

УДК 621.527.4 + 621.51 + 621.69

К ВОПРОСУ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ВОДОВОЗДУШНОГО СТРУЙНОГО НАСОСА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ПОБУДИТЕЛЯ ПАССИВНОГО ПОТОКА

А. Р. Исмагилов¹, Е. К. Спиридонов²

¹shura.ismagilov@yandex.ru, ²ggps@susu.ac.ru

ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (НИУ) (ЮУрГУ)

Поступила в редакцию 07.06.2013

Аннотация. Сопоставлены экстремальные характеристики водовоздушного струйного насоса с обычным протеканием рабочего процесса и с побудителем пассивного потока. Выявлен оптимальный диапазон рабочих параметров, в котором прирост КПД будет наибольшим за счет использования дополнительного побудительного устройства

Ключевые слова: коэффициент эжекции; степень сжатия; степень снижения давления на сопловом устройстве; диффузор; ограничительное условие; коэффициент скольжения фаз; побудитель пассивного потока.

Струйные насосы (эжекторы) в силу простоты конструкции, многофункциональности и надежности широко распространены во многих отраслях промышленности в качестве вакуумных насосов, насосов смесителей жидких и газообразных сред, гидрокомпрессоров. Эжектор является насосом трения, в котором передача энергии происходит от активного потока (водного) к пассивному (воздушному). Его работа сопровождается сложным гидромеханическим процессом энергообмена активной и пассивной среды при их смешении в проточной части аппарата и осуществляется следующим образом (рис. 1): активный поток, истекая из сопла питания 1 с объемным расходом воды $Q_{ж}$, устремляется в камеру смешения 3 (рабочая камера) и одновременно увлекает пассивную среду с объемным расходом воздуха Q_{r2} через приемную камеру 2. В рабочей камере 3 происходит передача части энергии от активного потока к пассивному, а также процесс их смешения. После камеры смешения 3 водовоздушная смесь поступает в диффузор 4, а затем в сливной трубопровод 5 [1, 2]. Энергетическим анализом газожидкостных течений в трубе [3] установлено, что в зависимости от давления за камерой смешения p_4 структура двухфазного потока и распределение параметров течения по длине рабочей камеры эжектора оказываются различными. При давлениях p_4 , превышающих

некоторую критическую величину p_k , в рабочей камере возникает внезапное изменение структуры, сопровождаемое прыжком перемешивания, который характеризуется резким возрастанием давления, снижением средней по сечению скорости и рассеиванием энергии [4]. В этом случае до прыжка перемешивания сплошной средой является воздух, а дискретной – струи и капли воды, при этом скорости движения воздуха и воды различны. После внезапного изменения структуры сплошной средой является вода, а дискретной, в виде пузырьков, – воздух. Если же давление p_4 ниже критической величины p_k , то предельной структурой потока может быть плотная упаковка пузырьков газа, окруженных жидкостью [5]. В этом случае происходит плавное возрастание давления вдоль проточной части струйного насоса.

Режим работы эжектора характеризуется следующими безразмерными параметрами: объемный коэффициент эжекции $a_{2r} = Q_{r2} / Q_{ж}$; степень сжатия $\varepsilon_{52} = p_5 / p_2$ (для эжектора без диффузора $p_4 = p_5$, $\varepsilon_{42} = \varepsilon_{52}$); степень снижения давления на сопловом устройстве $\varepsilon_{12} = p_1 / p_2$ и КПД эжектора η . Здесь p_i – абсолютное давление в i -м сечении (i – номер сечения на принципиальной схеме, см. рис. 1); $\rho_{ж}$ – плотность жидкости.

Среди геометрических безразмерных параметров важными являются относительная пло-

щадь сопла $\Omega_{03} = A_0 / A_3$ и относительное расширение диффузора $\Omega_{54} = A_5 / A_4$, где A_i – площадь i -го поперечного сечения. Для цилиндрической рабочей камеры $A_3 = A_4$, а для эжектора без диффузора $A_4 = A_5$.

