

1600ZLQ8.5 全调节轴流泵的运行优化研究

周龙才¹, 曾礼成²

(1. 武汉大学 水资源与水电工程科学国家重点实验室, 武汉 430072; 2. 湖南省益阳市赫山区新河电排站, 湖南 益阳 413041)

摘要: 对某电站的 1600ZLQ8.5 全调节轴流泵的运行优化进行了研究。采用数值解法求得同一装置扬程下不同叶片角度下的装置效率并拟合装置效率特性曲线, 然后求装置效率特性曲线的极值点来确定最优叶片角度, 最后采用 Visual Basic 6.0 开发通用的软件系统以辅助泵站在运行中随时根据进、出水池的水位确定最优叶片角度。

关键词: 泵站; 轴流泵; 优化运行

中图分类号: TV675 文献标识码: A

Research on the Operation Optimization of the Adjustable 1600ZLQ8.5 Axial-flow Pump

ZHOU Long-cai¹, ZEN Li-cheng²

(1. State Key Laboratory of Water Resources and Hydropower Engineering Science, Wuhan University, Wuhan 430072, China;

2. Xinhe Pumping Station of Heshan District of Yiyang City, Hunan Province, Yiyang 413041, Hunan Province, China)

Abstract: A study is made of the operation optimization of the adjustable 1600ZLQ8.5 axial-flow pump. For a defined device water head, the device efficiency of the pumping system with pumps in different blade angles is obtained by numerical solution, and the device efficiency curve is obtained by data fitting. Then the optimal blade angle is determined by solving the extreme point of the device efficiency curve. Finally, a common software system is developed by using Visual Basic 6.0 to help determine the optimal blade angle according to the water level of the inlet and outlet pools at any time during the operation of pumping station.

Key words: pumping station; axial flow pump; operation optimization

某大型排涝泵站更新改造后安装 4 台 1600ZLQ8.5 全调节轴流泵, 配套 TL1000-20/1250 电机。水泵的性能曲线如图 1 所示, 能适应的扬程变幅为 3~9 m, 幅度较大。在同一净扬程下, 水泵叶片角度可在 -6°~+4° 范围内进行连续调节。因此, 在泵站运行中, 为保证较高的泵站效率或装置效率, 实现泵站运行节能, 有必要随时根据泵站净扬程的变化来确定最优叶片角度。

本文采用数值解法求得同一装置扬程 H_s 下不同叶片角度水泵工作点的装置效率, 进而拟合得到装置效率特性曲线, 然后按装置效率特性曲线的极值点来确定最优叶片角度。并采用 Visual Basic 6.0 开发通用的软件系统以辅助泵站在运行中随时根据进、出水池水位来确定最优叶片角度。

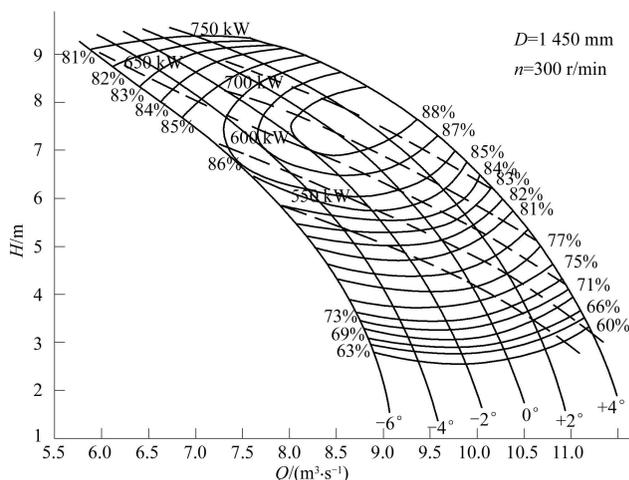


图 1 1600ZLQ8.5 全调节轴流泵性能曲线

Fig. 1 Performance curve of 1600ZLQ8.5 type adjustable axial-flow pump

收稿日期: 2010-04-01

作者简介: 周龙才(1972-), 男, 副教授, 主要从事泵系统流动模拟和运行优化研究。E-mail: zlcgpo@126.com.

