低比转速泵叶轮水力设计方法综述

严敬,杨小林 (四川工业学院,四川 成都 610039)

摘要:概括性地介绍了低比转速离心泵叶轮水力设计领域近年中取得的进展和新理论,讨论分析了不同目标的叶轮几何参数计算方法,如建立在对大量优秀水力模型统计基础之上的速度系数法、以计算机编程综合计算叶轮几何参数的解析法;介绍了特殊的叶片绘形方法,如单圆弧曲线,等变角、非等变角螺旋线等,并对这类叶轮水力设计的研究方向提供了有益的建议。

关键词: 低比转速: 叶轮: 设计: 理论: 综述 文献标识码: A 文章编号: 1005-6254 (2003) 03-0006-04

0 引音

低比转速泵高扬程、低流量的外特性特征决定了其具有某些与其它离心泵不同的特殊性:为产生较高的扬程,泵的叶轮半径必须比较大,由于叶轮的圆盘摩擦损失大约正比于叶轮半径的5次方,因而较大的圆盘半径造成的过大的机械发展了这类泵效率普遍较低。低比转速对放大的原因也与叶轮产生的过高的扬程、效应,这种压力分布特点使得水流易于在叶片浪道间炎压梯度比较高,这种压力分布特点使得水流易于在叶片表面股流分离,这一现象甚至在泵的设计点也难以起面、这种压力分布特点使得水流易于在叶片表面股流分离,这一现象甚至在泵的设计点也难过的电路,这一比转速泵的最大输入功率与设比其它离心泵对应值高,结果造成原动机频频过载失效。最后,一些参数不合理的低比转速泵的H-Q曲线常出现驼峰,影响机组稳定运行。

低比转速泵的上述不足难以用一般叶轮水力设计方法纠正,这类泵应有适合其自身特征的叶轮几何参数计算方法和叶片绘形原理。近十余年里,国内不少水泵技术人员广泛开展了关于低比转速泵的特性及设计方法的研究,并取得的众多成果应用于设计实践中。本文仅对低比转速叶轮的水力设计新理论、新方法作一综述与展望。

1 叶轮几何结构参数的计算新方法

用户给定的叶轮设计点参数,一般包括叶轮的理论流量 Q_T , 理论扬程 H_T , 旋转角速度 ω ;

设计人员必须根据这些参数决定全部叶轮几何尺寸: 叶轮半径 R_2 , 叶轮出口宽度 b_2 和出口排挤系数 ψ_2 , 叶片出口安放角 β_2 及叶片数 Z, 叶轮进口直径 D_0 。这是完成叶轮水力设计的第一步。

在确定上述叶轮几何参数时,目前国内常用的方法有以下几种。

1.1 速度系数法

这种方法实际是建立在对大量优秀水力模型统计基础之上的一种相似设计方法。这一方法以图表或经验公式的形式,给出叶轮几何参数与叶轮比转速之间的关系,供设计人员快捷计算有关叶轮参数。目前国内资料大多基于Stepnnoff早期统计结果^[1]。国外目前应用较多的是Lobanoff在上世纪90年代发表的回归曲线^[2],但国内还缺乏相关介绍与分析。

在利用速度系数法设计低比转速叶轮时,有时并不能取得令人满意的效果。有两个原因限制了这一方法在低比转速叶轮设计中的应用。第一,统计人员在处理样本时,往往缺乏大量优秀低比转速市轮水力模型,有的经验曲线甚至没有低比转速范围的函数段。第二,统计样本的优秀性是一个比较模糊的概念,以同一批经验曲线决定叶轮结构参数难以达到同时保证产品的高效率和高可靠性的双重目的。

近年来,国内水泵工作者以一些使用效果较好的低比转速叶轮为依据,得到了一些适合低比转速叶轮参数计算的经验公式,以计算Z, b_2 等,见文献[3, 4, 10]。

作者简介:严赦(1947-),男,江苏苏州人,教授,硕士,主要从事流体机械的研究与教学。

1.2 解析计算法

经过十余年的发展,以计算机编程综合计算 叶轮几何参数的解析方法,目前稳定在优化技术 上。由于不同的用户对水泵的性能要求有所不同, 出现了两类主要的优化目标以计算叶轮参数。

