

泵压对射流强度的数值研究

杨首谋

(合肥华升泵阀股份有限公司 安徽 合肥 231100)

摘要: 空化射流产生的关键在于空化喷嘴。泵压的选择对冲蚀效果产生极大的影响。为了获得最佳的泵压, 利用 FLUENT 软件对锥形喷嘴内部流场进行数值模拟, 分析喷嘴泵压对空射流强度的影响。计算结果表明, 随着泵压的增加, 速度和动压相应增大, 但速度增加的斜率变慢; 气相体积也随着泵压的增加而增加, 气相体积在泵压为 5-20MPa 的区间内生长速度逐渐变缓, 泵压继续增加气相体积增长速度不明显, 空化强度随泵压的增加存在极值点(最佳泵压)。通过数值模拟, 泵压为 20MPa, 空化强度高, 冲蚀效果好, 节省能耗。

关键词: 泵压; 空化喷嘴; 射流强度; 数值分析

0 引言

随着水射流技术不断发展, Johnson 和 Kohl 等将空化技术引入水射流技术领域, 开创了一种新型的空化水射流。为了更有效地产生空化, 国内外学者研究开发了各种类型的空化喷嘴, Johnson 等使用中心体喷嘴和旋转叶片喷嘴产生空化水射流, 这成为了典型的空化喷嘴。日本学者 Katsuya Yanaida 在淹没条件下进行简单角形喷嘴的试验等, 增加了淹没条件下空化水射流理论。它在水射流束中人为地制造出高密度的空泡, 并大量使用。物体中的空泡溃灭产生的微流体冲击, 达到清除硬污物和附着生物的目的。与传统的冲蚀方法相比, 利用空化射流冲蚀具有安全, 环保, 高效等优点。喷嘴泵压的选择对清洁效果有重要影响, 如果泵压过高, 无疑会对高压泵提出更高的要求, 从而导致成本增加。如果泵压过低, 则冲蚀效果可能达不到要求。为了获得最佳的泵压, 减少能耗, 增加安全性。使用 FLUENT 软件模拟了典型的高效角形喷嘴, 并分析了泵压对喷嘴空化强度的影响。

1 数值模拟与分析

1.1 计算模型和预处理设置

计算模型 RNG k-ε 模型用于湍流模型, RNG k-ε 模型模型的耗散率 ε 和湍流能量 k 的控制如下:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu_k \mu_{eff}) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu_\epsilon \mu_{eff}) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} \left(G_k + C_{3\epsilon} G_b - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \right) \quad (2)$$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$$

Gk 是由速度梯度引起的湍动能 k 产生的, Gb 是由浮力影响引起的湍动能 k 产生的, YM 是可压缩湍流的脉动膨胀对总耗散率 ε 的影响。∂k 和 ∂ε 分别是湍动能 k 的有效湍流普朗特数的倒数和耗散率 ε, β=0.012, Cμ=0.0845, C1ε=1.42, C2ε=1.68。图 1 详细显示了典型的角形喷嘴的结构和参数。喷嘴由四个部分组成, 1 代表进口腔, 2 代表共振腔, 3 代表收缩腔, 4 代表出口腔, 尺寸以 mm 为单位。

为了观察从角形喷嘴喷射的流体的特性, 设置了外部流场, 如图 2 所示。入口 1 是喷嘴的泵压入口, 并且泵压被设置为唯一变量, 分别为 5MPa, 10MPa, 15MPa, 20MPa, 30MPa, 50MPa。为了确保外部流体可以成功地从进口 2 到出口流动, 进口 2 的压力值应大于外部压力。根据 P=ρgh, 我们可以得到与淹没深度有关的出口压力。入口和出口的湍流强度设置为 5%。墙体表面条件牢固, 墙体不滑移, 采用墙函数法封闭墙体区域。外流区域代表

