

喷头摇臂导流器结构参数的设计

王福星¹, 侯素娟²

(1. 黑龙江省水利科学研究所, 黑龙江 哈尔滨 150080; 2. 江苏大学, 江苏 镇江 212013)

摘要: 阐述了摇臂式喷头摇臂导流器结构参数的主要影响因素。对14种喷头的摇臂导流器结构参数值做了回归分析, 得出了摇臂转动惯量 J 分别与导流器结构参数 R_1 和喷嘴直径 d_0 之间的相关关系以及导流器结构参数 R_1 、 R_2 、 R_3 、 R_4 之间的比例关系。在此基础上通过理论分析建立了射流速度与摇臂摆动角速度的比值 U/ω_0 以及摇臂转动惯量 J 的计算公式, 作为导流器结构参数设计的依据并尝试建立一套计算摇臂导流器结构参数的方法。

关键词: 摇臂式喷头; 导流器; 结构参数; 设计

中图分类号: S275.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1005-6254(2003)05-0019-05

0 引言

在摇臂式喷头中, 摇臂前端的导流器是摇臂最关键的组成部分。在喷头设计时, 通常采用两种方法来确定摇臂导流器结构参数, 即理论分析或统计分析的方法。后者包括采用各种经验公式和经验数据等。

摇臂导流器结构参数, 包括导流板和偏流板在摇臂上的位置坐标以及它们与喷射水流或喷嘴轴线之间的角度等, 互相依赖、互相影响, 是产生摇臂运动的基本条件。但是, 它并不是决定摇臂运动特性的唯一因素, 它与其他因素还有密不可分的关系。首先, 导流器结构参数要受摇臂自身的力学特性值即摇臂转动惯量的制约, 它们之间存在着某种匹配关系。对于某一喷头来说, 存在着一个最佳的摇臂转动惯量的取值范围。其次, 导流器结构参数也应与外部条件——喷射水流的水力特性即流量或压力及喷嘴直径等的大小相适应^[1, 2]。只有在这些内外因素共同的、协调一致的作用下, 摇臂导流器才能正常发挥作用, 摇臂才能从喷射水流中获取推动喷头转动的必要能量, 保证喷头的正常运转。

以往的研究往往孤立地看待导流器结构参数本身。虽然建立了导流器结构参数与喷嘴直径间的某种联系, 但考虑各参数之间的相互联系较少, 也没有把它们放到工作环境中去考察^[3, 4]。同样, 由于实验条件的限制, 一些试验的情况也基

本如此^[5, 6]。实际上, 经验取值范围也好, 经验公式也好, 都以一定的摇臂转动惯量和特定的水流喷射流量或压力及喷嘴直径为必要条件。在导流器设计时, 这些条件是必须考虑的。

1 摇臂导流器结构参数与其影响因素的经验关系

通过大量的试验可以探求摇臂导流器结构参数的影响因素。不过, 同时包含转动惯量 J 、工作压力 H 、喷嘴直径 d_0 等众多影响因素的导流器结构参数组合试验相当复杂, 难以实施。笔者利用通过统计分析的方法找出导流器结构参数的某些规律, 为导流器设计提供参考, 对相关设计值进行估算。

1.1 转动惯量与摇臂导流器结构参数的关系

在摇臂导流器诸多结构参数中, 导流器摆动半径 R_1 (即导流板出水端到摇臂转动轴的距离)与摇臂转动惯量 J 的关系较为密切, 因为它相对地最能反映出摇臂整体长度的特征。把我国广泛应用的14个型号, 摇臂摆动半径从16.7~71.4 cm, 涉及了小、中、大型喷头的导流器结构参数及相关资料, 作回归分析之后, 得到如图1的结果。回归方程为:

$$J = 0.00006 R_1^{4.26} \quad (1)$$

式中 R_1 单位为cm; J 单位为 $\text{kg}\cdot\text{cm}^2$ 。

分析结果表明, 这些喷头的摇臂转动惯量 J

作者简介: 王福星(1944-), 男, 黑龙江哈尔滨人, 研究员级高级工程师, 主要从事喷灌机的研制。

的确与导流器结构参数之一, 摆动半径 R_1 有密切关系, 摇臂转动惯量 J 大约与导流器结构参数 R_1 呈 4.3 次方的指数关系。根据理论力学的相关理论, 摇臂转动惯量应与摇臂几何尺寸的 5 次方成比例。这与式(1)在量纲方面差别不大。

