#### электронный научно-технический журнал

## **ИНЖЕНЕРНЫЙ ВЕСТНИК**

издатель ФГБОУ ВПО «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана»

## Верификации математических моделей типовых местных гидравлических сопротивлений

77-48211/645605

# 11, ноябрь 2013 Пильгунов В. Н., Ефремова К. Д. УДК 62-52

> Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана vnp41@yandex.ru efremova.k.d@mail.com

Цель работы. Математическое моделирование гидродинамических процессов в местных гидравлических сопротивлениях, основанное на разработке моделей потоков с последующей верификацией средствами вычислительной техники, недостаточно для точной количественной оценки величины гидравлических сопротивлений и применимо лишь для достаточно простых потоков [1]. При оценке таких потоков, когда в реальное движение жидкости вносят упрощения, принимая симметричными эпюры распределения скоростей движения жидких частиц, отсутствие взаимного влияние рядом расположенных местных сопротивлений, или рассматривая линейными силовые поля, требуется экспериментальная оценка адекватности разработанной модели [2]. Отсутствие возможности точного интегрирования получаемых дифференциальных уравнений вынуждает использовать численные методы или прибегать к линеаризации нелинейностей. Погрешности решения задач могут быть оценены только методами физического моделирования в результате инженерного эксперимента [3]. Получаемые экспериментальные данные определяют поправки, корректирующие результаты математического моделирования или теоретических Существующие рекомендации расчётов [4]. ПО оценке типовых гидравлических сопротивлений не всегда дают достаточно точные результаты, требуют корректировки и могут вызвать серьёзные ошибки на конечном этапе расчёта сложных систем. Целью предлагаемой работы является экспериментальная верификация математических моделей ряда типовых местных гидравлических сопротивлений, наиболее часто встречающихся в системах промышленно-гражданского строительства, гидравлических приводах и системах управления. Экспериментальные исследования проводились на базе универсальных

гидравлических стендов ТМЖ 2, разработанных ООО «РУСУЧПРИБОР» и используемых в учебном процессе и НИИОКР кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавьлматика» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

## Универсальный стенд для исследования местных гидравлических сопротивлений

Подробное описание экспериментального гидравлического стенда ТМЖ 2, его технические характеристики и правила эксплуатации изложены в работе [5]. Общий вид стенда представлен на фото рис. 1.



Рис. 1. Общий вид гидравлического стенда ТМЖ 2

В измерительный комплекс стенда входят панель пьезометров и блок ротаметров (рис.2). В распоряжении исследователя имеется 17 путевых пьезометров, которые предназначены для измерения пьезометрических напоров в сечениях сменных модулей. Блок ротаметров объединяет общим впускным коллектором ротаметры P1, P2 и P3, выходы которых выпускным коллектором подключаются через буферный успокоительный бак к исследуемому сменному модулю.

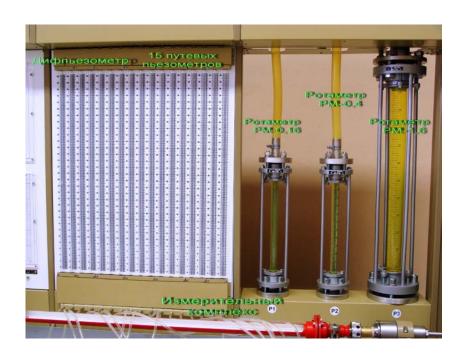


Рис. 2. Панель пьезометров и блок ротаметров

## Экспериментальная верификация математических моделей типовых местных гидравлических сопротивлений

## 1. Местное сопротивление «Внезапное увеличение диаметра трубопровода»

## Базовые понятия.

Местные сопротивления представляют собой участки трубопроводов, на которых векторы скорости частиц изменяются по модулю или направлению, а эпюры распределения скоростей по сечению потока претерпевают существенные изменения.

Гидравлические потери могут быть вызваны как торможением потока стенками канала, так и вихревыми потерями, связанными с отрывом потока от стенок при изменении вектора скорости по модулю или по направлению.

При внезапном расширении потока периферийные струйки по инерции срываются с внутренней острой кромки и образуют наружную поверхность потока, которая отделена от стенок камеры вихревой зоной [6,7]. Затрата энергии на вихреобразование, в последствии преобразующаяся в тепло, является преобладающей в местной потере напора.

Применяя теорему Эйлера, об изменении количества движения [1]:

$$\rho Q(v_2-v_1)=\Sigma F_i$$

к цилиндрическому объёму, который ограничен поперечными сечениями 1 и 2,

соответственно проведёнными по острой кромке на выходе из трубы  $d_1$  и в месте, где поток расширяется и занимает всё сечение большего диаметра  $d_2$ , получим равенство:

$$\rho Q(v_2 - v_1) = 0.785(p_1 - p_2)d_2^2,$$

где  $v_1$  и  $v_2$  — скорость жидкости в сечениях 1 и 2;  $p_1$  и  $p_2$  - давления в центрах тяжести этих сечений. В результирующую  $\Sigma F_i$  внешних сил  $_i$  не вошли сила тяжести выделенного объёма и сила трения между соседними струйками.

Выражая объёмный расход жидкости, через осреднённую скорость  $Q = 0.785v_2d_2^2$  и разделив обе части полученного уравнения на величину  $0.785v_2d_2^2\rho g$ , получим:

$$(p_1 - p_2)/\rho g = v_2(v_2 - v_1)/g,$$

или, после некоторых преобразований,

$$p_1/\rho g + v_1^2/2g = p_2/\rho g + v_2^2/2g + (v_1 - v_2)^2/2g.$$

Полученное выражение представляет собой уравнение Бернулли, а последнее слагаемое в правой части уравнения соответствует потери напора на внезапное расширение потока  $h_{\text{в.p.}}$ :

$$h_{\text{в.р.}} = (v_1 - v_2)^2 / 2g$$
 в форме Борда [8, 9].

Потери напора можно привести к скорости  $v_1$  и свести полученное уравнение к общему виду выражения местных потерь  $h_{\text{в.р.}} = \zeta_{\text{в.р.}} v_1^{\ 2}/2g$ , где коэффициент местной потери  $\zeta_{\text{в.р.}}$  напора на внезапное расширение равен  $\zeta_{\text{в.р.}} = (1 - d_1^{\ 2}/d_2^{\ 2})^2$ .

Таким образом, за математическую модель гидравлических потерь напора в местном сопротивлении типа «Внезапное расширение» принимается формула Борда.

Частным случаем внезапного расширения потока является выход из трубы в бак. При условии, что  $d_2 >> d_1$   $\zeta_{\text{в.р.}} = \zeta_{\text{вых}} = 1$  [10, 11].

Продольное сечение сменного модуля «Внезапное увеличение диаметра трубопровода» представлено на рис. 3.

