

国产水泵—水轮机选型中的空化（气蚀）及吸出高度问题

高道扬 韩佩军

天津市天发重型水电设备制造有限公司

摘要：抽水蓄能机组国产化、本土化的工作在我国研究多年，水泵—水轮机的正确选型不仅是电站规划及初步设计中最关键的工作，也是抽水蓄能机组设计中最关键的工作，而正确的选型除了考虑模型转轮应有较高的比转速（在同一容量下水泵—水轮机有较小的直径，发电—电动机有较高的转速，从而降低了机组造价）之外，还应有良好的空化（气蚀—以下同）性能。本文从理论上和实验上分析论证了水泵—水轮机的空化特点以及相应吸出高度的选取原则，从而为减少厂房挖深以及延长水泵—水轮机气蚀检修周期提供了依据。

关键字：水轮机 空化 吸出高度

1 水泵——水轮机、转轮的空化特点

1.1 水泵工况空化系数及计算

水泵工况下，在抽水蓄能机组下池液面（O点）、泵入口处（S点）、泵进口叶片背面压力最低处（K点）之间用伯努里能量方程分别建立能量平衡关系，从而找出泵吸入口压力以及水泵空化系数的计算公式（见图1）。

图 1

水泵入口处（S点）的压力：液面（O点）与泵入口处（S点）之间存在以下关系：

$$Z_0 + P_0 / \gamma + V_0^2 / 2g = Z_S + P_S / \gamma + V_S^2 / 2g + \sum h_{0S} \quad (1.1)$$

式中， Z_0 、 Z_S 分别为下池液面及泵入口处至尾水管底板的高度

P_0 、 P_S 分别为下池液面及泵入口处的水压力

V_0 、 V_s 分别为下池液面及泵入口处的平均流速

Σh_{0s} 为下池液面至泵入口处的水力损失

γ ：水密度

通常下池液面压力为大气压即 $P_0=P_a$ ，流速为零即 $V_0=0$ ，由 (1.1) 式，则 S 点的压力 P_s 相应的水柱高 (m) 为：

$$P_s/\gamma = P_a/\gamma - (Z_s - Z_0) - V_s^2/2g - \Sigma h_{0s} \quad (1.2)$$

泵入口处压力与大气压力差 (真空度)：

$$P_a/\gamma - P_s/\gamma = H_s + V_s^2/2g + \Sigma h_{0s} \quad (1.3)$$

正是上述的真空度使水流能以流速 V_s 克服尾水管的水力阻力而进入水泵入口处。

有效空化余量 (装置的空化余量)：有效空化余量定义为水流自下池经尾水管到达泵吸入口处的所余高于汽化压力能头 (P_v/γ) 的那部分能量——有效的净正吸入水头 (Net Positive Suction Head——简称 NPSH)，其值记为 Δh_a ，则 Δh_a 为：

$$\Delta h_a = P_s/\gamma + V_s^2/2g - P_v/\gamma \quad (1.4)$$

式中 Δh_a (NPSH) 即为有效空化余量

这里 P_v 为水流在运行工况温度下的汽化压力

由式(1.1)可得：

$P_s/\gamma + V_s^2/2g = P_0/\gamma + V_0^2/2g + Z_0 - Z_s - \Sigma h_{0s}$ ，在抽水蓄能机组的水泵工况下： $P_0=P_a$ ， $V_0=0$ ， $Z_0 - Z_s = -H_s$ ，如假定 $\Sigma h_{0s} \approx 0$ ，则：

$$P_s/\gamma + V_s^2/2g = P_a/\gamma - H_s \quad (1.5)$$

将式(1.5)代入式(1.4)则

$$\Delta h_a \text{ (NPSH)} = P_s/\gamma + V_s^2/2g - P_v/\gamma = P_a/\gamma - H_s - P_v/\gamma \quad (1.6)$$

国外公司常将 P_a/γ (下池液面大气压力换算的水柱高度) 记为 $H_{atm}(m)$ ， P_v/γ (水泵入口处水温汽化压力换算的水柱高度) 记为 $t_v(m)$ ，因而在 $\Sigma h_{0s} \approx 0$ 的假定下近似有：

$$\Delta h_a \text{ (NPSH)} = H_{atm} - t_v - H_s \quad (1.7)$$

由 (1.4) 式可知，有效空化余量仅与 S 点的压力、流速及汽化压力有关，即仅与泵工况的吸水系统 (尾水管等吸入系统) 及流量有关，而与泵吸入口以后即水泵—水轮机的结构无关，因此有的文献又称 Δh_a 为装置的有效空化余量。

