◀设计计算▶

双螺杆泵型线分析及仿真研究*

李增亮 张瑞霞 高 扬 陈 猛
(中国石油大学 (华东) 机电工程学院)

摘要 以国内外常用的双头对称长幅摆线型线和单头摆线组合型线 2种双螺杆泵型线为研究对象, 用 Pro/E进行建模, 用 Matlab编程软件计算接触线长度, 用 Admas软件进行了仿真研究, 得出上述 2种型线双螺杆泵摩擦力与两端压差的关系曲线。分析研究得出如下结论: (1) 双头螺杆的接触线长度比单头螺杆要长, 因此实际应用中排量大的选双头螺杆较好, 而输送压力较高的场合选单头螺杆较好; (2) 圆弧修正的双螺杆泵型线避免了点接触, 可延长双螺杆泵的寿命; (3) 双螺杆泵可适用于中、小流量 (10~1 000 m^3/h) 和低、中、高压差 (0~10 MPa) 以及不同含气体积分数 (0~100%) 的流体输送。

关键词 双螺杆泵 型线 双头螺杆 单头螺杆 接触线

引 言

伴随着对多相流动规律的研究和认识, 国外已开发出用于海上原油混输的多相流混输泵, 该产品可以连续输送含气体积分数从 0到 100%的原油介质, 非常适用于恶劣的海上油田开采条件。我国在多相流混输泵产品的开发方面目前还处于空白, 多相流混输泵主要依赖于进口, 因此研究开发多相流混输泵对我国海底石油开发有着十分重要的意义[1]。

双螺杆多相流混输泵的核心部件是 1对相互啮合的螺杆转子。转子型线的设计直接影响到泵的性能, 因此转子型线研究既是双螺杆多相流混输泵热动力性能研究的基础, 也是优化型线设计、提高整机性能的关键[2]。现在, 从国内外已公开的资料来看, 双螺杆泵螺杆型线大致可分为以下 3种类型: ①“方牙形”的型线, 螺杆工作段轴截面的齿形为矩形或梯形, 该类泵能够输送润滑性、非润滑性甚至含有少量颗粒性杂质的液体, 但其密封性较差。②Leistritz型, 螺杆工作段截面型线由渐开线和摆线组合而成, 有多种组合形式, 这种型线改善了密封性, 其排出压力通常可达到 1.5 MPa。③摆线型, 实际上是摆线啮合三螺杆泵的变种, 其构成、特性等均与摆线啮合三螺杆泵基本相同, 适合于输送润滑性、不含杂质的介质[3]。

德国广泛生产一种双螺杆泵, 其螺杆工作段横截面的型线是一种非对称型的组合型线。适用于输送润滑性、非润滑性, 甚至含有少量颗粒性杂质的液体; 还能输送含气体积分数为 80%的介质; 其排出压力可达 2.5 MPa, 最大流量可达 1 000 m^3/h。国内也有一些新型的双螺杆泵型线, 例如: 西安交通大学邢子文提出的双螺杆多相流混输泵专用型线; 中国石油大学 (华东) 肖文生提出的采用长幅摆线作为双头螺杆原始齿形型线设计的型线[4]; 石家庄水泵厂陈金海等针对现有双螺杆泵型线的普遍问题, 提出一种圆弧修正的型线[5]。

双螺杆泵模型确定

2种常用模型: ①双头对称长幅摆线型线; ②单头摆线组合型线。

混输泵内为两相流动, 其气液比并不是恒定的, 但在仿真中必须给出确定的量, 因此给出假设:

(1) 气体为理想气体, 油相无相变, 不可压缩, 气液比恒定, 含气体积分数为 30%;

(2) 泵流量恒定, 为 560 m^3/d纯液;

