

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.11.022

无过载离心泵设计参数与性能关系研究*

杨军虎 郭 斌 王 玥 张云周 孟瑞锋 王晓晖

(兰州理工大学能源与动力工程学院, 兰州 730050)

【摘要】 根据无过载离心泵最大轴功率与额定轴功率比值(功率备用系数 K)公式,通过推导,将 K 表示成仅与比转数、叶片出口角和叶片数相关的函数,以此函数给出了 K 的三维曲面以及在不同叶片数下 K 关于叶片出口角和泵比转数的等高线。 K 和叶片数关系不大,叶片出口角、泵比转数对 K 影响较大;在相同的 K 下,比转数越高,可取的最大叶片出口角越大。由等高线图可以根据比转数、 K 选择合理的叶片出口角。实例证明,该方法能够快速实现无过载离心泵设计,避免了传统方法叶片出口角选择的盲目性。

关键词: 离心泵 无过载 功率备用系数 设计参数

中图分类号: TH311 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2012)11-0119-04

Relationship of Performances and Design Parameters for Non-overload Centrifugal Pumps

Yang Junhu Guo Bin Wang Yue Zhang Yunzhou Meng Ruifeng Wang Xiaohui

(School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract

According to the formula of the ratio K of the maximal axle power to the rated axle power of the non-overload centrifugal pumps, K was expressed as the function of specific speed, impeller outlet angle and number of blades by calculating the formula. The three-dimensional image of K and contours about specific speed and impeller outlet angle of K under different numbers of blades were drawn based on the function. K is not close to the number of blades; while the impeller outlet angle and specific speed have a greater effect on K . Under the same K , the higher the specific speed was, the bigger the impeller outlet angle would be. Reasonable impeller outlet angle can be chosen according to the specific speed and K from the contours. The example showed that the method can make the design of non-overload centrifugal pumps successfully and quickly, and can avoid the blindness in choosing the impeller outlet angle with the traditional method.

Key words Centrifugal pump, Non-overload, Power spare coefficient, Design parameter

引言

为了避免离心泵运行时轴功率随流量的增大而增大,往往要进行无过载设计。而在一些要求较严格的情况下,往往也要求全流量范围内最大轴功率是设计点轴功率的某一倍数关系。文献[1]通过推导得到了无过载离心泵设计的必要条件,并给出了

无过载离心泵设计的约束方程。文献[2]建议无过载离心泵应选用较小的叶片出口角,通常取叶片出口角为 $8^{\circ} \sim 15^{\circ}$ 。文献[3~4]提出了一种以降低最大轴功率为目标的叶轮参数设计方法,并给出了最大轴功率最小时叶片出口角 β_2 的计算公式,利用此公式设计的叶轮,其叶片出口角可以达到 5° 左右,这将导致泵的圆盘摩擦损失增大,使泵的效率降低。

收稿日期: 2011-11-18 修回日期: 2011-12-12

* 国家自然科学基金资助项目(51169010)和“十二五”国家科技支撑计划资助项目(2012BAA08B05)

作者简介: 杨军虎,教授,主要从事流体机械内部流动机理及设计理论研究, E-mail: lzyangh@lut.cn

文献[5~7]分别设计了几种不同比转数的无过载离心泵,而且在不同流量点分别达到了最大值。文献[8~9]采用正交试验方法,得到各自模型泵最优设计方案,对无过载离心泵设计有一定参考价值。虽然这些工作使无过载离心泵的研究取得了较大成绩,但如何根据泵设计参数和功率备用系数(K)选取叶轮叶片几何参数,并保证最大轴功率对应的流量偏离设计点流量不远以及这些参数如何影响无过载性能等方面的研究仍未见报道。本文通过理论推导、分析、计算,在无过载离心泵性能与设计参数关系方面进行研究。

1 无过载离心泵设计理论

文献[1]已将最大轴功率与额定轴功率的比值(即 K)表示成滑移系数、叶片出口角和流量系数的函数

$$\frac{P_{\max}}{P} = \frac{\Phi_{\max} h_0 - \frac{\Phi_{\max}^2}{\tan\beta_2}}{\Phi h_0 - \frac{\Phi^2}{\tan\beta_2}} \tag{1}$$

