

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2016.02.003

反应器超静定支架支撑杆的应力研究

戴先葵¹, 吴 价², 胡锡文¹, 赵庆彬¹

(1. 中国核电工程有限公司, 北京 100840; 2. 浙江大学 化工机械研究所, 浙江 杭州 310027)

摘 要:某反应器转轮由超静定支架支撑,无法用理论方法进行受力计算及分析。为了确保其安全性,对受力杆件进行了现场应力测试,测量数据重复性较好,可信度较高。在此基础上,研究和分析了该超静定支架中受力杆件的应力、应变情况及其变化规律,确认了该反应器转轮系统强度及其安全系数足够;提出了在强度校核时必须考虑疲劳强度问题及改善加工和安装精度以提高系统的安全性。

关 键 词:超静定结构;应力测试;有限元分析;安全系数

中图分类号:TB12 **文献标志码:**A **文章编号:**1005-2895(2016)02-003-04

Stress Study for Studdle of Statically Indeterminate Support on a Reactor

DAI Xiankui¹, WU Jia², HU Xiwen¹, ZHAO Qingbin¹

(1. China Nuclear Power Engineering Co., Ltd., Beijing 100840, China;

2. Institute of Chemical Machinery Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: The runner of a reactor is supported by a statically indeterminate support, the stress of which could not be calculated and analyzed by theoretical methods. In order to ensure its security, the strain of the stressed component was tested on the spot. Through the analysis of the test data, it was found that the test data was of good repeatability and high reliability. By analyzing the strain and stress of the stressed component in the statically indeterminate support its variation law was found. The strength and safety factor of the runner system were considered to be adequate. To improve the safety measures of the system, the fatigue strength should be considered when the strength was checking and the machining and installation accuracy should be improved.

Key words: statically indeterminate structure; stress test; finite element analysis; safety factor

某反应器根据其特殊的工作要求和工作环境,采用转轮结构,电机经减速机构并通过转轮上的面齿轮驱动转轮旋转^[1]。为了确保转轮工作时具有较高的安全性和可靠性,设计了由8个支撑杆(辊子)组件组成的支撑机构,转轮悬挂在该机构上,在转轮运转过程中,如果因意外出现部分辊子断裂的情况,剩余的辊子也足以支撑转轮正常工作。正是这个原因,该支撑形成了一种超静定结构,这种超静定结构的受力分析极其复杂^{[2]169,[3-5]},由于受到加工精度和各种不确定工况的影响,8个辊子组件承受的载荷在超静定条件下不再是相等的静载荷,随着转轮的转动以及反应器中物料的变化,同一个辊子组件承受的载荷也会随时间

而变化。对这类超静定结构无法用理论方法进行受力计算及分析,因此,测量全部8个辊子组件特定位置承受载荷的实时数据,是研究和掌握这种支撑结构应力状态及其影响因素的有效方法^{[2]169-172,[6]}。

1 反应器超静定支架中支撑杆的应力测试方法

某反应器转轮悬挂在支撑架上,支撑架中的支撑杆是8个辊子(图1)。辊子的一端为锥面,固定在上盖的支撑架上,另一端安装了滚动轴承(图2),转轮内圈就挂在滚动轴承上。8个辊子同时支撑一个转轮,就形成了超静定结构,转轮与滚动轴承为线接触,因此,辊子的载荷是沿着转轮半径方向的。转轮自质量

收稿日期:2015-09-24;修回日期:2015-12-24

作者简介:戴先葵(1983),男,湖南安乡人,工程师,硕士,从事核化工设备方面的研究工作。通信作者:吴价,E-mail:wujiachn@126.com

(包括物料接收装置)281 kg,反应器物料接收装置中的物料是变化的,试验中满载时约为70 kg左右,而且物料分布是左右不对称的。

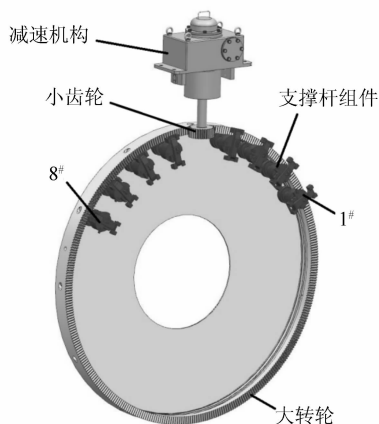
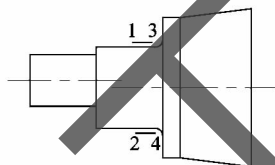


图1 反应器结构示意图(物料接收装置未示出)
Figure 1 Structural diagram of reactor
(material receiving device not shown)



