

# КАВИТАЦИЯ В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ОСЕВЫХ И СТРУЙНЫХ НАСОСАХ

**БАНДЮКОВ Юрий Владимирович**, Новочеркасский инженерно-мелиоративный институт им. А.К. Кортунова ФГБОУ ВО «Донской государственный аграрный университет»

**ПАШКОВ Павел Викторович**, Новочеркасский инженерно-мелиоративный институт им. А.К. Кортунова ФГБОУ ВО «Донской государственный аграрный университет»

**АНАНЬЕВ Сергей Сергеевич**, Новочеркасский инженерно-мелиоративный институт им. А.К. Кортунова ФГБОУ ВО «Донской государственный аграрный университет»

**ТАРАСЬЯНЦ Андрей Сергеевич**, Новочеркасский инженерно-мелиоративный институт им. А.К. Кортунова ФГБОУ ВО «Донской государственный аграрный университет»

В работе рассмотрены вопросы принципа возникновения кавитационных явлений в существующих эксплуатируемых осевых, центробежных и струйных насосов. Приводятся зависимости для расчета величины кавитационного запаса, приводятся экспериментальные данные по определению докавитационного режима работы струйных аппаратов. По результатам рекомендаций и проведенного анализа сделаны выводы.

Расчет кавитационного запаса осевых насосов практически не отличается от расчета центробежных насосов. При проектировании осевые насосы устанавливаются таким образом, чтобы рабочее колесо размещалось ниже уровня воды в приемной камере на величину допустимого кавитационного запаса. При понижении уровня воды может случиться так, что кавитационный запас приблизится к величине давления насыщенных водяных паров, что влечет за собой аварийные ситуации. Как правило, всасывающая линия осевых насосов выполнена из бетона и потери напора заложены в расчетную величину кавитационного запаса.

Кавитация во всасывающих линиях осевых насосов может возникнуть только в двух случаях: когда уровень воды в водоприемнике упадет ниже критической отметки или в другом случае, когда потери напора в сороудерживающей решетке резко возрастут из-за засорения водопропускных ячеек. Кавитационный режим работы осевого насоса сопровождается образованием воронки в месте входа воды в приемную камеру с одновременным изменением равномерности работы насосного агрегата.

Допустимая геометрическая высота всасывания осевых насосов, при наличии величины кавитационного запаса  $\Delta h$  по заводской характеристике, вычисляется по зависимости:

$$H_{\text{доп}}^{\text{вас}} = h_a - h_{\text{л.ж}} - \Delta h_{\text{доп}} - \sum h_{\text{WBBC}}, \quad (1)$$

где  $h_a$  – атмосферное давление;  $h_{\text{л.ж}}$  – давление насыщенного водяного пара;  $\Delta h$  – кавитационный запас, принимается по заводской характеристике насоса для конкретной подачи;  $\sum h_{\text{WBBC}}$  – суммарные потери напора во всасывающей линии.

От правильного определения величины  $\sum h_{\text{WBBC}}$  (потерь напора во всасывающей линии) насосов практически зависит оптимальная (с максимальным КПД) эксплуатация осевых насосов.

В настоящей работе в качестве примера приводится расчет всасывающей линии осевого насоса ОПВ 2–110 (рис. 1), установленного на циркуляционной насосной станции Новочеркасской ГРЭС.

1. Вся приемная камера от сетки до оси колеса разбивается на участки (табл. 1):

вход на вращающуюся сетку, площадь входа  $8,7 \text{ м}^2$ ;

вход в диффузор приемной камеры, площадь входа  $8,7 \text{ м}^2$ ;

конец диффузора приемной камеры, площадь  $4,2 \text{ м}^2$ ;

начало конфузора перед колесом,  $\varnothing 1950 \text{ мм}$ , площадь  $2,985 \text{ м}^2$ ;

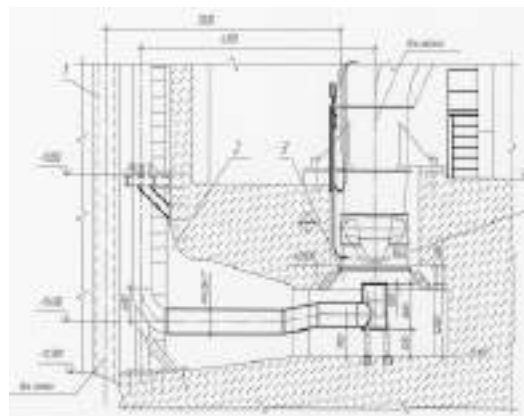
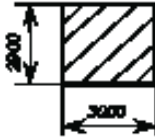


