

文章编号:1673-5005(2007)04-0090-04

流体压力损失法检测电潜泵叶轮缺陷的研究

沈 跃^{1,2}, 魏淑贤², 丛霄然²

(1. 中国石油大学 石油工程教育部重点实验室, 北京 102249; 2. 中国石油大学 物理科学与技术学院, 山东 东营 257061)

摘要:电潜泵的主要能量损失由水力损失引起。由于铸造工艺的限制,部分铸渣常会驻留叶轮流道造成局部阻塞,使附加水力损失加大,泵效严重降低。采用流体压力损失法研究了叶轮缺陷检测的可能性,在模拟叶轮的工况条件下,采用空气作为流动介质,依据附面层理论分析流道障碍物产生的局部阻力和压力损失,通过流体压力损失法检测叶轮流道结构缺陷。理论分析和实验测量结果表明,该方法快速有效,对复杂小尺寸叶轮机械水力结构的缺陷检测具有一定的启示作用。

关键词:电潜泵; 叶轮; 压力损失; 缺陷; 流体阻力; 水力结构

中图分类号:TE 933.307

文献标识码:A

Inspecting defects inside impeller of electric submersible pump by fluid pressure loss measurement method

SHEN Yue^{1,2}, WEI Shu-xian², CONG Xiao-ran²

(1. MOE Key Laboratory of Petroleum Engineering in China University of Petroleum, Beijing 102249, China;

2. College of Physics Science and Technology in China University of Petroleum, Dongying 257061,
Shandong Province, China)

Abstract: The primary energy loss of an electric submersible pump (ESP) is derived from its waterpower loss caused by fluid movement, and the additional waterpower loss can badly reduce the efficiency of ESP in employment because of obstacle from the fraction of casting residua settled in the flow path of the impeller. According to the boundary layer theory, the fluid pressure loss measurement method was presented to measure the flow path defect of the impeller by analyzing the local resistance and pressure loss produced by the obstacle inside the flow path of the impeller under the condition of simulating application using air as the media. The theoretic analysis and experimental results show that this method is quick and effective in inspecting the impeller and has some revelatory action on measuring the abnormal change of waterpower construction of relative small size and complicated impeller machine.

Key words: electric submersible pump; impeller; pressure loss; defects; fluid resistance; waterpower construction

电潜泵是一种重要的机械采油设备,通常由几百级单级离心叶轮串接组成^[1],其能量损失由机械损失、水力损失和容积损失3部分组成,其中水力损失和容积损失占很大比例,泵效一般为55%~62%^[2]。电潜泵离心叶轮材料为高镍铸铁^[3],叶轮流道弯曲狭窄并沿叶轮径向渐扩,如果在铸造过程中流道进液口附近存在铸渣等阻碍物,会使叶轮流体阻力增大,排量减小,泵效降低,尤其对高粘度

的油水混合物影响更大^[4]。目前主要采用人工目测结合手工疏通凭感觉检测叶轮的质量,具有较大的盲目性。由于电潜泵叶轮结构的复杂性,常规无损检测(NDT)的 β 射线三维透视技术虽然理论上可以发现叶轮内部的阻碍物或水力结构的变化,但难以实现快速、安全有效的检测。笔者以空气作为流动介质,在模拟实际工况条件下采用流体压力损失法,检测叶轮流道出口压力来反映流道水力结构

收稿日期:2006-12-08

基金项目:教育部创新团队基金(LRT0411)

