

脉冲液体射流泵时均值基本方程中的流速系数

高传昌,尚 华,刘新阳,周 文

(华北水利水电学院动力工程系,河南 郑州 450011)

摘要 运用非恒定的动量方程和时均值计算方法,对脉冲液体射流泵时均值基本方程中的流速系数进行了理论研究,推导出了喉管和喉管进口段流速系数 φ_2 和 φ_5 的计算式。通过与恒定射流的流速系数计算式对比,阐明了脉冲频率是影响 φ_2 和 φ_5 的主要因素,沟通了脉冲射流与恒定射流流速系数之间的关系。

关键词 脉冲液体 射流泵 流速系数

中图分类号 :O351.2 ;TH3 文献标识码 :A 文章编号 :1006-7647(2006)01-0013-03

Velocity coefficients of time-averaged basic equations for pulsed liquid jet pump//GAO Chuan-chang, SHANG Hua, LIU Xin-yang, ZHOU Wen (Power Engineering Department, North China Institute of Water Conservancy and Hydroelectric Power, Zhengzhou 450011, China)

Abstract :The calculation formulas for velocity coefficients φ_2 and φ_5 for the throat and throat inlet section were deduced from the theoretical research on the velocity coefficients in time-averaged basic equations by use of the unsteady momentum equation and time-averaged value calculation method. The comparison of the calculation formula for unsteady jet flow with that of steady jet flow demonstrates that the pulse frequency is the main factor influencing the velocity coefficients φ_2 and φ_5 , and the relationship between the velocity coefficients of pulsed jet flow and steady jet flow was revealed.

Key words :pulsed liquid ;jet pump ;velocity coefficient

射流泵是利用射流紊动扩散作用来传递能量和质量的流体机械和混合反应设备,由喷嘴、喉管、扩散管、吸入室和喉管进口段等组成,如图 1 所示^[1]。一定压力的脉冲工作液体通过喷嘴射出,在射流紊动扩散作用下,吸入低压液体进入吸入室,两股不同压力的液体在喉管进口段和喉管内产生能量和质量的交换,脉冲工作液体的速度降低,而被吸液体的速度增加,在喉管出口处两股液体的速度逐渐趋于均匀,混合的脉冲液体经扩散管将部分动能转变为压能,增压后输出。大量的研究结果表明,在相同的射

流泵装置上,采用脉冲射流比恒定射流的传能及传质效率有较大的提高,并在工程上得到了应用,取得了显著的经济效益^[1-4]。

脉冲液体射流泵基本方程及其时均值基本方程是设计、制造和应用脉冲液体射流泵的理论依据^[5,6]。基本方程中含有 5 个流速系数:喷嘴流速系数 φ_1 、喉管流速系数 φ_2 、扩散管流速系数 φ_3 、喉管入口流速系数 φ_4 和喉管进口段流速系数 φ_5 ,分别表示相应过流部件的能量损失。为了对射流泵基本性能进行数值计算,必须对方程中的各流速系数进行确定。目前尚未有非恒定能量损失方面的资料,无法对脉冲液体射流泵基本方程中的流速系数进行确定。本文对脉冲液体射流泵时均值基本方程中的流速系数进行研究,并确定其计算表达式。

1 流速系数的确定

由于两股流体的能量和质量交换发生在喉管进口段和喉管之间,因此下面对脉冲液体射流泵时均值基本方程中的喉管流速系数 φ_2 和喉管进口段流速系数 φ_5 进行推导,关于方程中的流速系数 φ_1, φ_3

