

渐开型自动翻板闸门 研究报告

成都科技大学水力学教研室

一九八〇年十二月

目 录

前 言

一、作用于翻板闸门上的动水压力大小与作用点位置

二、翻板闸门的过流能力

三、关于支座曲线的若干问题

(1)曲线起点高程的确定

(2)关于支座曲线的各种形式的特点与比较

(3)设计支座曲线的理论公式、方法及其实验验证

(4)支座曲线的最大弧长问题

四、淹没出流情况下的曲线支座翻板门

五、结 论

六、附件目录

七、参 考 资 料

前 言

根据四川省有关部门的决定，内江县水电局委托我们对渐开型自动翻板闸门的有关水力特性及支座曲线进行了研究。

由于在淹没过流条件下，渐开型闸门的运行条件和可靠性所涉及的因素比较复杂，不是较短期内就能揭示其全部规律性，因此研究试验工作的重点放在自由出流情况。对淹没出流只涉及到一些最主要的问题。

设计渐开型翻板闸门的关键，在于确定一个适当形状和尺寸的支座曲线。而为了得到设计支座曲线的可靠方法，其关键又在于要能正确计算出作用于门板上的动水压力大小以及作用点位置。所以，要解决支座曲线的设计，首先要从解决动水压力的计算问题入手。

本报告拟就上述方面问题的分析研究主要成果分述于后。

参加过本项试验或资料计算及成果整理的有赵文谦、舒明达、周本荣、刘曼霓、胡永辉、陈其惠、黄西同志。我校水利系七七级王建华等十多位同学也曾参加过部分试验与资料计算工作。

内江县水电局刘亲贤同志参加了一部分试验工作。

本报告由赵文谦同志编写。

一、作用于翻板门上的动水压力的大 小及作用点位置

(1) 动水压力大小的计算

在以往的翻板门设计中，门板上的水压力，常按静水压力计算，或者人为地拟定其动水压强分布图^{〔1〕〔2〕〔3〕}。实验证明这种算法是不符合实际的。

如图 1 所示处于过流情况下的翻板门（自由出流），门板上所受的水压力应为动水压力。

而不再是静水压力。图 2.

(a)与(b)分别表示模型实测的门板上动水压强的水柱分布图。由图可见，该水柱分布外包络线既不与水库水面线重合，也不与门顶实测水面线重合。在模型上我们一共实测了 252

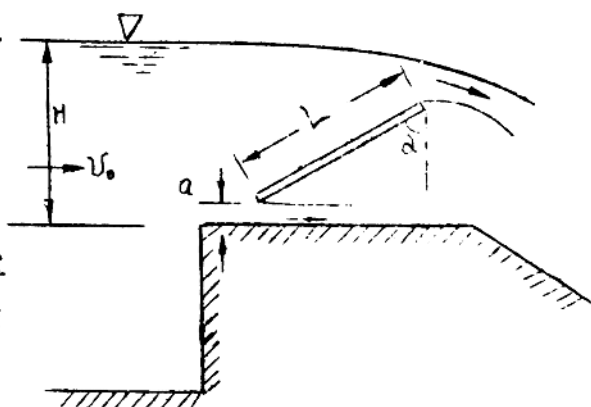


图 1

组动水压强水柱分布图。情

况均无例外。这就证明，把动水压力按静水压力来计算是不符合实际的。

表 1 中列出了一部分不同门前水深，不同门的倾角与开度时，按静水压力计算与实测动水压力的误差情况。由该表说明，按静水压力计算一般误差约为 10~15%，最大可达 30%。