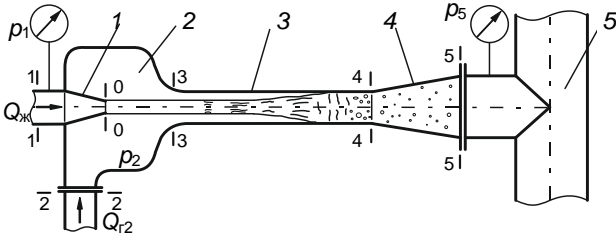


Рис. 1. Принципиальная схема работы струйного насоса: 1 – сопло питания; 2 – приемная камера; 3 – камера смешения; 4 – диффузор; 5 – сливной трубопровод

Основные режимные параметры водовоздушного эжектора с диффузором можно найти, решая систему уравнений (1) – (5), которая получена из уравнений неразрывности, количества движения, энергии, изотермического состояния водовоздушной смеси [3]:

$$\varepsilon_{42} = 0,5 \cdot \left(\varepsilon_{42x} + \sqrt{\varepsilon_{42x}^2 - \frac{4 \cdot c \cdot \alpha_{2r} \cdot \Omega_{03}^2 \cdot \Gamma}{k_{П4} \cdot k_T}} \right); \quad (1)$$

$$\varepsilon_{42x} = 1 + \Gamma \cdot \Omega_{03} \cdot (1 - c \cdot \Omega_{03}); \quad (2)$$

$$c = 1 + 0,5 \cdot \zeta_{34}; \quad (3)$$

$$\Gamma = 2 \cdot \varphi^2 \cdot (\varepsilon_{12} - 1); \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_{52} + \frac{\alpha_{2r}}{k_T} \cdot \ln \varepsilon_{52} + \frac{\Gamma}{2} \cdot \left(\frac{\Omega_{03}}{\Omega_{54}} \right)^2 \cdot \left(1 + \frac{\alpha_{2r}}{\varepsilon_{52} \cdot k_{П5} \cdot k_T} \right)^2 = \\ = \varepsilon_{42} + \frac{\alpha_{2r}}{k_T} \cdot \ln \varepsilon_{42} + \frac{\Gamma \cdot \Omega_{03}^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{\alpha_{2r}}{\varepsilon_{42} \cdot k_{П4} \cdot k_T} \right)^2 \times \\ \times (1 - \zeta_{45}) - \frac{\alpha_{2r}}{k_T} \cdot \ln \frac{k_{П5}}{k_{П4}}. \end{aligned} \quad (5)$$

Здесь ε_{42x} – степень повышения давления в рабочей камере при холостом режиме работы струйного насоса ($Q_{r2} = 0$, $\alpha_{2r} = 0$); Γ – динамический параметр струи; c – коэффициент, учитывающий сопротивление рабочей камеры; ζ_{34} , ζ_{45} – коэффициенты сопротивления рабочей камеры и диффузора; $k_{Пi}$ – поправочный коэффициент на давление насыщенных паров жидкости в i -ом сечении; $\varphi = 0,9 \dots 0,95$ – коэффициент скорости сопла.

В гидросистеме с циркулирующей жидкостью по замкнутому контуру [6] эффективность работы водовоздушного эжектора оценивают по формуле:

$$\eta = \frac{\alpha_{2r} \cdot \ln \varepsilon_{52}}{k_T \cdot (\varepsilon_{12} - \varepsilon_{52})}, \quad (6)$$

где k_T – поправочный коэффициент на различие температур воздуха и воды перед их поступлением на эжектор, равный соотношению абсолютных температур воздуха T_r и воды $T_{ж}$ перед эжектором.

КПД η эжектора во многом зависит от того, как происходит процесс смешения в проточной части аппарата, так как основные потери энергии возникают в результате смешения потоков. Исследования [7] показывают, что величина потерь на смешение существенно зависит от коэффициента скольжения фаз ψ , равного соотношению скоростей воздушного U_{r3} и водного $U_{ж3}$ потоков на входе в камеру смешения 3 (сечение 3–3, см. рис. 1), и связанного с безразмерными параметрами равенством:

$$\psi = \alpha_{2r} \cdot \Omega_{03} / (1 - \Omega_{03}). \quad (7)$$

Без дополнительного побудительного устройства струя воды может сообщить спутному пассивному потоку скорости, не превышающие скорость активной струи. Причем такие высокие скорости могут наблюдаться лишь вдали от стенки (около струи). Вблизи стенки скорости пассивного потока падают до нуля. Принимая степенной закон распределения скоростей у стенки и определяя среднюю скорость пассивного потока на входе в рабочую камеру 3, предельная величина коэффициента скольжения фаз при $\Omega_{03} = 0,06 \dots 0,50$ будет равна $\psi^* = 0,84 \dots 0,91$ [8].

