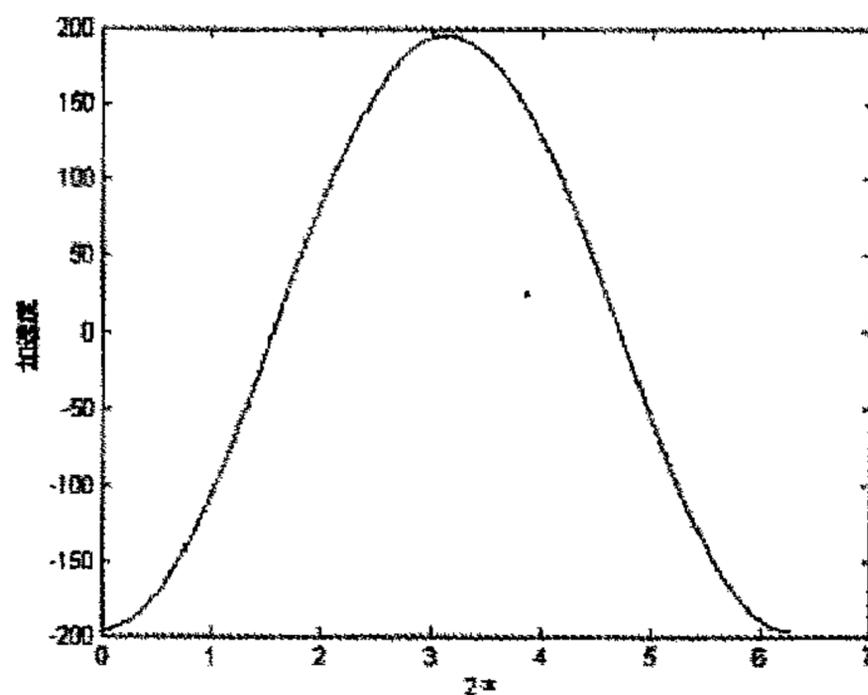


图 4.3.8 C 点加速度随原动件 AB 位置角的曲线图

分析以上三个图可得到以下结论：当连杆位于水平位置，即 $\phi_1=0$ 或 2π 时，联接销所受加速度 a_{max1} 最大，对应的惯性力也最大。此时，联接销所受压强最大。由于下托板与直线轴承联接，摩擦力可以忽略不计。

试验台各部分质量如下：

试验台振动部分总质量： $M_1=5.5\text{Kg}$ ；

试验台下托板及测量部分质量： $M_2=2.5\text{Kg}$ ；

此时联接销所受的惯性力： $F=M_1 a_{max1}=5.5 \times 195=1072.5\text{N}$

螺栓受惯性力： $F_1=M_2 a_{max1}=2.5 \times 195=487.5\text{N}$

由此可见，销轴和铜套所受惯性力远大于螺栓所受的惯性力，因此，当联接销的联接副受磨损时，该联接副会发生左右摆动，相应的对螺栓施加一附加的横向交变载荷，使螺栓迅速失效，实验中发现，一旦该联接副受到磨损，双螺母联接装置在一分钟之内全部预紧力消失，严重时在短时间内会使螺栓断裂。这就是该试验台使用寿命较低的原因。也是今后需要改进的主要内容。

通过以上分析，并对试验台进行力的分析，可以对试验台的联接销以及其它部分参数进行优化设计。

4.5 试验台特点

该试验台经过以上分析可知，该试验台与其它试验台相比具有一系列优点：

- (1) 通过测力传感器测量预紧力准确且稳定
- (2) 实验周期短，采用科学的评价方法，即以预紧力下降为初始预紧力的百分比作为判断紧固件松转失效的依据；

- (3) 可试验项目多, 可进行静态测量预紧力的初始值和动态测量预紧力的变化值;
- (4) 结构新颖, 直观性强, 可以测出预紧力随时间变化规律;
- (5) 体积小, 成本低。

通过实验检验, 该试验台比以往任何一种试验法都能更快地使紧固件松转。

第五章 双螺母防松振动试验

§ 5.1 试验工具及参数优选

5.1.1 试验条件

本试验在常温、常压、清洁环境中进行。试验螺栓选用 8.8 级 M10×80 的螺栓和与之配合的 M10 的螺母。实验前，检查螺栓、螺母的牙型是否磨损：将试验螺栓按照一定的预紧力夹紧在试验台上。主要试验参数如表 5-1 所示：

表 5-1 试验参数

调频器频率	57.7Hz
振幅	±6 mm
电动机转速	1726 r/min
载荷（扭矩）	16~20 N.m
振动次数	最高达 15 万次

8.8 级 M10×80 螺栓的力学参数：

抗拉强度极限 $\sigma_{b1in}=800\text{MPa}$ ；

屈服点 $\sigma_{s1in}=640\text{MPa}$ ；

紧螺纹联接螺栓，其螺纹部分的强度条件为：

$$4 \times 1.3F / \pi d_1^2 \leq [\sigma_{s1in}] \quad (5.1.1)$$

将已知参数代入，可得试件螺栓的最大预紧力

$$F \leq 3.87 \times 10^4 \text{N} \quad (5.1.2)$$

由式 2.3.1 可以计算出试件对应的最大拧紧力矩 T：

$$T \leq 77.3 \text{N.m} \quad (5.1.3)$$

考虑到安全系数 S 的影响，对试件的拧紧力矩 T 选定不超过 20N.m。

5.1.2 测力矩扳手的确定

由 2.3 分析可知，双螺母联接预紧力的控制可以采用扭矩法，每次实验需要将紧固件安装在试验台上，在拧紧螺栓时，要求每次对螺栓施加的拧紧力矩相同，如果扭矩不均会造成夹紧力不等，造成实验结果误差比较大，因此试验时需要精确控制预紧力。在实际应用中既方便又准确的控制拧紧力矩 T 的方法就是使用扭矩扳手。使用扭矩扳手拧紧可以保证拧紧适度，预紧力大小符合要求，

所以能确保螺纹联接的可靠性并充分发挥螺纹的承载潜力^[36]。

扭矩扳手亦称力矩扳手、测力扳手、公斤扳手等，是一种可按工艺要求预设限定扭矩值或指示、测量拧紧螺纹联接组件扭矩值的手动扳手，也是一种扭矩计量工具。常用的扭矩扳手主要有测力矩扳手和定力矩扳手两种。

