

УДК 621.67: 532.528

Иваницкий Г.К., Недбайло А.Е.

Институт технической теплофизики НАН Украины

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КАВИТАЦИИ В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Проведено аналітичне дослідження кавітації в робочому колесі відцентрового насоса, який працює в кавітаційному режимі. При заданих значеннях напору і подачі розраховано зміну тиску і швидкості по довжині насосної лінії і в каналах робочого колеса. Локальні ділянки початку кавітації знаходяться поблизу вхідної крайки усмоктувальної сторони лопаті насоса. Для оцінки інтенсивності кавітаційної дії застосовано модель динаміки бульбашкового ансамблю, яка включає в систему рівнянь залежність тиску рідини від часу проходження через насос. В результаті розрахунку визначено пікові значення високоамплітудних імпульсів тиску, що випромінюються кавітаційним кластером в момент захлопування.

Проведено аналітическое исследование кавитации в колесе центробежного насоса, работающего в кавитационном режиме. При заданных значениях напора и подачи рассчитаны изменения скорости и давления жидкости по длине насосной линии и внутри колеса насоса. Локальные области зарождения кавитации находятся вблизи входной кромки на всасывающей стороне лопасти. Для оценки интенсивности кавитационного воздействия используется модель динамики пузырькового ансамбля, которая в качестве базового уравнения включает зависимость давления от времени для потока жидкости в колесе. В результате расчета определены пиковые значения высокоамплитудных импульсов давления, излучаемых кластером в момент схлопывания.

The theoretical study has been performed to analyze the cavitation phenomena in impeller of a centrifugal pump, which operates with suction head in cavitation regime. For given values of the pump capacity and head variations of velocity and pressure both in the pump operating line and within the pump impeller have been calculated. It has been found that cavitation inception regions are near inlet zones of impeller blades at suction side of the blade. To estimate the intensity of the cavitation forces the mathematical model of vapor bubble ensemble dynamics has been used, which comprises calculated pressure-time relation for liquid flow within impeller as a base equation. The data obtained include the peak values of high-amplitude pressure pulses, radiated by the collapsing cluster.

c, u, w – скорости потока;
 L – расстояние;
 p – давление;
 s, n – координаты ортогональной системы;
 T – температура;
 R – радиус;
 r – радиальная координата;

ρ – плотность;
 τ – время;
 ω – угловая скорость;
 ζ – коэффициент гидравлического сопротивления;
 NPSH – кавитационный запас насоса.

Введение

Кавитация определяет совокупность явлений, возникающих в жидкости с температурой T , когда давление p становится ниже давления насыщенного пара при данной температуре $p_{sat}(T)$, а затем резко возрастает выше этого уровня. Если $p < p_{sat}(T)$, в жидкости формируются и растут паровые пузырьки, т.е. идет процесс кипения. При последующем повышении давления ($p > p_{sat}(T)$) пузырьки интенсивно сжимаются и затем схлопываются, инициируя мощные динамические и термические кавитационные эффекты.

Кавитация в центробежном насосе негативно влияет на его расходно-напорные характеристики, приводит к эрозионному повреждению лопастей, акустическому шуму, вибрации корпуса. В процессе эксплуатации насоса трудно локализовать зоны возникновения кавитации и оценить величину давления в этих зонах для обеспечения безкавитационной работы. Не менее важна минимизация негативного действия указанных кавитационных эффектов в условиях, когда насос заведомо работает в кавитационном режиме, что иногда является необходимым условием при выпол-

нении технологической задачи [1]. В статье анализируется работа центробежного насоса в режиме кавитации.

Кавитационный запас определяется как превышение удельной энергии потока (полного напора) на входе в насос над энергией, соответствующей давлению насыщенного пара перекачиваемой жидкости. Величину кавитационного запаса принято обозначать английским термином NPSH (net positive suction head) и определять в метрах вод.ст. [2] или в единицах удельной энергии (Дж/кг) [3]. В соответствии с указанным определением:

$$\text{NPSH} = \frac{1}{\rho g} \left(p_0 + \rho \frac{w_0^2}{2} - p_{\text{sat}}(T) \right). \quad (1)$$

Уравнение (1) определяет требуемую величину кавитационного запаса, которое зависит от конструкции насоса. В процессе эксплуатации давление p_0 перед входом в насос контролируется с помощью манометра, а скорость при заданной подаче Q определяется как $w_0 = 4Q/\pi d_0^2$.

