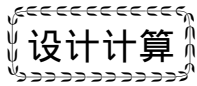


文章编号: 1005-0329(2014)10-0016-05



低压腔涡旋压缩机吸油管特性的数值研究

李超 夏威 任燕玲 张国军
(兰州理工大学,甘肃兰州 730050)

摘要: 为了研究吸油管对低压腔涡旋压缩机离心供油系统的影响,在不考虑润滑油可压缩性、相同油池高度和同一曲轴转速的条件下,采用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型,VOF 两相流模型,分析了吸油管入口直径、结构形状对吸油管内油面高度的影响。结果表明,吸油管入口直径、结构形状存在一个最优值,取最优值时,吸油管中润滑油油面达到最大值,从而保证供油系统提供足够的供油量。

关键词: 涡旋压缩机;吸油管;数值模拟

中图分类号: TH45;TB652

文献标志码: A

doi: 10.3969/j.issn.1005-0329.2014.10.004

Numerical Study on the Characteristic of the Oil Suction Pipe for a Low-pressure Shell Scroll Compressor

LI Chao ,XIA Wei ,REN Yan-Lin ,ZHANG Guo-jun
(Lanzhou University of Technology ,Lanzhou 730050 ,China)

Abstract: In order to study the oil suction pipe's impact on low-pressure shell scroll compressor centrifugal oil supply system ,without consideration of the compressibility of the lubricating oil ,the same oil level and crankshaft speed ,the standard $k-\epsilon$ turbulence model and VOF two-phase flow model was employed in the simulation. The effect of the import diameter and structure shape of the oil suction pipe's to the oil head in the oil suction pipe was analyzed. The results show that there exist an optimal value of the oil suction pipe's import diameter and structure shape. At the optimal value ,the head of the oil in the oil suction pipe's reach a maximum ,thus guarantee the oil supply system will receive enough oil delivery.

Key words: scroll compressor; oil suction pipe; numerical simulation

1 前言

涡旋压缩机是一种广泛应用于制冷空调、动力工程等领域的新型高效压缩机,由于其良好的工作特性,目前逐渐向大气量、大功率的方向发展,应用领域也随之向食品、医药等领域拓展^[1-2]。在涡旋压缩机中,润滑系统是保证压缩机正常运转不可少的部分,适当的润滑油可以带走摩擦产生的热量和磨屑,在运动零件表面形成一定厚度的油膜,降低摩擦损失,减少零件的磨损和咬合。此外,润滑油充满各泄漏通道中,起着密

封作用。如果供油量不足会导致润滑油平均温度与轴承工作温度大幅度提高使润滑油粘度下降,摩擦损失和运动零件的磨损量增大,压缩机的性能与可靠性下降,所以为了满足润滑要求,必须设计合理的泵油系统,为各个轴承提供足够的润滑油,保证压缩机工作的可靠性。

涡旋压缩机供油系统结构复杂,根据供油系统的不同,压缩机分为高压腔涡旋压缩机和低压腔涡旋压缩机润滑系统。高压腔涡旋压缩机依靠压缩机内高低压差供油,在压差条件满足情况下,轴承及涡旋盘能获得足够的润滑油。低压腔涡旋

收稿日期: 2014-01-07 修稿日期: 2014-04-21

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50975132,51265026)

压缩机则依靠油泵或旋转离心力进行供油。对于低压腔涡旋压缩机离心供油系统,吸油管入口直径、结构形状对其供油量有着重要影响。目前,国内外关于压缩机润滑系统的研究很多^[3-6],主要是针对涡旋压缩机油泵供油系统及旋转压缩机供油系统进行研究,有关低压腔涡旋压缩机吸油管特性的研究很少。本文应用计算流体动力学软件 Fluent,采用气液两相分离模型对涡旋压缩机吸油管进行数值模拟,分析吸油管入口直径、结构形状对供油量的影响,可为润滑系统的优化设计提供理论参考。

2 物理模型

低压腔涡旋压缩机离心供油系统结构如图 1 所示,电机启动后,曲轴高速旋转,由于离心力作用,润滑油克服重力和表面张力,沿着曲轴内孔壁不断上升,最后达到各轴承高度,并通过径向出油孔进入轴承,起到润滑的作用。油面稳定后的高度和形状由离心力、重力、表面张力相互决定。曲轴旋转,润滑油随曲轴旋转会产生一个压头,吸油管是维持这一压头不可或缺的零件。吸油管结构形状及特征尺寸如图 2 所示。

