

隔膜泵碟形橡胶隔膜的优化设计

张洪生, 史有程

(兰州理工大学机电工程学院, 甘肃 兰州 730050)

摘要:通过建立碟形橡胶隔膜通用参数化控制模型,实现隔膜设计的参数化控制。采用流固耦合分析法对不同控制参数下的隔膜泵液力端进行建模、分析,并充分考虑液力系统对隔膜运动及变形的影响,得到符合工程实际的隔膜变形量及应力。通过对某款隔膜泵建模分析,得出倾角以 $50^{\circ}\sim 60^{\circ}$ 、隔膜厚度以6 mm左右为宜且遵循宜厚不宜薄原则的碟形隔膜设计参考理论。

关键词:隔膜泵;碟形橡胶隔膜;流固耦合;优化设计

中图分类号:TQ336.4⁺2;TH122 **文献标志码:**A **文章编号:**1000-890X(2017) - 05

往复式隔膜泵具有压力高、坚固耐用、结构简单、耐磨蚀、高效无污染等优点,是一种绿色环保设备,广泛应用于黑色金属、有色金属、化工、建材、煤炭以及电力等行业。隔膜是隔膜泵的核心部件之一,其寿命直接影响隔膜泵的使用寿命^[1]。影响隔膜寿命的主要因素有隔膜材质、结构形状和受力状态^[2]。在隔膜泵的发展过程中,设计人员一直不断寻找耐疲劳性能好的隔膜材料,至如今已有穷尽现有材料的趋势^[3]。在此情况下,提高隔膜寿命的主要方式为优化隔膜结构形状和受力状态。

按结构形态,隔膜分为平板隔膜、波纹隔膜、碟形隔膜和滚动隔膜;按照材料,隔膜主要有金属材料、塑料材料和橡胶材料。本工作针对碟形橡胶隔膜进行优化设计。碟形橡胶隔膜存在预变形,属于旋转壳体范畴。一般情况下,薄壳尤其是回转体薄壳大变形问题的求解较困难,而通过有限元法解决此类问题具有较大优势^[4-5]。

传统的理论分析法无法满足复杂的工程需求,设计人员纷纷引入现代手段弥补此缺陷。G. Mimmi等^[6]采用有限元法对计量泵隔膜进行优化设计,根据隔膜的变形对隔膜结构外形进行优化,未考虑系统对隔膜变形的影响,而实际上系统对隔膜变形的影响较大。D. N. C. Nam等^[7]

探讨了微泵IPMC隔膜的新式设计方法,首先通过求解偏微分方程得到诱导应力模型并将其作为隔膜变形机制,然后通过ANSYS软件将隔膜变形可视化,再借助有限元法进行隔膜优化设计。A. Akhbarizadeh等^[8]通过对深碟形不带铁芯的潜水泵隔膜的理论和实验对比,论证了拱形和圆角过渡隔膜比无圆角过渡隔膜的寿命分别提高2倍和1.7倍。

隔膜应力主要由隔膜变形量决定,而隔膜变形量则由其两侧压差及腔内流体流动决定。求解隔膜变形量及应力状态应充分考虑隔膜泵系统对隔膜的影响,只有对系统进行模拟求解得出的结果才能更加贴近工程实际。本工作对隔膜泵液力端进行流固耦合分析,通过计算结果对碟形橡胶隔膜进行优化设计。

1 流固耦合分析

隔膜泵液力端工作原理如图1所示。从图1

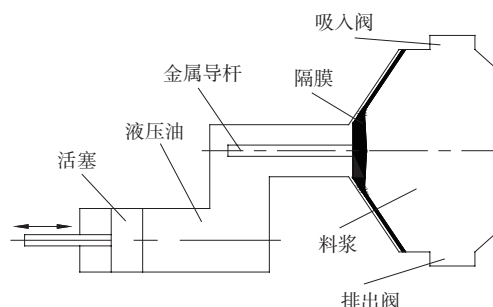


图1 隔膜泵液力端工作原理示意

基金项目:国家自然科学基金面上项目(51275226);甘肃省高等学校基本科研业务费项目(1202ZTC057)

作者简介:张洪生(1962—),男,甘肃武威人,兰州理工大学教授,主要从事石油钻采机械成套设备的设计研究及产品开发工作。

可以看出,流体作用影响隔膜变形,同时隔膜变形又反过来影响流场的形态,此为流固耦合问题,需采用流固耦合分析技术进行求解。流固耦合计算模型遵循最基本的守恒原则,在流固耦合界面处应满足流体与固体应力(τ)、位移(d)、热流量(q)、温度(T)的相等或守恒,即满足如下方程:

$$\begin{cases} n \cdot \tau_f = n \cdot \tau_s \\ d_f = d_s \\ q_f = q_s \\ T_f = T_s \end{cases} \quad (1)$$

