

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Южно-Уральский государственный университет»  
Факультет «Механико-технологический»  
Кафедра «Гидравлика и гидропневмосистемы»

ПРОЕКТ ПРОВЕРЕН  
Рецензент, (должность)

\_\_\_\_\_ 2017 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ  
Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_ / Е.К. Спиридонов  
\_\_\_\_\_ 2017 г.

Модернизация системы автоклавного вакуумирования для  
создания газобетона

(НАИМЕНОВАНИЕ ТЕМЫ)

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ  
РАБОТЕ

ЮУрГУ-15.03.02.2017.394.ПЗ ВКР

Руководитель работы, (должность)

\_\_\_\_\_ А.Р. Исмагилов  
\_\_\_\_\_ 2017г.

Автор проекта

студент группы \_\_П-457\_\_  
\_\_\_\_\_ И.С. Пелевин  
\_\_\_\_\_ 2017г.

Нормоконтролер, (должность)

\_\_\_\_\_ /АВ. Подзерко/  
\_\_\_\_\_ 2017г.

Челябинск 2017 г.

## АННОТАЦИЯ

Пелевин И.С. Модернизация системы автоклавного вакуумирования для создания газобетона. – Челябинск: ЮУрГУ, МТ; 2017, 46с., 8 ил., 3 табл., библиогр. список – 14 наим., 2,5 листа чертежей ф.А1.

Составлена гидравлическая схема системы на основе водовоздушного эжектора. Произведен расчет и проектирование ВВЭ. Была проведена оценка целесообразности перехода с пароструйного на водовоздушный эжектор. Осуществлен подбор трубопровода, центробежного насоса и резервуара для воды. Проведен прочностной расчет соплового устройства.

					<i>15.03.02.2017.394 ПЗ</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		<i>Пелевин И.С.</i>			<b>Модернизация системы автоклавного</b>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>		<i>Исмагилов А.Р.</i>					5	45
<i>Реце</i>	<i>з.</i>				<b>вакуумирования для создания газобетона ЮУрГУ</b> <b>15.03.02</b>			<i>Лист</i>
<i>Н. Ко</i>	<i>мпр.</i>	<i>Подзерко А.В.</i>						1
<i>Утве</i>	<i>Изм.</i>	<i>Спирidonov Е.К.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				5
		<i>№ докум.</i>			<i>2017.394 ЮУрГУ Кафедр ГиГПС</i>			

## СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ .....	
ВВЕДЕНИЕ .....	7
1. ОПИСАНИЕ РАБОТЫ ПСЭ В СИСТЕМЕ .....	11
2. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СХЕМА СИСТЕМЫ НА ОСНОВЕ ПСЭ .....	12
3. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СХЕМА СИСТЕМЫ НА ОСНОВЕ ВВЭ .....	14
4. ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ ПРОМЫШЛЕННЫХ ВВЭ.....	16
5. ВЫБОР ПРОМЫШЛЕННОГО ПРОТОТИПА ВВЭ .....	18
6. РАСЧЕТ ВОДОВОЗДУШНОГО ЭЖЕКТОРА .....	20
7. ВЫБОР ТРУБОПРОВОДА .....	27
8. ВЫБОР НАСОСА .....	30
9. РАСЧЕТ ГИДРОБАКА .....	36
10. РАСЧЕТ СОПЛА НА ПРОЧНОСТЬ .....	37
11. ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОГО ПЕРЕХОДА С ПСЭ НА ВВЭ.....	39
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	42
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	43
ПРИЛОЖЕНИЕ А .....	44
ПРИЛОЖЕНИЕ Б .....	45
ПРИЛОЖЕНИЕ В .....	46

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

ЮУрГУ 15.03.02.2017.394

## ВВЕДЕНИЕ

Струйными насоса (СН) называют устройства, предназначенные для осуществления процесса взаимного перемешивания рабочего (активного) потока с потоком подсосываемой (пассивной) среды и последующего их совместного транспортирования. Пассивная среда может быть газом, жидкостью или гидросмесью, содержащей кроме жидкости твердые или газообразные дисперсные примеси.

Широкое распространение струйных аппаратов (СА) обусловлено следующими их преимуществами :

- 1) высокой самовсасывающей способностью и возможностью перекачки жидкостей, газов, газо-жидкостных смесей, гидросмесей, содержащих твердые частицы, агрессивных сред;
- 2) отсутствием подвижных частей, простотой конструкции, высокой надежностью;
- 3) малыми габаритными размерами и массой относительно других типов динамических гидромашин, возможностью размещения в труднодоступных местах;
- 4) простотой регулирования подачи и напора.

СН имеют и некоторые существенные недостатки, к числу которых, прежде всего, относят :

- 1) отсутствие автономного привода для создания напорного потока;
- 2) низкий КПД собственно СН, не превышающий в лучших конструкциях значения 0,35-0,4;
- 3) безвозвратный сброс большого количества жидкости, используемой в качестве рабочей (активной) среды.

Однако не всегда третий недостаток СН проявляет себя в полной мере, т.к. на некоторых установках большое количество жидкости после струйного аппарата можно использовать вновь, например, для повторного создания

						Лист
					ЮУрГУ 15.03.02.2017.394	
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

высокоскоростного активного потока, предварительно отделив друг от друга двухфазный поток.

Процессы, происходящие в СА, зависят, прежде всего, от агрегатного состояния взаимодействующих сред. С этой точки зрения можно все СА разделить на три группы:

- 1) аппараты, в которых агрегатное состояние рабочей и инжектируемой сред одинаково;
- 2) аппараты, в которых рабочий и инжектируемый потоки находятся в разных агрегатных состояниях, не изменяющихся в процессе смешения этих потоков;
- 3) аппараты с изменяющимся агрегатным состоянием сред. В этих аппаратах рабочий и инжектируемые потоки до смешения находятся в разных фазах, а после смешения – в одной фазе, т.е. в процессе смешения меняется агрегатное состояние одного из потоков.

К первой группе относятся газо (паро) струйные компрессоры, эжекторы и инжекторы, а также СН.

Ко второй группе относятся СА для пневмотранспорта, водовоздушные эжекторы (ВВЭ) и СА для гидротранспорта.

К третьей группе относятся пароводяные инжекторы и струйные подогреватели.

Условия работы СА зависят также от упругих свойств взаимодействующих сред. Под упругими свойствами или сжимаемостью понимается значительное изменение удельного объема среды при изменении ее давления. На практике применяются СА, в которых:

- а) обе среды (рабочая и инжектируемая) упруги;
- б) одна из сред упруга;
- в) обе среды неупруги;

Работы разнофазных аппаратов с упругими средами зависят в значительной мере от степени сжатия инжектируемой среды, а также от степени расширения рабочей среды. Степень сжатия это отношение конечного давления сжатия к

						Лист
					ЮУрГУ 15.03.02.2017.394	8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

начальному, однако, более строго было бы назвать это отношение степенью повышения давления, поскольку под степенью сжатия обычно понимается отношение удельных объемов. Под степенью расширения понимается отношение начального давления перед соплом к конечному за соплом, хотя более строго было бы назвать это отношение степенью повышения давления.

По степени сжатия и степени расширения равнофазные СА для упругих сред можно классифицировать следующим образом:

1) аппараты с большой степенью расширения и умеренной степенью сжатия.

Такие аппараты называются газоструйными или пароструйными компрессорами. Рабочей и инжектируемой средой в этих аппаратах является пар или газ. Степень расширения рабочего потока в компрессорах велика. Отношение давлений рабочего и инжектируемого потоков перед компрессором во много раз больше критического отношения давлений. Степень сжатия, развиваемая такими аппаратами, обычно находится в пределах 1,2-2,5. К ним относят аппараты для повышения давления отработавшего пара, газа в сети и др..

2) аппараты с большой степенью расширения и большой степенью сжатия. Такие аппараты применяются в установках, где требуется поддерживать глубокий вакуум. Их называют газоструйными или пароструйными эжекторами. Степень расширения рабочего потока в эжекторах также весьма значительна. Отношение давлений рабочего и инжектируемого потоков перед эжектором также во много раз больше критического отношения давлений. Степень сжатия, создаваемая такими аппаратами больше 2,5.

3) аппараты с большой степенью расширения и малой степенью сжатия. Такие аппараты называют газоструйными или пароструйными инжекторами. Рабочей и инжектируемой средой в этих аппаратах служит пар или газ. Степень расширения рабочего потока в инжекторах значительно, но степень сжатия мала – менее 1,2. Так как степень сжатия мала, то упругие свойства инжектируемого и смешанного потоков проявляются слабо. К таким аппаратам относятся: паровоздушные дутьевые инжекторы топочных устройств котлов и котельных установок,

						<i>Лист</i>
					<b>ЮУрГУ 15.03.02.2017.394</b>	
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		9

воздушные обдувочные инжекторы, газовые инжекционные горелки и др. На практике также применяются равнофазные струйные аппараты, в которых свойства сжимаемости рабочего и инжектируемого потоков не проявляются.

Такие аппараты называют струйными насосами.

Рабочей и инжектируемой средой в этих аппаратах, в большинстве случаев, является жидкость. К таким аппаратам относятся водоструйные насосы для откачки воды из скважин и колодцев; элеваторы, используемые в теплофикационных системах.

