

文章编号: 1673-5196(2020)02-0048-07

# 单级单吸离心泵多工况的能量性能预测

杨军虎<sup>1,2</sup>, 姬亚亚<sup>1</sup>, 林 彬<sup>1</sup>, 马琦航<sup>1</sup>, 罗钰铜<sup>1</sup>, 李之帆<sup>1</sup>

(1. 兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050; 2. 兰州理工大学 甘肃省流体机械及系统重点实验室, 甘肃 兰州 730050)

**摘要:** 为了准确预测离心泵不同工况下的能量性能, 基于国内外现有的理论公式和经验公式建立离心泵水力损失模型. 运用线性回归的方法找出了叶轮进口冲角与冲击损失系数之间的函数关系, 对冲击损失公式进行修正. 为验证此模型预测离心泵不同工况下能量性能的准确性, 选取一台比转速为 92.8 的离心泵, 计算其 9 个工况点的扬程、效率和轴功率, 并与试验结果进行对比分析. 结果表明: 扬程的预测结果与试验结果基本一致, 9 个工况点预测扬程与试验扬程之间的误差均在 5% 以内, 这表明水力损失方程能很好地预测离心泵不同工况下的能量性能.

**关键词:** 离心泵; 多工况; 水力损失; 扬程

**中图分类号:** TH311 **文献标志码:** A

## Energy performance prediction of single-stage single-suction centrifugal pump under multiple operating conditions

YANG Jun-hu<sup>1,2</sup>, JI Ya-ya<sup>1</sup>, LIN Bin<sup>1</sup>, MA Qi-hang<sup>1</sup>, LUO Yu-tong<sup>1</sup>, LI Zhi-fan<sup>1</sup>

(1. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou Univ. of Tech., Lanzhou 730050, China; 2. Key Laboratory of Fluid Machinery and Systems of Gansu Province, Lanzhou Univ. of Tech., Lanzhou 730050, China)

**Abstract:** In order to predict accurately the energy performance of centrifugal pumps under different working conditions, their hydraulic loss models are established based on the existing theoretical and empirical formulas at home and abroad. The linear regression method is used to find out the functional relationship between the impeller inlet angle of attack and the impact loss, so that the impact loss formula is revised. Thereby, to verify the accuracy of this model in predicting the energy performance of centrifugal pumps under different working conditions, a centrifugal pump with a specific speed of 92.8 is selected to calculate the head, efficiency and shaft power at nine operating points, and the result is compared with that of experiment and analyzed. The results show that the prediction results of the head will be basically consistent with the test results. The error between the predicted head and the test head at nine operating points will be less than 5%. This shows that the hydraulic loss equation can be used to predict the energy performance of centrifugal pumps well under different working conditions.

**Key words:** centrifugal pump; multi-operation condition; hydraulic loss; head

离心泵广泛用于国民经济很多行业, 其能量性能是离心泵最重要的性能之一. 在设计研发阶段若能够准确地预测其性能对降低制造成本、缩短研发周期有很大意义. 目前, 关于离心泵性能预测的方法主要可分为三类: 神经网络法、流场分析法和水力损失模型法. 运用神经网络法对离心泵设计工况的性能进行预测, 预测结果具有一定的精度, 但是并未

预测离心泵非设计工况的性能<sup>[1-3]</sup>. 该方法需要选取大量优秀的离心泵模型对神经网络进行训练, 然后选取一定数量的优秀模型对神经网络进行效验, 工作量较大, 神经网络输入模式的选取对预测精度具有很大影响. 采用 CFD 软件模拟计算其内部不同工况的流场, 然后提取流场特征来计算其能量特性<sup>[4-5]</sup>. 该方法可以较好地预测离心泵设计工况的性能, 但在非设计工况尤其是小流量工况还存在一定的误差. 湍流模型的选取、网格数量的多少和边界条件的定义都对研究人员的能力要求较高, 另外还需要有很好的计算平台. 高江永等<sup>[6]</sup>通过对蜗壳内水

收稿日期: 2019-01-09

基金项目: 国家重点研发计划重点专项(2016YFF0203303), 兰州市科技计划项目(2018-4-71)

作者简介: 杨军虎(1962-), 男, 陕西蒲城人, 教授, 博导.

力损失的分析,建立了蜗壳内水力损失计算模型,能够较准确地预测蜗壳内水力损失.刘厚林等<sup>[7]</sup>通过对不同圆盘摩擦损失计算公式的比较分析,提出了不同转速离心泵的圆盘摩擦损失计算公式,但是并未提出离心泵总的水力损失计算模型.符江锋等<sup>[8]</sup>基于一元流动理论提出了一种离心泵综合损失模型,但是损失模型中的部分修正系数(如冲击损失系数和尾迹损失系数)并未指出取值范围或计算方法.

为了能够较准确地预测离心泵多个工况点的能量性能,基于国内外现有的理论公式和经验公式建立可预测离心泵多个工况点能量性能的损失模型,并对冲击损失系数进行修正.选取一台比转速为 92.8 的离心泵,利用水力损失模型计算该泵多个工况点的水力损失、容积损失和机械损失,进而得到离心泵的流量-扬程曲线、流量-功率曲线和流量-效率曲线,并与试验结果进行对比分析.