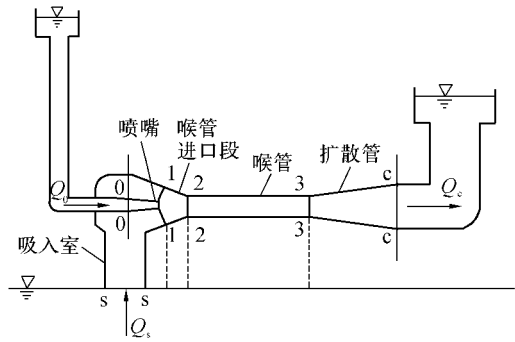


图 1 射流泵工作示意图

基金项目 国家自然科学基金资助项目(50379013) 河南省教育厅自然科学基金资助项目(2004570003)
作者简介 高传昌(1957—),男,河北邯郸人,教授,博士,从事流体机械及流体工程研究。E-mail :gcc@ncwu.edu.cn

和 φ_4 , 可近似按恒定流的计算方法进行确定, 计算表达式见文献[1]。

1.1 脉冲液体运动参数的时均值表达式

由文献[7,8]可知, 通过脉冲液体射流泵内不同断面 i 的脉冲液体运动参数可用复数傅氏级数表示:

$$\varphi_i^*(\omega_i t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \varphi_{in} e^{jn\omega_i t} \quad (1)$$

式(1)取时间平均值后, 再取其实部就得到了脉冲液体运动参数的时均值表达式:

$$\varphi_i(\omega_i) = \operatorname{Re} \left\{ \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} \left[\sum_{n=-\infty}^{+\infty} \varphi_{in} e^{jn\omega_i t} \right] dt \right\} =$$

$$\varphi_i + \frac{1}{\omega_i} \varphi'(\omega_i) \quad (2)$$

$$\varphi(\omega_i) = \frac{2}{\Delta t} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\varphi_{in}}{n} \sin(n\omega_i \Delta t + \varphi_{in}) \quad (3)$$

1.2 脉冲液体一维时均值动量方程

脉冲液体一维时均值动量方程为

$$\frac{1}{g} [G_2(\omega_2) u_2(\omega_2) k_2 - G_1(\omega_1) u_1(\omega_1) k_1] +$$

$$p_{j,1-2} = \sum F \quad (4)$$

$$p_{j,1-2} = \frac{1}{g} l_{1-2} G'(\omega_i) \quad (5)$$

$$G'(\omega_i) = \frac{2}{\Delta t} \sum_{n=1}^{\infty} G_{in} \cos(n\omega_i \Delta t + \varphi_{in}) \quad (6)$$

式中: G_i, u_i 和 ω_i 分别为 i 断面的重量流量、流速和脉冲频率; $p_{j,1-2}$ 为 1—1 断面至 2—2 断面间的惯性力; l_{1-2} 为 1—1 断面至 2—2 断面间的长度; $G'(\omega_i)$ 为重量流量对时间求导后的时均值; $\sum F$ 为所有外力之和; g 为重力加速度; k_1 和 k_2 分别为 1—1 断面和 2—2 断面上的动量修正系数, 计算式见文献[6]。

1.3 喉管流速系数 φ_2 的推导

流速系数 φ_2 是表示喉管内能量损失的一个系数。喉管属于圆形管道, 其阻力系数 ξ_2 可以通过试验验证, 利用图 1 将 φ_2 与 ξ_2 关系式推导如下。

计入流速系数 φ_2 , 2—2 断面至 3—3 断面用动量方程表示为

$$\frac{\varphi_2}{g} [G_0(\omega_0) u_{02}(\omega_0) k_1 + G_s(\omega_s) u_{s2}(\omega_s) k_2] -$$

$$\frac{1}{g} [G_0(\omega_0) + G_s(\omega_s)] u_3(\omega_3) k_3 + p_{j,2-3} =$$

$$\{ [p_3(\omega_3) + \rho_3 g z_3] - [p_2(\omega_2) + \rho_2 g z_2] \} f_3 \quad (7)$$

式中: f_3 为喉管出口 3—3 断面的断面面积; k_3 为 3—3 断面的动量修正系数; $u_{02}(\omega_0)$ 为工作液体的射流核心在 2—2 断面上的流速; $u_{s2}(\omega_s)$ 为被吸液体在 2—2 断面上的流速; $u_3(\omega_3)$ 为混合液体在 3—3 断面上的流速; z_2, z_3 分别表示 2—2 断面和 3—3 断面的位置水头, 其余符号意义同前。

