

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.13.0251

基于热-结构耦合的旋转阀间隙分析

宫恩祥, 夏天, 杨岩, 蔡皖锋, 胡海鹏

(合肥工业大学化工机械研究所, 安徽 合肥 230009)



宫恩祥

摘要: 旋转阀阀体和转子的间隙对旋转阀的安全运行有重要影响. 采用有限元方法和热力学理论对旋转阀阀体和转子的计算模型进行热分析, 得到阀体和转子的温度场分布; 利用热-结构耦合应变分析得到的变形量来计算旋转阀阀体和转子的间隙值, 详细研究阀体上部不同管道作用力、物料对转子的作用力以及不同物料温度对旋转阀阀体和转子之间间隙值的影响. 计算结果表明: 阀体的温度从内到外逐渐降低, 转子叶片处温度分布均匀, 转子两端温度较低; 随着物料温度的升高, 阀体和转子之间的间隙逐渐变大; 物料与转子作用力对间隙值影响可以忽略; 随着阀体所受压力增大, 阀体与转子间的间隙值增大, 如需承受更大的上部管道作用力, 可通过在阀体上增加加强筋等结构来增大局部的强度.

关键词: 旋转阀; 拟流体; 热-结构耦合; 物料温度; 间隙值

中图分类号: TH122 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-8530(2014)08-0698-05

宫恩祥, 夏天, 杨岩, 等. 基于热-结构耦合的旋转阀间隙分析[J]. 排灌机械工程学报, 2014, 32(8): 698-702.

Gong Enxiang, Xia Tian, Yang Yan, et al. Thermal-structural coupled analysis of gap between rotary valve's body and rotor[J].

Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering (JDIME), 2014, 32(8): 698-702. (in Chinese)

Thermal-structural coupled analysis of gap between rotary valve's body and rotor

Gong Enxiang, Xia Tian, Yang Yan, Cai Wanfeng, Hu Haipeng

(Research Institute of Chemical Machinery, Hefei University of Technology, Hefei, Anhui 230009, China)

Abstract: The gap between body and rotor plays an important role in the safe operating of rotary valve. Based on the finite element method, thermodynamic and pseudo-fluid method, a thermal analysis about the body and rotor of rotary valve was carried out, and the temperature distribution was obtained. Based on the thermal-structure coupling strain analysis, thermal distortion was obtained, and through the deformation the requirement of the gap values between rotary valve body and rotor was found. Body temperature decreases gradually from inside to outside, the temperature of the rotor blades distributes evenly, and the temperature values on both ends of the rotor is lower. As the temperature of the material increases, the gap between the valve body and the rotor gradually increases. Material impact on the value of the gap between the rotor forces can be neglected. With the pressure on valve body increasing, the valve body clearance value between the rotor increases. For supporting greater force, other structural such as reinforcement can be added to the body to increase the structural strength.

Key words: rotary valve; pseudo-fluid; thermal-structure coupling; material temperature; gap value

收稿日期: 2013-10-21; 网络出版时间: 2014-07-19

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/doi/10.3969/j.issn.1674-8530.13.0251.html>

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51276083); 安徽省科技攻关计划项目(1301022051)

作者简介: 宫恩祥(1965—), 男, 安徽合肥人, 高级工程师(hspumps@263.net), 主要从事流体特殊耐腐蚀材料研究.

夏天(1991—), 男, 安徽广德人, 硕士研究生(summer1991618@126.com), 主要从事流体机械设计优化研究.

在十万 t 聚丙烯和百万 t 聚乙烯炼化一体工程中,聚合物固体物料的给料系统、气力输送系统、计量输送系统中广泛使用旋转阀^[1]。国外旋转阀发展已有 60 余年历史,其中美国 FISHER 公司开发的系列化产品,其寿命和可靠性均能达到工业化应用的要求。而我国的旋转阀设备制造工业处于低水平发展阶段,寿命和可靠性达不到工业应用要求。目前国内的旋转阀市场基本被行业中设计制造技术水平处于领先的国外知名厂商垄断。旋转阀虽然结构简单,但由于传递高温粒料和粉料,密封系统、阀体和转子的间隙值控制以及风送系统一直是设计中的难点^[2]。对旋转阀转子和阀体间隙值的研究对于旋转阀的国产化有重要意义。

