

文章编号:1000-4874(2005)04-0538-06

脉冲液体射流泵性能的理论 分析及数值计算*

康宏琳¹, 姚凯文², 陆宏圻², 阎超¹, 郭迪龙³

(1. 北京航空航天大学航空科学与工程学院, 北京 100083;

2. 武汉大学动力与工程学院, 湖北武汉 430072;

3. 中国科学院力学研究所, 北京 100080)

摘要: 推导了以往复泵为脉冲发生装置的脉冲液体射流泵准二维性能方程及其时均性能方程, 导出无因次惯性水头及惯性力项便于计算的表达式, 并对脉冲液体射流泵时均性能进行了数值计算, 计算结果与试验数据基本吻合, 将数值计算的模拟曲线与恒定液体射流泵性能曲线进行对照, 证明了采用脉冲射流作为工作动力能够大幅提高射流泵的效率。

关键词: 脉冲液体; 射流泵; 数值计算; 时均性能

中图分类号: O358 文献标识码: A

Theoretical analysis and numerical calculation of the performance of pulsed liquid jet pump

KANG Hong-lin¹, YAO Kai-wen², LU Hong-qi²,
YAN Chao¹, GUO Di-long³

(1. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China;

2. Wuhan University, Wuhan 430072, China;

3. Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100080, China)

Abstract: The quasi 2D performance equations and time-average performance equations of pulsed liquid jet pump, which used reciprocating pump as impulser, were derived. The expressions of the non-dimensional inertial head and inertial force which were easy to calculate were derived. The time-average performance of pulsed liquid jet pumps was calculated, and the calculated results were coincident with experimental data. The calculated performance curves were compared with those of the steady liquid jet pump, which proved that using pulsed jet flow as working power could greatly improve the efficiency of jet pump.

Key words: pulsed liquid; jet pump; numerical calculation; time-average performance

* 收稿日期: 2004-06-23(2004-12-06 修改稿)

作者简介: 康宏琳(1979~), 女, 江西新余人, 博士生。

1 引言

大量实验研究表明,脉冲射流能大大提高射流泵的传能传质效率^[1-7],因此研究非恒定射流泵对加速喷射技术的推广应用有重大的意义和实际作用。但由于有限脉冲射流的流动机理目前尚不清楚,研究脉冲液体射流泵的性能难度较大,目前国内外对脉冲射流的研究基本上处于试验研究阶段。理论方面,高传昌对脉冲射流泵的基本性能进行了研究^[8],但由于某些参数难以确定,因此在实际应用中为了得到某一状态下脉冲射流泵的性能,还得依赖实验数据确定性能方程中难以确定的参数。对脉冲射流泵性能方程直接进行数值计算在国内还是空白,国外也鲜有报道。本文的重点是导出由往复泵作为脉冲发生装置的脉冲液体射流泵便于计算的性能方程表达式,对其时均性能进行数值计算,利用其计算结果与试验数据进行对比,研究脉冲射流泵准二维性能理论的正确和可行性。

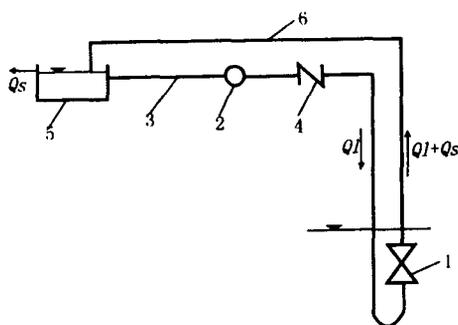


图1 脉冲液体射流泵装置图

2 装置组成

脉冲液体射流泵装置是由脉冲液体发生装置2、脉冲液体射流泵1、进出管路3、6及流量调节阀4及水池等组成(如图1)。工作流体经过2后,形成脉冲工作流体 Q_l ,加压后进入1的喷嘴,有压的液体通过喷嘴射出,由于脉冲流体使射流泵的混合及卷吸能力增加,以及液体活塞的作用,故吸入较恒定条件下更多的被吸流体 Q_s ,混合流体通过射流泵增压,经出水管压送到出水池,被吸流体 Q_s 送用户,工作流体 Q_l 循环使用。由于往复泵的效率很高,本文采用往复泵作为脉冲工作流体的发生装置,工作流体的瞬时流量可由往复泵的主要性能参数决定,表达式如下:

