

JAT610 织机综框边杆的疲劳分析

李剑敏, 沈毅, 雷金锋

(浙江理工大学 机械与自动控制学院, 浙江 杭州 310018)

摘要 针对 JAT610 织机综框边杆的非正常断裂, 用 ANSYS 有限元软件进行应力分析, 结合应力实测的结果, 对边杆的疲劳寿命进行分析计算, 找到了疲劳寿命不足的原因并对结构进行了改进以延长结构的疲劳寿命, 经企业实际应用, 取得了良好的效果。通过分析指出, 高速运转机构的应力集中导致的疲劳对机构的寿命产生很大影响, 减少最大应力和应力幅度能有效地延长机构的寿命。

关键词 综框边杆; 高周疲劳; 疲劳寿命; 有限元

中图分类号: TS 103.33 文献标识码: A 文章编号: 0253-9721(2005)03-0066-04

Analysis on the fatigue life of JAT610 loom's lateral supports

LI Jian-min, SHEN Yi, LEI Jin-feng

(College of Mechanical Engineering and Automation, Zhejiang University of Science and Technology, Hangzhou, Zhejiang 310018, China)

Abstract Because of the deviant fracture on lateral supports of JAT610 loom, the stress of the bar was studied by FEM software ANSYS, combining the stress result of actual measure in facture, the fatigue life of the bar was calculated. The reason that the fatigue life of the bar was too short was found, and the shape was improved to extend the fatigue life. The analysis shows that the stress convergence in high-speed machine would cause the machine fatigue and influence the life of the machine, the decrease of the maximal stress and range of stress in machine can extend the fatigue life of machine availability.

Key words lateral supports; high-cycle fatigue; fatigue life; finite element

JAT610 织机是由日本丰田公司生产的新型无梭织机, 它采用喷气代替梭子穿引纬纱, 有效地提高了织机织造的产量和质量, 提高了生产效率, 同时, 降低了车间的噪声。因此, JAT610 织机引进国内后, 在各纺织企业有较大的应用, 取得了一定的市场份额。但在生产过程中, 某些企业发现, 相当部分的织机在经过一定时间的连续运转后, 其综框边杆的水平凸台附近发生裂纹(该处存在一定的应力集中), 并失稳扩展进而导致边杆的断裂。从断口的破坏情况分析, 属于较为典型的疲劳破坏, 有必要对综框边杆进行疲劳分析。ANSYS 软件是美国 ANSYS 公司开发的一套大型综合性有限元分析软件, 该软件在全世界的各重要领域如航天、土建、机械、核电等领域都得到了成功的应用。本文利用 ANSYS 有限元软件进行疲劳模拟计算并与织机的实测应力比较, 得出了边杆的疲劳分析结果, 与实际情况符合。

1 综框边杆的力学模型

综框在织机中主要承受综丝的拉力, 这些拉力

通过综框的水平横杆作用到铅垂的综框边杆上, 随着综框运动的位置不同, 该拉力的大小、方向也随之改变。实际上, 这是一个周期变化的交变力; 同时, 由于织机运转的车速较快, 在分析中还必须考虑结构的惯性力。综框边杆的材料是铝合金 5A06, 含镁 7%, 在加工时采用冷作硬化以增加材料的强度。该材料的弹性模量是 68 GPa, 泊松比系数是 0.3, 密度为 2700 kg/m³, 材料的 0.2 屈服极限是 170 MPa, 强度极限是 325 MPa, 考虑疲劳因素, 5 × 10⁸ 循环的持久极限大约在 120 ~ 130 MPa。

杆件在工作时, 杆的下部固定在凸轮上, 并由凸轮带动作上下运动。杆的上下两个凸缘与综框的水平横梁连接, 综丝的张力通过水平横梁作用在杆的凸缘上, 该张力最终简化为垂直方向的分力和横向的分力, 其最大值分别是 261.12 N 和 21.1 N; 凸轮带动杆的运动频率为 300 r/min, 行程为 105 mm, 可以计算出半行程的平均加速度为 49 m/s², 动荷系数为 5, 所有载荷最后简化为作用在杆件头部的 2 个力, 这 2 个力分别以线性变化, 其中横向力的变化范围

