

螺旋离心泵的原理与设计方法

何希杰 劳学苏

(石家庄杂质泵研究所; 050011)

摘要: 推导了介质质点在螺旋离心泵叶轮叶片工作面和负压面上的螺线运动方程, 提出了螺旋离心泵水力设计方法。列举了螺旋离心泵水力设计、计算与绘形例子。本文对螺旋离心泵设计和研究具有实际指导意义。

关键词: 螺旋离心泵 原理 设计 锥体 螺线

1 前言

1960年, 瑞士工程师马丁·斯坦勒(Martin stähle)发明带螺旋式离心叶轮(Screw centrifugal impeller)的螺旋离心泵, 先后获得秘鲁、美国和西德等国的专利, 第一台螺旋离心泵用于秘鲁的一家鱼肉加工厂。英国 Hidrostral Process Engineering Ltd. 公司首家获得该泵的生产权。德国 Hidrostral GmbH 和 KSB 公司已经开发出该泵的系列产品。英国 Sigmund、日本荏原、久保田、太平洋机工、石川岛播磨重工业等公司也相继开发出这种泵的系列产品。

螺旋离心泵是一种具有三元螺旋式单叶片叶轮的无堵塞泵。这种泵最初用于输送鱼类。它具有防堵塞性能好、陡降的流量扬程特性曲线、对物料损伤小、较高的泵效率, 目前已广泛应用于输送污水、泥浆、果品蔬菜、高粘性液体以及其它含有固体物的介质。

螺旋离心泵的设计原理和设计方法, 从对液体在泵内流动研究方面看, 日本、西德等国开展工作比较早和深入, 但是水力设计方面的资料极少。国内在螺旋离心泵设计方法研究方面取得一些进展, 先后发表文章和资料(1)~(5)。这些资料对于圆锥形轮毂及其上的三元螺旋形叶轮叶片的形成缺乏理论研究和分析。

1928年, A. 布斯曼(A. Busemann)较早地在离心泵叶轮上采用对数螺旋型线^[6]。1961年, J. 赫比奇在“模型挖泥泵特性”一文中^[7], 通过试验指出, 采用对数螺线叶型叶轮的泵, 其输送清水和浆体时的效率均高于渐开线等叶型的叶轮。目前渣浆泵叶轮叶片型线设计中, 比较广泛地采用对数螺线^[8]。

本文作者经过多年对螺旋离心泵的分析研究, 针对目前一些设计方法中缺乏理论分析和水力设计方法不具体等欠缺, 提出了螺旋离心泵叶轮叶片工作面和负压面空间曲线方程和具体的水力设计方法。此法的可操作性强, 对螺旋离心泵的研究和设计具有实际意义。

2 叶片空间曲线方程

螺旋离心泵叶轮, 在轴面图上其前半部分呈螺旋式, 后半部分为离心式。前半部分螺旋叶轮外形, 一般由圆锥台面、曲面圆台面或者圆柱面构成。叶轮叶片型线为空间曲线, 是由动点在圆锥台面上或者曲面圆台面上作螺旋运动。即一方面绕固定轴线等速或者非等速的圆周运动, 另一方面又同时沿着母线方向作等速或者非等速直线运动所形成的运动轨迹。

螺线分为阿基米德螺线、抛物线螺线、双曲螺线和对数螺线, 一般采用对数螺线。动径

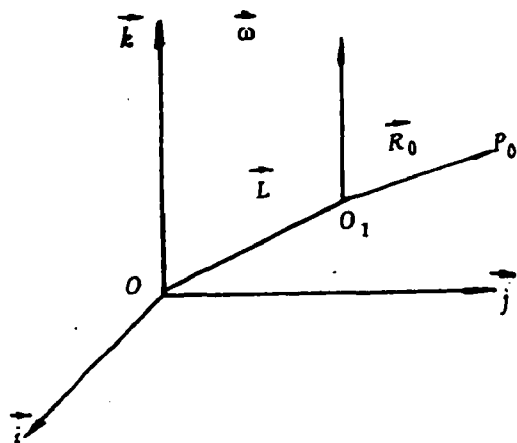


图1 直角坐标系

按几何级数增加，而极角同时按算术级数增加的曲线称为对数螺旋线。

2.1 圆锥台面螺旋线方程

圆台是圆锥体的一部分，截去锥体一部分而成。下面推导圆锥螺旋曲线的参数方程。如图1所示，设有一点向量 \vec{R}_0 ，其原点为 O_1 ，且 $\vec{OO}_1 = \vec{L}$ ，并设过 O_1 点有一单位向量 \vec{w} 。令点向量 \vec{R}_0 绕 \vec{w} 轴回转一角度 θ ，得一新点向量为 $(\theta \vec{w}) \otimes \vec{R}_0$ 。然后沿此新向量方向增长或减少一与 θ 成正比的增(减)向量 $b\theta((\theta \vec{w}) \otimes \vec{R}_0)$ ，这样就得到一以 O_1 为原点的点向量为，

