

渣浆泵内汽蚀分析与计算

钟 震

(北京水利水电管理干部学院)

摘 要 该文从理论上分析了渣浆泵内汽蚀产生的原因,建立了汽蚀状态方程式,提出了渣浆泵汽蚀余量的计算方法,并通过实例计算,验证了该方法的准确性,对渣浆泵汽蚀的研究和计算具有重要的实际意义。

关键词 渣浆泵 汽蚀分析 计算

1 汽蚀理论分析

研究液体对泵叶轮叶片进口边绕流情况,如图1所示。在 a 点将液流分为两部分,在该点其相对速度等于零。在叶片背面点 b ,液体对叶片进口边绕流的速度最大,而该点的压力最小。

假定叶片进口边前的液流压力,相对速度和圆周速度分别为 p_1 、 w_1 和 u_1 。考虑点 b 位于进口边很近,可以认为 $u_1 = u_1'$,而 u_1' 是液体在点 b 处的圆周速度。在点 a 到点 b 这样短的距离上,水力损失可以忽略。

于是我们可以得到液体沿着所研究流束相对运动的伯努利方程式为

$$p_1/(\rho g) + w_1^2/2g = p_1'/(\rho g) + (w_1')^2/2g$$

式中 p_1' 和 w_1' ——液体沿叶片背面流动在流线上点 b 的压力和相对速度; ρ ——液体密度。

逐渐降低液流在叶轮入口的压力 p_1 ,将保持泵的恒定流量。因为流动是无脱流的,所以在恒定流量时,液体相对速度 w_1 和 w_1' 也将恒定。在点 b 的压力 p_1' 将降低到与叶轮入口压力 p_1 相同的值。泵的扬程为恒定,因为液流在叶轮内运动学参数不变。

随着叶轮前压力的降低,在点 b 的压力减小到液体饱和蒸汽压力 p_v ,压力 p_1 进一步降低,对压力 p_1' 已不产生影响。可是,在点 b 压力为恒定,并且等于液体饱和蒸汽压力。沿着叶片之间空间其他流线,压力随着压力 p_1 的降低而降低,液体饱和蒸汽压力稳定的区域逐渐扩大。液体沿着该区域流线相对运动的流速,根据伯努利方程式可以得到

$$w_1' = \sqrt{(w_1)^2 + 2(p_1 - p_v)/\rho}$$

在叶轮入口压力 p_1 减小时,液体在所研究区域内(靠近点 b)的速度 w_1' 下降,在恒定流量时,这将导致在叶片之间空间断面上相对速度增大。随着恒定的压力下降区域扩大,靠近叶片背面,液流更加推压叶片工作面,这就引起叶片之间的相对速度增大,因而,有可能导致泵所产生的扬程下降。最后从叶片背面上产生液体完全脱流,伴随扬程急剧下降。

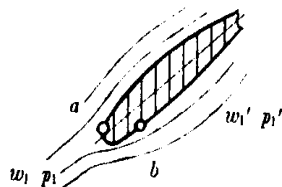


图1 液体绕流示意图

Fig 1 Fluid around flow

收稿日期: 1998-11-27

钟 震, 副教授, 北京市西外花园村 北京水利水电管理干部学院, 100044

实际上,液体汽蚀现象比上述描述的情况要复杂的多,泵的参数只有在汽蚀充分发展时才开始变化。

2 汽蚀余量方程式

假定用 p_a 代表大气压力, p_1 和 v_1 分别代表叶轮前液体压力和流速。泵轴线与水池自由表面的距离为 Z , 从水池抽送液体。在叶轮前吸入系统的水头损失等于 h_w 。根据伯努利方程式得

