

文章编号: 1005—8893 (2003) 04—0041—03

平衡式叶片泵的低噪声定子曲线

祝海林, 葛乐通, 邹



(江苏工业学院 机械工程系, 江苏 常州 213016)

摘要: 平衡式叶片泵的定子曲线对降低其噪声起着关键作用。在分析现有定子曲线特性的基础上, 得出了一种具有较好综合性能的低噪声定子曲线, 可为高性能叶片泵的设计提供参考。

关键词: 叶片泵; 定子曲线; 噪声

中图分类号: TH 68; TH 132; TP 360

文献标识码: A

在液压传动与控制领域, 使用最多的液压泵主要有齿轮泵、叶片泵和柱塞泵 3 大类型^[1, 2]。与齿轮泵、柱塞泵相比, 叶片泵具有结构紧凑、流量均匀、运行平稳、容积效率高、叶片磨损后能自动伸出进行补偿等显著优点。特别是平衡式叶片泵, 在输出功率相同的情况下, 其尺寸和质量小于齿轮泵和柱塞泵^[3]。由于它的径向液压力平衡, 轴承不受径向载荷, 从而提高了轴承的寿命及泵的可靠性。叶片泵的价格比柱塞泵低, 其噪声也低于齿轮泵和柱塞泵^[3], 因而叶片泵在塑料、冶金、锻压机械及工程起重运输车辆等中高压液压设备上得到了广泛的应用。

随着用户需求的多样化, 要求特定场合的平衡式叶片泵具有较高的工作压力(国内叶片泵的最高压力为 25 MPa, 国外产品达 40 MPa)和较高的转速(如 3 500 r/min, 有的甚至高达 7 000 r/min)。而叶片泵制造企业在产品试车时发现, 在高压、高速情况下, 叶片泵的噪声成为一个迫切需要解决的问题。叶片泵的噪声包括机械噪声和流体噪声两部分, 机械噪声主要由叶片对定子的撞击振动引起, 流体噪声与输出流量的脉动有关(高压时较为明显)。提高零部件的材质、热处理、制造精度和装配精度, 改进叶片泵的内部结构, 是降低高温、高压、高转速工况下叶片泵噪声的有效措施。鉴于平衡式叶片泵的定子曲线对降低叶片泵的噪声起着关

键的作用, 作者在分析了现有定子曲线性能的基础上, 推导出了一种低噪声的定子曲线, 可供叶片泵生产厂家参考。

1 定子曲线应具备的特征

1.1 定子曲线的组成

平衡式叶片泵的定子曲线, 是由两段长半径大圆弧、两段短半径小圆弧及连接大小圆弧的四段过渡曲线所组成。由于过渡曲线的形状和性质决定了叶片的运动状态, 对叶片泵的性能及寿命影响很大, 故而成为平衡式叶片泵设计的重点。本文所述的定子曲线指的即是过渡曲线。

1.2 “硬冲”与“软冲”现象

当叶片泵的转子以角速度 ω ($\omega = d\varphi/dt$, φ 为转子的转角) 旋转时, 从定子中心到过渡曲线上任一点的矢径 ρ 将随着转角 φ 而变化。所以定子曲线的速度为 $v(\varphi) = d\rho/dt = \omega d\rho/d\varphi$, 定子曲线的加速度为 $a(\varphi) = d^2\rho/dt^2 = \omega^2 d^2\rho/d\varphi^2 = dv/dt$, 加速度变化率 $J(\varphi) = d^3\rho/dt^3 = \omega^3 d^3\rho/d\varphi^3 = da/dt$ 。如果径向速度发生突变, 将使径向加速度 a 在理论上为无穷大。 $a = +\infty$ 时, 叶片会短时离开定子; $a = -\infty$ 时, 则叶片将对定子产生很大的冲击力, 这两种情况均会引起撞击噪声, 产生

* 收稿日期: 2003—07—01

作者简介: 祝海林 (1963—), 男, 浙江绍兴人, 教授, 博士, 主要从事流体机械的教学和研究工作。

“硬冲”，是叶片泵正常工作所不允许的^[3]。而径向加速度的变化意味着径向力的变化，将使叶片与定子内表面的压紧力出现突变而产生“软冲”，破坏叶片与定子内表面接触的平衡状态，激发叶片对定子的撞击振动，是产生叶片泵噪声的又一主要原因^[3]。

1.3 低噪声定子曲线的条件

从抑制叶片振动及其对定子的撞击考虑，定子曲线不但应该能够限制叶片径向运动的速度和加速度值，而且还要限制径向速度和加速度的变化率，使得叶片经过定子曲线的圆弧部分与过渡曲线的连接处、及沿着过渡曲线滑行时能够平稳运动，径向速度和加速度没有突变现象。