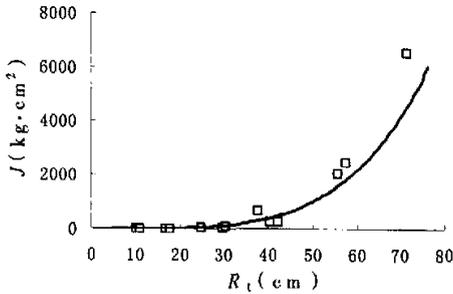


图1 转动惯量与导流器摆动半径 R_1 的关系

图2是根据上述14个喷头的实际资料(标准喷嘴直径从7~32 mm)进行回归分析的另一结果。该图表明了摇臂的转动惯量 J 与以 d_0^2 表示的标准喷嘴截面积之间的关系:

$$J = 23.256(d_0^2)^{2.234} \quad (2)$$

式中 d_0 单位为 cm; J 单位为 $\text{kg}\cdot\text{cm}^2$ 。

它表明喷头设计中采用的喷嘴直径越大, 摇臂转动惯量相应地就越大。随着喷嘴直径 d_0 的增大, 摇臂的转动惯量 J 大约是以喷嘴直径 d_0 的 4.5 次方增长。在量纲方面与理论分析很接近。

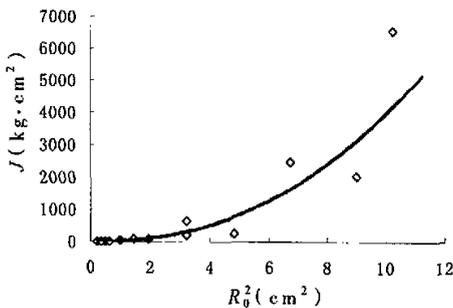


图2 转动惯量与喷嘴直径 d_0^2 的关系

1.2 摇臂导流器结构参数 R_1, R_2, R_3, R_4 之间的比例关系

根据对 PY_1 系列喷头资料所作的统计分析, 导流器沿摇臂轴线长度方向的结构参数 R_1, R_2, R_3, R_4 之间的比例关系有明显的规律, 见图3。分析结果如下式所示:

$$R_1 / R_4 = 1.77d_0^{-0.05} \quad (3)$$

$$R_1 / R_3 = -0.0009d_0 + 1.3513 \quad (4)$$

$$R_2 / R_3 = 2E - 0.5d_0 + 1.1368 \quad (5)$$

可以看出, 比值 $R_1/R_3, R_2/R_3$ 几乎与 d_0 无关, 完全可看作常量, 即 $R_1/R_3 \approx 1.35; R_2/R_3 \approx 1.14$ 。

比值 R_1/R_4 与喷嘴直径 d_0 呈负指数关系。由图中可见, 喷嘴直径 d_0 较小(8 mm 以下)时, 此值 R_1/R_4 较大, 可达 1.7; 但随着喷嘴直径 d_0 的增大, 比值很快趋近常数, 约为 1.5。