其中 $\Phi_{\max} = \frac{1}{2}h_0 \tan\beta_2$ $h_0 = 1 - \frac{\pi}{Z}\sin\beta_2$
式中 $P_{\max}$ ——最大轴功率
 P ——额定轴功率
 $\Phi_{\max}$ ——最大轴功率点的流量系数
 h_0 ——斯托道拉定义的滑移系数
 Φ ——设计工况点的流量系数
 β_2 ——叶片出口角 Z ——叶片数
将 $\Phi_{\max}$ 和 h_0 代入式(1)中并化简得

$$\frac{P_{\max}}{P} = \frac{\left(1 - \frac{\pi}{Z}\sin\beta_2\right)^2}{4\left[\frac{\Phi}{\tan\beta_2}\left(1 - \frac{\pi}{Z}\sin\beta_2\right) - \left(\frac{\Phi}{\tan\beta_2}\right)^2\right]} \tag{2}$$

对于非半螺旋形吸水室,在额定点可以认为叶轮进口无预旋,在其他工况,虽 $v_{u1} \neq 0$ 但对低比转数泵而言, $v_{u1} \ll v_{u2}$, 可设 $v_{u1} \approx 0$, 这时泵的理论扬程为

$$H_t = \frac{u_2 v_{u2}}{g} \tag{3}$$

式中 u_2 ——出口圆周速度
 v_{u2} ——出口圆周分速度
由斯托道拉定义的滑移系数 h_0 可以得到

$$v_{u2} = u_2 - \Delta v_{u2} - \frac{v_{m2}}{\tan\beta_2} = u_2 h_0 - \frac{v_{m2}}{\tan\beta_2} \tag{4}$$

式中 Δv_{u2} ——出口速度滑移量
 v_{m2} ——出口轴面速度

将式(4)代入到式(3)中并化简得

$$\frac{H_t g}{u_2^2} = h_0 - \frac{v_{m2}}{u_2 \tan\beta_2} \tag{5}$$

引入理论扬程系数

$$\psi_t = \frac{H_t g}{u_2^2} \tag{6}$$

流量系数

$$\Phi = \frac{v_{m2}}{u_2} \tag{7}$$

泵的水力效率为

$$\eta_h = \frac{H}{H_t} \tag{8}$$

式中 H ——实际扬程

引入实际扬程系数

$$\psi = \frac{Hg}{u_2^2} \tag{9}$$

由式(5)~(9)得

$$\psi = \left(h_0 - \frac{\Phi}{\tan\beta_2}\right) \eta_h \tag{10}$$

在离心泵的设计过程中,通过经验公式或公式计算,各种参数都能表示成比转数 n_s 的函数。其中

$$Q = \eta_v v_{m2} \pi D_2 b_2 \varphi_2 \tag{11}$$

$$\eta_v = \frac{1}{1 + 0.68 n_s^{-2/3}} \tag{12}$$

$$n = \frac{60 u_2}{\pi D_2} \tag{13}$$

式中 Q ——实际流量 η_v ——容积效率
 D_2 ——叶轮外径 b_2 ——叶片出口宽度
 n ——转速

一般排挤系数 φ_2 为 0.8~0.9, 取 0.85。

将式(7)、(9)、(11)、(12)、(13)代入到比转数的表达式中并化简得

$$\psi^{3/4} = 631.44 \frac{\Phi^{1/2}}{n_s} \left(\frac{1}{1 + 0.68 n_s^{-2/3}}\right)^{1/2} \left(\frac{b_2}{D_2}\right)^{1/2} \tag{14}$$

对于比转数 $n_s \leq 80$ 的离心泵来说有经验公式

$$\frac{b_2}{D_2} = 0.0003752 n_s^{1.15} \tag{15}$$

由式(10)、(14)、(15)得

$$n_s^{1.7} \eta_h^3 \left(h_0 - \frac{\Phi}{\tan\beta_2}\right)^3 - 22379.4 \left(\frac{1}{1 + 0.68 n_s^{-2/3}}\right)^2 \Phi^2 = 0 \tag{16}$$

水力效率

$$\eta_h = 1 + 0.0835 \lg \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \tag{17}$$

利用 Matlab 画出 η_h 的函数曲线,如图 1 所示。
从图 1 可以看出 η_h 随流量 Q 的变化非常小,考虑到大部分低比转数泵的转速为 2 900 r/min,可以