В работе [9] был численно исследован рабочий процесс водовоздушного эжектора с диффузором и показано ожидаемое повышение эффективности рабочего процесса аппарата при коэффициенте скольжения фаз ψ выше предельной величины ψ^* и постоянном коэффициенте эжекции α_{2r} . Так, при параметре $\alpha_{2r} = 4$, относительном расширении диффузора $\Omega_{54} = 4$, степени сжатия $\varepsilon_{52} = 8$ и предельном коэффициенте скольжения фаз $\psi^* = 0,85$ следует ожидать КПД эжектора равным $\eta = 0,33$, а с коэффициентом скольжения $\psi = 2$ и прочих равных условиях КПД эжектора достигнет $\eta = 0,46$. Причем с увеличением степени сжатия ε_{52} разница между КПД обычного эжектора η и эжектора с увеличенным коэффициентом ψ возрастает. Вместе с тем было также установлено, что КПД эжектора η можно повысить применением диффузора 4 на выходе из камеры смешения 3, в которой часть кинетической энергии потока преобразуется в потенциальную. Например, при коэффи-

циенте эжекции $\alpha_{2r} = 4$, степени сжатия $\varepsilon_{52} = 3,2$ и коэффициенте скольжения фаз $\psi \leq \psi^* = 0,85$ КПД эжектора без диффузора равен $\eta = 0,37$, а с диффузором $\eta = 0,46$.

Потенциальные возможности эжекторов определяются его экстремальными характеристиками, которые устанавливают взаимосвязь между предельно достижимыми рабочими параметрами аппарата. Сопоставление экстремальных характеристик эжектора с обычным протеканием рабочего процесса и эжектора с дополнительным побудительным устройством позволяет выявить ожидаемый прирост КПД аппарата η от применения устройства. При этом принимаем во внимание ограничение по коэффициенту эжекции α аппарата, обусловленное предельной структурой двухфазного потока [5]:

$$\alpha_{2r} \leq 0,43 \cdot \varepsilon_{42}, \text{ при } p_4 \geq p_k \quad (8)$$

и

$$\alpha_{2r} \leq 2,33 \cdot \varepsilon_{42}, \text{ при } p_4 < p_k. \quad (9)$$

С учетом вышесказанного численным исследованием экстремальных характеристик обычного (без дополнительного побудительного устройства) водовоздушного эжектора (ВВЭ) без диффузора с учетом неравенств (8), (9), при коэффициенте сопротивления рабочей камеры $\zeta_{34} = 0,4$ были получены графики, показывающие зависимости КПД эжектора η , достижимого коэффициента эжекции α_{\max} и оптимальной относительной площади сопла Ω_{03}^{opt} от степени сжатия ε_{52} при нескольких степенях снижения давления на сопловом устройстве $\varepsilon_{12} = 100; 150; 200$ (рис. 2, 3).

