

一种计算低比转速离心泵加大系数的方法*

杨军虎 张人会

(兰州理工大学流体动力与控制学院 兰州 730050)

摘要：依据离心泵叶轮出口宽度、比转速的计算式推导得出了计算低比转速离心泵流量、扬程及比转速放大系数的计算公式，公式体现了放大系数和叶轮水力参数间的关系。提出了建立在离心泵性能预测基础上的理论计算低比转速离心泵最佳流量、扬程及比转速放大系数的方法，解决了泵行业一直依据经验统计值确定其放大系数不能使低比转速离心泵在设计点效率最高这一问题。实例表明：提出的方法能够提高低比转速离心泵在设计工况点的效率，充实了低比转速离心泵的设计理论。

关键词：低比转速离心泵 放大系数 设计工况 效率

中图分类号：TH311

0 前言

为了提高低比速离心泵的效率，许多设计者在理论分析和大量的试验的基础上提出了一些方法：加大流量设计法及以减小圆盘摩擦损失为目的有约束优化设计方法，其具体措施是：增大叶轮出口宽度 b_2 、减小叶轮外径、增大叶片出口安放角 β_2 和增大泵体喉部面积等。这些措施经试验验证表明对提高低比转速离心泵的效率是行之有效的。参考文献[1]统计了我国 IS、IB 型中的低比转速泵的流量、比转速的加大系数，也报道了国外计算低比转速泵出口宽度、叶轮外径的经验公式。目前，泵设计工作者一般依此统计系数或经验公式来确定流量及比转速加大系数或叶轮的出口宽度，但在实际使用中发现该统计数据或经验公式不尽合理^[2]。提出一种建立在泵的能量性能预测基础上的计算低比转速离心泵合理的流量、比转速放大系数的方法。

1 计算方法的提出

计算流体力学(CFD)的发展及泵内损失机理研究的深入，使得预测泵的能量特性曲线成为可能。关于低比转速离心泵的性能预测现在已比较成熟，其理论预测和试验结果在 0.7~1.2 倍的设计流量间的误差不超过 2%^[3,4]。由于能够比较准确地预测低比转速离心泵的能量特性曲线，那么就可以根据不同的流量放大系数、比转速放大系数计算得到不同放大系数下的能量特性曲线，然后比较其设计工况下的效率值即

可得到最佳的流量放大系数、比转速放大系数。

2 流量放大系数、比转速放大系数与叶轮水力参数间的关系

低比转速离心泵加大流量设计法一般认为叶轮的出口安放角 β_2 及叶轮的直径 D_2 不变，但实际上加大流量设计后叶轮出口宽度加大，泵的扬程稍有提高，所以为保证经加大流量设计后泵的扬程保持不变，还必须对泵的叶轮外径做适当的修正。

令

$$q'_V = k_1 q_V \quad H' = k_2 H \quad n'_s = k_3 n_s \quad (1)$$

式中 q_V, H, n_s ——泵的设计流量、扬程和比转速

q'_V, H', n'_s ——经加大流量设计后泵的流量、扬程和比转速

k_1, k_2, k_3 ——流量、扬程和比转速的放大系数

而叶轮的出口宽度及泵的比转速分别为

$$b_2 = 0.64 \left(\frac{n_s}{100} \right)^{\frac{5}{6}} \sqrt[3]{\frac{q_V}{n}} \quad (2)$$

$$n_s = \frac{3.65n\sqrt{q_V}}{H^{3/4}} \quad (3)$$

由(1)~(3)式可得

$$b'_2 = b_2 k_3^{5/6} k_1^{1/3} \quad (4)$$

$$k_3 = \frac{k_1^{1/2}}{k_2^{3/4}} \quad (5)$$

式中 b'_2 ——由加大流量设计法得到的叶轮出口宽度

假设泵的进口无预旋，依据叶片泵基本方程得

$$H = \frac{su_2^2 - v_2 \cot \beta_2 u_2}{gh_h} \quad (6)$$

* 甘肃省自然科学基金资助项目(ZS022-A25-028)。20040601 收到初稿，20041120 收到修改稿

式中 s —— Stodala 滑移系数

$$s = 1 - \frac{\rho}{2} \sin b_2$$

u_2, v_2 —— 叶轮出口液体的圆周速度、轴面速度

h_h —— 泵的水力效率

$$h_h = 1 + 0.083 \cdot 51g^3 \sqrt{\frac{q_v}{n}}$$

由式(1)、(6)式可得

$$k_2 = \frac{(su_2'^2 - v_2' \cot b_2 u_2') / (1 + 0.083 \cdot 51g^3 \sqrt{\frac{k_1 q_v}{n}})}{(su_2^2 - v_2 \cot b_2 u_2) / (1 + 0.083 \cdot 51g^3 \sqrt{\frac{q_v}{n}})} \quad (7)$$

