

圆形管道 90° 汇流口局部能量损失

茅泽育¹, 罗 昇¹, 罗 以²

(1. 清华大学水利水电工程系, 北京 100084; 2. 清华大学环境科学与工程系, 北京 100084)

摘要 进行汇流管路特别是管路较短或汇流节点较多的管路系统设计时, 正确确定管道汇流口水流局部能量损失具有重要意义. 为此, 根据水动力学基本原理, 在分析 90° 汇流口独特水流特性及能量耗散机理的基础上, 提出了局部能量损失系数的综合表达式, 并应用试验资料对该综合表达式进行了验证. 研究表明, 正确分析管道汇流口水流的局部能量损失机理, 必须考虑汇入断面上支流沿下游主流方向的动量输入和主支流间相互掺混引起的附加摩擦阻力的影响.

关键词 有压管道流; 局部能量损失; 管道汇流口; 流量比; 面积比

中图分类号: TV134 文献标识码: A 文章编号: 1000-1980(2006)04-0387-05

现代化生产各个部门无不与输送流体的管道系统有关. 由于减小管道的压力损失是提高系统和设备运行经济性的重要措施之一, 因此国内外对管道流动阻力的研究都非常重视^[1-3]. 进行汇流管路系统设计时, 特别是对于管路较短或汇流节点较多的管路系统, 不仅需要确定沿程能量损失, 还必须正确确定汇流口水流局部能量损失. 由于水力现象的复杂性, 现有的研究成果对汇流口水流能量损失的影响因素考虑得均不够全面, 至今尚缺乏完善并经试验验证的局部能量损失综合表达式及各影响因素间的理论分析.

目前, 工程实际中大多根据文献[4]给出的局部能量损失与流量比(支流流量/总流量)的关系曲线插值近似确定局部能量损失系数. 这不仅会给实际应用带来很大不便, 而且文献[4]所给出的关系曲线主要是根据有限的试验结果经曲线拟合及外延得到的, 由于条件限制, 试验数据点过于稀疏, 造成了显著的不确定性^[5]. 至今几乎所有的水力学或工程流体力学教科书中提及的处理方法均是设想在汇流处作一汇流面(即忽略水流的相互顶托混掺), 将汇流划分为 2 支流量沿程不变的总流, 分别应用能量方程求解, 或简单地选择某一常数作为某一特定流动情况的局部损失系数值^[6]. 文献[7]针对一定大小的主支管面积, 给出了汇流管道局部能量损失系数表达式, 但缺乏理论依据. 同时, 其计算结果与试验结果相比差别较大^[3]. 一些研究者应用动量方程, 针对 90° 管路汇流口(如图 1 所示的控制体 $ABCF$)进行了理论分析, 提出了仅与主支流流量相对大小有关的局部能量损失系数表达式^[4, 7]. 这一结论与试验结果相悖^[3, 5]. 其主要原因是分析过程中没有考虑支流汇入断面上沿主流方向的动量和汇流口下游附近的水流掺混影响. 与管路汇流口研究相比, 明渠交汇口水力特性的研究已有不少成果^[8-10].

试验结果表明^[3], 管道汇流口附近存在 3 个显著的水力特征: (a) 汇流口下游附近水流能量损失急剧增加, 其中大部分能量损失发生在汇流口下游 3~6 倍管径范围内, 其余能量损失则发生在一定距离内, 因此上述选取 FC 作为下游控制断面并不合适. (b) 水流相互掺混顶托对主流会产生影响: 支流汇入迫使主流朝汇流口对侧偏折, 导致汇流口附近上游侧压强增加、下游侧压强降低, 从而使得支流汇入断面上出现沿下游方向的横向流速. (c) 主支流掺混引起汇流口下游一定范围内水流断面流速分布变形, 从而产生附加剪切应力.

本文根据水动力学基本原理, 对 90° 汇流口独特水流特性及能量耗散机理进行了较为深入的分析, 提出了局部能量损失系数综合表达式, 并应用试验资料对该综合表达式进行了验证.