(a) 实物图



(b) 示意图

图2 辊子组件及所贴应变片

Figure 2 Component of roller and strain gages

机械结构的常用应力测试方法有电阻应变电测法、光纤光栅法等^[7],本试验采用电阻应变电测法。辊子一端固定,另一端载荷沿转轮半径方向,因此辊子应力主要是对称的弯曲应力,同时考虑到辊子的应变较小,所以采用全桥应变测量电路,将应变片沿着轴向布置。理论上,应变片应布置在危险应力区,本试验中,辊子的最大应力在辊子与轴承配合的台阶处(图2),但该位置没有空间可以贴应变片,因此只能将应变片布置在应力较大的第二个台阶处,如图2(b)所示。其中,第1和3号应变片布置在上表面,受到拉应力;第2和4号应变片布置在对应的下表面,受到压应力。将装置上8个支撑杆从右到左依次进行编号,贴应变片,进行绝缘处理,固定应变片引线和信号线。反应器转速极低,为1/60 r/min,故选用UCAM-60A应变

仪进行测量,每个点约每1秒记录一个数据。

2 支撑杆应力测试结果及分析

2.1 空载连续运行

试验装置首先在空载的情况下运转,测试前先按标准流程检查各应变片的电阻、绝缘情况,然后清零,所以测量得到的是辊子应变的变化情况,也就是各个辊子所承受的载荷的变化情况。理想情况下,8根辊子所承受的是静载荷,在试验装置持续运转中载荷应该是不变的。

辊子1,3,5和8的应变测量结果如图3所示。从图中可以看出:

1) 各根辊子的应变情况是不一样的,其中,辊子1的应变最大,而辊子3几乎没有应变,也就是说,辊子3几乎没有承载,从现场也可以观察到辊子3上的滚轮没有转动,这与测量结果一致。出现这种情况,是典型的超静定问题引起的,无法事先通过理论计算确定各根辊子的载荷大小。

2) 每根辊子上的应变呈现周期性变化规律。大转轮转动时,通过摩擦力带动辊子组件上的滚轮一起转动,因为加工好的辊子存在一定的径向跳动以及滚轮滚珠的尺寸公差,滚轮外圈存在一定的径向跳动,再加上大转轮内圈(与滚轮接触面)的径向跳动,导致了辊子上的应变呈现周期性变化规律。滚轮的外径为88 mm,大转轮内圈半径为752 mm,二者的周长比约为17,这与图3测得的应变变化周期基本一致。

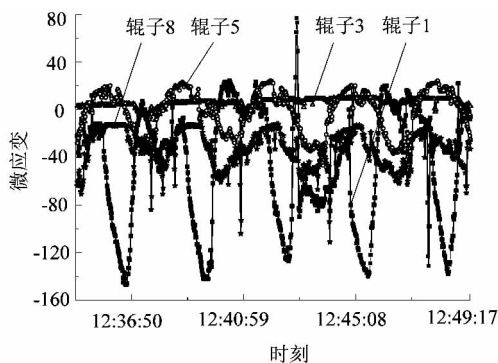


图3 空载连续运行时辊子的应变
Figure 3 Stain of roller working in unload
and continuous operation condition

3) 辊子1、辊子5和辊子8的应变变化基本是反向的,这也是超静定结构引起的,因为支撑架的总载荷是确定的,当某个辊子承受的载荷变大时,其它辊子的载荷就变小了,极端情况会变成反向载荷。

4) 辊子1应变变化最大,超过了150微应变,辊子8的应变变化在120微应变左右,对应的最大应力

变化在 30 MPa 左右,因此辊子的强度及其安全系数是足够的。但是,相对于 2 757 N 的总载荷而言,这样的应变值是偏大的,辊子 1、辊子 2 以及辊子 8 单个辊子所承受的竖直方向的载荷为总载荷的一半左右,即单个辊子所承受的最大载荷差不多已经接近总载荷。

2.2 满载间隙运行

间歇运转是指大转轮每转 30° 停止运转,以便加料或卸料。每次在转轮运转前就开始记录数据直至转轮停止,共记录了 12 组数据。某次满载条件下的应变数据如图 4 所示,在图中可以明显看到:辊子 3 的应变值依然变化很小,辊子 4 的应变值有一段时间没有变化,其余时间的应变变化也很小,说明它承受的载荷也很小,这与空载测量结果一致。

辊子 1 的应变变化值最大,满载条件下,该变化值略大于空载的情况,约为 170 微应变左右。满载运行后,又逐渐卸料,在卸完最后一格隔室中的物料后,再次测量空载的应变情况,结果与前面的空载工况基本一致,应变的最大变化值约为 150 微应变左右,说明测量数据的重复性比较好,测量结果可信度较高。