$$Q_0(t) = Q_{00} + AR_0 \sin\left(t + \frac{\pi}{2}\right) =$$

$$Q_{00} + Q_{0n} \sin\left(t + \frac{\pi}{2}\right) \quad (1)$$

式中, A 为往复泵活塞的截面面积, R 为往复泵曲柄半径, ω 为曲柄转动角速度。

3 性能方程的推导

性能方程是研究脉冲射流泵压力比、流量比与脉冲频率及几何尺寸之间的关系,它反映了泵内能量变化及脉冲频率和各主要部件(喷嘴、喉管、扩散管和喉管口段)对性能的影响。在推导性能方程之前做如下假定:

(1)射流泵内,脉冲液体的运动参数与射流泵内的位置 x 无关,仅是时间 t 的函数,射流泵内的液体运动按刚性理论研究。通过射流泵的工作流体流量参照往复泵瞬时流量表达式,假设被吸流体流量有伴随性,也呈正弦波形分布。

(2)参照大量实验结果,假定工作流量函数与被吸流量函数之间的相位差为 β 。并假定当工作流量与被吸流量的脉冲频率相同,且工作流量的振幅一定时,被吸流量的振幅是一定的。综合以上假定,被吸流量的表达式可写为:

$$Q_s(t) = Q_{s0} + Q_{sn} \sin\left(t - \frac{\pi}{2}\right) \quad (2)$$

(3)在同一时刻吸入流速在吸入表面上均匀分布,且吸入流速的方向与吸入表面的外法线方向相平行。

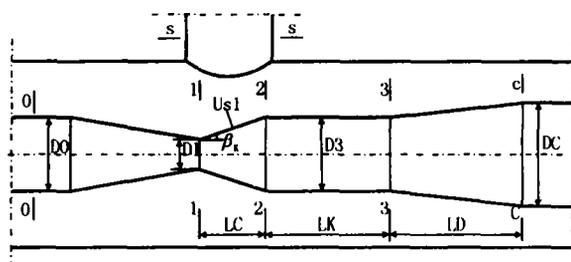


图2 基本方程推导原理图

采用准二维方法推导脉冲液体射流泵的基本性

能方程,即在 1-1 至 2-2 断面和 2-2 至 3-3 断面间分别运用非恒定动量方程;而在 s-s 至 1-1 断面、0-0 至 1-1 断面和 3-3 至 c-c 断面间分别运用非恒定能量方程,用动量及能量修正系数等考虑射流泵喉管进出口段等各主要控制断面速度、压力的不均匀分布,用无因次惯性力和惯性水头表徵非恒定效应,再用一维方法进行分析。经整理得到脉冲液体射流泵性能方程

$$h(t) = a_1^2 \left\{ \frac{2-s k_1}{m} + 2-s k_2 - \frac{nc^2}{4} \sin^2 \kappa \right\} \cdot$$

$$\frac{ng-s}{m^2} [q(t)]^2 - (-2-s-3) \cdot$$

$$\frac{[1+q(t)][1+g-sq(t)]}{m^2} + M_{pj} - M_{hj} \quad (3)$$

式中

$$q(t) = \frac{Q_s(t)}{Q_0(t)} \quad (4)$$

h 为压力比; q 为流量比; m 为面积比; n 是与面积比有关的参数; c 为吸入面积比; κ 为喉嘴距的扩散半角; $0,1,2,3,c,s$ 分别表示喷嘴入口、喷嘴出口、喉管入口、喉管出口、扩散管出口和吸入管断面; $1 \sim 5$ 分别表示 0~1 断面、2~3 断面、3~c 断面、s~1 断面、1~2 断面的流速系数; k_1 与 k_2 是与喉管入口工作流体与被吸流体动量修正系数有关的系数; a_1 为喉管出口动量系数; a_1 为喉管进口函数; M_{pj} 与 M_{hj} 为脉冲液体无因次惯性力和惯性水头。