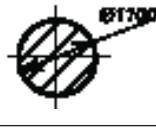
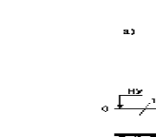


Рис. 1. Линия рециркуляции ЦЭН-4Б на береговой насосной станции: 1 – вращающаяся сетка; 2 – диффузор; 3 – конфузор; 4 – направляющий аппарат



Площади поперечных сечений участков от входа в приемную камеру до рабочего колеса насоса ОПВ2-110

Начало диффузора приемной камеры (после сетки) 3000×2900		$w = 3,0 \cdot 2,9 = 8,7 \text{ м}^2$
Конец диффузора приемной камеры 3000×1400		$w = 3,0 \cdot 1,4 = 4,2 \text{ м}^2$
Начало конфузора перед колесом Ø1950		$w = 0,785 \cdot 1,95^2 = 2,985 \text{ м}^2$
Конец конфузора перед колесом Ø1100		$w = 0,785 \cdot 1,1^2 = 0,949 \text{ м}^2$
Направляющий аппарат перед колесом Ø1100		$w = 0,785 \cdot 1,1^2 = 0,949 \text{ м}^2$

вход на колесо Ø1100 мм, площадь 0,949 м<sup>2</sup>.

2. По справочным данным [1] определяются коэффициенты гидравлического сопротивления участков (табл. 2).

3. Определяется скорость воды и потери напора (табл. 3, 4) на участках от входа в приемную камеру до рабочего колеса.

При наличии рассчитанных величин потерь напора определяют величину кавитационного запаса и степень заглупления оси рабочего колеса под уровень воды в водоисточнике.

При расчете кавитационного запаса в центробежных насосах используют тот факт, согласно которому жидкость подводится к рабочему колесу за счет разности давлений в приемном резервуаре и в потоке при входе в рабочее колесо. На практике встречаются несколько схем установки центробежных насосов относительно уровня воды (рис. 2): с положительной высотой всасывания; с отрицательной высотой всасывания; с избыточным давлением на входе [2].

Используя уравнение Д. Бернулли для сечений «0-0» в приемном резервуаре и сечении «1-1» всасывающего патрубка, можно записать:

$$H_{г.вс} + h_{wввс} = \frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_B}{\rho g} - \frac{v_B^2}{2g}, \quad (2)$$

где  $h_{wввс}$  – потери напора на входе в насос;

$\frac{P_a}{\rho g}$  – атмосферное давление;  $\frac{P_B}{\rho g}$  – абсолютное

давление во всасывающем патрубке;  $\frac{v_B^2}{2g}$  – скоростной напор во всасывающем патрубке.

Величина  $H_{г.вс} + h_{wввс}$  – вакуумметрическая высота.

$$H_E = \frac{P_a - (P_B + v_B^2) / 2g}{\rho g}, \quad (3)$$

В случае, когда жидкость входит во всасыва-

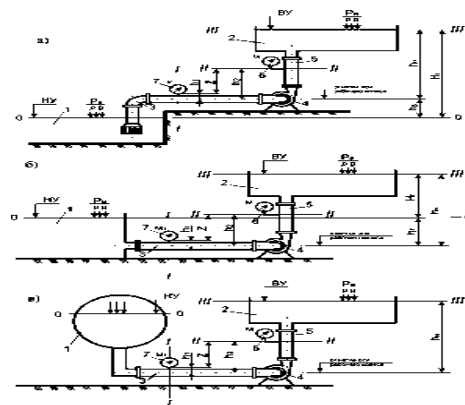


Рис. 2. Существующие схемы установки центробежных насосов: 1 – водоисточник; 2 – водоприемник; 3 – всасывающий трубопровод; 4 – насос; 5 – напорный трубопровод; 6 – манометр; 7 – вакуумметр; а – схема с положительной высотой всасывания, когда ось насоса находится выше уровня засасываемой жидкости; б – схема с отрицательной высотой всасывания, когда ось насоса находится ниже уровня засасываемой жидкости; в – схема, когда жидкость в приемном резервуаре находится под избыточным давлением; юющий патрубок с подпором (см. рис. 2, б), величину  $H_E$  определяют по зависимости

$$H_E = H_{г.вс} - h_{wввс}. \quad (4)$$

При поступлении жидкости под давлением (см. рис. 2, в) величина  $H_E$  равна

$$H_E = \frac{P_0 - (P_B + v_B^2)}{2g}. \quad (5)$$

Насосы работают без отклонений от нормальных режимов, когда абсолютное давление при входе в насос больше давления насыщенных паров перекачиваемой жидкости при определенной температуре. При понижении давления во всасывающем трубопроводе до давления насыщенных водяных паров возникают пузырьки пара и газа, попадая в область высокого давле-