若近似认为通过翻板闸门水流为二元流，令作用于单宽门板上的动水压力为 P 。由水动力学原理不难理解， P 应与液体容重 γ 、粘滞系数

μ 、闸前行近流速 v_0 以及门高 L 、门前水深 H (水库水位与闸底板高程之差)、门的倾角 α 、门的开度 a 有关。因而可以把它们表达为函数关系:

$$P = F(\gamma, v_0, L, \mu, H, a, \cos \alpha) \quad (1)$$

利用量纲分析理论可以证明, 上述函数的具体形式为:

$$P = \beta \gamma L^2 \quad (2)$$

$$\beta = f(F_{r0}^2 / R_{s0}, H/L, a/L, \cos \alpha) \quad (3)$$

上式中 β 是一量纲的系数, 称为翻板门的动水压力系数。它是佛汝德数与雷诺数的比以及 H/L 、 a/L 、 α 的函数。它的数值定量关系只能通过实验来确定。

为了求得 β 值的大小, 在模型上我们采用门高 $L = 24 \text{ cm}$ 的闸门。变化 H/L 、 a/L 及 α 值, 求得门板上的实测动水压力, 然后反求 β 值, 一共测得 250 多组资料。把这些资料以 β 为纵坐标, 以 H/L 为横坐标, 以 a/L 为参数点绘成图 (见图 3)。实测点群恰好组成一簇直线。规律性非常良好。当 $\alpha < 45^\circ$ 时所有不同 α 角和 a/L 的直线互相平行。当 $\alpha > 45^\circ$ 后直线的坡度才发生变化。通过资料整理发现 (3) 式中参数 F_{r0}^2 / R_{s0} 对 β 值的影响很不明显, 故将其略去。

利用图 3 所反映的规律性, 可求出动压系数的计算公式为:

$$\beta = A(H/L - 1) + 0.1 \times 10^K \quad (4)$$

式中:

$$K = 0.01(1.727 a/L + 0.182) \alpha - 1.68 a/L - 0.716 \quad (5)$$

系数 A :

$$\left. \begin{aligned} \text{当 } \alpha < 45^\circ \text{ 时, } A &= 0.9 \\ \alpha > 45^\circ \text{ 时, } A &= 0.9 - 0.006(\alpha - 45) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

上列各式中 α 以度计。

经过对70个实测点据的验算表明。用公式(4)所算得的动压系数与实测 β 值比较。误差在1%以下的有29个点。误差1~3%的有19个点。其余22个点误差均在5%以内。足见公式(4)的精度是令人满意的。

(2) 动水压力作用点位置

令动水压力作用点距门底缘的距离为 L_D 。 L_D 的大小与动水压强在门板上的分布情况有关。不难理解。影响动水压力大小的诸因素都将对 L_D 的大小发生影响。因而：

$$L_D = F(\gamma, v_0, L, \mu, H, a, \cos\alpha) \quad (7)$$

采用量纲分析理论可以证明上述函数关系为

$$L_D = kL \quad (8)$$

$$k = f(F_{T_0}^2 / R_{e_0}, H/L, a/L, \cos\alpha) \quad (9)$$

称无量纲系数 k 为翻板闸门动水压力的压心系数。该系数的定量关系也只能用实验方法来求得。

利用前述的250多组实测压强分布图。可以算出每种不同分布情况下的 L_D 值。从而可以反求出系数 k 值。从资料整理分析中同样发现 $F_{T_0}^2 / R_{e_0}$ 值对 k 的影响很不明显。故将其略去。图4为实测的 k 值随 α 、 H/L 、 a/L 的变化关系。

利用图4所反映的变化规律可求出计算 k 值的公式为：

1. 对于 $\alpha = 0^\circ$ 的情况：

$$k = 10^{K_0-1} (L_g L_g H/L + 0.9) - 0.116 \frac{a}{L} + 0.405 \quad (10)$$

上式中：

$$K_0 = 0.82 \frac{a}{L} - 0.11 \quad (11)$$

2 对于 $\alpha > 0^\circ$ 的情况:

$$k = [A_1 - B_1(\alpha - 30)] \cdot L_0 [10 L_0 H / L] + 10^{-K_1} + \alpha \times 10^{K_2} \quad (12)$$

上式中系数 A_1 、 B_1 、 K_1 、 K_2 按下列公式分别计算:

当 $a/L \leq 0.17$ 时,

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= 0.175 \frac{a}{L} + 0.056 \\ B_1 &= 0.007 \frac{a}{L} - 0.0015 \\ K_1 &= 0.175 \frac{a}{L} + 0.411 \\ K_2 &= 0.96 \frac{a}{L} - 31.92 \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

