

管道式磁力泵轴向力研究

何朝辉, 陈存东

(浙江省机电设计研究院)

王拥军

(广东佛山水泵厂有限公司)

摘要: 阐述了磁力传动泵中轴向力的影响, 结合 200GYC-60 型管道式磁力传动泵的实例, 探讨了管道式磁力传动泵轴向力产生的原因。给出各轴向力的计算公式, 列出各轴向力计算所需的参数值及最终结果, 并通过试验加以验证。最后分析了各轴向力改变的可能性, 提出平衡轴向力的各种方法。

关键词: 磁力泵 轴向力 探讨

文献标识码: A 文章编号: 1005-6254(2000)06-0003-05

1 引言

磁力泵具有完全无泄漏的特点, 特别适用于输送易燃、易爆、腐蚀性、有毒和稀有贵重液体。而管道式磁力泵, 具有磁力泵与管道泵的双重特点, 可以广泛应用于石化、制药、食品和国防等工业领域。目前, 随着永磁材料的发展, 磁力传动已不成问题, 因此, 管道式磁力泵能否被广泛应用, 关键要看泵的可靠性。由于各种轴向力及径向力的存在使泵的运动部件和静止部件产生摩擦, 摩擦过大, 就会导致泵卡死, 即使不会卡死, 部件磨损加剧, 也会导致泵寿命缩短。下面就管道式磁力泵的轴向力作一探讨。

2 管道式磁力泵的结构特点

管道式磁力泵为立式结构, 占地面积少, 利用磁联轴器, 彻底解决了轴端泄漏, 是完全无泄漏泵。具体结构见图 1 所示。

考虑到隔离套的承压能力及磁联轴器的磁传动效率, 隔离套采用不锈钢材料。泵运转时, 金属隔离套处在运动磁场中, 产生涡电流, 引起隔离套发热, 使内外磁钢温度升高, 造成磁传动力矩下降。为带走磁涡流产生的热量, 同时满足导轴承的润滑和冷却, 轴承体和轴上开有液流孔, 利用输送介质本身来润滑和冷却。在叶轮前、后盖板上以及内磁钢体部件的端面上都作用着液体的压力, 由于作用的压力及作用的面积不同, 产生了轴向力。

为了平衡轴向力, 叶轮上设有后密封环, 并开有平衡孔。液体从高压腔通过液流孔, 重新回到叶轮进口, 形成循环, 如图 2 所示。

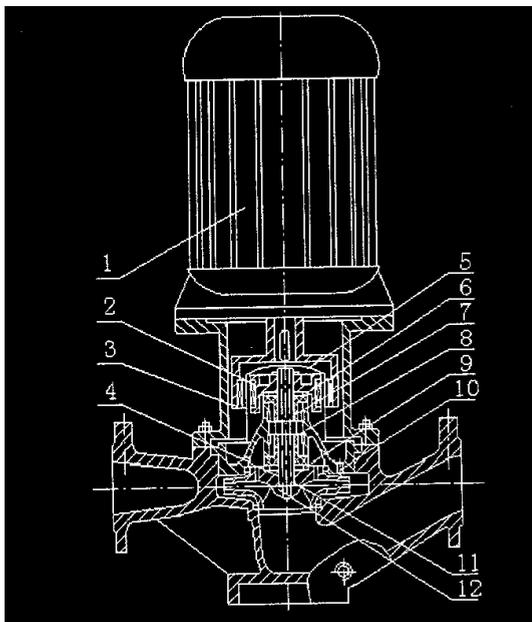


图 1

1. 电机 2. 内磁钢体 3. 外磁钢体 4. 叶轮 5. 隔离套
6. 上承磨板 7. 上导轴承 8. 下导轴承 9. 下承磨板
10. 轴承体 11. 泵轴 12. 叶轮螺母