式中f表示流体,s表示固体^[9]。

计算过程可简述为如下步骤。

(1) 整理流体、结构控制方程,得到耦合系统方程组。

(2) 求解耦合系统的线性方程组并更新得解。计算应力、位移残差并与给定的迭代容差进行比较。若解不收敛,并且没有达到流固耦合迭代的最大次数,则回到第(1)步继续下一个迭代,否则,程序停止并显示不收敛的信息。

(3) 保存并输出流体和结构的分析结果^[10-11]。

2 优化设计

2.1 建立参数化控制模型

在两侧流体压差作用下,隔膜往复挠曲变形,形成规律性容积变化并完成料浆的吸、排过程。由此可知,影响隔膜受力状态的因素有两侧流体和夹装方式,以下主要讨论两侧流体的影响。

隔膜结构示意图如图2所示。由图2可知,得到液缸基本参数后,即确定定值参数 r (r 值一般和液缸半径相等或稍小)。因此,隔膜的结构形状只受倾角(α)、深度(w)和厚度(h)控制。不同参数组合的隔膜结构形状不同,在隔膜泵额定流量、压力参

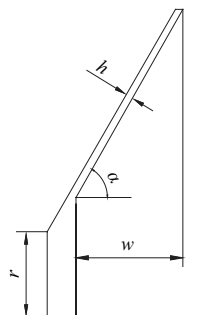


图2 隔膜结构示意图

数已知的前提下,找出最优的隔膜结构形状。

隔膜应力主要由隔膜变形量决定,隔膜变形量不仅由其本身外形决定还受腔内流体的扰动,难以准确计算,可采用CFD法进行近似计算。隔膜厚度与其直径比值远小于0.1,与其他参数的耦合作用较小,可忽略不计。由图2可知,隔膜吞吐能力由锥台容积(V)决定, V 可用控制参数表示,公式如下:

$$V = \frac{1}{3}(S' + S + \sqrt{S'S})w \quad (2)$$

式中, S' 为锥台上底面积, S 为锥台下底面积, w 为锥台高度。

锥台下底半径用 R 表示,可按式(3)计算:

$$R = r + w \tan \alpha \quad (3)$$

综合式(2)和(3),得到 V 的计算公式如下:

$$\begin{aligned} V &= \frac{1}{3}(S' + S + \sqrt{S'S})w \\ &= \frac{1}{3}(\pi r^2 + \pi R^2 + \sqrt{\pi^2 r^2 R^2})w \\ &= \frac{\pi}{3}[r^2 + (r + w \tan \alpha)^2 + (r + w \tan \alpha)r]w \end{aligned} \quad (4)$$

2.2 建立物理模型

以一款双缸双作用隔膜泵为研究对象,其基本结构参数下:额定压力(p_2) 5 MPa,额定排量(Q) $160 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$,吸入压力(p_1) 0.12 MPa,缸套直径(D) 240 mm,活塞行程(S) 450 mm,隔膜内侧深度(W_0) 130 mm,活塞冲次(n) 40 min^{-1} ,阀座孔径(d_f) 140 mm,隔膜直径(d_m) 720 mm,隔膜厚度(h) 8 mm,阀盘升程(h_v) 20 mm。

隔膜泵单缸单冲次排量按式(5)计算:

$$Q_s = AS = \frac{\pi}{4} \times 0.24^2 \times 0.45 = 0.02 \text{ m}^3 \quad (5)$$

泵单缸单冲次排量对隔膜吞吐能力占比按80%计算,即 $V = 0.02 / 0.8 = 0.025 \text{ m}^3$ 。

由此可知, V 和 r 已知, α 选定后,可由式(4)计算出 w 值,即隔膜形状可定。 α 取值范围为 $0^\circ \sim 90^\circ$, α 越大, w 越小,隔膜变形量越小;当 $\alpha = 90^\circ$ 时,隔膜为平板隔膜,其变形为完全弹性拉伸变形,对其疲劳寿命不利; α 越小, w 越大,隔膜变形量越大,应力越大,对其疲劳寿命也不利。因此,选择相对较优的隔膜形状需要综合考虑 α 和 w 值。