На основе испытаний устанавливают значение $\text{NPSH}_{3\%}$, при котором напор насоса из-за кавитации уменьшается на 3%. Обычно разработчиком предусматривается некоторый запас надежности и в техническом паспорте насоса указывается допустимый кавитационный запас $\text{NPSH} = K_0 \cdot \text{NPSH}_{3\%}$. В зависимости от типа насоса коэффициент K_0 принимают равным 1,1...1,5. Практика показывает, что такое определение NPSH является слабым основанием для оценки риска возможного возникновения кавитации. Установлено, что кавитация начинается при значениях NPSH в несколько раз превышающих $\text{NPSH}_{3\%}$ [2-4].

В работе [2] при установленном $\text{NPSH}_{3\%} = 4,5$ м максимальное эрозионное воздействие соответствует $\text{NPSH} = 8,5$ м, а начало кавитации визуально наблюдается уже при $\text{NPSH} = 10,7$ м. Авторы работы [3] регистрировали начало кавитации при $\text{NPSE} = 75$ Дж/кг, максимум акустического шума и интенсивных эрозионных эффектов – при 55 Дж/кг, а 3% снижение напора только при 10 Дж/кг. Такая

закономерность, подтверждаемая результатами многих исследований, показывает, что указываемое в паспорте значение NPSH не определяет начало кавитации в данном насосе, а измеряемое в процессе работы насоса входное давление p_0 не позволяет судить о наличии кавитации.

В данной работе представлены результаты аналитического исследования кавитации в центробежном насосе, работающего в кавитационном режиме. Исследование проведено с целью оценки интенсивности кавитационных эффектов в зависимости от конструкции и режимных параметров работы насоса, а также от температуры жидкости.

Изменения скорости и давления в насосной линии

Рассмотрим работу центробежного насоса, откачивающего жидкость из закрытой емкости A с давлением p_A в емкость B с давлением p_B . Схема насосной линии представлена на рис.1. Нулевая отметка уровня ($z = 0$) совпадает с горизонтальной осью насоса. Жидкость в емкости A находится на высоте z_1 , в емкости B – на высоте $z_2 > z_1$.

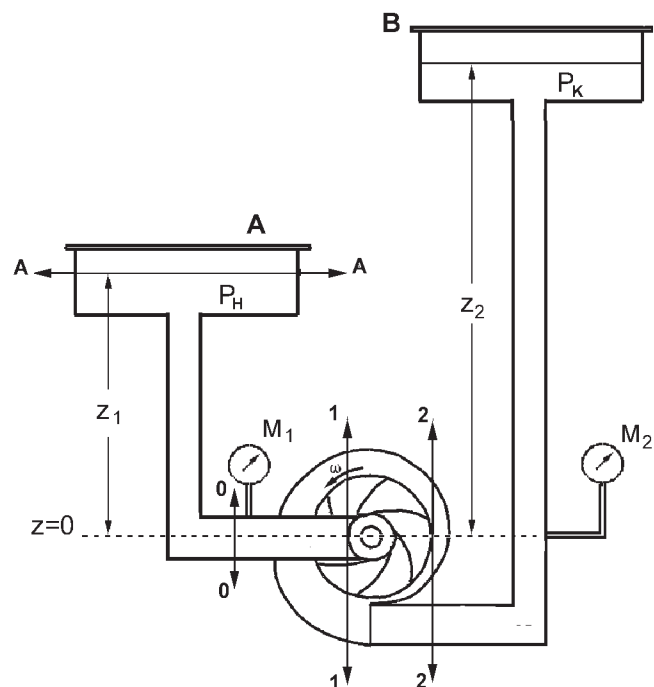


Рис. 1. Схема насосной линии.

Основные характеристики насоса (объемный расход Q , напор H и число оборотов двигателя Ω) считаются известными. Известны также геометрия рабочего колеса, диаметр и длина подводящих трубопроводов. Диаметр всасывающего трубопровода d_0 не изменится по длине канала, так что скорость жидкости в трубопроводе $w_0 = 4Q/\pi d_0^2 = \text{const}$. Расчетными параметрами рабочего колеса насоса, схематически представленного на рис. 2, являются количество лопастей N , входные значения радиуса R_1 , ширины колеса b_1 , угла лопастей β_1 и соответствующие выходные параметры: R_2 , b_2 и β_2 .