**Значения величин коэффициентов гидравлических сопротивлений приемной камеры циркуляционного насоса**

№ участка	Сопротивление (участок)	Обозначение коэффициента	Величина коэффициента гидравлического сопротивления
1	Вращающаяся сетка перед приемной камерой	$\varphi_c$	1,4 ÷ 1,5
2	Вход в конфузор приемной камеры	$\varphi_v$	0,8 ÷ 1,0
3	Конфузор приемной камеры	$\varphi_{кп}$	1,2 ÷ 1,3
4	Вход в конфузор насоса	$\varphi_{кв}$	1,2 ÷ 1,4
5	Конфузор насоса	$\varphi_{кн}$	0,8 ÷ 1,0
6	Направляющий аппарат насос	$\varphi_{на}$	0,5 ÷ 0,6

Таблица 3

**Скорость воды на участках от входа в приемную камеру до рабочего колеса**

Подача насоса $Q_n$		Скорость входа в приемную камеру $v_g$ , м/с $\omega=8,7 \text{ м}^2$	Скорость выхода из приемной камеры $v_v$ , м/с $\omega=4,2 \text{ м}^2$	Скорость входа в конфузор насоса $v_g$ , м/с $\omega=2,98 \text{ м}^2$	Скорость входа на колесо $v_k$ , м/с $\omega=0,95 \text{ м}^2$
м <sup>3</sup> /ч	м <sup>3</sup> /с				
7000	1,94	0,22	0,46	0,65	2,04
8000	2,22	0,25	0,53	0,74	2,33
9000	2,5	0,28	0,59	0,84	2,63
10000	2,77	0,32	0,65	0,93	2,91
11000	3,05	0,35	0,72	1,02	3,21
12000	3,33	0,38	0,79	1,11	3,5
13000	3,6	0,41	0,86	1,21	3,78
14000	3,88	0,44	0,92	1,3	4,08
15000	4,16	0,48	0,99	1,39	4,37
16000	4,44	0,51	1,06	1,49	4,67
17000	4,72	0,54	1,12	1,58	4,96
18000	5,00	0,57	1,19	1,68	5,26

ния разрушаются с сопровождением местного гидравлического удара и разрушением стенок рабочего колеса и корпуса насоса.

Кавитационный запас  $\Delta h$  рассчитывают по зависимости

$$\Delta h = \frac{P_B}{\rho g} \quad (6)$$

Величина  $\Delta h$  экспериментально устанавливается для каждого типа насосов. С.С. Рудневым [3] получена зависимость для определения критического кавитационного запаса:

$$\Delta h_{кр} + 10(n\sqrt{Q/C_{кр}})^{4/3}, \quad (7)$$

где  $C_{кр}$  – постоянная величина, зависящая от конструкции насоса, – коэффициент быстроходности;  $Q$  – подача, м<sup>3</sup>/с.

На заводах в каталожных характеристиках значения  $\Delta h$  рассчитывают с коэффициентом запаса [4]:

$$\Delta h = K_D \Delta h_{кр}, \quad (8)$$

где  $K_D$  – коэффициент запаса,  $K_D = 1,1 \div 1,5$ .

В реальных условиях допустимую высоту всасывания вычисляют по зависимости

$$H_{доп.в} = H_{доп.в} + \left(\frac{P_a}{\rho g} - 10\right) + 0,24 - h_{ин}, \quad (9)$$

где  $H_{доп.в}$  – номинальная допустимая высота всасывания;  $\frac{P_a}{\rho g}$  – атмосферное давление.

Приведенные высоты атмосферного давления  $\frac{P_a}{\rho g}$  в зависимости от расположения местности над уровнем моря показаны в табл. 5.

Давление насыщенных водяных паров в зависимости от температуры воды показаны в табл. 6.

