

УДК 621.69.001.5

# ПРИБЛИЖЕННЫЙ РАСЧЕТ СТРУЙНЫХ НАСОСОВ

А. П. КУЛАК\*, А. Б. ШЕСТОЗУБ\*, В. И. КОРОВОВ\*\*

\*Днепродзержинский государственный технический университет,

\*\*Институт гидромеханики НАН Украины, Киев

Получено 21.06.2010

На основании имеющихся экспериментальных материалов по работе струйных насосов в широком диапазоне чисел Рейнольдса и коэффициентов загромождения камер смешения получены эмпирические зависимости для расчета оптимальных струйных насосов как с центральным, так и кольцевым расположением сопла. Предложены оценочные зависимости по определению влияния глубины отсасываемой жидкости на уменьшение значений указанных параметров. Установлена взаимосвязь между необходимой длиной камеры смешения и расстоянием до сопла с величиной угла раскрытия диффузора.

На підставі наявних експериментальних матеріалів із роботи струминних насосів у широкому діапазоні чисел Рейнольдса та коефіцієнтів загромодження камер змішування отримані емпіричні залежності для розрахунку оптимальних струминних насосів як із центральним, так і кільцевим розташуванням сопла. Запропоновано оцінні залежності з визначення впливу рівню рідини, яка відсмоктується, на зменшення значень указаних параметрів. Встановлений взаємозв'язок між необхідною довжиною камери змішування і відстанню до сопла з величиною кута розкриття дифузора.

On the basis of present experimental data on jet pump working in a wide range of Reynolds numbers and mixing chamber blockage coefficients, empiric dependences for calculation of jet pumps optimum are obtained, both with central and circular location of a nozzle. Evaluation dependences on determination of the influence of sucked liquid depth on the indicated parameters are offered. The relation between the necessary mixing chamber length and the distance to the nozzle with the diffuser opening angle size is found.

## ВВЕДЕНИЕ

Широкое применение струйных насосов (СН) в тепло- [1, 2] и гидроэнергетике [3], а также в качестве бустерных насосов [4 - 6] объясняется простотой конструкции и надежностью их работы. Однако коэффициент полезного действия (КПД) СН ниже, чем у центробежных насосов. Для повышения эффективности СН необходимо реализовать их работу в оптимальном режиме, т.е. правильно подобрать все гидродинамические и конструктивные параметры, чтобы обеспечить максимальный КПД.

С самого начала применения различных типов СН их параметры определялись как теоретическим, так и опытным путем. Причем эти подходы развивались взаимосвязано. Основные уравнения характеристик получены из одномерного подхода, используя законы сохранения энергии или количества движения [1, 2, 7 - 10]. Упомянутые уравнения являются весьма громоздкими, к тому же включают не менее четырех коэффициентов, учитывающих потери в разных элементах конструкции СН, и определяемых обычно из дополнительных экспериментальных исследований [1, 6 - 8]. В работе [10] показана возможность упрощения расчетной зависимости путем обобщения потерь в одном коэффициенте.

## 1. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Материалы, представленные в перечисленных публикациях, показывают, что оптимальные характеристики СН (при которых реализуется максимальное значение КПД  $\eta_0$ ) зависят от сложной взаимосвязи конструктивных параметров, а именно: от формы сопла и входного участка пассивного (подсасываемого) потока, длины  $l_k$  камеры смешения (КС), расстояния до нее сопла  $l_c$ , угла раскрытия  $\alpha_d$  и уширения  $n_d$  диффузора. Существенное влияние оказывает также число Рейнольдса  $Re$ , что наиболее полно изучено в работах [4, 8, 9] для СН с цилиндрической КС, работающих на однородных средах.

Рассмотрим последовательность расчета оптимальных параметров СН (обозначается индексом "0"). В практике обычно известны характеристики источника энергии, например, давление  $P_p$ , подаваемое насосом, его расход  $Q_p$ , а также давление на входе подсасываемой жидкости  $P_n$  и на выходе из эжектора (рис. 1).