## 1 理论分析

离心泵的能量性能是指离心泵的流量-扬程曲线、流量-功率曲线和流量-效率曲线.要得到离心泵的流量-扬程曲线,需计算出离心泵不同工况下的实际扬程  $H$ ,实际扬程为理论扬程  $H_t$  与对应工况下的总水力损失  $\Delta h$  之差.要得到流量-功率曲线,需计算出不同工况下的轴功率,轴功率为输入水力功率与机械损失功率之和.要得到离心泵的流量-效率曲线,需计算出不同工况下的总效率,总效率为容积效率  $\eta_v$ 、水力效率和机械效率  $\eta_m$  的乘积.

### 1.1 扬程

离心泵的实际扬程为理论扬程与水力损失的差.即  $H = H_t - \Delta h$ .

单级单吸离心泵的进口一般为直锥型,其叶轮进口圆周分速度  $v_{u1} = 0$ ,则有限叶片数下离心泵的理论扬程<sup>[9]</sup>为

$$H_t = \frac{u_2 v_{u2}}{g} = \frac{u_2^2}{g} \left( \sigma - \frac{q_v}{\eta_v \pi D_2 b_2 u_2 \Psi_2 \tan \beta_2} \right) \quad (1)$$

式中: $q_v$  为泵的实际流量; $D_2$  为叶轮外径; $b_2$  为叶轮出口宽度; $\eta_v$  为容积损失; $\beta_2$  为叶片出口安放角; $u_2$  为叶轮出口圆周速度; $\sigma$  为滑移系数; $\Psi_2$  为叶片出口排挤系数,即

$$\Psi_2 = 1 - \frac{e_2 Z}{\pi D_2 \sin \beta_2 \sin \lambda_2} \quad (2)$$

式中: $Z$  为叶片数; $e_2$  为叶轮出口处叶片厚度; $\lambda_2$  为出口处轴面截线和轴面流线的夹角.

滑移系数用维斯奈尔(Weisner)公式计算,并对其进行了修正<sup>[10]</sup>.当  $Z \geq 3$  时,滑移系数<sup>[11]</sup>为

$$\sigma = f_1 \left[ 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{Z^{0.7}} \right] k_w \quad (3)$$

当  $d_{1m}^* \leq \epsilon_{lim}$  时,修正系数  $k_w = 1$ ; 当  $d_{1m}^* > \epsilon_{lim}$  时,  $k_w = 1 - \left( \frac{d_{1m}^* - \epsilon_{lim}}{1 - \epsilon_{lim}} \right)^3$ .  $d_{1m}^*$  为叶轮进出口直径比,  $\epsilon_{lim}$  为叶片强度极限下的叶轮进出口直径比<sup>[11]</sup>,计算公式为

$$d_{1m}^* = \frac{D_1}{D_2} = \frac{\sqrt{0.5(d_{1a}^2 + d_{1c}^2)}}{d_2} \quad (4)$$

$$\epsilon_{lim} = \frac{D_1}{D_2} \cong e^{-\frac{8.16 \sin \beta_2}{Z}} \quad (5)$$

式中: $d_{1a}$  为叶片进口边与前盖板交点处的直径; $d_{1c}$  为叶片进口边与后盖板交点处的直径; $D_1$  为叶轮进口直径; $D_2$  为叶轮出口直径; $f_1$  为修正系数,离心泵取 0.98.

### 1.2 水力损失模型

离心泵内的水力损失主要是由吸入室、叶轮和压水室三个过流部件产生,主要包括以下七种损失:吸水室水力损失  $\Delta h_0$ 、叶轮进口冲击损失  $\Delta h_1$ 、叶轮内摩擦损失  $\Delta h_2$ 、叶轮内流道扩散损失  $\Delta h_3$ 、蜗壳进口冲击损失  $\Delta h_4$ 、蜗壳内摩擦损失  $\Delta h_5$  和蜗壳内扩散损失  $\Delta h_6$ . 为便于讨论,以单级单吸离心泵为例,吸入室产生的水力损失非常小,可以忽略不计.

#### 1.2.1 叶轮内的水力损失

##### 1) 叶轮进口冲击损失

冲击损失的大小取决于叶片进口边前后的相对速度差,不同工况下的冲击损失<sup>[12]</sup>为

$$\Delta h_1 = C_1 \frac{(\omega_{1\infty} - \omega_{1q})^2}{2g} \quad (6)$$

叶片进口边前缘处的相对速度等于叶片进口处无排挤时的相对速度  $\omega_{1\infty}$ ,  $\omega_{1q}$  为叶片进口边后缘处的相对速度,即

$$\omega_{1q} = \frac{q_v}{Z a_1 b_1} \quad (7)$$

$$\omega_{1\infty} = \sqrt{\left( \frac{4q_v}{\pi(D_1^2 - d_b^2)} \right)^2 + \left( \frac{\pi D_1 n}{60} \right)^2} \quad (8)$$

式中: $a_1$  为流道平面图中进口处两叶片间的宽度; $b_1$  为流道轴面图中叶片进口边的流道宽度; $C_1$  为进口冲击损失系数,其经验值一般为 0.6~1.1.