旋转阀的设计中,为了减小驱动力矩、降低阀体泄漏量、控制反窜气流,阀体和叶片的间隙值应与所传送颗粒物的直径保持在一个数量级^[3]。由于运送的固体颗粒温度变化范围较大且温度较高,传送过程中,固体颗粒会向旋转阀各部件传递热量,使各部位产生一定的温升,导致零部件发生热变形。由于零部件的形状各异,散热量也不同,因此各零部件产生的热变形不同,这将影响各部件之间的间隙值。同时,转子在输送物料时受到上部物料的压力作用以及其他零件对阀体上部的压力作用,导致旋转阀阀体和转子变形,从而影响两者之间的间隙值。

采用有限元方法分析热-结构耦合问题在航空航天、汽车、排灌机械、热物理工程等领域应用广泛^[4-7]。文中运用有限元分析软件对阀体上部管道作用力、物料对转子的作用力以及不同物料温度对间隙值的影响进行研究。

1 热分析的基本理论

在稳态热分析中,系统的净热流率为零,即流入系统的热量加上系统自身产生的热量等于流出系统的热量^[8-9]。在稳态热分析中任一节点的温度不随时间变化。稳态热分析的能量平衡方程为

$$KT = Q, \quad (1)$$

式中: K 为传导矩阵,包含导热系数、对流系数及辐射率和形状系数; T 为节点温度向量; Q 为节点热流率向量,包含热生成。

由边界条件和载荷结合热应力分析可以推导出整体刚度矩阵 K 和载荷向量 P :

$$K = \sum K^e, \quad (2)$$

$$P = \sum P^e + \sum P_T^e, \quad (3)$$

式中: K^e 为单元刚度矩阵; P^e 为单元节点载荷, P_T^e 为单元节点热载荷。

根据位移模式,由平衡条件、变分原理及胡克定律 $K\theta = P$ 可以推导出节点位移 θ ,由单元节点位移 θ_T^e 以及温升 ΔT^e ,计算获得总应变 ε 及热变形 ε_T ,最终热应力表达式为

$$\sigma = D(\varepsilon - \varepsilon_T), \quad (4)$$

式中: D 为弹性矩阵。

2 计算模型

运用 Pro/E 软件对旋转阀的阀体和转子进行三维建模,阀体和转子模型如图 1,2 所示。



图1 阀体模型图

Fig. 1 Model of rotary valve's body

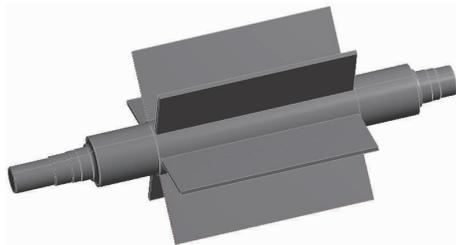


图2 转子模型图

Fig. 2 Model of rotary valve's rotor

文中分析采用 HK-36 型旋转阀,输送能力为 1.5 t/h,电动机功率为 2.2 kW,转子外径为 360 mm。阀体的材料为铸铝 ZL102,转子的材料为 304 不锈钢^[10-11]。表 1 所示为阀体和转子材料特性参数,表中 λ 为热导率, ρ 为材料密度, α 为热膨胀系数, E 为弹性模量, μ 为泊松比。

对阀体和转子进行网格划分,采用非结构化网格,并对关键部位进行网格加密以提高计算精度。经过网格无关性分析确定旋转阀阀体和转子共有 529 876 个单元、299 378 个节点。

表1 阀体和转子材料的特性参数

Tab.1 Material's characteristic parameters of body and rotor

特性参数	阀体	转子
$\lambda/(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})$	140	17
$\rho/(g \cdot cm^{-3})$	2.70	7.93
$\alpha/(10^{-6}K^{-1})$	24	16
E/GPa	62.0	19.5
μ	0.32	0.28

3 计算模型边界条件

旋转阀的输送介质为颗粒,由于颗粒较小,且颗粒流密度很大,文中把颗粒流近似为流体,运用拟流体的理论来分析.当把颗粒流近似认为是流体时,对旋转阀的热传递主要为对流传热和热辐射,由于输送介质的时间较短,介质温度变化不大,所以忽略颗粒流的热辐射.

