

# 脉冲水射流水力共振设计

蒲家宁, 陈 明

(解放军后勤工程学院, 重庆 400016)

**[摘要]** 在导管首端设置正弦脉冲流发生器, 下游某处设置空气室, 精心构建系统条件造成水力共振, 使喷嘴处脉冲射流的压力振幅大大提高。系统的数学物理模型用水力瞬变特征线有限差分方程建立, 变时步方法解算。最优水力共振条件用 Matlab 直接搜索算法搜寻。正弦脉冲流发生器由恒流泵和正弦容积变化活塞缸构成, 电动活塞泵用凸轮传动给出恒定流量, 活塞缸活塞用凸轮或曲轴连杆传动使缸容正弦变化。

**[关键词]** 脉冲水射流; 水力共振; 特征线解法; 变时步法; Matlab; 直接搜寻算法; 正弦脉冲流发生器

**[中图分类号]** TE832.3<sup>+</sup>3 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1009-1742(2009)02-0036-07

## 1 前言

水射流技术广泛应用于石油、煤矿、化工……乃至环保、医疗等领域, 而脉冲水射流则以其卓越的冲击力而受到广泛的关注<sup>[1]</sup>。

脉冲水射流是一种振荡型瞬变流。文献[2~4]阐明: 振荡型瞬变流在特定条件下会发生水力共振, 即水流某处压力振幅显著增大。这些文献研究的重点在于防范水力共振的产生。笔者所做研究则相反, 用水力共振来提高水射流的喷射强度, 力求既提高冲击力又节省能耗。其方法是: 在导管首端设置正弦脉冲流发生器, 在装置与喷嘴之间设置空气室, 精心构建系统的条件以造成强劲的水力共振, 使喷嘴处脉冲射流的压力振幅显著提高(见图1)。



图1 带空气室的脉冲水射流系统示意图

Fig.1 Scheme of pulsed water jet system with air chamber

加入空气室的原因是: 系统弹性(管容)的大小与配置是水力共振的重要因素, 空气室易于改变容积与位置, 可对二者进行大幅度的调整, 以获取令人满意的效果。在管流瞬变模拟中也发现<sup>[5,6]</sup>, 管流中的气团能够加剧水力扰动。因此, 必须精心构建系

统, 否则空气室很容易成为管道工程常见的水力扰动抑制器。

笔者的研究得到了国家自然科学基金的资助, 并获得成功<sup>[7]</sup>。文章专述这种系统的基本设计问题, 即水力共振参数的计算和正弦脉冲流发生器的设计。

## 2 数学模型及其解算方法

### 2.1 有限差分特征方程

对于水力共振, 文献[2,3,8,9]给出了几种分析方法。鉴于瞬变流特征线分析法已为人们所掌握和应用, 笔者提供了特征线变时步分析法。

按瞬变流特征线分析法<sup>[2,3,10]</sup>下压力波传播的路径及在路径上压力和流速的变化规律, 水力共振可用下述两组4个有限差分方程表述。

正向(顺流)的, 记为  $C^+$  :

$$\Delta x = + a \Delta t \quad (1)$$

$$p = R^+ - S^+ q \quad (2)$$

反向(逆流)的, 记为  $C^-$  :

$$\Delta x = - a \Delta t \quad (3)$$

$$p = R^- + S^- q \quad (4)$$

式中,  $\Delta x$  为导管差分长度;  $\Delta t$  为差分时步;  $a$  为压力波速;  $p$  和  $q$  为上下游差分段结点现时刻的压力

[收稿日期] 2007-07-16

[基金项目] 国家自然科学基金资助项目(50175108)

[作者简介] 蒲家宁(1934-), 男, 重庆市人, 解放军后勤工程学院教授、博导, 主要从事油气储运工程的教学与科研; E-mail: chenmary@126.com

和流量;  $R^+$ ,  $S^+$ ,  $R^-$  和  $S^-$  为反映上下游差分时段在现时步中瞬变特性的综合变量。

综合变量表述为:

$$R^+ = p_{up} + w q_{up} \quad (5)$$

$$R^- = p_{down} - w q_{down} \quad (6)$$

$$S^+ = w + f \Delta x q_{up} \quad (7)$$

$$S^- = w + f \Delta x q_{down} \quad (8)$$

式中,  $p_{up}$  和  $q_{up}$  为上游差分时段始端前时刻的压力和流量;  $p_{down}$  和  $q_{down}$  为下游差分时段终端前时刻的压力和流量;  $w$  为惯性水击系数,  $w = 4 \rho a / \pi d^2$ ;  $f$  为综合水力摩擦系数,  $f = 8 \lambda d / \pi^2 d^5$ ;  $\lambda$  为达西水力摩擦因数;  $\rho$  为液体密度;  $d$  为导管内径。