不同工况下离心泵的实际冲角和冲击损失的大小很难直接测量,所以利用离心泵不同工况下的试验数据间接计算冲角.计算方法为:利用离心泵不同工况下的试验数据计算出对应工况下的圆周速度和

轴面速度,液流角为

$$\tan \beta_1' = \frac{v_{m1}}{u_1} \quad (9)$$

不同流量下的冲角为叶片进口安放角与液流角之差,即

$$\Delta\beta_1 = \beta_1 - \beta_1' \quad (10)$$

实际冲击损失的计算方法为:用理论扬程  $H_t$  与试验扬程  $H$  之差求得对应工况下实际的总水力损失  $\Delta h$ ;利用本文水力损失模型中的公式求出其他各部分水力损失,则实际冲击损失为

$$\Delta h_1 = \Delta h - \Delta h_2 - \Delta h_3 - \Delta h_4 - \Delta h_5 - \Delta h_6 \quad (11)$$

将不同工况下的实际冲击损失  $\Delta h_1$  依次带入式(6)中,可得不同冲角所对应的冲击损失系数.选取沈阳水泵研究所 1996 年编写的水力模型汇编中的三台离心泵,比转速分别为 47、69 和 129,并用以上方法计算出这三台泵不同工况下的冲角与冲击损失系数.冲角为  $-0.22 \sim 0.42$ ,用回归分析法得到冲角与冲击损失系数的关系如图 1 所示,冲击损失系数的计算公式为

$$C_1 = 1.201 \sin(3.727 \Delta\beta_1 + 1.203) + 0.1818 \sin(13.31 \Delta\beta_1 - 2.895) \quad (12)$$

式中: $\beta_1$  为叶片进口安放角,当叶片扭曲时,用中间流线处的叶片进口安放角代替; $\Delta\beta_1$  为叶轮中间流线处进口冲角.

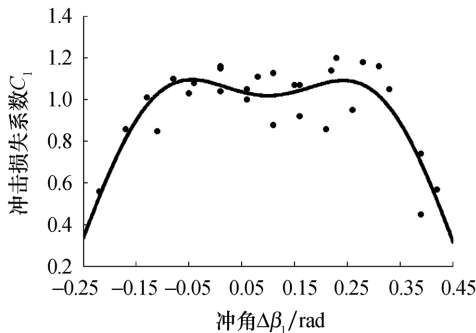


图 1 叶轮进口冲击损失系数

Fig.1 Shock loss coefficient at impeller inlet

单级单吸离心泵进口速度三角形为直角三角形,根据叶轮进口速度三角形可求出不同工况下叶轮的进口液流角,叶轮进口安放角已知,由式(10)可得不同工况下的冲角,带入式(12)可得不同工况下的冲击损失系数.

2) 叶轮内摩擦损失

叶轮内表面摩擦关系符合标准管道摩擦模型<sup>[12]</sup>,所以叶轮流道内摩擦损失借用静止直圆管水力损失的求解方法.流道的平均水力直径为  $d_{h,L}$ ,叶轮内平均相对速度<sup>[9]</sup>为  $w_{av}$ ,不同工况下叶轮内摩

擦损失<sup>[9]</sup>为

$$\Delta h_2 = 4C_f \frac{l_a}{d_{h,L}} \frac{w_{av}^2}{2g} \quad (13)$$

$$d_{h,L} = \frac{2(a_2 b_2 + a_1 b_1)}{a_1 + b_1 + a_2 + b_2} \quad (14)$$

$$w_{av} = \frac{2q_v}{Z(a_2 b_2 + a_1 b_1)} \quad (15)$$

式中: $l_a$  为叶片长度, $l_a \cong \frac{r_2 - r_1}{\cos \beta_2}$ ;  $a_2$  为流道平面图中叶轮出口处两叶片间的宽度;  $b_2$  为叶轮出口宽度;  $C_f$  为叶轮的摩擦损失系数,计算公式<sup>[13]</sup>见表 1.

表 1 叶轮内的摩擦损失系数

Tab.1 Friction loss coefficient within impeller		
雷诺数	流动状态	摩擦损失系数
$Re_L < 10^5$	层流	$C_f = \frac{w_{av} l_a}{\nu}$
$10^5 < Re_L < 10^8$	湍流	$C_f = \frac{0.136}{\left[ -\log \left( 0.2 \frac{\delta_L}{l_a} + \frac{12.5}{Re_L} \right) \right]^{2.15}}$

表 1 中  $\delta_L$  为叶轮表面粗糙度;  $Re_L$  为叶轮雷诺数<sup>[13]</sup>,  $Re_L = \frac{w_{av} l_a}{\nu}$ .

