

# IW32-118 型微型离心泵的设计

许建军 张书斌

刘志达

(安徽省阜阳市农业机械研究所) (阜阳职业技术学院物理系)

摘要 详细介绍了 IW32-118 型微型离心泵的设计过程,其中所建立的水力模型比较成功,结构合理。由于小流量、低比转速微型离心泵普遍存在着效率很低和加工困难等问题,给设计带来一定的难度,但本设计采用了理论和实验相结合的优化设计方法,从而选取了较合理的参数,使此类泵的效率得到一定的提高,其加工性能也得到很大的改善。

关键词 离心泵 微型泵 参数 结构 设计

## 1 引言

近几年来,我市及其周边地区蔬菜大棚发展很快,但大部分都是用人力泵从菜地中的小口浅水井进行提水浇灌。为了减轻菜农的劳动强度,适应其需要,我所设计研制了 IW 系列微型离心泵。通过性能试验和生产考核试验,其各项性能参数均达到设计要求,目前已在蒙城机械制造总厂生产销售了 10 余万台。本文就 IW32-118 型微型离心泵的设计过程作较详细的介绍。试验表明,该泵的水力模型比较成功,结构合理。本设计由于采用了较为正确而简易的方法和选取了较为合理的参数,使此类泵的效率得到一定的提高,其加工性能也得到很大的改善。下面是作者对该泵的设计总结,希望能起到抛砖引玉的作用。

## 2 参数及结构的确定

设计参数如下:

流量  $Q = 2.5 \text{ m}^3/\text{h}$ , 扬程  $H = 16 \text{ m}$ ,  
转速  $n = 2800 \text{ r}/\text{min}$  效率  $\eta = 40\%$ ,  
汽蚀余量  $NPSH = 2.8 \text{ m}$  比转数  $n_s = 33$ 。

经计算,确定以下参数:

(1) 比转数  $n_s$

$$n_s = 3.65nQ^{1/2}/H^{3/4} = 33.67$$

(2) 估计效率  $\eta$

$$\eta = \eta_v \eta_h \eta_m$$

式中  $\eta_v = 1/(1 + 0.68n_s^{-2/3}) = 0.94$

$$\eta_h = 1 - 0.42K(\lg D_0 - 0.172)^2 = 0.76$$

$$\eta_m = n_s^2 K(n_s^2 + 970) = 0.54$$

所以  $\eta = \eta_v \eta_h \eta_m = 0.38$

(3) 轴功率  $N$

$$N = \gamma Q H (1000 \eta)^{-1} = 0.294 \text{ kW}$$

(4) 配套功率  $N'$

$$N' = KN$$

对于低比转速小流量泵,  $K$  值应取大值,此处取  $K = 1.6$ , 则  $N' = 1.6 \times 0.294 = 0.47 \text{ kW}$ , 确定取  $N' = 550 \text{ W}$

(5) 泵轴扭矩  $M_n$

$$M_n = 9.55 \times 10^3 N' / n = 1.876 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(6) 泵轴最小直径  $d$

$$d = (M_n / 0.2 \tau)^{1/3}$$

泵轴所用材料为 45 号钢, 所以取  $[\tau] = 343 \times 10^5 \text{ N}/\text{m}^2$

经计算得  $d = 6.49 \text{ mm}$

(7) 泵的吸入口和吐出口直径  $D_\lambda, D_\text{出}$

$$D_\lambda = (4Q/\pi v_s)^{1/2}$$

取  $v_s = 0.9 \text{ m}/\text{s}$ , 计算得  $D_\lambda = 31 \text{ mm}$

确定取  $D_\lambda = 32 \text{ mm}$

$$D_\text{出} = (1 \sim 0.7) D_\lambda$$

系数取 0.8, 计算得  $D_\text{出} = 25.6 \text{ mm}$

确定取  $D_\text{出} = 25 \text{ mm}$

根据上述计算, 确定该泵为单级单吸悬臂式结构, 水泵与电机采取同轴直联传动形式。图 1 为叶轮结构简图。

### 3 叶轮的设计计算

叶轮的设计计算采用速度系数法。

#### 3.1 进口尺寸

(1) 叶轮进口直径  $D_0$

1) 斯式法

$$D_0 = (4Q'/\pi v_0)^{1/2}$$

式中,  $v_0 = K_{v_0}(2gH)^{1/2}$ ,  $Q' = Q/\eta_{v_0}$ 。取  $K_{v_0} = 0.12$ ,  $\eta_{v_0} = 0.94$ , 经计算:  $v_0 = 2.13 \text{ m/s}$ ,  $Q' = 2.66 \text{ m}^3/\text{h}$  则  $D_0 = 21 \text{ mm}$

