

高速大功率万向联轴器应用研究

林剑峰¹, 屠尉立², 廖 鹏²

(1. 海装上海局, 上海 200083; 2. 七一一研究所, 上海 200090)

摘 要: 采用有限元分析方法对万向联轴器十字轴进行了强度分析计算, 根据结果对十字轴的相应部位进行了改进设计; 针对高速大功率万向联轴器高转速、长寿命的使用条件和要求, 在不增加尺寸和重量的前提下, 对十字轴承副进行了优化设计。样机试验证明: 高速大功率万向联轴器的承载能力和使用寿命大大提高。

关键词: 万向联轴器; 十字轴; 强度分析

中图分类号: TH133.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2010)06-0038-03

Application Research on High-speed Big-power Universal Coupling

Lin Jianfeng¹, Tu Weili², Liao Peng²

(1. Naval Deputy Bureau of Shanghai, Shanghai 200083;

2. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 200090)

Abstract: Strength analysis and calculation was carried out on the spider of universal coupling using FEA method. According to the analysis results, some part of the spider was modified and improved. Considering that high-speed big-power universal coupling works under high speed condition and has to have long life, the spider was optimized without increasing of dimensions and weight. Prototype test showed that the coupling's bearing capacity and service life had been significantly enhanced.

Keywords: universal coupling; spider; strength analysis

1 引 言

十字轴是万向联轴器的主要受力部件, 其强度和寿命决定了万向联轴器的使用寿命。改进十字轴承副的设计, 提高十字轴承副的强度和使用寿命, 是万向联轴器设计人员和制造厂家一直追求的目标。但船用十字轴式万向联轴器传递功率大、工作转速高, 作为主要受力元件的十字轴和叉头的结构、运动和受力状况均十分复杂, 用一般经典计算方法建立的十字轴强度计算力学模型的假设条件与实际状况相差甚远。本文运用 CAE 技术和有限元分析方法计算了十字轴和叉头的应力状况, 大大提高了计算精度和可靠性。

船用高速大功率万向联轴器除了在强度上对十

字轴和叉头有较高的设计要求外, 十字轴承副的承载能力和使用寿命是影响万向联轴器承载能力和使用寿命的又一项关键因素。本文以有限元应力分析计算的结果为基础, 运用等强度设计方法, 在同样的使用工况和尺寸、重量的前提下, 利用有限的尺寸空间, 进行优化设计, 提高了十字轴承副的承载能力和使用寿命。

2 有限元强度分析计算

2.1 有限元强度计算模型

图 1 是十字轴结构和受力状况示意图。由于十字轴在工作中受对称力偶作用, 且结构对称, 属八分之一对称结构, 因此, 取十字轴的八分之一作为计算模型。由此, 可以建立该几何模型的受力边界

条件和几何约束条件(图 1)。载荷为面载荷分布, 假定沿轴向均匀分布, 沿周向按余弦分布。几何边界约束条件为 45° 切面上法向位移为零。

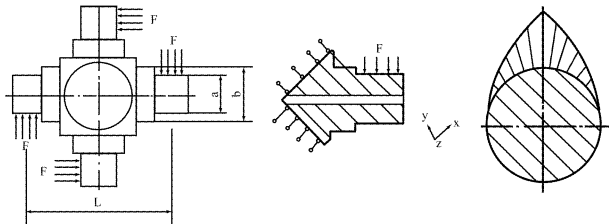


图 1 十字轴受力示意图

由于万向联轴器叉头与轴联接, 而轴是有一定弹性模量的弹性体, 为了避免约束对叉头本体应力的影响, 截取部分轴一起计算。同时由于约束远离叉头, 约束对叉头应力的影响极小, 可以忽略不计。作用在叉头孔内的力即十字轴受力的反作用力, 因此受力的大小与作用点与十字轴相同, 其分布规律也与十字轴相同。

