

稳流式变量叶片泵结构参数的分析与研究

林信彰 杨春泉

(福州大学机械工程系, 福州, 350002)

摘要 对稳流式变量叶片泵的静、动态特性及其调节内力进行分析与研究, 提出合理确定泵的结构参数的方法. 并通过对泵的静、动态特性实验研究, 验证了结构设计与参数确定的正确性. 在论述中分析了弹簧刚度和阻尼孔流量系数等结构参数对泵特性的影响.

关键词 稳流式变量叶片泵; 动态特性; 静态特性; 调节内力分析; 结构参数

随着机械工业的发展, 液压传动的应用越来越广泛. 而液压泵对整个传动系统性能、效率、发热及噪声起着关键的作用. 由于稳流式变量叶片泵的流量和压力都能根据系统的需要而变化, 用它作为系统的动力源, 具有系统效率高、发热量小、调速范围大、机械特性好等优点, 是目前中、低压传动系统中较为理想的动力源, 可广泛应用于平面磨床、组合机床以及对机械特性要求特别高的液压系统中.

1 泵的工作原理及其结构

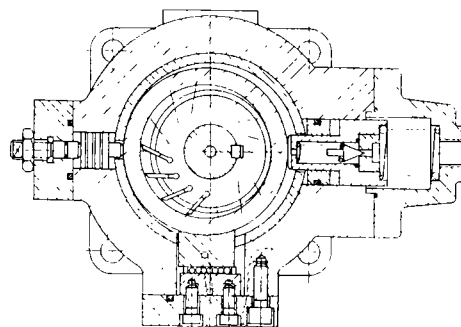


图1 结构图

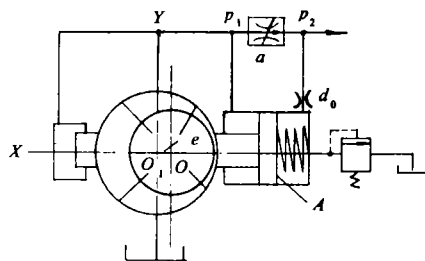


图2 原理图

图1为所设计、研制的稳流式变量叶片泵的结构, 其工作原理如图2所示. 节流阀前后的压差($\Delta p = p_1 - p_2$)作用在变量活塞上, 并与弹簧力相平衡. 当负载变化时, 通过节流阀的流量发生改变, 压差 Δp 也随之改变, 从而改变泵的偏心, 补偿流量的变化, 使泵的输出流量稳定. 另外通过调节节流阀的通流面积可改变节流阀的压差 Δp , 从而改变泵的偏心来达到调节泵流量的目的.

2 泵的静态特性分析

本文收到日期: 1994-05-16

林信彰, 男, 1935年出生, 副教授

2.1 定子环的力平衡方程

泵的静态数学模型:

$$(p_1 - p_2)A = F_x \pm F_f + F_s \quad (1)$$

F_x 为泵的调节内力^[1], $F_x = K_G p$; $K_G = BD \cos(\psi / 2) \sin \theta_{\text{mcan}}$, K_G 称为调节内力系数 (m^2); B 为定子环宽度 (m); D 为定子环直径 (m); ψ 为配油盘压油窗口的幅角; θ_{mcan} 为平均调节内力 Y 轴之夹角, 逆时针方向为正, 顺时针方向为负. F_f 为定子移动摩擦力 (N). $F_s = K_s(e_{\text{max}} - e) + F_0$, 式中: K_s 为弹簧刚度 (N/m); e 为泵的偏心量 (m); F_0 为泵的最大偏心时弹簧预紧力 (N). p_1 、 p_2 为节流阀前后压力 (Pa). A 为控制活塞的面积 (m^2).

2.2 节流阀的流量方程

节流阀的流量为:

$$Q = C_q a \sqrt{p_1 - p_2} \quad (2)$$

式中: C_q 为节流阀的流量系数 ($\text{m}^2 / \text{s} \cdot \text{N}^{1/2}$); a 为节流阀的开口面积 (m^2)

2.3 泵的输出流量

泵的输出流量为:

$$Q = K_q en - K_L p_1 \quad (3)$$

式中: K_q 为单位偏心量的排量 (m^3 / r); K_L 为泵的泄漏系数 ($\text{m}^3 / \text{s} \cdot \text{Pa}$); n 为泵的转速 (r/s).