3) 叶轮内扩散损失

采用流体力学中的渐扩管局部损失的计算公式计算叶轮内的扩散损失,计算公式为

$$\Delta h_3 = \xi \frac{w_1^2}{2g} \quad (16)$$

式中: $w_1$  为叶轮进口相对速度;  $\xi$  为叶轮扩散损失系数<sup>[14]</sup>,  $\xi = k \left( 1 - \frac{A_1}{A_2} \right)^2$ ,  $A_1$  为叶轮进口过流断面面积,  $A_2$  为叶轮出口过流断面面积,系数  $k$  通过表 2 查得.

表 2 阻力损失系数

Tab.2 Drag loss coefficient					
$\theta / (^\circ)$	7.5	10.0	15.0	20.0	30.0
$k$	0.14	0.16	0.27	0.43	0.81

表 2 中  $\theta$  为当量扩散角,  $\theta = 2 \arctan \left( \frac{d_2^* - d_1^*}{2l_a} \right)$ ;

$d_1^*$  为叶轮进口当量直径,  $d_1^* = \sqrt{\frac{4A_1}{\pi}}$ ;  $d_2^*$  为叶轮

出口当量直径,  $d_2^* = \sqrt{\frac{4A_2}{\pi}}$ .

1.2.2 蜗壳内的水力损失

1) 蜗壳进口冲击损失

流出叶轮的液体和压水室中的液体相遇时,因速度大小和方向不同产生撞击,产生很大的冲击损失.同时,通过撞击,从叶轮内流出的液体速度下降到压水室中液体的速度,把它的一部分动能转换成

压力能,使压水室内的液体压力上升,另一部分动能,在撞击过程中损失掉了.冲击损失<sup>[15]</sup>为

$$\Delta h_4 = \left(\frac{v_{m2}}{u_2}\right)^2 \left(\frac{1}{\Psi_2} - \frac{b_2}{b_3}\right)^2 \quad (17)$$

式中: $u_2$  为叶轮出口圆周速度; $v_{m2}$  为叶轮出口轴面速度; $\Psi_2$  为叶片出口排挤系数; $b_3$  为蜗壳进口宽度.

### 2) 蜗壳内摩擦损失

流体以速度  $v_3$  流入蜗壳,然后以速度  $v_4$  流出蜗壳喉部.蜗壳角<sup>[13]</sup>如图 2 所示,为简化计算,将蜗壳喉部视为直径为  $d_c$  的圆形. $v_3$  可分解为沿圆周方向的速度  $v_{3d}$  和沿蜗壳角方向的速度  $v_{3p}$ , $v_4$  为蜗壳喉部的平均流速,大小等于  $v_{3p}$  沿圆周方向的分量.叶轮出口速度与蜗壳进口速度分解如图 3 所示.

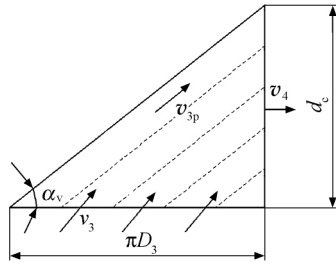


图 2 蜗壳角

Fig.2 Volute angle

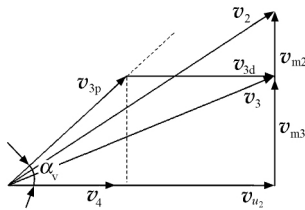


图 3 蜗壳进口速度分解

Fig.3 Velocity decomposition at volute inlet

蜗壳喉部平均流速为

$$v_4 = \frac{q_v}{A_c} \quad (18)$$

蜗壳角<sup>[13]</sup>为

$$\tan \alpha_v = \frac{d_c}{\pi D_3} \quad (19)$$

蜗壳进口速度  $v_3$  沿蜗壳角方向的分速度为

$$v_{3p} = \frac{v_4}{\cos \alpha_v} \quad (20)$$

蜗壳进口速度  $v_3$  沿圆周方向的分速度为

$$v_{3d} = v_{u2} - v_4 \quad (21)$$

式中: $A_c$  为蜗壳喉部面积; $d_c$  为蜗壳喉部等效直

$$\text{径, } d_c = 2\sqrt{\frac{A_c}{\pi}} .$$

应用管流理论计算蜗壳内的摩擦损失<sup>[15]</sup>,摩擦损失为

$$\Delta h_5 = f_v \frac{l_v}{d_{hv}} \frac{v_{3p}^2}{2g} \quad (22)$$

其中:

$$f_v = \frac{0.3086}{\left\{ \log \left[ \left( \frac{6.9}{Re_v} \right) + \left( \frac{\delta_v}{3.7d_{hv}} \right)^{1.11} \right] \right\}^2} \quad (23)$$

$$d_{hv} = \frac{d_2}{\frac{1}{2\left(\frac{b_3}{b_2}\right)\left(\frac{b_2}{d_2}\right)} + \frac{1}{8\left(\frac{\pi}{Z}\right)\left(\frac{d_3}{d_2}\right)\sin\alpha_v}} \quad (24)$$

式中: $l_v$  为蜗壳的平均长度, $l_v = \frac{1}{2} \frac{\pi D_3}{\cos \alpha_v}$ ; $d_{hv}$  为蜗壳平均水力直径;

$Re_v$  为蜗壳雷诺数, $Re_v = \frac{v_{3p} d_{hv}}{\nu}$ ;

$\delta_v$  为蜗壳表面粗糙度; $f_v$  为蜗壳摩擦损失系数.