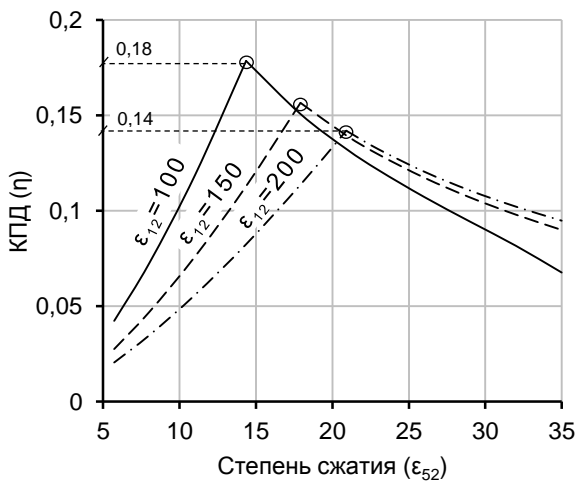


Рис. 2. КПД ВВЭ без диффузора в зависимости от степени сжатия

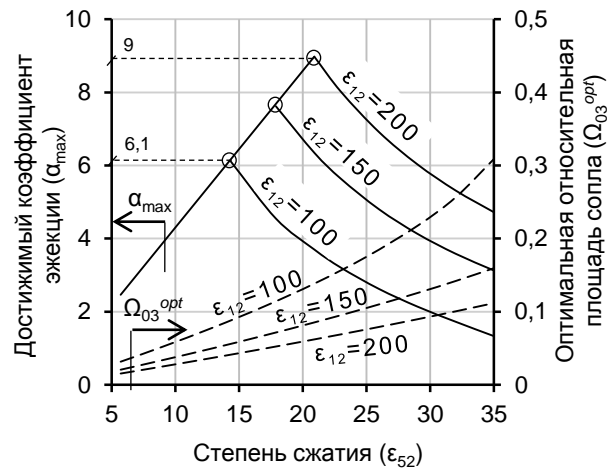


Рис. 3. Достижимый коэффициент эжекции и оптимальная относительная площадь сопла ВВЭ без диффузора в зависимости от степени сжатия

Анализ кривых (см. рис. 2, 3) показывает, что для каждой степени снижения давления на сопловом устройстве ε_{12} и прочих равных условиях существует оптимальный режим работы эжектора, при котором КПД аппарата и достижимый коэффициент эжекции достигают наибольших значений η_{\max} и α_{\max}^{opt} . Например, при $\varepsilon_{12} = 100$ оптимальному режиму отвечают параметры: достижимый КПД $\eta_{\max} = 0,18$ (см. рис. 2); оптимальные коэффициент эжекции $\alpha_{\max}^{opt} = 6,1$ и степень сжатия $\varepsilon_{52}^{opt} = 14,3$ (см. рис. 3); а при $\varepsilon_{12} = 200$: $\eta_{\max} = 0,14$; $\alpha_{\max}^{opt} = 9$; и $\varepsilon_{52}^{opt} = 20,9$ (на рис. 2, 3 режимы с параметрами η_{\max} , ε_{52}^{opt} и α_{\max}^{opt} обозначены центром маркера \circ).

Получим достижимые по КПД характеристики ВВЭ с обычным протеканием рабочего процесса, объединив множество точек с достижимым КПД η_{\max} , оптимальными степенью сжатия ε_{52}^{opt} , коэффициентом эжекции α_{\max}^{opt} , относительной площадью сопла Ω_{03}^{opt} и им соответствующие степени снижения давления на сопловом устройстве ε_{12} (рис. 4, 5). Из сопоставления рис. 4, 5 видно, что у эжектора с диффузором и без него характеристики $\eta_{\max}(\varepsilon_{12})$ и $\varepsilon_{52}^{opt}(\varepsilon_{12})$ являются различными, а характеристики $\alpha_{\max}^{opt}(\varepsilon_{12})$ и $\Omega_{03}^{opt}(\varepsilon_{12})$ совпадают. При увеличении степени снижения давления на сопловом устройстве ε_{12} оптимальная степень сжатия ε_{52}^{opt} у ВВЭ с диффузором и без диффузора, а также оптимальный коэффициент эжекции α_{\max}^{opt} увеличиваются, а оптимальная относительная площадь сопла Ω_{03}^{opt} уменьшается (см. рис. 4, 5). Причем наивысшего значения

КПД ВВЭ с диффузором $\eta_{\max} = 0,36$ достигает при $\epsilon_{12} = 16$, а ВВЭ без диффузора – $\eta_{\max} = 0,26$ при $\epsilon_{12} = 16$.

