

УДК 532.5.013

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КАВИТАЦИОННЫХ ТЕЧЕНИЙ



NUMERICAL SIMULATION OF CAVITATION FLOWS

Омельянюк М.В.

канд. техн. наук,
Кубанский государственный технологический университет
m.omelyanyuk@mail.ru

Пахлян И.А.

канд. техн. наук,
Кубанский государственный технологический университет
m.omelyanyuk@mail.ru

Уколов А.И.

канд. физ.-мат. наук,
Керченский государственный морской
технологический университет
ukolov_aleksei@mail.ru

Алексян Г.О.

канд. пед. наук,
Кубанский государственный технологический университет
m.omelyanyuk@mail.ru

Аладьев Д.П.

Кубанский государственный технологический университет
m.omelyanyuk@mail.ru

Аннотация. Кавитация – это гидродинамическое явление, представляющее собой активное образование и последующее схлопывание пузырьков газа в движущейся жидкости. Чаще всего кавитация ведет к негативным последствиям. Так как достаточно тяжело экспериментальным путём определить параметры потока при проектировании оборудования для процессов приготовления промывочных жидкостей, то гораздо проще использовать методы численного моделирования, позволяющие моделировать параметры кавитационного потока, путем решения уравнений гидродинамики (CFD) с использованием модели кавитации Шнерра-Зауэра.

Ключевые слова: кавитация, численное моделирование, диспергатор, модель Шнерра-Зауэра, диспергирование.

Omelyanyuk M.V.

Candidate of Technical Sciences,
Kuban State Technological University
m.omelyanyuk@mail.ru

Pakhlyan I.A.

Candidate of Technical Sciences,
Kuban State Technological University
m.omelyanyuk@mail.ru

Ukolov A.I.

PhD Candidate,
Kerch State Marine Technological University
ukolov_aleksei@mail.ru

Alexanyan G.O.

PhD Candidate,
Kuban State Technological University
m.omelyanyuk@mail.ru

Aladyev D.P.

Kuban State Technological University
m.omelyanyuk@mail.ru

Annotation. Cavitation is a hydrodynamic phenomenon that is the active formation and subsequent collapse of gas bubbles in a moving liquid. Most often cavitation leads to negative consequences. Since it is quite difficult to determine flow parameters experimentally when designing equipment for flushing fluid preparation processes, it is much easier to use numerical simulation methods which allow modeling cavitation flow parameters by solving fluid dynamic equations (CFD) using Schnerr-Sauer cavitation model.

Keywords: cavitation, numerical simulation, dispersant, Schnerr-Sauer model, dispersion.

*Исследование выполнено при финансовой поддержке
Кубанского научного фонда и ООО «Аквабурстрой»
в рамках научного проекта № МФИ-П-20.1/8»*

Кавитация – это гидродинамическое явление, представляющее собой активное образование и последующее схлопывание пузырьков газа в движущейся жидкости.

Чаще всего кавитация ведет к негативным последствиям. При её возникновении происходит шум, разрушение стенок гидромашин, а у насосов снижается подача и КПД. Однако, в ситуациях, где необходимо получение дисперсных систем, кавитация может положительно влиять на процессы смешивания.

Вычислительная гидродинамика (CFD) – это раздел механики жидкости, который использует численный анализ и структуры данных для анализа и решения проблем, связанных с потоками жидкости. CFD применяется для решения широкого круга исследовательских и инженерных задач во многих областях исследований и отраслей промышленности. Так как достаточно тяжело экспериментальным путём определить параметры потока при проектировании оборудования для процессов приготовления промывочных жидкостей, то гораздо проще использовать методы численного моделирования, позволяющие моделировать параметры кавитационного потока, путем решения уравнений гидродинамики (CFD) с использованием модели кавитации Шнерра-Зауэра.

Так как кавитация имеет сложную физическую природу при её моделировании необходимо учитывать большое количество факторов. Универсальной модели, позволяющей стабильно получать результаты аналогичные экспериментам до сих пор не существует.