Через всасывающий трубопровод жидкость из емкости A подводится к рабочему колесу центробежного насоса в направлении оси вала со скоростью w_0 . В преднасосной зоне, схематически изображенной на рис. 3, осевое направление течения переходит в радиальное. В колесо жидкость поступает со скоростью $w_0 = Q/2\pi R_1 b_1$, которая на входе складывается с окружной скоростью $u_1 = \omega R_1$, что приводит к резкому возрастанию скорости течения.

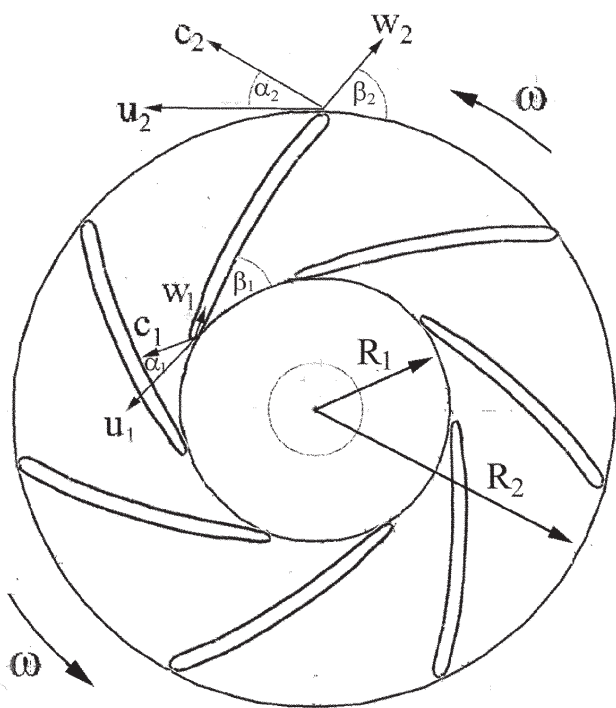


Рис. 2. Схематическое представление рабочего колеса центробежного насоса.

Результирующая скорость c_1 определяется по правилу сложения векторов: $\vec{c}_1 = \vec{w}_1 + \vec{u}_1$. Величина вектора \vec{c}_1 определяется из соотношения $c_1^2 = w_1^2 + u_1^2 - 2w_1u_1\cos\beta_1$, а направление – из соотношения $\text{tg}\alpha_1 = (w_1 \sin\beta_1)/(u_1 - w_1 \cos\beta_1)$, где α_1 – угол между векторами \vec{c}_1 и \vec{u}_1 . Аналогичные соотношения определяют и выходную скорость c_2 по известным значениям $w_2 = Q/2\pi R_2 b_2$, $u_2 = \omega R_2$ и выходному углу лопастей β_2 . Величина и направление скорости потока c_r в любой точке внутри колеса также определяется по правилу сложения векторов $\vec{w}(r)$ и $\vec{u}(r)$.

В соответствии с принципом работы центробежных насосов давление на выходе из рабочего колеса всегда выше давления на входе. Поэтому локальные зоны пониженного давления, где вероятно возникновение кавитационных явлений, следует искать на участке

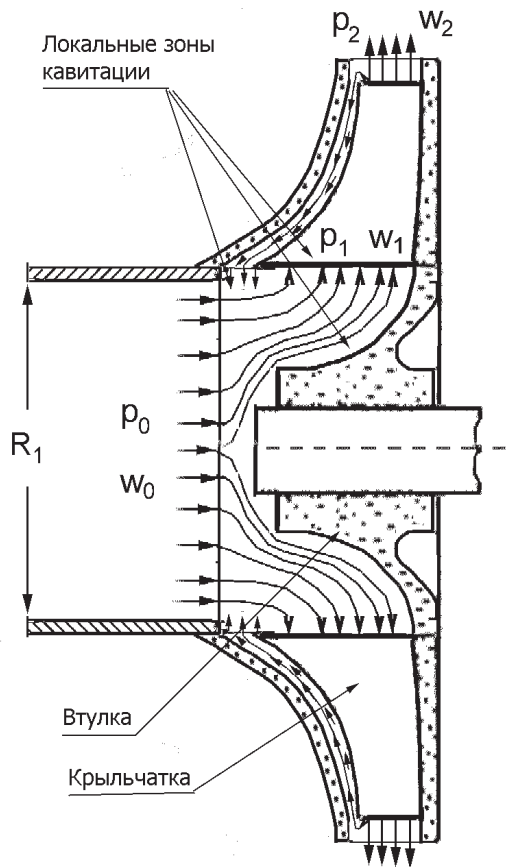


Рис. 3. Схематическое представление преднасосной зоны.