Рабочей и инжектируемой средой в струйных насосах может быть также газ или пар, но в этом случае степень расширения рабочего тела должна быть значительно меньше критического отношения давления; должна быть также мала и степень сжатия – менее 1,2.

Разнофазные СА в зависимости от упругих свойств взаимодействующих сред можно разделить на три группы:

1) аппараты с упругой рабочей и неупругой инжектируемой средами; к ним относятся пневмотранспортные СА (газ инжектирует сыпучее твердое тело или жидкость);

2) аппараты с неупругой рабочей и упругой инжектируемой средами; к ним относят жидкостно-газовые эжекторы (ЖГЭ);

3) аппараты, в которых обе среды неупругие; к ним относятся аппараты для гидротранспорта твердых сыпучих тел, в которых жидкость инжектирует сыпучее твердое тело[1].

						<i>Лист</i>
						10
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

ЮУрГУ 15.03.02.2017.394





## 2. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СХЕМА СИСТЕМЫ НА ОСНОВЕ ПСЭ

Исследуемый мною аппарат – вакуумный пароструйный эжектор предназначен для создания вакуума в автоклаве, в результате низкого давления, вода, которая находится в газобетоне, начинает кипеть и выходит из его поверхности. Установка данного насоса в системе требует дополнительного оборудования и условий для его нормальной работы. Рассмотрим и опишем каждый элемент гидравлической схемы с использованием пароструйного эжектора (Рисунок 1):

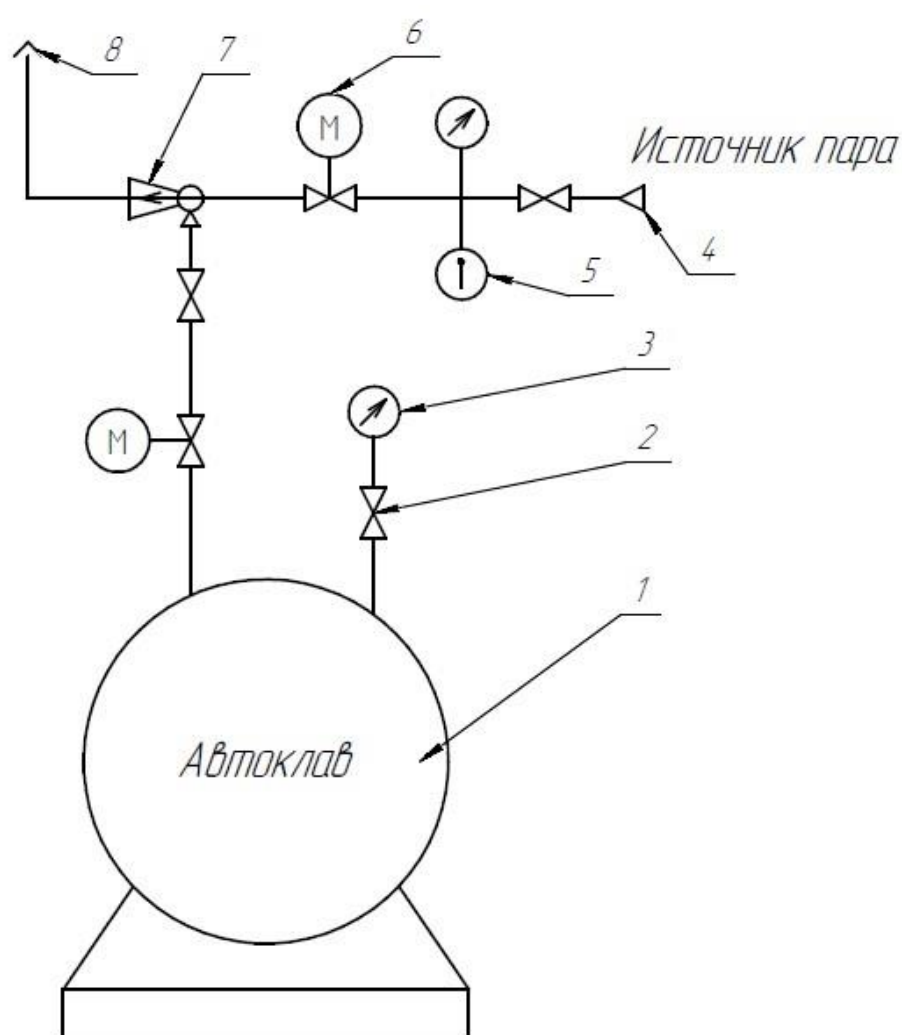


Рисунок 1 – Гидравлическая схема использования ПСЭ в системе Система, в которой используется исследуемый аппарат, включает в себя следующие основные элементы: 1- автоклав, устройство в котором происходит выдержка изделия при заданном давлении и температуре; 2- вентиль, служит для регулирования подачи, полного закрытия или открытия трубопровода в ручном

режиме; 3 – вакуумметр, разновидность манометра, который служит для измерения давления вакуума в автоклаве; 4 – источник пара, в данном случае пар поступает из котельной установки, которая находится за пределами производства; 5 – термометр, прибор который отслеживает температуру поступающего на завод пара; 6 – мотор-вентиль, выполняет те же самые функции, что и обычный вентиль, но регулирование можно производить удаленно, либо же по средствам автоматики; 7 – пароструйный эжектор, насос, создающий вакуум в автоклаве; 8 – трубопровод в «атмосферу», отработанный пар после пароструйного сбрасывается в атмосферу.

						<i>Лист</i>
					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2017.394</i>	
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		13

### 3. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СХЕМА СИСТЕМЫ НА ОСНОВЕ ВВЭ

В своей дипломной работе я оцениваю рациональность перехода с пароструйного эжектора на водовоздушный. Основной причиной перехода является то, что пароструйный эжектор не может создавать необходимое давление разрежения  $P_{\text{вакуум}}^{\text{абс}} = 0,2 \text{ бар}$ . Отличия этих двух систем в том, что для водовоздушного эжектора необходимо включить в схему источник воды, насос, который будет обеспечивать необходимый нам расход жидкости в эжекторе и систему сброса водовоздушной смеси. Для этого я предлагаю следующую схему (Рисунок 2):

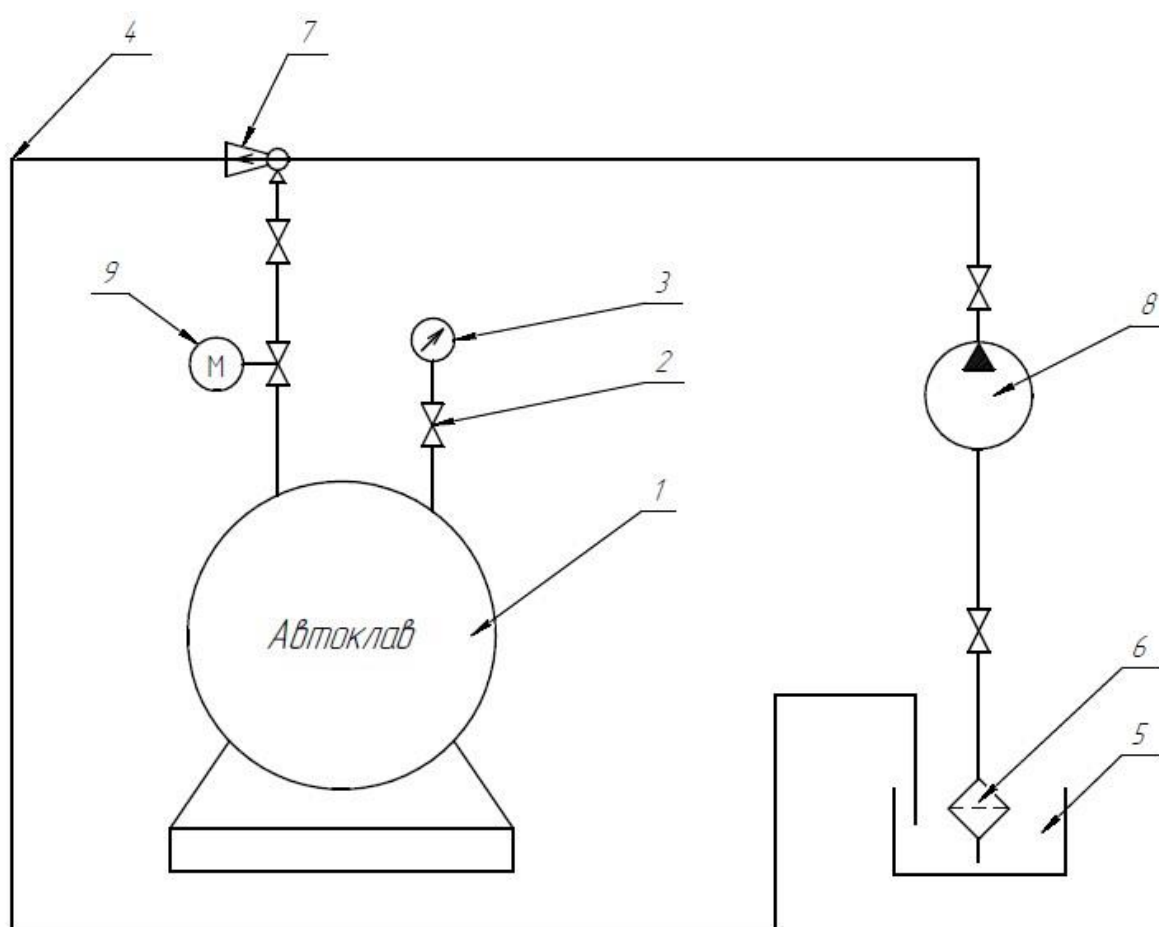


Рисунок 2 – Схема применения ВВЭ в системе автоклавного вакуумирования газобетона