必需的空化余量 (泵的空化余量)：水流进入水泵—水轮机转轮后，水泵工况在吸收外加机械能 (由电能转换) 之前，由于流道过流面积的收缩、水流在经过叶片头部时，水流急骤转弯，流速加大 (特别是叶片背面) 以及由此带来的水力损失等使水流的压力进一步下降，因此泵工况的压力最低点是在靠近叶片进口背面的 K 点，K 点就是水流首先空化之处。

利用伯努里方程可以建立泵吸入口 S 点与水流在叶片进口边前 (1 点) 之间的能量平衡关系，利用相对运动的伯努里方程可以建立 1 点和 K 点之间的能量平衡关系，从而可以建立 S 点和 K 点之间的能量平衡关系，并可得：

$$\Delta h_a = P_s/\gamma + V_s^2/2g - P_v/\gamma = (P_k - P_v)/\gamma + \Delta P/\gamma \quad (1.8)$$

式中 P_k 为 K 点水流的压力， P_k/γ 为相应的水柱高， P_v 为 K 点的水温下的汽化压力， P_v/γ 为相应的水柱高。

我们定义 $\Delta P/\gamma$ 的数值为泵必需的空化余量 Δh_r ，因此有：

$$\Delta h_a = (P_k - P_v)/\gamma + \Delta h_r \quad (1.9)$$

Δh_r 的物理意义就是水流进入泵后，在未被叶轮增加能量前，由 S 点至 K 点，因流速增加及相应的水力损失所引起的压头降低值。其数值主要取决于泵吸入口 (“1” 断面) 及叶轮进口的几何形状及流速，而与尾水管等吸入系统无关，即它主要取决于 “水泵—水轮机” 的结构，特别是叶片本身的翼型 (由此产生的空化属于翼型空化)。

从(1.9)式,可以看出,对于某一确定的水泵—水轮机,在特定的水泵工况下其 Δh_a 、 P_v/γ 为定值,如果由于水泵—水轮机的结构不同,特别是翼型不同时,其相应的 Δh_r 值愈大则 P_k/γ 愈小,即 P_k/γ 愈接近 P_v/γ 值,因此在K点水流愈接近汽化压力,所以 Δh_r 实际上是表示了该泵的空化性能的好坏, Δh_r 愈大则抗空化性能愈差,反之则愈优越。

如上所述,在一定的工况下, Δh_a 为定值,由式(1.7)可知,随着吸出高度的变化, Δh_a 也发生着变化。当 Δh_a 不断地减小以至使K点水流压力 P_k 等于该温度下的汽化压力 P_v 时($P_k=P_v$),则水流开始汽化,空化开始产生,称为**临界状态**,此时有效空化余量记为 Δh_{cr} ,在此种情况下,由于 $P_k=P_v$ 由式(1.8)、式(1.9)则有:

$$\Delta h_{cr} = \Delta h_a = \Delta h_r = \Delta P / \gamma \quad (1.10)$$

由式(1.10)可知: **泵必需的空化余量**等于处于临界状态下的**有效空化余量**。

泵的空化系数及计算:

从以上分析可以看出, Δh_r 是代表了确定的水泵—水轮机在水泵工况下空化性能,但用 Δh_r 直接来表达空化性能并不完善,因为 Δh_r 值与泵入口及K点的动力真空(含有速度水头)有关,而任何速度水头均与水泵的扬程成正比。因此对同一水泵—水轮机应用于不同电站时,由于扬程不同,在同一工况下其动力真空值不同,对应的 Δh_r 也不同,因而不能确切地表示其空化性能,为此引入**空化系数** σ (托马系数):

$$\sigma = \Delta h_r / H \quad (1.11)$$

由式(1.11)可知**空化系数** σ 是一个无量纲量,它仅与水泵—水轮机叶轮的几何形状、水流绕型的流态有关,即仅与水泵—水轮机的结构及工况有关,而与扬程无关,它确切地表现了某确定的水泵—水轮机在某确定工况下泵工况的空化性能。