насосной линии от выхода из емкости A (сечение $A-A$ на рис. 1) до выхода из рабочего колеса (сечение 2-2).

Всасывающий трубопровод. Рассмотрим изменение давления на участке от сечения $A-A$ до сечения 0-0, в котором входное давление p_0 измеряется с помощью манометра M_1 . Уравнение Бернулли для этих сечений:

$$p_A + z_1 = p_0 + \rho \frac{w_0^2}{2} + \zeta_{A-0} \frac{\rho w_0^2}{2}, \quad (2)$$

где ζ_{A-0} – сумма коэффициентов гидравлических сопротивлений, определяющих потерю напора на данном участке. Здесь и далее коэффициенты сопротивлений рассчитываются относительно площади сечения $S_0 = \pi d_0^2/4$. Потери напора на этом участке обусловлены путевыми потерями по длине трубы, а также потерями на местных сопротивлениях, связанных с внезапным сужением канала на выходе из емкости и плавным поворотом канала на 90° . Суммарный коэффициент гидравлических сопротивлений $\zeta_{A-0} \leq 0,7$.

Преднасосная зона. Участок насосной линии между сечением 0-0 и сечением 1-1, которое соответствует проходному сечению на входе в крыльчатку с площадью $S_1 = \pi R_1 b_1$, рассматривается как криволинейный канал с небольшим радиусом кривизны (рис. 3). На этом участке направление потока резко меняется на 90° , что вызывает появление инерционной центробежной силы. Как следствие, возникают закрученные потоки со сложной вихревой структурой, что приводит к образованию вторичных течений [4-6]. Картина течения осложняется наличием вращающейся втулки в центре зоны, а также боковым спиралеобразным течением утечки из колеса, которое с высокой окружной скоростью входит в начальную область зоны (рис. 3). Течение в преднасосной зоне можно характеризовать как вынужденное движение жидкости в трех направлениях: осевом, окружном и радиальном. Картина распределения полей скоростей и давлений чрезвычайно сложная с точки зрения возможности ее адекватного описания [5-6].

Движение жидкости в преднасосной зоне будем рассматривать как потенциальное течение в круговом криволинейном канале переменного сечения, площадь которого плавно изменяется от $S_0 = \pi d_0^2/4$ на входе в зону до $S_1 = 2\pi R_1 b_1$ на входе в крыльчатку. Описание безвихревого стационарного течения в криволинейном канале проводится с использованием естественных координат s и n [4]. Координата s совпадает с направлением линии тока, а координата n направлена по нормали к s . Для усредненного давления $\bar{p}(s)$ и усредненной скорости потока $\bar{w}(s) = Q/S(s)$, уравнение Бернулли для сечения 0-0 и произвольного сечения $S-S$ в пределах преднасосной зоны записывается в виде:

$$p_0 + \rho \frac{w_0^2}{2} = \bar{p}_s + \rho \frac{\bar{w}_s^2}{2} + \zeta_{0-s} \frac{\rho w_0^2}{2}. \quad (3)$$

Последний член в правой части (3) определяет суммарные потери напора на этом участке. Для безвихревого потока изменение локального давления вдоль координаты n , связанное с действием центробежного ускорения w_s^2/r , описывается уравнением Эйлера, которое в данной системе координат сводится к виду:

$$\frac{\partial p}{\partial n} = \rho \frac{w_s^2}{r}, \quad (4)$$

где $r = f(s, n)$ – радиус искривления линии тока, совпадающий по направлению с координатой n . Интегрирование уравнения (4) в пределах от r_{\min} до r_{\max} определяет максимальный перепад давления в направлении n . С использованием уравнения (3) это дает возможность оценить давление в произвольной точке преднасосной зоны. Наличие вращающейся втулки вносит корреляцию в распределение давления внутри зоны, что необходимо учитывать при анализе кавитационных явлений в конкретном насосе.