### 3) 蜗壳内扩散损失

蜗壳的螺旋部分和扩散段的流动状态不同,所以蜗壳内的扩散损失分两部分计算.

螺旋部分的扩散损失<sup>[9]</sup>为

$$\Delta h_6 = C_v \frac{v_{3d}^2}{2g} \quad (25)$$

式中: $C_v$  为蜗壳损失系数,一般取值为 0.4~0.8,蜗壳角大,蜗壳基圆直径大时取大值,否则取小值.

蜗壳扩散段的损失<sup>[15]</sup>:

$$\Delta h_7 = f_c \frac{v_4^2}{2g} \quad (26)$$

其中:

$$f_c = 0.5 + 2.6 \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (27)$$

$$\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) = \frac{D_d - d_c}{2L} \quad (28)$$

式中: $f_c$  为摩擦损失系数; $\theta$  为蜗壳扩散段扩散角; $D_d$  为蜗壳出口直径; $L$  为蜗壳扩散段长度.

### 1.2.3 泵的总水力损失

泵的总水力损失由叶轮的水力损失和蜗壳的水力损失组成,通过以上分析可得总的水力损失为

$$\Delta h = \Delta h_1 + \Delta h_2 + \Delta h_3 + \Delta h_4 + \Delta h_5 + \Delta h_6 + \Delta h_7 \quad (29)$$

水力效率为

$$\eta_h = \frac{H_t - \Delta h}{H_t} = 1 - \frac{\Delta h}{H_t} \quad (30)$$

### 1.3 容积损失模型

泵内的泄露部位,因泵的结构不同而异,一般发生在:叶轮密封环、级间密封环、轴向力平衡装置等.

以单级单吸离心泵为例,无平衡孔,因此只考虑叶轮密封环的泄露损失.

叶轮密封环的泄漏量<sup>[9]</sup>为

$$q_1 = \mu A_{SP} \sqrt{2g \Delta H_{SP}} = \pi d_{SP} s v_{ax} \quad (31)$$

$$\Delta H_{SP} = H_P - h_1 \quad (32)$$

其中:

$$H_P = H_t - \frac{(v_{m2}^2 + v_{u2}^2) - v_{m1}^2}{2g} \quad (33)$$

$$h_1 = k^2 \frac{u_2^2}{2g} \left(1 - \frac{d_{SP}^2}{D_2^2}\right) \quad (34)$$

$k$  为修正系数<sup>[15]</sup>,即

$$k = 0.9 y_{SP}^{0.087} \quad (35)$$

$$y_{SP} = Re_{u_2}^{0.3} \frac{s d_{SP}}{D_2^2} \sqrt{\frac{s}{L_{SP}}} \quad (36)$$

式中: $\Delta H_{SP}$ 为离心泵叶轮密封环处的压差<sup>[9]</sup>;  $h_1$  为密封环间隙处的水头<sup>[9]</sup>;  $H_P$  为叶轮出口势扬程<sup>[9]</sup>;  $A_{SP}$ 为密封环间隙的过流断面面积,  $A_{SP} = d_{SP} \pi s$ ;  $s$  为封环间隙;  $d_{SP}$ 为密封环直径;  $L_{SP}$ 是间隙为  $s$  的密封环长度;  $Re_{u_2}$  为叶轮出口处的雷诺数,  $Re_{u_2} = \frac{u_2 r_2}{\nu}$ ;  $\mu$  为流量系数,  $\mu = \frac{1}{\sqrt{\Sigma \zeta}}$ .

平直密封环的阻力系数由进口阻力系数  $\zeta_1$ 、沿程阻力系数  $\frac{\lambda L_{SP}}{2s}$  和出口损失系数(通常为 1)组成,

即  $\Sigma \zeta = 1 + \zeta_1 + \frac{\lambda L_{SP}}{2s}$ ;  $\zeta_1$  可取 0.25~0.45; 大泵取大值,小泵取小值.令  $\zeta_{EA} = 1 + \zeta_1$ ,则

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\zeta_{EA} + \lambda \frac{L_{SP}}{2s}}} \quad (37)$$

液体在密封环间隙处的轴向速度<sup>[13]</sup>为

$$v_{ax} = \mu \sqrt{2g \Delta H_{SP}} = \sqrt{\zeta_{EA} + \lambda \frac{L_{SP}}{2s}} \quad (38)$$