3 泵的各种轴向力及其计算公式

3.1 重力引起的轴向力 F_1

由于管道式磁力泵是立式结构, 所以叶轮、泵轴和内磁钢体等零件的重力就产生了一个向下的轴向力, 其大小等于这些零件所受的重力之和, 该

轴向力用 F_1 来表示,取向下为正,则:

$$F_1 = mg, \quad \text{N} \quad (1)$$

式中 m ——叶轮、泵轴和内磁钢体等零件的总质量,kg
 g ——重力加速度,取为 9.81 m/s^2

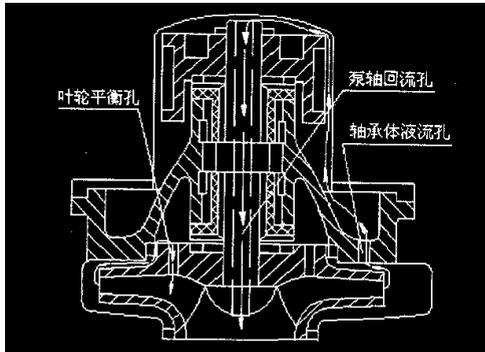


图 2

3.2 盖板力 F_1

由图 2 可知,叶轮前后盖板不对称,前盖板在吸入口部分没有盖板,为了平衡轴向力,叶轮后盖板处设有后密封环,且其尺寸大小与前密封环也不一样。密封环间隙越大,泄漏量就越大,通过间隙的压力降就越小,从而使后密封环处的压力增大,产生的轴向力也就随之增大。因此,密封环间隙越小越好,但最小间隙会受到制造精度的限制。同时后密封环内的盖板上还开有联通叶轮进口的平衡孔,平衡孔的总面积不小于密封环间隙断面面积的 3~4 倍,规定力向下为正,叶轮所受盖板力为^[1]:

$$F_2 = F_B - F_F, \quad \text{N} \quad (2)$$

式中 F_B ——叶轮后盖板所受压力,N
 F_F ——叶轮前盖板所受压力,N

$$\begin{aligned} F_B &= \int_{R_n}^{R_2} 2\pi\rho ghRdR + \pi\rho gp_3(R_n^2 - R_3^2) \\ &= \pi\rho g(R_2^2 - R_n^2) \left[p_2 - \frac{\omega^2}{16g}(R_2^2 - R_n^2) \right] \\ &\quad + \pi\rho gp_3(R_n^2 - R_3^2) \\ F_F &= \int_{R_m}^{R_2} 2\pi\rho ghRdR + \pi\rho gp_1(R_m^2 - R_3^2) \\ &= \pi\rho g(R_2^2 - R_m^2) \left[p_2 - \frac{\omega^2}{16g}(R_2^2 - R_m^2) \right] \\ &\quad + \pi\rho gp_1(R_m^2 - R_3^2) \end{aligned}$$

式中 ρ ——液体密度,kg/m³
 h ——叶轮前后盖板密封环以外任一半径处压力,m

$$h \text{ 万劳数据} \frac{\omega^2}{8g}(R_2^2 - R^2)$$

ω ——角速度

p_1 ——叶轮进口压力,m

p_2 ——叶轮出口压力,m

p_3 ——叶轮后密封环内压力,m

R ——叶轮前后盖板密封环以外任一半径,m

R_2 ——叶轮出口半径,m

R_m ——叶轮前密封环半径,m

R_n ——叶轮后密封环半径,m

R_3 ——泵轴半径,m

则有:

$$\begin{aligned} F_2 &= F_B - F_F = \pi\rho g(R_m^2 - R_n^2) \cdot \\ &\quad \left[H_p - \frac{\omega^2}{8g} \left(R_2^2 - \frac{R_n^2 + R_m^2}{2} \right) \right] + \\ &\quad \pi\rho g(p_3 - p_1)(R_n^2 - R_3^2) \end{aligned} \quad (3)$$

