

可调后置导叶对泵装置水力特性的影响与预测*

杨帆^{1,2} 刘超^{1,2} 汤方平^{1,2} 谢荣盛¹ 陈锋¹

(1. 扬州大学水利与能源动力工程学院, 扬州 225127; 2. 扬州大学江苏省水利动力工程重点实验室, 扬州 225009)

摘要: 为了研究可调后置导叶对轴流泵装置水力性能的影响,基于雷诺时均方程和 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型计算了各工况时 7 种调节角的后置导叶泵装置的水力性能,分析了不同调节角时后置导叶的翼型绕流速度矢量,构建了可调后置导叶对泵装置能量性能影响的 BP-ANN 预测模型,并通过理论计算结合数值模拟验证了预测模型的有效性。结果表明:当后置导叶调节角沿顺时针方向增大时,轴流泵装置的高效区向大流量方向偏移;沿逆时针方向增大时,泵装置的高效区向小流量方向偏移。通过调节后置导叶可达到改善导叶体内部流态,减弱甚至消除导叶片进口冲角及尾部脱流等不良流态的目的,从而提高泵装置的水力效率。建立的 BP-ANN 预测模型具有较高的预测精度,预测精度在 1% 以内,可满足实际工程预测要求。

关键词: 泵装置 后置导叶 水力性能 数值分析 神经网络

中图分类号: TH312 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)04-0040-07

Numerical Analysis and Prediction of Hydraulic Performance for Axial-flow Pumping System with Adjustable Outlet Guide Vanes

Yang Fan^{1,2} Liu Chao^{1,2} Tang Fangping^{1,2} Xie Rongsheng¹ Chen Feng¹

(1. School of Hydraulic, Energy and Power Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225127, China

2. Hydrodynamic Engineering Laboratory of Jiangsu Province, Yangzhou University, Yangzhou 225009, China)

Abstract: In order to investigate the effect of adjustable outlet guide vane on hydraulic performance of axial-flow pumping system, the pumping system with seven different adjustable angles of outlet guide vane were simulated based on the RNG $k-\varepsilon$ turbulent model and Reynolds time-averaged equations. Vectorgraph of airfoil flow were analyzed under different operating conditions at different adjustable angles of guide vane. BP-ANN prediction model about effect of adjustable outlet guide vane on the hydraulic performance of axial-flow pumping system was established based on numerical results. The effectiveness of prediction model was verified by using theoretical analysis and numerical simulation. The results showed that the high-efficiency area moved to the large flow rate direction with the adjustable angle of guide vane increased along clockwise, otherwise, it moved to the small flow rate direction. The internal flow field of guide vane was improved by adjusting angle and the flow separation of tail and guide vane inlet ledge were decreased or eliminated, which would improve hydraulic efficiency of pumping system. The input model of the BP-ANN prediction model is presented and the number of middle layer is fixed by many tests. The characteristic data of 42 pumping system operating conditions are used to train the network model, and the data of the other seven pumping system operating conditions are used to test the network model. The prediction accuracy of BP-ANN model was below 1% , which can meet the requirement of practical engineering.

Key words: Pumping system Outlet guide vane Hydraulic performance Numerical analysis Neural networks

收稿日期: 2014-03-18 修回日期: 2014-04-20

* 国家自然科学基金资助项目(51279173、51376155)、江苏省高校自然科学研究资助项目(14KJB570003)和扬州大学科技创新培育基金资助项目(2014CXJ030)

作者简介: 杨帆,讲师,主要从事泵及泵装置水力稳定性控制机理研究,E-mail: sqzyangfan@126.com

引言

在轴流泵装置中,后置导叶体起着消除叶轮出口水流环量,转换叶轮出口绝对速度的圆周分速度动能为压力能的作用。后置导叶体由导叶片和扩散管组成,其是按轴流泵的设计工况设计并以某一固定角度安装在导叶体轮毂上。目前,国内外学者对固定后置导叶体的研究主要集中于后置导叶体几何参数对泵水力性能影响的数值分析^[1-4]和有、无后置导叶体对泵水力性能的影响分析^[5-7]等方面,相比固定后置导叶体的研究,仅有少数学者已开展了可调后置导叶对泵水力性能的研究^[8-12]。当轴流泵偏离设计工况时,后置导叶片的安放角是否能较好地消除叶轮出口水流环量是值得探讨的问题。为解决该问题,在前人研究的基础上,对带不同调节角后置导叶片的轴流泵装置进行三维数值计算,分析不同调节角时后置导叶体内部流态,并依据泵装置能量性能数值预测结果,构建后置导叶片对泵装置能量性能影响的 BP-ANN 预测模型,为偏离设计工况时改善轴流泵装置水力性能提供一种技术策略。

1 计算模型及边界条件

轴流泵装置包括:进口段、叶轮、后置导叶体及出口段 4 部分,轴流泵装置三维数值计算模型如图 1 所示。后置导叶体的扩散角为 6°,叶片数为 5,叶轮叶片数为 3,计算转速 $n = 1\,450\text{ r/min}$ 。

