文章编号：1007-4929(2010)09-0054-03

数值计算与模型分析法相结合的离心泵的性能预测

张学静[1]，杨军虎[2]

(1.桂林电子科技大学机电工程学院，广西 桂林 541004；2.兰州理工大学流体动力与控制学院，甘肃 兰州 730050)

摘　要：对近几年逐步发展起来的离心泵的性能预测方法进行了评述，并对各种预测方法的优缺点进行了比较并讨论了其间的相互关系，利用CFD软件Fluent对MD40-6.3多级泵一级的叶轮与导叶内部流场进行了数值计算，根据计算的数据结合J.kourokawa提出的模型计算叶轮内的损失，预测了该多级清水离心泵一级的能量特性曲线，并与实验数据进行了比较。结果表明：在设计工况附近，预测值与实验值吻合较好，在其他工况点，特别是小流量工况点，误差也较小。

关键词：数值计算；模型分析法；离心泵；性能预测

中图分类号：TH311　　**文献标识码**：A

Performance Prediction of Centrifugal Pump Based on Numerical Calculation and Model Analysis

ZHANG Xue-jing[1]，YANG Jun-hu[2]

(1.School of Mechanical and Electrical Engineering，Guilin University of ElectronicTechnology，Guilin，541004，China；
2.Dept. of Fluid Machinery and Fluid Power Engineering，Gansu Univ. of Tech.，Lanzhou 730050，China)

Abstract：In this paper，different kinds of performance prediction methods are introduced and analyzed in detail. The merits and deficiencies of these methods are pointed out. Three-dimensional modeling and calculating of the impeller and vane flow through one stage of the centrifugal pump have been performed by using CFD. The performance curve of one stage of the centrifugal pump is got by collecting the data of the calculating and using the regress model proposed by J.kourokawa. The comparison of the prediction data with the experiment data shows that the errors are low at design condition and other working conditions.

Key words：numerical calculation；model analysis；centrifugal pump；performance prediction

0　引　言

离心泵的能量性能预测的关键是对损失的计算，而多级泵内的损失主要存在于叶轮和导叶内。关于多级泵叶轮及导叶内的损失计算及性能的预测无论在国内还是在国外研究的人员都很少。科研人员主要是对单级离心泵的叶轮与蜗壳进行大量的研究工作。由于导叶可以看作是多个流道的蜗壳，而蜗壳相当于一个流道的导叶，所以对于导叶的研究，可以借鉴蜗壳的研究成果。目前可以把性能预测的方法归纳为两种。

一种是损失模型法。该方法是对流场作一定的假设、简化，然后通过对各部分水力损失的物理本质及其影响因素的分析，寻求水力损失与结构参数的关系，建立损失计算模型[1]。该方法的优点是可以全面考虑诸如二次流、回流等各种因素的影响，对实际的性能预测有着较高的实用性及准确性。

另一种是纯数值方法。目前，纯数值方法一般是利用计算流体力学(CFD)商用软件分别计算泵内各部分构件内部的速度及压力场，然后采用自编计算软件利用计算得到的速度场数据来计算出泵的扬程、功率、效率和流量之间的关系。

数值计算方法的建模、网格化分，计算及流场分析等一系列步骤都可通过计算机完成，可以在设计工况下得到比较满意的结果，而且有些软件(如fluent)可以模拟实物的流动路径及状态，非常直观。不过，目前这些软件都是在设计工况附近过流部件的内部流场的计算比较准确，计算全流量范围内的流场，特别是小流量工况下的流场仍显得误差较大。这主要由

收稿日期：2010-03-11

作者简介：张学静(1978-)，女，讲师，主要从事流体机械的内部流动研究。Email：pingguotree4426@163.com。

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

于：①边界层转捩、分离的准确模型难以给出；②考虑三维边界层、曲率、旋转影响的合理的紊流模型难以选择；③目前对叶轮、蜗壳(导叶)的相互作用的研究还不够深入；④没有考虑泵腔、口环及级间二次流道内的泄漏及损失，特别是在小流量工况下二次流道的泄漏对叶轮进口流动的影响。