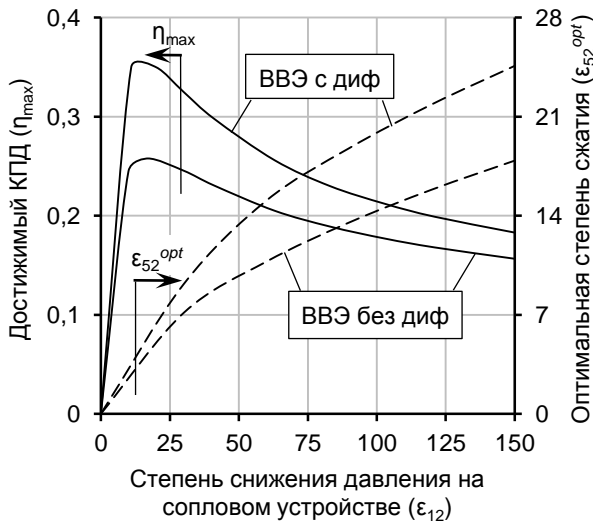


Рис. 4. Достижимый КПД и оптимальные степени сжатия ВВЭ с диффузором и без него

Без дополнительного побудительного устройства, сообщаящего энергию пассивному потоку, скорость последнего не превышает скорости активного потока, тем самым коэффициент скольжения фаз ψ не превышает предельную величину ψ^* и этот факт ограничивает область потенциальных возможностей струйного насоса.

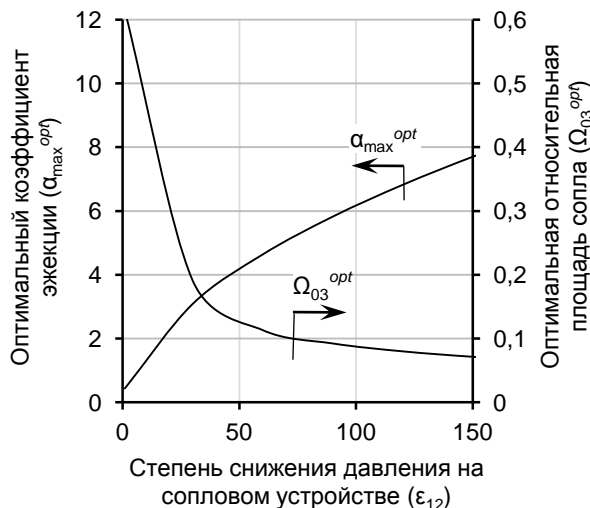


Рис. 5. Оптимальные коэффициент эжекции и относительная площадь сопла ВВЭ

Чтобы устранить этот ограничивающий фактор, авторами предлагается использовать побудитель пассивного потока (ППП), например, в виде вращающегося лопастного колеса,

подобного лопастному колесу осевого вентилятора. В результате скорость $U_{Г3}$ пассивного потока увеличится, а вместе с ней и коэффициент скольжения фаз ψ . Было проведено численное исследование ВВЭ с диффузором при наличии ППП и без него (рис. 6, 7).

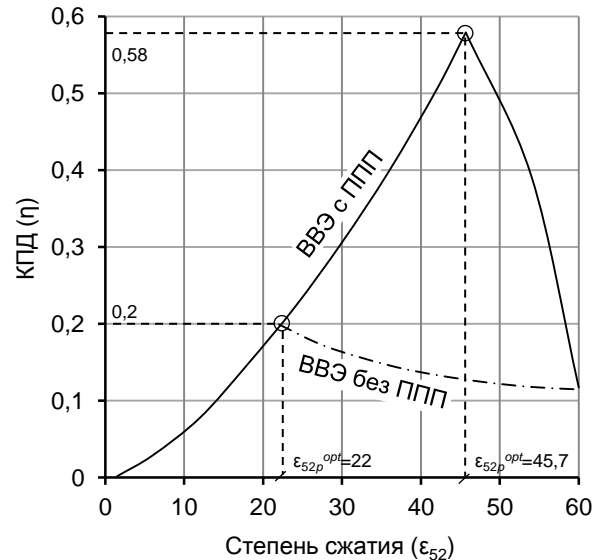


Рис. 6. КПД ВВЭ при наличии ППП и без него при $\epsilon_{12} = 121$

В расчетах учитывались условия (8), (9) по предельной структуре потока, а также затрачиваемая мощность на вращение лопастного колеса ППП. Анализ полученных результатов (см. рис. 6, 7) показывает, что для ВВЭ с ППП при каждой степени снижения давления на сопловом устройстве ϵ_{12} также существует оптимальная степень сжатия ϵ_{52}^{opt} , при которой КПД η и коэффициент эжекции α_{2r} достигают максимальной величины (на рис. 6, 7 режимы с достижимым КПД $\eta_{\max p}$ и оптимальным коэффициентом эжекции $\alpha_{\max p}^{opt}$ обозначены центром маркера \circ).

