

значимых параметров дозирующих барабанов комбинированного укладчика, при которых достигается оптимальная производительность дозирования и укладки при минимальном значении крутящего момента на валу.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Комбинированный укладчик почвенных компонентов. Патент № 2643845, Российская Федерация, МПК А01С 3/06 (2006/01) // Павлов П.И., Мухин Д.В.; Заявка 2016120102 от 24.05.2016; Опубл. 06.02.2018, Бюл. № 4.
2. Комплекс машин для работы с почвой в тепличном производстве / П.И. Павлов [и др.] // Аграрный научный журнал. – 2016. – № 7. – С. 51–33.
3. Овчинникова Т.В., Павлов П.И. Экспериментальное исследование энергоёмкости транспортирования зерна пневмовинтовой установкой // Научная мысль. – 2015. – № 3. – С. 127–130.
4. Павлов П.И., Чапльнская А.А. Рациональные режимные параметры пневмоспирального транспортера // Вестник Саратовского госагроуниверситета им. Н.И. Вавилова. – 2010. – № 8 – С. 62–64.
5. Павлов П.И., Везилов А.О., Мухин Д.В. Комбинированный укладчик компонентов почвы для теплиц // Научная мысль. – 2016. – №5. – с. 36–38.
6. Павлов П.И., Везилов А.О., Дзюбан И.Л. Теоретическое исследование взаимодействия шнекового рабочего органа погрузчика-смесителя с компо-

нентами органоминерального компоста // Научная мысль. – 2015. – № 3. – С. 131–134.

7. Результаты экспериментальных исследований активизатора выгрузки плохосыпучих грузов / П.И. Павлов [и др.] // Аграрный научный журнал. – 2014. – № 11. – С. 62–64.

Павлов Павел Иванович, д-р техн. наук, проф. кафедры «Механика и инженерная графика», Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова. Россия.

Корсак Виктор Владиславович, д-р техн. наук, проф. кафедры «Природоустройство и водопользование», Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова. Россия.

Везилов Александр Олегович, канд. техн. наук, доцент кафедры «Механика и инженерная графика», Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова. Россия.

Мухин Дмитрий Вадимович, аспирант кафедры «Механика и инженерная графика», Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова. Россия.

410056, г. Саратов, ул. Советская, 60.
Тел.: (8452) 74-96-50.

Ключевые слова: теплица; комбинированный укладчик; почва; почвенный компонент; крутящий момент; производительность.

RESULTS OF EXPERIMENTAL STUDIES OF THE COMBINED SOIL COMPONENT STACKER FOR GREENHOUSES

Pavlov Pavel Ivanovich, Doctor of Technical Sciences, Professor of the chair "Mechanics and Engineering Graphics", Saratov State Agrarian University named after N.I. Vavilov. Russia.

Korsak Viktor Vladislavovich, Doctor of Technical Sciences, Professor of the chair "Environmental Management and Water Use", Saratov State Agrarian University named after N.I. Vavilov. Russia.

Vezirov Aleksandr Olegovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the chair "Mechanics and Engineering Graphics", Saratov State Agrarian University named after N.I. Vavilov. Russia.

Mukhin Dmitriy Vadimovich, Post-graduate Student of the chair "Mechanics and Engineering Graphics", Saratov State Agrarian University named after N.I. Vavilov. Russia.

Keywords: greenhouse; combined stacker; soil; soil component; torque; performance.

The article presents regression equations and graphical dependences corresponding to them. The values of the specified parameters are established, at which the maximum stacking performance is achieved, and the torque has a minimum value.

DOI

УДК 628.12

МЕТОДЫ РАСЧЕТА КАВИТАЦИОННОГО ЗАПАСА СТРУЙНЫХ АППАРАТОВ

ПАШКОВ Павел Викторович, Новочеркасский инженерно-мелиоративный институт им. А.К. Кортунова ФГБОУ ВО Донской ГАУ

ТАРАСЬЯНЦ Сергей Андреевич, Новочеркасский инженерно-мелиоративный институт им. А.К. Кортунова ФГБОУ ВО Донской ГАУ

Работа посвящена теории расчета кавитационного запаса струйных насосов, кавитационным явлениям, возникающим при нарушении эксплуатационных режимов насосного оборудования, отрицательно сказывающимся на всех параметрах заводских характеристик напора, подачи, КПД, потребляемой мощности. Приводятся схема взаимодействия и смешивания потоков в кольцевом струйном смесителе двух поверхностной рабочей струей, гидравлическая схема струйно-землесосной установки при определении кавитационного режима, рабочие характеристики кольцевого струйного смесителя (на воде).