Классическое определение числа кавитации, для любого гидравлического сопротивления, представляется выражением [13]:

$$C = \frac{2 \cdot (p_1 - p_{н.п.})}{\rho \cdot v^2}, \quad (1)$$

где p_1 – давление на входе в трубку, $p_{(н.п.)} = 3,17$ кПа – давление насыщенных паров, v – скорость на входе в трубку, м/с.

Значение C , при котором в местном сопротивлении начинается кавитация, называется критическим числом кавитации. В ряде публикаций предлагается коэффициент характеризующий интенсивность кавитации, схожий с числом кавитации, но учитывающий скорость в щели v_k , где имеет место кавитация:

$$\sigma = \frac{2 \cdot (p_1 - p_{н.п.})}{\rho \cdot v_k^2}. \quad (2)$$

Чем меньше величина σ , тем больше будет зона кавитации (т.е. будет образовываться больше пузырьков). Существуют таблицы, содержащие оптимальные значения числа кавитации для различных промышленных применений.

Реализация метода численного моделирования строится на решении дискретных аналогов базовых уравнений гидродинамики.

1. Уравнение неразрывности (уравнение сохранения массы):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot \vec{u}) = 0, \quad (3)$$

где ρ – плотность; t – время; u – скорость.

2. Уравнения Рейнольдса (уравнения сохранения количества движения, осредненные по времени):

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \cdot u_i \cdot u_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} [T_{ij} - \rho \cdot \overline{u'_i u'_j}], \quad (4)$$

где $T_{ij} = 2\mu s_{ij} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$ – тензор вязких напряжений; μ – динамический коэффициент вязкой жидкости, Па · с; $s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$ – тензор скорости деформаций; $\overline{u'_i u'_j}$ – значение давления.

Замыкание уравнение происходило с помощью стандартной модели турбулентности с двумя уравнениями $k - \omega$ [7]:

3. Уравнение переноса кинетической энергии турбулентности:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j k) = P_k - \rho \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right], \quad (5)$$

где k – кинетическая энергия турбулентности; P_k – генерация энергии турбулентности сдвигом скорости; σ_k, β^* – коэффициенты замыкания; μ_t – коэффициент турбулентной вязкости.

4. Уравнение переноса относительной скорости диссипации этой энергии:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \omega) = a \frac{\omega}{k} p_k - \rho \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2 \cdot (1 - F_i) \sigma_{\omega_2} \cdot \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, \quad (6)$$

где ω – скорость диссипации кинетической энергии турбулентности;
 a, β, σ_ω – коэффициенты замыкания;
 F_i – весовая функция.

Процесс кавитации описывается с помощью модели Шнерра-Зауэра, которая широко используется в многочисленных моделированиях кавитационных потоков в литературе. Эта модель основана на уравнении Рэлея-Плессета, представляющее собой обыкновенное дифференциальное уравнение, которое регулирует динамику сферического пузырька в бесконечном теле несжимаемой жидкости. Его общий вид:

$$R \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR}{dt} \right)^2 + \frac{4\nu_L}{R} \frac{dR}{dt} + \frac{2\gamma}{\rho_L R} + \frac{\Delta P(t)}{\rho_L} = 0, \quad (7)$$

где ρ_L – плотность окружающей жидкости, принимаемая постоянной; $R(t)$ – радиус пузырька; ν_L – кинетическая вязкость окружающей жидкости, принимаемая постоянной; γ – поверхностное натяжение границы раздела пузырька-жидкость. $\Delta P(t) = P_\infty(t) - P_B(t)$, в котором $P_B(t)$ – давление внутри пузырька, которое считается однородным, а $P_\infty(t)$ – давление, бесконечно удаленное от пузырька.

В качестве граничных условий задавались значения давлений на входе и выходе из трубки Вентури. Параметры текущей среды:

- давление насыщенных паров воды – 3,17 кПа;
- динамическая вязкость воды – 8,8871E-4 Па·с;
- твердотельная модель области течения в трубке Вентури была преобразована в конечно-элементную модель с параметрами: базовый размер – 0,75 мм;
- толщина призматического слоя – 0,25 мм;
- число призматических слоёв 5;
- число ячеек – 182549.