$$\begin{aligned} & (\theta \vec{w}) \otimes \vec{R}_0 \pm b\theta((\theta \vec{w}) \otimes \vec{R}_0) \\ & = (1 \pm b\theta)((\theta \vec{w}) \otimes \vec{R}_0) \end{aligned}$$

式中 b —— 螺旋导程参量

\otimes —— 向量回转符号

符号“ \pm ” —— 表示增和减

此点向量的终点是圆锥螺旋曲线上的一个点。若令 θ 取不同值，就可以获得一系列的点，这样就得到圆锥螺旋曲线。因此，圆锥螺旋曲线的参数方程可以表达如下，

$$\vec{R} = \vec{L} + (1 \pm b\theta)((\theta \vec{w}) \otimes \vec{R}_0) \quad (1)$$

式中 θ —— 参变量

现今 O_1 点(锥顶)坐标为 l_1, l_2, l_3 ，则

$$\vec{L} = l_1 \vec{i} + l_2 \vec{j} + l_3 \vec{k}$$

P_0 点的坐标为 x_0, y_0, z_0 ，即为，

$$\vec{L} + \vec{R}_0 = x_0 \vec{i} + y_0 \vec{j} + z_0 \vec{k}$$

则得到

$$\vec{R}_0 = (x_0 - l_1) \vec{i} + (y_0 - l_2) \vec{j} + (z_0 - l_3) \vec{k}$$

设 $\vec{w} = \vec{k}$ 。将上述条件代入式(1)，并利用式(2)展开之。

$$\begin{aligned} (\theta \vec{w}) \otimes \vec{R}_0 &= \cos\theta \vec{R}_0 + (1 - \cos\theta)(\vec{w} \cdot \vec{R}_0) \vec{w} \\ &\quad + \sin\theta(\vec{w} \times \vec{R}_0) \end{aligned} \quad (2)$$

式(2)的推导从略。利用向量的点积和叉积性质，最后我们可以得到

$$\begin{aligned} \vec{R} &= x \vec{i} + y \vec{j} + z \vec{k} \\ &= l_1 \vec{i} + l_2 \vec{j} + l_3 \vec{k} + (1 \pm b\theta) \{ \cos\theta[(x_0 - l_1) \vec{i} + (y_0 - l_2) \vec{j} + (z_0 - l_3) \vec{k}] + (1 - \cos\theta)(z_0 - l_3) \vec{k} + \sin\theta[(x_0 - l_1) \vec{j} - (y_0 - l_2) \vec{i}] \} \end{aligned}$$

或者

$$\begin{aligned} \vec{R} &= \{ l_1 + (1 \pm b\theta)(\cos\theta(x_0 - l_1) - \sin\theta(y_0 - l_2)) \} \vec{i} + \\ &\quad \{ l_2 + (1 \pm b\theta)(\cos\theta(y_0 - l_2) + \sin\theta(x_0 - l_1)) \} \vec{j} + \\ &\quad \{ l_3 + (1 \pm b\theta)(z_0 - l_3) \} \vec{k} \end{aligned} \quad (3)$$

当圆锥轴线取在 \vec{k} 轴上时，就可以得到

$$\vec{R} = (1 \pm b\theta) \begin{pmatrix} x_0 \sin\theta & y_0 - \sin\theta & z_0 - 1 \\ y_0 \cos\theta & x_0 \cos\theta & 0 \end{pmatrix} \quad (4)$$