比值 R_3/R_4 也近似为常量, 但可由 R_1/R_4 与 R_1/R_3 的乘积导出, 故图中未绘出。

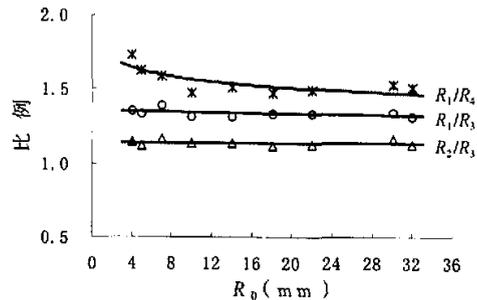


图3 摇臂导流器结构参数之间的比例关系

从所收集到的资料上看, 国外喷头的上述比值也表现出与此大致相同的规律。 R_1/R_4 比值明显地呈现负指数关系, $R_1/R_3, R_2/R_3$ 接近直线。不过数值上几乎都比我国 PY_1 系列大些。如德国 PERROT 喷头的上述比值分别为: 小喷头(标准喷嘴直径为 1.98~9.52 mm), $R_1/R_3 \approx 1.5\sim 1.7, R_2/R_3 \approx 1.2\sim 1.3$; 中大喷头(标准喷嘴直径为 10~28 mm), $R_1/R_3 \approx 1.7\sim 2.0, R_2/R_3 \approx 1.3\sim 1.55$ 。美国小型雨鸟喷头(标准喷嘴直径 1.83~2.3 mm)的相应比值为 $R_1/R_3 \approx 1.2\sim 1.6, R_2/R_3 \approx 1.1\sim 1.3$ 。

2 摇臂导流器结构参数的理论计算

在设计中可以尝试理论与经验相结合的方法, 即部分地采用经验数据, 部分地采用理论分析, 以便有根据且比较快捷地确定导流器结构参数的设计值。

2.1 摇臂转动惯量 J

文献[1]中曾估计摇臂转动惯量 J 有一比较合适的取值范围大致在 $9C^2 < J < 16C^2$ 之间, 并引入了一个可计算的量

$$C^2 = \frac{\pi\rho\varphi Fd_0^2 R_1^2}{2\sin\alpha} \quad (6)$$

式中 F 为折算值, $F = (R_1^2 + R_3^2) / R_1$ (cm); R_1 为摇臂导流器摆动半径 (cm); d_0 为标准喷嘴直径 (cm); ρ 为喷射水流密度, $0.001 (\text{kg}/\text{cm}^3)$; α 为导流板出水方向与喷嘴轴线间的夹角 (rad); ϕ 为导流器通过喷射水流过程中转动的角度 ($^\circ$)。

表 1 列出若干型号喷头的摇臂的 C^2 值并与摇臂转动惯量的 J 值相比较。从表中可以看出, J/C^2 比值的范围比上述文献建议的取值范围稍宽, 除个别的太小之外, 绝大部分在 6~16 之间。这一方面说明适宜的摇臂转动惯量有一个较宽的选择范围, 另一方面, 也不排除有的喷头摇臂转动惯量设计偏小的可能。

为便于计算, 可简单地估计适宜转动惯量为

$$J \approx 10C^2 \quad (7)$$

由表 1 知, 不管喷头大小, 均有 $\phi \approx 0.1$ 。可根据式(6)、(7)计算摇臂转动惯量的设计值

$$J \approx 1.57F d_0^2 R_1^2 \times 10^{-3} / \sin \alpha \quad (8)$$

式中 d_0 、 R_1 单位均为 cm, J 的单位为 $\text{kg} \cdot \text{cm}^2$ 。

表 1 喷头的 C^2 和 J/C^2 计算表

喷头型号	α ($^\circ$)	β	ϕ (rad)	F/R_1	C^2 ($\text{kg} \cdot \text{cm}^2$)	J/C^2
PY ₁ 20	33	16	0.10	1.52	0.99	7.6
PY ₁ 30	66	15	0.07	1.58	2.69	11.6
PY ₁ 40	66	15	0.08	1.58	10.38	7.3
PY ₁ 50	70	16	0.08	1.56	42.22	5.6
PY ₁ 60	68	18	0.08	1.56	72.90	3.8
PY ₁ 80	64	18	0.10	1.55	403.34	5.1
PY ₁ 100	70	10	0.09	1.58	841.11	7.8
Pys15	40	10	0.12	1.42	0.14	6.2
Pys20	35	10	0.08	1.55	0.88	5.9
8yy45	73	15	0.10	1.47	42.10	15.8
8yy80	76	15	0.09	1.53	280.86	8.8

