

升力做功对离心泵水力性能的影响

燕 浩, 李 存 毅

(安特洛电机有限公司, 福建 福安 355000)

摘要:分别用试验研究和数值模拟手段对离心泵内升力做功对其水力性能的影响展开了研究。研究结果表明:离心泵叶轮在相同半径下,叶片工作面的压力与吸力面之间存在压力差 ΔP ,由此产生升力,且随着流量的增加升力做功逐渐减小;离心泵内升力做功和离心力做功共同决定着其外特性曲线,其中,升力做功最大可达到离心力做功的90%左右,占总扬程的46%左右;在不同工况下,离心力做功基本不变,升力做功的变化则较为明显,这就决定了其外特性曲线的变化趋势。对理论计算与试验结果进行了比较,两种结果相互吻合,验证了数值模拟的正确性。

关 键 词:离心泵;升力做功;水力性能;压力分布

中图法分类号:TV53

文献标志码:A

DOI:10.16232/j.cnki.1001-4179.2015.17.020

所谓离心泵,是指依靠叶轮高速旋转时产生的离心力来输送液体的一种通用机械。据统计,全国风机、水泵总耗电量约占总耗电量的40%,其中,水泵耗能约占20%,在石油和化工领域中高达59%和26%。离心泵因结构简单、体积小、造价低以及运行可靠等优点而得到了广泛的应用,节能潜力巨大。

目前,工程上使用的离心泵,其水力设计方法多是建立在相似理论基础上的模型换算法和速度系数法^[1],以及后续发展起来的自由漩涡理论^[2]和面积比原理^[3-5]等。但这些设计方法并没有把泵内的总力矩进行分解,由于离心力做功是泵内的主要做功形式,因而忽略了对其他力做功的相关性分析。根据茹可夫斯基定理可以得知,只要在叶片表面的速度环量不等于零,就会有升力产生^[6]。可以将离心泵叶片看成是一种薄翼型,在其表面也将产生升力。因此,离心泵内升力做功也是影响其水力效率的关键性因素之一,升力做功的大小将直接影响水泵的水力性能。

综上所述,开展离心泵升力做功对其水力性能影响的相关性研究,具有重要的实际应用价值,同时也具有很好的理论创新性和前瞻性,并可为后续基于升力做功的节能减排相关研究提供理论基础。

1 理论分析

由泵的基本方程可知,泵的理论扬程通常为

$$H_t = (u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}) / g \quad (1)$$

式中, u_1, u_2 分别为叶轮进口、出口的圆周速度; v_{u1}, v_{u2} 分别为叶轮进口、出口绝对速度的圆周分量; g 为重力加速度。

根据叶轮内液体相对运动的伯努利方程,可以推导出离心泵内离心力对单位重量液体所做功的大小^[7],并可以用下式来表达

$$H_c = (u_2^2 - u_1^2) / 2g \quad (2)$$

$$\begin{cases} u_1 = \frac{2\pi R_1 n}{60} \\ u_2 = \frac{2\pi R_2 n}{60} \end{cases} \quad (3)$$

将式(3)代入式(2),可得

$$H_c = C(R_2^2 - R_1^2) \quad (4)$$

式中, C 是一个只与泵转速 n 有关的常数,且 $C = \frac{\pi^2 n^2}{1800g}$,从式(4)可以得出,离心力做功只与叶轮进、出口的圆周速度有关,即,当叶轮进出口直径一定时,

离心力做功的平均值为常数。由离心泵的外特性曲线可知,当只改变流量时,泵的扬程将会发生改变。因此,离心泵内必然还存在一个力,该力与离心力共同决定着其外特性。假设忽略了重力的影响,那么离心泵内液体所获得的能量一方面是来自离心力做功,另一方面来则是自叶片升力做功。叶轮内叶片升力对单位重量液体所做功的大小可以用下式来表达

$$H_l = H_t - H_c \tag{5}$$

2 离心泵的主要设计参数

选用一台单级单吸低比转数离心泵作为研究对象,其设计参数如下:流量 Q 为 $80\text{ m}^3/\text{h}$,扬程 H 为 80 m ,转速 n 为 $2\,980\text{ r/min}$ 。以下列出的数据为离心泵的主要几何参数如下:

比转数 n_s	60.6
叶轮进口直径 D_1	104 mm
叶轮出口直径 D_2	255 mm
叶轮轮毂直径 D_h	64 mm
叶片出口宽度 b_2	11 mm
叶轮出口安放角 β_1	25°
叶轮进口安放角 β_2	28°
叶片数 Z	6 片
叶片型式	圆柱型
蜗壳基圆直径 D_3	365 mm
蜗壳进口宽度 b_3	26 mm
蜗壳出口直径 D_4	75 mm