将脉冲液体的动量方程和能量方程中的各运动参数取时均值后,参照相同的推导过程,得到脉冲液体射流泵的时均值性能方程:

$$\bar{h}(t) = \bar{a}_1^2 \left\{ \frac{2-s k_1}{m} + (2-s k_2 - \frac{nc^2}{4} \sin^2 \kappa) \cdot$$

$$\frac{ng-s}{m^2} [\bar{q}(t)]^2 - (-2-s-3) \cdot$$

$$\frac{[1+\bar{q}(t)][1+g-s\bar{q}(t)]}{m^2} + \bar{M}_{pj} - \bar{M}_{hj} \quad (5)$$

无因次惯性水头和无因次惯性力项对射流泵的性能有很大的影响,根据其定义及上述基本假定,可推导出其表达式^[9]:

$$M_{pj} = \frac{2}{f_3 u_{01}^2} \{ l_{1-2} [Q_0(t) + \frac{1}{2} \sin 2 \kappa Q_s(t)] + l_{2-3} [Q_0(t) + Q_s(t)] \} \quad (6)$$

$$\bar{M}_{pj} = \frac{2}{f_3 u_{01}^2} \{ l_{1-2} [\bar{Q}_0(t) + \frac{1}{2} \sin 2 \kappa \bar{Q}_s(t)] + l_{2-3} [\bar{Q}_0(t) + \bar{Q}_s(t)] \} \quad (7)$$

$$M_{hj} = \frac{8}{u_{01}^2} \left\{ \frac{l_{s-1}}{d_s^2} Q_s(t) + \frac{l_{3-c}}{d_3 d_c} [Q_0(t) + Q_s(t)] \right\} \quad (8)$$

$$\bar{M}_{hj} = \frac{8}{u_{01}^2} \left\{ \frac{l_{s-1}}{d_s^2} \bar{Q}_s(t) + \frac{l_{3-c}}{d_3 d_c} [\bar{Q}_0(t) + \bar{Q}_s(t)] \right\} \quad (9)$$

$$u_{01} = \frac{Q_0(t)}{f_1} \quad \bar{u}_{01} = \frac{\bar{Q}_0(t)}{f_1} \quad (10)$$

$$\bar{Q}_0(t) = \frac{1}{T} \int_0^T Q_0(t) dt = Q_{00} + \frac{Q_{0m}}{T} \sin(\omega t)$$

$$\bar{Q}_0(t) = \frac{1}{T} \int_0^T Q_0(t) dt = \frac{Q_{0m}}{T} [\cos(\omega t) - 1] \quad (11)$$

$$\bar{Q}_s(t) = \frac{1}{T} \int_0^T Q_s(t) dt = Q_{s0} - \frac{Q_{sm}}{T} \sin(\omega t)$$

$$\bar{Q}_s(t) = \frac{1}{T} \int_0^T Q_s(t) dt = \frac{Q_{sm}}{T} [1 - \cos(\omega t)] \quad (12)$$

4 时均性能的计算

将脉冲液体射流泵性能及其时均性能抽象出准二维理论模型后,就可对其进行数值分析。但由于脉冲射流的流速分布尚不清楚,基本方程中的动量修正系数和流速系数难以确定,因此对脉冲液体射流泵性能进行数值分析是十分困难的。在一般工程实际中,人们更关注的是设备的时均性能。K. Bremhorst 等