Альтернативная схема получила некоторые изменения по сравнению со схемой с использованием ПВЭ, она включает в себя: 1 – автоклав, 2 – вентиль, 3 – вакуумметр, 4 – линия сброса, сброс водовоздушной смеси из ВВЭ

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ 15.03.02.2017.394

Лист

14

осуществляется в бак, 5 – емкость, открытый бак, в который осуществляется сброс жидкости и газа из ВВЭ, также из него идет прием жидкости; 6 – фильтр, служит для очистки жидкости от механических примесей; 7 – водовоздушный эжектор, насос для создания вакуума в автоклаве; 8 – центробежный насос, служит для обеспечения ВВЭ необходимым расходом жидкости, насос установлен с частотным регулированием рабочих оборотов; 9 – мотор-вентиль, служит для удаленного регулирования давления вакуума в автоклаве.

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2017.394</i>	<i>Лист</i>
						15
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

#### 4. ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ ПРОМЫШЛЕННЫХ ВВЭ

В таблице 1 представлены рабочие физические параметры промышленных ЖГЭ. Физические параметры промышленных ЖГЭ лежат в пределах: давление рабочей воды  $P_p = 0,3-0,736$  МПа, давление всасывания  $P_n = 0,23-20$  кПа, массовый расход воды  $m_p = 2-1700$  т/ч, массовый расход воздуха  $m_v = 2-375$  кг/ч[3].

Таблица 1 – Рабочие физические параметры промышленных ВВЭ:

Тип эжектора	Расчетный расход воздуха $m_v$ , кг/час	Расход рабочей воды $m_p$ , т/час	Давление рабочей воды $P_p$ , МПа	Давление всасывания $P_n$ , кПа	Температура отсасываемой смеси, °С	Расчетная температура рабочей воды, °С
ЭВ-7-1000	100	1000	0,38	5,3	20	10
ЭВ-13-900	80	900	0,48	5,3	20	–
ЭВ-7-500	50	500	0,48	5,3	20	12
ЭВ-4-1400 ПОТ ЛМЗ	48	1400	0,343	0,23	–	10
ЭВ-4-830 ПОАТ ХТЗ	121	830	0,736	–	–	–
ЭВ-7-1000 ВТИ	90	1000	0,47	–	–	–
ЭВК-1300 ВТИ	285	1300	0,474	–	–	–
ЭВ-7-1700 ВТИ	375	1700	0,34	–	–	12
ЭВ-1-230	25	230	0,38	5,3	20	–

Лист

ЮУрГУ 15.03.02.2017.394

16

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Таблица 2 – Геометрические параметры промышленных ВВЭ

Тип эжектора	Количество камер, шт	Количество сопел, шт	Диаметр рабочего сопла $d_0$ , мм	Диаметр камеры смешения $d_3$ , мм	Длина камеры смешения $L_{34}$ , мм	Расстояние от сопла до камеры смешения $L_{03}$ , мм	$\frac{L_{34}}{d_3}$
ЭВ-7-1000	7	7	45	80	2500	400	31,25
ЭВ-13-900	13	13	–	–	–	–	–
ЭВ-7-500	7	7	–	–	–	–	–
ЭВ-4-1400 ПОТ ЛМЗ	4	4	75	115	1250	312	10,9
ЭВ-4-830 ПОАТ ХТЗ	4	4	45	82	1165	165	14,2
ЭВ-7-1000 ВТИ	7	7	45	100	3500	–	35
ЭВК-1300 ВТИ	1	18	32	333	–	–	–
ЭВ-7-1700 ВТИ	7	7	56	125	3500	–	28
ЭВ-1-230	1	1	55	120	2500	120	20,8

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ЮУрГУ 15.03.02.2017.394				17

## 5. ВЫБОР ПРОМЫШЛЕННОГО ПРОТОТИПА ВВЭ

Анализируя обзор промышленного применения ВВЭ нетрудно заметить, что они нашли достаточно широкое применение в различных отраслях промышленности, в частности в энергетике – в энергетических установках различного назначения. Например, для блочных турбоустановок большой мощности Ленинградский металлический завод (ЛМЗ) в качестве основного воздухоотсасывающего устройства применял водовоздушный эжектор (ВВЭ) типа ЭВ-4-1400. Одним из важнейших преимуществ при использовании водоструйных эжекторов для конденсаторов современных блочных турбоустановок является возможность пуска блока в работу без подвода пара от постороннего источника. На турбоустановку К-300-240 ЛМЗ устанавливались два водоструйных эжектора ЭВ-4-1400 и два подъемных насоса 32-Д-19. Тем не менее, в последние годы ВВЭ ЭВ-4-1400 на блоках 300 МВт заменены разработанными Всероссийским Теплотехническим Институтом (ВТИ) более экономичными, совершенными семиканальными эжекторами ЭВ-7-1000 [4]. Технические характеристики наиболее распространенных ЖГЭ применяемых в энергетике в настоящее время лежат в пределах: давление питания  $p_1 = 0,35-0,8$  МПа, давление всасывания  $p_2 = 0,23-20$  кПа, массовый расход рабочей жидкости  $m_{ж} = 2-1700$  т/ч, массовый расход эжектируемого газа  $m_{г} = 1-375$  кг/ч.

За прототип ВВЭ был выбран ЭВ-1-230, как наиболее удачный в плане совершенства конструкции, работоспособности и надежности. Номинальные рабочие параметры данного эжектора: давление питания  $p_1 = 0,38$  МПа, давление всасывания  $p_2 = 5,3$  кПа, массовый расход рабочей жидкости  $m_{ж} = 230$  т/ч, массовый расход эжектируемого газа  $m_{ж} = 25$  кг/ч, температура отсасываемого газа  $T_{г} = 293$  К, количество рабочих камер и сопел  $N = 1$  шт., диаметр рабочего сопла  $d_0 = 55$  мм, диаметр каждой камеры смешения  $d_3 = 120$  мм, диаметр камеры смешения  $L_{34} = 2500$  мм, расстояние от сопла до камеры смешения  $L_{03} = 120$  мм [5].

						<i>Лист</i>
					<b>ЮУрГУ 15.03.02.2017.394</b>	
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		18

Для разработки ВВЭ на базе ЭВ-1-230 примем для расчета следующие данные:  
давление питания  $p_1 = 10$  бар, давление всасывания  $p_2 = 20$  кПа, температура  
рабочей жидкости  $T_{ж} = 283$  К.

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2017.394</i>	<i>Лист</i>
						19
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		



## 6. РАСЧЕТ ВОДОВОЗДУШНОГО ЭЖЕКТОРА

Исходные данные:

Давление активного потока:  $P_1=10$  бар

Давление пассивного потока:  $P_2=20$  кПа

Давление на выходе:  $P_5=1$  атм

Температура активного потока:  $t_{ж}=10^{\circ}\text{C}$

Массовый расход эжектируемой среды:  $m_{в}=460$  кг/час

Плотность активного потока:  $\rho = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

Плотность пассивного потока:  $\rho = 1,225 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

Для расчета водовоздушного эжектора с диффузором, задача расчета сводится к определению оптимальных размеров проточной части эжектора, при которых расход воды будет минимален. Методика расчета водовоздушного эжектора изложена в учебном пособии В.К. Темнова, Е.К. Спиридонова[6].

Решение:

$$T_{ж} = 273 + 10 = 283 \text{ К}$$

По заданной температуре активного потока, в последующем, называем водой, по таблицам находим кинематическую вязкость воды и давление насыщенных паров[5]:

$$\nu_{ж} = 1,307 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}} = 0,0131 \frac{\text{см}^2}{\text{с}}$$

$$P_{п} = 1,23 \text{ кПа}$$

Рассчитываем объемный расход эжектируемой среды по формуле (1):

$$Q_{гз} = \frac{m_{в} R_{в} T_{ж}}{P_2 - P_{п}}$$

$$R_{в} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad (1)$$

$$Q_{гз} = \frac{460 \cdot 287 \cdot 283}{3600 \cdot (20 - 1,23) \cdot 1000} = \frac{37361660}{67572000} = 0,55 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Найдем соотношение давлений на сопловом устройстве по формуле (2):

Степень повышения давления определим по формуле (3):

$$\varepsilon_{52} = \varepsilon_{42} = \frac{P_5}{P_2} \quad (3)$$

$$\varepsilon_{52} = \frac{100}{20} = 5$$

Коэффициент скольжения примем  $\Psi_* = 0,85$  [6].

Коэффициент скорости примем  $\varphi = 0,96$  [6].