3 数值模拟

3.1 计算区域与网格生成

离心泵计算区域包含有叶轮、螺旋形蜗壳以及直锥型进水室;采用 ICEM 分别对各水力部件进行网格划分,选用通用的四面体和三角锥混合型网格结构型式,并对叶片表面进行局部网格加密,使近壁面处的边界层网格数满足 $y^+ \geq 40$ [8],详见图 1。

对该模型泵的过流部件进行网格无关性研究。通常,当网格总数为 150 万左右时,效率的变动范围会小于 0.5%。因此,本文选择网格数为 150 万左右作为该模型泵的最终计算网格数,其中,叶轮为 629 333 个、螺旋形的蜗壳为 432 907 个,直锥型的进水室为 470 351 个,其他模型网格数量与该数量相当。

3.2 参数设置

采用 ANSYS - CFX 对该离心泵模型进行数值模拟,运用有限体积法和全隐式算法进行求解;湍流模型选用 SST 模型,进口条件为质量进口,出口为自然出

流;计算收敛标准设为 10^{-5} ,将壁面粗糙度设为 $50\text{ }\mu\text{m}$,输送介质选为 25°C 的水,分析类型为稳态。这样,通过改变进口质量可以计算出离心泵外特性曲线 [9-11]。

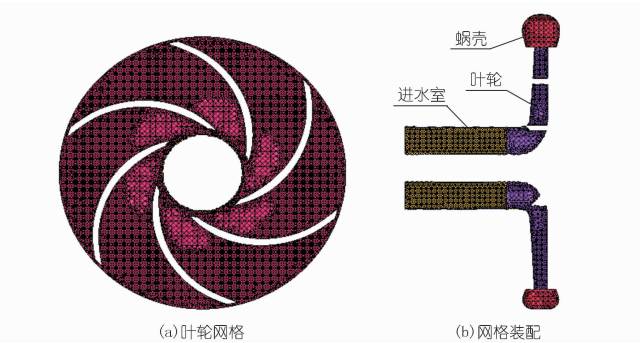


图 1 叶轮流道和全流场网格装配示意

4 试验研究

4.1 试验装置

为了能够有效验证数值模拟的正确性,本文采用开式试验装置对离心泵进行试验研究(如图 2 所示)。在研究过程中,利用压力传感器对离心泵的进、出口压力进行测量,测量精度为 $\pm 0.1\%$;利用涡轮流量计对现场流量进行测量,测量精度为 $\pm 0.5\%$;利用扭矩仪对电机轴功率进行测量,测量精度为 $\pm 0.4\%$ 。

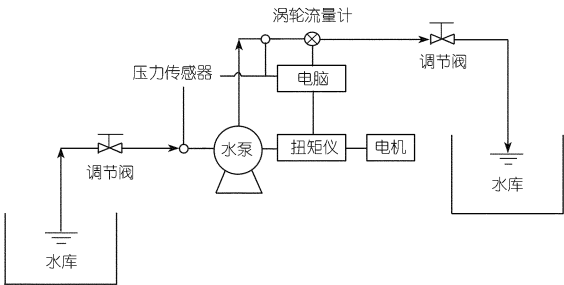


图 2 开式试验装置示意

4.2 试验与数值模拟比较

图 3 是离心泵外特性曲线与数值计算结果。从图 3 中可以看出:数值模拟结果与试验外特性曲线能够较好地吻合,在设计工况下,扬程误差、功率误差和效率的误差分别为 1.2%、2.4% 和 1.2%;同时,在整个性能曲线上,最大扬程误差、功率误差和效率误差分别为 4.1%、3.2% 和 3.7%。其中,计算扬程和功率均略大于试验值,这是由于在计算过程中没有考虑到容积损失以及轴承和机械密封摩擦引起的机械摩擦损失所致 [12]。

