

文章编号: 1000-8055(2002) 02-0259-04

小流量高速离心泵的一种优化方法

袁军娅, 张振鹏, 张纯良
(北京航空航天大学 宇航学院, 北京 100083)

摘要: 建立了小流量高速离心泵机组的性能预测模型, 分析了轮盘直径和辅助系统出口压力对小流量高速离心泵系统效率的影响, 并以其为设计变量, 建立了以泵机组的效率作为目标值的优化设计方法, 在此基础上对一小流量高速离心泵进行了优化设计, 效果显著。本文所采用的设计方法对小流量高速离心泵的应用与发展有重要工程意义。

关键词: 高速离心泵; 小流量; 优化设计
中图分类号: V434+.212 **文献标识码:** A

An Optimum Method for Low Flow High Speed Centrifugal Pump

YUAN Jun-ya, ZHANG Zhen-peng, ZHANG Chun-liang
(Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: Low flow, high speed centrifugal pump can be used in kinds of equipment of aeronautics, astronautics, power engineering and computing techniques. It always has small size and low specific speed. But the existing theory mostly is based on the empirical designs of medium and high specific speed pumps. When used in low flow, high speed pumps, good results cannot be obtained. In this paper, a performance prediction model of low flow, high-speed centrifugal pump is presented. The influence of disk diameter and auxiliary system exit pressure on system efficiency is analyzed. An optimum design method using them as design parameters and system efficiency as object is established. On the basis of this method, an example is calculated to prove that the method is feasible and effective.

Key words: high-speed centrifugal pump; low flow; optimum design

1 引言

小流量高速离心泵无论在产生冲量和功率的装置中, 或者在冷却系统、热力调节系统、试验台设备以及自动装置中, 都可以用作为输送液态工质的部件, 因而在航空航天技术、动力工程、无线电技术和计算技术的各种装置中, 有广泛的应用前景。在小推力火箭发动机、空间站及卫星上也具有潜在的发展前途, 但是现有泵的大部分理论是在中高比转速的基础上得出的经验设计, 而小流

量离心泵由于其低流率、高压头及低比转速、小尺寸的特点, 使得这些理论不完全适应。

2 性能预测模型

与比转速较高的泵相比, 在小流量离心泵中会出现较大的水力损失、机械损失和流量损失, 因而效率一般比较低。有关的试验证明, 小流量离心泵在高转速情况下的大部分能量损失产生于轮盘的摩擦, 而非一般的水力损失。因而, 采用开式或者半开式离心泵比较适宜。外部机械损失, 象密封

装置,特别是缝隙式密封装置,因为泵流量的减小并没有减小渗漏量,所以会对泵的流量效率产生重要影响。

目前一般所用的速度系数法对损失及效率的预估,主要建立在一维流动分析和大量的中高比转速离心泵试验结果的统计修正之上,由于前述的小流量高速离心泵与中高比转速离心泵的种种差异使得用它们来对小流量离心泵做预估,将产生较大的误差,文献[7]对以前计算效率的预估式与试验结果的对比说明了这一点。因而必须对中高比转速离心泵的损失模型进行修正,以适应小流量低比转速离心泵。

泵的效率: $\eta = \eta_h \eta_p \eta_m$ (1)

式中: η_h , η_p , η_m 分别为水力效率、流量效率和机械效率,机械效率又包括轮盘效率和其他静止机械效率(轴承、密封等)。

轮盘效率在小流量离心泵的效率中占相当大的比重,对其进行相对较准确的估计,对于小流量泵的设计至关重要。对开式和半开式工作叶轮^[6]:

$$\eta_m^k = \frac{N_u}{N_{BH}} \quad (2)$$

式中: N_{BH} 为泵的内功率; N_u 为泵的轮周功率。

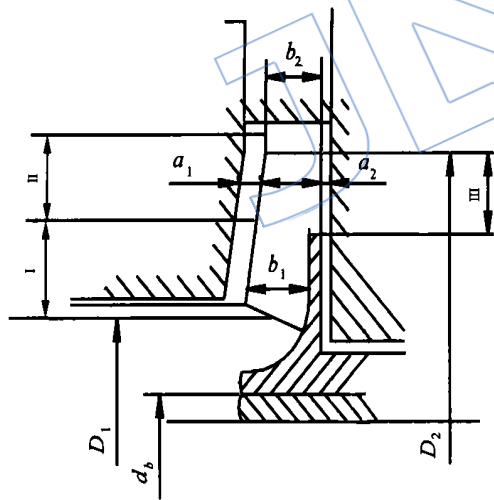


图 1 泵的参数示意图

经过推导,可得图 1 所示小流量离心泵的轮盘效率:

$$\eta_m^k = 1 - \frac{N_m^k}{\rho \dot{V} H_T + \rho \dot{V}_{yT} H_{TD} + N_m^k} \quad (3)$$

