

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.01.039

改进定子曲线对高压子母叶片泵特性的影响^{*}

李少年 魏列江 冀宏 王峥嵘 那焱青

(兰州理工大学能源与动力工程学院, 兰州 730050)

【摘要】 为了改善高压子母叶片泵特性,使用极径沿转角线性变化的等速曲线代替早期双作用高压子母叶片泵定子曲线的大圆弧段,从叶片泵工作油腔油液预升压、泵的流量和叶片受力等方面展开研究。结果发现,当等速曲线的起点与终点极径差值为0.1 mm时,泵的工作油腔油液预升压力在转子从过渡区线起始点转过2°后,压力变化幅度变小;对泵的流量特性影响很小,仅减小 $10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$;叶片受到的径向接触反力减小160 N,可以有效减小叶片的磨损、降低泵的噪声。

关键词: 叶片泵 定子曲线 预升压 流量 接触反力

中图分类号: TH137.51 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)01-0219-05

Effect of Improved Stator Curve on Characteristic of High-pressure Intra-vane Type Pump

Li Shaonian Wei Liejiang Ji Hong Wang Zhengrong Na Yanqing

(School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract

Big radius arc of stator curve in intra-vane type pump was replaced by an equal velocity curve whose radius was changed according to rotation angle. And advance rising pressure of oil in working room, contract force of vane and flow characteristic of pump were studied for intra-vane type pump. It is found that the amplitude of advance rising pressure of oil in working room was decreased after the rotor rotated 2° from the beginning of transition curve of vane pump when the big radius arc of vane pump stator curve was replaced by equal velocity curve. When the value of variable radius between the beginning and end of equal velocity curve was 0.1 mm, the contract force of vane could be decreased by 160 N and the rate of flow decreased by only $10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$. So the improved stator curve has little influence on flow characteristic, and the condition of dynamics characteristic of vane can be improved, with which the abrasion of vane and noise of pump can be reduced.

Key words Vane pump, Stator curve, Advance rising pressure, Flow, Contract force

引言

叶片泵定子曲线的形状及参数对其性能有重要的影响。早期双作用叶片泵的定子曲线通常都是由4段圆弧(2段大圆弧、2段小圆弧)和4段过渡曲线组成,工作腔容积的主要计算参数有相邻叶片夹角、定子曲线参数及形状、转子半径和叶片宽度,所以叶

片泵排量计算的影响因素也即上述参数^[1-3]。

国内外对于过渡曲线研究较多,主要基于克服软冲和硬冲的目的,从叶片运动的速度及加速度着手研究过渡曲线^[4-5],而对于定子曲线圆弧段的研究还没有,圆弧段主要作用是形成密闭工作腔,该区域叶片顶部和底部受力相等。但是当油液工作压力大于17.5 MPa以后,油液的可压缩性影响加大,它

收稿日期:2011-02-11 修回日期:2011-04-28

* 国家自然科学基金资助项目(51075194)、甘肃省高校科研专项基金资助项目(1006ZTC100)、甘肃省教育厅研究生导师基金资助项目(0903-05)、兰州理工大学博士基金资助项目(0906ZXC1231)和甘肃省自然科学基金资助项目(1112RJZA008)

作者简介:李少年,讲师,主要从事流体传动与流体测控技术研究,E-mail:lsn19@163.com

对叶片泵性能的影响就会显示出来,因此,对定子曲线圆弧段的研究具有重要意义。

本文将定子曲线的圆弧段以极径沿转角线性变化的等速曲线进行替换,称之为改进定子曲线,使用35VQ型高压子母叶片泵作为研究对象,其转速 $n = 1800 \text{ r/min}$,最大工作压力 $p_s = 21 \text{ MPa}$,从改进定子曲线对叶片泵工作腔油液预升压、泵的流量和叶片受力的影响展开研究。由于叶片泵瞬时流量脉动频率在 400 Hz 左右,流量计难以准确测出流量脉动,而且叶片被封闭在壳体中,目前还没有测量叶片受到的接触反力的具体措施和设备,因此使用计算机仿真的方法展开研究。

1 改进定子曲线的形状及特点

图1为高压子母叶片泵配流盘、叶片组和转子结构图,在母叶片中间有一个由子叶片与母叶片围成的卵形压力油室,为子母叶片中间油腔,叶片泵工作时,该油腔作用排油腔油液的压力,而母叶片顶部和根部油液压力则随转子位置的不同而不同^[4,6]。