2.2 导流器与射流相对运动的速度比值 U/ω_0

文献[1]提出了一些分析摇臂导流器结构参数的理论公式, 比如:

$$C = \frac{R_3(R_1 - R_3)\omega_0}{U}$$

$$H = \frac{R_1}{R_3} (2C - \frac{d_0}{2})$$

$$T = (R_1 - R_4) (\frac{R_4\omega_0}{U} - \frac{H}{R_1})$$

$$S = \begin{cases} 0.4(R_2 - R_3) + \frac{d_0}{2} - C & (\beta \geq 10^\circ) \\ 0.2(R_2 - R_3) + \frac{d_0}{2} - C & (\beta < 10^\circ) \end{cases}$$

这些公式是在分析摇臂导流器的各个部分与喷射水流的相对运动的基础上得到的。4 个参数分别代表导流器两板 4 个端点在垂直于摇臂轴线的方向上的坐标, 它们各自与相应的摆动半径 R_1 、 R_2 、 R_3 、 R_4 有密切关系。值得注意的是, 每个公式中都直接包含或隐含着射流速度与摇臂转动角速度的比值 U/ω_0 。

比值 U/ω_0 是决定导流器结构参数的本质因素。从理论上讲, 与 U/ω_0 相适应的导流器结构参数值才是合理的。实际上, 比值 U/ω_0 是导流器工作的外部条件和内部条件的集中体现。 U 是射流质点穿过导流器空间时的速度, 代表了摇臂导流器的外部条件即喷头的流量或工作压力; ω_0 是摇臂导流器从进入射流到脱离射流这一摆动过程中的平均角速度, 虽是众多因素共同作用产生的结果, 但主要取决于摇臂本身的转动惯量。这些公式虽然在推导的过程中经过了理想化和不太精确的假定, 但从本质上反映了摇臂导流器结构参数相互之间的依赖关系以及其内、外部条件对导流器结构参数的综合影响。

比值 U/ω_0 是实际存在的, 每种型号的喷头都有其自己的 U/ω_0 比值, 通过现场试验都可能近似地测出。问题是: 在喷头的设计阶段如何预先确定或估计这个比值, 作为导流器结构参数设计的必要依据。

导流器在射流中运动的平均角速度很难从理论上计算。但导流器受冲击离开射流时所获得的末角速度, 也就是摇臂自由运动的初角速度 ω_0 是可以计算的, 现以此近似代替之。根据文献[1]中的理论分析, 此摇臂自由运动的初角速度

$$\omega_0 = \frac{E}{F} U_0 \sin \alpha \left(1 - e^{-\sqrt{\frac{\pi \rho \phi F d_0^2 R_1^2}{2J \sin \alpha}}} \right)$$

以此可以得到欲求的速度比值

$$U/\omega_0 = F/E \sin \alpha \left(1 - e^{-\sqrt{\frac{\pi \rho \phi F d_0^2 R_1^2}{2J \sin \alpha}}} \right) \quad (9)$$

式中 E 为小于 1 的折算系数, $E = 1 - (R_3 \sin \beta / R_1 \sin \alpha)$; J 为摇臂转动惯量 ($\text{kg} \cdot \text{cm}^2$)。

由表 1 可知, $F \approx (1.4 \sim 1.6) R_1$, 取 $F = 1.5$ 。为便于计算, 按一般情况取 $\alpha = 60^\circ$, $\beta = 15^\circ$, 代入相应公式中得 $E = 0.78$ 。