式中 H_p ——叶轮势扬程,m

$$H_p = p_2 - p_1$$

从公式中可知,要计算盖板力 F_2 ,必须知道 p_1 , H_p , p_3 三个参数, p_1 已知,下面求解 H_p 和 p_3 。

(1) 叶轮势扬程 H_p

$$H_p = H_t \left(1 - \frac{gH_t}{2u_2^2} \right) \quad (4)$$

式中 H_t ——理论扬程,m

$$H_t = \frac{H}{\eta_h}$$

η_h ——水力效率

$$\eta_h = 1 + 0.0835 \lg \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$$

u_2 ——出口圆周速度,m/s

H ——泵扬程,m

Q ——泵流量,m³/s

n ——转速,r/min

(2) 叶轮后密封环内压力 p_3

后密封环内压力为后密封环处压力与经后密封环间隙的压力损失之间的差值,即

$$P_3 = P_n - \Delta P_1 \quad (5)$$

式中 p_n ——叶轮后密封环处压力,m

$$p_n = p_2 - \frac{\omega^2}{8g}(R_2^2 - R_n^2)$$

Δp_1 ——流经环状间隙的压降,m

$$\Delta p_1 = \xi_1 \frac{1}{2g} \left(\frac{Q_1}{\pi(2R_n + \delta_1)\delta_1} \right)^2$$

Q_1 ——流经叶轮后密封环流量,m³/s

δ_1 ——叶轮后密封环间隙,m

ξ_1 ——叶轮后密封环阻力系数

$$\xi_1 = 1.5 + \frac{\lambda_1 L_1}{2\delta_1}$$

λ_1 ——叶轮后密封环摩擦系数

$$\lambda_1 = 0.04 \sim 0.06$$

L_1 ——叶轮后密封环长度, m

流经后密封环间隙的液体, 由平衡孔流回叶轮进口, 形成循环。所以, 后密封环内压力为叶轮进口压力与液体流经叶轮平衡孔压力降之和, 即

$$p_3 = p_1 + \Delta p_2 \quad (6)$$

式中 Δp_2 ——液体流经平衡孔的压力降, m

$$\Delta p_2 = \xi_2 \frac{1}{2g} \left[\frac{Q_2}{\frac{1}{4}\pi d_1^2} \right]^2$$

ξ_2 ——平衡孔阻力系数, $\xi_2 = 2$

Q_2 ——流经一个平衡孔的流量, m^3/s

d_1 ——平衡孔直径, m

流经密封环的液体经由叶轮平衡孔流回叶轮进口, 因此有:

$$Q_1 = kQ_2 \quad (7)$$

式中, k ——叶轮平衡孔数量。

由式(4)、(5)、(6)、(7)四个方程, 我们即可求出 H_p 、 p_3 , 将其代入式(3), 就可计算出盖板力 F_2 。

3.3 内磁钢体上下受力不一致引起的轴向力 F_3

叶轮出口的高压液体, 经轴承体上的液流孔, 流入隔离套, 通过内磁钢体与隔离套之间的间隙后, 由泵轴中的回流孔, 流回到叶轮进口, 形成一个循环, 如图2所示。内磁钢体上下部位存在压力差, 且其上下部位的受压面积也不等, 因此就产生了一个轴向力, 取向下为正, 可得:

$$F_3 = \rho g(p_1 + \Delta p_3)S_1 - \rho g(p_1 + \Delta p_3 + \Delta p_4)S_2, \quad \text{N} \quad (8)$$

式中 Δp_3 ——泵轴回流孔的压降, m

Δp_4 ——内磁钢体环状间隙的压降, m

S_1 ——内磁钢体上部受压面积, m^2

S_2 ——内磁钢体下部受压面积, m^2

(1) 泵轴回流孔的压降 Δp_3

液流通过泵轴回流孔的压降与回流流量相关, 流量不同, 压降也不一样。可根据磁涡流损失产生的热量估算冷却液流量。初步设定泵轴回流孔为水力粗糙管, 液流处于紊流状态, 压力降按下式计算:

$$\Delta p_3 = \xi_3 \frac{1}{2g} \left[\frac{Q_3}{\frac{1}{4}\pi d_0^2} \right]^2 \quad (9)$$