作者简介:沈跃(1961-),男(汉族),四川大竹人,副教授,博士研究生,从事油气井井下力学与信息控制及智能检测技术的研究。

的异常变化,以期达到快速有效地判断离心叶轮是否存在缺陷的目的。

1 测量原理

1.1 叶轮流道模型

图 1 为离心叶轮示意图。其流道横截面为矩形,截面积从入口到出口沿长度方向渐扩,流道以一定角度弯曲。设流道长度方向为 x ,宽度方向为 y ,高度方向为 z ,由此建立的流道物理模型见图 2(l 为流道长度)。流道的几何尺寸满足方程

$$\begin{cases} y = a/2 + k_1x, \\ z = b/2 + k_2x. \end{cases} \quad (1)$$

式中, a 为流道入口宽度,m; b 为流道入口高度,m; k_1, k_2 为流道沿长度方向渐扩系数。

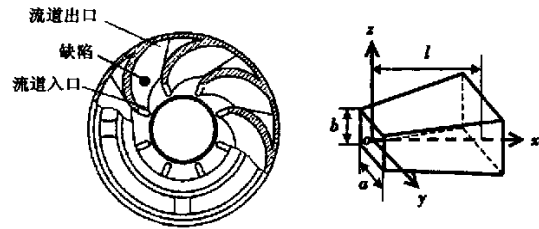


图 1 离心叶轮示意图 图 2 叶轮流道物理模型

1.2 流道障碍物产生的压力损失

根据附面层理论^[5-6],对于不可压缩流体稳定的二元流动,在忽略质量力时,流体的运动方程和连续性方程为

$$\begin{cases} u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} \right), \\ u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} \right), \\ \frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} = 0. \end{cases} \quad (2)$$

粘性流体遇到流道内障碍物时会发生绕流,根据冯·卡门的附面层动量积分方程

$$\rho \frac{\partial}{\partial x} \left[\int_0^\delta u^2 dy \right] - \rho U \frac{\partial}{\partial x} \left[\int_0^\delta u dy \right] = -\frac{\partial p}{\partial x} \delta - \tau_0, \quad (3)$$

绕流过程中流体动能与压力能互相转换,造成 $\frac{\partial p}{\partial x}$ 、近壁处的 $\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \Big|_{y=0}$ 与速度梯度 $\frac{\partial u}{\partial y} \Big|_{y=0}$ 发生严重波动;

同附面层内流体的切应力 $\tau_0 = \mu \frac{du}{dy}$ 变化导致附面层厚度 δ 的改变;在绕流结束的尾流区,由于 $\frac{\partial p}{\partial x} > 0$

及壁面处 $\frac{\partial u}{\partial y} \Big|_{y=0} < 0$,迫使近壁处流体反方向逆流

形成旋涡,引起附面层的分离,旋涡的动能在尾流区与周围流体摩擦变为热能耗散,使流体压力低于阻碍物前部,从而形成涡流压差阻力。根据流体动量方程和能量方程,在涡流压差阻力区($500 \leq Re \leq 2 \times 10^5$),气流经过阻碍物产生的局部压力损失为

$$h_s = \xi_s \frac{v^2}{2g} = \varphi \frac{a_s^2 v^2}{2A_s^2 g} = \varphi \frac{\chi^2 v^2}{2g} = \frac{\varphi a_s^2 Q^2}{2g(a + 2k_1x)^4(b + 2k_2x)^4}, \quad (4)$$

其中

$$\chi = a_s/A_s.$$

式中, h_s 为局部压力损失(空气柱高度),m; ξ_s 为阻碍物局部阻力系数; $\varphi \geq 1$ 为无量纲的阻碍物形状系数; Q 为流量, m^3/s ; a_s 为阻碍物迎风面积, m^2 ; A_s 为阻碍物处流道横截面积, m^2 ; χ 为流道截面占用比; v 为阻碍物处流速, m/s ; g 为重力加速度。

压差阻力与阻碍物的形状关系密切,因此用阻碍物的形状系数 φ 来反映其对局部压力损失的影响。由于叶轮流道呈渐扩状,其横截面积随 x 增大逐渐增大,根据流体的连续性定理,流速随 x 增大逐渐减小,因此,相同迎风面积阻碍物产生的压力损失 h_s 沿 x 方向急剧降低。由于流道入口处狭窄,相同迎风面积阻碍物产生的压力损失要远大于流道出口,阻碍物对流体的影响主要集中在流道的入口至中部。

