

# 用3D设计软件解决螺旋离心式叶轮的动平衡问题

陈向群, 鲁求荣

(杭州斯莱特泵业有限公司)

摘要: 根据机械动平衡的力学原理, 借助3D设计软件的特点, 提出了螺旋离心式叶轮动平衡问题的解决方法。

关键词: 螺旋离心式叶轮 动平衡 3D

文献标识码: B 文章编号: 1005-6254(2000)04-0025-02

## 1 引言

螺旋离心式潜水排污泵具有通过能力强、泵效率高和无过载等优点, 具有广泛的用途。而由于叶轮的型线为圆锥螺旋线, 叶片呈螺旋上升不对称结构, 根据HCRJ 033-1998《潜水排污泵》标准(为国家环境保护总局1998-05-27发布, 1998-05-27实施的中国环境保护产品认定技术条件。)的要求, 叶轮的平衡品质等级应达到G6.3级。解决叶轮的动平衡问题就成为关键。

## 2 叶轮动平衡的力学模型

如图1, A、B为轴承, C为叶轮, 建立随轴一起转动的坐标系  $x-y-z$ 。设  $(N_{Ax}, N_{Ay}, N_{Az})$ ,  $(N_{Bx}, N_{By}, N_{Bz})$  为轴承的约束反力,  $F_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ) 为作用在旋转体(叶轮和轴)上的主动力,  $M_x, M_y, M_z$  为主动力对三坐标轴的合力矩。

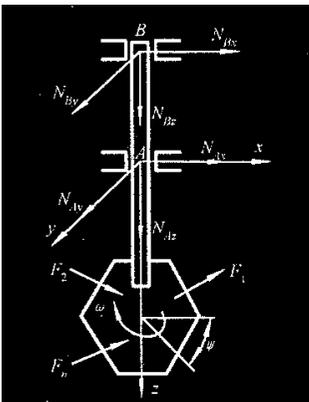


图1

假设轴和轴承的动不平衡量为0, 在讨论问题时, 就不对它们进行计算。叶轮质心坐标计算如下:

$$\begin{cases} x_c = \frac{\rho}{m} \iiint_{\Omega} x dv \\ y_c = \frac{\rho}{m} \iiint_{\Omega} y dv \\ z_c = \frac{\rho}{m} \iiint_{\Omega} z dv \\ m = \rho \iiint_{\Omega} dv \end{cases} \quad (1)$$

式中  $x_c, y_c, z_c$  —— 叶轮的质心坐标

$\rho$  —— 叶轮的密度

$m$  —— 叶轮的质量

$\Omega$  —— 叶轮所占有的空间体积

由动量定理和对A点的动量矩定理, 可以推得<sup>[1]</sup>:

$$\begin{cases} -mx_c\omega^2 - my_c\dot{\omega} = N_{Ax} + N_{Bx} + \sum_{i=1}^n F_{ix} \\ -my_c\omega^2 - mx_c\dot{\omega} = N_{Ay} + N_{By} + \sum_{i=1}^n F_{iy} \\ 0 = N_{Az} + N_{Bz} + \sum_{i=1}^n F_{iz} \\ I_{yz}\omega^2 - I_{zx}\dot{\omega} = \overline{AB}N_{By} + M_x \\ -I_{zx}\omega^2 - I_{yz}\dot{\omega} = -\overline{AB}N_{Bx} + M_y \\ I_{zz}\omega^2 = M_z \end{cases} \quad (2)$$

式中  $I_{zz}$  —— 叶轮对  $z$  轴的转动惯量

$I_{yz}, I_{zx}$  —— 叶轮对  $z$  轴的惯性积

$\omega$  —— 叶轮转动的角速度

叶轮在空气中以一定转速  $n$  运转时, 则  $\omega = 2n\pi/60$  (rad/s),  $\dot{\omega} = 0$ , 当空气对叶轮的作用力忽略不计时, 有  $F_i = 0$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ), 方程可以简化为:

$$\begin{cases} -m x_c \omega^2 = N_{Ax} + N_{Bx} \\ -m y_c \omega^2 = N_{Ay} + N_{By} \\ 0 = N_{Az} + N_{Bz} + mg \\ I_{yz} \omega^2 = \overline{AB} N_{By} \\ I_{zx} \omega^2 = \overline{AB} N_{Bx} \end{cases} \quad (3)$$