(3) 各种型线构成螺杆的导程相等。

泵流量计算

* 基金项目: 中国石油天然气集团公司中青年创新基金项目“双螺杆多相混输泵新型型线研究及仿真设计”资助。

$$Q_r = fhn \qquad (1)$$

式中 f——泵的过水断面面积，mm^2；

h——螺杆导程，mm；

n——转速，r/s。

Q_r可由假设条件给出：

$Q_r = 560/0.7 = 800\ m^3/d = 9.26\times 10^6\ mm^3/s$。

假设导程为 70 mm，带动双螺杆转动的电动机转速为 16 r/s。由公式（1）可得 $f=\frac{Q_r}{hn}\approx 8\,267.2$ mm^2。又由泵的过水断面面积

$$f = F - f_1 - f_2 \qquad (2)$$

式中 F——螺杆衬套内孔的横截面面积，mm^2；

f_1、f_2——螺杆 1，2的工作段横截面面积，mm^2。

本次涉及的双螺杆其 2个螺杆的尺寸相等，所以f_1和f_2相等。

2螺杆啮合时，有重叠的面积

$$S_{abcd} = 2\left[\frac{2\theta}{360}\pi r_a^2 - \frac{(r_a + r_b)^2}{4}\operatorname{tg}\theta\right] \qquad (3)$$

其中
$$\theta = \arccos\frac{r_a + r_b}{2r_a} \qquad (4)$$

式中 r_a——齿顶圆半径，mm；

r_b——齿根圆半径，mm。

经计算后，可以得到如下螺杆型线参数。

双头螺杆型线参数：$r_a = 45$ mm，$r_b = 45$ mm，$r = 4$ mm，$b = 5$ mm，$R = 36$ mm。

单头螺杆型线参数：$r_a = 80$ mm，$r_b = 58.67$ mm，$r = 10.7$ mm，$R = 69.3$ mm。

双螺杆泵模型的建立

1. 双头螺杆模型的建立[4]

双头螺杆型线及组合如图 1所示。

双头螺杆型线各段的曲线方程为

$$ab段\begin{cases} x = a\sin(u-\tau) - b\sin(cu-\tau) \\ y = a\cos(u-\tau) - b\cos(cu-\tau) \\ \tau = \dfrac{1}{c-1}\arccos(a^2+b^2-r^2) \\ \tau \leqslant u \leqslant \dfrac{r}{r_1}\pi \end{cases}$$

$$bc段\begin{cases} x = -a'\sin(u-\tau') + b\sin(c'u+\tau') \\ y = a'\cos(u-\tau') + b\cos(c'u+\tau') \\ \tau' = \dfrac{1}{c'-1}\arccos(a'^2+b^2-r_1^2) \\ \tau' \leqslant u \leqslant \dfrac{r}{r_1}\pi \end{cases}$$

$$al段\begin{cases} x = (r_1+b)\cos u \\ y = (r_1+b)\sin u \\ \dfrac{r}{r_1}\pi \leqslant u \leqslant \dfrac{\pi}{2} - \dfrac{r}{r_1} \end{cases}$$

$$jk段\begin{cases} x = a\sin(\tau'-u) - b\sin[\tau'-(c'+2)u] \\ y = -a\cos(\tau'-u) + b\cos[\tau'-(c'+2)u] \\ \tau' = \dfrac{1}{c'-1}\arccos(a'^2+b^2-r_1^2) \\ \tau' \leqslant u \leqslant \dfrac{r}{r_1}\pi \end{cases}$$

$$kl段\begin{cases} x = a'\sin(\tau'+u) - b\sin[(c'-2)u-\tau'] \\ y = -a'\cos(\tau'+u) - b\cos[(c'-2)u-\tau'] \\ \tau' = \dfrac{1}{c'-1}\arccos(a'^2+b^2-r_1^2) \\ \tau' \leqslant u \leqslant \dfrac{r}{r_1}\pi \end{cases}$$

$$ji段\begin{cases} x = (r_1-b)\sin u \\ y = (r_1-b)\cos u \\ \dfrac{r}{r_1}\pi \leqslant u \leqslant \dfrac{\pi}{2} - \dfrac{r}{r_1}\pi \end{cases}$$

