

УДК 543.8 + 541.13

Наружный цилиндрический насадок с управляемым вакуумом

Пильгунов В. Н.¹, Ефремова К. Д.^{1,*}

[*efremova.k.d@gmail.com](mailto:efremova.k.d@gmail.com)

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Разработана и апробирована конструкция наружного цилиндрического насадка с вакуумной камерой. Вакуумная камера образована за счёт удаления торца гильзы насадка на некоторое расстояние от плоскости стенки, в которой выполнено отверстие с острой кромкой. Приведены экспериментальные характеристики насадков с входным отверстием круглой и треугольной формы и даны значения их коэффициентов объёмного расхода. Контролируемое изменение величины вакуума в камере путём её подключения к атмосфере позволяет управлять пропускной способностью насадка. Установлено, что пропускная способность отверстия треугольной формы превышает пропускную способность отверстия круглой формы при равных площадях их поперечного сечения. Насадок с треугольным входным отверстием устойчиво работает при высоких напорах истечения. Проверка адекватности математической модели насадка показала, что постулируемое в работах по механике жидкости постоянство гидростатического напора в сечении струи не является корректным. Подключение вакуумной камеры насадка к атмосфере посредством регулируемого дросселя, управляемого по давлению истечения, позволяет обеспечить стабилизацию расхода через насадок при колебаниях давления питающей установки. Ключевые слова: наружный цилиндрический насадок с вакуумной камерой, истечение жидкости через отверстие треугольной формы, пропускная способность насадка, регулируемый вакуум в камере.

Ключевые слова: наружный цилиндрический насадок с вакуумной камерой, истечение жидкости через отверстие треугольной формы, пропускная способность насадка, регулируемый вакуум в камере

Введение

Наружный цилиндрический насадок (НЦН) или насадок Вентури находит широкое распространение в инженерной и строительной гидравлике, в устройствах гидроавтоматики, в противопожарной технике, химическом машиностроении и ракетостроении. Он представляет из себя короткий участок трубы длиной $L = (3 \dots 4) d_{\text{отв}}$,

насаженный на отверстие диаметром $d_{отв}$, и позволяет существенно увеличить объёмный расход жидкости при заданном располагаемом напоре истечения.

Процесс истечения жидкости через отверстие и насадки достаточно сложный. Как отмечает в своей работе А.Д. Альтшуль [1], авторитет в области механики жидкости, «...до сих пор это явление даже для простейшего случая истечения из малого отверстия в тонкой стенке не нашло достаточного объяснения. В литературе приводится лишь значение коэффициента расхода в виде средних цифр или таблиц опытных данных». Рассматривая процесс истечения жидкости из насадков, он констатирует, что «...значения коэффициента расхода $\mu_{нас}$ при истечении из насадков различных типов, приводимые в литературе, относятся исключительно к истечению воды и действительны лишь при больших числах Re , то есть когда влияние сил вязкости незначительно».

Объяснения причин увеличения пропускной способности НЦН неоднозначны. Одни авторы полагают, что НЦН даёт увеличение расхода благодаря расширению струи внутри своей полости [2,3...5]. Группа авторов [1, 6...9] рассматривает в качестве причин увеличения расхода образование вакуума в сжатом сечении НЦН, и даже процессом «подсасывания» жидкости из резервуара [10,11]. Наиболее корректная точка зрения приводится в книге [12]: «...поскольку скорость потока в сжатом сечении больше, чем на выходе, где давление равно внешнему давлению, то давление в этом сечении меньше, чем внешнее (а если последнее равно атмосферному, то в сжатом сечении образуется вакуум). Если теперь сравнить истечение через отверстие с истечением через насадок, то будет ясно, что на участке от сечения «а – а» (это соответствует уровню жидкости в резервуаре, *прим. авторов статьи*) до сжатого сечения напор, под которым происходит истечение, в насадке больше. Так как давление в сжатом сечении меньше, чем в случае отверстия». К цитате целесообразно дать уточнение: под напором автор подразумевает разностный (в случае вакуума – суммарный) напор истечения. Авторы работ [3,13] придерживаются двойственной точки зрения, а в учебном пособии [14] причины увеличения пропускной способности НЦН вообще не рассматриваются.

В работе [15] представлены предварительные результаты исследования работоспособности НЦН с открытой камерой, в том числе с входным отверстием треугольной формы.

Целью предлагаемой работы является исследование управляемости по расходу НЦН с вакуумной камерой посредством её подключения к атмосфере через регулируемый дроссель.

Физические основы функционирования наружного цилиндрического насадка с управляемым вакуумом

Конструктивная схема НЦН с вакуумной камерой представлена на рис. 1.

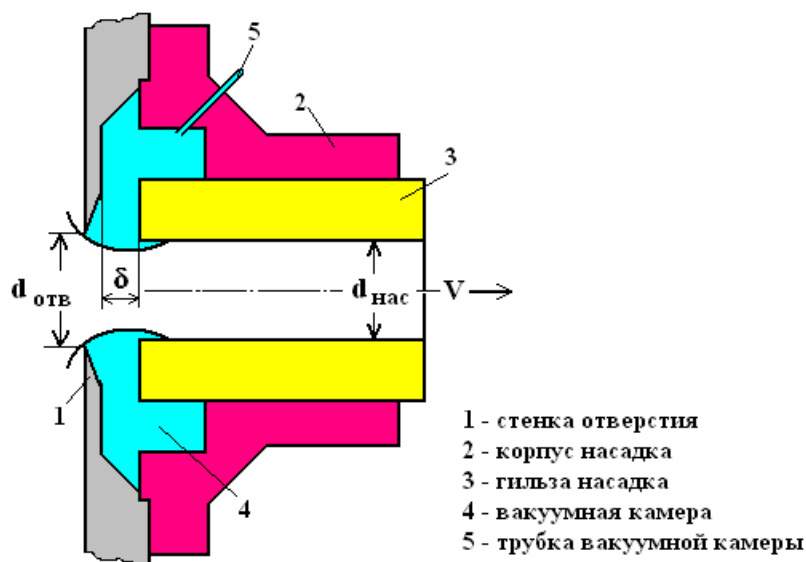


Рис.1. Наружный цилиндрический насадок с вакуумной камерой.

Корпус 2 НЦН герметично закреплён на наружной стенке 1 отверстия произвольной формы. В корпус НЦН вставлена гильза 3 с регулируемым зазором δ между её торцом и поверхностью стенки. В результате этого образуется вакуумная камера 4, в которой создаётся абсолютное давление, адекватное давлению в сжатом сечении струи, истекающей через отверстие в стенке. Входная кромка отверстия заострена [16]. Наибольшая величина зазора δ подбирается таким образом, чтобы сжатое сечение струи не выходило за пределы торца гильзы, а сама гильза выполняла функцию НЦН. Контролируемое подключение вакуумной камеры к атмосфере посредством патрубка 5 и прецизионного дросселя позволяет изменять абсолютное давление в вакуумной камере от его минимального значения до атмосферного давления. Вакуум в камере 4 измеряется прецизионным вакуумметром класса 0,25.