当 $a/L > 0.17$ 时

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= 10^{K_3} \\ B_1 &= 0.001 \times 10^{K_4} \\ K_1 &= 0.293 \frac{a}{L} + 0.391 \\ K_2 &= 1.15 \frac{a}{L} - 32.21 \\ K_3 &= 1.467 \frac{a}{L} - 1.327 \\ K_4 &= 10^{(1.2 a/L - 0.58)} \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

根据对89个实测点据的验算结果。利用上述计算公式所算得的 k 值与实测而得出的 k 值作比较。其误差情况为：89个点中。误差在5%以下的有81个点。其中误差在1%以内的有43个点。可见公式的精度比较良好。

二、自由出流情况下翻板闸的过流

能力计算

若近似将过闸水流看作二元水流。其单宽过流量为 q ，通过理论分析可以证明。单宽流量可采用下列公式计算：

$$q = m' \sqrt{2g} H^{3/2} \quad (15)$$

通过量纲分析可知

$$m' = f(H/L, a/L, \cos \alpha) \quad (16)$$

上式中： m' 为自由出流时翻板闸的流量系数；

H 为闸前水深（水库水位至闸底板之间高差）。

公式(16)的定量关系只能通过实验来确定。为此。在模型实验中变化门的倾角 α 以及相对开度 a/L 与相对水深 H/L 。实测出各种过量条件下的 q 值。从而可以得出流量系数 m' 值。将实测的 m' 变化情况点绘成图5。由图5所反映的规律可求出 m' 的计算公式为：

$$m' = \left\{ [0.000946 - 0.00164 \left(\frac{a}{L} - 0.1 \right)] \alpha - 0.231 \frac{a}{L} + 0.153 \right\} (H/L - 1.1) + B \quad (17)$$

上式中系数 B 为：

1 当 $\alpha \leq 30^\circ$ 时

$$B_2 = 0.001 \times 10^{B_1} \quad (18)$$

$$E_2 = 0.1 \times 10^{E_1} \quad (19)$$

$$E_2 = 0.765 + 1.16 \left(\frac{a}{L} - 0.1 \right) + (0.00557 - 0.0245 \left(\frac{a}{L} - 0.1 \right)) \alpha \quad (20)$$

2 当 $\alpha > 30^\circ$ 时

$$B_1 = 0.001 \times 10^{B_2} \quad (21)$$

$$E_2 = [0.01276 - 0.0175 \left(\frac{a}{L} - 0.1 \right)] (\alpha - 30) + 0.94 \left(\frac{a}{L} - 0.1 \right) + 0.852 \quad (22)$$

以上各式中 α 均以度计。

根据对 50 个实测点据的验算，采用 (17) 式所算得的 m 值与实测 m' 值比较，误差在 1% 以下的有 23 个点，误差在 1~3% 的有 24 个点，其余 3 点误差均在 5% 以内，足见公式的精度是令人满意的。

三、 关于支座曲线的若干问题

(1) 曲线起点高程的确定

支座曲线的起点，即是翻板门由关闭状态转换到开启状态的临界点。如图6所示，令支座曲线的起点为0，0点在闸底板以上的高度为 y_0 ，若要求闸前水位与门顶齐平时作为开启的临界状态，则此时门板上的水压力应为静水压力，静水压力 P 距门底缘的距离 $L_D = \frac{1}{3} L$ 。在临界状态时，静水压力 P 对0点所形成的倾动力矩，应与门重 G 以及门底摩擦力 F 所造成的抗倾力矩平衡，即