其中 $a = R + r \qquad c = 1 + r_1/r$

式中 r_1——节圆半径，mm；

r——滚圆半径，mm；

b——摆径，mm。

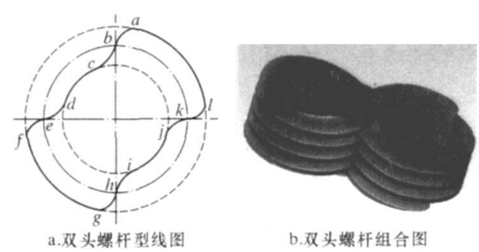


图 1 双头螺杆型线及组合

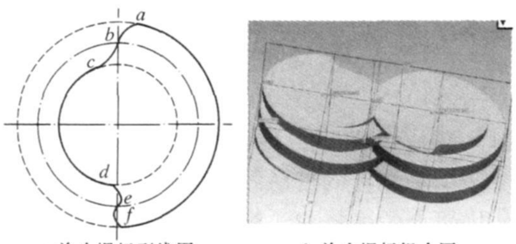
需要指出的是：经推导发现，在文献［4］中τ和τ′给出的定义是错误的。它们应该是

$$\begin{cases} \tau = \arccos\left(\dfrac{a^2+b^2-r_1^2}{2ab}\right) \\ \tau' = \arccos\left(\dfrac{a'^2+b^2-r_1^2}{2a'b}\right) \end{cases}$$

双头螺杆轨迹线有 2条：1条垂直于型线面；另 1条是轨迹控制线，用来控制型线面的旋转，导程的大小也在此轨迹中设定，生成实体图。而建立另一个螺杆时，只需将控制轨迹的螺线相反即可。然后将 2螺杆组合，使它们为完全约束，见图 1b双头螺杆的组合图。需要注意的是，各模型的单位必须是 mm、kg、s等格式。

2. 单头螺杆模型的建立[6]

单头螺杆型线及组合如图 2所示。



a.单头螺杆型线图 b.单头螺杆组合图

图 2 单头螺杆型线及组合

单头螺杆齿型端面型线是由6段曲线连接而成，各段曲线的型线方程为

$$ab段\quad\begin{cases} x = a\sin u - r\sin(cu) \\ y = a\cos u - r\cos(cu) \\ \left(0 \leqslant u \leqslant \dfrac{r}{r_1}\pi\right) \end{cases}$$

$$bc段\quad\begin{cases} x = -\left[a'\sin u - r\sin(c'u)\right] \\ y = -\left[a'\cos u - r\cos(c'u)\right] \\ \left(0 \leqslant u \leqslant \dfrac{r}{r_1}\pi\right) \end{cases}$$

$$de段\quad\begin{cases} x = (r_1 + r_2)\sin(u + \delta) + \\ \left(r_3 + \dfrac{h}{2}\right)\sin(c_1 u + \delta) \\ y = (r_1 + r_2)\cos(u + \delta) + \\ \left(r_3 + \dfrac{h}{2}\right)\cos(c_1 u + \delta) \end{cases}$$

$$ef段\quad\begin{cases} x = 2r_1\sin u - r\sin(2u) \\ y = 2r_1\cos u - r\cos(2u) \end{cases}$$

$$fa段\quad\begin{cases} x = r_2\sin u \\ y = r_2\cos u \end{cases}\qquad cd段\quad\begin{cases} x = r_3\sin u \\ y = r_3\cos u \end{cases}$$

式中 $a' = r - r_1$; $c' = \dfrac{a'}{r}$; $a = r + r_1$; $c = \dfrac{a}{r}$。

代入数值，作图方法同双头螺杆。然而在实际作图中，e处形成尖点，而尖点易造成点接触，这样会大大增加摩擦力，缩短泵的寿命。因此将曲线ef在成型时修正一下，使e处变得平滑，但这样会增加流体的横向泄漏。单头螺杆实体组合见图2b。