Для оценки величины вакуума в сжатом сечении струи внутри НЦН запишем уравнение Бернулли для сечения 1 в подводящей трубе на подходе к отверстию и для сжатого сечения 2 струи в вакуумной камере:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + \frac{\xi_{отв} V_2^2}{2g}, \quad (1)$$

где p_1 и p_2 – абсолютные давления в выбранных сечениях;

$\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ – коэффициенты кинетической энергии для турбулентного режима истечения;

$v_1 \approx 0$; $v_2 = v_{сж}$ – скорость в сжатом сечении струи;

$\xi_{отв}$ – коэффициент сопротивления отверстия, приведённый к скорости в сжатом сечении струи.

При составлении уравнения Бернулли приняты допущения, отмечаемые в литературе по гидромеханике [3]: «...в сечении давление равномерно распределено по всей площади» и «...в пределах рассматриваемых поперечных сечений потока справедлив

основной закон гидростатики, т.е. гидростатический напор в пределах сечения есть величина постоянная, одинаковая для всех точек сечения». Во всех упомянутых выше работах по механике жидкости постулируется равенство абсолютных давлений в центре тяжести струи и в окружающей её среде. В соответствии с этими допущениями, будем принимать равенство абсолютных давлений в центре тяжести сжатой струи и в вакуумной камере.

Из уравнения (1) выразим скорость $v_{сж}$ в сжатом сечении струи

$$V_{сж} = \sqrt{\frac{1}{1 + \xi_{отв}}} \cdot \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}, \quad (2)$$

Из равенства (2) следует, что скорость в сжатом сечении струи определяется разностью абсолютных давлений $\Delta p = p_1 - p_2$.

Уравнение Бернулли для сечения потока на подходе к отверстию и сечения струи на выходе из НЦН имеет вид:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = \frac{p_3}{\rho g} + \frac{\alpha_3 V_3^2}{2g} + \frac{\xi_{отв} V_{сж}^2}{2g} + \frac{\varphi_p (V_{сж} - V_3)^2}{2g}, \quad (3)$$

где $v_1 \approx 0$;

$p_3 = p_{ат}$; $v_3 = v$ – скорость на выходе из НЦН; $v = \varepsilon_2 V_{сж}$;

$\varepsilon_2 = A_{сж}/A_{нас}$ – коэффициент соотношения площадей сжатого сечения струи $A_{сж}$ и сечения на выходе из НЦН $A_{нас}$;

φ_p – коэффициент расширения потока в формуле потерь по Борда

$h_p = \varphi_p (v_{сж} - v_3)^2 / 2g$.

Скорость потока $V_{сж}$ в сжатом сечении определим из уравнения (3)

$$V_{сж} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_2^2 + \xi_{отв} + \varphi_p (1 - \varepsilon_2)^2}} \cdot \sqrt{\frac{2(p_1 - p_{ат})}{\rho}}, \quad (4)$$

где $p_1 - p_{ат} = p_{1 изб}$ – избыточное давление истечения из НЦН.

Запишем уравнение Бернулли для сжатого сечения струи и сечения струи на выходе из НЦН

$$\frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_{сж}^2}{2g} = \frac{p_{ат}}{\rho g} + \frac{\alpha_3 V^2}{2g} + \frac{\varphi_p (V_{сж} - V)^2}{2g}, \quad (5)$$

откуда при прежних допущениях и $\alpha_3 = 1$ скорость в сжатом сечении равна

$$V_{сж} = \sqrt{\frac{1}{1 - \varepsilon_2^2 - \varphi_p (1 - \varepsilon_2)^2}} \cdot \sqrt{\frac{2(p_{ат} - p_2)}{\rho}}, \quad (6)$$

где $p_{ат} - p_2 = p_{2 вак}$ – вакуум в сжатом сечении струи.

Рассмотрим работу НЦН с круглым входным отверстием, принимая следующие конструктивные параметры модели:

$d_{отв} = 12,0$ мм; $A_{отв} = 113,04$ мм²; $d_{нас} = 12,15$ мм; $A_{нас} = 115,9$ мм²;

$\varepsilon_1 = A_{сж}/A_{отв} = 0,62$; $A_{сж} = \varepsilon_1 \times A_{отв} = 70,1$ мм²; $\xi_{отв} = 0,06$; $\varphi_p = 1$; $\varepsilon_2 = 0,605$.

Формулы (2), (4) и (6) составляют систему уравнений (7):

$$\begin{cases} V_{сж} = 0,97 \sqrt{\frac{2(p_1-p_2)}{\rho}} & (7a) \\ V_{сж} = 1,31 \sqrt{\frac{2(p_1-p_{ат})}{\rho}} & (7б) \\ V_{сж} = 1,446 \sqrt{\frac{2(p_{ат}-p_2)}{\rho}} & (7в) \end{cases} \quad (7)$$

Из системы уравнений (7) установим связи между абсолютным давлением p_2 в сжатом сечении струи и абсолютным давлением истечения p_1 :

- приравниваем уравнения (7а) и (7б): $p_2 = 1,83 p_{ат} - 0,83 p_1$;
- приравниваем уравнения (7б) и (7в): $p_2 = 1,82 p_{ат} - 0,82 p_1$;
- приравниваем уравнения (7а) и (7в): $p_2 = 1,82 p_{ат} - 0,82 p_1$.

Из трёх соотношений получены идентичные результаты.

Определим значение теоретического предельного абсолютного давления $p_{1пред}$, принимая допустимое значение абсолютного давления в сжатом сечении равным давлению насыщенных паров при нормальных условиях $p_{2 доп} = p_{н.п.} = 5$ кПа и $p_{ат} = 98,1$ кПа:

$$p_{1пред} = 98,1 \cdot \frac{1,82}{0,82} - \frac{5}{0,82} = 212 \text{ кПа} . \quad (8)$$

Значение предельного напора истечения будет определяться равенством

$$H_{1пред} = \frac{p_{1пред} - p_{ат}}{\rho g} = 10,7 \text{ м} .$$

Рассмотрим работу НЦН с круглым входным отверстием, принимая следующие конструктивные параметры модели:

$$d_{отв} = 12,0 \text{ мм}; d_{нас} = 14,0 \text{ мм}; \xi_{отв} = 0,06; \varphi_p = 1; \varepsilon_2 = 0,455.$$

Система уравнений (7) принимает вид:

$$\begin{cases} V_{сж} = 0,97 \sqrt{\frac{2(p_1-p_2)}{\rho}} & (9a) \\ V_{сж} = 1,33 \sqrt{\frac{2(p_1-p_{ат})}{\rho}} & (9б) \\ V_{сж} = 1,42 \sqrt{\frac{2(p_{ат}-p_2)}{\rho}} & (9в) \end{cases} \quad (9)$$

Осреднённое уравнение связи между абсолютным давлением в сжатом сечении p_2 и абсолютным давлением истечения p_1 , определяемое системой уравнений (9), имеет вид:

$$p_2 = 1,88 p_{ат} - 0,88 p_1 . \quad (10)$$

Величина теоретического предельного абсолютного давления $p_{1пред}$, при тех же допустимых значениях абсолютного давления в сжатом сечении и атмосферного давления, равна

$$p_{1пред} = 98,1 \cdot \frac{1,88}{0,88} - \frac{5}{0,88} = 203 \text{ кПа} , \quad (11)$$

что соответствует предельному значению напора истечения $H_{1пред} = 10,7$ м.

Полученные значения предельных напоров истечения показывают, что увеличение диаметра гильзы уменьшает величину предельного напора истечения жидкости через НЦН.