是 0 ~ 21.1 N, 纵向力的范围是 642.28 ~ - 832.86 N。如图 1 所示。

2 综框边杆的有限元疲劳分析

对于结构的疲劳分析, 由于一般的高周疲劳寿命都在几十万次以上, 因此, 从计算的角度, ANSYS 采用了在给定的 S-N 曲线的基础上进行疲劳寿命估算的方法。其计算依据是美国机械工程师协会 (ASME) 的设计规范, 采用简化弹塑性假设和 Miner 累积疲劳损伤准则^[1,2], 即:

$$D_{3s} = \sum_1^3 \frac{n_i \sigma_i}{N_i \sigma_i} \quad (1)$$

式中, D 为结构的累积损伤; n 表示在当前应力水平下所经历的循环数; 而 N 则表示该应力水平的疲劳持久极限。

考虑到本文研究的综框边杆的材料特性, 应力持久极限可以表示为^[3]:

$$\sigma_a = \Delta \sigma / 2 = \sigma_f' (2 N_f)^b \quad (2)$$

式中, σ_a 是循环的应力幅度; σ_f' 是疲劳强度系数, 一般近似地认为等于拉伸实验中的静拉伸断裂强度; 而 b 则为疲劳强度指数。

利用有限元计算的应力结果, 还可计算损伤发展的速度^[4,5], 即:

$$D = \begin{cases} \frac{R_v \sigma_{eq}^\alpha | \sigma_{eq} - \sigma_{eq}^* |^\beta}{B(1 - D)^\alpha} \langle \sigma_{eq} \rangle & (\sigma^* \geq \sigma_f) \\ 0 & (\sigma^* < \sigma_f) \end{cases} \quad (3)$$

式中, B 、 α 和 β 是材料常数; σ^* 是有效损伤应力; σ_f 是疲劳应力门槛值; 而 σ_{eq} 则是 Von Mises 的等效应力, R_v 是三轴应力函数。

考虑到综框边杆各部分的厚度不同, 其上下 2 个支撑平台比较薄, 而直杆部分相对较厚, 同时, 在杆的中间还有 2 个突起, 因此, 在有限元分析时, 作为一个三维空间体来考虑。本文选择了 ANSYS 中的 SOLID45 单元进行分析^[6]。SOLID45 单元是空间线性单元。标准型是 8 节点 6 面体单元, 根据结构的几何形状, 又可以退化为 6 节点 5 面体和 4 节点 4 面体单元, 故该单元能够较好地模拟空间形状。

根据虚位移原理, 建立有限元的基本方程^[7]:

$$\int_V [B]^T [D] [B] dV \delta = \int_V [N]^T \{p\} dV + \int_r [N]^T \{T\} ds \quad (4)$$

也可写成

$$[K] \delta = \{P\}$$

其中, $[K] = \int_V [B]^T [D] [B] dV$;

$$\{P\} = \int_V [N]^T \{p\} dV + \int_r [N]^T \{T\} ds$$

由于综框边杆处于高速运动中, 因此, 在计算时还必须考虑动态效应。由达朗伯原理, 对结构的动态效应, 只要在计算方程右端载荷时加上惯性力, 系统就可以和平衡时一样处理了。在 ANSYS 中, 只要打开惯性力开关, 并且输入相应的加速度值就完成了对惯性力的计算。

采用 SOLID45 单元对图 1 的杆件模型进行网格划分。网格的基本尺寸控制在 3 mm 左右。考虑到上凸缘下的 A、B 点附近是应力集中区, 同时也是杆件实际破坏处, 因此, 对这附近的局部单元进行了加密处理。整个杆件最终被划分为 38 000 余单元, 9 500 余个节点。杆的上支撑平台附近的局部网格如图 2 所示。