Исходя из вышеизложенного, при наличии зависимостей для вычисления величины кавитационного запаса имеется возможность вычислить все параметры всасывающей линии центробежных насосов, но вычисленные





Потери напора на участках приемной камеры

Поддача насоса $Q_4$	$\text{м}^3/\text{ч}$	Скорость входа в приемную камеру $v_{\text{вх}}$ , $\text{м}/\text{с}$ $\omega=8,7 \text{ м}^2$	Потери напора в сетке, $\text{м}$ $\varphi_{\text{с}} v_{\text{вх}}^2 / 2g$	Потери напора на входе в конфузор приемной камеры, $\text{м}$ $\varphi_{\text{р}} v_{\text{вх}}^2 / 2g$	Скорость выхода из кон- фузора приемной камеры, $\text{м}/\text{с}$ $\omega=4,2 \text{ м}^2$	Потери напора в конфузор приемной камеры, $\text{м}$ $\varphi_{\text{кп}} v_{\text{вх}}^2 / 2g$	Скорость входа в конфузор насоса, $\text{м}/\text{с}$ $\omega=2,98 \text{ м}^2$	Потери напо- ра на входе в конфузор, $\text{м}$ $\varphi_{\text{квд}} v_{\text{д}}^2 / 2g$	Скорость входа на колесо $v_{\text{к}}$ , $\text{м}/\text{с}$ $\omega=0,95 \text{ м}^2$	Потери напора в конфузор насоса, $\text{м}$ $\varphi_{\text{нв}} v_{\text{к}}^2 / 2g$	Потери напора в направляю- щем аппарате, $\text{м}$ $\varphi_{\text{кп}} v_{\text{вх}}^2 / 2g$	Суммарные потери напора в приемной камере, $\text{м}$
7000	1,94	0,22	0,0037	0,0480	0,46	0,0120	0,65	0,0290	2,04	0,2100	0,1060	0,4160
8000	2,22	0,25	0,0047	0,0625	0,53	0,0170	0,74	0,0380	2,33	0,2700	0,1350	0,5200
9000	2,5	0,28	0,0059	0,0780	0,59	0,0210	0,84	0,0500	2,63	0,3400	0,1720	0,6600
10000	2,77	0,32	0,0077	0,1020	0,65	0,0250	0,93	0,0610	2,91	0,4200	0,2110	0,8200
11000	3,05	0,35	0,0093	0,1220	0,72	0,0310	1,02	0,0740	3,21	0,5100	0,2500	0,9900
12000	3,33	0,38	0,0100	0,1440	0,79	0,0380	1,11	0,0870	3,5	0,6100	0,3060	1,1900
13000	3,6	0,41	0,0120	0,1680	0,86	0,0450	1,21	0,1030	3,78	0,7100	0,3500	1,3800
14000	3,88	0,44	0,0140	0,1930	0,92	0,0510	1,3	0,1190	4,08	0,8300	0,4100	1,6100
15000	4,16	0,48	0,0170	0,2300	0,99	0,0590	1,39	0,1370	4,37	0,9500	0,4700	1,8600
16000	4,44	0,51	0,0190	0,2600	1,06	0,0680	1,49	0,1570	4,67	1,0900	0,5400	2,1300
17000	4,72	0,54	0,0220	0,2910	1,12	0,0760	1,58	0,1770	4,96	1,2300	0,6100	2,4000
18000	5,00	0,57	0,0240	0,3250	1,19	0,0860	1,68	0,2000	5,26	1,3800	0,6900	2,7000



## Величина атмосферного давления в зависимости от расположения местности над уровнем моря

Высота над уровнем моря, м	-600	0	100	200	300	400	500
$P_a / \rho g, \text{ м}$	11,3	10,3	10,2	10,1	10,0	9,8	9,7

Таблица 6

## Давление насыщенных водяных паров в зависимости от температуры воды

Температура, °C	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$h_{н.в}$	0,09	0,12	0,24	0,43	0,75	1,25	2,02	3,17	4,82	7,14	10,33

параметры ограничены многими факторами, и в случае необходимости, особенно при больших колебаниях уровня воды в водоемнике, ввести коррекцию в каталожный режим работы центробежных насосов не представляется возможным, что может привести к выводу из строя корпусов и рабочих колес насосов, вплоть до полной остановки насосной станции.

Анализ вышеизложенного показывает, что из всех параметров работы насосов (как центробежных, так и осевых) практически основную роль в показателях заводских характеристик напора, расхода, потребляемой мощности и КПД играют всасывающие трубопроводы центробежных насосов или всасывающие линии осевых насосов.

При проектировании и эксплуатации струйных насосов в основном применяется средне- и высоконапорное насосное оборудование в качестве насосов нагнетателей.