实际工程中, α 值一般取整, α 过大或过小均无

意义,当 $\alpha > 70^\circ$ 时,隔膜半径将达0.8 m,隔膜泵体积和质量大幅增大,这样不仅造成资源浪费还会使泵体不美观;当 $\alpha < 40^\circ$ 时,隔膜深度和直径比值较大; $\alpha = 40^\circ$ 时隔膜深度与直径比为0.66,在隔膜变形翻转时,易造成应力集中,降低隔膜寿命。在此只对 $\alpha = 40^\circ \sim 70^\circ$ (具体参数见表1)的碟形隔膜进行流固耦合分析计算。

表1 α 取值表

$\alpha / (^\circ)$	w/m	R/m
40	0.192	0.290
45	0.176	0.300
50	0.160	0.320
55	0.146	0.340
60	0.130	0.360
65	0.118	0.380
70	0.100	0.400

2.3 计算参数及边界条件设置

计算参数和边界条件设置是CFD计算中比较重要的一步,对计算精度有较大影响。流体分别按L_HM46液压油、水(替代料浆)在常温常压下参数进行设置,阀盘按钢的一般参数进行设置,橡胶特性采用文献[11]中的橡胶材料特性参数。由于基础实验数据齐全,根据文献[12-13]选取原则,采用3阶Ogden模型来描述橡胶的材料特性,直接在软件中对材料特性进行拟合,以便后面求解。得到的橡胶材料应力-应变曲线如图3所示。

用移动壁面条件(通过时间和位移参数关系来控制)替代活塞运动,GAP(间隙)替代进出口阀开启、闭合,隔膜处、阀盘处设置流固耦合边界条件,隔膜边缘限制自由度替代隔膜夹紧固定,固壁

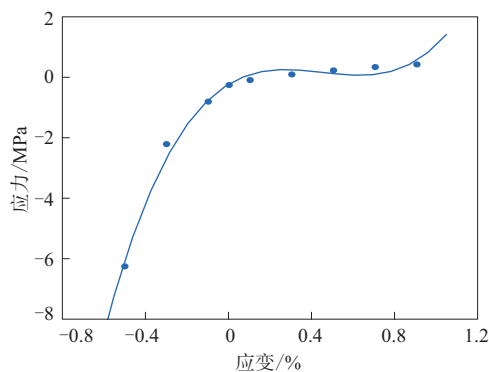


图3 隔膜橡胶材料应力-应变曲线

边界条件替代泵体,设定相应的进、出口压力,采用S-A湍流模型进行计算。

3 结果与讨论

3.1 $\alpha = 60^\circ$ 时模型的流固耦合结果

1 s时泵腔内流体压力和隔膜应力分布如图4所示。由泵基本参数知泵完整周期为1.5 s,模拟计算中后0.75 s为吸入过程,即1 s时为吸入过程。从图4可以看出,泵腔内此时存在负压区域。1 s时泵腔内流体流速矢量分布如图5所示。由图5可以看出,较大负压区域存在明显涡流。

3.2 隔膜应力与倾角关系

对表2中不同组参数下的隔膜泵液力端进行建模、流固耦合分析计算(其余参数不变),提取每组隔膜整周期内的加权最大应力值(以最大应力区域附近各应力值网格数量比为权系数,计算得到最大加权应力)。拟合出隔膜应力(σ)与倾角之间的关系,如式(7)和图6所示。

$$\sigma = f(\alpha) = 0.0014\alpha^2 - 0.2264\alpha + 10.4864 \quad (7)$$

当 α 小于 50° 时,隔膜应力急剧增大;当 α 从 70° 降至 50° 时,隔膜应力从1.26 MPa增大至2.44 MPa;而当 α 从 50° 降至 40° 时,隔膜应力由2.44 MPa

