

单波齿螺杆副的分析

甘 行 平

(武汉地质学院北京研究生部)

分析了单波齿螺杆副密封腔体的形成及移动,推导出转子运动的位移和速度方程。根据实际设计经验,并与国外同类产品相比较,探讨了单波齿螺杆马达参数选择的原则。



钻探技术

单波齿螺杆副是美国 Smith 公司的 DYNA 钻^①和 Christensen 公司的 NAVI 钻^②,以及国内外一些单螺杆泵的能量转换机构。

作为螺杆泵,它将机械能转化为液能(压能 p 和动能 Q);而螺杆马达则把液压能转换为机械能。

国内地质、冶金、石油等部门相继研制出了几种类型的单螺杆马达和单螺杆泵,采用的大都是多波齿系统 ($i > 1/2$)。多波齿螺杆副的研究是建立在单波齿基础上的,因此,有必要对单波齿螺杆副的有关问题作进一步的分析。本文以单波齿螺杆马达为重点,分析单波齿螺杆副的基本工作理论,并提出其参数的选择原则。

单波齿螺杆系统概述

单螺杆副的工作原理,是具有特殊螺旋表面的定子、转子相啮合,形成连续而又相互分隔的密封腔,靠密封腔的移动完成螺杆副的能量转换。

单头螺杆的表面形状可以简单地描述为^③:以 e (偏心距) 为半径的圆柱上缠绕一条螺距为 t 的螺旋线 (旋向暂不定),有一系列半径为 R 的极

薄的元片以螺旋线上各点为中心,并与长圆柱中心线垂直置在一起,所形成的空间曲面体就是单头螺杆转子 (图1)。

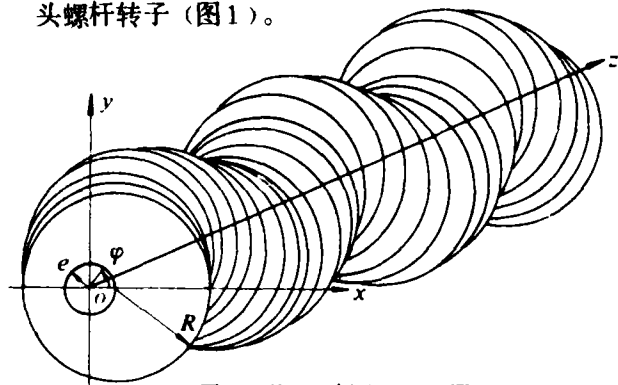


图1 单头螺杆外形示意图

以转子中心线为 z 轴, x 、 y 轴都在过 o 点 (螺杆中心) 与 z 轴垂直的平面内 (见图1)。左旋单头螺杆的曲面方程为:

$$(x - e \cos \frac{2\pi z}{t})^2 + (y - e \sin \frac{2\pi z}{t})^2 = R^2$$

式中, t — 螺杆的螺距; e — 偏心距; R — 螺杆断面圆半径。

定子是双头螺旋,截面形状可描述为:两个半径为 R 的半圆中间,用两段直线段连接,直线段长度为 $4e$ (见图2—右)。该截面绕其形心 O

① Smith Inc., 《Dyna-Drill》, 1978~1979 Catalog, U. S. A.

② Norton Christensen, "High Performance Downhole Motors", 1984, U. S. A.