目前，在叶片泵领域，绝大部分的性能预测工作都是基于以上两种大的方法进行的，如上介绍与分析，可以看到两种方法各有利弊。如果能将两种方法结合起来，即采用计算流体力学(CFD)软件对泵内的流动进行计算，然后在此基础上结合模型分析法对泵的性能进行预测，则性能预测的精度将会进一步提高。

本文就是将两种方法相结合，采用 CFD 的 Fluent 软件对 MD40-6.3 多级导叶式离心泵的叶轮与导叶进行了内部流场的数值模拟，并导出计算数据，结合 J.kourokawa 提出的进口回流模型计算叶轮内的损失，预测了该多级清水离心泵一级的能量特性曲线，并与实验数据进行了比较。结果表明：在设计工况附近，预测值与实验值吻合较好，在其他工况点，特别是小流量工况点，误差也较小。

1　叶轮与导叶的内部流场计算

1.1　网格划分

为了节省计算资源，提高运算速度，并且叶轮是轴对称分布，可以选择一个流道划分网格来计算。采用适用性较强的四面体网格把把整个叶轮流道划分为单元数为 256 110 个计算网格，导叶流道划分为 971 110 个计算网格，如图 1、图 2 所示。

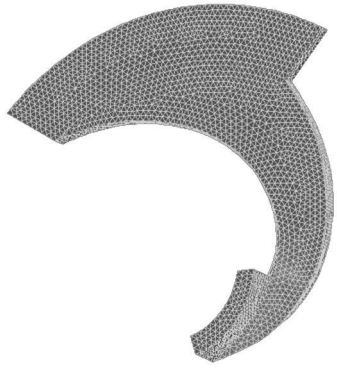

图 1　叶轮一个流道内的四面体计算网格

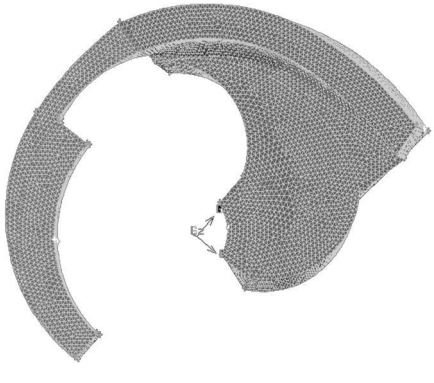

图 2　导叶一个流道内的四面体计算网格

1.2　计算方法

把上述网格导入到 FLUENT 里进行流场计算。在本次计算中，采用三维定常湍流计算方法。对基本方程的离散差分主要采用如下格式：速度、紊流动能和紊流黏性系数采用二阶迎风差分格式，压强采用二阶中心迎风差分格式；求解方法选用 SIMPLY 算法，为了加速收敛，求解压强项时松弛系数为 0.3，速度项为 0.2，紊动能项为 0.2，紊动能耗散率项为 0.2。

2　性能预测方法

2.1　扬程一流量性能曲线

对离心泵的扬程求解，采用下面的公式进行计算：

$$H = H_t - h$$

式中：H_t 为叶轮的理论扬程；h 为叶轮与导叶内的水力损失。

2.1.1　叶轮的理论扬程

H_t 可由下式计算得出：

$$H_t = \left\{ \frac{\sum_{i=1}^{n} \left(\frac{V_u U}{g} \right)_i}{N} \right\}_{\text{outlet}} - \left\{ \frac{\sum_{i=1}^{n} \left(\frac{V_u U}{g} \right)_i}{N} \right\}_{\text{inlet}}$$

式中：V_u 为叶轮绝对速度的圆周分量；U 为叶轮的牵连速度；N 为进、出口断面节点数。

2.1.2　叶轮内的水力损失

本文采用 J.kourokawa 在文献[2]中提出的叶轮水力损失的计算的方法来计算叶轮内的水力损失。Kourokawa 提出了用进口回流模型来计算叶轮内的沿程摩擦损失，其计算公式为：

$$\theta_{\text{lf(min)}} / \theta_{\text{lf(pip)}} = 1.25(A_b/A_S)^2 + 2.75(A_b/A_S)$$

$$\phi_{\text{lf(min)}} / \phi_0 = 0.3/(A_b/A_S) + 0.56$$

$$A_b = (b_1 + b_2) l z \qquad A_s = 2\pi(r_2^2 - r_1^2)$$

式中：θ 损失水头系数，$\theta = h_{\text{损}}/(u_2^2/2g)$；$\phi$ 为流量系数，$\phi = Q/(2\pi r_2 b_2 u_2)$。