Был проведен ряд численных экспериментов для двух режимов входного давления: 0,4 МПа и 1 МПа. Давление на выходе при этом снижалось с шагом 0,05 МПа до момента усиленной кавитации, при которой образуется паровая пробка во всем сечении сопла. Результаты представлены на рисунке 1.

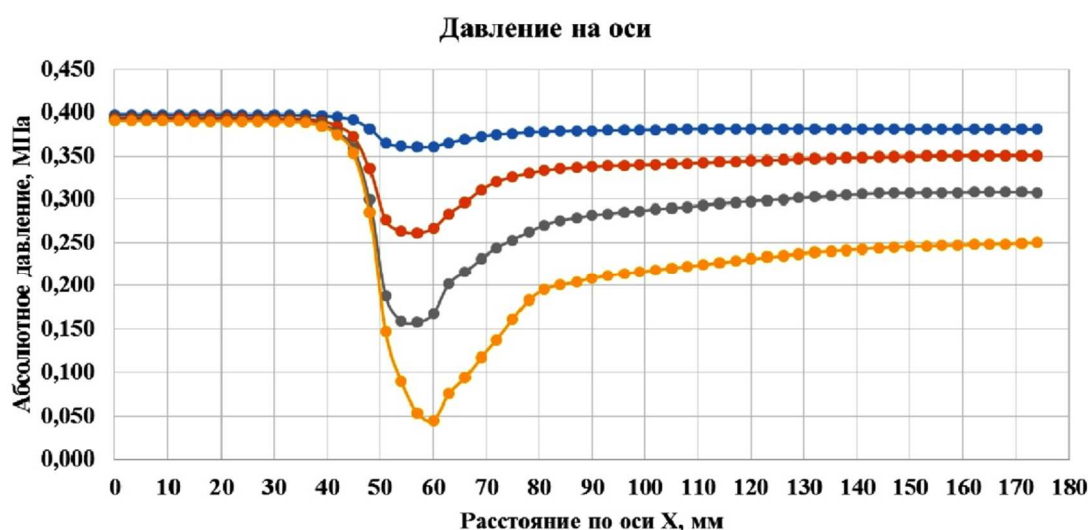


Рисунок 1 – Давление на оси трубки Вентури при давлении на входе 0,4 МПа

Можно увидеть, что наибольшее падение давления происходит в конце узкого канала. Для режимов с давлением на входе 0,4 МПа первые признаки кавитации возникают при давлении 0,3 МПа на выходе. При давлении 0,24 МПа возникает срыв потока.

Предложенная математическая модель динамики многофазных потоков может быть использована для расчета параметров потока на реальном диспергаторе, при проведении опытно-промышленных испытаний. А также, на основании результатов расчёта параметров, позволяет сделать вывод об эффективности той или иной конструкции оборудования.

Литература

1. Lomakin V., Bibik O. IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. – 2019. – № 492. – P. 012037.
2. Li W-G. Validating full cavitation model with an experimental centrifugal pump // Task Quarterly (1). – 2014. – P. 81–100.
3. Ломакин В.О., Бибик О.Ю. Экспериментальное подтверждение корректности применения эмпирических коэффициентов в упрощенной модели рэляя-плессета при расчете кавитационных характеристик шнекоцентробежного насоса // Насосы. Турбины. Системы. – 2018. – № 2. – С. 47–53.

References

1. Lomakin V., Bibik O. IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. – 2019. – № 492. – P. 012037.
2. Li W-G. Validating full cavitation model with an experimental centrifugal pump // Task Quarterly (1). – 2014. – P. 81–100.
3. Lomakin V.O., Bibik O.Yu. Experimental confirmation of the correctness of the application of empirical coefficients in a simplified Rayleigh-Plesset model when calculating the cavitation characteristics of a screw centrifugal pump // Pumps. Turbines. Systems. – 2018. – № 2. – P. 47–53.