定力矩扳手是在其手柄内装有一套产生额定扭矩的机构及报警装置，拧紧螺纹的扭矩如超过规定值则会发出报警声响。在市场上一般有定值式定力矩扳手和可调式定力矩扳手。

测力矩扳手除内装扭矩产生及控制机构外，还装有一只外露扭矩表，能随时指示出施加的扭矩值。它也可作扭矩值的校准工具，通过扭矩表直接指示并读出所施加的扭矩值。

由5.1.1计算结果，拧紧力矩不超过20N.m，因此需要选择合适的扭矩扳手，以使达到一定的精度。本试验宜选用量程不大于30N.m的测力矩扳手（如图5.1.1所示）。该扳手测量范围为0~30N.m，测量精度可达0.5N.m，适合本试验所要求的精度。

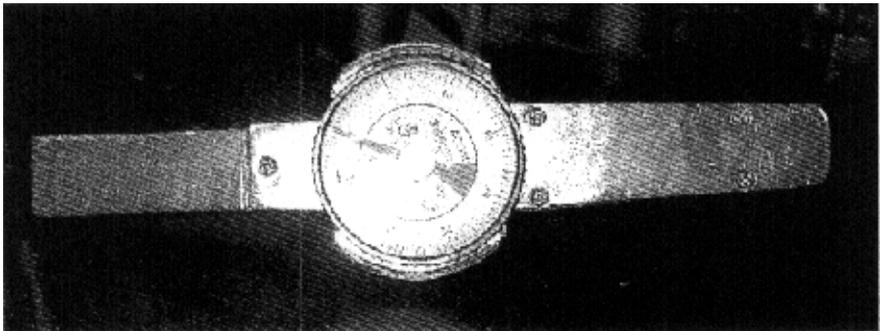


图 5.1.1 测力矩扳手实物图

5.1.3 测力传感器结构及尺寸的确定

弹性套是组成测力传感器的重要零件。除了必须保证实验过程中能够正确地反映受力与变形的线性关系之外，还需要满足实验螺栓的装卡要求。从测量的灵敏度考虑，在相同的拉力条件下，其截面面积越小越容易变形，灵敏度越高。但是，其截面面积也不可过小，否则在实验过程中就有发生塑性变形的危险。综合考虑，传感器弹性套的形状采用了两端厚、中部薄的结构形式，如图5.1.2所示。其两端厚，刚度大，可以减少测量过程中的变形。电阻应变片则贴在比较容易变形的中部。弹性套的下部还设计有与衬套配合的止口。

由图中尺寸可以计算出弹性套薄壁部分的横截面面积

$$S_1 = \pi \times (24^2 - 20^2) / 4 = 138 \text{mm}^2$$

而螺栓的横截面面积

$$S_2 = \pi \times 10^2 / 4 = 78.5 \text{mm}^2$$

比较传感器弹性套和螺栓的横截面面积，可以看出，弹性套的横截面面积与螺栓的比较接近并且稍大一些。

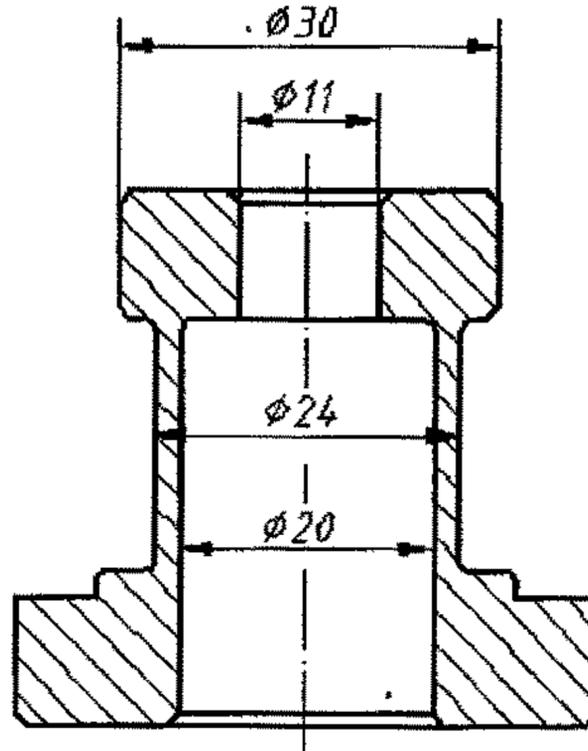


图 5.1.5 测力传感器结构及尺寸

§ 5.2 拧紧力矩与变形量的关系

一般情况下，螺母的拧紧力矩与螺栓的预紧力成线性关系。

双螺母联接的受力比较复杂。当下螺母拧紧后，再拧紧上螺母时，对下螺母和螺栓的拧紧状态产生一定影响，但是其影响程度难以确定。因此，对于双螺母联接，在拧紧上螺母时，拧紧力矩与螺栓预紧力（或者螺栓应变）大小的关系可以通过间接测量得到，即双螺母装置在拧紧上螺母之后，测量螺栓总的变形量，可以反求螺栓所受预紧力。

由于预紧力是通过变形量测量的，而预紧力是拧紧力矩产生的，因此，需要知道拧紧力矩与变形之间的关系。

实验过程中，只需要随时记录下应变的数据，并将其绘制成曲线。就可以由该曲线的变化趋势来反映螺栓剩余预紧力的变化趋势。因此该曲线是进行本试验的基础。

5.2.1 单个螺母拧紧力矩与变形量的关系

实验前,将被试螺栓装夹在试验装置上,用扭矩扳手拧紧到预定的夹紧力,可以记录原始变形量数据,试验过程中,观察电阻应变仪,记录相应的变形量。测量不同拧紧力矩对应的变形量 ($\mu\epsilon$) 如表5-2所示(仅取几组实验数据,下同):

不同拧紧力矩时,测得的相应变形量 ($\mu\epsilon$) 如表5-2所示(仅取几组实验数据,下同):

表 5-2 拧紧力矩与变形量

拧紧力矩	5	8	12	15	18
第一次	112	154	224	268	310
第二次	124	180	250	290	338
第三次	123	172	236	277	321
第四次	113	172	235	283	315
第五次	108	169	241	288	321