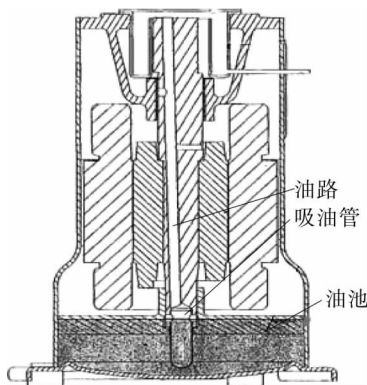


图 1 低压腔涡旋压缩机供油系统示意

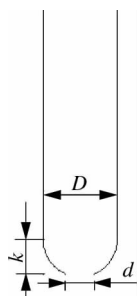


图 2 吸油管结构示意图

2.1 模型的简化

根据等角速度旋转运动中液体平衡原理,绕轴线做等角速度旋转的液体,在水平面内压强随半径递增,它的等压面为一个旋转抛物面。同一水平面上的轴心压强最低,边缘最高。吸油管位于曲轴的下部,在油路斜管倾斜角度和高度相等的情况下,吸油管中油面最高点位置越高,到达各个轴承的油量越充分。因此,将整个润滑系统模型简化,不考虑润滑系统油路斜管部分,将吸油管长度加长,在油池高度和曲轴转速相同的条件下,分析吸油管进口直径、结构形状对吸油管中油面高度的影响。简化模型纵向剖面如图 3 所示。

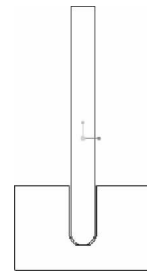


图 3 简化模型纵向剖面

2.2 数值计算条件

计算模型基本假设如下:

(1) 润滑油在供油系统内的流动为绝热流动;

(2) 润滑油的物性为常量;

(3) 不计压缩机的启动时间,即启动时曲轴的角加速度为无穷大;

(4) 润滑油无相变,且与气体无热交换。

工作环境和物性参数为:

(1) 润滑油采用 POE ISO 10;

(2) 曲轴转速: 251.2 rad/s (频率 40 Hz);

(3) 润滑油密度为: 922.02 kg/m^3 ;

(4) 润滑油粘度为: $3.64 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$;

(5) 油池内油面高度: 25 mm 。

采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型^[5],VOF 两相流模型模拟润滑油的上升过程,网格划分采用四面体网格划分,网格数量为 181434,节点数为 50295,并对划分不同网格数量模型进行模拟比较考证,不同网格数量对模拟结果影响很小。

2.3 控制方程

流体运动方程的建立是以物理定律为依据,数值模拟高速旋转流体周围的流场,其连续性方程、动量守恒方程、湍流方程和扩散方程分别为:

连续性方程粘度为定值的不可压缩流体的连

续性方程其表达式为:

$$\bullet u = 0 \quad (1)$$

式中 ——哈密顿算子

u ——速度矢量

动量守恒方程; 粘度为定值的不可压缩流体的 N-S 方程其矢量表达式为:

$$\rho \frac{du}{dt} = \rho f - p + \mu \Delta u \quad (2)$$

式中 ρ ——密度

t ——时间

f ——单位质量力

p ——静压强

μ ——动力粘度

Δ ——拉普拉斯算子

湍流动能方程和扩散方程; 对于润滑油在供油系统内的流动, 本文采用标准湍流模型进行计算。湍流动能 k 方程及湍流湍流扩散方程为:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k \\ & \quad + G_b - \rho \varepsilon - Y_m + S_k \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k \\ & \quad + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (4)$$

式中 G_k ——由于层流速度梯度而产生的湍流动能

G_b ——由于浮力而产生的湍流动能

Y_m ——在可压缩湍流中过度的扩散产生的波动

$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$ ——常量

$\sigma_p, \sigma_\varepsilon$ ——湍流动能方程和扩散率方程的湍流普朗特数

湍流粘度 μ_t 定义为 κ 和 ε 的函数, 即:

$$\mu = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

式中 C_μ ——常量

3 模拟计算结果及分析

图 4 给出了当油管进口曲面高度取 $k = D - d/2 + d/2$, 吸油管直径分别为 $D = 4\text{mm}, 7\text{mm}, 10\text{mm}$ 时, 吸油管中油面所能达到的最大高度随吸油管进口油孔直径 d 的变化关系。从图可以看出, 当 d/D 约为 0.3 时, 吸油管中油面达到最大值。