$$p_a/(\rho g) = p_1/(\rho g) + v_1^2/2g + Z + h_w$$

令 $Z + h_w = H_1$, 称为静吸上高度, 于是可得

$$p_1/(\rho g) = p_a/(\rho g) - v_1^2/2g - H_1$$

液流在叶轮入口断面和最小压力点 b 之间压力降, 由下式确定

$$(p_1 - p_1')/(\rho g) + w_1^2/2g = (w_1')^2/2g$$

则得

$$p_1'/(\rho g) = p_a/(\rho g) - v_1^2/2g - H_1 - [(w_1')^2 - w_1^2]/2g$$

压力 p_1 降低是静吸上高度 H_1 增加所致。在流量恒定时, 当压力达到抽送液体饱和蒸汽压力, 即 $p_1' = p_v$ 时, 该泵 H_1 值将最大。

如上所述, 静吸上高度进一步增加, 可能导致泵的特性变化。这样, 保证最大允许静吸上高度的条件为

$$(p_a - p_v)/(\rho g) - H_1 = v_1^2/2g + [(w_1')^2 - w_1^2]/2g$$

汽蚀余量(NPSH) Δh 为

$$\Delta h = p_1/(\rho g) + v_1^2/2g - p_v/(\rho g)$$

利用上述关系, 可以得到汽蚀余量表达式为

$$\Delta h = (p_1 - p_1')/(\rho g) + v_1^2/2g$$

该公式表示叶轮口水头超过液体饱和蒸汽压时水头的余量。泵性能参数或者汽蚀发展相关的现象开始变化时的汽蚀余量, 称为临界汽蚀余量, 用 Δh_{cr} 表示。

在图2上示出泵汽蚀特性曲线 $H = f(\Delta h)$ 。曲线 m 对用于抽送均质液体的普通泵具有代表性, 这种泵叶片数 $Z = 6 \sim 8$ 枚, 流道相当窄。曲线 n 对抽送磨蚀性固液混合物的泵具有代表性, 这种叶泵片数少, 叶轮流道宽。曲线上 Δh_I 对应于泵扬程或者功率开始变化的汽蚀余量, Δh_{II} 对应于汽蚀充分发展的汽蚀稳定状态。

从图上可知, 在普通离心泵上, 对应部分发展的汽蚀区 ($\Delta h_I - \Delta h_{II}$), 即汽蚀完全发展之前状态脱流相当小, 可是在抽送磨蚀性混合物的泵上, 汽蚀区 ($\Delta h_I - \Delta h_{II}$) 占据 Δh 相当大的范围。在渣浆泵和抽送均质液体泵汽蚀曲线上存在这种差别, 其理由说明如下。

在汽蚀发展开始瞬时所形成压力等于液体饱和蒸汽压力的区域, 可以与普通泵窄流道大小相比较。因此, 甚至在压力稍有一点下降 (即减少 Δh), 这个区域增大, 实际上占据整个流道, 这就会引起参数急剧变化。在渣浆泵上, 汽蚀开始时低压区域 (等于液体饱和蒸汽压力), 与叶片间流道相比是相当小的。压力进一步下降时, 这个区域扩大, 但是还是不可比地小于流道其余部分。这部分流道内压力还是高于液体饱和蒸汽压力。正是在这种汽蚀状态下观察到扬程 (和功率) 的变化, 但是在 Δh 变化范围相当宽时, 并为导致参数明显下降 (相反, 甚至观察到扬程有所增加)。只有当低压区增大到其大小近似等于叶片间流道尺寸时, 参数才开始有明显的降低, 其后泵工作完全断开 (汽蚀充分发展)。

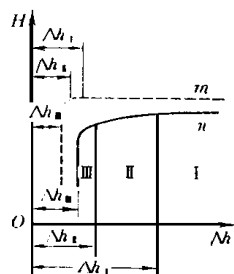


图2 泵汽蚀特性曲线
Fig 2 Pump NPSH
characteristic curve

从上述情况看, 泵汽蚀余量与叶轮叶片叶型入口边绕流的液体运动有关。上述公式采用下式表示

$$\Delta h = v_1^2/2g + (w_1^2/2g)[(w_1^2/w_1^2) - 1] = v_1^2/2g + \lambda_r w_1^2/2g$$

式中 $\lambda_r = (w_1^2/w_1^2) - 1$ 代表汽蚀状态, 称为临界汽蚀系数。

对于汽蚀状态 III 和 II, 其 λ_r 值随汽蚀区域大小而变化, 因此随着速度 w_1 的变化而变化。

泵吸入性能与叶轮入口液体运动有关, 即与径向分速度 v_{1m} 和圆周速度 u_1 (在轴向吸入时, $v_{1m} = v_1$), 以及与叶轮入口叶片安放角 β_1 有关。

状态 III 表示完全发展的脱流绕流。将上述公式两边均除以 $u_1^2/2g$, 得到下式

$$2g\Delta h/u_1^2 = v_1^2/u_1^2 + \lambda_r w_1^2/u_1^2 = (w_1^2/u_1^2) - 1$$

为了讨论包括三个值 β_1 , v_1 和 u_1 在内的参数选择, 我们研究个别情况——以速度 u_1 运动的直叶片组成的平面叶栅^[1]。绕叶栅的液流, 以轴向速度 v_1 运动。如图 3 所示。叶栅入口前液流压力等于 p_0 。在叶栅内和叶栅后液流汽蚀是这样的, 即液流从直叶片背后完全脱流和在脱流平面内和叶栅后压力等于液体饱和蒸汽压力。这种状态称为超汽蚀状态。我们选择两个控制平面: 1—1' 为叶栅前, 2—2' 为叶栅出口和一个控制表面 $ghcdf$ 。流线 gh 和 ef 对称, 因此可以采用沿着流线的压力为对称分布, 方向指向控制表面内。将作用于控制表面上的投影到叶片叶型上, 则得到冲量等于 $(p_1 - p_v)t \sin\beta$, 其中 t 为叶片间距。