1 管道汇流口水流局部能量损失的综合表达式

1.1 能量方程

文中符号如图 1 所示. 其中 :1—1 为管轴线 ;各管直径分别为 d_u, d_b, d_d ;流量分别为 Q_u, Q_b, Q_d ;断面平均流速分别为 V_u, V_b, V_d ;压强分别为 p_u, p_b, p_d ;动能修正系数分别为 $\alpha_u, \alpha_b, \alpha_d$;面积分别为 A_u, A_b, A_d .定义主支管面积比 $R_A = A_b/A_d$,流量比 $R_Q = Q_b/Q_d$.选取 $ABKIJCDEFA$ 为研究控制体 ,其中下游控制断面选择水流恢复成典型管流流速分布断面 ED (距支管中心线 L_1).支管上的控制断面取在不受汇流口影响的上游断面 IJ (距汇入断面 KC 为 L_2).对控制体 $ABKIJCDEFA$ 应用断面总能量方程 ,得

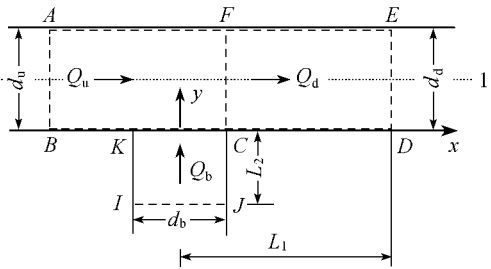


图 1 控制体

Fig.1 Control volume

$$Q_u \left(z_u + \frac{p_u}{\rho g} + \frac{\alpha_u V_u^2}{2g} \right) + Q_b \left(z_b + \frac{p_b}{\rho g} + \frac{\alpha_b V_b^2}{2g} \right) = (Q_u + Q_b) \left(z_d + \frac{p_d}{\rho g} + \frac{\alpha_d V_d^2}{2g} \right) + Q_u h_{wud} + Q_b h_{wbd} \quad (1)$$
$$h_{wud} = h_{jud} + h_{fud} \quad h_{wbd} = h_{jbd} + h_{fbd}$$

式中 : ρ ——流体密度 ; g ——重力加速度 ; h_{wud} ——主流能量损失 ; h_{jud} ——局部能量损失 ; h_{fud} ——断面 AB 与 ED 间的沿程能量损失 ; h_{wbd} ——支流能量损失 ; h_{jbd} ——局部能量损失 ; h_{fbd} ——断面 IJ 与 ED 间的沿程能量损失 .因本文的研究重点在于局部能量损失 ,为简单起见 ,令 $h_{fud} = h_{fbd} = h_f$,并忽略位置水头影响 ,由式 (1)得

$$\left(\frac{p_u}{\rho g} + \frac{\alpha_u V_u^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_d}{\rho g} + \frac{\alpha_d V_d^2}{2g} + h_{jud} + h_f \right) = 0 \quad (2)$$

$$\left(\frac{p_b}{\rho g} + \frac{\alpha_b V_b^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_d}{\rho g} + \frac{\alpha_d V_d^2}{2g} + h_{jbd} + h_f \right) = 0 \quad (3)$$

定义局部能量损失系数为

$$\zeta_{ud} = h_{jud} \frac{2g}{V_d^2} \quad (4)$$

$$\zeta_{bd} = h_{jbd} \frac{2g}{V_d^2} \quad (5)$$

1.2 动量方程

针对图 1 所示的控制体 $ABKIJCDEFA$,应用动量方程并考虑汇入断面 KC 上的入流偏折以及主流掺混引起的附加切应力 ,则沿 x 方向的动量方程为

$$\beta_d \rho Q_d V_d - \beta_u \rho Q_u V_u - \beta_b \rho Q_b V_x = p_u A_u - p_d A_d - F_f - \Delta F_f \quad (6)$$
$$F_f = \lambda \rho \pi d_d L_1 V_d^2 / 8$$
$$\lambda = 8 g n^2 (4/d_d)^{1/3}$$

式中 : $\beta_d, \beta_u, \beta_b$ ——动量修正系数 ; V_x ——断面 KC 上支流沿 x 向平均流速 ; F_f ——管道恒定均匀流沿程阻力 ; λ ——阻力系数 ; n ——曼宁粗糙系数 ; ΔF_f ——主流掺混引起的附加摩擦阻力 .