10mm 时, 吸油管中油面所能达到的最大高度随吸油管进口油孔直径 d 的变化关系。从图可以看出, 当 d/D 约为 0.3 时, 吸油管中油面达到最大值。

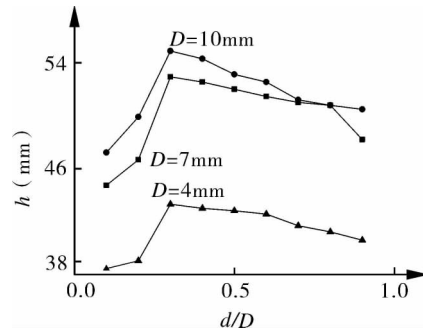


图 4 不同进口尺寸下吸油管内油面高度变化

图 5 所示为吸油管直径分别为 $D = 4\text{mm}, 7\text{mm}, 10\text{mm}$ 吸油管进口油孔直径 $d = 0.3D$ 吸油管进口曲面高度分别取: $k_1 = (D - d) / 4, k_2 = (D - d) / 2, k_3 = (D - d) / 2 + d/4, k_4 = (D - d) / 2 + d/2, k_5 = (D - d) / 2 + 3d/4, k_6 = (D - d) / 2 + d, k_7 = 3(D - d) / 4 + d$ 时, 吸油管中油面最大高度的变化情况。

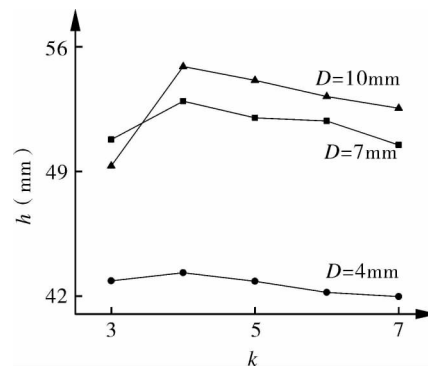


图 5 不同 k 值下吸油管内油面高度变化

从图 5 可以看出, 高度取 k_4 时吸油管中油面达到最大值。

图 6 给出了油管直径 $D = 7\text{mm}$, 吸油管进口直径 $d/D = 0.3$ 和 $d/D = 0.9$ 时吸油管内纵截面压力分布。由图可知, 吸油管中心处压力低, 壁面处压力高, $d/D = 0.3$ 时吸油管中心压力小于 $d/D = 0.9$ 时的压力。当 $d/D = 0.9$ 时吸油管上部中心处和壁面压力相差不明显, 导致壁面产生回流现象, 使供油量降低。当 $d/D = 0.2, d/D = 0.1$ 时, 由于节流效应明显增强, 进入吸油管中的油量随之减少。

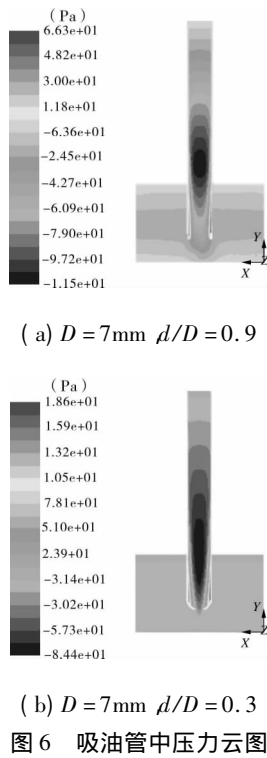


图 6 吸油管中压力云图

图 7 所示为吸油管高度 15mm 处壁面压力随不同 d/D 比值的变化关系。由图可知 $d/D = 0.3$ 时吸油管高度 15mm 处壁面压力值达到最大。因此 $d/D = 0.3$ 时吸油管内油面达到最大值。