Найдем скорость истечения воды по формуле (4):

$$v_{ж0} = \varphi \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_1 - P_2)}{\rho_{ж}}} \quad (4)$$

$$v_{ж0} = 0,96 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (1000 - 20) \cdot 1000}{1000}} = 0,96 \cdot 44,272 = 42,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

А параметр струи в соответствии с формулой (5):

$$\Gamma = 2 \cdot \varphi^2 (\varepsilon_{12} - 1) \quad (5)$$

$$\Gamma = 2 \cdot 0,96^2 \cdot (50 - 1) = 90,32$$

Примем коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,015$  [6].

С помощью экстремальных характеристик представленных на Рисунке 3, определяем объемный коэффициент эжекции  $\lambda_{max} = 6$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

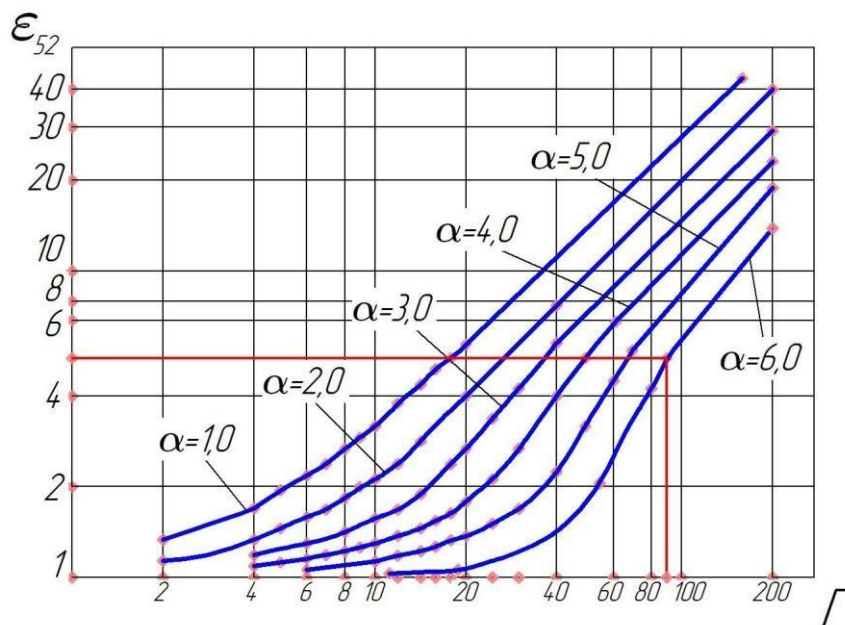


Рисунок 3 – Экстремальные характеристики одноструйного водовоздушного эжектора с диффузором

Величину основного геометрического параметра рассчитываю по формуле (6):

$$(\Omega_{03})_{opt} = \frac{\Psi_*}{(\lambda_{max} + \Psi_*)} \quad (6)$$

$$(\Omega_{03})_{opt} = \frac{0,85}{6 + 0,85} = 0,124$$

Зная коэффициент эжекции  $\lambda_{max}$  и основной геометрический параметр

$(\Omega_{03})_{opt}$ , находим объемный расход воды по формуле (7):

$$Q_{ж} = \frac{Q_{гз}}{\lambda_{max}} \quad (7)$$

$$Q_{ж} = \frac{0,55}{6} = 0,09 \frac{м^3}{с}$$

Принимаем отношение длины рабочей камеры к ее диаметру, приближенно равную отношению в прототипе (8):

$$\frac{L_{34}}{D_3} = 20 \quad (8)$$

Приступаем к определению основных размеров одноствольного эжектора.

Рассчитаем площадь сопла по формуле (9):

$$S_0 = \frac{Q_{ж}}{v_{ж0}} \quad (9)$$

$$S_0 = \frac{0,09}{42,5} = 0,0021 \text{ м}^2$$

Диаметр сопла рассчитаем по формуле (10):

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_0}{\pi}} \quad (10)$$

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0021}{3,1416}} = \sqrt{0,0027} = 0,052 \text{ м}$$

Площадь рабочей камеры найдем по формуле (11):

$$S_3 = \frac{S_0}{(\Omega_{03})_{opt}} \quad (11)$$

$$S_3 = \frac{0,0021}{0,124} = 0,017 \text{ м}^2$$

Диаметр рабочей камеры найдем по формуле (12):

$$D_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_3}{\pi}} \quad (12)$$

$$D_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,017}{3,1416}} = \sqrt{0,022} = 0,15 \text{ м}$$

Длина рабочей камеры:

Т.к.

$$\frac{L_{34}}{D_3} = 20 \gg L_{34} = 20 \cdot D_3$$

$$L_{34} = 20 \cdot 0,15 = 3 \text{ м}$$

Расстояние от сопла до камеры смешения найдем по формуле (13):

$$L_{03} = (2 \dots 4) \cdot D_3 \quad (13)$$

$$L_{03} = 2,17 \cdot 0,15 = 0,325 \text{ м}$$

Диаметр выходного отверстия эжектора найдем по соотношению (14):

$$\frac{D_5}{D_4} \approx 2 \quad (14)$$

Т.к. смесительная камера имеет цилиндрическую форму, то  $D_4 = D_3$ , тогда:

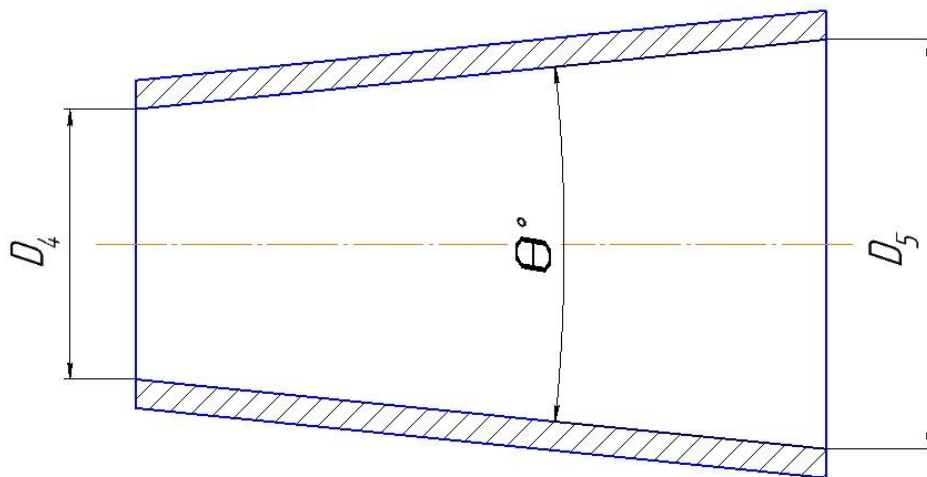
$$D_5 = 2 \cdot D_3 = 2 \cdot 0,15 = 0,3 \text{ м}$$

Найдем длину диффузора по формуле (15):

$$L_{45} = (D_5 - D_3) \cdot \text{ctg}\theta \quad (15)$$

Оптимальными углами расширения диффузора являются  $\theta_n = 6 \dots 8^\circ$ . Чем больше угол  $\theta_n$ , тем короче при одинаковом соотношении  $D_5/D_4$  диффузор, поэтому чаще всего принимается  $\theta_n = 8^\circ$

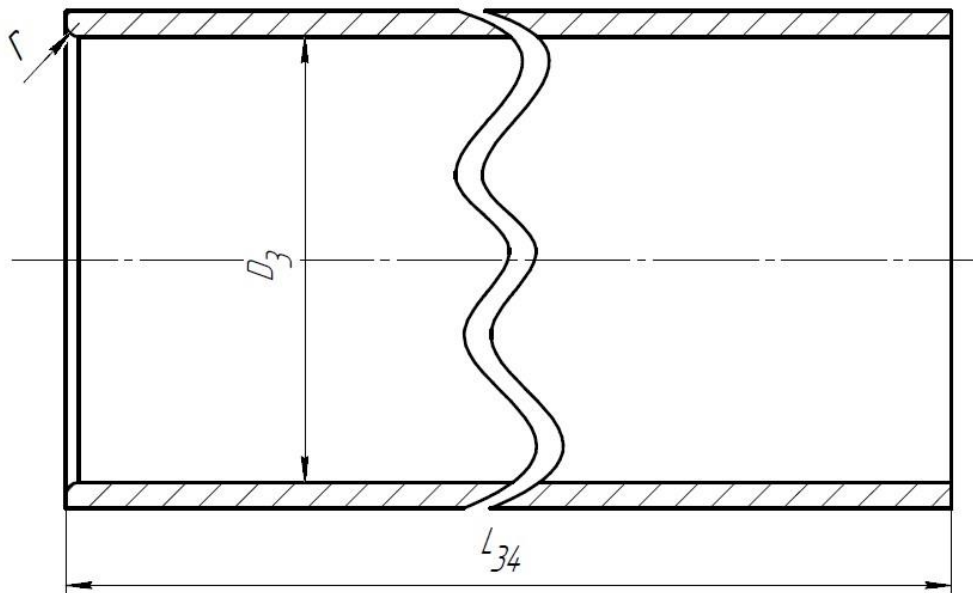
$$L_{45} = (0,3 - 0,15) \cdot \text{ctg}8^\circ = 0,15 \cdot 7,115 = 1,07 \text{ м}$$