## 2.2 边界条件方程

### 2.2.1 正弦脉冲流发生器

研究表明,要获得强劲的水力共振,脉冲流必须是标准的正弦脉冲流。可以是流量型脉冲,也可以是压力型脉冲;但前者较易实现,后者则难于实现。

标准的正弦脉冲流量表述为

$$q = \bar{q} + q_{am} \sin(2\pi ft) \quad (9)$$

式中,  $q$  为脉冲流量;  $\bar{q}$  为平均流量;  $q_{am}$  为流量振幅;  $f$  为频率;  $t$  为时间。

### 2.2.2 空气室

该方程可从空气室的水力和热力条件导出<sup>[2,3,10]</sup>,表示为

$$q_g = \frac{1}{n} \cdot \frac{V_g^0}{p_g^0} \cdot \frac{\Delta p_g}{\Delta t} \quad (10)$$

式中,  $q_g$  为流入空气室液体流量;  $n$  为多变指数;  $V_g^0$  为空气室内气体初始容积;  $p_g^0$  为空气室内气体初始压力;  $\Delta p_g$  为空气室内压力变化量。

### 2.2.3 喷嘴

喷嘴的流量方程为<sup>[10]</sup>

$$q_n = C \sqrt{2(p_n - p_a) / \rho} \quad (11)$$

式中,  $q_n$  为喷嘴流量;  $C$  为喷嘴流量系数;  $p_n$  为喷嘴进口压力;  $p_a$  为大气压力。

## 2.3 变时步解法

水力瞬变特征线解法的传统方法是<sup>[2,3,10]</sup>:统一时步,以时间为纵坐标,管长为横坐标,构成矩形网格,逐时步地计算各差分结点的流速和压力。但脉冲水射流系统的导管不长,只需差分成两段;空气室上下游各为一段,脉冲源和喷嘴为外边界,空气室为内界,没有内结点,若仍用传统方法解算,则显得很笨拙。

文献[11]创立的变时步法则提供了一个十分有效的手段。按该方法,空气室上下游两段的时步分别取为  $\Delta t_1 = l_1/a$  和  $\Delta t_2 = l_2/a$ ,取其中最小的  $\Delta t$  作为逐步计算的系统时步。

图2(a)表示空气室设置在导管中央的情况。因为长度  $l_1, l_2$  相等,压力波速相同,因而时步  $\Delta t_1, \Delta t_2$  也一样,于是从脉冲源、空气室和喷嘴每一时步的结点引出的正反向特征线  $C^+$  和  $C^-$  都相交于下一时步的各相邻结点,与统一时步法相同。

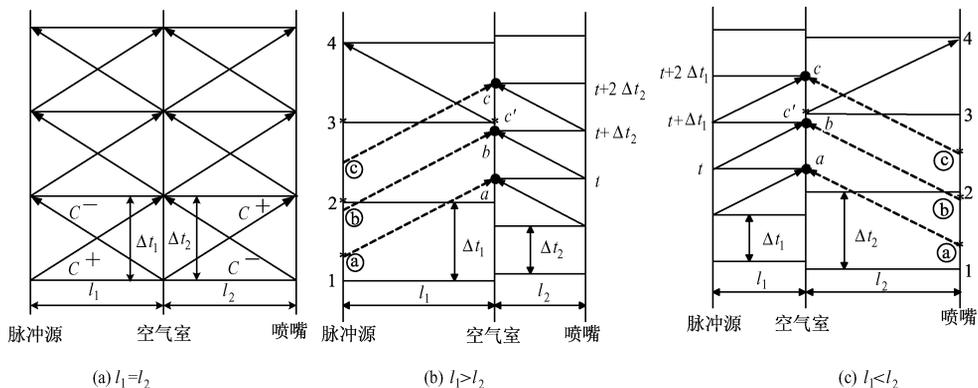


图2 变时步特征线解法

Fig. 2 Characteristics analysis method by variable time step tech

若  $l_1 > l_2$  (图2(b)), 由于  $\Delta t_1 > \Delta t_2$ , 则从脉冲源和喷嘴结点引出的特征线  $C^+$  和  $C^-$  不在空气室处相交, 该结点不能解算。取  $\Delta t_2$  为系统时步, 空气室插值计算。这里稍具体地说明模拟进展到了时刻  $t$ , 空气室处点  $a$  的计算方法。由图可见, 通向该点