Введение. При эксплуатации струйных насосов в основном применяются средне- и высоконапорное оборудование в качестве насосов нагнетателей. Актуальным вопросом их эксплуатации, так же как в центробежных и осевых насосах, является обеспечение бескавитационного режима транспортного узла системы – струйного насоса. 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 [5] (рис. 1).



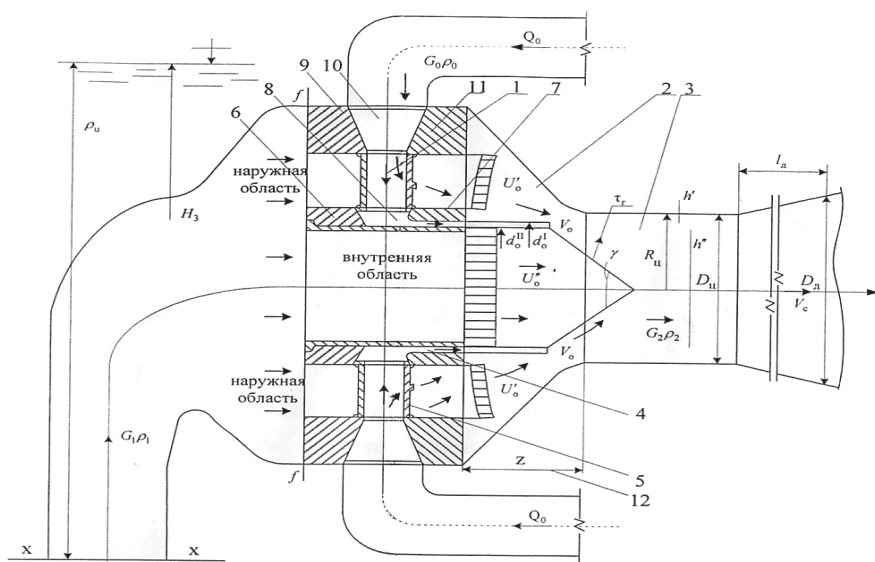


Рис. 1. Расчетная схема взаимодействия и смешивания потоков в кольцевом струйном смесителе двух поверхностной рабочей струей:
 1 – соединительные патрубки; 2 – приемная камера; 3 – камера смещения; 4 – кольцевое активное сопло; 5 – сопловые щели; 6 – фланец задний внутренний; 7 – фланец передний внутренний; 8 – кольцевой коллектор внутренний; 9 – фланец задний наружный; 10 – кольцевой коллектор наружный; 11 – фланец передний наружный, 12 – конфузор

насоса. Иногда, в связи с необходимостью сохранения максимальных проходных размеров проточной части в струйных насосах, применяют комбинированные смесители, состоящие из конфузора цилиндрической части смесителя. Ниже приводятся характеристики осевого насоса ПВ 2-110 (рис. 2).

В случае, когда струйный насос используется для транспортирования жидкостей с плотностью отличной от единицы, при расчетах вводятся дополнительные параметры: $\rho_{и}$, ρ_0 , ρ_1 , ρ_2 – соответственно плотности в источнике, рабочем потоке, подсосываемого и смешанного потоков; G_0 , G_1 , G_2 – весовые расходы рабочей струи, подсосываемого и смешанного потоков; G_1' , G_1'' – весовые расходы

Методика исследований. С учетом того, что другие конструкции являются частными случаями такого типа, как насос кольцевой одноповерхностный, так и с центральной струей, считалось, что минимальное гидродинамическое давление в подсосываемом потоке позволит определить критерий бескавитационного режима работы струйного насоса. 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 этим определение максимальной скорости и минимального гидродинамического давления в подсосываемом потоке во внешней и внутренней областях позволит определить критерий бескавитационного режима работы струйного

подсосываемого потока, отнесенные к внутренней и внешней областям.