Радиус входа в камеру смешения найдем по формуле (16):

$$r \approx 0,3 \cdot D_3 \quad (16)$$

$$r = 0,3 \cdot 0,15 = 0,045 \text{ м}$$



Расчет соплового устройства:

Для нахождения линейных размеров воспользуемся соотношениями (17) и (18):

$$\frac{D_1}{D_0} = 2,0 \dots 2,5 \quad (17)$$

$$\frac{L_0}{D_0} = 3,0 \dots 4,0 \quad (18)$$

Таким образом,  $D_1$  будет равен:

$$D_1 = 2,25 \cdot D_0 = 2,4 \cdot 0,052 = 0,125 \text{ м}$$

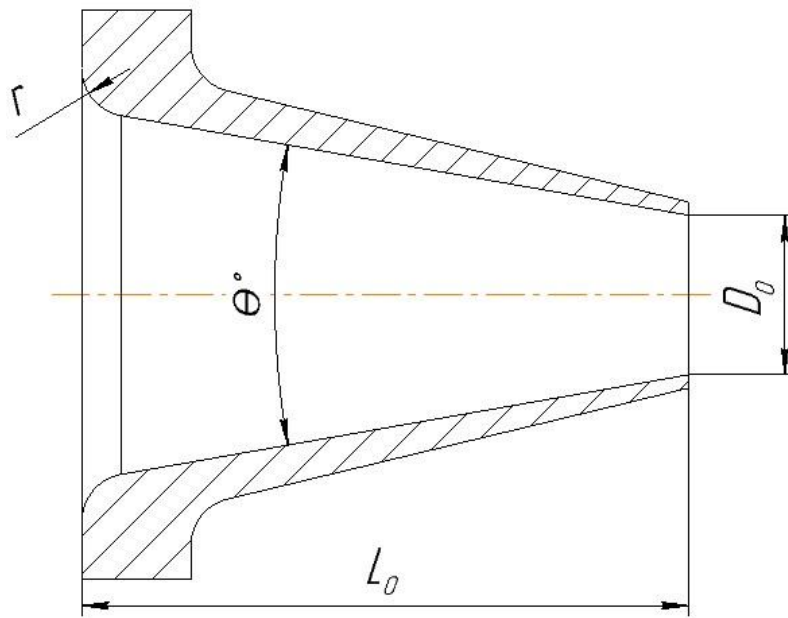
А длина сопла  $L_0$ , будет равна:

$$L_0 = 3,8 \cdot D_0 = 3,8 \cdot 0,052 = 0,2 \text{ м}$$

Радиус входа в сопло определяется соотношением (19):

$$\frac{r}{D_0} \approx 0,3 \quad (19)$$

$$r = 0,3 \cdot D_0 = 0,3 \cdot 0,052 = 0,0156 \text{ м}$$



Найдем длину всего эжектора по формуле (20):

$$L_{15} = 3 \cdot D_0 + L_{03} + L_{34} + L_{45} \quad (20)$$

$$L_{15} = 3 \cdot 0,052 + 0,3 + 3 + 1,07 = 4,526 \text{ м}$$

## 7. ВЫБОР ТРУБОПРОВОДА

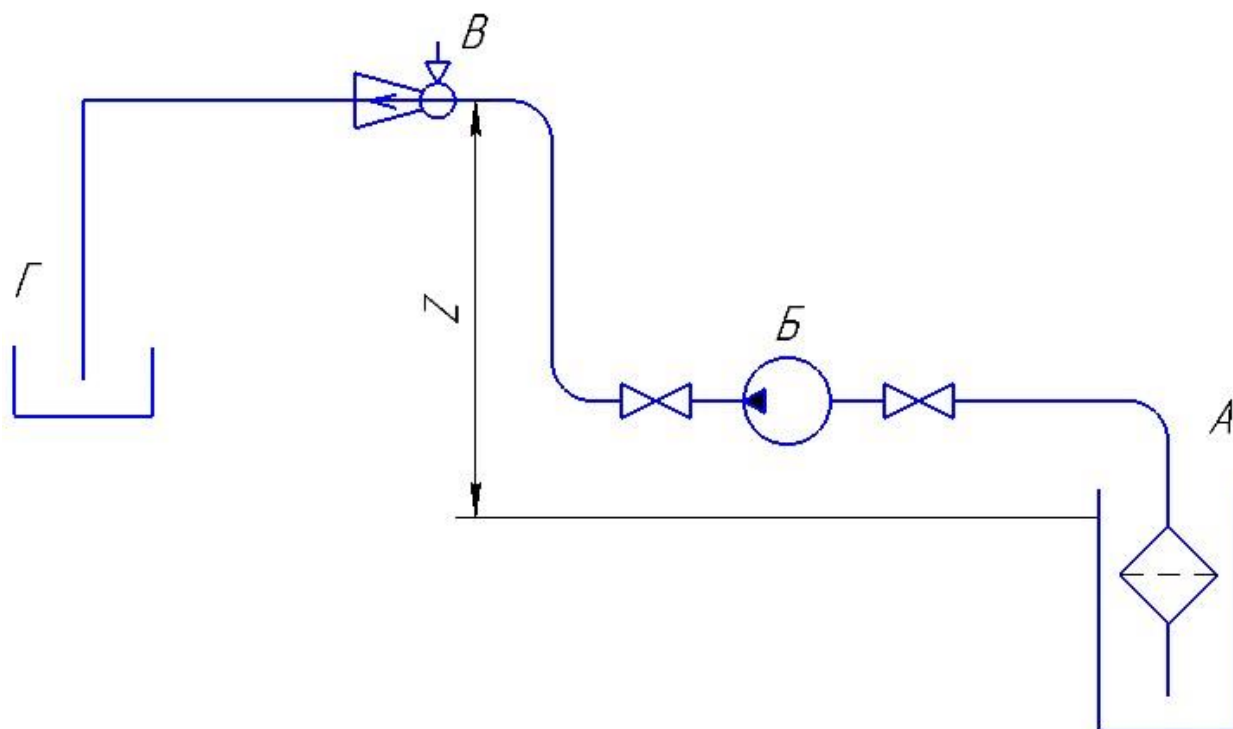


Рисунок 4 – Схема системы с применением ВВЭ

По предварительным расчетам, система имеет расход воды  $Q_{\text{ж}} = 0,09 \text{ м}^3/\text{с}$  напор  $H = 125 \text{ м}$ . По приближенному подбору насоса из каталога, получаем, что входное сечение трубопровода насоса  $D_0 = 150 \text{ мм}$ , а сечение трубопровода на выходе из центробежного насоса  $D_1 = 125 \text{ мм}$ . Поэтому для рационализации и уменьшения переходников для труб, примем внутренний диаметр трубопроводов:

а) на участке АБ:

Участок АБ имеет расход  $Q = 0,09 \text{ м}^3/\text{с}$ .

Для этого участка выбираю трубы по ГОСТ 8732-78[7]:

$$\square d_{\text{нар}}^{\text{АБ}} = 159 \text{ мм}$$

$$\square S_{\text{АБ}} = 4,5 \text{ мм}$$

Т.е. полагаю, что внутренний диаметр трубы:

$$d_{\text{АБ}} = d_{\text{нар}}^{\text{АБ}} - 2S_{\text{АБ}} = 159 - 2 \cdot 4,5 = 150 \text{ мм}$$

Т.к.

$$Q = V \cdot S \quad (21)$$

Лист

ЮУрГУ 15.03.02.2017.394

24



где,  $Q$  – расход, м<sup>3</sup>/с;

$V$  – скорость течения жидкости, м/с;

$$S = \frac{\pi d^2}{4} \text{ – площадь проходного сечения трубы, м}^2;$$

то

$$V_{AB} = \frac{Q_{\max}}{S_{AB}} = \frac{0,15}{3,14 \cdot 0,15^2} = 5 \text{ м/с}$$

159×4,5 ГОСТ 8732-78

Труба \_\_\_\_\_.

В45 ГОСТ8731-74

б) на участке БВ:

Участок БВ имеет расход  $Q = 0,09 \text{ м}^3/\text{с}$ , т.к. размер выходного участка ЦБ насоса  $D_1=125 \text{ мм}$ , выбираем трубу согласно ГОСТ8732-78[7]:

$$d_{\text{нар}}^{\text{БВ}} = 140 \text{ мм}$$

$$S_{\text{БВ}} = 7,5 \text{ мм}$$

Т.е. полагаю, что внутренний диаметр трубы:

$$d_{\text{БВ}} = d_{\text{нар}}^{\text{БВ}} - 2 \cdot S_{\text{БВ}} = 140 - 2 \cdot 7,5 = 125 \text{ мм}$$

$$V_{\text{БВ}} = \frac{Q}{S_{\text{БВ}}} = \frac{0,09}{3,14 \cdot 0,125^2} = 0,9 \text{ м/с}$$

125×7,5 ГОСТ 8732-78

Труба \_\_\_\_\_.