В работе [15] для треугольного отверстия с острой кромкой было получено значение коэффициента расхода $\mu_{отв} = 0,67$. Если принять значение коэффициента скорости для треугольного отверстия такое же, как у круглого отверстия с острой кромкой $\varphi = 0,97$, то коэффициент сжатия струи будет оцениваться величиной $\varepsilon_1 = A_{сж}/A_{отв} = 0,67$.

Для треугольного отверстия площадью $A_{отв} = 94,08 \text{ мм}^2$ площадь сжатого сечения струи равна $A_{сж} = 63 \text{ мм}^2$.

Для НЦН с гильзой диаметром $d_{нас} = 12,15 \text{ мм}$ ($A_{нас} = 115,9 \text{ мм}^2$) коэффициент соотношения площадей $\varepsilon_2 = A_{сж}/A_{нас} = 63/115,9 = 0,543$. Подстановка полученного значения ε_2 в уравнение (7в) определяет величину скорости в сжатом сечении треугольного отверстия

$$V_{сж} = 1,42 \sqrt{\frac{2(p_{ат} - p_2)}{\rho}} . \quad (12)$$

Аналогичное значение скорости в сжатом сечении струи было получено для НЦН с круглым входным отверстием и диаметром гильзы $d_{нас} = 14,0 \text{ мм}$ (уравнение 9в). Из этого следует, что НЦН с треугольным входным отверстием меньшей площади $A_{отв} = 94,08 \text{ мм}^2$ будет работать также, как НЦН с круглым входным отверстием большей площади $A_{отв} = 113,04 \text{ мм}^2$ с гильзой большего диаметра $d_{нас} = 14,0 \text{ мм}$.

Экспериментальное исследование работы наружного цилиндрического насадка с управляемым вакуумом

Исследование пропускной способности НЦН с управляемым вакуумом проводилось на экспериментальной установке, гидравлическая схема которой представлена в работе [15].

Направляющая труба диаметром $D = 250 \text{ мм}$ закрыта крышкой, в которую встраивается НЦН с вакуумной камерой (рис. 1). В составе НЦН исследовались две формы отверстий с острой кромкой:

- круглое отверстие имело диаметр $d_{отв} = 12,08 \text{ мм}$;

- равностороннее треугольное отверстие имело сторону треугольника равную $a = 14,65$ мм.

Минимальное соотношение площадей сечений направляющей трубы и отверстия составило $A_{\text{напр}} = A_{\text{отв}} = 430$, что позволяет рассматривать сжатие струи как совершенное и пренебрегать скоростью потока в подводе.

Давление в сечении направляющей трубы измерялось образцовым манометром класса 0,4; вакуум в вакуумной камере оценивался по показаниям прецизионного вакуумметра класса точности 0,25.

Расход определялся объёмным способом посредством мерного бака объёмом 120 литров с ценой деления 0,2 литра и частотомера-хронометра с разрешающей способностью 1 мс.

Экспериментальные характеристики НЦН с круглым входным отверстием диаметром $d_{\text{отв}} = 12,08$ мм и гильзой НЦН диаметром $d_{\text{нас}} = 12,15$ мм представлены на графиках рис. 2.

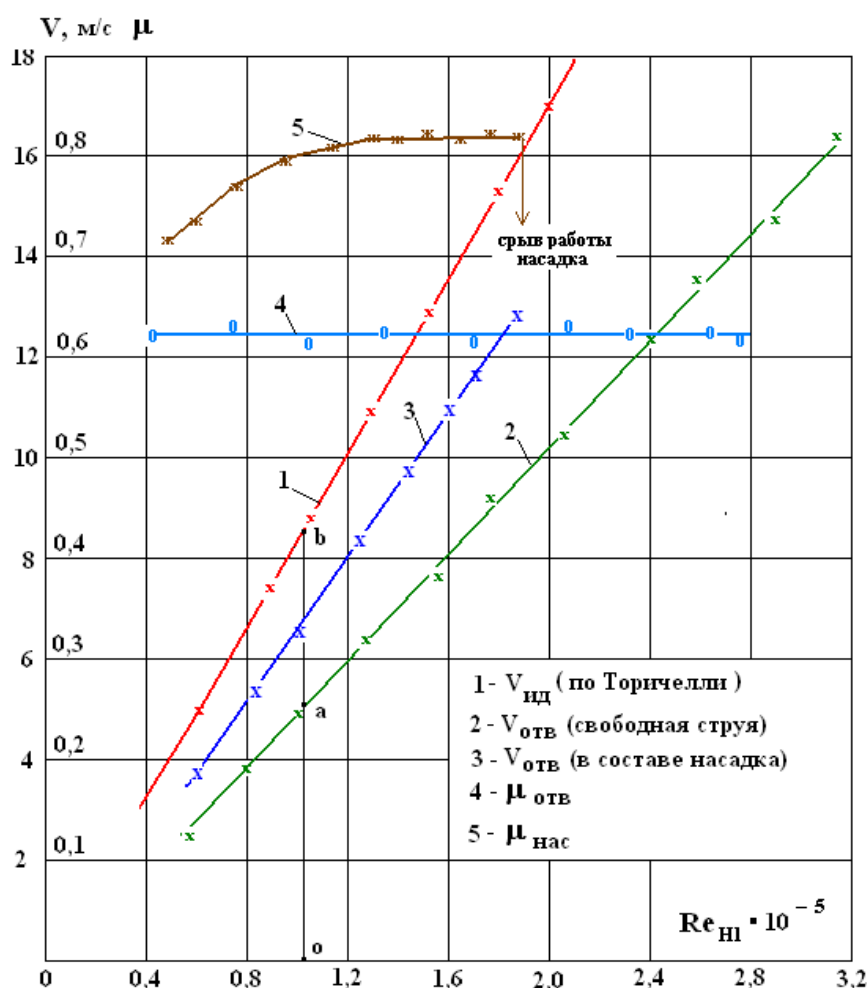


Рис. 2. Характеристики наружного цилиндрического насадка с круглым входным отверстием.

Характеристики на графике рис.2 построены в режиме полного отключения вакуумной камеры от атмосферы.

Число Рейнольдса вычислялось через гидростатический напор H_1 в сечении направляющей трубы в соответствии с равенством

$$Re_{H_1} = \frac{d_{отв} \sqrt{2gH_1}}{\nu}, \quad (13)$$

где $\nu = 1 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – кинематическая вязкость воды при температуре $t = 20^\circ\text{C}$.

Скорость истечения идеальной жидкости $V_{ид}$ соответствовала формуле Торичелли:

$$V_{ид} = \sqrt{2gH_1}. \quad (14)$$

Скорость в сечении по острой кромке отверстия $V_{отв}$ определялась через объёмный расход с учётом соотношения

$$V_{отв} = \frac{1,27Q_{отв}}{d_{отв}}.$$

Коэффициент расхода $\mu_{отв}$ соответствует режиму истечения жидкости незаполненным сечением гильзы НЦН и определяется равенством:

$$\mu_{отв} = \frac{Q_{отв}}{A_{отв} \sqrt{2gH_1}}, \quad (15)$$

где $Q_{отв}$ – объёмный расход через отверстие;

$A_{отв} = 0,785d_{отв}^2$ – площадь проходного сечения отверстия.