计入能量损失, 2—2 断面至 3—3 断面用动量方程表示为

$$\frac{1}{g} [G_0(\omega_0) u_{02}(\omega_0) k_1 + G_s(\omega_s) u_{s2}(\omega_s) k_2] -$$

$$\frac{1}{g} [G_0(\omega_0) + G_s(\omega_s)] u_3(\omega_3) k_3 + p_{j,2-3} =$$

$$\{ [p_3(\omega_3) + \rho_3 g z_3] - [p_2(\omega_2) + \rho_2 g z_2] \} f_3 - R_k \quad (8)$$

其中 $R_k = \xi_2 \frac{u_3^2(\omega_3)}{2} \rho_3 \quad (9)$

式中: R_k 为喉管的能量损失; ξ_2 为喉管的阻力系数; 其余符号意义同前。

式(8)与式(7)相减, 得

$$\frac{(1 - \varphi_2)}{g} [G_0(\omega_0) u_{02}(\omega_0) k_1 +$$

$$G_s(\omega_s) u_{s2}(\omega_s) k_2] = \xi_2 \frac{u_3^2(\omega_3)}{2} \rho_3 \quad (10)$$

由于 $u_{02}(\omega_0) = \frac{G_0(\omega_0)}{\rho_0 g f_1}$, $u_{s2}(\omega_s) = \frac{n G_s(\omega_s)}{\rho_s g f_3}$, $u_3(\omega_3) = \frac{G_0(\omega_0) + G_s(\omega_s)}{\rho_3 g f_3}$, 代入式(10), 整理后得

$$\varphi_2 = 1 - \frac{\xi_2 \left[1 + \bar{\rho}_s q_0 + \bar{\rho}_s \frac{\omega_0}{\omega_s} \overline{q(\omega)} \right] \left[1 + q_0 + \frac{\omega_0}{\omega_s} \overline{q(\omega)} \right]}{2m \left\{ k_1 + \frac{nk_2 \bar{\rho}_s \left[q_0 + \frac{\omega_0}{\omega_s} \overline{q(\omega)} \right]^2}{m} \right\}} \quad (11)$$

其中

$$\left. \begin{aligned} n &= \frac{f_3}{f_{s2}} = \frac{f_3}{f_3 - f_1} = \frac{m}{m - 1} \\ m &= \frac{f_3}{f_1} \\ \bar{\rho}_s &= \frac{\rho_s}{\rho_0} \\ q_0 &= \frac{\bar{Q}_s}{\bar{Q}_0} \\ \overline{q(\omega)} &= 2 \sum_{n=1}^{\infty} q_n \cos[n(\omega_s - \omega_0) \Delta t + \varphi_{q_n}] \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

式中: f_1 为喷嘴出口断面面积; m 为射流泵的面积比; $\bar{\rho}_s$ 为液体的密度比; q_0 为脉冲液体的时均流量比; $\bar{Q}_s$ 和 $\bar{Q}_0$ 分别为被吸流体和工作流体的时均流量; q_n 为脉冲液体流量比的振幅; φ_{q_n} 为脉冲液体流量比的相位, 其余符号意义同前。

如果被吸液体和工作液体相同, 且 $k_1 = k_2 = 1$ 时, 则式(11)可写成

$$\varphi_2 = 1 - \frac{\xi_2 \left[1 + q_0 + \frac{\omega_0}{\omega_s} \overline{q(\omega)} \right]^2}{2m \left\{ 1 + \frac{n \left[q_0 + \frac{\omega_0}{\omega_s} \overline{q(\omega)} \right]^2}{m} \right\}} \quad (13)$$

