排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2012 年 7 月 July 2012 第 30 卷 第 4 期 Vol. 30 No. 4

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.2012.04.010

脉冲液-气射流泵能量平衡

张晋华[1]，高传昌[1]，闫勇[2]，王小卉[2]
（1. 华北水利水电学院电力学院，河南 郑州 450011；2. 上海勘测设计研究院重庆分院，重庆 400039）

摘要： 应用能量平衡分析方法，得到脉冲液-气射流泵内能量损失的压力比表达式，分析其传能及传质的机理和主要影响因素，研究了主要流动部件的能量损失变化对脉冲液-气射流泵性能的影响，并进行了相应的试验研究和数值研究. 研究可知最优面积比的液-气射流泵应是在较大的流量比区间具有较好的压力比，通过 5 个面积比的试验得到最优面积比为 4.34. 研究结果表明：主要流动部件的能量损失的理论分析与试验结果基本一致；计算了主要流动部件的能量损失压力比，分析其与面积比和流量比的关系；脉冲射流频率、射流泵的面积比、流量比和射流泵喉管长度是影响射流泵能量平衡和液-气射流泵能量特性的主要因素. 通过各面积比下，脉冲与恒定液-气射流泵能量损失压力比、性能、效率的试验数据进行对比研究，验证了脉冲射流是提高液-气射流泵效率的有效途径.

关键词： 射流泵；水力机械；脉冲液-气射流泵；能量平衡；脉冲射流
中图分类号： S277.9；TV136 **文献标志码：** A **文章编号：** 1674-8530(2012)04-0422-06

Energy balance of pulse liquid-gas jet pump

Zhang Jinhua[1], *Gao Chuanchang*[1], *YanYong*[2], *Wang Xiaohui*[2]
(1. Institute of Electric Power, North China Institute of Water Conservancy and Hydroelectric Power, Zhengzhou, Henan 450011, China; 2. Chongqing Branch, Shanghai Investigation, Design & Research Institute, Chongqing 400039, China)

Abstract: An analytical expression of energy loss to pressure ratio in the pulse liquid-gas jet pump was deduced by using the energy conservation principle and the chef factors influencing the energy conversion of flow were clarified. The effects of energy losses in major flow components on the pump performance were studied, and then were confirmed by experiments and numerical simulations. The optimum area ratio (the throat area over jet area) is 4.34, at which the pump exhibits a higher pressure ratio over a large range of flow rate ratios, based on the experiments made on the pumps with five different area-ratios. The results showed that the energy losses in the major flow components estimated theoretically are basically in agreement with the measurements. The energy loss ratios in the flow components were calculated, and their relations with area ratio and flow rate ratio were analyzed. The major parameters affecting the energy balance and performance of a liquid-gas jet pump included the frequency of pulse jet, area ratio, flow rate ratio and throat length. By comparing the experimental data of the pump driven by a pulse jet with those driven by a steady jet at various area ratios, it was verified that using pulse jet is an effective way to improve the liquid-gas jet pump efficiency.

Key words: jet pump; hydraulic machinery; pulse liquid-gas jet pump; energy balance; pulse jet

收稿日期： 2012-03-27
基金项目： 国家自然科学基金资助项目(50379013)；水利部公益性行业科研专项经费资助项目(201201085)
作者简介： 张晋华(1980—)，女，河南浚县人，讲师，博士(zhangjh@ncwu.edu.cn)，主要从事水利水电工程研究.
高传昌(1957—)，男，河北邯郸人，教授(gcc@ncwu.edu.cn)，主要从事流体机械及工程研究.

液 - 气射流泵由于结构简单、工作可靠且具密闭性,被广泛应用于核电、化工、消防、水电等领域[1]. 液 - 气射流泵是利用射流紊动扩散作用传递能量与质量的流体机械及混合反应设备,由于射流泵内两股不同压力的液体和气体混合时会产生较大的能量损失,而使其传能传质的效率较低[2-4]. 因此,提高液 - 气射流泵的传能传质效率,一直是国内外学者所关注的课题[5-7].

文中根据脉冲液 - 气射流泵的工作特点,对其能量平衡进行理论与试验研究,分析其传能传质机理,为进一步完善其设计理论和制造优良性能的脉冲液 - 气射流泵提供依据,最大限度地提高脉冲液 - 气射流泵的工作效率.