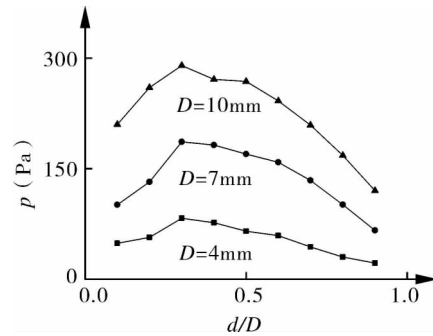


图 7 不同 d/D 下吸油管高度 15mm 处壁面压力值

图 8 给出了吸油管径向速度矢量分布。由图可知,吸油管中心处速度小,壁面处速度大。 $d/D = 0.9$ 时中心低速区域面积较 $d/D = 0.3$ 时大,中心处润滑油受到离心力小,使到达壁面处的油量降低。

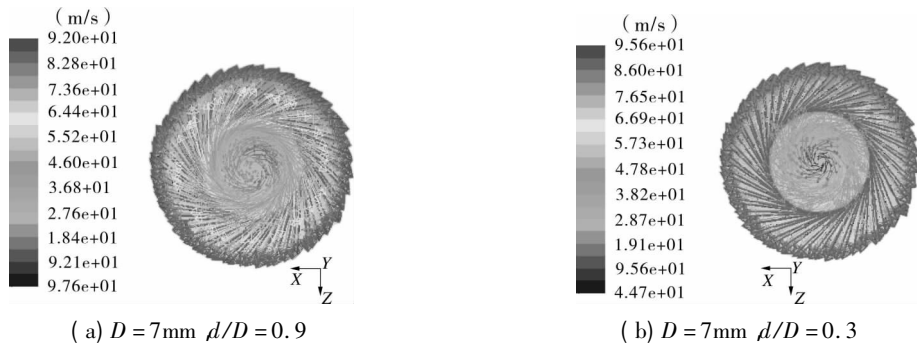


图 8 吸油管高度为 15mm 处油速度矢量分布

图 9 给出了油管直径 $D = 7\text{mm}$,吸油管进口直径 $d/D = 0.3$ 油管进口曲面高度为 k_1, k_4, k_7 时吸油管进口速度矢量分布。从速度分布图可知,取 k_1 时吸油管进口壁面附近产生漩涡,影响沿壁

面向上流动润滑油量。取 k_7 时进口处受到离心力、曲面对润滑油斜向上的压力降低,使到达面壁附近的润滑油量降低。

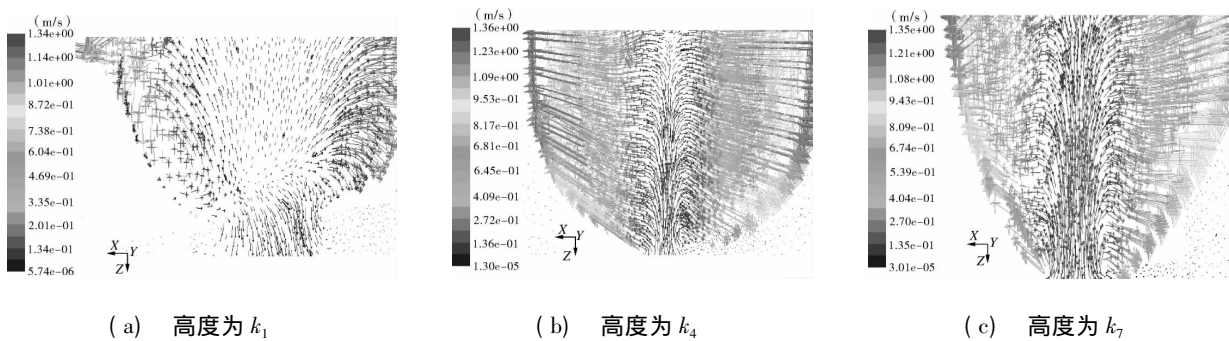


图 9 曲面高度为 k_1, k_4, k_7 时吸油管进口速度矢量分布

通过模拟总结出润滑油在吸油管中的流动规律:吸油管在相同油池高度和同一曲轴转速的条

件下旋转,润滑油受到离心力与吸油管半径成正比。中心处润滑油受重力下降,壁面附近润滑油

受重力、离心力向壁面流动,到达壁面后沿壁面切向方向流动,使吸油管中液面形成抛物面形状。吸油管中心处压力降低,油池内润滑油在压差作用下进入吸油管。进入吸油管的润滑油在离心力、曲面对润滑油压力作用下到达壁面,使上部壁面润滑油向上爬升。顶部润滑油在壁面回流和重力作用下下降,使中心压力降低,当中心压力低于进口压力,油池内润滑油进入吸油管,循环流动。