В45 ГОСТ8731-74

в) на участке ВГ:

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

На участке ВГ диаметр трубопровода примем исходя из диаметра выхода диффузора  $D_5=300$  мм, а суммарный расход

$Q = Q_{ж} + Q_{г} = 0,09 + 0,55 = 0,64 \text{ м}^3/\text{с}$   
таким образом, согласно ГОСТ 8732-78[7]:

- $d_{нар}^{ВГ} = 324 \text{ мм}$
- $S_{ВГ} = 12 \text{ мм}$

Т.е. полагаю, что внутренний диаметр трубы:

$$d_{\text{вГ}} = d_{\text{нар}}^{\text{вГ}} - 2 \cdot S_{\text{вГ}} = 324 - 2 \cdot 12 = 300 \text{ мм}$$

$$V_{\text{вГ}} = \frac{S_{\text{вГ}} \cdot \pi d_{\text{вГ}} \cdot 3,14 \cdot 0,32}{\dots} \text{ с } \dots$$

324×12 ГОСТ 8732×78

Труба \_\_\_\_\_.

В45 ГОСТ8731×74

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ 15.03.02.2017.394

Лист

27

## 8. ВЫБОР НАСОСА

Рассчитаем потери в системе

Величина напора насоса определяются по формуле (22):

$$H_N = h_{\text{эжектора}} + \Delta h_{\text{дл}} + \Delta h_M + Z \quad (22)$$

где  $\Delta h_{\text{дл}}$  – потери напора по длине; определяются по формуле Дарси – Вейсбаха (23):

$$\Delta h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l V^2}{d 2g} \quad (23)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения по длине, или коэффициент Дарси;  $l$  – длина трубопровода,

м;  $d$  – диаметр

трубопровода, м;

$V$  – средняя по сечению скорость движения жидкости, м/с;

$\Delta h_M$  – потери на местном сопротивлении, вызванные резким изменением конфигураций живого сечения потока, течения потока с изменением скорости;

$Z$  – геометрический напор;

Для определения потерь напора на местном сопротивлении воспользуюсь формулой Вейсбаха (24):

$$\Delta h_M = \zeta \frac{V^2}{2g} \quad (24)$$

где  $\zeta$  – коэффициент потерь;

$V$  – средняя по сечению скорость потока, м/с;

Т.к. для работы эжектора на заданных параметрах ему необходимо давление питания  $P_1=10$  бар, в соответствии с техническим заданием т.о. напор необходимый для работы эжектора рассчитывается по формуле (25):

$$P = \rho g h \gg h_{\text{эжектора}} = \frac{P_1}{\rho \cdot g} \quad (25)$$

$$h_{\text{эжектора}} = \frac{1000000}{1000 \cdot 9,81} = 102 \text{ м}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ 15.03.02.2017.394

Лист

29

Определим потери по длине по формуле (26):

$$\Delta h_{\text{дл}} = \Delta h_{\text{дл}}^{\text{АБ}} + \Delta h_{\text{дл}}^{\text{БВ}} \quad (26)$$

Расчет потерь по длине выполняют по следующему алгоритму:

1) Задаюсь абсолютной шероховатостью труб:

– на участках АБ, БВ, ВГ:

– принимаю трубы бесшовные стальные после нескольких лет эксплуатации:  $\Delta = 0,2 \text{ мм}$

2) Определяю относительную шероховатость стенок  $k$  по формуле (8)

3) Найду число Рейнольдса по формуле (9)

4) Затем, в зависимости от того, в какую зону попадает число  $Re$ , определяю коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  по одной из формул:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad \text{при } 4000 < Re < \frac{15}{k}$$

$$\lambda = \frac{68}{Re^{0,25}} \quad \text{при } 15 < Re < 560 \quad \text{или} \quad \lambda = \frac{0,11}{k}$$

$$\lambda = 0,11k^{0,25} \quad \text{при } Re < \frac{560}{k} \quad (22)$$

5) Нахожу потери по длине по формуле . а) на участке АБ

$$k_{\text{АБ}} = \Delta_{\text{АБ}} = 0,2 = 0,0013; d_{\text{АБ}}$$

150

V

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

$Re_{AB} \square_{AB} \square_{d_{AB}} \square \text{ ————— } 5,1 \square 0,15 \square_6 \square 585310;$

$\square_{200C} \quad 1,307 \square 10$

15    15  
 $\square \text{ — } \square 11538 \text{ k } 0,0013$  }  
560    560  
 $\text{— } \square \text{ — } \square 430769 \text{ k } 0,0013$  }

15                    560

$\square \text{ — } \square Re_{AB} \square \text{ — } \square$   
k k

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ 15.03.02.2017.394

Лист

31

□ рассчитываем по формуле :

$$\square_{AB} = \frac{0,11 \square 0,0013 \square}{\square 585310 \square}$$

$$\square h_{дл}^{AB} = \square_{AB} \frac{l_{AB} V_{AB2}}{d_{AB} 2g} \square 0,021 \square \frac{2 \square 5,12}{0,15 \square 2 \square 9,81} \square 0,37 \square м \square$$

б) на участке БВ  $k_{БВ} \square$

$$\Delta_{БВБВ} \square 1250,2 \square 0,0016; d$$

$$Re_{БВ} \square \frac{V_{БВ}}{d_{БВ}} \square \frac{7,34 \cdot 0,125}{1,307 \cdot 10^{-6}} \square_{100C}$$

$$\begin{array}{l} 15 \quad 15 \\ \square \quad \square 9375 \text{ k} \quad 0,0016 \\ 560 \quad 560 \\ \square \quad \square 350000 \text{ k} \quad 0,0016 \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{l} 15 \\ 560 \end{array}} \right\}$$

$$\square \frac{15 \quad 560}{\square \quad \square} \square Re_{БВ} \square \square \quad \square \quad \square$$

$$\square \quad \square \quad \square \quad \square \quad \square \quad \square$$

□ рассчитываем по формуле :

$$\square_{БВ} = 0 \square \square \frac{11 \square 0,0016 \square}{701989 \square}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата



$$h_{\text{дл}} = \lambda_{\text{БВ}} \frac{l_{\text{БВ}}}{d_{\text{БВ}}} \frac{V_{\text{БВ}}^2}{2g} = 0,022 \cdot \frac{8 \cdot 7,34^2}{2 \cdot 9,81} = 3,87 \text{ м}$$

$h_{\text{БВ}}$

$$d_{\text{БВ}} = 2g \cdot 0,125 \cdot 2 \cdot 9,81$$

Т.к. нас интересует только потребный напор и расход, поэтому потери на сливном участке ВГ рассчитывать не будем.

Таким образом, суммарные потери по длине составят:

$$\Delta h_{\text{дл}} = 0,37 + 3,87 = 4,24 \text{ м}$$

Определим местные потери

Для удобства расчёта рассмотрим потери на каждом участке отдельно:

$$\Delta h_{\text{м}} = \Delta h_{\text{м}}^{\text{AB}} + \Delta h_{\text{м}}^{\text{БВ}} \quad (27)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

а) на участке АБ

$$\Delta h_M^{AB} = (\zeta_{\text{к.с.}} + \zeta_{\text{поворот}}^{\text{плавн}} + \zeta_{\text{задвигка}}) \cdot \frac{v_{AB}^2}{2g} \quad (28)$$

$\zeta_{\text{к.с.}}$  - обратный клапан с сеткой, зависит от диаметра всасывающего трубопровода:

при  $d_{AB}=150$  мм,  $\zeta_{\text{к.с.}}=6,0$ [8].

$$\zeta_{\text{поворот}}^{\text{плавн}} = A \cdot B \quad (29)$$

где  $A$  зависит от угла поворота  $\theta$ , принимаю  $\theta = 90^\circ \gg A = 1$  [8].

Параметр  $B$ , учитывает влияние относительного радиуса закругления [8]

$$\frac{R_0}{d_{AB}} \approx 0,9 \Rightarrow B = 0,3$$

$$\zeta_{\text{поворот}}^{\text{плавн.}} = 1 \cdot 0,3 = 0,3$$

$\zeta_{\text{зад.}}$  - коэффициент потерь в задвигке; зависит от степени перекрытия сечения  $\frac{a}{d}$ ;

где  $d$  – диаметр трубы;

$a$  – высота поднятия задвигки;

принимаю  $\frac{a}{d_{AB}} = 0 \Rightarrow \zeta_{\text{зад.}} = 0,05$

$$\Delta h_M^{AB} = (6,0 + 0,3 + 0,05) \cdot \frac{5,1^2}{2 \cdot 9,81} = 8,42 \text{ м}$$

б) на участке БВ

$$\Delta h_M^{BB} = (2 \cdot \zeta_{\text{поворот}}^{\text{плавн}} + \zeta_{\text{задв}}) \cdot \frac{v_{BB}^2}{2g} \quad (30)$$

$$\zeta_{\text{поворот}}^{\text{плавн}} = 0,3$$

$$\zeta_{\text{задв}} = 0,05$$

$$\Delta h_M^{БВ} = (2 \cdot 0,3 + 0,05) \cdot \frac{7,34^2}{2 \cdot 9,81} = 1,78 \text{ м}$$

$$\Delta h_M = 8,42 + 1,78 = 10,2 \text{ м}$$

$$H_H = 102 + 4,24 + 10,2 + 5,5 = 121,94 \text{ м}$$

По каталогу [9] выбираю насос NKG 150-125-315/297 A2-F-A-E-BAQE, с частотой вращения  $n=2980$  об/мин; диаметром рабочего колеса  $D=297$  мм. Насос имеет следующие номинальные параметры:

- $Q=325 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;
- $H=127 \text{ м}$ ;
- $N=150 \text{ кВт}$ ;
- $\eta = 78 \%$ .