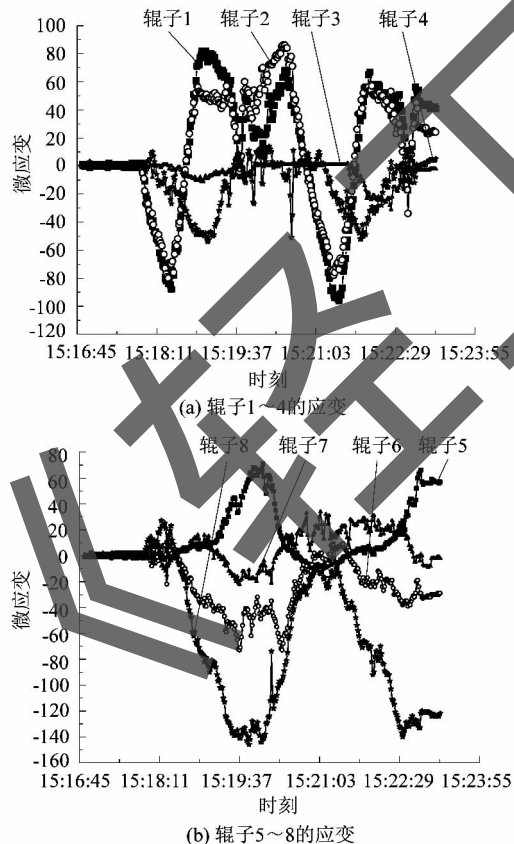


图 4 满载间隙运行时辊子的应变
Figure 4 Stain of roller working in full load and interval operation condition

3 支撑杆静态应变的有限元分析

3.1 支撑杆的各种承载工况分析

因为支撑架是超静定结构,所以 8 个支撑杆(辊子)的实际承载工况受到加工和安装误差的影响,有多种可能,限于篇幅,下面讨论其中的 4 种工况,这 4 种情况都假设转轮的质量中心就在转动中心上,转轮的总质量为 m 。偏载的情况更加复杂,辊子的承载情况也更恶劣。

1) 工况 1。8 个辊子所承受的外载荷相等,即均为大转轮总质量的 $1/8$,如图 5 所示,那么 8 个辊子的正压力最大,为 $mg/4$ 。

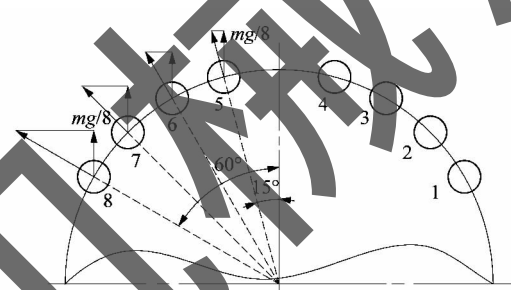


图 5 各辊子所受压力示意图

Figure 5 Pressure diagram of roller

2) 工况 2。仅 4[#]、5[#] 辊子承受外载荷,每个辊子的载荷为 $mg/2$,因此每个辊子的正压力为 $(mg/2)/\cos 15^\circ$ 。

3) 工况 3。仅 1[#]、8[#] 辊子承受外载荷,每个辊子的载荷为 $mg/2$,每个辊子的正压力为 mg 。

4) 工况 4。仅 1[#]、4[#] 辊子承受外载荷,4[#] 辊子承受的载荷最大,通过推导 4[#] 辊子的正压力可以表示为 $[mgsin 60^\circ/(\sin 60^\circ - \sin 15^\circ)]/\cos 15^\circ$,该正压力大于 mg 。

由此可知:在不同的工况下,辊子所承受的最大正压力是不一样的,这与辊子、滚轮等零件的加工安装误差有关,因此,在后期的系统设计和优化过程中,应该提高辊子组件(包括滚轮)的加工精度,并研究合适的安装工艺,使各个辊子的最大载荷尽可能小,如尽可能接近工况 1 或工况 2 的状态。

3.2 支撑杆的有限元计算及分析

用实体单元建立辊子的几何模型并划分网格^[8-11],对辊子锥面进行位移约束,载荷施加在辊子的最小轴径面上,从前面的测量结果可知,主要是 1[#]、8[#] 辊子承受载荷,因此选择上面所述的工况 3,在空载条件下,施加在辊子上的正压力为 2 757 N。

计算得到的 X 方向(轴线方向)辊子应变分布情

况如图6所示。最大应变出现在最小轴径的过渡圆弧处,贴应变片处的应变约为140微应变,与测量值接近,辊子的静强度没有问题,也说明测量数据是可信的。但由于整个支撑架为超静定系统,在加工和安装误差的影响下,辊子由原来承受静载荷改为承受动载荷,因此强度校核需要考虑疲劳强度问题,从而大大提高了对辊子的强度要求。