介质从进口到出口的过程中由于热传递会导致温度下降,但介质在旋转阀内的时间较短,所以文中忽略介质在旋转阀中的温度变化^[12-13].

4 计算结果与分析

4.1 物料温度与间隙值的关系

依据旋转阀的工作环境^[14-17],设定外界空气温度为22℃,输送介质为80℃的聚丙烯颗粒,阀体的温度场如图3所示.

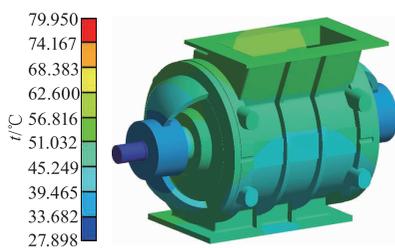


图3 阀体温度场

Fig.3 Temperature field of body

由图3可知,旋转阀阀体进出口处温度较高,最高达到62.600℃,背面温度最低,为45.250℃.阀体进口处形状较复杂,并且散热面不大,所以温度最高,背面由于空气的对流散热作用,温度较低.

图4所示为转子温度场,由图可知,转子的温度最高达到79.950℃,两端温度较低,最低值为27.900℃.转子直接与物料大面积接触,阀体封闭导致散热不佳,故温度较高.计算得到的温度场与预期的结果相符.

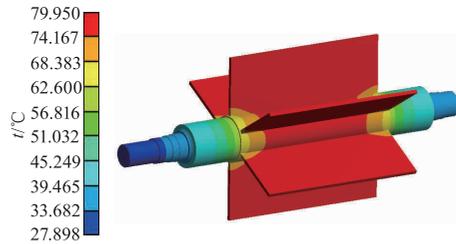


图4 转子温度场

Fig.4 Temperature field of rotor

只考虑温度对阀体和转子的影响,将获得的温度场采用直接耦合的方法加载到阀体和转子上.根据实际情况建立约束,得到的阀体和转子的变形,如图5,6所示.图中 f 为变形量.

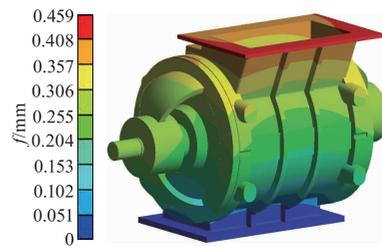


图5 阀体变形

Fig.5 Deformation of body

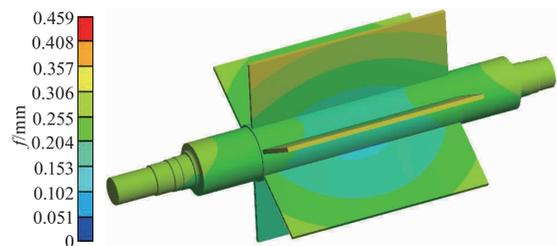


图6 转子变形

Fig.6 Deformation of rotor

由图5,6可知,阀体与转子叶片顶部对应位置的热变形量最小为0.217mm,转子的最大热变形量为0.188mm,两者间差值为0.290mm.阀体与转子的初始间隙为0.300mm,故在80℃情况下,阀体和转子的最小间隙为0.329mm.

计算物料温度为40℃,60℃和100℃时阀体和转子的变形量,得到两者之间的最小间隙值,如图7所示,图中 s 为间隙值, t 为物料温度.最小间隙值随着传输物料温度的升高而增大,在100℃时达到0.332mm.当物料温度为273℃时,最小间隙值达到0.400mm.在实际运行中,最小间隙值应该在0.100mm到0.400mm之间,以保证旋转阀稳定运行.若旋转阀用于传输高温物料,则物料温度不应超过273℃.