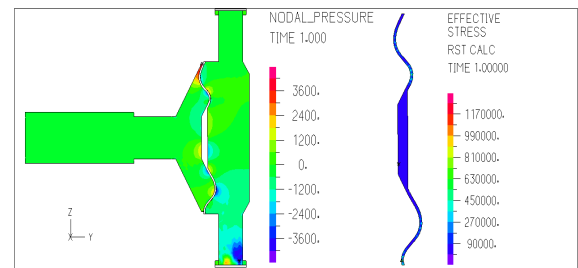


图4 1 s时泵腔内流体压力和隔膜应力分布

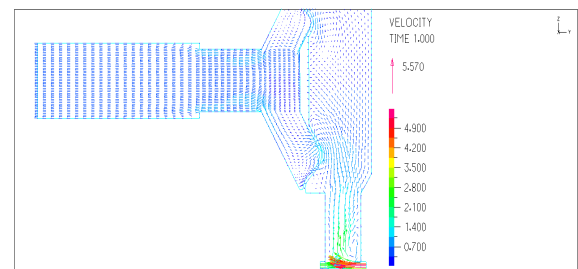


图5 1 s时泵腔内流体流速矢量分布

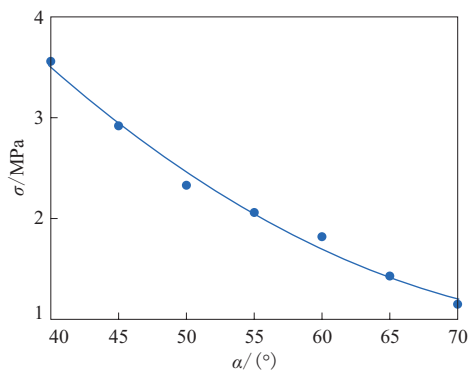
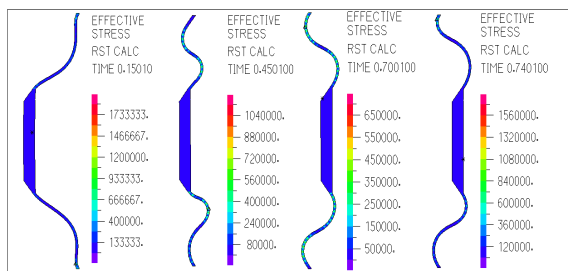


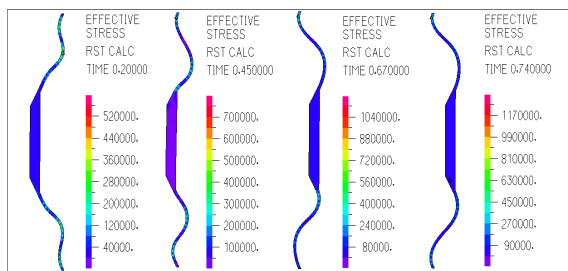
图6 隔膜应力与倾角的关系曲线

增大至3.67 MPa。由此可知,在设计深碟形隔膜时,倾角应该大于50°。

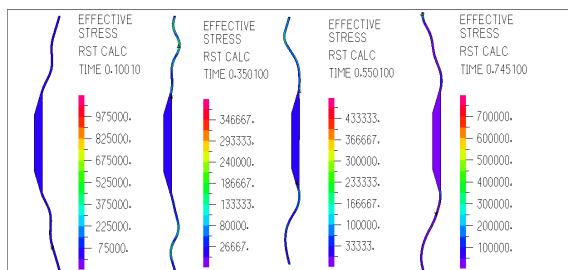
倾角分别为50°,60°和70°时的隔膜在不同时刻的变形应力矢量分布如图7所示。从图7可以看出:倾角越小,隔膜变形量越大,变形越复杂,运动



(a) α = 50°



(b) α = 60°



(c) α = 70°

图7 不同倾角隔膜在不同时刻变形应力的矢量分布

位移也更大,这对减小隔膜平均应力及应力幅产生较大负面影响;倾角越大,隔膜半径越大,隔膜半径过大不仅使泵的液力端体积增大还会使泵不美观。综上可知,隔膜倾角以50°~60°为宜。

3.3 隔膜应力与隔膜厚度的关系

对α=60°的模型只改变隔膜厚度,其他参数不变,求解隔膜应力与其厚度的关系。考虑到工程实际,隔膜厚度取4~10 mm,并取整。对上述参数下的模型分别进行建模模拟计算,取隔膜最大加权应力,进行统计、数据拟合,得到隔膜应力与其厚度的关系曲线,如图8所示。对数据进行曲线拟合,得到隔膜应力与隔膜厚度直接的函数关系如式(8)所示。

$$\sigma = f(h) = 0.00833h^3 - 0.25798h^2 - 2.21583h + 7.37929 \quad (8)$$

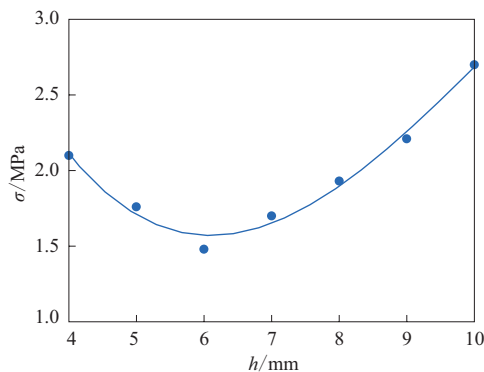


图8 隔膜应力与其厚度的关系曲线

从图8可以看出:当隔膜厚度小于6 mm时,随着隔膜厚度的减小隔膜应力急剧增大;当隔膜厚度大于6 mm时,应力增速相对较慢,表明隔膜厚度过小的影响远大于厚度过大的影响。因此在设计隔膜时应避免隔膜厚度过小,隔膜设计应遵循宜厚不宜薄的原则。综上所述,隔膜厚度以6 mm左右为宜。