直接计算 Δh_r 是非常困难的,通常引用一些经验数据,可以得到以下计算公式:

$$\Delta h_r = \lambda_2 (V_1^2 / 2g) + \lambda_1 (w_1^2 / 2g) \quad (1.12)$$

式中, w_1 : 叶轮进口处相对流速;

V_1 : 叶轮进口处绝对流速;

λ_1 : 水流绕叶片头部引起的压降系数(叶栅空化系数),一般在无冲击入流的情况下

$$\lambda_1 = 0.2 \sim 0.4;$$

λ_2 : 绝对流速变化及水力损失引起的压降系数(水流进入叶片以前的综合损失系数),

$$\text{通常 } \lambda_2 = 1.0 \sim 1.4;$$

根据式(1.7),式(1.11)也可改写为:

$$\sigma = (H_{atm} - t_v - H_s) / H = NPSH / H \quad (1.13)$$

1.2 水轮机工况空化系数及计算

水泵—水轮机在水轮机工况下的翼型空化与水轮机一样也是发生在叶片背面的低压区且离出口不远处,这和水泵工况的位置几乎相同,为了比较区别起见,我们记为M点,与水泵工况一样,要保证在M点不发生翼型空化,必须使该点的压力大于该点水流的汽化压力,即 $P_M/\gamma > P_v/\gamma$,由M点和叶片出口断面点“2”(即泵水泵入口点“1”)的相对运动的伯努里方程以及“2”点与下池水面出口a点(即水泵工况的0点)的伯努里方程,可以得到M点的真空值:

$$\Delta h = (P_a - P_M) / \gamma = (w_M^2 - w_2^2 + v_2^2 + U_2^2 - U_M^2) / 2g - h_{M-a} + Z_M - Z_a \quad (1.14)$$

定义 $\Delta h_t = (w_M^2 - w_2^2 + v_2^2 + U_2^2 - U_M^2) / 2g - h_{M-a}$,它是与流速有关动力真空,而 $Z_M - Z_a$ 是与吸出高程有关的静力真空。

直接计算动力真空是十分困难的,和水泵工况相类似引用经验数据,可以得到以下计算公式:

$$\Delta h_t = (w_M^2 - w_2^2) / 2g + \eta_s (v_2^2 / 2g) \quad (1.15)$$

即: $\Delta h_t = w_M^2 / 2g - w_2^2 / 2g + \eta_s (v_2^2 / 2g)$

假定: $w_M = \xi w_2$ (ξ 为系数),则有:

$$\begin{aligned}\Delta h_t &= \xi^2 w_2^2/2g - w_2^2/2g + \eta_s(v_2^2/2g) \\ &= (\xi^2 - 1)w_2^2/2g + \eta_s(v_2^2/2g), \text{ 令 } \lambda = \xi^2 - 1, \text{ 则有:} \\ \Delta h_t &= \lambda w_2^2/2g + \eta_s(v_2^2/2g)\end{aligned}\quad (1.16)$$

式中 w_2 : 水轮机出口处相对流速

v_2 : 水轮机出口处绝对流速

λ : 叶栅空蚀系数, 通常为 0.05~0.15

η_s : 尾水管恢复系数, 通常为 0.6~0.7

与水泵工况相类似, 因为速度头 $w_2^2/2g$ 、 $v_2^2/2g$ 与水头成正比, 对同一水轮机应用于不同水头机组时, 在同一工况点其动力真空 Δh_t 也不相同, 因而它不能确切地表示该水轮机的空化性能, 因此我们引入了水轮机空化系数 (托马系数):

$$\sigma = \Delta h_t/H = [\lambda w_2^2/2g + \eta_s(v_2^2/2g)]/H \quad (1.17)$$

由(1.17)式可见, 空化系数 σ 是一个无量纲量, 它仅与水泵—水轮机的转轮的翼型以及尾水管的性能有关, 而与水头无关, 在既定的工况下 σ 为一定值, 其值越大, 产生的动力真空也大, 空化的可能性也愈大。