4 结语

通过对低压腔涡旋压缩机吸油管进行数值模拟,分析不同吸油管入口直径、结构形状下的压力云图、速度矢量图关系。得出结论,吸油管入口直径、结构形状存在一个最优值,当 $d/D = 0.3$, $k = (D - d) / 2 + d/2$ 时,吸油管中油面高度达到最大值。此时,进口处节流效应不明显,润滑油受到离心力,进口壁面的作用使润滑油压力达到最大值。文中模拟计算结果可为低压腔涡旋压缩机离心供油系统的优化设计提供理论参考。

参考文献

- [1] 李超,余洋,赵嫚. 涡旋压缩机的虚拟建模与运动仿真[J]. 流体机械, 2012, 40(1): 26-30.
- [2] 李超,谢文君,赵嫚. 多场耦合作用下动涡旋盘的变形和应力研究[J]. 流体机械, 2013, 41(8): 23-27.
- [3] Michael M CUI. Investigation on the Oil Supply System of A Scroll Compressor [C]. International Compressor Engineering Conference at U. S. A Purdue University, 2004: 12-15.
- [4] Hongyun Cho, Byoung-Kil Yoo, Yongchan Kim, et al. CFD Simulation on the Oil Pumping System of A Variable Speed Scroll Compressor [C]. International Compressor Engineering Conference at Purdue 2002: C24-1.
- [5] Kim H J, Lee E S, K wang S H. A study on the Oil Supply System of A Rotary Compressor [C]. International Compressor Engineering Conference at U. S. A Purdue University 2000: 25-28.
- [6] Zhanli Zhai. The Analysis of Oil Supply System for Twin-Cylinder Compressor [C]. International Compressor Engineering Conference at U. S. A Purdue University 2008: 1-7.
- [7] 韩占忠,王敬,兰小平. FLUENT 流体工程仿真计算实例与应用 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2004: 14-16.
- [8] Benra F K. Numerical and Experimental Investigation on the Flow Induced Oscillations of a Single-Blade Pump Impeller [J]. Journal of Fluids Engineering, 2006, 128(4): 783-793.
- [9] Benra F K, Dohmen H J, Schneider O. Investigation on the Unsteady Flow in Radial Waste Water Pumps to Determine the Hydrodynamic Forces [C]. Proceedings of the Fifth European Conference on Turbomachinery, Prague 2003: 551-560.
- [10] Barrio R, Fernández J, Blanco E, et al. Estimation of radial load in centrifugal pumps using computational fluid dynamics [J]. European Journal of Mechanics - B/Fluid, 2011, 30(3): 316-324.
- [11] 谈明高,王勇,刘厚林,等. 叶片数对离心泵内流诱导振动噪声的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(2): 131-135.
- [12] 王勇,刘厚林,袁寿其,等. 离心泵非设计工况空化振动噪声的试验测试[J]. 农业工程学报, 2012, 28(2): 35-38.
- [13] 龚卫锋,李兵,孙卫平,等. 电动离心泵振动特性试验研究[J]. 流体机械, 2012, 40(4): 10-12.
- [14] 余伟炜,田阳,薛飞,等. 热老化对主泵壳材料失效评定曲线的影响研究[J]. 压力容器, 2014, 31(5): 23-29, 12.
- [15] 李彤,周建佳,袁寿其,等. 基于流场计算的螺旋离心泵叶轮静力学分析[J]. 流体机械, 2013, 41(12): 22-26.
- [16] 王勇,刘庆,刘东喜,等. 不同叶片冲角离心泵内流诱导振动噪声研究[J]. 流体机械, 2013, 41(7): 1-4, 32.
- [17] ISO 20361: Liquid pumps and pump units—Noise test code—Grades 2 and 3 of accuracy [S]. Geneva, International Organization for Standardization, 2007.
- [18] ISO 10816-1: Mechanical vibration: Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts: General guidelines [J]. Geneva, International Organization for Standardization, 1995.

作者简介: 李超(1958-),男,博士,教授,博士生导师,主要从事气体压缩机械理论及应用研究,通讯地址:730050 甘肃兰州市兰州理工大学石油化工学院。

(上接第10页)

作者简介: 孙霖(1979-),男,工程师,从事舰船系统研究工作,通讯地址:430064 湖北武汉市中山路566号海军驻研究所军事代表室。