

ZM2800 振动磨机的高强度螺栓的疲劳可靠性分析

作者：郝静如 姚文席 米洁 黄蔚

1 前言

ZM2800 振动磨机是目前国内最大规格的振动磨机，由于其制造和维修成本均较高，所以运用现代设计方法对其进行分析研究很有必要。

图 1 是振动磨机的上锁紧机构的简图，高强度上螺栓 3 将上料筒 8 锁紧在上抱箍 9 和箱体 6 之间。这样，当磨机工作时，螺栓内将产生循环拉力。

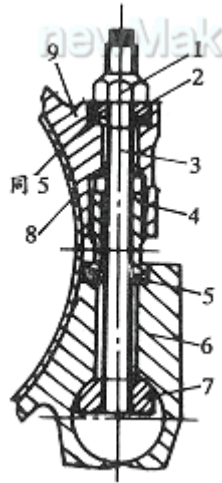


图 1 磨机上锁紧机构

- 1.高强螺母 2.垫圈 3.高强上螺栓 4.锁紧螺母
5.垫圈 6.箱体 7.下螺母 8.上料筒 9.上抱箍

下锁紧机构（图中未标出）是上锁紧机构的对称机构。高强度下螺栓通过下抱箍将下料筒锁紧在箱体的底部。这样，比起上螺栓来，下螺栓还要承受下料筒及其物料等的重力。

2 螺栓的受力分析

(1) 螺栓的初拉力

为了防止螺母的松动，在抱箍与箱体之间加上一个螺套 4。这样就相当于加上一个压簧，使得螺栓在工作中始终保持拉伸状态。

磨机在装配时给上下螺栓各施加 $T=4\,500\text{ N}\cdot\text{m}$ 的预紧力矩。由文献 [2] 的分析，当计及

螺栓内切应力的作用时，上螺栓受到的初拉力为 $Q_1=6.5\frac{T}{d}$ ， d 是螺纹的外径。设一个下螺栓所分担的下料筒、下抱箍及物料的重力为 Q_0 ，则下螺栓所受的初拉力为： $Q_2=Q_1+Q_0$ 。

施加预紧力矩的原则应是，在振动磨机工作时，料筒与箱体之间要保证一个最小的剩余预紧力 $Q'p$ ，以防止它们之间产生瞬时分离。 $Q'p$ 的选择与螺栓的工作载荷有关。

(2) 螺栓的动态力

图 2、图 3 是在上、下抱箍上靠近螺栓处测得的垂直方向上的振动加速度 a 的图形，上面是时域图，下面是幅值谱图。由于料筒沿着轴向有一定的动柔度以及物料在料筒内分布的不均匀性，各个抱箍上的加速度值有所差别。最大比值在 1.3 倍左右。

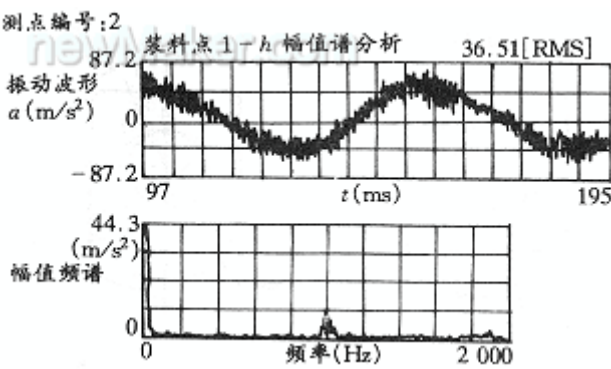


图 2 上抱箍的加速度

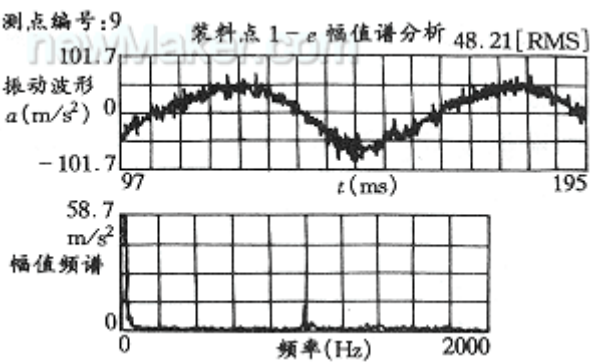


图 3 下抱箍的加速度

设分担到每一个螺栓上的抱箍、料筒及物料的质量为 m_0 ，则螺栓受到的动态力为： $F_a=m_0a$ 。

由图 2、图 3 可见，抱箍上的加速度除了呈现一个低频波动之外，还有在低频波动基础上的高频波动。高频波动的幅值可用各高次谐波的幅值 a_i 求有效值 $(\sum a_i^2)^{\frac{1}{2}}$ 的方法来计算。经计算得到，上抱箍的最大加速度为 $44.31 \pm 19.15 \text{ m/s}^2$ ，下抱箍的最大加速度为 $58.75 \pm 16.11 \text{ m/s}^2$ 。