的特征线  $C^+$  应从脉冲源处的点④引出, 而按变时步法, 脉冲源处点 1, 2 和 3 的流量和压力先已算出(瞬变计算开始时均为稳态初始值), 则点④的流量和压力可依据该 3 点的已知值, 用抛物线插值法求得, 从而得到点④的正向特征方程, 使点  $a$  可以用

正反向特征方程和空气室的边界条件迭代求解。接着系统时间前进一时步,进展到  $t + \Delta t_2$ ,从脉冲源处的点③引出特征方程,计算点  $b$ 。再接着计算  $t + 2\Delta t_2$  时的点  $c$ 。

此后,系统时间超过脉冲源点 3 的时间,为了能够继续插值计算,需要先算出点 4 的流量和压力。为此,根据点  $a, b$  和  $c$  的已知值,用抛物线插值法求出点  $c'$  的流量和压力,从其引出反向特征方程计算点 4。新一轮在脉冲源处的插值计算,改用点 2,3 和 4 的数据进行。

计算结果按系统时间输出。当需要输出时,脉冲源处的数据用抛物线插值法求得。

如果  $l_1 < l_2$  (图 2(c)),则是前述情况的左右换向,计算方法类同,不再赘述。

计算的基本流程如图 3 所示。图中,  $t$  为系统时间;  $t_{\max}$  为最大模拟时间;  $k$  为瞬变计算次数;  $\Delta t_1$  为管段 1 时步;  $\Delta t_2$  为管段 2 时步;  $t_1$  为管段 1 时间;  $t_2$  为管段 2 时间; INT 为取整函数; prt 为输出间隔。

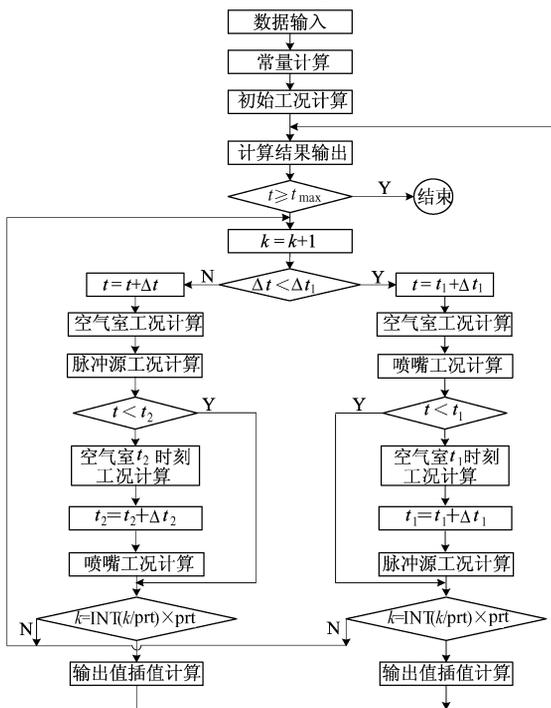


图 3 变时步法计算流程

Fig.3 Flow chart of variable time step method

### 3 水力共振的搜寻及优化

上文已指出,空气室通常用作水力扰动的抑制器,要使其成为水力扰动的增强器而且增益显著,必须搜寻系统产生强烈水力共振的条件。这是一个优

化问题,优化目标是寻求在设定的约束条件下,喷嘴处压力峰值与振幅提升最高的系统参数。脉冲流调制频率  $f$ ,空气室的初始体积和位置(距离脉冲源)  $V_0$  和  $l_1$ ,喷嘴出口内径  $d$ ,以及导管长度和内径  $L$  和  $D$  等都是影响水力共振振幅的重要参数,而以  $f, V_0, l_1$  和  $d$  尤为重要。

优化方法甚多,笔者采用 Matlab 中的直接搜寻算法。该法不要求目标函数的梯度信息,而是直接从分析目标函数的特征、信息出发,构造一种使目标函数值下降(或上升)的求极小值(或极大值)的迭代算法<sup>[12, 13]</sup>,适用于在目标函数解析式较复杂、其导数很难求出的情况,其搜寻方法请参阅文献[12]和[13]。下面阐述文章应用方面的问题。