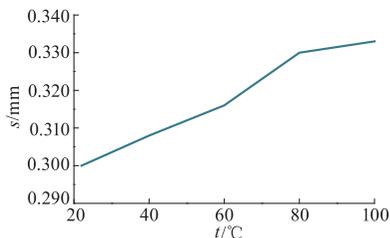


图7 不同物料温度下的间隙值

Fig.7 Gap values of different temperature materials

4.2 物料作用力对间隙值的影响

旋转阀上部接有传送物料的圆管,由于物料从上部落下,故旋转阀的转子要承受上部的重力.现场实际使用中,阀体上部管道为圆形管道,管道长为 3 m,直径为 25 cm,物料堆积密度为 500 kg/m^3 ,转子承受的压力可以近似计算为

$$F = \rho g \pi r^2 h, \quad (5)$$

式中: F 为转子承受的压力, N; ρ 为物料堆积密度, kg/m^3 ; g 为重力加速度,取 9.8 m/s^2 ; r 为圆管半径, m; h 为圆管高度, m.

由式(5)可得出 $F = 2884 \text{ N}$. 故认为转子承受的物料压力为 2884 N.

计算在 22°C , 40°C , 60°C , 80°C , 100°C 等 5 组不同物料温度下,物料受压作用时转子和阀体之间的间隙值如图 8 所示. 图中 Δs 为同一温度下,物料受压与不受压时的间隙增大值.

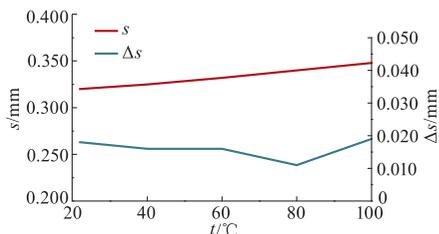


图8 考虑物料作用力下的间隙值

Fig.8 Gap values when considering material's pressure

由图 8 可知,在考虑物料压力作用时,物料温度在 $20^\circ\text{C} \sim 100^\circ\text{C}$,转子和阀体两者间隙值随着物料温度升高逐渐变大,但间隙值仍在允许的范围之内,间隙增大值在 $0.010 \text{ mm} \sim 0.020 \text{ mm}$. 以上结果表明,上部管道长为 3 m 时,物料作用力对间隙值的影响很小,可以忽略.

4.3 阀体上部管道作用力对间隙值的影响

在输送一定温度的物料时,除了受上部物料重力作用,阀体还会受到上部管道作用力 F ,其也会对间隙值造成影响. 在正常情况下,输送聚丙烯

时物料的温度为 80°C ,故按此工况分析阀体上部管道作用力对间隙值的影响. 考虑物料压力的作用,对阀体上部施加载荷,计算载荷分别为 0, 4, 8, 12, 16, 20 kN 时 5 组工况下间隙值的变化,结果如图 9 所示.

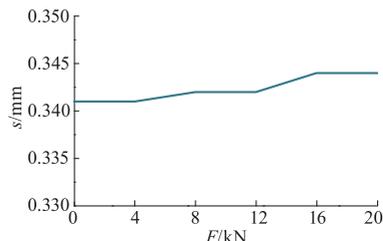


图9 不同上部作用力下的间隙值

Fig.9 Gap values of different upper side pressures

在上部受力小于 20 kN 时,随着上部管道压力的增大,阀体和转子的间隙值呈增大的趋势.

材料安全系数 n_s 为 1.4 时,能够满足实际使用要求. 阀体材料采用铸铝 ZL102,其抗拉强度 σ_b 为 145 MPa,许用压力为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n_s}, \quad (6)$$

计算可知,阀体的许用拉力为 103 MPa.

通过多次计算得出,当阀体上部压力为 23 kN 时,阀体局部受到的最大拉力为 103 MPa. 故在此使用条件下,阀体受到上部的管道压力的许用值为 23 kN.

5 结 论

1) 由热-结构耦合计算可知,阀体的温度从内到外逐渐降低,进口处结构复杂,散热面小,温度较高;转子叶片处温度分布均匀,转子两端温度较低.

2) 随着输送物料温度的升高,阀体和转子之间的间隙逐渐变大. 输送物料的温度为 $80^\circ\text{C} \sim 90^\circ\text{C}$,故可以满足实际使用要求. 该型号旋转阀最高输送温度为 273°C .

3) 上部物料作用力对间隙值影响较小,可以忽略.

4) 当输送物料温度为 80°C ,阀体所受上部管道作用力小于 20 kN 时,随着阀体所受压力的增大,阀体与转子间的间隙值随之增大. 阀体受到上部的管道压力的许用值为 23 kN. 如需承受更大的上部管道作用力,可在阀体上增加加强筋等结构来增大局部的强度.

