

УДК 532.513

Ф. Х. Нишонов

Ташкентский архитектурно-строительный институт, Ташкент, Республика Узбекистан

СПОСОБЫ ПониЖЕНИЯ ВОЗНИКНОВЕНИЙ КАВИТАЦИИ И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА В ГИДРОТЕХНИЧЕСКИХ СООРУЖЕНИЯХ

Исследуются способы понижения возникновений кавитации и гидравлического удара в гидротехнических сооружениях. Изучаются внутренние взаимодействия фаз смеси, анализируется возрастание внутренних сопротивлений, которые отрицательно влияют на кинетическую энергию потока, увеличивая тепловую энергию. Приводятся аналитические формулы, определяющие высоту отсасывания насосов.

Ключевые слова: кавитации, дисперсные смеси, фаза, одно- и многофазные среды, динамическое разрежение, взаимопроникающие движения, бескавитационные условия, объемные концентрации, жидкая и твердая фаза, давление парообразования, скоростные коэффициенты.

Интенсивное развитие кавитации в турбинах и насосах недопустимо, так как при этом появляется вибрация, снижается коэффициент полезного действия (КПД) и происходит быстрое разрушение деталей турбины, находящихся в области кавитации. Поэтому при выборе системы турбины и типа рабочего колеса, а также высот отсасывания стремятся к обеспечению бескавитационных условий работы турбины во всех режимах. Однако на практике полное исключение кавитации часто оказывается нерациональным, так как из-за этого пришлось бы значительно понизить отметку расположения турбины по отношению к нижнему бьефу и, следовательно, увеличить объем строительных работ в подводной части здания станции [1].

Для установления условия возникновения кавитации в дисперсной смеси рассмотрим состояние потока жидкости в точке x (рисунок 1), в которой имеет место минимальное давление, приводящее к наступлению кавитации.

Составим уравнение движения смеси жидкости для относительного движения потока между точкой x с минимальным давлением и точкой 2, находящейся на выходной кромке лопастей колеса, как показано на рисунке 1. Обозначим для точки x давление p_x . При этом скорость смеси примет вид:

$$g_{смх}^2 = w_{смх}^2 - u_{смх}^2, \quad (1)$$

где $\vartheta_{\text{смх}}$ – скорость дисперсной смеси;

$w_{\text{смх}}$ – относительная скорость смеси;

$u_{\text{смх}}$ – переносная скорость смеси, а для точки 2 – соответственно p_2 , $w_{\text{см}2}$ и $u_{\text{см}2}$.

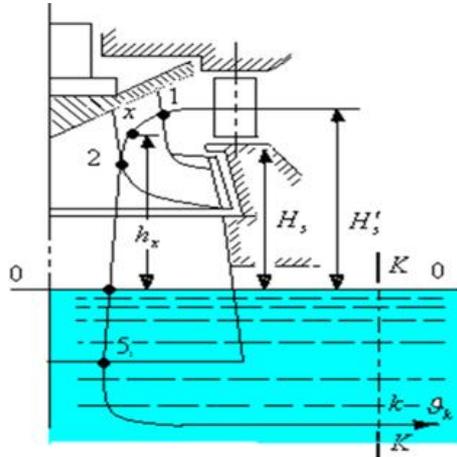


Рисунок 1 – К определению разреза на лопасти рабочего колеса турбины

Примем плоскость сравнения 0–0 на отметке уровня смеси жидкости в отводящем канале и учтем также переменность приведенных плотностей и концентрации. При установившемся течении смеси эти параметры могут быть переменными. Тогда можно составить уравнение Д. Бернулли для смеси жидкости в виде [2]:

$$\begin{aligned} & \frac{\vartheta_{\text{смх}}^2}{2g} + \frac{p_x}{\gamma} + U + \frac{1}{2g} \sum_{s,n=1}^m \frac{\rho_{Si} \rho_{ni} f_s f_n}{\sum_{n=1}^m (\rho_{ni} f_n)^2} (\vartheta_s - \vartheta_n)^2 + h_x = \\ & = \frac{\vartheta_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + U + \frac{1}{2g} \sum_{s,n=1}^m \frac{\rho_{S-2i} \rho_{n-2i} f_{S-2} f_{n-2}}{\sum_{n=1}^m (\rho_{n-2i} f_{n-2})^2} (\vartheta_{S-2} - \vartheta_{n-2})^2 + h_{w_{x-2}}, \end{aligned} \quad (2)$$

где ρ_{ni}° – истинная плотность;

$h_{w_{x-2}}$ – потери энергии на пути движения смеси от точки x до точки 2.

$$\vartheta = \vartheta_{\text{см}} = \frac{\vartheta_1 + \frac{f_2}{f_1} \hat{\rho} \vartheta_2}{1 + \hat{\rho} \frac{f_2}{f_1}}, \quad (2 \text{ а})$$

$$\rho_{\text{см}} = \rho_1 + \rho_2, \quad \rho_1 = \rho_{1i} f_1, \quad \rho_2 = \rho_{2i} f_2, \quad \hat{\rho} = \frac{\rho_{2i}}{\rho_{1i}}, \quad f_1 + f_2 = 1,$$

где $\rho_{\text{см}}$ – плотность дисперсной смеси;

ρ_1, ρ_2, ρ_n – приведенные плотности первой, второй и n -й фаз смеси жидкости;

f_1, f_2 – объемные концентрации первой и второй фаз смеси жидкости.