求螺杆的接触线长度

1. 双头螺杆的接触线长度

双头螺杆的接触线方程为

$$ab段\quad\begin{cases} x = a\sin(\tau + u - \theta) - b\sin(cu + \tau - \theta) \\ y = a\cos(\tau + u - \theta) - b\cos(cu + \tau - \theta) \\ z = p\theta \\ \varphi_1 = u + \tau - \theta \end{cases}$$

$$bc段\quad\begin{cases} x = -a'\sin(u - \tau' + \theta) + b\sin(c'u + \tau' - \theta) \\ y = a'\cos(u - \tau' + \theta) + b\cos(c'u + \tau' - \theta) \\ z = p\theta \\ \varphi_1 = \dfrac{\pi}{2} - u + \tau' - \theta \end{cases}$$

式中 p——螺旋参数，$p = h/(2\pi)$。

求接触线的长度为

$$L = \int \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}\,\mathrm{d}t \qquad (5)$$

将数据代入公式中，用Matlab软件求得接触线长度。下式中，$s_××$表示××段的接触线长度；s表示双头螺杆1个导程的接触线长度。

$s\_ab = s\_kl = s\_ef = s\_gh = 96.098\ 6$ mm；

$s\_bc = s\_de = s\_jk = s\_hi = 81.893\ 5$ mm；

$s\_fg = s\_al = 307.511\ 2$ mm；

$s\_dc = s\_ij = 353.274\ 9$ mm。

故 $s = 2.033\ 5\text{e}+003$ mm

即螺杆转1周，1个导程接触线长度为2 033.5 mm。

2. 单头螺杆的接触线长度

单头螺杆的接触线方程为

$$ab段\quad\begin{cases} x = a\sin(u - \theta) - r\sin(cu - \theta) \\ y = a\cos(u - \theta) - r\cos(cu - \theta) \\ z = p\theta \\ u = \varphi_1 + \theta \end{cases}$$

$$bc段\quad\begin{cases} x = -a'\sin(u - \theta) + r\sin(c'u - \theta) \\ y = a'\cos(u - \theta) - r\cos(c'u - \theta) \\ z = p\theta \\ u = -(\varphi_1 + \theta) \end{cases}$$

$$ef段\quad\begin{cases} x = (r_1 + r_3)\sin(u - \theta) - \\ \quad (r_3 + h/2)\sin(c_1 u - \theta) \\ y = (r_1 + r_3)\cos(u - \theta) - \\ \quad (r_3 + h/2)\cos(c_1 u - \theta) \\ z = p\theta \\ u = -(\varphi_1 + \theta - \delta) \end{cases}$$

$$de段\quad\begin{cases} x = (r_1 + r_3)\sin(u - \theta) - \\ \quad (r_3 + h/2)\sin(c_1 u - \theta) \\ y = (r_1 + r_3)\cos(u - \theta) - \\ \quad (r_3 + h/2)\cos(c_1 u - \theta) \\ z = p\theta \\ u = \varphi_1 + \theta \end{cases}$$

式中 $c_1 = (r_1 + r_3)/r_3$。

将数据代入公式中，用Matlab软件求得接触线长度。下式中，$d_××$表示××段的接触线长

度，d表示单头螺杆 1个导程的接触线长度。即螺杆转 1周，1个导程的接触线长度为 1 547.6 mm。

$$d\_ab = 249.026\,5\ \text{mm}$$
$$d\_bc = 187.807\,0\ \text{mm}$$
$$d\_cd = 560.917\,8\ \text{mm}$$
$$d\_de = 47.471\,2\ \text{mm}$$
$$d\_ef = 59.125\,9\ \text{mm}$$
$$d\_fa = 443.210\,7\ \text{mm}$$
$$d = 1.547\,6\ \text{e}+003\ \text{mm}$$

由于双螺杆多相混输泵依靠螺杆相互啮合容积的周期性变化来实现对多相流体增压，理论上 2螺杆啮合是恰好接触。但通常由于实际加工原因，齿面间既有一定间隙又有一定接触，接触使得螺杆之间产生正压力，进而产生相互摩擦力，间隙使得理论接触线转化成实际中的间隙带，增加了流体的横向泄漏。因此接触线的长度愈长，其泄漏愈大。