К обозначениям всех параметров внешней и внутренней областей применены символы соответственно «/» и «//».

Линейные размеры, площади, скорости, напоры выражены в радиусах смесителя, площади поперечного сечения смесителя, скоростного напора истечения струи рабочей жидкости из сопла:

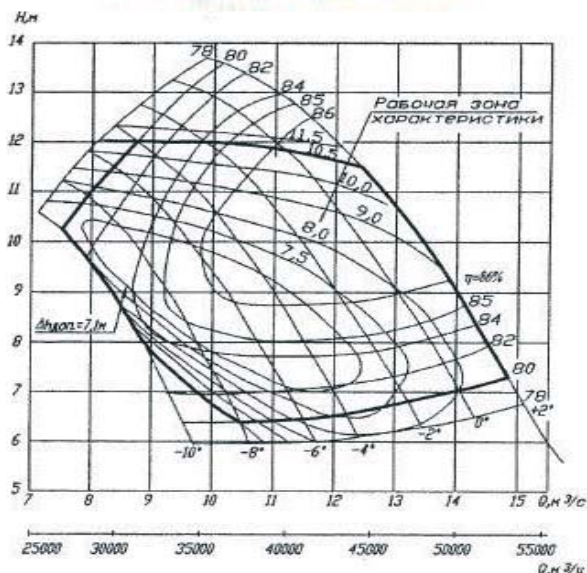
относительный радиус кольцевого сопла:

$$\bar{r}'_0 = \frac{r'_0}{R_{и}}; \quad (1)$$

относительная площадь отверстия кольцевого сопла:

$$\bar{\omega}_0 = \frac{\omega_0}{\Omega_{и}}; \quad (2)$$

ХАРАКТЕРИСТИКА НАСОСА ОВ(ОПВ)2-185
 n=245 об/мин Др.к.=1850 мм



ХАРАКТЕРИСТИКА НАСОСА ОВ(ОПВ)2-185
 n=290 об/мин Др.к.=1850 мм

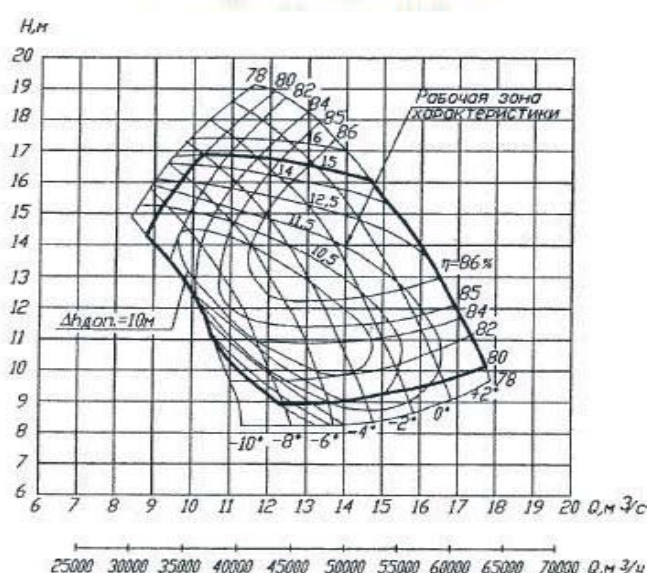


Рис. 2. Характеристики осевого насоса ОПВ 2-110



относительная скорость подсосываемого потока во внешней области в сечении 0-0:

$$\bar{U}'_0 = \frac{U_0}{V_0}; \quad (3)$$

относительная напорная характеристика в областях:

$$\bar{H}'_\Gamma = \frac{H'_\Gamma}{V_0^2/2g}, \text{ и т.п.} \quad (4)$$

Наиболее высокая скорость подсосываемого потока в насосах с центральным подводом, при оптимальных коэффициентах смешения имеет место при входе в камеру смешения.

В кольцевых насосах с двухповерхностной рабочей струей давление гидродинамическое во внутренней области в обресе сопла при изменении относительного расстояния z от 0 до 0,8 меняется незначительно [4]. Следовательно, скорость подсосываемого потока во внутренней области принимается постоянной при изменении величины z в указанных пределах. Как следует из опытов, при расстоянии $z \cong 0$ гидродинамическое давление в областях внешней и внутренней равны, что позволит считать относительные скорости во внешней и внутренней областях равнозначными, т.е. $U''_0 = U'_0 = U$.