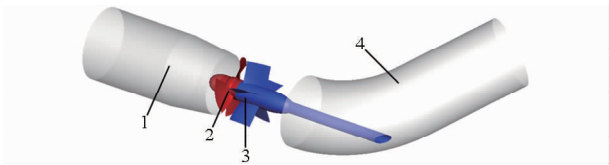


图 1 泵装置数值计算模型

Fig. 1 Numerical model of pumping system

1. 进水段 2. 叶轮 3. 后置导叶体 4. 出水段

后置导叶体的设计需给定 6 个初始参数^[13],即流量、扬程、转速、叶片数和内外半径,其中:流量和扬程是按轴流泵的设计工况给定的,在设计工况时后置导叶片安放角可以明确,但对于偏离设计工况时,此时的后置导叶片安放角并不一定合理,这也将增加后置导叶片进口的撞击水力损失,进而降低轴流泵装置水力效率。

以全调节后置导叶为研究对象,即通过调节后置导叶安放角,确保导叶片进口边与水流流出叶轮的方向保持一致,减小导叶体内的水流撞击损失。以导叶翼型骨线中点为旋转中心点对后置导叶片进行全调节,如图 2 所示。

定义后置导叶在初始位置处调节角 $\Delta\theta = 0^\circ$,调

节角以顺时针转动为正,逆时针转动为负,图 3 给出了 3 种不同调节角时后置导叶的建模图。

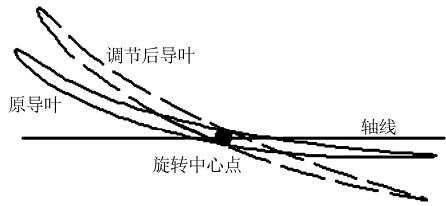


图 2 后置导叶调节示意图

Fig. 2 Schematic diagram of adjustable outlet guide vane

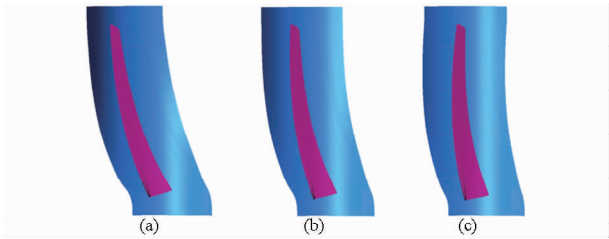


图 3 不同调节角的后置导叶片

Fig. 3 Different angles of outlet guide vane

(a) $\Delta\theta = -5^\circ$ (b) $\Delta\theta = 0^\circ$ (c) $\Delta\theta = 5^\circ$

轴流泵的网格单元数为 1 027 463 个,叶轮与导叶体的面网格如图 4 所示。湍流模型选择 RNG $k-\varepsilon$,固体壁面采用无滑移条件,近壁区采用可伸缩壁面函数进行处理,进口采用速度进口,出口采用压力出口条件,计算收敛精度设置为 1.0×10^{-5} 。

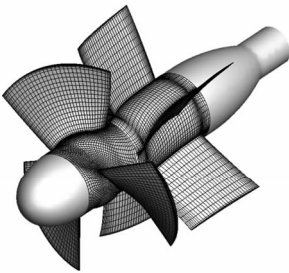


图 4 轴流泵面网格

Fig. 4 Surface mesh of axial-flow pump

2 能量性能预测与数值分析

2.1 能量性能预测值与试验结果对比

为验证数值计算模型的网格数量和湍流模型选取的合理性,选取 8 个工况点进行了轴流泵装置的数值计算,并将轴流泵装置预测的能量性能曲线与物理模型试验结果进行对比,如图 5 所示,其中流量系数 K_Q 、扬程系数 K_H 的计算式参考文献[14]。由图 5 可知,数值模拟的预测性能曲线与试验曲线的变化趋势基本一致,表明了轴流泵装置数值计算的有效性。

2.2 可调后置导叶对轴流泵能量性能影响

对各工况时 7 种不同后置导叶调节角的轴流泵装置进行数值计算,7 种后置导叶调节角 $\Delta\theta$ 为:

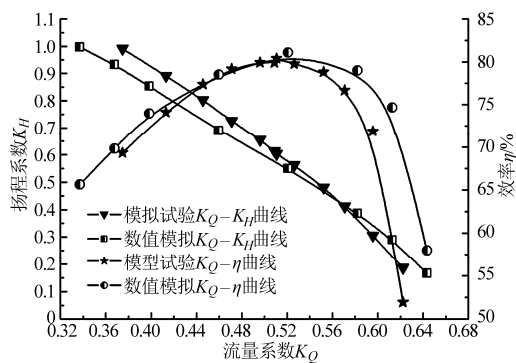


图 5 外特性结果对比

Fig. 5 Comparison of external characteristic results

-10°、-5°、-2.5°、0°、2.5°、5°和10°，预测的轴流泵装置能量性能曲线如图6所示。相同流量系数时，轴流泵装置的效率、扬程系数未与调节角呈

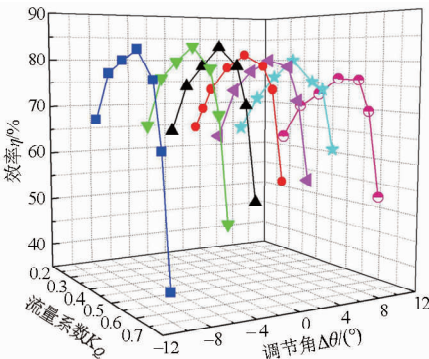
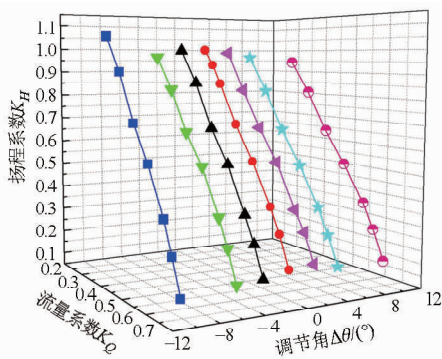


图 6 不同后置导叶调节角时泵装置能量性能曲线

Fig. 6 Performance curves of pumping system at different adjustable angles

2.3 可调后置导叶内部流态分析

选取 3 个特征工况 ($K_Q = 0.398$ 、 $K_Q = 0.521$ 和 $K_Q = 0.644$) 对不同调节角的后置导叶内部流态进行分析。

在流量系数 $K_Q = 0.398$ 时,调节角 $\Delta\theta = 0^\circ$ 时,后置导叶的非工作面约 1/4 处(从进口侧计)出现漩涡区,叶片进口处出现回流,导叶片尾部流动情况良好,漩涡的存在是导致导叶体水力损失的主要原因,经计算该工况时导叶体段水力损失占泵装置扬程的 21.41%。在后置导叶调节角度逐渐向正角度增大时,导叶体水力损失也逐渐增大,在调节角 $\Delta\theta = 10^\circ$ 时,相比调节角 $\Delta\theta = 0^\circ$ 时导叶体段水力损失增加了 38.66%,轴流泵装置效率下降了 3.93%,由图 7 可知,导叶片尾部出现了回流,且回流范围影响至导叶片的进口区域,进口处水流直接撞击导叶片的工作面,额外增加了撞击水力损失。在后置导叶调节角逐渐向负角度增大时,导叶体水力损失先减小后增大,在调节角 $\Delta\theta = -2.5^\circ$ 时,相比未调节时导叶体水力损失减小了 6.41%,轴流泵装置效率提高了 0.74%。随全调节后置导叶的调节角向负角度继续增大,导叶体段水力损失也开始增大,泵装

现某一固定规律,主要因调节角对后置导叶体内流场及轴流泵装置能量性能的影响是复杂的,且后置导叶体与叶轮间存在动静干涉作用,后置导叶出流角的改变对出水流道水力性能也有较大影响。大流量工况时,若需改善轴流泵装置水力性能,需将后置导叶片的调节角沿顺时针方向旋转;小流量工况时,则需将后置导叶片的调节角沿逆时针方向旋转。当将后置导叶片调节角沿顺时针方向增大时,轴流泵装置的高效区向大流量方向偏移;沿逆时针方向增大时,轴流泵装置的高效区向小流量方向偏移,通过调节后置导叶片的调节角度可达到改善导叶体内部流态的目的,消除导叶片进口冲角及尾部脱流等不良流态的目的,进而提高泵装置的效率。

置效率逐渐降低,随调节角逐渐增大,导叶片非工作面的漩涡区逐渐增大,在调节角 $\Delta\theta = -2.5^\circ$ 时,漩涡已影响了导叶片非工作面近 1/3 区域。

在流量系数 $K_Q = 0.521$ 时,后置导叶调节角 $\Delta\theta = 0^\circ$ 时,后置导叶的非工作面约 1/2 近壁区域出现漩涡,导叶片尾部出现漩涡,该工况时导叶体段水力损失占泵装置扬程的 8.22%。在后置导叶调节角度 $\Delta\theta = 2.5^\circ$ 和 $\Delta\theta = 5^\circ$ 时,相比调节角 $\Delta\theta = 0^\circ$ 时导叶体的水力损失均增加了约 55%,泵装置效率下降了约 1%;在 $\Delta\theta = 10^\circ$ 时导叶体水力损失增加了 118.55%,泵装置效率下降了 4.86%,由图 8 可知,在 $\Delta\theta = 2.5^\circ$ 和 $\Delta\theta = 5^\circ$ 时漩涡区集中于导叶片的非工作面的中部,调节角增大至 $\Delta\theta = 10^\circ$ 时,漩涡区域已扩大至导叶片的进口区。在后置导叶调节角逐渐向负角度增大时,导叶体水力损失先减小后增大,在调节角 $\Delta\theta = -5^\circ$ 时,相比未调节时导叶体水力损失减小了 14.55%,泵装置效率提高了 1.59%。随全调节后置导叶的调节角往负角度继续增大,导叶体水力损失也开始增大,泵装置效率逐渐降低,随调节角增大至 $\Delta\theta = -10^\circ$,导叶片非工作面尾部出现漩涡,主要因导叶片尾部脱流所致,从而导致导叶体水