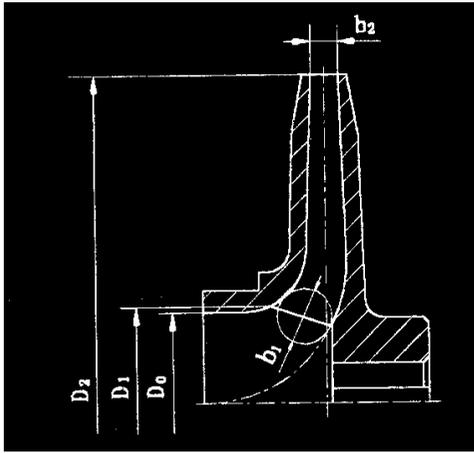


图1 叶轮结构简图

2) 查式法

$$D_0 = K_0(Q/n)^{1/3}$$

因对于一般单级单吸离心泵汽蚀有一定要求, 故选取  $K_0 = 5.0$ , 则  $D_0 = 5.0(Q/n)^{1/3} = 31.4 \text{ mm}$

综合上述两种方法, 选取  $D_0 = 32 \text{ mm}$

(2) 叶片入口直径  $D_1$  的计算

$$D_1 = 1.05D_0 = 33.6 \text{ mm}$$

确定取  $D_1 = 34 \text{ mm}$

(3) 叶片入口处的绝对速度  $v_1$

$$v_1 = 0.8v_0 = 0.8 \times 2.13 = 1.7 \text{ m/s}$$

(4) 叶片入口宽度  $b_1$

1) 斯式法

$$b_1 = Q'(\pi D_1 v_1)^{-1} = 2.66 \times (3600 \times \pi \times 0.034 \times 1.7)^{-1} = 4 \text{ mm}$$

2) 查式法

$$b_1 = \tau D_K^2 / 4D_1, D_K = D_0, \text{取 } \tau = 1.2 \text{ 经计算 } b_1 = 9.035 \text{ mm}$$

综合上述两种方法, 在兼顾效率的条件下, 为了提高吸程, 取  $b_1 = 9 \text{ mm}$

(5) 叶片进口处的圆周速度  $u_1$

$$u_1 = \pi D_1 n / 60 = 4.98 \text{ m/s}$$

(6) 叶轮进口安放角  $\beta_{e1}$

$$\beta_{e1} = \beta_1 + \Delta\beta$$

式中  $\beta_1$ ——液流角

$$\text{tg}\beta_1 = v_{m1}/u_1$$

$v_{m1}$ ——叶轮进口边后的轴面速度,  $\text{m/s}$

$$v_{m1} = \psi_1 v_{m0}$$

$\psi_1 = 1.15 \sim 1.3$ , 这里取  $\psi_1 = 1.3$

$v_{m0}$ ——叶轮进口边前的轴面速度,  $\text{m/s}$

$$v_{m0} = Q_{th}(\pi D_1 b_1)^{-1}$$

$Q_{th}$ ——理论流量,  $\text{m}^3/\text{h}$

$$Q_{th} = Q(\eta_{v1}\eta_{v2})^{-1}$$

$\eta_{v1}$ ——单密封环泄漏的容积效率,

取  $\eta_{v1} = 0.75$

$\eta_{v2}$ ——泄漏的容积效率, 取  $\eta_{v2} = 0.98$

$\Delta\beta$ ——冲角, 取  $\Delta\beta = 10^\circ 37'$

经计算得:  $\beta_{e1} = 25^\circ$

(7) 叶片进口处的相对速度  $w_1$

$$w_1 = v_{m1}/\sin\beta_{e1} = 1.278/\sin 25^\circ = 3.024 \text{ m/s}$$

(8) 叶片数  $Z$

$Z = 4$  片

(9) 叶片包角  $\alpha$

通过作图得  $\alpha = 135^\circ$

由以上计算得叶轮进口尺寸用量为:  $D_0 = 32 \text{ mm}$ ,  $D_1 = 34 \text{ mm}$ ,  $b_1 = 9 \text{ mm}$ ,  $v_{m1} = 1.278 \text{ m/s}$ ,  $u_1 = 4.985 \text{ m/s}$ ,  $\beta_{e1} = 25^\circ$ ,  $\Delta\beta = 10^\circ 37'$

#### 3.2 出口尺寸

(1) 叶轮外径  $D_2$

1) 斯式法

$$D_2 = 60u_2/\pi n, u_2 = K_{u_2}(2gH)^{1/2}$$

单级扬程  $H = 16 \text{ m}$ , 取  $K_{u_2} = 0.95$ , 计算得  $u_2 = 16.83 \text{ m/s}$

故  $D_2 = 60 \times 16.83 / (\pi \times 2800) = 114.8 \text{ mm}$

2) 查式法

$$D_2 = K_{D_2}(Q/n)^{1/3} = 16.11 \times (2.5/3600 \times 2800)^{1/3} = 101 \text{ mm}$$

