无过载排污泵水力设计方法

丛小青[1]，袁寿其[1]，袁丹青[1]，张佩芳[1]，郭志远[2]
（1.江苏大学，江苏 镇江 212013；2.九一三二九部队）

摘　要：针对低比速排污泵轴功率曲线随流量增大而增大这一特点，从理论上推导了排污泵产生无过载轴功率的条件，分析了主要几何参数对扬程曲线斜率的影响，给出了无过载排污泵水力设计中主要几何参数的选择原则和范围，同时通过设计实例，阐述了无过载排污泵的设计方法。

关键词：低比速；排污泵；无过载；设计
中图分类号：TH311　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1005-6254(2003)04-0005-03

0　引言

无过载排污泵是指在关死扬程到最低扬程范围内任何工况点运行均不发生过载或因过载而烧毁电机的离心式排污泵。有两种形式的功率曲线都可以达到这种要求，见图1。

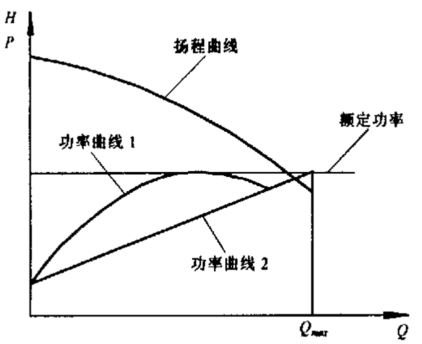


图1　性能曲线1[#]

功率曲线1是一条有极值的功率曲线，轴功率极大值出现在额定流量点附近，这是一种理想的无过载轴功率曲线，一般情况下泵都是在额定工况点附近工作，因此具有这种轴功率特性的无过载排污泵可以选择很小甚至取消功率备用系数，防止大马拉小车的情况出现，节约能源，文献[1,2]都对这种排污泵的设计方法有过详细的论述，这里就不再讨论。

功率曲线2是一条随流量增大功率不断增大的功率曲线，在最大流量点处的轴功率也不超过额定功率，因此泵在全扬程范围内运行同样可实现无过载运行特性。这种无过载排污泵的特点是扬程曲线陡降而轴功率曲线比较平坦，经实践验证，只要调整几何参数这种运行工况是完全可以实现的，下面将对这种无过载排污泵的设计方法进行详细讨论。

1　理论分析

根据轴功率公式

$$P = P_h + \Delta P$$

式中 $P_h = \rho g Q_t H_t$ 称为水功率；ΔP 为机械损失功率可视为一个常数。

当流量 Q 一定时，扬程曲线越陡，水功率 P_h 越小，轴功率 P 值越小，因此轴功率曲线越平坦，越容易获得无过载特性，如图2所示。

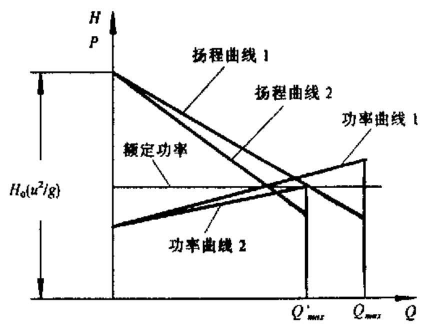


图2　性能曲线2[#]

在排污泵输送中，由于固体与液体密度不同，两相之间的速度不同，存在着不同的速度场，两相流泵的基本方程为

基金项目：江苏省应用基础基金资助项目（BJ2000006）
作者简介：丛小青（1966-），女，山东威海人，助理研究员，主要从事流体机械设计与科研。

万方数据

$$H_t=\frac{1-c_w}{g}u_2v_{u,f}+\frac{c_w}{g}u_2v_{u,s}$$

（叶轮进口无旋）

由文献[1]对上式进行推导运算得

$$H_t=\frac{u_2}{g}\left[u_2h_0-\frac{AQ_t}{\pi D_2b_2\psi_2 tg\beta_2}\right] \quad (1)$$

式中 $A=\frac{(1-c_v)-c_w(1-k_c)}{k_c-c_v}k_c$；

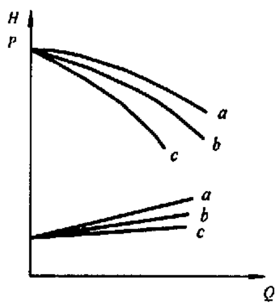
k_c、k_v——固液两相流浓度比、速度比；

Q_t、H_t——理论流量、理论扬程；

c_w、c_v——固体的重量、体积浓度。

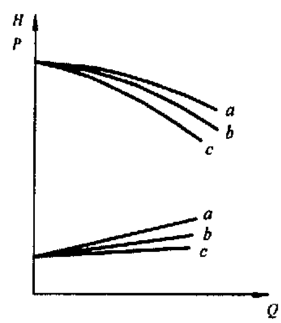
由式（1），H_t只是Q_t的函数，其图象是一条斜直线，见图2。直线在扬程轴上的截矩是 $h_0\frac{u^2}{g}$，斜率为 $-\frac{A\omega ctg\beta_2}{2g\pi b_2\psi_2}$。式中 $\psi_2=1-\frac{zs_{u1}}{D_1\pi}$，$h_0=1-\frac{\pi}{z}\sin\beta_2$。

