基于FLUENT的无过载离心泵改型及性能预测

王 洋，何文俊
（江苏大学 流体机械工程技术研究中心，江苏 镇江 212013）

摘 要：探讨了降低离心泵轴功率，避免配套电机过载的方法和措施；提出了采用堵塞部分流道的方法，来降低离心泵的轴功率. 在利用商业软件FLUENT对离心泵进行性能预测的基础上，对IS50-32-160型离心泵的叶轮流道进行了两次堵塞尝试. 第2次流道堵塞尝试，在堵塞了1/4左右的平面流道，两叶片间流道有效部分的出口和进口面积比改为1.16后，最大轴功率较堵塞流道前降低了10.4%，并呈现出无过载特性. 两次堵塞对比的结果表明，采用正确的堵塞流道方法可以降低离心泵的轴功率，提高离心泵的效率；正确的堵塞流道方法应该考虑流道堵塞率以及两叶片间流道有效部分的出口和进口面积比.

关键词：无过载离心泵；轴功率；效率；流道；面积比
中图分类号：TH311 **文献标志码**：A **文章编号**：1005-6254(2009)02-0115-04

Improved design and performance forecasting of non-overload centrifugal pumps based on FLUENT

Wang Yang, *He Wenjun*
(Technical and Research Center of Fluid Machinery Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang Jiangsu 212013, China)

Abstract: The methods to reduce centrifugal pump's power consumption and to avoid motor overload have been discussed. The method to reduce power by clogging flow passage has been presented. Two attempts on IS 50-32-160 non-overload centrifugal pump have been carried out by using the software FLUENT to forecast the performance. After clogging flow passage for second time, the maximal power was reduced by 10.4% and the non-overload characteristic had been presented. When the flow passage was clogged by 1/4, the proportion between inlet and outlet among two blades was changed to 1.16. The results of forecast are as following: adopting correct method of clogging flow passage, reducing the power of centrifugal pumps, thus their efficiency would be improved. The correct method of clogging flow passage must consider two factors, the ratio of clogging flow passage and an effective area proportion between inlet and outlet among two blades.

Key words: non-overload centrifugal pump; power; efficiency; flow passage; area ratio

低比速离心泵因为其具有小流量高扬程的特点，所以广泛应用于农业灌溉、城市供水、锅炉给水、矿山、石油和化工等领域. 但低比速离心泵也有自己的缺点，特别是轴功率曲线随着流量的增大而急剧上升，最大轴功率与设计点轴功率之比远大于一般离心泵的相应值[1]. 由于泵的实际运行工况点是经

收稿日期：2009-03-02
基金项目：国家863计划项目(2006AA100211)
作者简介：王 洋(1955—)，男，河北定州人，副研究员(pgwy@ujs.edu.cn)，主要从事流体机械及工程研究.
何文俊(1985—)，男，江苏常州人，硕士研究生(hewenjun888@yahoo.com.cn)，主要从事流体机械及工程研究.

万方数据

常变动的,所以低比速离心泵很容易在大流量区域引起配套电机的过载.为此,生产厂家往往选择更大功率的配套电机,来避免电机的过载.但这样就出现了"大马拉小车"的现象,对电力资源造成了浪费.所以降低离心泵的轴功率,实现无过载特性可以保证机组的低成本和可靠运行.

为了降低轴功率以实现无过载的特性,主要的途径是选择合理的水力设计参数.出口安放角β_2对轴功率影响很大,取较小的β_2,可以有效地防止过载.文献[2]提出无过载离心泵的β_2应取8°~15°.有研究表明,叶轮出口宽度b_2对无过载特性的影响最大[3],所以,为了防止电机的过载,在设计时应取较小的b_2.除此以外,因为在无过载设计中选取了较小的β_2,应适当加大叶轮外径D_2,并选取较少的叶片数[4].但是,由于加工制造的原因,要求b_2和β_2不应该过小.因为圆盘摩擦损失与叶轮外径的5次方成正比[5],所以过大的D_2会导致效率的降低.因此,可以采用堵塞叶轮平面流道的方法来大大降低叶片出口排挤系数ψ_2,这样可以起到"节流"的作用,以此来降低离心泵轴功率.当然,堵塞流道的程度有个最佳值的问题,若堵塞量过小,则起不到降低轴功率的作用;若堵塞量过大,则会降低泵的效率和扬程.

本研究将对IS50-32-160型离心泵的叶轮流道进行两次堵塞尝试,并利用商业软件FLUENT对离心泵进行性能预测,希望能从中找出正确的流道堵塞方法.

1 堵塞流道尝试

第1次流道堵塞尝试:在原设计的基础上,堵塞IS50-32-160型离心泵叶轮1/4左右的平面流道(轴面流道不变).

第2次流道堵塞尝试:在第1次流道堵塞的基础上,保持叶片间流道有效部分进口面积F_{I}不变,预设两叶片间流道有效部分出口和进口面积比$F_{\mathrm{II}}/F_{\mathrm{I}}=1.2$($F_{\mathrm{II}}$为两叶片间流道有效部分出口面积),堵塞该泵1/4左右的平面流道(轴面流道不变).堵塞前后的叶轮流道尺寸见表1.