$$P \left(\frac{1}{3} L - y_0 \right) = G e + F y_0$$

$$\text{故 } y_0 = \frac{\frac{1}{3} PL - G e}{(F + P)} \quad \dots\dots (15)$$

上式中 e 为门处于竖直位置时，门的重心距0点的水平距离。

若门重 G 相对于水压力 P 较小，或门板较薄，此时可略去(15)式

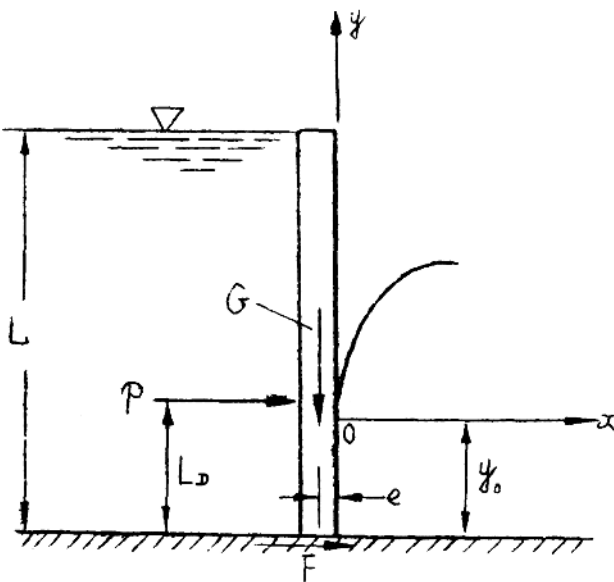


图 6

式G及B的影响,可以采用:

$$y_0 = \frac{1}{3}L \quad (18)$$

以上分析表明, 支座曲线的起点, 一般情况下应略低于门高的三分点。通过模型试验证明, 若将曲线的起点设在门高的 $\frac{1}{3}$ 处, 闸前水位升至与门顶齐平时尚不能启动, 但此超高水位非常之小。

(2)关于支座曲线的各种形式的特点与比较

通过模型试验已经证实, 园弧形、复合园弧形、椭圆形支座曲线, 都能够达到使翻板门逐渐自动开启, 自动关闭, 平稳运转的效果。当然, 它们当中任何一个具体形状与尺寸的曲线是否都能满足我们每一工程运用的需要, 或者说它们的运行特性都使设计者满意, 那就是另外一回事了。一般说来, 一个最优的支座曲线应当具备如下的主要条件:

1 使门在全部运行过程中, 随着闸前水位的变化门的倾倒角能连续而平稳的变化, 中途不致产生停顿、跳跃或突变现象。

2 较小的超高水头 ΔH (即闸前水位超过门处于竖直位置的门顶高程那部分水深)能使门有较大的倾角 α (α 表示门板与铅垂面间夹角), 以利于增大过流能力。

3 门板只能在支座上滚转, 不能滑动。

4 在任何水位下, 一当闸前水位下降, 门即能自动向关闭方向运动。

如果在满足上述主要条件下, 支座曲线还能够使闸前水深与门的倾倒角, 按照设计者的意图而变化, 则是更加完善的最优支座曲线。

但是, 理论分析与实验表明, 一条最优支座曲线的形状与尺寸, 它和门的尺寸大小、门的重量、门的重心位置的高低等条件有直接关系, 当没有确定上述参变数以前, 就不可能笼统地断定什么形式曲线为最优,

更不可能给出最优支座曲线的尺寸。本试验研究的第一阶段，曾力图用经验的方法尝试得出一种具有普遍意义的支座曲线，但是这种尝试没有获得成功。根据我们对门高 $L = 24^{\circ}m$ ，门重 $G = 1455kg$ ，重心高度 $L_c = 12^{\circ}m$ 的有机玻璃门板以及 $L = 30^{\circ}m$ 的木质木板所获得的试验资料，对不同的形状的支座曲线的运行特性可得到如下的初步结论：

1 园弧形曲线支座比复合园弧或椭圆曲线支座，一般说来可能的最大开角较小。

2 园弧形支座，门的倾角随闸前水深的增加而增大的比率不够均匀，容易产生停滞和突变现象，即在某些闸前水深变化范围内，水深增加很少，而开角变化很大，在另一些范围，水深增加很多而开角变化很小，因而运行的稳定性较差。支座的园弧半径愈小这种情况愈突出。这种现象，对于某些椭圆曲线支座亦有发生，而复合园弧支座则较少发生这种情况。