1.4 喉管摩阻损失系数 ξ_2

当两股液体在喉管内混合时,可选择最优的喉管长度,使混合过程的压力增值等于其能量损失。最优喉管长度内的摩阻损失系数 ξ_2 为

$$\xi_2 = \frac{\lambda L_k}{4d_3} \left\{ 1 + \frac{n^2 \left[q_0 + \frac{\omega_0}{\omega_s} q(\omega) \right]^2}{\left[1 + q_0 + \frac{\omega_0}{\omega_s} q(\omega) \right]^2} \right\} \quad (14)$$

式中 λ 为喉管的沿程阻力系数; L_k 为最优喉管长度 其余符号意义同前。

由上述推导过程可知,工作液体和被吸液体主要在最优喉管长度内进行能量和质量交换,而且两股液体的流速趋于均匀。由式(12)可知,流速系数 φ_2 是与射流泵的面积比、流量比、液体的脉冲频率和喉管的摩阻损失系数等有关的函数,而由式(14)可以看出,在最优喉管长度内,摩阻损失系数 ξ_2 除了与喉管的几何尺寸有关外,还与射流泵的面积比、流量比和液体的脉冲频率有关,也就是说,两股液体的流量比及其脉冲频率对喉管的摩阻损失与流速分布有较大的影响。因此,在设计射流泵的喉管时,要充分考虑流量比及脉冲频率对喉管特性的影响,使两股脉冲液体在最优喉管内充分地进行能量与质量交换。

1.5 喉管进口段流速系数 φ_5 的推导

喉管进口段流速系数 φ_5 表示工作液体和被吸液体在喉嘴距 L_c 长度内的能量损失。在 L_c 较小的情况下,这种损失可以忽略不计,此时 $\varphi_5 = 1$ 。当 L_c 较大时,则不能忽略。

计入流速系数 φ_5 ,对 1—1 断面与 2—2 断面列动量方程:

$$\begin{aligned} & \frac{\varphi_5}{g} [G_0(\omega_0) u_{01}(\omega_0) + G_s(\omega_s) u_{s1}(\omega_s) \cos\beta] - \\ & \frac{1}{g} [G_0(\omega_0) u_{02}(\omega_0) k_1 + G_s(\omega_s) u_{s2}(\omega_s) k_2] + p_{j,1-2} = \\ & \{ p_2(\omega_2) + \rho_2 g z_2 \} - \{ p_1(\omega_1) + \rho_1 g z_1 \} [f_3 + \\ & \lambda_1 (f_1' - f_3)] \end{aligned} \quad (15)$$

式中 f_1' 为 1—1 断面上过流面积在垂直方向上的投影面积; β 为喉嘴距的收缩半角(见图 1); λ_1 为喉管进口段壁面反力修正系数 其余符号意义同前。

计入能量损失,对 1—1 断面与 2—2 断面列动量方程:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{g} [G_0(\omega_0) u_{01}(\omega_0) + G_s(\omega_s) u_{s1}(\omega_s) \cos\beta] - \\ & \frac{1}{g} [G_0(\omega_0) u_{02}(\omega_0) k_1 + G_s(\omega_s) u_{s2}(\omega_s) k_2] + p_{j,1-2} = \\ & \{ p_2(\omega_2) + \rho_2 g z_2 \} - \{ p_1(\omega_1) + \rho_1 g z_1 \} \cdot \\ & [f_3 + \lambda_1 (f_1' - f_3)] - \tau_1 \cos\beta \pi L_c c (d_1 + x d_3) \end{aligned} \quad (16)$$

其中
$$x = \sqrt{\frac{1-c}{c}} \quad (17)$$

式中 c 为射流泵的吸入面积比 其余符号意义同前。
令式(16)中的 τ_1 为

$$\tau_1 = \xi_n \frac{u^2(\omega)}{2} \rho_s \quad (18)$$

其中
$$u(\omega) = \frac{1}{2} \sqrt{u_{s1}^2(\omega_s) + u_{s2}^2(\omega_s)} \quad (19)$$