力损失的增加。

在流量系数 $K_Q = 0.644$ 时,后置导叶的调节角度沿逆时针方向不断增大时,导叶片工作面的漩涡区不断扩大,导叶体的水力损失也不断增大, $\Delta\theta = -10^\circ$ 时,相比未调节时导叶体的水力损失均增加了约 297%,泵装置效率下降了约 17.87%,从图 9 中可知,在 $\Delta\theta = -10^\circ$ 时漩涡区分布于导叶片

工作面的前 1/4 处及中、后部 3/4 处,漩涡直接导致泵装置效率的大幅度下降。在后置导叶的调节角 $\Delta\theta = 0^\circ, 2.5^\circ$ 和 5° 时,导叶片的翼型绕流未见脱流和漩涡存在,在 $\Delta\theta = 10^\circ$ 时,导叶片的尾部出现了脱流,增加了水力损失。在泵装置的数值计算中,考虑了叶轮与导叶体、导叶体及出水流道的相互耦合作用,在 $\Delta\theta = 5^\circ$ 时,相比调节角 $\Delta\theta = 0^\circ$ 时导叶体的水

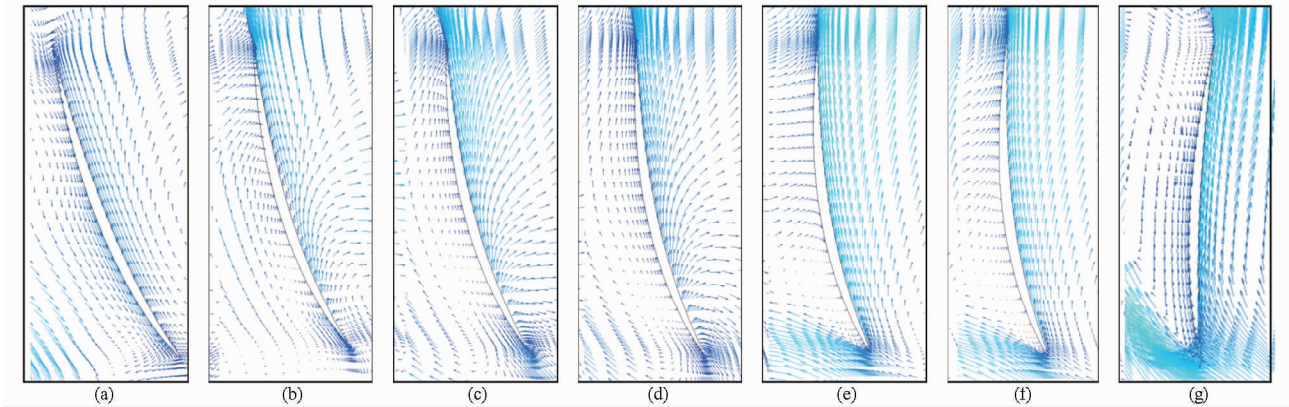


图 7 不同后置导叶调节角时导叶段翼型绕流矢量图 ($K_Q = 0.398$)

Fig. 7 Vectorgraph of airfoil flow at different adjustable angles of outlet guide vane ($K_Q = 0.398$)

(a) $\Delta\theta = -10^\circ$ (b) $\Delta\theta = -5^\circ$ (c) $\Delta\theta = -2.5^\circ$ (d) $\Delta\theta = 0^\circ$ (e) $\Delta\theta = 2.5^\circ$ (f) $\Delta\theta = 5^\circ$ (g) $\Delta\theta = 10^\circ$

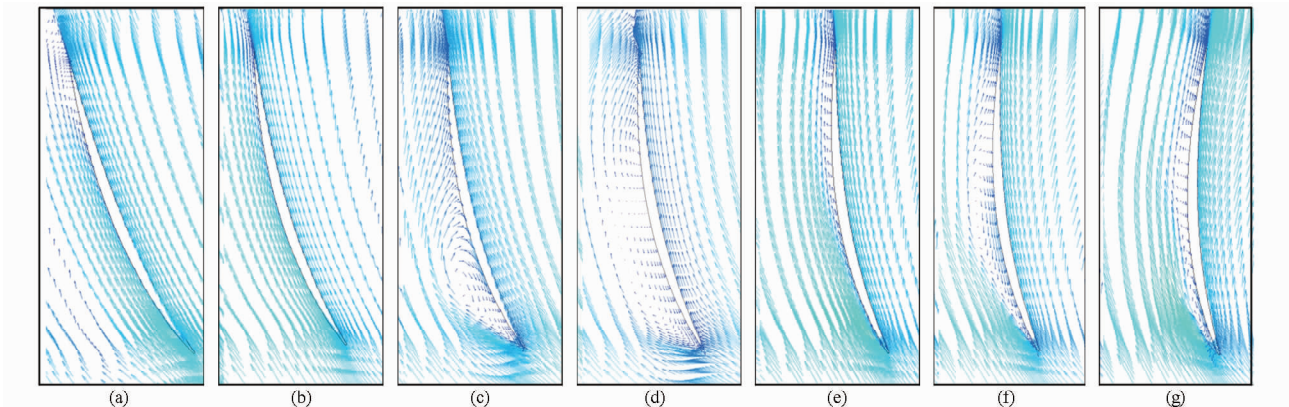


图 8 不同后置导叶调节角时导叶段翼型绕流矢量图 ($K_Q = 0.521$)