如图 2 所示 ,沿支管中心线 GH ,设 G 点沿 x 方向的流速为 u_G , y 方向的流速为 $v_G = k_1 V_b$ (k_1 为比例系数 ,试验结果表明^[3] $k_1 \approx 1.15$,如图 3 所示) .令中心线左侧 KG 断面中点 M 的流速分别为 $U_1, V_{bu} = V_b - \Delta V$,右侧 GC 断面中点 N 的流速为 $U_2, V_{bd} = V_b + \Delta V$.由 M, N 两点的机械能关系得

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{\Delta p}{\rho g} \Big|_{MN} = \frac{p_M - p_N}{\rho g} = \frac{(V_{bd}^2 + U_2^2) - (V_{bu}^2 + U_1^2)}{2g} = \frac{(V_{bd} + V_{bu})(V_{bd} - V_{bu}) - (U_1 + U_2)(U_1 - U_2)}{2g}$$

考虑到与纵向流速相比 ,横向流速相对较小且 $U_1 - U_2 \rightarrow 0$ (图 4 沿 x 方向的测点间距为 $d_b/10$) ,则得断面 KC 上下游两侧中心点压强差的表达式

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{V_{bd}^2 - V_{bu}^2}{2g} = \frac{V_b}{g} (V_{bd} - V_{bu}) = \frac{2V_b}{g} \Delta V \quad (7)$$

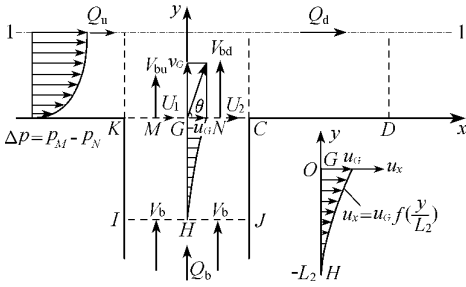


图 2 支流汇入断面上水流流动示意图

Fig.2 Sketch of flow in cross section with branch water inflowing

分析汇流口上游附近的支流流动情况.如图 2 所示,由于受主流挤压影响,断面 KC 上游 L_2 ($L_2 \approx 3d_b$,如图 3 所示)内出现横向流速 u_x ,导致部分水体从左侧进入右侧.如图 2 所示,设沿支管中轴线 HG , u_x 由 H 点至 G 点逐渐增大,即 $u_x(x=0, y=-L_2)=0$, $u_x(x=0, y=0)=u_G$,通过断面 GH 的平均流量为 ΔQ .根据质量守恒原理,得

$$V_{bd} - V_{bu} = \frac{4\Delta Q}{A_b} = \frac{4k_2 u_G d_b L_2}{A_b}$$

$$\Delta Q = \int_H^G u_x dA = k_2 u_G d_b L_2 \quad k_2 = \int_{-1}^0 f\left(\frac{y}{L_2}\right) d\left(\frac{y}{L_2}\right)$$

式中 f 为支流横向流速沿 y 方向的分布函数.因此,由式(7)(8)得

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{V_b}{g} (V_{bd} - V_{bu}) = \frac{4k_2 V_b u_G d_b L_2}{g A_b}$$

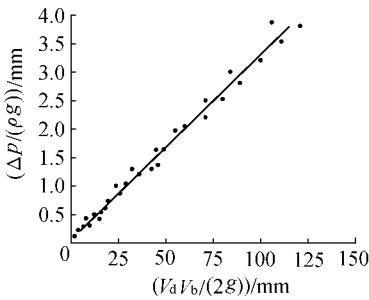


图 5 支流汇入断面 KC 上的横向压差

Fig.5 Transverse pressure difference along section KC with branch water inflowing

试验结果(图 5)表明^[3], $\Delta p/(\rho g)|_{KC}$ 与 V_b, V_d 存在线性关系 ($\Delta p/(\rho g)|_{KC} = k_3 V_d V_b/(2g)$ 比例系数 $k_3 = 0.033$).若令 $\Delta p/(\rho g)|_{KC} = \Delta p/(\rho g)|_{MN}$ 则有

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = k_3 \frac{V_d V_b}{2g} \quad (10)$$