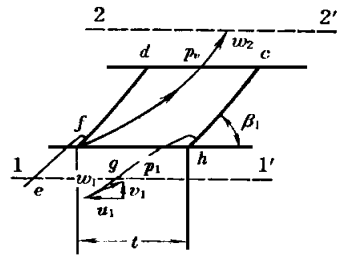


图 3 汽蚀状态时平面叶栅绕流示意图

Fig 3 A rounding flow on plan lattices at NPSH

沿着表面的压力垂直于叶片表面, 而沿着流线 gh 和 ef 的压力合力投影是确定的。

入口不存在环量时, 相对运动情况下压力降

$$p_1 - p_v = \rho(w_2^2 - v_1^2 - u_1^2)/2$$

式中 w_2 ——叶栅出口相对速度, 指向沿叶栅叶型方向。

作用在由选定封闭线限定的液体表面上力的冲量为

$$(p_1 - p_v)t \sin\beta_1 = \rho t \sin\beta_1 (w_2^2 - v_1^2 - u_1^2)/2$$

液体动量在断面 1—1' 和 2—2' 之间叶片叶型方向上投影变化等于 $\rho v_1 t (w_2 \sin\beta_1 - u_1 \cos\beta_1)$ 相对速度 w_1 投影是速度 v_1 分量和 u_1 投影之和。

令得到的力冲量和动量变化相等, 得到 $w_2 = u_1 + v_1 \tan(\beta_1/2)$ 。液流相对速度与脱流后牵连速度 u_1 之比为 $w_2/u_1 = 1 + (v_1/u_1) \tan(\beta_1/2)$ 。相对汽蚀余量为 $2g\Delta h/u_1^2 = 2(v_1/u_1) \tan(\beta_1/2) + [(v_1/u_1) \tan(\beta_1/2)]^2$ 。

这个表达式是在研究直列平面叶栅超汽蚀状态时得到的。对于直列叶栅最简单系统所进行的理论研究结果, 可以应用于离心泵。因此参数 $(v_1/u_1) \tan(\beta_1/2)$ 表征离心泵叶轮汽蚀余量。

在抽送磨蚀性固液混合物的泵上, 作为允许汽蚀余量, 可以采用临界汽蚀余量 Δh_1 , 因为对叶轮磨蚀性磨损参数的影响开始早于汽蚀侵蚀的影响。

现将抽送磨蚀性固液混合物的泵汽蚀试验资料整理结果列举如下, 试验时, 叶轮入口叶片安放角 β_1 从 15 到 35 范围内变化, 比转数在 70~200 之间变化, 叶片数 $Z = 2 \sim 4$, 同时采用既有轴向吸入又有侧向吸入液体的泵(砂泵)。

试验资料结果示于图 4。从图上查得对应数据如下:

$$X = (v_1/u_1) \operatorname{tg}(\beta_1/2) = 0 \quad 0.1 \quad 0.2 \quad 0.3 \quad 0.391$$

$$Y = 2g\Delta h/u_1^2 = 0 \quad 0.688 \quad 1.168 \quad 1.418 \quad 1.60$$

分析这组数据后, 可将它们之间的关系用下式描述

$$Y = AX^B$$

通过计算, 得到 $A = 2.98; B = 0.62$ 。从而可得回归方程

$$2g\Delta h/u_1^2 = 2.98[(v_1/u_1) \operatorname{tg}(\beta_1/2)]^{0.62}$$

引用符号 $(1/2 + D_{03}/2D_{01})\varphi b_1/D_{01} = k$ 。根据具体砂石泵叶轮尺寸计算的平均值 $k = 0.25$ 。

经过整理, 可得

$$\Delta h = (1/2g)[(1 + \lambda_r)Q^2/(\pi^2 D_{01}^4 k^2) + \lambda_r \pi^2 D_{01} n^2/3600]$$

