

离心泵滑移系数精度的比较

刘厚林¹, 谈明高¹, 袁寿其¹, 吴贤芳², 杨凤鸽¹

(1. 江苏大学 流体机械工程技术研究中心, 江苏 镇江 212013; 2. 上海凯泉泵业有限公司, 上海 201804)

摘 要: 滑移系数是计算离心泵理论扬程的关键. 分析了滑移系数的定义、本质及国内外滑移系数的研究状况. 通过对大量优秀离心泵效率的计算, 以试验效率为标准比较了目前离心泵常用的斯托道拉、威斯奈和斯基克钦等滑移系数计算公式的精度. 计算结果表明, 与试验效率相比, 离心泵在比转数小于 65 时威斯奈公式的计算结果更为精确, 比转数大于 65 时斯基克钦公式的计算更为准确.

关键词: 离心泵; 滑移系数; 精度; 理论扬程; 性能预测

中图分类号: TH311 文献标识码: A 文章编号: 1005-6254(2006)06-0004-03

Precision comparison on slip factor of centrifugal pumps

LIU Hou-lin¹, TAN Ming-gao¹, YUAN Shou-qi¹, WU Xian-fang², YANG Feng-ge¹

(1. Technical and Research Center of Fluid Machinery Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013 China; 2. Shanghai Kaiquan Pump Co., Ltd, Shanghai 201804, China)

Abstract: Slip factor of centrifugal pumps is very important to theoretical head calculation. The present research situations on slip factor of centrifugal pumps, definition and characters of slip factor are reviewed. Based on the practical efficiency calculation of many excellent centrifugal pumps, the Stodola, Stechkin, and Weisner slip coefficient formulas are compared. The standard of comparison is experiment efficiency. Compared with experiment efficiency, the research indicates that Weisner formula ($n_s < 65$) and Stechkin formula ($n_s > 65$) are more accurate for centrifugal pumps and that the Stodola formula is not suitable for centrifugal pumps.

Key words: centrifugal pump; slip factor; precision; theory head; characteristics prediction

液体在有限叶片数叶轮和无限叶片数叶轮中的流动状态差别特别大. 叶片无限多时叶轮内任意点的相对速度方向与该处的叶片表面切线方向一致, 而有限叶片数时相对速度则会产生滑移, 造成液体在出口处旋转不足, 因此两种情况下叶轮的理論扬程也不相同. 这种由于液体惯性引起的泵扬程差别即为滑移. 滑移引起的理論扬程的减小并不是损失, 只是减小了叶轮转换能量的功能, 并不直接降低泵的效率.

滑移系数计算方法国内外众多学者进行过研究^[1-3]. 斯托道拉(Stodola)、布塞曼(Busemann)、普弗

莱德尔(Pfleiderer)、威斯奈(Weisner)、汪妙强、何希杰等都曾通过不同的研究方法给出各自的计算公式. 文献[4]还研究了两相流情况下的滑移系数并与单相流的情况进行了比较; 文献[5]针对离心式叶轮通过相邻叶片间涡半径导出了一个新的滑移系数的计算公式. 笔者针对几个常用的滑移系数公式, 通过对大量离心泵的实际计算比较了各公式的精度.

1 滑移系数公式

目前离心泵滑移系数的计算公式较多, 但主要

有下面 4 个公式：

(1) 斯托道拉公式(Stodola)

$$\sigma_{st} = 1 - \frac{\pi}{z} \sin \beta_2 \quad (1)$$

(2) 威斯奈公式(Weisner)

$$\sigma_v = 1 - \sqrt{\sin \beta_2 / z^{0.7}} \quad (2)$$

(3) 普夫莱德公式(Pfleiderer)

$$\sigma_p = 1 / (1 + P) \quad (3)$$

式中 $P = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{R_2^2}{R_2^2 - R_1^2}, \Psi = a(1 + \frac{\beta_2}{60})$

式中 a 为与泵结构形式有关的经验系数； R_1 为叶轮进口半径； R_2 为叶轮出口半径。

(4) 斯基克钦公式(Stechkin)

$$\sigma_s = \frac{1}{1 + P} \quad (4)$$

式中 $P = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{R_2^2}{R_2^2 - R_1^2}, \Psi = \frac{\pi}{3}$

由于普夫莱德公式中的经验系数很难确定，故其实际应用很少。由式(3)和(4)可知，斯基克钦公式是对普夫莱德公式的一个改进，即取 $\Psi = \pi/3$ ，这样使其更容易应用。故选择威斯奈公式、斯基克钦公式和斯托道拉公式来计算并进行精度比较。