比较式(9)与式(10)得

$$u_G = \delta_b V_d \quad (11)$$

其中比例系数 $\delta_b = \frac{k_3 A_b}{8 k_2 d_b L_2}$.若断面 KC 上支流平均偏折角与断面中

心点 G 上的偏折角相等, $\frac{u_y(y=0)}{u_x(y=0)} = \frac{v_G}{u_G} \approx \frac{V_b}{V_x}$ 则有

$$V_x = \frac{u_G V_b}{V_G} = \frac{\delta_b V_d}{k_1 V_b} V_b = \frac{\delta_b}{k_1} V_d \quad (12)$$

试验结果(图 4)表明^[3], $\delta_b = k_1 \frac{u_x}{u_y} \left(\frac{V_d}{V_b}\right)^{-1} \approx 0.21$.由前述 $L_2 \approx 3d_b, k_3 = 0.033$ 得 $k_2 = \pi k_3/(96\delta_b) \approx 5.17 \times 10^{-3}$.因此,支管汇入断面 KC 上沿 x 方向的动量,即方程(6)等号左边第 3 项为

$$\beta_b \rho Q_b V_x = \beta_b \frac{\delta_b}{k_1} \rho Q_b V_d \quad (13)$$

式(6)等号右边第 4 项表示汇流口下游附近由于水流掺混(非均匀流)导致的沿程附加阻力 $\Delta\tau_0$.根据文献[5]的试验研究结果,本文作如下探索性尝试.由管道均匀流的阻力计算表达式 τ_0 类比得 $\Delta\tau_0 = \Delta\lambda \rho V_b^2/8$, 式中 $\Delta\lambda$ 为附加阻力系数.假设附加阻力 $\Delta\tau_0$ 的作用面积近似为 d_d (高) $\times L_1$ (长) 则沿程附加阻力为

$$\Delta F_f = \frac{\Delta\lambda}{8} \rho V_b^2 d_d L_1 \quad (14)$$

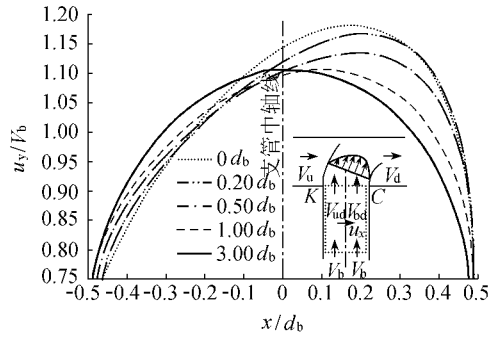


图 3 支流纵向流速沿横向的变化

Fig.3 Transverse distribution of branch flow velocity in longitudinal direction

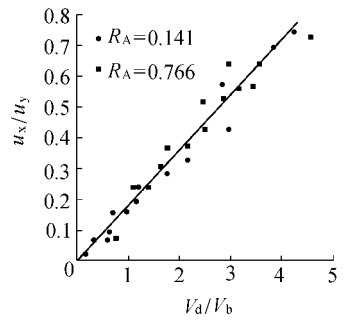


图 4 汇入断面 KC 上支流流动方向

Fig.4 Flow direction for branch water inflowing in section KC

对于实际工程中常见的 $A_u = A_d$ 情况,将式(13)(14)代入式(6)取 $\beta_d = \beta_u = 1.0$ 并设 $L_1 = k_4 d_d$ 整理得

$$\frac{p_u}{\rho g} - \frac{p_d}{\rho g} = \frac{V_d^2}{2g} \left[2 \left(2 - \beta_b \frac{\delta_b}{k_1} \right) R_Q - 2R_Q^2 + \frac{k_4 \Delta \lambda}{\pi} R_Q^2 R_A^{-2} + \lambda k_4 \right] \tag{15}$$

1.3 局部能量损失系数的理论表达式

取 $\alpha_u = \alpha_d = 1.0$,由式(2)(4)和(15)得

$$\zeta_{ud} = 2 \left(1 - \frac{\delta_b}{k_1} \beta_b \right) R_Q - R_Q^2 + \frac{k_4 \Delta \lambda}{\pi} R_Q^2 R_A^{-2} \tag{16}$$

试验结果表明^[3],管道汇流口附近,主管的断面平均压强近似相等($p_u \approx p_b$).因此,式(2)(3)两式相减并将式(16)代入,得

$$\zeta_{bd} = -1 + \left(4 - 2 \frac{\delta_b}{k_1} \beta_b \right) R_Q - \left(2R_A^2 - \frac{k_4 \Delta \lambda}{\pi} - 1 \right) R_Q^2 R_A^{-2} \tag{17}$$

上述公式中的有关参数需根据试验结果确定.