对于上螺栓来说，当箱体托着上料筒向上振动时，由于箱体与料筒之间的接触刚度较大，螺栓内的拉力基本保持 Q_1 的大小。同样，当箱体推动下料筒向下振动时，下螺栓的拉力基本保持 Q_2 的大小。

磨机上下料筒各重 1493.5 kg ，料筒内的物料重 6000 kg ，抱箍重 145 kg ，上下螺栓各 16 个。经计算，螺栓内的最小拉力 $F_{\min}$ ，及变化幅值 F_a 为：

上螺栓： $F_{\min} = Q_1 = 4.33 \times 10^5 \text{ N}$

$F_a = 504.6a = 2.24 \times 10^4 \pm 9652 \text{ N}$

下螺栓： $F_{\min} = Q_2 = 4.38 \times 10^5 \text{ N}$

$F_a = 504.6a = 2.96 \times 10^4 \pm 8119 \text{ N}$

3 螺栓的无限寿命疲劳可靠性校核

振动磨机的电机转速 960 r/min 。若磨机连续运转，当螺栓经受的应力循环数达到 10^7 时，磨机大概运转 7.2 d 。对于钢质零件来说，循环数若达到 10^7 以上不损坏，则可认为具有无限疲劳寿命。

螺栓为 M52，外径 $d = 52^{+0.5}_{-0.5} \text{ mm}$ ，中径 $d_0 = 48.752 \text{ mm}$ ，内径 $d_1 = 46.588 \text{ mm}$ ，螺纹牙圆角半径 $r = 0.722 \text{ mm}$ 。螺栓光杆部分 $\phi 52^{+0.1}_{-0.1} \text{ mm}$ ，螺栓材料 40Cr，调质，精车。

螺栓的危险截面是螺纹和光杆相接的部分。取力参数和尺寸参数的标准差为其公差 $1/6$ ，

$\sigma = \frac{5.2 F_{\min}}{\pi d_1^2}$ ，算得螺栓内的拉应力最小值为：

上螺栓： $\sigma_{\min} = 329.98 \text{ Mpa}$

下螺栓： $\sigma_{\min} = 334.03 \text{ Mpa}$

$\sigma = \frac{4 F_a}{\pi d_1^2}$ ，算得螺栓内的动拉应力的幅值为：

上螺栓： $\sigma_{a1} = 13.16 \pm 5.66 \text{ Mpa}$

下螺栓： $\sigma_a = 17.37 \pm 4.76 \text{ Mpa}$

材料的强度极限为 $\sigma_b=939.6 \text{ Mpa}$ ，对称弯曲疲劳极限 $\sigma_{-1}=427.7 \text{ Mpa}$ ，得材料的对称拉伸疲劳极限 $\sigma_{-11}=0.91\sigma_{-1}=389.2 \text{ Mpa}$ 。若考虑不同厂家、不同炉次的影响，取标准差 $S\sigma_{-11}=0.06\sigma_{-11}=23.35 \text{ Mpa}$ 。

查得零件的疲劳缺口敏感度 $K_t=1.8$ ，算得零件的疲劳缺口敏感系数

$$K_{\sigma} = \frac{K_t}{0.88 + A Q^b} = \frac{1.8}{0.88 + 0.29 \times 3.52^{0.152}} = 1.462$$

，算得 K_{σ} 的标准差为 $S_{K_{\sigma}} = 0.027 \times 1.462 = 0.039$ ，查得尺寸系数 ϵ 的均值为 0.71 ，标准差 $S_{\epsilon} = 0.1 \times 0.71 = 0.071$ ，表面加工系数 β_1 的均值为 0.82 ，标准差 $S_{\beta_1} = 0.044 \times 0.82 = 0.0361$ 。

