

УДК 626.823.4

Беспалов М.С., аспирант; Ананьев С.С., канд.техн.наук, доцент;

Вакуленко Ю.С., аспирант;

Соколова Е.В., канд.с.-х.наук, доцент;

Уржумова Ю.С., канд.техн.наук, доцент;

Рахнянская О.И., аспирант;

Тарасьянц С.А., д-р техн.наук, канд.техн.наук, профессор,

Новочеркасский инженерно-мелиоративный институт

ФГБОУ ВО Донской ГАУ (НИМИ ФГБОУ ВО ДГАУ),

г. Новочеркасск, Ростовская обл., Россия

РАСЧЕТ КОЛЬЦЕВЫХ ДВУХПОВЕРХНОСТНЫХ СТРУЙНЫХ НАСОСОВ

С ПОВЫШЕННЫМ КПД

В настоящей работе авторами разработаны теоретические основы расчета кольцевых двухповерхностных струйных насосов с повышенным КПД, в сущности изложены теоретические предпосылки к повышению КПД с использованием кольцевой рабочей струи, способной проводить подсосывание пассивного потока наружной и внутренней поверхностью. Приведена схема данного насоса. При разработке методики расчета, в качестве примера, использовались установки, работающие по двум схемам: замкнутой, когда часть активного и пассивного потока возвращается в насос нагнетатель, и разомкнутой, когда весь активный и пассивный поток транспортируется по напорному трубопроводу.

Опираясь на приведенные схемы, авторы расшифровали величины напоров струйного насоса, приведенных к поверхности откачиваемой жидкости. Проточная часть струйного насоса (смеситель) по характеру протекающих в ней процессов разбита на три участка: активный, где происходит вовлечение струей подсосываемой среды; транзитный – зона вихревых вальцов и стабилизирующий, где происходит выравнивание эпюры скорости смешанного потока. Для каждого участка приведена зависимость для определения скоростей подсосываемого и смешанного потоков. Далее авторы, используя уравнения для определения скоростей, предлагают зависимость для определения относительных напоров струйного насоса и напора. Кроме того, зависимости исследованы на экстремум, в результате чего получена формула для определения оптимальной геометрической характеристики насоса. Используя вышеперечисленные зависимости, авторами получены формулы для определения оптимальных гидравлических параметров рассматриваемого струйного кольцевого двухповерхностного насоса. В статье указаны причины повышения КПД кольцевых двухповерхностных насосов, основной из которых является укорочение рабочей струи в камере смешения, и, в следствие, уменьшение коэффициентов гидравлических сопротивлений элементов насоса.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: СТРУЙНЫЙ НАСОС, НАСОС НАГНЕТАТЕЛЬ, ПОДСАСЫВАЕМЫЙ РАСХОД, РАБОЧИЙ РАСХОД, СКОРОСТЬ, НАПОР СТРУЙНОГО НАСОСА

UDK 626.823.4

Bespalov M.S., graduate student;

Ananiev S.S.; Vakulenko Yu.S., graduate student;

Sokolova E.V., Cand.Agr.Sci.,

Urzhumova Yu.S., Krasnyanskaya O.I., graduate student,

Tarasyants S.A., Dr. Sci. Tech, Novocherkassk Engineering Institute reclamation,

Don State Agrarian University, Novocherkassk, Russia

CALCULATION OF HIGH-EFFICIENCY CIRCULAR TWO-SURFACE EJECTORS

The theoretical basics for calculation of cyclic two surface jet pumps with increased efficiency developed by authors are described in the article. The theoretical prerequisites to increasing efficiency by cyclic jet capable of generating a passive flow sucking by outer and inner surfaces are presented. The circuit of this pump is shown. When developing methods of calculation the installation working on two schemes were used: the closed circuit, when part of the active and passive flows return to the pump-gun; the open circuit, when all active and passive flows are transported the along pressure pipe – line.

