

基于有限单元法的隔膜室结构优化研究

李文明¹ 齐东杰¹ 陈扬^{1,2} 张恩龙¹

(中国有色(沈阳)泵业有限公司, 辽宁 沈阳 110144)

(沈阳工业大学材料科学与工程学院, 辽宁 沈阳 110870)

摘要: 本文以大流量高压隔膜泵液力端隔膜室(含隔膜腔、隔膜室盖)的结构特征尺寸为研究对象, 采用有限单元法对其进行静强度分析, 对不同结构尺寸驱动下的三维模型进行静强度分析并提出较合理的设计准则。研究结果为隔膜泵液力端承压部件相关产品的设计和研发提供了理论依据和设计参考, 具有较强的理论和实践指导意义。

关键词: 大型隔膜泵; 隔膜室; 有限单元法

大型高压隔膜泵液力端隔膜室内部由于受到较高的工作压力, 因此容易产生隔膜室盖横向变形大和螺栓明显弯曲变形等一系列问题, 为防止这一现象发生, 以某承压10MPa的隔膜腔为例, 系统分析隔膜室的结构尺寸对应力、变形的影响, 优化隔膜室盖的结构和尺寸, 以降低成本提高性能, 推进隔膜泵产品的系列化、标准化工作。工作压力按照15MPa进行分析。隔膜室盖通过24根高强螺栓与隔膜室相连接, 用密封圈密封。由于几何模型为对称结构, 因此装配体用1/4模型进行分析, 隔膜室尾部平面和两个剖面都施加对称约束, 腔内表面压强15MPa, 进出料口处螺栓施加螺栓力, 隔膜室与隔膜室盖之间螺栓连接, 预紧力按工作压力下螺栓力的1.8倍施加, 图示如下:

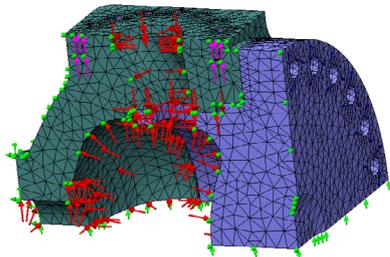


图1 隔膜室有限元分析模型(含边界条件)

1 隔膜室盖结构定型

首先, 为隔膜室盖各尺寸标注代号, 如下图所示:

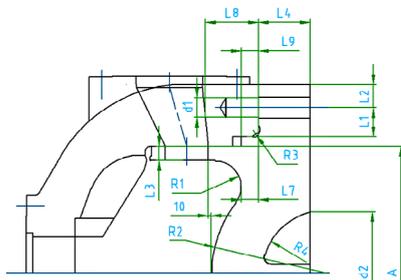


图2 隔膜室盖尺寸标注

根据隔膜泵的压力和流量, 决定了连接螺栓直径 d_1 、隔膜室内径 A 。根据经验, 隔膜室盖内侧中心距出料孔边缘 10mm ; $1.25*d_1 \leq L_1 \leq 1.5*d_1$, 压力低的 L_1 取小值; $1.15*d_1 \leq L_2 \leq 1.25*d_1$, L_2 范围内随意; $2.5*d_1 \leq L_8 \leq 3.5*d_1$, 范围内随意。隔膜室盖内侧中心采用球面造型 (R_2) 的设定参考多年设计生产经验及同类产品构造, 经过对比计算, 初步决定隔膜室盖内侧采用球面造型。

隔膜室盖外圆角 (R_3) 向径向下沉, 如图3和图4所示。

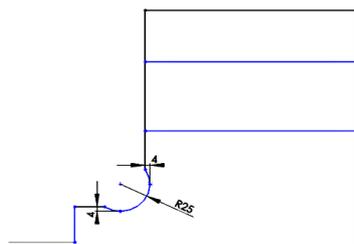


图3 原设计外圆角向轴向、径向下沉

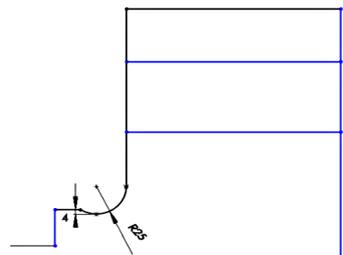


图4 优化后圆角向径向下沉

外圆角结构能够避免应力集中, 为了不影响隔膜室连接螺栓处强度, 以前的设计中, 隔膜室盖外圆角分别向轴向、径向下沉, 明显缺点是加工困难。

对比计算外圆角向轴向、径向下沉的三种情况, 圆角向径向下沉的应力和位移值较小, 结构最为合理, 同时减小加工难度。结果如下:

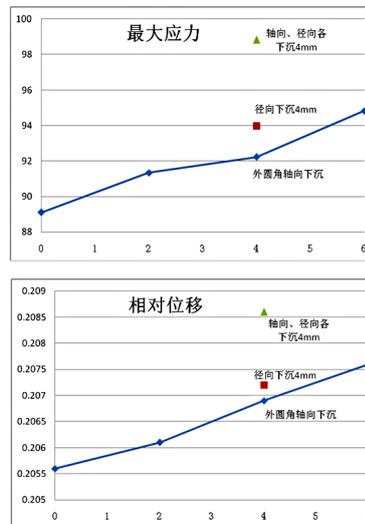


图5 隔膜室盖外圆角结构对比分析结果

2 隔膜室盖尺寸优化

不同隔膜室盖厚度 (L_4) 的外圆角应力和相对位移如图6所示。

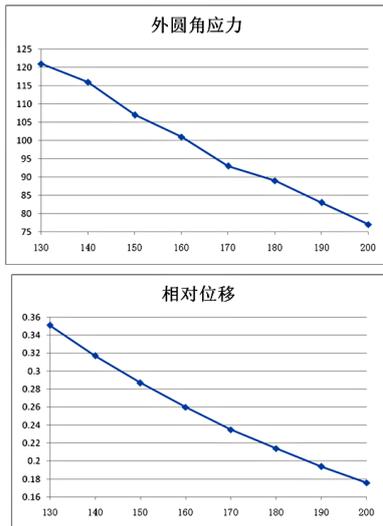


图 6 隔膜室盖厚度 (L4) 对比分析结果

根据对比结果, 增加隔膜室盖厚度会减小应力和位移, 厚度取值范围:

$0.8 * (L1+L2) \leq L4 \leq 1.4 * (L1+L2)$, 压力低的取较小的 L4 值。

不同隔膜室盖外圆角半径 (R3) 所对应的的最大应力和相对位移如图 7 所示。

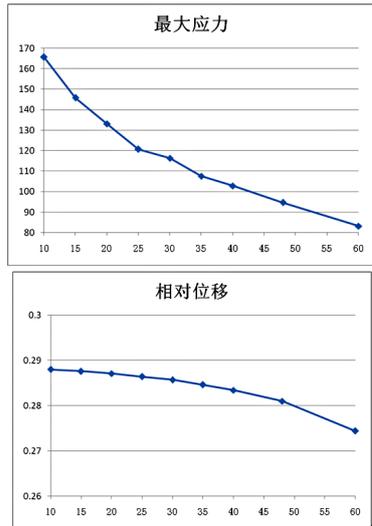


图 7 隔膜室盖外圆角半径 (R3) 对比分析结果

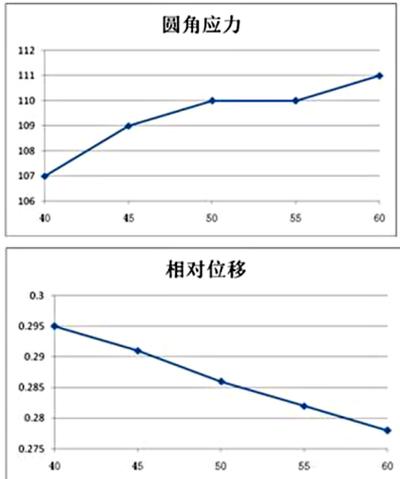


图 8 隔膜密封台厚度 (L3) 对比分析结果

根据对比结果, 增加外圆角半径会减小应力和位移, 圆角半径取值标准:

M30~M36 螺栓, R3=10mm, 下沉深度 2mm; M39~M45 螺栓, R3=15mm, 下沉深度 3mm; M48~M56 螺栓, R3=20mm, 下沉深度 4mm; M60~M68 螺栓, R3=25mm, 下沉深度 5mm。