表1 堵塞流道前后的流道尺寸

Tab.1 Size of flow passage between before and after clogging flow passage

	堵塞前	第一次堵塞后	第二次堵塞后
$F_{\mathrm{I}}/\mathrm{mm}^2$	212.80	180.70	180.70
$F_{\mathrm{II}}/\mathrm{mm}^2$	288.00	260.20	211.38
$F_{\mathrm{II}}/F_{\mathrm{I}}$	1.35	1.44	1.16
ψ_2	0.88	0.75	0.56
F_2/mm^2	904.56	775.34	581.50

表中F_2为叶轮出口面积.

2 性能预测

1)采用Pro/E软件对流道堵塞前后的叶轮、蜗壳作三维实体造型.流道堵塞前后的叶片见图1.

(a)堵塞流道前 (b)第一次堵塞流道后 (c)第二次堵塞流道后

图1 堵塞流道前后的叶片

Fig.1 Blades of before and after clogging flow passage

2)采用GAMBIT软件对堵塞流道前后的模型各过流部件进行混合网格划分,并检查网格质量.经检查,网格的等角斜率和等尺斜率都小于0.85,网格质量良好.

3)求解器及方程离散格式的选取.选用分离式求解器,假定流动定常.湍流模式选取标准$k-\varepsilon$模型,近壁面采用标准壁面函数.压力和速度的耦合采用SMIPLEC算法.压力方程的离散采用标准格式,动量方程、湍动能与耗散率输运方程的离散均采用二阶迎风格式.在迭代计算的过程中,通过监测管路出口单位面积平均总压力的变化情况来判断计算是否收敛,松弛系数需要根据收敛情况作适当的调整.

万方数据

4）边界条件的设置. 进口条件：假定进口速度 u_{in} 在轴向均匀分布，具体数值由流量与进口面积比值给定. 进口湍动能 k 和湍流耗散率 ε 由下式给定：

$$k_{in} = 0.005u_{in}^2,\ \varepsilon_{in} = C_\mu^{3/4}k_{in}^{3/2}/l,\ l = 0.07D_{inlet}$$

式中 $C_\mu = 0.09$；D_{inlet} 为叶轮进口直径.

出口条件：计算前出口压力未知，采用自由出口边界条件.

固壁条件：在固壁处采用无滑移边界条件，在近壁区采用标准壁面函数.

5）预测性能曲线的绘制. 按照离心泵试验的方法，在 $(0.38 \sim 1.2)Q_d$（Q_d 为设计点流量）的范围内将流量设定为 11 个不同的值，分别为：$0.38Q_d$，$0.6Q_d$，$0.74Q_d$，$0.8Q_d$，$0.85Q_d$，$0.9Q_d$，$0.95Q_d$，Q_d，$1.05Q_d$，$1.1Q_d$，$1.2Q_d$. 对这 11 个工况点利用商业软件 FLUENT 进行数值模拟，并对模拟结果进行计算，最后绘制曲线. 堵塞流道前后的离心泵预测性能曲线见图 2 ～ 图 4.

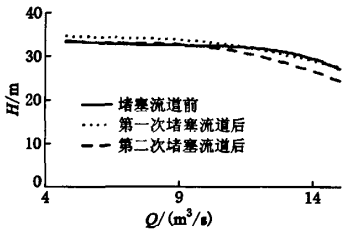

图 2　堵塞流道前后的扬程－流量曲线

Fig. 2　Flow-head curve of before and after clogging flow passage

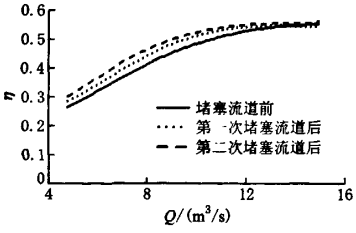

图 3　堵塞流道前后的效率－流量曲线

Fig. 3　Flow-efficiency curve of before and after clogging flow passage

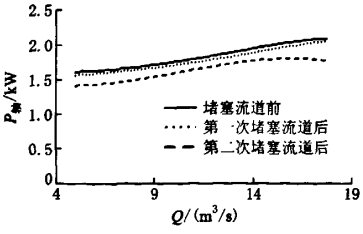

图 4　堵塞流道前后的轴功率－流量曲线

Fig. 4　Flow－power curve of before and after clogging flow passage

3　结果分析

由图 4 可见，第 1 次堵塞流道后的离心泵轴功率没有下降很多，并且轴功率－流量曲线和原设计一样都没有出现极值. 这与预想的结果不一致. 分析其原因为：虽然通过堵塞部分平面流道，降低了排挤系数，但由于在设计过程中没有考虑到堵塞 1/4 流道后，两叶片间流道有效部分进口面积也发生了变化，所以堵塞流道后的 F_{II}/F_I 反而增大到了 1.44. 文献[6]提出：具体的堵塞量可以由式 $F_{II}/F_I = 1.05 \sim 1.2$ 确定. 因此，第 1 次堵塞流道所采用的流道堵塞方法不能达到降低离心泵轴功率的目的.