Based on the given schemes the jet pump pressure head variables to surface of the pumped liquid are determined. The flow part of the jet pump is divided into 3 parts: the active with the entrainment by induced environment jet, the transit – the zone of vortex rolls and the stabilizing where the mixed flow curve velocity leveling occurs. For each the mathematical relation for determining the velocities of sucking and mixed flows is shown. The relation for determining the relative pressure of jet pumps and pressure are suggested. Also the relations dependencies for determining and have been tested for extremum and the formula for determining the optimal geometrical characteristics of the pump. As a result the formulas for determining the optimal hydraulic parameters of the given cyclic two-surface jet pumps are deduced.

In conclusion the reasons for efficiency increase of cyclic two-surface jet pumps based on pressure – the jet shortening in the blending chamber and the resulting decreasing the pump hydraulic resistance coefficients.

KEYWORDS: JET PUMP, PUMP-GUN, INDUCED OUTFLOWS, OPERATION FLOWS, VELOCITY, JET PUMP PRESSURE

Введение. Повышение КПД струйных насосов, используемых в гидротехническом строительстве и в водоснабжении в качестве откачивающих и водоподъемных средств, является актуальной задачей, так как их эффективность остается еще сравнительно низкой (в современных конструкциях КПД не более 30-36%).

В этой связи, представляет интерес использование струйных насосов с двухповерхностной рабочей струей [1] развивающих КПД до 45% (рис.1).

В настоящем разделе изложены теоретические предпосылки к повышению КПД струйных насосов преобразованием рабочей струи в кольцевую двухповерхностную, приведены результаты их экспериментальной

проверки и дан метод расчёта кольцевого струйного насоса используемого для очистки трубопроводов закрытых оросительных сетей от заилиения.

Методика. Установки с использованием струйных насосов, как правило, работают по двум схемам: разомкнутая (рис. 2а) и замкнутая (рис. 2б) [2].

В предположении равномерности скорости в живых сечениях, с учетом энергий в границах струйного насоса КПД в соответствии с рисунком 2 запишется в виде:

$$\eta = \frac{Q_1}{Q_0} \times \frac{\left(\frac{P_d}{q} + \frac{V_d^2}{2g} + H_1 \right) - \left(\frac{P_f}{\rho} + \frac{V_f^2}{2g} \right)}{\left(\frac{P_e}{q} + \frac{V_e^2}{2g} \right) - \left(\frac{P_d}{\rho} + \frac{V_d^2}{2g} + H_2 \right)}, \quad (1)$$

где Q_1 - подсосываемый расход, Q_0 - рабочий расход, P - статическое давление, V - скорость (буквенные индексы соответствуют обозначениям сечений, к которым относятся параметры), ρ -

плотность жидкости в источнике, рабочей струи, эжектируемого и смешанного потоков, H_1 - заглубление входа насоса под уровнем воды, H_2 - заглубление входа насоса под уровнем воды с учетом потерь напора на вход насоса.