由式(1.14)、式(1.17)可知:

$$\Delta h = (P_a - P_M)/\gamma = \Delta h_t + Z_M - Z_a,$$

$$\text{即: } (P_a - P_M)/\gamma = \sigma H + H_s$$

当 P_M 降低为汽化压力的情况下, $P_a/\gamma = H_{atm}$, $P_M/\gamma = t_v$, 则上式可改写为:

$$H_{atm} - t_v = \sigma H + H_s$$

$$\text{即: } \sigma = (H_{atm} - t_v - H_s)/H = NPSH/H \quad (1.18)$$

由式(1.13)、式(1.18)可知, 水轮机工况和水泵工况空化系数在形式上完全相同, 但水泵工况 NPSH 是指泵工况入口处 (S 点) 的空化余量, 而水轮机工况 NPSH 是指叶片背面 (M 点) 的空化余量。

1.3 水泵—水轮机空化的特点

在上述空化系数计算中, 我们是以水流的汽化压力作为初生空泡的临界压力 (事实上由于水质及泥沙含量的不同等各种因素, 使水流在高于或低于汽化压力时发生空泡) 来讨论水泵—水轮机在水泵工况及水轮机工况的空化以及空化系数的定义及理论计算, 基于以上分析, 我们对水泵—水轮机空化特点可以综述如下:

a. 水泵—水轮机在泵工况下空化系数 σ 主要取决于泵工况进口以后的翼型以及水泵—水轮机的泵工况出口流道 (如蜗壳、导水机构等), 而水轮机工况的空化系数主要取决于翼型及水轮机出口流道, 如尾水管等, 由于水泵—水轮机同时存在水泵、水轮机两种工况, 因此其空化系数主要取决翼型及全部流道 (从蜗壳进口至尾水管出口), 而其中最主要是取决于翼型。

b. 对比式(1.12)与(1.16)我们发现: 如果泵进口相对流速 W_1 和绝对流速 V_1 分别与水轮机工况的出口相对流速 W_2 和绝对流速 V_2 相等时, 则泵工况的空化系数将比水轮机工况高出一倍以上 [但进一步的研究表明, 这个差别与比转速有关, 对于低比转速 (高水头) 水泵—水轮机, 两种工况的空化系数差别一般要小些, 甚至在水轮机工况小流量区的空化系数有可能比水泵工况还要大], 因此水泵—水轮机的空化在通常的情况下主要取决于水泵工况。

2 水泵—水轮机空化的模型实验研究

2.1 水泵—水轮机空化发生、发展过程的理论分析

空化或称气蚀, 其英文 (Cavitation) 来源于拉丁文 Cavitas (空泡或空洞), 它是水力机械中的一种特有现象, 如前所述, 当水流在水力机械流道中的局部压力降低到该温度下的汽化压力时, 水流开始出现空 (汽) 泡, 当压力进一步降低时, 水流中的空泡将不断的增加并很快膨胀, 并随水流向前流动, 当水流运行到压力较高处, 由于压力的作用, 这些空泡将迅速被压缩并溃灭, 空泡的发

生、发展、压缩、溃灭过程涉及到复杂的物理、化学现象，这个全过程发展到严重程度时不仅使水力机械产生噪音、振动并侵蚀过流部件表面，这些现象称为空化或气蚀现象。

水泵—水轮机与水轮机或水泵一样，空化有三个类型即翼型空化、空腔空化、间隙空化。其中翼型空化主要是由叶片背面的负压及叶片正、负大冲角引起的；空腔空化通常发生在水轮机非设计工况下由尾水管涡带中心地带的真空引起的；间隙空化是由于水流通过较小的通道或间隙引起的局部流速增高，压力降低而引起的。众所周知，在通常的水流条件下，具有决定性影响的是翼型空化和空腔空化。

对于水泵—水轮机来讲，在水轮机工况一般是满负荷顶峰运行。因而空腔空化比通常水轮机要轻，但是由于在水泵—水轮机和水泵工况下都存在翼型空化，并且如前所述水泵工况的空化系数要大于水轮机工况的空化系数。因而我们着重来分析一下水泵工况下翼型空化的发生、发展过程。

前面已详细地讨论了翼型空化中由于局部负压引起的空化及其空化系数的计算，现在进一步讨论在泵工况的全过程中空化情况。它的形成包含了两个因素，即叶片背面的负压及叶片的正、负大冲角，图 2 绘制了泵工况的进口速度三角形，它包括了三种典型工况：1、小流量区；2、最优流量区；3、大流量区