为了消除“硬冲”，要求定子曲线处处光滑连续、且与大小圆弧的连接处有公共切线。国内现有叶片泵之所以噪声较大，主要原因是在设计定子曲线时只考虑了对加速度大小的限制，而没有考虑对加速度变化率 J 的要求。由于 J 是定子曲线矢径的3阶导数，因此为了减小径向力的变化、避免出现激振，要求定子曲线3阶导数的最大值要小，并且3阶导数在定子曲线的整个区间内处处连续、没有突变。即使在圆弧段与过渡曲线的连接处，也要避免出现 J 的突变，这是叶片泵实现低噪声的重要条件，也是低噪声定子曲线的主要特征。

2 现有定子曲线的比较

平衡式叶片泵的定子曲线，目前多采用：等加速一等减速曲线、余弦加速曲线、正弦加速曲线、修正的阿基米德螺线、5次对称形和6次非对称形高次曲线^[3,4]，这几种曲线基本上能够满足输出流量脉动小、叶片受力状况良好、叶片不会脱离定子的要求，都能控制叶片径向运动的最大速度和最大加速度，但是它们的力学特性、振动特性不甚理想，都存在不同程度的“硬冲”或“软冲”。

等加速一等减速曲线的速度特性曲线虽然连续，但存在不光滑的转折点。而且在与大小圆弧连接处及曲线中部均出现加速度的突变，这几处的加速度变化率为无穷大，很容易激起叶片的径向振动、产生对定子很大的撞击，噪声很大。余弦加速曲线在过渡曲线范围角内的速度和加速度特性曲线是连续的，消除了等加速一等减速曲线中部位置的加速度突变，但在与大小圆弧连接处的加速度有突变，该两处的加速度变化率为无穷大，激振作用严重。正弦加速曲线避免了余弦加速曲线在与大小圆

弧连接处的加速度突变，性能优于等加速一等减速曲线、余弦加速曲线。但在过渡曲线的起点、终点处的加速度变化率均有突变，因而存在激振作用。修正的阿基米德螺线的速度、加速度特性曲线均为连续变化，但在与大小圆弧连接处及在修正范围角处的加速度特性曲线存在突然的转折点，即加速度变化率仍有突变，也存在激振作用，不适用于高性能的叶片泵。对称形5次曲线的速度和加速度特性不仅在过渡曲线段内连续光滑，而且在端点上也没有突变，其性能优于上述几种曲线，但是加速度变化率在与大小圆弧连接处仍有一定值的突变，所以在过渡曲线的两端仍存在一定的激振冲击。非对称形6次曲线消除了5次曲线的加速度变化率在与大圆弧连接处的突变现象，控制冲击振动的效果较好。但在与小圆弧连接处的加速度变化率还有突变，不过此时叶片的径向速度已经为零，不致产生波及整个曲线的振动。这种曲线的综合性能较好。

为了获得更好的低噪声效果，文献[3]介绍了一种8次曲线，通过把过渡曲线范围角 α 分为两段区间、分别建立定子曲线方程，以限制加速度的最大值，具有新意。但分段加工定子曲面的制造工艺变得复杂，而且作者按照文献中给出的定子曲线方程，没有得到文献[3]中图5—8所示的特性曲线。

3 一种低噪声定子曲线方程

国内外的研究表明，能够较好的满足低噪声要求的定子曲线是高次曲线^[3]，现代数控机床的发展为高次曲线定子的加工创造了条件。根据叶片泵对定子曲线径向速度、径向加速度及加速度变化率等项特性的要求，同时考虑定子内表面加工的方便性（即，曲线方程的次数不是太高），作者选用下面的7次曲线方程作为低噪声的定子曲线，其待定参数形式为：

$$\rho(\varphi) = a_7\varphi^7 + a_6\varphi^6 + a_5\varphi^5 + a_4\varphi^4 + a_3\varphi^3 + a_2\varphi^2 + a_1\varphi + a_0 \quad (1)$$

式中 a_i ($i=0\sim7$) 是待定系数。为了获得良好的速度、加速度及加速度变化率特性，并保证过渡曲线与大小圆弧平滑连接，方程必须满足的边界条件是：

(1) 过渡曲线与小圆弧连接处（转角 $\varphi=0$ ）：

$$\rho(0) = R_1, \quad v(0) = 0,$$

$$a(0) = 0, \quad J(0) = 0 \quad (2)$$

(2) 过渡曲线与大圆弧连接处（转角 $\varphi=\alpha$ ）：

$$\rho(\alpha) = R_2, \quad v(\alpha) = 0,$$

$$a(\alpha) = 0, \quad J(\alpha) = 0 \quad (3)$$

式中, R_1 、 R_2 分别为定子的短半径、长半径, α 是过渡曲线的范围角。

根据式 (2), 容易得到: $a_0=R_1$, $a_1=a_2=a_3=0$, 故方程 (1) 可简化为:

$$\rho(\varphi) = a_7\varphi^7 + a_6\varphi^6 + a_5\varphi^5 + a_4\varphi^4 + R_1 \quad (4)$$