2.2 有限元计算结果

图 2 是十字轴的综合应力等值线图, 综合应力按第四强度理论计算。从图中可以看到, 十字轴综合应力极值位于十字轴第二档轴径 ($\varnothing 6\text{mm}$) 根部, 最大主应力极值与最小主应力极值的位置与综合应力极值位置相同, 且相互对称。为了便于进一步分析, 我们在最大应力部位作剖面, 分析该截面的应力分布。图 3 是最大应力点剖面的综合应力等值曲线图。从图中可以看出, 综合应力上下基本对称, 应力极值点分别在上端和下端。且上端是最大主应力极值点, 下端是最小主应力极值点, 两者数值大致相等。

图 4 是叉头的综合应力等值线图。由于关心的主要是叉头的应力状况, 而且后接轴的形状与轴的实际情况有所区别, 所以计算结果只取叉头部分, 舍去了轴的部分。从图中可看出, 叉头的综合应力极值位于叉头与底座过渡处, 与叉头中心面成 45° 。

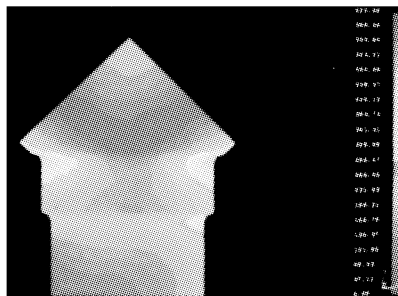


图 2 十字轴综合应力等值线图

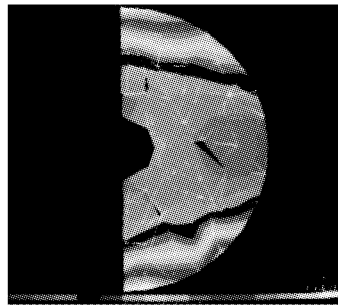


图 3 十字轴剖面综合应力

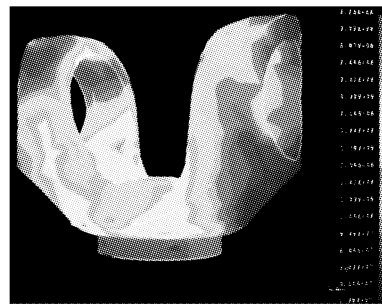


图 4 叉头综合应力等值线图

3 十字轴部件的优化设计

3.1 十字轴的局部改进

船用万向联轴器的使用工况往往属于高速、大转矩的情况, 同时在选型时却又经常受到空间尺寸和重量的限制。所以, 如何在尺寸和重量不变或变化不大的情况下采取措施, 提高万向联轴器的关键承载部件——十字轴承副的承载能力, 提高其在高速大转矩工况下的使用寿命, 就成了船用高速大功率万向联轴器必须解决的问题。

从有限元分析得出的结果可以看到, 十字轴综合应力极值位于十字轴第二档轴径根部, 最大主应力极值与最小主应力极值的位置与综合应力极值位置相同, 且相互对称。从结构上看该处由于轴径变化, 且采用的是小圆角过渡, 产生较大的应力集中。如去掉台阶, 改为圆锥面直接过渡, 将大大减少此处的应力集中, 提高十字轴的疲劳强度。

以此为基础, 在满足十字轴强度的情况下, 适当减小第一档轴径(轴承轴径), 让出宝贵的空间用于增大滚柱的直径, 减小轴承副的接触应力, 可以大大提高整个十字轴承副的使用寿命

3.2 提高十字轴承副的承载能力和寿命的其他措施

本文以 WL390.5 型船用万向联轴器为例, 针对其原有十字轴承副的结构(如图 5), 采取了以下措施:

a) 原结构十字轴承颈的轴根处是台阶过渡, 应力集中较大, 由台阶过渡改为圆锥过渡(如图

6), 大大减少了十字轴轴根处应力集中, 提高了十字轴的疲劳强度。

b) 原十字轴承副外圈的定位附加力对外圈有弯曲作用, 十字轴承副的外圈是薄壁件, 容易变形, 会影响内圆与滚柱接触强度。新型十字轴承副外圈的定位附加力使外圈是纯受压, 这样外圈不容易变形。

c) 十字轴平均寿命和承载能力与有效滚柱长度成比例, 新型十字轴承副充分利用本身空间, 在十字轴承副外端增加了一排滚柱, 增加了轴承副的承载能力, 同时也提高了万向轴的寿命。