Необходимо определить коэффициент подсоса пассивного потока  $q_0 = Q_n/Q_p$  и коэффициент расширения камеры смешения (коэффициент загромождения КС)  $f_0 = F_k/F_c$ , где  $F_k$  и  $F_c$  соответственно площади сечений в конце КС и среза

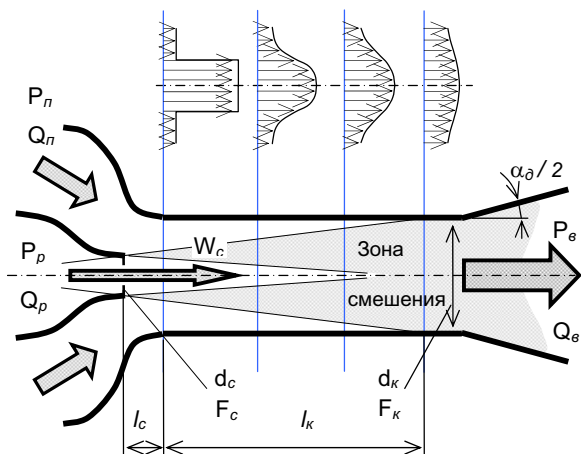


Рис. 1. Схема эжектора

сопла.

Используем основное расчетное соотношение [1, 5, 10]:

$$h_0 \cdot f_0 = \mu_0^2, \quad (1)$$

где  $h = (P_v - P_n)/(P_p - P_n)$  – относительный перепад давления в СН;  $\mu_0$  – коэффициент расхода СН [8, 10], зависящий от перечисленных выше факторов.

Поскольку нам известны давление  $P_p$  и расход  $Q_p$  активной струи, а также давление подачи  $P_n$  пассивного потока, можем определить скорость истечения струи  $W_c$  и диаметр среза сопла  $d_c$ . Находим число Рейнольдса сопла  $Re_c = d_c \cdot W_c / \nu$ , где  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости жидкости.

Обработка опытных данных для СН с центральными соплами  $d_c \geq 6$  мм, работающих при атмосферном давлении ( $P_n \approx 0.1$  МПа) подсосываемой жидкости, показывает, что при удовлетворительной конструкции СН коэффициент  $\mu_0^2 \geq 1$ , слабо растет с увеличением коэффициента расширения КС (при  $f_0 > 4$ ) и существенно снижается с уменьшением  $Re_c$  [7, 8]. При расчетах для числа  $Re_c \geq 5 \cdot 10^4$  можно сначала принять  $\mu_0^2 = 1.0$  и по формуле (1) найти предварительное значение  $f_0$ , которое подставить в предложенную эмпирическую зависимость

$$\mu_0^2 \approx k_\mu (f_0 - 1.5)^{0.06}, \quad (2)$$

где значения для коэффициента  $k_\mu$  в диапазоне  $10^4 \leq Re_c \leq 5 \cdot 10^6$  приведены на графике (рис. 2).

Последовательными приближениями определяем окончательные значения  $\mu_0^2$  и  $f_0$ .

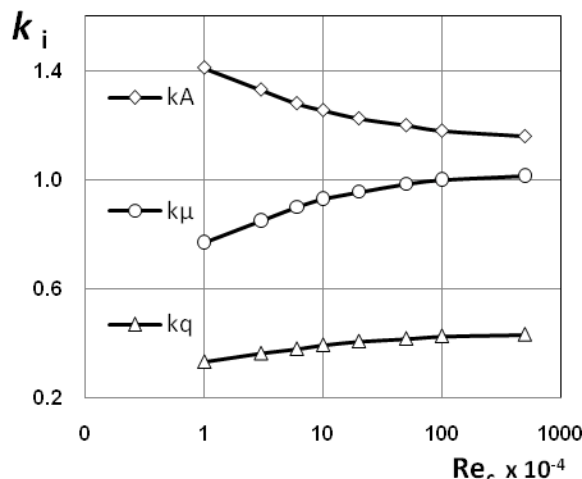


Рис. 2. Значения коэффициентов  $k_i$  в зависимостях для определения оптимальных параметров струйных насосов с центральным соплом. Для КС с коэффициентом расширения  $4 < f_0 < 20$

Данные работы [9] дают приблизительно такие же величины  $\mu_0^2$  и  $f_0$ , в то время как в опытах [1] значения  $\mu_0^2$  всегда меньше 1.0, что говорит о меньшей эффективности такой конструкции СН.