Достижимый КПД у ВВЭ с ППП $\eta_{\max p}$ существенно превышает таковой у ВВЭ без ППП η_{\max} , и оптимальные значения степени сжатия у ВВЭ с ППП ϵ_{52p}^{opt} и без него ϵ_{52}^{opt} не совпадают. Вместе с тем при степенях сжатия меньших ϵ_{52}^{opt} , КПД у эжектора с ППП и без него совпадают и применение ППП не целесообразно.

Получим достижимые по КПД характеристики ВВЭ с дополнительным побудительным устройством, объединив множество точек с достижимым КПД $\eta_{\max p}$, оптимальными степенью сжатия ϵ_{52p}^{opt} , коэффициентом эжекции $\alpha_{\max p}^{opt}$, относительной площадью сопла Ω_{03p}^{opt} и им соответствующие степени снижения давления

на сопловом устройстве ε_{12} . Достижимые по КПД характеристики представлены на рис. 8–10.

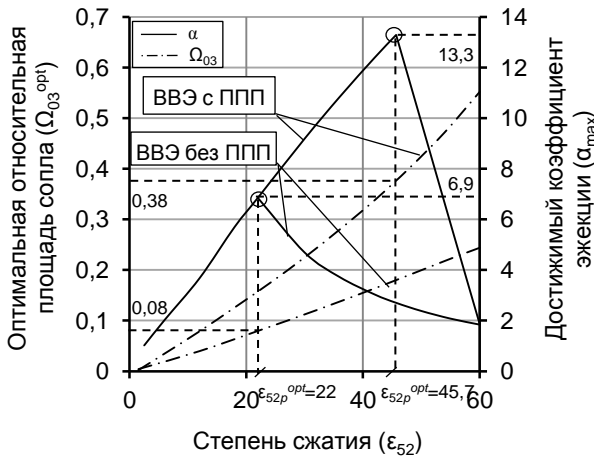


Рис. 7. Достижимые коэффициенты эжекции и оптимальные относительные площади сопла ВВЭ при наличии ППП и без него при $\varepsilon_{12} = 121$

Анализ графиков свидетельствует о следующем:

1. У эжекторов с ППП и без него зависимости $\varepsilon_{52}^{opt}(\varepsilon_{12})$, $\alpha_{max}^{opt}(\varepsilon_{12})$ и $\Omega_{03}^{opt}(\varepsilon_{12})$ являются монотонными, а зависимость $\eta_{max}(\varepsilon_{12})$ имеет экстремум. Причем оптимальные степень сжатия ε_{52}^{opt} и достижимый коэффициент эжекции α_{max}^{opt} с ростом степени снижения давления на сопловом устройстве ε_{12} возрастают (см. рис. 8, 9), а оптимальная относительная площадь сопла Ω_{03}^{opt} уменьшается (см. рис. 10).

2. Использование ППП приводит к увеличению оптимального коэффициента эжекции α_{max}^{opt} , достижимого КПД η_{max} и оптимальной степени сжатия ε_{52p}^{opt} . Например, при $\varepsilon_{12} = 121$ коэффициент эжекции α_{max}^{opt} увеличивается от 6,9 до 13,3 (см. рис. 7, 9), КПД η_{max} увеличивается от 0,20 до 0,58 (см. рис. 6, 8), степень сжатия ε_{52p}^{opt} увеличивается от 22 до 45,7 (см. рис. 6–8). Причем с увеличением ε_{12} прирост коэффициента эжекции ($\alpha_{max}^{opt} - \alpha_{max}^{opt}$) от применения ППП увеличивается, а КПД ($\eta_{max} - \eta_{max}$) сначала увеличивается, а затем уменьшается.