略去上式中的小量 $\frac{0.083 \cdot 51g^3}{3} \lg k_1$, 有

$$k_2 = \frac{su_2'^2 - \frac{R_2}{R_2'} k_1^{1/4} k_2^{5/8} v_2 \cot b_2 u_2'}{su_2^2 - v_2 \cot b_2 u_2} \quad (8)$$

式中 $u_2' = \omega R_2'$

R_2' —— 由加大流量设计法得到的叶轮外半径

R_2 —— 由传统设计方法得到的叶轮外半径

$$R_2' = R_2 + dR_2 \quad (9)$$

由式(8)可得

$$k_2 = \frac{su_2^2 \frac{R_2'^2}{R_2^2} - k_1^{1/4} k_2^{5/8} v_2 \cot b_2 u_2}{su_2^2 - v_2 \cot b_2 u_2} \quad (10)$$

假设在改变 b_2 的同时改变 R_2 , 为保证设计点扬程不变, 应使在水力参数变化时

$$dH = 0$$

即 $d(H_t - h_s) = 0$ (11)

式中 H_t —— 泵的理论扬程

h_s —— 泵内总的水力损失

$$H_t = \left[w^2 R_2^2 \left(1 - \frac{\rho}{z} \sin b_2 \right) - \frac{w q_{vt}}{2\pi b_2 y_2 \tan b_2} \right] / g \quad (12)$$

令 R_2, b_2 为变量, 对 H_t 微分可得

$$dH_t = \frac{2w^2 \left(1 - \frac{\rho}{z} \sin b_2 \right) R_2}{g} dR_2 + \frac{w q_{vt}}{2\pi g y_2 \tan b_2} db_2 \quad (13)$$

由式(11)及(13)可得

$$dR_2 = \left(dh_s - \frac{w q_{vt}}{2\pi g y_2 \tan b_2} db_2 \right) / \left[2w^2 \left(1 - \frac{\rho}{z} \sin b_2 \right) R_2 / g \right] \quad (14)$$

dh_s 可由参考文献[3]的方法得到。

这样由式(4)、(5)、(8)、(9)、(14)及参考文献[4]的方法计算得到的 dh_s 联列解方程可得到实际 b_2 时的流量、扬程及比转速放大系数。

3 求解方法

由上面推导能够得到不同的流量放大系数 k_1 、扬程放大系数 k_2 、比转速放大系数 k_3 下的叶轮出口宽度。但究竟在放大多少, 泵在设计点的效率最高并不知道, 为此必须预测所有叶轮出口宽度下的泵的性能曲线, 对其在设计点的性能进行比较, 选择其中最优者。考虑到加大流量设计其目的是提高设计点的效率, 所以应以考虑泵在设计点效率尽可能的高而其尺寸增加不大为最优评估标准。其计算过程如图 1 所示。

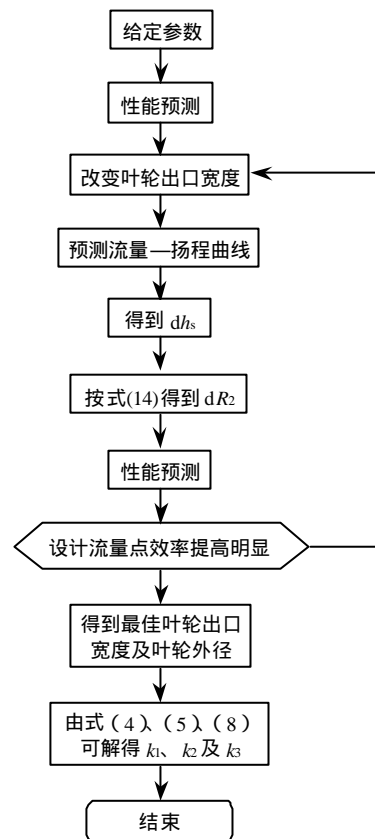


图 1 放大系数求解框图

4 算例

100AY120 型离心油泵 ($q_v = 100 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 123 \text{ m}$, $n = 2950 \text{ r/min}$) 是我国近年引进的新型离心油泵, 该泵叶轮的出口宽度为 12 mm , 出口直径为 310.5 mm 。由传统的设计方法得到 $b_2 = 8 \text{ mm}$, 在此基础上逐渐放大 b_2 , 并由框图的方法求得与之匹配