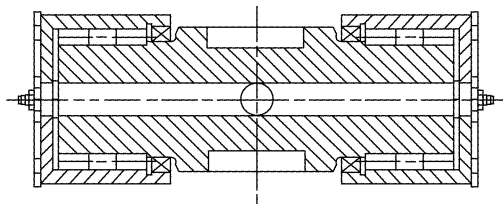


图 5 原十字轴承副结构图

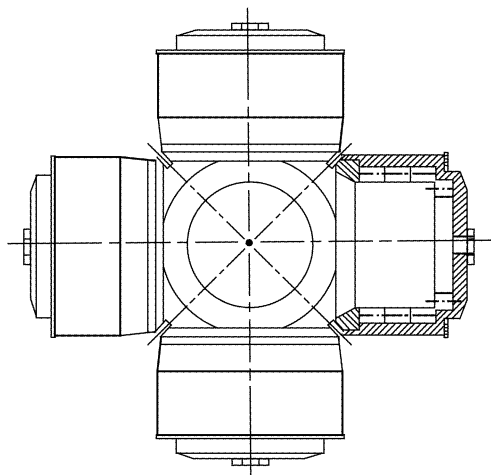


图 6 新型十字轴承副结构图

3.3 优化设计前后的比较

3.3.1 十字轴承强度前后比较

十字轴的轴颈受弯曲应力, 可通过弯曲应力公式^[1]计算:

$$\sigma_w = \frac{5.1MS_1}{Rd_1^3(1 - \frac{d_0^4}{d_1^4})}$$

$$\sigma_{w原} = 293.1 \text{ MPa}; \sigma_{w新} = 315.6 \text{ MPa}。$$

由计算结果可以看出, 优化前后的应力变化不大, 均大大低于材料的许用应力。

3.3.2 十字轴承副寿命计算

十字轴承副寿命的计算公式如下^[1]:

$$L_n = \frac{1.5 \times 10^7}{n\alpha} \left(\frac{C_d R}{M} \right)^{\frac{10}{3}}$$

式中: L_n 为轴承理论寿命, h; n 为万向联轴器工作转速, r/min; α 为工作倾角度, $\alpha = 3^\circ$; R 为轴承工作半径, m; M 为万向联轴器工作转矩, Nm。

$$C_d = b_m f_1 [i L_{we} \cos \alpha]^{\frac{7}{9}} Z^{\frac{3}{4}} D_{we}^{\frac{29}{27}}$$

式中: b_m 为当代常用高质量淬硬轴承钢和良好加工方法的额定系数; i 为轴承中球或滚子的列数; f_1 为与轴承零件几何形状及应力水平有关的系数。

计算得: 新型十字轴承副寿命: $L_{n新} = 17\,224 \text{ h}$;
原十字轴承副寿命: $L_{n原} = 8\,307 \text{ h}$ 。

3.3.3 优化效果

计算结果表明, 新型和原型十字轴承副在最大转矩下的应力变化不大; 但是, 按原十字轴承副设计, 其工作寿命为 8 307 h, 经过十字轴承副结构改进, 新型十字轴承副寿命提高到 17 224 h。根据相同的设计方法设计的 WL180 型万向联轴器样机, 在 40 h 超强载工况下经台架考核试验, 工作平衡、可靠, 十字轴承副完整良好。在额定工况下试验, 十字轴承副处温度在运转 1 h 左右达到平衡, 温度为 40 ℃, 又运转 2 h 多, 仍保持此温度。该结构的万向轴已装船连续运行 6 年, 运行情况良好。

4 结 论

十字轴是万向联轴器的主要受力部件, 其强度和寿命决定了万向联轴器的使用寿命。本文采用有限元分析方法对万向联轴器十字轴进行了强度分析计算, 根据取得的结果对十字轴的相应部位进行了改进设计。另外, 针对船用高速大功率万向联轴器高转速大转矩、长寿命的使用条件和要求, 在不增加尺寸和重量的前提下, 对十字轴承副进行了优化设计, 样机试验证明, 高速大功率万向联轴器的承载能力和使用寿命大大提高。

参考文献

- [1] 符达良. 大型万向轴[M]. 兰州: 兰州石油机械研究所出版社, 1976.