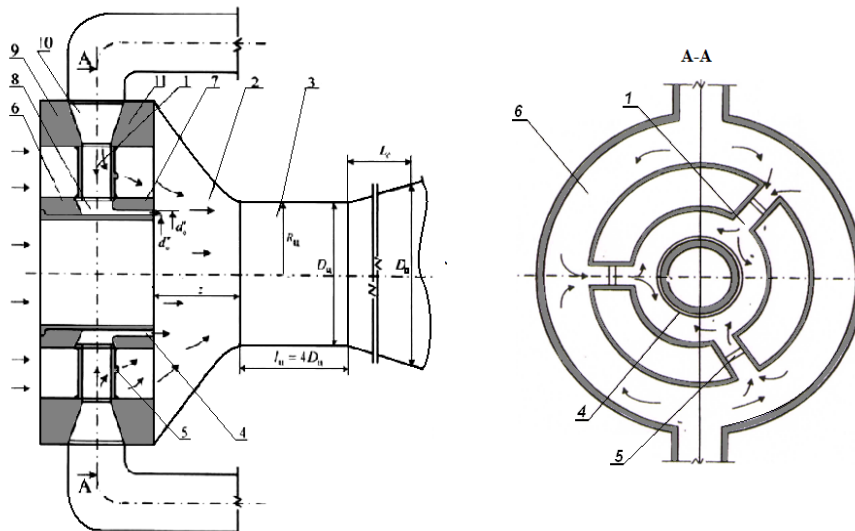


Рис. 1. Схема струйного кольцевого 2-х поверхностного насоса пат. (№1620693) [1]:
1 – соединительные патрубки; 2 – приемная камера; 3 – камера смешения; 4 – кольцевое активное сопло; 5 – сопловые щели; 6 – фланец задний внутренний; 7 – фланец передний внутренний; 8 – кольцевой коллектор внутренний; 9 – фланец задний наружный; 10 – коллектор кольцевой наружный; 11 – фланец передний наружный

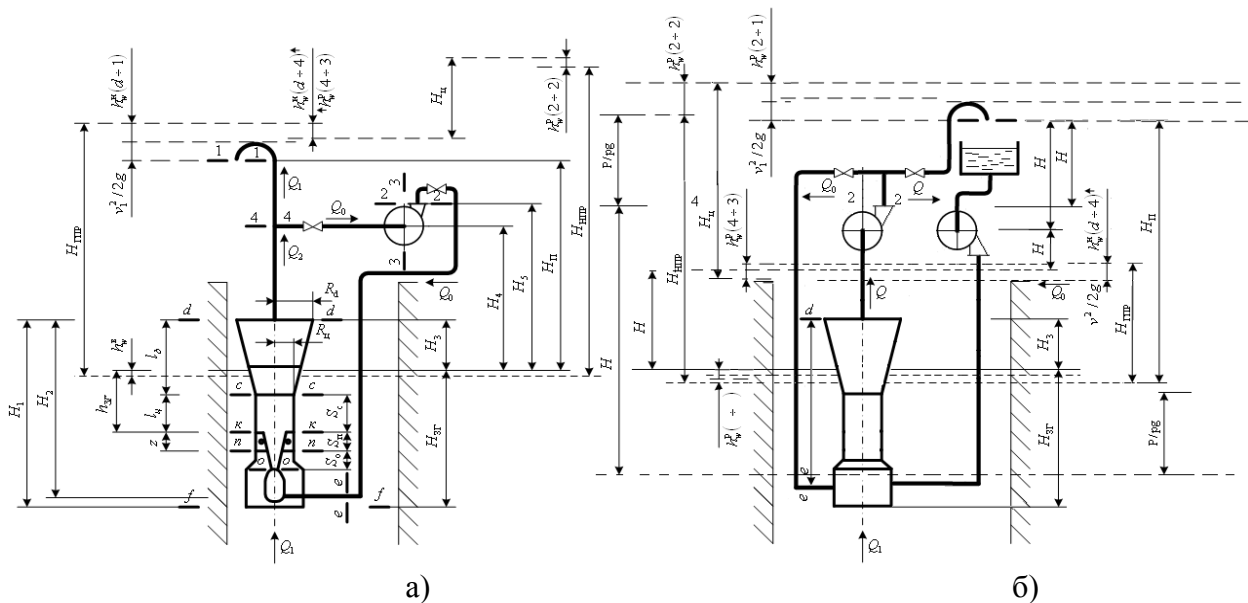


Рис. 2. Схемы установок для очистки трубопроводов:
а) замкнутая схема установки струйного насоса,
б) разомкнутая схема установки для очистки трубопроводов

Из выражения (1) с помощью уравнения сохранения энергии можно получить:

$$\eta = \frac{Q_1}{Q_0} \times \frac{1}{\frac{H_{нпр}}{H_{гпр}} - 1} = \alpha_0 \beta, \quad (2)$$

где α_0 – коэффициент эжекции струйного насоса; $H_{нпр}$ – приведенный напор струйного насоса.