1.2.1 提高叶轮效率为目标的数学模型

这一类型的研究成果有多篇报导,其中较有 影响的两种。

一种观点认为,既然低比转速泵效率较低的主要原因是因为其圆盘摩擦过大,因而减小叶轮半径R₂应当成为提高泵效率的主要措施。在考虑了斯托道拉导出的轴向漩涡产生的相对速度值之后,以泵的基本方程为依据可以得到如下目标函数:

$$R_2^2 = \frac{gH_T + \omega Q_T / (2\pi b_1 \psi_1 \operatorname{tg} \beta_2)}{\omega^2 (1 - \pi \psi_2 \sin \beta_2 / Z)}$$
 (1)

在第二个数学模型中,则同时考虑了叶轮几何参数决定的圆盘摩擦损失及叶轮出口水力损失,并把减小这两者之和 Δ h 作为优化目标:

$$\Delta h = k_1 r Q_T \frac{V_2^2}{2g} + k_2 \omega^3 R_2^5 \tag{2}$$

(2)式中 k_1 为叶轮出口冲击局部损失系数, k_2 为圆盘摩擦系数,两者均为经验常数。出口绝对速度 V_1 可用叶轮几何参数表示:

$$V_2^2 = gH_T \left(1 - \frac{\pi \psi_2}{Z} \sin \beta_2 \right) + \left(\frac{Q_T}{2\pi \hbar_2 \psi_2} \right)^2 \times \frac{1}{\sin^2 \beta_2} \times \frac{\omega^2 \left(1 - \frac{\pi \psi_2}{Z} \sin \beta_2 \right)}{gH_T + \frac{\omega Q_T}{2\pi \hbar_2 \psi_2 \operatorname{tg} \beta_2}} + \frac{\omega Q_T}{2\hbar_2} \times \left(\frac{\cos \beta_2}{Z} - \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\pi \psi_2} \right)$$
(3)

(1)(2)式中 Q_T 、 H_T 、 ω 均为常量。由于两个目标函数均是设计变量 b_2 、 ψ_2 、Z的单调函数,因而它们的值在充分考虑特性曲线的无驼峰等要求条件下,应事先给出。于是,两个目标函数都仅仅是 β_2 的有极值的函数。文献 [5]证明了泵的比转速越低,能使目标函数有极值的 β_2 就越小。由此可以看出,那种在 R_2 一定时以较大的 β_2

增加理论扬程 H_r , 或在 H_r 一定时以增大 β_2 减少 R_2 的措施对低比转速叶轮并不恰当, 尽管这种方法对中、高比转速叶轮是有效的。

(1)(2)两式以不同目标作为优化对象,但是,从应用的角度看,它们实际是等价的。即对一组相同的用户性能参数,两种求优过程最终算得的叶轮几何参数完全相同。由于低比转速叶轮圆盘摩擦损失较大,且对于几何参数变化十分敏感,而 R_2 的变化并不引起 V_2 显著变化,因而能使 Δh 有极小值的结构参数 R_2 也将有极小值 $^{[6]}$ 。

1.2.2 降低泵的输入功率为目标的数学模型

在研究早期,国内技术人员已定性发现,取较小的 β_2 值将有利于降低泵的最大输入功率。 文献 [7] 和 [8] 从不同的数学角度比较严格的导出了同一定量关系:当叶轮几何参数满足 (4) 式时,泵的最大水功率正好发生在设计流量处,且这一水功率正好等于设计点的水功率。

$$\beta_2 = \arctan\left(\frac{Q_T \omega}{H_T} \times \frac{1}{2\pi} \times \frac{1}{b_2 \psi_2}\right) \tag{4}$$

这一研究结果把泵的最大输入功率值与设计 点的输入功率值之比降低到1:1,对泵的可靠性改 善比较明显。

1.3 加大流量设计方法

这一方法基于这样一个事实:一台设计流量 比较大,设计点比转速比较高的流量—效率曲线 将包络一台设计流量比较低的泵的对应曲线,因 而这台泵在原定设计点运行时效率将比较高。这 一方法推广后已取得了比较显著的经济效益。加 大设计流量的推荐系数见文献[3]。

1.4 短叶片偏置的复合叶轮

在相邻长叶片问设置短叶片后,并不增加叶轮进口的排挤,而叶轮出口部分较多的叶片减少了叶轮流道的扩散程度,抑制了叶片表面的水流分离股流,减少叶轮半径,这种复合叶轮对叶轮水力性能改善比较明显^[9]。