将式(16)与式(15)相减,并考虑到式(12)和式(19),整理得

$$\varphi_5 = 1 - \frac{\xi_5 n^2 \bar{\rho}_s \left[q_0 + \frac{\omega_0}{\omega_s} q(\omega) \right]^2}{mB \left\{ 1 + \frac{nc \bar{\rho}_s \cos\beta \left[q_0 + \frac{\omega_0}{\omega_s} q(\omega) \right]^2}{m} \right\}} \quad (20)$$

其中
$$B = \frac{2f_3}{f_3 + \lambda_1 (f_1' - f_3)} \quad (21)$$

$$\xi_5 = \frac{\xi_n L_c \left[1 + \frac{c^2 m^2}{n^2 (m-1)^2} \right]}{d_1 - x d_3} \quad (22)$$

由式(20)可知,喉管进口段的流速系数 φ_5 与射流泵的面积比、流量比、液体脉冲频率和喉管进口段摩阻损失系数等有关。从式(22)可知,摩阻损失系数 ξ_5 与喉管进口段的几何尺寸和射流泵的面积比等有关,而与射流泵的流量比和液体脉冲频率无关。

2 讨 论

如果将式(11)、式(14)和式(20)用于恒定流情况下,即略去各式中的脉冲频率项后,得

$$\varphi_2 = 1 - \frac{\xi_2 (1 + \bar{\rho}_s q_0) (1 + q_0)}{2m \left(k_1 + \frac{nk_2 \bar{\rho}_s q_0^2}{m} \right)} \quad (23)$$

$$\xi_2 = \frac{\lambda L_k}{4d_3} \left[1 + \frac{n^2 q_0^2}{(1 + q_0)^2} \right] \quad (24)$$

$$\varphi_5 = 1 - \frac{\xi_5 \bar{\rho}_s n^2 q_0^2}{mB \left(1 + \frac{nc \bar{\rho}_s \cos\beta q_0^2}{m} \right)} \quad (25)$$

式(23)、式(24)和式(25)与陆宏圻教授推导的恒定流情况下的 φ_2 , ξ_2 和 φ_5 的计算式完全相同^[4]。由此可见,通过脉冲频率项,阐明了脉冲液体射流泵时均值基本方程中流速系数与恒定流基本方程中流速系数之间的关系。从上述公式还可以看出,当射流泵的几何尺寸确定后,无论是脉冲射流还是恒定射流,流速系数 φ_2 和 φ_5 将随着流量比的增加而减小,而流量比又受到脉冲频率的影响,因此 φ_2 和 φ_5 也将随着脉冲频率的变化而变化。

(下转第 22 页)

面的水力参数。

根据以上的分析,在求解保水堰的非恒定流水力参数时,必须根据保水堰前一时刻的下游水位和溢流堰上对应水位判断保水堰的流态,通过联立求解对应的方程组可以解得保水堰水流参数的变化情况。

3 实例计算分析

利用本文建立的数学模型,对某长距离调水工程中溢流堰的交替水流进行数值模拟,图3为采用数值方法求得的由堰流状态过渡到满流状态的水位变化过程,随着流量的增加水位逐渐上升,最后保水堰的水位跌落消失,保水堰上形成淹没的有压水流。图4为由满流状态过渡到堰流状态的水位变化过程,随着堰下游的水位不断降低,保水堰上的水流产生跌落和波动,水流恒定后形成稳定的自由堰流。