В сечении 1-1 после входа жидкости в рабочее колесо скорость течения на коротком участке δs_1 увеличивается от $\bar{w}_s = w_1$ до c_1 , что приводит к быстрому понижению давления. Расстояние δs_1 , на котором происходит резкий сброс давления, оценивается по формуле:

$$\delta s_1 = \frac{w_1}{2\omega} \ln \left(\frac{c_1}{w_1} \right). \quad (5)$$

С учетом скачка давления на входе в крыльчатку уравнение Бернулли для сечения 0-0 и сечения 1-1 переписем в виде:

$$p_0 + \rho \frac{w_0^2}{2} = p_1 + \rho \frac{c_1^2}{2} + \zeta_{0-1} \frac{\rho w_0^2}{2}. \quad (6)$$

Оценка величины ζ_{0-1} в (6) проведена на основе экспериментальных данных, представленных в работах [5,7], где подробно рассматриваются потери напора в криволинейных каналах различной кривизны при наличии вторичных течений. Показано, что максимальные значения коэффициентов гидравлического сопротивления в криволинейных каналах не превышают $\zeta = 1,2$. При анализе течения в преднасосной зоне мы используем значение $\zeta_{0-1} = 2$.

Рабочее колесо. В инерциальной системе координат жидкость внутри колеса движется по спиральной траектории со скоростью $c(r)$ в направлении выходного сечения 2-2. В системе координат, связанных с вращающимся колесом, жидкость перемещается внутри неподвижного межлопастного канала со скоростью $w(r) = Q/2\pi r b(r)$. При переходе от инерциальной к вращающейся системе координат в уравнение движения добавляются центробежная сила $f_{ц} = \rho \omega^2 r$ и сила Кориолиса $f_{к} = 2\omega w(r)$. Рассмотрим круговое сечение внутри колеса на расстоянии r от оси вращения ($R_1 < r < R_2$). Во вращающейся системе координат для усредненных значений давления и скорости уравнение Бернулли в сечениях 1-1 и r - r – записывается в виде:

$$\bar{p}_1 + \frac{\rho \bar{w}_1^2}{2} - \frac{\rho \omega^2 R_1^2}{2} = \bar{p}_r + \frac{\rho \bar{w}_r^2}{2} - \frac{\rho \omega^2 r^2}{2} + \Delta p_{1-r}, \quad (7)$$

где $\rho \omega^2 R^2/2$ и $\rho \omega^2 r^2/2$ – потенциалы сил инерции в сечениях 1-1 и r - r , соответственно. Решая уравнение (7) относительно p_r , определим изменение среднего давления в радиальном направлении. Гидравлические потери напора внутри колеса обусловлены потерями на трение на стенках канала и определяются по формуле Дарси с использованием гидрав-

лического радиуса для межлопастного канала. Благодаря ускорению Кориолиса $g_{к} = 2\omega w_r$, направленного по нормали к вектору \bar{w}_r , в поперечном сечении канала между лопастями существует градиент давления $dp/dn = 2\rho \omega w_r$. На всасывающей стороне лопастей давление ниже, а скорость, напротив, выше, чем на нагнетающей стороне. По этой причине кавитационные кластеры формируются преимущественно вблизи всасывающей стороны лопасти, которая, в основном, и подвергается кавитационной эрозии.

Оценка величины NPSH. Кавитация в насосе отсутствует, если выполняется условие $p_1 - p_{\text{sat}}(T) > 0$. Используя это неравенство в уравнении (6), запишем:

$$p_1 - p_{\text{sat}}(T) = p_0 + \rho \frac{w_0^2}{2} - p_{\text{sat}}(T) - \left(\rho \frac{c_1^2}{2} + \zeta_{0-1} \frac{\rho w_0^2}{2} \right) > 0. \quad (8)$$

Подставляя в (8) значение NPSH из уравнения (1), приходим к уравнению для оценки величины требуемого кавитационного запаса центробежного насоса

$$NPSH \geq \frac{c_1^2}{2g} + \zeta_{0-1} \frac{w_0^2}{2g}. \quad (9)$$

При заданных значениях подачи Q , радиуса R_1 и числа оборотов Ω скорость c_1 легко рассчитывается. При оценке кавитационного запаса основную неопределенность вносит второй член в правой части (9), учитывающий потери напора в преднасосной зоне. Для исследуемого насоса величина требуемого кавитационного запаса $NPSH \approx 8$ м. Уравнение (9) связывает величину требуемого кавитационного запаса с параметрами колеса и может быть полезным при анализе результатов технических испытаний насоса.