叶轮出口处的混合损失采用下式计算：

$$\theta_{\text{mix}} = [(\delta_b + \delta_w)/\{2\pi r_2/z - (\delta_b + \delta_w)\}]^2 (V_{m2}/u_2)^2$$

式中：δ_b 为叶轮出口叶片的周向宽度；δ_w 为尾流宽度。

叶轮进口撞击损失的公式如下：

$$\theta_{is} = \begin{cases} [u_1 - V_{m1}\text{ctan}\beta_1/[1-(1-\phi/\phi_0)^3]]^2/u_2^2 & \phi \leqslant \phi_0 \\ (1/c-1)^2 (V_{m1}\text{ctan}\beta_1 i u_2)^2 & \phi > \phi_0 \end{cases}$$

$$c = 0.61/(1.1 - \sin\beta_1/\sin\beta_0)^{0.218} \qquad \beta_0 = \tan^{-1}(V_{m1}/u_1)$$

2.1.3　导叶内的水力损失

$$h_d = \left\{ \frac{\sum_{i=1}^{n} \left(\frac{p}{\rho g} \right)_i}{N} + \frac{\sum_{i=1}^{n} \left(\frac{V^2}{2g} \right)_i}{N} \right\}_{\text{outlet}} - \left\{ \frac{\sum_{i=1}^{n} \left(\frac{p}{\rho g} \right)_i}{N} + \frac{\sum_{i=1}^{n} \left(\frac{V^2}{2g} \right)_i}{N} \right\}_{\text{inlet}}$$

式中：p 为导叶的压力值；V 为导叶的绝对速度；N 为进、出口断面节点数；ρ 为水的密度。

2.2　效率一流量性能曲线

泵的效率由水力效率、容积效率、机械效率 3 部分组成。

$$\eta = \eta_h \eta_v \eta_m$$

(1)水力效率。水力效率预估的方法[1]如下：

$$\eta_h = \frac{H_t - h}{H_t}$$

式中：H_t 为叶轮的理论扬程；h 为叶轮与导叶内的水力损失。

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

(2)容积效率。文献[3]将密封环间隙内的流动展开为平行平板间的流动,得到泄漏量的迭代公式。

$$\Delta Q = C_d A_w \sqrt{2 g H_w}$$

$$C_d = \frac{1}{\lambda l_w / 2 b_w + 1}$$

$$\lambda = 0.27 Re_a^{-0.25} [1 + 0.5 (\frac{Re_w}{Re_a})^2]^{0.375}$$

$$H_w = H_{wo} - H_{wi}$$

$$H_{wo} = H_s - \frac{0.18 \omega^2 (R^2 - R_w^2)}{g}$$

$$Re_a = \Delta Q / (2 \pi R_w v) \quad Re_w = R_w b_w \omega / v$$

式中:H_{wi}、H_{wo}、H_s 分别为密封环间隙进、出口处及叶轮出口处静压;A_w、b_w、l_w 分别为密封环间隙的截面积、高度、长度;R_w 为密封环半径。

对于多级泵还需考虑级间泄漏的损失,其计算方法与叶轮密封环的泄漏量的计算方法相同。

容积效率 η_v:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + \Delta Q}$$

(3)机械效率。机械损失包括外机械损失及内机械损失,外机械损失为轴承及密封处的机械损失,内机械损失为叶轮圆盘摩擦损失。

圆盘摩擦损失 ΔP_r 的计算:

$$\Delta P_r = \omega T$$

$$T = C_m \times \frac{1}{2} \rho \omega^2 R^5$$

式中:T 为摩擦力矩;C_m 为扭矩系数;R 为圆盘半径。

$$C_m = 0.075 Re_d^{-0.2} [1 + 0.75 (\frac{S}{R} + \frac{t}{R})]$$

式中:S 为叶轮与蜗壳内壁间的轴向间距即泵腔轴向间距;t 为叶片出口的周向宽度。

考虑到圆盘的厚度,应对 T 进行修正:

$$T_b = T(1 + 2.5 \frac{b}{R})$$

式中:b 为叶轮宽度。

总功率 P 为:

$$P = \gamma Q_t H_t + \Delta P_m = \gamma Q_T H_t + \Delta P_r + \Delta P_r$$

文献[2]认为在设计工况下外机械效率为 98%左右,且在各工况下外机械损失近似不变。所以有:

$$P = (\gamma Q_t H_t + \Delta P_r)/0.98 = (\gamma Q H_t / \eta_v + \Delta P_r)/0.98$$

