

贯流泵站液压快速闸门断流停泵过渡过程分析

陈松山¹,周正富²,何钟宁²,葛 强¹,严登丰¹

(1.扬州大学能源与动力工程学院,江苏 扬州 225009;2.扬州大学水利科学与工程学院,江苏 扬州 225009)

摘要 基于刚性水锤理论,分析了贯流泵站泵装置水力特性、泵机组动力学特性,并运用最小二乘曲面拟合方法仿真模拟了水泵全特性曲线.建立了贯流泵站液压快速闸门断流停泵过渡过程计算的有限差分非线性方程组,并采用牛顿-莱福森(Newton-Raphson)迭代法对方程组进行求解.利用该数学模型数值模拟了南水北调淮安第三抽水站贯流泵机组停泵过渡过程,结果表明,该数学模型能较好地模拟贯流泵站停泵过渡过程.

关键词 贯流泵站 液压闸门 停泵过程 全特性曲线 动态特性 数学模型 淮安第三抽水站
中图分类号 :TV675 文献标识码 :A 文章编号 :1000-1980(2008)02-0179-06

贯流泵机组以其良好的水力特性在跨流域调水、区域性灌溉排涝以及城市防洪工程等低扬程大型泵站中逐步得到了应用,如我国南水北调东线一期工程规划建设 21 座泵站中有 9 座贯流泵站,江苏省无锡市城市防洪和水环境治理工程 7 座泵站中有 2 座贯流泵站.泵机组启动、停泵的可靠性是泵站安全运行的重要保障,贯流泵站常用液压快速闸门断流.停泵过渡过程中闸门的闭门过程对贯流泵机组的安全性影响较大,过长的闭门时间会造成机组长时间飞逸倒转,影响贯流机组的安全性,因此从理论上分析贯流泵站液压快速闸门断流停泵过渡过程对泵站安全、可靠运行具有重要意义.

低扬程贯流泵装置液压快速闸门断流停泵动态特性计算涉及管道(流道)非恒定流方程、机组惯性方程、水泵全特性曲线、闸孔出流及初始条件、边界条件等.数值模拟的关键问题之一是如何将水泵全特性曲线稳态参数合理地引入计算方程.目前相关研究^[1-6]则是直接利用水泵全特性曲线中的稳态参数作为停泵过渡过程中的瞬变参数,并且假设其满足水泵相似律.但注意到水泵瞬态扬程与稳态扬程之间相差水体惯性水头扬程,而水体惯性水头扬程在低扬程泵站瞬态扬程中所占比例较大,因此直接用稳态扬程代替瞬态扬程不妥.本文将水泵瞬态扬程分解为稳态扬程和惯性水头扬程,相应水阻力矩、推力轴承摩擦力矩也分解为稳态力矩和惯性水头引起的附加力矩,稳态参数即可用于基于曲面拟合的全特性曲线方程,从而根据贯流泵站液压快速闸门断流停泵动态特性计算有限差分非线性方程组,建立了数学模型,给出了计算方法和步骤,并应用该模型模拟了南水北调淮安第三抽水站贯流泵机组停泵过渡过程.

1 数学模型建立

1.1 水头平衡方程

低扬程大型贯流泵装置(图 1)进水流道多为混凝土构筑,且管道相对较短,流道中压力也不是太大,故可忽略管壁与水体弹性,对进水池与胸墙溢流孔建立刚性水锤方程:

$$H_D = H + \frac{M_l}{g} \frac{dQ}{dt} = H_a + SQ|Q| + \frac{M_l}{g} \frac{dQ}{dt} \tag{1}$$

其中 $M_l = \int dl/A(l)$ $H = H_a + SQ|Q|$
式中 H_D, H, Q ——泵动态扬程、稳态扬程和流量; H_a ——胸

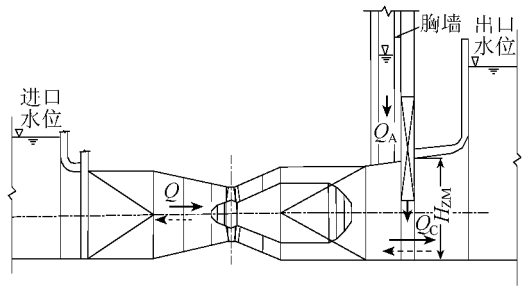


图 1 贯流泵装置示意图
Fig.1 Installation of a tubular pump

墙溢流孔水位与进水池水位差 Δh ——进出水流动总摩阻系数 λ ——流道断面面积随流道中心线变化函数 $A(l)$ ——流道中心线长度.