2.4 流量-压力方程

由方程(1)、(2)、(3)式可得:

$$p_2 = \frac{1}{C_q^2 a^2} \left(\frac{A}{K_G - K_s K_L / (K_q n)} - 1 \right) Q^2 + \frac{K_s}{K_q n [K_G - K_s K_L / (K_q n)]} Q - \frac{F_0 \pm F_f + K_s e_{\text{max}}}{K_G - K_s K_L / (K_q n)} \quad (4)$$

2.5 讨论

由(4)式可以看出流量-压力曲线实际上是一条抛物线.

1) 当 $A > K_G - K_s K_L / (K_q n) > 0$ 时, 如图 3(a) 所示, 曲线开口向右, 流量随压力增大而增加, 这样不仅可以补偿泵本身的泄漏, 而且可以补偿整个系统的泄漏, 但要注意 K_G 过大会造成流量误差增大, 以 K_Q 来表示泵的刚度, 对 (4) 式进行微分得:

$$K_Q = \frac{dp_2}{dQ} = \frac{2}{C_q^2 a^2} \left[\frac{A}{K_G - K_s K_L / (K_q n)} - 1 \right] Q + \frac{K_s}{K_q n [K_G - K_s K_L / (K_q n)]} \quad (5)$$

显然, 为了提高泵的流量刚度, 必须使控制活塞面积 A 尽可能大些, 而要求 K_G

$-K_s K_L / (K_q n)$ 尽可能小。

2) 当 $K_G = K_s K_L / (K_q n)$ 时, 由 (4) 式得:

$$A Q^2 / C_q^2 a^2 + K_s Q / (K_q n) - (F_0 \pm F_f + K_s e_{\max}) = 0 \quad (6)$$

此时 Q 与 p 无关, 其曲线如图 3(b).

3) 当 $K_G - K_s K_L / (K_q n) < 0$ 时, 曲线如图 3(c), 其流量随压力的增加而减小, 这种情况在设计时应避免。

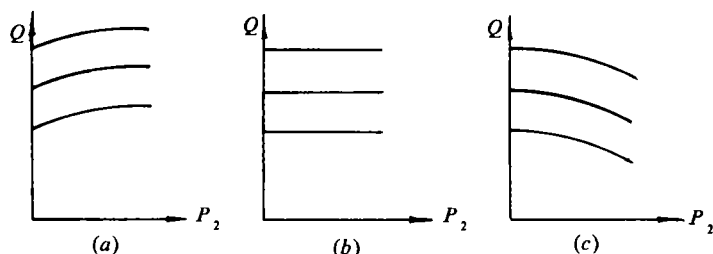


图 3 流量-压力曲线图

3 泵的动态特性分析

3.1 泵的输出流量连续性方程

泵的动态数学模型:

$$K_q e n + A \frac{de}{dt} = Q + K_{L1} p_1 + \frac{V_1}{\beta} \frac{dp_1}{dt} \quad (7)$$

式中: Q 为通过节流阀的流量 (m^3/s); K_{L1} 为泵腔的泄漏系数 ($m^3/s \cdot Pa$); V_1 为泵出口至节流阀间的油液体积 (m^3); β 为油液的体积弹性模量 (N/m^2).

3.2 通过节流阀的流量方程

$$C_q a \sqrt{p_1 - p_2} = Q_L + K_{L2} p_2 + \frac{V_2}{\beta} \frac{dp_2}{dt} + R_d (p_2 - p_1) \quad (8)$$

式中: V_2 为节流阀至负载间的油液体积 (m^3); R_d 为阻尼孔的流量系数 ($m^3/s \cdot Pa$); K_{L2} 为节流阀至负载的泄漏系数 ($m^3/s \cdot Pa$).

3.3 通过阻尼孔的流量连续性方程

$$R_d (p_2 - p_0) = A \frac{de}{dt} \quad (9)$$

上式为流量连续性方程, 式中: p_0 为阻尼孔腔的压力 (Pa).