Fig. 8 Vectorgraph of airfoil flow at different adjustable angles of outlet guide vane ($K_Q = 0.521$)

(a) $\Delta\theta = -10^\circ$ (b) $\Delta\theta = -5^\circ$ (c) $\Delta\theta = -2.5^\circ$ (d) $\Delta\theta = 0^\circ$ (e) $\Delta\theta = 2.5^\circ$ (f) $\Delta\theta = 5^\circ$ (g) $\Delta\theta = 10^\circ$

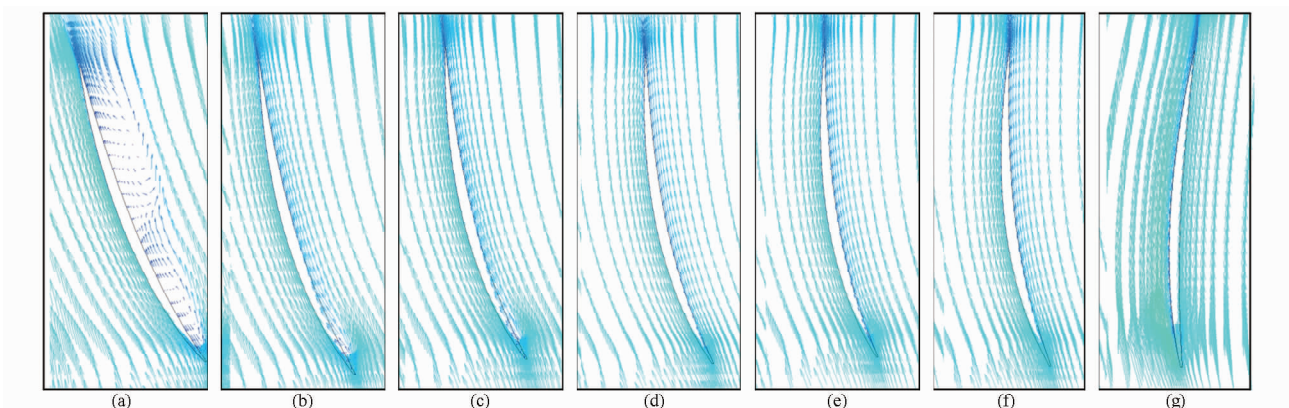


图 9 不同后置导叶调节角时导叶段翼型绕流矢量图 ($K_Q = 0.644$)

Fig. 9 Vectorgraph of airfoil flow at different adjustable angles of outlet guide vane ($K_Q = 0.644$)

(a) $\Delta\theta = -10^\circ$ (b) $\Delta\theta = -5^\circ$ (c) $\Delta\theta = -2.5^\circ$ (d) $\Delta\theta = 0^\circ$ (e) $\Delta\theta = 2.5^\circ$ (f) $\Delta\theta = 5^\circ$ (g) $\Delta\theta = 10^\circ$

力损失减少了 14.65%，泵装置效率提高了 5.29%。

通过上述分析,表明了调节后置导叶对轴流泵装置能量性能的改善具有一定作用,这与文献[8]通过理论分析所得结论相符。

3 BP-ANN 预测模型的构建

由带全调节后置导叶的泵装置能量性能数值预测结果可知,数学模型预测的全调节后置导叶轴流泵装置能量性能无法采用某一具体的数学模型预测后置导叶的调节角对泵装置能量性能的影响,并给出各工况时后置导叶合理的调节角。BP 神经网络在泵装置性能预测中已得到了学者的应用^[15-16],基于此特点,采用改进的 BP-ANN (Back propagation network-artificial neural networks)模型构建全调节后置导叶对轴流泵装置能量性能影响的预测模型。

3.1 网络结构

BP-ANN 是一种多层前馈神经网络,调整网络的权值算法是误差的反向传播学习算法。BP-ANN 由输入层、隐含层和输出层构成。基于改进 BP-ANN 的全调节后置导叶对轴流泵装置能量性能的预测模型选用 2 层 BP 网络结构,输入层和隐含层采用双曲正切 S 型函数 $\tanh()$,输出层采用纯线性函数 $\text{purelin}()$ 。输入层神经元数目为样本指标数 A_i ,隐含层节点数需在实际运行中进行反复训练^[17],设为 A_y ,输出层神经元数目设为 A_o ,则网络结构为 $A_i \times A_y \times A_o$ 。训练函数采用弹性 BP 算法 $\text{trainrp}()$,其可用于批量模式训练,具有收敛速度快,数据占用存储空间小的优点。神经网络结构如图 10 所示。

