

## 环形多喷嘴射流泵结构参数的实验研究

段新胜 孙孝庆

**摘要：**环形多喷嘴射流泵的被吸流体在射流泵内沿直线流动，特别适合于抽吸含有大量固体颗粒的混合流体，在大口径反循环钻井和河道清淤等工程中具有广阔的前景。通过大量的实验，研究了环形多喷嘴射流泵各结构参数对射流泵性能的影响，为合理设计这种泵提供了理论依据。

**关键词：**环形多喷嘴射流泵 结构参数

### The Experimental Study on Compositional Parameters of the Annular Multinozzle Jet Pump

Duan Xinsheng

(China University of Geo-sciences, Wuhan, 430030), Sun Xiaoqing (China University of Geo-sciences, Beijing, 100083)

**Abstract :** The annular multinozzle jet pump is especially fit to pump the mix liquid containing large amount of solid particles because the drawn liquid flows in one direction in the pump. It may be widely used in reverse circulation drilling in large diameter well and in removing the river mud. Through a serious experiments, the effects of each structural parameters of the pump on pump characteristics were studied. The study provided scientific basis for designing annular multinozzle jet pump.

**Key words :** annular multinozzle jet pump, structural parameters

## 1 概述

一般的射流泵只有一个喷嘴，其喷嘴、喉管和扩压管在同一轴线上，吸入管旁置，引射流体(即被吸流体)在射流泵内要改变流向，这种射流泵称为中心射流泵。而环形多喷嘴射流泵的吸入管、喉管和扩压管布置在同一轴线上，喷嘴环绕在吸入管的末端(如图1所示)，引射流体在射流泵内不用改变流向，这种射流泵特别适合于抽吸含有大量固体颗粒的混合流体，且由于其所能达到的真空度高，并具有自吸性能，因而在大口径反循环钻井和河道清淤等工程领域中应用前景广阔。

以前人们对中心射流泵研究较多，如中心射流泵各结构参数对射流泵性能的影响以及如何选择这些结构参数都有较深入的研究。对环形多喷嘴射流泵却很少研究，可供设计这种射流泵的参考资料很少，因此有必要对其结构参数和对射流泵性能的影响实验进行研究，为合理选择这些结构参数提供依据。

环形多喷嘴射流泵结构见图1，其主要结构参数有面积比 $m$ ，扩压管扩散角 $\alpha$ ，喉管进口角 $\beta$ ，喉管长度 $L$ ，喷嘴个数 $n$ ，喷嘴安装角 $\theta$ ，喉嘴距 $L_c$ ，喉管直径 $d_3$ ，排出管直径 $d_c$ 。

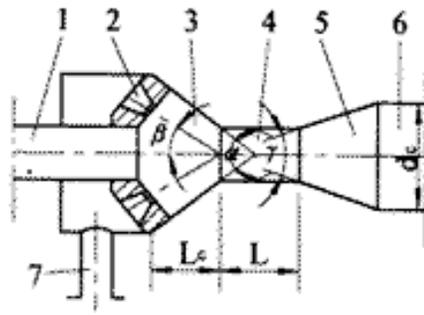


图1 环形多喷嘴射流泵结构示意图

1-吸入管；2-喷嘴；3-接受室；4-喉管；5-扩压管；6-排出管；7-工作管

射流泵的性能曲线是压力比与流量比 $u$ 关系曲线，即  $P_c/P_p u$  关系曲线，如图3~9所示，其中： $P_c = P_c - P_H$ ， $P_p = P_p - P_H$ ， $u = G_H/G_p$ 。 $P_c$ 、 $P_p$ 、 $P_H$ 分别为射流泵扩压管出口、工作管进口和吸入管进口绝对压力， $G_p$ 、 $G_H$ 分别为射流泵引射流体和工作流体的质量流量。射流泵的流量比 $u$ 一定时，压力比  $P_c/P_p$  越大，泵的性能越好；同样压力比一定时，流量比越大，射流泵的性能也越好。