3. Применение ППП наиболее эффективно при степенях снижения давления на сопловом устройстве $100 \leq \varepsilon_{12} < 140$. В этом диапазоне прирост КПД оказывается наибольшим и составляет $(\eta_{max} - \eta_{max}) \approx 38\%$ (на рис. 8 область наибольшего прироста по КПД выделена серым цветом).



Рис. 8. Сравнение КПД и предельной степени сжатия ВВЭ с ППП и без него

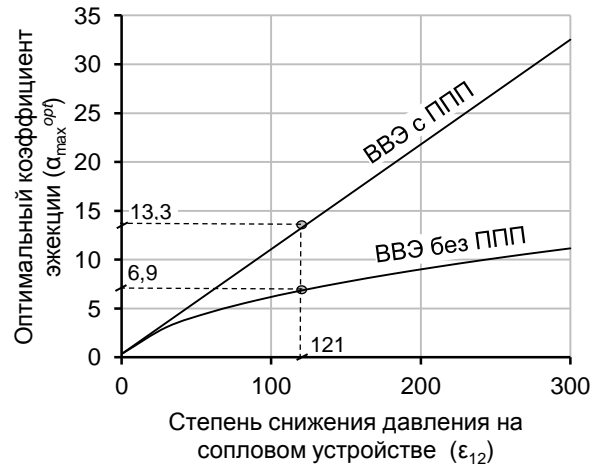


Рис. 9. Сравнение оптимального коэффициента эжекции ВВЭ с ППП и без него

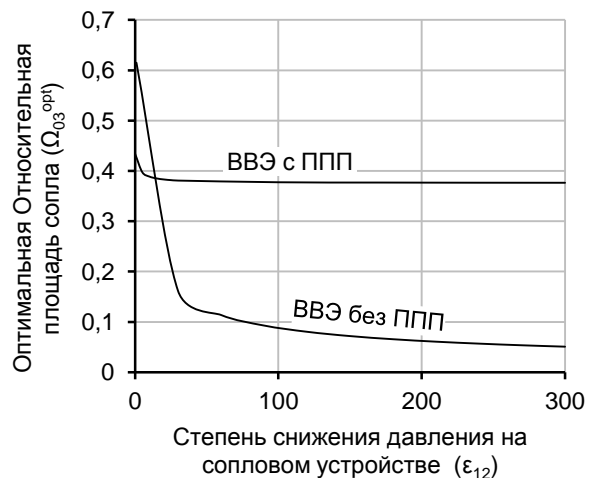


Рис. 10. Оптимальная относительная площадь сопла ВВЭ с ППП и без него

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. Струйные аппараты. 3-е изд. М.: Энергоатомиздат, 1989. 352 с.
2. Цегельский В. Г. Двухфазные струйные аппараты. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. 408 с.
3. Спиридонов Е. К. Теоретические положения оптимального синтеза жидкостно-газовых струйных аппаратов и систем на их основе // Наука и технологии: тр. XXIII Росс. шк. М.: РАН, 2003. С. 414–431.
4. Witte J. H. Mixing shocks in two-phase flow // *The Journal of Fluid Mechanics*. Vol. 36, part 4. 1969. P. 639–655.
5. Спиридонов Е. К., Школин С. Б. Исследование предельных режимов работы двухфазного эжектора // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2009. Вып. 13, № 11 (144). С. 18–27.
6. Спиридонов Е. К. О коэффициенте полезного действия жидкостногазового струйного насоса // Автоматизация энергосистем и энергоустановок промышленных предприятий: темат. сб. науч. тр. Челябинск: ЧГТУ, 1995. С. 3–7.
7. Каннингем Р. Г. Сжатие газа с помощью жидкоструйного насоса // Теоретические основы инженерных расчетов. М.: Мир, 1974. № 3. С. 112–128.
8. Спиридонов Е. К., Темнов В. К. Исследование экстремальных характеристик водовоздушного эжектора // Динамика пневмогидравлических систем: тем. сб. науч. тр. Челябинск: ЧПИ, 1983. С. 62–75.
9. Спиридонов Е. К., Исмагилов А. Р. Об энерго- и ресурсосбережении при эксплуатации водовоздушных струйных насосов систем глубокого вакуумирования // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2012. Вып. 20, № 33 (292). С. 13–20.

