喷嘴水力性能分析及设计

裴二荣，柴金城
（山西省农业机械化科学研究所，山西 太原 030031）

摘　要： 结合山西信联集团实业有限公司 11CP45 型水力驱动自行式喷灌机其中排水付喷嘴的研制，对喷嘴的设计理论进行了研究。包括圆柱形外管嘴自由出流理论分析以及其它常用形状管嘴自由出流特性分析。更换设计了收缩形外管嘴，并利用其压力水缸排水压力，增加了射流装置。经测试计算，水力损失系数减小，流速系数增加，喷嘴流量增加了 8%，射程增加了 5%，效果十分显著。

关键词： 喷嘴；结构设计；计算；应用
中图分类号： S275　　**文献标识码：** A　　**文章编号：** 1005-6254（2004）05-0029-03

0　引言

喷灌设备都离不开喷头，而喷嘴又是喷头中至关重要的射流零部件。喷嘴的结构形式与性能参数设计是否合理，直接影响到喷头的喷水效率，即耗费能量的多少。山西信联集团实业有限公司研制的 11CP45型水力驱动自行式喷灌机，主喷头采用意大利麦克瑞 10134 号优质喷头配套，省却了喷头的研制任务，但排水付喷嘴还需自行设计。为优化自行式喷灌机的结构，提高其科技含量，需对排水付喷嘴的设计理论进行研究。

1　圆柱形外管嘴自由出流的理论分析

1.1 圆柱形外管嘴自由出流的含义及状态分析

如图 1 所示，在盛水容器侧壁上打一圆孔，安装一个直径为 d，长 $L=(3\sim4)d$ 的圆柱形外管嘴，在水压力作用下，压力水进入管嘴后，首先发生收缩，在C-C断面处水流截面最小，而在断面周围，形成了低压死水区。水流收缩后，流线要附壁，故水流出口后，不再发生收缩，即出口断面收缩系数 $\varepsilon=1$。圆柱形外管嘴的水力损失，除有收缩和扩大的局部水损外，还会有沿程水力损失。

1.2 射流流速研究及计算公式推导

根据能量守恒原理，列出1-1和2-2断面的不可压缩流体的伯努利方程式：

$$\frac{P_0}{\gamma}+\frac{a_1V_1^2}{2g}+H=\frac{P_2}{\gamma}+\frac{a_2V_2^2}{2g}+\sum\xi V_2^2 2g$$

当 $V_1\approx0$，$P_0=P_2$ 时，

$$H=\frac{a_2V_2^2}{2g}+\sum\xi\frac{V_2^2}{2g}=(a_2+\sum\xi)\frac{V_2^2}{2g}$$

设流量系数 $\psi=1/\sqrt{a_2+\sum\xi}$，当动能修正系数$a_2\approx1$时，流量系数 $\psi=1/\sqrt{1+\sum\xi}$，得外管嘴出流流速：

$$V_2=\psi\sqrt{2gH}=(1/\sqrt{1+\sum\xi})\sqrt{2gH}$$

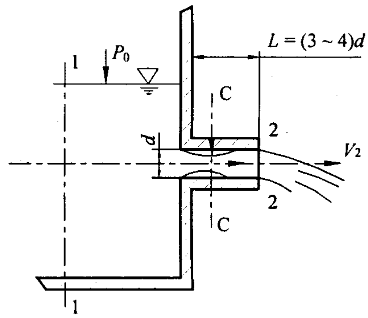


图 1　圆柱形外管嘴自由出流示意图

上述$\sum\xi$为圆柱形外管嘴的水力损失系数[1]，它是收缩断面局部水力损失系数 $\xi_{孔}$（应换算在外管嘴处）、扩散局部水力损失系数 $\xi_{扩}$和沿程水力损失系数 $\xi=\lambda(L/d)$之和，即：

$$\sum\xi=\xi_{孔}+\xi_{扩}+\lambda(L/d)\qquad(1)$$

其中，$\xi_{孔}=\xi_{口}\times(V_c/V_2)^2=\xi_{口}\times(A/A_c)^2=\xi_{口}\times(1/\varepsilon)^2=0.06\times(0.6\sim0.64)^2=0.167\sim0.146$；$\xi_{扩}=(A/A_c-1)^2=(1/\varepsilon-1)^2=[1/(0.06\sim0.64)-1]^2=0.444\sim0.316$；取 $\lambda=0.02$，$L=3d$，则 $\lambda(L/d)=0.02\times3=0.06$。