参数方程(3)所表示的圆锥螺旋曲线，如图2所示。角 θ 为动点 P 所在的径向截面与基准径向截面之间的夹角。圆锥对数螺旋线的切线

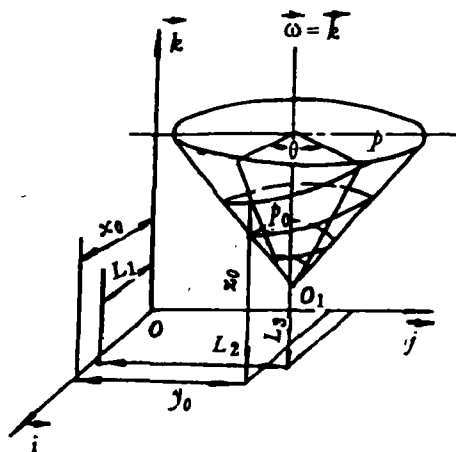


图2 圆锥螺旋曲线

与母线的夹为 β , 当 $\beta > 0$ 时为右螺旋。

2.2 曲面圆台面螺线方程

曲面圆台面螺线方程, 推导如下。如图 3 所示, 取坐标系 OZr , $\widehat{a_1a_2}$ 为圆弧, 半径为 R , 其原点为 O_1 , 取 $O_1O_2 = R + D_1/2$ 。

现在推导圆弧 $\widehat{a_1a_2}$ 绕 OZ 轴回转形成的曲面圆台面上的螺线方程。设 $\widehat{a_1a_2}$ 端点对应螺线转角分别为 θ_{a_1} 和 θ_{a_2} 。在 $\widehat{a_1a_2}$ 上取一点 $P(Z, r)$, 转角为 θ 。我们建立 Z, r 和 θ 三者之间的关系, 省略中间推导过程, 直接写出如下:

$$\begin{aligned} Z &= Z_{a_1} - \frac{Z_{a_1} - Z_{a_2}}{\theta_{a_1} - \theta_{a_2}} (\theta_{a_1} - \theta) \\ r &= (R + \frac{D_1}{2} - \sqrt{R^2 - (Z - Z_{a_2})^2}) \end{aligned} \quad (5)$$

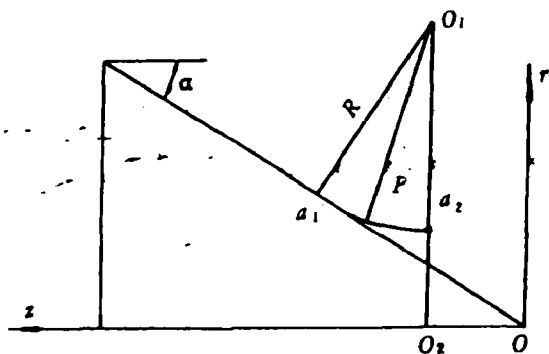


图 3 曲面圆台面螺线方程推导示意图

公式 (5) 就是推导得到的曲面圆台面螺线方程。

2.3 圆柱螺线方程

在直角坐标系 $oxyz$ 中, 一动点作螺旋运动, 一方面绕固定轴线作等速圆周运动, 另一方面同时沿着轴线方向作等速直线运动。这时动点 P 的运动轨迹就是圆柱螺旋线。

令固定轴为 z , 过 P 点的初始位置 $P(0)$ 作 z 轴的垂直平面, 取其垂足 o 为原点, 取 $\overrightarrow{OP(0)}$ 为 x 轴的正向, 如图 4 所示。

为了节省篇幅, 此处略去推导过程, 我们直接写出圆柱螺线参数方程为

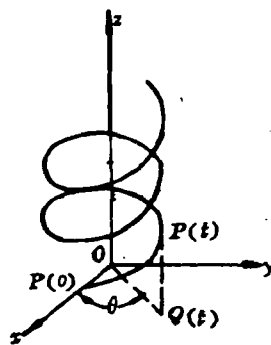


图 4 圆柱螺线

$$\begin{aligned} x &= r \cos \theta \\ y &= r \sin \theta \\ z &= \pm \frac{h}{2\pi} \theta = \pm r \theta \tan \beta \end{aligned} \quad (6)$$

式中 β —— 螺旋角
 h —— 螺线导程

上述几个方程为叶片工作面螺线方程, 对于不同的 x, y 坐标值, 负压面螺线方程与工作面相差量为 $z_0 = S \cdot \cos \alpha$ 。对于相同的 x, y 坐标值, 两个螺线方程的 z 坐标值相差 $z_0 = S / \cos \alpha$, 这里 S — 叶片厚度, α — 叶片倾角。