2 试验验证

采用文献[3]中的有机玻璃水平汇流管路的量测资料对上述局部能量损失表达式进行验证.主管长14 m,支管长5.5 m.距主管上游进口6 m处(30倍管径),支管以90°角与主管相接(支管中心线与主管中心线相交).进入主、支管水流平稳且为充分发展管流.主管内径 $d_u = d_d = 203$ mm,支管内径分别为 $d_b = 25, 51, 76, 102, 127, 152, 178, 203$ mm.管道内径误差范围为 ± 1 mm.支主管断面面积比分别为 $R_A = 0.016, 0.063, 0.141, 0.250, 0.391, 0.563, 0.766, 1.00$,支主管流量比 $R_Q = 0 \sim 1$.主、支管上安装压力传感器,其中汇流口上游主管安装8个,下游主管安装10个,支管安装6个.试验表明,在管道汇流口下游30倍管径处($L_1 = 30d_d \approx 6$ m),流动恢复为充分发展管道流动.

由达西-魏斯巴赫公式计算得到均匀流沿程阻力损失 h_{fud} (取 $\lambda = 8g/C^2 = 0.0136$,其中 C 为谢才系数,按曼宁公式计算).根据量测结果,得到汇流口下游水头线坡度的增值,从而可以确定 $\Delta \lambda$ 及 Δh_f ($\Delta \lambda$ 的平均值为0.0015).图6给出了确定局部能量损失 h_{jud} 的步骤.将量测到的断面 AB 和 ED 间的总水头差减去沿程损失 h_f 就可得到局部损失 h_{jud} .试验结果表明,70%~80%的能量损失发生在汇流口下游3~6倍管径的长度范围内,其余能量损失则逐渐发生在下游一定距离内(28倍管径范围之内).根据断面流速分布实测结果得到的动量修正系数 $\beta_b = 1.07$.类似地,将断面 IJ 和 ED 间总能量损失量测值减去相应的沿程损失就可得到支流局部能量损失 h_{jbd} ,从而可由式(4)(5)得到局部能量损失系数 ζ_{ud}, ζ_{bd} .

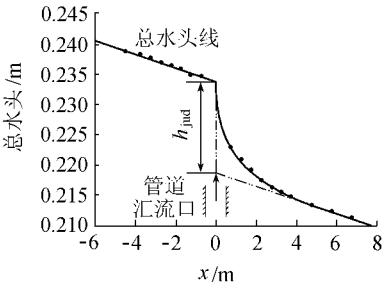


图6 局部能量损失确定示意图
Fig.6 Sketch for determination of local energy loss

图7对局部能量损失系数 ζ_{ud}, ζ_{bd} 的计算值与实测值进行了比较,结果两者吻合较好.

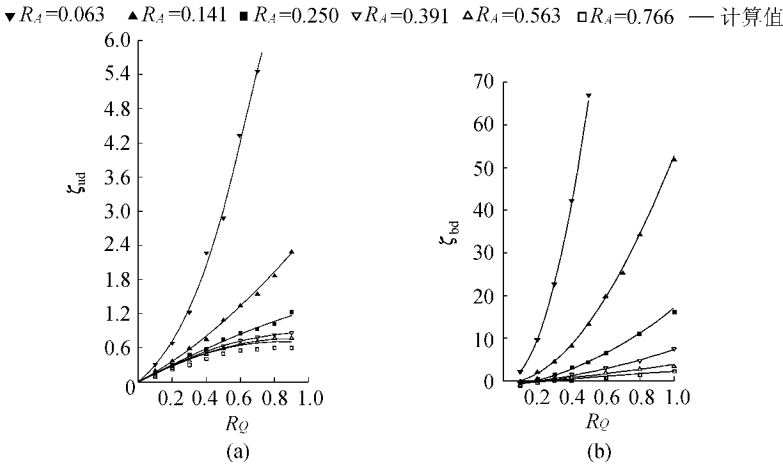


图7 ζ_{ud}, ζ_{bd} 计算值与实测值的比较

Fig.7 Comparison of computational results with measured data of ζ_{ud} and ζ_{bd}

