

УДК 627.844

UDC 627.844

**ИСПЫТАНИЯ СТРУЙНЫХ НАСОСОВ,
УСТАНОВЛЕННЫХ НА ЛИНИИ
РЕЦИРКУЛЯЦИИ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ
ОСЕВЫХ НАСОСОВ НОВОЧЕРКАССКОЙ
ГРЭС****TESTING OF JET PUMPS INSTALLED ON THE
RECIRCULATING LINE OF CIRCULATION
AXIAL FLOW PUMPS OF NOVOCHERKASSK
HYDROELECTRIC POWER STATION**

Ананьев Сергей Сергеевич

Ananyev Sergey Sergeevich

Тарасьянц Сергей Андреевич
д.т.н., профессор
ФГБОУ ВПО «Новочеркасская государственная
мелиоративная академия», Новочеркасск, Россия

Taraslyants Sergey Andreevich
Dr.Sci.Tech., professor
FSBEI HPI «Novocherkassk State Land Reclamation
Academy», Russia

В приведенной статье рассмотрены испытания струйных насосов, установленных на линии рециркуляции циркуляционных осевых насосов. С целью повышения высоты всасывания циркуляционных насосов, проведен ряд опытов с различными диаметрами сопел и местами их установок. По результатам опытов сделаны основные выводы

The testing of jet pumps, installed on the recirculation line of circulation axial pumps are dealt with in this article. A number of experiments with nozzles of different diameter and installation sites have been conducted to increase the suction head of circulation pumps. The main conclusions have been done after testing

Ключевые слова: ЦИРКУЛЯЦИОННЫЙ ОСЕВОЙ НАСОС, ЛИНИЯ РЕЦИРКУЛЯЦИИ, СТРУЙНЫЙ НАСОС, ВЫСОТА ВСАСЫВАНИЯ, ДИАМЕТР СОПЛА, ВЕЛИЧИНА ПОДПОРА, ОБТЕКАТЕЛЬ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Keywords: CIRCULATION AXIAL FLOW PUMP, RECIRCULATING LINE, JET PUMP, SUCTION HEAD, NOZZLE DIAMETER, BACKWATER BULK, IMPELLER FAIRING

Испытания струйных насосов на циркуляционной насосной станции (рис. 1) Новочеркасской ГРЭС, установленных на входе осевого насоса (рис. 2) проводились с целью повышения высоты всасывания циркуляционных насосов.

Первоначально по первому опыту для установки принято конически сходящееся сопло с углом конусности 8° и длиной цилиндрической части на выходе 15 мм (рис. 3). Диаметр сопла 120 мм принят по таблице 1 для максимальной подачи в линии рециркуляции $576 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($0,16 \text{ м}^3/\text{с}$), при этом на основании ранее приведённых расчётов определялись секундная кинетическая энергия рециркуляционного потока $14735 \text{ кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}^2$ и основного потока $32294 \text{ кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}^2$ для расхода $14000 \text{ м}^3/\text{ч}$, при этом расчётная удельная кинетическая энергия составила $0,59 \text{ м}$.

Таблица 1 – Диаметр сопла в зависимости от расхода в рециркуляционном потоке при максимальном напоре перед соплом 12 м
($V_o=14,57$ м/с)

Диаметр сопла, мм		100	120	140	160	180	200	220	240
Площадь, м ²		0,0078	0,0110	0,0150	0,0200	0,0250	0,0310	0,0450	0,0530
Расход на циркуляцию в сопле	м ³ /ч	396	576	792	1044	1290	1620	1940	2410
	м ³ /с	0,11	0,16	0,22	0,29	0,36	0,45	0,54	0,67

Место установки сопла определено для условий полного смешивания двух потоков (см. рис. 2), основного и вводимого по линии рециркуляции. На основании литературных источников [1], данное расстояние должно соответствовать не менее пяти диаметрам сопла. Схема размещения места врезки приборов контроля давления показана на рисунке 4.

Результаты испытаний по первому опыту приведены в таблице 2, которые показали практическое отсутствие влияния линии рециркуляции на изменение энергии в районе входа потока на лопатки рабочего колеса.

Объясняется данный факт следующим:

1. Колебания давления на всасывании, измеренные дифференциальным манометром как при закрытой (-60 ÷ +30 мм), так и при открытой линии рециркуляции (-200 ÷ 20 мм), не позволяют определить расчётную величину изменения давления.