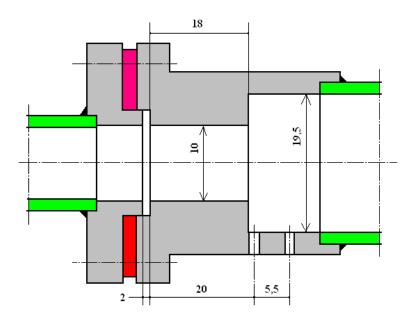
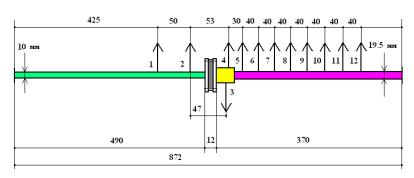


Рис. 3. Продольное сечение местного сопротивления «Внезапное увеличение диаметра трубопровода»

Для точного исследования влияния местного сопротивления на структуру потока перед собой и за собой было использовано 12 путевых пьезометров, установленных в сечениях трубопровода в соответствии с рис. 4.



Сменный модуль "Внезапное расширение потока"

Рис. 4. Расположение контрольных сечений трубопровода

Вид панели пьезометров для одного из контрольных испытаний представлен на фото рис. 5.



Рис. 5. Образец контрольного испытания местного сопротивления

Образец протокола испытаний местного сопротивления представлен в табл. 1.

Таблица 1

No	Показания	Значения	Показания пьезометров в сечениях, мм											
оп.	ротаметра, %	расхода, м <sup>3</sup> /с												
	PT3	$Q3 \times 10^3$	h1	h2	h3	h4	h5	h6	h7	h8	h9	h10	h11	h12
1	41	0,20	402	375	345	341	400	460	465	464	462	461	460	459
2	57	0,27	453	410	360	353	462	564	574	572	567	566	563	562
3	73	0,33	369	310	236	230	402	558	572	570	562	560	556	555
4	90	0,40	280	192	78	60	325	557	580	575	563	562	557	555

Пьезометрические линии, построенные по данным эксперимента, представлены на рис. 6.

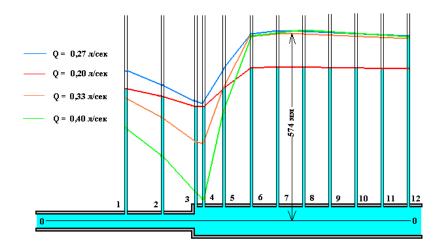


Рис. 6. Пьезометрические линии трубопровода с внезапным увеличением диаметра

Анализ формы пьезометрических линий показывает, что влияние местного сопротивления начинает проявляться в сечении 1 и заканчивается в сечении 7.

В соответствии с уравнением Бернулли, записанным для сечений 1 и 7, экспериментально полученная суммарная потеря напора во внезапном расширении потока определяется выражением (h  $_{1-7}$ ) $_{_{9 \text{ксп.}}} = \text{h1} - \text{h7} + \text{v}_{_{1}}^{2}/2\text{g} - \text{v}_{_{7}}^{2}/2\text{g}$ , где  $\text{v}_{_{1}}$  и  $\text{v}_{_{7}}$  – скорости в сечениях.

По формуле Борда, потеря напора во внезапном расширении потока (  $h_{\text{в.р.}}$ )<sub>Борда</sub> определяется квадратом разности скоростей  $V_1$  и  $V_7$ , определяемых сечениями трубопровода:

$$S1 = 0.785 \times 10^{-4}$$
,  $M^2$  и  $S12 = 3.14 \times 10^{-4}$ ,  $M^2$ .

Можно оценить экспериментально полученную потерю напора при внезапном увеличении диаметра, без учёта потери напора на участке 1-3, как

$$(h_{3-7})_{_{3KC\Pi}} = h3 - h7 + v_1^2/2g - v_7^2/2g.$$

Результаты обработки экспериментальных данных сведены в табл. 2.

Таблица 2

No								
оп.	( h <sub>в.р.</sub> ) <sub>Борда</sub>	(h <sub>3-7</sub> ) <sub>эксп.</sub>	(h <sub>1-7</sub> ) <sub>эксп</sub>	v <sub>1</sub> , m/c	v <sub>7</sub> , м/с	$Re_1$	(h <sub>1-3</sub> ) <sub>эксп</sub>	$K_{\text{B.p.}}$
	M	M	M			$\times 10^{-4}$	M	
1	0,176	0,178	0,235	2,5	0,64	2,50	0,057	1,33
2	0,340	0,352	0,445	3,44	0,86	3,44	0,093	1,31
3	0,506	0,508	0,641	4,2	1,05	4,20	0,133	1,27
4	0,744	0,736	0,938	5,09	1,27	5,09	0,202	1,26

Результаты экспериментальных исследований показывают, что расчёт потерь в местном сопротивлении по формуле Борда не учитывает влияние местного сопротивления на формирование потока перед собой и даёт несколько заниженный результат, который можно скорректировать коэффициентом корреляции  $K_{\text{в.р.}} = (h_{1-7})_{\text{эксп}}/(h_{\text{в.р.}})_{\text{Борда}} > 1$ .

Можно предположить, что уменьшение коэффициента корреляции с увеличением числа Re свидетельствует о снижении влияния местного сопротивления на формирование потока перед собой и при больших значениях числа Re коррекция формулы Борда может не потребоваться.

## 2. Местное сопротивление «Внезапное уменьшение диаметра трубопровода»

## Базовые понятия.

При внезапном сужении поток жидкости резко уменьшает площадь своего «живого» сечения, как при истечении через отверстие с острой кромкой, и затем расширяется, как во внезапном расширении, полностью заполняя сечение трубы [12, 13].

Затрата энергии на вихреобразование, в последствии преобразующаеся в тепло, является преобладающей в местной потере напора.

Степень сжатия потока связана с диаметрами участков  $d_1$  и  $d_2$  соотношением Альтшуля:

$$\varepsilon = 0.57 + 0.043/(1.1 - n)$$
, где  $n = (d_2/d_1)^2$ .

Если  $d_1 >> d_2$  , то  $n \to 0$  и коэффициент сжатия  $\epsilon$  соответствует коэффициенту сжатия на выходе из бака в трубу  $\epsilon_{\text{вых}} = 0.62$ .

Таким образом, суммарная потеря напора при внезапном сужении потока определяется выражением:

$$h_{\text{B.c.}} = \zeta_{\text{OT}} {v_{\text{CW}}}^2 / 2g + (v_{\text{CW}} - v_2)^2 / 2g,$$

где  $v_{cw} = v_2/\epsilon$  — осреднённая скорость потока в сжатом сечении,

 $\zeta_{\rm or} = 0.06$  — коэффициент сопротивления отверстия с квазиострой кромкой.