按表5-2所画出的拧紧力矩与变形量的曲线如图 5.2.1, a 所示,对试验曲线进行拟合可得 5.2.1, b。

由拧紧力矩与预紧力的关系式 $T = K_t d F$ 可知,拧紧力矩与预紧力之间的关系是线性的。从该曲线可看出,变形量与拧紧力矩基本上呈线性关系。

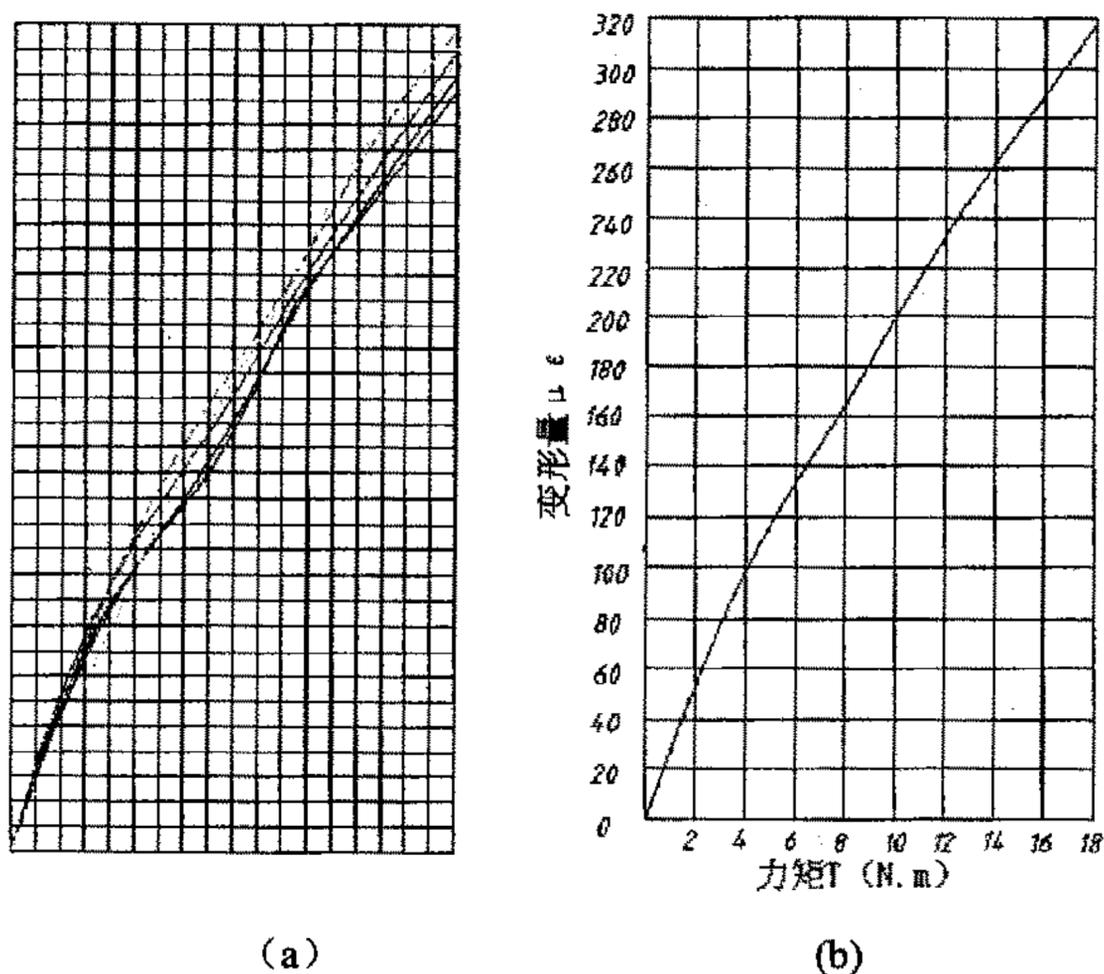


图 5.2.1 拧紧力矩与变形量的线性关系

5.2.2 双螺母拧紧力矩与变形量的关系

在2.2.1中分析了双螺母力的关系，但是，对于双螺母连接结构，当拧上上螺母后，螺栓所受预紧力的计算以及上螺母预紧力的大小与螺栓变形的关系比较复杂。因此，本试验通过测力传感器测量双螺母拧紧力矩与变形量的关系。由于双螺母联接时，上、下螺母拧紧力矩的大小组合不同，螺栓所受预紧力大小亦不相同。上、下螺母拧力矩可以有若干不同组合，而实际上不可能对所有的组合进行测量。因此，本试验只对一些特定情况下的拧紧力矩进行了测量，并在此基础上总结出上螺母拧紧力矩大小对螺栓预紧力的影响趋势。

现取定下螺母拧紧力矩 $T_1=15 \text{ N.m}$ ，电阻应变仪对应读数 $(\mu \varepsilon) \varepsilon_1=275$ 。测量上螺母拧紧力矩在不同的取值时所对应的应变，其测量结果如表5-3所示。

表 5-3 上螺母与变形量关系

拧紧力矩	5	8	10	15	18
第一次	285	293	300	324	346
第二次	283	291	299	329	344
第三次	290	300	308	325	348
第四次	282	290	310	320	328
第五次	276	282	304	315	328

由上表可以看出，在下螺母拧紧力矩一定时，上螺母拧紧后变形量增加，即螺栓所受预紧力变大。而且，上螺母拧紧力矩越大，变形越大。将上表数据做成曲线，并对曲线进行拟合，可以得到双螺母拧紧力矩与变形的曲线。将双螺母拧紧力矩与变形量的关系曲线（如图 5.2.2 所示）与图 5.2.1 比较，可以得到上螺母拧紧力矩对螺栓预紧力的影响趋势。