1 装置效率的计算

1.1 水泵工作点的数值解法

为数值求解水泵工作点,需要得到水泵性能曲线的函数关系式。本文采用不规则点的正交多项式拟合水泵的 $Q \sim H$ 、 $Q \sim N_p$ 、 $Q \sim \eta_p$ 性能曲线函数^[1]。

按数值解法,设某一叶片角度下的水泵 $Q \sim H$ 性能曲线方程为 $H = f(Q)$, 在某一装置扬程 H_{sy} 下, 装置需要扬程曲线方程为 $H = H_{sy} + S Q^2$ (S 为流道阻力参数), 则有方程组:

$$\begin{cases} H = H_{sy} + S Q^2 \\ H = f(Q) \end{cases} \quad (1)$$

对此方程组用迭代法求解,得到水泵流量 Q 和扬程 H 。然后,根据 $Q \sim N_p$ 、 $Q \sim \eta_p$ 方程分别得到水泵的轴功率 N_p 及效率 η_p 。

1.2 装置效率

机组的装置效率可以表示为:

$$\eta_y = \eta_p \eta_{pi} \eta_{mo} \eta_{in} \quad (2)$$

式中: η_y 、 η_p 、 η_{pi} 、 η_{mo} 、 η_{in} 分别为机组装置效率、水泵效率、管路效率、电机效率、传动效率,对直接传动,可近似取 $\eta_{in} = 1.0$ 。

管路效率按 $\eta_{pi} = H_{sy} / H$ 计算。其中, H_{sy} 为装置扬程; H 为水泵工作扬程。

电机效率 η_{mo} 在已知水泵的轴功率 N_p 、传动效率 η_{in} 后,按 $N_{mo} = N_p / \eta_{in}$ 求得电机输出功率 N_{mo} ,再根据电机性能曲线求得。

2 水泵最优叶片角度的确定

2.1 决策变量与目标函数

在泵站装置扬程 H_{sy} 和管道阻力参数 S 一定的情况下,水泵按不同的叶片角度运行时其对应工作点是不同的,但一个叶片角度只对应一个水泵流量,因此,也可以用流量来代替决策变量叶片角度。

因为在不同的叶片角度下泵站效率 η_k 不同,而且一个叶片角度值只有一个泵站效率值,所以按泵站效率最高来求水泵的最优叶片角度是可行的。设已知水泵的 k 个叶片角度 θ_k 下的 k 条性能曲线,则在泵站净扬程 H_{sn} 和管道阻力参数 S 一定的情况下,相应地有 k 组工作点参数 $(\theta_k, Q_k, H_k, \eta_{y,k})$, 对它们进行取值范围内的插值或拟合,可以得到如下函数表达式:

$$\begin{cases} \theta = f_1(\theta_k, Q_k, Q) & (\theta_{min} \leq \theta \leq \theta_{max}) \\ \eta_y = f_2(Q_k, \eta_{y,k}, Q) & (Q_{min} \leq Q \leq Q_{max}) \end{cases} \quad (3)$$

式中: f_1 、 f_2 是 Q 的一元多项式。

相应地其目标函数为:

$$\max \eta_y = f(Q_k, \eta_{y,k}, Q) \quad (Q_{min,k} \leq Q \leq Q_{max,k}) \quad (4)$$

2.2 极点法求水泵的最优叶片角度

2.2.1 确定轴流泵装置效率特性

对于轴流泵,在同一装置扬程 H_{sy} 、流道阻力参数 S 下,采用不同的叶片安装角度运行时,可以有不同的工作点,相应地就会得到不同的装置效率 η_y 。而这些工作点中,流量 Q_k 与装置效率 η_y 之间表现出一定的函数关系,可以称之为在该装置需要扬程特性下的轴流泵装置效率特性。其表示如式(3)的第

2式。

设轴流泵的已知性能曲线的叶片角度数为 m , 在同一装置扬程 H_{sy} 、流道阻力参数 S 下求得的第 k 叶片角度下的水泵运行工作点参数为 $(Q_k, H_k, N_k, \eta_{pk})$, 则求 $\eta_{y,k} = f(Q_k)$ 这一函数关系时,可以采用前面所述的插值法或拟合法。

2.2.2 确定水泵的最优流量

一般地,因轴流泵的高效区在性能曲线区域的中部,故式(3)的第2式存在最大极值点,极点流量也就是最优流量。但是,如果极值点在可调角度之外,或者由式(3)求得的是最小极值点,这时水泵的最优流量就可能是 $Q_{min,k}$ 或 $Q_{max,k}$ 。