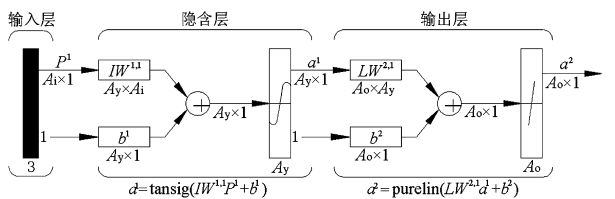


图 10 BP-ANN 网络结构图

Fig. 10 Topology structure of BP-ANN network

选取后置导叶调节角 $\Delta\theta$ 、叶轮扭矩 T_p 、泵装置流量系数 K_Q 、泵装置扬程系数 K_H 作为网络的输入变量,BP-ANN 网络结构的输入层神经元数目为 4,输出层神经元数目为 1,即为泵装置效率。隐含层神经元数量的确定采用公式

$$A_y = \sqrt{A_i + A_o} + a$$

式中, a 为常数且 $1 < a < 10$ 。经试验比较试凑确定隐含层神经网络元数目为 1,BP-ANN 网络结构为 $4 \times 9 \times 1$ 。

3.2 训练样本及其归一化处理

为了训练和测试建立的 BP 神经网络预测模型共采用了 7 组不同后置导叶调节角的泵装置数值预测结果,每组共计算了 7 个工况,共计 49 组数据,将 49 组数据分为 2 部分,一部分为训练样本,另一部分用于检验 BP-ANN 的预测模型。为保证 BP-ANN 的学习精度,应给出尽可能多的训练样本,随机选取其中的 42 组数据为训练样本,剩余的 7 组作为备选检验预测模型用。为计算方便及防止部分神经元达到饱和状态,在预测模型训练前对样本的输入进行归一化处理,在 Matlab 中采用 $\text{Premnmx}()$ 函数对输入值和输出值进行归一化处理,使训练样本都归一化到区间 $[-1,1]$ 之间。

3.3 预测模型的构建和训练

在 Matlab 中采用 $\text{newff}()$ 函数构建 BP-ANN 模型,格式为 $\text{net} = \text{newff}(P, T, S, TF, BTF, BLF, PF, IPF, OPF, DDF)$,其中: net 为生成的 BP-ANN 网络对象; P 为输入组数; T 为目标输出数组; S 为隐含层的单元个数; TF 表示各层的转移函数;输出层:“ purelin ”; BTF 表示 BP-ANN 网络的训练函数; BLF 为权值的学习函数; PF 为目标性能函数; IPF 为输入的处理函数的行单元阵列; OPF 为输出的处理函数的行单元阵列; DDF 为数据划分函数。

利用 42 组泵装置能量性能预测结果对预测模型进行训练,训练后的预测模型才能满足实际预测要求,经过 48 956 步的训练,BP-ANN 网络达到要求,误差变化曲线如图 11 所示。

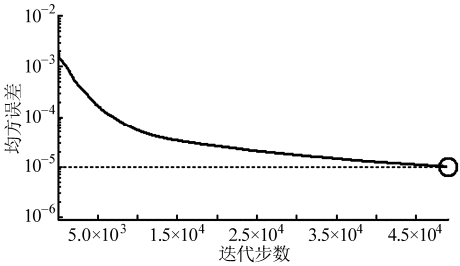


图 11 BP-ANN 网络均方误差变化曲线

Fig. 11 Variation of mean squared error of network

4 BP-ANN 预测模型的仿真和验证

以调节角 $\Delta\theta = 5^\circ$ 的全调节后置导叶泵装置 7 个工况数值计算结果为检验样本,对 BP-ANN 预测模型的有效性进行验证,并将预测结果和数值计算结果进行比较,如表 1 所示。BP-ANN 模型预测的最大相对偏差 0.98%,最小相对偏差为 0.03%,平均相对偏差为 0.35%,由检验样本的预测结果可知,BP-ANN 模型的预测精度在 1% 以内,满足预测精度要求。

表 1 检验样本参数
Tab.1 Parameters of test samples

输入样本				CFD	BP-ANN	相对偏
流量 系数	扬程 系数	扭矩 /(N·m)	调节角 /(°)	结果	预测结果	差/%
0.337	1.005	119.942	5	65.053	65.255	0.31
0.398	0.824	105.162	5	71.913	71.892	0.03
0.460	0.671	92.795	5	76.527	76.497	0.04
0.521	0.539	80.752	5	80.076	80.043	0.04
0.582	0.365	64.514	5	75.890	76.630	0.98
0.613	0.288	54.436	5	74.546	74.478	0.09
0.644	0.175	41.081	5	63.268	62.661	0.96