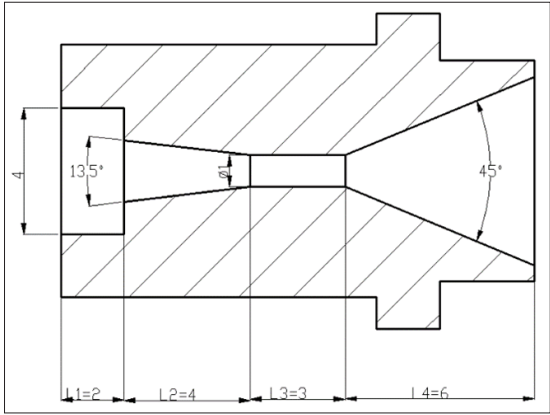


图 1 角形喷嘴的结构

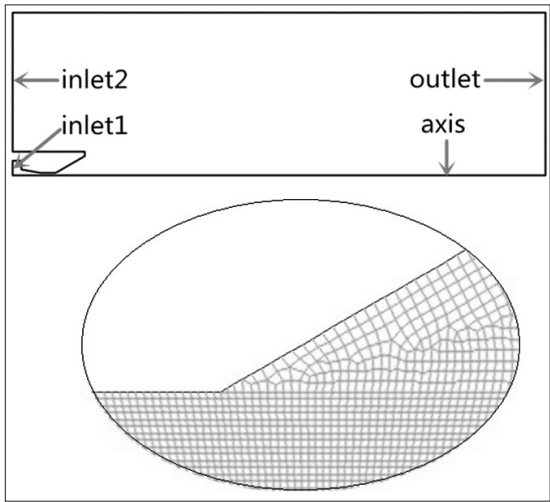


图 2 喷嘴型号的预处理设置

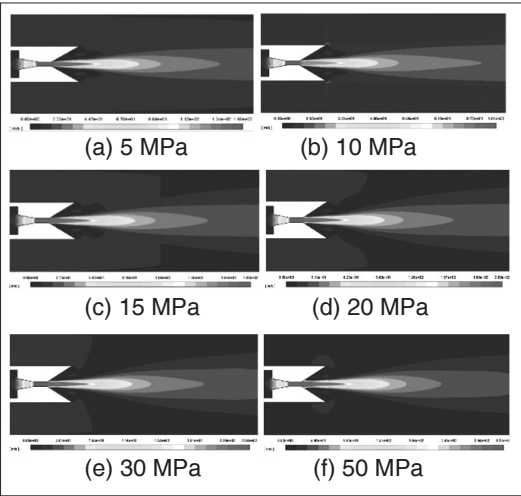


图 3 不同压力下的速度云图

水下环境，使用网格模块中的分区功能在本地加密 2D 模型的各个部分。图 2 (b) 显示了收缩腔和出口端的会聚。网格质量高于 0.7。网格数为 889602，绝对确保了仿真的准确性。

1.2 结果与分析

1.2.1 泵压对速度的影响

在分析之前，我们首先验证仿真结果的正确性。当喷嘴泵压为 5 MPa 时，通过 FLUENT 获得的最大速度为 $V = 101\text{m/s}$ ，如图 3 (a) 所示。根据 $V=447 \sqrt{p}$ ，我们可以得

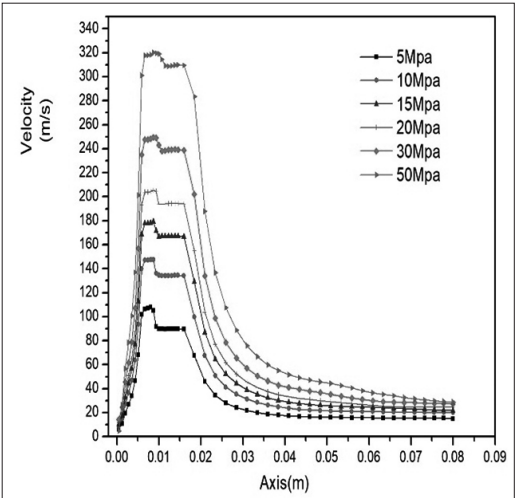


图 4 对应于不同泵压的轴速度

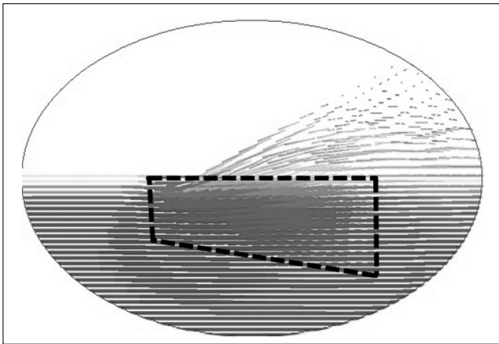


图 5 收缩腔末端的速度流线

到 $V = 99.95\text{m/s}$ ，其中 V 是流体的最大速度， m/s 。P 是泵压，MPa。两种结果基本吻合，证明了仿真结果是可靠的。图 3 显示最大速度出现在收缩腔中。由于注入受水下环境阻力的影响，速度随从远离喷嘴出口端而减小，同时，冲击面增加。