#### 3.1 目标函数、系统各参数搜寻起点和范围设置

该算法的输入界面如图 4 所示。

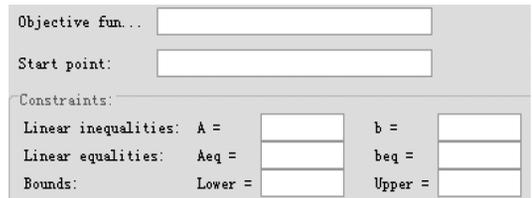


图 4 输入界面

Fig.4 Interface for information input

界面中的目标函数(objective function)如下设置。

取喷嘴处共振时和未共振时压力峰值之比为目标参数  $\chi$ ,以之衡量共振的增益:

$$\chi = p_r / p_0 \quad (12)$$

式中,  $p_r$  为共振时喷嘴处峰值压力;  $p_0$  为未共振时喷嘴处峰值压力。  $\chi$  越大,则压力峰值及振幅提高越大。

按前述数学模型、解算方法和式(12)编写目标函数,其内含  $L, D, d, V_0, l_1, f, \chi$  等参数。将该函数名置入目标函数的对话框内。

参数  $L, D, d, V_0, l_1, f$  等的搜寻起点(start point)和范围(lower and upper bounds)按系统设计的基本要求确定。线性不等式(linear inequalities)和线性等式(linear equalities)约束这里无须设置。

计算结果(  $\chi$  随迭代次数变化的情况)用图形输出,见图 6。

#### 3.2 算法主要参数设置

该算法含有 9 种参数:表决参数、搜寻参数、网格参数、缓存参数、停止条件、输出函数参数、绘图参数、窗口显示参数和向量参数。参数选取决定寻优

效率和收敛速度,应按所研究问题的特点选择。这里选前四种为主要参数(见图5),其功能是:

表决(poll)参数——控制模式搜寻在每次迭代时怎样检测网格点;

搜寻(search)参数——控制每一次迭代检测之前,算法能够执行的可选搜索项;

网格(mesh)参数——控制模式搜寻使用的网格;

缓存(cache)参数——指定模式搜寻算法中缓存器的大小和容差,以提高寻优的速度和效率。

各参数的属性按图5所示设置。

### 3.3 算例

令  $\bar{q} = 5.71 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $q_{\text{am}} = 3.43 \text{ m}^3/\text{h}$ , 即脉冲源流量在  $2.28 \sim 9.14 \text{ m}^3/\text{h}$  范围内正弦波动; 搜寻的起点定为:  $L = 15 \text{ m}$ ,  $D = 0.035 \text{ m}$ ,  $d = 0.002 \text{ m}$ ,  $V_0 = 0.3 L$ ,  $l_1 = 11 \text{ m}$ ,  $f = 3 \text{ Hz}$ 。搜寻范围定为:  $5 \text{ m} \leq L$

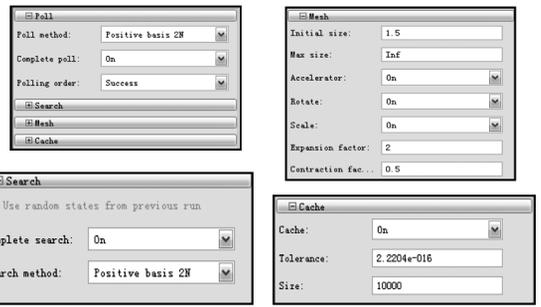


图5 算法主要参数属性设置

Fig.5 Properties setting of main parameters of the algorithm

$\leq 20 \text{ m}$ ,  $0.015 \text{ m} \leq D \leq 0.05 \text{ m}$ ,  $0.002 \text{ m} \leq d \leq 0.005 \text{ m}$ ,  $0.2 L \leq V_0 \leq 5 L$ ,  $1 \text{ m} \leq l_1 \leq 19 \text{ m}$ ,  $1 \text{ Hz} \leq f \leq 8 \text{ Hz}$ 。