3 设计方法

根据作者多年对螺旋离心泵的分析研究, 提出下列具体设计方法。

3.1 叶轮水力设计

螺旋离心泵叶轮轴面投影图, 如图 5 所示。

3.1.1 叶轮最大外径 D_{2max}

$$D_{2max} = K \left(\frac{n_1}{100} \right)^{-0.168} \cdot D_q \quad (m)$$

$$D_q = \sqrt[3]{Q/n}$$

$$K = 10 \sim 12.5$$

3.1.2 叶轮出口宽度 b_2

$$b_2 = 2.22 \left(\frac{n_1}{100} \right)^{0.53} \cdot D_q \quad (m)$$

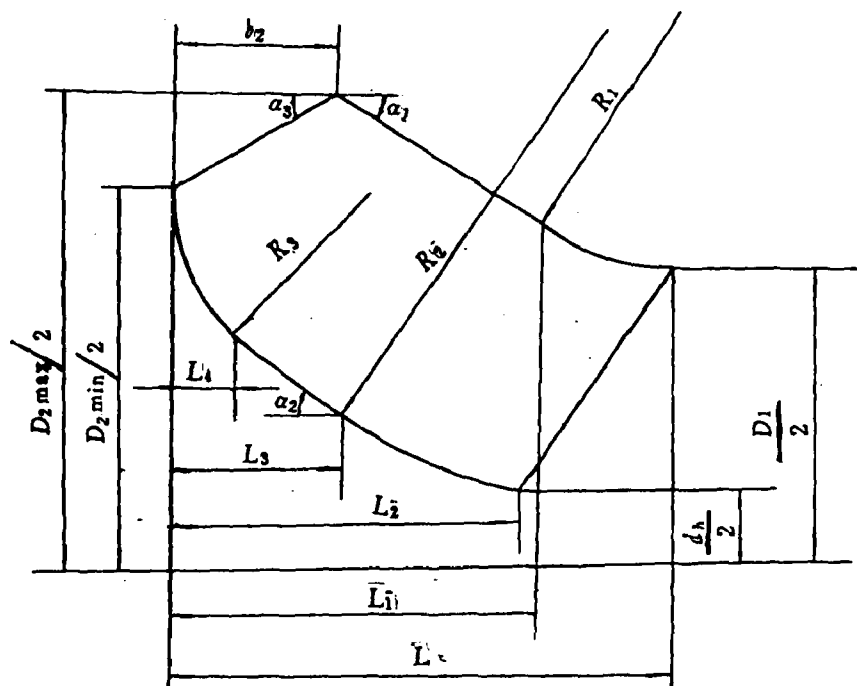


图5 叶轮轴面投影图

3.1.3 叶轮进口直径 D_1

$$D_1 = 0.193 \ln n_s - 0.753 \quad (\text{m})$$

3.1.4 轮毂直径 d_h

$$d_h = 19.96 + 0.07 n_s \quad (\text{mm})$$

3.1.5 叶轮轴向长度

$$\frac{L}{r_{2\max}} = 1.24 + 0.23 \frac{n_s}{100}$$

3.1.6 轮缘和轮毂各段轴向长度 $L_1 \sim L_4$

$$L_1/L = 0.45 \sim 0.68$$

$$L_2/L = 0.6 \sim 0.8$$

$$L_3/L = 0.2 \sim 0.4$$

$$L_4/L = 0.05 \sim 0.08$$

3.1.7 轮缘侧圆弧半径 R_1

$$R_1 = 52.28 + 0.91 n_s \quad (\text{mm})$$

3.1.8 轮毂侧圆弧半径 R_2

$$R_2 = 73.40 + 1.29 n_s \quad (\text{mm})$$

3.1.9 轮毂侧圆弧半径 R_3

$$R_3 = 60 \sim 90 \text{mm}$$

3.1.10 轮缘侧叶片倾角 α_1

$$\alpha_1 = 60.51 \sim 0.13 n_s$$

3.1.11 轮毂侧叶片倾角 α_2

$$\alpha_2 = 57.10 - 0.10 n_s$$

3.1.12 叶轮出口边倾角 α_3

$$\alpha_3 = 7.79 \ln n_s - 24.03$$

3.1.13 叶轮出口最小直径 $D_{2\min}$

$$D_{2\min} = D_{2\max} - 2b_2 \tan \alpha_3$$

3.1.14 轮缘侧叶片出口安放角 β_{2sh}

$$\beta_{2sh} = \tan^{-1} \frac{V_{2m}}{u_{2sh}(1 - K_{sh})}$$

$$V_{2m} = K_{2m} \cdot \sqrt{2gH}$$

$$K_{2m} = 0.048 \left(\frac{n_s}{100} \right)^{0.2}$$

$$u_{2sh} = \pi D_{2\max} n / 60$$

3.1.15 轮毂侧叶片出口安放角 β_{2bu}

$$\beta_{2bu} = \tan^{-1} \frac{V_{2m}}{u_{2bu}(1 - K_{bu})}$$

$$u_{2bu} = \frac{\pi D_{2\min} \cdot n}{60}$$

系数 K_{sh} 和 K_{bu} 值, 如表1所示。

3.1.16 轮毂侧叶片包角 φ_{bu}