式中 ξ_3 ——泵轴回流孔阻力系数

$$\xi_3 = 1.5 + \frac{\lambda_3 L_3}{d_0}$$

λ_3 ——泵轴回流孔摩擦系数^[2]

$$\lambda_3 = \left(2.03 \lg \frac{d_0}{2a} + 1.74 \right)^{-2}$$

Q_3 ——泵轴回流孔流量, m^3/h

d_0 ——泵轴回流孔直径, m

L_3 ——泵轴回流孔长度, m

a ——泵轴回流孔绝对粗糙度, m

(2) 内磁钢体与隔离套环状间隙的压降 Δp_4

$$\Delta p_4 = \xi_4 \frac{1}{2g} \left(\frac{Q_4}{\pi(D_c + \delta_2)\delta_2} \right)^2 \quad (10)$$

式中 ξ_4 ——内磁钢体与隔离套间隙阻力系数

$$\xi_4 = 1.5 + \frac{\lambda_4 L_4}{2\delta_2}$$

λ_4 ——内磁钢体与隔离套间隙摩擦系数

$$\lambda_4 = 0.04 \sim 0.06$$

Q_4 ——流经内磁钢体与隔离套间隙流量, m^3/s

D_c ——内磁钢体外径, m

δ_2 ——内磁钢体与隔离套间隙, m

L_4 ——内磁钢体高度, m

(3) 流经轴承体液流孔的压降 Δp_5

$$\Delta p_5 = \xi_5 \frac{1}{2g} \left[\frac{Q_5}{\frac{1}{4}\pi d_2^2} \right]^2 \quad (11)$$

式中 ξ_5 ——轴承体液流孔阻力系数

$$\xi_5 = 1.5 + \frac{\lambda_5 L_5}{d_2}$$

λ_5 ——轴承体液流孔摩擦系数

$$\lambda_5 = \left(2.03 \lg \frac{d_2}{2a} + 1.74 \right)^{-2}$$

Q_5 ——流经一个轴承体液流孔流量, m^3/h

d_2 ——轴承体液流孔直径, m

L_5 ——长度, m

a ——轴承体液流孔绝对粗糙度, m

(4) 内磁钢体上下部受压面积 S_1, S_2

$$S_1 = \frac{\pi}{4}(D_c^2 - d_0^2)$$

$$S_2 = \frac{\pi}{4}(D_c^2 - D_1^2)$$

式中 D_1 ——上承磨板外径, m

流经轴承体液流孔的液体, 除少部分通过轴承流回到叶轮进口, 大部分经过内磁钢体与隔离套的间隙, 通过泵轴回流孔流回到叶轮进口。相对

泵轴回流孔的流量, 润滑轴承的液流量可以忽略不计。因此有:

$$Q_3 = Q_4 = Q_5 \quad (12)$$

另外,

$$\Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_5 = p_k - p_1 \quad (13)$$

式中 p_k ——轴承体液流孔处压力, m

$$p_k = p_2 - \frac{\omega^2}{8g}(R_2^2 - R_k^2)$$

R_k ——轴承体液流孔分布半径, m

把式(9)、(10)、(11)、(12)代入式(13), 即可求出 Δp_3 和 Δp_4 , 再将 Δp_3 、 Δp_4 及 S_1 、 S_2 代入式(8), 就可计算出 F_3 。

3.4 动反力引起的轴向力 F_4

液体沿轴向进入叶轮, 通过叶轮时, 受到叶轮的作用, 液流沿径向或斜向流出。在受叶轮作用力的同时, 液体也给叶轮一个大小相等方向相反的反作用力, 该力即为动反力, 方向指向叶轮后面, 规定力向下为正, 由动量定理可得:

$$F_4 = -\rho Q_t(v_{m0} - v_{m3}\cos\alpha) \quad , \quad N \quad (14)$$

式中 Q_t ——泵理论流量, m^3/s

$$Q_t = Q + Q_1 + Q_3 + Q_6$$

Q_6 ——经过叶轮前密封环的泄漏量, m^3/s

$$Q_6 = \sqrt{\frac{\Delta p_6 \times 2g}{\xi_6 \left[\pi(2R_m + \delta_3)\delta_3 \right]^2}}$$