Коэффициент расхода НЦН при естественном значении вакуума в вакуумной камере (что соответствует её полному отключению от атмосферы) и зазорами δ между торцом гильзы и поверхностью стенки $\delta = 0,1; 1,5; 3; 5 \text{ мм}$, равен

$$\mu_{нас} = \frac{Q_{нас}}{A_{нас} \sqrt{2gH_1}}, \quad (16)$$

где $Q_{нас}$ – объёмный расход через НЦН;

$A_{нас} = 0,785d_{нас}^2$ – площадь проходного сечения НЦН.

С учётом равенства $V_{отв} = \mu_{отв} V_{ид}$, коэффициенту расхода должно соответствовать соотношение отрезков $\mu_{отв} = oa/ob$ на графике рис. 2, что подтверждается экспериментальным значением $\mu_{отв}$, соответствующим линии 3.

Анализ характеристик 2 и 3 показывает, что скорость истечения жидкости через сечение отверстия при работающем НЦН больше, чем в режиме свободной струи. Срыв режима работы НЦН при отсутствии заполнения сечения его гильзы наступает при числе $Re_{кр} = 1,85 \times 10^5$: ему соответствует критическое значение напора истечения $H_{1кр} = 13,3 \text{ м}$, которое на 3,5 м превышает теоретическое значение, рассчитанное по формуле (8).

Наибольшее значение коэффициента расхода НЦН равно $\mu_{нас \text{ наиб.}} = 0,82$, что соответствует данным, приведённым в работе [1] и на 0,2 превышает значение, полученное З.И. Геллером и Ю.А. Скобелциным [1].

Экспериментальные характеристики НЦН с входным отверстием треугольной формы площадью $A_{отв} = 94,08 \text{ мм}^2$, с гильзой диаметром $d_{нас} = 12,15 \text{ мм}$ и зазором $\delta = 3 \text{ мм}$ представлены на графиках рис. 3.

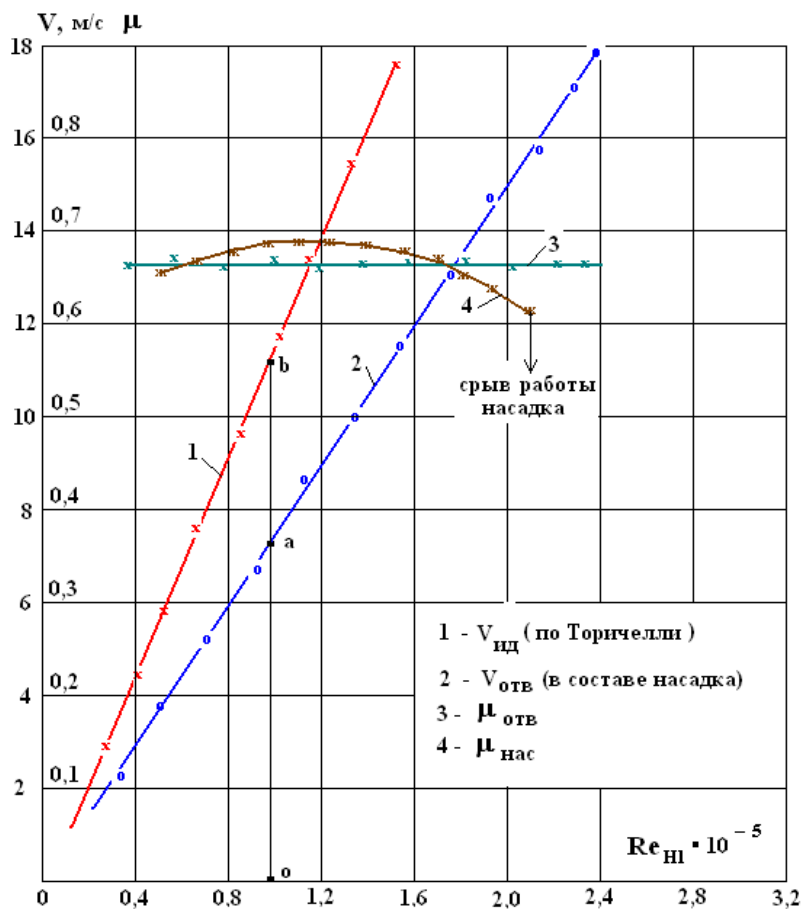


Рис. 3. Характеристики наружного цилиндрического насадка с входным отверстием треугольной формы.

Число Рейнольдса вычислялось через гидростатический напор в сечении направляющей трубы H_1 в соответствии с равенством

$$Re_{H1} = \frac{d_{гидр} \sqrt{2gH_1}}{\nu}, \quad (17)$$

где $d_{гидр} = 4A_{отв}/P = 8,57 \text{ мм}$ - гидравлический диаметр;

$A_{отв}$ - площадь проходного сечения треугольного отверстия;

P - его смоченный периметр.

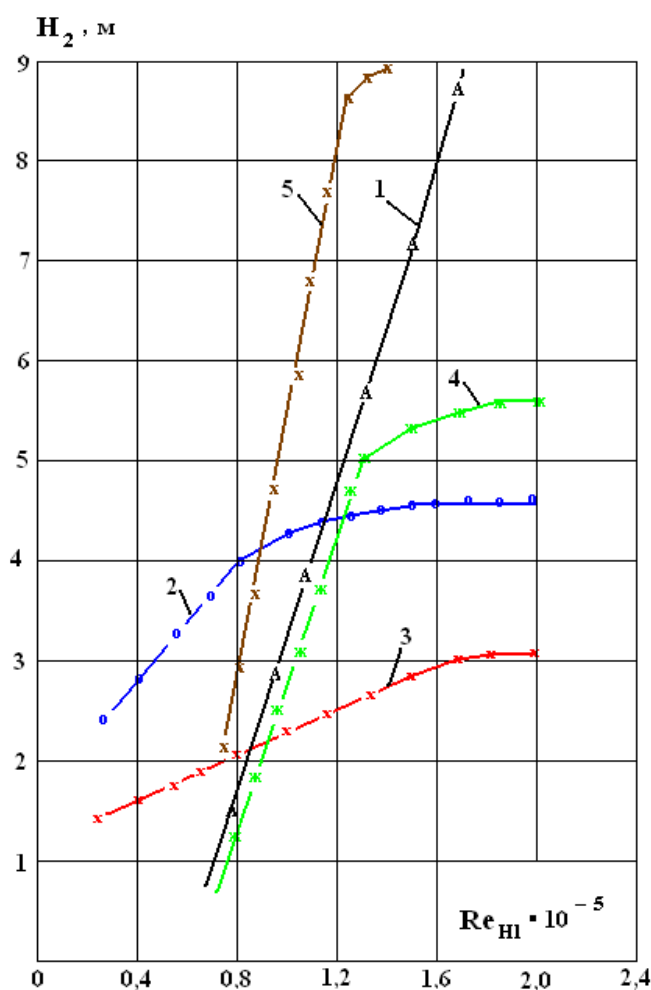
Коэффициент расхода отверстия $\mu_{отв}$ треугольной формы в режиме свободной струи больше, чем коэффициент расхода круглого отверстия и в квадратичной области принимает значение $\mu_{отв} = 0,66$.