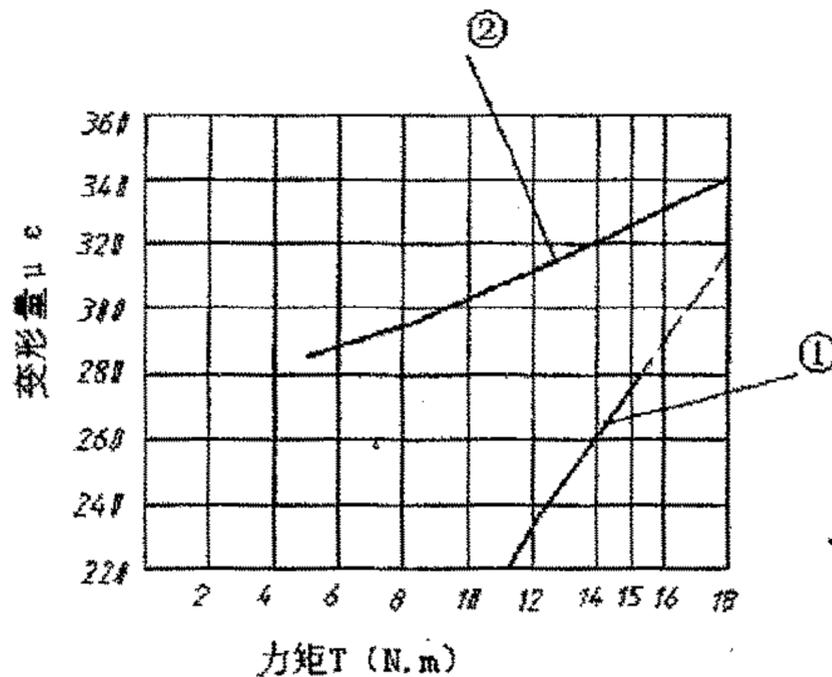


图 5.2.2 螺母拧紧力矩 T 与变形 $(\mu \varepsilon)$ 的关系

图 5.2.2 中曲线①为下螺母拧紧力矩与变形量关系；曲线②表示 $T_1=15\text{ N}\cdot\text{m}$ 时，上螺母拧紧力矩与变形量关系。

分析以上曲线有以下结论：

- a) 拧紧上螺母时，螺栓的变形量有所增加，即螺栓所受的预紧力增大。并且，拧紧力矩 T_2 越大，变形量增幅越大，螺栓所受的预紧力越大。
- b) 双螺母条件下螺栓的变形量不是每个螺母相应变形量的简单相加。

需要说明的是，通过实验发现，下螺母拧紧力矩在取不同数值时，上螺母拧紧力矩与变形量的关系不尽相同，有时并不是简单的线性关系。

§ 5.3 在不同载荷下的双螺母振动试验

5.3.1 实验台测试

实验台在组装完成后，进行实验前的调整测试。曾经对 8.8 级 M10 的单个螺母开车进行振动试验，当螺母拧紧力矩为 $18\text{ N}\cdot\text{m}$ 时，发现仅用 10 分钟全部预紧力消失，证明实验台使用效果比较理想。

5.3.2 试件松脱失效标准

本试验试件失效的判定标准是紧固件的初始预紧力损失 80% 以上。实验过程中，当振动次数达到 15 万次，其相应时间大约为 90 分钟时，如果螺母没有发生松脱，则关掉电源，停止试验。

5.3.3 不同拧紧力矩组合下的振动试验

实验步骤如下：

1. 将被试紧固件装夹在试验装置上，用扭矩扳手拧紧到预定的夹紧力状态，记录原始数据：拧紧力矩 T_1 、 T_2 及与其相应的变形量 ε_1 、 ε_2 。
2. 利用调频器调试电动机的电源工作频率，使其达到实验所需的转速，然后启动电动机。
3. 观察电阻应变仪的读数变化，并随时记录下相应数据。
4. 改变双螺母装配时拧紧力矩的大小，重复以上步骤，进行实验。
5. 整理实验数据，绘制应变变量 ε 与时间 t 的变化曲线。

1) $T_1=18\text{N}\cdot\text{m}$, $T_2=18\text{N}\cdot\text{m}$

按照一般情况, 拧紧双螺母的合理装配方法是, 先拧紧下螺母, 接着拧紧上螺母, 而且两个螺母的拧紧力矩大致相等, 这样才能使紧固件系统的拧紧力矩大致相等^[37]。本试验对上下螺母均施加了 $18\text{N}\cdot\text{m}$ 的拧紧力矩, 其对应变形量如下:

下螺母拧紧力矩 $T_1=18\text{N}\cdot\text{m}$, 对应的变形量 $\varepsilon_1=316\ \mu\varepsilon$ 。

上螺母拧紧力矩 $T_2=18\text{N}\cdot\text{m}$, 对应的变形量 $\varepsilon_2=340\ \mu\varepsilon$ 。

从图 5.2.1 可以查出, 当上下螺母拧紧力矩均为 $18\text{N}\cdot\text{m}$ 时, 螺栓所对应的拧紧力矩为 $T_B=19.5\text{N}\cdot\text{m}$, 由此可以了解螺栓所受预紧力的水平。

试验数据记录如表 5-4 所示 (其他力矩组合下的试验数据表不再给出)。

表 5-4 变形量随时间变化

时间	第一次	第二次	第三次	第四次
1Min	324	328	330	330
3Min	313	318	320	320
5Min	310	315	318	318
7Min	310	313	316	315
10Min	305	310	310	310
15Min	305	308	308	305
20Min	300	286	305	305
25Min	290	285	300	290
30Min	278	281	295	286
35Min	260	276	280	275
40Min	140	275	260	255
42Min	105	270	228	240
44Min	92	265	218	220
45Min	87	230	190	200
46Min	79	220	170	160
47Min	70	205	150	120
48Min	50	185	110	100
49Min	松	132	70	90
49Min50S		松	松	50
50Min5S				松

通过对表 5-4 进行分析, 可作出变形量下降随时间变化曲线如图 5.3.1 所示。

由该图可见，双螺母联接在受横向振动时，预紧力随时间的变化曲线与符合一般实验规律：起初，只损失少量的预紧力，在前十分钟内预紧力损失约为10%，随着时间的增加，即振动次数的增多，剩余预紧力越来越小，当达到一定程度时（预紧力大约损失50%~80%），预紧力急剧下降，导致螺母松转失效。