Из уравнения Бернулли (1) коэффициент взаимодействия фаз примет вид [2, 3]:

$$K = \frac{1}{2g} \sum_{s,n=1}^m \frac{\rho_{Si} \rho_{ni} f_s f_n}{\sum_{n=1}^m (\rho_{ni} f_n)^2}, \quad (3)$$

где K – коэффициент взаимодействия.

Согласно исследованиям [3, 4] потенциал скорости для дисперсной смеси жидкостей имеет вид [3]:

$$\varphi_{\text{см}} = \varphi_1 f_1^* + \varphi_2 f_2^*,$$

$$\text{где } f_1^* = \frac{f_1}{f_2 + \hat{\rho} f_1}, \quad f_2^* = \frac{f_2}{f_2 + \hat{\rho} f_1}, \quad \hat{\rho} = \frac{\rho_{1i}}{\rho_{2i}}.$$

Таким образом, согласно уравнению Бернулли, для абсолютного движения между точками 2 и 5 имеем:

$$\begin{aligned} & \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\vartheta_{\text{см}2}^2}{2g} + z_2 + \frac{1}{2g} \sum_{S,n=1}^m \frac{\rho_{S-2i}^{\circ} \rho_{n-2i}^{\circ} f_{S-2} f_{n-2}}{\sum_{n=1}^m (\rho_{n-2i}^{\circ} f_{n-2})^2} (\vartheta_{S-2} - \vartheta_{n-2})^2 = \\ & = \frac{p_5}{\gamma} + \frac{\vartheta_{\text{см}5}^2}{2g} - z_5 + \frac{1}{2g} \sum_{S,n=1}^m \frac{\rho_{2-5i}^{\circ} \rho_{n-2i}^{\circ} f_{2-5} f_{n-5}}{\sum_{n=1}^m (\rho_{n-5i}^{\circ} f_{n-5})^2} (\vartheta_{2-5} - \vartheta_{5-2})^2 + h_{w_{2-5}}. \end{aligned} \quad (4)$$

Решая совместно уравнения (2), (4) и принимая во внимание, что $\frac{p_5}{\gamma} - z_5 = \frac{p_{\text{ат}}}{\gamma} = B$ – барометрическое давление, а также учитывая незначительность величин коэффициентов взаимодействия фаз в точках 2 и 5 на отметке турбины, получим:

$$\frac{1}{2g} \sum_{S,n=1}^m \frac{\rho_{S-2i}^{\circ} \rho_{n-2i}^{\circ} f_{S-2} f_{n-2}}{\sum_{n=1}^m (\rho_{n-2i}^{\circ} f_{n-2})^2} (\vartheta_{S-2} - \vartheta_{n-2})^2 - \frac{1}{2g} \sum_{S,n=1}^m \frac{\rho_{(2-5)i}^{\circ} \rho_{n-5i}^{\circ} f_{2-5} f_{n-5}}{\sum_{n=1}^m (\rho_{n-5i}^{\circ} f_{n-5})^2} (\vartheta_{2-5} - \vartheta_{5-2})^2 \rightarrow 0,$$

т. е. расчетную формулу для определения коэффициента взаимодействия при Пуазейлевом течении:

$$K = \frac{8f_2^2 \mu_0}{R^2} \frac{1}{\frac{f_2}{f_1} \frac{Q_2}{Q_1}}, \quad (5)$$

где μ_0 – вязкость несущей жидкости;

R – радиус трубы.

Если исследуемая смесь жидкости состоит из жидкой и твердой фаз, совершающих взаимопроникающие движения, то вязкость смеси отличается от вязкости жидкой (несущей) фазы и зависит от объемного содержания твердой фазы и физических свойств взвеси и т. д.