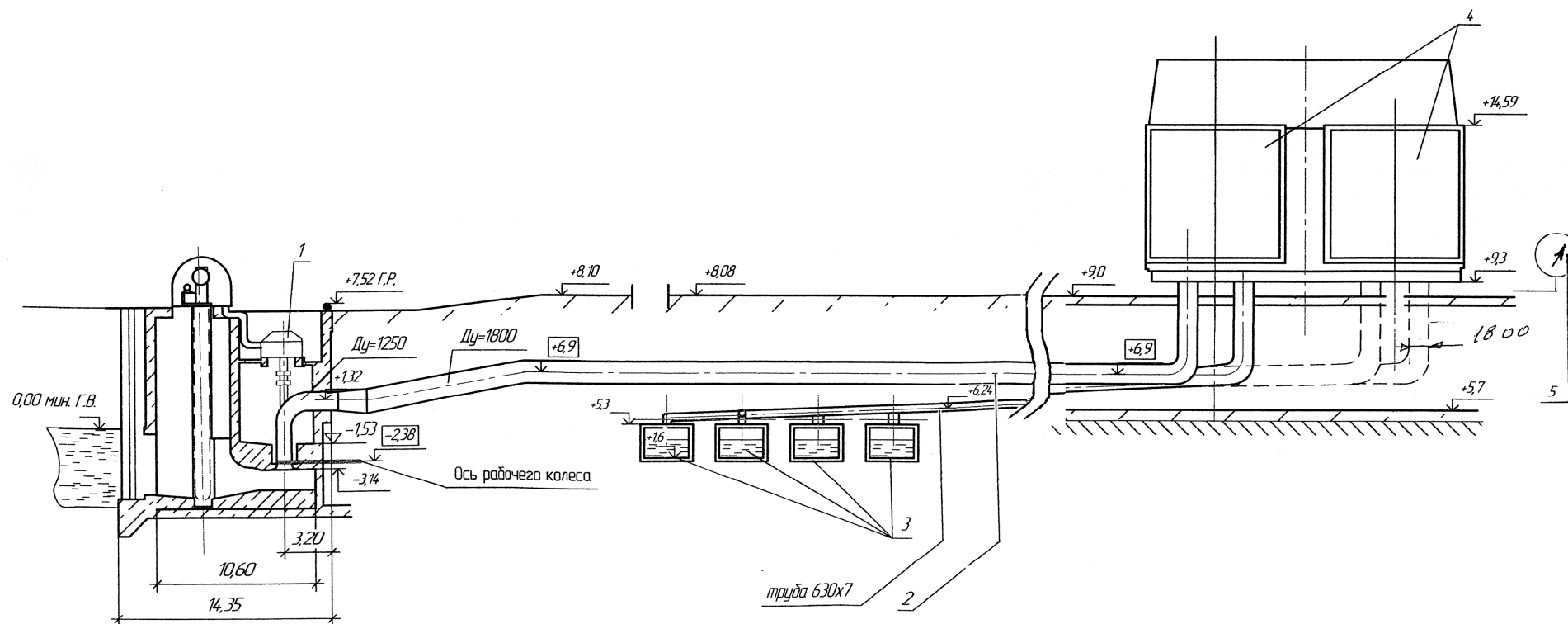


Рисунок 1 – Схема циркуляционных водоводов береговой насосной станции:

1 – рабочее колесо насоса; 2 – трубопровод; 3 – сбросные каналы; 4 – конденсатор турбины; 5 – манометр