Характеристики и эскиз этого насоса приведены в Приложении А и Б. Для определения того, какой напор и какую подачу будет развивать данный насос, работая в данной системе, необходимо построить характеристику системы.

Характеристику системы можно представить в виде формулы (31):

$$H_{\text{сист}} = A + B \cdot Q^2, \quad (31)$$

где  $A$  и  $B$  – приведенные потери напора на всех участках трубопровода

$Q$  – расход жидкости на всех участках трубопровода

$$H_{\text{сист}} = 107,5 + kQ^2$$

$$kQ^2 = Q^2 \left[ \frac{\sum \zeta}{2gA^2} + \lambda_{\Sigma} \frac{\sum l}{2gdA^2} \right]$$

$$\sum \zeta_1 = 6,0 + 0,3 + 0,05 = 6,35$$

$$\sum \zeta_2 = 2 \cdot 0,3 + 0,05 = 0,65$$

$$\begin{aligned} \sum h_{\text{потерь } 1} &= Q^2 \left[ \frac{6,35}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,018^2} + 0,021 \frac{2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,15 \cdot 0,018^2} \right] \\ &= Q^2 [998,9 + 44,05] = 1043Q^2 \end{aligned}$$

$$\sum h_{\text{потерь } 2} = Q^2 \left[ \frac{0,65}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,0098^2} + 0,0222 \frac{8}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,125 \cdot 0,0098^2} \right]$$

$$= Q^2 [345 + 754] = 1099Q^2$$

$$H_{\text{сети}} = 107,5 + 2142Q^2$$

$Q, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$	0	0,02	0,04	0,06	0,08	0,09	0,1	0,12
$H_{\text{сети}}, \text{м}$	107,5	108,4	111,9	116,2	121,2	125,9	130,9	139,3

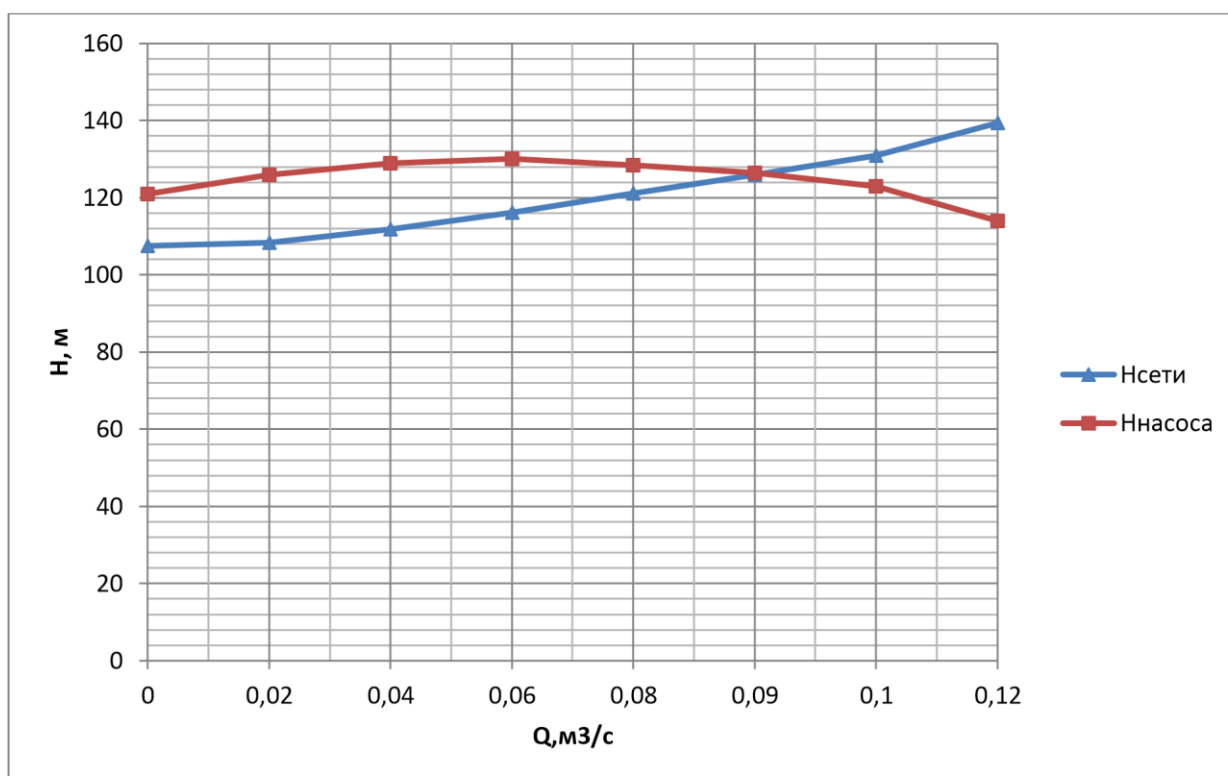


График характеристики насоса представлен в приложении, графически получена рабочая точка

$$Q=327,6 \text{ м}^3/\text{час} = 0,091 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$H=140 \text{ м}$$

## 9. РАСЧЕТ ГИДРОБАКА

Под баком понимается накопитель рабочей жидкости, находящейся под атмосферным или избыточным давлением, который может одновременно получать рабочую жидкость из сливной гидролинии и отдавать ее во всасывающую гидролинию. Минимальная вместимость бака определяется в основном изменением вместимости агрегатов гидросистемы, происходящим в процессе работы. Иначе вместимость бака должна быть достаточной для вмещения всей рабочей жидкости, сливающейся из системы, и поддержания необходимого уровня жидкости при выполнении рабочего цикла. Практически, вместимость бака обычно выбирают равной 2-3 минутной подаче насоса [10] и рассчитывается по формуле (32):

$$V_{\text{бак}} = 2,5 \cdot Q_{\text{н}} \cdot 60 \quad (32) \text{ м}^3/\text{с}$$

$$\text{Т.к. } Q_{\text{н}} = 0,091$$

$$V_{\text{бак}} = 2,5 \cdot 0,091 \cdot 60 = 13,65 \text{ м}^3$$

Из каталога [11] промышленных баков, предназначенных для холодной и отопленной воды, выбираем:

Наименование	Объем, м <sup>3</sup>	Длина, мм	Ширина, мм	Высота, мм	Вес, кг
Бак А16В	15	2250	2900	2505	1662



Рисунок 8 – Бак для активной воды

					<i>Лист</i>
					ЮУрГУ 15.03.02.2017.394
					36

					<i>Лист</i>
					ЮУрГУ 15.03.02.2017.394
					37

<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>
-------------	-------------	-----------------	----------------	-------------

					<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	

ЮУрГУ 15.03.02.2017.394

## 10. РАСЧЕТ СОПЛА НА ПРОЧНОСТЬ

Самым нагруженным элементом гидроэлеватора является сопло. Рассчитаем на срез участок в месте крепления сопла. Для расчетов воспользуемся законом сохранения количества движения.

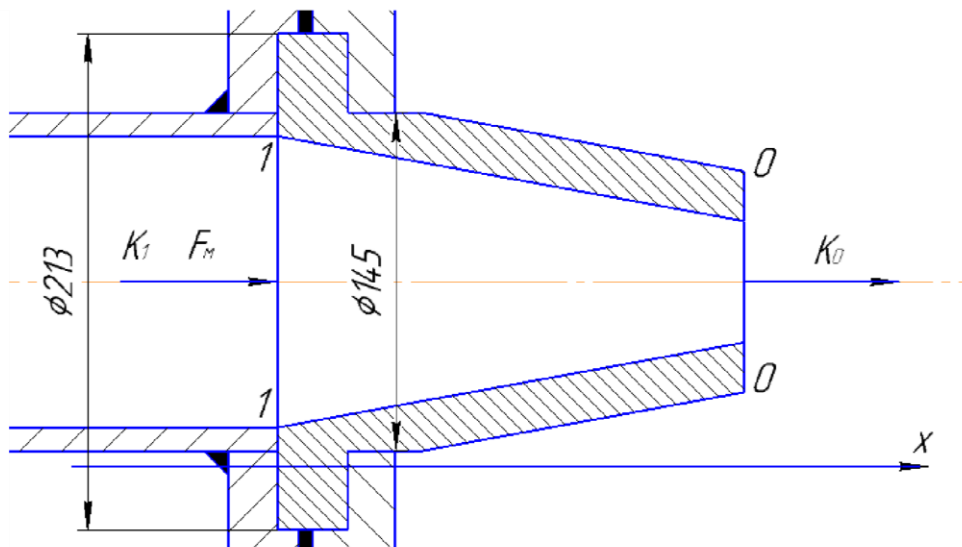


Рисунок 1 – Расчет сопла на прочность

Для расчета на прочность найдем силу жидкости в сечении 1-1, по формуле (51):

$$F_M = P_1 \cdot A_1 \quad (33)$$

$$F_M = 1000000 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,213^2}{4} = 35615 \text{ Н}$$

Составим уравнение (34) количества движения для сечений 1-1 и 0-0 на проекцию оси x:

$$K_0 - K_1 = F_M + R \quad (34)$$

Где R – гидродинамическая сила, действующая на струю.