Приводя выражение потерь к скорости  $v_2$ , получим зависимость потерь от скоростного напора в трубе меньшего диаметра :

$$h_{\text{B.c.}} = (1 + \zeta_{\text{ot}}/\epsilon^2 + 1/\epsilon^2 - 2/\epsilon) v_2^2/2g = \zeta_{\text{B.c.}}v_2^2/2g,$$

где  $\zeta_{\text{B.c.}} = (1 + \zeta_{\text{от}}/\epsilon^2 + 1/\epsilon^2 - 2/\epsilon)$  — коэффициент сопротивления внезапного сужения потока.

С учётом геометрии внезапного сужения потока  $d_1 = 15$  мм;  $d_2 = 10$  мм; n = 0,44;  $\epsilon = 0,598$ ;  $\zeta_{\text{от}} = 0,06$ , расчётное значение коэффициента сопротивления равно  $(\zeta_{\text{в.с.}})_{\text{расч.}} = 0,62$ .

Погрешность полученной математической модели, обусловленная рассмотрением процесса сжатия потока как квазивнезапного [14, 15], без учёта взаимного влияния близко расположенных местных сопротивлений и воздействия местного сопротивления на структуру потока перед собой и после себя, компенсируем введением в выражение потери напора коэффициента коррекции  $K_{B,c}$ , тогда потери на внезапное сужение:

$$h_{B.C.} = K_{B.C.} (1 + \zeta_{or}/\epsilon^2 + 1/\epsilon^2 - 2/\epsilon) v_2^2/2g = K_{B.C.} (\zeta_{B.C.})_{pacq} v_2^2/2g,$$

а само значение коэффициента коррекции К<sub>в.с</sub> получим как отношение экспериментального значения коэффициента расхода к расчётному:

$$K_{\text{в.с.}} = (\zeta_{\text{в.с.}})_{\text{эксп}} / (\zeta_{\text{в.с.}})_{\text{расч}}.$$

На рис. 7 представлено продольное сечение местного сопротивления «Внезапное уменьшение диаметра трубопровода».

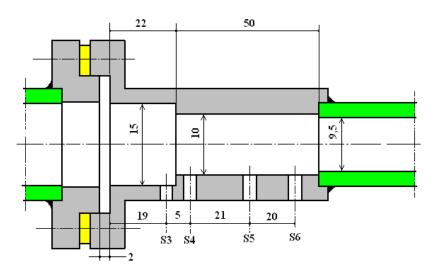
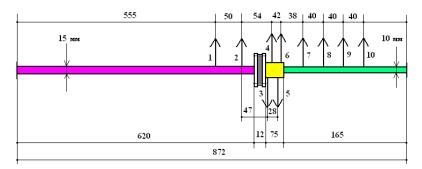


Рис. 7. Продольное сечение местного сопротивления «Внезапное уменьшение диаметра трубопровода»

Для точного исследования влияния местного сопротивления на структуру потока перед собой и за собой было использовано 10 путевых пьезометров, установленных в сечениях трубопровода на модуле «Внезапное сужение потока» в соответствии со схемой рис. 8.



Сменный модуль "Внезапное сужение потока"

Рис. 8. Расположение контрольных сечений

Образец информации, представлен на панели пьезометров и блоке ротаметров при испытании местного сопротивления – рис. 9.

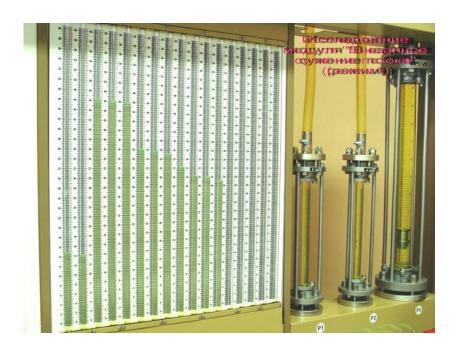


Рис. 9. Образец контрольного испытания местного сопротивления

Образец протокола испытаний местного сопротивления представлен в табл. 3.

№	Показания	Значения	ния Показания пьезометров в сечениях, мм									
ОП	ротаметра, %	расхода, м <sup>3</sup> /с										
	PT3	$Q3 \times 10^3$	h1	h2	h3	h4	h5	h6	h7	h8	h9	h10
1	20	0,12	460	460	458	360	357	350	322	302	300	291
2	44	0,21	583	580	574	241	250	232	140	79	81	78
3	51	0,24	594	590	580	148	165	140	22	0	0	0
4	56	0,26	582	575	559	58	80	54	0	0	0	0

Пьезометрические линии, построенные по результатам экспериментального исследования, показаны на рис. 10.

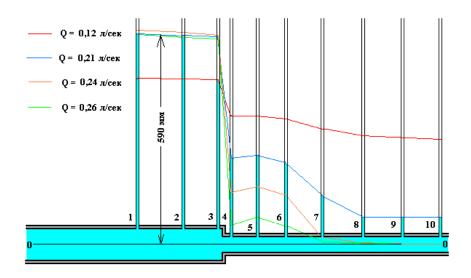


Рис. 10. . Пьезометрические линии трубопровода с внезапным уменьшением диаметра

Анализ формы пьезометрических линий показывает, что местное сопротивление типа «Внезапное сужение потока» практически не влияет на формирование структуры потока перед собой, однако формирование потока за местным сопротивлением заканчивается на достаточном удалении от него в сечении 8.

В соответствии с уравнением Бернулли, записанным для сечений 3 и 8, экспериментально полученная суммарная потеря напора во внезапном сужении потока определяется выражением:

$$(h_{3-8})_{3KCII.} = h_3 - h_8 + v_3^2/2g - v_8^2/2g.$$

Результаты обработки экспериментальных данных представлены в табл. 4.

Таблица 4

$N_{\underline{0}}$							
оп.	(h <sub>3-8</sub> ) <sub>эксп</sub>	v <sub>3</sub> , m/c	v <sub>8</sub> , м/c	$Re_8$	(h <sub>B.c</sub> )	$\zeta_{\mathrm{B.c.}}$	K <sub>B.c.</sub>
	М			$\times 10^{-4}$	эксп.	эксп.	
1	0,156	0,68	1,528	1,528	0,06	0,49	0,80
2	0,495	1,189	2,675	2,675	0,202	0,50	0,80
3	0,580	1,359	3,057	3,057	0,198	0,52	0,84
4	0,575	1,472	3,31	3,31	0,126	0,55	0,89

Результаты экспериментальных исследований показали, что при малых значениях числа Рейнольдса  $1,53 \times 10^4 < Re_8 < 3,30 \times 10^4$  определение коэффициента сопротивления в соответствии с геометрией внезапного сужения потока даёт несколько завышенный результат  $(\zeta_{\text{B.c.}})_{\text{расч.}} = 0,62$ ., по сравнению с его осреднённым экспериментальным значением  $(\zeta_{\text{B.c.}})_{\text{эксп}} = 0,515$ . Такое несоответствие может быть устранено введением осреднённого значения коэффициента коррекции  $K_{\text{B.c.}} = 0,83$ . Следует отметить, что с увеличением числа Re коэффициент коррекции  $K_{\text{B.c.}}$  также увеличивается и можно предположить, что при больших значениях числа Re  $> 1 \times 10^5$  он может достичь значения  $K_{\text{B.c.}} = 1$  и тогда корректировка значения коэффициента сопротивления  $(\zeta_{\text{B.c.}})_{\text{расч.}} = 0,62$  не требуется.