$$\varphi_{bu} = 928.17 - 1.42 n_s$$

3.1.17 轮缘侧叶片包角 φ_{sh}

表1 系数 K_{sh} 和 K_{ls} 值

系数	$n_s < 170$	$n_s > 170$
K_{sh}	$0.826(\frac{n_s}{100})^{-0.177}$	$0.971(\frac{n_s}{100})^{-0.336}$
K_{ls}	$0.848(\frac{n_s}{100})^{-0.164}$	$0.842(\frac{n_s}{100})^{-0.144}$

$$\varphi_{\text{sh}} = 759.08 - 1.02n_s$$

3.1.18 叶轮出口叶片包角 φ_{ex}

$$\varphi_{\text{ex}} = 156.95(\frac{n_s}{100})^{-0.43}$$

3.1.19 轮缘螺旋线起点处圆弧半径 R_0

$$R_0 = 0.63n_s - 4.17 \quad (\text{mm})$$

3.1.20 叶片进口安放角 β_{lsb} 和 β_{lsu}

$$\beta_{\text{lsb}} = 12^\circ \sim 18^\circ$$

$$\beta_{\text{lsu}} = 60^\circ \sim 70^\circ$$

3.1.21 叶片绘型

采用方格网保角变换法。轴面流线分点用简易法⁽⁹⁾。

3.2 泵体设计

螺旋离心泵泵体采用矩形断面,如图6所示。

3.2.1 基圆直径 D_3

$$D_3 = 336.58 + 0.61n_s \quad (\text{mm})$$

3.2.2 蜗室宽度 B_3

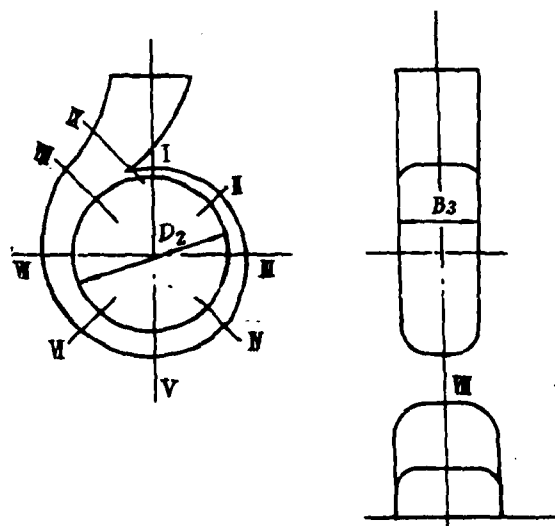


图6 泵体断面图

$$B_3 = 91.97(\frac{n_s}{100})^{0.905} \quad (\text{mm})$$

3.2.3 第8断面面积 A_8

$$A_8 = Q/V_3$$

式中 V_3 —— 第8断面流速

$$V_3 = K_3 \cdot \sqrt{2gH}$$

$$K_3 = 0.58(\frac{n_s}{100})^{-0.95}$$

3.2.4 第9断面面积 A_9

$$A_9 = Q/V_4$$

式中 V_4 —— 第9断面流速

$$V_4 = K_4 \sqrt{2gH}$$

$$K_4 = 0.45(\frac{n_s}{100})^{-0.756}$$

3.2.5 隔舌位置角 α_0 和间隙 S_0

$$\alpha_0 = 15.62 - 0.12 \ln n_s$$

$$S_0/D_3 = 0.234 - 0.041 \ln n_s$$

式中 α_0 —— 从蜗室出口中心线起反时针方向

3.2.6 蜗室内轮廓线型线

蜗室内轮廓线型线,采用对数螺旋线,可以用下列方程式来描述,

$$\rho = \rho_0 e^{a\theta}$$

式中 ρ_0 —— 初始动径

θ —— 动径角

a —— 角系数

根据边界条件,可以求出 ρ_0 和 a 值,再给出不同动径角,即可求得对应的动径。

4 计算举例

4.1 设计参数

根据下列参数设计一台螺旋离心泵,性能参数为: $Q = 540 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 32 \text{ m}$, $n = 1450 \text{ r/min}$.