Расчетные формулы для коэффициента взаимодействия, приводимые в работе [1], полученные на основе формулы Эйнштейна, выглядят следующим образом:

$$K = \frac{8f_2^2 \mu_0}{R^2} \frac{1}{\frac{Q_{\text{см}}}{Q_1} \frac{1}{f_1(1+2,5f_2)}}. \quad (6)$$

Для барометрического давления B на отметке установки рабочего колеса турбины получим выражение:

$$\frac{p_x}{\gamma} = B - h_x - \left(\frac{\vartheta_{\text{см}2}^2}{2g} - \frac{\vartheta_{\text{см}5}^2}{2g} - h_{w,2-5} + \frac{w_{\text{см}x}^2 - w_{\text{см}2}^2 + u_{\text{см}2}^2 - u_{\text{см}x}^2}{2g} - h_{\text{см}w,x-2} \right), \quad (7)$$

где h_x – теоретическая высота отсасывания;

$$\left(\frac{\vartheta_{\text{см}2}^2}{2g} - \frac{\vartheta_{\text{см}5}^2}{2g} - h_{\text{см}w,2-5} \right) - \text{динамическое разрежение, обусловленное формой и размерами отсасывающей трубы};$$

мерами отсасывающей трубы;

$$\left(\frac{w_{\text{cmx}}^2 - w_{\text{cm2}}^2 + u_{\text{cm2}}^2 - u_{\text{cmx}}^2}{2g} - h_{\text{cmw},x-2} \right) - \text{динамическое разрежение, обусловленное раз-}$$

мерами и формой лопастей рабочего колеса турбины.

Нужно отметить, что многочлены зависят, кроме того, еще и от режима работы турбины. Уравнение (7) можно записать иначе:

$$\left(\frac{p_x - p_n}{\gamma} \right) \frac{1}{H} = \frac{1}{H} \left(B - h_x - \frac{p_n}{\gamma} \right) - \frac{1}{H} \left(\frac{g_{\text{cm2}}^2}{2g} - \frac{g_{\text{cm5}}^2}{2g} - h_{w,2-5} + \frac{w_{\text{cmx}}^2 - w_{\text{cm2}}^2 + u_{\text{cm2}}^2 - u_{\text{cmx}}^2}{2g} - h_{\text{cmw},x-2} \right). \quad (8)$$

Процесс кавитации в турбине начнется тогда, когда абсолютное давление p_x/γ в точке x будет равно давлению парообразования, т. е. когда правая часть уравнения (8) обратится в нуль:

$$\frac{1}{H} \left(B - h_x - \frac{p_n}{\gamma} \right) - \frac{1}{H} \left(\frac{g_{\text{cm2}}^2}{2g} - \frac{g_{\text{cm5}}^2}{2g} - h_{w,2-5} + \frac{w_{\text{cmx}}^2 - w_{\text{cm2}}^2 + u_{\text{cv2}}^2 - u_{\text{cvx}}^2}{2g} - h_{\text{cmw},x-2} \right) \rightarrow 0.$$

Следовательно, в первой скобке заключены величины, характерные для данной установки: местное барометрическое давление B ; высота расположения рабочего колеса над уровнем нижнего бьефа, называемая высотой отсасывания h_x ; давление парообразования p_n/γ ; напор H в данной установке. Выражение в первой скобке – кавитационный коэффициент установки:

$$\sigma_{\text{уст}} = \frac{B - h_x - p_n/\gamma}{H}. \quad (9)$$

Во второй скобке уравнения (8) содержатся квадраты скоростей в абсолютном, переносном и относительном движении и потеря энергии между точками x и 5, отнесенная к напору.

Потеря напора h_w может быть выражена через квадрат скорости смеси жидкости в любой точке потока и соответствующий этой скорости коэффициент сопротивления ξ :

$$h_{w,x-5} = \xi g_{\text{cm}}^2 / 2g. \quad (10)$$

Скорости воды в потоке смеси пропорциональны корню квадратному из величины используемого напора $\eta_{\Gamma} H$, где η_{Γ} – гидравлический КПД турбины. Поэтому все скорости могут быть представлены в виде скоростного коэффициента, соответствующего данной скорости в рассматриваемой точке. Соответствующий скоростной напор в той же точке имеет вид:

$$\frac{g_{\text{cm}}^2}{2g} = K_g \eta_{\Gamma} H. \quad (11)$$

В условиях кинематических подобных (изогональных) режимах работы для турбин данной серии все скоростные коэффициенты K_g и коэффициенты сопротивления ζ имеют постоянные значения, σ^* для турбин данной серии и изогональных режимов остается неизменным. Таким образом, кавитационный коэффициент турбины σ^* представляет собой отношение наибольшего динамического разрежения на лопасти рабочего колеса к используемому напору $\eta_{\Gamma} H$.