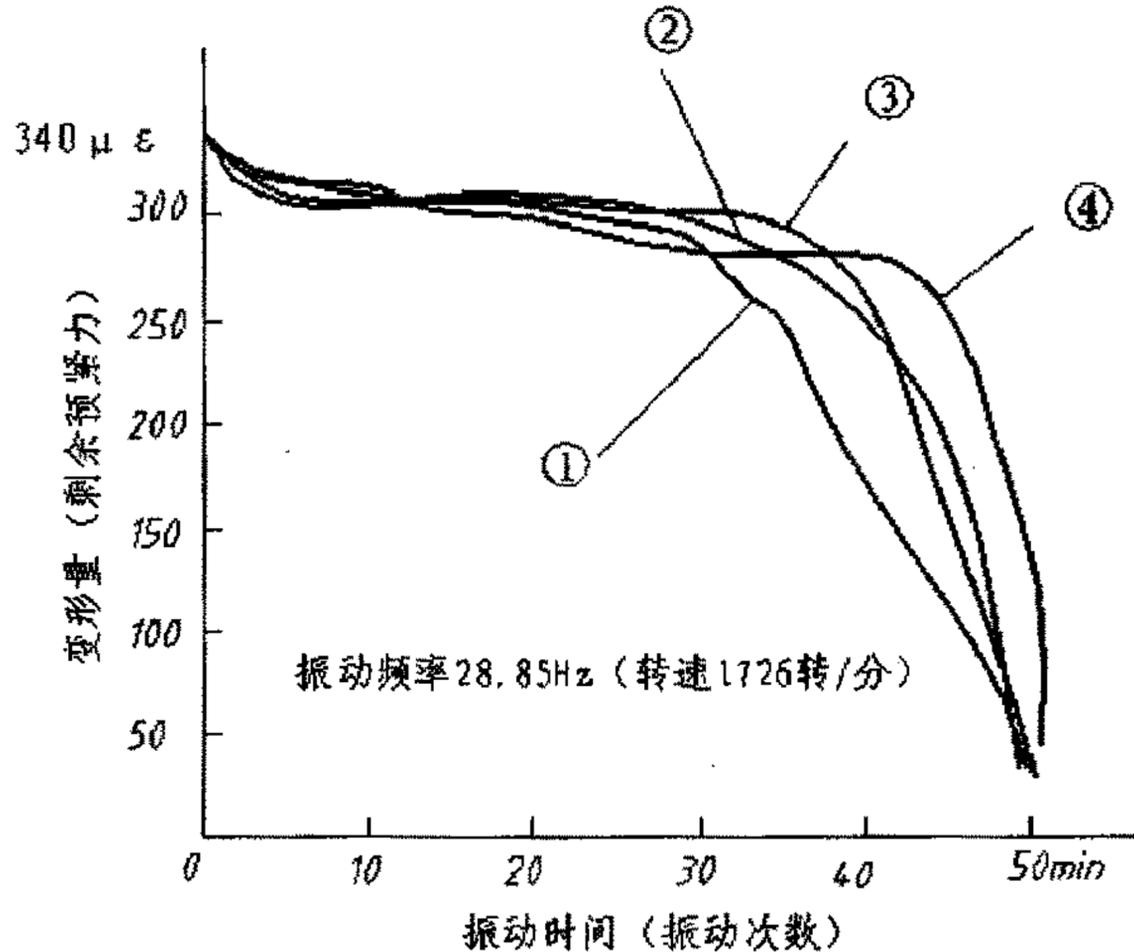


图 5.3.1 $T_1=T_2=18\text{N}\cdot\text{m}$ 时，剩余变形量随时间变化的曲线

说明：曲线①、②、③、④分别对应每次实验结果，下同。

2) $T_1=18\text{N}\cdot\text{m}$, $T_2=16\text{N}\cdot\text{m}$

为了考察上下螺母预紧力大小对双螺母联接防松性能的影响，下面对上下螺母预紧力不相等时的情况进行试验，以便探讨双螺母的防松性能。

当下螺母预紧力大于上螺母预紧力时，对双螺母联接进行试验，上下螺母拧紧力矩及对应的变形量如下：

下螺母拧紧力矩 $T_1=18\text{N}\cdot\text{m}$ ，对应的变形量 $\varepsilon_1=316\mu\varepsilon$ 。

上螺母拧紧力矩 $T_2=16\text{N}\cdot\text{m}$ ，对应的变形量 $\varepsilon_2=330\mu\varepsilon$ 。

从图 5.2.1 可以查出，螺栓对应的总的拧紧力矩 $T_{\text{总}}=19\text{N}\cdot\text{m}$ ，由此可以计算出螺栓所受预紧力的大小。图 5.3.2 是对此种情况的试验结果。

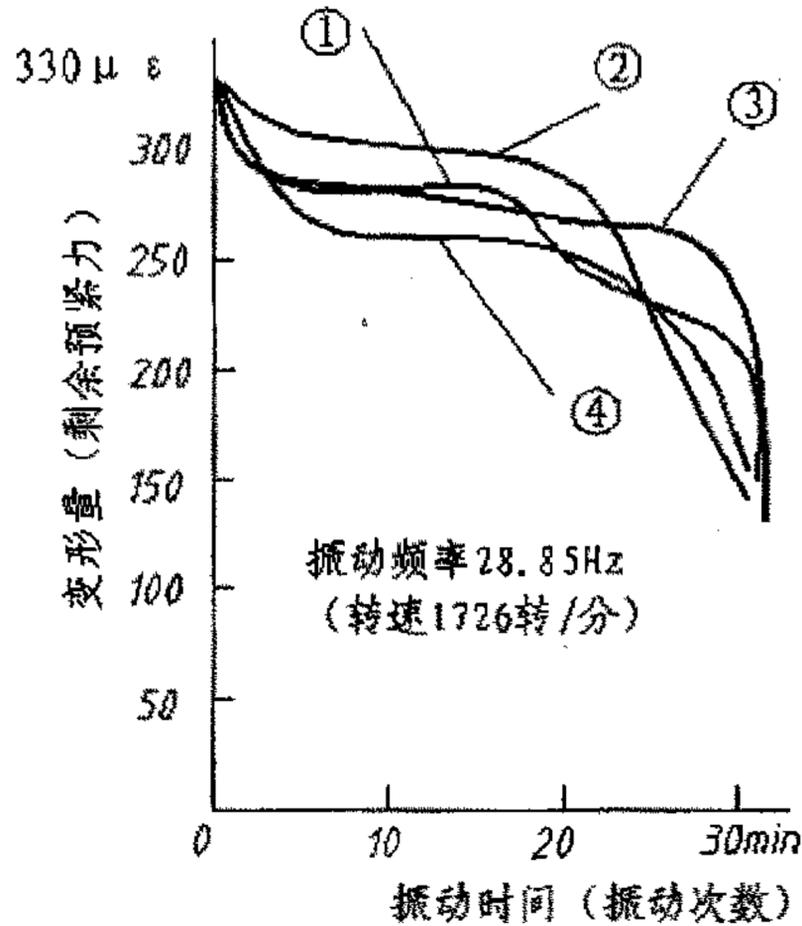


图 5.3.2 $T_1=18\text{N.m}$, $T_2=16\text{N.m}$ 时, 剩余变形量随时间变化的曲线

3) $T_1=16\text{N.m}$, $T_2=18\text{N.m}$

下螺母拧紧力矩 $T_1=16\text{N.m}$, 对应的变形量 $\epsilon_1=290\ \mu\ \epsilon$;