– для схемы 1а:

$$H_{\text{гпр}} = H_{\text{п}} + h_{\text{в}}^{\text{в}} + \frac{V_1^2}{2g} + h_{\text{w}(d \div 1)}^{\text{н}}; \quad (3)$$

– для схемы 1б:

$$H_{\text{гпр}} = H_{\text{нпр}} - H_{\text{ц}} + h_{\text{w}(d \div 4)}^{\text{н}} + h_{\text{w}(2 \div e)} \quad (4)$$

$H_{\text{нпр}}$ – приведенный напор насоса нагнетателя.

– для схемы 1а:

$$H_{\text{нпр}} = H_{\text{гпр}} + H_{\text{ц}} - h_{\text{w}(d \div 4)}^{\text{н}} - h_{\text{w}(4 \div 3)}^{\text{п}} - h_{\text{w}(2 \div e)}^{\text{п}} \quad (5)$$

– для схемы 1б:

$$H_{\text{нпр}} = H_{\text{п}} + h_{\text{в}}^{\text{в}} + \frac{V_1^2}{2g} + h_{\text{w}(5 \div 1)}^{\text{п}} - h_{\text{w}(5 \div e)}^{\text{п}}. \quad (6)$$

где H_n – высота подъема, $H_{\text{ц}}$ и $H_{\text{вс}}$ – напор и высота всасывания центробежного насоса-нагнетателя, $h_w^{\text{п}}$, $h_w^{\text{в}}$ и $h_w^{\text{н}}$ – соответственно потери напора в рабочем, всасывающем и напорном трубопроводах. Остальные обозначения указаны на рисунках 1,2.