为便于利用式 (3), 可将方程 (4) 改写成 (C_i , $i=4\sim 7$ 是待定系数):

$$\rho(\varphi) = R_1 + (R_2 - R_1) [C_7(\varphi/\alpha)^7 + C_6(\varphi/\alpha)^6 + C_5(\varphi/\alpha)^5 + C_4(\varphi/\alpha)^4] \quad (5)$$

由边界条件 (3) 可求出: $C_7=-20$, $C_6=70$, $C_5=-84$, $C_4=35$ 。为了进一步减缓从低压区向高压区及从高压区向低压区切换时的压力冲击引起的径向振动, 可将定子曲线向大小圆弧各延伸一个修正角, 最后得到低噪声定子曲线的方程下 (其中 $\theta=\alpha+\Delta\alpha$, $\Delta\alpha$ 为修正角):

$$\rho(\varphi) = R_1 + (R_2 - R_1) [-20(\varphi/\theta)^7 + 70(\varphi/\theta)^6 - 84(\varphi/\theta)^5 + 35(\varphi/\theta)^4] \quad (6)$$

该曲线的最大速度 $v_{\max}=2.1875\omega(R_2-R_1)/\theta$ 及加速度最大变化率 $J_{\max}=525\omega^3(R_2-R_1)/\theta^3$ 都出现在 $(\varphi/\theta)=0.5$ 处, 最大加速度 $a_{\max}=7.5132\omega^2(R_2-R_1)/\theta^2$ 出现在 $(\varphi/\theta)=0.2764$ 及 0.7236 处。调用 MATLAB 语言中的绘图函数 (命令) plot , 可画出新型定子曲线的径向速度、径向加速度及加速度变化率的特性曲线 (如图 1 所示, 采用的参数: $R_1=30.5\text{ mm}$, $R_2=34.3\text{ mm}$, $\alpha=60^\circ$)。显而易见, 新型定子曲线的速度、加速度、加速度变化率不仅在过渡段角度范围内是连续光滑的, 且在曲线起点、终点处的速度、加速度及加速度变化率都为零, 完全消除了“硬冲”、“软冲”造成的噪声, 是一种无冲击、低噪声的定子曲线, 且其加工工艺条件较好。

4 结 论

(1) 定子曲线形状对叶片泵的噪声、流量均匀

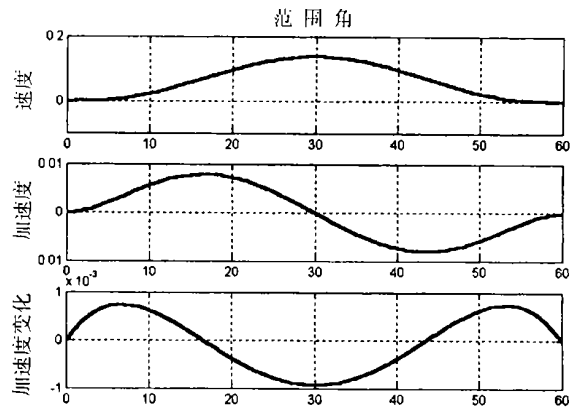


图 1 新型定子曲线特性

性和寿命都有很大影响, 是叶片泵设计的关键问题之一。叶片泵的噪声控制, 不仅有利于改善环境污染, 而且直接关系到叶片泵的寿命及其往高压、高速化方向发展的可能性, 影响其产品竞争力。

(2) 新型定子曲线在控制叶片振动、降低叶片泵噪声方面具有明显的优点, 适用于作为高压、高速工况下叶片泵的定子曲线。值得注意的是, 叶片泵的运行条件、零件加工和装配精度等对叶片泵的振动、噪声的影响也较大。因此, 要降低叶片泵的噪声, 必须综合治理。

参考文献:

- [1] 董怀荣, 张慧峰, 裴峻峰. 凸轮机构往复泵与曲柄连杆机构往复泵性能对比分析 [J]. 江苏石油化工学院学报, 2002, 14 (4), 10-13.
- [2] 祝海林, 邹. 液压泵选择的模糊决策方法 [J]. 江苏石油化工学院学报, 1999, 11 (1): 8-11.
- [3] 黎克英, 陆祥生. 叶片式液压泵和马达 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1993. 64-148.
- [4] 何存兴. 液压元件 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1982. 139-146.
- [5] 李丽, 王振领. MATLAB 工程计算及应用 [M]. 北京: 人民邮电出版社, 2001. 47-190.

Low Noise Stator Curve for Balanced Vane Pumps

ZHU Hai-lin, GE Le-tong, ZOU Min

(Department of Mechanical Engineering, Jiangsu Polytechnic University, Changzhou 213016, China)

Abstract: The stator curve for balanced vane pumps played a key role in decreasing their noise. On the base of analysing the properties of existing stator curves, a low noise stator curve with better features was suggested in this paper, which could be applied to design high quality vane pumps.

Key words: vane pump; stator curve; noise