## 2 实验研究装置

笔者采用图2所示的实验装置对环形多喷嘴射流泵的结构参数进行研究。实验装置模拟大口径射流反循环的工况，面积比 $m = \text{喉管横截面积}/\text{喷嘴出口截面积之和} = 18$ ，为大面积比射流泵。实验时，引射流体和工作流体都采用清水，混合流体直接排往水箱，即 $P_c = P_a$  ( $P_a$ 为大气压力)。工作压力 $P_p$ 、引射压力 $P_c$ 分别用压力表和真空计测量并分别由闸阀和实验井内水位变化调节；引射流量 $G_H$ 由三角堰测量，混合流量 $G_c = G_H + G_p$ ，由电磁流量计测量。

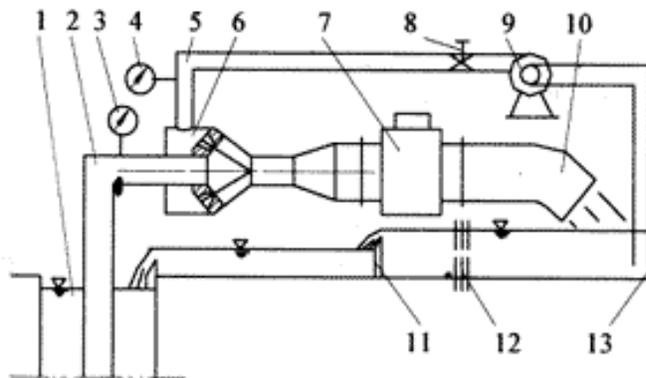


图2 射流泵实验装置示意图

1-实验井；2-吸入管；3-真空计；4-压力表；5-工作管；6-泵体；  
7-电磁流量计；8-闸阀；9-工作泵；10-排出管；11-三角堰；12-栅网；13-水箱

## 3 研究方法和成果

### 3.1 对扩压管扩散角 和喉管进口角 的实验研究

射流泵的喉管是高速射流与被吸流体进行动量、能量交换的地方，到达喉管末端时交换过程就

基本结束，工作流体与引射流体就形成了一股较均匀的混合流。扩压管的作用只是让这股混合流的压力升高，把混合流的速度能变成压力能，以便排出。扩压管的这种作用对于中心射流泵和环形多喷嘴射流泵都是一样的，因此，本实验不对环形多喷嘴射流泵扩压管进行研究，参照中心射流泵的研究成果，取 $8^\circ$ ，排出口直径 $d_c=2d_3$ 。

对分别为 $30^\circ$ 、 $45^\circ$ 、 $60^\circ$ 的射流泵进行了实验，实验条件为 $d_3=87\text{ mm}$ ， $m=18$ ， $\alpha=12^\circ$ ， $n=4$ ， $L_c=100\text{ mm}$ ， $L=400\text{ mm}$ ， $P_p=1.1\text{ MPa}$ ，实验结果如图3所示。实验结果表明， $\alpha$ 较小时，射流泵的性能较好，从 $30^\circ$ 增大到 $45^\circ$ 时，射流泵性能稍差，而当 $\alpha$ 增大到 $60^\circ$ 时，射流泵的效率明显降低，这是因为过大的喉管进口角会使液流在进入喉管时发生碰撞，能量损失增大。因此，在设计射流泵时应避免用过大的喉管进口角， $\alpha$ 不应超过 $45^\circ$ ，并尽量取小值。

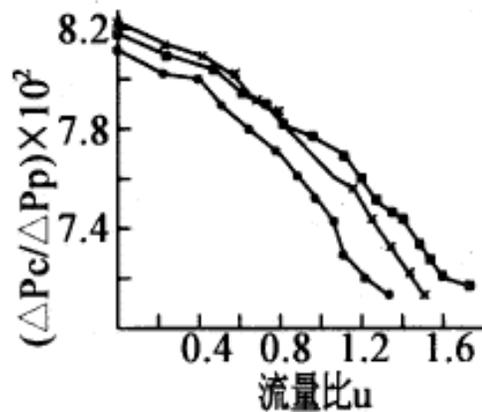


图3 改变喉管进口角时泵的性能曲线  
 $\circ$  -  $30^\circ$  ;  $\times$  -  $45^\circ$  ;  $\square$  -  $60^\circ$