Величина коэффициента подсоса  $q_0$  может быть определена из соотношения для оптимального значения  $f_0$  [10]:

$$f_0 \approx (1 + q_0)^2 \cdot A_0 - 2q_0^2, \quad (3)$$

где  $A_0 = 2M + \Sigma_\xi - \phi_\partial$  и включает корректив количества движения  $M$  ( $M \leq 1.03$  [7] при оптимальной длине КС  $\bar{l}_k = l_k/d_k \leq 7$ ), суммарные потери давления  $\Sigma_\xi$  во всех элементах СН, а также коэффициент восстановления давления  $\phi_\partial$  в диффузоре.

Выражение  $A_0$  можно аппроксимировать зависимостью

$$A_0 \approx k_A \cdot f_0^{0.18}, \quad (4)$$

где значения коэффициентов  $k_A$  для различных чисел  $Re_c$  также представлены на рис. 2.

При загромождениях  $f_0 > 16$  подсчитанные по формуле (4) значения  $A_0$  превышают действительные на  $8 \div 10\%$ . Более точно и проще величина  $q_0$  определяется из предложенной зависимости

$$q_0 \approx k_q (f_0 - 1)^{0.792}. \quad (5)$$

Значения коэффициента  $k_q$  приведены на графике (рис. 2). Формула (5) дает удовлетворительные результаты при значениях коэффициента расширения КС  $f_0 \geq 4$ . При больших загромождениях камеры смешения эжектирующим соплом (при

меньших значениях  $f_0$ ) завышение расчетных величин  $q_0$  резко нарастает. Например, для  $f_0 = 2$  ( $Re_c \approx 5 \cdot 10^5$ ) расчет дает величину  $q_0 \approx 0.42$ , в то время как в действительности  $q_0 \leq 0.25$ . При меньших числах  $Re_c$  расхождения еще больше [8].

В некоторых технологических процессах режимы работы СН отклоняются от оптимальных. В принципе промежуточные значения  $h$  и  $q$  могут быть подсчитаны из общего уравнения характеристики СН  $h = f(\mu, q, f_0, A)$  [10]. Однако величины  $\mu$  и  $A$  для промежуточных значений  $q$  отсутствуют. Поэтому на основании опытных характеристик эжекторов [8] легко определить, что в широком диапазоне  $f_0$  отношение максимального значения  $h_m$  (при  $q = 0$ ) к оптимальной величине  $h_0$  сохраняется практически постоянным и  $\Delta h = h_m/h_0 \approx 1.65$ . Исключением является диапазон  $1 < f_0 < 4$ , где отношение  $\Delta h$  постепенно снижается и приближается к значению  $\Delta h \approx 1.0$ . Максимальное значение  $q_m$  (при  $h = 0$ ) также находится из отношения  $\Delta q = q_m/q_0 \approx 1.7$ , которое в диапазоне  $1 < f_0 < 4$  монотонно повышается до величины 2.0. Полученные данные  $h_m$  и  $q_m$  откладываются на соответствующих осях координат и соединяются плавной кривой с оптимальной точкой ( $q_0$  и  $h_0$ ), которая и показывает промежуточные значения  $q$  и  $h$  для принятой величины  $f_0$ .

Наконец, переходим к определению  $\eta_0$  – КПД струйных насосов. Если полезным считать лишь подсосываемый расход, то при оптимальных параметрах  $q_0$  и  $h_0$  выражение для КПД приобретает максимальное значение:

$$\eta_0 = \frac{q_0 \cdot h_0}{1 - h_0} \cong \frac{q_0 \cdot \mu_0^2}{f_0 - \mu_0^2}. \quad (6)$$

Многочисленными опытами подтверждено, что для чисел  $Re_c \geq 2 \cdot 10^5$  максимальное значение  $\eta_0 \approx 0.36$  достигается в диапазоне  $3.8 \leq f_0 \leq 4.5$ . Ориентировочно при загромождениях  $f_0 \geq 4$  можно пользоваться зависимостью  $\eta_0 \approx 0.36 - 0.005 \cdot f_0$ . Увеличение чисел  $Re_c$  несколько повышает  $\eta_0$ , а снижение  $Re_c$ , наоборот, приводит к резкому падению КПД [7, 8].