的 D_2 ，然后再对其特性曲线进行预测，得各出口宽度时的效率曲线(如图 2 所示)，根据设计点效率尽可能的高而泵尺寸增加不大这一标准。由图 2 可见：在设计点最佳的叶轮出口宽度应为 14 mm，叶轮直径 $D_2=310.5$ mm，此时叶轮流量、扬程及比转速放大系数分别为 $k_1=1.95$ 、 $k_2=0.91$ 、 $k_3=1.49$ 。这说明实际的 100AY120 型离心油泵叶轮虽然是由加大流量法设计的，但流量和比转数的放大系数并不是最合理的。

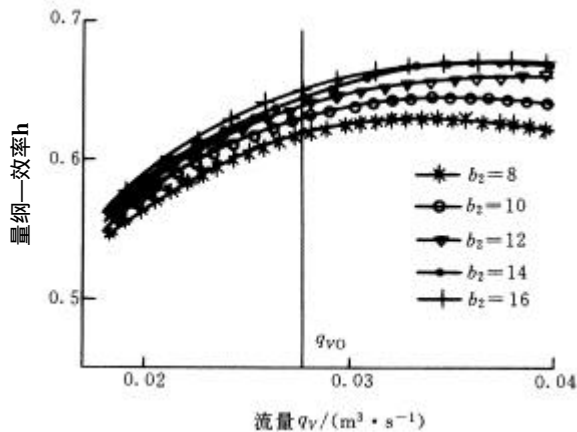


图 2 各叶轮出口宽度时泵的效率曲线

现将计算得到的最佳的各放大系数同传统的经验方法得到的各放大系数比较。由 100AY120 型离心油泵的 $n_s=48$ 查表^[1]得 $k_1=1.47$ ， $k_3=1.32$ ，查不到 k_2 ，与这里的方法得到的 $k_1=1.95$ 、 $k_3=1.49$ 差距较大。

将按设计得到的出口宽度 $b_2=14$ mm 叶轮，及按面积比得到相应蜗壳从新制作一台泵，该台泵在 B 级试验台上试验，结果表明：该泵比原 100AY120 离心油泵在设计点高出 2.8%；在大流量工况下高出 3% 左右；在小流量下则高出较少，当流量小于 $80 \text{ m}^3/\text{h}$ 时，则效率几乎相等。设计的泵和原 100AY120 离心油泵在不同流量下的效率见下表。

表 100AY 原泵和设计的泵在不同流量下的效率

流量 $q_v / (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$	0.022	0.025	0.028	0.031	0.033
原泵效率 $\eta_1 / \%$	56.0	61.0	63.0	64.0	66.2
设计泵的效率 $\eta_2 / \%$	56.0	61.5	65.8	67.0	69.3

5 结论

(1) 提出的建立在离心泵性能预测基础上的理论计算低比转速离心泵最佳流量、扬程及比转速放大系数的方法，解决了泵行业一直依据经验统计值确定其放大系数不能使低比转速离心泵在设计点效率最高这一问题。

(2) 实例表明提出的方法实际可行，能够提高

低比转速离心泵在设计工况点的效率，充实了低比转速离心泵的设计理论。

参 考 文 献

- 1 金树德，陈次昌. 现代水泵设计方法. 北京：兵器工业出版社，1993
- 2 杨军虎，杨从新. 高温高压循环蜡泵的研制. 化工机械，1998，25(6)：24~25
- 3 杨军虎，张人会，王春龙，等. 蜗壳式离心泵性能预测. 见：2002 年全国流体机械技术论文集. 合肥：流体机械杂志社，2002：433~436
- 4 Yang J H, Zhang R H. The performance prediction of centrifugal pump with diffuser. In: The 7th Asian Int. Conf. Fluid Machinery, Fukuoka, 2003：203~207

CALCULATION METHOD OF THE INCREASING COEFFICIENTS FOR LOW SPECIFIC-SPEED CENTRIFUGAL PUMP

Yang Junhu Zhang Renhui

(School of Fluid Power and Control, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050)

Abstract: On the basis of the traditional formulae for the width of impeller and the specific-speed, the formulae of the increasing coefficients of the flow-rate, head and the specific-speed are deduced, which incarnates the relation between the increasing coefficients and the hydraulic parameter of the pump. The calculation method of the increasing coefficients for low specific speed centrifugal pump is proposed, based on performance prediction of centrifugal pump. The problem is resolved, which design condition efficiency for low specific speed centrifugal pump is not the highest in terms of experiential statistical increasing coefficients. The example indicates that the method proposed is practicable, which can enhance the efficiency of low-specific speed pump at design condition. The design theory of low specific-speed centrifugal pump is further enriched.

Key words: Low specific-speed centrifugal pump

Increasing coefficients Design condition

Efficiency

作者简介：杨军虎，男，1962 年出生，教授。主要从事流体机械内部流场及性能研究。

E-mail: lzyangjh@lut.cn