作者简介：裴二荣（1954-），女，山西太原人，高级工程师，主要从事节水灌溉工程规划及产品设计。

将以上数值代入式(1)得：

$$\sum\xi = 0.671 \sim 0.522$$

测试结果： $\sum\xi = 0.5$

则流速系数：$\psi = 1/\sqrt{1+0.5} = 0.82$

得流速计算公式：

$$V_2 = 0.82\sqrt{2gH} \qquad (2)$$

1.3 射流流量研究及计算公式推导

根据水力学的连续方程：流量等于流速与过流面积的乘积，即：$Q = A\times V_2 = A\times\psi\sqrt{2gH}$，因为 $\mu=\varepsilon\times\psi$，当 $\varepsilon=1$ 时，$\mu=\psi$ 则：

$$Q = \mu\times A\sqrt{2gH} = 0.82\times(\pi d^2/4)\sqrt{2gH} = 0.644d^2\sqrt{2gH} \qquad (3)$$

从圆柱形外管嘴自由出流流量计算公式(3)可以看出：当水深 H 及其口嘴断面积 A 一定时，流量的大小决定于流量系数 μ。从上述分析计算和试验数据可知：$\mu_{嘴} = 0.82$。

2 其它圆形形状管嘴自由出流分析

2.1 常用形状管嘴种类

圆形管嘴的结构形式有薄壁孔口式、圆柱形外管式、圆柱形内管式、收缩外锥式、扩张外锥式和流线形外锥式等6种，见图2。

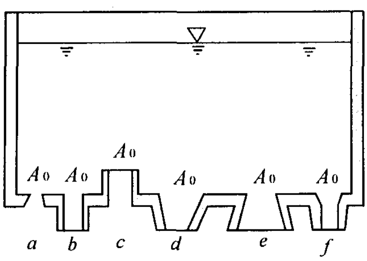


图2 各种形状管嘴结构简图

a. 薄壁孔口式，b. 圆柱形外管式，c. 圆柱形内管式，d. 收缩外锥式，l. 扩张外锥式，f. 流线形外锥式

在对圆柱形外管嘴自由出流特性与计算公式进行分析和推导过程中，未对管嘴的形状加以任何限制，因此所得公式对任何形状的管嘴均适用。所不同的只是流速系数 ψ 和流量系数 μ 的数值不同而已。这些系数取决于各种管嘴的出流特性和阻力系数的大小。

2.2 常用形状管嘴出流特性分析

2.2.1 圆柱形内管嘴出流特性

这种管嘴常用在外形需要隐蔽的地方。管嘴特性与外管嘴近似，只是水流在进入出口前紊乱程度严重，阻力系数较外管嘴为大，经实验计算，$\xi=1$，因而流速系数 ψ 和流量系数 μ 均较小。当管嘴长 $L > 3d$ 时，出口断面系数 $\varepsilon=1$，流速系数 $\psi=0.71$，流量系数 $\mu=0.71$。

2.2.2 收缩形外管嘴出流特性

收缩形外管嘴的过流特性是水流进入管嘴收缩后不再扩张，故其阻力系数小，实验计算得 $\xi=0.09$，因此流速系数大 $\psi = 1/\sqrt{a_c+\xi} = 0.96$，这种管嘴的所有系数都与管嘴的收缩锥角 θ 有关。实验证明：当锥角 $\theta = 13° \sim 14°$ 时，流量系数达到最大值，$\mu = 0.946$。

当收缩形外管嘴出口断面积较小时，射流流速和动能较大，因而在不需要很大流量而需要较大动能和较远射程时，宜采用该种管嘴。例如水力清沙水枪，消防喷枪和喷水灌溉的喷头，都安装使用该种喷嘴。

2.2.3 扩张形外管嘴出流特性

该种管嘴的特性是当水流进入管嘴以后，需要扩散，增大了局部扩散损失，总水力损失 $\sum\xi$ 较大，流速系数 ψ 较小。当扩散角 $\theta = 5°\sim7°$ 时，总阻力系数达到 $\sum\xi=4$，流速系数仅有 $\psi=0.45$；该种管嘴水流无收缩，所以 $\varepsilon=1$，故其流量系数 $\mu=\varepsilon$，$\psi=0.45$。

该种管嘴与圆柱形外管嘴相比，进入管嘴以后的水流收缩较严重，死水区真空度较大，因而流量较大。虽然流量系数仅有0.45，这是对管嘴出口处而言。但扩张管嘴出口面积比孔口式和外管式喷嘴大2~3倍。由于其真空度较大，流量亦大，适用于需要缓慢出流的地方。如水轮泵的吸水管口。

2.2.4 流线形外锥式管嘴出流特性

流线形外锥式收缩管嘴，与收缩形外管嘴的水力特性基本相同，不产生收缩过流断面，$\varepsilon=1$，为增大流速系数 ψ 和流量系数 μ，提高该种喷嘴的水力性能，只是将喷嘴的内外收缩表面作成流线型，以减少其水力损失，经试验计算，总水力损失仅有 $\sum\xi=0.04$，流速系数 $\psi=0.98$，流量系数 $\mu=0.98$，是一种非常理想的管嘴形式。但由于加工难度较大，在无特殊要求的地方，常由收缩形外管嘴来代替。