1　能量损失表达式

1.1　能量损失压力比的定义

从能量平衡的观点看,脉冲液 - 气射流泵基本性能方程可表示为

$$h(\omega t)=\alpha\varphi_1^2(h_a-h_{f1}-h_{f2}-h_{f3}-h_{f4}-h_{f5}),\quad(1)$$

式中:α 为喉管进口函数;φ_1 为喷嘴流速系数;h_a 为理想情况下射流泵压力比;h_{f1} 为混合损失压力比;h_{f2} 为喉管沿程损失压力比;h_{f3} 为扩散管沿程损失压力比;h_{f4} 为喉管入口损失压力比;h_{f5} 为喉管进口段沿程损失压力比. 对脉冲液 - 气射流泵主要流动部件断面经分析整理可得到能量损失压力比表达式[8-9].

1) 理想情况下脉冲液 - 气射流泵的压力比 h_a 表达式为

$$h_a=\frac{1}{1+q+q(\omega t)}-\frac{1}{1+q+q(\omega t)}\frac{2}{u_{11}^2\rho_{11}}(p_{11}+\rho_{11}gz_{11})-M'_{hj},\quad(2)$$

其中 $M'_{hj}=\frac{2}{\rho_{11}u_{11}^2}(\rho_c gH_{j,1-c}+\rho_{g1}gH_{j,s-1})$.

2) 混合损失压力比 h_{f1} 表达式为

$$h_{f1}=\frac{1}{1+q+q(\omega t)}-\frac{B(1-k_{12})}{m}-\frac{2k_{12}}{m}+(1-\delta)\frac{1+[q+q(\omega t)]\frac{p_s}{p_3}}{m^2}-M_{hj,1-3}-M_{pj,1-3}.\quad(3)$$

3) 喉管沿程损失压力比 h_{f2} 表达式为

$$h_{f2}=\frac{H_{f2}\rho_3 g}{\frac{u_{01}^2}{2}\rho_0}=\frac{2}{m}(1-\varphi_2)k_{12}.\quad(4)$$

4) 扩散管损失压力比 h_{f3} 表达式为

$$h_{f3}=\frac{H_{f3}\rho_c g}{\frac{u_{01}^2}{2}\rho_0}=(1-\varphi_3^2)\frac{1+[q+q(\omega t)]\frac{p_s}{p_c}}{m_c^2}.\quad(5)$$

5) 喉管入口损失压力比 h_{f4} 表达式为

$$h_{f4}=\frac{H_{f4}\rho_4 g}{\frac{u_{01}^2}{2}\rho_0}=\left(\frac{1}{\varphi_4^2}-1\right)\frac{\lambda^2n^2}{m^2}[q+q(\omega t)]^2\frac{p_s}{p_1}.\quad(6)$$

6) 喉管进口段沿程损失压力比 h_{f5} 表达式为

$$h_{f5}=\frac{H_{f5}\rho_2 g}{\frac{u_{01}^2}{2}\rho_0}=(1-\varphi_5)\frac{B}{m}.\quad(7)$$

基本性能方程为

$$h(\omega t)=\alpha\varphi_1^2\left\{\begin{array}{l}\frac{2k'}{m}-\frac{(1-\delta)\{1+[q+q(\omega t)]h_1h_3\}}{m^2}-\\ \left(\frac{1}{\varphi_4^2}-1\right)\frac{\lambda^2n^2}{m^2}[q+q(\omega t)]^2e^{-yp_1}-\\ \frac{(1-\varphi_3^2)\{1+[q+q(\omega t)]h_1\}}{m_c^2}+\\ \frac{\rho_0 g[q+q(\omega t)]}{\Delta p_0}\times\\ \left\{\frac{z_3h_1h_3}{1-h_1h_3[q+q(\omega t)]}-\right.\\ \left.\frac{z_ch_1}{1-h_1[q+q(\omega t)]}\right\}-\\ h_2\{[q+q(\omega t)]\ln h_3-e^{-yp_1}-1\}\end{array}\right\}-M_{hj}+M_{pj},\quad(8)$$