图 2 局部网格图

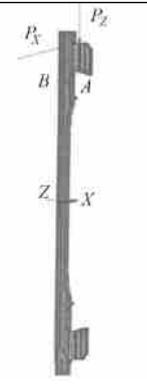


图 1 综框边杆模型图

3 应力实测

为了了解综框边杆在实际工作状况下的应力分布情况, 同时与有限元计算结果比较, 本文在浙江杭州恒翔纺织有限公司对边杆进行了应力实测。

由于杆件中 A、B 点附近是应力集中区域, 也是断口所在的区域。因此, 在应力实测中主要在此区域贴应变片进行测试。杆件在粘贴了应变片后装入 JAT610 织机并进行一定时间的运转, 在此时间内, 由动态应变仪进行应变测试并输出记录, 然后根据材料性质计算得到各被测点的应力。由综框边杆的受力分析可知, 杆所承受的变形是以拉(压)和弯曲的组合变形为主, 应力结果主要是平面应力状态, 因此, 选用的应变片是 45° 应变花, 以计算其主应力。实际上, 考虑到 ANSYS 的计算输出, 为便于比较, 主应力又进一步计算成 Von Mises 的等效应力。

4 数值结果分析

4.1 应力结果

利用 ANSYS 有限元程序对综框边杆的应力进行计算, 同时, 在恒翔纺织公司对运行中边杆的应力也进行了实际测量。对杆的应力集中区域 A 点(也

是实际中断裂区域)的应力值的比较如图 3 所示。由于结构的破坏是高周疲劳破坏,因此,循环次数非常巨大。这样的循环次数无论对有限元计算还是对实际测量都是巨大的障碍,一步步地计算这么多循环次数也是不必要的。

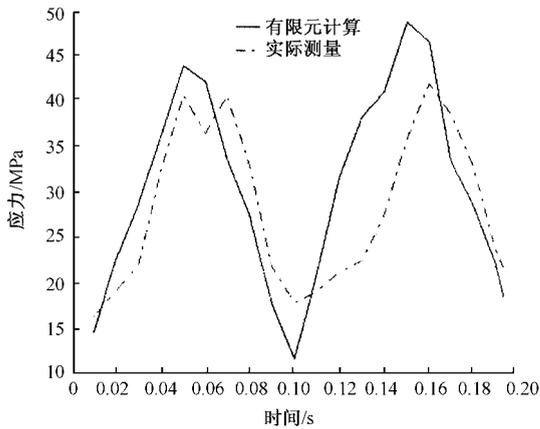


图 3 机构运行前 2 个周期的应力结果对比图

图 3 列出了机构开机后前 2 个周期内有限元计算的应力变化和实测的应力变化结果。从图 3 看出,计算结果与实际测量结果符合较好,验证了有限元计算的可靠性。

4.2 疲劳分析

由于纺织企业通常采用三班倒不间断地连续生产,因此,织机均长时间地处于连续工作状态,有时,这一过程可长达几个月之久,容易造成结构的疲劳破坏。由 Steinberg 提出的基于高斯分布的三区间法,可以对杆进行疲劳分析:

由有限元计算结果,杆内的最大应力为 51 MPa,

因此,其应力三值分别为:

$$\begin{cases} 1 \sigma = 51 \\ 2 \sigma = 102 \\ 3 \sigma = 153 \end{cases}$$

当 $2\sigma = 102$ 时,相应的循环次数可由式(2)计算,得

$$\begin{cases} N_{1\sigma} = 1.47 \times 10^{15} \\ N_{2\sigma} = 2.39 \times 10^9 \\ N_{3\sigma} = 9.8 \times 10^5 \end{cases} \quad (5)$$

杆的工作频率是 300 r/min,因此,在 45 d 内,运行的概率次数为:

$$\begin{cases} n_{1\sigma} = 0.683 N = 1.33 \times 10^7 \\ n_{2\sigma} = 0.271 N = 5.27 \times 10^6 \\ n_{3\sigma} = 0.0433 N = 8.42 \times 10^5 \end{cases} \quad (6)$$