4.2 参数计算结果

根据上述性能参数,计算得到 $n_s = 152.35$,再根据 n_s 和结构计算确定各几何参数和有关参数,其值列于表2中。

4.3 绘图

根据计算结果绘制叶轮轴面投影图, 见图7.

4.3.1 叶轮轴面投影图

4.3.2 计算叶片曲面螺线

表2 叶轮和泵体几何参数计算结果

几何参数	D_{2m} (mm)	b_2 (mm)	D_1 (mm)	d_1 (mm)	L (mm)	L_1 (mm)	L_2 (mm)	L_3 (mm)	L_4 (mm)	R_1 (mm)	R_2 (mm)	R_3 (mm)	α_1	α_2	α_3
数值	430	125	215	30	340	190.55	234	84.19	26	190	270	80	40°	40°	15°

几何参数	$\beta_{2,m}$	$\beta_{2,m}$	$\beta_{1,m}$	$\beta_{1,m}$	φ_m	φ_m	φ_m	D_{2m} (mm)	R_0 (mm)	D_3 (mm)	B_3 (mm)	V_3 (m/s)	V_4 (m/s)	A_1 (m ²)	A_0 (m ²)	S_0 (mm)	α_0
数值	10°	13°	65°	15°	705°	595°	135°	363	90	435	140	9.78	8.20	0.0153	0.0183	12	15°

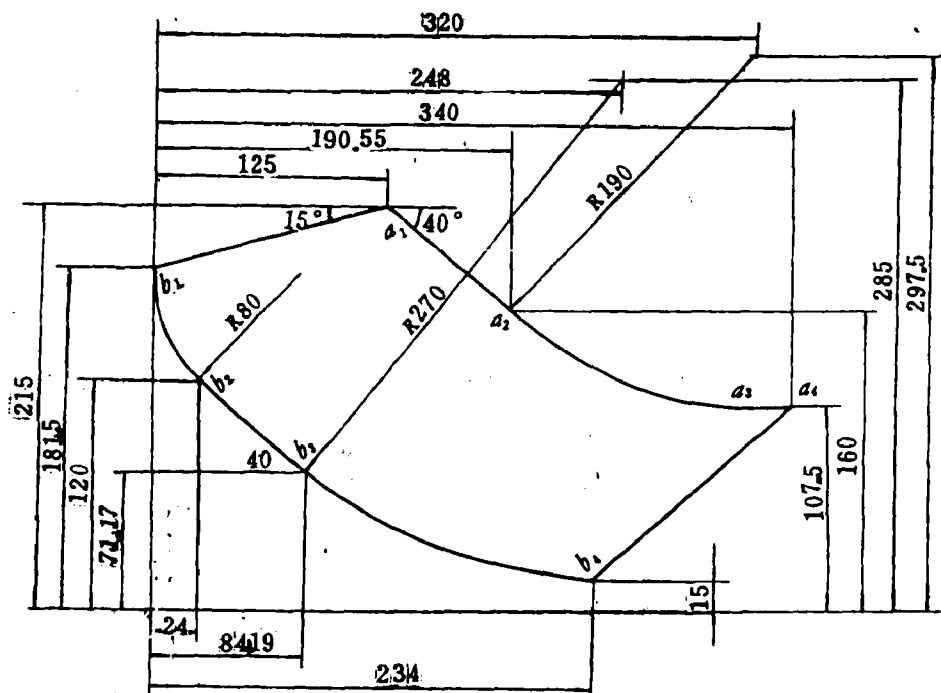


图7 叶轮轴面投影图

首先计算叶轮轮缘侧曲面螺线, 包括 $\overline{a_1a_2}$, $\overline{a_2a_3}$ 和 $\overline{a_3a_4}$ 各面上的螺线, 其次计算叶轮出口边 $\overline{a_1b_1}$ 曲线上的螺线, 最后计算轮毂侧曲面螺线, 包括 $\overline{b_1b_2}$, $\overline{b_2b_3}$ 和 $\overline{b_3b_4}$ 各曲线上的螺线.