设液快速闸门均速闭门总时间为 T_{ZG} , 闸门处流道净高度为 H_{ZM} , 宽度为 b , e 正流时取“+”, 逆流时取“-”. 闸门孔口出流(或倒泄)流量 Q_C 为

$$Q_C = \pm \mu b H_{ZM} \left(\frac{1-t}{T_{ZG}} \right) \sqrt{2g(H_a - H_{sy})} \quad (2)$$

其中

$$\mu \approx 0.6 - \frac{0.176e}{H_{ZM}} \quad e = \left(1 - \frac{t}{T_{ZG}} \right) H_{ZM}$$

式中 H_{sy} ——泵装置扬程; μ ——流量系数.

由连续性方程可知, Q, Q_C 和胸墙溢流孔水位下降瞬时流量 Q_A 满足:

$$Q_C = Q - Q_A \quad Q_A = A \frac{dH_a}{dt} \quad (3)$$

式中 A 为胸墙溢流孔水平截面面积. 近似计算时, 可取 $Q_A \approx 0$.

将式(3)代入式(2), 并设时间步长 $\Delta t = t_{i+1} - t_i$, 下标 i 和 $i+1$ 分别表示 Δt 时间间隔前后参量, 则式(1)和式(2)无因次差分形式表示为

$$\begin{cases} h_{d(i+1)} = h_{a(i+1)} + C_{H2} q_{i+1} |q_{i+1}| + \frac{C_{H3}(q_{i+1} - q_i)}{\Delta t} \\ h_{i+1} = h_{a(i+1)} + C_{H2} q_{i+1} |q_{i+1}| \\ q_{i+1} \Delta t = \pm C_{ZM1} |h_{a(i+1)} - C_{H1}|^{1/2} \left(1 - \frac{t}{T_{ZG}} \right) \Delta t + C_{ZM2} (h_{a(i+1)} - h_{ai}) \end{cases} \quad (4)$$

其中

$$C_{ZM1} = \frac{\mu b H_{ZM} (2gH_0)^{1/2}}{Q_0} \quad C_{ZM2} = \frac{AH_0}{Q_0} \quad C_{H1} = \frac{H_{sy}}{H_0} \quad C_{H2} = \frac{SQ_0^2}{H_0}$$
$$C_{H3} = \frac{M_I Q_0}{gH_0} \quad q = \frac{Q}{Q_0} \quad h = \frac{H}{H_0} \quad h_a = \frac{H_a}{H_0}$$

式中 Q_0, H_0 为泵额定流量和扬程.

1.2 机组转动力矩平衡方程

停泵过渡过程中, 动力机主动力矩变为零, 机组转动惯性方程为

$$M_J = -M_W - M_Z - M_F - M_O \quad (5)$$

式中 M_J, M_W, M_Z, M_F, M_O 分别为机组惯性力矩、水阻力力矩、摩擦力矩、风扇阻力和黏油阻力力矩. 其中风扇阻力、黏油阻力力矩值较小, 计算中可忽略.