③ 浙江水电勘探队: 单螺杆泵及螺杆钻, 1982年

等速旋转,同时沿其形心轴线等速移动,所形成的曲面就是定子衬套的内螺旋面,截面转动一周,

轴向移动一个定子导程 $T (= 2 t)$ 。转子与定子的配合见图2。

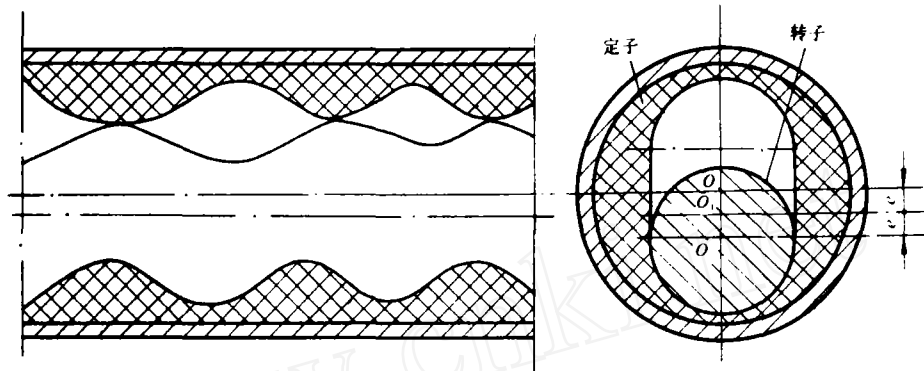


图2 单波齿螺杆副

定子曲面方程可以通过求转子曲面的包络面而得出。

的变化所形成的转角见表1。

表1

z	$t/4$	$t/2$	$3t/4$	t	$5t/4$	$3t/2$	$7t/4$	$2t$	$9t/4$
φ_1	90°	180°	270°	360°	450°	540°	630°	720°	810°
φ_2	45°	90°	135°	180°	225°	270°	315°	360°	405°

转子与定子相配合时,具有相同的转向。为了满足孔底液动螺杆钻带动钻头顺时针方向转动,转子、定子都必须是左旋。

密封腔的形成

螺杆副的工作主要是靠密封腔的移动。图3是单头螺杆马达密封腔的形成过程图。转子与定子配合时,有连续共轭的接触曲面,形成了许多密闭腔。

密封腔形成的数目为: $\Sigma = (K - 1) z_1 + K$, 由于单波齿螺杆 $z_1 = 1$, 则 $\Sigma = 2K - 1$ (K 为马达级数)。

$$\text{转子: } \varphi_1 = z/t \cdot 2\pi$$

$$\text{定子: } \varphi_2 = z/T \cdot 2\pi$$

因 $T = z_2/z_1 \cdot t = 2t$, 所以, $\varphi_1 = 2\varphi_2$ (由于是左旋, φ_1 、 φ_2 均为逆时针旋转角)。 φ_1 与 φ_2 随 z

由图3可见,要形成一个完整的密封腔,啮合长度必须大于定子导程 T 。从 $z = 0$ 到 $z = T$, P 腔从零开始逐步达到最大,在 $z = 2t$ 时密封。 $\widehat{abc}$ 和 $\widehat{d'b'c'}$ 则分别是 P 腔的上下密封线,在其他截面上只有两个点接触。在 P 腔的另一面有 Q 腔,它与 P 腔是分开的,二者相差一个转子螺距

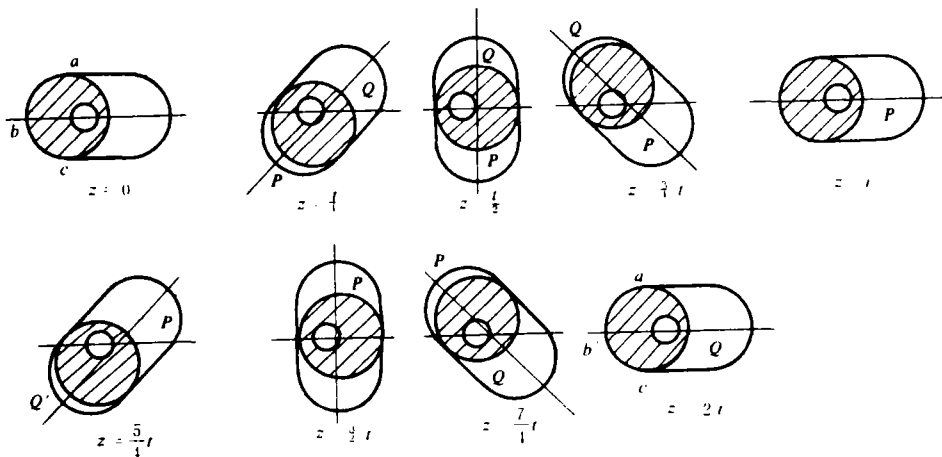


图3 密封腔的形成过程图

t ，并周期性地与高低压液体相通，由此推动螺杆马达转动。

两条接触密封线的方程为：

$$x = e \sin \frac{2\pi z}{T} + r_u \sin \left(\frac{2\pi z}{T} \pm \frac{\pi}{2} \right)$$

$$y = e \cos \frac{2\pi z}{T} + r_u \cos \left(\frac{2\pi z}{T} \pm \frac{\pi}{2} \right)$$