4 结语

通过建立碟形橡胶隔膜通用参数化控制模型,实现隔膜设计的参数化控制。采用流固耦合分析法对不同控制参数下的隔膜泵液力端进行建模、分析,并充分考虑液力系统对隔膜运动及变形的影响,得到符合工程实际的隔膜变形量及应力。通过对某款隔膜泵建模分析,得出倾角以

50°~60°、隔膜厚度以6 mm左右为宜且遵循宜厚不宜薄原则的碟形隔膜设计参考理论。该理论丰富了隔膜泵隔膜的设计理论,有助于推进现代设计理论在隔膜泵领域中的应用。

参考文献:

- [1] 凌学勤,张伟. 大型隔膜泵橡胶隔膜的有限元分析[J]. 中国机械工程,2011,22(15):1819-1922.
- [2] 凌学勤. 往复式活塞隔膜泵[J]. 矿山机械,2002(11):25-27.
- [3] Vetter G, Schluecker E, Horn W, et al. Diaphragm Development Trends for Safe Leakfree Reciprocating Process Pumps[A]. Proceedings of the International Pump Users Symposium. State of Texas: Texas A & M University System, 1995:207-220.
- [4] 刘鸿文. 板壳理论[M]. 杭州:浙江大学出版社,1987:215-235.
- [5] 刘润星. 弹性力学基础[M]. 北京:人民交通出版社,2009:85-94.
- [6] Mimmi G, Pennacchi P. Diaphragm Design Improvement for a Metering Pump[J]. Engineering Failure Analysis, 2001, 8(1):1-13.
- [7] Nam D N C, II Y J, Kwan A K. A Novel Design Technique for IPMC Diaphragm in Micropump Application[A]. 2012 12th International Conference on Control, Automation and Systems (ICCAS). Guangzhou:IEEE,2012:360-365.
- [8] Akhbarizadeh A, Araghi A. Improving Fatigue Life for Diaphragms[J]. World Pumps,2010(11):24-29.
- [9] 宋学官,蔡林,张华. ANSYS流固耦合分析与工程实例[M]. 北京:中国水利水电出版社,2012:1-5.
- [10] Zhang H, Bathe K J. Direct and Iterative Computing of Fluid Flows Fully Coupled with Structures[A]. First MIT Conference on Computational Fluid and Solid Mechanics. Massachusetts: Massachusetts Institute of Technology, 2001.
- [11] 岳戈,梁宇白,陈晨,等. ADINA流体与流固耦合功能的高级应用[M]. 北京:人民交通出版社,2010.
- [12] Hibbit, Karlsson & Sorensen (HKS) Inc. ABAQUS Theory Manual: Version 6. 7[M]. USA: HKS Inc., 2007.
- [13] 王永冠,李心,黄友剑,等. 橡胶计算中本构模型的选择[A]. “时代新材杯”第4届全国橡胶制品技术研讨会论文集[C]. 株洲:中国化工学会,2007:443-449.

收稿日期:2014-10-08

Optimal Design of Dish-Shaped Rubber Diaphragm of Diaphragm Pump

ZHANG Hongsheng, SHI Youcheng

(Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: The general parametric control model of disc-shaped rubber diaphragm was established to realize the parametric control of diaphragm design. The hydraulic ends of diaphragm pump under different control parameters were modeled and analysed by liquid-structure interaction analysis method and the effect of hydraulic system on the movement and deformation of diaphragm was fully considered, the obtained deformation and stress of diaphragm were accorded with the actual conditions of engineering practice. Through modeling and analysis for a certain diaphragm pump, the design reference theory that the dipping angle was 50°~60°, the thickness of diaphragm was about 6 mm and the favorable thick and unfavorable thin principle of disc-shaped diaphragm was reached.

Key words: diaphragm pump; dish-shaped rubber diaphragm; fluid-structure interaction; optimal design