密封环间隙处的圆周速度<sup>[15]</sup>为

$$u_{SP} = \frac{\pi d_{SP} n}{60} \quad (39)$$

密封环间隙处的雷诺数为

$$Re_u = \frac{2s u_{SP}}{\nu} \quad (40)$$

$$Re_{SP} = \frac{2s v_{ax}}{\nu} \quad (41)$$

表 3 中  $f_s$  为密封面系数,平直密封环  $f_s = 0.135 \frac{\delta_{SP}}{s}$ ,  $\delta_{SP}$  为密封环的表面粗糙度;锯齿密封环

$f_s$  取 0.005~0.010,迷宫密封环  $f_s$  取 0.01~0.030.当  $u_{SP} \neq 0$  时,摩擦系数为  $\lambda$ ;当  $u_{SP} = 0$  时,摩擦系数为  $\lambda_0$ ,摩擦系数的计算公式见表 3.联立式(31)和式(38)可得叶轮密封环的泄漏量.

表 3 摩擦系数

Tab.3 Friction coefficient

口环间隙圆周速度与雷诺数	摩擦系数
$u_{SP} = 0, Re_{SP} < 2000$	$\lambda_0 = \frac{96}{Re_{SP}}$
$u_{SP} = 0, Re_{SP} \geq 2000$	$\lambda_0 = \frac{0.31}{\left[\log\left(f_s + \frac{6.5}{Re_{SP}}\right)\right]^2}$
$u_{SP} \neq 0, Re_{SP} < 2000$	$\frac{\lambda}{\lambda_0} = 1 + 0.2 \left(\frac{Re_u}{2000}\right)^{1.03}$
$u_{SP} \neq 0, Re_{SP} \geq 2000$	$\frac{\lambda}{\lambda_0} = \left[1 + 0.19 \left(\frac{Re_u}{Re_{SP}}\right)^2\right]^{0.375}$

容积效率为

$$\eta_v = \frac{q_V}{q_V + q_1} \quad (42)$$

### 1.4 机械损失模型

泵的机械损失可分为两类:泵的轴承和填料函中的机械损失与圆盘摩擦损失.轴承损失与填料损失通常很小,其大小一般取轴功率的 1%~3%,功率大的泵取小值,功率小的泵取大值.

离心泵的机械损失为

$$P_m = P_{m1} + P_{m2} + P_{m3} \quad (43)$$

式中: $P_m$  为机械损失;  $P_{m1}$  为轴承中摩擦损失;  $P_{m2}$  为填料函中摩擦损失;  $P_{m3}$  为圆盘摩擦损失.

#### 1.4.1 圆盘摩擦损失

圆盘摩擦损失是由于叶轮的旋转面与液体摩擦引起的<sup>[16]</sup>,根据以下公式计算:

$$P_{m3} = \frac{k_{m3}}{\cos(\Delta\beta_2)} \rho \omega^3 R_2^5 \left[1 - \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^5\right] \quad (44)$$

式中: $\omega$  为叶轮旋转角速度;  $\rho$  为液体密度;  $\Delta\beta_2$  为叶轮出口偏转角,  $\Delta\beta_2 = \beta_2 - \beta_2'$ ,  $\beta_2$  为叶片出口安放角,  $\beta_2'$  为叶片出口液流角,  $\tan \beta_2' = \frac{v_{m2}}{u_2 - v_{u2}}$ ;  $k_{m3}$  为摩擦损失系数,用表 4 的公式<sup>[7]</sup> 计算出不同工况的摩擦损失系数.

表 4 圆盘摩擦损失系数

Tab.4 Friction loss coefficient of disc

雷诺数	摩擦损失系数
$Re < 2 \times 10^5$	$k_{m3} = \frac{0.925}{Re^{0.5}} \left(\frac{s_{ax}}{R_2}\right)^{0.1}$
$10^5 \leq Re < 10^6$	$k_{m3} = \frac{0.02}{Re^{0.25}} \left(\frac{R_2}{s_{ax}}\right)^{\frac{1}{6}}$
$Re \geq 10^6$	$k_{m3} = \frac{0.0255}{Re^{0.2}} \left(\frac{s_{ax}}{R_2}\right)^{0.1}$

表 4 中  $Re$  为产生圆盘摩擦损失的液体的雷诺数<sup>[10]</sup>,  $Re = \frac{u_2 R_2}{\nu} = \frac{\omega R_2^2}{\nu}$ ;  $R_2$  为叶轮出口半径;  $s_{ax}$  为泵后腔的轴向宽度.

1.4.2 轴功率与机械效率

轴功率:

$$P = \rho g q_{V,t} H_t + P_m = \frac{\rho g q_V H}{\eta_h \eta_v} + P_m \quad (45)$$

机械效率:

$$\eta_m = \frac{P - P_m}{P} = \frac{q_{V,t} H_t \rho g}{q_{V,t} H_t \rho g + P_m} \quad (46)$$

式中:  $q_{V,t}$  为理论流量;  $q_V$  为实际流量;  $H$  为实际扬程;  $P$  为轴功率;  $P_m$  为机械损失功率.