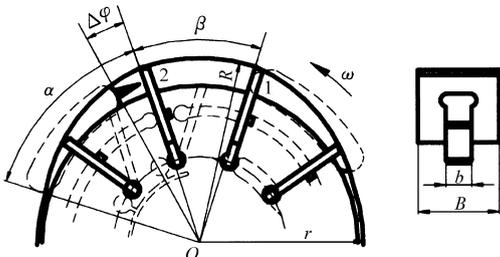


图1 高压子母叶片泵结构示意图

Fig.1 Structural figure of high-pressure intra-vane type pump

由于叶片泵排油区是其主要的工作区域,下面对排油区与大圆弧段定子曲线进行研究,结合叶片泵的工作原理,将大圆弧起始点处定义为转子转角的起始点,将叶片泵定子曲线的大圆弧改为随转角增大极径变小的等速曲线,排油区定子曲线形状如图2所示。

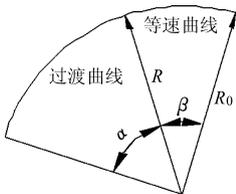


图2 改进的叶片泵定子曲线结构示意图

Fig.2 Structural figure of improved stator curve of high-pressure intra-vane type pump

设等速曲线方程为

$$\rho_1 = R_0 - \frac{k}{\beta} \varphi$$

其中

$$k = R_0 - R$$

叶片径向运动速度计算公式为

$$v = \frac{d\rho_1}{dt} = \frac{d\rho_1}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{d\rho_1}{d\varphi} = -\frac{k}{\beta} \omega \quad (1)$$

式中 φ ——转子转角 ω ——转子角速度

R_0 ——等速曲线起始点极径

R ——排油区过渡曲线起始点极径

β ——等速曲线包角

将大圆弧段改为等速曲线以后,原来叶片在该区域运动时径向速度为零,现在将以一个常数速度沿径向向内滑动, k 的值分别取为 $0, 0.05, 0.10, 0.15, 0.20 \text{ mm}$,由式(1)得到一系列叶片的径向速度变化曲线,具体如图3所示。叶片在运动到过渡曲线起始点后不再是从零速度开始运动,而是以等速曲线上已有的速度开始运动,这里取过渡曲线为等加速等减速曲线,叶片向内运动速度为负。

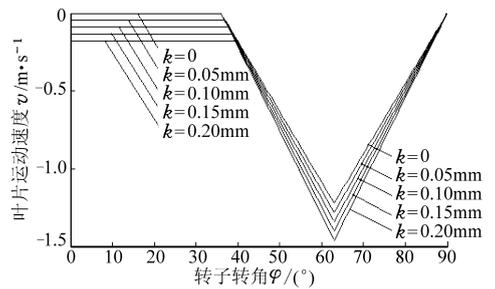


图3 改进定子曲线上叶片运动速度曲线

Fig.3 Velocity curves of vane of improved stator curve

2 改进定子曲线对工作腔油液预升压的影响

35VQ型叶片泵叶片采用子母叶片复合结构,为了减小闭死容积从大圆弧区向排油腰槽过渡时产生的油压冲击,在排油区设置预升压区,具体方法为在排油腰槽前端开一个减振槽,在配流盘上开设环形油槽,分别与叶片中间腔和底腔接通。

此时,在考虑流体可压缩性的情况下,工作腔脱离等速曲线区后,先通过阻尼槽与排油腰槽相通,实现工作腔的预升压过程,在机械与几何压缩的作用下,使闭死容积油液压力升到或接近排油区油液压力,这样可以很好地减小油压冲击的作用。闭死区的工作腔油液压力 p 变化情况为^[7]

$$\frac{dp}{dt} = -E \frac{\frac{dV_1}{dt} + \frac{dV_2}{dt}}{V}$$

又因为

$$\frac{dp}{dt} = \frac{dp}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{dp}{d\varphi}$$

所以

$$\frac{dp}{d\varphi} = -\frac{E}{\omega} \frac{\frac{dV_1}{dt} + \frac{dV_2}{dt}}{V} \quad (2)$$

$$\text{其中 } V = \left[\frac{R^2 + R_0^2 - 2r_p^2}{4} \beta - s(R_0 - r_p) \right] B + V_0$$