由公式 $K_{\sigma D} = \frac{K_{\sigma}}{\epsilon \beta_1}$ ，算得零件的疲劳强度降低系数 $K_{\sigma D}$ 的均值为 2.28 ，由标准差的计算公式算得标准差 $S_{K_{\sigma D}} = 0.217$ 。由于螺栓受非对称循环应力，取材料平均应力影响

$$\text{系数 } \psi_{\sigma} = \frac{\sigma_{-11}}{\sigma_b + 350} = \frac{389.2}{939.6 + 350} = 0.302$$

，标准差 $S_{\psi_{\sigma}} = 0.007$ 。

螺栓的受力状态为最小应力 $\sigma_{\min}$ 基本不变的动拉伸状态。由公式 $\sigma_{aD} = \frac{\sigma_{-11} - \psi_{\sigma} \sigma_{\min}}{K_{\sigma D} + \psi_{\sigma}}$ ，可以算得零件的极限应力幅 σ_{aD} 的均值及标准差。

上螺栓： $\sigma_{aD} = 112.14 \text{ Mpa}$ $S_{\sigma_{aD}} = 9.26 \text{ Mpa}$

下螺栓： $\sigma_{aD} = 111.67 \text{ Mpa}$ $S_{\sigma_{aD}} = 8.90 \text{ Mpa}$

由公式 $n_a = \frac{\sigma_{aD}}{\sigma_a}$ ，可以算得按应力幅确定的工作安全系数 n_a 。对于上螺栓 $n_{a1} = 8.52$ ，对于下螺栓 $n_{a2} = 6.43$ 。

零件的疲劳极限应力 $\sigma_{rD} = \sigma_{\min} + 2\sigma_{aD}$ ，算得：

上螺栓： $\sigma_{rD} = 554.26 \text{ Mpa}$ $S_{\sigma_{rD}} = 18.51 \text{ Mpa}$

下螺栓： $\sigma_{rD} = 557.37 \text{ Mpa}$ $S_{\sigma_{rD}} = 18.00 \text{ Mpa}$

螺栓的最大拉应力 $\sigma_{\max} = \sigma_{\min} + 2\sigma_a$ ，标准差 $S_{\sigma_{\max}} = 2S_{\sigma_a}$ 。

由公式 $n_{\sigma} = \frac{\sigma_{rD}}{\sigma_{\max}}$ 算得按最大应力确定的工作安全系数 n_{σ} 。对于上螺栓， $n_{\sigma 1} = 1.56$ ，对于下螺栓 $n_{\sigma 2} = 1.51$ 。

给定可靠度 R ，则可确定联接方程中的 $Z = \frac{\sigma_s - \sigma_l}{(S_{\sigma_s}^2 + S_{\sigma_l}^2)^{\frac{1}{2}}}$ 。其中， σ_s 为强度均值， σ_l

为应力均值。对于本例，若按应力幅值进行计算， $\sigma_s = \sigma_{aD}$ ， $\sigma_l = \sigma_a$ 。取 $R=0.9999$ ，查得 $Z=4.265$ 。

可靠性安全系数 $n_{Ra} = \frac{\sigma_{aD}}{\sigma_a} = \frac{\sigma_{aD}}{\sigma_{aD} - Z(\sigma_s^2 + \sigma_{aD}^2)}$ 。取附加安全系数 $n_1=1.2$ ，则按应力幅进行计算的许用安全系数 $[n]_a = n_1 n_{Ra}$ 。对于上螺栓 $[n]_{a1} = 1.2 \times 1.54 = 1.85$ ，对于下螺栓 $[n]_{a2} = 1.2 \times 1.53 = 1.84$ 。

同样，按最大应力计算得到的上螺栓许用安全系数 $[n]_{\sigma1} = 1.2 \times 1.17 = 1.40$ ，下螺栓许用安全系数 $[n]_{\sigma2} = 1.2 \times 1.16 = 1.39$ 。

通过以上分析可以看出，实用振动磨机的工作安全系数都大于许用安全系数。但是按应力幅进行校核时，实际安全系数取得太大。这说明螺栓的规格偏大。

引起按应力幅算得的安全系数与按最大应力算得的安全系数差别太大的原因，是螺栓的预紧力矩取得过大，这样就用掉了螺栓内的大量的应力储备。

4 螺栓的无限寿命可靠性设计

如前所述，螺栓的预紧力矩的合理确定，与螺栓在工作中实际受到的最大载荷有关。对于上螺栓，由实测可知，最大拉伸力为 $F_1=32052 \text{ N}$ ，对于下螺栓，若考虑料筒、物料等的自重，最大拉伸力为 $F_2=42664 \text{ N}$ 。