Δp_6 ——流经叶轮前密封环压降, m

$$\Delta p_6 = H_p - \frac{\omega^2}{8g}(R_2^2 - R_m^2)$$

ξ_6 ——叶轮前密封环阻力系数

$$\xi_6 = \xi_1$$

δ_3 ——叶轮前密封环间隙, m

$$\delta_3 = \delta_1$$

v_{m0} ——叶轮进口稍前的轴面速度, m/s

$$v_{m0} = \frac{4Q_t}{\pi D_0^2}$$

D_0 ——叶轮进口直径, m

v_{m3} ——叶轮出口稍后的轴面速度, m/s

α ——叶轮出口轴面速度与轴线方向的夹角

3.5 泵轴两端压力不一致引起的轴向力 F_5

泵轴两端受压面积虽然相等, 但两端存在压力差, 叶轮进口一端压力较低, 所以就产生了一个轴向力, 取向向下为正, 则:

$$F_5 = \rho g \Delta p_3 S_3 \quad , \quad N \quad (15)$$

式中 S_3 ——泵轴两端受压面积, m^2

$$S_3 = \frac{\pi(D_s - 4R_3^2)}{4}$$

D_s ——泵轴直径, m

4 轴向力计算与试验验证

200GYC-60 型管道式磁力传动泵的参数为:

设计流量: 260 m^3/h

设计扬程: 58 m

设计转速: 1 475 r/min

实测流量: 266.9 m^3/h

实测扬程: 59.5 m

实测转速: 1 475 r/min

4.1 轴向力计算

为简明起见, 计算过程和结果用列表形式, 见表 1。

表 1 轴向力计算结果

轴向力	计算公式	计算结果	已知条件
1	$F_1 = mg$	$F_1 = 409.7 \text{ N}$	$m = 41.76 \text{ kg}$ $g = 9.81 \text{ m/s}^2$
2	$F_2 = F_B - F_F$ $= \pi \rho g (R_n^2 - R_2^2) \left[H_p - \frac{\omega^2}{8g} \left(R_2^2 - \frac{R_n^2 + R_m^2}{2} \right) \right]$ $+ \pi \rho g (p_3 - p_1) (R_n^2 - R_3^2)$	$H_p = 48.4 \text{ m}$ $p_1 = 4 \text{ m}$ $p_2 = 52.4 \text{ m}$ $p_3 = 6.21 \text{ m}$ $F_2 = -2 451.1 \text{ N}$	$\rho = 1 000 \text{ kg/m}^3$ $L_1 = 0.02 \text{ m}$ $R_2 = 0.221 \text{ m}$ $\delta_1 = 0.3 \times 10^{-3} \text{ m}$ $R_m = 0.093 5 \text{ m}$ $\lambda_1 = 0.04$ $R_n = 0.107 5 \text{ m}$ $\xi_2 = 2$ $R_3 = 0.03 \text{ m}$
3	$F_3 = \rho g (p_1 + \Delta p_3) S_1 - \rho g (p_1 + \Delta p_3 + \Delta p_4) S_2$	$\Delta p_3 = 23.2 \text{ m}$ $\Delta p_4 = 0.09 \text{ m}$ $S_1 = 0.019 3 \text{ m}^2$ $S_2 = 0.012 7 \text{ m}^2$ $F_3 = 1 749.9 \text{ N}$	$d_0 = 0.009 \text{ m}$ $L_5 = 0.135 \text{ m}$ $a = 0.1 \times 10^{-3} \text{ m}$ $d_2 = 0.009 \text{ m}$ $\delta_2 = 0.002 \text{ m}$ $R_k = 0.135 \text{ m}$ $L_3 = 0.365 \text{ m}$ $D_1 = 0.110 \text{ m}$ $L_4 = 0.13 \text{ m}$ $D_c = 0.168 \text{ m}$
4	$F_4 = -\rho Q_t (v_{m0} - v_{m3}\cos\alpha)$	$Q_t = 0.081 \text{ m}^3/s$ $v_{m0} = 4.03 \text{ m/s}$ $F_4 = -326.4 \text{ N}$	$\alpha = 90^\circ$ $D_0 = 0.16 \text{ m}$