式中: H_T 为泵的理论压头; H_{TD} 为轮盘直径处的理论压头; $\dot{V}$ 为泵的设计流量; $\dot{V}_{yT}$ 为辅助系统的泄漏流量; N_m^k 为轮盘损失功率,包括叶片部分功率损失 N_{IK} 和光滑部分功率损失 N_{SK} ,而叶片部分的功率损失 N_{IK} 可分为 3 部分,如图 1 所示,II 表示轮盘直径外叶轮前半部损失,III 表示后半部损失,各损失的计算可参考文献[6]。

$$\text{静止机械效率}^{[6]}: \eta_m^s = \frac{N_{BH}}{N_H} \quad (4)$$

式中: N_H 为泵的轴功率。

经过推导可得小流量离心泵的静止机械效率:

$$\eta_m^s = \frac{\rho H \dot{V}}{\rho H \dot{V} + N_m^s \eta_p \eta_m^k} \quad (5)$$

式中: H 为泵的实际压头; N_m^s 为静止机械功率损失,包括轴向缝隙、轴承、液封轮及接触密封等部分的功率损失。

流量损失在小流量离心泵中也占相当比例,它同工作液体沿旋转转子与静子之间间隙的渗漏量有关,同时也与工作液体沿辅助通道的泄出量有关,这些辅助通道是保证整个泵装置正常工作时必须的,比如保证轴承的润滑、平衡轴向力与径向力等,而辅助通道的泄漏量与密封装置的结构关系密切,因为在小流量离心泵中密封间隙值与泵的流通部分尺寸可比较,所以密封的设计对小流量泵性能有很大影响。

流量效率可用以下计算式预估^[6]:

$$\eta_p = \frac{\dot{V} H_K \rho}{\dot{V} H_K \rho + \dot{V}_{yT} H_{KD} \rho} \quad (6)$$

式中: H_K 为叶轮的总压头; H_{KD} 为轮盘直径处叶轮的总压头。

水力损失变化不大,可用综合值 $K_Z \eta_h$ 来估算水力效率^[8](式中 K_Z 为叶片数的影响系数,各几何尺寸如图 1 所示):

$$K_Z \eta_h = \frac{H}{\frac{\omega^2 D_2^2}{4} - \frac{\dot{V} \operatorname{ctg} \beta R_2 \omega}{\pi D_2 (b_2 + a_1 + a_2) - b_2 \delta_2 Z} - 0.35 \left[\frac{\omega^2 D_2^2}{4} - \frac{(\dot{V} + \dot{V}_{yT}) \omega R_1 \operatorname{ctg} \beta_1}{\pi D_1 (b_1 + a_1) - b_1 \delta_1 Z} \right]} \quad (7)$$

3 优化设计模型

3.1 目标函数

小流量高速离心泵机组的效率相对较低,因

为尺寸较小,系统各流道及缝隙对效率影响较大,所以仅从优化叶轮尺寸的角度出发,很难达到最优化的目的。本文在满足泵的汽蚀性能和工作能力的前提下,应用前所介绍的性能预测模型,以泵

机组的效率作为目标函数, 考虑的损失包括: 轮盘损失、接触密封损失、叶封轮损失、轴向及径向缝隙损失等。

3.2 设计变量

如前所述, 对小流量离心泵效率影响最大的是轮盘的摩擦损失, 轮盘直径这一关键尺寸决定了叶轮损失, 在对泵机组效率影响的参数中首当其冲, 此外, 它还影响泵的总轴向力, 而泵的总轴向力要受到系统要求的限制。有关的试验已经证明, 在小流量低比转速离心泵中, 辅助系统的泄漏量对泵机组的效率影响显著, 而辅助系统出口处的压力直接影响泄漏量, 所以, 可以以辅助系统出口处的压力作为一设计变量, 寻找最佳效率。另外, 辅助系统的泄漏流量与液体温升有关, 液体允许的温升要受到使用条件的限制。所以, 本文即以轮盘直径和辅助系统出口处压力作为设计变量, 这两个参数在选取时有相应的条件限制。