由斜率表达式可知，要使扬程曲线陡降则需减小β_2、b_2以及排挤系数ψ_2，这些参数对性能曲线的影响见图3、图4、图5。



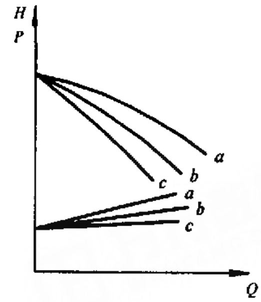
$b_2^a>b_2^b>b_2^c$

图3 b_2对性能曲线的影响



$\beta_2^a>\beta_2^b>\beta_2^c$

图4 β_2对性能曲线的影响



$\psi^a>\psi^b>\psi^c$

图5 ψ对性能曲线的影响

为了保证无过载排污泵的性能参数，这些几何参数并不能无限制的减小，需要对几何参数给出一定的取值范围，使排污泵在保证性能参数的前提下，实现无过载特性。

2 水力设计方法

1）叶轮进口直径D_0

$$D_0=K_0\sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$$

式中$K_0=3\sim4$

通常叶轮进口流速3～5 m/s，对无过载排污泵流速应取为4.8～5.8 m/s，并且该流速应大于颗粒的临界沉降流速V_L。

2）叶轮直径D_2

$$D_2=k_{D_2}\sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$$

式中 $k_{D_2}=(11.52\sim11.9)\left(\frac{n_s}{100}\right)^{-1/2}$

3）出口宽度b_2

杂质泵：$b_2=K_{b_1}\sqrt[3]{\frac{Q}{H}}$

式中 $K_{b_1}=(1.0\sim1.4)\left(\frac{n_s}{100}\right)^{5/6}$

单流道泵：$b_2=K_{b_2}\frac{\sqrt{2gH}}{n}$

式中 $K_{b_2}=0.0375n_s^{1.075}$

双流道泵：$b_2=(0.65\sim0.75)D_j$

万方数据

4）出口角 β_2

出口角越小越易获得无过载特性，过小的 β_2 会影响叶轮外径，从而影响泵的效率，根据成功的设计经验，推荐 $\beta_2 = 8° \sim 15°$ 。

5）叶片数 Z

双流道泵和单流道泵不存在叶片数选择问题，对于低比速杂质泵叶轮应实行"少叶片大包角"的原则。综合众多的成功设计经验，建议叶片数按 2～4 片选取。

6）增加叶片厚度堵塞部分流道面积来控制流道扩散，这种设计方法被设计者广泛使用，具体堵塞量可由下式确定

$$\frac{F_{II}}{F_I} = 1.05 \sim 1.2 \quad 。$$

7）减小蜗壳喉部面积也可以有效地控制最大流量，使扬程曲线陡降，大小可由下式确定

$$Y = \frac{\pi D_2 b_2 \psi_2}{F_t}$$

式中 Y 为叶轮出口面积与蜗壳喉部面积之比，$Y = 1.0 \sim 1.8$。

泵其它各主要参数的选择、叶轮绘制方法、泵的结构设计及泵体的设计均与普通排污泵设计相同。

3 设计实例

采用本设计理论研制开发了一台无过载排污泵，设计参数为：$Q = 5\ m^3/h$、$H_{max} = 20\ m$、$n_s = 41.7$、转速 $n = 2900\ r/min$、通过颗粒直径 4 mm，配用功率 $P = 750\ W$，要求泵在全扬程范围运行时无过载。主要几何参数见表 1。

表1 无过载排污泵主要几何参数

b_2	Z	D_2	β_2	F_I	F_{II}	F_t
5	4	150	10	100	110	150

最终测试结果见图(6)，既满足了性能参数，又实现了排污泵无过载运行的要求。

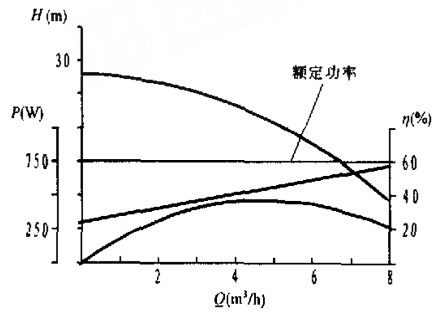


图6 性能曲线图

参考文献：

[1] 丛小青. 无过载排污泵理论与设计方法的研究[J]. 硕士论文, 2003.

[2] 张玉新等. 低比转数离心式渣浆泵的理论与设计[J]. 水泵技术, 1993,3.

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

[4] 关醒凡. 泵的理论与设计[M]. 机械工业出版社, 1987.

[5] 周先华. 离心式无堵塞污水泵的设计[J]. 流体机械, 1994.

[6] 查森. 叶片泵原理及水力设计[M]. 机械工业出版社, 1988.

Design Method of the Non-overload Sewage Pumps

CONG Xiao-qing, YUAN Shou-qi, YUAN Dan-qing, ZHANG Pei-fang

(Jiangsu university, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: According to the feature that the axle power curve of the low-specific-speed sewage pump increases with its flow rate, deduces in theory the conditions for the sewage pump to have an non-overload power characteristics, and analyzes the effect of basic geometric parameters on the head-flow curve, and provides with the range and the principle of selecting the basic geometric parameters in non-overload sewage pump hydraulic design, and gives a design example which is a helpful inferences in the design of non-overload sewage pump.

Key Words: Low-specific-speed; Sewage pump; Non-overload; Design

万方数据