2.2.3 确定水泵的最优叶片角度

由水泵的最优流量 Q_j 按插值公式或拟合公式[式(3)的第1式]确定水泵的最优叶片角度。

2.3 计算软件的开发

为了在泵站运行中随时根据泵站进、出水池水位的变化来确定最优叶片角度,利用 Visual Basic 6.0 开发了全调节轴流泵运行优化软件系统,如图2所示。

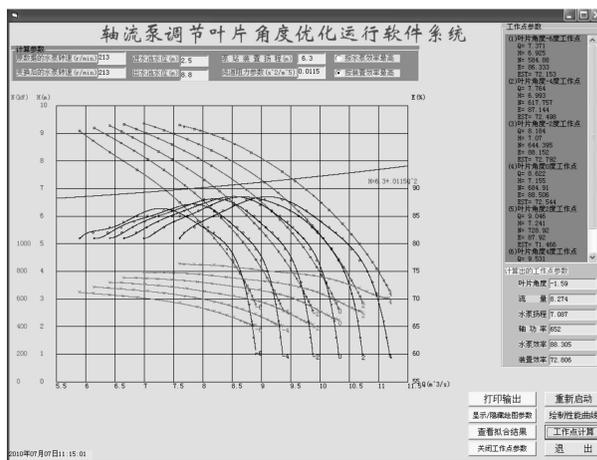


图2 全调节轴流泵运行优化软件系统

Fig. 2 Optimization software for operation optimization of adjustable axial-flow pump

软件首先根据泵站资料在数据输入部分给定泵站的基本参数,如水泵性能曲线数据,电机性能曲线数据等。并需要确定泵站的流道阻力参数 S 。一般来讲,流道阻力参数 S 不变化,在泵站运行管理中, S 可以根据运行资料求得;在泵站规划设计中,则可以根据经验或参考设计求得 S 。

在软件中直接输入泵站进、出水池水位,或装置扬程,即可选择按装置效率最高或者水泵效率最高来确定最优叶片角度,并给出最优叶片相应的水泵流量、扬程、轴功率、效率以及装置效率等参数。

3 软件应用

利用开发的软件对某大型排涝泵站安装的 1600ZLQ8.5 全调节轴流泵进行了运行优化。根据设计资料,取流道的阻力参数 $S = 0.0115 \text{ s}^2/\text{m}^5$, 电机额定功率 $N_e = 1000 \text{ kW}$ 。

计算 $H_{sy} = 4.6 \text{ m}$ 及 $H_{sy} = 6.3 \text{ m}$ 时各叶片角度下的水泵工作点及装置效率。所得结果如表1所示。

将不同叶片角度下工作点的水泵效率,装置效率绘于图3,

表 1 $H_{sy} = 4.6 \text{ m}, H_{sy} = 6.3 \text{ m}$ 时的装置效率

Table 1 The device efficiency of $H_{sy} = 4.6 \text{ m}, H_{sy} = 6.3 \text{ m}$

H_{sy} / m	叶片角 度/ $^\circ$	$Q / (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$	H / m	N / kW	$\eta_p / \%$	$\eta_{sp} / \%$
4.6	+ 4	10.337	5.829	727	81.29	59.93
	+ 2	9.845	5.715	664	83.25	62.24
	0	9.430	5.623	620	83.80	63.33
	- 2	8.976	5.527	580	83.86	64.06
	- 4	8.534	5.438	542	83.21	64.15
	- 6	8.131	5.360	517	82.13	63.90
6.3	+ 4	9.531	7.345	785	87.37	70.21
	+ 2	9.046	7.241	729	87.92	71.47
	0	8.622	7.155	685	88.51	72.54
	- 2	8.184	7.070	644	88.15	72.79
	- 4	7.764	6.993	618	87.14	72.50
	- 6	7.371	6.925	585	86.33	72.15

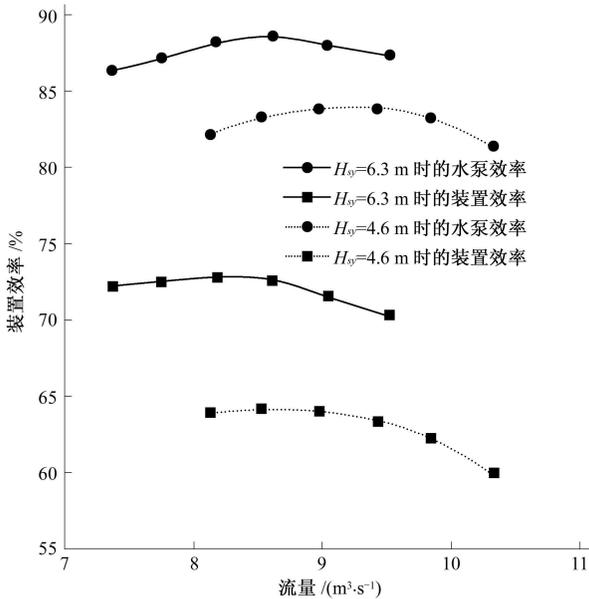


图 3 1600ZLQ8.5 轴流泵装置效率特性曲线

Fig. 3 The device efficiency characteristic curve of 1600ZLQ8.5 type adjustable axial-flow pump