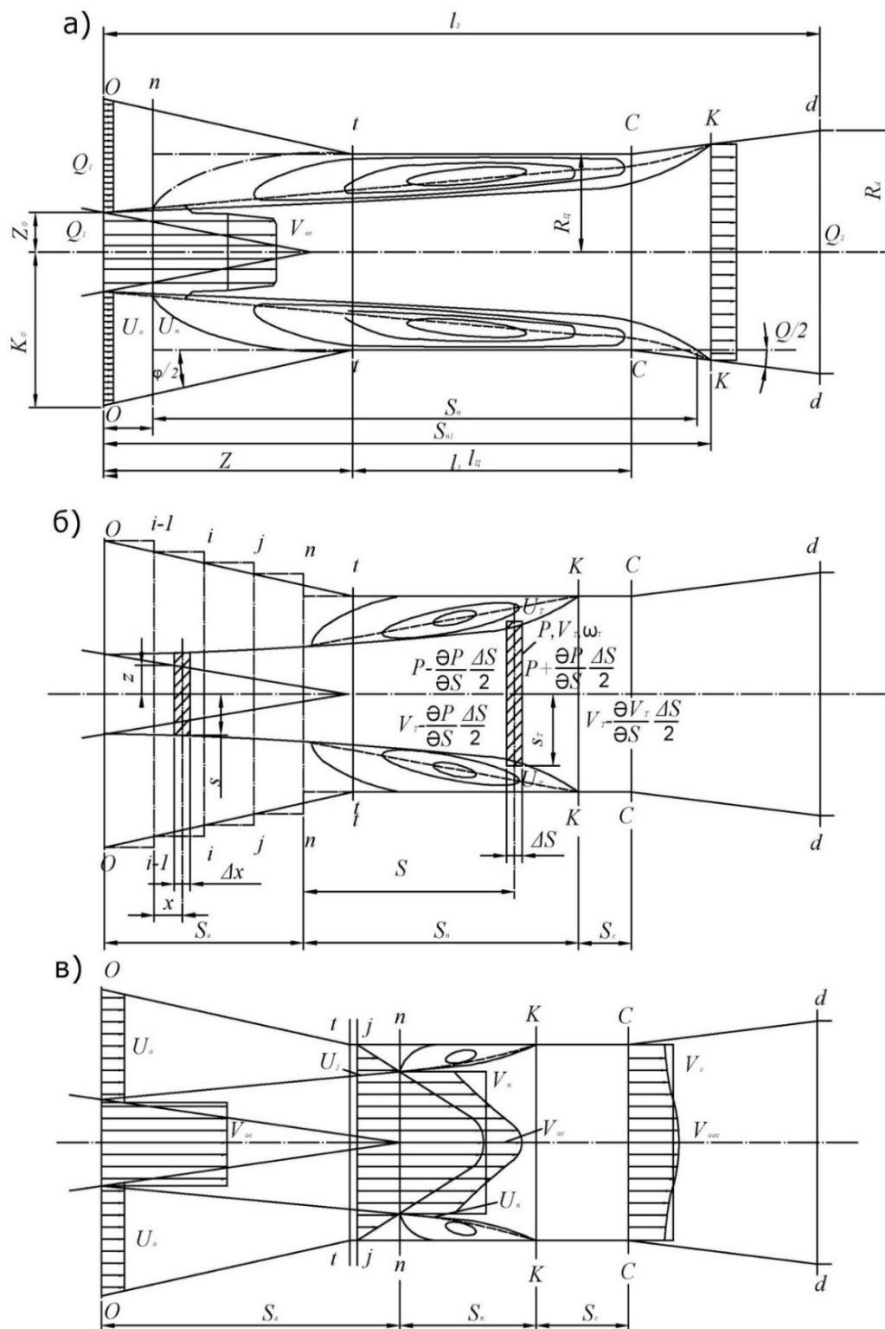


Рис. 3. Проточная часть струйного насоса

Проточная часть аппарата (рис.3) по характеру развивающихся в ней процессов рассматривается состоящей из трех участков: активного S_a , где происходит вовлечение рабочей струей эжектируемой среды, транзитного S_n в зоне вихревых вальцов и стабилизирующего S_c , где происходит выравнивание эпюры скорости смешанного потока.

Используя уравнения количества движения между сечениями n-n и c-c смешанного потока и сохранения энергии между сечениями e-e и d-d рабочего и f-f и d-d эжектируемого потоков в предположении постоянства скорости в последнем вдоль активного участка, а также учитывая, что относительные скорости подсосываемого \bar{U} и смешанного потоков \bar{V}_c , \bar{V}_n , равны соответственно:

$$\bar{U} = \frac{U}{V_0} = \frac{\alpha_0 q}{m}, \quad (7)$$

$$\bar{V}_c = \frac{V_c}{V_0} = \frac{1 + \alpha_0}{m}, \quad (8)$$

$$\text{и } \bar{V}_n = \frac{V_n}{V_0} = \frac{m + \alpha_0^2 q}{m(1 + \alpha_0)} \quad (9)$$

Учитывая вышеизложенное получены зависимости для определения относительного напора струйного насоса \bar{H}_r и относительного напора насоса нагнетателя \bar{H}_n .

$$\bar{H}_r = \frac{H_{r\text{пр}}}{\frac{V_0^2}{2g}} = \frac{2}{m^2} (m + \alpha_0^2 q) - \left(\frac{1 + \alpha_0}{m}\right)^2 \times \\ \times (1 + \xi_2 + \xi_d) - \left(\frac{\alpha_0 q}{m}\right)^2 (1 + \xi_b) \quad (10)$$

и насоса нагнетателя

$$\bar{H}_n = \frac{H_{n\text{пр}}}{\frac{V_0^2}{2g}} = (1 + \xi_0) - \left(\frac{\alpha_0 q}{m}\right)^2 (1 + \xi_1); \quad (11)$$

где: V_0 - скорость истечения рабочей струи из сопла, $\xi_0, \xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4$ - соответственно коэффициенты гидравлических сопротивлений сопла, входа от сечения f-f до сечения 0-0, входа от сечения f-f до сечения n-n, трения на участке между сечениями К-К и С-С и диффузора;

$m = \frac{Q_u}{\omega_0}$ и $q = \frac{Q_u}{f_0}$ - геометрические характеристики, Q_u, ω_0 и f_0 - соответственно площади поперечных сечений горловины выходного отверстия сопла и проходных зазоров в створе 0-0.