## 3. Местное сопротивление «Труба Вентури»

## Базовые понятия.

Местное сопротивление «Труба Вентури», часто используемое в качестве расходомера со стабильной расходно-перепадной характеристикой, и представляет собой комбинацию коноидального насадка и оптимального диффузора [16].

Внутренний профиль насадка очерчивается по форме естественно сжатой струи, благодаря чему обеспечивается безотрывность течения внутри насадка, устойчивый бескавитационный режим, очень малые гидравлические потери ( $\zeta_{\text{к.н.}} = 0.03$ ) и значения коэффициентов сжатия и расхода близкие к единице ( $\epsilon = 0.99$ ;  $\mu = 0.98$ ).

Добавление диффузора снижает давление в сжатом сечении и более чем в два раза

увеличивает расход через коноидальный насадок. Суммарная потеря напора в диффузоре состоит из потерь на трение в конической трубе:

$$h_{Tp} = [\lambda (1 - 1/n^2)/8\sin 0.5\alpha] v_1^2/2g,$$

где  $n = (d_2/d_1)^2 > 1$  – степень расширения диффузора,  $\alpha$  - угол раскрытия диффузора,

v<sub>1</sub> – скорость в узком сечении диффузора,

и потери в плавном расширении потока, подсчитанной по формуле Борда с учётом коэффициента смягчения внезапного расширения  $\kappa = \sin \alpha$ :

$$h_{\text{диф.}} = \kappa (v_1 - v_2)^2 / 2g,$$

где  $v_2$  – скорость потока в трубе.

Суммарная потеря напора в трубе Вентури  $h_{\text{вент.}}$  складывается из потери в коноидальном насадке:

$$h_{K.H.} = \zeta_{K.H.} v_1^2/2g$$

и суммарной потери в диффузоре:

 $h_{\text{вент.}} = h_{\text{тр}} + h_{\text{диф.}} + h_{\text{к.н.}} = \zeta_{\text{к.н.}} v_1^2/2g + [[\lambda \, (1-1/n^2)/8 \text{sin}0.5\alpha] v_1^2 + k(v_1-v_2)^2]/2g$ , которая может отличаться от экспериментально полученной потери, поскольку при суммировании потерь не учитывается взаимное влияние близко расположенных местных сопротивлений и воздействия местных сопротивлений на структуру потока перед собой и после себя [17].

Эту погрешность можно оценить коэффициентом коррекции Квент

$$K_{\text{вент.}} = 2g \; (h_{\text{вент.}})_{\text{эксп.}} / \big[ \left[ \lambda \; (1 - 1/n^2) / 8 sin 0.5 \alpha \right] v_1^{\; 2} + \kappa (v_1 - v_2)^2 + \; \zeta_{\text{к.н.}} v_1^{\; 2} \big],$$

где  $(h_{\text{вент.}})_{\text{эксп.}} = \Delta H$  — полученная в результате эксперимента суммарная потеря напора в трубе Вентури как разность пьезометрических напоров в сечениях трубы Вентури перед коноидальным насадком и на выходе из диффузора.

## Проводимость расходомера «Труба Вентури».

Если труба Вентури» используется в качестве расходомера, экспериментально оценивается его проводимость. Уравнение Бернулли, записанное для сечений 3 и 4 (рис.11) имеет вид:

$$p_3/\rho g + {v_3}^2/2g = p_4/\rho g + {v_4}^2/2g + \xi_{\text{\tiny K.H.}} \, {v_4}^2/2g.$$

Приведём полученное уравнение к скорости  $v_4$  с учётом уравнения неразрывности  $v_3 = mv_4$ , где  $m = S_4/S_3 < 1$  – коэффициент сжатия потока в коноидальном насадке,  $S_3$  и  $S_4$  – площади «живых» сечений 3 и 4:

$$p_{3}/\rho g + \ {v_{4}}^{2} \left(m\right)^{2} \! / \! 2g \ - p_{4}/\rho g - {v_{4}}^{2} \! / \! 2g - \xi_{\kappa,\mathrm{H.}} \ {v_{4}}^{2} \! / \! 2g \ = 0.$$

Средняя скорость потока и объёмный расход в коноидальном насадке принимают значение:

$$v_4 = \{[2g(p_3/\rho g - p_4/\rho g)]/[1 + \xi_{\text{\tiny K.H.}} - (m)^2]\}^{0,5};$$

$$Q \; = \; v_4 \; S4 = S4 \left\{ 2g/[1 + \xi_{\text{\tiny K.H.}} - (m)^2] \right\}^{0,.5} \times \left( p_3/\rho g - p_4/\rho g \right)^{0,5} = G(p_3/\rho g - p_4/\rho g)^{0,5},$$

где  $G = S4\{2g/[1+\xi_{\kappa.н.}-(m)^2]\}^{0,.5}$  — расчётное значение проводимости расходомера «Труба Вентури».

Для  $S_4 = 0.785 \times 10^{-4}$ ,  $M^2$ ;  $\xi_{\text{к.н.}} = 0.03$ ; m = 0.25 расчётное значение проводимости равно  $G_{\text{расч}} = 0.353 \times 10^{-4}$ .

## Полное гидравлическое сопротивление расходомера «Труба Вентури».

Для определения полного гидравлического сопротивления расходомера «Труба Вентури» запишем уравнение Бернулли для сечений 3 и  $S_8$ :

$$p_{3}/\rho g + {v_{3}}^{2}/2g = p_{8}/\rho g + {v_{8}}^{2}/2g + \xi_{\text{к.н.}} \ {v_{4}}^{2}/2g + \xi_{\text{диф.}} \ {v_{4}}^{2}/2g,$$

где  $\xi_{\text{диф.}} = [[\lambda \ (1 - 1/n^2)/8 \sin \ 0.5\alpha] + k(1 - 1/n)^2]$  — коэффициент полного сопротивления диффузора, приведённый к скорости в сжатом сечении, зависящий от его угла раскрытия  $\alpha$ :  $\xi_{\text{диф.}} = \xi_{\text{диф.}}(\alpha)$ .