Анализируя вышеизложенное, доказав возможность использования к подсосываемому потоку уравнения Д. Бернулли, можно получить зависимости для определения критического значения скорости U_k , определяющей вхождение насоса в кавитационный режим работы.

К рис. 1 вводили следующие обозначения: ω и f – площади сечений рабочей струи и подсосываемого потока в сечении I-I соответственно; ω_1 – площадь живого сечения массы, отсоединяемой от подсосываемого потока; V и U – средние скорости рабочей струи в сечении I-I; W_1 – средняя скорость массы жидкости, отсоединяемой от подсосываемого потока; P – гидродинамическое давление; β – угол между осью и направлением движения отсоединяемых масс; ρ и ρ_1 – плотности рабочей струи и подсосываемого потока в сечении I-I соответственно.

В расчетах применяли следующие допущения:

1) коэффициенты Кориолиса и Буссинеска подсосываемого потока равны 1, т.е. распределение скоростей предполагается постоянным;

2) плотность подсосываемого потока и отсоединяемых масс постоянна, т.е. $\rho_b = \frac{\gamma_1}{g} = \text{const}$.

С учетом принятых допущений: подсосываемый расход $G_1 = g\rho_1 U_1 f$; уменьшение весового расхода подсосываемого потока (приращение расхода рабочей струи) $dG = g\rho_1 W_1 \omega_1$; проекция скорости массы на ось движения $U_1 = W_1 \cos\beta$.

Изменение количества движения в проекции на ось определяется:

$$\rho_1(U + dU)^2(f - df) - \rho_1 U^2 f + \rho_1 W_1^2 \omega_1 \cos\beta = \frac{1}{g}[(G_1 + dG)(U + dU) - G_1 U_1 + U_1 dG]. \quad (5)$$

Проекция сил на ось движения, действующих на выделенный отсек подсосываемого потока, равны:

а) от сил давления:

$$Pf - \frac{P + dP + P}{2} df - (P + dP)(f - df) = - (fdP - \frac{1}{2} dP df); \quad (6)$$

б) от сил трения по стенкам смесителя:

$$-\tau \frac{\chi + \chi - d\chi}{2} d\chi = -\rho_1 g i (\chi - \frac{1}{2} d\chi) d\chi, \quad (7)$$

где τ – касательное напряжение по стенкам смесителя; $\tau = \rho_1 g R_i$; i – гидравлический уклон; χ – смоченный периметр в сечении I-I; R – гидравлический радиус в сечении I-I; $R = \frac{\omega + f}{\chi}$;

в) от сил веса:

$$-g\rho_1 \frac{f + f - df}{2} dx \sin\psi = -g\rho(f - \frac{1}{2} df) dx \sin\psi. \quad (8)$$

Силы, образующиеся по поверхности контакта с рабочей струей, называют гидравлической тягой, и они учтены количеством движения отсоединенной массы [1].

Уравнение количества движения (уравнение движения потока с переменным расходом) в дифференциальной форме запишется в следующем виде:

$$\frac{1}{g}[(G_1 - dG)(U + dU) - G_1 U_1 + U_1 dG] = - (fdP - \frac{1}{2} dP df) - g\rho_1 i (\chi - \frac{1}{2} d\chi) dx - g\rho(f - \frac{1}{2} df) \sin\psi dx. \quad (9)$$

В результате преобразований, исключив малые величины второго и третьего порядка из уравнения (9), можно получить

$$\frac{1}{g}[G_1 dU - (U - U_1) dG] + fdP + g\rho_1 f dx + g\rho_1 f \sin\psi dx = 0. \quad (10)$$

С учетом того, что $G_1 = g\rho_1 U_1 f$, $U = U_1$ и пренебрегая силами веса и трения о стенки смесителя, после интегрирования уравнения все запишется в виде:

$$\frac{U^2}{2g} + \frac{P}{\gamma_1} = \text{const}.$$

Иначе практически доказано, что к подсосываемому потоку применимо уравнение Д. Бернулли.