Наибольшее значение коэффициента расхода НЦН $\mu_{нас}$ с входным отверстием треугольной формы меньше, чем у НЦН с круглым входным отверстием и составляет $\mu_{нас \text{ наиб.}} = 0,69$. Однако НЦН с треугольным входом работает без срыва режима при большем критическом значении числа $Re_{кр} = 2,1 \times 10^5$, подсчитанным по формуле (17), и соответствующим критическому значению напора истечения $H_{1кр} = 30 \text{ м}$, который более

чем в два раза превышает критическое значение напора истечения через НЦН с входным отверстием круглой формы [17].

Наибольшая скорость потока в сечении отверстия треугольной формы до срыва режима работы НЦН составила $V_{\text{отв наиб.}} = 15,5 \text{ м/с}$.

Результаты измерения вакуума в вакуумной камере НЦН с гильзой диаметром $d_{\text{нас}} = 12,15 \text{ мм}$ представлены на графиках рис. 4; здесь же представлено значение вакуумметрического напора в НЦН с круглым входным отверстием, рассчитанное по формуле $p_2 = 1,82 p_{\text{ат}} - 0,82 p_1$.



1 – НЦН с круглым входом (расчётное значение); 2 – НЦН с круглым входом и $\delta = 0,1 \text{ мм}$ и $\delta = 5 \text{ мм}$; 3 – НЦН с круглым входом и $\delta = 1,5 \text{ мм}$; 4 – НЦН с круглым входом и $\delta = 3 \text{ мм}$; 5 – НЦН с треугольным входом и $\delta = 3 \text{ мм}$.

Рис. 4. Зависимости величины вакуума в вакуумной камере от числа Рейнольдса.

Анализ графиков рис. 4 показывает, что зазор δ между торцем гильзы НЦН и стенкой существенно влияет на величину вакуума в вакуумной камере: для НЦН с круглым входом и $\delta = 3 \text{ мм}$ значение вакуума наибольшее и при числах $Re_{H1} < 1,3 \times 10^5$ близко к расчётному.

Максимальный вакуум создаётся в вакуумной камере НЦН с треугольным входом.

Как отмечается в работе [3], чего придерживаются авторы большинства работ по механике жидкости, в пределах рассматриваемых сечений потока гидростатический напор есть величина постоянная.

Несоответствие полученных экспериментальных значений вакуума в вакуумной камере его расчётному значению свидетельствует о том, что величина вакуума на поверхности сжатой струи не равна его величине в центре тяжести сечения струи и гидростатический напор в пределах рассматриваемого сечения не является величиной постоянной.

Повышенное значение вакуума в вакуумной камере НЦН с треугольным входом является следствием процесса инверсии с более существенным проявлением эффекта эжектирования паров жидкости из вакуумной камеры основным потоком при большей площади поверхности раздела двух фаз.

На графиках рис. 5 представлены зависимости объёмного расхода Q жидкости от числа $Re_{Н1}$ при отключенной от атмосферы вакуумной камеры НЦН.

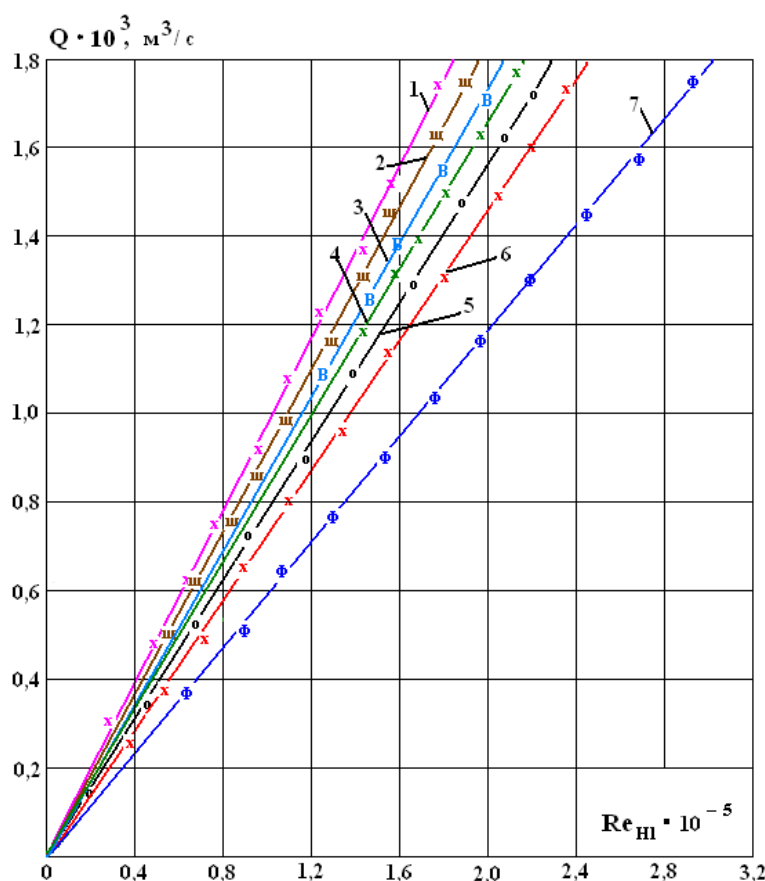


Рис. 5. Зависимости объёмных расходов от числа Рейнольдса.

Линии на графике рис. 5 соответствуют:

- 1 – НЦН с треугольным входом, $d_{\text{нас}} = 12,15$ мм и $\delta = 3$ мм;
- 2 – НЦН с треугольным входом, $d_{\text{нас}} = 14,0$ мм и $\delta = 3$ мм;
- 3 – НЦН с треугольным входом, $d_{\text{нас}} = 12,15$ мм и $\delta = 0$;
- 4 – НЦН с треугольным входом, $d_{\text{нас}} = 10,85$ мм и $\delta = 3$ мм;

5 – НЦН с круглым входом, $d_{\text{нас}} = 12,15$ мм и $\delta = 0,1; 1,5; 3$ и 5 мм и стандартный НЦН без вакуумной камеры с входной кромкой 90 град;

6 – НЦН с круглым входом, $d_{\text{нас}} = 14,0$ мм и $\delta = 5$ мм;

7 – НЦН с круглым входом в режиме срыва работы с заполнением сечения.

При отключенной от атмосферы вакуумной камеры максимальной пропускной способностью обладает НЦН с треугольным входом, диаметром гильзы $d_{\text{нас}} = 12,15$ мм и зазором $\delta = 3$ мм, при этом необходимо отметить, что площадь проходного сечения треугольного отверстия была меньше, чем площадь проходного сечения круглого отверстия ($94,08 \text{ мм}^2$ и $113,04 \text{ мм}^2$ соответственно).

Увеличение диаметра гильзы до значения $d_{\text{нас}} = 14,0$ мм уменьшает расход (линия 2). Снижает пропускную способность также уменьшение зазора δ до нулевого значения (линия 3) и уменьшение диаметра гильзы до значения $d_{\text{нас}} = 10,85$ мм (линия 4).

Увеличение диаметра гильзы вызывает уменьшение пропускной способности и НЦН с круглым входом (линии 5 и 6). У НЦН с круглым входом изменение зазора δ практически не влияет на его пропускную способность при наибольшем значении вакуума в вакуумной камере.

Для сравнения пропускных способностей НЦН на рис. 5 изображена линия 7, соответствующая режиму работы НЦН без заполнения сечения гильзы (режим срыва работы НЦН).