После преобразования уравнения Бернулли с учётом равенства скоростей  $v_3 = v_8$ , получим выражение для определения экспериментального значения коэффициента полного сопротивления трубы Вентури  $(\xi_{\text{вент.}})_{\text{эксп.}}$ :

$$(\xi_{\text{BEHT}})_{3\text{KCII}} = 2g (p_3/\rho g - p_8/\rho g)/v_4^2 = 2g (h_3 - h_8)/v_4^2$$
.

Расчётное значение коэффициента полного гидравлического сопротивления расходомера «Труба Вентури», приведённого к скорости в сжатом сечении, будем определять как сумму  $(\xi_{\text{вент.}})_{\text{расч.}} = (\xi_{\text{к.н.}} + \xi_{\text{диф}}).$ 

Для исследуемого диффузора угол раскрытия  $\alpha = 5^{-0}$  и его коэффициент полного сопротивления, в соответствии с [4],  $\xi_{\text{диф.}} = 0,16$ . Таким образом, расчётное значение коэффициента гидравлического сопротивления трубы Вентури может быть оценено величиной ( $\xi_{\text{вент.}}$ )<sub>расч.</sub> = 0,16+0,03=0,19.

Погрешность полученной математической модели, обусловленная рассмотрением процесса без учёта взаимного влияния близко расположенных местных сопротивлений и воздействия местного сопротивления на структуру потока перед собой и после себя, компенсируем коэффициентом коррекции коэффициента полного гидравлического сопротивления расходомера «Труба Вентури»:

$$K_{\text{вент.}} = (\zeta_{\text{вент.}})_{\text{эксп}} / (\zeta_{\text{вент.}})_{\text{расч.}}$$

Продольное сечение сменного модуля «Труба Вентури» представлено на рис.11.

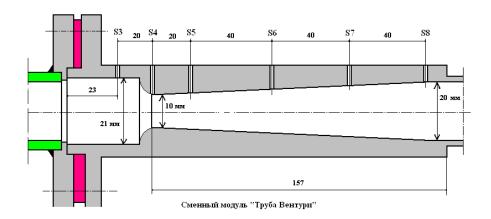
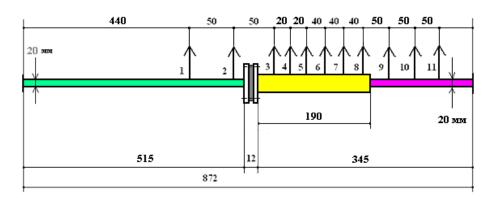


Рис. 11. Продольное сечение расходомера «Труба Вентури»

Для полного исследования влияния местного сопротивления на структуру потока перед собой и за собой было использовано 11 путевых пьезометров, установленных в сечениях трубопровода в соответствии со схемой рис. 12.



Сменный модуль "Труба Вентурн"

Рис.12. Расположение контрольных сечений «Трубы Вентури»

Образец контрольных испытаний представлен на фото рис. 13.



Рис. 13. Образец контрольных испытаний

Образец протокола испытаний местного сопротивления представлен в табл. 5.

Таблица 5

No	Показания	Значения		Показания пьезометров в сечениях, мм									
оп	ротаметра, %	расхода, м <sup>3</sup> /с											
	PT3	$Q3 \times 10^3$	h1	h2	h3	h4	h5	h6	h7	h8	h9	h10	h11
1	12	0,085	431	430	430	365	374	400	411	414	414	414	414
2	36	0,173	431	480	479	240	220	350	398	409	410	410	410
3	53	0,25	518	515	514	65	16	274	364	382	388	387	386
4	55	0,258	610	605	605	133	87	355	445	465	472	470	470

Пьезометрические линии расходомера «Труба Вентури» представлены на рис. 14.

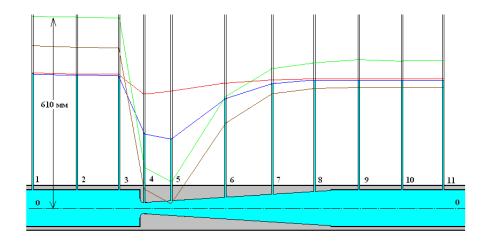


Рис. 14. Пьезометрические линии расходомера «Труба Вентури»

Анализ формы пьезометрических линий показывает, что влияние местного сопротивления начинает проявляться в сечении 3 и заканчивается в сечении 8.

Результаты обработки экспериментальных данных представлены в табл. 6.

Таблица 6

No॒							
оп.	$(h_{3-4})$	$(h_{3-8})$	$v_4$	$Re_4$	G	$\zeta_{ ext{вент.}}$	Квент.
	М	M	м/с	× 10 <sup>-4</sup>	эксп.	эксп.	
	0.045	0.01.5	1.00	1.00	0.20		4.40
1	0,065	0,016	1,08	1,08	0,38	0,27	1,42
2	0,239	0,069	2,2	2,2	0,35	0,28	1,47
3	0,449	0,126	3,18	3,18	0,37	0,25	1.31
4	0,472	0,133	3,28	3,28	0,37	0,24	1,26

Результаты исследования расходомера «Труба Вентури» показали, что расчётное значение коэффициента проводимости практически совпадает с его экспериментальным значением

$$(G_{\text{pac-1}} = 0.353 \times 10^{\text{-4}}; \ G_{\text{эксп.}} = 0.37 \times 10^{\text{-4}})$$

и корреляция математической модели не требуется. Экспериментальное значение

коэффициента гидравлического сопротивления расходомера больше расчётного и требуется корреляция: коэффициент корреляции при полученных значениях числа Рейнольдса лежит в диапазоне  $1,42 > K_{\text{вент}} > 1,26$ , уменьшается при увеличении числа Re и можно предположить, что при больших значениях Re  $> 5 \times 10^5$  корреляция математической модели требуется.

## 4. Местное сопротивление «Расходомерная диафрагма»

## Базовые понятия.

Способ измерения расхода по перепаду статических напоров основан на уменьшении сечения потока посредством сужающего устройства, что вызывает увеличение скорости и уменьшение пьезометрического напора. Получаемый перепад напоров связан с расходом жидкости функциональной зависимостью, которая является расходно-перепадной характеристикой расходомера. При составлении уравнения Бернулли за контрольные сечения выбирают сечения, непосредственно перед сужающим устройство, и в узости, где осреднённая скорость в сжатом сечении принимает наибольшее значение. Наиболее простым видом сужающего устройства является отверстие с острой кромкой, или так называемая нормальная диафрагма [18], однако простота конструкции вызывает повышенное гидравлическое сопротивление и зависимость коэффициента расхода от остроты входной кромки. Как правило, сужающее устройство работает в турбулентном режиме и коэффициенты кинетической энергии в уравнении Бернулли принимаются равными единице.