以上式中:H_j 为惯性水头;M_{hj},M_{pj} 分别为量纲一的惯性水头和惯性压力;k_{12} 为动量修正系数;λ 为吸入面积比;$n=m/(m-1)$;$k'=\varphi_2k_{12}+\frac{B}{2}(\varphi_5-k_{12})$;$h_1=\frac{p_s}{p_c}$;$h_2=\frac{p_s}{\Delta p_0}$;$h_3=\frac{p_c}{p_3}$;$y=\frac{\rho\lambda^2q^2u_{11}^2}{2\varphi_4^2(m-1)^2p^2}$;$\varphi_2$,$\varphi_3$,$\varphi_4$ 和 φ_5 分别为喉管流速系数、扩散管流速系数、吸入段流速和喉管进口段流速系数;其余符号意义同前.

1.2　能量损失对比

由文中推导的脉冲与恒定液 - 气射流泵能量损失表达式的对比可以看出,它们主要区别如下:

1) 推导的能量损失表达式中含有脉冲频率对能量转换与损耗的影响.

2) 推导的能量损失表达式中含有脉冲引起的量纲一的惯性水头和量纲一的惯性压力对能量转换与耗损的影响.

如果将推导的脉冲液－气射流泵的能量损失基本性能方程运用于恒定流情况，即略去表达式中的量纲一的惯性项和脉冲频率项后，完全与文献[1]恒定液－气射流泵的能量损失表达式相同. 由此可见，通过脉冲频率项和量纲一的惯性项扩展了脉冲与恒定液－气射流泵在能量转换之间的关系.

1.3 液－气射流泵能量平衡分析

根据上述射流泵主要流动部件能量损失压力比的表达式(2)－(7)，对脉冲液－气射流泵内的能量平衡进行分析如下：

1）脉冲液－气射流泵的流量比为平均流量比 q 和脉冲频率引起的流量比 $q(\omega t)$ 的叠加，即脉冲频率是提高其流量比的主要因素.

2）由表达式(3)可知，混合损失压力比 h_{f1} 的大小与结构形式、流量比和面积比等因素有关. h_{f1} 随面积比的增大而增大，随流量比(脉冲频率)的增大而减小，并且随量纲一的惯性力和量纲一的惯性水头的增大而减小.

3）喉管沿程损失压力比 h_{f2}、扩散管损失压力比 h_{f3}、喉管入口损失压力比 h_{f4}、喉管进口段沿程损失压力比 h_{f5} 的大小，除了与其结构形式有关外，都将随流量比的增大而增大，随面积比的增大而减小.

4）理想压力比 h_a 是不计任何能量损失的脉冲液－气射流泵的压力比. h_a 与脉冲频率、流量比、面积比和量纲一的惯性水头有关，而流量比和量纲一的惯性水头又是脉冲频率和面积比的函数. 因此，影响脉冲液－气射流泵理想压力比的主要因素是脉冲频率和面积比.

5）脉冲频率直接影响射流泵的流量比及量纲一的惯性水头和量纲一的惯性力. 由能量损失压力比表达式可知，射流泵主要流动部件的能量损失与脉冲频率的关系，是通过流量比及量纲一的惯性水头和量纲一的惯性力实现. 可见，脉冲频率是影响射流泵传能及传质的主要因素之一.

2 试 验

2.1 试验装置

对开敞式水平安装的液－气射流泵能量平衡进行试验研究，试验装置系统示意图如图1所示. 试验装置由工作水泵、液－气射流泵、脉冲发生装置、循环水池、管路系统和流量、压力等测试仪表组成.