惯性力矩 M_J 、水阻力力矩 M_W 和摩擦力矩 M_C 可用式(6)表达^[1-3]:

$$\begin{cases} M_J = J \frac{d\omega}{dt} = \frac{\pi J}{30} \frac{dn}{dt} \\ M_W = \frac{30\rho g Q H_D}{\pi n \eta} + \frac{\pi}{30} \Omega_J D^5 \frac{dn}{dt} - \Omega_M D^2 \frac{dQ}{dt} \\ M_C = \left(\frac{\pi}{4} \rho g k_P D^2 H_D + G' \right) r_{CP} f \end{cases} \quad (6)$$

其中

$$J = \frac{GD^2}{4g} \quad r_{CP} = \frac{2(r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2)}{3(r_1 + r_2)}$$

式中 J ——机组转动部件转动惯量; GD^2 ——机组飞轮力矩; G ——机组转动部件重量; n, η, D ——泵转速、效率和叶轮直径; f ——动摩擦系数, $f = 0.007 \sim 0.010$; G' ——扣除转动部件在水体中浮力后总重量; r_{CP} ——推力头当量摩擦半径; r_1, r_2 ——推力头镜板内、外径; $k_P \approx 0.9$; ρ ——水的密度.

对于低扬程轴流泵, 惯性常数 Ω_J, Ω_M 表达为^[1-4]

$$\begin{cases} \Omega_J = \frac{\pi \rho \theta}{16(1-\alpha)} \left[\frac{1-\alpha^5}{5} (\tan\beta_r - \alpha \tan\beta_R) - \frac{1-\alpha^6}{6} (\tan\beta_r - \tan\beta_R) \right] \\ \Omega_M = \frac{\rho \theta}{8} (1 + \alpha^2) \end{cases} \quad (7)$$

式中: ϑ, α ——泵叶片平面包角和轮毂比; β_r, β_R ——叶轮根部和外缘翼型安放角.

将式(1), (6), (7)代入式(5), 整理得

$$\frac{\pi}{30} \left(\frac{GD^2}{4} + \Omega_J D^5 \right) \frac{dn}{dt} H = -M \left(H + \frac{M_l}{g} \frac{dQ}{dt} \right) + C_{FG} H \frac{dQ}{dt} \mu \left[\frac{1}{4} \pi D^2 k_P \rho g H + G' \right] r_{CP} f H \tag{8}$$

其中

$$C_{FG} = \Omega_M D^2 m \frac{1}{4} \pi D^2 k_P \rho M_l r_{CP} f$$

式中对于 μ , 正转($n > 0$)取“ $-$ ”, 逆转($n < 0$)取“ $+$ ”.

对式(8)有限差分且无量纲化, 可变形为

$$T_a (\alpha_{i+1} - \alpha_i) (h_{i+1} + h_i) = - (m_{i+1} + m_i) (h_{i+1} + h_i) \frac{\Delta t}{2} + C_G (m_{i+1} + m_i) (q_{i+1} - q_i) + C_Q (h_{i+1} + h_i) (q_{i+1} - q_i) \mu \left[C_{M1} \frac{(h_{i+1} + h_i)^2}{2} + C_{M2} (h_{i+1} + h_i) \right] \Delta t \tag{9}$$

其中

$$T_a = \frac{\pi n_0}{30 M_0} \left(\frac{GD^2}{4} + \Omega_J D^5 \right) H_0 \quad C_{M1} = \frac{\pi D^2 k_P \rho g H_0^2 r_{CP} f}{4 M_0} \quad C_{M2} = G' r_{CP} f \frac{H_0}{M_0}$$
$$C_G = \frac{M_l Q_0}{g} \quad C_Q = \frac{C_{FG} Q_0 H_0}{M_0} \quad m = \frac{M}{M_0} \quad \alpha = \frac{n}{n_0}$$

式中 M_0, n_0 为泵额定转矩和转速.