取正号为右边的密封线，负号为左边的密封线。

螺杆在定子衬套中的运动分析

螺杆的运动可由图4表示。

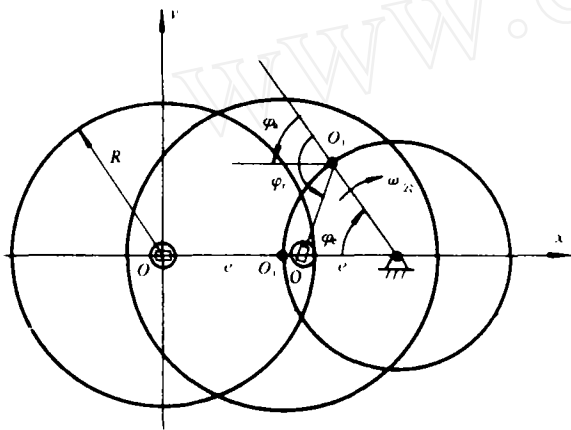


图4 螺杆运动简图

图中 O 为定子衬套中心； O_1 为螺杆中心，绕着定子衬套中心 O 公转（顺时针）； O_2 为螺杆断

面中心，绕着定子衬套长轴的直线运动。

从图上可看出，螺杆的运动可以分析为绕 O_1 的自转和绕 O 的公转的合运动。其中，由于 $\varphi_r = -2\varphi_c$ ，则 $\omega_r = -2\omega_c$ ，从而可得螺杆断面中心的运动方程：

$$x = 2e - 2e \cos \varphi_c$$

并有 $v_{02} = \frac{dx}{dt} = 2e\omega_c \sin \varphi_c$

将 $\cos \varphi_c = 1 - \frac{x}{2e}$ 代入，

则有 $\sin \varphi_c = \pm \frac{1}{2e} \sqrt{4ex - x^2}$

所以， $v_{02} = \pm \omega_c \sqrt{4ex - x^2}$ ，当 $x = 2e$ 时，

$$v_{02max} = \pm 2\omega_c e$$

螺杆中心 O_1 绕定子衬套中心 O 的运动为牵连运动，而螺杆断面中心 O_2 绕螺杆中心 O_1 的转动为相对运动。螺杆的绝对运动则是牵连运动与相对运动的合运动。即 $\varphi_a = \varphi_c + \varphi_r = -\varphi_c$ ，则有 $\omega_a = -\omega_c$ （任意波齿比的螺杆副，有 $\omega_c/\omega_a = -z_1$ ）。

螺杆的转动输出如图5所示。

综上所述，当螺杆绝对运动一周时，螺杆中心 O_1 绕定子衬套中心 O 转动 z_1 （ z_1 为螺杆波齿数）圈；当螺杆中心绕衬套中心公转一周时，密封腔上升一个定子导程 T 。