Анализ результатов

На основе представленных результатов проведен анализ кавитационных эффектов в центробежном насосе, работающем под напором в кавитационном режиме. Объектом исследования выбран продуктовый насос ВГ.5.02.00.000, который используется в технологии ТВО для перекачивания маловязких

жидких продуктов [8]. В качестве модельной жидкости здесь рассматривается вода. Специфика эксплуатации насоса в данной технологии заключается в том, что жидкость с температурой $T = 30 \dots 60$ °С перекачивается в емкость с высоким давлением порядка 0,1...0,3 МПа из закрытой емкости, давление в которой практически равно давлению насыщенного пара обрабатываемой жидкости и лежит в пределах 0,005...0,02 МПа.

Насос обеспечивает объемный расход жидкости $Q = 5$ т/ч при напоре $H = 38$ м и скорости вращения двигателя $\Omega = 3000$ об/мин. Диаметр всасывающего трубопровода $d_0 = 8$ см, длина $L_{A-0} = 50$ см. Параметры рабочего колеса следующие: $R_1 = 4$ см, $b_1 = 6,2$ см, $\beta_1 = 13^\circ$, $R_2 = 9,75$ см, $b_2 = 2$ см, $\beta_2 = 64^\circ$, радиус втулки $R_{\text{вт}} = 2$ см, число $N = 7$, длина лопасти $L_{\text{л}} = 9,5$ см, толщина $\delta_{\text{л}} = 0,2$ см.

Для данного насоса на основе полученных соотношений проведен расчет изменения скорости течения $w(s)$ и статического давления $p(s)$ вдоль линии тока s на участке от сечения $A-A$ до сечения 2-2. По конструктивным параметрам насоса определялась площадь проходного сечения $S(s)$ по длине тракта и рассчитывалась линейная скорость течения $w(s) = Q/S(s)$. С помощью уравнений (2), (3), (5) и (6), связывающих статическое давление и скорость в локальной точке канала, определялась зависимость $p(s)$ на отдельных участках.

На основании расчетов, проведенных для значений $p_A = 20$ кПа, $p_B = 350$ кПа и $T_l = 30$ °С, установлено, что во всасывающем трубопроводе давление слегка возрастает по линейному закону за счет подпора $\rho g z_1$ и на расстоянии $L_{A-0} = 50$ см увеличивается только на 2,5 кПа, так что на входе в преднасосную зону $p_0 = 22,5$ кПа.

В пределах преднасосной зоны (рис. 3) изменение давления $\bar{p}_i(s)$ обусловлено двумя конкурирующими факторами. Вследствие плавного повышения площади проходного сечения от $\pi R_0^2 = 38$ см² до $2\pi R_1 b_1 = 156$ см² и уменьшения средней скорости $\bar{w}(s)$ давление слегка возрастает. Потеря напора Δp_{0-1} ведет к по-

нижению давления. В результате среднее давление на длине L_{0-1} меняется незначительно и перед входом в колесо $\bar{p}_i(s) = 22,4$ кПа. Перепад давлений в направлении координаты n , рассчитанный по уравнению (4), не превышает 0,5 кПа. Локальная область минимального давления находится в узком кольцевом слое ($\delta \approx 0,1$ см), прилегающем к боковой поверхности вращающейся втулки. В пределах этого слоя давление экспоненциально снижается от 22 до 1 кПа, что может привести к формированию небольшого количества кавитационных пузырьков и последующему их переносу в направлении крыльчатки.

Кавитация наиболее интенсивно развивается при входе жидкости в рабочее колесо, где скорость течения на коротком расстоянии δ_{s1} изменяется от $w_1 = 0,1$ м/с до $c_1 = 12,5$ м/с. Изменения давления вдоль радиуса колеса $p(r)$ определяется из уравнения (6). Учитывая, что $w_r \approx w_1$, а $\rho w_1^2/2 \ll p_1$, и пренебрегая потерями на трение Δp_{1-r} , которые для данного колеса составляют 0,02 % от p_1 , зависимость $p_r = f(r)$ представим в виде:

$$p_r = p_1 - \frac{\rho \omega^2 (r^2 - R_1^2)}{2}. \quad (10)$$

Для рассматриваемого режима работы насоса можно принять, что на участке между сечениями $A-A$ и 1-1 давление слегка возрастает по линейному закону, увеличиваясь лишь на 2,5 кПа. Внутри колеса между сечениями 1-1 и 2-2 давление возрастает с расстоянием по квадратичному закону. Следовательно, изменения давления и скорости по длине канала описываются аналитическими зависимостями $w = f(s)$ и $p = f(s)$, что позволяет предсказать положение локальных зон, где выполняются условия кавитации. На основе зависимостей $w = f(s)$ и $p = f(s)$ с использованием соотношения $dp/dt = w(s) \cdot dp(s)/ds$ можно оценить изменения давления в фиксированном объеме жидкости в процессе течения через насос.

На рис. 4 представлена расчетная зависимость от времени изменения давления в элементарном объеме жидкости при прохожде-

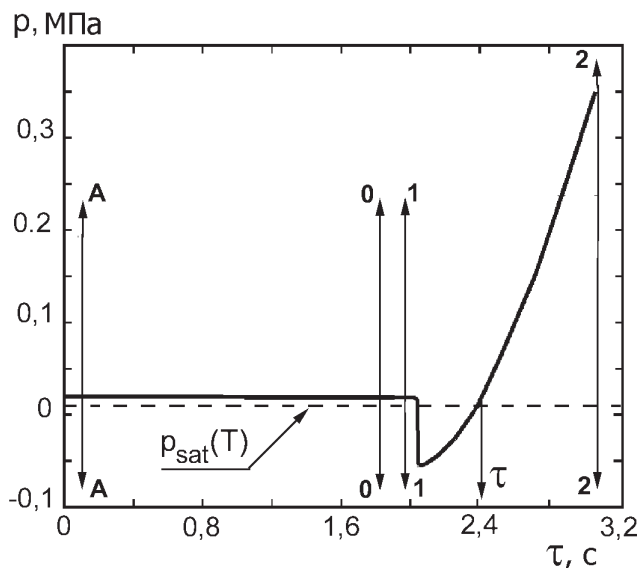


Рис. 4. Изменение во времени давления в элементарном объеме жидкости во всасывающем трубопроводе, в преднасосной зоне и внутри рабочего колеса.

нии насосной линии от сечения A-A до сечения 2-2 на выходе из колеса. На входе в крыльчатку давление резко изменяется от 22,5 кПа до отрицательного давления равного -56 кПа. С учетом формулы (5) длительность сброса давления составляет 7,7 мс. Последующее возрастание давления внутри рабочего колеса до выходного значения 350 кПа происходит за время $\tau \approx 1$ с. Средняя продолжительность пребывания жидкости в преднасосной зоне составляет 0,15 с.

Полученное таким образом уравнение $p = f(\tau)$ используется затем в модели динамики ансамбля парогазовых пузырьков [9] для описания развития кавитационного кластера. В рамках модели рассматривается как макромасштабное воздействия совокупности пузырьков кластера на окружающую жидкость, так и динамические и термические наноразмерные эффекты, возникающие в окрестности отдельного пузырька на стадии максимального сжатия, которые определяют разрушающее действие кавитации на микродисперсии, бактериальные клетки и субмолекулярные структуры.

С помощью модели рассматривается

эволюция монодисперсного кавитационного кластера с момента его возникновения до завершающего схлопывания внутри колеса в выделением высокоамплитудного импульса давления вследствие совокупного действия всех пузырьков ансамбля пузырьков. При оценке поведения кластера учитывалось влияние силы Кориолиса на распределение скорости и давления в поперечном сечении межлопастного канала. Давление вблизи всасывающей стороны лопасти ниже среднего давления в данном сечении, а скорость превышает среднее значение. Установлено, что при малых значениях w_1/c_1 , что характерно для рассматриваемого насоса, на всасывающей стороне лопасти на входе в канал образуется развитая зона вихреобразования, способствующая дополнительному понижению давления [1,7]. Перепад давления между лопастями в канале насоса, из-за действия силы Кориолиса, для рассматриваемого режима достигает 10 кПа.