仿真及结果分析

将数据代入公式（3）、（4），双头螺杆受压强的面积为

$$\theta = \arccos\frac{45+27}{2\times 45} = 36.87°;$$

$$S = 2S_r - S_{abcd} = 12\,056.1\ \text{mm}^2。$$

将数据代入公式（3）、（4），单头螺杆受压强的面积为

$$\theta = \arccos\frac{80+58.67}{2\times 80} = 29.9°;$$

$$S = 2S_r - S_{abcd} = 3\,904.4\ \text{mm}^2。$$

因为螺杆两端压差从 0变化到 1 MPa，双头螺杆的轴向受力为 0~12 056.1 N；单头螺杆的轴向受力为 0~3 904.4 N。查看 2螺杆之间的摩擦和螺杆的轴向受力，最后将数据处理得到螺杆摩擦力与压差的关系曲线如图 3所示。由图可以看出，单头螺杆的摩擦力比双头螺杆的摩擦力大得多。

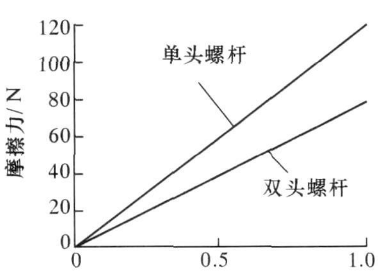


图 3　摩擦力-压差关系曲线图

结　论

（1）由以上计算可以看出，双头螺杆的接触线长度比单头螺杆的接触线长度长，因此在实际应用中，排量大的选择双头螺杆较好，而在输送压力较高的场合选择单头螺杆较好。从仿真结果看出，在相同的泵压时单头螺杆的摩擦力要比双头螺杆的摩擦力大，因此单头螺杆工作中的磨损要大，会导致横向泄漏变大，从而影响泵效。在实际应用中，2螺杆并不是完全啮合在一起，其运行需要的动力来自同步齿轮，因此它们的装配精度十分重要。

（2）圆弧修正的双螺杆泵型线，避免了点接触，可解决影响双螺杆泵寿命的型线结构问题。

（3）双螺杆泵适用于中、小流量（10~1 000 m^3/h）和低、中、高各种压差（0~10 MPa）的场合，可输送 0~100%任何含气体积分数的流体，且运转平稳可靠，能在宽广的转速范围内保持高效。

（4）双螺杆泵已在国内外得到成功的应用，在模拟计算方面取得一定成绩，但在性能优化、理论计算方面仍需进一步深入探讨。

参 考 文 献

[1] 程立新，陈听宽．多相流混输泵的性能及其研究现状．石油矿场机械，1999，28（5）：22-25.

[2] 曹　锋，邢子文，李新宏，等．一种双螺杆多相流混输泵型线的理论分析．西安交通大学学报，1999，33（11）：43-46.

[3] 李福天．一种新型的双螺杆泵的型线．机电设备，1989（1）：1-4.

[4] 肖文生，万邦烈．双头双螺杆齿形型线啮合原理．石油大学学报（自然科学版），1997（6）：44-47.

[5] 陈金海，王丽霞，陈德伟．双螺杆泵型线的修正．流体机械，2006，34（6）：41-43.

[6] 肖文生，张彦廷，万邦烈．一种单头双螺杆的啮合特征．石油大学学报（自然科学版），1998，22（4）：62-63，67.

第一作者简介：李增亮，教授，生于 1962年，1991年毕业于中国石油大学（北京）机械设计及理论专业，获硕士学位，现主要从事石油机械工程方面的研究工作。地址：（257061）山东省东营市。电话：（0546）8397633。

收稿日期：2007-10-11
（本文编辑　李学富）

The self- rotating tape inserted in the heat exchanger tube can prevent the fouling and enhance the heat transfer. The experimental tests are carried out in the modified heat transfer test equipment, and the heat transfer tube is respectively inserted with 9 aluminium twisted- tapes with different structural parameters. The cold water is flowing upwards in the tube and the saturated steam outside. After measuring and analyzing the test data, the characteristics of heat transfer and flow resistance of the upward- flow heat transfer tube inserted with different aluminium twisted- tapes are compared, the correlations of Nu number and friction factor relevant with the structural parameters of the tape are obtained using linear regression, and evaluation factor φ is got as 1. 13~ 1. 25 according to the performance evaluation, which proves the aluminium twisted- tapes have practical application value of heat transfer enhancement.