搜寻情况如图6所示,其中,  $\chi$  是该软件给出的,其他则是笔者添加的,供读者参照分析。从该图可知,迭代50次后  $\chi$  已趋稳定。

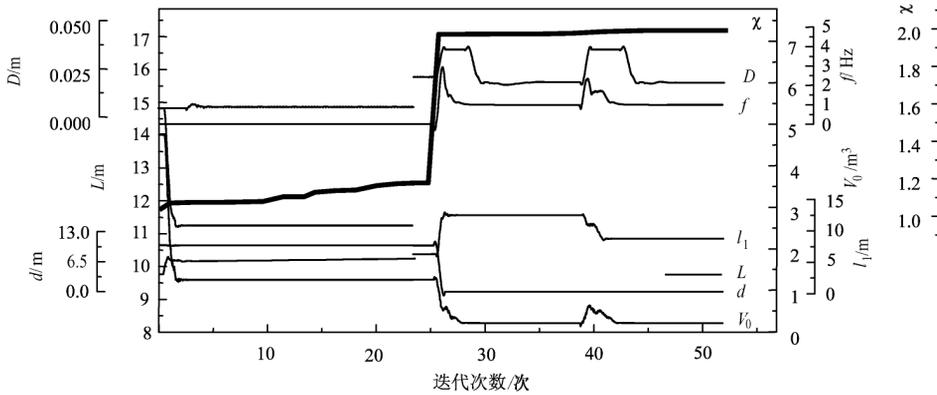


图6 迭代过程中各参数变化情况

Fig.6 Changes of relative parameters in iterating process

迭代50次各参数之值为:  $\chi = 1.88$ ,  $L = 10 \text{ m}$ ,  $D = 0.018 \text{ m}$ ,  $d = 0.005 \text{ m}$ ,  $V_0 = 0.2 L$ ,  $l_1 = 9 \text{ m}$ ,  $f = 1 \text{ Hz}$ 。喷嘴处瞬时压力的变化情况如图7所示,共振前压力峰值为  $10.5 \text{ MPa}$ , 振幅为  $2 \text{ MPa}$ , 共振并优化后压力峰值为  $19.73 \text{ MPa}$ , 振幅为  $15.07 \text{ MPa}$ , 分别提高  $1.88$  倍和  $7.54$  倍。

## 4 正弦脉冲流发生器的设计

### 4.1 标准正弦脉冲流产生的方法

式(9)的脉冲流可用图8所示的方法产生,即在导管首端设置恒流源,用恒定流量  $q_c$  取代平均流量  $\bar{q}$ ; 在恒流源出口旁接一个活塞缸,活塞在缸内做往复正弦速度运动,使缸内容积按  $q_{\text{am}} \sin(2\pi ft)$  规律变化,反复吞进和吐出液体,从而获得标准正弦流量

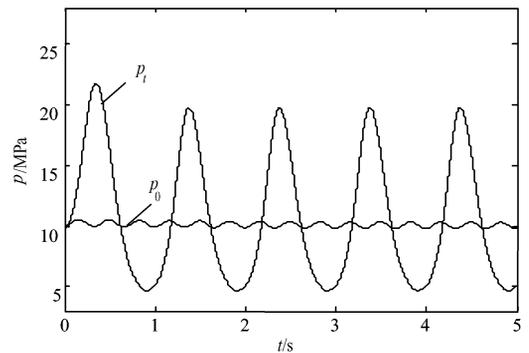


图7 喷嘴处共振前后压力变化情况

Fig.7 Pressure histories at nozzle before and after hydraulic resonance

脉冲  $q$ 。活塞也可换成柱塞。

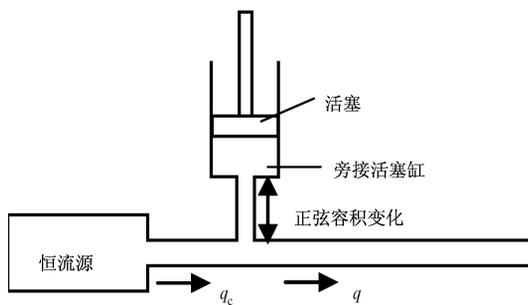


图 8 标准正弦脉冲流产生方法

Fig. 8 Producing technique of typical sinusoidal pulsed flow

#### 4.2 活塞泵活塞等速传动机构的设计

恒定流量由排量恒定的容积泵提供。齿轮泵、刮板泵能提供基本均衡但有高频脉动的排量，螺杆泵则能提供均衡无脉动的排量，但由于润滑、维护等原因，它们在水射流领域还很少应用。水射流用得最普遍的是电动活塞泵和柱塞泵。两种泵的性能基本相同，为节省篇幅，下面只以活塞泵为例。

