

手动截止阀阀杆螺母损坏问题分析

Damage Analysis of Stem Nut of Manual Globe Valve

李登峰 许蒙 周轶

Dengfeng Li Meng Xu Du Zhou

1. 阳江核电有限公司 中国·广东 阳江 529500
2. 苍南核电有限公司 中国·浙江 苍南 325800
3. 中广核核电运营有限公司 中国·广东 深圳 518100

1. Yangjiang Nuclear Power Co., Ltd., Yangjiang, Guangdong, 529500, China
2. Cangnan Nuclear Power Co., Ltd., Cangnan, Zhejiang, 325800, China
3. China Nuclear Power Operations Co., Ltd., Shenzhen, Guangdong, 518100, China

摘要: 手轮螺母螺纹损伤是影响电厂阀门操作性的一种典型故障。针对螺母螺纹损伤问题论文结合实际案例,通过理论核算出螺母螺纹应力,验证了案例中螺母螺纹最大弯曲应力超过对应材质许用弯曲应力,需进行设计优化。针对螺纹强度存在不满足使用要求的情况,可通过尺寸、结构等方面进行优化,提升螺纹连接的可靠性。

Abstract: Hand wheel nut thread damage is a typical fault that affects the operation of the power plant valve. In view of the problem of nut thread damage, this paper combines with the actual case, calculates the nut thread stress through the theory, and verifies that the maximum bending stress of the nut thread in the case exceeds the allowable bending stress of the corresponding material, so the design needs to be optimized. If the thread strength does not meet the use requirements, the size and structure can be optimized to improve the reliability of the thread connection.

关键词: 手轮; 阀杆; 螺母; 应力校核

Keywords: hand wheel; valve stem; nut; stress check

DOI: 10.12346/etr.v4i12.7415

1 引言

A 电厂 5、6 号机组调试启动期间发现大量手动截止阀手轮锁紧螺母松动,部分防松的紧定螺钉缺失问题。B 电厂 6 台机组在运行期间发生多起手轮锁紧螺母与阀杆螺母螺纹损伤、手轮锁紧螺母遗失等故障,导致阀门无法操作,影响机组安全运行和设备隔离操作。为了提高设备运行可靠性,消除设备故障,需对阀杆螺母损坏的原因进行分析、提出处理措施。论文对阀杆螺母螺纹的挤压强度、剪切强度和弯曲强度进行了力学计算和分析,发现了螺纹设计不足,并提出螺纹可靠性提升的可行方案。

2 设备简介及故障描述

2.1 设备简介

某型号的手动截止阀广泛应用于某发电集团各个电厂汽水系统,该类阀门在系统中起着隔离、截断和导通作用。阀门结构为直通式手动阀,顶装手轮,升降杆式阀门。通过手轮带动阀杆螺母转动转变为阀杆的上下直线运动从而实现阀门开关操作。

手轮处的锁紧螺母防松是通过锁紧螺母上安装紧定螺钉顶住阀杆螺母实现防松。

2.2 缺陷原因分析

该类型阀门阀杆螺母和锁紧螺母在阀门开关过程中受力

机理：锁紧螺母在关闭过程中不受力，仅起固定手轮作用，阀杆螺母内螺纹受阀杆的向上的反作用力，阀杆螺母下部凸肩在反作用力作用下，承担关闭过程中阀杆的轴向推力。锁紧螺母在阀门开启时，手轮锁紧螺母和阀杆螺母作为上部支撑点，承担开启过程中阀杆的向下的反作用力。当阀门开启到阀杆受到阀盖处的倒密封限时时，手轮锁紧螺母承担的阀杆反作用力达到最大，其值为阀门手轮上操作力矩产生的轴向力。阀门操作机构图见图1。