Исследуя функцию (10) на экстремум, т.е. решая при n $1 + \xi_2 + \xi_0 \approx \text{const}$ и

$$1 + \xi_0 \approx \text{const} \text{ уравнения } \frac{\partial \bar{H}_r}{\partial m} = 0 \quad \text{и}$$

$$\frac{\partial \bar{H}_r}{\partial q} = 0 \quad \text{получена зависимость для}$$

определения оптимальной геометрической характеристики m_{opt} равной отношению площади сечения смесителя к площади сечения сопла.

$$m_{\text{opt}} = (1 + \alpha_0)^2 (1 + \xi_2 + \xi_d) - \alpha_0^2 q \quad (12)$$

и

$$q_{\text{opt}} = \frac{1}{1 + \xi_b} \quad (13)$$

Подстановка зависимости (12) и зависимости (13) в зависимость (10) приводит к выражению

$$\bar{H}_{r\text{opt}} = \frac{1}{m_{\text{opt}}} \quad (14)$$

подтверждающейся опытными данными [2].

После преобразований и подстановок формула (2) переписывается в виде

$$\eta = \alpha_0 \frac{1 - ap^2}{b[1 + \alpha_0(1-p)]^2 - 1 + cp^2}, \quad (15)$$

$$\text{где } a = (1 + \xi_b)(1 + \xi_2 + \xi_d), \quad (16)$$

$$b = (1 + \xi_0)(1 + \xi_2 + \xi_d), \quad (17)$$

$$c = (\xi_b - \xi_1)(1 + \xi_2 + \xi_d).$$

Исследование функции (15) на экстремум приводит к системе уравнений вида

$$\begin{cases} b - 1 + b\alpha_0^2(1-p)^2 + cp^2 = 0 \\ b[1 + \alpha_0(1-p)][\alpha_0(1-ap) - ap] + (a-c)p = 0, \end{cases} \quad (18)$$

которую, ввиду получения уравнений высоких степеней целесообразно решать относительно α_0 и p графически.

Для аналитического исследования функции (15) вводятся следующие допущения:

1. Расстояние от обреза сопла до начала цилиндрической части камеры смешения «Z» равно нулю, что позволяет считать $C \approx 0$, так как в этом случае $\xi_1 \approx \xi_6$

2. Толщины стенок сопла в створе 0-0 сравнительно малы по сравнению с радиусом горловины R_u .

Переписав систему (18) с учетом допущений и производя преобразования, указанные выражения примут вид:

$$\alpha_{opt} = \sqrt{\frac{a(b-1)}{b(a-1)}}, \quad (19)$$

$$P_{opt} = 1 - \sqrt{1 - \frac{1}{a}} \quad (20)$$

и после подстановок в формулу (15)

$$\eta_{max} = \frac{a - \sqrt{a(a-1)}}{b + \sqrt{b(b-1)}} \quad (21)$$

Из формулы (21) следует, что при

$$\xi_0 = \xi_6 = \xi_2 = \xi_0 \rightarrow 0 \quad \eta_{max} \rightarrow 1$$

то есть, что низкий КПД струйного насоса не является его органическим недостатком, а зависит только от величин коэффициентов гидравлических сопротивлений.

Одним из путей к их снижению является преобразование рабочей струи в кольцевую двухповерхностную, реализованное в кольцевом струйном насосе с двухповерхностной рабочей струей (рис. 1).

