

文章编号: 1005-0329(2012)09-0035-04

多级泵平衡盘动态平衡的理论研究

赵万勇,王 钊,杨登峰,赵 爽,王 磊
(兰州理工大学,甘肃 兰州 730050)

摘 要: 基于多级泵平衡盘的结构特点和工作原理,分析了平衡盘运动平衡的过程。利用连续方程和动量方程对平衡盘间隙流动进行了研究,推导出了平衡盘动态平衡力的函数表达式。进而,根据作用在平衡盘-转子系统上的动态平衡建立了该系统的运动方程,理论上得到了多级泵平衡盘轴向位移与时间的关系,为研究平衡盘-转子系统的动态性能和轴向振动提供了理论基础。

关键词: 平衡盘;平衡力;轴向力;动态平衡;轴向位移

中图分类号: TH311 文献标识码: A doi: 10.3969/j.issn.1005-0329.2012.09.008

Theoretical Study on Dynamic Equilibrium of Balance Disc in Multi-stage Pump

ZHAO Wan-yong, WANG Zhao, YANG Deng-feng, ZHAO Shuang, WANG Lei
(Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: Based on the structure characteristic and working principle of the balance disc, the process of balance disc movement equilibrium has been analyzed. The clearance flow in balance disc studied by using the continuity equation and momentum equations, the function expression of dynamic balance force has been deduced. And then according to the dynamic balance of force exerted on the balance disc-rotor system, motion equation about the system has been established and the relationship between axial displacement of balance disc and time can be got in theory, which provides the theoretical basis for researching balance disc dynamic performance and axial vibration.

Key words: balance disc; balance force; axial force; dynamic equilibrium; axial displacement

1 前言

多级泵在运行过程中,转子上作用着轴向力,该力使转子产生轴向移动,与固定零件接触,造成泵零件的损坏以至不能工作。因此,轴向力平衡的好坏直接影响泵运行的可靠性。然而,多级泵轴向力计算不准确或其平衡装置设计不合理^[1~5],会使泵转子在轴向力作用下发生窜动,从而影响泵运行的稳定性。在分段式多级泵中,通常采用平衡盘来平衡转子上的轴向力。文献[6]提出平衡盘两间隙流体流动为层流的假设,运用简化了的 N-S 方程推导出了两个间隙的几何参数与泄漏量和静态平衡力之间的函数关系。但是,没有结合平衡盘运动平衡的过程进行分析。文献[7]考虑到多级泵平衡盘的挤压作用,通过

简化的雷诺方程,推导出了平衡盘动态平衡力的表达式,对研究平衡盘的动态性能具有一定意义。但是没有给出平衡盘轴向间隙随时间变化的关系,对平衡盘运动平衡的过程还有待做进一步的研究。

本文基于多级泵平衡盘的结构特点和工作原理,运用简化的连续方程和动量方程对平衡盘-转子系统的动态性能进行研究,推导出动态平衡力的函数表达式,并建立描述平衡盘轴向位移与时间关系的运动方程。

2 平衡盘的工作原理

如图 1 所示,平衡盘平衡系统是由径向间隙 b_1 和轴向间隙 b_2 构成的。 p_3 为末级叶轮后泵腔的

收稿日期: 2011-12-06 修稿日期: 2012-04-30

压力, p_4 为平衡盘前面的压力, p_5 为平衡盘后面的压力, 且 p_3 、 p_5 一般是不变的。由于两个间隙的存在而引起泄漏, 使平衡盘两面产生压差, 此压差作用在平衡盘上形成平衡力, 该平衡力与轴向力方向相反, 以平衡叶轮上的轴向力。

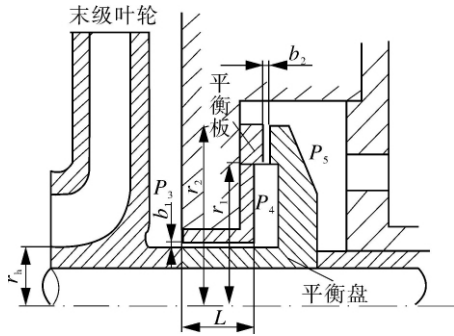


图1 平衡盘装置结构示意图

当泵在工作过程中, 由于工况点的变化和密封环磨损等原因, 轴向力也相应变化。当轴向力大于平衡盘上的平衡力时, 转子向左移动, 轴向间隙 b_2 减小, 相应于该间隙的阻力增加, 泄漏量减小, 则通过径向间隙 b_1 的泄漏量也减小, 使径向间隙两端的压差 $\Delta p_1 = p_3 - p_4$ 减小, 也就是平衡盘前面的压力 p_4 增大, 则 $\Delta p_2 = p_4 - p_5$ 增大, 平衡力增加, 待增加到与轴向力相等时, 达到力平衡。但是由于惯性, 移动的转子系统不会立即停止运动, 要靠惯性继续移动稍许后, 才能停止。此时的停止位置已经超过了力平衡位置, 平衡盘-转子系统受力不能达到平衡, 转子又要向回运动。当轴向力小于平衡盘上的平衡力时, 也是同样道理, 可见, 平衡盘的工作过程是动态平衡的过程。