1.3 水泵全特性曲线数学表达

在大型低扬程泵站停泵过渡过程中, 水泵可能会历经泵制动耗能、水轮机等运行工况, 数值模拟停泵动态过程必需已知水泵全特性曲线. 水泵全特性曲线若采用与水泵正常工况性能曲线相似的绘制方法, 以流量 Q 为横坐标, 扬程 H 和转矩 M 为横坐标, 绘制不同转速下 4 个象限的泵特性曲线, 或以无因次相对速度 α 为纵坐标, 无因次相对流量 $q = v$ 为横坐标, 分别绘制等相对扬程曲线 (h 为常数) 和等相对转矩曲线 (m 为常数), 则所绘曲线可直接应用于水锤图解法, 比较直观、简便, 但难于数学表达, 不便于数学模型建立. Suter 等^[7]根据泵相似原理, 提出 $x = \pi + \arctan \frac{q}{\alpha}$, $W_H(x) = \frac{h}{\alpha^2 + q^2}$, $W_B(x) = \frac{m}{\alpha^2 + q^2}$ 新坐标体系, 将水泵全特性曲线在 $[0, 2\pi]$ 区间内变换为 2 条无因次曲线^[4], 则物理意义明确且有利于数学描述. 然而在进行水锤计算时, 往往很难找到与计算要求一致的水泵全特性曲线资料, 因此, 利用现有实测的几种不同比转数水泵全特性曲线来合理推知实际工程中需要的某比转数水泵全特性曲线, 是解决实际工程问题的有效途径.

不同比转数水泵都可类似地绘制出如图 2 所示的 2 条无因次曲线 $W_H(x)$ 和 $W_B(x)$. 若假设任何 2 台几何相似、比转数相同的水泵具有相似的全特性曲线, 则描述水泵全特性曲线的无因次参数将是水泵相对流动角 x 与比转数 n_s 函数:

$$\begin{cases} W_H(x) = f_1(x, n_s) \\ W_B(x) = f_2(x, n_s) \end{cases} \tag{10}$$

文献[4]在事故停泵历经的 $[0, \frac{3}{2}\pi]$ 区间内, 取 $\Delta x = \frac{\pi}{12}$, 共选取 19 个不同的 x 值, 分别将 $W_H(x) \sim x$ 曲线上各点所对应的 $W_H(x, n_s)$ 和 $W_B(x, n_s)$ 分段表示成比转数 n_s 的 3 次多项式, 共 19 组方程. 而任意比转数的特性曲线可利用拟合的 19 组方程, 计算得出相应于该 n_s 的 19 个点, 然后绘制出曲线. 该方法较烦琐且不利于数据存储、处理. 一种理想的途径是根据实测的水泵全特性曲线资料, 直接建立 $W_H(x)$, $W_B(x)$ 与 x 和 n_s 相互关系. 为此, 本文采用文献[7-8]提出的矩形区域最小二乘曲面拟合方法, 仿真模拟任意比转数水泵全特性曲线.

根据现有的 $n_s = 77, 90, 110, 300, 530, 930$ 共 6 种有代表性的实测水泵 Suter 全特性曲线资料, 在停泵可能历经的 $[0, \frac{3}{2}\pi]$ 区间内, 取 $\Delta x = \frac{\pi}{44}$, 共选取 89 个 $x_j (j = 1, 2, \dots, 89)$, 分别将各点所对应的 $W_H(x, n_s)$ 和

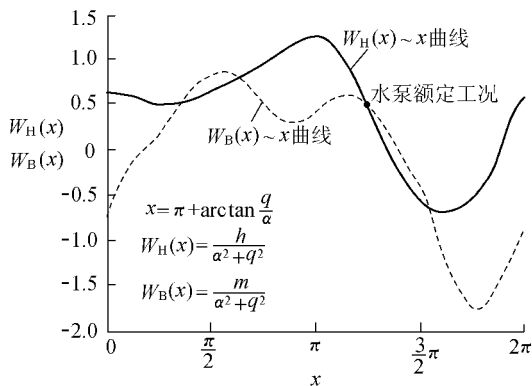


图 2 $W_H(x) \sim x, W_B(x) \sim x$ 坐标系下
水泵全特性曲线

Fig.2 Complete characteristic curves of a pump
in $W_H(x) \sim x$ and $W_B(x) \sim x$ coordinate system