Если при каком-то режиме $p_x = p_n$, то динамическое разрежение имеет максимальное значение и возникает кавитация. При этом кавитационный коэффициент турбины для этого режима будет иметь критическую величину:

$$\sigma_{\text{кр}}^* = B - \frac{p_n}{\gamma} - h_x / \eta_{\Gamma} H = \frac{\sigma_{\text{уст}}}{\eta_{\Gamma}}. \quad (12)$$

Из этого выражения можно получить условие для максимально-допустимой высоты отсасывания h_x , при которой обеспечивается бескавитационная работа турбины:

$$H_s = h_x \leq B - \frac{P_n}{\gamma} - \sigma_{кр}^* \eta_{ГН} \quad (13)$$

Расчетным путем нетрудно также установить точку x , в которой можно ожидать наибольший вакуум. Поэтому в практике гидромашиностроения кавитационный коэффициент σ определяется путем испытания моделей гидротурбин на кавитационном стенде.

Приведем таблицу сопоставления значений кинетической энергии в точках 2 и 5 [1] со значениями кинетической энергии, вычисленной по формуле (2 а), т. е. с учетом взаимодействий фаз многофазного дисперсного потока при $f_1 = 0,4$; $f_2 = 0,6$.

Установлено, что при наличии отсасывающей трубы под рабочим колесом создается дополнительное понижение давления, пропорциональное удельной кинетической энергии $\frac{g_{см2}^2}{2gH}$, оставшейся в потоке на выходе из рабочего колеса. Величина этой

энергии зависит от состава смеси, системы турбины, ее коэффициента быстроходности и пропускной способности, характеризуемой значением приведенного расхода Q'_1 .

Ориентировочные значения удельной кинетической энергии на выходе из рабочего колеса, выраженные в процентах от рабочего напора для турбин различной быстроходности, приведены в таблице 1. Данные таблицы 1 показывают, что, если в отсасывающих трубах тихоходных турбин удельная кинетическая энергия в потоке за рабочим колесом составляет 1,5–3,0 % от рабочего напора, то по мере увеличения быстроходности турбины эта цифра увеличивается, доходя у быстроходных поворотнолопастных турбин до 50 % и более от всей энергии. Но из-за наличия внутренних взаимодействий фаз возрастают внутренние сопротивления, которые отрицательно влияют на кинетическую энергию потока, увеличивая тепловую энергию.

Таблица 1 – Сопоставление значений кинетической энергии в точках 2 и 5

Система турбин	H, м	Q'_1 , л/с	n'_1 , об./мин	n_s	$\frac{g_2^2}{2gH} 100\%$	По формуле (2 а) $\frac{g_{см2}^2}{2gH} 100\%$	$\frac{g_2^2}{2gH} 100\%$	По формуле (2 а) $\frac{g_{см2}^2}{2gH} 100\%$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Поворотнолопастные	5	2250	180	930	53,0	52,7	4,00	3,80
	10	2010	170	830	43,0	42,8	2,80	2,50
	15	1850	160	755	36,0	34,8	2,30	2,20
	20	1750	150	695	32,0	32,1	1,90	1,80
	30	1430	140	580	24,0	20,8	1,40	1,30
	40	1240	130	500	20,0	19,2	1,10	0,90
	50	1110	120	435	18,0	17,6	0,90	0,80
	60	1040	112	395	17,0	15,6	0,80	0,75
	70	940	107	355	16,0	15,6	0,70	0,70
	80	830	105	350	14,0	14,0	0,65	0,65
Радиальноосевые	30	1400	78	320	11,0	10,9	1,50	1,40
	45	1370	77	315	10,5	10,0	1,40	1,20
	75	1250	75	290	8,5	8,0	1,20	1,10
	115	1030	72	255	6,0	5,8	0,80	0,70
	170	650	69	195	2,5	2,3	0,40	0,30
	230	420	67	150	2,0	1,8	0,20	0,14

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
	310	280	65	120	1,8	1,6	0,10	0,80
	400	200	62	95	1,6	1,4	0,05	0,04
	500	150	60	80	1,5	1,2	0,02	0,01

Взаимодействие фаз дисперсной смеси уменьшает высоту отсасывания, и часть выделяемой энергии преобразуется в тепловую энергию.

Список использованных источников

1 Смирнов, И. Н. Гидравлические турбины и насосы / И. Н. Смирнов. – М.: Высш. шк., 1969. – 400 с.

2 Умаров, А. И. Об одном способе определения величины коэффициента взаимодействия вязко-идеальных сред. Гидроаэродинамика многофазных сред / А. И. Умаров. – Ташкент: Фан, 1987. – С. 34–39.

3 Хамидов, А. А. Плоские и осесимметрические задачи о струйном течении идеальной сжимаемой жидкости. – Ташкент: Фан, 1978. – 137 с.

4 Хамидов, А. А. Теория струй смеси вязких жидкостей / А. А. Хамидов, С. И. Худайкулов. – Ташкент: Фан, 2003. – 160 с.