Актуальным вопросом их эксплуатации, так же как в центробежных и осевых насосах, является обеспечение бескавитационного режима узла с использованием струйной системы – струйного насоса. Как было ранее описано, кавитация возникает в том случае, когда абсолютное давление в каком-то сечении проточной части становится ниже давления соответствующего упругости насыщенного водяного пара. Известно, что минимальное гидродинамическое давление связано с максимальным значением скоростного напора.

Ниже приводится схема кольцевого двухповерхностного струйного насоса (рис. 3) [5], принимаемого для рассмотрения.

Минимальное гидродинамическое давление в подсосываемом потоке позволит определить критерий бескавитационного режима работы струйного аппарата. К рис. 3 введены следующие обозначения:  $R_{\text{ш}}$ ,  $r_r$ ,  $r'_0$ ,  $r_0$ ,  $z$  – соответственно радиус смесителя, радиус кольцевых насадок, расстояние от обреза насадок до начала камеры смешения;  $V_0$ ,  $U'_0$ ,  $U_0$ ,  $V_c$  – соответственно скорости течения рабочей струи в сечении 0-0 внешней и внутренней областей, скорость смешанного потока;  $\omega_0$ ,  $\omega'_0$ ,  $\omega_0$ ,  $f'_0$ ,  $f_0$ ,  $\Omega'$ ,  $\Omega$ ,  $\Omega'_0$  – соответственно площади

поперечного сечения кольцевого сопла, кольцевого сопла, отнесенного к областям протекания потоков, площади сечений подсосываемого потока в створе 0-0, отнесенной к рабочей струе; при  $r'_0 = R_{\text{ш}}$  – насос с кольцевой одноповерхностной струей. Полагается, что смешивание потоков осуществляется во внешней и внутренней областях, которые разделены цилиндрической граничной поверхностью.

Гидродинамическое давление по пути взаимодействия рабочей струи с подсосываемым потоком в областях формируется последним, в связи с чем определение максимальной скорости и минимального гидродинамического давления в подсосываемом потоке во внешней и внутренней областях позволит определить критерий бескавитационного режима работы струйного насоса. Иногда, в связи с необходимостью сохранения максимальных проходных размеров проточной части в струйных насосах, применяют комбинированные смесители, состоящие из конфузора и цилиндрической части смесителя.

В случае, когда струйный насос используется для транспортирования жидкостей с плотностью отличной от единицы, при расчетах вводятся дополнительные параметры:  $\rho_{\text{ш}}$ ,  $\rho_0$ ,  $\rho_1$ ,  $\rho_2$  – соответственно плотности в источнике, рабочем потоке, подсосываемого и смешанного потоков;

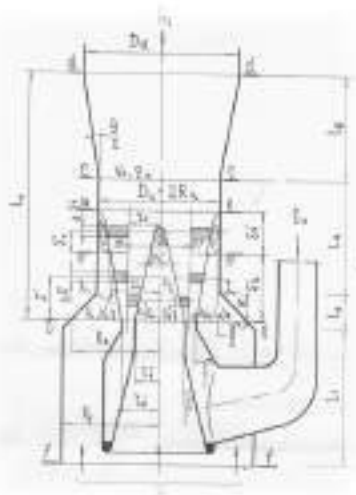


Рис. 3. Расчетная схема взаимодействия и смешивания потоков в кольцевом насосе с двухповерхностной рабочей струей



$G_0, G_1, G_2$  – весовые расходы рабочей струи, под-  
сасываемого потока и смешанного потоков;  $G_1',$   
 $G_1''$  – весовые расходы подсасываемого потока,  
отнесенные к внутренней и внешней областям.

К обозначениям всех параметров внешней и  
внутренней областей применены символы соот-  
ветственно «/» и «//».

Линейные размеры, площади, скорости, на-  
поры в радиусах смесителя, площади поперечно-  
го сечения смесителя, скоростного напора исте-  
чения струи рабочей жидкости из сопла:

относительная площадь отверстия кольцевого  
сопла:

$$\bar{\tau}_0' = \frac{\tau_0'}{R_{\text{п}}}; \quad (10)$$

относительная площадь отверстия кольцевого  
сопла:

$$\bar{\omega}_0' = \frac{\omega_0'}{\Omega_{\text{п}}}; \quad (11)$$

относительная скорость подсасываемого по-  
тока во внешней области в сечении 0-0:

$$\bar{U}_0' = \frac{U_0'}{V_0}; \quad (12)$$

относительная напорная характеристика:

$$\bar{H}_{\Gamma} = \frac{H_{\Gamma, \text{н.р.}}}{V_0^2 / 2g}; \quad (13)$$

Как следует из замеров, проведенных ранее  
[6], скорость подсасываемого потока в насосах с  
центральной подводкой при оптимальных коэф-  
фициентах смешения наиболее высокая и имеет  
место при входе в камеру смешения.