1.3 流体压力损失的测量

流道中流动阻力的增加必然导致叶轮多个流道流量的重新分配,其中流动阻力大的流道相对分配的流量必然减小,通过测量流量或流速的变化可以反映流道中是否存在阻碍物,测量原理见图 3。

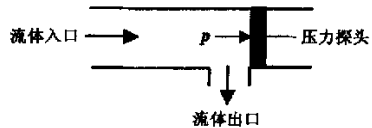


图 3 压力测量原理图

流体自入口流入,在撞击压力传感探头后自出口流出,设流量为 Q ,气体密度为 ρ ,管道截面积为 A_1 ,由动量方程得到压力传感探头受到的冲击压力为

$$p = \rho Q^2 / A_1^2. \quad (5)$$

1.4 流体压差的测量

流量为 Q_i 的流体进入叶轮中心腔后,从各流道辐射排出,叶轮各流道组成分叉管路^[7]。设叶轮流道总数为 N ,其中任一个有阻碍物的流道流量为 Q_s ,流道压力损失为 h'_s ;其余 $N - 1$ 个完好流道均分剩

余流量,分配额均为 Q_0 ,相应的压力损失均为 h'_0 ,即 $Q_i = Q_0 + (N-1)Q_0$ 。根据分叉管路的特点,对于稳定流有

$$h'_s = h'_0, \text{ 且 } h'_s = S'_s Q_s^2, h'_0 = S'_0 Q_0^2,$$

$$S = \left[\sum_{i=1}^n (\xi_i / A_i^2) \right] / (2g).$$

式中, S 为管路阻抗^[8]; ξ_i 为管路中各项阻力系数(包括局部阻力和沿程阻力); A_i 为管路等效截面积。

因此有

$$\frac{Q_s^2}{Q_0^2} = \frac{S'_0}{S'_s}.$$

设叶轮完好流道的管路阻抗为常数 $S'_0 = S_c$,有阻碍物流道中阻碍物产生的局部阻力系数为 $\xi_s = \varphi \left(\frac{a_s}{A_s} \right)^2$,流道管路阻抗为 $S'_s = S_c + \frac{\xi_s}{2gA_s^2}$,由式(5)

得到管路的冲击压力比为

$$\frac{p_s}{p_0} = \frac{S_c}{S_c + (\xi_s / (2gA_s^2))}. \quad (6)$$

式中, p_s 和 p_0 分别为有阻碍物流道、完好流道组成的管路冲击压力,Pa。

将式(6)展开得

$$\frac{p_s}{p_0} = 1 - \left(\frac{\xi_s / (2gA_s^2)}{S_c} \right) + \left(\frac{\xi_s / (2gA_s^2)}{S_c} \right)^2 - \dots.$$

考虑到 $(\xi_s / (2gA_s^2)) \ll S_c$,忽略高次项,并且 $\xi_s = \varphi \left(\frac{a_s}{A_s} \right)^2$,当阻碍物形状一定且在流道中位置固定时, φ 和 A_s 为常数,则

$$\frac{p_s}{p_0} = 1 - \frac{\varphi}{2gS_c A_s^2} \left(\frac{a_s}{A_s} \right)^2 = 1 - K\chi^2, \quad (7)$$

其中

$$K = \frac{\varphi}{2gS_c A_s^2}.$$

流道之间的冲击压力差为

$$|p_0 - p_s| = |\Delta p_s| = p_0 K\chi^2. \quad (8)$$

结合式(5)和(8)可以看出,压力差 $|\Delta p_s|$ 与流道流量 Q_0 、阻碍物处流道横截面积 A_s 、无阻物流道的管路阻抗 S_c 、阻碍物的形状系数 φ 和阻碍物迎风面积占流道截面的比例 χ 有关。在其他参数固定情况下,增加输气流量可以提高压力差的测量灵敏度。

2 实验测量装置

实验测量装置由空气源、叶轮检测座、输气管

道、气体导引管、压力传感器组和多通道智能检测仪表等组成^[9],结构框图如图4所示。其中,测量装置的机械运动部分由金属精密加工,叶轮检测座根据叶轮尺寸由硅橡胶精密铸造形成,内置与叶轮流道数量相等的钢制气体导引管,保证气密性。