На рис. 5 показано изменение во времени размера пузырьков в монодисперсном кавитационном кластере $\bar{R}_b = f(\tau)$ при различных значениях минимального отрицательного давления $p_{1\min}$ на входе в крыльчатку. Расчеты выполнены для паровых зародышей с начальным радиусом $R_{b0} = 5$ мкм при концентрации 10^{-11} м⁻³. В процессе развития кластера диаметр пузырьков достигает 3 мм, что обуславливает высокое паросодержание жидкости на входе в канал и может привести к сепарации потока и срыву режима работы насоса. На этом же рисунке показано, как меняется давление жидкости внутри кластера. На завершающей стадии схлопывания амплитудные значения акустического импульса давления, излучаемого кластером в момент схлопывания, составляют 4...6 МПа, что определяет мощные динамические эффекты кавитации.

Исследования показали также, что при повышении температуры жидкости эффективность кавитационных эффектов существенно снижается. Так при температуре 60 °С амплитуды давления не превышают 0,8 кПа.

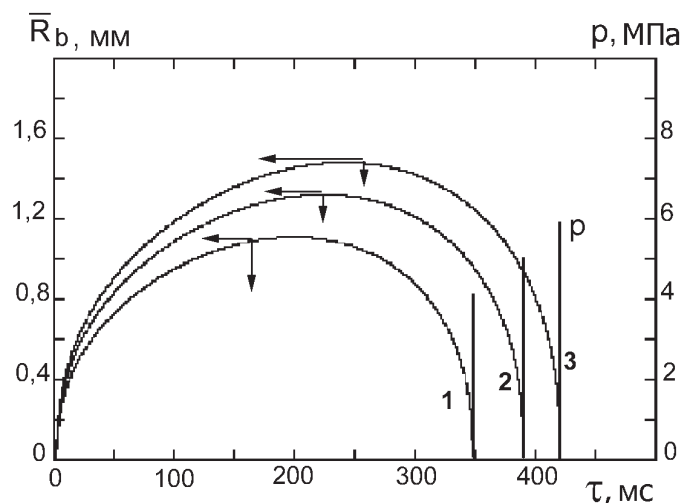


Рис. 5. Изменение во времени среднего размера пузырьков кавитационного кластера $\bar{R}_b = f(\tau)$ и давления внутри кластера $p = (\tau)$ в зависимости от величины минимального давления на входе в насос p_{1min} : 1 – 50 кПа; 2 – 56 кПа; 3 – 60 кПа.

Заключение

Выполненные аналитические исследования явления гидродинамической кавитации в центробежном насосе, показали, что при работе насоса в кавитационном режиме достигаются высокие уровни динамического воздействия. Проведена предварительная оценка локальных зон вероятного зарождения кавитации в преднасосной зоне и в колесе насоса. С помощью разработанной ранее математической модели динамики парогазовых пузырьков рассмотрено развитие кавитационных кластеров в крыльчатке насоса. Исследования показали плодотворность подхода изучения

специфики кавитационных явлений в гидравлических устройствах и в аппаратах для обработки жидкостей с применением моделей, что позволяют адекватно описать явления кавитации, а также характер сопутствующих теплообменных, гидродинамических и химических процессов на молекулярном уровне.

ЛИТЕРАТУРА

1. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Конструкция и расчет центробежных насосов высокого давления. – М.: Машиностроение, 1971. – 304 с.
2. Timouchev S., Panaiotti S., Knyazev V., Soldatov V. Validation of numerical procedure for assessment of centrifugal pump cavitation erosion // Proceedings XXV International Pump Users Symposium – 2009. – Texas, p. 39-48
3. Макналти П., Пирсол И. Возникновение кавитации в насосах // Теор. основы инж. расчетов. – 1982. – № 1. – С. 154-161
4. Кнэпп Р., Дейли Д., Хэммит Ф. Кавитация. – М.: Мир, 1974. – 687 с.
5. Щукин В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. – М.: Машиностроение, 1970. – 331 с.
6. Лакиминараяна Б. Гидродинамика входных устройств насосов // Теор. основы инж. расчетов. – 1982. – №4. – С. 66-87.
7. Гусев В.П. Основы гидравлики. – Томск: Изд-во ТПУ, 2009. – 172 с.
8. Шурчкова Ю.А. Адиабатное вскипание. – К.: Наук. думка, 1999. – 278 с.
9. Долинский А.А., Иваницкий Г.К. Теплообмен и гидродинамика в парожидкостных дисперсных средах. – Киев: Наукова думка, 2008. – 381 с.

Получено 06.03.2012 г.