根据模拟试验结果以及根据对计算结果的分析,计算精度完全能够满足工程要求,也能比较准确地预测离心泵的外特性。因此,采用 SST 湍流模型可以对

该模型泵内部升力做功进行分析。

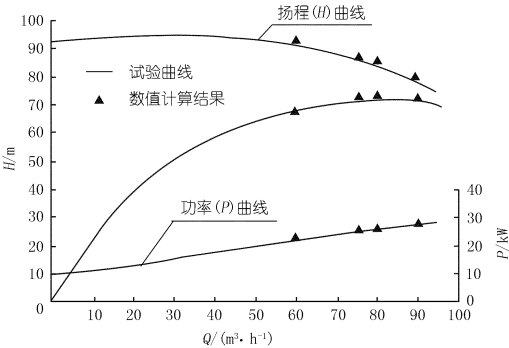


图 3 试验与模拟外特性曲线的比较

5 升力做功分析

首先,选取不同截面作为研究对象,并计算出不同截面处的静压分布情况;根据各截面的压力差,即可以计算出离心泵在该区域内的扬程,如下式

$$H_i = (P_n - P_{n-1}) / \rho g \tag{6}$$

式中, P_n 为 n 截面的平均压力值, P_{n-1} 为 $n-1$ 截面的平均压力值。再根据公式(3)计算出不同截面的平均圆周速度值,并将其带入公式(4)即可以计算出离心泵内离心力做功。最后,通过公式(5)可以得到其内部升力做功。

5.1 压力分布

图 4 为离心泵内在不同工况、不同半径(每隔 4 mm 取一个截面)下的叶轮流道压力图。根据图 4,可以计算出不同半径截面下单位重量液体的平均叶片扬程。

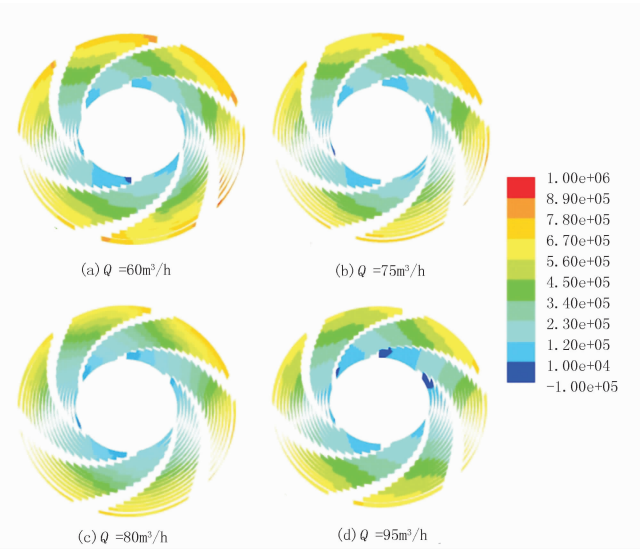


图 4 不同工况下的压力分布

从图 4 中可以看到,叶片泵扬程随着半径的增加,压力分布逐渐增大,而且在出口处最大。

在同一半径下,叶片工作面的压力与吸力面之间

存在压力差 ΔP ,这样就使叶片产生一个由叶片工作面指向吸力面的压力;同时,根据牛顿第三定律可知,也存在一个由叶片吸力面指向工作面的升力;在不同的工况下, ΔP 也是不同的,随着流量的增大, ΔP 会呈现逐渐减小的趋势,由 ΔP 所引起的升力做功也将逐渐减小,也就是说,离心泵的扬程随之就会逐渐减小,该结论与实际外特性曲线是相吻合的。

5.2 圆周速度

图 5 是离心泵内在不同工况、不同半径(每隔 4 mm 取一个截面)下的叶片圆周速度矢量图。根据图 5,即可以计算出不同半径截面下单位重量液体的平均圆周速度,并可将其与理论值进行比较(如图 5 所示)。

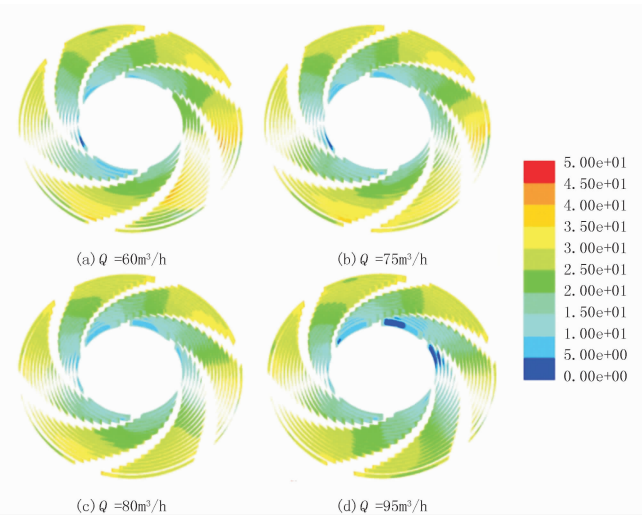


图 5 不同工况下圆周速度分布状况

从图 5 可以看出,随着叶轮半径的增加,圆周速度逐渐增大,而且在同一半径下,变化较小;但是随着工况的变化,其圆周速度基本无变化,仅在小范围内波动,这种现象与公式(4)相符。