图 4 表示与不同的泵压相对应的喷嘴轴线的速度值。可以看出，流体的速度在进入收缩腔后迅速增加，并在收缩腔的末端达到最大值。从收缩腔喷出高压水后，速度出现脉动。合理的解释是，从收缩腔中喷出的流体对周围的水产生了强烈的剪切作用，如图 5 中的虚线框所示。在流体离开收缩腔后，出现了一个恒速区，其长度为约 10mm 然后，速度迅速降低，并且泵压越大，速度开始急剧降低的距离就越长。另外，当泵压达到 20MPa 时，收缩腔中的最大速度超过 200m/s，并且等速区域中的值也接近该数字。在水下清洁过程中，较高的冲洗速有利于冲洗附件并具有较高的清洁效率。

1.2.2 泵压对动压的影响

动压公式为 $p=0.5 \rho V^2$ 对于不可压缩的流体， ρ 保持恒定，并且 P 与 V 的平方成比例。流体流动实际上是能量转换过程。能量从压力势能转换为流体的动能。在转换中，具体的表达式是速度和动压力增加。在图 6 中，最大动态压力也存在于收缩腔中，并且随着泵压的增加而增加。就增长趋势而言，动压在收缩腔中迅速增加，然后在等速区域中基本不变，但在等速区域的末端，它迅速衰减。另外，当泵压较高时，如 30MPa、50MPa，在收缩腔内至恒速区的流体速度出现一个波谷，这种现象值得我们进一步探讨。

1.2.3 喷嘴泵压对气相体积的影响

从图 7 可以直观地知道，当泵压为 5 MPa 时，空化现象不明显，气相体积仅为 6.7%，而当泵压等于或大于 10 MPa 时，空化强度变得可观。例如，当泵压为 20MPa 时，气相体积的最大值为 58.0%。由于大的速度梯度，在收缩腔的末端产生了空泡群。在水的粘性力和反向压力的作用下，射流边界充满涡流，当涡旋压力低于液体的饱和蒸汽压时，水流中充满了低压区，这为产生空化创造了条件。图 8 表明，收缩腔出口处的压力低于液体的饱和蒸汽压，

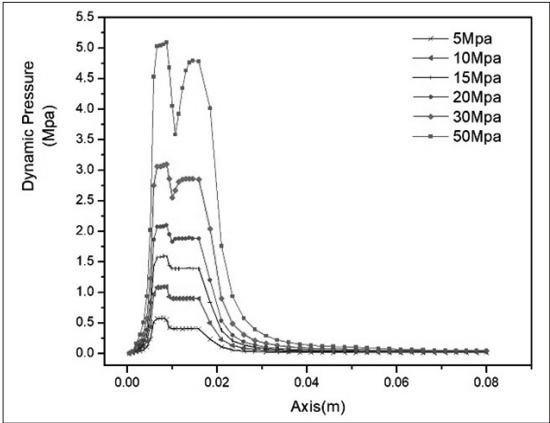


图 6 对应于不同压力的轴向动压

证明了空化的产生，空化强度可以从图中观察出。

曲线 1 代表在不同泵压下轴上最大速度的增长率。从图中可以看出。从图 9 可知，随着泵压的增加，速度相应地增加，并且斜率逐渐变小。曲线 2 表示在不同泵压下轴上最大动压的增长率。可以看出，随着泵压的增加，动压

也随之增加，动压与注入压强之间的线性关系也表明动压与速度的平方成正比。曲线 3 代表在不同泵压下轴上最大气相体积的增长率。可以看出，随着泵压的增加，最大气相体积也增加，并且在泵压为 5~20 MPa 时，生长速率更加明显，继续增加泵压则增长缓慢，这表明空化作用是在这种情况下，可以通过增加泵压来限制。

2 结语

本文将 FLUENT 应用于模拟角空化射流喷嘴，并设定了六组泵压。通过比较速度，动压和气相体积，得出以下结论：最大速度出现在收缩腔中，并且有一个恒定的速度区，然后随着轴距离的增加，速度减小，但是冲击面积变大。动压和速度的变化非常一致，这反映在速度的增加以及动压中。收缩腔末端的分压低于饱和蒸汽压，因此水流中充满了空化气泡。随着泵压的增加，速度和动压也相应增加，但速度增加的斜率变慢。气相体积也增加，但在 5~20 MPa 的间隔内生长速率缓慢增长，然后继续增加泵压气相增加不明显，这表明在这种情况下，通过增加泵压来限制空化强度的影响。最佳泵压为 20Mpa 空化喷嘴选择合适的泵压不仅可以满足操作要求，而且可以节省能源。

参考文献：

[1]JOHNSON V E, KOHL R E, THIRUVENGADAM A, et al. Tunneling, Fracturing, Drilling and Mining with High Speed Water Jets Utilizing Cavitation Damage[C]// Proceedings of the 1st International Symposium on Jet Cutting Technology. Coventry: University of Warwick, 1977: 82-87.