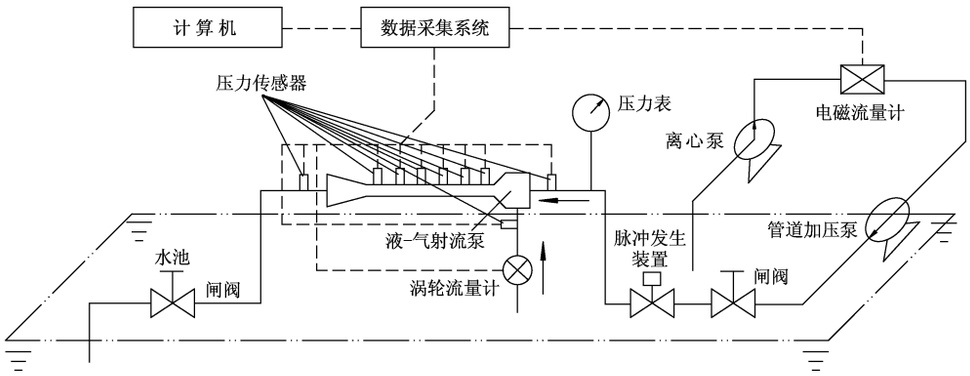

图1 脉冲液－气射流泵试验装置

Fig. 1 Experimental rig for pulse liguid－gas jet pump

试验时，离心泵从水池抽水提供工作液体，经过管道泵对工作流体进行加压，通过闸阀控制所需工作液体流量(压力)，通过脉冲发生装置产生所需的脉冲压力，然后进入液－气射流泵抽吸气体进行压缩形成液气混合流体，然后通过闸阀（控制工作状况)返回水池. 工作液体流量可由电磁流量计测量，气体流量可由涡轮流量计测量，液－气射流泵各部位的压力由压力传感器进行测量. 相关数据通过数据采集系统输入计算机进行分析.

2.2 基本几何参数

液－气射流泵试验的基本几何参数分别为喷嘴直径 $d_1=18,15,12,10,8$ mm，收缩角 $\alpha=30°$，喷嘴距 $L_{12}=33$ mm，喉管直径 $d_2=25$ mm，喉管长度 $L_k=200,400,600,800$ mm，扩散管出口直径 $d_c=50$ mm，扩散半角 $\beta=6°$，扩散管长度 $L_c=238$ mm.

2.3 试验仪器

试验中压力和流量的测量极限误差分别小于1.5%和2.0%，达到了ISO泵压力和流量测量的B级试验标准[10-11].

1）涡轮流量计.

采用型号LWZQ，规格DN25的涡轮流量计测量被吸气体流量 Q_s，其测量范围为8～40 m^3/h，测

量精度为 1.13%,极限误差为 1.5%.

2）电磁流量计.

采用型号 E - mag E,规格 DN65 的电磁流量计测量工作液体流量 Q_0,其测量精度为 0.3%,要求流速大于 1 m/s,极限误差为 0.7%.

3）压力传感器.

采用两种型号分别为 CY3018 和 CEMPX213 的压力传感器测量工作压力、吸入口压力、喉管进出口压力等泵内流体的压力 p,其测量范围为 0 ~ 500 kPa, -50 ~ 250 kPa, -100 ~ 100 kPa. 系统精度为 0.2%,校正误差为 0.4%,采集误差为 0.49%,极限误差为 0.81%.

4）离心泵和管道泵.

离心泵型号为 ISW65 - 125,管道泵型号为 IRG,两种泵串联工作,以满足试验要求.

2.4　试验方案

性能试验方案中,设定恒定和脉冲液 - 气射流泵的面积比分别为 1.92,2.78,4.34,6.25,9.77;工作压力 p_0 =0.20,0.30,0.40,0.50,0.55,0.60 MPa;喉管长度 L_k =200,400,600,800 mm. 设定脉冲液 - 气射流泵的脉冲周期 $T = t_1 + t_2$ = 0.5 + 0.5,1.0 + 0.5,1.0 + 1.0,1.3 + 0.5,1.3 + 1.0,2.0 + 1.0,3 + 1.0,其中 t_1 和 t_2 分别为阻断器(阀门)开启时间和关闭时间,单位 s.

3　试验结果及分析

3.1　基本参数影响的试验结果及分析

由于射流泵能量平衡的变化主要在于喉管内是否混合均匀,所以喷嘴直径、喉管形式、喉管长度等是影响液 - 气射流泵的基本性能的主要几何参数. 图 2 为在面积比 m =4.34,工作压力 p =0.3 MPa 工况下,不同喉管长度 L_k 对恒定液 - 气射流泵 $h - q$ 的影响. 可以看出,当面积比、工作压力一定时,在试验的流量比范围内,喉管长度越长,压力比越大.