Для определения критических величин скоростей подсосываемого потока во внешней и внутренней областях составляется уравнение Д. Бернулли, приведенное для сечений А-А и t-t во внешней и А-А и 0-0 внутренней областях.





$$\frac{P_a}{g\rho_0} + H_3 \frac{\rho_U}{\rho_0} = \frac{P'_t}{g\rho_0} + \frac{U'^2_t}{2g} (1 + \varphi'_{f-t}) \frac{\rho_1}{\rho_0} + H_t \frac{\rho_1}{\rho_0} + hW_{(x-t)} \quad (11)$$

и

$$\frac{P_a}{g\rho_0} + H_3 \frac{\rho_U}{\rho_0} = \frac{P''_0}{g\rho_0} + \frac{U''^2_0}{2g} (1 + \varphi''_{f-0}) \frac{\rho_1}{\rho_0} + H_t \frac{\rho_1}{\rho_0} + hW_{(x-t)}, \quad (12)$$

где $\frac{P_a}{g\rho_0}$ – атмосферное давление, м; $hW_{(x-t)}$ – потери напора на отрыв массы во всасывающем трубопроводе насоса, м; φ'_{f-t} и φ''_{f-0} – коэффициенты гидравлических сопротивлений от входа в насос (сечение $f-f$) до сечений $t-t$ во внешней и 0-0 во внутренней областях, приведенные к скоростям U'_t и U''_0 .

Численные величины в круглых скобках в уравнениях (11) и (12) принимаются равными, т.к. численные значения коэффициентов φ'_{f-t} и φ''_{f-0} меняются от 0,03 до 0,10 [6].

Таким образом $1 + \varphi'_{f-t} = 1 + \varphi''_{f-0} = 1 + \varphi_b$, где $\varphi_b = 0,03 \div 0,01$ – коэффициент гидравлического сопротивления входа в насос.

Потери напора $hW_{(x-t)}$ зависят от конструкции и геометрических размеров всасывающего трубопровода насоса.

Заменяв в уравнениях (11) и (12) гидродинамические давления в сечении $t-t$ во внешней и 0-0 во внутренней областях упругостью водяного пара $\frac{P_m}{g\rho_0}$ и добавив в виде слагаемого коэффициент срывной кавитации σ (по Х.Ш. Мустафину) [3] $\sigma = 0,3$, что подтверждается и нашими опытами [3], получим с учетом $1 + \varphi'_{f-t} + \sigma = 1 + \varphi''_{f-0} + \sigma = 1 + \varphi_b + \sigma$, зависимость относительной критической скорости по кавитации [2].

$$\bar{U}_K = \frac{1}{V_0} \sqrt{2g \frac{\frac{P_a - P_m}{g\rho_0} + H_3 \frac{\rho_U}{\rho_0} - H_t \frac{\rho_1}{\rho_0} - hW_{(t-f)}}{1 - \varphi_b + \sigma}} \quad (13)$$

При работе на воде ($\rho_U = \rho_1 = \rho_0$) и с коротким наконечником ($hW_{(x-t)} \approx 0$)

$$\bar{U}_K = \frac{1}{V_0} \sqrt{2g \frac{\frac{P_a - P_m}{g\rho_0} + H_G}{1 - \varphi_b + \sigma}}, \quad (14)$$

где $H_G = H_3 - H_t$ – заглубление сечения 0-0 или $t-t$ под уровень воды, м; для кольцевого двухповерхностного насоса принимается заглубление сечения 0-0 или $t-t$ в зависимости от относительной скорости $\bar{U}'_t(t-t)$ и $\bar{U}''_t(0-0)$.

Результаты исследований. При необходимости расчета критической скорости по кавитации, используются полученные уравнения, определяющие кавитационный запас струйных

насосов. Наглядная картина работы кольцевого двухповерхностного струйного насоса в условиях кавитации получена исследованиями [7] на землесном снаряде, при работе на воде (рис. 3).

Установка представляет собой переоборудованный земснаряд, на котором смонтирован испытуемый струйный насос. Рабочая вода по трубопроводу подается к струйному насосу 5. Суммарный расход по трубопроводу 11 подается в мерный бак 13.