1.5 总效率

泵的总效率等于各部分效率之积, 计算公式为

$$\eta = \eta_v \eta_h \eta_m \quad (47)$$

2 基于损失模型的离心泵能量性能预测

为验证上述损失模型的可行性, 选取沈阳水泵研究所 1996 年编写的水力模型汇编中的模型, 比转速  $n_s$  为 92.8 的离心泵作为研究对象, 并利用水力模型汇编中该泵的试验数据. 离心泵的设计流量  $q_V = 25 \text{ m}^3/\text{h}$ 、扬程  $H = 20 \text{ m}$ 、转速  $n = 2\,900 \text{ r/min}$ , 无平衡孔. 其叶轮和蜗壳的几何参数分别见表 5 和表 6. 由于叶轮的叶片扭曲, 表 5 中  $\beta_1$  指的是中间流线处的叶片进口安放角. 叶轮的三维模型如图 4 所示.

表 5 叶轮的几何参数

Tab.5 Impeller geometrical dimensions

$D_1$	$D_2$	$a_1$	$b_1$	$a_2$	$b_2$	$d_{1a}$	$d_{1c}$
/mm	/mm	/mm	/mm	/mm	/mm	/mm	/mm
65	130	8.14	17.4	21.7	9.5	66	44
$\beta_1$	$\beta_2$	$n/(r \cdot \text{min}^{-1})$	$e_1$	$e_2$	$\lambda_2$	$\delta_L$	$Z$
/°	/°		/mm	/mm	/°	/μm	
18	27	2 900	2	4	78	12.5	6

表 6 蜗壳的几何参数

Tab.6 Volute geometric dimensions

$D_3$	$D_d$	$A_c$	$L$	$\delta_v$	$L_{SP}$	$s$	$d_{SP}$	$\delta_{SP}$
/mm	mm	/mm <sup>2</sup>	/mm	/μm	/mm	/mm	/mm	/μm
140	50	1 073.38	70	12.5	12	0.25	75	3.2

将表 5 中叶轮的几何参数与不同工况下的流量代入离心泵进出口速度的求解公式中, 确定叶轮在不同流量下的进出口速度三角形与滑移系数, 进而求得不同工况下的理论扬程. 不同工况下, 叶片进口冲角不同, 冲击损失不同. 将叶轮的几何参数与不同工况的流量代入式(10)和式(12)可得对应工况下的

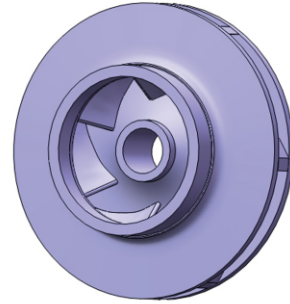


图 4 叶轮三维模型

Fig.4 Impeller 3D model

冲角与冲击损失系数, 将叶轮几何参数和冲击损失系数代入式(6)可得冲击损失. 根据叶轮雷诺数判断叶轮内不同工况下的流动状态, 由表 1 可得不同工况下对应的叶轮摩擦损失系数, 代入式(13)可得叶轮内摩擦损失. 将叶轮几何参数代入式(25)可得叶轮内的扩散损失. 蜗壳内水力损失的计算同理. 叶轮与蜗壳内的水力损失计算结果分别见表 7 和表 8.

表 7 叶轮内水力损失

Tab.7 Hydraulic losses in impeller

$q_V$	$H_t$	$\Delta\beta_1$	$\Delta h_1$	$\Delta h_2$	$\Delta h_3$
$/(m^3 \cdot h^{-1})$	/m	/°	/m	/m	/m
5	29.83	14.99	1.734	0.009	0.053
10	28.20	11.99	1.124	0.032	0.053
15	26.58	9.03	0.650	0.065	0.054
20	24.96	6.11	0.308	0.108	0.055
25	23.33	3.25	0.094	0.160	0.056
30	21.71	0.47	0.004	0.222	0.058
35	20.08	-2.23	0.033	0.292	0.060
40	18.46	-4.84	0.179	0.371	0.062
45	16.83	-7.35	0.438	0.458	0.065

表 8 蜗壳内水力损失

Tab.8 Hydraulic losses in volute

$q_V$	$\Delta h_4$	$\Delta h_5$	$\Delta h_6$	$\Delta h_7$	$\Delta h$
$/(m^3 \cdot h^{-1})$	/m	/m	/m	/m	/m
5	0	0.017	5.600	0.086	7.499
10	0.001	0.057	3.995	0.345	5.606
15	0.002	0.117	2.661	0.776	4.324
20	0.004	0.196	1.597	1.379	3.646
25	0.006	0.292	0.803	2.155	3.566
30	0.008	0.406	0.279	3.103	4.080
35	0.011	0.537	0.026	4.224	5.183
40	0.014	0.684	0.043	5.517	6.870
45	0.018	0.846	0.330	6.983	9.138

不同工况下, 对应的理论扬程与总的水力损失之差为实际扬程. 将密封环的几何参数和流量代入式(38)与表 3 中迭代计算, 可得不同工况下密封环内的摩擦系数  $\lambda$  与轴向流速  $v_{ax}$ , 将其代入式(31)可得不同工况下的泄露流量, 进而求得容积损失. 计算

出不同流量下叶轮出口处液体雷诺数的大小,由表 4 求得不同工况下的圆盘摩擦损失系数,代入式(44)求得对应工况下的圆盘摩擦损失.轴承和填料损失取轴功率的 3%,代入式(45)可得轴功率.由式(46)和式(47)分别得到不同工况的机械效率与总效率.根据计算结果绘制该离心泵的性能曲线,如图 5 所示.