$W_B(x, n_s)$ 表示为 W_{Hij}, W_{Bij} , 则可根据矩形域最小二乘曲面拟合数学模型, 以 n_s 为第一自变量, 以相对流动角 x 为第二自变量, 利用计算机仿真, 推求出 1 个相对所有实测点 (n_{si}, x_j, W_{Hij}) 和 (n_{si}, x_j, W_{Bij}) ($i = 1, 2, \dots, NN$; $j = 1, 2, \dots, 89$) 离差平方和最小的曲面方程. 为了提高精度, 可按 $\Delta x = \frac{\pi}{2}$ 将整个 $n \times 89$ 矩形域等分为 4 个 $n \times 23$ 小矩形域, 再对每个小矩形域都用矩形域最小二乘曲面拟合模型, 得到一个相对 n_s 及 x 的二元多项式. 因此, 对任意比转数的通用全特性曲线 $W_H(x), W_B(x)$ 都可以用 4 个分段二元多次方程来表示:

$$\begin{cases} W_H(n_s, x) = \sum_{i=1}^{KK} \sum_{j=1}^{JJ} a_{ij} (n_s - \bar{n}_s)^{i-1} (x - \bar{x})^{j-1} \\ W_B(n_s, x) = \sum_{i=1}^{KK} \sum_{j=1}^{JJ} b_{ij} (n_s - \bar{n}_s)^{i-1} (x - \bar{x})^{j-1} \end{cases} \quad (11)$$

其中

$$\bar{n}_s = \frac{\sum_{i=1}^{NN} n_{si}}{NN} \quad \bar{x} = \frac{\sum_{j=1}^{MM} x_j}{MM}$$

式中: a_{ij}, b_{ij} ——各段 W_{Hij}, W_{Bij} 的拟合系数; KK, JJ ——最高拟合方次; $\bar{n}_s$ ——参与拟合的几种比转数 n_{si} 平均值, 为了提高拟合精度, 比转数 n_s 可用我国比转数单位的 $1/1\,000$ 代入; $\bar{x}$ ——各段相对流动角 x 的平均值.

1.4 数学模型表达

将 $h = W_H(x)(\alpha^2 + q^2), m = W_B(x)(\alpha^2 + q^2)$ 代入水头平衡方程式(4)和机组转动动力矩平衡方程式(9), 建立快速闸门断流停泵过渡过程数学模型:

$$\begin{cases} F_1(\alpha, q) = T_a(\alpha_{i+1} - \alpha_i) [W_H(x_{i+1})(\alpha_{i+1}^2 + q_{i+1}^2) + W_H(x_i)(\alpha_i^2 + q_i^2)] + [W_B(x_i)(\alpha_i^2 + q_i^2) + \\ W_B(x_{i+1})(\alpha_{i+1}^2 + q_{i+1}^2)] [W_H(x_{i+1})(\alpha_{i+1}^2 + q_{i+1}^2) + W_H(x_i)(\alpha_i^2 + q_i^2)] \frac{\Delta t}{2} - \\ C_G [W_B(x_i)(\alpha_i^2 + q_i^2) + W_B(x_{i+1})(\alpha_{i+1}^2 + q_{i+1}^2)] (q_{i+1} - q_i) - C_Q [W_H(x_{i+1})(\alpha_{i+1}^2 + q_{i+1}^2) + \\ W_H(x_i)(\alpha_i^2 + q_i^2)] (q_{i+1} - q_i) \mu \{ C_{M1} [W_H(x_i)(\alpha_i^2 + q_i^2) + W_H(x_{i+1})(\alpha_{i+1}^2 + q_{i+1}^2)]^2 / 2 + \\ C_{M2} [W_H(x_{i+1})(\alpha_{i+1}^2 + q_{i+1}^2) + W_H(x_i)(\alpha_i^2 + q_i^2)] \} \Delta t = 0 \\ F_2(\alpha, q) = q_{i+1} \Delta t m C_{ZM1} |W_H(x_{i+1})(\alpha_{i+1}^2 + q_{i+1}^2) - C_{H2} q_{i+1} | q_{i+1} | - C_{H1} |^{1/2} (\frac{1-t}{T_{ZG}}) \Delta t + \\ C_{ZM2} [W_H(x_{i+1})(\alpha_{i+1}^2 + q_{i+1}^2) - C_{H2} q_{i+1} | q_{i+1} |] - [W_H(x_i)(\alpha_i^2 + q_i^2) - C_{H2} q_i | q_i |] \end{cases} \quad (12)$$