电动活塞泵用曲轴连杆机构传动，活塞运动速度注定是不均匀的，因而排量也注定是不均匀的，若要其提供基本均匀的排量，就得用许多个活塞缸<sup>[14]</sup>，这很不合理。笔者提供用盘形凸轮传动机构使一两个活塞缸给出恒定排量的方法。

图 9 为所述盘形凸轮机构的示意，用滚子从动件可降低摩擦、减少磨损。为使从动件的直线往复运动速度均匀，凸轮的理论轮廓应如下设计。

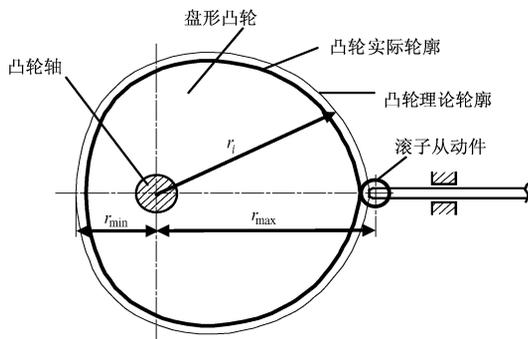


图 9 盘形凸轮机构示意

Fig. 9 Scheme of disk shape cam mechanism

首先根据机械结构和水力性能要求，设定凸轮理论轮廓的最小半径(基圆理论半径)和从动件最大直线位移。然后，根据其计算凸轮理论轮廓的最大半径  $r_{max}$  有

$$r_{max} = s + r_{min} \quad (13)$$

因为凸轮轮廓以最大、最小半径为轴线对称，故只需计算半个轮廓。将其按角度等分为  $k$  段，则每段产生的均等直线位移量  $\bar{x}$  应为

$$\bar{x} = s/k \quad (14)$$

凸轮每段的半径分别为  $r_1, r_2, r_3, \dots, r_{k-1}$ ，各半径产生的直线位移量  $i\bar{x}$  应为

$$i\bar{x} = r_{max} - r_i \quad (15)$$

式中， $r_i$  为半个凸轮的第  $i$  个半径； $i = 1, 2, \dots, k-1$ 。

联解式(13)~式(15)得

$$r_i = (1 - i/k) s + r_{min} \quad (16)$$

按该式计算的凸轮理论轮廓见图 10。

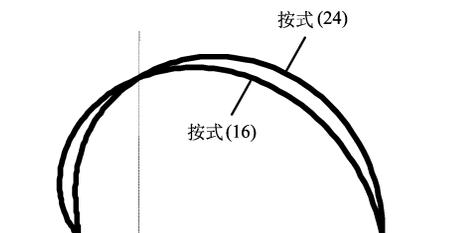


图 10 凸轮的两种理论轮廓

Fig. 10 Theoretical contours of two sort of cams

泵的恒定排量如下计算。设凸轮的旋转频率为  $n$ ，则旋转一周的时间为  $1/n$ ，产生的位移为  $2s$ ，因而直线速度为  $2sn$ ，恒定排(流)量  $q_c$  为

$$q_c = 2nsA \quad (17)$$

式中， $A$  为活塞的有效面积。

按所研究装置的情况，使从动件与凸轮紧密接触的方法可以有两种。图 11(a) 采用双缸单作用泵，进排液工作腔设在活塞的后(左)端，前(右)端则为液压室，两室连通，接蓄能器。这样，在活塞 1 的凸轮机构推动活塞前(右)移而吸入液体的同时，也将活塞前端的液体推送到活塞 2 的活塞缸里，使活塞杆紧接其凸轮，活塞则按凸轮限定的位移量向后(左)移排出液体；这轮吸排过程结束后，两缸的工作互换。蓄能器的作用是使液压室内的液压高于泵的排压，以确保活塞杆紧接凸轮，并使活塞推活塞具有弹性，而不是硬顶。图 11(b) 表示用凸轮凹槽，凸轮导槽使从动件与凸轮紧接，轴向导槽则使从动件沿直线运动；凹槽和从动件的对称结构使凸轮机构的承载能力增大，可有效地克服其固有弱点；活塞泵可为单缸双作用，结构上使两个作用的排量相等。