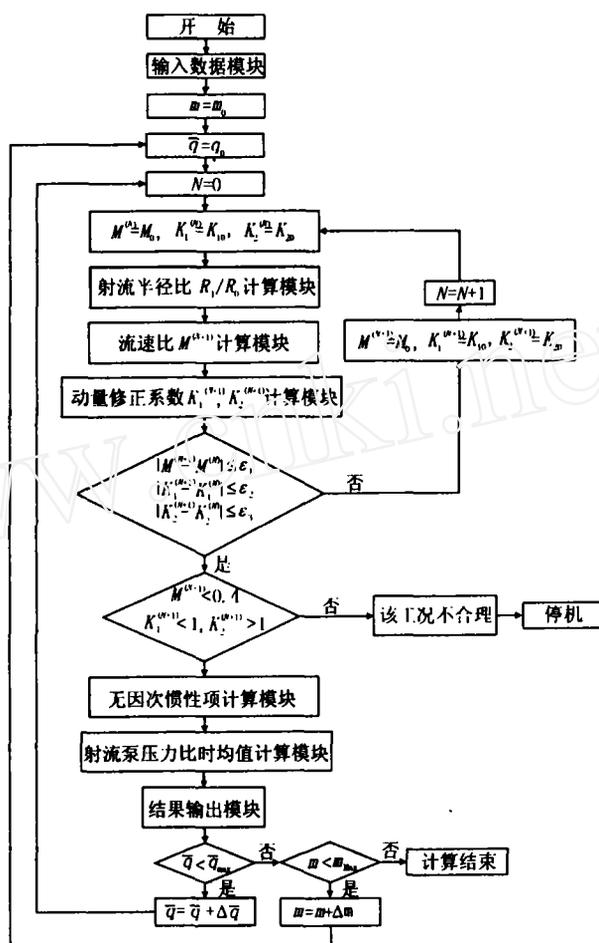


图3 脉冲射流泵时均性能计算框图

在 1981 年给出了一定范围内脉冲射流时均值速度分布的表达式^[2], 这为推导脉冲液体射流泵时均值基本方程中的动量修正系数提供了必要的条件。继而就可对其时均值基本性能建立封闭的方程组, 对脉冲液体射流泵时均性能进行数值分析。

4.1 计算方法

脉冲射流泵时均值基本方程及相应的动量修正系数方程、喉管进口函数、无因次惯性力、惯性水头等方程组成了一个带参变量的非线性封闭方程组。它的数学形式为:

$$\begin{cases} h = (x_1, x_2, \dots, x_n, \bar{s}, \bar{m}, \bar{q},) \\ f_1 = (x_1, x_2, \dots, x_n, \bar{s}, \bar{m}, \bar{q},) = 0 \\ f_2 = (x_1, x_2, \dots, x_n, \bar{s}, \bar{m}, \bar{q},) = 0 \\ \vdots \\ f_n = (x_1, x_2, \dots, x_n, \bar{s}, \bar{m}, \bar{q},) = 0 \end{cases} \quad (13)$$

上式中 $\bar{s}, \bar{m}, \bar{q},$ 为参变量, 它们分别为容重比、面积比、时均流量比和脉冲频率; $x_i = x_i(\bar{s}, \bar{m}, \bar{q},)$ 为动量修正系数 k_1, k_2 , 喉管进口函数 \bar{a}_i , 无因次时均值惯性力 \bar{M}_{pi} , 无因次时均值惯性水头 \bar{M}_{hi} 等变量。

上式中后 n 个 n 元方程组可改写为显式泛函数方程的形式,由此构成简单迭代公式:

$$x^{(k+1)} = G(x^{(k)}, \bar{s}, m, \bar{q}, \dots), k = 0, 1, 2, \dots \quad (14)$$