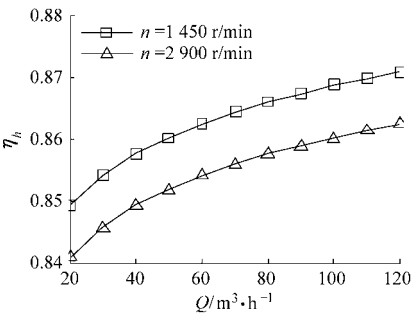


图 1 流量-水力效率曲线

Fig. 1 Curves of hydraulic efficiency and flow rate

取 $\eta_h = 0.855$ 。这样 η_h 的上下浮动不会超过 0.015,基本上不会对计算的精度产生影响。

将 $\eta_h = 0.855$ 代入式(16)中得

$$0.625n_s^{1.7} \left(h_0 - \frac{\Phi}{\tan\beta_2} \right)^3 -$$
$$22\,379.4 \left(\frac{1}{1 + 0.68n_s^{-2/3}} \right)^2 \Phi^2 = 0 \quad (18)$$

这是 Φ 关于 n_s 、 β_2 、 Z 的隐函数。利用 Matlab 的科学计算功能求出此隐函数,由于得出的计算式较长,可简化表示为

$$\Phi = f(n_s, \beta_2, Z) \quad (19)$$

将式(19)代入式(2)中得

$$\frac{P_{\max}}{P} = \frac{1}{4} \left(1 - \frac{\pi}{Z} \sin\beta_2 \right)^2 \left[\frac{f(n_s, \beta_2, Z)}{\tan\beta_2} \left(1 - \right. \right.$$
$$\left. \left. \frac{\pi}{Z} \sin\beta_2 \right) - \left(\frac{f(n_s, \beta_2, Z)}{\tan\beta_2} \right)^2 \right]^{-1} \quad (20)$$

这样 $\frac{P_{\max}}{P}$ (即 K) 就表示成了关于 n_s 、 β_2 、 Z 的函数。

2 计算与分析

2.1 利用 Matlab 计算并绘制图像

考虑到需要绘制出 K 的三维函数图像,可以将叶片数 Z 看作常数, Z 的赋值分别为 4、5、6。以 $Z = 5$ 为例利用 Matlab 画出 K 的三维函数图像,如图 2 所示。

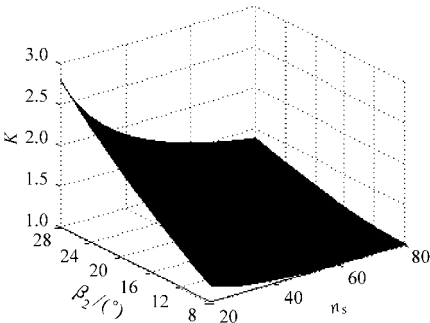


图 2 叶片数为 5 时 K 值的三维图像

Fig. 2 Three-dimensional image of K at five blades

为了更具体地看出在 $Z = 5$ 的情况下 K 值与 n_s 、 β_2 的关系,绘制出 K 值关于 n_s 、 β_2 的等高线图,如图 3a 所示。

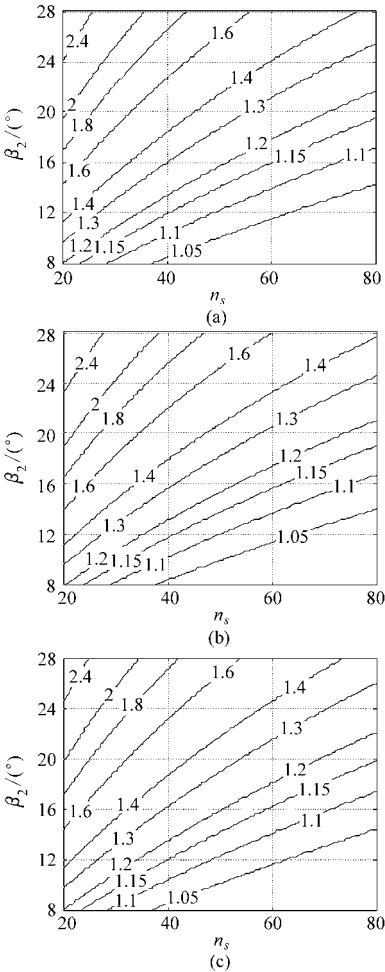


图 3 K 值等高线图

Fig. 3 Contour chart of K

(a) $Z = 5$ (b) $Z = 4$ (c) $Z = 6$

同理分别画出 $Z = 4$ 和 $Z = 6$ 的 K 函数等高线,如图 3b、图 3c 所示。

2.2 计算结果分析

从图 3 可以看出:比转数和叶片出口角相同时,叶片数的增加会导致 K 值有微弱的减小,但叶片数对 K 的影响并不明显;叶片出口角、泵比转数对 K 影响较大;在相同的 K 值下,比转数越大,可取的最大叶片的出口角越大;比转数越低的地方等高线越密集,说明比转数越低叶片出口角对 K 的影响越明显;以 $K = 1.2$ 为例,在比转数从 20 到 80 变化的过程中,可取的最大叶片出口角也由 8° 增加到 21° 左右,这与以往的建议取值 $8^\circ \sim 15^\circ$ 是不符的。