2 滑移系数的比较

为验证并分析上文选取的三个公式，选取 25 个具有广泛代表性的优秀离心泵进行计算分析并与试验结果对比^[6]。限于篇幅，这里仅列举出其中的 10 个模型的性能参数和结构参数，详见表 1。

表 1 计算模型的结构参数和性能参数

序号	性能参数的试验值					几何参数			
	$Q/(m^3/h)$	H/m	$n/(r/min)$	n_s	$\eta/\%$	z	D_2/m	b_2/m	$\beta_2/(^\circ)$
1	36.18	111.13	2 960	32.0	49.50	5	0.290	0.008	34
2	20.37	46.35	2 900	44.8	65.40	5	0.192	0.005	38
3	20.00	30.80	2 900	60.4	64.00	6	0.162	0.007	32
4	32.40	30.00	2 900	78.3	76.42	6	0.157	0.010	33
5	45.70	29.30	2 900	94.7	76.10	6	0.164	0.010	27
6	280.00	29.10	1 450	117.8	82.50	6	0.315	0.030	27
7	43.20	18.45	2 890	129.8	83.40	6	0.132	0.012	32
8	287.60	18.90	1 450	165.0	84.35	6	0.268	0.039	30
9	285.00	14.32	1 485	207.2	85.50	6	0.246	0.039	25
10	400.00	12.81	1 450	260.5	86.81	5	0.244	0.058	28

表 2 和表 3 中的理论扬程分别按下面两式计算。对于威斯奈公式和斯托道拉公式：

$$H_t = [v_{u_2\infty} - (1 - \sigma)u_2]u_2$$

式中 u_2 为叶轮出口圆周速度； $v_{u_2\infty}$ 为叶片无限多时叶轮出口速度圆周分量。

对于斯基克钦公式：

$$H_t = \sigma H_{t\infty}$$

式中 $H_{t\infty}$ 为无限叶片数时的理论扬程。

表 2 和表 3 中的各效率分别按下面各式计算：

容积效率： $\eta_v = 1 / (1 + 0.68n_s^{-2/3})$

机械效率： $\eta_m = 1 - 0.07 / (n_s / 100)^{7/6}$

水力效率： $\eta_h = H / H_t$

总效率： $\eta = \eta_h \eta_v \eta_m$

表 2 斯托道拉公式计算结果

序号	滑移系数 σ_{st}	理论扬程 H_{tst}/m	水力效率 $\eta_{hst}/\%$	机械效率 $\eta_m/\%$	容积效率 $\eta_v/\%$	总效率 $\eta_{st}/\%$	试验效率 $\eta/\%$
1	0.648 6	123.80	87.73	73.55	93.68	61.83	49.50
2	0.613 7	45.66	101.50	82.15	94.89	79.12	65.40
3	0.838 2	39.07	78.83	87.38	95.77	65.96	64.00
4	0.714 8	34.26	87.57	90.69	96.42	76.57	76.42
5	0.770 5	35.76	81.93	92.48	96.82	73.36	82.90
6	0.762 3	31.28	93.03	94.22	97.25	85.24	82.50
7	0.722 5	21.14	87.29	94.84	97.42	80.65	85.00
8	0.730 3	22.00	85.90	96.10	97.79	80.72	86.00
9	0.778 7	17.50	81.83	97.02	98.10	77.89	88.00
10	0.705 0	15.52	82.55	97.71	98.36	79.34	86.81

表 3 斯基克钦和威斯奈公式计算结果

序号	滑移系数		计算理论扬程		计算水力效率		机械效率	容积效率	计算效率	
	σ_s	σ_v	H_{ts}/m	H_{tv}/m	$\eta_{hs}/\%$	$\eta_{hv}/\%$			$\eta_s/\%$	$\eta_v/\%$
1	0.684 2	0.757 6	134.47	146.30	82.64	75.96	73.55	93.68	56.94	52.34
2	0.691 1	0.745 7	54.79	57.15	84.60	81.10	82.15	94.89	65.94	63.21
3	0.719 9	0.841 4	35.26	39.27	87.36	78.43	87.38	95.77	73.11	65.63
4	0.718 4	0.789 4	36.39	38.59	82.45	77.75	90.69	96.42	72.10	67.99
5	0.692 3	0.811 1	34.55	38.33	84.81	76.44	92.48	96.82	75.94	68.44
6	0.680 1	0.807 8	30.34	33.94	95.92	85.75	94.22	97.25	87.88	78.57
7	0.665 4	0.792 3	21.32	23.98	86.52	76.95	94.84	97.42	79.93	71.09
8	0.648 3	0.795 2	21.31	24.75	88.67	76.38	96.10	97.79	83.33	71.77
9	0.629 3	0.814 5	15.69	18.84	91.24	76.02	97.02	98.10	86.85	72.36
10	0.493 9	0.777 8	12.40	18.08	103.26	70.85	97.71	98.36	99.24	68.09