В кольцевых насосах с двухповерхностной  
рабочей струей гидродинамическое давление во  
внутренней области в обресе сопла при измене-  
нии относительного расстояния  $\bar{Z}$  от 0 до 0,8 ме-  
няется незначительно.

Следовательно, скорость подсасываемого по-  
тока во внутренней области принимается постоян-  
ной при изменении величины  $Z$  в указанных пре-  
делах. Как следует из опытов [7], при расстоянии  
 $\bar{Z} \cong 0$  гидродинамическое давление во внешней и  
внутренней областях равны, что позволит считать  
относительные скорости во внешней и внутренней

областях равнозначными, т.е.  $U_0' = U_0'' = U$ .

Анализ вышеизложенного показывает, что,  
доказав возможность использования к подсасыва-  
емому потоку уравнения Д. Бернулли, можно полу-  
чить зависимости для определения критического  
значения скорости  $U_{\text{нк}}$ , определяющей вхождение  
насоса в кавитационный режим работы.

Вышеперечисленные литературные источ-  
ники показывают, что кавитационный запас  
струйных насосов в зависимости от конструк-  
ций определяется только опытным путем.

В настоящей работе предлагается метод

определения кавитационного запаса (крити-  
ческого коэффициента эжекции) для кольце-  
вых двухповерхностных струйных аппаратов  
(рис. 4).

Установка представляет собой переобору-  
дованный земснаряд, на котором смонтирован  
испытываемый струйный насос (рис. 5). Рабочая  
вода по трубопроводу подается к струйному  
наосу 5.

Суммарный расход по трубопроводу 11 по-  
дается в мерный бак 13.

При испытании измеряли напор рабочего по-  
тока  $P_e$  манометром 7; напор смешанного потока  
 $P_d$  манометром 9; давление (вакуум) в среднем  
сечении цилиндрической части смесителя  $P$ , ма-  
нометром 8 или вакуумметром 15; рабочий рас-  
ход  $Q_0$  турбинным счетчиком 4; суммарный рас-  
ход  $Q_2$  с помощью мерного бака 13.

Вычисляли:

$$\text{коэффициент эжекции } \alpha_0 = \frac{G_2}{G_0} - 1; \quad (14)$$

напор струйного насоса  $H_{\Gamma, \text{н.р.}}$ :

$$H_{\Gamma, \text{н.р.}} = \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_d^2}{2g} \cdot \frac{\bar{P}_2}{\bar{\rho}_0} + h_1 \frac{\bar{P}_2}{\bar{\rho}_0} + h_{\text{WBВХ}} + h_1 \frac{\bar{P}_2 - \bar{P}_0}{\bar{\rho}_0}; \quad (15)$$

напор нагнетателя (насоса нагнетателя):

$$H_{\text{н.р.}} = \frac{P_e}{\rho g} + \frac{V_e^2}{2g} + h_1 + h_{\text{WBВХ}}; \quad (16)$$

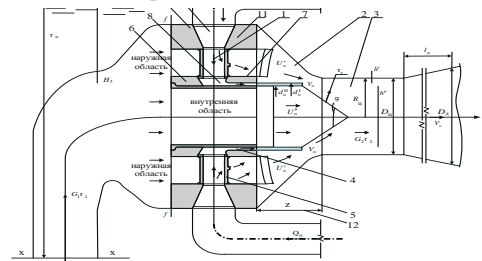


Рис. 4. Схема кольцевого двухповерхностного  
струйного аппарата по а.с. №1620693:

- 1 – соединительные патрубки; 2 – приемная камера;
- 3 – камера смешения; 4 – кольцевое активное сопло;
- 5 – сопловые щели; 6 – фланец задний внутренний;
- 7 – фланец передний внутренний; 8 – кольцевой  
коллектор внутренний; 9 – фланец задний  
наружный; 10 – коллектор кольцевой наружный;
- 11 – фланец передний наружный; 12 – расстояние  
от обреза кольцевого сопла до начала  
цилиндрической части смеси