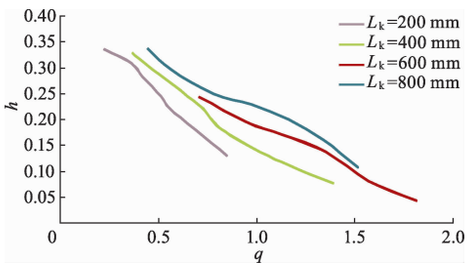

图 2　喉管长度对恒定液 - 气射流泵的影响

Fig. 2　Effect of throat lengths on pump performance driven by steady jet

图 3 为在工作压力 p =0.5 MPa, 喉管长度 L_k = 600 mm 的工况下, 不同面积比对恒定液 - 气射流泵 $h - q$ 的影响. 可以看出:在一定的工作压力和喉管长度下,$h - q$ 曲线随面积比的增大而下降且变得平缓,因此,较好的液 - 气恒定射流泵是在较大的工作流量范围内具有较好的性能;同时存在一个最优面积比,在该面积比下恒定液 - 气射流泵的性能最好. 最优的液 - 气射流泵的面积比应是在比较大的流量比区间中具有较好的压力比,在图中 m =4.34 具有该特点.

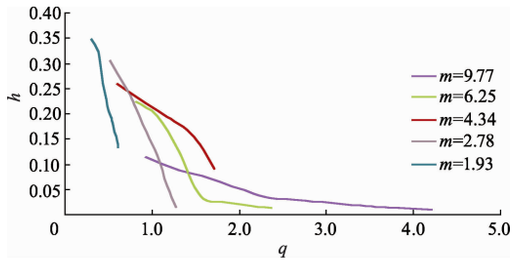

图 3　面积比对恒定液 - 气射流泵的影响

Fig. 3　Effect of area ratios on pump performance driven by steady jet

图 4 为在面积比 m = 4.34,喉管长度 L_k = 600 mm工况下,不同工作压力对恒定液 - 气射流泵 $h - q$ 和 $\eta - q$ 的影响. 可以看出,在给定的面积比和喉管长度下射流泵的 $h - q$ 曲线和 $\eta - q$ 曲线随工作压力的变化而变化,这和液体射流泵是不同的. 说明恒定液 - 气射流泵在对应面积比和喉管长度下存在最优工作压力,在该工作压力下,液 - 气射流泵的效率最高.

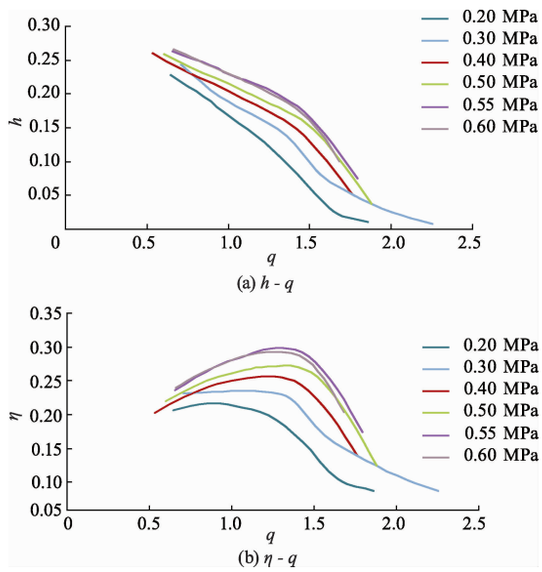

图 4　工作压力对恒定液 - 气射流泵的影响

Fig. 4　Effect of driving pressure on pump performance driven by steady jet

图5为在面积比 $m=4.34$，喉管长度 $L_k=600$ mm 工况下，不同面积比时恒定与脉冲液－气射流泵 $h-q$ 和 $\eta-q$ 比较. 由图5a，b可以看出：脉冲与恒定的液－气射流泵性能曲线 $h-q$ 随流量比的增大而减小；在不同面积比下，脉冲液－气射流泵的性能曲线基本处于恒定液－气射流泵性能曲线的上方，说明脉冲射流比恒定射流的性能好；在同一面积比下，性能曲线下降梯度与脉冲射流时间比 $\tau(\tau=t_1/t_2)$ 和关阀时间 t_2 有关；试验所测量的几组频率对脉冲液－气射流泵的性能影响不明显，不同频率下的性能曲线比较集中，这主要是由于试验脉冲频率相差太小所致. 文献[3]指出脉冲频率是影响脉冲射流性能的主要因素之一，因此，鉴于脉冲频率对液－气射流泵性能的影响，有待进一步扩大频率范围的研究. 通过图5c和文献[4]中脉冲液体射流泵比较可知，脉冲液－气射流泵较恒定液－气射流泵没有脉冲液体射流较恒定液体射流泵效率提高明显，其原因是被吸气体的流量密度远小于水的密度，由计算惯性水头项可知气体产生的惯性力远小于液体产生的惯性力.