上螺母拧紧力矩 $T_2=18\text{N.m}$, 对应的变形量 $\epsilon_2=316\ \mu\ \epsilon$;

螺栓对应的总的拧紧力矩 $T_g=18\text{N.m}$ 。对应的试验结果如图 5.3.3 所示:

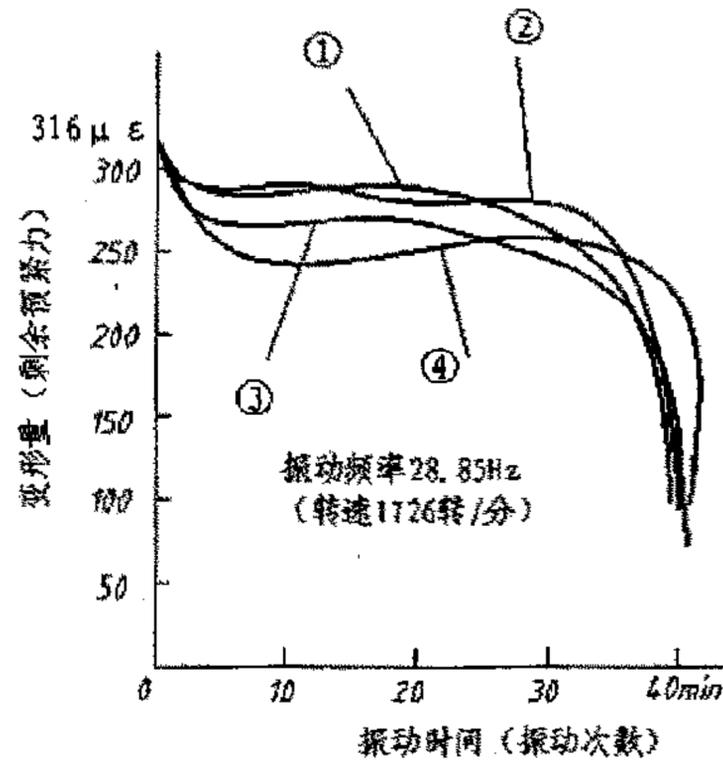


图 5.3.3 $T_1=16\text{N.m}$, $T_2=18\text{N.m}$ 时, 剩余变形量随时间变化的曲线

4) $T_1=16\text{N.m}$, $T_2=20\text{N.m}$

下螺母拧紧力矩 $T_1=16\text{N.m}$, 对应的变形量 $\epsilon_1=290\ \mu\ \epsilon$ 。

上螺母拧紧力矩 $T_2=20\text{N}\cdot\text{m}$, 对应的变形量 $\varepsilon_2=340\mu\varepsilon$ 。