### 3.2 对喉管长度L与喷嘴个数n的实验研究

喉管的主要用途是在混合流体进入扩压管之前均匀混合流体的速度场，有资料表明，当扩压管入口截面上的最大轴向速度与平均速度之比从1增加到4.8时，扩压管的效率从0.9降到0.35，要使混合流体在进入扩压管之前速度均匀，就必须有相应的喉管长度，而喉管过长又会增加沿程损失，降低喉管效率。

对于中心射流泵，有很多资料都认为，喉管长度取喉管直径的6倍较合适，即 $L=6d_3$ ，环形多喷嘴射流泵的工作流体是通过多个喷嘴射出的，工作流体与引射流体相接触的表面比相应的中心射流泵大，工作流体与引射流体能比较迅速地进行能量和动量交换，使混合流体速度较早均匀。因此，喉管直径一定的环形多喷嘴射流泵的喉管长度就可以比相应的中心射流泵的喉管长度短一些。

实验条件为： $d_3=87\text{ mm}$ ， $m=18$ ， $\alpha=12^\circ$ ， $n=4$ ， $L_c=100\text{ mm}$ ， $\alpha=30^\circ$ ， $P_p=1.1\text{ MPa}$ 。当L分别为200、300、400 mm，即L分别为 $2.3d_3$ 、 $3.4d_3$ 、 $4.6d_3$ 时，实测性能曲线如图4所示。

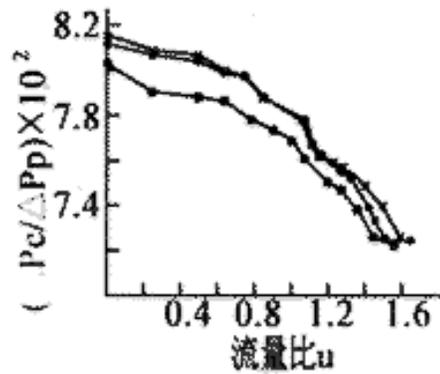


图4 改变喉管长度时泵的性能曲线  
 -L=200 mm ; × -L=300 mm ; · -L=400 mm

由图4可看出，喉管最短( $L=2.3d_3$ )的射流泵的性能较差，而喉管长度为 $3.4d_3$ 和 $4.6d_3$ 的射流泵的实测性能曲线却基本相重合。在改变  $\alpha$ 、 $L_c$ 、 $m$ 的情况下也得到相似的结论。因此，环形多喷嘴射流泵喉管长度应比中心射流泵小，建议取 $L=3.5d_3$ 。

图5是喷嘴个数分别为4、6、8的射流泵的实测性能曲线，实验条件为： $d_3=87$  mm， $m=18$ ， $\alpha=12^\circ$ ， $\beta=45^\circ$ ， $L_c=100$  mm， $L=400$  mm， $P_p=1.1$  MPa。喷嘴个数为4与6的射流泵的性能没有什么差别，它们的实测特性曲线相重合；喷嘴个数为8的射流泵在较大流量比时性能较差，这是因为当喷嘴个数太多时，从喷嘴中射出的各股工作射流在圆周方向的相互间隔就变小，引射流体往射流与接受室壁面之间的空间的补充就受到阻碍，射流容易附壁流动，引起摩擦损失。因此，对于一定尺寸的射流泵，喷嘴个数太多时是不利的，建议喷嘴个数  $n \leq 6$ 。

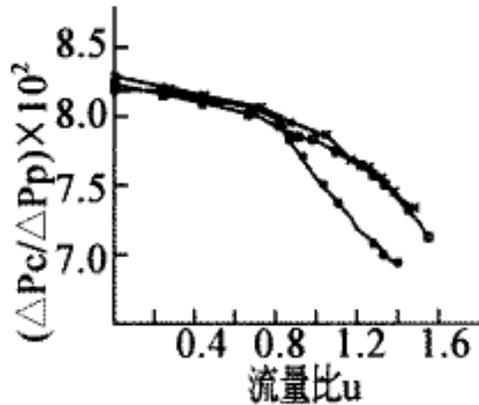


图5 改变喷嘴个数时泵的性能曲线  
 · -n=4 ; × -n=6 ; · -n=8

### 3.3 对喷嘴安装角 $\alpha$ 和喉嘴距 $L_c$ 的研究

喷嘴安装角和喉嘴距这2个参数应放在一起研究，因为其组合决定着射流与接受室壁面的相对位置。为此，笔者做了2大组实验，一组实验是固定喷嘴安装角改变喉嘴距；另一组是固定喉嘴距改变喷嘴安装角。