ОБ АВТОРАХ

Исмагилов Александр Рашидович, асп. каф. гидравлики и гидропневмосистемы. Дипл. магистр по гидравлической, вакуумной и компрессорной технике (ЮУрГУ, 2010). Готовит дисс. о жидкостно-газовых струйных насосах.

Спиридонов Евгений Константинович, проф. той же каф. Дипл. инж.-мех. по гидр. приводам и гидропневмоавтоматике (Челяб. политехн. ин-т, 1971). Д-р техн. наук по гидр. маш. и гидропневмоагрегатам (ВНИИГидромаш, 1996). Иссл. в обл. прикл. гидромеханики и гидравлики, струйных аппаратов, лопастных насосов и напорных гидросистем.

METADATA

Title: Towards the issue of water-air jet pump energy when applied inactive stream activator.

Authors: A. R. Ismagilov, E. K. Spiridonov

Affiliation: South Ural State University (SUSU), Russia.

Email: ¹shura.ismagilov@yandex.ru, ²ggps@susu.ac.ru

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 17, no. 4 (57), pp. 70-75, 2013. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: The extreme characteristics of water-air jet pumps with typical behavior of operation and inactive stream activator are compared. Optimum range of operating parameters which growth of efficiency is the largest consequently application of inactive stream activator is discovered.

Key words: efficiency; ejection coefficient; the degree of compression; the degree of pressure reduction in nozzle; diffuser; limiting condition; phase slip coefficient; inactive stream activator.

References (English transliteration):

1. E. Ya. Sokolov and N. M. Zinger, *Jet devices*, 3rd ed., (in Russian). Moscow: Energoatomizdat, 1989.
2. V. G. Tsegelskiy, "Two-phase jet devices," (in Russian). Moscow: Bauman MSTU, 2003.
3. E. K. Spiridonov, "Theoretical synopsis about liquid-gas jet devices and one system optimal synthesis," (in Russian), *Science and Technology: memoir XXIII Russian school*, pp. 414-431, Moscow: RAS, 2003.
4. J. H. Witte, "Mixing shocks in two-phase flow," *The Journal of Fluid Mechanics*, vol. 36, part 4, pp. 639-655, 1969.
5. E. K. Spiridonov and S. B. Shkolin, "Research operation limiting modes of two-phase ejector," (in Russian), *Vestnik SUSU*, vol. 13, no. 11 (144), pp. 18-27, 2009.
6. E. K. Spiridonov, "About efficiency of liquid-gas jet pump," (in Russian), *Automation power system and power installation of industrial plants*, pp. 3-7. Chelyabinsk, Russia: Chelyabinsk State Technical University, 1995.
7. R. G. Cunningham, "Gas compression with the liquid jet pump," (in Russian), *Theory of Engineering Calculations*. no. 3, pp. 112-128, Moscow: Mir, 1974.
8. E. K. Spiridonov and V. K. Temnov, "Research extreme performances of water-air ejector," (in Russian), *Dinamika Pnevmoгидравлических Систем (Dynamic of air-overpneumatic systems)*, pp. 62-75, Chelyabinsk: Chelyabinsk Polytechnic Institute, 1983.
9. E. K. Spiridonov and A. R. Ismagilov, "Energy and resource operating water-air jet pumps," (in Russian), *Vestnik SUSU (scientific journal of South Ural State University)*, vol. 20, no. 33 (292), pp. 13-20, 2012.

About authors:

Ismagilov, Aleksandr Rashidovich, Postgrad. Student, Dept. of Hydraulic and Hydro-pneumatic Systems. Master of hydraulic, vacuum and compressor Technics (SUSU, 2010).

Spiridonov, Evgeny Konstantinovich, Prof., Dept. of Hydraulic and Hydro-pneumatic Systems. Dipl. Mechanical engineer (Chelyabinsk Polytechnic Institute, 1971). Cand. of Tech. Sci. (MPEI, 1982), Dr. of Tech. Sci. (RSRI Gidromash, 1996).