螺栓对应的总的拧紧力矩 $T_B=19.5\text{N}\cdot\text{m}$, 对应的试验结果如图 5.3.4 所示。

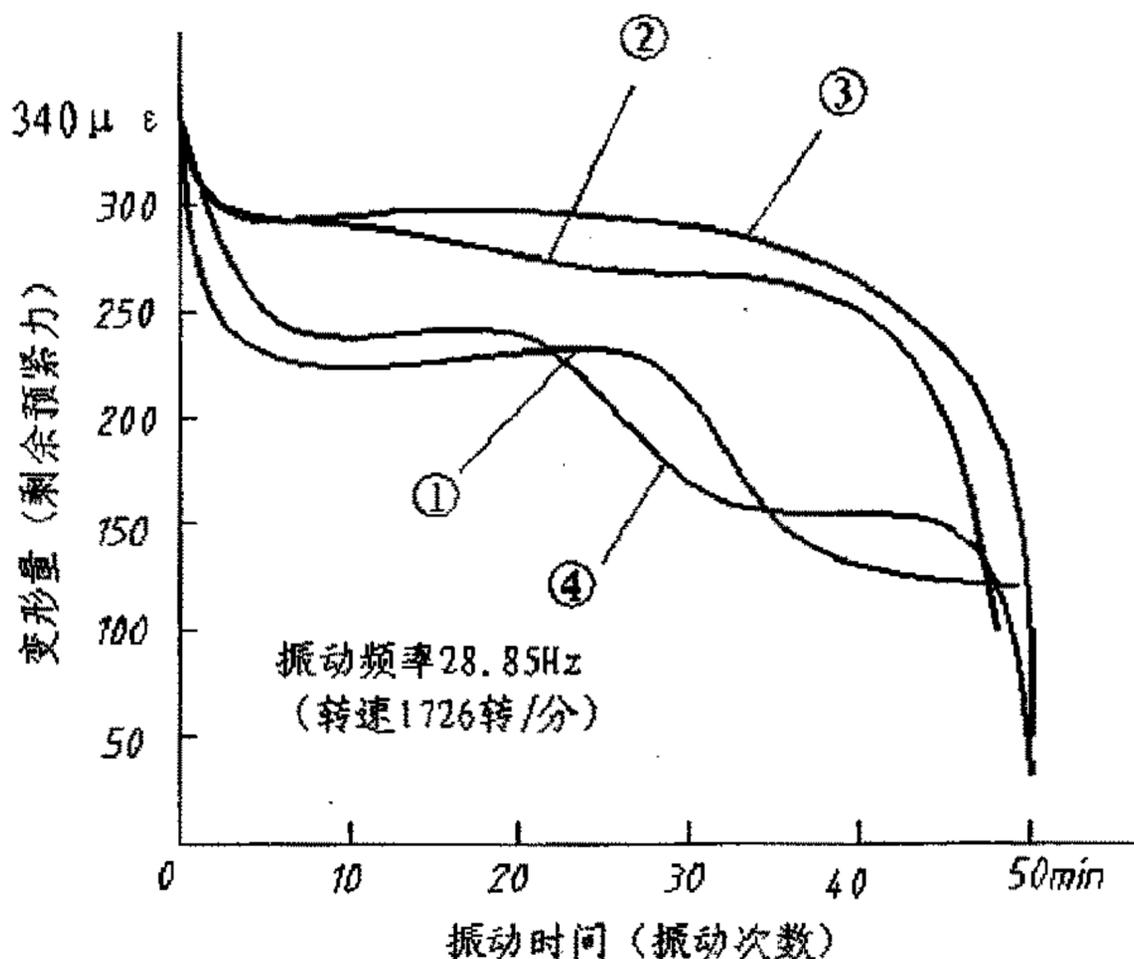


图 5.3.4 $T_1=16\text{N}\cdot\text{m}$, $T_2=20\text{N}\cdot\text{m}$ 时, 剩余变形量随时间变化的曲线

对以上实验结果及数据进行分析可知, 正确拧紧双螺母装置对其防松性能的影响比较明显, 一般情况下, 上螺母的拧紧力矩至少应该等于下螺母的拧紧力矩。比较图 5.3.1~图 5.3.4 可以得到以下结论:

- (1) 当上下螺母拧紧力矩都是 $18\text{N}\cdot\text{m}$ 和上下螺母拧紧力矩分别取 $20\text{N}\cdot\text{m}$ 和 $16\text{N}\cdot\text{m}$, 系统总的拧紧力矩都对应于 $19.5\text{N}\cdot\text{m}$ 。而且两种情况下, 螺纹联接都是在振动 50 分钟左右时松动。
- (2) 当上下螺母拧紧力矩分别为 $16\text{N}\cdot\text{m}$ 和 $18\text{N}\cdot\text{m}$ 时, 系统总的拧紧力矩为 $19\text{N}\cdot\text{m}$; 上下螺母拧紧力矩分别取 $18\text{N}\cdot\text{m}$ 和 $16\text{N}\cdot\text{m}$, 系统总的拧紧力矩 $18\text{N}\cdot\text{m}$ 。表明前者系统总的拧紧力矩大于后者总的拧紧力矩, 但是, 在第一种情况下, 螺纹联接在 30 分钟左右松转失效; 而在第二种情况下, 螺纹联接在 40 分钟左右松转失效。因此可以得到以下结论: 即双螺母联接在上螺母拧紧力矩大于下螺母拧紧力矩时, 防松效果更好。或者说, 上螺母拧紧力矩的大小对于联接的防松效果起着关键作用。
- (3) 当上下螺母拧紧力矩分别为 $18\text{N}\cdot\text{m}$ 和 $16\text{N}\cdot\text{m}$ 时, 系统总的拧紧力矩为 $19\text{N}\cdot\text{m}$; 上下螺母拧紧力矩分别取 $20\text{N}\cdot\text{m}$ 和 $16\text{N}\cdot\text{m}$, 系

统总的拧紧力矩为 19.5N.m。在第一种情况下，螺纹联接在 40 分钟左右松转失效；在第二种情况下，螺纹联接在 50 分钟左右松转失效。因此可以得到以下结论：即在双螺母联接上螺母拧紧力矩较大的条件下，各种不同拧紧力矩组合中，系统总的预紧力越大时，则防松效果越好。

第六章 结论与展望

一、结论

本课题研制了紧固件横向振动试验台，对双螺母的防松性能进行了试验，通过对实验数据的处理和对试验现象的分析研究，得到以下主要结论：

- 1、 横向振动试验适合于紧固件防松性能的研究。根据琼克尔振动试验机设计的横向振动试验台能使紧固件在短时间内松转失效，所测数据规律性比较明显，因此是比较理想的试验设备。
- 2、 对双螺母的预紧力之间的关系作了分析，拧紧上螺母时，螺栓所受预紧力变大，随着上螺母预紧力的增大，螺栓所受预紧力变大。但是螺栓所受预紧力并不是上下螺母预紧力的简单相加。双螺母拧紧力矩与变形之间不完全是线性关系。
- 3、 通过对受不同预紧力的双螺母连接进行了振动试验，得到了变形量随时间的变化曲线。研究结果表明：
 - a) 下螺母拧紧力矩一定时，双螺母联接的防松效果取决与上螺母拧紧力矩的大小。
 - b) 双螺母联接系统的松弛曲线有三个明显的特征段，实验初期为一个迅速松弛阶段，曲线表明锁紧系统的部分预紧力在短时间内迅速释放，时间大约在 10 分钟左右，预紧力一般下降 10%~20%；随后出现一个相对稳定阶段，在这段时间内预紧力有一个较长的相对稳定期。第三阶段是预紧力急速下降阶段，当损失了相当的预紧力后，摩擦力降至某一临界值，这时，螺母上产生的松退力矩超过了螺旋副中的摩擦力矩，螺母开始反转，预紧力急剧下降。

其中第二阶段曲线表现形式在不同条件下有所不同，变形量有时比较平缓下降，有时呈阶梯状下降，这可能与两个螺母之间的摩擦力有关，紧固件系统在振动一段时间后，摩擦力减小，紧固件发生松转，预紧力下降。

- c) 比较不同预紧力下双螺母联接装置预紧力随时间变化曲线可以得到，当上下螺母拧紧力矩都为 18N.m 时，紧固件松退时间大约为 50 分钟，且松退曲线的变化规律与上下螺母拧紧力矩分别为 16N.m 和 20N.m 时的曲线基本上吻合，两种情况下螺栓所受预紧力的大小也基本相同。