Влияние вакуума на коэффициент расхода отверстия $\mu_{\text{отв}}$, работающего в составе НЦН, при фиксированных располагаемых напорах истечения $H_1 = \text{inv.}$; $d_{\text{нас}} = 12,15$ мм и $\delta = 3$ мм показано на графиках рис. 6.

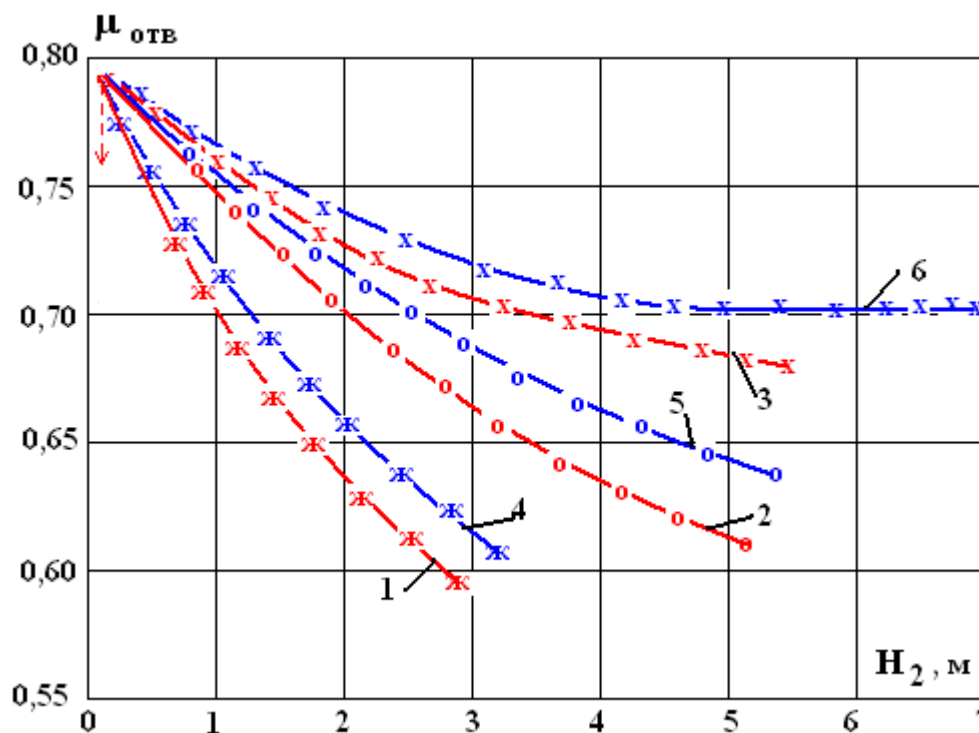


Рис.6. Влияние вакуума в вакуумной камере на величину коэффициента расхода отверстия.

На графике рис. 6 линии соответствуют:

- 1 – НЦН с круглым входом, $H_1 = 3,5$ м;
- 2 – НЦН с круглым входом, $H_1 = 6,75$ м;
- 3 – НЦН с круглым входом, $H_1 = 10$ м;
- 4 – НЦН с треугольным входом, $H_1 = 3,5$ м;
- 5 – НЦН с треугольным входом, $H_1 = 6,75$ м;
- 6 – НЦН с треугольным входом, $H_1 = 10$ м.

Наиболее существенно влияние вакуума в вакуумной камере на коэффициент расхода отверстия $\mu_{отв}$ проявляется при малых располагаемых напорах истечения H_1 . Характеры зависимостей $\mu_{отв} = \mu_{отв}(H_1)$ для НЦН с круглым и треугольным входом идентичны. При минимальном значении вакуума в вакуумной камере близким к нулю $H_{2min} \approx 0$, все коэффициенты расхода выходят на одинаковый уровень $\mu_{отв} \approx 0,80$. При полном открытии вакуумной камеры в атмосферу $H_2 = 0$ происходит срыв режима работы насадка и коэффициенты расхода принимают значения, равные коэффициентам расхода свободной струи ($\mu_{отв} = 0,61$ для круглого отверстия и $\mu_{отв} = 0,66$ для треугольного). Наибольшее значение вакуума (до значения $H_2 = 9,5$ м) было получено в НЦН с треугольным входом при $H_1 = 10$ м.

Результаты исследования возможности регулирования пропускной способности НЦН посредством управления вакуумом в вакуумной камере представлены на графиках рис.7 и рис. 8.

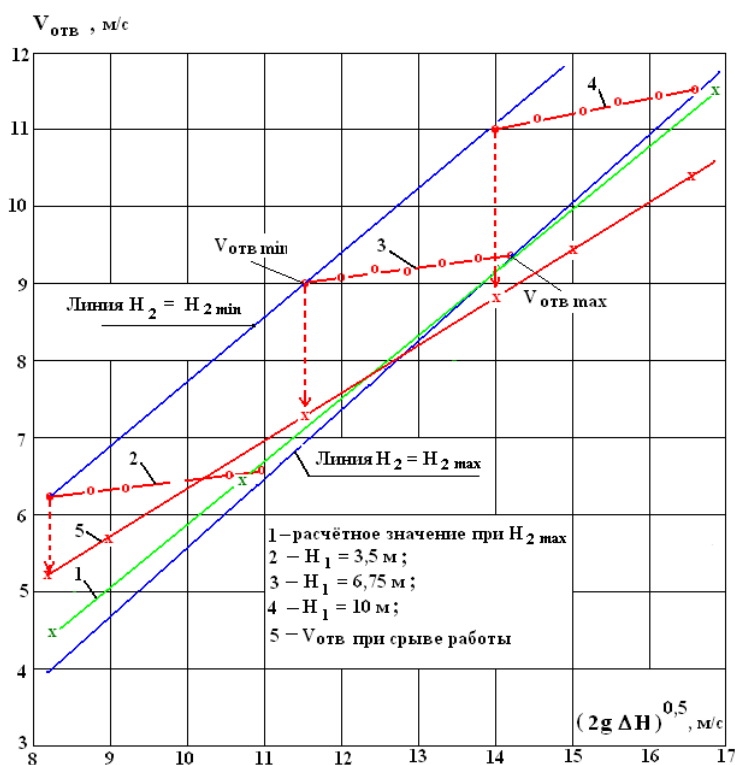


Рис. 7. Управляемость НЦН с круглым входом.