图 2 水泵入口速度三角形示意图

图中：V：绝对速度；W：相对速度；U：圆周速度。对应上述三种工况分别以角标 S、O、M 加以区分。

α ：水流相对速度冲角 $\alpha = \beta_0 - \beta$

β_0 ：在最优工况下， W_0 与叶片骨线的切线方向一致时， W_0 与圆周方向切线的夹角（叶片安放角）

β ：在不同的工况下，W 与园周切线的夹角

理论分析和实验都证明无论水轮机工况或是水泵工况，其叶片正面均为压力面，而背面均为负压面。

从图 2 不难看出，在小流量区 $\beta < \beta_0$ 时为正冲角， W_s 冲击压力面，从而在叶片负压面有脱流汽泡出现，且流量愈小， β 愈小，正冲角也愈大，脱流也愈严重，汽泡也愈多，当流量逐步增大至最优点时脱流消失，这时只有在叶片背面最低压力点的压力小于汽化压力时才有气泡出现。当流量进一步增大，这时为负冲角， W_m 冲击叶片负压面，从而在叶片的压力面有脱流汽泡出现，且流量愈增

大，负冲角愈大，脱流区愈大，汽泡也愈多。说明在泵工况中，流量由小到大，汽泡由多到少再到多，也就是说泵工况的空化在最小流量及最大流量点较为严重，而在最优点是安全的。根据泵工况的特性曲线，通常小流量对应高扬程，大流量对应低扬程，因而最高扬程与最低扬程是泵工况空化最危险的两个工况点。

2.2 水泵—水轮机空化系数的实验测定

在上节中，公式(1.12)给出了泵工况 Δh_r 的理论计算公式，但是事实上很难用它来直接、准确地计算 Δh_r ，并进一步由式(1.11)计算出 σ 值，因为对于某一具体的水泵—水轮机很难确定它具体的 λ_1 、 λ_2 数值，且公式(1.12)只考虑了叶片负压面的最低压力点的汽化而未考虑正、负冲角时脱流形成的空化，更无法考虑这两种因素引起的空化程度对外特性（如效率、扬程、功率等）的影响，因而在工程上通常在实验室用全模拟真机流道的模型装置来确定不同工况的空化系数，在公式(1.13)中：

$$\sigma = (H_{atm} - t_v - H_s) / H = NPSH / H$$

水泵的空化实验通常都是在封闭的实验台上进行，在一定的转速下，对不同的扬程及流量工况，进行空化实验，对于一定扬程，由于 H_{atm} 及 t_v 均为定值，要改变 σ 值，只有改变 H_s 值，但在实验室条件下改变 H_s （即下游尾水位）是很困难的。因而实验时通常是在尾水箱中抽真空，在尾水箱水位不变的条件下，下降的真空度(m)，即相当于尾水位的下降值(m)。

由(1.7)式， Δh_a (NPSH) = $H_{atm} - t_v - H_s$ 可知： Δh_a (NPSH) = $H_{atm} - H_s - t_v$ ，我们可以粗略地认为 $H_{atm} - H_s$ 为泵工况入口处（S点）压力，它由下游水面的大气压 H_{atm} 及吸出高度 H_s 对应的水柱压力两部分组成， t_v 为汽化压力对应的水柱高。当我们不断的加大尾水箱的真空度，即是不断的减少对应 H_s 的水柱压力，直至泵内压力最低点的水流汽化，随着汽泡的增多，将引起外特性（效率、扬程、功率等）的改变，并据此选取相应的临界空化（气蚀）系数 σ_c 。在水泵行业：国际上通常采用IEC497-1976蓄能泵模型验收试验国际规程中推荐的方法来确定 σ_c ；我国国内通常采用GB3216-82中推荐的方法来确定 σ_c ，但是对水泵—水轮机的泵工况的 σ_c 取法，在国际和国内尚未有统一的规定。各公司根据自身的实际经验来自主确定。