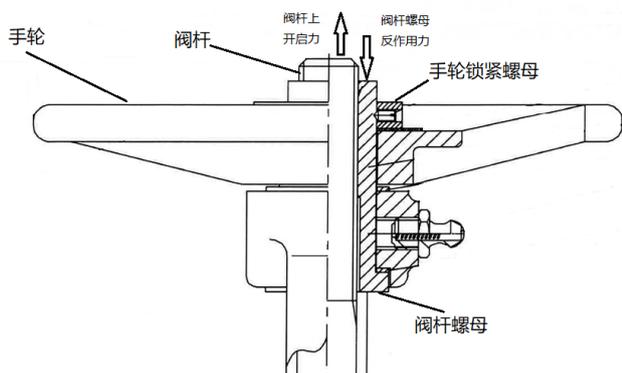


图1 手轮局部示意图

该类型阀门历史多次发生手轮阀杆螺母螺牙损伤导致手轮和固定螺母脱落故障，也发生过阀杆螺母下部凸肩断裂的偶发故障。缺陷可能原因有阀杆螺母螺纹和下部凸肩强度设计裕度不足、零部件制造缺陷、手轮操作力过载等原因。经检查可排除制造缺陷、手轮操作过载原因，论文对阀杆螺母螺纹强度和下部凸肩强度进行校核，探究该结构形式下手轮操作力矩与阀杆螺母强度匹配的可靠程度，其他原因在此不赘述。本示例阀杆螺母材质为铝青铜材质，在整个连接机构中属于最薄弱环节，因此对该部位螺纹进行强度校核。

3 阀杆螺母强度校核

3.1 阀杆轴向载荷计算

根据2.2节分析可知，操作人员操作手轮的圆周操作力与阀门的操作扭矩、阀杆的轴向推力存在对应关系。该关系与手轮尺寸、阀杆螺母的结构尺寸、阀杆螺母的润滑程度有关。虽然不同阀门存在个体差异，但《实用阀门设计手册》^[1]中提供了相关设计方法，该方法经过实际评估应用中验证了有效性。阀杆螺母载荷与阀杆轴向载荷大小相等，方向相反。因此在进行阀杆螺母强度校核之前，需先求得阀杆的轴向载荷。轴向载荷计算过程如下：首先根据阀门的圆周操作力求解出阀门操作扭矩，再根据阀门操作扭矩可求解阀杆轴向载荷。根据现场实测数据，该阀门手轮直径180mm。根据手册中提供的手轮圆周操作力与手轮直径关系图，见图2。查询到单人操作该尺寸手轮时，手轮最大圆周操作力约450N。