Выводы:

На основании проведенных, в настоящей работе, теоретических исследований и ранее проведенных опытов [3], выведена зависимость для определения КПД кольцевых двухповерхностных струйных насосов, кроме того установлено, что кольцевая двухповерхностная струя:

1) Снижает коэффициент гидравлического сопротивления диффузора ξ_0 (рис. 4) за счет уменьшения потерь напора на расширение (к диффузору подводится поток с вогнутой эпюрой скорости) [2];

2) Уменьшает за счет укорочения рабочей струи коэффициент сопротивления входного участка ξ_6 ;

3) Устраняет необходимость в стабилизирующем участке, следовательно, исключает потери на трение, в нем ($\xi_2 = 0$), так как выравнивание эпюры скорости по длине камеры смешения ведет к увеличению коэффициента ξ_0 (рис. 4);

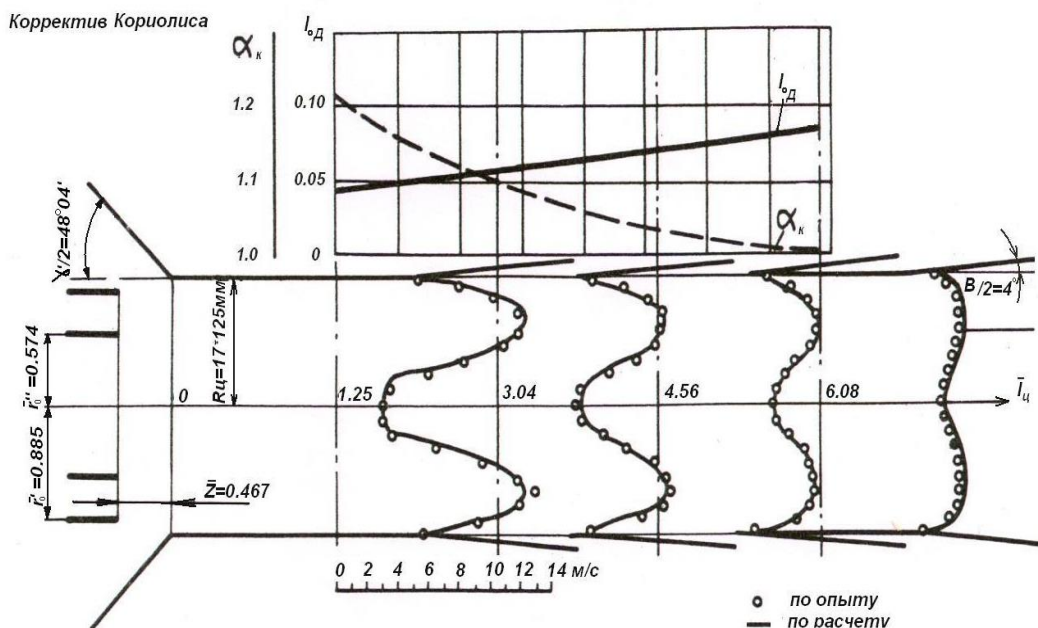


Рис. 4. Изменение коэффициента гидравлического сопротивления диффузора в зависимости от кинематической структуры потока на входе

4) Обеспечивает за счёт исключения подтормаживающего влияния стенок горловины на истечение из сопла (как это имеет место в кольцевом струйном насосе с одноповерхностной рабочей струей [4]) коэффициент гидравлического сопротивления сопла, приближающейся по величине ($k=0,04$, рис. 5) к одноименному коэффициенту для конического сопла ($\xi_0 = 0,02 - 0,03$), являющемуся самым низким для всех насадок.