因为  $m \neq 0, \omega \neq 0$ , 若要使轴承的径向约束反力等于 0, 即  $N_{Ax} = N_{Ay} = N_{Bx} = N_{By} = 0$ , 其充要条件是  $x_c = y_c = 0, I_{yz} = I_{zx} = 0$ , 等价于叶轮的质心在旋转轴  $z$  上, 且  $z$  轴为惯量主轴, 此时叶轮已达到了动平衡。

### 3 2D 设计软件的局限性

在用 2D 设计软件 ZDDS( 国产二维制图软件 )设计 125QWL200-8-7.5 螺旋离心式叶轮的过程中, 很难用一般的方法计算其  $(x_c, y_c)$  和  $(I_{yz}, I_{zx})$ , 这样, 在设计阶段, 叶轮的动平衡问题就没有解决好。

在第一次试制时, 用 2D 设计软件设计的叶轮, 是叶片等厚度的 QT450 铸件, 动不平衡量很大。做动平衡时, 必须在叶片背面去重, 因受叶轮结构和去重位置的限制, 不能上铣床或钻床去重, 只能用角向磨手工去重, 因 QT450 很硬、很耐磨, 去重很困难; 同时受叶片厚度的限制, 去重也有限。在实际操作中, 要达到 G40 级都有很大的难度。所以, 要寻求更好的设计手段, 在设计阶段解决叶轮的动平衡问题。这样, 叶轮制作后, 动不平衡就仅仅由铸造偏差造成, 比较容易去重, 达到标准要求。

### 4 3D 设计软件的应用

借助 3D 设计软件 Solidworks( 国外三维造型软件 )在其零件造型模块的“物体特性”栏中很容易获得叶轮的质量  $m$ 、体积  $V$ 、质心坐标  $(x_c, y_c, z_c)$  惯性张量  $(I_{ij}, i, j = x, y, z)$  惯量主轴  $(\alpha_i, \beta_i, \gamma_i, i = x, y, z)$  是惯量主轴与  $x, y, z$  轴的方向余弦)等信息, 可以计算叶轮的动、静不平衡量。对叶片进行网格划分, 通过改变不同位置的叶片网格的厚度, 使动平衡逐步向标准规定的范围逼近。在实际操作中, 考虑到叶片背面对水力性能

的影响较小, 又考虑热工艺的需要, 如图 2, 从叶片进口边开始, 把叶片背面按包角每过  $90^\circ$  进行单元划分, 这样, 叶片就由包角为  $90^\circ$  的螺旋曲面块单元( 如①②③等 )组成。根据 Solidworks“物体特性”的信息, 改变相关曲面块单元的厚度, 使叶轮的动平衡在设计时就达到标准要求。

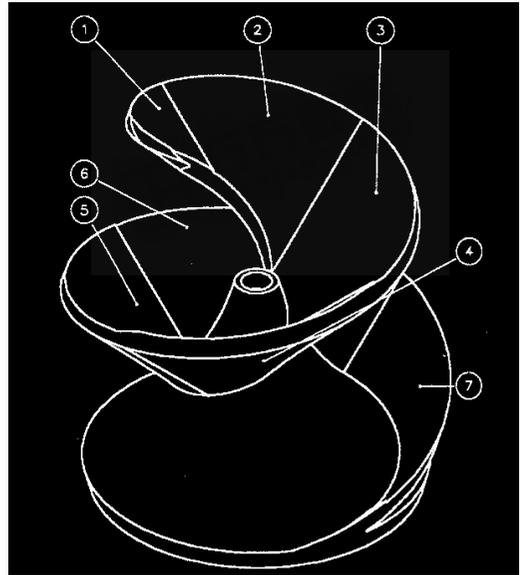


图 2  
表 1

项 目	2D	3D
质量 $m$ (g)	12 127	12 884
$x_c$ (mm)	-2	0.089 9
$y_c$ (mm)	3.741	0.003 4
$I_{yz}$ (g·mm <sup>2</sup> )	-157 600	246 039
$I_{zx}$ (g·mm <sup>2</sup> )	11 136	-214 871
动不平衡量 (g·mm)	5 336	218
标准许用动平衡量 (g·mm)	3 032	3 221

### 5 两种设计方法的比较

两种设计方法的比较( 按  $n = 1 450$  r/min ), 从表 1 看出, 叶轮的动不平衡量由 2D 设计的 5 336 g·mm 到 3D 设计的 218 g·mm, 改善程度为 95.9%。实际情况也确实如此, 达到标准的平衡品质等级时, 去重量极大地减小, 从而较好地解决了螺旋离心式叶轮的动平衡问题。

#### 参 考 文 献

1 周衍柏. 理论力学教程(第 2 版, 1999 重印). 北京: 高等教育出版社, 1986. 3 :189192