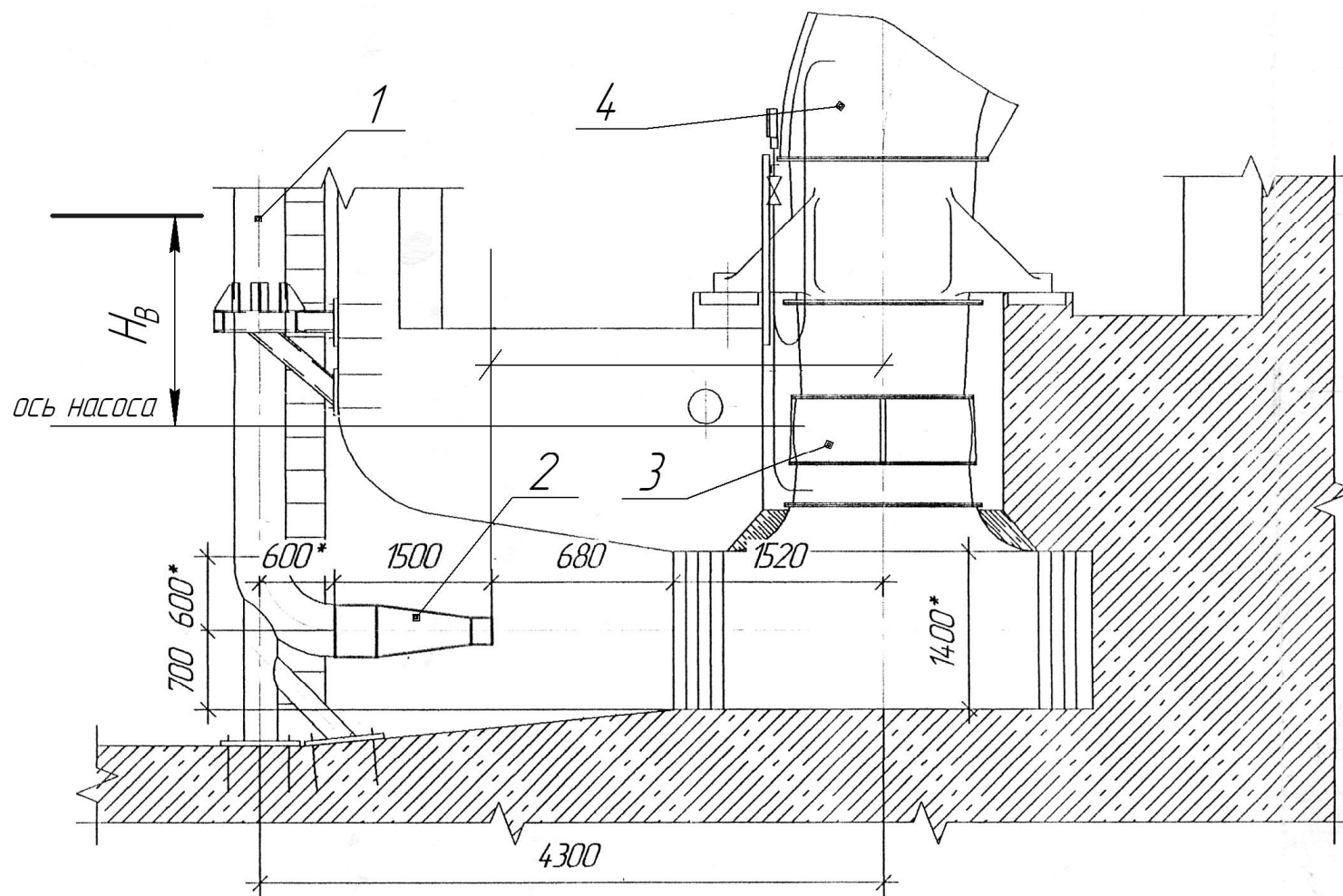


Рисунок 2 – Схема расположения сопла в проемной камере насоса ОПВ-110 по первому опыту:

1 – трубопровод линии рециркуляции $\varnothing 426$ мм; 2 – сопло $\varnothing 200$ мм; 3 – рабочее колесо насоса; 4 – напорный трубопровод насоса

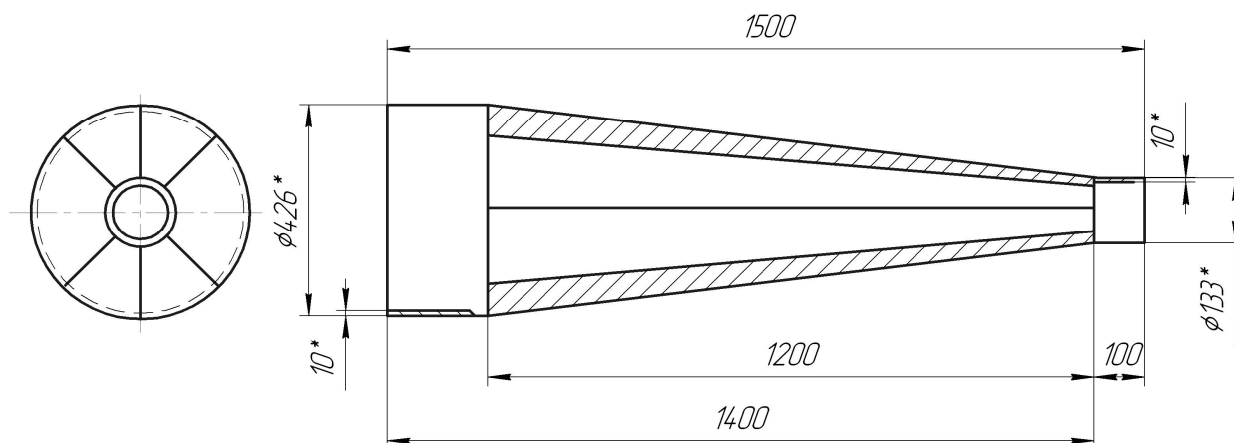


Рисунок 3 – Конически сходящееся сопло для расхода $576 \text{ м}^3/\text{ч}$ при напоре 12 м и скорости выхода потока 14,57 м/с.

2. Сопло линии рециркуляции установлено таким образом, что возможно вводимый рециркуляционный поток увеличил потери энергии на смешивание двух потоков из-за установленных в приёмной камере по центру потока рассекателей.