轮盘直径的最大值为叶轮出口直径:

$$D_{\max} = D_2 \tag{8}$$

轮盘直径的最小值, 根据保证叶片强度的要求确定其在叶片的 1/3 高度处:

$$D_{\min} = 2 \left[\frac{1}{3} \left(\frac{D_2}{2} - \frac{D_1}{2} \right) + \frac{D_1}{2} \right] \tag{9}$$

在使用液封轮的情况下, 系统规定了液封轮出口处的压力变化范围, 所以辅助系统出口处的压力最小值为:

$$p_{\min} = p_y + \Delta p_y \tag{10}$$

式中: p_y 是液封轮的出口压力。

如果辅助系统出口不采用液封轮, 只使用接触式密封, 则:

$$p_{\min} = p_g \tag{11}$$

式中: p_g 为接触密封压力。

辅助系统出口压力最大值不超过泵的出口压力:

$$p_{\max} = p_2 \tag{12}$$

3.3 约束条件

(1) 满足汽蚀条件

泵机组的汽蚀比转速 C_{kp} 应大于设计要求的汽蚀比转速 C_c , 即:

$$C_{kp} \geq C_c \tag{13}$$

(2) 泵机组产生的扬程 H 大于设计扬程 H_c , 即:

$$H \geq (1.01 \sim 1.03) H_c \tag{14}$$

(3) 系统的总轴向力 F 小于许可轴向力 F_c ,

即:

$$F \leq F_c \tag{15}$$

(4) 辅助系统液体温度升高 ΔT 小于允许温度升高值 ΔT_c , 即:

$$\Delta T \leq \Delta T_c \tag{16}$$

另外, 还要满足辅助系统参数的闭合、液封轮的气密性等约束的要求。

4 算例介绍

对于如图 2 所示的离心泵机组的布置方案, 采用半开式叶轮, 利用前述小流量高速离心泵的优化方法, 形成了以泵机组效率为目标函数, 轮盘直径和辅助系统出口处压力为自变量, 包括 12 种约束条件的优化设计命题。对给定以下设计参数的离心泵机组采用 P-H 伸缩保差法, 进行了优化设计: 流量 $Q = 0.2 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$; 泵的进口压力 $p_1 = 4.5 \times 10^5 \text{ Pa}$; 泵的出口压力 $p_2 = 5.5 \times 10^6 \text{ Pa}$; 转速 $n = 9000 \text{ rad/s}$ 。

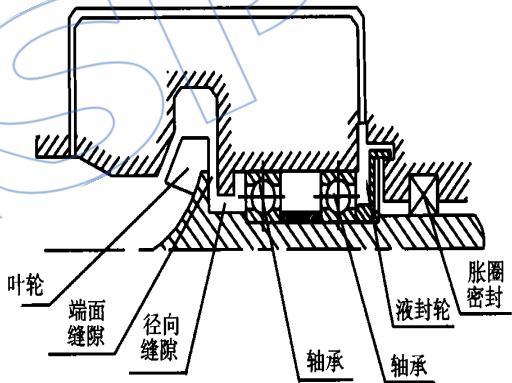


图 2 系统配置示意图

所设计的叶轮的主要参数如下: 进口直径为 5.279 mm; 出口直径为 19.657 mm; 进口宽度为 2.779 mm; 出口宽度为 2.779 mm; 进口安装角为 38°; 出口安装角为 60°; 叶片数为 3。

从设计参数可以看出, 此离心泵的尺寸很小, 在选取进口安装角时, 采用了较大的正冲角, 以保证泵的抗汽蚀特性。出口安装角选取较大, 有利于增大压头, 提高泵的效率。

未进行优化(轮盘直径用最大值和最小值的平均值, 出口处压力用最小值)和用本文所介绍的方法进行泵机组的优化设计所得的轮盘直径和辅助系统出口处的压力, 以及系统的各项损失和效率对比如表 1 所示。