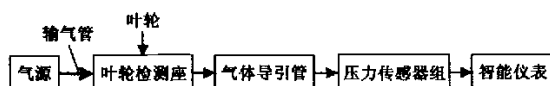


图4 实验测量装置结构框图

大量实验证明,叶轮流道气体流速在5~50 m/s时,雷诺数处于压差阻力区,可以获得稳定的测量数据。由气源产生的气流通过输气管进入叶轮,从叶轮流道流出的气体被引入到对应的气体导引管排出,导引管结构与图3相似。叶轮流道与气体导引管组成测量管路,当叶轮流道和导引管尺寸固定后,各流道对应的测量管路固有阻抗 S_c 为常数。压力传感器信号通过电缆送入多通道智能检测仪表进行数据处理。压力传感器采用Honeywell公司的24PCB,在多通道智能检测仪中,用两种方法判断叶轮流道是否存在缺陷。首先,计算各流道之间的冲击压力差 $|\Delta p_i|$,取最大压差值 $|\Delta p_{\max}|$ 与仪器设定值比较,如果 $|\Delta p_{\max}|$ 超过设定值,说明叶轮个别流道存在相对较大的阻碍物。然后,计算叶轮所有流道冲击压力 p_i 的平均值 $\bar{p}_i$,如果 $\bar{p}_i$ 低于相应的设定值,说明叶轮所有流道均存在阻塞。无论发生何种情况,仪器均报警。

3 实验测量与结果分析

以排量为30 m³/d的电潜泵离心叶轮为测量对象,固定在叶轮某一流道沿长度方向的入口、中间、出口部位进行测量,叶轮流道入口截面积为33.6 × 10⁻⁶ m²,出口截面积为113.4 × 10⁻⁶ m²。调整空气流量使流道压力传感器指示值为 $p_0 = 2.3$ kPa(对应流速为25 m/s),随后分别加入不同迎风面积的矩型和流线型人工阻碍物,测出冲击压力 p_s 并换算成冲击压力差 $\Delta p = p_0 - p_s$ 。在等精度测量条件下,每一测点经多次测量取其平均值作为实测值。图5和图6为叶轮流道沿长度方向入口、中间和出口处矩型阻碍物产生的压力差及流道中间部位矩型和流线型阻碍物产生的压力差与流道截面占用比的实验测量结果。

从图5和图6可以看出,检测结果比较明显,各曲线均呈非线性,经数值拟合结果为二次多项式,与式(8)的变化规律相符。图5中,相同的流道截面占

用比例下,流道入口处障碍物产生的压力差远大于中间和出口处,压力差与流道横截面积呈反比关系。根据曲线拟合结果计算,在流道截面占用比大于 20% 以上时,流道入口、中间和出口处的压力测量分辨率均达到 30 Pa 以上,尤其在流道入口处可以达到 180 Pa,显示了较高的测量分辨率。在流道入口处,大约 10% 流道截面占用比的矩型障碍物即可产生近 70 Pa 的压力差,但在流道出口处,产生相同压力差却需要流道截面占用比达到 30% 以上。因此可以推断,一定迎风面积的障碍物在由流道入口向出口推移过程中,随着流道逐渐扩宽,流道横截面积逐渐增大,流速降低,同时流道截面占用比减小,使得障碍物产生的压力损失进一步下降,压力差更小,在障碍物迎风面积不很大的情况下,在流道出口处产生的压力损失甚至可以忽略,即障碍物对流体影响主要集中在流道的入口至中部区域。图 6 中,相同流道截面占用比的矩型障碍物产生的压力差大于流线型,表现为障碍物形状系数 φ 的增加。