2 叶片绘形

低比转速叶轮的轴面图比较狭窄,叶片进口边上各点圆周速度和轴面速度相差都不大,因而各点的液流角相差也不大,在使用圆柱形叶片时,各点的冲角一般不会超过冲角推荐上限值(8°~16°),对叶轮的水力效率不致产生显著影响。圆柱形叶片造型简单,成本较低,因而低比转速叶轮

广泛使用圆柱形叶片。

圆柱形叶片设计的关键问题是确定其工作面在平面图上的投影曲线。这一曲线的形态对叶片水力性能的影响是全局的,叶片厚度分布只有局部影响。平面图上这一投影曲线将分布在半径为 R_1 、 R_2 的两个同心圆之间,曲线在小、大圆上的安放角必须是给定值 β_1 、 β_2 。此外,一条良好的投影曲线还应满足以下基本要求:为避免水流在叶片表面脱流,曲线各点安放角应从进口 β_2 ,中间不应出现极值:曲线各点破产化到出口 β_2 ,中间不应出现极值:曲线各点域变化到出口 β_2 ,中间不应出现极值:曲线各点域变化到出口 β_2 ,中间不应出现极值:曲线各点域变化到出口单调增加;这条曲线逐有合理的包角值 ϕ 。在综合分析了减少叶轮摩擦损失和避免叶片表面脱流两方面的要求后,国内水泵技术人员提出了"少叶片大包角"的设计原则。经统计, $Z \times \phi = 800 \sim 1000$ 较为合理(比转速较低者取大值)。

经过十余年的探索与研究,国内技术人员对 目前常用的以下几种平面曲线的几何特性有了比 较深入的认识。

2.1 单圆弧曲线

这种传统的曲线只含一段圆弧。曲线包角 为:

$$\phi = \pi - \arcsin\left(\frac{\rho}{\rho O_1} \sin \beta_1\right) - \arcsin\left(\frac{\rho}{\rho O_1} \sin \beta_2\right)$$
(5)

或

$$\phi = \pi - (\beta_1 + \beta_2) - 2 \times \arctan\left(\frac{R_1 \sin(\beta_1 + \beta_2)}{R_2 - R_1 \cos(\beta_1 + \beta_2)}\right)$$
(6)

或

$$\phi = \arccos\left(\frac{R_1^2 + R_2^2}{2R_1R_2} - \frac{\left(R_2^2 - R_1^2\right)^2}{R_1^2 + R_2^2 - 2R_1R_2\cos(\beta_1 + \beta_2)}\right) / (2R_1R_2)\right)$$

这里

$$\rho_{(\mathbb{R})(1+\mathbb{R})} = (R_2^2 - R_1^2)/2(R_2 \cos \beta_2 - R_1 \cos \beta_1)$$

$$\rho_{(0,1)}^2 = R_1^2 + \rho^2 - 2R_1\rho \cos \beta_1 = R_2^2 + \rho^2 - 2R_2\rho \cos \beta_2$$

这种曲线的安放角分布规律并不理想。安放角从进口的 β_1 随轴面角(曲线某点轴面与进口轴面之间夹角)增长而增大,当轴面角等于 $\frac{\pi}{2}$ -arcsin(ρ sin $\beta_1/\rho 0_1$)时达到最大值:arcsin(ρ 001/ ρ),然后再逐步下降到出口的 β_2 [11]。

2.2 等变角螺旋线

这一曲线的包角为:

$$\phi = \frac{\ln(R_2/R_1)}{\ln(\cos\beta_1/\cos\beta_2)} (\beta_2 - \beta_1)$$
 (8)

这一曲线的极坐标方程为:

$$r = R_1 \left(\frac{\cos \beta_1}{\cos[(\beta_2 - \beta_1)\theta/\phi + \beta_1]} \right)^{\frac{1}{2}/(\beta_2 - \beta_1)}$$

这种曲线的安放角从进口 β_1 随轴面角增大按线性规律增长到出口 $\beta_2^{[12]}$:

$$\beta = (\beta_2 - \beta_1)\theta/\phi + \beta_1$$

2.3 等角螺旋线

这一曲线只适合 $\beta_1 = \beta_2$ 的特殊情况。这一曲线的包角为:

$$\phi = \ln(R_2/R_1)\operatorname{ctg}\beta_1(\beta_2) \tag{9}$$

曲线的极坐标方程为:

$$r = R_1 \exp(\theta \operatorname{tg} \beta_1(\beta_2))$$

这一曲线的各点处安放角为常数 β_2 (β_1)[11]。 2.4 非等变角螺旋线^[13]