Необходимо обратить также особое внимание на существенно повышенные значения  $q_0$ ,  $h_0$  и  $\eta_0$ , полученные в работе [6] для загромождений  $5.1 \leq f_0 \leq 15.3$  при средних числах  $Re_c \approx 3.5 \cdot 10^5$ . Благодаря удлиненной коноидальной форме сопла и подводящего участка, оптимальному расстоянию  $\bar{l}_c = l_c/d_k$ , а также малому углу раскрытия диффузора  $\alpha_d \approx 2.5^\circ$ , удалось для значений  $f_0 \approx 5.1$  увеличить эффективность СН до величины  $\eta_0 \approx 0.39$ . При расчете оптимальных параметров тако-

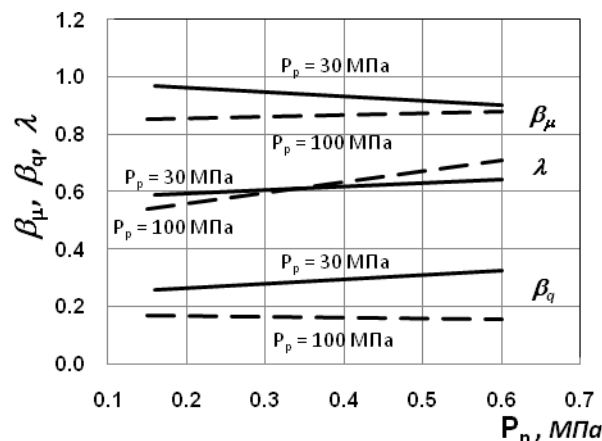


Рис. 3. Значения коэффициентов  $\beta_\mu$ ,  $\beta_q$  и  $\lambda$

го СН следует пользоваться значениями коэффициентов  $k_i$ , соответствующих  $Re_c \approx 5 \cdot 10^6$ .

Также необходимо отметить, что в ряде случаев вся жидкость на выходе из СН используется полезно, например, в ГЭС для охлаждения генераторов [11]. Тогда КПД повышается согласно зависимости

$$\eta_m = (1 + q_0)h_0/(1 - h_0). \quad (7)$$

Предложенный метод расчета универсален и, в принципе, применим для любых размеров, давлений и конструкций эжекторов. Так, в работе [11] приводятся графические результаты характеристик  $h = f(q)$  малогабаритных СН ( $d_c = 1.15$  мм,  $13 \leq f_0 \leq 36$ ), работающих на воде ( $t = 20^\circ\text{C}$ ) при сверхвысоких рабочих давлениях  $P_p = 30$  МПа и  $P_p = 100$  МПа и при давлениях подачи  $0.1 \leq P_n \leq 0.76$  МПа. Расчеты показали, что при столь высоких давлениях в указанном диапазоне  $f_0$  значения  $\mu_0^2$  существенно выше ( $1.2 \leq \mu_0^2 \leq 1.5$ ), чем в опытах [6 - 8, 9], где обычно  $\mu_0^2 \leq 1.25$ . После обработки результатов этих опытов зависимость коэффициента расхода СН может быть представлена уравнением:

$$\mu_0^2 \approx \beta_\mu \cdot (f_0 - 1)^{0.13}, \quad (8)$$

где величины  $\beta_\mu$  для указанных давлений берутся из графика на рис. 3.

Окончательные загромождения  $f_0$ , как и ранее, находим последовательными приближениями, используя зависимость (1) и приняв начальное значение  $\mu_0^2 \geq 1.25$ .