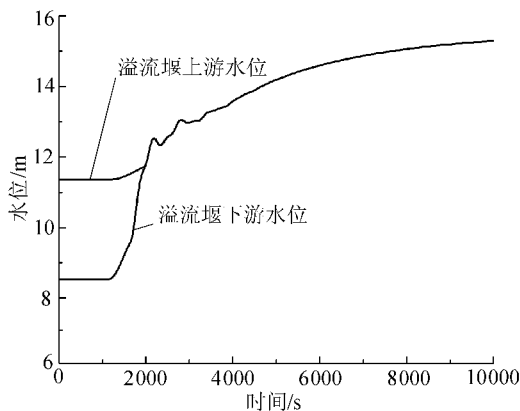


图3 从堰流到满流的水位变化过程

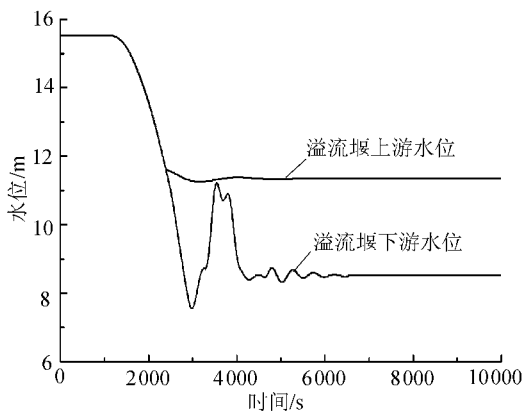


图4 从满流到堰流的水位变化过程

以上对保水堰流态变化的过程进行了数值计算,这一计算是针对某具体工程进行的,计算的水位波动与输水管路的长度、断面尺寸和糙率等相关。从结果来看,该模型计算的结果符合水流的变化规律,它能够对保水堰的水流交替过程进行初步模拟。

4 结语

本文对保水堰的运行特性和水流交替变化规律进行了分析,基于一定的假设,建立了堰流和满流交

替的数学模型,并对保水堰的水流交替过程进行了数值模拟,结果符合水流的变化规律,表明该模型可以对保水堰交替水流变化过程进行初步模拟。由于以上的建模和计算是在一定假设条件下进行的,而且流量系数及局部阻力系数的取值需要经过试验验证和分析,因此在应用中需对参数进行适当的调整和校对。

参考文献:

- [1] 万五一.长距离输水工程的非恒定流特性研究[D].天津:天津大学,2004.
- [2] 万五一,练继建,崔广涛.分段低压输水管系的水力振荡特性[J].水利学报,2003(12):34-39.
- [3] 练继建,万五一,王云仓.长距离分段低压输水的水力特性[J].水利水电技术,2001,32(12):45-46.
- [4] WYLIE E B,STREETER V L.Fluid transients[M].New York:McGraw-Hill International Book Co,1978.
- [5] CHAUDHRY M H.Applied hydraulic transients[M].New York:Van Nostrand Reinhold,1987.

(收稿日期 2005-06-17 编辑 熊水斌)

(上接第15页)

3 结语

本文对脉冲液体射流泵时均值基本方程中的流速系数进行了理论分析与推导,并与恒定射流的流速系数进行了比较,阐明了两者的关系。随着脉冲射流研究的不断深入,需要对上述理论分析进行试验研究,逐步完善脉冲液体射流泵的基本理论,使脉冲射流这一新技术在国民经济建设中发挥更大的作用。

参考文献:

- [1] 陆宏圻.喷射技术理论及应用[M].武汉:武汉大学出版社,2004:1-271,524-557.
- [2] CROW S C,CHAMPAGNE F H.Orderly structure in jet turbulence[J].J Fluid Mech,1971,48(3):547-591.
- [3] FAVRE-MARINET M,BINDER G,HAC T V.Generation of oscillating jets[J].Journal of Fluids Engineering,1981,103(10):609-613.
- [4] ETHERINGTON C,MIMECH E.Power fluids technology and its application in the nuclear industry[J].Nuclear Energy,1984,23(4):227-235.
- [5] 高传昌.脉冲液体射流泵基本性能的研究[J].水利学报,2000(1):28-34.
- [6] 高传昌.脉冲液体射流泵时均值基本性能的研究[J].水动力学研究与进展:A辑,2002,17(3):270-280.
- [7] 怀利 E B,斯特里特 V L.瞬变流[M].清华大学流体传动与控制教研组,译.北京:水利电力出版社,1983:158-180.
- [8] 高传昌,陆宏圻,王世诚,等.气液脉冲液体在管道-容器-管道组合管路中的运动特性的研究[J].核科学与工程,1999,19(3):234-240.

(收稿日期 2005-03-28 编辑 熊水斌)