从图2我们看到，在小流量区由于相对速度 w_s 冲击叶片压力面，在负压面形成由脱流而产生了可见汽泡（用闪频仪从转轮室的观察窗口可以记录汽泡发生、发展的过程）。随着流量的增加，相对速度 w 逐渐接近最优点因脱流而产生的汽泡相对减少，在最优点附近汽泡的产生主要是由于最低压力点水流的汽化，随着流量的加大，相对速度 w_M 冲击叶片负压面并在正压面形成由脱流而产生的汽泡，但是由于叶片本身的遮挡，闪频仪无法直接记录汽泡的发生、发展过程，只能依靠汽泡产生伴随的噪音以及外特性的改变来记录该过程，在同一工况点（流量、扬程一定），随着真空度的加大，汽泡逐渐增多将引起外特性的改变，据此确定该工况下的临界空化（气蚀）系数。

由于在实验中可以直接测得尾水箱真空度并由此可计算出模型的 $npsH$ ，此外 $npsH$ 具有明显的物理意义，因此国外公司常将空化实验的结果在 $npsH-q$ 座标中表示出来，图3是一个典型的空化实验结果。从图3我们很容易依据式(1.13)计算并绘制出 $\sigma-q$ 关系曲线。由于工程上通常直接利用模型 $npsH-q$ 曲线来计算吸出高度，因此常常在实验报告中不绘制 $\sigma-q$ 曲线。

2.3 水泵工况模型必须空化余量的确定及模型至真机的换算

在图3中分别记录了负压面吸出边、正压面压力边的空化发生、发展的结果，在吸出边依靠闪频仪记录了第一个空泡的发生，绘出了曲线1；依靠外特性（效率、扬程、功率等）的降低来确定空化限制点并绘出了曲线2；在压力边依靠对噪音的测量绘制了曲线3；依靠外特性的降低来确定空化限制点并绘出了曲线4。

第一个空泡或噪音的出现只是表示空化过程的开始，而真正的威胁来自于外特性的改变，各公司通常根据实际经验来确定各工况下相应的低压边及高压边的空化限制点 $npsH$ ，曲线2、曲线4中对应的 $npsH$ 就是模型在全部流量范围内必须的空化余量限制线。

众所周知，水泵工况在模型（角标 m）与真机（角标 p）之间存在以下关系：

$$Q_p/q_m=n_p D_p^3/n_m d_m^3 \quad (2.1)$$

$$H_p/h_m=(n_p D_p/n_m d_m)^2 \quad (2.2)$$

据此可知：

$$NPSH_p/npsH_m=(n_p D_p/n_m d_m)^2 \quad (2.3)$$

由式(2.3)及式(2.2)，我们将很容易由图 3 换算出在真机条件下，NPSH—Q 关系。

图 3 模型 npsH—q 关系曲线

3 水泵—水轮机吸出高度的选定

3.1 水泵—水轮机运行时上、下库水位的变化与吸出高度关系

水泵—水轮机在运行时，随着水头与扬程的变化，上下库水位也在不断的变化，特别是下库水位的变化将直接与吸出高度选取有关，因此有必要进行认真分析，事实上这种关系是比较复杂的，但是如果我们假定：①电站为纯蓄能电站，上、下水库与天然来流无关而仅与工况变化有关。②不考虑水头损失即水轮机工况的最大水头与水泵工况的最大扬程一致（记为 H_{max} ），水轮机工况的最小水头与水泵工况的最小扬程一致（记为 H_{min} ），在此假定下，我们可将上、下库水位变化与吸出高度关系绘成以下简图（图 4）。

图 4 上、下库水位变化与吸出高度关系图

图 4 表明了电站的四种极限位置，应该指出：①这不是一个平行四边形，因为虽然 AB 与 CD 平行，但通常情况下 BC 与 AD 并不平行。②在一般情况下，A、C 点不可能出现，只有在分别假定上、下库库容为无限大时 C 点与 A 点才会出现。③在通常情况下，当水泵由 H_{\min} 运行至 H_{\max} 时，工况点由 B 沿某一曲线逐步运行至 D 点，如果在 D、B 之间连一直线，当上库工容较大时，该曲线是上弓形，而下库工容较大时，该曲线是下弓形。