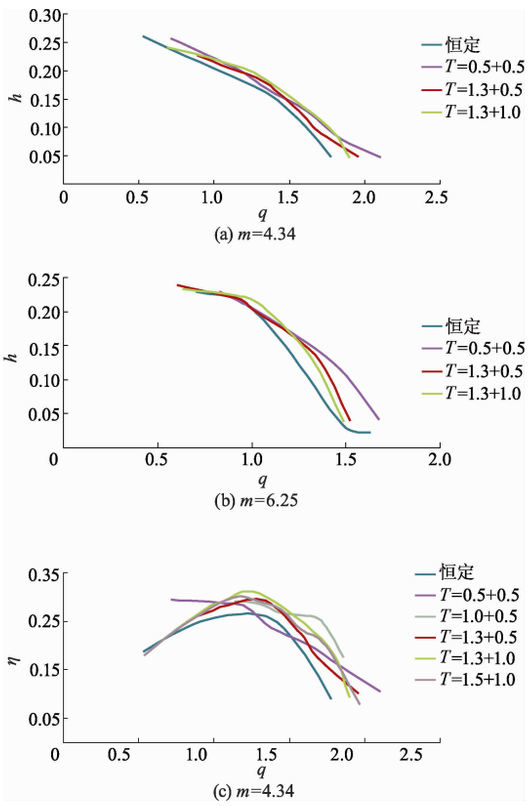

图5 不同面积比时恒定射流泵与脉冲液－气射流泵的 $h-q$ 和 $\eta-q$ 比较

Fig. 5 Comparision of $h-q$ and $\eta-q$ for steady and pulse jets with different area ratios

3.2 试验与数值计算结果的比较及分析

图6为脉冲液－气射流泵的数值计算和试验的 $h_{f1}-q$ 和 $h_{f2}-q$ 对比. 可以看出：混合损失压力比 h_{f1} 和流量比 q 关系曲线是一下降的曲线；而 h_{f2} 随流量比的增大而增大，随面积比的减小而增大，即随着喷嘴的直径增大而增大；数值计算与试验曲线基本吻合. 其他能量损失压力比曲线 h_{f3}，h_{f4}，h_{f5} 与 h_{f2} 类似.

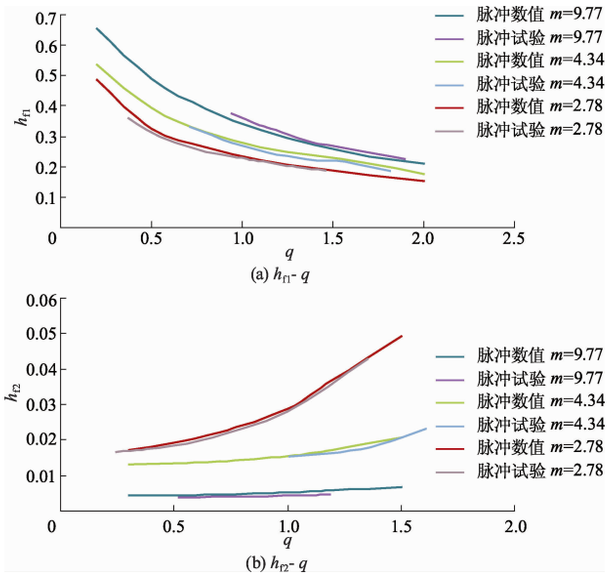

图6 不同面积比时脉冲液－气射流泵 $h_{f1}-q$ 和 $h_{f2}-q$ 数值计算与试验结果比较

Fig. 6 Comparision of numerically calculated and measured $h_{f1}-q$ and $h_{f2}-q$ for pulse jet with different arearatios

4 结 论

通过对恒定和脉冲液－气射流泵能量平衡的基本性能进行了理论和试验研究，分析了主要流动部件的能量损失压力比和能量沿射流泵的变化情况以及对射流泵性能的影响，得到结论如下：

1）脉冲液－气射流泵能量平衡的理论与试验研究的结果基本一致.