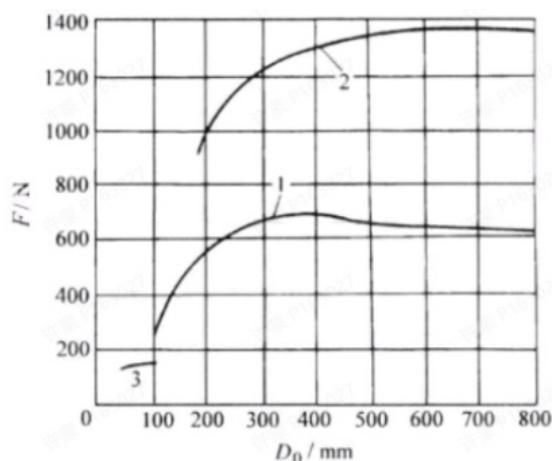


图2 手轮直径与圆周操作力对应关系

注：曲线1：单人双手操作手轮时最大圆周操作力。
曲线2：双人操作手轮时最大圆周操作力。
曲线3：单人单手操作手轮时最大圆周操作力。

根据《实用阀门设计手册》^[1]中手轮的圆周操作力和阀门开关力矩对应关系计算公式，将手轮圆周操作力转换为阀门开关力矩，公式见式(1)：

$$M = \frac{D_0 F}{2000} \quad (1)$$

式中， M 为阀门开关力矩，N.m； D_0 为手轮直径，mm，根据实测值，其值为180mm； F 为阀门手轮圆周操作力，N。

根据计算结果，该阀门在最大圆周操作力下，阀门开关力矩约40.5N.m。

根据阀门最大开关力矩进一步求得阀杆最大轴向载荷，计算公式见式(2)：

$$F_1 = \frac{M}{TF} \quad (2)$$

式中， F_1 为阀杆轴向载荷，N； TF 为阀杆系数，无量纲。

根据《实用阀门设计手册》^[1]中阀杆系数选型参数表，详见表1：根据该规格阀杆螺纹尺寸，查表得阀杆系数取值0.00154。

根据以上数据计算阀杆最大轴向载荷约26298N。

3.2 螺纹挤压强度校核

假设把螺牙按照螺旋线展开后相当于一根悬臂梁，螺牙之间的挤压应力不应超过对应材料的许用挤压应力，否则便会产生挤压破坏。当阀门全开时手轮螺母承担最大载荷为操作人员操作力，考虑结构受力的最不利因素，以单人操作该尺寸手轮时所能达到的最大操作力进行应力校核。根据《螺纹连接强度校核》^[2]挤压强度校核计算公式见式(3)：

$$\frac{F_1}{\pi d_2 h N} \leq [\sigma] \quad (3)$$

式中， F_1 为阀杆螺母轴向载荷，N，根据上述计算结果，

其值取 26298N; d_2 为螺纹中径, mm, 根据示例阀门螺纹规格, 其值为 20.701mm; h 为螺牙工作高度, mm, 根据示例阀门螺纹规格, 其值为 1.083mm; N 为螺纹咬合圈数, 根据示例阀门实测其值咬合圈数为 2 圈; $[\sigma]$ 为螺纹材质许用

应力, 根据《机械工程材料手册》^[3] 查询, 其许用挤压应力为 227MPa。

综上所述计算螺纹最大挤压应力为 187MPa, 其值未超过对应材质许用挤压应力, 挤压强度校验合格。

表 1 阀杆系数参数表

阀杆尺寸 (直径 × 螺距) /mm	阀杆系数	阀杆尺寸 (直径 × 螺距) /mm	阀杆系数	阀杆尺寸 (直径 × 螺距) /mm	阀杆系数
10 × 3	0.00111	24 × 5	0.00238	40 × 6	0.00366
12 × 3	0.00125	26 × 5	0.00252	42 × 6	0.00380
14 × 3	0.00140	28 × 5	0.00266	44 × 8	0.00420
16 × 3	0.00154	30 × 6	0.00294	46 × 8	0.00435
16 × 4	0.00167	32 × 6	0.00308	48 × 8	0.00449
18 × 4	0.00181	34 × 6	0.00323	50 × 8	0.00464
20 × 4	0.00195	36 × 6	0.00337	52 × 8	0.00478
22 × 5	0.00223	38 × 6	0.00351	55 × 8	0.00500

3.3 螺纹根部剪切应力校核

假设把螺纹牙按照螺旋线展开后相当于一根悬臂梁, 根据《螺纹连接强度校核》^[2] 其根部剪切强度计算见式 (4):

$$\frac{F_1}{\pi d_1 b N} \leq [\tau] \quad (4)$$

式中, d_1 为螺纹小径, mm, 根据示例阀门螺纹规格, 其值为 19.835mm; b 为螺纹牙底宽度, mm, 根据示例阀门螺纹规格, 其值为 1.5mm; $[\tau]$ 为螺纹材质许用剪切应力, 查询《机械工程材料手册》^[3], 其许用剪切强度为 136MPa。对于许用剪切应力选择, 推荐该材质许用剪切应力与许用应力的比值为 0.6。

综上所述计算螺纹根部最大剪切应力为 141MPa, 其值超过对应材质许用剪切应力, 螺牙根部剪切应力校核不合格。但超出值未超过 5%, 按一般设计原则, 可保持原设计不变。

3.4 螺纹弯曲强度校核

按照示例来讲, 阀杆螺母螺纹材质偏软, 所以螺纹弯曲强度以校核阀杆螺母螺纹为准, 锁紧螺母螺纹不单独进行校核。若将阀杆螺母的一圈螺纹沿螺纹小径处展开, 即可视为一悬臂梁。每圈螺纹承受的平均作用力作用在螺纹中径的圆周上, 则根据《螺纹连接强度校核》^[2] 螺纹牙根部危险截面的弯曲强度校核公式见式 (5):

$$\frac{3F_1 h}{\pi d_1 b^2 N} \leq [\sigma_b] \quad (5)$$

式中, h 为螺牙工作高度, mm, 根据示例阀门螺纹规格, 其值为 1.083mm; $[\sigma_b]$ 为阀杆螺母材质许用弯曲应力, 查询《机械工程材料手册》^[3], 其值为 220MPa。