不同隔膜室盖特征尺寸 L3 所对应的圆角应力和相对位移如图 8 所示。

根据对比结果, L3 取值对应应力、位移影响很小, 根据隔膜要求取值即可。

不同隔膜室盖特征尺寸 (L7、R2) 所对应的的分析结果如图 9 所示。

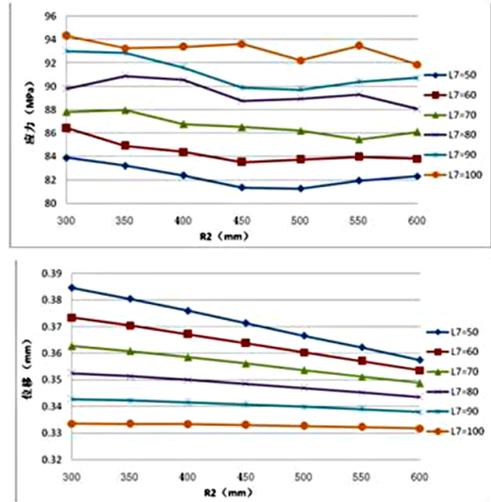


图 9 隔膜室盖 L7、R2 对比分析结果

根据对比结果, 增加 L7 会增加应力减小位移; 增加 R2 会减小位移, 应力先降后升。

设计参考规则: $0.5 * A \leq R2 \leq 0.6 * A$, 满足应力的前提下使用较大的 L7。

不同隔膜室盖特征尺寸 (L7、L9) 对比分析结果如图 10 所示。

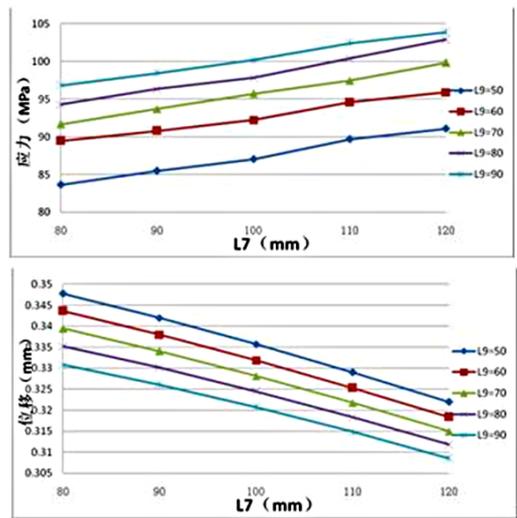


图 10 隔膜室盖 L7、L9 对比分析结果

根据对比结果, 增加 L7 会增加应力减小位移; 增加 L9 也会增加应力减小位移。

设计参考规则: $0.3 * L8 \leq L9 \leq 0.6 * L8$, 满足应力的前提下, L9 越大越好;

$1.0 * L9 \leq L7 \leq 1.5 * L9$, 满足应力的前提下, L7 越大越好;

此外, 隔膜室盖其它尺寸 d2: $A/2 \leq$ (下转第 136 页)

台缠绕管式换热器的换热面积达到了 4000m², 热端温差可以满足 20℃的换热需求; 而 5 台传统管壳式换热器的换热面积为 3644m², 热端温差为 40℃。从设备材质和质量看, 缠绕管式换热器的设备成本接近于应用前的设备成本, 投资影响不大。缠绕管式换热器为立式, 高度达到 23m。应用后, 缠绕管式换热器传热效率高, 表现优异, 实现了零的高压蒸汽消耗。

5 应用效果

缠绕管式换热器 (E-765) 应用后, 高压蒸汽加热器 (E-764) 已停用, 而且热侧的旁路阀门开度仅在 65% 左右, 换热余量充足, 说明缠绕管式换热器的换热效率非常高。

运行 7 个月以来, 高压蒸汽消耗量降为 0, 平均可节约 2000kg/h。按年操作时间 8000h、高压蒸汽单价 128.87 元/t、凝结水单价 10.62 元/t 计算, 每年可节约运行成本 (含税) = 2 × 8000 × (128.87 - 10.62) × 1.06 = 189 万元。

6 存在问题与建议

①缠绕管式换热器由于管束采用缠绕型式, 管程压降偏大, 如果管束内产生结垢, 传热系数下降后管束的清洗也比较困难, 无法采用机械清洗的方法及时处理; ②由于

(上接第 134 页) $d_2 \leq 2/3 \cdot A$, 压力低的 d_2 取较大值;

R4: 与 R2 同心, 是否加筋及加筋的宽度自定; 变形较大的隔膜室盖可以用平端面。

3 结论

以工作压力 10MPa 的隔膜室结构为原型, 通过一系列对比分析, 得出了以上的结构及尺寸优化结果。受分析软件及单元规模的限制, 应力结果不够准确, 仅能说明应力及位移变化趋势, 具体的隔膜室盖设计可以参考以上优化结果, 适当调整结构尺寸来满足设计要求。