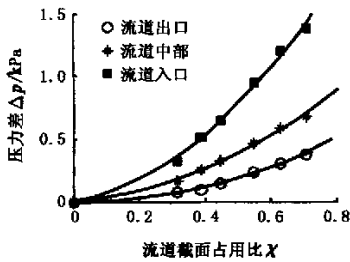


图 5 矩型障碍物在流道长度方向不同位置产生的压力差

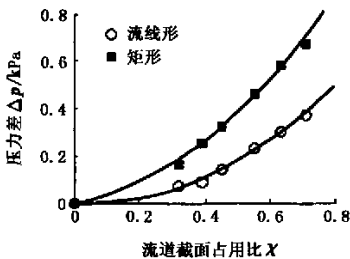


图 6 矩形和流线型障碍物在流道中间部位产生的压力差

理论分析和实验测量结果表明,叶轮流道存在障碍物时,引起测量压力的下降,完好流道与有障碍物流道之间的压力差 $|\Delta p_i| = p_0 K (a_s/A_s)^2$ 与障碍物的形状、尺寸、在流道中的位置和流量有关,即障碍物产生的压力损失随上述参数变化,压力损失小则压力差也小,这与实际的使用情况相符。在气源流量固定条件下,究竟压力差多大才会反映出对实际

流体压力损失的显著影响,即测量过程中的报警设定值如何确定,这需要根据叶轮的使用工况及叶轮自身的制造精度来决定。对于电潜泵的离心叶轮,其工作介质为油水混合物,根据测算,叶轮每个流道的流速通常为 1 ~ 2 m/s,雷诺数处于压差阻力区。通过对大量成品叶轮几何尺寸的测量,各流道流通面积的离散不确定度达到 10% 左右。因此,为了兼顾成品叶轮流道的离散性,压差报警设定值通常定为额定指示值(例如 2.3 kPa)的 20%。当叶轮所有流道均存在阻塞时,进入叶轮的气流量减少,压力差 $|\Delta p_i|$ 减小,此时依靠 $|\Delta p_i|$ 无法判定叶轮好坏,但由于所有流道冲击压力值 p_i 均降低,取其平均值 $\bar{p}_i$ 降低到额定指示值(例如 2.3 kPa)的 80% 以下为报警设定值,以此来对叶轮流通能力的判别可以保证测量的可靠性。

4 结束语

在模拟离心叶轮的工况下,采用流体压力损失法检测叶轮流道是否存在障碍物及判断叶轮的介质流通能力,是一种快速有效的检测方法,对复杂小尺寸叶轮机械水力结构的缺陷检测具有一定的启示作用。

参考文献:

- [1] 王慧勋. 潜水电泵的原理及应用[M]. 北京:石油工业出版社,1994:1-10.
- [2] 朱君,姜民政. 潜水电泵系统能耗分析[J]. 中国能源,1997(3):38-40.
ZHU Jun, JIANG Min-zheng. Energy consumption analysis of electrical submersible pump[J]. Energy of China, 1997(3):38-40.
- [3] 刘巨保,王力霞,马春阳,等. 潜水电泵失效叶轮的可靠性分析[J]. 石油工业技术监督,2005(10):29-31.
LIU Ju-bao, WANG Li-xia, MA Chun-yang, et al. Reliability analysis of the dead impeller of electrical submersible pump[J]. Technology Supervision in Petroleum Industry, 2005(10):29-31.
- [4] 刘敏林,高祺,李杰. 原油粘度及其对潜水电泵性能的影响[J]. 油气采收率技术,1999,6(2):72-75.
LIU Min-lin, GAO Qi, LI Jie. Oil viscosity and its effect on the property of electric submersible pump[J]. Oil & Gas Recovery Technology, 1999,6(2):72-75.
- [5] 袁恩熙. 工程流体力学[M]. 北京:石油工业出版社,1986:131-140,214-216.