#### 4.3 活塞缸活塞正弦速传动机构的设计

##### 4.3.1 曲轴连杆传动

曲轴旋转使连杆产生轴向位移  $x$ ，活塞的瞬时线速度  $v$  可近似地表述为<sup>[14]</sup>

$$v = dx/dt = [\sin \theta + (\beta \sin 2\theta)/2] r\omega = ar\omega \quad (18)$$

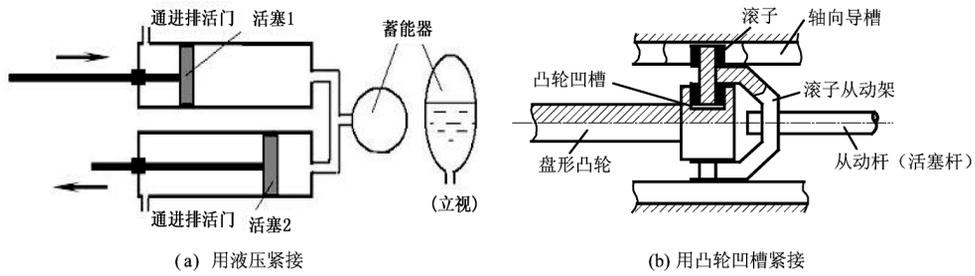


图 11 从动件与凸轮紧接的方法

Fig.11 Tight touch methods of cam follower with cam

式中,  $r$  为曲轴半径;  $\theta$  为曲轴旋转角度;  $\beta$  为曲轴半径与连杆长度之比,  $\beta = r/L$ ;  $L$  为连杆长度;  $\omega$  为曲轴旋转角速度,  $\omega = d\theta/dt$ ;  $\alpha$  为速度因数。

$$\alpha = [\sin \theta + (\beta \sin 2\theta)/2] \quad (19)$$

速度因数  $\alpha$  中的  $\sin \theta$  表示曲轴的影响,  $(\beta \sin 2\theta)/2$  表示连杆的影响。后者使容积变化率偏离标准的正弦形态; 为减小偏离, 应尽量减小  $\beta$ 。

由此可得旁接缸瞬时容积变化率  $q'$  为

$$q' = vA = \alpha r \omega A \quad (20)$$

曲轴半径  $r$  由所要求的活塞行程  $s$  决定,  $r = s/2$ ; 曲轴旋转角速度  $\omega = 360n$ ,  $n$  为曲轴旋转频率。将这些关系代入式(20)得

$$q' = 180 \alpha n s A \quad (21)$$

#### 4.3.2 凸轮传动

用凸轮机构可获得标准的正弦容积变化率, 但承载能力不如曲轴连杆机构。

先考察曲轴连杆机构传动的情况。设曲轴旋转半径为  $r_{\min}$ ,  $r_{\min} = s/2$ ; 又设连杆无限长, 则其对位移的影响可忽略不计, 于是活塞在曲轴任一转角  $\theta$  的位移  $x_\theta$  为

$$x_\theta = r_{\min}(1 - \cos \theta) = s(1 - \cos \theta)/2 \quad (22)$$

再考察凸轮机构传动的情况。凸轮理论轮廓的最小半径取曲轴的旋转半径  $r_{\min}$ , 最大半径  $r_{\max}$  按式(13)确定。凸轮旋转  $\theta$  角的位移  $x'_\theta$  为