3. Расчётный расход линии рециркуляции ($576 \text{ м}^3/\text{ч}$) и, соответственно, диаметр сопла 120 мм, явно не достаточны для осуществления ощутимого изменения давления на всасывающей линии насоса.

На основании вышеизложенного был проведён второй опыт с другим расчётным диаметром сопла и местом установки. Схема установки сопла показана на рисунке 5. Принятый диаметр сопла 200 мм. Расчёт проводился по ранее описанной методике, сравнением кинетической энергии сопла с кинетической энергией основного потока. Результаты испытаний приведены в таблице 3.

Как видно из таблицы 3 при диаметре сопла 200 мм расчётный расход на рециркуляцию в сопле составил $1623 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($0,45 \text{ м}^3/\text{с}$). Удельная кинетическая энергия при этом равна 1,5 м против 0,62 м без линии рециркуляции, т.е. расчётное приращение, без учёта потерь на смешивание должно составить 0,88 м.

Таблица 2 – Результаты испытаний струйного насоса с коническим соплом по первому опыту

Дата	$t_{цв}$ °С	Уровень в канале, Нв, м относит- но оси насоса	Положение рецирк-ии ЦЭН-4Б	$P_{ЦЭН-Б}$, кгс/см ²	P линии рецирк- ци, кгс/см ²	P на всасе ЦЭН-Б, мм	$I_{ЦЭН-Б}$, А	$G_{ц/в}$ на рецирку, м ³ /ч	$G_{ц/в}$ на конд-р Б, м ³ /ч	$t_{ц/в}$ на выходе конд-ра А/Б °С	t_w °С
27.12.10	10,5	0,9	Отключена	1,33	-	+80÷ -60	100	14800	0	20,2/20	26,1
			Открыта 50%	1,31	0,96	+60÷ -120	100	14500	≈270	20,2/20	26,1
			Открыта 75%	1,31	1,08	+20÷ -200	100	14100	≈550	20,2/20	26,1
			Открыта 100%	1,31	1,09	+20÷ -200	100	14100	≈550	20,2/20	26,1
28.12.10	10,0	0,9	Отключена	1,43	-	-500	118	17600	0	19,8/19	24,9
			Открыта 30%	1,4	0,95	-570÷ -710	118	17300	≈290	19,8/19,2	25
			Открыта 50%	1,4	1,08	-720÷ -750	118	16700	≈750	19,8/19,2	25
			Открыта 100%	1,4	1,16	-740÷ -760	118	16700	≈750	19,8/19,2	25