(下转第 101 页)

3 结 论

(1)集输站库系统的灰色关联效能评价方法采用了灰色理论作为科学计算的理论依据,有效地减少了站库系统效能评价中人为因素的影响,使这种多指标的综合评价更具有科学性,实现了站库系统效能的科学、客观的多指标评价,有一定的实用性和可操作性。

(2)该评价方法应用灰色关联的分析方法,不仅能从给出的结果关联系数矩阵中看出各站每一项具体指标的优劣,而且又把影响集输站库系统效能的各方面的指标因素综合量化为一个指标——灰色综合关联度,能直观地看出各站库的总体效能优劣,从而为管理者和决策者提供科学依据。

参考文献:

- [1] 邓聚龙. 灰色理论教程[M]. 武汉:华中理工大学出版社,1992.
 - [2] 冯叔初. 油气集输[M]. 东营:石油大学出版社,1988.
 - [3] 刘思峰. 灰色系统理论及其应用[M]. 2版. 北京:科学出版社,1999.
 - [4] 王靖,张金锁. 综合评价中确定权重向量的几种方法比较[J]. 河北工业大学学报,2001,30(2):52-57.
WANG Jing, ZHANG Jin-suo. Comparing several methods of assuring weight vector in synthetical evaluation[J]. Journal of Hebei University of Technology, 2001,30(2):52-57.
 - [5] 钟美. 层次分析法在评价某企业报酬要素权重中应用[J]. 昆明理工大学学报:理工版,2004:29(1):137-141.
ZHONG Mei. Application of analytic hierarchy process to determining the weights of reward factors in some enterprises[J]. Journal of Kunming University of Science and Technology(Science and Technology), 2004:29(1):137-141.
 - [6] 洪少朋. 利用层次分析法确定农业科技进步因素的权重[J]. 湖南农业大学学报:自然科学版,2002,3(2):24-26.
HONG Shao-peng. Application of arrangement analytical method to work out the proportions of the agriculture technical progressing factors[J]. Journal of Hunan Agricultural University (Natural Science), 2002,3(2):24-26.
(编辑 沈玉英)
-
- (上接第93页)
- [6] 李诗久. 工程流体力学[M]. 北京:机械工业出版社,1980:224-230.
 - [7] 孙尚勇. 流体力学与流体机械[M]. 北京:煤炭工业出版社,1991:96-103.
 - [8] STREETER V L, WYLIE E B. 流体力学[M]. 周均长,郝中堂,冯士明,等,译. 北京:高等教育出版社,1987:306-313.
 - [9] 刘金世. 电动潜油泵导叶轮流道检测仪的设计[J]. 石油机械,2005,33(1):40-42.
LIU Jin-shi. Design of the flow-path inspecting instrument of idler pulleys and impellers of electric submersible pumps[J]. China Petroleum Machinery, 2005,33(1):40-42.
(编辑 沈玉英)
-
- (上接第97页)
- [4] 王福军. 计算流体动力学分析——CFD软件原理与应用[M]. 北京:清华大学出版社,2004.
 - [5] 李宾飞. 泵下液砂旋流分离器数值模拟研究[D]. 东营:石油大学石油工程学院,2004.
 - [6] 李白力. 除油水力旋流器流动规律及分离性能数值模拟研究[D]. 东营:石油大学储运与建筑工程学院,2002.
 - [7] 徐继润,罗茜. 水力旋流器流场理论[M]. 北京:科学出版社,1998.
 - [8] 庞学诗. 水力旋流器工艺计算[M]. 北京:中国石化出版社,1997.
 - [9] 任连城,梁政,钟攻祥,等. 基于CFD的水力旋流器流场模拟研究[J]. 石油机械,2005,33(11):15-17.
REN Lian-cheng, LIANG Zheng, ZHONG Gong-xiang, et al. CFD-based simulation of flow field of hydrocyclones[J]. China Petroleum Machinery, 2005,33(11):15-17.
 - [10] 贺会群,杨振会,吴刚,等. 油水旋流分离器流场模拟分析与研究[J]. 石油机械,2005,33(12):1-5.
HE Hui-qun, YANG Zhen-hui, WU Gang, et al. Flow field simulation on oil and water cyclone separator based on CFD[J]. China Petroleum Machinery, 2005,33(12):1-5.
(编辑 沈玉英)