螺栓的预紧力 $Q' = Q'_p + \frac{C_m}{C_b + C_m} F$ 。对于不稳定载荷，剩余预紧力 $Q'_p = (0.6 \sim$

$0.3) F$ ，另由于本例中被联接件的刚度较大、螺栓细长，所以系数 $\frac{C_b}{C_b + C_m}$ 取较小值(0.2~0.3)较为合理。这样，对于上螺栓，预紧力 $Q'_2 = 5.55 \times 10^4 \text{ N}$ 。若仍用 M52 的螺栓，则预紧力矩不大于 $500 \text{ N}\cdot\text{m}$ ，远远小于 $4500 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。

以下按预紧力 $Q' = 10^5 \text{ N}$ 。连同工作拉力取螺栓的最大拉力 $Q = 15 \times 10^4 \text{ N}$ ，取许用应力 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{3} = 300 \text{ MPa}$ ，来进行预估螺栓的规格，算得

$d_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\sigma]}} = 25.2 \text{ mm}$ ，这样从 M30 的螺栓开始起算。经计算， $n_a = 2.134 < [n]_a = 2.21$ ， $[n]_{\sigma} = 1.358 < [n]_{\sigma} = 1.55$ ，所以 M30 螺栓不能满足要求。

取 M36 的螺栓，内径 $d_1 = 31.67 \text{ mm}$ ，圆角半径 $r = 0.6 \text{ mm}$ 。取预紧力 $Q' = 10^5 \text{ N}$ ，动拉力 $F_a = 2.96 \times 10^4 \pm 8119 \text{ N}$ 。算得 $\sigma_{\min} = 165.02 \text{ MPa}$ ， $\sigma_a = 37.57 \pm 10.31 \text{ MPa}$ 。 $\Sigma_{-11} = 389.2 \text{ MPa}$ ， $S_{\sigma_{-11}} = 23.35 \text{ MPa}$ ， $K_t = 2.3$ ， $K_{\sigma} = 1.85$ ， $S_{K_{\sigma}} = 0.151$ ， $\epsilon = 0.85$ ， $S_{\epsilon} = 0.085$ ， $\beta_1 = 0.82$ ， $S_{\beta_1} = 0.036$ ， $K_{\sigma D} = 2.396$ ， $S_{K_{\sigma D}} = 0.151$ ， $\psi_{\sigma} = 0.302$ ， $S_{\psi_{\sigma}} = 0.007$ ， $\sigma_{aD} = 127.06 \text{ MPa}$ ， $S_{\sigma_{aD}} = 9.1 \text{ MPa}$ ， $\sigma_{rD} = 419.14 \text{ MPa}$ ， $S_{\sigma_{rD}} = 23.06 \text{ MPa}$ ， $\sigma_{\max} = 240.08 \text{ MPa}$ 。

运用以上数据，最后算得 $n_a=3.38$, $n_\sigma=1.75$, $[n]_{Ra}=1.179$, $[n]_R=1.2 \times 1.179=1.415$, $[n]_{R\sigma}=1.10$, $[n]_\sigma=1.2 \times 1.1=1.32$ 。

由于 $n_a > [n]_a$, $n_\sigma > [n]_\sigma$, 所以 M36 的螺栓能够满足可靠度为 0.9999 情况下的无限寿命不对称循环使用要求。

5 结论

(1)ZM2800 的高强度联接螺栓的原设计及使用要求能满足工程中的应用。但是由于螺栓的直径选得过大，使得按动态应力进行校核时，工作安全系数太大。而且由于预紧力矩取得过大，过分使用了螺栓的应力储备，使得按动态应力计算所得的安全系数与按最大应力计算所得的安全系数差别太大。

(2)螺栓的初预紧力矩应根据螺栓在工作中的最大载荷来定，还要根据机器本身的使用特点以及应用中实际出现的故障情况来定。由于我们对实际振动加速度做了测定，所以上述分析可供参考。

(3)综合按动应力振幅及按最大动应力二者进行考虑，高强度螺栓取 M36 即可满足可靠度为 0.9999 的无限寿命使用要求。为防止材质、加工、装配、受力过程中出现超出估计范围的误差，可考虑取 M40 的螺栓。

http://www.newmaker.com/disp_art/1070010/1339.html