则式(9)可写成

$$U/\omega_0 \approx 1.92R_1 \left(1 - e^{-\sqrt{\frac{\pi \rho \phi d_0^3 F R_1^2}{2J \sin \alpha}}} \right) / \sin \alpha \quad (10)$$

以上是一般表达式。如果采用 $J \approx 10C^2$ 作为适宜转动惯量, 式(9)则变成非常简单的形式:

$$U/\omega_0 = 7R_1 / \sin \alpha \quad (11)$$

而此时转动惯量的公式(8)则变为

$$J \approx 2.36d_0^2 R_1^3 \times 10^{-3} / \sin \alpha \quad (12)$$

2.3 导流器结构参数设计计算步骤

由前面的分析可知, 摇臂导流器结构参数的设计计算可以按以下步骤完成:

1) 由喷头水力性能设计确定喷洒水流的工作压力及标准喷嘴直径 d_0 ;

2) 由喷头水力性能要求确定冲击导流器的喷管的长度;

3) 确定 R_4 的数值, 然后可参考经验数据或根据其他技术要求选择 R_1, R_2, R_3, R_4 以及 α, β 值;

4) 根据公式(6)计算 C^2 ;

5) 选择 J/C^2 的比值, 根据此比值或按公式(8)、(12)计算摇臂转动惯量的设计值 J ;

6) 根据公式(10)或(11)计算比值 U/ω_0 ;

7) 根据相关公式计算摇臂导流器结构参数 C, H, S, T 的取值。

为了验证通过上述计算方法进行设计的可行性, 笔者作了一些试算。过程如下:

根据喷头的资料, 选择已知的标准喷嘴直径 d_0 , 导流板出水角 α , 以及 R_1, R_2, R_3, R_4 等实际参数值作为已确定的设计值, 从上述第(4)步开始, 取 $J \approx 10C^2$, 然后按照公式(11)、(12)计算出速度比值 U/ω_0 和摇臂转动惯量 J 的设计值。再按相关公式计算了摇臂导流器结构参数 C, H, S, T 的取值, 并与实际值进行了比较。实际值与计算值的差值以相应的 Δ 表示。详见表 2。

共计算了 11 个喷头的 44 个导流器参数值。由于计算中摇臂转动惯量是按 $J = 10C^2$ 确定的, 与实际情况不一样, 上述参数的计算值与实际值肯定有差别, 但总的看来, 差别不大。二者差值的绝对值小于 2 mm 的有 27 个, 占总数的 61%; 小于 4 mm 的有 35 个, 占总数的 80%; 大于 5 mm 的仅有 3 个, 占总数的 7%。有 25% 的计算值与实际值相同, 41% 的计算值比实际值偏大。从参数方面看, 参数 C 的差值最小, 绝大部分在 1 mm 以内。参数 H 和 T 的计算值比实际值偏大的多。从喷头方面来看, PY₁ 系列的参数计算与实际吻合较好, 36 个差值中仅有 2 个大于 5 mm; 8yy45 (仿 Perrot) 喷头吻合程度相对稍差, 4 个差值中有 1 个达到了 7 mm。计算结果说明通过如上的参数计算能够建立起摇臂导流器结构的基本框架。

主要结构参数的设计值计算确定后, 即可进行摇臂整体结构图设计, 作进一步细化。设计图完成后, 应当计算其真实的转动惯量值, 检查是否与理论设计值有太大偏差。当然, 最后还要经过样机试验, 对设计作必要的检验, 修改导流器结构参数值或对摇臂转动惯量做适量的增减。