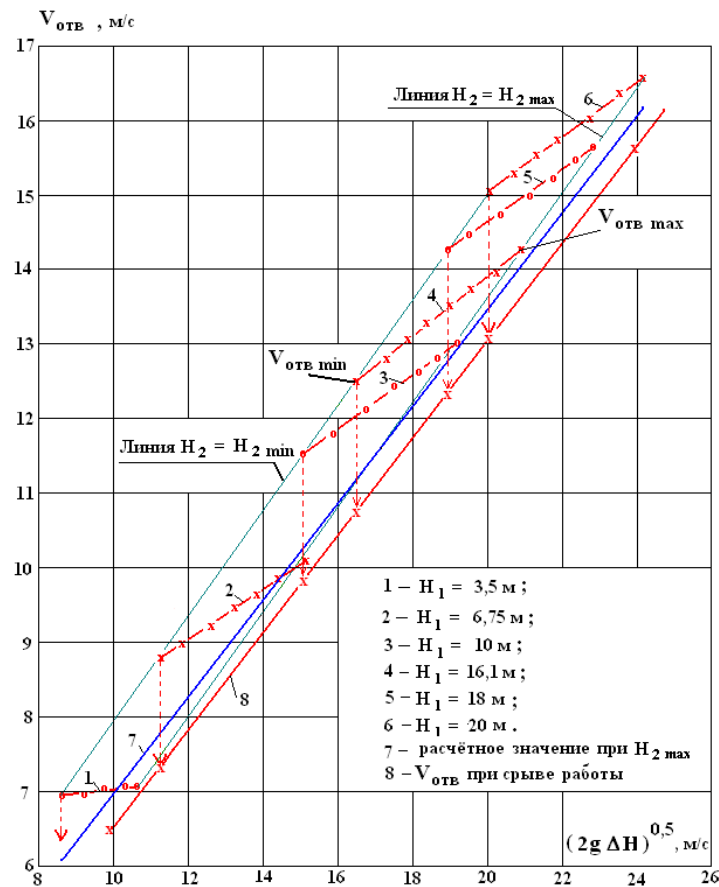


Рис. 8. Управляемость НЦН с треугольным входом.

Если вакуумная камера полностью открывается в атмосферу и $p_2 = p_{ат}$, система уравнений (9) принимает вид:

$$\begin{cases} V_{сж} = 0,97 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_{ат})}{\rho}} & (18a) \\ V_{сж} = 1,33 \sqrt{\frac{(p_1 - p_{ат})}{\rho}} & (18б) \\ V_{сж} = 1,42 \sqrt{\frac{(p_{ат} - p_{ат})}{\rho}} & (18в) \end{cases} \quad (18)$$

Такая система уравнений (18) существовать не может так как режим соответствует режиму срыва работы НЦН, при этом точки $V_{отв \min}$ на графиках рис.7 и рис. 8 переходят на линии, соответствующие режиму свободной струи с незаполненным сечением гильзы НЦН.

Под управляемостью НЦН будем понимать зависимость его пропускной способности (в данном случае зависимости скорости в сечении отверстия $V_{отв}$, от глубины вакуума в вакуумной камере H_2) при неизменном значении располагаемого напора $H_1 = inv$.

По оси абсцисс откладывается значение скорости истечения идеальной жидкости, подсчитанной в соответствии с формулой Торичелли (14), где $\Delta H = H_1 + H_2$ – перепад напоров на отверстии с учётом алгебраического знака (–) для вакуума.

Управление вакуумом в вакуумной камере осуществляется путём её подключения к атмосфере посредством прецизионного дросселя.

Минимальные значения скоростей $V_{\text{отв min}}$, соответствующие не полному открытию вакуумной камеры в атмосферу при $H_{2\text{min}} \approx 0$, и их максимальные значения $V_{\text{отв max}}$, соответствующие наибольшему значению вакуума $H_{2\text{ max}}$ в вакуумной камере, располагаются на одной линии.

Линии максимальных значений скоростей $V_{\text{отв max}}$ практически совпадают с линиями 7, которые представляют собой скорости движения жидкости в отверстии, подсчитанные в соответствии с равенствами (7а) и (9а) с учётом коэффициента сжатия струи $\varepsilon = 0,62$. После срыва работы НЦН при $H_2 = 0$ значения $V_{\text{отв min}}$ переходят на линии, соответствующие режиму свободной струи без заполнения сечения гильзы НЦН.

Глубина регулирования Γ_V НЦН по скорости истечения через отверстие характеризуется углом наклона линий $V_{\text{отв}}$ к оси абсцисс и её можно оценить соотношением:

$$\Gamma_V = \frac{V_{\text{отв max}} - V_{\text{отв min}}}{V_{\text{отв min}}} \cdot 100\% . \quad (19)$$

У НЦН с круглым входом глубина регулирования невелика и составляет в среднем 10%. Глубина регулирования НЦН с треугольным входом существенно больше и составляет в среднем 46%.

Определяемая формулами (7а) и (9а) расчётная глубина регулирования НЦН намного больше и характеризуется большим углом наклона линий 1 и 7 к оси абсцисс графика рис. 8.

Существенное расхождение оценок глубины регулирования, полученных в результате эксперимента и расчётным путём, можно объяснить уменьшением действительного значения вакуума в центре тяжести сжатого сечения струи по сравнению с вакуумом в вакуумной камере, обусловленным действием центробежных массовых сил при прохождении периферийными струями острой кромки входного отверстия НЦН.

Необходимо отметить, что работа НЦН с вакуумной камерой, подключаемой к атмосфере посредством прецизионного дросселя, построена на принципе повышения абсолютного давления в сжатом сечении струи и может способствовать насыщению жидкости нерастворённым воздухом.

Рассмотренная конструкция НЦН с регулируемым вакуумом в вакуумной камере может быть дополнена устройством её подключения к атмосфере посредством прецизионного дросселя, управляемого чувствительным элементом мембранного типа: давление истечения p_1 , воздействующее на мембрану, сможет в определённых пределах обеспечить работу НЦН в качестве стабилизатора расхода при колебаниях давления питающей установки.

Выводы по результатам работы

1. Разработанная и апробированная конструкция наружного цилиндрического насадка с вакуумной камерой дала возможность оценить адекватность его математической модели.
2. Контролируемое изменение величины вакуума в вакуумной камере, посредством её подключения к атмосфере, позволяет управлять пропускной способностью наружного цилиндрического насадка.
3. Наружный цилиндрический насадок с входным отверстием треугольной формы обеспечивает устойчивую работу при повышенных, по сравнению с насадком с входным отверстием круглой формы, значениях предельного напора истечения и обладает большей глубиной регулирования по расходу.
4. Наружный цилиндрический насадок с управляемым по давлению истечения вакуумом в вакуумной камере может работать в качестве стабилизатора расхода при колебаниях давления питающей установки.
5. Стабилизация расхода при колебаниях давления газовой среды на выходе из насадка, возможна путём управления вакуумом в камере по давлению на его выходе.

Список литературы

1. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1982. 224 с.
2. Лапшев Н.Н. Гидравлика: учебник для студ. вузов. 3-е изд., стереотип. М.: Издательский центр «Академия», 2000. 272 с.
3. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов. 2-е изд., перераб. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
4. Некрасов Б.Б. Гидравлика и её применение на летательных аппаратах. М.: Машиностроение, 1967. 368 с.
5. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: справочное пособие. М.: Машиностроение, 1971. 672 с.
6. Ухин Б.В. Гидравлика: учеб. пособие. М.: ИД «Форум», ИНФРА-М, 2009. 464 с. (Сер. Высшее образование).
7. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередат.: учеб. пособие для машиностроит. вузов / под ред С.С. Руднева и Л.Г. Подвидза. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1974. 416 с.
8. Fundamental of Cavitation / ed. by I.-P. Franc, J.-M. Michel. Berlin: Springer, 2010. 328 p.
9. Deo R.C. Comparative Analysis of Turbulent Plane Jets from a Sharp-Edged Orifice, a Beveled-Edge Orifice and a Radially Contoured Nozzle // Engineering and Technology Interna-