2.3 常用形状管嘴性能参数比较

在对应出口断面情况下，各种管嘴的性能参数详见表1。

表 1 各种管嘴的性能参数

管嘴形式	水力损失系数 ξ	收缩系数 ε	流速系数 ψ	流量系数 μ
薄壁孔口	0.06	0.64	0.97	0.62
圆柱形外管嘴	0.5	1	0.82	0.82
圆柱形内管嘴	1	1	0.71	0.71
收缩形外管嘴 θ=13°~14°	0.09	0.98	0.96	0.946
扩张形外管嘴 θ=5°~7°	4	1	0.45	0.45
流线形外管嘴	0.04	1	0.98	0.98

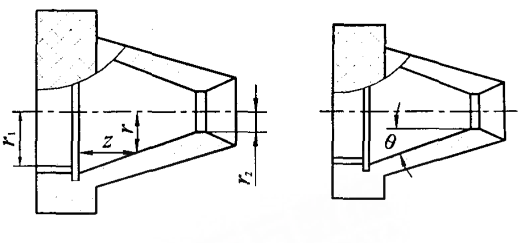
由 1 表分析可知：流速系数 ψ 大，流速 V 大，因为 $V=\sqrt{2gH}$；流量系数 μ 大，流量 Q 不一定大，因为 $Q=\mu A\sqrt{2gH}$，A 是喷嘴出口面积，而不是器壁上开口面积 A_0，若在 $A=A_0$ 情况下，μ 大 Q 也大；而在 $A\neq A_0$ 的情况下，μ 大 Q 不一定大。分析流量 Q 的大小，不能只看流量系数 μ，还要看出口面积 A 与管嘴中形成真空度的大小。

3 管嘴特性与计算的实际应用

11CP45C型水力驱动自行式喷灌机双作用压力水缸上的付喷咀，担负迅速排出作功后余水的作用，尽快造成水缸内活塞上下的压力差，增大活塞运行的往复速度，以便达到提高喷灌机的行走速度和降低喷灌强度的目的。

喷头喷嘴的结构形式一般有圆锥形和流线形两种，见图3。圆锥形喷嘴流速高，喷水量大，结构简单，加工方便，我国现行喷头多采用该种结构形式。流线型喷嘴流速更高，喷水量更大，射流平稳，损失较小，但加工困难，不易制造，因而应用相对较少。为此，我们决定设计收缩形外管嘴。

在喷嘴出口处设计了扩散小圆锥，目的是增大真空度，增大喷水量；又不使射流水柱过于密集光滑，有利于在空气阻力下很好雾化。但该扩散倒锥长度不可过大，设计成 2.5 mm。



(a)圆锥形喷嘴　　(b)流线形喷嘴

图 3 喷嘴结构形式

在喷嘴出口处，加工一段圆柱段是不适宜的，因为它增大了水力损失。因此，最好作成两个圆锥连接处的尖口形。但加工不便，孔口尺寸不易保证，更重要的是磨损严重，致使咀径迅速增大，我们决定设计为 1.5 mm，最大不超过 2 mm 的圆柱段。保留圆柱段的目的，还有使高速水流出口后，不致于过分收缩，以防缩短射程和引起流量系数的降低。喷嘴的锥形段长度（1~1.5）d，采用耐磨防锈的黄铜材料加工制作。

根据上述理论研究及其结构参数的优化选取，更换设计了收缩形外管嘴，并利用其压力水缸排水压力，增加了射流装置。经测试与计算，水力损失系数减小，流速系数增加，流量增大了8%，射程增加了 5%，效果十分明显。

参考文献：

[1] 李诗久. 工程流体力学. 北京：机械工业出版社，1981.

[2] 盛敬超. 液压流体力学. 北京：机械工业出版社，1986.

[3] 沈鸿 等. 机械工程手册（第 2 卷）. 北京：机械工业出版社，1982.

[4] 许一飞，许炳华. 喷灌机械原理 设计 应用. 北京：中国农业机械出版社，1989.

Research on the Flow Characteristic of Spray Nozzle and Design

PEI Er-rong, CAI Jin-cheng

(Shanxi Research Institute of Agricultural Mechanization, Taiyuan ,Shanxi 030031, China)

Abstract: Combine with the research of accessory nozzle of Model 11CP45 sprinkling machine of hydraulic and propeller by oneself made by Shanxi Shineland Group Co., Ltd., the theory analyse of freedom spray of the column and common outside pipe nozzle is studied. The contractive nozzle is designed and efflux device is increased. Through testing calculating, water loses coefficient reduces, and velocity of flow coefficient increases. The flow of the nozzle is increased by 8%.The range is increased by 5%.The result is remarkable.

Keywords: Spray nozzle; Structural design; Calculate; Application