2 数学模型求解方法与步骤

在 α_i, q_i 已知时, 式(12)是关于 α_{i+1}, q_{i+1} 的非线性方程组, 可采用牛顿-莱福森(Newton-Raphson)迭代法近似求解^[9]. 对二元非线性方程组, 牛顿-莱福森迭代公式形式为

$$\begin{cases} F_1^{(k)} + \left(\frac{\partial F_1}{\partial \alpha} \right)^{(k)} \Delta \alpha^{(k)} + \left(\frac{\partial F_1}{\partial q} \right)^{(k)} \Delta q^{(k)} = 0 \\ F_2^{(k)} + \left(\frac{\partial F_2}{\partial \alpha} \right)^{(k)} \Delta \alpha^{(k)} + \left(\frac{\partial F_2}{\partial q} \right)^{(k)} \Delta q^{(k)} = 0 \end{cases} \quad (13)$$

迭代求解步骤如下:

a. 根据计算时段的初始值 q_i, α_i 和前一个计算时段的初始值 q_{i-1}, α_{i-1} , 线性外插初始值 q 和 α :

$$q_{i+1} = 2q_i - q_{i-1} \quad \alpha_{i+1} = 2\alpha_i - \alpha_{i-1} \quad (14)$$

b. 计算式(12)的 $F_1(\alpha, q)$ 和 $F_2(\alpha, q)$ 值, 以及式(13)中 F_1 和 F_2 的偏导数值.

c. 将 $F_1(\alpha, q), F_2(\alpha, q)$ 和各偏导数值代入式(13), 计算 $\Delta \alpha, \Delta q$:

$$\Delta \alpha^{(k)} = \frac{\left[\left(F_2 \frac{\partial F_1}{\partial q} \right) - \left(F_1 \frac{\partial F_2}{\partial q} \right) \right]^{(k)}}{\left[\left(\frac{\partial F_1}{\partial \alpha} \frac{\partial F_2}{\partial q} \right) - \left(\frac{\partial F_2}{\partial \alpha} \frac{\partial F_1}{\partial q} \right) \right]^{(k)}} \quad (15)$$

$$\Delta q^{(k)} = \frac{\left[\left(F_1 \frac{\partial F_2}{\partial q} \right) - \left(F_2 \frac{\partial F_1}{\partial \alpha} \right) \right]^{(k)}}{\left[\left(\frac{\partial F_1}{\partial \alpha} \frac{\partial F_2}{\partial q} \right) - \left(\frac{\partial F_2}{\partial \alpha} \frac{\partial F_1}{\partial q} \right) \right]^k} \quad (16)$$

d. 修正 α, q , 计算 $k+1$ 次迭代值:

$$\begin{cases} \alpha^{(k+1)} = \alpha^{(k)} + \Delta \alpha^{(k)} \\ q^{(k+1)} = q^{(k)} + \Delta q^{(k)} \end{cases} \quad (17)$$

e. 如此循环迭代,直到满足式(18):

$$|\Delta q| + |\Delta \alpha| < \varepsilon \quad (18)$$

式中 ε 为设定误差精度.

f. 计算水泵动态扬程

$$H_D = H_0 h_{i+1} + \frac{M_l Q_0 (q_{i+1} - q_i)}{g \Delta t}$$

g. 进行下一个时段计算.