为了更好地得到不同半径下的平均圆周速度,对数值计算结果 u'_2 与理论计算结果 u_2 进行了比较,并定义误差 δ 为

$$\delta = \frac{u_2 - u'_2}{u_2} \times 100\% \tag{7}$$

从图 6 中可以看到,随着叶轮半径的增加,误差值呈现先减小后增大的趋势,特别是在偏离设计工况时,表现的比较明显。这是由于当流体偏离设计工况点时,在叶片进口处的来流将会对叶片产生冲击作用,并致使其在进口处的速度分布紊乱,在叶片出口处附近产生流体分离现象,进而影响到了圆周速度的平均值。这种现象与理论计算结果是相符的;随着流量的增加,误差值也呈现先减小后增大的趋势,在设计工况时最小,最大误差绝对值均小于 5%。

这就进一步地验证了数值模拟的正确性,可为以下对升力做功的分析提供数据基础。

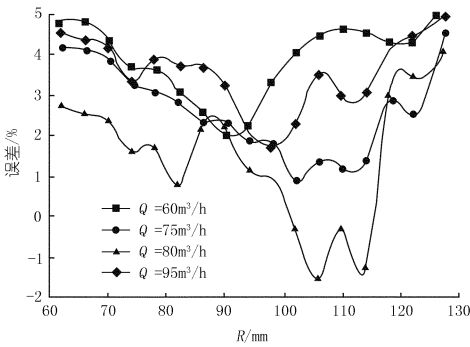


图 6 数值计算圆周速度与理论圆周速度误差比较

由公式(4)可知,在叶轮外径一定的前提下,离心泵内离心力做功只与泵的转速有关。当转速一定时,离心力做功为常数,而与运行工况无关。

5.3 升力做功

为了能够更加清楚地了解离心泵内升力做功对其水力性能产生的影响,可以定义:无量纲系数 $\sigma = \frac{H_l}{H_c}$ $= \frac{H_t}{H_c} - 1$ 和 $\alpha = \frac{H_l}{H_t}$,它们分别表示离心泵内升力做功与离心力做功和叶片理论扬程的比值。

如图 7 所示,横坐标为无量纲 $\gamma = \frac{r}{R}$,表示不同半径对叶轮半径的比值。

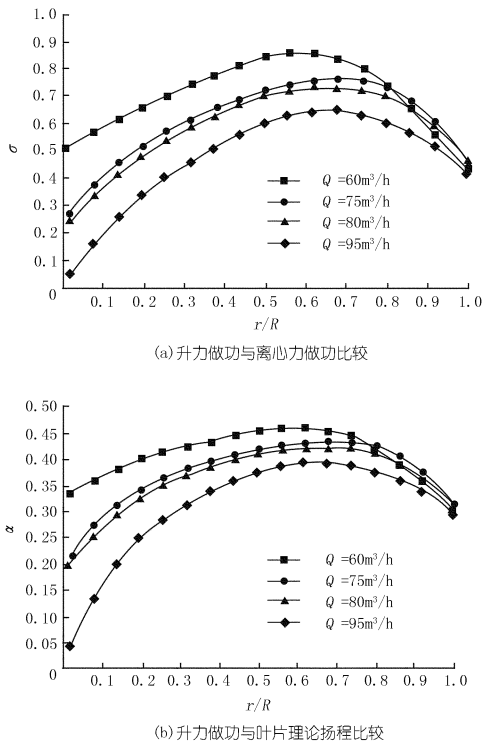


图 7 离心泵内升力做功比较

6 结 论

(1) 采用 ANSYS - CFX 对离心泵模型进行数值模拟,并对其进行了试验研究;将试验结果与数值计算结果进行比较,验证了数值计算的准确性。

(2) 通过压力分布状况可以得到:离心泵叶轮在同一半径下,叶片工作面的压力与吸力面之间存在着压力差 ΔP ,由此产生了升力,随着流量的增加升力做功逐渐减小。

(3) 离心泵内升力做功和离心力做功共同决定了其外特性曲线,其中,升力做功最大可达到离心力做功的 90% 左右,占总扬程的 46% 左右。由此可见,升力做功在离心泵中发挥着重要的作用。

(4) 在不同工况下,离心力做功基本上不变,升力做功的变化较为明显,这就决定了其外特性曲线的变化趋势。

本文的研究结果,可为后续开展有关升力做功优化设计方面的相关研究提供理论依据。

参考文献:

[1] 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京:中国宇航出版社,2011.