3 间隙流动分析

由于平衡盘的径向间隙和轴向间隙很小, 长度相对较长, 流体又具有一定粘度, 故假设间隙流动为粘性流体的层流运动。

3.1 径向间隙流动分析

将径向间隙展开后视为平板间的层流, 如图1所示, 设平板长为 L , 宽为 $B = 2\pi r_h$, r_h 为轮毂半径, 间隙高度为 b_1 , 设层流流动方向为 x 轴, 垂流方向为 y 轴。流体在 $\Delta p_1 = p_3 - p_4$ 的作用下, 并且忽略泵轴旋转对液体的作用, 压差流动的速度按所取的坐标系为:

$$\begin{cases} u_x = u(y) \\ u_y = u_z = 0 \end{cases} \quad (1)$$

对于定常流动不可压缩流体, 忽略质量力时, N-S 方程简化为:

$$\begin{cases} \mu \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} - \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \\ \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \end{cases} \quad (2)$$

式中 μ ——动力粘度系数

根据边界条件解方程组(2), 得流体沿层流方向的流速为:

$$u_x = -\frac{y(b_1 - y)}{2\mu L}(p_3 - p_4) \quad (3)$$

从而, 径向间隙 b_1 的泄漏量为:

$$q_1 = \int_0^{b_1} 2\pi r_h u_x dy = \frac{\pi r_h (p_3 - p_4) b_1^3}{6\mu L} \quad (4)$$

3.2 轴向间隙流动分析

多级泵平衡盘在平衡轴向力而左右移动的过程中, 对轴向间隙里的流体形成了挤压作用。也就是说, 当平衡盘以某速度向平衡板趋近时, 轴向间隙内的流体受到平衡盘的挤压而压强升高, 同时平衡盘运动所受到的阻力也随之增大。所以, 可将平衡盘轴向间隙里的流体视作挤压膜润滑模型来分析轴向间隙内流体压强随轴向间隙变化的关系^[8-11]。

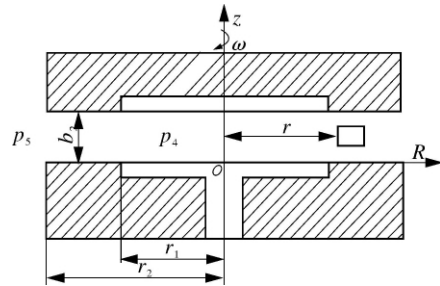


图2 轴向间隙流动分析模型

如图2所示, 设平衡盘轴向为 z 轴, 平衡盘半径方向为 r 轴, 液体在平衡盘中的流动关于 z 轴对称, 平衡腔内从 r_h 到 r_1 之间的压力 p_4 不变, 并且忽略泵轴旋转对液体的圆周作用。于是, 对于定常流动不可压缩流体, 忽略质量力时, 流体运动的方程简化为如下形式^[8]:

连续方程:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(ru_r) + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (5)$$

r 动量方程:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \mu \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \quad (6)$$

z 动量方程:

$$\frac{\partial p}{\partial z} = 0 \quad (7)$$

而且 根据平衡盘轴向间隙里流体的流动状态,可知其速度边界条件:在 $z = 0$ 处, $u_r = 0$, $u_z = 0$; 在 $z = b_2$ 处, $u_r = 0$, $u_z = \frac{db_2}{dt}$ 。

将式(6)对 z 进行积分,并代入边界条件: $z = 0$, $u_r = 0$; $z = b_2$, $u_r = 0$, 可得流体沿 r 方向的流速:

$$u_r = -\frac{z(b_2 - z)}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (8)$$

而轴向间隙 b_2 的泄漏量:

$$q_2 = \int_0^{b_2} 2\pi r u_r dz \quad (9)$$

将式(8)代入式(9),并对 z 积分,得

$$q_2 = -\frac{\pi r b_2^3}{6\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (10)$$

将式(10)分离变量后积分,并代入压力边界条件: $r = r_1$, $p = p_4$; $r = r_2$, $p = p_5$, 可得到轴向间隙 b_2 的泄漏量:

$$q_2 = \frac{\pi b_2^3 (p_4 - p_5)}{6\mu \ln(r_2/r_1)} \quad (11)$$

将连续方程对 z 从 0 到 b_2 积分,并代入边界条件: $z = 0$, $u_z = 0$; $z = b_2$, $u_z = \frac{db_2}{dt}$ 得:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(2\pi r \int_0^{b_2} u_r dz \right) + 2\pi r \frac{db_2}{dt} = 0 \quad (12)$$