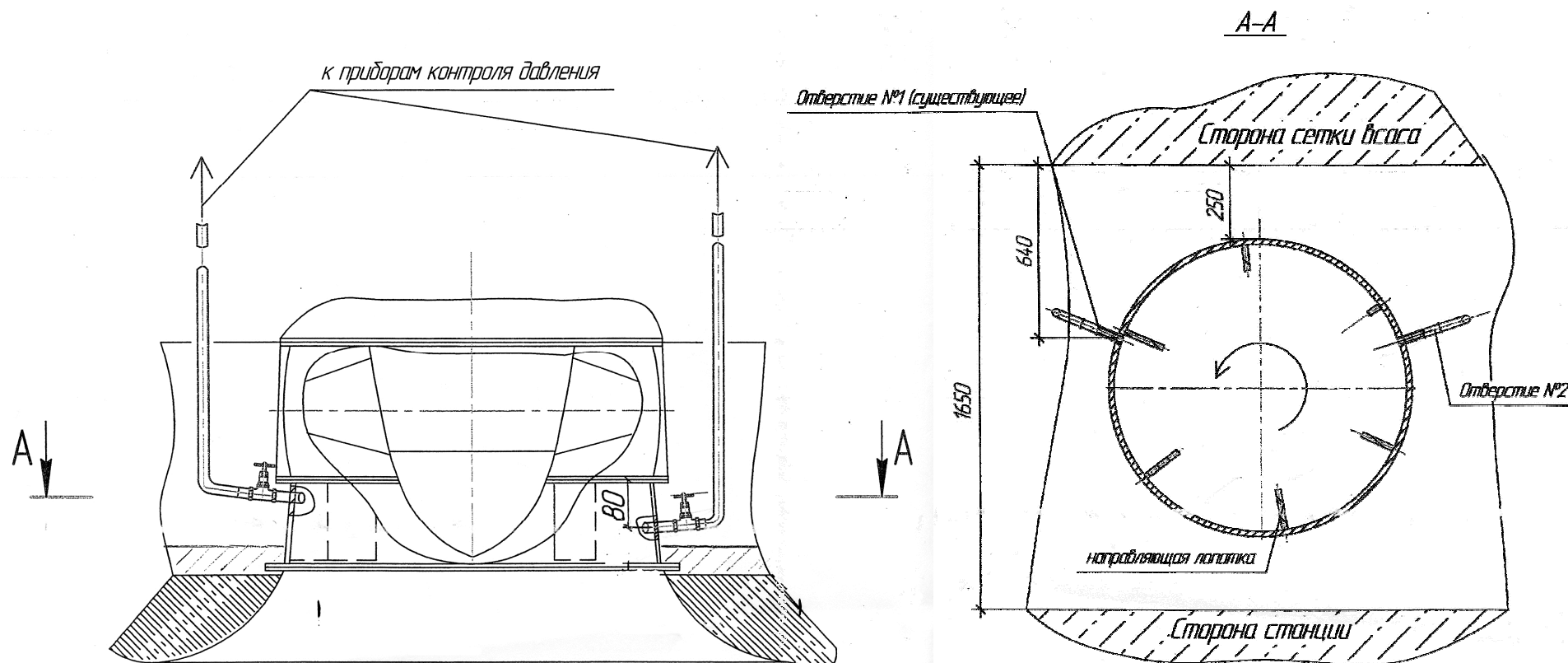


Рисунок 4 – Схема расположения места врезки приборов контроля давления на береговой насосной станции №1.

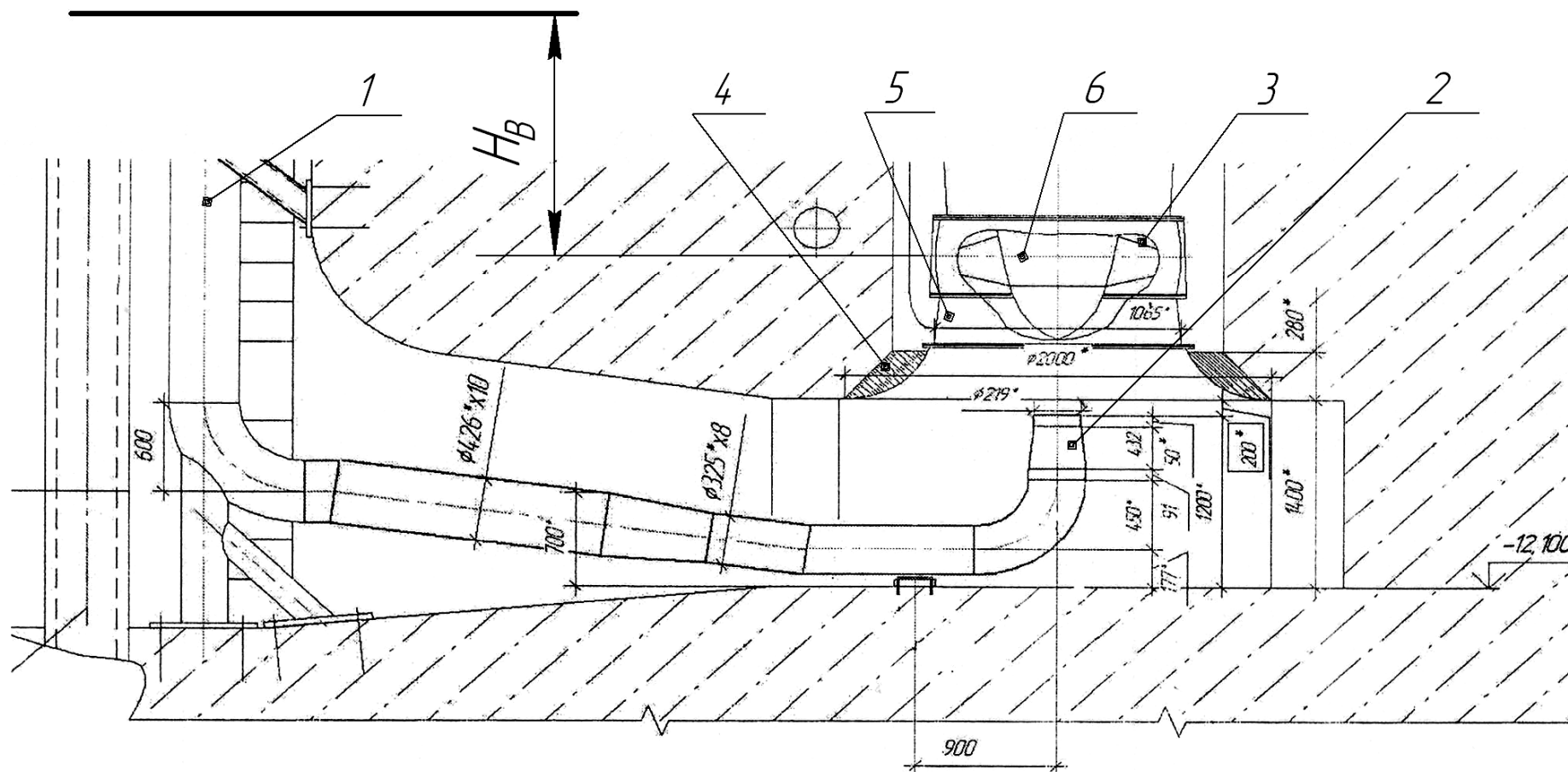


Рисунок 5 – Схема установки сопла по второму опыту:

1 – трубопровод линии рециркуляции $\varnothing 426$ мм; 2 – сопло $\varnothing 200$ мм; 3 – линия рабочего колеса; 4 – входящий конфуззор насоса; 5 – выправной аппарат насоса; 6 – ось рабочего колеса

Анализ таблицы 2 показывает, что при работе с закрытой рециркуляцией величина подпора во всасывающей камере насоса составила 80-120 мм, при работе с включенной рециркуляцией подпор увеличился на 80-100 мм при уменьшенном расходе воды 1200 м³/ч против расчётного 1620 м³/ч.

Данное расхождение расчётных и фактических параметров может быть объяснено ошибочным определением расстояния от обреза сопла до начала обтекателя рабочего колеса, увеличением потерь энергии на смешение потоков.

Кроме того центральный подвод потока, установленный во втором опыте, не может оказывать существенное влияние на величину подпора, так как увеличение расчётного расстояния до начала обтекателя противоречит рекомендациям по расчётам эжекционных устройств [2], а уменьшение данного расстояния увеличивает потери энергии на столкновение потока с обтекателем. В связи с вышеизложенным, для исправления всех вышеперечисленных недостатков был согласован третий опыт, для которого разработан кольцевой 2-х поверхностный подвод потока а.с. 1620693 [3], исключающий все вышеперечисленные недостатки. Схема сопла струйного насоса с основными размерами показана на рисунке 6. Смешение потоков проводилось по нормам смешения для эжекционных устройств, из-за кольцевого подвода рабочего и подсосываемого потоков.

Расчёт проводился как по сопоставлению кинетических энергий основного и рециркуляционного потоков, так и по рекомендациям для расчёта эжекционных устройств [4].

Размеры кольцевого сопла показаны на рисунке 6, а места установки на рисунке 7.

Таблица 3 – Результаты испытаний струйного насоса с коническим соплом по второму опыту

Дата	$t_{цв}$ °С	Уровень в канале/ над осью рк, Нв, м	Положение рецирк-ии ЦЭН-4Б	$P_{ЦЭН Б}$, кгс/см ²	P линии рецирк- ци, кгс/см ²	P на всасе ЦЭН-Б, мм	$I_{ЦЭН Б}$, А	$G_{ц/в}$ на конд-р Б, м ³ /ч	$G_{ц/в}$ на реци-ю, м ³ /ч	P сиф, Б, кПа	$t_{ц/в}$ на выходе конд-ра А/Б °С	P ц/в на входе в конд-р Б, кгс/см ²	t_w °С
28.02.11	7	1,0	Отключена	1,32	-	80÷120	98	15600	0	-61/-61	16,8/17,4	0,2	22,7
			Открыта 30%	1,29	0,3	-80÷140	98	15000	≈600	-61/-61	16,8/17,5	0,19	23
			Открыта 70%	1,28	0,8	120÷160	98	14800	≈800	-61/-61	17/17,6	0,19	23
			Открыта 100%	1,28	0,95	140÷160	98	14400	≈1200	-61/-61	17/17,6	0,19	23

Таблица 4 – Результаты испытаний струйного насоса с коническим соплом по третьему опыту

Дата	$t_{цв}$ °С	Уровень в канале/ над осью рк, Нв, м	Положение рецирк-ии ЦЭН-4Б	$P_{ЦЭН Б}$, кгс/см ²	P линии рецирк- ци, кгс/см ²	P на всасе ЦЭН-Б, мм	$I_{ЦЭН Б}$, А	$G_{ц/в}$ на конд-р Б, м ³ /ч	$G_{ц/в}$ на реци-ю, м ³ /ч	P сиф, Б, кПа	$t_{ц/в}$ на выходе конд-ра А/Б °С	P ц/в на входе в конд-р Б, кгс/см ²	t_w °С
28.03.11	4	1,3	Отключена	1,28	-0,1	-90÷-100	96	15700	0	-62/-62	12,8/13,8	0,2	19,8
			Открыта 50%	1,2	0,2	+200÷+210	94	14500	≈1200	-62/-62	12,8/13,8	0,2	19,8
			Открыта 100%	1,2	0,7	+420÷+430	94	13900	≈1800	-62/-62	12,8/13,8	0,2	19,9

