

基于FLUENT的油气管输泵用双端面机械密封端面流场分析

马希金, 贾维斌, 包春辉

(兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050)

摘要:机械密封作为油气管输泵的重要零件之一,它的质量和性能直接影响着设备的工作性能。该文利用Fluent软件,对油气管输泵用机械密封液膜进行了数值计算,通过求解三维层流N-S方程,应用压力修正方法和SIMPLEC算法进行计算,得到液膜的压力场分布,并且通过计算得出泄漏量,对密封性能的好坏做出判别。

关键词:油气管输泵;双端面机械密封;液膜;泄漏量

中图分类号:TB42;TH312 文献标志码:A 文章编号:1008-0813(2015)12-0016-03

Transverse Flow Field Analysis of the Oil-gas Multiphase Pump with Double Mechanical Seal Based on the FLUENT

MA Xi-jin, JIA Wei-bin, BAO Chun-hui

(School of Energy and Power Engineering, Lanzhou Univ. of Tech., Lanzhou 730050, China)

Abstract: Mechanical seal as one of the important parts of the oil and gas multiphase pumps, its quality and performance directly affects the working performance of the equipment. In this paper, the three-dimensional numerical calculation was carried out on mechanical seal liquid membrane of the oil and gas multiphase pumps by using Fluent software, by solving the three laminar N-S equations, using pressure correction method and the SIMPLEC algorithm to calculate, get the pressure field distribution of liquid membrane. In addition, according to the calculated amount of leakage to make a judgment on the sealing performance.

Key words: oil-gas multiphase pumps; double mechanical seal; liquid membrane; leakage

0 引言

螺旋轴流式油气管输泵由于具有流量大、气液比

收稿日期:2015-05-26

基金项目:甘肃省科技攻关项目(KG954-3-11)

作者简介:马希金(1958-),男,甘肃徽县人,研究员,主要从事多相流理论和多相混输泵的研究及产品开发。

者气缸的种种使用环境,从而考虑到在设计、加工过程中国家标准的公差等级以及表面粗糙度没有跟上加工设备精度的发展速度这一问题,从而结合目前国家标准,提出了一些自己的建议,供国家在增加或修改国标时参考。

参考文献

[1] 成大先.机械设计手册[M].北京:化学工业出版社,2007.
 [2] 秦大同,谢里阳.现代机械设计手册[M].北京:化学工业出版社,2011.
 [3] 徐灏.机械设计手册[M].北京:机械工业出版社,1991.
 [4] 秦大同,谢里阳.气压传动与控制设计[M].北京:化学工业出版社,2013.
 [5] 宋学义.袖珍液压气动手册[M].北京:机械工业出版社,1998.
 [6] 李光明,李向东,李芳.节能气缸设计[J].液压与气动,2000,(4).

范围大等特点被广泛用于海底油田、沙漠油田的生产中^[1]。机械密封作为油气管输泵的主要部件之一,其工作的稳定性直接关系到油气管输泵能否正常工作。相比一般离心泵,油气管输泵工况更为复杂,是典型的两相流动,且含气率可以在0~100%之间变化。采用普通单端面封不能满足多变的工况,以致密封无法正常

[7] 侯书林.机械制造基础[上册]工程材料及热加工工艺基础[M].北京:北京大学出版社,2011.
 [8] 廖念钊.互换性与技术测量[M].北京:中国质检出版社,2013.
 [9] 刘品,李丽华.互换性与测量技术基础[M].哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2001.
 [10] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. GB/T 1800.1-2009 极限与配合 第一部分:公差、偏差和配合的基础[M].北京:中国标准出版社,2009.
 [11] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. GB/T 1800.2-2009 极限与配合 第二部分:标准公差等级和孔、轴极限偏差表[M].北京:中国标准出版社,2009.
 [12] 米社虎,等.关于电焊机伸缩式气缸的设计探讨[J].液压气动与密封,2015,(4).

工作。因此,为了使泵能够良好运行在多变复杂的工况下,对油气混输泵选用双端面机械密封^[2-3]。

前文提到的普通单端面机械密封和双端面机械密封均属于接触式机械密封,接触式密封是目前工业上使用最多的机械密封^[4-5],其泄漏量小,成本也较为低廉,能够适应多种工作环境。机械密封作为一种先进的密封结构,具有良好的密封性能和较长的使用寿命^[6],很大程度上是因为在运行状态下,机械密封端面间存在着这层极薄的润滑膜,端面间隙液膜避免了端面间造成密封端面严重磨损的干摩擦,是决定机械密封性能优劣的关键^[7]。

1 油气混输泵用双端面机械密封结构分析

1.1 基本方程

应用旋转坐标系下层流稳态模型对机械密封液膜进行模拟,流动需满足质量守恒定律和动量守恒定律,其公式如下:

质量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad (1)$$

动量守恒方程:

$$\rho \frac{du_i}{dt} = \rho f_i + \frac{\partial \sigma_{ji}}{\partial x_j} \quad (2)$$

式中 u ——绝对速度;

f ——外部力;

σ ——应力张量。

1.2 油气混输泵用机械密封液膜参数

密封液膜厚度为 $2\mu\text{m}$,内径为 101mm ,外径为 108mm 。由于动环随轴旋转,因此动环的转速和泵的转速相同为 2950r/min 。

1.3 数值分析

1) 几何建模

根据密封结构图,采用 Pro/E 三维造型软件对机械密封的液膜进行三维造型设计,其三维模型见图 1。

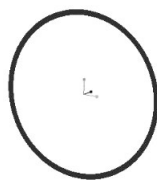


图1 液膜三维实体模型

2) 计算网格划分

由于模型是环状薄膜,厚度方向尺寸较小,且形状比较规则,采用非结构网格会出现负体积,故在此选择

结构化网格^[8]。利用 ANSYS ICEM 软件对液膜采用六面体结构网格划分,已进行网格无关性假设,其网格数为 440518。其划分结果如图 2 所示。

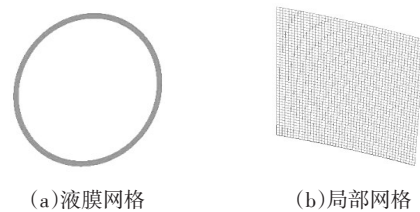


图2 模型网格划分图

3) 边界条件设置

入口边界条件:采用压力进口边界条件。进口压力赋值为密封腔液膜压力。

出口边界条件:采用压力出口边界条件。出口压力的赋值为各工况下的泵腔压力,此值的计算来源于油气混输泵的流场模拟得出的压力值^[9]。

壁面边界条件:所有壁面均满足无滑移壁面边界条件,在近壁面处采用标准壁面函数边界条件。

2 数值计算及结果分析

将已做好的液膜模型导入 FLUENT 软件中进行计算,其中流动介质为 32# 机油,假设其为不可压缩,计算模型选用层流模型,并用 Simple C 算法及定常稳态求解器进行三维模拟,在转速 $n=2950\text{r/min}$,流量分别为 $80\text{m}^3/\text{h}$ 、 $100\text{m}^3/\text{h}$ 、 $120\text{m}^3/\text{h}$,含气率为 0、0.1、0.3、0.5、0.7 共 15 种工况下对液膜的数值模拟。由于工作量较大,现将流量为 $100\text{m}^3/\text{h}$,含气率分别为 0、0.3、0.7 的 3 种工况下液膜旋转面与静止面的数值模拟结果进行分析,得出以下结果(见图 3、图 4)。