- tional Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial and Mechatronics Engineering. 2013. Vol. 7, no. 12. P. 1496-1505.
10. Брюханов О.Н., Коробко В.И., Мелик-Аракелян А.Т. Основы гидравлики, теплотехники и аэродинамики: учебник. М.: ИНФРА-М, 2010. 254 с. (Сер. Среднее профессиональное образование).
 11. Гейер В.Г., Дулин В.С., Боруменский А.Г., Заря А.Н. Гидравлика и гидропривод. М.: Недра, 1970. 302 с.
 12. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика: учебник для вузов по специальности «Гидравлические машины и средства автоматики». М.: Машиностроение, 1978. 463 с.
 13. Ghahremanian S., Svensson K., Tummers M.J., Moshfegh B. Near-field mixing of jets issuing from an array of round nozzles // International Journal of Heat and Fluid Flow. 2014. Vol. 47. P. 84-100. DOI: [10.1016/j.ijheatfluidflow.2014.01.007](https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2014.01.007)
 14. Бутаев Д.А., Калмыкова З.А., Подвидз Л.Г. и др. Сборник задач по машиностроительной гидравлике: учеб. пособие для машиностроительных вузов / под ред. И.И. Куколевского, Л.Г. Подвидза. 5-е изд., стереотип. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 484 с.
 15. Пильгунов В.Н., Ефремова К.Д. Особенности истечения жидкостей через отверстия некруглой формы // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2015. № 2. С. 1-23. DOI: [10.7463/0215.0758817](https://doi.org/10.7463/0215.0758817)
 16. Кузнецов В.С., Шабловский А.С., Яроц В.В. Влияние фаски на входной кромке отверстия в цилиндрической насадке на его коэффициент расхода // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2014. № 5. С. 46-52.
 17. Кузнецов В.С. Исследование потоков жидкости в дроссельных каналах при возникновении кавитации // Вестник ДГТУ. 2011. Т.11, № 1 (52). С. 57-62.

External Cylindrical Nozzle with Controlled Vacuum

V.N. Pil'gunov¹, K.D. Efremova^{1,*}

[*efremova.k.d@gmail.com](mailto:efremova.k.d@gmail.com)

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: external cylindrical nozzle with evacuated chamber, fluid flow through triangular orifice, flow capability of the nozzle, controlled vacuum in the chamber

There is a developed design of the external cylindrical nozzle with a vacuum camera. The paper studies the nozzle controllability of flow rate via regulated connection of the evacuated chamber to the atmosphere through an air throttle. Working capacity of the nozzle with inlet round or triangular orifice are researched. The gap is provided in the nozzle design between the external wall of the inlet orifice and the end face of the straight case in the nozzle case. The presented mathematical model of the nozzle with the evacuated chamber allows us to estimate the expected vacuum amount in the compressed section of a stream and maximum permissible absolute pressure at the inlet orifice. The paper gives experimental characteristics of the fluid flow process through the nozzle for different values of internal diameter of a straight case and an extent of its end face remoteness from an external wall of the inlet orifice. It estimates how geometry of nozzle constructive elements influences on the volume flow rate. It is established that the nozzle capacity significantly depends on the shape of inlet orifice. Triangular orifice nozzles steadily work in the mode of completely filled flow area of the straight case at much more amounts of the limit pressure of the flow. Vacuum depth in the evacuated chamber also depends on the shape of inlet orifice: the greatest vacuum is reached in a nozzle with the triangular orifice which 1.5 times exceeds the greatest vacuum with the round orifice. Possibility to control nozzle capacity through the regulated connection of the evacuated chamber to the atmosphere was experimentally estimated, thus depth of flow rate regulation of the nozzle with a triangular orifice was 45% in comparison with 10% regulation depth of the nozzle with a round orifice. Depth of regulation calculated by a mathematical model appeared to be much more. The paper presents experimental dependences of the flow coefficients of nozzle input orifice on the vacuum depth in the chamber. Research findings allowed us to express opinion that accepted in the works on "Fluid Mechanics" equality of pressure values in the center of cross-stream gravity and in its surrounding steam-gas medium is incorrect. The paper shows a possibility to create the nozzle design with updated device to connect a chamber to the atmosphere by the air throttle, which is flow pressure-controlled thus providing the nozzle operation as the flow rate stabilizer. The publication supplements information on nozzles provided in literature on "Fluid Mechanics". The

developed design of the external cylindrical nozzle with controlled vacuum and of research results of its working capacity can be taken into consideration in designing hydraulic systems and devices of hydro-automatic equipment.

References

1. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1982. 224 с.
2. Лапшев Н.Н. Гидравлика: учебник для студ. вузов. 3-е изд., стереотип. М.: Издательский центр «Академия», 2000. 272 с.
3. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов. 2-е изд., перераб. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
4. Некрасов Б.Б. Гидравлика и её применение на летательных аппаратах. М.: Машиностроение, 1967. 368 с.
5. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: справочное пособие. М.: Машиностроение, 1971. 672 с.
6. Ухин Б.В. Гидравлика: учеб. пособие. М.: ИД «Форум», ИНФРА-М, 2009. 464 с. (Сер. Высшее образование).
7. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередат.: учеб. пособие для машиностроит. вузов / под ред С.С. Руднева и Л.Г. Подвидза. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1974. 416 с.
8. Fundamental of Cavitation / ed. by I.-P. Franc, J.-M. Michel. Berlin: Springer, 2010. 328 p.
9. Deo R.C. Comparative Analysis of Turbulent Plane Jets from a Sharp-Edged Orifice, a Beveled-Edge Orifice and a Radially Contoured Nozzle // Engineering and Technology International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial and Mechatronics Engineering. 2013. Vol. 7, no. 12. P. 1496-1505.
10. Брюханов О.Н., Коробко В.И., Мелик-Аракелян А.Т. Основы гидравлики, теплотехники и аэродинамики: учебник. М.: ИНФРА-М, 2010. 254 с. (Сер. Среднее профессиональное образование).
11. Гейер В.Г., Дулин В.С., Боруменский А.Г., Заря А.Н. Гидравлика и гидропривод. М.: Недра, 1970. 302 с.
12. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика: учебник для вузов по специальности «Гидравлические машины и средства автоматики». М.: Машиностроение, 1978. 463 с.
13. Ghahremanian S., Svensson K., Tummers M.J., Moshfegh B. Near-field mixing of jets issuing from an array of round nozzles // International Journal of Heat and Fluid Flow. 2014. Vol. 47. P. 84-100. DOI: [10.1016/j.ijheatfluidflow.2014.01.007](https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2014.01.007)
14. Бутаев Д.А., Калмыкова З.А., Подвидз Л.Г. и др. Сборник задач по машиностроительной гидравлике: учеб. пособие для машиностроительных вузов / под

ред. И.И. Куколевского, Л.Г. Подвидза. 5-е изд., стереотип. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 484 с.

15. Пильгунов В.Н., Ефремова К.Д. Особенности истечения жидкостей через отверстия некруглой формы // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2015. № 2. С. 1-23. DOI: [10.7463/0215.0758817](https://doi.org/10.7463/0215.0758817)
16. Кузнецов В.С., Шабловский А.С., Яроц В.В. Влияние фаски на входной кромке отверстия в цилиндрической насадке на его коэффициент расхода // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2014. № 5. С. 46-52.
17. Кузнецов В.С. Исследование потоков жидкости в дроссельных каналах при возникновении кавитации // Вестник ДГТУ. 2011. Т.11, № 1 (52). С. 57-62.