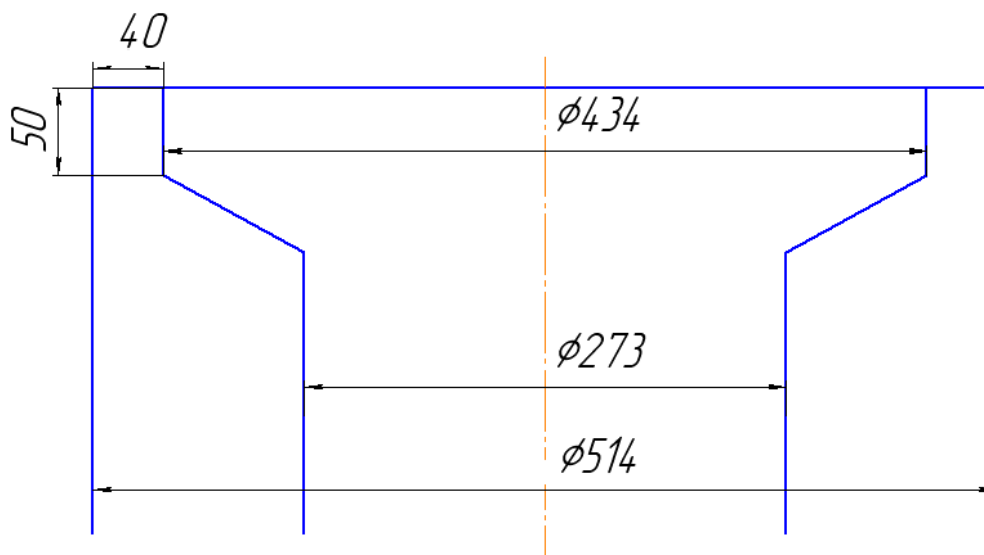


Рисунок 6 – Схема сопла кольцевого двухповерхностного струйного насоса по а.с. №1620693

Испытания показали (таблица 4) практическое совпадение расчётных и фактических значений величины подпора на оси рабочего колеса.

Величина подпора, при подаче насоса 15000 м³/ч, разнице отметок горизонта воды в канале и оси колеса 4 м, составила 520 мм.

С целью определения величины сопротивления линии рециркуляции с эжекционным насадком ЦЭН-4Б, был проведен сравнительный замер величины подпора на всасе перед параллельно работающими насосами ЦЭН-4Б и ЦЭН-1А при уровне воды в подводящем канале относительно оси насоса (3,72 м от оси рабочего колеса) с использованием вновь смонтированных импульсных линий на двух агрегатах ЦЭН-1А и ЦЭН-4Б.

Результаты выполненных замеров сведены в таблицы 5, 6.

Таблица 5 – Результаты выполненных замеров

Насос	Нагрузка I, А	Подпор P, мм	Гидр. сопр. рецирк-ии ΔH, мм
ЦЭН-1А	100	1420÷1440 max (1380÷1500)	-
ЦЭН-4Б	94	880÷920 max (800÷1050)	отсутствует