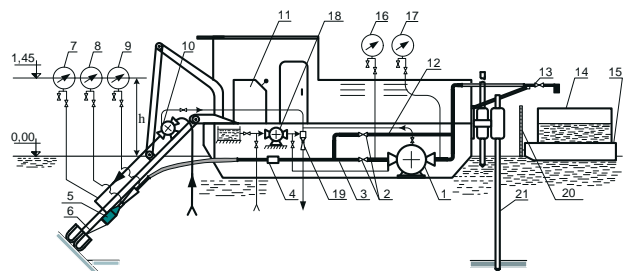


Рис. 5. Схема установки для испытаний струйных  
насосов на воде и гидросмеси: 1 – центробежный  
насос; 2 – задвижка; 3 – трубопровод; 4 – расходомер;  
5 – струйный насос; 6 – всасывающий трубопровод;  
7, 8, 9, 15 – манометры; 11 – труборпровод;  
12 – задвижка; 13 – мерный бак



Рабочие параметры струйного насоса

№ опыта	Расходы, л/с		Приведенные напоры, м		Коэффициент эжекции $\alpha_0$	Критический коэффициент эжекции $\alpha_k$		Относительный напор нагнетания $H_r$			Относительный напор нагнетателя $\bar{H}_n$	Коэффициент сопротивления сошла $\xi_0$	КПД $\eta = \alpha_0 \bar{H}_n / \bar{H}_n$
	$Q_0$	$Q_2$	$H_{r,пр}$	$H_{n,пр}$		Опыт	Расчет	Опыт	Расчет	Расхождение в %			
1	30,8	72,5	9,83	90,73	1,35	1,31	1,34	0,117	-	-	1,11	1,11	0,147
2	31,3	72,0	12,07	90,75	1,30	1,31	1,34	0,147	-	-	1,08	1,08	0,177
3	31,0	70,3	14,77	90,74	1,27	1,31	1,34	0,180	-	-	1,10	1,10	0,206
4	30,8	69,9	17,76	90,72	1,27	1,31	1,34	0,218	0,214	1,8	1,11	1,11	0,25
5	31,0	60,6	19,52	90,24	0,95	1,31	1,34	0,240	0,249	3,6	1,09	1,09	0,206
6	31,2	50,0	22,87	90,75	0,60	1,31	1,34	0,274	0,234	3,5	1,08	1,08	0,19
7	31,0	30,9	26,56	90,70	0	1,31	1,34	-	-	-	-	-	-
8	27,9	69,4	9,77	82,59	1,49	1,48	1,49	0,147	-	-	1,24	1,24	0,176
9	28,5	69,5	9,98	83,12	1,44	1,48	1,49	0,143	-	-	1,19	1,19	0,173
10	27,2	69,4	12,48	83,06	1,55	1,48	1,49	0,196	-	-	1,31	1,31	0,23
11	28,3	69,9	12,79	83,11	1,47	1,48	1,49	0,185	0,192	3,6	1,20	1,20	0,23
12	28,5	65,0	13,36	83,12	1,28	1,48	1,49	0,190	0,214	11	1,19	1,19	0,21
13	28,2	57,0	14,16	83,11	1,02	1,48	1,49	0,208	0,241	13,7	1,22	1,22	0,17
14	28,2	47,6	18,97	83,11	0,67	1,48	1,49	0,249	0,277	10,1	1,22	1,22	0,14
15	28,0	36,2	21,9	83,10	0,29	1,48	1,49	0,327	0,312	4,6	1,23	1,23	0,07



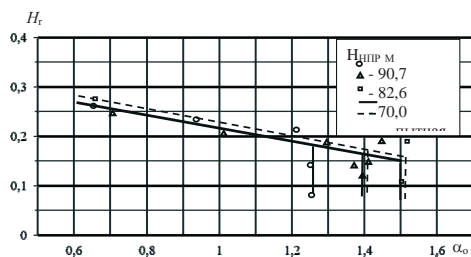


Рис. 6. Напорно-расходная характеристика струйного кольцевого двухповерхностного насоса

где  $h_1$  – превышение оси манометров над уровнем воды;  $h'_1$  – заглубление точки отбора под уровень воды;  $h_{WBEX}$  – потери во всасывающем трубопроводе.

Результаты измерений и их обработки приведены в табл. 7.

Рассмотрение данных табл. 5 и построение по ним рис. 6 приводят к следующим выводам.

1. При бескавитационном режиме работы опытные и расчетные характеристики  $\bar{H}_{г.н.п.р.м} = f(\alpha_0)$  совпадают удовлетворительно.