综上所述计算螺纹最大弯曲应力为 305MPa, 其值超过对应材质许用弯曲应力, 需从材质、尺寸或零部件结构进行设计

优化, 提高螺纹配合可靠性。

3.5 阀杆螺母底部凸肩剪切强度校核

阀杆螺母底部凸肩部位存在退刀槽, 该部位为结构强度薄弱环节, 当阀门在关闭位置时, 其承受载荷为阀杆最大轴向载荷。因此需校核阀门关闭时阀杆螺母下部凸肩退刀槽部位剪切应力。校核公式见式 (6):

$$\frac{F_1}{\pi D H} \leq [\sigma_c] \quad (6)$$

式中, $[\sigma_c]$ 为阀杆螺母材质许用剪切应力, MPa, 查询《机械工程材料手册》^[3], 其值为 136MPa; D 为阀杆螺母退刀槽部位直径, mm, 根据实际测量值为 16mm; H 为阀杆螺母退刀槽部位凸肩厚度, mm, 根据实测值为 5mm。

根据上述数据计算阀杆螺母底部凸肩退刀槽部位剪切应力为 105MPa, 剪切强度校核通过, 阀杆螺母底部凸肩退刀槽位置无需强化改进。结合历史缺陷分析, 该部位发生断裂原因为机加工时退刀槽部位未进行倒角处理, 导致存在应力集中, 叠加操作过程中手轮存在过载导致下部凸肩断裂故障。

4 改进建议措施

4.1 连接方式改进

根据上述计算结果, 出于经济性考虑, 可不改变原有设计, 通过对阀杆螺母和锁紧螺母螺纹配合圈数进行优化, 从原设计 2 圈螺纹配合修改为 5 圈螺纹配合。将优化数据重新代入上述公式, 校核螺纹挤压应力 74MPa, 螺纹剪切应力 56MPa, 螺纹弯曲应力 122MPa 各项应力校核合格。根据上述改进方案后螺纹挤压应力安全裕度提高到了 3 倍, 螺纹剪切应力安全裕度提高到了 2.4 倍, 螺纹弯曲应力提高到了 1.8

倍, 阀杆螺母底部凸肩退刀槽部位剪切应力安全裕度为 1.3 倍, 可见各部分强度满足实际工程中的应用。

4.2 防松方式改进

原防松方式为通过在手轮锁紧螺母上开孔加装紧定螺钉防松, 紧定螺钉相对于普通螺栓, 由于无螺栓六角头端面摩擦防松, 所以紧定螺钉防松效果较差, 容易松脱, 在电站的多个设备上曾发生紧定螺钉松脱导致设备故障。改进方式为取消紧定螺钉, 将原开孔锁紧螺母更换为摩擦防松自锁螺母、开口销或者使用螺纹锁固剂进行防松, 从而实现防松功能。

5 结语

阀杆螺母在阀门驱动结构中的作用是将手轮的旋转运动转化为阀杆的直线运动, 并传递载荷, 十分关键但是薄弱一

环。通过正文中的分析发现了阀杆螺母螺纹设计裕度不足, 解决方案要保证各零部件的强度满足设计要求, 以保证在操作过程中不会产生部件损坏, 使设备操作功能得到保障。目前电厂对于该类缺陷的处理手段一般通过更换损坏的阀杆螺母进行解决, 未能从根本原因上采取措施, 从而无法避免故障可能再次发生。论文进一步从理论上探究更深层次的设计原因, 通过理论计算、分析发现阀杆螺母设计不足, 并提出改进方案, 可根本上消除设备故障, 可为后续处理同类缺陷提供借鉴。

参考文献

- [1] 陆培文.实用阀门设计手册[M].北京:机械工业出版社,2002.
- [2] 戊子庚.螺纹连接强度校核[Z].2010.
- [3] 陆明炯.机械工程材料手册[M].沈阳:辽宁科学技术出版社,2007.