在对全调节后置导叶的泵装置能量性能预测时,需提供 4 个已知参数:调节角、流量系数、扭矩和扬程系数,基于 7 种不同调节角后置导叶的泵装置能量性能预测结果,通过二元非线性回归分析方法获得了流量系数 K_Q 、扬程系数 K_H 和调节角 $\Delta\theta$ 的函数关系曲面(决定系数 $R^2 = 0.997$);流量系数 K_Q 、调节角 $\Delta\theta$ 和扭矩 T_p 的函数关系曲面(决定系数 $R^2 = 0.998$),二元非线性函数曲面如图 12 所示。

根据泵装置运行时流量系数 K_Q 和扬程系数 K_H 预测后置导叶的合理调节角度 $\Delta\theta$,再依据调节角 $\Delta\theta$ 、流量系数 K_Q 预测轴流泵的扭矩 T_p ,最后基于

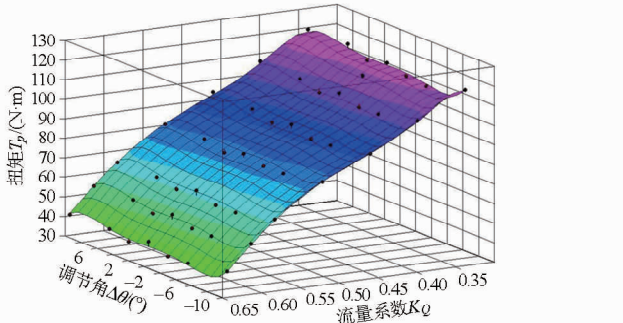
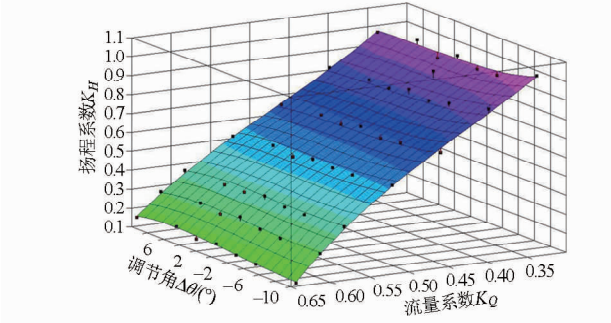


图 12 二元非线性函数拟合曲面
Fig.12 Fitting surface of binary nonlinear functions

BP-ANN 模型预测该后置导叶调节角时泵装置的能量性能。选取 3 个工况进行验证分析,参照文献[8]给出的后置导叶合理安放角计算式和基于二元非线性函数关系,可得后置导叶的合理调节角及 3 个工况时泵装置的效率,其计算和预测结果见表 2。

获得了后置导叶段翼型绕流矢量图如图 13 所示。翼型绕流无脱流、漩涡等不良流态出现,数值计算预测的泵装置效率为 81.12%,与表 2 中结果 80.79% 的差值为 0.41%。

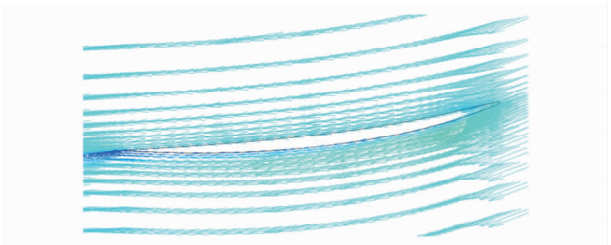


图 13 导叶段翼型绕流矢量图($K_Q = 0.552$)

Fig.13 Vectorgraph of airfoil flow ($K_Q = 0.552$)

表 2 各工况时后置导叶调节角及泵装置的性能 Tab.2 Adjustable angles of outlet guide vane and performance of pumping system						
流量 系数	扬程 系数	后置导叶片		调节 角/(°)	扭矩/ (N·m)	效率/ %
		合理安 放角/(°)	原安放 角度/(°)			
0.521	0.541	59.64	64.8	-5.16	77.825	83.55
0.552	0.458	63.31	64.8	-1.49	72.081	80.79
0.664	0.171	68.53	64.8	3.73	40.360	60.96

在流量系数 $K_Q = 0.521$ 时,基于上述方法预测的泵装置效率为 83.55%,后置导叶调节角 $\Delta\theta$ 为 -5.16° ,这与该工况时后置导叶调节角 $\Delta\theta$ 为 -5° 时泵装置数值计算预测的效率为 82.67% 相接近,绝对偏差小于 1%,差异性主要体现在文献[8]给出的后置导叶合理安放角的计算式未考虑叶轮与导叶体的动静干涉作用。

为进一步验证该方法的可行性,基于 ANSYS CFX 软件对后置导叶调节角 $\Delta\theta$ 为 1.49° 时且流量系数 $K_Q = 0.552$ 的泵装置进行三维定常数数值计算,

5 结论

- (1)调节后置导叶对轴流泵装置能量性能的改变具有一定的效果,当后置导叶调节角沿顺时针方向增大时,轴流泵装置的高效区向大流量方向偏移;沿逆时针方向增大时,泵装置的高效区向小流量方向偏移。
- (2)通过调节后置导叶片的调节角可达到改善导叶体内部流态的目的,消除导叶片进口冲角及尾部脱流等不良流态的目的,进而提高泵装置的水力效率。
- (3)应用 BP-ANN 网络建立了全调节后置导叶