第 2 次堵塞流道尝试，堵塞了 1/4 左右的平面流道，并将两叶片间流道有效部分出口和进口面积比改为 1.16 之后，轴功率较第 1 次有了明显的下降. 最大轴功率由堵塞流道前的 2 044 W 降低为 1 830 W，降低了 10.4%. 在全流量范围内，堵塞后的轴功率都比堵塞前和第 1 次堵塞流道后要低. 而且，轴功率曲线出现极值，在大流量区域有所下降，呈现无过载特性. 由此可见，在堵塞平面流道时应该考虑两个因素，即流道堵塞率以及两叶片间流道有效部分出口和进口面积比 F_{II}/F_I.

另外，从图 3 可见，第 1 次堵塞流道前后的效率－流量曲线基本重合. 分析原因，主要是因为堵塞流道后的离心泵流道扩散仍然很严重. 从图 5、图 6 可以看出：在小流量区域，叶轮出口以及隔舌处仍然有很明显的二次流[7]，在大流量区域，叶片工作面仍然存在明显的脱流.

图 5　$0.38Q_d$ 时的相对速度图（第 1 次）

Fig. 5　Relative velocity（first time）at $0.38Q_d$

第 2 次堵塞流道后的离心泵效率，在小流量区域内，较第 1 次有了明显的增加. 这主要是因为第 2 次堵塞流道后，叶轮流道中的二次流和脱流较第 1 次有所减少. 从图 7 和图 8 中可以明显看到：二次流的区域较第 1 次减小了，即发生脱流的流道减少了.

万方数据

从而减少了水力损失,提高了离心泵的效率.

由图2可见,第1次堵塞流道前后的扬程-流量曲线基本重合.然而,第2次堵塞流道后的扬程-流量曲线变陡了.

图6 $1.2Q_d$ 时的相对速度图(第1次)
Fig.6 Relative velocity(first time) at $1.2Q_d$

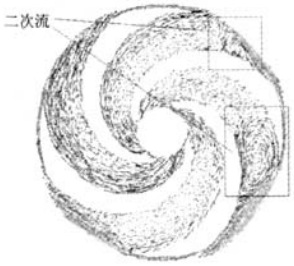

图7 $0.38Q_d$ 时的相对速度图(第2次)
Fig.7 Relative velocity(second time) at $0.38Q_d$

图8 $1.2Q_d$ 时的相对速度图(第2次)
Fig.8 Relative velocity(second time) at $1.2Q_d$

4 结 论

1)采用堵塞部分流道的方法可以有效地降低低比速离心泵的轴功率,并且,由于堵塞了部分的平面流道,减小了流道扩散度,使水流的撞击和脱流损失较小,从而提高了低比速离心泵的效率,在小流量区域内尤其明显.

2)通过两次堵塞流道尝试,得出了流道堵塞设计中应考虑的两个因素:流道堵塞率以及两叶片间流道有效部分出口与进口面积比.为无过载离心泵的堵塞流道设计提供了参考.

参考文献(References)

[1] 李 昳,袁寿其. 低比速离心泵水力设计进展[J]. 排灌机械, 2000, 18(1): 9-13.
Li Yi, Yuan Shouqi. Advances in hydraulic design of low specific speed centrifugal pumps[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2000, 18(1): 9-13. (in Chinese)

[2] 丛小青,袁寿其, 袁丹青,等. 无过载排污泵水力设计方法[J]. 排灌机械, 2003, 21(4): 5-7.
Cong Xiaoqing, Yuan Shouqi, Yuan Danqing, et al. Design method of the non-overload sewage pumps[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2003, 21(4): 5-7. (in Chinese)

[3] 丛小青,袁寿其, 袁丹青. 无过载排污泵正交试验研究[J]. 农业机械学报,2005,36(10): 66-69.
Cong Xiaoqing, Yuan Shouqi, Yuan Danqing. Research of latin square test on non-overload sewage pumps[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery*, 2005, 36(10): 66-69. (in Chinese)

[4] 袁寿其,张玉臻. 低比速泵水力设计原则及优化思想[J]. 农业机械学报, 1997, 28(2): 155-159.
Yuan Shouqi, Zhang Yuzhen. Principles of hydraulic design and optimization of low specific speed pump[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery*, 1997, 28(2): 155-159. (in Chinese)

[5] Choi Y D, Kurokawa J, Matsui J. Performance and internal flow characteristics of a very low specific speed centrifugal pump[J]. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 2006, 128(2):341-349.

[6] 袁寿其. 低比速离心泵理论与设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997.

[7] Gonzalez J, Santolaria C. Unsteady flow structure and global variables in a centrifugal pump[J]. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 2006, 128(5): 937-946.

(责任编辑 张文涛)

万方数据