式中,  $K_{D_2} = 9.35(n_s/100)^{1/2} = 16.11$

综合上述两种方法, 选取:  $D_2 = 116 \text{ mm}$

(2) 叶片出口安放角  $\beta_2$

由于圆盘摩擦损失随  $D_2$  增大急剧增加, 适当增大  $\beta_2$  可降低  $D_2$  而提高效率, 因在  $\beta_2 > 45^\circ$  时可能引起性能曲线出现驼峰, 故选取  $\beta_2 = 40^\circ$ 。

(3) 叶片出口宽度  $b_2$

由于该泵比转数为 33 ,且流量  $2.5 \text{ m}^3/\text{h}$  ,若按通常设计方法计算则流道狭窄 ,生产十分困难 (几乎无法生产) 。为了提高水泵效率并保障其良好的加工工艺性能 本设计采用加大出口宽度  $b_2$  的方法 ,出口宽度的增加将造成出口部分过流面太大 流体在流道中扩散损失增加。为了克服这些矛盾 本设计采用增大  $b_2$  和叶片出口厚度的方法保证该泵的性能。综合考虑选取  $b_2 = 5 \text{ mm}$  。

由以上计算得叶轮出口尺寸用量为 : $D_2 = 116 \text{ mm}$  , $b_2 = 5 \text{ mm}$  , $\beta_2 = 40^\circ$

3.3 叶轮轴面流道布置和平面流道布置

叶轮轴面流道和平面流道布置见图 2 所示。

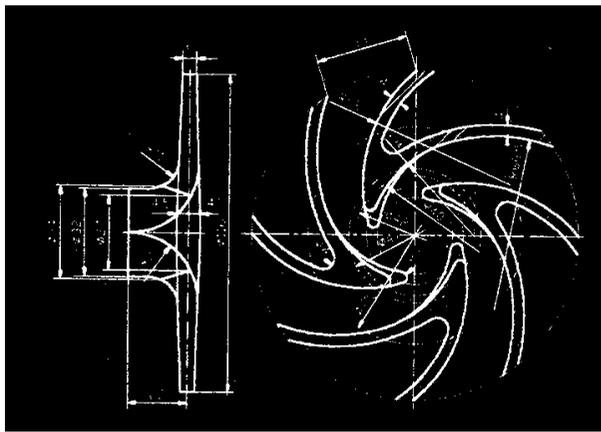


图 2 叶轮轴面流道布置和平面流道布置

4 蜗壳的设计计算

4.1 基本尺寸的计算

(1) 基圆直径  $D_3$

$D_3 = (1.03 \sim 1.10) D_2 = 119.5 \sim 127.6 \text{ mm}$  ,确定取  $D_3 = 120 \text{ mm}$

(2) 蜗室入口宽度  $b_3$

$b_3 = b_2 + 2S + C = 13 \text{ mm}$  ,其中取 : $S = 1.5 \text{ mm}$  , $C = 5 \text{ mm}$

(3) 舌角  $\alpha_3$

确定取 : $\alpha_3 = 1^\circ$

(4) 泵舌安放角  $\theta_3$

确定取  $\theta_3 = 25^\circ$

(5) 蜗壳中的液流速度  $v_3$

$v_3 = K_{v_3} (2gH)^{1/2} = 9.745 \text{ m/s}$  ,其中取 : $K_{v_3} = 0.55$

(6) 蜗室面积的确定

$F_{\text{III}} = \frac{Q}{v_3} = 71.26 \text{ mm}^2$  ,取  $F_{\text{III}} = 72$

$\text{mm}^2$  , $F_{\text{VII}} = 7F_{\text{III}}/8 = 63 \text{ mm}^2$  , $F_{\text{VI}} = 6F_{\text{III}}/8 = 54 \text{ mm}^2$  , $F_{\text{V}} = 5F_{\text{III}}/8 = 45 \text{ mm}^2$  , $F_{\text{IV}} = 4F_{\text{III}}/8 = 36 \text{ mm}^2$  , $F_{\text{III}} = 3F_{\text{III}}/8 = 27 \text{ mm}^2$  , $F_{\text{II}} = 2F_{\text{III}}/8 = 18 \text{ mm}^2$  , $F_{\text{I}} = F_{\text{III}}/8 = 9 \text{ mm}^2$  。