3 南水北调淮安第三抽水站停泵动态特性计算

南水北调淮安第三抽水站安装叶轮直径 $D = 3.19 \text{ m}$ 、型号为 32-GWN-42 灯泡贯流式水泵水轮机,比转数 $n_s = 947$,配 TDEWG1700/3400-44/3250 电动机(发电机),转速 $n_0 = 136.4 \text{ r/min}$,直接传动,快速闸门断流,如图 1 所示^[10]. 根据厂家资料,泵装置系统转动部件转动惯量 $J = 17\,925 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$,推力轴承推力头当量摩擦半径 $r \approx 0.4 \text{ m}$,摩擦系数 $f = 0.05$. 泵叶片平面包角 $\theta = 1.1 \text{ rad}$,泵叶轮轮毂比 $\alpha = 0.45$,叶片根部翼型安放角 $\beta_r = 38.8^\circ$,外缘角 $\beta_R = 16^\circ$. 叶片 0° 时,最高效率点扬程 $H_0 = 4.35 \text{ m}$,流量 $Q_0 = 32.55 \text{ m}^3/\text{s}$,转矩 $M_0 = 108\,104.55 \text{ N} \cdot \text{m}$,设计净扬程 $H_{sy} = 3.7 \text{ m}$. 流道水力摩阻系数 $S = 0.00031 \text{ s}^2/\text{m}^5$,流道惯性常数 $M_l = 1.05 \text{ m}^{-1}$. 假设闸门下落总时间 $T_{ZG} = 13 \text{ s}$,闸门处流道高度 $H_{ZM} = 6.0 \text{ m}$,宽度 $b = 4.5 \text{ m}$,胸墙溢流孔 $Q_A \approx 0$. 计算设定误差精度 $\varepsilon = 10^{-5}$.

将 $n_s = 947/1000$ 代入式(8),则可得不同运行工况区间的 $W_H(x)$, $W_B(x)$ 及 $W_H'(x)$, $W_B'(x)$ 具体表达式:

$$\begin{cases} W_H(x) = 0.06871 + 1.8127(x - 0.785) - 1.1095(x - 0.785)^2 + 0.3977(x - 0.785)^3 \\ W_H'(x) = 1.8127 - 2.219(x - 0.785) + 1.1931(x - 0.785)^2 \\ W_B(x) = -0.04883 + 2.0873(x - 0.785) - 1.2963(x - 0.785)^2 - 0.5460(x - 0.785)^3 \\ W_B'(x) = 2.0873 - 2.5926(x - 0.785) - 1.638(x - 0.785)^2 \end{cases} \quad x \in \left[0, \frac{\pi}{2}\right]$$
$$\begin{cases} W_H(x) = 3.129 + 2.3476(x - 2.355) - 2.0421(x - 2.355)^2 - 2.1958(x - 2.355)^3 \\ W_H'(x) = 2.3476 - 4.0842(x - 2.355) - 6.5874(x - 2.355)^2 \\ W_B(x) = 2.6375 + 1.7625(x - 2.355) - 2.3634(x - 2.355)^2 - 1.7083(x - 2.355)^3 \\ W_B'(x) = 1.7625 - 4.7124(x - 2.355) - 5.1249(x - 2.355)^2 \end{cases} \quad x \in \left[\frac{\pi}{2}, \pi\right]$$
$$\begin{cases} W_H(x) = 0.4645 - 2.9492(x - 3.925) + 0.6179(x - 3.925)^2 + 0.9610(x - 3.925)^3 \\ W_H'(x) = -2.9492 + 1.2358(x - 3.925) + 2.883(x - 3.925)^2 \\ W_B(x) = 0.4361 - 1.8165(x - 3.925) + 0.1059(x - 3.925)^2 + 0.05063(x - 3.925)^3 \\ W_B'(x) = -1.8165 + 0.2118(x - 3.925) + 0.1519(x - 3.927)^2 \end{cases} \quad x \in \left[\pi, \frac{3\pi}{2}\right]$$

应用二元牛顿-莱福森迭代法计算结果如图 3 所示. 在闸门快速闭门过程中,泵流量、转速逐渐减小, 6.5 s 左右水泵开始倒流,转速降至 $0.55 n_0$; 10 s 左右达到最大倒泄流量 ($-0.45 Q_0$),转速已减小至 $0.25 n_0$. 出现最大倒泄流量之前,转速曲线近似于直线变化,此后,流量渐增变至零(闸门关闭),转速降至 $0.19 n_0$.