3 从自动关门的灵敏性来看，园弧形支座较差，复合园弧及椭圆支座较好。对园弧形支座，当门的开角已经较大，而后门前水位下降时，门的自动关闭动作，一般反应较为迟缓，甚至有时水深大幅度下降，而门仍不向关闭方向动作。

图 7 中反映了五种不同半径的园弧形曲线支座的运行特性。

纵座标为闸前的超高水位 ΔH （以公分计），横座标为门的倾角 α （以度计），图中的虚线部分表示门的运动过程为快速跨进的阶段（即门倾角速度很快，在每一个 α 角上没有相对持续的时段）。

在图 8 中反映了三种不同尺寸的椭圆曲线支座的运行特性。图 9 为五种复合园弧形曲线支座的运行特性。从图 8 中可以看出，椭圆支座的长短轴设置方位不同，其运行特性有很大的差异，一般说来，长半轴

应置于竖直方向为宜。

综上所述可以看到，用纯经验方法通过试验得出某一具体尺寸和重量的闸门的最优支座曲线，没有普遍的意义，更重的是要探求能够设计支座曲线的普遍理论与方法。

(3) 设计支座曲线的理论公式方法及其实验验证

渐开型翻板闸门沿曲线支座倾转时应具有以下特性：

1. 门板在支座上只能滚转而无滑动。

2. 门板在任意倾角时，与支座只有一条线的接触（从纵剖面图上看，只有一点的接触），在任意支点上门板与支座曲线相切，支座反力则与门板正交。

3. 门的倾角未超过极限最大倾角以前，随着闸前水深的增加，倾角 α 亦增大，一定的倾角与一定的闸前水深相对应。当保持这种对应关系的条件下，门板即不再滚动而维持相对平衡。

现根据上述性质来建立支座曲线所应满足的基本方程式。

如图 10 所示，为任意处于相对平衡状态下的翻板闸门，此时门前水深为 H ，所对应的门板倾角为 α ，门板支承在曲线支座的支点 K 处，对于以曲线起点为原点的直角坐标系，设 K 点的坐标为 (x, y) ，此时门孔的开度为 a ；假定门在倾角为 α 时作用于门板上的动水压力的作用点距离门底缘的斜距为 L_D ，令门的重心 O 点距门底缘的斜距为 L_G ，门的自重为 G ，支座反力为 R ，如果将过闸水流视为二元流，那么处于任意相对平衡位置的门板所受的力（包括重力、动水压力、支座反力，暂不计入系统的摩擦力）应构成一平衡力系。