Если обозначить через  $v_4$  осреднённую скорость потока в сечении перед сужающим устройством  $S_4$ =0,785 $d_1^2$ , а через  $v_5$  - скорость в сжатом сечении  $S_5$  =  $\epsilon S_{\text{отв}}$  , где  $\epsilon$  – коэффициент сжатия струи при её прохождение через отверстие с острой кромкой площадью  $S_{\text{отв}}$  =  $0.785d_2^2$  , то уравнение Бернулли, записанное для упомянутых выше сечений, устанавливает связь между разностью пьезометрических напоров и скоростью в сжатом сечении  $\Delta H$  =  $(p_4 - p_5)/\rho g$ ,  $\Delta H$  =  $[1 - (n)^2 + \zeta_{\text{отв}}]v_5^2/2g$ , или  $v_5$  =  $(2g\Delta H)^{0.5}/[1 - (n)^2 + \zeta_{\text{отв}}]^{0.5}$  , где n =  $\epsilon S_{\text{отв}}/S_4$  – степень сужения потока в расходомерной диафрагме.

Переходя к уравнению расхода в сжатом сечении:

$$Q \ = \ S_5 (2g\Delta H)^{0,5} \! / \! [1 - \ (n)^2 \ + \zeta_{\text{otb}}]^{0,5}$$

и вводя понятие проводимость расходомера:

$$G = \epsilon S_{\text{otb}} \left\{ 2g / [1 - (n)^2 + \zeta_{\text{ot}}] \right\}^{0.5},$$

получим расходно - перепадную характеристику расходомера  $Q = G(\Delta H)^{0,5}$ .

Коэффициент сжатия струи  $\epsilon$  зависит от квадрата модуля расходомерной диафрагмы  $m = d_{\text{отв}}/d_{\text{трубы}} \ \text{и определяется} \ \text{по формуле Альтшуля} \ \epsilon = 0.57 + 0.043/(1.1 - \text{m}^2).$ 

Стандартная нормальная расходомерная диафрагма имеет нижеследующие соотношения характерных размеров:

- модуль диафрагмы  $m = d_{\text{отв}}/d_{\text{трубы}}$  (для исследуемого расходомера  $d_{\text{отв}} = 10$ мм,  $d_{\text{трубы}} = 15$ мм и m = 0,666);
- коэффициент сжатия струи  $\varepsilon = 0.598$ ;
- толщина стенки диафрагмы  $\delta \le 0.1 d_{\text{трубы}}$ ;
- ширина притупления острой кромки  $\gamma \le 0.02 d_{\text{трубы}};$
- угол фаски со стороны тыльной плоскости диафрагмы  $\beta \ge 90^{\circ}$ ;
- степень сужения потока  $n = \varepsilon S_{\text{отв}} / S_4 = 0,266$ .

Расчётное значение проводимости принимает значение (G)<sub>расч.</sub> = 0.21.

При прохождении через *расходомерную диафрагму* поток жидкости резко уменьшает площадь своего «живого» сечения, и затем увеличивает, как во внезапном расширении, полностью заполняя сечение трубы. Затрата энергии на вихреобразование, в последствии преобразующаеся в тепло, является преобладающей в местной потере напора.

Анализ пьезометрической линии рис. 16 показывает, что влияние отверстия с острой кромкой начинается в сечении 4 и заканчивается в сечении 9, таким образом, суммарная потеря напора  $h_{\text{диаф}}$  при прохождении потока через расходомерную диафрагму определяется выражением:

$$h_{\text{лиаф}} = \zeta_{\text{от}} {v_{\text{сж}}}^2 / 2g + (v_{\text{сж}} - v_9)^2 / 2g,$$

где  $v_{\text{сж}} = v_9 S_9 / \epsilon S_{\text{отв.}}$  - скорость потока в сжатом сечении,  $\zeta_{\text{от}} = 0.05$  - коэффициент сопротивления отверстия с острой кромкой.

Приводя выражение потерь к скорости в трубе v<sub>9</sub>, получим зависимость потерь от скоростного напора в трубе:

$$h_{\text{диаф...}} = (1 + \zeta_{\text{от}}/n^2 + 1/n^2 - 2/n) v_9^2/2g = (\zeta_{\text{диаф}})_{\text{расч..}} v_9^2/2g,$$

где  $(\zeta_{\text{диаф}})$ расч... =  $(1+\zeta_{\text{от}}/n^2+1/n^2-2/n)$  — расчётное значение суммарного коэффициента сопротивления расходомера, выполненного на базе диафрагмы.

С учётом геометрии диафрагменного расходомера  $d_4 = d_9 = 15$  мм;  $d_{\text{отв.}} = 10$  мм;  $\epsilon = 0.598$ ;  $\epsilon = 0.266$ ;  $\epsilon = 0.05$ , расчётное значение коэффициента сопротивления, приведённого к скорости жидкости в трубе, равно  $(\xi_{\text{диаф.}})_{\text{расч.}} = 8.3$ .

Продольное сечение сменного модуля «Расходомерная диафрагма» представлено на рис. 15.

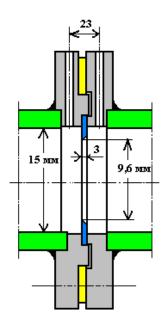


Рис. 15. Продольное сечение сменного модуля «Расходомерная диафрагма»

Для исследования влияния расходомерной диафрагмы на структуру потока перед собой и за собой было использовано 13 путевых пьезометров, установленных в сечениях трубопровода в соответствии со схемой рис. 16.

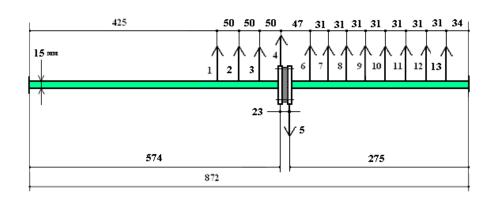


Рис. 16. Расположение контрольных сечений

Сменный модуль "Мерная шайба"

Образец контрольных испытаний представлен на фото рис. 17.



Рис. 17. Образец контрольных испытаний расходомерной диафрагмы

Протокол испытаний местного сопротивления представлен в табл. 7.

Таблица 7

$N_{\underline{0}}$	Показания	Значения		Показания пьезометров в сечениях, мм											
ОП	ротаметра, %	расхода, м <sup>3</sup> /с													
	PT3	$Q3 \times 10^3$	h1	h2	h3	h4	h5	h6	h7	h8	h9	h10	h11	h12	h13
1	19	0,110	520	519	513	520	345	405	400	398	417	417	411	410	410
2	39	0,192	573	561	553	572	49	225	255	260	264	263	262	247	250
3	42	0,20	606	592	584	606	18	217	248	250	260	260	260	240	240

Пьезометрические линии магистрали со встроенной в неё расходомерной диафрагмой представлены на рис. 18.