图 7 表明 :局部能量损失系数均随 R_Q 的增大而增大. 当 R_A 较小时 ,这一趋势尤为明显 ;而当 R_A 较大时 ,局部损失系数随 R_Q 的增长减缓 ,尤其是支流能量损失系数 ,几乎保持不变. 当 R_Q 相同时 , R_A 越小能量损失系数越大. 当 R_A 较大时 ,主流能量损失系数计算值与实测值之间有一定的误差. 这也许是采用了由试验确定的一些参数平均值所致. 当 R_Q 较小时 ,支流能量损失系数呈现负值. 这表明 ,经过汇流口后支流的流体能量出现了增值. 这是流体质点能量交换的结果 ,并不意味着汇流全部流体总机械能沿程增加. 总体来看 ,支流能量损失系数比主流能量损失系数约大 1~2 个数量级.

3 结 论

本文根据水动力学基本原理 ,在分析 90° 汇流口独特水流特性及能量耗散机理的基础上 ,提出了局部能量损失系数的综合理论表达式 ,并应用试验资料进行了验证. 结果表明 :局部能量损失系数随 R_Q 的增大而增大 , R_A 较小时这一趋势尤为明显 ;当 R_Q 相同时 , R_A 越小能量损失系数越大 ;与主流能量损失系数相比 ,支流能量损失系数约大 1~2 个数量级.

参考文献 :

[1] WYLIE E B ,STREETER V L. Fluid transients[M]. New York : McGraw-Hill International Book Company ,1978 :44-55.
[2] IDELCHIK I E. Handbook of hydraulic resistance[M]. 2nd ed. New York : Hemisphere Publishing Corp ,1986 :35-40.
[3] MAO Ze-yu. Partially filled unsteady flow analysis in the region of pipe junctions[D]. Edinburgh : Heriot-Watt University ,1993.
[4] MILLER D S. Internal flow systems[M]. 2nd ed. Houston :Gulf Publishing Co ,1990 :220-246.
[5] SERRE M L. A study of energy loss at combining pipe junction in fish bypass system[D]. Iowa : The University of Iowa ,1992.
[6] 闻德荪. 工程流体力学(水力学):上册[M]. 北京 :高等教育出版社 ,2004 :186-187.
[7] 依德利契克. 实用流体阻力手册[K]. 华绍曾 ,杨学宁 ,李世铎 ,等 ,译. 北京 :国防工业出版社 ,1985 :317-326.
[8] 茅泽育 ,罗昇 ,赵升伟 ,等. 等宽明渠交汇口水流一维数学模型[J]. 水利学报 ,2004(8) :26-32.
[9] 茅泽育 ,赵升伟 ,罗昇 ,等. 明渠交汇口水流分离区研究[J]. 水科学进展 ,2005 ,16(1) :7-13.
[10] 赵升伟 ,茅泽育 ,罗昇 ,等. 等宽明渠交汇水流数值计算[J]. 河海大学学报 :自然科学版 ,2005 ,33(5) :494-499.

Local energy loss at right-angle junction of circular pipes

MAO Ze-yu¹ , LUO Sheng¹ , LUO Yi²

(1. Department of Hydraulic Engineering , Tsinghua University , Beijing 100084 , China ;

2. Department of Environmental Science and Engineering , Tsinghua University , Beijing 100084 , China)

Abstract Rational determination of local energy loss of water flow at pipe junctions is of important significance in combining-flow pipeline design , especially for the short pipeline system with many junctions. From this point of view , a general analytic expression for the coefficient of local energy loss was presented based on the principle of hydrodynamics , together with experiments on particular flow characteristics and energy dissipation mechanism at right-angle junctions , and the expression was validated with the experimental data. Result of study indicates that the momentum input along with the branch flow toward the downstream and the additional friction induced by the mixing of main streams with branch flows should be considered for rational analysis of the local energy loss at junctions.

Key words pressurized pipe-flow ; local energy loss ; junction of pipeline ; discharge ratio ; area ratio