3.4 控制活塞的力平衡方程

$$A p_0 + F_0 + K_s(e_{\max} - e) - A p_1 = M \frac{d^2 e}{dt^2} + B \frac{de}{dt} \quad (10)$$

上式为力平衡方程, 式中: M 为定子及控制活塞加上三分之一弹簧质量 (kg); B 为定子和活塞运动的粘性阻尼系数 ($N \cdot s / m$).

由动态方程 (7)~(10) 式进行拉氏变换后可画出其动态方块图如图 4.

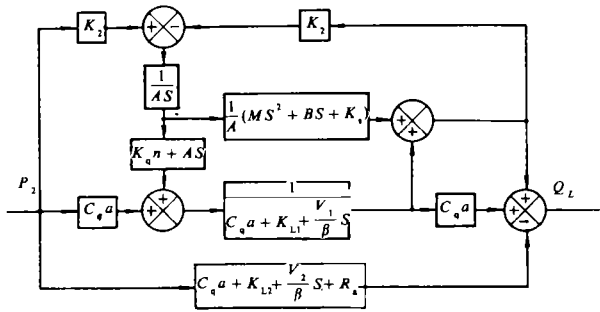


图 4 动态特性方块图

由方块图可导出一个 4 阶的系统传递函数:

$$\Phi(S) = \frac{Q_L(S)}{P_2(S)} = \frac{a_5 S^5 + a_4 S^4 + a_3 S^3 + a_2 S^2 + a_1 S^1 + a_0}{b_4 S^4 + b_3 S^3 + b_2 S^2 + b_1 S^1 + b_0} \quad (11)$$

根据劳斯判据^[2, 3], 由上式可导出系统稳定性条件:

$$\begin{cases} b_4 > 0; b_3 > 0; b_2 > 0; b_1 > 0; b_0 > 0 \\ b_1 b_2 - b_0 b_3 > 0; b_1 b_2 b_3 - b_0 b_3^2 - b_1^2 b_4 > 0 \end{cases}$$

将上述各式子进行计算机编程, 对阻尼孔直径 d_0 及阻尼孔长度 L_0 , 以及对弹簧刚度 K_s 等参数进行选择, 结果发现: 弹簧刚度对稳定性影响不明显, 而阻尼孔对其影响却非常显著. 如对 YBQ-25 型泵的稳定性条件进行编程, 阻尼孔长度 L_0 以 1 mm 为起点, 步长为 0.1 mm; 而阻尼孔直径 d_0 以 0.8 mm 为起点, 步长为 0.1 mm, 输入程序计算发现: 当细长孔的长度 L_0 为 1 mm, 直径 d_0 大于 2.1 mm 时就可能使泵处于不稳定状态.

4 配油盘的设计

由前面静态特性分析知道: 泵的调节内力系数 K_G 对其特性影响很大, 而泵的调节内力系数主要由配油盘的压油窗口决定的, 在该泵的研究过程中, 如对 YBQ-25 型先是使用 YBP-25 限压式变量泵的配油盘作为稳流式泵的配油盘, 并测试其静态特性曲线, 如图 5 所示. 由图 5 看

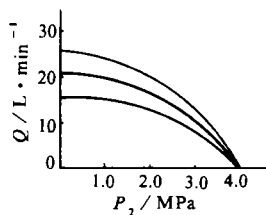


图 5 静态特性曲线

出, 压力 p_2 达 4.0 MPa 时泵的输出流量就为 0, 这说明稳流式变量叶片泵的调节内力在压力达 4.0 MPa 时起主导作用, 迫使定子环中心向转子中心靠近, 使泵的输出流量为 0, 然后对

其调节内力计算发现其调节内力系数为负值, 且内力角为 -2.39° , 同时求得调节内力系数:

$$K_G = \frac{F_{x \text{ mean}}}{p} = \frac{(\bar{F}_x)_{\text{mean}} p B D}{p} = (\bar{F}_x)_{\text{mean}} B D = -8 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

式中: $(\bar{F}_x)_{\text{mean}}$ 为无量纲的平均调节内力. 因 $K_s K_L / (K_q n) \approx 0$, 则 $K_G - K_s K_L / (K_q n) < 0$, 因此其曲线如图 2(c) 所示, 流量随压力的增加而下降得很显著. 这与实验测试获得结果是一致的. 从这里可以看出稳式变量叶片泵的配油盘设计是非常重要的, 若设计得不好, 存在着一个很大的反馈调节内力影响泵的静态特性, 甚至无法正常工作. 所以设计配油盘时应考虑以下几点:

1) 应使其调节内力稍大于 0, 这样才能使其静态特性达到满意的结果.