由表中可见, 经过优化后, 轮盘直径比未优化

表 1 未经优化和优化后主要参数的对比

	轮盘直 径/ mm	辅助系统出口 处压力/ Pa	辅助系统的泄 漏量/(m ³ /s)	液体的 温升/ K	系统总的 轴向力/N
未经优化	14. 688	8. 0E5	3. 801E- 5	5. 568	110. 066
优化后	10. 037	8. 0E5	2. 051E- 5	8. 234	92. 951
	叶轮叶片面的 功率损失/ W	叶轮光滑面的 功率损失/ W	叶封轮中的 功率损失/ W	皮碗密封中 的损失/ W	轴承中功率 损失/ W
未经优化	565. 432	21. 235	819. 202	107. 532	52. 440
优化后	597. 921	4. 290	881. 754	107. 532	52. 440
	机械效率	流量效率	水力效率	泵的效率	效率提高
未经优化	48. 51%	90. 58%	75. 46%	33. 16%	
优化后	49. 16%	97. 39%	75. 49%	36. 14%	9. 0%

前则小的多。轮盘直径对轮盘摩擦损失的影响并不是单调的,它对叶轮叶片面和光滑面损失的影响是矛盾的。而且,由于轮盘直径的不同,在相同的辅助系统出口压力下并不是必然的结果,液体的泄漏量变化较大,极大的影响了流量损失。而辅助系统出口处压力等于最小压力,并不是必然的结果。分析认为:在相同的轮盘直径下,辅助系统出口压力增大;泄漏量减小,流量效率增大,但是,液封轮损失大大增加,导致机械效率下降,所以,辅助系统出口压力对效率的影响并不是单调的。经过优化后,泵机组效率提高了 9. 0%,优化效果显著。

从计算结果还可以看出,此类离心泵效率相对大中型中高比转速离心泵效率低,在文献[2]中所给的试验结果也说明了这一点。所以,要用到此类小流量离心泵还有很多问题需要解决。因为其尺寸较小,整体之间的配合,尤其是密封等装置中的缝隙对泵的效率影响较大,这对于制造精度、安装精度等要求较高。而在理论上最重要的是要从整个泵机组的角度研究各项结构参数对离心泵效率的影响及其之间的相互作用,从而从设计方面提高泵的效率。

5 结 论

(1) 轮盘摩擦在小流量低比转速离心泵损失中占主要地位,辅助系统中的泄漏量对泵机组的效率影响显著,所以,小流量低比转速离心泵的设计需从整个系统上考虑。

(2) 本文建立了小流量低比转速离心泵机组性能预测模型,建立了以效率为目标函数,轮盘直径和辅助系统出口压力为自变量的优化模型,通过所给示例可以看出优化效果显著。

(3) 本文介绍的设计方法可用于小流量低比转速离心泵的进一步试验研究,对小流量低比转速离心泵的工程设计与应用有一定的借鉴意义。

参考文献:

[1] Joseph P Veres. Centrifugal and Axial Pump Design and off-Design Performance Prediction[R]. NASA - TM - 106745, N95- 19795.

[2] Gulbrandsen N C, Furst R B, Burgess R M. Small Centrifugal Pumps for Low Thrust Rockets[R]. AIAA PAPER 85- 1302.

[3] Johnsson and Bigert. Development of Small Centrifugal Pumps for an Electric Propellant Pumps System[R]. 40th Congress of the International Astronautical Federation, IAF- 89- 290.

[4] 朱超超. LRE 离心泵优化设计[J]. 推进技术, 1992, 13(3): 53- 58.

[5] 严敬. 对一低比转速叶轮参数优化模型的深入分析[J]. 流体机械, 1999, 27(8): 20- 22.

[6] [苏] 奥夫相尼科夫 Б В, 博罗夫斯基 Б И 著. 液体火箭发动机涡轮泵装置原理与计算[M]. 任汉芳, 夏德新译, 1999.

[7] [苏] 克拉耶夫 М В 等. 航空与航天工程中的小流量泵[M]. 北京: 宇航出版社, 1993.

[8] 陈宝林. 最优化理论和算法[M]. 北京: 清华大学出版社, 1989.

(责任编辑 杨再荣)