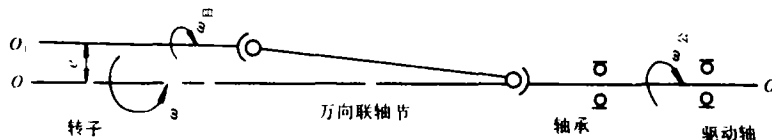


图5 螺杆运动的输出

（转/分）：

单波齿螺杆副的参数选择

单波齿螺杆副设计中的主要参数有：马达级数 K 、定子导程 T （或转子螺距 t ）、偏心距 e 、螺杆断面圆直径 D 。

单波齿螺杆副的工作容积： $v_0 = F_k T z_1$ ，因过流截面积 $F_k = 4eD = 8eR$ ，所以有：

① 工作容积： $V_0 = 8eRT$ ；

② 理论输出转速： $n = Q/V_0 = 125Q/eRT$

③ 理论输出扭矩： $M = \frac{1}{8.01} \Delta p \cdot eRT$ （牛·米）

其中， eTR —厘米；压力降 Δp —公斤力/厘米²；泵量 Q —升/分。

单波齿螺杆马达的输出转速高，扭矩较低。

现将美国 DYNA 钻具和 NAVI 钻具的有关参数分别列于表2、表3。

从下表看出：随着 D_1 增加， R 也相应增大，

DYNA 钻具

表 2

参数种类 与单位	钻 具 外 径, 吋 (毫米)						
	1 3/4 (44.45)	2 3/8 (60.3)	3 7/8 (98.4)	5 (127)	6 1/2 (165)	5 1 (127)	6 1/2 2 (165)
流量 (升/分)	76	120	378~568	851	1230	946	1325
转速 (转/分)	800	1200	410~610	460	410	380	720
eTR (厘米)	11.875	9.9	115	231	375	155.6	230
$eT^{1/3}$	6.89	4.02	26.6	40.5	50	27.3	30.67

注①②为定向钻具; ③ eT 值按 $\frac{[eTR]}{R}$ 计, R 取 $\frac{D_1 - (15 \sim 30)}{2}$ 毫米, D_1 为钻具外径

NAVI 钻具

表 3

参数种类 与单位	钻 具 外 径, 吋 (毫米)								
	1 3/4 (44.45)	2 3/4 (69.85)	3 3/4 (95.25)	4 3/4 (120.65)	6 1/4 (158.75)	6 3/4 (171.145)	8 (203.2)	6 3/4 1 (171.145)	8 2 (203.2)
流量 (升/分)	90~250	140~345	275~680	345~860	635~1620	725~1815	880~2200	729~1815	889~2200
转速 (转/分)	720~1800	485~1200	340~855	270~680	200~510	190~480	160~400	190~480	160~440
eRT (厘米)	15.625	36	101	160	397	477	687.5	477	687.5
$eT^{1/3}$	9.07	12.2	24.3	29.7	54.8	60.7	73	65.3	77.2

注①②为定向钻具; ③同表 2。

eT 值也随着增大。

从输出参数来看, 螺杆马达的输出扭矩与 e 、 R 、 T 成正比, 而转速则与其成反比。因此增大 $[eTR]$ 值, 可以得到较大的输出扭矩。

螺杆马达的压力降: $\Delta p = P_{md} \cdot (2K - 1)$ 。其中, P_{md} — 每条密封线所能承受的平均压力差。它取决于定子衬套材料的抗压性能 (主要是硬度和弹性), 以及螺杆副的配合状况。对于条件一定的螺杆马达, P_{md} 可以认为是一个定值。

从上式可以看出, 增加马达级数 K 可以在不降低转速的情况下提高输出扭矩。马达级数 K 与定子导程 T 是决定螺杆马达长度 L 的决定因素:

$$L = KT + (10 \sim 20) \text{ 毫米。}$$

螺杆马达的长度直接牵涉到螺杆副的加工难易程度和钻具的造斜强度, 以及装配与运输等因素。从上面的讨论还可以看出, 在保持马达长度不变的情况下, 增加 K 比增大 T 对提高马达的输出扭矩显得更为有效, 这对小直径钻具尤为重

要。从国内外的单头螺杆钻具看来, 一般 K 取 5 ~ 7 级。

定子衬套的导程 T 不能太大, 但也不能太小。在采用内旋风切削时, $t_{mn} \geq 6.2832e$ 。当 t/e 值太小时, 还会使定子橡胶内衬变形和磨损, 致使每级可能达到的压力下降。这是由于 t/e 值减小后, 螺旋牙形变尖。从定子耐磨来考虑, 定子螺旋孔腔的磨损主要发生在螺旋牙形的尖端, 因为转子一定子副的最大滑动摩擦速度发生在这部分。随着钻具外径 D_1 增大, e 和 T 值都应选择得大一些, R 一般由钻具外径来确定。

单波齿螺杆副的偏心距 e 是对其输出性能影响最大的一个参数。增大 e 可以获得大的扭矩值。但 e 太大, 螺杆运转的惯性力增大, 钻具震动加剧, 轴向力增大, 使万向联轴节的工作状态恶化。