由式(1)可以计算累积损伤:

$$D_{45} = \sum_1^3 \frac{n_{i\sigma}}{N_{i\sigma}} = 0.88 < 1$$

同样,可以计算,在 60 d 的运行中,累积损伤

D_{60} 为 1.15,大于 1。

因此,可以估计,综框边杆在一个半月到二个月的时间内,将产生一定数量的疲劳破坏。即,这批杆的疲劳寿命在 2 个月左右。这也正是企业在生产中所观察到的现象。

4.3 疲劳寿命

由于综框边杆的疲劳寿命仅在 2 个月左右,对企业的生产造成一定的影响。因此,对杆件进行了改造。考虑到疲劳寿命的循环次数和应力集中的关系,主要对杆的外形作了改造。经过改进后的边杆,其外形更加流畅,过渡光滑,应力集中也大为减小。杆的原型和改进后的杆的头部形状对比如图 4 所示。

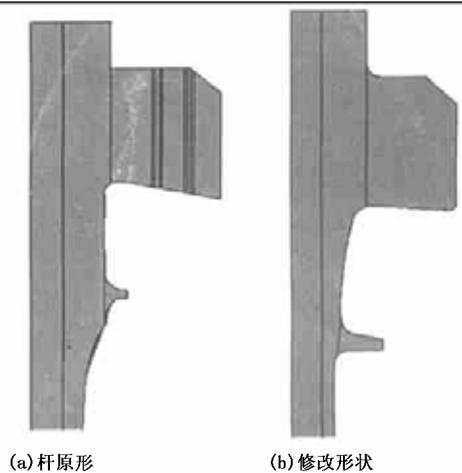


图 4 边杆原形及修改形状图

修改后的边杆,经有限元计算,其最大应力为 45 MPa,这时,可以计算出应力循环次数

$$\begin{cases} N_{1\sigma} = 1.63 \times 10^{16} \\ N_{2\sigma} = 2.65 \times 10^{10} \\ N_{3\sigma} = 1.09 \times 10^7 \end{cases} \quad (7)$$

因此,可得到 45 d 和 60 d 的累积损伤分别为 0.078 和 0.10,疲劳寿命有了极大的提高,基本上不会有疲劳断裂的事故发生。从实际使用的效果看,经改进后的边杆疲劳寿命有了大幅度的提高,保证了企业生产的正常进行。

5 结 论

对于像纺织机械这样高速连续运转的机构,在应力集中部位应注意进行疲劳分析,尤其要注意由于外形所造成的应力集中。若在结构中,由于应力集中造成了结构的疲劳破坏,则要改造外形以降低应力,即使降低十几个甚至几个 MPa,也能收到很好

(下转第 72 页)

(上接第 68 页)

的效果。在 JAT610 织机中,其原综框边杆的疲劳寿命较短,不能满足生产的要求。经过改进后的边杆,改变了形状,减小了应力集中,降低了最大应力和应力幅度,极大地提高了疲劳寿命,能够满足长时间连续生产的要求。

参考文献:

- [1] 姚卫星. 结构疲劳使命分析[M]. 北京:国防工业出版社, 2003 .75 - 86 .
- [2] 李玉春,姚卫星. 高周疲劳裂纹萌生的非线性微观力学模型

- [J]. 南京航空航天大学学报,1998,30(3):261 - 267 .
- [3] 邓增杰,周敬恩. 工程材料的断裂与疲劳[M]. 北京:机械工业出版社,1995 .90 - 163 .
- [4] Hertzberg R W. Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials[M]. 3rd ed. New York:John Wiley and Sons,1989 .490 - 502 .
- [5] 李兆霞. 损伤力学及其应用[M]. 北京:科学出版社,2002 .26 - 30 .
- [6] 叶先磊,史亚杰. ANSYS 工程分析软件应用实例[M]. 北京:清华大学出版社,2003 .406 - 410 .
- [7] 王勖成,邵敏. 有限单元法基本原理和数值方法[M]. 北京:清华大学出版社,1997 .38 - 88 .