其力系平衡方程式为：

$$R = \frac{1}{2} P b + \frac{1}{2} G \sin \alpha \quad (17)$$

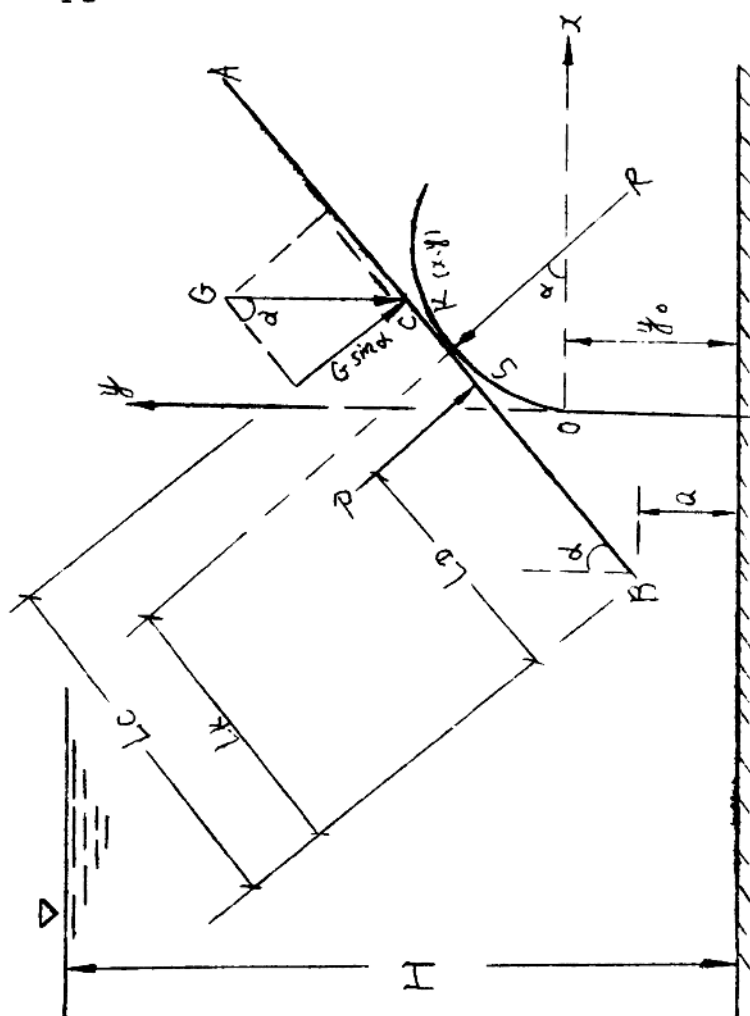


图 10

$$\frac{Pb}{2} L_D + \frac{G}{2} \sin \alpha L_c = RL_K \quad (18)$$

上二式中P为作用于单宽门板上的动水压力。b为门宽， L_K 为支点K距门的底缘的斜距。闸门支承在曲线的任意点K时按照支座运行特性所确定的几何条件为：

$$\frac{dy}{dx} = c \operatorname{tg} \alpha \quad (19)$$

$$L_K = y_0 + s \quad (20)$$

$$a = y_0 + y - L_K \cos \alpha \quad (21)$$

(20) 式中 s 为门板由关闭位置倾倒至 α 角时所经历的弧线长度



利用上述方程式联合求解，即可进行支座曲线的设计。设计方法大体可以归纳为两种基本类型：

(1) 第一种类型可称为校核性设计方法，即首先初步拟定支座曲线的尺寸，然后计算出按该曲线支座运行时的 H 与 α 的对应关系，若这种关系能符合工程设计的要求，则原先拟定的支座曲线即可以采用，若所求出的 H 与 α 关系（将成果可绘成曲线），不符合要求，再重新拟定一种支座曲线进行校核计算，直至满意为止。这种方法的具体计算步骤如下：

1. 首先给定一个适当的闸前水深 H_1 ，然后通过试算求出对应于 H_1 的闸门倾角 α_1 。试算 α_1 的步骤为：假定一个 α_1 ，从支座曲线上可算出相当于该 α_1 角的支点处的弧长 s_1 ，按 (20) 式即可求该支点的 L_{K_1} 以及 y_1 ；再利用公式 (21) 可求得闸门开度 a_1 ；有了闸门开度 a_1 、 H_1 、 α_1 ，已知门高为 L ，可按公式 (2) 及 (8) 计算作用于单宽门板上的动水压力 P_1 及作用点位置 L_{D_1} ；然后把公式 (20)、(21) 代入力矩平衡方程 (18) 又可以求出一个弧长 s'_1 ，若 $s'_1 = s_1$ 则原所假定的 α_1 即为所求，否则重新假定 α_1 ，重复前面步骤直至相等为止。