由表 1、表 2 和表 3 知 :斯托道拉滑移系数公式计算出的总效率的最大误差为 13.72% ;最小误差为 0.15% ;平均误差为 6.76% ;威斯奈滑移系数公式计算出的总效率的最大误差为 18.72% ;最小误差为 1.63% ;平均误差为 9.9% ;斯基克钦滑移系数公式计算出的总效率的最大误差为 12.43% ;最小误差为 0.54% ;平均误差为 5.51% .因此 ,总体上看斯托道拉和威斯奈公式误差较大.

由图 1 和图 2 可知 :斯托道拉滑移系数公式计算出的总效率只在比转数 60 到 80 间 ,比较接近试验效率 ,在这个范围外其误差都比较大 ,平均超过 8% ;威斯奈滑移系数公式计算的总效率虽然总体平均误差最大 ,但在比转数小于 65 时其平均误差最小 ,为 2.52% ,相同情况下斯托道拉和斯基克钦公式的平均误差分别为 13.03% 和 3.99% ;斯基克钦滑移系数公式计算出的总效率在全范围内误差最小 .但当比转数达到 260 时 ,三个公式的计算结果的误差都很大 .因此 ,就离心泵而言 ,斯托道拉滑移系数公式是最不可取的 .下面再对斯基克钦滑移系数公式和威斯奈滑移系数公式作详细比较 .

由表 3 知 :用威斯奈公式计算的理论扬程要比用斯基克钦公式算得的结果要大 ,尤其对低比转数泵 .因此用威斯奈公式所算得的水力效率比用斯基克钦滑移系数公式算得的低 ,见图 1 .在机械效率和容积效率相同的情况下 ,用威斯奈公式预测的总效率比用斯基克钦公式的低 .在比转数低于 65 时 ,用威斯奈公式计算的比较接近实验效率且最大误差在 3% 之内 ,而用斯基克钦公式计算所得的结果的最大误差在 7% 以上 .当比转数大于 65 时 ,用斯基克钦公式计算的总效率更接近于实验效率 ,大部分误差在 6% 以内 ,而此时用威斯奈公式计算的误差则比较大 ,平均在 10% 以上 .总效率如图 2 所示 ,从总体趋势上来看 ,用威斯奈公式计算所得总效率随着比

转数的增大与试验效率的差值也增大 ,而用斯基克钦公式的计算结果则相反 .

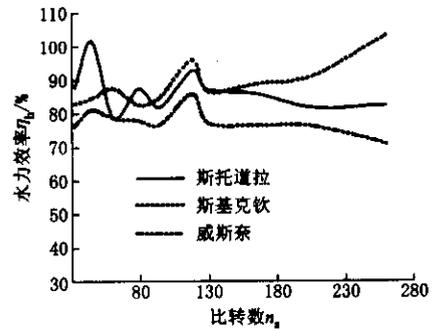


图 1 各公式水力效率计算曲线

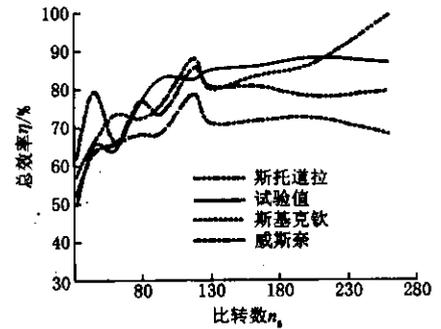


图 2 各公式总效率计算曲线

3 结 论

通过对优秀离心泵的计算 ,比较分析了斯托道拉、威斯奈和斯基克钦滑移系数计算公式的精度 .认为就离心泵而言 ,在比转数低于 65 时应采用威斯奈公式计算理论扬程 ;在比转数大于 65 时采用斯基克钦公式计算理论扬程 ;而斯托道拉滑移系数公式是最不可取的 .这为提高离心泵理论扬程计算的精度以及离心泵性能预测的精度奠定了基础 .