可以看出,水泵效率和装置效率都随着叶片角度的变化而有明显的变化趋势,在调角范围内存在最大效率极值点。但也可以看出,装置效率与水泵效率的极值点并不一致,尤其是 $H_{sy} = 4.6 \text{ m}$ 时相差更大。

在水泵可以连续调角的 $-6^\circ \sim +4^\circ$ 范围之内,对所得的 $Q \sim \eta_p$ 数据进行拟合,可以得到 $H_{sy} = 4.6 \text{ m}$ 及 $H_{sy} = 6.3 \text{ m}$ 时的装置效率特性曲线:当 $H_{sy} = 4.6 \text{ m}$ 时, $\eta_{sp} = -1.49987 Q^2 + 25.95526 Q - 48.04199$; 当 $H_{sy} = 6.3 \text{ m}$ 时, $\eta_{sp} = -1.24872 Q^2 + 20.21018 Q - 9.01839$ 。

分别求 2 条曲线方程的极点,可以得到按泵站装置效率最高原则运行时水泵的最优工作点参数。

当 $H_{sy} = 4.6 \text{ m}$ 时,最优叶片角度为 -3.27° ,水泵的工作点为:流量 $Q = 8.691 \text{ m}^3/\text{s}$,扬程 $H = 5.469 \text{ m}$,轴功率 $N_p = 555 \text{ kW}$,水泵效率 $\eta_p = 83.525\%$,装置效率 $\eta_{sp} = 64.19\%$ 。

当 $H_{sy} = 6.3 \text{ m}$ 时,最优叶片角度为 -1.59° ,水泵的工作点为:流量 $Q = 8.274 \text{ m}^3/\text{s}$,扬程 $H = 7.087 \text{ m}$,轴功率 $N_p = 652 \text{ kW}$,水泵效率 $\eta_p = 88.31\%$,装置效率 $\eta_{sp} = 72.81\%$ 。

4 结 语

随着泵站自动化程度的提高和能源日益紧张,研究和实施泵站经济运行已是提高泵站运行管理水平的迫切需要。本文对安装 1600ZLQ8.5 全调节轴流泵的某泵站运行优化进行了研究。通过数值解法获得轴流泵不同叶片角度下的式作点参数,并拟合同一装置扬程下流量~装置效率,得到装置效率特性曲线,然后按装置效率特性曲线的极值点来确定最优叶片角度,并开发了通用的软件系统以辅助泵站在运行中随时根据进、出水池水位确定最优叶片角度。所得成果对辅助泵站自动化决策,降低泵站运行能耗有重要指导意义。 □

参考文献:

[1] 周龙才,丘传忻. 水泵性能曲线的正交多项式拟合[J]. 排灌机械, 2001, 19(4): 8- 11.
 [2] 刘 超. 泵站经济运行[M]. 北京: 水利电力出版社, 1995.
 [3] 李 强,詹 娟,袁 军,等. 遗传算法在余码头泵站优化调度中的运用[J]. 中国农村水利水电, 2008, (11): 102- 103.
 [4] 杨建军,战 红,丁玉成. 复杂注水系统泵站优化调度的改进遗传算法[J]. 节水灌溉, 2009, (7): 28- 30.

(上接第 121 页)

表 1 同步电动机与异步电动机的特性比较

名称	同步电动机	异步电动机
启动电流	500% ~ 650%	500% ~ 650%
启动力矩	小	大
效率	较异步电动机略好	较同步电动机稍差
功率因数	100% (能超前)	为滞后功率因数,较低
滑差	无	有(1% ~ 4%)
励磁装置	需要	不要
设备费	比异步电动机高 25%, 约 130 万元	省
运行费	较异步电动机省	比同步电动机贵
维护保养	复杂	简单

装、调试复杂,维护工作量大,费用高,设备造价高。若选用同步电动机作动力,又补偿无功功率,一体化使其故障时影响更大。因此,不宜作为泉杜泵站主电动机。

异步电动机结构简单、操纵容易,仅需电容补偿装置,设备制造低,维护方便,简单可靠,且变电站容量可降低 20% ~ 25%,并在我市大型沿黄泵站得到普遍使用,运行性能良好,因此宜采用鼠笼型感应式异步电动机(Y1000-8、Y800-6)作为泉杜泵站的主电机。 □

参考文献:

[1] GB/T 50265-97, 泵站设计规范[S].
 [2] 丘传忻,林中卉,黄建德,等译. 泵站工程技术手册[M]. 北京: 中国农业出版社, 1998.
 [3] 李发海,朱秦起. 电机学[M]. 第 4 版, 北京: 科学出版社, 2007.