再对 r 积分,得:

$$2\pi r \int_0^{b_2} u_r dz + \pi r^2 \frac{db_2}{dt} + C_1 = 0 \quad (13)$$

式中 C_1 ——任意常数

将式(8)代入式(13),分离变量并对 r 再次进行积分,得:

$$p = \frac{3\mu\omega^2 db_2}{b_2^3 dt} + C_1 \ln r + C_2 \quad (14)$$

式中 C_1 、 C_2 ——任意常数

利用压力边界条件: $r = r_1$, $p = p_4$; $r = r_2$, $p = p_5$, 可得到轴向间隙流体的动态压力分布。

$$p = \frac{3\mu}{b_2^3} \left[r^2 - r_1^2 - \frac{\ln(r/r_1)}{\ln(r_2/r_1)} (r_2^2 - r_1^2) \right] \frac{db_2}{dt} + \frac{\ln(r/r_1)}{\ln(r_2/r_1)} p_5 + \frac{\ln(r_2/r)}{\ln(r_2/r_1)} p_4 \quad (15)$$

式(15)反映了平衡盘的结构参数、轴向速度

$\frac{db_2}{dt}$ 与轴向间隙内压力 p 的函数关系。

4 平衡盘的平衡力及运动方程

根据图1所示,作用在平衡盘上的平衡力为:

$$F = p_4 \pi (r_1^2 - r_h^2) + \int_{r_1}^e 2\pi r p dr - p_5 \pi (r_2^2 - r_h^2) \quad (16)$$

将式(15)代入式(16),得:

$$F = (p_4 - p_5) \pi \left[\frac{r_2^2 - r_1^2}{2 \ln(r_2/r_1)} - r_h^2 \right] + \frac{3\pi\mu}{2b_2^3} \left[\frac{(r_2^2 - r_1^2)^2}{\ln(r_2/r_1)} - (r_2^4 - r_1^4) \right] \frac{db_2}{dt} \quad (17)$$

根据连续方程,平衡盘径向间隙的泄漏量与轴向间隙的泄漏量相等,即 $q_1 = q_2$, 利用式(4)和式(11)可得到关系式:

$$p_4 - p_5 = (p_3 - p_5) \left[1 + \frac{L b_2^3}{r_h b_1^3 \ln(r_2/r_1)} \right]^{-1} \quad (18)$$

将(18)式代入(17)式,得:

$$F = (p_3 - p_5) \left[1 + \frac{L b_2^3}{r_h b_1^3 \ln(r_2/r_1)} \right]^{-1} \pi \times \left[\frac{r_2^2 - r_1^2}{2 \ln(r_2/r_1)} - r_h^2 \right] + \frac{3\pi\mu}{2b_2^3} \left[\frac{(r_2^2 - r_1^2)^2}{\ln(r_2/r_1)} - (r_2^4 - r_1^4) \right] \frac{db_2}{dt} \quad (19)$$

根据式(19)可知,多级泵平衡盘的动态平衡力 $F = F(r_h, r_1, r_2, L, b_1, b_2, p_3, p_5, \frac{db_2}{dt})$, 其中前6

个参数是泵平衡盘的结构参数, p_3 是末级叶轮后泵腔的压力, p_5 是平衡盘后面的压力,这两个压力一般是不变的, $\frac{db_2}{dt}$ 是平衡盘轴向移动的速度。

此表达式反映出了平衡盘的动态平衡力、轴向速度及其结构参数之间的关系。

多级泵平衡盘在工作时其轴向间隙 b_2 是随时间变化的,所以 b_2 也可以表示为平衡盘-转子系统的轴向位移,是一个随时间变化的量。假设在某工况下,某多级泵转子上作用着的轴向力大小为 A , 方向与平衡力方向相反。此时,对平衡盘-转子系统应用牛顿第二定律,有

$$F - A = M \frac{d^2 b_2}{dt^2} \quad (20)$$

式中 M ——平衡盘和转子的总质量

将式(19)代入式(20)有:

$$\begin{aligned} & (p_3 - p_5) \left[b_2 + \frac{Lb_2^4}{r_h b_1^3 \ln(r_2/r_1)} \right]^{-1} \pi \\ & \times \left[\frac{r_2^2 - r_1^2}{2 \ln(r_2/r_1)} - r_h^2 \right] b_2 + \frac{3\pi\mu}{2b_2^3} \left[\frac{(r_2^2 - r_1^2)^2}{\ln(r_2/r_1)} \right. \\ & \left. - (r_2^4 - r_1^4) \right] \frac{db_2}{dt} - A \\ & = m \frac{d^2 b_2}{dt^2} \end{aligned} \quad (21)$$

$$\text{令: } C(b_2) = -\frac{3\pi\mu}{2b_2^3} \left[\frac{(r_2^2 - r_1^2)^2}{\ln(r_2/r_1)} - (r_2^4 - r_1^4) \right]$$

$$\begin{aligned} S(b_2) &= - (p_3 - p_5) \left[b_2 + \frac{Lb_2^4}{r_h b_1^3 \ln(r_2/r_1)} \right]^{-1} \\ &\times \pi \left[\frac{r_2^2 - r_1^2}{2 \ln(r_2/r_1)} - r_h^2 \right] \end{aligned}$$