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

Вычисляли:

коэффициент эжекции:

$$\alpha_0 = \frac{G_2}{G_0} - 1; \quad (15)$$

напор струйного насоса:

$$H_{z.np} = \frac{P_a}{g\rho_0} + \frac{V_d^2}{2g} \cdot \frac{\bar{\rho}_2}{\bar{\rho}_0} + h_1 \frac{\bar{\rho}_2}{\bar{\rho}_0} + h_{w_{вх.}} + h_1 \frac{\bar{\rho}_2 - \bar{\rho}_0}{\bar{\rho}_0}; \quad (16)$$

напор нагнетания:

$$H_{н.п} = \frac{P_e}{g\rho_0} - \frac{V_e^2}{2g} + h_1 + h_{w_{вх.}}, \quad (17)$$

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

Результаты измерений и их обработка приведены в таблице.

По полученным рабочим параметрам (см. таблицу) строили кавитационную характеристику кольцевого двухповерхностного струйного насоса (рис. 4) [8].

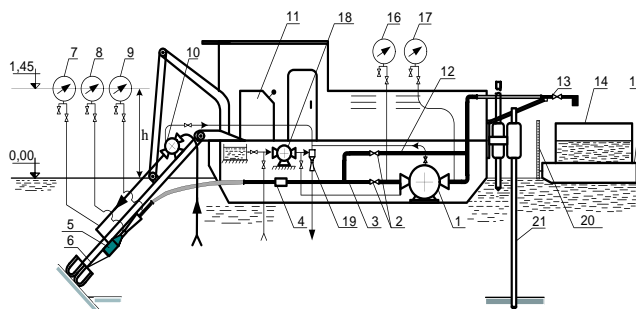


Рис. 3. Гидравлическая схема струйно-землесной установки при определении кавитационного режима: 1 – фунтовый насос (землесос); 2, 13 – задвижки; 3 – всасывающий трубопровод землесоса; 4 – турбинный счетчик водомер; 5 – струйный насос; 6 – грунтозаборное устройство; 7, 8, 9, 16, 17 – образцовые манометры; 10 – центробежный насос (для подачи рабочего потока в струйный насос и гидрорыхлитель); 11 – пульт управления; 12 – обводной трубопровод; 14 – мерный бак; 15 – понтон; 18 – центробежный насос системы пуска и отжима сальников грунтового насоса; 19 – струйный насос системы пуска; 20 – мерная линейка; 21 – попилыонажные сваи

Рабочие параметры струйного насоса

№ опыта	Расходы, л/с		Напоры, м		Коэффициент эжекции α_0	Критический коэффициент эжекции $\alpha_{кр}$		Относительный напор смесителя H_r
	Q_0	Q_2	$H_{г.пр}$	$H_{н.пр}$		опыт	расчет табл.	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	30,8	72,5	9,83	90,73	1,35	1,31	1,34	0,117
2	31,3	72,0	12,07	90,75	1,30			0,147
3	31,0	70,3	14,77	90,74	1,27			0,180
4	30,8	69,9	17,76	90,72	1,27			0,218
5	31,0	60,6	19,52	90,24	0,95			0,240
6	31,2	50,0	22,87	90,75	0,60			0,274
7	31,0	30,9	26,56	90,70	0,00			-
8	29,9	69,4	9,77	82,59	1,49	1,48	0,147	
9	28,5	69,5	9,98	83,12	1,44		0,143	
10	27,2	69,4	12,48	83,06	1,55		0,196	
11	28,3	69,9	12,79	83,11	1,47		0,185	
12	28,5	65,0	13,36	83,12	1,28		0,190	
13	28,2	57,0	14,16	83,11	1,02		0,208	
14	28,2	47,6	18,97	83,11	0,67		0,249	
15	28,0	35,1	21,90	83,10	0,29		0,327	
16	25,6	57,3	8,29	70,11	1,63		1,61	0,148
17	26,5	67,6	8,56	70,03	1,66			0,140
18	25,7	66,5	10,43	70,04	1,58			0,180
19	26,0	44,0	14,88	70,56	0,59	0,250		
20	25,6	41,0	16,19	70,57	0,60	0,280		
21	26,2	30,8	19,55	70,51	0,18	0,320		