机械效率 η_m: $\eta_m = \frac{\gamma Q_t H_t}{P}$

2.3 功率~流量曲线

由效率~流量曲线和扬程~流量曲线,可以得到轴功率与流量的特性曲线,轴功率按下式计算:

$$N = \frac{\rho g Q H}{\eta}$$

3 多级导叶式清水离心泵一级的性能曲线预测

利用上面的计算公式,对多级清水离心泵 MD40-6.3(参见沈阳水泵研究所水力模型汇编[4])一级的能量特性曲线进行预测。其预测值和实验值比较结果如图 3—5 所示。

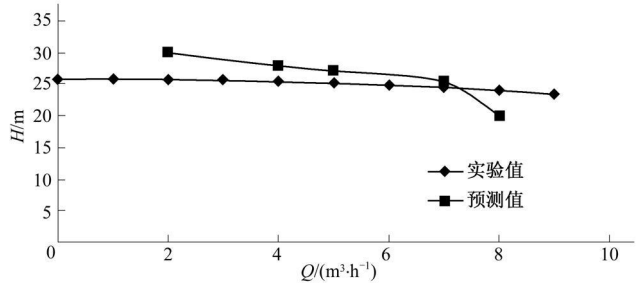

图 3 扬程—流量特性曲线

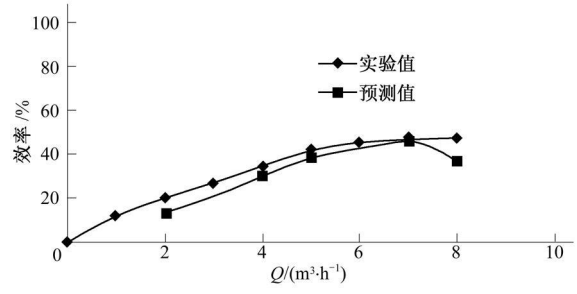

图 4 效率—流量特性曲线

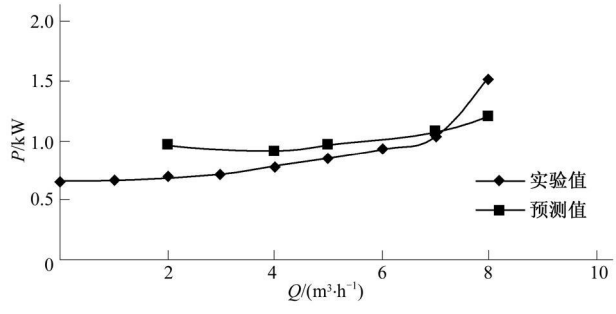

图 5 功率—流量特性曲线

4 结 语

(1)从该实例的预测结果可以看出在设计点附近的预测结果与实验结果吻合的很好,在其他工况点,特别是小流量工况点,误差也较小。

(2)预测结果表明将数值计算与模型分析法相结合预测离心泵的性能可以取长补短,大大提高性能预测的精度。

参考文献:

[1] 陈 池,袁寿其. 低比速离心泵的现状与展望[J]. 流体机械,1998,27(7):29—34.

[2] Kurokawa J, Jing J. Performance Prediction of Centrifugal Impeller and Scale Effects[C]// Proc. IAHR—Beijing 89 Symposium (1989—5):56—67.

[3] 袁卫星,张克危. 离心泵性能预测[J]. 水泵技术,1991,(2).

[4] 沈阳水泵研究所水力模型图汇编[Z]. 沈阳.

[5] 杨军虎,张仁会,王春龙. 蜗壳式离心泵的性能预测[C]//2002 流体机械技术论文集. 江苏:流体机械杂志社,2002.

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net