(下转第 11 页)

需要用户对通用后处理进行修改,或用 VB、VC 等高级语言制作专用的后处理程序。UG 的 POSTBUILD 模块在制作三轴后处理方面还是比较成熟的,实用性比较强;在制作五轴后处理方面由于考虑通用性和正确性比较多,通用后处理程序和机床的匹配性要差一点,在有些机床上加工会有问题。这是由于五轴运动的算法比较复杂,三轴在空间上确定刀具位置只需 X 、 Y 、 Z 就行,在数学上是唯一解;而五轴要同时确定 X 、 Y 、 Z 、 B 、 C ,在数学上是多重解,一般有两三个解,甚至更多。同时五轴要做到连续运动,需对这些解进行筛选,并考虑机床的结构和运动形式、加工方法和走刀方式,对刀轴的连续运动进行控制,不同的机床就有与之匹配的最佳算法和控制方式。本例中有使用 POSTBUILD 后处理程序处理的名为 ZM_5Z_PB.MPF 的加工程序文件和用 VB 制作的专用后处理程序处理的名为 ZM_5Z_VB.MPF 加工程序文件。

用 POSTBUILD 后处理程序处理的 ZM_5Z_PB.MPF 文件中存在多个撞刀处,如:

N0090 X - 1045.296 Y357.318 Z454.576 C199.
903 B - 12.169

N0100 X - 1043.314 Y358.036 Z464.351

N0110 G00 C - 160.097

N0120 G01 X - 1045.256 Y357.332 Z454.772
F6000.

N0130 X - 1045.296 Y357.318 Z454.576 F1000.

N0140 X - 1042.409 Y363.409 Z454.031 C -
159.901 B - 12.382

而用专用后处理程序完全没有这种现象,在 ZM_5Z_VB.MPF 程序文件中相对应的程序是:

X - 1045.298 Y357.317 Z454.577 B12.169
C19.903

X - 1042.410 Y363.409 Z454.031 B12.382 C20.
099

这是由于 C 轴回转极限被限制在 $\pm 200^\circ$ 内,当 C 轴角度超出范围需要调整引起的。

3 结 论

通过对上述导叶式混流泵叶片的数控加工工艺的研究及实践表明,叶片的五轴联动加工技术可以有效地解决水泵叶片的加工问题,这项技术是计算机辅助三维曲面造型、计算机辅助制造及机械加工工艺技术等学科的综合技术。这是国产设备与国际先进软件的成功对接,对我国水泵制造业进入国际市场,参与国际竞争有着重要而深远的意义。

参考文献 (References)

- [1] Lai Xide, Wang Zhenkai. 5-Axis Simultaneous NC Machining Technology for Large-Size KAPLAN Blades of Hydraulic Turbin[J]. *Dongfang Electric Review* 2001, 15(2):108-115,128.
- [2] LAI Xi-de. Geometrical Errors Control in Five-axis Machining of Large blade, part I, II, III[J]. *J. of Sichuan Univ. of Sci. & Tech.* 2003(123)
- [3] LAI Xi-de. Recent Progress of R&D and Manufacturing for Hydro Turbines in China[C]//中国水利水电工程:中国科协第3届青年学术年会论文集.北京:海洋出版社 2004 386-391.
- [4] 赖喜德. 大型水轮机转轮数字化设计与制造的关键理论及技术研究[D]. 武汉:华中科技大学,2003.
- [5] 赖喜德. 大型轴流式叶片五坐标联动数控加工技术[J]. *CAD/CAM 计算机辅助设计与制造* 2000, 6(5):71-75.
- [6] 王建刚. 水泵叶轮车削系统的探索[J]. *排灌机械*, 2005 23(1) 31-32.

(责任编辑 张文涛)

(上接第6页)

参考文献 (References)

- [1] 邹正文,史晓燕,徐奇峰. 离心泵叶轮滑移系数的研究[J]. *水泵技术* 2006(1):1-7.
- [2] 何希杰. 离心泵理论扬程修正系数的研究[J]. *水泵技术* 1980(2) 21-30.
- [3] 郭自杰,王仕扬. 关于离心泵的滑移系数[J]. *水泵技术* 1984(4) 43-46.
- [4] Caridad J A, Kenyery F. Slip factor for centrifugal impellers under single and two-phase flow conditions[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2005, 127(2):317-

321.

- [5] Paeng K S, Chung M K. A new slip factor for Centrifugal impellers[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2001, 215(5) 645-649.
- [6] 谈明高. 离心泵性能预测理论及其软件开发[D]. 镇江:江苏大学 2006.
- [7] 严敬,杨小林. 国外水泵研究现状概述[J]. *排灌机械* 2003 21(5):1-3.
- [8] 陆林广,祝婕,冷豫等. 泵站进水流道模型水力损失测试[J]. *排灌机械* 2005 23(4):14-17.

(责任编辑 贾国方)