以式(20)和图 3 为依据,在进行无过载离心泵的设计时,就能够根据不同的比转数和 K 确定最合适的叶片出口角,简化了设计过程,避免了传统叶片出口角选择的盲目性。

3 试验性能预测与分析

利用上述计算结果设计一台无过载离心泵,设计要求为 $Q = 45 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 50 \text{ m}$, $n = 2900 \text{ r/min}$, $n_s = 63$, η 为 $66\% \sim 67\%$, 最大轴功率小于等于 1.13 倍的额定轴功率。

根据上述要求,设计出叶轮的主要参数如下:进口直径 $D_1 = 80 \text{ mm}$, 出口直径 $D_2 = 210 \text{ mm}$, 叶轮出口宽度 $b_2 = 9 \text{ mm}$, 叶片数 $Z = 5$, 根据比转数和叶片数由图 3a 查得叶片出口角 $\beta_2 \leq 16^\circ$, 取 $\beta_2 = 16^\circ$ 。对此模型进行建模,如图 4 所示。

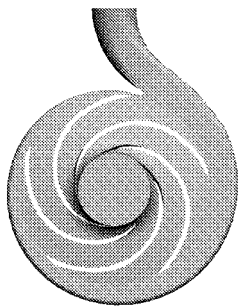


图 4 泵的三维模型

Fig. 4 3-D model of the pump

利用 Gambit 软件对此模型进行网格划分,采用非结构化四面体网格。利用 Fluent 进行性能预测,选用标准的 $k-\varepsilon$ 湍流模型,对速度与压力耦合方式,选择 SIMPLEC。进口和出口分别采用速度进口和自由出流^[10]。对该泵的多个工况点进行性能预测,得到结果如图 5 所示。

由流量系数 $\Phi_{\max}$ 计算出最大轴功率时的理论流量 Q_t , 经过计算得到 $Q_t = 68.7 \text{ m}^3/\text{h}$, 性能预测得到最大轴功率的流量 $Q = 70 \text{ m}^3/\text{h}$ 同样是没有考虑容积损失的,两者相差很小。

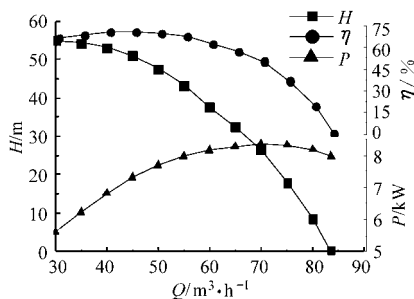


图 5 无过载离心泵的性能曲线

Fig. 5 Performance curves of the non-overload centrifugal pump

由图 5 中数据计算出 $K = 1.141$, 将 $n_s = 63$, $\beta_2 = 16^\circ$, $Z = 5$ 代入式(20)中计算得到 $K = 1.131$ 。

由理论公式推导计算得到的 K 和实际性能预测的 K 有一定的偏差,这是因为在推导过程中水力效率 η_h 、 b_2/D_2 使用了经验公式,以及叶轮出口排挤系数 φ_2 的选取会有一定误差,但通过两种途径计算得到的 K 相差不大。可以认为由式(20)计算得到的 K 较为准确。

4 结论

(1) 功率备用系数 K 可以表示成仅与比转数、叶片出口角和叶片数有关的函数。

(2) K 和叶片数关系不大,叶片出口角、泵比转数对 K 影响较大。

(3) 比转数越低 K 受 β_2 的影响越明显。

(4) 使用本文的方法设计无过载离心泵时,能够根据具体的比转数和 K 确定适合的叶片出口角,从而避免了传统设计方法中只能笼统地给出叶片出口角的取值范围,简化了设计过程。

(5) 实例表明,该方法能有效提高无过载离心泵的设计效率。

参考文献

- 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.
- 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京:宇航出版社,1998.
- 严敬. 无过载叶轮几何参数的计算[J]. 农业机械学报,2002,33(3):37~38,46.
Yan Jing. Calculation of geometrical parameters of an impeller with minimal power required [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2002, 33(3): 37~38, 46. (in Chinese)
- 严敬,辜迎佳. 低比转速叶轮无过载设计新方法[J]. 水动力学研究与进展,2000,15(1):67~73.
Yan Jing, Gu Yingjia. A new program for non-overload low specific speed centrifugal impeller [J]. Journal of Hydrodynamics, 2000, 15(1): 67~73. (in Chinese)
- 管仁强. 离心泵叶轮水力模型无过载设计尝试[J]. 排灌机械,1999(2):12~14.
Guan Renqiang. Non-overload design of hydraulic model for centrifugal pump impeller [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 1999(2):12~14. (in Chinese)
- 刘剑军. 无过载设计方法在低比转数多级离心泵上的成功实践[J]. 通用机械,2006(10):54~56.
- 张元华. 250S24 型无过载泵的节能节资特性[J]. 节能技术,1995(2):26~28.