本文优化结果未考证是否适用于低压或高压隔膜泵产品。

(上接第 132 页) 提升, 同时降低了无功损失, 提高了电动机使用寿命。同时采用变频调速控制后可为后续矿井带式输送机运输系统智能化升级创造良好条件。

3.2 经济效益

1506 运输大巷内 3 台功率 160kW 电动机综合能耗降低幅度按照 15% 计算, 带式输送机每天运行时间为 22h, 则 3 台电动机可节省电能消耗为 47520 度/月, 电费按照 0.5 元/度计算, 则每月可节省电费约 2.4 万元, 年可节省电费约 28.5 万元。同时改造完成后带式输送机驱动装置结构更为简单, 选用的设备可靠性及安全性均较高, 可明显降低作业人员后续维护、保养劳动强度。

4 结束语

随着矿井综合机械化、自动化以及智能化水平的不断提升, 带式输送机原采用的电动机 + 液力耦合器 + 减速器组合驱动方式由于启动时会给供电电网、输送带较大冲击, 同时设备可靠性不强等问题, 已不能适应矿井现代化建设。为此, 提出采用变频调速控制系统对带式输送机进行改造。

改造完成后 1506 运输大巷内带式输送机可实现软启动, 不仅可降低输送机启动时给供电电网、电动机等设备

缠绕管式换热器是焊接结构, 壳体内部检查与检修作业比较困难; ③缠绕管式换热器在裂解汽油加氢装置上的应用还是第一次, 可能还有不可预见的问题, 需要在以后的操作中不断摸索与发现。

7 结论

①缠绕管式换热器在裂解汽油加氢装置上的应用, 使得二段加氢反应流程实现了一次变革, 不仅使传统的反应流程更加简捷, 而且减少了换热器的数量, 采用 1 台缠绕管式换热器的流程, 替代了原来 5 台传统管壳式换热器的流程; ②节能效果明显。对于 1 套 70 万 t/a 的裂解汽油加氢装置, 每年可以减少 189 万元的运行成本; ③流程的简捷减少了设备的使用台数, 使装置的泄漏点减少, 装置的安全性和可靠性得到进一步提高。

参考文献:

- [1] 陈永东, 陈学东. 我国大型换热器的技术进展 [J]. 机械工程学报, 2013, 49(10): 134-143.
- [2] 闵旻. 螺旋管缠绕式换热器的特点及在电厂中的应用 [J]. 化学工程与装备, 2017, (1): 157-158.
- [3] 何文丰. 缠绕管式换热器在加氢裂化装置的首次应用 [J]. 石油化工设备技术, 2008, 29(3): 14-17.

参考文献:

- [1] 《活塞式压缩机设计》编写组. 活塞式压缩机设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1974.
- [2] 郁永章. 容积式压缩机 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [3] 成大先. 机械设计手册 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2002.

作者简介:

李文明 (1981-), 内蒙古通辽人, 工程师, 中国有色 (沈阳) 泵业有限公司副总经理。

通讯作者:

陈扬 (1986-), 辽宁沈阳人, 高级工程师, 研究方向: 为长距离管道输送隔膜泵的设计与研发。

冲击, 而且可延长电动机、输送带等实用寿命。同时由于采用的设备可靠性性强, 技术成熟, 可明显降低后续带式输送机驱动系统维修、保养工作量及投入。

参考文献:

- [1] 蒿宇升. 变频调速节能技术在带式输送机上的应用 [J]. 机械工程与自动化, 2020(06): 200-201+204.
- [2] 宋涛. 变频调速节能控制技术在带式输送机上的应用 [J]. 机械管理开发, 2020, 35(10): 263-265.
- [3] 高鹏飞. 变频调速技术在带式输送机上的节能应用 [J]. 机电工程技术, 2019, 48(12): 209-210+247.
- [4] 苟学亮. 变频调速节能控制技术在带式输送机上的应用 [D]. 西安: 西安科技大学, 2019.
- [5] 刘夫军, 何磊. 变频驱动控制技术在煤矿井下带式输送机上的应用分析 [J]. 煤矿机电, 2018(05): 91-93+96.
- [6] 杨晋华. 变频调速技术在煤矿带式输送机中的应用及分析 [J]. 山东煤炭科技, 2017(12): 117-119.

作者简介:

刘文利 (1972-) 男, 汉族, 山西大同人, 副总工程师, 从事煤矿机电工作。