Key words: heat exchanger, aluminium twisted- tape, heat transfer enhancement, resistance property

Zhang Junwen (School of Electromechanical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing), Zhang Yang. Development of friction and abrasion testing machine for the sucker rod' s centralizer. CPM, 2008, 36(3): 23~ 26

In view of the shortcomings of existing friction and abrasion testing machine, the friction and abrasion testing machine especially for sucker rod' s centralizer is developed. It consists of main unit, electrical controller, sensor detector cabinet and computer data treatment, and the main unit includes reciprocal mechanism, holding mechanism, spraying mechanism and sensor measurement device. The practical test application indicates that the testing machine can simulate the working condition of centralizer and tubing in the borehole, and judge the product quality and working life rapidly. Compared with the reciprocal abrasion testing machine, the new one features stable working, high automation, good versatility and handleability.

Key words: sucker rod centralizer, friction and abrasion testing machine, testing parameter

Chen Ming (The Logistical Engineering University of PLA, Chongqing), Pu Jianing. Parameter optimization of pulsed jet hydraulic resonance system. CPM, 2008, 36(3): 27~ 30

The optimized combination of parameters of pulsed jet hydraulic resonance system is a key factor to improve the efficacy of pulsed jet. The direct search algorithm of Matlab is introduced in this paper. Six parameters of pulsed jet system are optimized based on its character which can solve optimal problems without gradient of objective functions. A comparison is made between peak values of nozzle pressures before and after optimization. The conclusion of comparison shows that the amplitude of nozzle pressure has gone up by 40. 9% after optimization rather than less than 1% before. So the performance of pulsed jet is improved obviously with optimized parameters.

Key words: Matlab, direct search algorithm, pulsed jet, hydraulic resonance, optimization

Li Zengliang (School of Electromechanical Engineering, China University of Petroleum, Dongying City, Shandong Province), Zhang Ruixia, Gao Yang, et al. Profile analysis and simulation study of twin- screw pump. CPM, 2008, 36 (3): 41~ 44

Two common kinds of profile models of twin- screw pump are confirmed, according to the twin- screw pump profile and its development tendency at home and abroad. By the software- PRO/E, the model of the twin- screw pump rotator of double thread and single thread are built. Using the software- ADMAS, the simulation about the pump is carried out, the change rule of axial force and friction with two ends pressure difference of twin- screw pump is generalized. Through the software- MATLAB, the length of contact line is calculated. On the basis of the length, the leaking amount difference of twin- screw pump is summed up and the circular arc of the profile is modified and optimized. Based on the analysis, several conclusions are drawn, which bring forward several useful criterions for choosing and using the twin- screw pump.

Key words: twin- screw pump, profile, double- head screw, single- head screw, contact line

Ai Zhijiu (School of Electromechanical Engineering, Southwest Petroleum University, Chengdu), Jin Xuemei, Liu Chunquan, et al. Application of fuzzy evaluation method in the safety estimation of well leaking. CPM, 2008, 36(3): 45 ~ 48

The safety estimation mathematical model of well leaking is built up through extensive investigation of the factors and the actual situation of general management in the well leaking. It introduces fuzzy logic method to build fuzzy subjection function to define those factors. And it uses AHP and the advices of experts to measure and calculate the value of the weight. It can forecast the probability of the well leaking by the fuzzy method and calculate risk probability value under specific condition. It provides the direction of the design and application to plan scientifically. To some extent, it provides the decision- making basis to manage oil& gas development scientifically and systemically.

Key words: fuzzy evaluation, well leaking, safety estimation, probability forecast, scheme optimization

Song Haiqing (Tianjin Branch of CNOOC Limited, Tianjin), Zhao Xihuan. Development and application of hang electrical submersible PC pump. CPM, 2008, 36(3): 49~ 50, 53