2）脉冲射流频率、射流泵的面积比、流量比和喉管长度是影响液－气射流泵能量平衡和液－气射流泵能量特性的主要因素. 在试验中存在最优面积比 $m=4.34$.

3）在恒定与脉冲状态下液－气射流泵各过流部件的能量损失相差不大，这与文献[4]中脉冲液体射流泵混合能量损失 h_{f1} 比恒定液体射流泵小是不同的，各过流部件的能量损失的数值计算与试验曲线基本吻合. 对于脉冲液体射流泵与液－气射流泵的各过流部件的能量损失的区别需进一步研究.

4）在相同的射流泵装置中，脉冲液－气射流泵

的基本性能优于恒定液 - 气射流泵的基本性能,脉冲液 - 气射流泵的效率高于恒定液 - 气射流泵的效率,即脉冲液 - 气射流泵确实能提高射流泵的传质传能效率.

参考文献(References)

[1] 陆宏圻. 射流泵技术的理论及应用[M]. 武汉:武汉大学出版社,2004.

[2] 向清江,袁寿其,何培杰,等. 液气射流泵内部流场的数值计算[J]. 江苏大学学报:自然科学版, 2008, 29(3):231 - 235.
Xiang Qingjiang, Yuan Shouqi, He Peijie, et al. Numerical simulation of liquid jet gas pump[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2008, 29(3):231 - 235. (in Chinese)

[3] 王玲花,高传昌,王为术. 脉冲频率对液体喷射泵性能影响的试验研究[J]. 水利学报,2008,38(3): 318 - 624.
Wang Linghua, Gao Chuanchang, Wang Weishu. Experimental study on effect of pulse frequency on performance of pulse liquid jet pumps[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2008, 38(3):318 - 624. (in Chinese)

[4] 高传昌,张晋华,刘新阳,等. 脉冲液体射流泵能量平衡的研究[J]. 水力发电学报, 2011, 30(5): 199 - 206.
Gao Chuanchang, Zhang Jinhua, Liu Xinyang, et al. Study on energy balance of pulsed liquid jet pump [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2011, 30(5):199 - 206. (in Chinese)

[5] Yuan Guofeng, Zhang Lixi, Zhang Hefei. Numerical and experimental investigation of performance of the liquid-gas and liquid jet pumps in desalination systems[J]. Desalination, 2011, 276(8):89 - 95.

[6] Gao Chuanchang, Wang Yuchuan, Lei Ting. Application study of jet technology sediment transport and density current creation inthe reservoir[C]// Proceeding of the 4th International Yellow River Forum on Ecological Civilization and River Ethics, 2009: 216 - 222.

[7] 龙新平,鄢恒飞,张松艳,等. 喉管长度对环形射流泵性能影响的数值模拟[J]. 排灌机械工程学报,2010, 28(3): 198 - 206.
Long Xinping, Yan Hengfei, Zhang Songyan, et al. Numerical simulation for influence of throat length on annular jet pump performance [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(3): 198 - 206. (in Chinese)

[8] 向清江,何培杰,陆宏圻. 射水抽气器最大吸气流量[J]. 农业机械学报,2006,37(3):145 - 148.
Xiang Qingjiang, He Peijie, Lu Hongqi. Maximal flow rate of gas suction by water jet air[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(3): 145 - 148. (in Chinese)

[9] 张晋华,高传昌,闫勇,等. 脉冲液 - 气射流泵能量理论研究[J]. 华北水利水电学院学报,2012,33(1):57 - 61.
Zhang Jinhua, Gao Chuanchang, Yan Yong, et al. Theoretical study on the energy balance of pulsed liquid-gas jet pump[J]. Journal of North China Institute of Water Conservancy and Hydroelectric Power, 2012, 33(1):57 - 61. (in Chinese)

[10] 全国泵标准化技术委员会. GB/T 3216—2005 回转动力泵 水力性能验收试验 1 级和 2 级[S]. 北京:中国标准出版社,2006.

[11] 全国泵标准化技术委员会. GB/T 3214—2007 水泵流量的测量方法[S]. 北京:中国标准出版社,2008.

(责任编辑　陈建华)