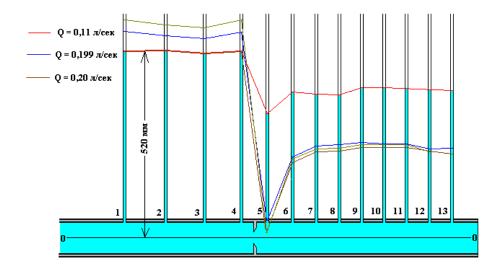


Рис. 18. Пьезометрические линии трубопровода со встроенной расходомерной диафрагмой

Анализ пьезометрических линий показывает, что влияние отверстия с острой кромкой начинается в сечении 4 и заканчивается в сечении 9, таким образом, суммарная потеря напора при прохождении потока через расходомерную диафрагму определяется выражением:

$$h_{\text{диаф.}} = \zeta_{\text{от}} {v_{\text{сж}}}^2 / 2g + (v_{\text{сж}} - v_9)^2 / 2g,$$

где  $v_{\text{сж}} = v_9 S_9 / \epsilon S_{\text{отв.}}$  - скорость потока в сжатом сечении,  $\zeta_{\text{от}} = 0.05$  - коэффициент сопротивления отверстия с острой кромкой.

Приводя выражение потерь к скорости в трубе  $v_9$ , получим зависимость потерь от скоростного напора в трубе:

$$h_{\text{диа}\varphi..} = (1 + \zeta_{\text{от}}/n^2 + 1/n^2 - 2/n) \ v_9^2/2g = \ (\zeta_{\text{диа}\varphi})_{\text{расч..}} v_9^2/2g,$$
 где 
$$(\zeta_{\text{диа}\varphi})_{\text{расч..}..} = (1 + \zeta_{\text{от}}/n^2 + 1/n^2 - 2/n) - \text{расчётное} \qquad \text{значение} \qquad \text{суммарного}$$
 коэффициента сопротивления расходомера, выполненного на базе диафрагмы.

Экспериментальное значение суммарного коэффициента сопротивления расходомера, выполненного на базе диафрагмы, определим из соотношения  $(\zeta_{\text{диаф.}})_{\text{эксп.}} = 2g (h_4 - h_9) / v_9^2$ . Результаты обработки экспериментальных данных представлены в табл. 8.

No							
оп.	$(h_{4-5})$	(h <sub>4 - 9</sub> )	$V_9$	Re <sub>9</sub>	G	ζ <sub>диаф.</sub>	$K_{ ext{диаф.}}$
	M	M	м/с	$\times 10^{-4}$	эксп.	эксп.	
1	0,179	0,103	0,623	0,934	0,262	5,20	0,626
2	0,523	0,310	1,087	1,60	0,265	5,14	0,619
3	0,588	0,346	1,136	1,70	0,261	5,20	0,626

Погрешность полученной математической модели, обусловленная рассмотрением процесса расширения потока как квазивнезапного, без учёта взаимного влияния близко расположенных местных сопротивлений и воздействия местного сопротивления на структуру потока перед собой и после себя, компенсируем введением в выражение потери напора коэффициента коррекции:

$$h_{\text{диаф.}} = K_{\text{диаф.}} (1 + \zeta_{\text{от}}/n^2 + 1/n^2 - 2/n) v_9^2/2g = K_{\text{диаф.}} (\zeta_{\text{диаф.}})_{\text{расч}} v_2^2/2g,$$

а само значение коэффициента коррекции получим как отношение экспериментального значения коэффициента расхода к расчётному:

$$K_{\text{диаф.}} = (\zeta_{\text{диаф.}})_{\text{эксп}} / (\zeta_{\text{диаф.}})_{\text{расч.}},$$

где  $(\zeta_{\text{диаф.}})_{\text{расч.}} = 8,3$  - расчётное значение коэффициента сопротивления расходомера.

# **5.** Местное сопротивление *«Силовое воздействие струи жидкости на дефлектор»* <u>Базовые понятия.</u>

Составим математическую модель процесса обтекания конической поверхности дефлектора струёй жидкости.

Вырежем сечениями 1-1 и 2-2 объём в потоке жидкости (рис.19):

сечение 1-1 представляет из себя площадь струи  $S_c = 0.785\ d_c^2$ , где  $d_c$  – диаметр струи, а сечение 2-2 является конической поверхностью вращения. Центры тяжести сечений лежат на оси и  $z_1 = z_2 = 0$ . Уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2 в избыточной системе единиц измерения давления принимает вид:

$$\alpha_1 {v_1}^2 / 2g \ = \alpha_2 {v_2}^2 / 2g + h_\pi \ ,$$

где  $h_{\pi}$  – суммарная потеря напора, определяемая трением жидкости на поверхности конуса и трением растекающейся струи на поверхности раздела двух сред жидкость – воздух.

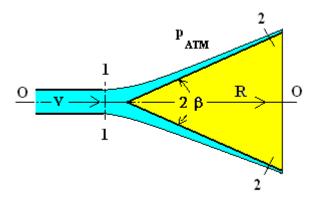


Рис. 19. Обтекание конической поверхности дефлектора струёй жидкости

Выразим из полученного уравнения скорость v2:

$$v_2 = (\alpha_1 v_1^2 / \alpha_2 - 2gh_{\Pi} / \alpha_2)^{0.5}$$
.

Для определения силы динамического воздействия струи R на дефлектор, воспользуемся теоремой Эйлера [1, 2] об изменении количества движения жидкого объёма в её проекции на ось 0-0 R =  $\rho Q(v_1 - v_2 \cos \beta)$ , где Q — объёмный расход струи;  $\beta$  - половина угла конусности дефлектора 2 $\beta$ . После подстановки в уравнение силы значений скоростей, с учётом равенства  $v_1 = Q/S$ , получим общее выражение для определения величины этой силы для различного вида дефлекторов:

$$R = \rho Q[Q/S - cos\beta(\alpha_1Q^2/S^2\alpha_2 - 2gh_n/\alpha_2)^{0,5}]. \label{eq:Rate}$$

Обычно, в инженерных расчётах пренебрегают гидравлической потерей, обусловленной трением  $h_{\pi}=0$  и принимают для турбулентного режима  $\alpha_1=\alpha_2=1$  [19].

В этом случае сила динамического воздействия струи R на дефлектор определяется упрощенным равенством:

$$R = \rho Q(Q/S - \cos\beta Q/S) = \rho Q^2/S(1 - \cos\beta)$$

и в литературе рассматривается как математическая модель в воздействия струи на стенкупреграду.

Сечения исследованных видов дефлекторов представлены на рис. 20.

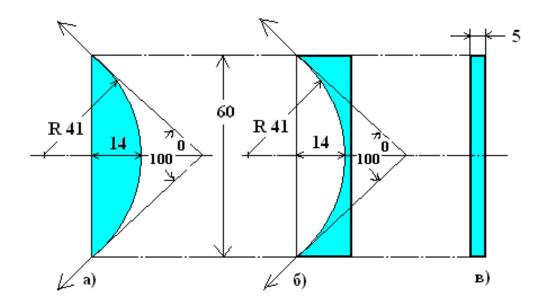


Рис. 20. Геометрия дефлекторов

а) «Прямая полусфера»; б) «Обратная полусфера» (ковш); в) «Плоская пластина» Дефлекторы, закреплённые на общем шпинделе, показаны на рис. 21.