$$dV_1 = -\frac{B}{2}(R^2 - \rho_2^2 + R_0^2 - \rho_1^2)d\varphi - sbd\rho_2$$

$$\frac{dV_2}{dt} = -C_q(A_2 + A_3)\sqrt{2(p_s - p)/\rho_m}$$

式中 $\frac{dV_1}{dt}$ ——机械压缩时工作腔油液体积变化率

B 、 b ——母、子叶片的宽度

s ——叶片厚度 r_p ——转子半径

$\rho_2(\varphi)$ ——定子过渡曲线

$\frac{dV_2}{dt}$ ——通过三角槽阻尼和叶片底部油孔引

油的油液体积变化率

A_2 ——三角槽过流面积

A_3 ——叶片底腔转子槽圆孔与配流盘上圆孔油腔的通流面积之和

C_q ——阻尼流量系数 ρ_m ——油液密度

p_s ——泵的排油压力

V ——工作腔刚进入预升压闭死区时的油液初始体积

V_0 ——转子中所有与单工作腔连通的容腔中储油体积

E ——油液体积弹性模量

联立以上各式,由式(2)计算可以得到工作腔在预升压区油液压力的变化曲线,即工作腔油液预升压曲线。取一系列 k 值代入计算,可以得到随着 k 不同取值的一系列油液预升压变化曲线,此处将通过曲线起始点定义为 0° ,具体如图4所示。

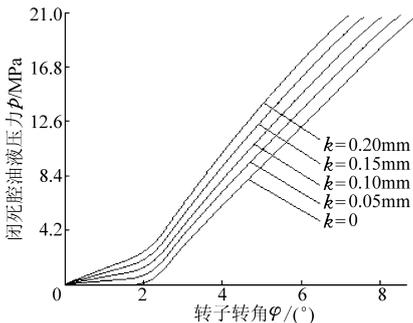


图4 工作腔油液预升压变化曲线

Fig. 4 Curves of pressure of oil in chamber in advance rising pressure area

可以看到,在 $k=0$ 时,闭死油腔油液压力在转角达到 2° 后上升较明显,而 $k=0.20$ mm 时,在 $0^\circ \sim 2^\circ$ 范围内时,油液压力已经有一定的升高,转角经过 2° 以后压力变化幅度相对 $k=0$ 时的要小。而且由于工作腔前一叶片进入过渡曲线区,后一叶片在等速曲线上,二者同时使工作腔油液体积压缩,所以油液压力升到排油压力时间变短,闭死角减小,这可以

从结构上加以改进,使得工作腔油液压力升高到排油压力后,迅速与排油腔接通,实现排油。

3 改进定子曲线对泵流量的影响

3.1 子母叶片泵理论瞬时流量的计算

忽略闭死压缩过程损失的理论瞬时流量,用排油腔几何容积变化率来代替泵的理论瞬时流量^[8],对于双作用定量子母叶片泵,使用等速曲线代替大圆弧段后,其计算式近似为

$$q'_V = B(\rho_1^2 - r^2)\omega - 2bs \sum_{i=1}^n v_i \quad (3)$$

式中 r ——定子过渡曲线终点处极径

$\sum_{i=1}^n v_i$ ——吸油区叶片径向运动速度之和

根据式(3)可以计算出使用改进定子曲线子母叶片泵的理论瞬时流量。

3.2 机械闭死压缩损失的泵理论瞬时流量

对于图1中叶片1、2形成的单工作腔,当叶片2进入过渡曲线后,叶片1在等速曲线上运动,他们同时使工作腔发生机械闭死压缩,在预升压闭死角 $\Delta\varphi$ 内,该工作腔因为体积缩小油液压缩而使压力升高。每个单工作腔在预升压闭死角 $\Delta\varphi$ 内机械闭死压缩损失的瞬时流量为

$$q_{V1} = -\frac{B}{2}(R^2 - \rho_2^2 + R_0^2 - \rho_1^2)\omega - sb \frac{d\rho_2}{dt} \quad (4)$$

3.3 阻尼回流损失的泵理论瞬时流量

当每个单工作腔处于预升压闭死区时,将通过排油腰槽端部的变过流断面阻尼三角槽和叶片底腔的恒过流断面阻尼槽向单工作腔引进高压油,使工作腔中原有的油液体积缩小、压力升高,实现预升压,当 $0 \leq \varphi \leq \Delta\varphi$ 时,通过两阻尼槽引油瞬时流量为

$$q_{V2} = -C_q(A_2 + A_3)\sqrt{\frac{2}{\rho_m}(p_s - p)} \quad (5)$$

将单工作腔中油液预升压力 $p(\varphi)$ 的数值代入式(5),可计算出通过预升压阻尼从排油腔引入单工作腔油液瞬时流量 $q_{V2}(\varphi)$ 。