Оптимальные величины коэффициента подсоса  $q_0$  определяются аналогично выражению (5) после

обработки опытных характеристик, приведенных в монографии [11]:

$$q_o \approx \beta_q \cdot (f - 1)^\lambda. \quad (9)$$

Значения  $\beta_q$  и  $\lambda$  также нанесены на графике (рис. 3). Расчеты по зависимостям (1), (6), (9) показали, что величины подсоса  $q_0$  увеличиваются с ростом давления подачи  $P_n$ , но в то же время значения  $q_0$  существенно ниже при большем рабочем давлении. Например, для  $f_0 = 13$  ( $P_n \approx 0.16$  МПа) отношение величины  $q_0$  (при 30 МПа) к значению  $q_0$  (при 100 МПа) равно  $\Delta q_0 = 1.12/0.64 \approx 1.73$ . Соответственно  $\Delta \eta_0 = 0.131/0.064 \approx 2.0$ . Таким образом, работа СН малых размеров при больших давлениях неэффективна. Это объясняется не только большой разницей скоростей смешиваемых потоков, но также существенным падением коэффициента скорости сопла  $\phi_c \leq 0.85$  из-за отрицательного влияния толщины вытеснения пограничного слоя.

Приведенная методика может быть применена и для расчета эжекторов с кольцевым соплом. Однако следует учитывать, что эффективность  $\eta_{ko}$  таких струйных насосов существенно ниже, чем СН с центральным соплом: так, для загромождения  $f_0 = 4$  отношения  $\eta_{цо}/\eta_{ko} \approx 0.36/0.25$ ;  $q_{цо}/q_{ko} \approx 1.0/0.8$ ;  $h_{цо}/h_{ko} \approx 0.25/0.236$  [12].

Как и раньше, расчет проводился с помощью зависимости (1), однако значения  $\mu_0^2$  в диапазоне  $3 \cdot 10^4 \leq Re_c \leq 6 \cdot 10^4$  и загромождений  $3.5 \leq f_0 \leq 8.2$  практически не изменялись ( $0.92 \leq \mu_0^2 \leq 0.96$ ). Величина расхода подсасываемой жидкости  $q_0$  при  $f_0 > 4$  у эжекторов с кольцевым соплом существенно меньше, по сравнению с таковым параметром для СН с центральным расположением сопла, и может быть представлена соотношением:

$$q_o \approx 0.66(f_0 - 1)^{0.18}. \quad (10)$$

Отрицательное влияние уменьшения числа  $Re_c$  для СН с кольцевым соплом аналогично насосам с центральным расположением сопла.

В рассмотренных выше случаях давление в подсосываемом потоке поддерживалось равным атмосферному (10 м в.ст.) или незначительно превышало атмосферное. Однако на практике, например, при отсасывании жидкости из глубинных колодцев в приемной камере СН наблюдается вакуум ( $P_n \leq 0.1$  МПа), в результате чего отсасываемый расход  $q_{0\text{ вк}}$  и эффективность  $\eta'_{0\text{ вк}} = q_{0\text{ вк}} \cdot h_{0\text{ вк}}$  падают [9] ( $\eta'_0 = q_0 \cdot h_0$  – выражение КПД до принятия уточненной зависимости (6)).

Так, снижение давления до  $P_n/\gamma \approx 5$  м уменьшает расход  $q_{0\text{ вк}}$  приблизительно на 20%, а КПД

$\eta'_{0\text{ вк}}$  – на 30%. Дальнейший рост вакуума приводит к резкому падению значений обоих параметров. Поскольку систематические опыты при разных величинах вакуума для широкого диапазона загромождений  $f$  и чисел  $Re_c$  отсутствуют, применить предложенную методику при глубинном отсасывании жидкости в настоящее время не представляется возможным. Однако эти данные позволяют предложить для оценок оптимальных параметров при вакууме приближенные зависимости (11) и (12):

$$q_{0\text{ вк}} \approx C_q \cdot q_0, \quad (11)$$

$$\eta'_{0\text{ вк}} \approx C_\eta \cdot \eta'_0, \quad (12)$$

где коэффициенты определяются по формулам  $C_q \approx (P_p/\gamma)^{0.2} - 0.585$  и  $C_\eta \approx (P_n/\gamma)^{0.265} - 0.84$ , а  $\gamma$  – удельный вес перекачиваемой жидкости.

Для промежуточных значений  $q_{\text{вк}}$  и  $\eta_{\text{вк}}$  установить закономерности их изменений при вакууме не удалось.

Отрицательным явлением в СН оказывается также кавитация. Однако в данной статье этот вопрос не рассматривается. Процесс возникновения, развития и ее влияние на работу СН изучены в публикациях [1, 4, 6 – 9].