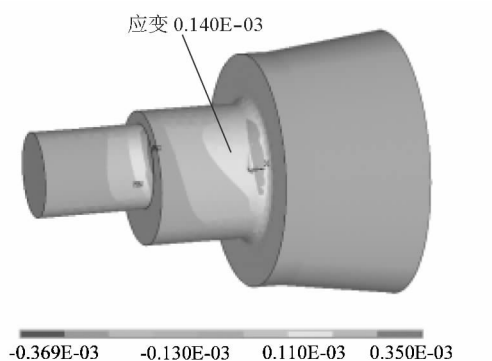


图6 轴线方向的辊子应变分布

Figure 6 Stain of roller in axial direction

4 结论

1) 测量数据重复性较好,与有限元计算结果基本吻合,测量数据可信度高。

2) 8个辊子所承受的载荷大小不一,辊子1、辊子2以及辊子8所承受的载荷明显较大。

3) 在大转轮转动过程中,辊子上的应变呈现周期性变化规律,该周期与辊子上滚轮的转动周期一致,因此显然是由超静定问题引起的。辊子由原来承受静载荷改为承受动载荷,因此强度校核还需要考虑疲劳强度问题,从而大大提高了对辊子的强度要求。

度问题,从而大大提高了对辊子的强度要求。

4) 在不同的工况下,辊子所承受的最大正压力是不一样的,与辊子、滚轮等零件的加工安装误差有关,因此,在后期的系统设计和优化过程中,应该提高辊子组件(包括滚轮)的加工精度,并研究合适的安装工艺,使各个辊子的最大载荷尽可能小。

参考文献:

- [1] BARONE S, BORGIANNI L, FORTE P. Evaluation of the effect of misalignment and profile modification in face gear drive by a finite element meshing simulation[J]. Journal of mechanical design, 2004, 126(5):916-924.
- [2] 滑广军,李强,杨益民,等.某大型超静定框架的动态应力测试与有限元分析[J].振动与冲击,2008,27(8):169-172.
- [3] 王宣锋,梁迎春,黄朝胜,等.超静定多轴牵引车制动试验载荷参数的优化[J].吉林大学学报(工学版),2011,41(2):316-320.
- [4] 王志,刘建伟,刘锐,等.面齿轮传动国内研究进展[J].机械设计与制造,2012(3):219-221.
- [5] 谭秀峰,张国伟,谢里阳,等.齿轮传动系统的动力学研究与展望综述[J].机电工程,2014,31(5):559-562.
- [6] 吴东云,杨树标,安新正.钢结构工作应力测定试验研究[J].煤矿设计,2000(6):27-28.
- [7] 郑俊,赵红旺,朵兴茂.应力应变测试方法综述[J].汽车科技,2009(1):5-8.
- [8] 博索创作室.APDL参数化有限元分析技术及其应用实例[M].北京:中国水利水电出版社,2004.
- [9] 龚曙光,黄云清.有限元分析与ANSYS APDL编程及高级应用[M].北京:机械工业出版社,2009.
- [10] 丁毓峰.ANSYS 12.0有限元分析完全手册[M].北京:电子工业出版社,2011.
- [11] 师访.ANSYS二次开发及应用实例详解[M].北京:中国水利水电出版社,2012.

(上接第4页)

- [14] BEHERA B, MISHRA B K, MURFY C V R. Experimental analysis of charge dynamics in tumbling mills by vibration signature technique[J]. Minerals engineering, 2007, 20(1):84-91.
- [15] 贺李平,龙凯,肖介平.ANSYS13.0与HyperMesh 11.0联合仿真有限元分析[M].北京:机械工业出版社,2012.

(上接第10页)

- [11] LADOUANI A, NEMDILI A. Influence of reynolds number on net positive suction head of centrifugal pumps in relation to disc friction losses[J]. Forschung im ingenieurwesen, 2009, 73(3):255-260.
- [12] 邵浩,曹树良,谭磊,等.速度矩分布规律的参数化描述及对混流泵性能的影响[J].农业工程学报,2012,28(13):100-105.
- [13] 郭京.离心泵多工况性能研究与试验验证[D].广州:华南理工大学,2015:13-20.

- [16] 徐波,王树林,李生娟,等.自同步振动磨惯性激振器设计[J].矿山机械,2006(4):35-41.
- [17] 邵景范,李文斌.基于ANSYS的电镀CBN砂轮模态及谐响应分析[J].机械工程与自动化,2011(2):67-69.
- [18] 杨建刚.旋转机械振动分析与工程应用[M].北京:中国电力出版社,2007.

- [14] 邱勇.高效无过载潜污泵的优化设计与试验研究[J].流体机械,2015(3):6-11.
- [15] 邵浩,曹树良,谭磊.混流泵叶轮设计正反问题迭代方法[J].排灌机械工程学报,2011,29(4):277-281.
- [16] 杨敏官,陆胜,高波,等.叶片厚度对混流式核主泵叶轮能量性能影响研究[J].流体机械,2015(5):28-32.