3.4 考虑油液体积压缩损失的泵理论瞬时流量

q_{V1} 和 q_{V2} 都是泵损失的理论瞬时流量,和式(3)叠加便是在考虑了油液体积压缩损失时双作用高压子母叶片泵的理论瞬时流量,修正后的表达式为

$$q_V = \begin{cases} q'_V + 2q_{V1} + 2q_{V2} & (0 \leq \varphi \leq \Delta\varphi) \\ q'_V & (\Delta\varphi < \varphi \leq 2\pi/Z) \end{cases} \quad (6)$$

式中 Z ——叶片个数, $Z=10$

根据式(6)对改进定子曲线子母叶片泵进行流量计算,可得随着 k 不同取值的理论瞬时流量 q_V 波形图,如图5所示。

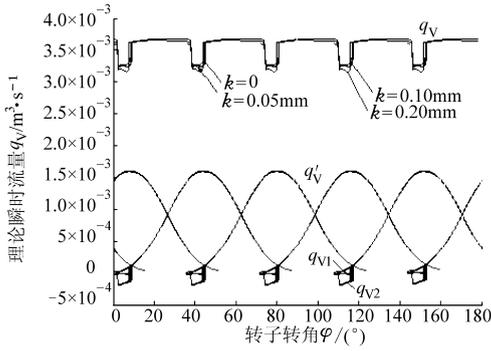


图5 泵流量特性曲线

Fig.5 Curves of theoretical instantaneously discharges flow for vane pump

从图5可以看出,随着k取值的不同,该泵理论瞬时流量会发生一定的变化,流量脉动稍有增大,但是影响很小,例如当k从零增加到0.2 mm时,泵的流量仅减少约 $10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ 。

4 改进定子曲线对叶片受力的影响

在闭死区工作腔油液压力的变化与转角的关系是非线性关系,其受力求解也变得比较复杂,图6为叶片在排油区受力示意图,对其列出力与力矩平衡方程^[9-11]

$$\begin{cases} N_3 \cos\gamma - N_3 f \sin\gamma + F_s \sin\theta_0 - (N_1 + N_2) f + \\ F_g - F_c - F_d - F_z = 0 \\ N_2 - N_1 - N_3 \sin\gamma - N_3 f \cos\gamma + F_s \cos\theta_0 + \\ F_h - F_q - F_k = 0 \\ N_1 l_1 + F_q l_q + F_k l_k - N_2 l_2 - F_h l_h + N_2 f s - F_s l_s + \\ (F_c + F_d + F_z - F_g) \frac{s}{2} = 0 \end{cases} \quad (7)$$

式中 F_q ——叶片前侧受到的液压作用力
 F_h ——叶片后侧受到的液压作用力
 F_s ——叶片顶部受到的液压作用力
 F_z ——叶片中间受到的液压作用力
 F_d ——叶片底部受到的液压作用力
 F_c ——叶片受到的离心力
 F_g ——叶片受到的运动惯性力
 F_k ——叶片受到的哥氏惯性力
 l_1 ——接触反力 N_1 的力臂
 l_2 ——接触反力 N_2 的力臂
 l_s ——液压作用力 F_s 的力臂
 l_h ——液压作用力 F_h 的力臂
 l_q ——液压作用力 F_q 的力臂
 l_k ——力 F_k 的力臂
 θ_0 ——叶片顶部后倾角
 f ——摩擦因数

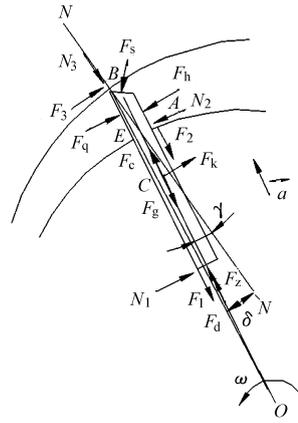


图6 排油区叶片受力示意图

Fig.6 Forces of vane in outlet area of high-pressure intra-vane type pump

由式(7)可以得到,在排油区叶片与定子之间内法向接触反力 N_3 的计算公式,表达式省略。

取一系列k的值代入 N_3 计算式,可以得到在转子转动过程中,在一个作用中,排油区叶片与定子之间法向接触反力 N_3 随转子转角的变化曲线,如图7所示。

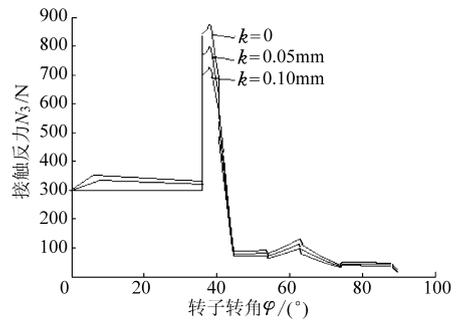


图7 叶片接触反力变化曲线

Fig.7 Variation curves of reaction force between vane and stator

从图7可以看出,考虑油液可压缩性以后,高压子母叶片泵受力与低压叶片泵有很大不同,在排油区过渡曲线起始点处,该力有一个跃变,主要是由叶片的突然运动、摩擦力等因素引起的。