2 其次再给定若干 H ，按上述同样方法求出若干相对应的 α ，即可绘出按该支座曲线运行的 H 与 α 关系曲线，再研究此 H 与 α 关系能否满足要求。

这种试算法对圆弧支座或复合圆弧支座计算比较简单，对椭圆支座

较为麻烦。计算工作可以列表进行，同时也可以排出程序上机计算。

(2)第二种类型设计是首先人为确定闸门运行时所要求的 $H \sim \alpha$ 关系，然后设计支座曲线形状尺寸。

从理论上讲，这种设计应当是把已知的 H 与 α 的函数关系代入方程求解支座曲线的解析函数 $y = f(x)$ ，然而这样作需求解复杂的微分方程，问题变得非常困难，因而在实用上可以采用差分法求函数 $y = f(x)$ 的数值解。求解的基本方法是：把整个支座曲线划分为若干个微分弧段 $ds_1, ds_2, \dots, ds_m$ 其弧长以弦长 $\Delta s_1, \Delta s_2, \dots, \Delta s_m$ 来代替，各段的分界点以 $1, 2, 3, \dots, m$ 来表示，而各分段的弧长并不相等，设门在运行过程中，支点到达 $1, 2, 3, \dots, m$ 点时，门的倾角分别为 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \dots, \alpha_m$ ，这些 α 值可以人为的确定，当各分点的 α 确定后，按照已知的 $H \sim \alpha$ 关系曲线，就确定了与之对应的 $H_1, H_2, H_3, \dots, H_m$ 。根据各分点的 H 与 α 的对应关系，由理论公式可以算出每个分段弧长所对应的坐标增量 Δx 及量 Δy ，然后即可算出各分点的坐标值 $x_1, x_2, \dots, x_m$ 及 $y_1, y_2, \dots, y_m$ ，从而描绘出所求的支座曲线。

现把第 1 点与第 2 点的计算具体步骤进一步加以说明。从第 2 开始的以后各均与第 2 点算法相同。

第一点的计算步骤

1 适当把支座曲线划分为若干段，并确定各分点的 α 值，在已确定的 $H \sim \alpha$ 关系曲线上（如图 11）找到第 1 点 α_1 所对应的 H_1 值。

2 由公式 (21) 可求出对应于 1 点的闸孔开度 α_1 为

$$\alpha_1 = y_0 + \Delta y_1 - (y_0 + \Delta s_1) \cos \alpha_1$$

因 $\Delta y_1 = \Delta s_1 \cos \alpha_1$,

故 $a_2 = y_0 (1 - \cos \alpha_1)$

3 已知开度 e_1 以及 α_1 、 H_1 利用公式(1)及(8)可求支点在 1 处时门上的单宽动水压力 P_1 及 L_{D_1} 。

4 将 $L_{D_1} = y_0 + \Delta s_1$ 代入公式(18)可求出支点 1 距曲线起点的弧长 Δs_1 ：

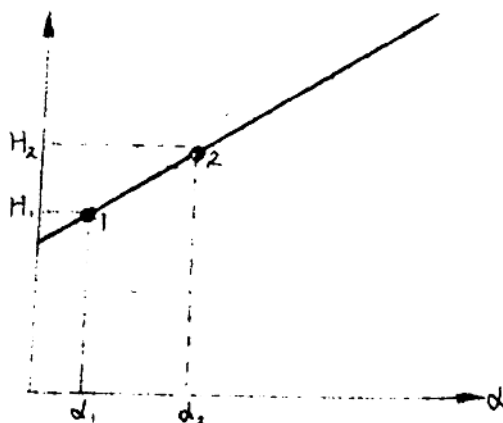


图 11

$$\Delta s_1 = \frac{P_1 L_{D_1} + G \sin \alpha_1 L_C}{P_2 + G \sin \alpha} - y_0 \quad \dots\dots\dots (22)$$

5 求出支点 1 的坐标：

$$x_1 = \Delta x_1 = \Delta s_1 \sin \alpha_1$$

$$y_1 = \Delta y_1 = \Delta s_1 \cos \alpha_1$$

在第一点计算完成的基础上，可按下列步骤进行第 2 点以及任意点 n 的坐标计算：

1 根据确定的分段关系，找出 α_1 所对应的 H_1 。

2 求闸门在支点 2 处的开度：

$$\begin{aligned} e_2 &= y_0 + y_1 - (y_0 + y_1) \cos \alpha_1 \\ &= y_0 + (\Delta y_1 + \Delta y_2) - (y_0 + \Delta y_1 + \Delta y_2) \cos \alpha_1 \\ &= y_0 (1 - \cos \alpha_1) + \Delta y_2 - \Delta s_1 \cos \alpha_1 \end{aligned}$$

对任意 n 点的开度：