#### 3.3.1 固定喷嘴安装角

考虑到环形多喷嘴射流泵的各股工作水流之间是有撞击能量损失的，若  $\alpha$  较小，则各股工作射流之间的夹角就有可能小，就会减小撞击损失。但  $\alpha$  较小时，射流与接受室壁面之间的间隙就会减小，在抽吸液体时就会产生高速射流的附壁效应，射流沿接受室的壁面流动，由于射流速度很高，

尽管射流沿壁面流动的路程很短，其摩擦损失也是比较大的。此外，若工作射流沿喉管进口段壁面进入喉管，由于喉管进口角较大，射流进入喉管后也会产生较大的撞击损失。因此，对于较小的射流泵，就应用较小的喉嘴距，减小射流沿混合室壁面流动的路程，同时还应选用较小的喉管进口角。

较小为 $12^\circ$ ，其余参数为： $m=18, n=6, L=400\text{ mm}, \alpha=45^\circ, P_p=1.1\text{ MPa}$ 。 $L_c$ 分别为100、125、150 mm的3种射流泵的实测性能曲线如图6所示。从图6可知，喉嘴距最小( $L_c=100\text{ mm}$ )的射流泵性能最好，喉嘴距稍大( $L_c=125\text{ mm}$ )的射流泵性能差一些，喉嘴距为150 mm的射流泵在较小扬程比

$P_c/P_p$ (即在吸入室真空度较高时)，性能最差，效率最低。

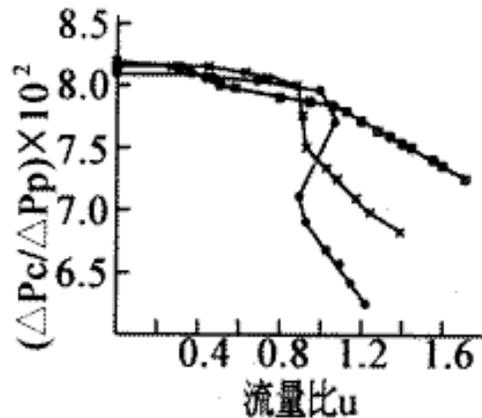


图6 改变喷嘴距时泵的性能曲线  
- $L_c=100\text{ mm}$ ； $\times$  - $L_c=125\text{ mm}$ ； $\circ$  - $L_c=150\text{ mm}$

较大为 $20^\circ$ ，其余参数为： $d_3=87\text{ mm}, m=18, n=6, L=400\text{ mm}, \alpha=45^\circ, P_p=1.1\text{ MPa}$ 。 $L_c$ 分别为64、100、150 mm的射流泵的实验曲线如图7所示，从图7可知喉嘴距为64 mm的射流泵的性能较差，这是因为较大的射流泵在太小的喉嘴距的情况下，射流仍会沿着喉管进口段的壁面流动。喉嘴距为100 mm的射流泵的性能较好，喉嘴距增大到150 mm时射流泵的性能仍较好。因为当较大时，各股射流之间的夹角较大，虽然射流之间的撞击损失会增大，但值大时，射流与接受室壁面之间的间隙也会相应大一些，在喉嘴距稍大的情况下，射流就不会附壁，就没有附壁所引起的摩擦损失。

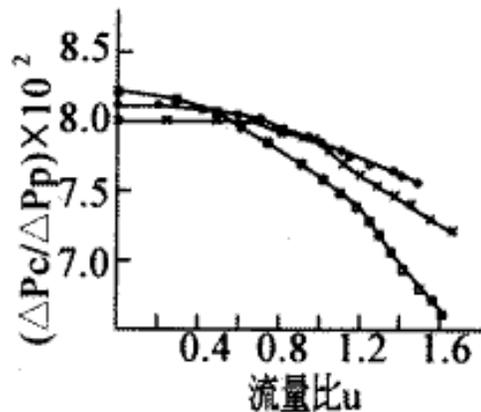


图7 较大时泵的性能曲线  
- $L_c=64\text{ mm}$ ； $\times$  - $L_c=100\text{ mm}$ ； $\circ$  - $L_c=150\text{ mm}$