采用等速曲线代替定子曲线圆弧段,随着k值增加,其受力最大值将减小,受力特性变好。当k从零变为0.10 mm时,该接触反力可以减小近160 N,这样可以减小叶片磨损、降低泵的噪声,延长泵的使用寿命。

5 结论

(1) 使用改进定子曲线,工作腔油液预升压力在转角从过渡曲线起始点转过 2° 以后,压力变化幅度变小,预升压效果变好,可以减小油压冲击引起的噪声和振动。

(2) 改进定子曲线k值从零增加到0.2 mm时,

泵的流量仅减少约 $10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, 流量脉动稍微增大, 但影响很小。

叶片受到的接触反力可以减小 160 N, 该接触反力的减小, 对减小叶片的磨损、降低泵的噪声和延长寿命起到积极作用。

(3) 改进定子曲线 k 值从零增加到 0.10 mm,

参 考 文 献

- 1 冀宏. 液气气压传动与控制[M]. 武汉:华中科技大学出版社,2009.
- 2 雷天觉. 液压工程手册[M]. 北京:机械工业出版社,1990.
- 3 黎光英. 叶片式液压泵和马达[M]. 北京:机械工业出版社,1993.
- 4 那焱青,牛祎洁,那成烈. 叶片泵过渡曲线辨识问题研究[J]. 农业机械学报,2006, 37(2): 51~54.
Na Yanqing, Niu Yijie, Na Chenglie. Study on identification of vane pump of transition curve [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(2): 51~54. (in Chinese)
- 5 林立强,鲁阳. 转子式叶片泵的低噪声定子内轮廓过渡曲线研究[J]. 机床与液压,2010, 38(19): 21~24.
Lin Liqiang, Lu Yang. Low noise transitional curves study for internal contour of the stator of rotary vane pump [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2010, 38(19): 21~24. (in Chinese)
- 6 何存兴. 液压元件[M]. 北京:机械工业出版社,1982.
- 7 那成烈. 轴向柱塞泵可压缩流体配流原理[M]. 北京:兵器工业出版社,2002.
- 8 李少年. 可压缩流体工作介质双作用叶片泵力学特性的建模与仿真[D]. 兰州:兰州理工大学,2004.
- 9 史维祥. 关于定量叶片泵叶片倾角的探讨[J]. 机床与液压,1984(2):12~15.
Shi Weixiang. Study on heeling angle in fixed displacement vane pump [J]. Machine Tool & Hydraulics, 1984(2): 12~15. (in Chinese)
- 10 那焱青,李少年,王峥嵘,等. 关于子母叶片泵叶片的受力分析[J]. 兰州理工大学学报,2004, 30(4): 61~63.
Na Yanqing, Li Shaonian, Wang Zhengrong, et al. Kinetic analysis of vane in composite vane pump [J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2004, 30(4): 61~63. (in Chinese)
- 11 Antonio Giuffrida, Rosario Lanzafame. Cam shape and theoretical flow rate in balanced vane pumps[J]. Mechanism and Machine Theory, 2005, 40(3): 353~369.

(上接第 229 页)

- 8 Zhao P F, Liu C Y, Zheng M Z, et al. A flapping model wing experiment for insect flight investigation [C] // The 2nd International Symposium on Aqua Bio-Mechanisms (ISABMEC), 2003:14~17.
- 9 Wootton R J. Functional morphology of insect wings [J]. Annual Review of Entomology, 1992, 37: 113~140.
- 10 赵彦如. 蜻蜓膜翅结构特征和纳米力学行为及仿生分析[D]. 长春:吉林大学,2007.
Zhao Yanru. Dragonfly wing structure and nanomechanics behavior and bionic analysis [D]. Changchun: Jilin University, 2007. (in Chinese)
- 11 Kreuz P, Arnold W, Kesel A B. Acoustic microscopic analysis of the biological structure of insect wing membranes with emphasis on their waxy surface [J]. Annals of Biomedical Engineering, 2001, 29(12): 1 054~1 058.