应用简单迭代法进行求解,从而解出动量修正系数、无因次惯性力及惯性水头、喉管进口函数等参数。然后再代入第一式,即可求出该工况下的压力比时均值。

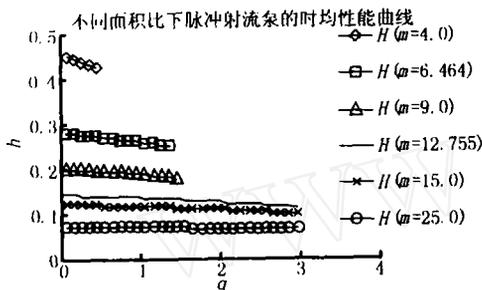


图4 不同面积比下脉冲射流泵的时均性能曲线

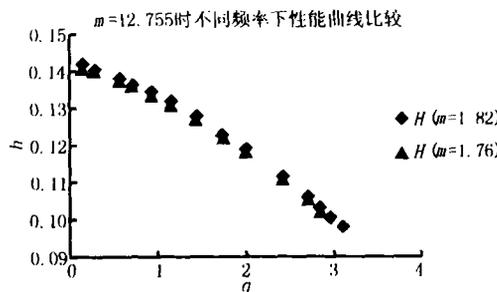


图5 不同频率下脉冲液体射流泵的时均性能曲线

4.2 计算步骤

根据上述方法,编制了脉冲液体射流泵的时均值性能计算程序,其计算框图如图3。

其中输入数据模块即是根据给定射流泵,给出其面积比 m 、喷嘴半径 R_0 、喉管直径 d_3 、喉嘴距 L_c 、喉管长度 L_k 、扩散管长度 L_D 、喉嘴距扩散半角 α_k 等尺寸参数;给出所需计算工况的工作流体的脉冲频率、流量函数,被吸流体跟随的流量变化函数,以及流量比时均值 \bar{q} 和容重比 \bar{s} 。

5 计算结果与分析

利用上述计算程序,作者求出了 $m = 4.0 \sim 25$, $L_c = (0.5 \sim 2) d_1$, $\bar{s} = 1$ 的脉冲液体射流泵时均值性能方程。根据计算结果,整理出脉冲液体射流泵时均

性能数值曲线。

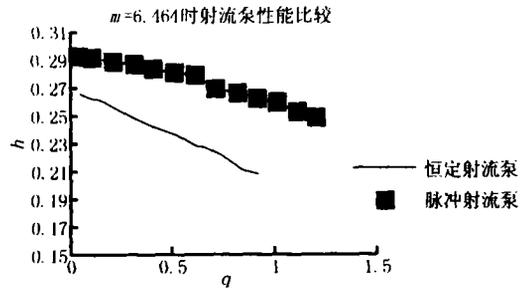


图6 $m = 6.464$ 时恒定与脉冲射流泵的性能对比图

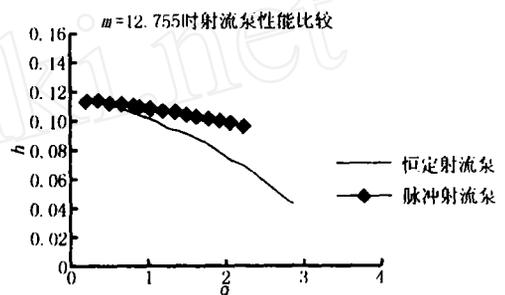


图7 $m = 12.755$ 时恒定与脉冲射流泵性能对比图

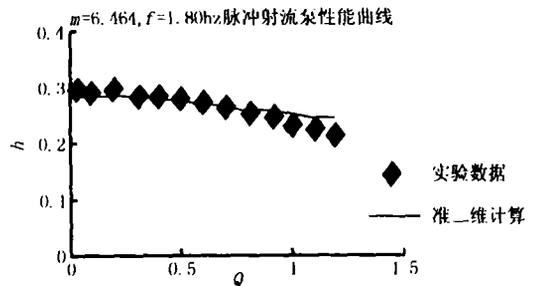


图8 时均性能数值计算与实验数据^[7]对比图1

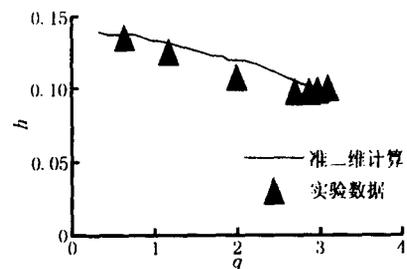


图9 时均性能数值计算与实验数据^[7]对比图2

由图4可知,脉冲液体射流泵时均值性能 $h \sim q$ 基本呈一条直线分布,而且直线部分随着面积比的增大,由陡峭渐趋平缓。

由图6和图7可知,在射流泵面积比相同的情况下,脉冲射流泵的性能曲线均在恒定射流泵的性能曲线的上方,这说明非恒定流确实可以提高效率。而且,

随着射流泵面积比的减小,脉冲射流泵时均值压力比 \bar{h} 就比恒定射流泵压力比 h 高得越多,即在一定范围内,面积比越小,效率提高越多。但当面积比太小时,喉管断面面积与喷嘴出口断面面积相差不大,这会影射流泵的整个结构优化,从而影响射流泵的工作性能。