参 考 文 献

- 1 刘梅清, 李秋玮, 白耀华, 等. 湍流模型在双吸离心泵数值模拟中的适用性分析[J]. 农业机械学报, 2010, 41(增刊): 6~9, 26.
Liu Meiqing, Li Qiuwei, Bai Yaohua, et al. Applicability of turbulence models in numerical simulation of double suction centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(Supp.): 6~9, 26. (in Chinese)
- 2 Yakhot V, Orszag S A. Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory[J]. Journal of Scientific Computing, 1986, 1(1): 1~51.
- 3 Shih T H, Liou W W, Shabbir A, et al. A new $k-\varepsilon$ eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows[J]. Computers Fluids, 1995, 24(3): 227~238.
- 4 Launder B E, Spalding D B. Lectures in mathematical models of turbulence[M]. London: Academic Press, 1972.
- 5 Wilcox D C. Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models[J]. AIAA Journal, 1988, 26(11): 1 299~1 310.
- 6 Wilcox D C. Turbulence modeling for CFD[M]. California: DCW Industries, Inc, 1993.
- 7 Menter F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. AIAA Journal, 1994, 32(8): 1 598~1 605.
- 8 吴晓晶, 吴玉林, 刘树红. 改进的 SST $k-\omega$ 模型在旋转机械中的应用[C]. 中国工程热物理学会学术会议论文, 2008: 087006.
- 9 Beaudoin M, Jasak H. Development of a generalized grid interface for turbomachinery simulations with OpenFOAM[C]// Proceedings of Open Source CFD International Conference, Berlin, Germany, 2008.
- 10 Petit O. Numerical investigations of incompressible turbomachinery applications using OpenFOAM[D]. Sweden: Göteborg, 2010.
- 11 谈明高. 离心泵能量性能预测的研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2008.
Tan Minggao. Prediction research on energy characteristics for centrifugal pumps[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2008. (in Chinese)
- 12 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2011.
- 13 刘厚林, 谈明高, 袁寿其. 离心泵圆盘摩擦损失计算[J]. 农业工程学报, 2006, 22(12): 107~109.
Liu Houlin, Tan Minggao, Yuan Shouqi. Calculation of disk friction loss of centrifugal pumps[J]. Transactions of the CSAE, 2006, 22(12): 107~109. (in Chinese)
- 14 谈明高, 刘厚林, 袁寿其. 离心泵能量性能预测的对比[J]. 农业工程学报, 2008, 24(11): 95~98.
Tan Minggao, Liu Houlin, Yuan Shouqi. Comparative research on energy performance prediction of centrifugal pumps[J]. Transactions of the CSAE, 2008, 24(11): 95~98. (in Chinese)
- 15 张伟, 余运超, 陈红勋. 离心泵叶轮非设计工况下内部湍流流场的模拟[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(1): 38~42.
Zhang Wei, Yu Yunchao, Chen Hongxun. Numerical simulation of flow in centrifugal pump impeller at off-design conditions [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(1): 38~42. (in Chinese)

(上接第 122 页)

- 8 沈艳宁, 袁寿其, 陆伟刚, 等. 复合叶轮离心泵数值模拟正交试验设计方法[J]. 农业机械学报, 2010, 41(9): 22~26.
Shen Yanning, Yuan Shouqi, Lu Weigang, et al. Orthogonal test design method based on numerical simulation for non-overload centrifugal pump with complex impeller [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(9): 22~26. (in Chinese)
- 9 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, 35(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 for Agricultural Machinery, 2005, 35(10): 66~69. (in Chinese)
- 10 杨军虎, 吴俊辉, 张人会. 无过载离心泵内部流场的三维数值模拟[J]. 兰州理工大学学报, 2009, 35(1): 41~45.
Yang Junhu, Wu Junhui, Zhang Renhui. Three-dimensional numerical simulation of internal flow field in non-overloading centrifugal pump[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2009, 35(1): 41~45. (in Chinese)