从图 5 可以看出,比转速为 92.8 的离心泵的预测扬程与试验扬程之间的误差在 4.8% 以内.在  $0.8q_{v,d} \sim 1.6q_{v,d}$  时,轴功率的预测值与试验值之间的误差在 4.5% 以内,效率的预测值与实验值之间的误差在 5.6% 以内.小流量工况下,对轴功率和效率的预测还存在一定误差.

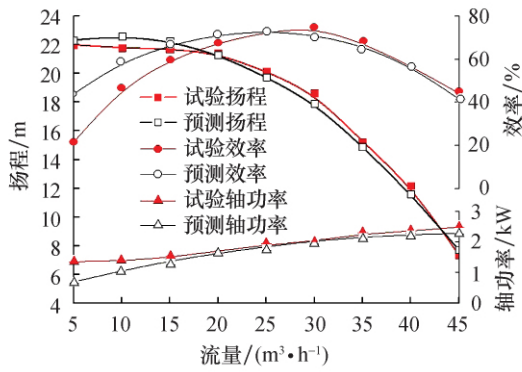


图 5 离心泵的性能曲线

Fig.5 Performance curve of centrifugal pumps

可见,本文扬程的预测结果和实验结果基本一致,这表明使用的水力损模型能很好地预测离心泵的性能.在小流量工况下,功率的预测值小于实验值,效率的预测值大于实验值,这是由于在小流量工况下对机械损失的估算过低造成的.

### 3 结论

1) 基于国内外现有的理论公式和经验公式提出离心泵水力损失模型.经验证,所建立的水力损失模型能够比较准确地预测离心泵不同工况的能量性能,特别是在设计工况和大流量工况下对流量-扬程曲线的预测更为准确.

2) 用回归分析法对叶轮进口冲击损失系数进行了修正,使水力损失模型的预测结果更为准确.水

力损失模型的运用范围更加广泛.

3) 本文提出的水力损失模型能够将离心泵的 26 个几何结构参数与水力性能之间建立关联,可为离心泵多工况设计提供参考.

#### 参考文献:

- [1] 谈明高,刘厚林,袁寿其,等.基于神经网络的离心泵能量性能预测[J].农业机械学报,2010,41(11):52-56.
- [2] 袁寿其,沈艳宁,张金凤,等.基于改进 BP 神经网络的复合叶轮离心泵性能预测[J].农业机械学报,2009,40(9):77-80.
- [3] 丛小青,袁寿其,袁丹青,等.基于改进 BP 神经网络的离心泵性能预测[J].农业机械学报,2006(11):56-59.
- [4] 张伟,余运超,陈红勋.离心泵叶轮非设计工况下内部湍流流场的模拟[J].排灌机械工程学报,2010,28(1):38-42.
- [5] 李晓俊,袁寿其,潘中永,等.基于结构化网格的离心泵全流场数值模拟[J].农业机械学报,2013,44(7):50-54.
- [6] 高江永,张振山,杨玉敏.蜗壳内水力损失模型的研究[J].流体机械,2007(9):26-28.
- [7] 刘厚林,谈明高,袁寿其.离心泵圆盘摩擦损失计算[J].农业工程学报,2006(12):107-109.
- [8] 符江锋,李华聪,樊丁,等.基于一元流动的航空离心泵综合损失模型与效率预测[J].西北工业大学学报,2018,36(5):807-815.
- [9] GULICH J F. Centrifugal pumps [M]. Heidelberg: Springer, 2008.
- [10] WIESNER F J. A review of slip factors for centrifugal impellers [J]. Journal of Engineering for Power, 1967, 89(4): 558-566.
- [11] WISLICENUS G F. Fluid mechanics of turbomachinery [M]. New York: Mc-Graw-Hill Book Company, 1947.
- [12] TUZSON J. Centrifugal pump design [M]. New York: John Wiley & Sons, 2000.
- [13] El-NAGGAR M A. A one-dimensional flow analysis for the prediction of centrifugal pump performance characteristics [J]. International Journal of Rotating Machinery, 2013, 2013(1): 1-19.
- [14] 张凤羽,程效锐,王秀勇,等.流体力学 [M]. 北京:中国水利水电出版社,2013.
- [15] OMAR A K, KHALDI A, LADOUANI A. Prediction of centrifugal pump performance using energy loss analysis [J]. Australian Journal of Mechanical Engineering, 2017, 15(3): 210-221.
- [16] 杨从新,钱晨.低比转速离心泵圆盘损失的计算[J].兰州理工大学学报,2012,38(3):56-60.