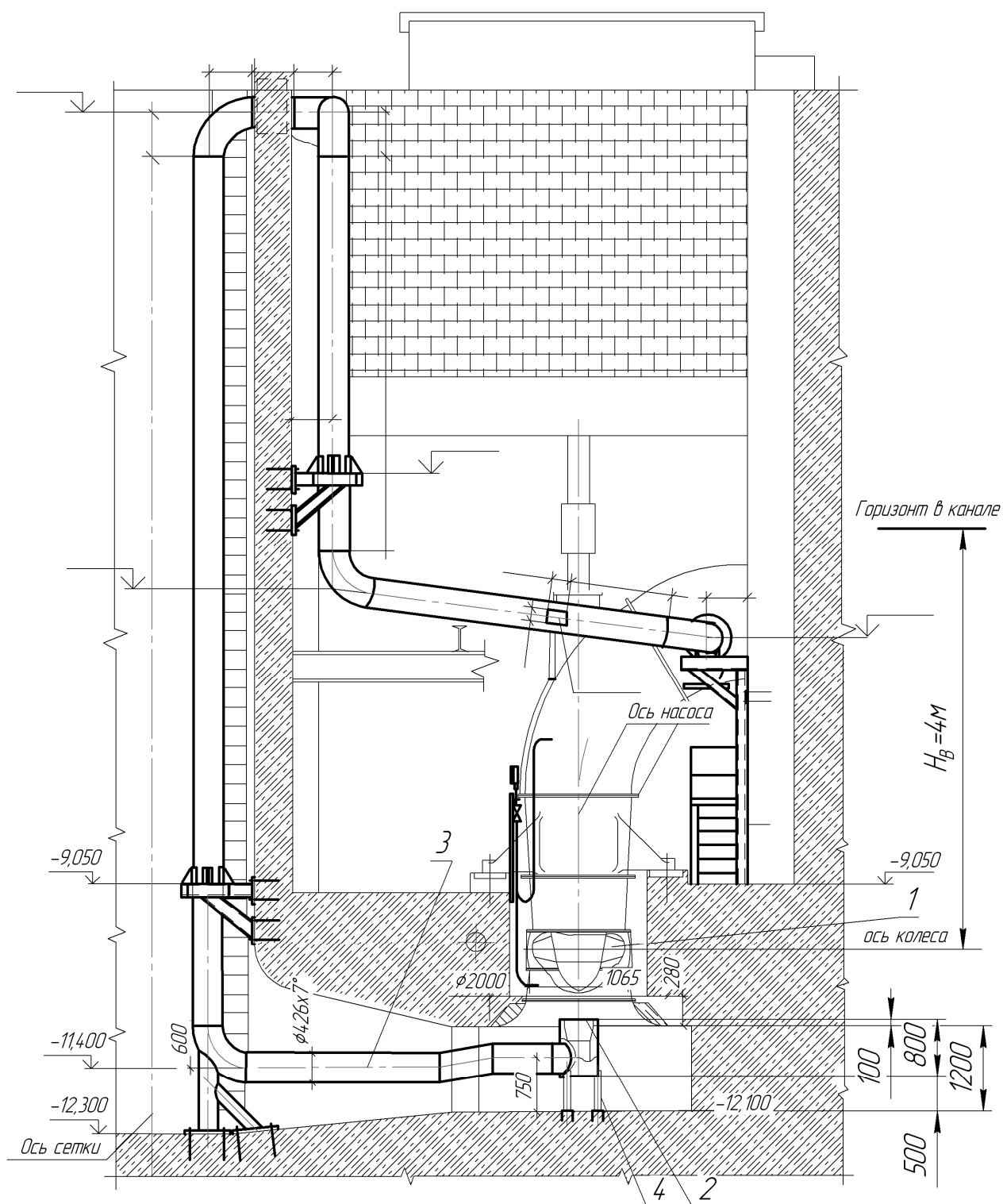


Рисунок 7 – Размеры и место установки кольцевого двухповерхностного струйного насоса:

1 – рабочее колесо насоса; 2 – кольцевой двухповерхностный струйный насос; 3 – трубопровод линии рециркуляции $\phi 426$ мм; 4 – опора

Таблица 6 – Результаты выполненных замеров

Насос	Нагрузка I, А	Подпор P, мм	Эффект открытия рецирк-ии H, мм	Гидр. сопр. рецирк-ии ΔH, мм
ЦЭН-1А	98	1430÷1450 max (1390÷1550)		-
ЦЭН-4Б (степень откр-я лин. рец. 0%)	97	max (750÷980)		отсутствует
ЦЭН-4Б (степень откр-я лин. рец. 100%)		1500÷1600	520÷530	отсутствует

Выполненные замеры показали:

- величина подпора ЦЭН-1А имеет стабильный характер с колебаниями 5÷15 мм, с плавным перемещением в пределах зафиксированного максимального диапазона его изменения и отчетливо фиксируемым средним рабочим значением;

- величина подпора ЦЭН-4Б, имеет также стабильный характер, что указывает на практическое отсутствие влияния линии рециркуляции и сопла струйного насоса на работу агрегата ЦЭН-4Б.

- включение рециркуляции ЦЭН-4Б позволяет поднять давление на входе потока в насос, несколько стабилизировать и уменьшить диапазон его изменения;

- сопоставление величин подпора двух насосных агрегатов показало, что гидравлическое сопротивление схемы рециркуляции ЦЭН-4Б практически отсутствует;

- включение рециркуляции позволяет увеличить давление на входе в насос порядка 500-520 мм.

Основные выводы:

1. Для увеличения кавитационного запаса циркуляционных осевых насосов рекомендуется установка кольцевых двухповерхностных струйных насосов с кольцевым подводом рабочего потока на обтекатель рабочего колеса.

2. Расход рециркуляционного потока необходимо определить как из условия сопоставления кинетических энергий, так и методами расчёта эжекционных устройств.

Список литературы

1. Фридман Б.Э. Гидроэлеваторы. – М.: Машгиз, 1965. С. 16-17
2. Каменев П.Н. Гидроэлеваторы и другие струйные аппараты. М.: Машстройиздат, 1950. С. 113
3. А.с. 1620693 СССР.1991. МКИ F 04 5/10 Струйный насос.
4. Ржаницын Н.А. Водоструйные насосы. М.: Редакция энергетической литературы, 1938. С. 97