这一曲线的包角 ϕ 能在 $\ln(R_1/R_1)$ /tg β_1 和 $\ln(R_1/R_1)$ /tg β_2 之间选取,曲线的极坐标方程为:

$$r = R_1 \exp \left[\frac{\operatorname{tg} \beta_2 - \operatorname{tg} \beta_1}{k+1} \left(\frac{\theta}{\phi} \right)^k + \operatorname{tg} \beta_1 \right] \theta$$

上式中,
$$k = \frac{(\operatorname{tg} \beta_2 - \operatorname{tg} \beta_1)\phi}{\ln(R_1/R_1) - \operatorname{tg} \beta_1} - 1$$

这一曲线的安放角变化规律也不理想:

$$\beta = \arctan[(\operatorname{tg} \beta_2 - \operatorname{tg} \beta_1)(\theta/\phi)^2 + \operatorname{tg} \beta_1]$$

由(4)~(8)式可以看出,前三种曲线的包角都是由曲线进、出口边界条件 R_1 、 β_1 、 R_2 、 β_2 决定的,不能给定和调整,第四种曲线

的包角也只能在一个有限范围内选取。因此,在使用这些单一曲线时,难以实现低比转速叶片"大包角少叶片"的设计原则。为此,在设计实践中,往往需要把两条同一类型或不同类型的曲线拼合形成叶片型线,复合曲线在结合点应光滑,且其包角大小应符合要求。

3 低比转速叶轮水力设计的展望

尽管我国技术人员在低比转速叶轮设计理论 与方法领域内已经取得了不少重要成就,但是, 为进一步提高设计质量,还有一些有关问题有待 深入研究。

- (1)通过收集更多的具有不同特征的优秀水力模型,统计置信度较高的适合低比转速叶轮的结构参数计算的速度系数公式,发挥速度系数法计算简便快捷的优势。
- (2)建立多目标的叶轮几何参数优化模型, 力求叶轮的效率、可靠性等指标同时提高到新水平。
- (3)研究新的叶片曲线,新曲线应在安放 角、曲率半径分布和包角大小等方面都有更好的 几何特性。

参考文献:

[1] Stepanoff, Stepanoff, Contrifugal and Axial Flow

- Pumps. New York: Ingersoll-Rand Company, 1957.
- [2] Lobanoff. Centrifugal Pumps: Company Design & Application, Houston: Gulf publication, 1992.
- [3] 袁寿其. 低比转速离心泵理论与设计[M]. 北京. 机械工业出版社, 1997.
- [4] 严敬. 低比转速离心泵一原理,参数优化及绘形[M]. 成都, 四川科学技术出版社,1998.
- [5] 严敬. 和值对低比转速叶轮外径的影响[J]. 排繼机械, 1989 (3): 15~20.
- [6] 严敬. 对低比转速叶轮参数优化模型的深入分析[J]. 流体机 械,1998(3):20~22.
- [7] 严敬. 低比转速叶轮无过载设计新方法[C]. 水动力学研究 与进展. 2000 (1): 67~73.
- [8] 严敬. 无过数叶轮几何参数的计算[J]. 农业机械学报,2002 (3):37~38.
- [9] 朱祖超. 超低比转速高速复合叶轮离心泵的设计方法[D]. 学位论文, 浙江大学, 1997.
- [10] 陈次昌. 一种计算离心泵叶轮内部流动的方法[J]. 流体工程, 1990(1): 12~28.
- [11] 严敬. 对几种圆柱形叶片的分析与研究[J],排灌机械, 2000(1):15~17.
- [12] 严敬. 圆柱形叶片绘形新方法[J]. 水泵技术, 1987 (3); 26~27
- [13] 董志豪. 三种圆柱形叶片型线方程比较[J]. 水泵技术, 1998(1): 16~19.

Survey on the Hydraulic Design of Low Specific Speed Impellers

YAN Jing, YANG Xiao-lin
(Sichuan Institute of Technology, Chengdou 610039, China)

Abstract: The latest achievements and new theories of low specific speed impellers hydraulic design is introduced synoptically. Different target impellers geometric parameters calculation is analysed, such as the speed coefficient method based on the stat of a great deal of excellent hydraulic model, the resolution method using computer to calculate impellers geometric parameters. And especial vane drawing methods, such as single circular curve, same changed angle and different changed angel. Then benefit suggestions for research orientation of this kind impellers hydraulic design is supplied.

Key words: Low specific speed; Impeller; Design; Theory; Survey