轴向力	计算公式	计算结果	已知条件
5	$F_5 = \rho g \Delta p_3 S_3$	$S_3 = 2.764 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ $F_5 = 629.1 \text{ N}$	$R_3 = 0.03 \text{ m}$
6	$F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5$	$F = 11.2 \text{ N}$	

4.2 试验验证

为了验证计算的准确性,试验时,在泵盖上加了两个测压孔,测出隔离套和后密封环内的压力,试验数据如下:

隔离套内压力:0.26 MPa

后密封环内压力:0.07 MPa

计算结果,隔离套内压力为0.267 MPa,后密封环内压力为0.061 MPa,与试验结果基本吻合,计算公式具有一定的精度。

4.3 分析

磁力泵的轴向力大小与泵本身的结构有关,与一般离心泵相比,转轴式磁力泵除了转动部件重力、盖板力和动反力以外,还有内磁钢体上的受力,以及泵轴上的受力。前后密封环尺寸一致时,盖板力 F_2 方向向下,把各个力按矢量画出,如图3所示。

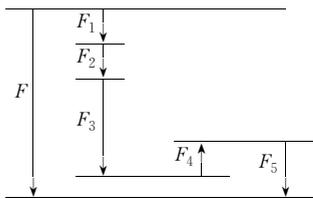


图3

从图中可看出,平衡轴向力 F ,要减小 F_1 、 F_2 、 F_3 、 F_5 或加大 F_4 。转动部件所产生的重力 F_1 大小变化不大,而泵的参数一定,动反力 F_4 也就基本定了,所以要减小轴向力,关键从 F_2 、 F_3 、 F_5 入手。

4.3.1 减小盖板力 F_2

加大叶轮后密封环的直径,可以减小盖板力 F_2 ,后密封环直径加大到一定程度,盖板力还会改变方向,本文用于计算的泵就是如此,当后密封环

直径从 $\varnothing 187 \text{ mm}$ 增大到 $\varnothing 215 \text{ mm}$ 时,各轴向力如图4所示。后密封环直径并不是越大越好,大到一定程度,会引起向上的轴向力。

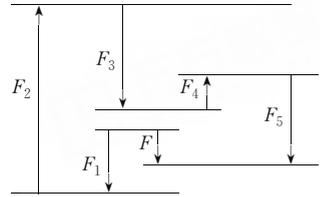


图4

4.3.2 减小内磁钢体受力 F_3 及泵轴受力 F_5

在保证隔离套的冷却液流量的前提下,适当调整轴承体液流孔的尺寸,降低隔离套内的压力,从而可减小作用在内磁钢体上的轴向力 F_3 和作用在泵轴上的轴向力 F_5 。

5 结束语

轴向力的存在,常常会导致轴承失效或轴损坏,如果轴向力过大,还会使泵卡死,不能正常运转,所以,解决轴向力问题就非常重要。本文探讨了管道式磁力泵各种轴向力产生的原因,并提出了解决方法,可供同类泵设计时参考。

参考文献

- 1 关醒凡. 现代泵设计手册. 北京: 宇航出版社, 1998: 497~526
- 2 刘天宝, 程兆雪. 流体力学与叶栅理论. 北京: 机械工业出版社, 1990: 85~96

其他作者简介:

陈存东: 男, 高级工程师, 浙江省机电设计研究院;

王拥军: 男, 助理工程师, 广东佛山水泵厂有限公司(广东省佛山市, 528000)。

Research on the Axial Force of the In-Line Magnetism Pump

HE Zhao-hui, CHEN Cun-dong, WANG Yong-jun

Abstract: This paper introduces the effects of the axial force of magnetism pump. With the type 200GYC-60 in-line magnetism pump as an example, the causes for the axial force are analyzed. The formula to calculate various axial forces are listed and calculation results are given, which are the verified by test data. In the end, the paper also discusses various approaches to change the axial force.

Key words: Magnetism pump, Axial force, Study