参考文献 (References)

- [1] 张瑞平. 气力输送高温高压旋转阀设计与应用[J]. 流体机械, 2005, 33(12): 16 - 20.
Zhang Ruiping. Design and application of high-temperature and high-pressure rotary valves for pneumatic conveying[J]. Fluid Machinery, 2005, 33(12): 16 - 20. (in Chinese)
- [2] Agarwal A. Rotary valves in pneumatic conveying systems[J]. Chemical Engineering, 2013, 120(7): 49 - 53.
- [3] Wypych P W. Effect of rotary valve leakage on pneumatic conveying performance [J]. Particulate Science and Technology, 2008, 26(3): 257 - 272.
- [4] 曹卫东, 王秀兰, 胡啟祥. 基于热固耦合的高温热水泵口环形变分析[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(10): 841 - 845.
Cao Weidong, Wang Xiulan, Hu Qixiang. Analysis of ring deformation of hot-water pump based on thermo-solid coupling [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(10): 841 - 845. (in Chinese)
- [5] 傅松, 胡玉平, 李新才, 等. 柴油机缸盖水腔流动与沸腾传热的流固耦合数值模拟[J]. 农业机械学报, 2010, 41(4): 26 - 30.
Fu Song, Hu Yuping, Li Xincan, et al. Fluid-solid coupling numerical simulation on flow and boiling heat transfer of cooling water-jacket in cylinder head of diesel engine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(4): 26 - 30. (in Chinese)
- [6] Zhang J F, Feng P F, Wu, Z J. Thermal structure design and analysis of a machine tool headstock [J]. Mechanika, 2013, 19(4): 478 - 485.
- [7] Belhocine A, Bouchetara M. Thermal-mechanical coupled analysis of a brake disk rotor [J]. Heat Mass Transfer, 2013, 49(8): 1167 - 1179.
- [8] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1998: 197 - 227.
- [9] Rohsenow W W. Handbook of Heat Transfer Fundamentals[M]. New York: McGraw - Hill, 1985.
- [10] 徐灏. 机械设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1991.
- [11] 杨源泉. 阀门设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1992.
- [12] Collier A R, Hayhurst A N, Richardson J L, et al. The heat transfer coefficient between a particle and a bed (packed or fluidised) of much larger particles [J]. Chemical Engineering Science, 2004, 59(21): 4613 - 4620.
- [13] 吕俊复, 张建胜, 岳光溪. 循环流化床锅炉燃烧室受热面传热系数计算方法[J]. 清华大学学报: 自然科学版, 2000, 40(2): 94 - 97.
Lü Junfu, Zhang Jiansheng, Yue Guangxi. Heat transfer coefficient calculation method of the heater in the circulating fluidized bed furnace [J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology, 2000, 40(2): 94 - 97. (in Chinese)
- [14] 张开林, 赵利华, 张红军. 热 - 结构耦合的高炉炉壳静强度及疲劳强度[J]. 重庆大学学报, 2008, 31(6): 627 - 633.
Zhang Kailin, Zhao Lihua, Zhang Hongjun. Strength analysis of new-style blast furnace based on the thermal - structural coupling [J]. Journal of Chongqing University, 2008, 31(6): 627 - 633. (in Chinese)
- [15] 张惠峰, 关富玲. 可展桁架天线热 - 结构耦合分析[J]. 浙江大学学报: 工学版, 2010, 44(12): 2320 - 2325.
Zhang Huifeng, Guan Fuling. Thermal - structural coupling analysis of deployable truss antenna [J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2010, 44(12): 2320 - 2325. (in Chinese)
- [16] 孔祥谦. 热应力有限单元分析[M]. 上海: 上海大学出版社, 1999.
- [17] 黄健萌, 高诚辉. 盘式制动器热 - 结构耦合的数值建模与分析[J]. 机械工程学报, 2008, 44(2): 145 - 153.
Huang Jianmeng, Gao Chenghui. Numerical modeling and analysis of the thermal - structure coupling of the disc brake [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(2): 145 - 153. (in Chinese)

(责任编辑 盛杰)