$$x'_\theta = r_{\max} - r_\theta = s + r_{\min} - r_\theta \quad (23)$$

这里要求凸轮机构传动的效果与前述曲轴连杆传动一样, 即要求  $x'_\theta = x_\theta$ 。联解式(22)和式(23)得

$$r_\theta = s(1 + \cos \theta)/2 + r_{\min} \quad (24)$$

图 10 为分别按式(16)和式(24)绘制的凸轮理论轮廓。当然, 设计时还需考虑轮廓变化不要太剧烈、从动件的滚子会不会卡住等问题, 请参阅机械设计方面的文献。

#### 参考文献

- [1] Gene G Y. The Development of high-power pulsed water jet processes [A]. Proceedings of the 10th American Water Jet Conference [C]. Houston, Texas, USA, 1999
- [2] Wylie E B, Streeter V L. Fluid Transient [M]. Michigan: USA, Feb. Press, 1983
- [3] Chaudhry M H. Applied Hydraulic Transients [M]. New York: Van Nostrand Reinhold Company, 1979
- [4] Wylie E B. Pipeline dynamics and the pulsed jet [A]. Proceedings of the 1st Intern. Symp. on the Jet Cutting Tech [C]. Bhra, England, A5-69-80
- [5] Zhao T, Sanada K, Kitagawa A, et al. On the effect of trapped Air in a liquid conduit on the transient flow rate [J]. Bull. JSME, 1985
- [6] Актершев С П, Федоров А В. Математическое Моделирование Испытаний Магистральных Трубопроводов на Герметичность с Учетом Защемленных Объемов Воздуха [M]. ИТПМ СО. АН СССР, 1985
- [7] 蒲家宁. 国家自然科学基金资助项目“气室与管道水力共振产生高压脉冲水射流研究”[R]. 重庆: 解放军后勤工程学院, 2006
- [8] 秋元德三. 水击作用と压力脉动 [M]. 东京: 日本工业新闻社, 1982
- [9] Актершев С П, Федоров А В. Применение Гидравлического Резонанса в Трубопроводе с Газовой Полостью для Содания Нестационарной Струи [M]. ИТПМ СО. АН СССР, 1985
- [10] 蒲家宁. 管道水击分析与控制 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1991
- [11] Pu Jianing. A novel technique for analyzing hydraulic transients by method of characteristics [A]. Proceedings of FEDSM'03 4th ASME-JSME Joint Fluids Engineering Conference [C]. Honolulu, Hawaii, USA, 2003
- [12] 雷英杰, 张善文, 李续武, 等. MATLAB 遗传算法工具箱及应用 [M]. 西安: 西安电子科技大学出版社, 2005
- [13] 蔡志杰, 陈德强. 非线性优化的直接搜索算法及收敛性证明 [J]. 复旦学报(自然科学版), 2006, 45(3): 396-403
- [14] Karassik I J, Krutzsch W C, Fraser W H, et al. Pump Handbook [M]. New York: McGraw-Hill Book Company, 1976

# Design of hydraulic resonance of pulsed water-jet

Pu Jianing, Chen Ming

(*Logistics Engineering University of PLA, Chongqing 400016, China*)

[**Abstract**] By setting a sinusoidal pulsed flow generator and an air chamber at the head and midst of conduit respectively, and elaborately structuring conditions of water jet system, a strong hydraulic resonance can be induced and pressure amplitude at nozzle can be greatly promoted. The mathematical-physical model of the system is illuminated with characteristics finite difference equations of hydraulic transient and solved by variable time step method. The conditions of desirable resonance are searched by direct search algorithm of Matlab. The sinusoidal pulsed flow generator is composed of a constant discharge pump and a piston cylinder fluctuating sinusoidally in volume. The constant discharge is provided by an electric piston pump driven by cam mechanism, and the sinusoidal volume fluctuation of the cylinder is produced by motion of piston driven by cam or crankshaft mechanism.

[**Key words**] pulsed water-jet; hydraulic resonance; method of characteristics; variable time step method; Matlab; direct search algorithm; sinusoidal pulsed flow generator

---

(上接 35 页)

## Stress distribution in third subsidence belt

Yan Zhitao<sup>1</sup>, Liu Jianzhong<sup>2</sup>, Qiu Jinping<sup>3</sup>, Jin Lihua<sup>4</sup>

(*1. Shengli Oil Field Dongsheng Jinggong Petroleum Development Group Co., Ltd., Dongying, Shandong 257000, China; 2. CNPC Exploration and Production Institute Beijing 100083, China; 3. CNPC Daqing Oilfield Hailaer Petroleum Exploration Headquarters, Hailaer Heilongjiang 071008, China; 4. CNPC Liaohe Petroleum Exploration Bureau, Panjin, Liaoning 124010, China*)

[**Abstract**] Stress distribution in the third subsidence belt is presented, with great amounts of data on hydraulic fracture orientation obtained from monitoring hydraulic fracturing, and the direction of the maximum principle stress is specified. The results indicate that the third subsidence belt extends over 1 500 km from north to south, and the direction of the maximum principle stress ranges from 55°NE to 75°NE, concentrated on 65°NE, showing a stable distribution of the direction of maximum stress. The monitoring data implies that the tectonic stress direction in third subsidence belt is the combined result of South Asia Plate and Philippine Plate.

[**Key words**] hydraulic fracturing monitoring with micro-seismics; third subsidence belt; direction of maximum principle stress; hydraulic fracturing treatment