如前所述，水泵工况在最小扬程与最大扬程均是空化严重点，因而 B 点与 C 点是满足机组吸出高度要求的关键两点。

3.2 水泵—水轮机吸出高度的选取原则

吸出高度的正确选取是水泵—水轮机选型计算中最重要的一环之一，在计算中应紧紧抓住主要矛盾，既要简明适用又要安全可靠，为此它的选取遵循以下原则：①在各型空化中主要考虑翼型空化的影响。②在水轮机工况下，由于翼型空化中由冲角引起的空化发生在翼型头部，而最低压力点的空化主要发生在叶片负压面背面出水边处，即翼型的尾部，而水泵工况上述两种翼型空化均发生在泵工况的翼型头部（即水轮机工况的尾部），同时如前所述泵工况的由最低负压点引起的空化系数要高于水轮机工况（因为泵工况正是由于大的压差使得下库水可吸入并进一步扬入上库），因此，水泵—水轮机的吸出高度是以泵工况空化限制来计算的，即吸出高度只要在水泵工况得到满足，水轮机工况通常是会满足的。③计算依据水泵工况模型空化实验的结果，特殊情况以及理论计算分析仅提供参考与修正。

3.3 选取吸出高度的实际计算

在实际的工程计算中，当机组的直径与转速确定后，我们便可依据水泵工况真机与模型的换算关系式 (2.1)、(2.2)，求得与真机各工况点对应的模型扬程与流量。具体确定吸出高度的计算步骤如下：①预估一个导叶中心高程。②根据模型转轮的 $n_{psH}-q$ 空化曲线，由式 (2.3) 计算出对应真机不同扬程下的真机必须的 $NPSH_r$ 。③计算不同扬程下的机组实际 $NPSH_p$ 值（依据不同扬程下的下游尾水位与预估的导叶中心高程可计算出不同扬程对应的 H_s ，并依据式 (1.7) 中 $NPSH=H_{atm}-t_v-H_s$ 计算出机组实际 $NPSH_p$ ）。④比较各扬程下的 $NPSH_p$ 与 $NPSH_r$ ，要求各扬程均满足 $NPSH_p \geq NPSH_r$ ，如果有若干扬程（如最大扬程或最小扬程）不满足此要求，则可降低导叶中心高程，直至各扬程全部满足此要求为止，此时导叶中心高程即为实际需要的导叶中心高程，据此计算出必须的吸出高度 (H_s) 值。

实际上可以将以上计算绘制为以下图 5：

图5 真机 NPSH_r、NPSH_p 与 Q 关系曲线

从图 5 不难发现，最危险点只可能发生在最高扬程或最低扬程处，为了减少实际挖深，我们在调正预估导叶中心高程时，在 H_{max} 或 H_{min} 处 NPSH_p 等于或略大于 NPSH_r 即可，并据此最终确定导叶中心高程。

3.4 吸出高度的初步估算

在抽水蓄能电站的规划和初步设计中，时常在没有具体模型转轮的情况下要预估吸出高度值，或电站装置空化系数 σ_p 值，目前有各种不同的估算办法，作者根据多年的工作经验提出以下估算办法，以供参考：

假定电站最高扬程为 H_{max}，最低扬程为 H_{min}，其平均扬程 H_{av}=(H_{max}+H_{min})/2，并假定 H_{av} 对应模型水泵工况的最优点，据此我们可以估算出其对应的泵工况的比转速 n_{q0}，并可进一步估算出水泵—水轮机的主要技术参数（转速、直径、流量……各扬程下泵比转速）——作者将另文论述估算方法——，如对应 H_{max}、H_{min} 的比转速分别为 n_{qm} 及 n_{qs}，则其电站装置空化系数分别为：

$$\sigma_{pm}=1.1n_{qm}^{4/3}\times 10^{-3} \text{ 及 } \sigma_{ps}=1.1n_{qs}^{4/3}\times 10^{-3}$$

应用公式 $\sigma_p=(H_{atm}-t_v-H_s)/H$ 可知：

$$H_s=H_{atm}-t_v-\sigma_p H \quad (3.1)$$

计算由式(3.1)对应 H_{max}、H_{min} 的 H_s 值，并取其绝对值最大者即为预估的吸出高度值。

小结

本文论述水泵—水轮机不同工况下的各种空化现象，并着重在理论上分析水泵工况空化的发生、发展全过程，论述水泵工况空化实验的重要性及实验结果的表述方法，并在其基础上提出了合理选择水泵—水轮机吸出高程的原则和计算方法，在理论分析与实践经验结合的基础上提出了快速估算吸出高度的经验公式。

参考资料：

1. 梅祖彦：抽水蓄能技术
2. 丁成伟：离心泵与轴流泵
3. 哈工大：水轮机水力设计原理