单螺杆副的参数选择还受到转子一定子副滑动速度的限制。单头螺杆副的平均滑动速度为:

$$v = \frac{1}{2} R \omega = \frac{\pi R n}{60} \quad \text{在转子一定子副几何形状}$$

准确、表面光洁度高、输送清水时, v 可达 2~2.5 米/秒。因此, 对于大直径螺杆钻具应当适当降低转速, 即增大 eT 值。

美国 DYNA-3 3/4" 螺杆钻具的参数为^[4]: 转子直径 1 3/8" (35 毫米), 定子导程 2 1/4" (610 毫米), 橡胶内衬最薄处厚度 3/16" (4.76 毫米), 橡胶最厚处厚度 5/8" (15.875 毫米), 定子外管厚 12 毫米, 偏心距为 1/2" (13 毫米)。

根据国内单头螺杆副的参数分析, 参数的大致范围是: $T=250\sim700$ 毫米, $e=2.3\sim15$ 毫米, 具体应根据钻具外径来确定。一般来说, $T/e=50\sim100$, $T/2R=3\sim10$ 。

对单头螺杆泵, 由于外径限制不大, 所以外径选得较大, 而长度则较短。

参数通常为: $20\leq T/e\leq 35$, $1\leq T/2R\leq 2.5$ 。

为提高小直径螺杆钻具的输出扭矩, e 、 r_u 通常取下值; 这时马达的输出扭矩最大。

$$r_u = \frac{(2 + \pi) - (\pi - 2) z_1}{(4 + \pi) + (4 - \pi) z_1} C,$$

$$e = \frac{2c}{(4 + \pi) + (4 - \pi) z_1}$$

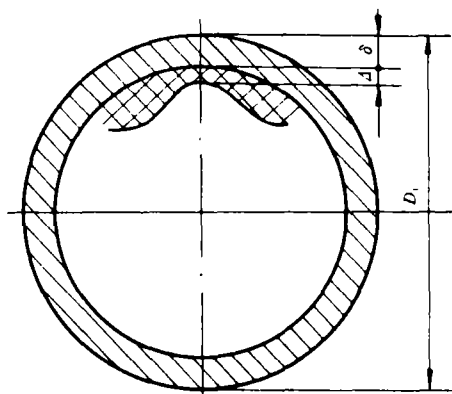


图6 螺杆副的结构参数

z_1 —螺杆波齿数。

对单头螺杆来说, $R=r_u=0.5C$, $e=0.25C$, $Ce=e/r_u=0.5$ 。其中 C 是螺杆副定子衬套的齿顶圆半径, 如图6所示, $C=D_1/2-(\delta+\delta_1)$ 。式中, δ —外壳钢管厚度, 根据井深、泵压和材质确定; δ_1 —橡胶衬套最薄处的厚度, 一般取3.5~6 毫米, 对于单头螺副可取得较小; D_1 —钻具外径。

结 语

单波齿螺杆副具有许多优点: 表面形状简单, 加工方便, 容易检测。效率高, 单螺杆马达效率可达90%。输出转速高, 适于小口径金刚石钻进。螺杆副滑动速度小, 马达寿命高。通道高度大, 对含砂泥浆不敏感。

但单头螺杆副用于小直径钻具, 输出扭矩较小, 影响钻进速度, 这是不利的一面。

设计地质勘探定向钻进的小直径单头螺杆副的主要问题, 是在较短的发动机长度情况下, 提高马达的输出扭矩。这个问题可以采取以下手段解决: 合理选择螺杆副的一系列参数; 提高定子橡胶材料的承载能力, 设计合理的 $P-Q$ 变量水泵; 改善加工条件, 提高加工精度。

参考文献

- [1] 梁鸿儒编著:《井中单螺杆泵》, 农业出版社, 1980年
- [2] 周铁芳等: 探矿工程, 1983, 第5期
- [3] 万邦烈: 油气田开发工程译丛, 1983, 第2期

^[4] 地矿部:《赴美考察报告》(下), 1979年。

An Analysis of A Single-lobe Screw Pair

Gan Xingping

(Beijing Graduate School, Wuhan College of Geology)

Abstract

In the present paper the airtight chambers formation and movement for a single-lobe screw pair are analysed and equations of displacement and velocity for the rotor running in the stator have been derived. On the basis of our practical design features and in comparison with similar products of foreign countries, the principles for selecting the down-hole motor parameters are also discussed.