4.2 设计图例

蜗室及扩散管平面图见图 3 ,蜗室断面图见图 4 ,扩散管中间断面图见图 5 。

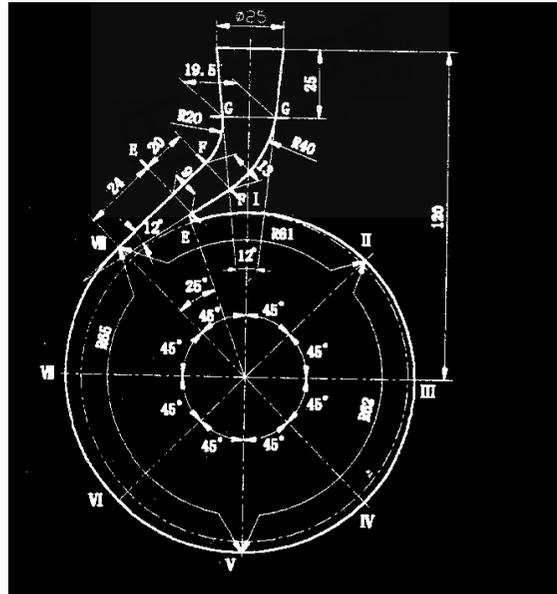


图 3 蜗室及扩散管平面图

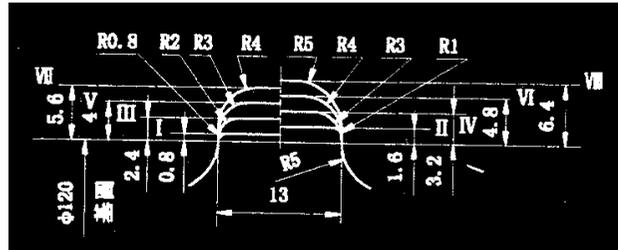


图 4 蜗室断面图

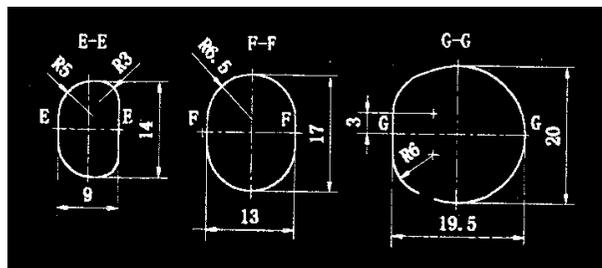


图 5 扩散管中间断面图

5 检测及结论

该泵经安徽省水泵产品质量检测站检测结果为流量  $Q = 2.77 \text{ m}^3/\text{h}$  ,扬程  $H = 16.33 \text{ m}$  ,转

速  $n = 2800 \text{ r/min}$ , 效率  $\eta = 50\%$ , 汽蚀余量  $NPSH = 2.3 \text{ m}$ , 性能曲线见图6。由此可见, 其各

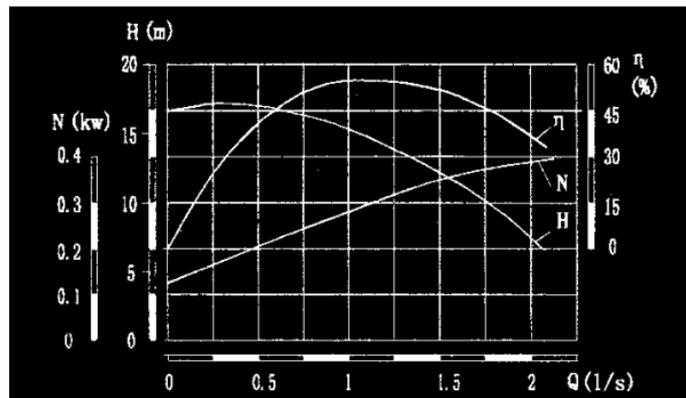


图6 性能曲线图

项性能指标均达到和超过设计要求, 并具有结构合理、易于生产、使用维修方便、制造成本低等特点, 目前已在我市得到大批量生产, 满足了广大农民对小流量泵的迫切需求。

#### 参 考 文 献

- 1 关醒凡. 泵的理论与设计. 北京: 机械工业出版社, 1987: 1~282
- 2 [波兰] A T 特罗斯科兰斯基, S 拉扎尔基维茨合著, 耿惠彬

译. 叶片泵计算与结构. 北京: 机械工业出版社, 19813 [苏] A A 洛马金著, 梁荣厚译. 离心泵与轴流泵. 北京: 机械工业出版社, 1978

## DESIGN OF IW32-118 MICRO-CENTRIFUGAL PUMP

*Xu Jianjun, Zhang Shubing, Liu Zhida*

**Abstract:** IW32-118 Micro-centrifugal pump is reasonably designed, the established hydraulic model being quite satisfying and sound in structure. It is more difficult to design small flow and low specific speed micro-centrifugal pumps because of their lower efficiency and harder machining. But an optimized design is adopted here by combining the theories and experiments. By selecting reasonable parameters, the efficiency and machinability are enhanced to a certain degree.

**Key words:** Micro-centrifugal pump, Parameter selection, Structure design, Experiments