4 结 语

本文采用水泵动态特性参数分解方法,较合理地将水泵全特性曲线中稳态参数引入计算中,模拟了大型

低扬程贯流泵装置液压快速闸门断流停泵过渡过程.但文中仍有2点值得深入研究:(a)水阻力力矩表达式中隐含假设了水泵动态工况点效率与其分解对应稳态工况点相等的合理性;(b)国内外可用水泵全特性试验资料为数极少,贯流泵全特性更无资料可据,因此需进一步开展泵全特性研究,提高泵全特性曲线曲面拟合预测的准确性.

参考文献:

[1] 严登丰,刘超.泵系统起动瞬态特性计算[J].水利学报,1989(10):66-72.

[2] 陈松山.大型轴流泵站停泵动态特性理论研究[D].扬州:扬州大学,1993.

[3] 陈松山,严登丰,陆伟刚,等.低扬程水泵装置起动过渡过程分析[J].江苏大学学报:自然科学版,2003,24(5):47-50.

[4] 李彦军.低扬程大型泵站停泵动态特性理论研究[D].扬州:扬州大学,2003.

[5] MARCHAL M,FLESH G,SUTER P.The calculation of waterhammer problems by means of the digital computer[R].Chicago:Proceedings International Symposium on Waterhammer,ASCE,1965:168-180.

[6] 刘竹溪,刘光临.泵站水锤及其防护[M].北京:水利电力出版社,1988:46-52.

[7] 杨开林.电站与泵站中的水力瞬变及调节[M].北京:中国水利电力出版社,2000:113-116.

[8] 刘光临,郭满华.水泵全性能曲线的计算机仿真[J].水利学报,1998(8):1-7.

[9] 徐士烺.FORTRAN 常用算法程序集[M].北京:清华大学出版社,1992:98-128.

[10] 水利水电科学研究院水力机电所.淮安三站可逆式灯泡贯流泵装置模型试验研究报告[R].北京:水利水电科学研究院,1988.

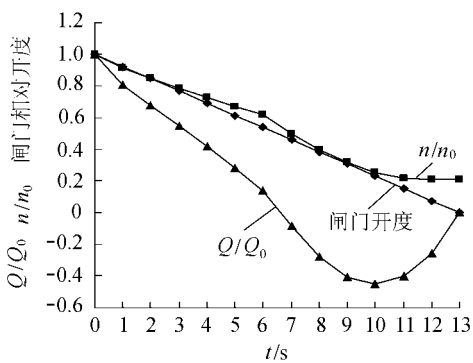


图3 停泵过渡过程计算曲线

Fig.3 Calculation curves during transient process of shutdown of a pump

Transient process of tubular pumping station with quick-stop gate breaking flow while pump is off

CHEN Song-shan¹, ZHOU Zheng-fu², HE Zhong-ning², GE Qiang¹, YAN Deng-feng¹

(1. College of Energy and Power Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225009, China ;

2. College of Water Conservancy and Hydraulic Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225009, China)

Abstract: The hydraulic characteristics and dynamic characteristics of a pump unit were analyzed using the incompressible water hammer theory. The least square surface fitting method was used in the simulation of pump complete characteristic curves. Finite-difference non-linear equations of the transient process in a tubular pumping station with a quick-stop gate breaking flow while pump is off were established and solved using the Newton-Raphson iterative method. The application of the mathematical model to the transient process of Huai'an third pumping station of the eastern route of the South to North Water Diversion Project during shutdown of pumps indicates that the model is applicable to the simulation of this kind of transient process and has significant engineering value.

Key words: tubular pump station ; hydraulic gate ; transient characteristics ; mathematical model ; process of shutdown of pumps ; complete characteristic curve ; Huai'an third pumping station