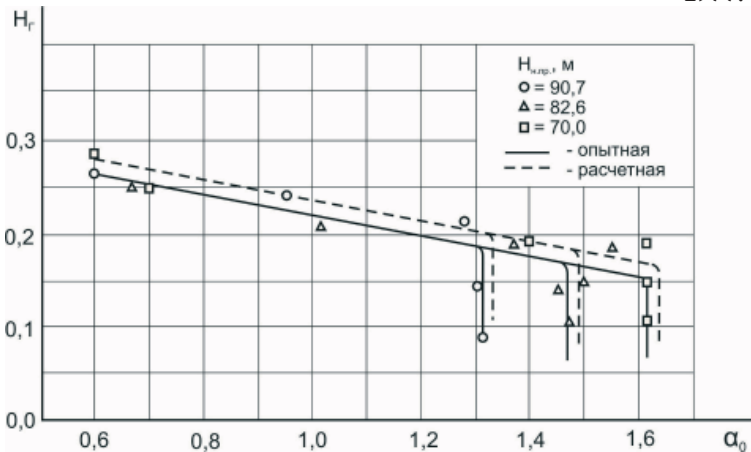


Рис. 4. Рабочие характеристики кольцевого струйного смесителя (на воде)

Заключение. В результате проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. При бескавитационном режиме работы опытные и расчетные характеристики $H_r = f(\alpha_0)$ совпадают удовлетворительно.

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

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

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Доманский И.В. Насосы и компрессоры: учеб. пособие. – Л.: ЛТИ им. Ленсовета, 1984. – 59 с.
2. Карелин В.Я., Минаев А.В. Насосы и насосные станции: учебник для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М., 2010.
3. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидрорепердач / под ред. С.С. Руднева, Л.Г. Подвидза. – М.: Машиностроение, 1974. – 415 с.
4. Мускевич Г.Е., Питерский А.М., Тарасьянц С.А. Экспериментальное определение оптимальных геометрических размеров и параметров эжектирования кольцевого гидроземлеса // Труды / НИМИ. – Новочеркасск, 1976. – Т. XVII. – Вып. 9. – С. 42.
5. Мустафин Х.Ш. Об эжектировании во всасывающей линии землеса // Сб. тр. / ВНИИЧеруд. – Ставрополь-на Волге, 1965. – Вып. 14.1. – С. 125.
6. Мустафин Х.Ш., Лахтин В.П. Кавитация в кольцевом эжекторе // Известия вузов. Энергетика. – 1977. – № 7 – С. 65.
7. Назаров Н.Т. О методике расчета струйных аппаратов // Сборник трудов ВНИИЧеруд. – Тольятти, 1965. – Вып. 4.
8. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.

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

Тарасьянц Сергей Андреевич, д-р техн. наук, проф. кафедры «Водоснабжение и использование водных ресурсов», Новочеркасский инженерно-мелиоративный институт им. А.К. Кортунова ФГБОУ ВО Донской ГАУ. Россия. 346428, г. Новочеркасск, ул. Пушкинская, 111. Тел.: (8635) 22-21-70.

Ключевые слова: насосная станция; кавитационный запас; струйный аппарат; центробежный насос; расход; линия рециркуляции; коэффициент эжекции; потери напора.

CALCULATION THEORY OF CAVITATION STOCK OF JET PUMPS

Pashkov Pavel Viktorovich, Post-graduate Student of the chair “Water Supply and Water Resource Usage”, NovoCherkassk Reclamation Engineering Institute named after A.K. Kortunov FSBEI HE Don SAU. Russia.

Tarasants Sergey Andreevich, Doctor of Technical Sciences, Professor of the chair “Water Supply and Water Resource Usage”, NovoCherkassk Reclamation Engineering Institute named after A.K. Kortunov FSBEI HE Don SAU. Russia.

Keywords: pump station; cavitation stock; jet apparatus; centrifugal pump; discharge; recirculation line; ejection coefficient; pressure losses.

The paper is devoted to the calculation theory of cavitation stock of jet pumps, the cavitation phenomena arising under the operation mode troubles of the pump equipment that affects all the parameters of factory characteristics of pressure, supply, efficiency, power consumption negatively. The scheme of interaction and mixing of flows at a circular jet mixer by two surface operating jet, the hydraulic scheme of jet dredge pump under determination of cavitation mode, operation characteristics of the circular jet mixer (on water) are given.