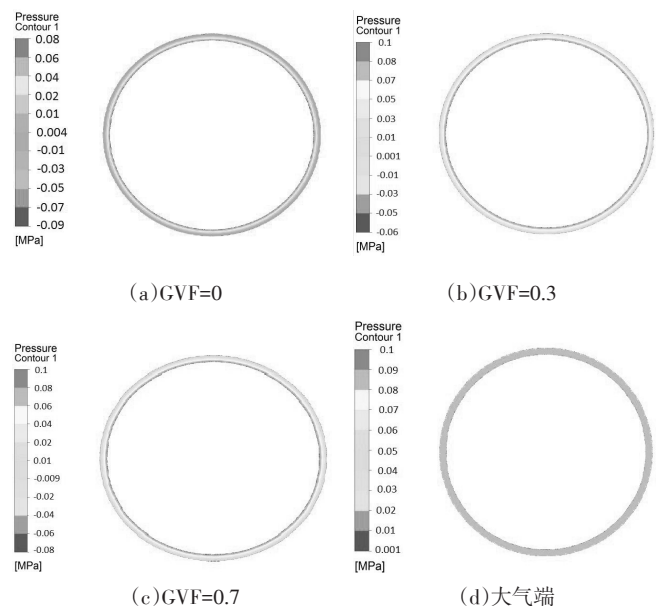


图3 液膜旋转面压力分布情况

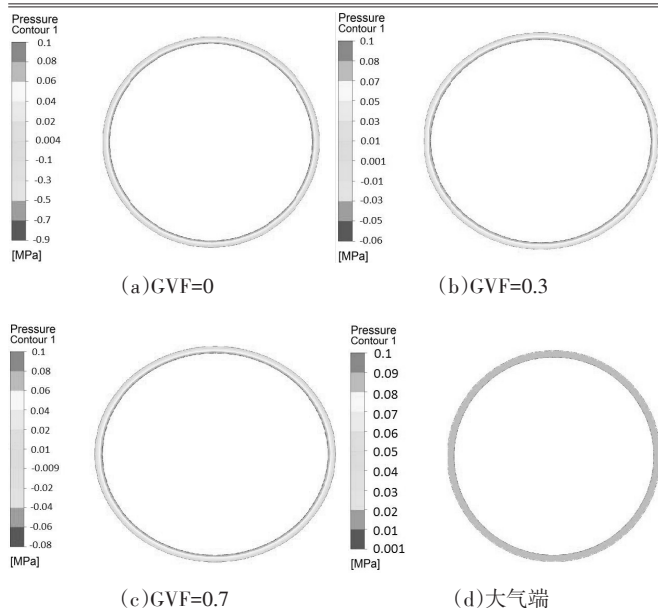


图4 液膜静止面压力分布情况

通过图3和图4中液膜的压力场分布,可以看出:在3种含气率下,液膜静止面和旋转面上的压力分布都较为均匀,都是由内圈向外圈依次减小,且其变化规律为随半径增大逐渐减小。这是由于内径处密封介质压力较大,沿着端面间隙进入密封环端面,进入后开始向外径处运动,压力不断减小至外径处达到最小值,在中间部位平缓变化,这样的分布有利于密封介质形成液膜,从而避免了密封环间的干摩擦,有效地抵抗磨损,从而达到减小泄漏的目的,同时由于密封介质压力大于泵内压力,可以有效地阻止泵内介质泄漏,从而提高了机械密封的密封性能,进一步保证了油气混输泵的正常运行。

对比分析上述压力分布,可以看出:不同含气率下的压力分布类似,差别不太明显,这是由于油气混输泵进口处压力较小,在不同含气率下的差别不是太大,且远远小于密封介质压力,因此在靠近泵侧,其压力云图较为相似。不同的是密封靠近大气端,由于两侧压差较小,所以其压力分布没有压差较大的泵入口侧明显。

同时对密封的泄漏量做简单的分析,一般情况下可以采用如下公式计算^[10]:

$$Q = \frac{\pi d_m h_0^3 \Delta p}{12 \mu b} \quad (3)$$

式中 Q ——泄漏量;

d_m ——密封面平均直径;

h_0 ——液膜厚度;

Δp ——压力差;

μ ——32#机油的动力粘度;

b ——有效密封宽度。

根据此式可以计算出密封的泄漏量,但在Fluent中可以直接读出泄漏量,即密封端面之间的质量流量。在本例中,可知靠近空气端泄漏量为3.1510~8kg/s,换算成体积流量为0.767mL/h。靠近泵侧最大的泄漏量为流量在120m³/h,含气率为0.7的情况下,其值为2.9410~7kg/s,换算成体积流量为7.17mL/h。对于一般的标准型机械密封,其泄漏量应当低于10mL/h,因此,此双端面机械密封能够满足要求。

3 结论

(1)油气混输泵用双端面机械密封的液膜,其流动状态为层流,压力分布均匀,且呈现出由内径向外径依次减小的趋势;

(2)通过对油气混输泵用双端面机械密封的液膜进行数值计算,得出其近泵侧和近大气侧泄漏量值均较小,符合相关要求,能够保证密封正常工作;

(3)靠近泵侧最大泄漏量出现在大流量工况下,说明泵在偏离设计工况下其工作状态不稳定,故应该尽量避开在非设计工况下工作。

参考文献

- [1] 马希金,曲鑫,肖兴均.油气混输泵在海上油田的运用前景[J].石油仪器,2007,21(5):24-26.
- [2] 孔祥领,朱宏武,张守森,等.油气混输多相泵的密封技术研究[J].水泵技术,2009,(3):7-11.
- [3] 肖军.谈离心泵的机械密封及其控制[J].液压气动与密封,2010,(5):38-42.
- [4] 李继和.机械密封技术[M].北京:化学工业出版社,1987.
- [5] 彭旭东,王玉明,黄兴,等.密封技术的现状与发展趋势[J].液压气动与密封,2009,(4):4-11.
- [6] 王汝美.实用机械密封技术问答[M].北京:中国石化出版社,2004.
- [7] 高昊.机械密封端面压力场/温度场数值模拟及实验研究[D].西安:西安石油大学,2012.
- [8] 齐学义,邵元忠,李凤成,等.ANSYS ICEM 网格划分中有洞问题的分析[J].兰州理工大学学报,2011,37(1):41-44.
- [9] 马希金,王智,张明紫.基于CFX软件油气混输泵压缩级流场模拟及分析[J].石油矿场机械,2011,40(3):32-36.
- [10] 迈尔E.机械密封[M].姚兆生,译.北京:化学工业出版社,1981.
- [11] 赵佰通,等.新型无堵塞自吸污水泵的设计[J].机电工程,2012,(7).
- [12] 雷天觉.新编液压工程手册[M].北京:北京理工大学,1999.
- [13] 杨文华.液控原理[M].北京:学术书刊出版社,1990.
- [14] 陆元章.现代机械设备设计手册[M].北京:机械工业出版社,1996.