2) 应使转子外表面、定子内表面、两相邻叶片及配油盘两侧之间形成的密封容积内的油块, 在与压油腔相通之前获得一定的预压缩, 避免该油块与压油腔相通的瞬间会导致高压油突然向此容积内倒灌, 引起液压冲击, 加剧压力和流量脉动; 而在该密封油块从压油腔至吸油腔的过渡区内使其产生预膨胀, 以免高压油块与吸油腔沟通瞬间产生突然膨胀, 产生很大噪声, 并使泵产生附加的调节内力.

根据上述设计原则设计的配油盘如图 6, 但此配油盘所设计的窗口不能满足预膨胀要求. 即当闭死容积从压油区进入吸油区之前得不到预膨胀, 为了解决此矛盾, 可在吸油槽左端处开一斜三角油沟, 这样就可以使其油压逐渐降低, 使泵满足调节内力稍大于 0, 流量脉动小, 噪声低的要求. 由实验证实: 该配油盘设计是合理的. 使用该配油盘后, 泵的最大压力得到提高, 静态特性较为理想, 如图 7 所示.

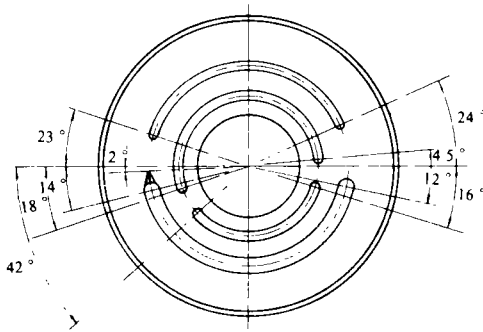


图 6 配油盘

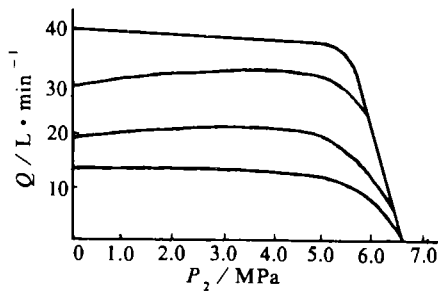


图 7 静态特性曲线

5 泵的试验

5.1 泵的静态特性测试

利用泵特性试验台对泵进行静态特性测试, 得出其静态特性曲线如图 7 所示.

5.2 泵的动态特性试验

泵的动态特性试验主要是测试其动态阶跃响应特性, 试验方法是模拟快进转 2 进(即低载大流量转高载小流量), 其动态响应过程通过压力传感器、动态应变仪输入光线示波器, 由光线示波器拍下其响应过程, 图 8、图 9 为 2 组 YBQ-25 型泵的动态响应过程.