二、展望

双螺母防松性能试验研究不仅研究了不同装配方式下，双螺母联接的防松效

果，而且对紧固件振动的实验设备、试验方法都需要有更深入的研究。由于时间及实验条件的限制，以下工作有待更深入的研究：

- 1、对试验台要进行系统的研究，以使试验台的使用寿命更长，同时需要对测量手段进行改进，以提高试验结果的精度。
- 2、需要对上下螺母拧紧力矩之间的关系进行深入分析，以便对双螺母联接进行系统的分析。
- 3、对变形量随时间变化曲线进行分析研究，尤其是第二段松弛曲线研究，因为在选用和安装紧固件，我们都希望其锁紧性能良好，能在相当长的时间内保持良好的锁紧状态。第二段松弛曲线形象、准确地反映了紧固件的锁紧特性。通过试验，根据第二段松弛曲线的长短，我们可以选择锁紧时间较长的双螺母预紧力的关系。

参考文献

- [1] 卜炎,《螺纹联接设计与计算》,高等教育出版社,1995。
- [2] 顾俊峰,新型防松螺母在铁路部门中的应用研究,武汉交通科技大学学报,1997(6),281~285。
- [3] 濮良贵,《机械设计》,高等教育出版社,1989,77~87。
- [4] 谈蓉城 陆玉,《机械设计》,高等教育出版社,1993。
- [5] Du YanLiang, Study of Auto-Even-Load Connecting Component, SMM94 p551~555。
- [6] 陈睿,新型防松螺母—凹凸型螺母,武钢技术,1996,34(30)。
- [7] 项忠霞,董刚等,螺纹联接防松方法的评述,机械设计,1996,11(1~2)。
- [8] 沈英明,社彦良等,螺纹联接防松方法研究综述,2002,15(4)。
- [9] 袁家悛,螺纹联接的防松,机械工艺师,1994(4)。
- [10] 沈英明,铁基形状记忆合金防松螺母的研究,西南交通大学硕士论文,2001
- [11] 王连印,一种新型防松方法,山东建筑工程学院学报,1996(9)。
- [12] 罗纳德.L.高得(美),孙维恒译,新型紧固件螺纹设计,紧固件技术,1997(1),26~28。
- [13] 李维军,方士国,一种新型螺母防松技术,重型汽车,2002(3),33。
- [14] Gifu大学工程学院, N.Sase等著,奚静伦译,一种新型防松螺纹紧固件及其评价,国外金属加工,2000(2)。
- [15] 麦俊年,提高螺纹联接强度的一种有效方法,河北机械,1994(3)。
- [16] 杨林,螺纹紧固件的振动试验,机械设计试刊, No.2, 1983。
- [17] 唐宗才,唐氏螺纹及其防松原理,机械工程师,2001(6),21~23。
- [18] 孙峰,唐宗才,唐氏螺纹的防松原理及效果,机械工程师,2002(5),13~15。
- [19] 李智颖,双螺纹防松紧固件及其应用
- [20] 余钦义,双螺母防松及其力关系,机械,1990(1),29~32
- [21] 马涛,对顶螺母防松效果的分析,专用汽车,1999(2),31~33。
- [22] 龚必强,双螺母拧紧原理及应用,重庆重汽科技,2001(1),13~15。
- [23] 何红征,螺纹联接的松动问题及防松措施,华南理工大学学报,1995(8),43~47。
- [24] 钟贤栋,梁飞华,陈华豪,控制螺纹联接预紧力的新方法,煤矿机械,2002(4),44~46。
- [25] 刘建文,螺纹连接及拧紧技术,汽车工艺与材料,1999(7),5~7。
- [26] Dong,BenHan, Gao,Pengfei,Predication of fastenning capacity of screwed joint

- structure with cone assembly, *Journal of Aerospace Power/Hangkong Dongli Xuebao*, v 7,n 1, Jan, 1992, p 35-38.
- [27] Jiang,Y, Chang,J, An experimental study of the torque-tension relationship for bolted joints, *International Journal of Materials and Product Technology*, v 16, n 4-5, 2001, p 417-429.
- [28] Bahai,H, Study of axial and bending stress concentration factors in screw connectors, *American Society of Mechanical Engineers, Petroleum Division (Publication) PD*, v 64, n 8-3,
- [29] J.H.Bickford:Bolt Torque:Getting it right, *Machine Design*, June 21,1990.
- [30] 李力等, 螺栓联接预紧过程中拧紧方法的评价, 全国机械设计教学研讨会论文集, 2002, 223~227。
- [31] 李维荣, 朱家诚, 螺纹紧固件防松技术探讨, *机电产品开发与创新*, 2003 (2), 15~17。
- [32] Payne, James.R, Schneider,Robert.W, Comparison of proposed ASME rules for bolted flanged joints, *Proceedings of the International Conference on Pressure Vessel Technology, ICPVT*, v 1, *Fatigue/Fracture, NDE, Materials and Manufacturing*, 1996, p 147-167.
- [32] 赵国华, 螺栓、螺母横向振动实验用电液伺服振动台系统静态设计, *汽车技术*, 1999 (5), 17~19。
- [33] 刘白雁, 紧固件横向振动的动力学特性分析, *现代机械*, 2002(2), 58~59。
- [34] GB10431—89, 紧固件横向振动试验法
- [35] Jiang, Yanyao, An experimental investigation on frictional properties of bolted joints, *American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division (Publication) PVP*, v 433, 2002, p 59-66
- [36] 张正修, 马新梅, 苏哲, 模具的螺纹联接结构及扭矩扳手的选用, *模具制造*, 2002. No. 12, 52~54。
- [36] *Bulentin of the JSME*, 1980, Vol.23.NO.176。

发表论文情况

- 1、苑鹏伟, 潘凤章, 景秀并, 化工填料波纹自动成型装置的三维运动仿真, 计算机应用与软件, 2004, 3
- 2、Fengzhangpan, xiubingjing, Caifangmeng, A Study on the Involute Gearing with Small Tooth Number,, Proceeding of the 11th World Congress in Mechanism and Machine Science, April,2004.

致谢

本课题是在导师潘凤章副教授的精心指导下完成的，导师严谨的治学态度，丰富的理论知识和实际经验，不仅对我的课题研究给予了极大的启迪和帮助，而且将使我终身受益。值此论文完成之际，学生谨向尊敬的导师致以真挚的谢意！

在课题的选择、实验方案的确定以及试验过程中，卜炎教授、沈兆光老师给予了指导与帮助，在此表示感谢。

同时感谢师弟苑鹏伟和戴义贵在试验时给予的帮助。

最后，感谢家人的理解和支持。

作者：景秀并

2004. 1