根据图 5,在面积比相同的情况下,脉冲液体射流泵的时均性能 $\bar{h} \sim q$ 与脉冲频率有关。在一定范围内,频率越高,效率提高就越明显。但频率太高则会引起管道系统的共振,何为最优频率还有待研究。由于脉冲射流的流速分布还有待进一步研究,故流速系数、射流厚度比等函数还是使用恒定流的公式,所以在数值计算中,脉冲频率对时均性能的影响并不十分显著,有待进一步深入研究。

从图 8 和图 9 可以看出,数值计算的模拟曲线与实验数据基本吻合,这就充分验证了脉冲液体射流泵准二维理论的正确性。

6 结论

本文在合理的假设下,导出了由往复泵作为脉冲发生装置的脉冲液体射流泵便于计算的时均性能方程表达式,并对其进行了数值计算,将时均性能曲线与恒定射流泵性能曲线进行对照,证明了脉冲射流能够提高射流泵的效率,而且在一定范围内,频率越大、面积比越小,效率提高越多。数值计算结果与已有的实验数据吻合较好,从而验证了所推导方程的正确性,为进一步深入研究脉冲液体射流泵打下了基础。

参 考 文 献:

- [1] CROW S C and CHAMPAGNE F H. Orderly structure in jet turbulence[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1971, 48: 547-591.
- [2] BREMHORST K and WATSON R D. Velocity fluid and entrainment of a pulsed core jet[J]. ASME Journal of Fluid Engineering, 1981, 103(12): 605-608.
- [3] BREMHORST K and HLLIS G. Velocity fluid of an axisymmetric pulsed subsonic air jet[J]. AIAAJ, 1990, 28(12):354-361.
- [4] OHMI M, KYOMEN S and USUI T. Numerical analysis of transient turbulent flow in a liquid line[J]. Bulletin of the ASME, 1985, 28(239): 799-806.
- [5] SHI S X. and XID G. Unstable asymmetric modes of a liquid jet[J]. Journal of Fluids Engineering, 1999, 121: 379-383.
- [6] WANG Kuir-sheng and TIAN Zhong-qiang. Revised characteristics curve optimizes jet pumping[J]. Oil and Gas Journal, 2001, 25(6): 310-317.
- [7] 张心凤, 陆宏圻, 龙新平. 定常及非定常射流泵性能及管道摩阻损失试验研究[J]. 机械开发, 2000, 4: 3-5.
- [8] 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(6): 270-280.
- [9] 康宏琳. 非恒定射流泵性能理论数值分析[D]. 武汉大学硕士学位论文, 2003.
- [10] 戴光清, 杨永全, 吴持恭. 双股射流壁面脉冲压强与近壁紊动流速相关与频谱特性[J]. 水动力学研究与进展, A 辑, 1996, 11(1): 104-111.
- [11] 胡寿根, 丁胜. 脉冲高压水射流工作原理与研究现状[J]. 华东工业大学学报, 1997, 19(2): 1-9.
- [12] 成如翼. 非线性一维非定常粘性脉动[J]. 水动力学研究与进展, A 辑, 1993, 8(3): 253-257.
- [13] 龙新平, 陆宏圻, 姚凯文. 非定常射流泵性能方程的推导[J]. 流体机械, 1997, 17(6): 270-280.
- [14] 陆宏圻. 射流泵技术的理论及应用[M]. 北京: 水利电力出版社, 1989.
- [15] 朱俊华. 往复泵和其他类型泵[M]. 北京: 机械工业出版社, 1982.
- [16] 颜庆津. 数值分析[M]. 北京: 航空航天大学出版社, 2000.