Рис. 21. Модуль сменных дефлекторов

На шпинделе модуля на упругих тензометрических пластинах закреплены дефлекторы: плоская пластина, прямой полусферический дефлектор и обратный полусферический дефлектор (ковш). Измерение усилия на дефлекторе осуществляется тензометрическим

способом. В качестве вторичной аппаратуры используется авиационная 4-канальная тензостанция ТА5 (рис. 22).



Рис. 22. Передняя панель авиационной 4-х канальной тензостанции ТА5

Тарирование измерительных каналов осуществлялось с использованием разновесов, устанавливаемых на грузовую платформу.

Для исследуемых видов дефлекторов величина сила динамического воздействия струи R в турбулентном режиме  $\alpha_1=\alpha_2=1$  без учёта гидравлических потерь на трение будет определяться выражениями:

- для плоского дефлектора  $\beta=90^{\circ};\ cos\beta=0;\ R=\ \rho Q^{2}\!/S;$
- для прямого полусферического дефлектора  $\beta=50^0;$   $\cos\beta=0,65;$   $(1-\cos\beta)=0,35;$   $R=0,35\rho Q^2/S;$
- для обратного полусферического дефлектора (ковша)  $\beta=130^0; \cos\beta=-0.65;$   $(1-\cos\beta)=1.65; \ R=1.65\rho Q^2/S.$

Результаты экспериментального исследования силового воздействия струи на дефлекторы представлены в табл. 9.

Таблица 9

Вид дефлектора	$Q \times 10^3$ ,	R <sub>эксп.</sub> ,	R <sub>pacч.</sub> ,	$K_{\text{корр.}} = R_{\text{ЭКСП.}} / R_{\text{расч.}}$
	м <sup>3</sup> /сек	Н	Н	
«Плоская пластина»	0,197	0,61	0,77	0,79
	0,237	1,10	1,12	0,98
	0,280	1,40	1,56	0,89
	0,320	1,80	2,04	0,88
	0,363	2,25	2,62	0,86
	0,410	2,90	3,34	0,87
«Обратная полусфера»	0,197	1,20	1,27	0,94
(ковш)	0,237	1,75	1,84	0,95
	0,280	2,45	2,57	0,95
	0,320	3,20	3,36	0,95
	0,363	4,15	4,32	0,96
	0,410	5,35	5,52	0,97
«Прямая полусфера»	0,197	0,30	0,27	1,11
	0,237	0,40	0,39	1,12
	0,280	0,65	0,55	1,18
	0,320	0,85	0,72	1,18
	0,363	1,10	0,92	1,19
	0,410	1,45	1,20	1,21

Результаты, приведённые в табл. 9, свидетельствуют о хорошей корреляции расчётов, которые выполнены по упрощённой математической модели силового воздействия струи на дефлектор. При этом сделаны допущения: равенство коэффициентов кинетической энергии  $\alpha_1 = \alpha_2$  без учёта сил трения струи о поверхность дефлектора, с экспериментальными данными: силы вязкого трения струи о поверхность прямой полусферы увеличивает силу воздействия струи на дефлектор и уменьшает эту силу на обратной полусфере.

## Список литературы

- 1. Башта Т.М., Руднев С.С. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. Учебник для машиностроит. вузов. Изд. 2-е, перераб. -М.: «Машиностроение», 1982, 423 с.
- 2. Зелькин Г.Г. Нестационарные течения в местных сопротивлениях. Минск, 1981, 41 с.
- 3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Под. ред. Штейнберга М.О., 3-е изд., перераб. и дополн., М., «Машиностроение», 1992, 672 с.
- 4. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. М., «Машиностроение», 1982, 224 с.
- 5. Пильгунов В.Н., Ефремова К.Д. Гидравлический стенд для верификации

- математических моделей местных гидравлических сопротивлений. Журн. «Инженерный вестник»: Электронное научно-техническое издание, 2013.
- 6. Альтшуль А.Д., Арзуманов Э.С., Везиров Р.Е. Экспериментальное исследование зависимости коэффициента сопротивления при внезапном расширении потока от числа Рейнольдса. Журн. «Нефтяное хозяйство», 1967, № 4, с. 64-70.
- 7. Гиневский А.С. Расчёт потерь в расширяющихся и сужающихся каналах. Журн. «Промышленная аэродинамика», 1956, № 7, с. 15-16.
- 8. Данцыг А.Я., Петров Н.М. К вопросу определения потерь в каналах с внезапным расширением, расположенным за диффузором. Изв. вузов. «Авиационная техника», 1981, № 3, с. 86-89.
- 9. Карев В.Н. Потери напора при внезапном расширении трубопровода. Журн. «Нефтяное хозяйство», 1952, № 11 и 12, с. 13-16.
- 10. Киселёв П.Г. Справочник по гидравлическим расчётам. М.,Л., «Госэнергоиздат», 1957, 350 с.
- 11. Мигай В.К. О расчёте потерь в диффузорах с отрывом потока, Журн. «Теплоэнергетика», 1983, № 9, с. 38-40.
- 12. Альтшуль А.Д., Калицун В.М. О коэффициенте сопротивления конфузоров. Изв. вузов, «Энергетика», 1960, № 7, с. 130-136.
- 13. Зарянкин А.Е., Головина Л.Г., Этт В.В. Влияние режимных параметров на характеристики конических диффузоров. Журн. «Теплоэнергетика», 1967, № 4, с. 27-34.
- 14. Карев В.Н. Потери напора при внезапном сужении трубопровода и влияние местных сопротивлений на нарушение потока. Журн. «Нефтяное хозяйство», 1953, № 8, с. 3-7.
- 15. Гижа Е.А. Стабилизация напорных турбулентных потоков после местных сопротивлений. Дисс. ...канд. техн. наук. Киев, 1986, 186 с.
- 16. Бутаев Д.А., Калмыкова З.А. и др. Сборник задач по машиностроительной гидравлике. Учеб. пособие для машиностроительных вузов. Под. ред. Куколевского И.И. 5-е изд., стереотипное. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002.-448 с.
- 17. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчётам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы),. М., 1984, 296 с.
- 18. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередач. Учеб. пособие для машиностроит. вузов. Под ред. Руднева С.С. и Подвидза Л.Г. Изд. 2-е, перераб. и дополн..М.,1974. 416 с.
- 19. Керенский А.М. О связи коэффициента сопротивления трения с числом Рейнольдса и относительной шероховатостью. Журн. «Теплоэнергетика», 1972, № 10, с. 78-79.