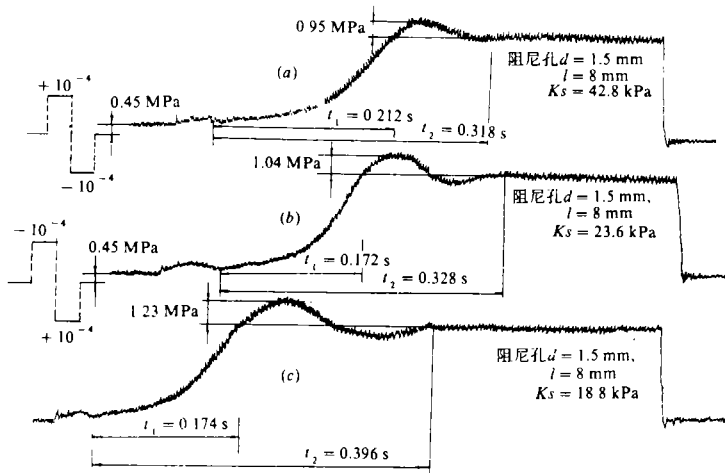


图 8 动态响应

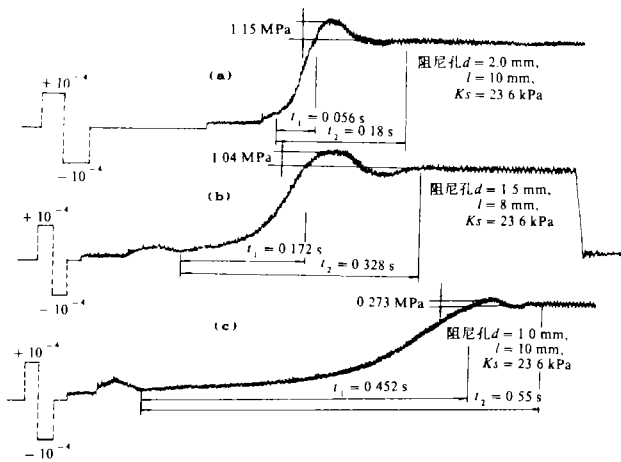


图 9 动态响应

由上述两组曲线可以看出:

1) 当阻尼孔的流量系数 $R_d = d_0^4 / 128\mu L_0$ 不变时, 若改变弹簧刚度, 则弹簧刚度越小, 其压力超调量越小, 而过渡时间 t_2 却越长. 但当 K_s 从 $2.36 \times 10^4 \text{ N/m}$ 变到 $4.28 \times 10^4 \text{ N/m}$ 时, 其过渡时间变化甚微, 而从 $2.36 \times 10^4 \text{ N/m}$ 变到 $1.88 \times 10^4 \text{ N/m}$ 时, 过渡时间变化较多, 但考虑到该泵节能、发热小的特点, 结合动态响应, 该泵的调节弹簧刚度可取 $K_s = 2.36 \times 10^4 \text{ N/m}$ 为宜.

2) 当弹簧刚度不变时, 且以 $K_s = 2.36 \times 10^4 \text{ N/m}$ 的弹簧作为调节弹簧, 然后改变阻尼孔的尺寸, 从图 9 可看出: 阻尼孔越小, 过渡时间越长, 而压力超调量变化不大,

当过渡时间变化较大. 希望在稳定的情况下, 过渡时间越短越好. 但阻尼孔过大, 静态特性受影响, 压力超过额定压力后下降部分斜率太小了, 故考虑到静态特性, 可采用阻尼孔直径 $d_0 = 1.5 \text{ mm}$, 长度 $L_0 = 8 \text{ mm}$ 的阻尼孔, 流量系数为 $7.8 \times 10^{-10} \text{ m}^3 / \text{s} \cdot \text{Pa}$.

6 结论

1) 由于稳流式变量叶片泵的调节内力对其影响很大, 因此在设计结构及结构参数的选择时, 应尽可能地使其调节内力系数稍大于 0.

2) 应提高变量机构零件的制造精度和光洁度, 这样可以减小其液压卡紧力及摩擦力, 减少泵的内泄漏和外泄漏, 使泵的性能得以提高.

3) 综合考虑调节弹簧对稳流式变量泵动、静态的影响, 考虑其节能的特点, 调节弹簧刚度不能太硬.

4) 要综合考虑阻尼孔对泵的静、动态影响, 特别是动态影响, 因为阻尼孔影响动态过程过渡时间很显著.

参考文献

- 1 滕金岭, 林德焕, 江晓淮. 稳流式变量叶片泵的特性测试与分析. 合肥工业大学学报, 1985(2): 99~109
- 2 杨叔子, 杨克冲. 机械工程控制基础. 武汉: 华中工学院出版社, 1988
- 3 Herbert E, Merritt. Hydraulic control systems. New York: John Wiley, 1967

The Analysis and Research of Structure Parameter of Steady Flow Variable Vane Pump

Lin Xingzhang Yang Chunquan

(Department of Mechanical Engineering, Fuzhou University, Fuzhou, 350002)

Abstract In this paper, we describe the static and dynamic characteristics of steady flow variable vane pump, and compute the average regulative inner force on this pump, then put forward how to determine the structure parameters rationally. In addition, by experimental studies on this pump, we prove that the structure design and parameter selection are correct. Finally we describe how the parameters of spring stiffness and discharge coefficient of orifice affect the performance of the pump.

Keywords steady flow variable vane pump; static characteristic; dynamic characteristic; regulative inner force; structure parameter