表 2 摇臂导流器参数计算表

数据来源	d_0 (mm)	计算值 U/ω_0 (cm)	计算值 $J=10C^2$ (kg·m ²)	计算值 C	ΔC	计算值 H	ΔH	计算值 S	ΔS	计算值 T	ΔT
PY ₁ 20	7	214.7	0.00099	2.6	1	2.4	5	8.9	1	2.1	-2
PY ₁ 30	10	188.5	0.00383	5.8	0	8.8	1	9.1	0	4.2	-4
PY ₁ 40	14	226.1	0.01295	6.9	1	9.1	4	12.0	-1	5.5	-6
PY ₁ 50	18	299.5	0.05265	10.1	0	14.9	-2	12.9	6	7.0	-5
PY ₁ 60	22	317.2	0.09091	10.4	2	13.1	0	16.6	0	8.0	-3
PY ₁ 80	30	432.4	0.40239	13.6	1	16.5	0	28.6	-2	10.4	-1
PY ₁ 100	32	532.0	0.93234	17.4	1	24.6	0	26.6	0	13.1	-3
Pys15	5	117.7	0.00012	2.3	0	3.1	-2	6.2	1	0.9	4
Pys20	7	214.9	0.00109	2.8	1	2.8	-1	7.1	-0	2.3	3
8yy45	18	274.5	0.04199	11.1	-4	19.3	-7	17.5	5	4.6	1
8yy80	26	414.9	0.31131	15.7	0	25.2	-3	25.3	-3	9.3	-3

3 结语

摇臂导流器结构参数的影响因素, 实际上是多因素多水平的, 就目前的理论研究和实验成果来看, 还无法全面考虑到众多影响因素的综合作用结果。笔者只是抓住了几个主要的影响因素进行分析, 在应用本文提出的方法进行设计时, 还应有意地考虑其他因素, 以使设计更加完善。

参考文献:

- [1] 王福星. 摇臂式喷头的力学原理[J]. 喷灌技术, 1980, (1).
- [2] 陈次昌. 关于摇臂转动惯量对喷头转动性能影响的试验研究[J]. 排灌机械, 1983, (1): 11~14.
- [3] 李世英. 喷灌喷头理论与设计[M]. 北京: 兵器工业出版社, 1995.
- [4] 王福星. 摇臂式喷头导流器参数的经验公式[J]. 排灌机械, 1984, (3): 15~18.
- [5] [苏] T.H. 努林基诺夫. 关于提高中射程喷头喷灌质量的问题[J]. 喷灌技术, 1977, (4).
- [6] 蒋定生, 金兆森. 摇臂式喷头设计原理[M]. 北京: 水利出版社, 1981.

Design on the Structural Parameters of Flow Divertional of Rocking Arm Sprinklers

WANG Fu-xin¹, HOU Su-juan²

(1. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Harbin, Heilongjiang 150080, China;
2. Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: In order to provide a design basis for the structural parameters of the divertional on the rocking arm sprinklers, this paper described main factors exerting a influence on structural parameters of divertional and gave correlations between the rotational inertia J and the structural parameter R_1 of rocking arm, the rotational inertia J of the rocking arm and nozzle diameter d_0 and the ratio between R_1, R_2, R_3, R_4 by means of regression analysis about structural parameters of the divertional (covering 14 types of sprinklers). Based on combination with the theoretical analysis, the paper led the formula for the ratio U/ω_0 between the jet flow velocity and oscillating angular velocity of the rocking arm. The calculating method may be contributed to the design of the structural parameters of this kind of sprinklers' divertional.

Keywords: Rocking arm sprinklers; Divertional; Structural parameters; Design

本所是专门从事电机、水泵产品开发与测试技术研究的高新技术企业, 主要产品有:

- 一、水泵 CAD、电机 CAD、水泵标准汇编
- 二、水泵综合性能测试系统 (水泵生产许可证必需检测设备)

- 三、水泵出厂试验系统

检测耐压、绝缘电阻、低压起动、空载电流、空载功率

- 四、测功机、定子测试台、可靠性测试系统

- 五、水泵生产许可证取证服务; 3C 认证服务

地址: 浙江温岭大厦13层8号 邮编: 317500 电话: 0576-6144122 6144065

E-mail: jslz@mail.tzptt.zj.cn

Http://www.zjxiandao.com