### 3.3.2 固定喉嘴距 $L_c$

当 $L_c$ 较小为100 mm时， $\alpha$ 分别为 $12^\circ$ 和 $20^\circ$ ，其余参数为： $d_3=87$  mm， $m=18$ ， $L=400$  mm， $n=6$ ， $\alpha=45^\circ$ ， $P_p=1.1$  MPa的射流泵的实验结果如图8所示，由图8可见， $\alpha=12^\circ$ 的射流泵的性能比 $\alpha=20^\circ$ 的射流泵的性能要差一些，说明在 $L_c$ 较小时，也不宜选择过小的 $\alpha$ 。

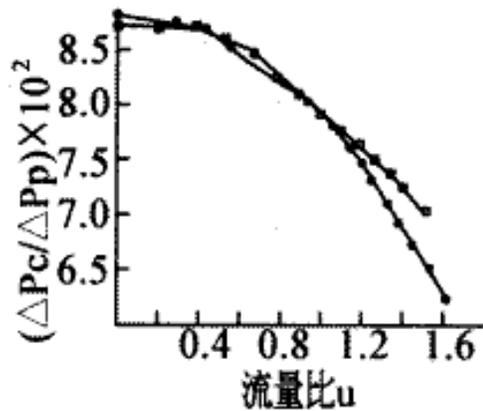


图8  $L_c$ 较小时泵的性能曲线  
-  $\alpha=20^\circ$ ； -  $\alpha=12^\circ$

当 $L_c$ 较大为150 mm时， $\alpha$ 分别为 $12^\circ$ 和 $20^\circ$ ，其余参数同上的射流泵的实验结果如图9所示，由图9可见，在 $L_c$ 较大时， $\alpha=12^\circ$ 的射流泵的性能明显地比 $\alpha=20^\circ$ 的射流泵的性能差。

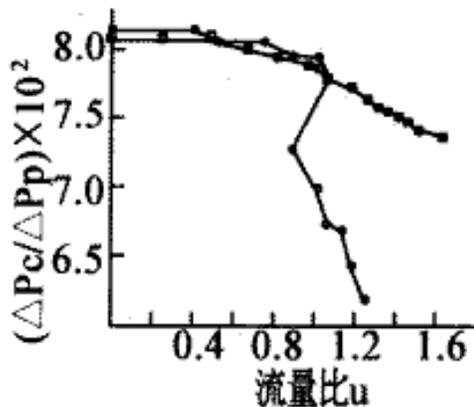


图9  $L_c$ 较大时泵的性能曲线  
-  $\alpha=20^\circ$ ； -  $\alpha=12^\circ$

综合图8和图9可以得出结论：虽然 $\alpha$ 值较大时，各股工作水流之间的撞击损失较大，但在 $\alpha$ 值不大的情况下，这种撞击损失比 $\alpha$ 值太小的工作射流附壁所引起的能量损失小，因此，在设计射流泵时，不能用太小的 $\alpha$ 角。

## 4 结论

合理设计环形多喷嘴射流泵的各结构参数可显著改善射流泵的工作性能。其喉管进口角不应超

过 $45^\circ$ ；其喉管长度与直径的比值 $L/d_3$ 可比中心射流泵小，3.5即可；喷嘴个数并不是越多越好，一般 $n \leq 6$ ；喷嘴安装角和喉嘴距决定着高速射流是否会产生附壁流动，它们应同时取较大值或较小值，但喷嘴安装角在任何情况下都不能太小。

作者简介：段新胜：1962年生，中国地质大学汉口分校岩土与建筑工程系主任，副教授，硕士；1985年毕业于武汉地质学院北京研究生部；主要从事岩土工程教学与科研工作。

孙孝庆：中国地质大学工程技术学院教授。

作者单位：段新胜：430030 武汉市汉口航空路15号。

孙孝庆：100083 北京市海淀区学院路29号。

#### 参考文献

[1] 索科洛夫, H.M津格尔.喷射器.黄秋云译.北京:科学出版社, 1997.

[2] I.J.卡西克, 等.泵手册.关醒凡, 等译.北京:机械工业出版社, 1997.

收稿日期: 1998-10-23