则式(21)可变为:

$$M \frac{d^2 b_2}{dt^2} + C(b_2) \frac{db_2}{dt} + S(b_2) b_2 = -A \quad (22)$$

式(22)即为平衡盘-转子系统的运动方程。该方程是一个变系数二阶微分方程,它反映了某多级泵平衡盘-转子系统的轴向位移 b_2 对时间 t 的变化关系。

5 结论

(1) 运用连续方程和动量方程对多级泵平衡盘系统的动态过程进行了研究,得到了平衡盘动态平衡力的函数表达式,反映了平衡盘的动态平衡力、轴向速度及其结构参数之间的内在联系;

(2) 根据力的动态平衡建立了平衡盘-转子系统的运动方程,为研究多级泵平衡盘-转子系统的动态性能和轴向振动提供了理论基础;

(3) 平衡盘的研究及设计应结合动力学分

析,这样才能更有效地控制多级泵转子系统的轴向振动。

参考文献

- [1] Rafael Ocampo. Design modification ensures axial position in multistage centrifugal pump rotors [J]. World Pumps, 2007(486): 28-31.
- [2] Marjan Gantar, Dusan Florjancic, Brane Sirok. Hydraulic Axial Thrust in Multistage Pumps—Origins and Solutions [J]. Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(2): 336-341.
- [3] 施卫东, 李启锋, 陆伟刚, 等. 基于 CFD 的离心泵轴向力计算与试验 [J]. 农业机械学报, 2009, 40(1): 66-69.
- [4] 柴立平, 王俊, 江志焜, 等. 反渗透海水淡化高压多级泵的轴向力平衡机构 [J]. 排灌机械, 2009, 27(3): 23-36.
- [5] 赵万勇, 张亮, 王振, 等. 多级泵平衡盘灵敏性优化设计 [J]. 排灌机械, 2008, 26(4): 19-22.
- [6] 赵万勇. 多级泵平衡盘间隙流动的理论分析 [J]. 水泵技术, 2001(1): 21-23, 15.
- [7] 李春, 薛武智. 平衡盘的动态性能研究 [J]. 河南科技大学学报(自然科学版), 2008, 29(4): 5, 48-50.
- [8] 孙大成. 润滑力学讲义 [M]. 北京: 中国友谊出版公司, 1991: 37-39.
- [9] 赵万勇, 赵爽. 离心泵叶片设计经验系数取值范围分析 [J]. 流体机械, 2012, 40(4): 39-42, 52.
- [10] 赵万勇, 白双宝, 马鹏飞. 离心泵转子振动研究现状与展望 [J]. 流体机械, 2011, 29(3): 29, 44-46.
- [11] 高俊峰, 邓杰章, 王文灿, 等. 海底渣油泵 P-17/1 出口弯头爆管失效分析 [J]. 压力容器, 2010, 27(10): 39, 50-53.

作者简介: 赵万勇(1962-), 男, 教授, 硕士生导师, 主要从事流体机械及工程方面的研究, 通讯地址: 730050 甘肃兰州市七里河区兰工坪路 287 号 兰州理工大学。

欢迎订阅 2013 年度《化工机械》杂志

《化工机械》是国内外公开发行的中央级化工机械专业技术刊物,由天华化工机械及自动化研究设计院(原化工部化工机械研究院)与中国化工学会化工机械专业委员会合办。《化工机械》主要报道化工机器、化学工程及设备,化工材料及防腐蚀的科技成果、适用技术、革新经验和科技信息,可供从事科研、设计生产和教学工作参考。《化工机械》创刊于 1974 年,30 余年的风雨历程使本刊成为化工期刊中发行量最大、影响面最广的刊物之一。继已多次荣获国家、部省级奖励后,2004 年入选

中国科技核心期刊(科技部),2005 年获“第三届国家期刊奖百种重点期刊”称号,2008 年又获甘肃省优秀期刊奖。

《化工机械》为双月刊,大 16 开本,逢双月 20 日出版,单价 15.00 元,全年 90.00 元,全国各地邮局均可订阅,邮发代号:54-22。漏订读者可汇款到编辑部补订。

地址:兰州西固合水北路 3 号,邮编:730060,电话:(0931) 7311073,传真:(0931) 7311073, E-mail: hgjx@chemach.com, http://hgjx.chinajournal.net.cn。