对泵装置水力性能影响的预测模型,该网络结构为 $4 \times 9 \times 1$,选取后置导叶的调节角 $\Delta\theta$ 、叶轮的扭矩 T_p 、泵装置流量系数 K_Q 、泵装置扬程系数 K_H 作为网络的输入变量,输出变量为泵装置效率。BP-ANN

预测模型经实际应用表明网络的预测结测精度在 1% 以内,能满足实际工程应用的要求,可为泵装置的水力性能改善及导叶体的设计提供理论参考。

参 考 文 献

1 张勤昭,曹树良,陆力. 高比转数混流泵导叶设计计算[J]. 农业机械学报,2008,39(2):73-76.
Zhang Qinzhaohao, Cao Shuliang, Lu Li. Research on the guide vane design of high specific speed mixed-flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(2): 73-76. (in Chinese)

2 杨从新,杜媛英,黎义斌. 导叶参数对混流泵水阻系数及效率的影响[J]. 排灌机械工程学报,2012,30(5):538-542.
Yang Congxin, Du Yuanying, Li Yibin. Effects of guide vanes parameters on water resistance coefficient and efficiency of mixed-flow pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(5): 538-542. (in Chinese)

3 梁开洪,张克危,曹树良. 化工轴流泵的非均匀导叶布置[J]. 机械工程学报,2006,42(9):112-116.
Liang Kaihong, Zhang Kewei, Cao Shuliang. Non-uniform diffusion vane assembly in chemical axial pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(9): 112-116. (in Chinese)

4 杨帆,刘超,汤方平. 基于 CFX 的双向立式轴流泵装置水力性能分析[J]. 应用基础与工程科学学报,2012,20(3):403-412.
Yang Fan, Liu Chao, Tang Fangping. Analysis on hydraulic performance of reversible vertical pumping system based on CFX[J]. Journal of Basic Science and Engineering, 2012, 20(3): 403-412. (in Chinese)

5 Durmus Kaya. Experimental study on regaining the tangential velocity energy of axial flow pump[J]. Energy Conversion and Management, 2003,44(11): 1817-1829.

6 胡健,黄胜,王培生. 加导叶轴流泵水动力特性研究[J]. 水力发电学报,2008,27(1):32-36.
Hu Jian, Huang Sheng, Wang Peisheng. Research on hydrodynamic characteristics of axial waterjet pump with guide vane[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2008, 27(1): 32-36. (in Chinese)

7 Yan Weicheng, Shi Depan, Luo Zhenghong, et al. Three-dimensional CFD study of liquid-solid flow behaviors in tubular pump polymerization reactors: the effect of guide vane[J]. Chemical Engineering Science, 2011,66(18): 4127-4137.

8 Qian Zhongdong, Wang Yan, Huai Wenxin, et al. Numerical simulation of water flow in an axial flow pump with adjustable guide vanes[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2010, 24(4): 971-976.

9 钱忠东,王凡,王志远,等. 可调导叶式轴流泵马鞍区水力特性试验研究[J]. 排灌机械工程学报,2013,31(6):461-465.
Qian Zhongdong, Wang Fan, Wang Zhiyuan, et al. Experimental study on hydraulic performance of sattle zone in axial flow pump with adjustable guide vane [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(6): 461-465. (in Chinese)

10 黄学军,陈斌,张克危,等. 可调导叶式潜水贯流泵的设计[J]. 水泵技术,2011(1):25-28,17.

11 Yang Xiaochen, Zhang Yan, Gui Xingmin, et al. Computational fluid dynamics analyses of a micro pediatric ventricular assist blood pump[C]//Proceedings of ASME-JSME-KSME 2011 Joint Fluids Engineering Conference,2011, 1:331-338.

12 Zhu Honggeng, Zhang Rentian, Xi Bin, et al. Internal flow mechanism of axial-flow pump with adjustable guide vanes[C]//ASME 2013 Fluids Engineering Division Summer Meeting, FEDSM 2013-16613.

13 关醒凡. 轴流泵和斜流泵[M]. 北京:中国宇航出版社,2009.

14 Kim Jin-Hyuk, Ahn Hyung-Jin, Kim Kwang-Yong. High-efficiency design of a mixed-flow pump [J]. Science China Technological Sciences, 2010, 53(1): 24-27.

15 Mustafa Gölcü. Neural network analysis of head-flow curves in deep well pumps[J]. Energy Conversion and Management, 2006, 47(7-8): 992-1003.

16 刘厚林,吴贤芳,王勇,等. 基于 BP 神经网络的离心泵关死点功率预测[J]. 农业工程学报,2012,28(11):45-49.
Liu Houlin, Wu Xianfang, Wang Yong, et al. Power prediction for centrifugal pumps at shut off condition based on BP neural network[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(11): 45-49. (in Chinese)

17 Rajakarunakaran S, Venkumar P, Devaraj D, et al. Artificial neural network approach for fault detection in rotory system[J]. Application Soft Computing, 2008, 8(1): 740-748.