4.3.2.1 $\overline{a_1a_2}$ 曲面螺线

由上述公式可以得到

$$x = (1 \pm b\theta) \begin{vmatrix} x_0 & \sin\theta \\ y_0 & \cos\theta \end{vmatrix}$$

$$y = (1 \pm b\theta) \begin{vmatrix} x_0 & -\sin\theta \\ y_0 & \cos\theta \end{vmatrix}$$

$$z = (1 \pm b\theta) \begin{vmatrix} z_0 & 1 \\ 0 & 1 \end{vmatrix}$$

或者

$$r = \sqrt{x^2 + y^2} = (1 \pm b\theta)r_0$$

$$z = (1 \pm b\theta)z_0$$

根据边界条件, 可以得到公式如下

$$b = -0.0982$$

$$r = 215 \left(1 - 0.1714 \left(\frac{595 - \theta}{100} \right) \right)$$

$$z = 256.23 \left(1 - 0.1714 \left(\frac{595 - \theta}{100} \right) \right)$$

4.3.2.2 $\overline{a_2 a_3}$ 曲面螺线 (含 $\overline{a_2 a_4}$)

根据边界条件, 可以得到下列公式:

$$r = \left(R + \frac{D_1}{2}\right) - \sqrt{R^2 - (z - z_{a3})^2}$$

$$= 297.5 - \sqrt{190^2 - (z - 68.55)^2}$$

$$z = 41.23 + 0.3613\theta$$

根据上述公式计算出轮缘侧曲面螺线, 其中部分典型值列于表 3 中。

4.3.2.3 叶轮出口边 $\overline{a_1 b_1}$ 曲面螺线

计算结果中的典型值列于表 4 中。

表 3 轮缘侧曲面螺线 (部分) 值

N_0	0	4	8	12	16	20	24	27
$\theta(^{\circ})$	595	505	415	325	235	145	55	0
$r(\text{mm})$	215	181.8	152.4	130.2	116.4	109.2	107.5	107.5
$z(\text{mm})$	256.23	216.7	180.4	150.2	120.0	89.8	59.7	41.2

表 4 叶轮出口边曲面螺线 (部分) 值

N_0	0	-2	-4	-6
$\theta(^{\circ})$	595	550	505	460
$r(\text{mm})$	215	203.2	192.0	181.5
$z(\text{mm})$	256.23	300.3	342.1	381.25

4.3.2.4 轮毂侧曲面螺线

根据公式计算轮毂侧曲面 $(\overline{b_1 b_2}, \overline{b_2 b_3}, \overline{b_3 b_4})$ 螺线典型值 (部分) 列于表 5 中。