假定系数 k, λ_r 与叶轮入口直径 D_{01} 无关。当吸入能量 $2g\Delta h$ 为最小时可以得到汽蚀性能的最佳条件。根据上述假设, 将上式对 D_{01} 求导, 并令其 $\partial(2g\Delta h)/\partial D_{01} = 0$ 。经过整理得到最佳直径 D_{01} 为

$$D_{01}^6 = 2 \frac{1 + \lambda_r}{\lambda_r} \frac{3600}{\pi^4 k^2} \left(\sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \right)^6$$

令 $\sqrt[3]{Q/n} = D_q$, 称为单位尺寸, n 为泵的转速,

$$D_{01opt} = k_0 \cdot D_q$$

式中 $k_0 = 3.95 \sqrt{(1 + \lambda_r)/\lambda_r}$ 。根据文献[2], $\lambda_r = 0.15 \sim 0.4$ 。计算系数 k_0 值, 得到

$$\lambda_r = 0.15 \quad 0.20 \quad 0.25 \quad 0.30 \quad 0.35 \quad 0.40$$

$$k_0 = 4.56 \quad 4.38 \quad 4.25 \quad 4.15 \quad 4.07 \quad 4.00$$

经过整理后得到汽蚀余量为 Δh 最小值

$$\Delta h_{\min} = 0.435 \sqrt{\lambda_r^2 (1 + \lambda_r) \cdot (Qn^2)^{2/3}}/2g = k_1 (Qn^2)^{2/3}/2g$$

系数 $k_1 = 0.435 \sqrt{\lambda_r^2 (1 + \lambda_r)}$, 得到

$$\lambda_r = 0.25 \quad 0.30 \quad 0.35 \quad 0.40$$

$$k_1 = 0.129 \quad 0.158 \quad 0.186 \quad 0.213$$

泵内无汽蚀的条件^[3]为 $\Delta h < k_0 (Qn^2)^{2/3}/2g$

从图 4 可知, 在参数 $(v_1/u_1) \operatorname{tg}(\beta_1/2)$ 减小时, 汽蚀余量下降, 改善了泵的吸入性能。

叶轮入口结构特点, 叶片厚度和叶片安放角增大, 降低磨损的条件要求, 是使砂石泵汽蚀特性恶化的原因。因此, 汽蚀比转数 $C = n \sqrt{Q}/(\Delta h_{cr}/10)^{3/4}$, 抽送固液混合物泵的汽蚀特性要低于抽送清水的泵。对于所研究的泵第二临界状态的 C 值在 700~1000 范围内。

3 计算举例

[例] 试确定砂泵必需汽蚀余量。该泵有关参数如下: $Q = 3600 \text{ m}^3/\text{h} = 1 \text{ m}^3/\text{s}$, 转速 $n = 480 \text{ r/min}$, 叶片入口宽度 $b_1 = 0.3 \text{ m}$, 叶片入口边直径 $D_{01} = 0.5 \text{ m}$, 后盖板处 $D_{03} = 0.375 \text{ m}$, 叶片数 $Z = 4$, 叶片厚度 $\delta = 0.05 \text{ m}$, 叶片入口安放角 $\beta_1 = 35^\circ$ 。

计算过程略。计算结果必需汽蚀余量 $\Delta h_{II} = 4.98 \text{ m}$

从图上查得, 当 $(v_1/u_1) \operatorname{tg}(\beta_1/2) = 0.08$ 时, $\Delta h_{II}/(\mu_1^2/2g) = 0.60$, $\Delta h_{II} = 4.83 \text{ m}$, 与计算值基本一致。

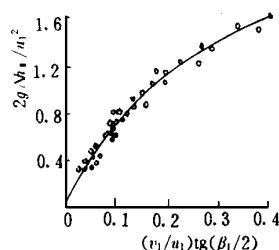


图 4 相对汽蚀余量关系曲线

Fig 4 Relation curve of relative NPSH

参 考 文 献

- 1 / , 1958, . XX II . 30
- 2 何希杰 离心泵叶轮入口参数最优化设计的研究 排灌机械, 1987(4): 18~ 26
- 3 弗·亚·卡列林 离心泵和轴流泵中的汽蚀现象 北京: 机械工业出版社, 1985

Analysis and Calculation on the Cavitation in Slurry Pump

Zhong Zhen

(Beijing Administrative Institute of Water Resources and Hydropower, Beijing)

Abstract The reason of cavitation occurred in slurry pump is analyzed in theory. Therefore, the equation of cavitation condition was established and the calculation method of NPSH in slurry pump. Many practical examples of calculation verified the good accuracy of this method. It was practical significance for the research and calculation of cavitation in slurry pump.

Key words slurry pump, cavitation analysis, calculation