[2]LICHTAROWICZ A, SAKKEJHA M F. Cutting with Cavitating Jets[C]// Proceedings of the 1st International Symposium on Jet Cutting Technology. Coventry: University of Warwick, 1972: 111 -115

[3]KATSUYA Y. Water Jet Cavitation of Submerged Horn Sharped Nozzles[C]// Proceedings of 3rd U.S. Water Jet Conference. Pittsburgh, 1985: 103-110.

[4] 沈忠厚, 李根生, 王瑞和. 水射流技术在石油工程中的应用及前景展望 [J]. 中国工程科学, 2002, (12):60-65.

[5]Shimizu S and Yamaguchi A. Cavitation in a jet[J]. Journal of Fluid Control, 1988, 1(19): 7-19.

[6]Leslie M. Smith, Stephen L. Woodruff. Renormalization-Group Analysis of Turbulence[J]. Journal of Scientific Computing, 1986, 57(14):1722.

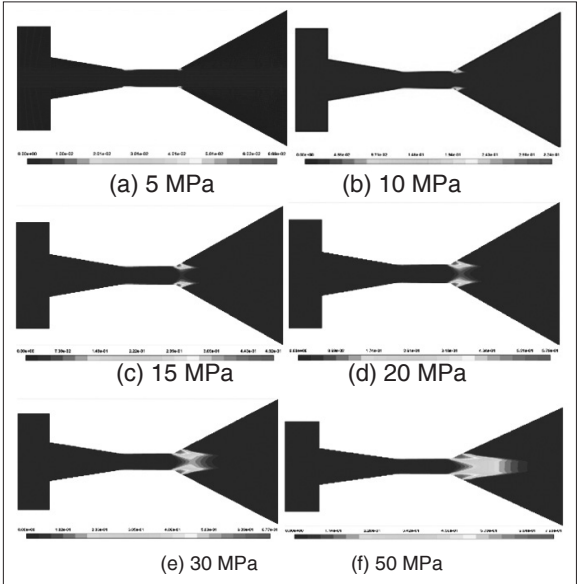


图 7 对应不同注入压力的气相体积分布

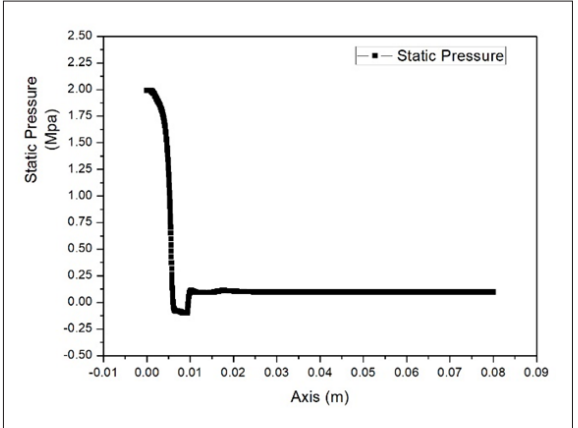


图 8 压力为 20 MPa 时喷嘴轴向的静压力

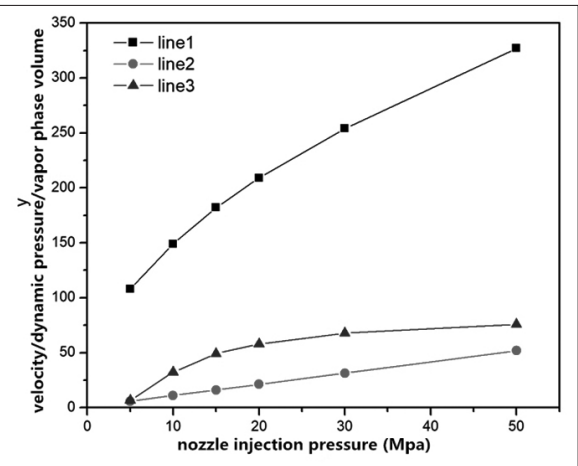


图 9 不同压力下的最大速度，动压和气相体积变化