## 2. ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Получение высоких значений указанных оптимальных параметров СН возможно только при правильно подобранных конструктивных элементах [7 – 9]. Одним из важнейших следует считать длину пути смешения первичного (эжектирующего) и вторичного (эжектируемого) потоков, т.е. протяженность зоны их взаимодействия  $\bar{l}_{\text{см}} = \bar{l}_c + \bar{l}_k$ . Анализ представленных экспериментальных материалов [6] позволяет сделать вывод, что необходимая длина монотонно увеличивается с ростом угла раскрытия диффузора, так что до  $\alpha_\partial \leq 10^\circ$  в первом приближении можно рекомендовать линейную зависимость

$$\bar{l}_{\text{см}} \approx 4.5 + 0.35 \cdot \alpha_\partial. \quad (13)$$

В то же время, длина смешения остается практически постоянной при любых загромождениях  $f_0$  [8].

Иная ситуация складывается с расстоянием от среза сопла до начала КС. Опыты [3, 6, 9, 12] показывают, что оптимальное расстояние  $\bar{l}_c$  резко увеличивается с уменьшением загромождения

$f_0 \leq 6 - 8$  и угла диффузорности  $\alpha_\partial$ . Расстояние  $\bar{l}_c$ , рекомендуемое в работах [3, 13], следует считать заниженным, так как эффективность их СН оказалась существенно ниже (на 1.5–4 %) по сравнению с результатами публикаций [6, 9]. Полученные графические функции  $\bar{l}_c$  весьма сложны, например, для СН с углом  $\alpha_\partial = 2.5^\circ$  подходит аппроксимация:

$$\bar{l}_c \approx 1.7/f_0^{0.2}. \quad (14)$$

Кривые  $\bar{l}_c$  для значений  $\alpha_\partial = 6^\circ$  и  $\alpha_\partial = 8^\circ$  располагаются ниже и в первом приближении могут быть выражены зависимостью

$$\bar{l}_c \approx Z/\sqrt{f_0}, \quad (15)$$

где  $Z = l_c/d_c$  и соответственно составляет  $Z = 2.8$  и  $Z = 2.0$  [6, 9].

Необходимо отметить, что в экспериментах [9] при  $f_0 \leq 4.8$  и  $Z = 2.0$  отмечается снижение  $\eta_0$  на 1–2% по сравнению с  $Z = 3$ , хотя это уменьшение  $\eta_0$  можно также объяснить отрицательным влиянием утолщенной кромки сопла  $\delta = F_{kp}/F_c \geq 2.0$ . В работах [6–8] рекомендуют максимально возможное ее утончение.

Эффективность работы струйных насосов зависит также от начального отношения скоростей  $\theta = W_n/W_c$  смешиваемых потоков, чем в основном и определяются потери смешения  $\Sigma_\xi$  в приемном участке и далее по длине КС. В работе [14] теоретически обоснована целесообразность повышения  $\theta$  до 0.4, а опыты [7] подтвердили возможность достичь  $\theta \approx 0.33$  для  $f_0 \approx 4$ .

Обработка имеющихся данных по этому вопросу [2, 6] показала, что после  $f_0 \geq 1.5$  отношение площадей сечения  $F_n$ , проходящего через срез сопла до пересечения с поверхностью приемного участка, к сечению камеры смешения ( $F_k$ ) резко снижается и в диапазоне  $1.5 < f_0 < 4$  может быть аппроксимировано кривой

$$f_{nk} = F_n/F_k \approx 5.43/f_0^{0.75}. \quad (16)$$

Для больших значений  $f_0 \geq 4$  следует пользоваться зависимостью

$$f_{nk} \approx 2 - 0.04f_0. \quad (17)$$

Для того, чтобы реализовать указанные соотношения  $f_{nk}$ , форму сопла и подводящего участка желательно выполнять в виде коноидальных насадков, причем длина сопла должна быть не менее двух калибров, а подводящего участка – до одного [6]. Внутреннюю и наружную поверхности сопла, подводящего участка и КС желательно шлифовать [6, 8, 13]. Экспериментальные работы [7, 8]

также проведены с коноидальными, но укороченными насадками, однако их оптимальные параметры существенно ниже, чем данные, полученные в опытах [6]. Это обусловлено, по-видимому, слишком малым расстоянием  $\bar{l}_c \leq 0.25$ .