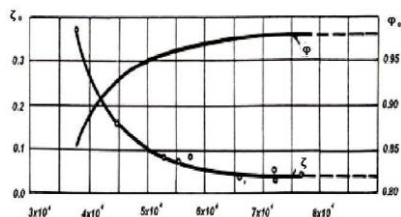


Рис. 5. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления кольцевого сопла от числа Рейнольдса Re

Укорочение длины рабочей струи и длины горловины в кольцевом струйном насосе рассматриваемой конструкции по сравнению с одноименными параметрами в насосах с кольцевой одноповерхностной и центральной струями подтверждается расчетом и опытом. Установлено [5], что оптимальная относительная длина горловины составляет $l_{\text{горл}} = l_{\text{горл}} / R_{\text{ц}} = 2,3 - 3,8$ (рис. 2) против $l_{\text{горл}} = 8$ и $l_{\text{горл}} = 12 - 14$ соответственно у упомянутых выше струйных насосов.

Из графика на рисунке 4 видно, что кольцевая двухповерхностная струя при равных исходных параметрах теоретически короче кольцевой одноповерхностной или центральной струй.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А.С.1620693 СССР. Насосная установка / С.А. Тарасьянц и др. Опубл. 07.09.1990 г. Бюл №33
2. Критические скорости подсасываемых потоков в струйных смесителях животноводческих стоков минеральных удобрений и воды / С.А. Тарасьянц, Вакуленко Ю.С., Дегтярева К.А., Уржумова Ю.С // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета (Научный журнал КубГАУ) [Электронный ресурс]. – Краснодар: КубГАУ, 2014. – №104(10).– Режим доступа: <http://ej.kubagro.ru/2014/104/pdf/625> у.п.л.
3. Реунов Н.В., Ефимов Д.С., Тарасьянц С.А.Рекомендации по выбору оптимальных геометрических размеров кольцевых сопел струйных насосов с двухповерхностной рабочей струей/Политематический сетевой электронный журнал Кубанского государственного аграрного университета.2012 №75. С.240-249 Режим доступа:<http://ej.kubagro.ru/2014/104/pdf/>
4. Уржумова Ю.С., Александров В.В., Тарасьянц С.А, Тарасьянц А.С. В сборнике: Гидротехническое строительство сборник научных работ: материалы Региональной научно-технической конференции. Министерство сельского хозяйства Российской Федерации, ФГОУ ВПО «Новочеркасская инженерно-мелиоративная академия», Новочеркасский инженерно-мелиоративный институт. 2009. С.133-136.
- 5.Фридман Б.Э. Гидроэлеваторы – М: Машгиз, 1990.-с.142

REFERENCES

1. A.S.1620693 USSR. Pump system / S.A.Tarasyants and others. Publ. 07.09.1990g. Bulletin number 33
2. Critical speed suction jet streams in the CME-carriers livestock waste fertilizer and water / SA Tarasyants, Yu Vakulenko, Degtyareva KA Urzhumova YS // Polythematic Network electronic scientific journal of the Kuban State Agrarian University (Science magazine KubGAU) [electronic resource]. - Krasnodar: Kuban State Agrarian University, 2014. - №104 (10) .- Access: <http://ej.kubagro.ru/2014/104/pdf/625> upl
3. Reunov NV Efimov DS Tarasyants S.A.Rekomendatsii on choosing the optimal geometric dimensions of the annular nozzle jet pumps with working jet dvuhpoverhnostnoy / multidisciplinary network electronic journal of the Kuban State Agrarian universiteta.2012 №75. S.240-249 Access: <http://ej.kubagro.ru/2014/104/pdf/>
4. Urzhumova Yu, V. Alexandrov, Tarasyants SA, AS Tarasyants In: Hydraulic engineering collection of scientific works: mate-rials Regional Scientific Conference. The Ministry of Agriculture of the Russian Federation, FSEIHPE "Novocherkassk Engineering Academy reclamation" Novocherkassk Engineering Institute reclamation. 2009. S.133-136
5. .Friedman BE Hydroelevators - M: Mashgiz, 1990, p.142.