2. С уменьшением величины приведенного напора нагнетания  $H_{н.п.р.м}$  опытный критический коэффициент эжекции изменяется следующим образом:

при  $H_{г.н.п.р.м} = 90,7; 82,6; 70,5$  соответственно  $\alpha_{кр} = 1,31; 1,48; 1,63$ .

Рис. 6 наглядно показывает падение напора струйного насоса при постоянной величине коэффициента эжекции  $\alpha_0$  и постоянном подсосываемом расходе.

При определении кавитационного запаса как в осевых, так и центробежных насосах основное внимание необходимо обращать на определение потерь напора во всасывающих линиях и трубопроводах. Критический коэффициент эжекции в струйных насосах (докавитационный режим) следует рассчитывать по величине скоростного напора (кинетической энергии) в насадках, зависящего от напора центробежного насоса – нагнетателя.

## CAVITATION IN AXIAL AND CENTRIFUGAL JET PUMPS

**Bandyukov Yuriy Vladimirovich**, Senior Teacher of the chair "Water Supply and Use of Water Resources", Novocherkassk Engineering Meliorative Institute named after A.K.Kortunov, Novocherkassk, Russia.

**Pashkov Pavel Viktorovich**, Post-graduate Student of the chair "Water Supply and Use of Water Resources", Novocherkassk Engineering Meliorative Institute named after A.K.Kortunov, Novocherkassk, Russia.

**Ananyev Sergey Sergeevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the chair "Environmental Engineering of the Machine", Novocherkassk Engineering Meliorative Institute named after A.K.Kortunov, Novocherkassk, Russia.

**Tarasyanc Andrey Sergeevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the chair "Water Supply and Use

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Госэнергоиздат, 1960.
- Доманский И.В. Насосы и компрессоры: учеб. пособие. – Л.: ЛТИ им. Ленсовета, 1984. – 59 с.
- Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидрорепердач / под ред. С.С. Руднева, Л.Г. Подвидза. – М.: Машиностроение, 1974. – 415 с.
- Карелин В.Я., Минаев А.В. Насосы и насосные станции: учебник для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: ООО «ИД Бастет», 2010.
- А.с. 1620693 СССР, МКИФ04F5/10. Струйный насос / Тарасьянц С.А. [и др.]. – Оpubл. 15.01.91. Бюл. №2. – 3с.: ил.
- Назаров Н.Т. О методике расчета струйных аппаратов // Сборник трудов ВНИИНеруд. – М., 1965. – Вып. 4.
- Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.

**Бандюков Юрий Владимирович**, старший преподаватель кафедры «Водоснабжение и использование водных ресурсов», Новочеркасский инженерно-мелиоративный институт им. А.К. Кортунова ФГБОУ ВО «Донской государственный аграрный университет». Россия.

**Пашков Павел Викторович**, аспирант кафедры «Водоснабжение и использование водных ресурсов», Новочеркасский инженерно-мелиоративный институт им. А.К. Кортунова ФГБОУ ВО «Донской государственный аграрный университет». Россия.

**Ананьев Сергей Сергеевич**, канд. техн. наук, доцент кафедры «Машины природообустройства», Новочеркасский инженерно-мелиоративный институт им. А.К. Кортунова ФГБОУ ВО «Донской государственный аграрный университет». Россия.

**Тарасьянц Андрей Сергеевич**, канд. техн. наук, доцент кафедры «Водоснабжение и использование водных ресурсов», Новочеркасский инженерно-мелиоративный институт им. А.К. Кортунова ФГБОУ ВО «Донской государственный аграрный университет». Россия.

346428, Ростовская область, г. Новочеркасск, ул. Пушкинская, 111.

Тел.: (8635) 22-21-70.

**Ключевые слова:** кавитационный запас; осевой насос; центробежный насос; высота всасывания; потери напора; всасывающий трубопровод; всасывающая линия; давление насыщенных паров; атмосферное давление; рабочее колесо.

of Water Resources", Novocherkassk Engineering Meliorative Institute named after A.K.Kortunov, Novocherkassk, Russia.

**Keywords:** positive suction head; axial flow pump; centrifugal pump; suction lift; head loss; suction pipe; suction line; saturated vapor pressure; atmospheric pressure; working wheel.

**In this work it was considered the questions of appearance of cavitation phenomena in existing operated axial, centrifugal and jet pumps. It was sited the dependence the calculating values of the positive suction head; we cite the experimental data, which are given to define the pre cavitation of the jet device work. The conclusion according to the recommendations and the analysis are made.**