4.3.3 叶片螺线平面图

根据上述叶轮叶片曲面螺线计算结果, 绘

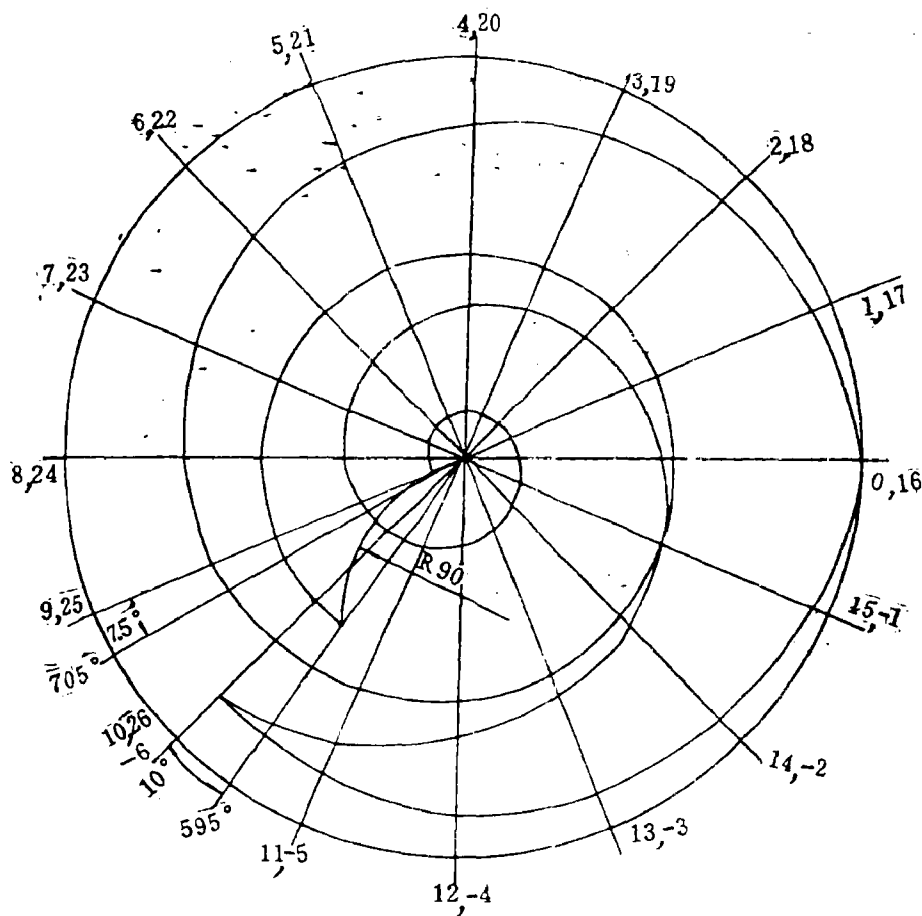


图 8 叶轮空间螺线在平面上的投影图

表5 轮毂侧面螺线(部分)值

№	-6	-3	0	4	8	12	16	20	24	25
$\theta(^{\circ})$	705	637.5	570	480	390	300	210	120	30	0
$r(\text{mm})$	181.5	136	110.8	80.0	61.7	44.9	31.7	22.6	17.1	15.5
$z(\text{mm})$	169	146.6	124	94.3	64.5	34.6	4.7	-25.2	-55.0	-65.0

注: 本表中 z 值与其它表中 z 值不同, 不是同一坐标系中的 z 值。

制叶轮叶片螺线。在圆周上取16个轴面, 每算公式为

两个轴面之间夹角为 22.5° , 当 $z=0$ 时, 空间

螺线在平面上投影, 如图8所示。

$$\rho = 217.5e^{0.179 \frac{\theta'}{100}}$$

4.3.4 蜗室内轮廓线型线

根据公式计算各断面位置和距中心点的半

根据边界条件, 得到蜗室内轮廓线型线计 径, 结果列于表6中。

表6 蜗室内轮廓线型线

断面(№)			I	II	IV	VI	VII	VIII
$\theta(^{\circ})$	0	30	45	90	180	270	315	360
$\rho(\text{mm})$	217.5	229.5	235.8	255.5	300.2	352.8	382.4	414.5

5 结 论

本文针对目前在研究螺旋离心泵设计理论和设计方法方面存在的不足之处, 推导了介质质点在叶轮叶片工作面和负压面上螺线运动方程。提出了螺旋离心泵水力设计具体详细计算方法。列举了叶轮和泵体水力设计与计算以及绘形的例子, 对螺旋离心泵研究和设计具有实际指导意义。

参 考 文 献

- 1 张爱习. 螺旋离心式杂质泵的性能及水力设计. 河北机械, 1992, (1)
- 2 金树德等. 现代水泵设计方法. 兵器工业出版社, 1993. P139

(上接第5页)

4 结 论

(1)目前离心泵设计理论还基本处在半经验设计状态, 不能完全从理论上进行设计和性能预算。本设计方法是优秀水力设计典型经验的统计与总结, 对潜水电泵水力设计计算具有一定的实用性和准确性。也适用其他类型离心泵。

(2)本设计方法在部分几何参数的计算与选择上有新颖的独到之处, 与传统观点有所差

- 3 陈次昌等. 两相流泵的理论与设计. 兵器工业出版社, 1994. P132
- 4 关醒凡. 现代泵技术手册. 宇航出版社, 1955. P426
- 5 厉涌江. 螺旋不堵塞泵的设计方法. 流体机械, 1995, (12)
- 6 A.Busemann. Das Förderhöhenverhältnis radier Kreispumpen mit logarithmisch-spiraligen schaufeln. ZAMM, Band. 8, 1928, S 372-384
- 7 Herlich and Valtatince. Characteristics of a model dredge pump. Lehigh University Report № 33 for USA Army Engineers, Sep. 1961
- 8 何希杰, 劳学苏. 离心泵过流部件的型线设计. 华北水泵, 1994, (2)
- 9 何希杰, 劳学苏. 离心泵叶轮轴面流线分点快速计算法. 水泵技术, 1996, (3)

(本文编辑 王振华)

异, 如叶轮叶片数的选取。

参考文献

- 1 离心泵设计基础编写组. 离心泵设计基础. 机械工业出版社, 1974.8
- 2 袁寿其, 曹武陵, 金树德等. 低比转速离心泵理论与设计. 排灌机械, 1992, (3)
- 3 ZBK20002-89 小型潜水电泵技术条件
- 4 GB/T12785-91 潜水电泵试验方法.
- 5 GB9477-88 小型潜水电泵型式与基本参数

(本文编辑 张树荫)