При использовании конусной формы сопла и приемного участка характеристики СН и его КПД будут ниже.

В низконапорной эжекторной системе с полуграниченной высокоскоростной струей важными являются геометрические параметры, а именно место расположения и форма сопряжения сопла высокого давления и входной части камеры смешения, обеспечивающие необходимое распределение давления и поворот инжектирующей струи [15]. При оптимальном выборе параметров на срезанном сопле при короткой камере смешения можно улучшить характеристики такого типа СН в 1,5–2 раза.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании анализа опубликованных обширных экспериментальных данных по струйным насосам с центральным и кольцевым расположением сопла предложены сравнительно простые эмпирические зависимости для расчета оптимальных гидродинамических параметров их работы. Показано, что значения этих параметров существенно зависят от числа Рейнольдса ( $1 \cdot 10^4 \leq Re_c \leq 3 \cdot 10^6$ ), глубины уровня отсасываемой жидкости, а также от геометрии конструктивных элементов и их размеров. Уточнена взаимосвязь необходимой длины камеры смешения и расстояния до сопла от угла раскрытия диффузора. Упрощенная методика расчета СН позволяет относительно быстро и просто, с использованием современных численных методов расчета, определить их оптимальные гидродинамические и геометрические параметры в широком диапазоне чисел Рейнольдса и отношений сечения камеры смешения и среза сопла.

1. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты.– М.: Энергоатомиздат, 1989.– 352 с.
2. Шкловер Г.Г., Росинский А.З. Экспериментальное исследование маслоструйных инжекторов // Энергомашиностроение.– 1971.– 8.– С. 18–20.
3. Гамус И.М., Картелев Б.Г. Техническое водоснабжение ГЭС регулируемыми эжекторами.– Л.: Энергоатомиздат, 1986.– 83 с.
4. Шкловер Г.Г., Росинский А.З. Экспериментальное исследование водоструйных инжекторов, работающих на кипящей воде // Энергомашиностроение.– 1966.– 4.– С. 8–11.

5. Андреева К.С., Зингер Н.М., Соколов Е.Я. Повышение производительности питательного насоса при помощи водоструйного эжектора // Электрические станции.– 1956.– 1.– С. 16–20.
6. Зангер Н.Л. Экспериментальное исследование различных водоструйных насосов с малым отношением площадей поперечных сечений сопла и камеры смещения // ТОИР.– 1970.– 1.– С. 12–25.
7. Подвидз Л.Г., Кирилловский Ю.Л. Расчет струйных насосов и установок // Труды ВНГМ.– 1968.– 38.– С. 44–96.
8. Кирилловский Ю.Л., Подвидз Л.Г. Рабочий процесс и основы расчета струйных насосов // Труды ВНГМ.– 1960.– XXVI.– С. 96–135.
9. Фридман Б.Э. Гидроэлеваторы.– М.: МашГИЗ, 1960.– 323 с.
10. Кулак А.П., Шестозуб А.Б. Уточнение уравнения характеристики струйных аппаратов // Прикладная гидромеханика.– 2007.– 4.– С. 73–76.
11. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки.– Л.: Машиностроение, 1988.– 277 с.
12. Семерчан А.А., Филлер Ф.М. К вопросу о применении жидких струй, вытекающих под давлением // Инженерно-физический журнал.– 1960.– 2.– С. 61–65.
13. Кэрнс Я.Р., На Т.Н. Оптимизация водоструйных насосов // Труды ASME. Энергетические машины и установки.– 1969.– 1.– С. 92–102.
14. Накорчевский А.И. Основные закономерности стабилизации потоков в струйных аппаратах // Гидравлика и гидротехника.– 1966.– 4.– С. 118–127.
15. Коробов В.И., Загуменный Я.В., Парамонов Ю.А. Течение в эжекторной системе с полуграниченной высокоскоростной струей // Прикладная гидромеханика.– 2007.– 9, N1.– С. 36–44.