[2] Worster R C. The flow in volutes and its effects on centrifugal pump performance [J]. Institution of Mechanical Engineers, 1963, 177 (31).

[3] Anderson H H. Centrifugal Pumps[M]. Surrey:Trade and Technical Press . 1972.

[4] 袁寿其,曹武陵,陈次昌. 面积比原理和泵的性能[J]. 农业机械学报,1993,24(2):36-41.

[5] 郭自杰. 涡壳泵面积比原理讨论[J]. 排灌机械,1989,7(2):1-4.

[6] 安德森(Anderson. J. D.). 空气动力学基础[M]. 北京:航空工业出版社,2010.

[7] 杨诗成,王喜魁. 泵与风机(第4版)[M]. 北京:中国电力出版社,2012.

[8] 杨孙圣,孔繁余,陈浩,等. 叶片进口安放角对液力透平性能的影响[J]. 中南大学学报:自然科学版,2013,44(1):108-114.

[9] Pei Ji, Yuan Shou - qi, Yuan Jian - ping, et al. The influence of the flow rate on periodic flow unsteadiness behaviors in a sewage centrifugal pump[J]. Journal of Hydrodynamics, 2013, 25(5):702-709.

[10] Stel H, Amaral G D L, Negro C O R, et al. Numerical analysis of the fluid flow in the first stage of a two - stage centrifugal pump with a vaned diffuser[J]. Journal of Fluids Engineering, 2013, 135(7): 928-931.

[11] Yasuyuka N., Ryota F, Junichiro F. Design method for single - blade centrifugal pump impeller[J]. Journal of Fluid Science and Technology, 2009, 4(3): 786-800.

[12] 杨孙圣,孔繁余,周水清. 离心泵汽蚀性能的数值计算与分析[J]. 华中科技大学学报,2010,38(10):93-95.

(编辑:赵秋云)

[13] 黄锡生,焦念念. 试论流域生态补偿基金制度的构建[J]. 时代法
源与环境,2002,12(4):38-41.
学,2013,11(5):9-16. (编辑:常汉生)

[14] 毛显强,钟瑜,张胜,等. 生态补偿的理论探讨[J]. 中国人口·资

Research on ecological compensation mechanism of great Donghu Lake in Wuhan

LI Xue^{1,2}, YANG Guolu^{1,2}, LUO Wenguang^{1,2}

(1. State Key Laboratory of Water Resource and Hydropower Engineering Sciences, Wuhan University, Wuhan 430072, China;
2. Sewage Sludge and Silt Research Center, Wuhan University, Wuhan 430072, China)

Abstract: In the light of water pollution and ecological destruction of the great Donghu Lake due to the environmental resources over-exploitation, the connotation and the mechanism framework of ecological compensation are discussed to efficiently realize the goals of water purification, ecological functions restoration and resources sustainable development of the lake, based on the analysis of its basic characteristics, status quo and environment and the necessity of building the ecological compensation mechanism for the lake. And the issues such as the value of natural ecological resources, the mode of ecological compensation, construction and operation of the special fund, and the implementation and management of ecological compensation for the great Donghu Lake are analyzed to provide theoretical basis of maintaining natural ecological health of the great Donghu Lake, which would be extended to other urban lakes.

Key words: ecological compensation; institutional framework; sustainable development; the great Donghu Lake in Wuhan

(上接第 82 页)

Influence of lifting force doing work on hydraulic performance of centrifugal pumps

YAN Hao, LI Cunyi

(Antelope Motor Co., Ltd., Fuan 355000, China)

Abstract: To study the influence of the work done by lifting force in centrifugal pumps on its hydraulic performance, the experimental research and numerical simulation are carried out. It is found that the pressure gap between the pressure side and the suction side exists on the blade of the centrifugal pump with impellers of the same radius, which generates a lifting force, and the work done by lifting force decreases with the increase of the flow. The co-work done by lifting force and centrifugal force determine the external characteristic curve of the pump, in the process the lifting force work could account for up to 90% of the centrifugal force work, and 46% of the total lift of the pump. In different operating conditions, the work done by centrifugal force generally stays stable while the work done by lifting force varies considerably, which determines the variation tendency of the external characteristic curve. The results of theoretical calculation and experimental research are compared and found to tally with each other, which in turn proves the correctness of the numerical simulation.

Key words: centrifugal pump; lifting force doing work; hydraulic performance; pressure distribution