Преобразуем выражение (34) и получаем уравнение (35):

$$\rho \cdot Q_1 \cdot v_0 - \rho \cdot \frac{Q_1^2 \cdot 4}{\pi \cdot d_1^2} = F_M + R \quad (35)$$

Из выражения (35) определяем гидродинамическую силу (36), действующую на струю:

$$R = \rho \cdot Q_1 \cdot v_0 - \rho \cdot \frac{Q_1^2 \cdot 4}{\pi \cdot d_1^2} - F_M \quad (36)$$

$$R = 1000 \cdot 0,091 \cdot 42,5 - 1000 \cdot \frac{0,091^2 \cdot 4}{\pi \cdot 0,213^2} - 35615$$

$$R = -31980 \text{ Н}$$

Сила струи равна по модулю и противоположна по направлению силе, действующей на струю, поэтому(37):

$$F_c = -R \quad (37)$$

$$F_c = 31980 \text{ Н}$$

Для расчета на срез сопла примем во внимание, что сила струю создает напряжения на кольцевой поверхности крепления сопла. Составим условие прочности(38):

$$\sigma_{max} = \frac{4 \cdot F_c}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} \leq [\sigma] \quad (38)$$

$$\sigma_{max} = \frac{4 \cdot 31980}{\pi \cdot (0,213^2 - 0,145^2)} = 1,697 \text{ МПа}$$

Допустимый предел прочности для Сталь 40Х[12] определяется по формуле (39):

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{[n]} \quad (39)$$

Где [n] – запас прочности, примем его: [n] = 20.

$$[\sigma] = \frac{320 \cdot 10^6}{20} = 16 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{max} \leq [\sigma]$$

$$1,697 \text{ МПа} \leq 16 \text{ МПа}$$

Условие запаса прочности выполнено.



## 11. ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОГО ПЕРЕХОДА С ПСЭ НА ВВЭ

Для обоснования рационального перехода с пароструйного на водовоздушный эжектор, необходимо сравнить мощностные параметры двух систем. Для начала рассчитаем параметры пароструйного эжектора.

Начальные параметры:

$P_{\text{вакуум}}^{\text{абс}} = 0.2$  бар – необходимое давление вакуума в автоклаве

$P_{\text{пар}}^{\text{абс}} = 10$  бар- давление рабочего пара «напорной струи»

$t_{\text{пар}} = 180^{\circ}\text{C}$  - температура рабочего пара

$P_{\text{вых}}^{\text{абс}} = 1$  бар- давление на выходе из пароструйного эжектора Из

справочной литературы определим:[13]:

$h = 2777,2$  кДж/кг – удельная энтальпия перегретого пара

$\rho = 5,157$  кг/м<sup>3</sup> – плотность перегретого пара

По имеющимся паспортным данным пароструйного насоса приведенным в Приложении В, найдем расход эжектируемой среды:

По паспортным данным следует, что за 20 минут эжектор создает вакуум 0,2 бар, откачивая 250 м<sup>3</sup> воздуха, но по технологии производства газобетона, рекомендуемое время вакуумирования составляет 40 минут, это предотвращает появление брака в продукции, т.о., примем, что за 40 минут объем откачанного воздуха 250 м<sup>3</sup>, отсюда найдем объемный расход (40) эжектируемого воздуха:

$$Q = \frac{V}{t} \quad (40)$$

$$Q = \frac{250}{40} \cdot 60 = 375 \text{ м}^3/\text{час}$$

Для нахождения массового расхода эжектируемого воздуха воспользуемся формулой (41):

$$m_{\text{эжектир.среды}} = Q \cdot \rho \quad (41)$$

$$m_{\text{эжектир.среды}} = 375 \cdot 1,225 = 460 \frac{\text{кг}}{\text{час}} = 7,67 \frac{\text{кг}}{\text{мин}} = 0,13 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Для определения массового расхода рабочего пара, воспользуемся коэффициентом эжекции(42):

$$q = \frac{Q_2}{Q_1} \quad (42)$$

где,  $Q_1$  – объемный расход рабочего пара,  $Q_2$  – объемный расход эжектируемой среды

$$Q_2 = \frac{m}{\rho} = \frac{7,67}{1,225} = 6,26 \frac{\text{м}^3}{\text{мин}}$$

Для того чтобы определить расход рабочего пара воспользуемся методикой расчета пароструйных эжекторов Успенского[13], по имеющимся геометрическим параметрам существующего насоса, вычислим коэффициент эжекции:

$D_2 = 60$  мм – диаметр смесительного участка пароструйного эжектора:

$D_1 = 15$  мм – диаметр сопла пароструйного эжектора, из рекомендаций [14].

$$\sigma = \frac{F_2^2}{F_1^2} = \frac{\pi \cdot 60^2 \cdot 4}{\pi \cdot 15^2 \cdot 4} = \frac{45216}{2826} = 16$$

где  $\sigma$  - безразмерный коэффициент, отношение площади смесительного участка, к площади сопла(43).

$$\sigma = 2(1 + q)^2 \quad (43)$$

Далее, определим коэффициент эжекции пароструйного эжектора(44):

$$q = \sqrt{\frac{\sigma}{2}} - 1 \quad (44)$$

$$q = \sqrt{\frac{16}{2}} - 1 = 2,83 - 1 = 1,83$$

Найдем объемный расход активного потока пара:

$$Q_1 = \frac{Q_2}{q} = \frac{6,26}{1,83} = 3,42 \frac{\text{м}^3}{\text{мин}}$$

Рассчитаем массовый расход активного пара:

					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

$$m_1 = Q_1 \cdot \rho = 3,42 \cdot 5,157 = 17,64 \frac{\text{кг}}{\text{мин}} = 0,29 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Для того чтобы провести сравнение эффективности пароструйного и водовоздушного эжектора, нужно оценить их мощностные характеристики (45):

$$N_{\text{п}} = h \cdot m_{\text{п}} \quad (45)$$

где,  $h$  – удельная энтальпия перегретого пара,  $m_{\text{п}}=m_1$  – массовый расход рабочего пара.

Мощность потока пара перед пароструйным эжектором:

$$N_{\text{псэ}} = 2777,2 \cdot 0,29 = 805 \text{ кВт}$$

Такая большая мощность потока пара объясняется тем, что в производстве пар используется в двух технологических циклах. Первый цикл – это создание в автоклаве вакуума  $P_{\text{вакуум}}^{\text{абс}} = 0,2 \text{ бар}$ , с помощью пароструйного эжектора, а второй цикл – это подъем давления в автоклаве до  $P^{\text{абс}} = 10 \text{ бар}$  и выдержка в течение 6 часов. Параллельно этапу вакуумирования в одном автоклаве, может происходить этап подъема давления в другом автоклаве. Также такую большую мощность пара можно объяснить тем, что на производстве работает 5 автоклавов, и поддержание хотя бы в двух из них рабочих параметров требует больших энергозатрат.

Мощность активного потока водовоздушного эжектора (46):

$$N_{\text{ввэ}} = (p_1 - p_{\text{атм}}) \cdot Q_{\text{ж}} \quad (46)$$

$$N_{\text{ввэ}} = (1 \cdot 10^6 - 10^5) \cdot 0,09 = 81 \text{ кВт}$$

Мощность активного потока пароструйного эжектора:

$$N_{\text{псэ}} = 805 \text{ кВт}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Сравнивая мощности двух потоков, можно понять, что при использовании водовоздушного эжектора вместо пароструйного, можно добиться экономии энергии почти в 10 раз.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ 15.03.02.2017.394

Лист

45

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполнения дипломной работы были выполнены все поставленные задачи. Был рассчитан и спроектирован водовоздушный эжектор. Подобраны трубопроводы, центробежный насос и гидробак. Так же был выполнен прочностной расчет соплового устройства. Одной из важных целей поставленных передо мной была оценка целесообразности перехода с пароструйного на водовоздушный эжектор, исходя из моих расчетов, можно сделать вывод, что использование водовоздушного эжектора в системе является более выгодным с точки зрения энергетических затрат, затраты мощности у ВВЭ почти в 10 раз ниже чем у ПСЭ.

						<i>Лист</i>
					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2017.394</i>	42

						<i>Лист</i>
					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2017.394</i>	46
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 стр.: ил.
2. Сайт: <http://www.allbeton.ru/article/33.html>
3. Сайт: <http://files.stroyinf.ru/data2/1/4294817/4294817718.htm>
4. Цегельский В.Г. Двухфазные струйные аппараты. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 408 с.
5. Клименко, А.В. Тепловые и атомные электростанции: справочник / А.В. Клименко, В.М. Зорина. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2003 – 648 с.
6. В.К. Темнов, Е.К. Спиридонов. Расчет и проектирование жидкостных эжекторов: Учебное пособие. – Челябинск: ЧПИ, 1984. – 44 с.
7. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 3. – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н.Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 864 с.: ил.
8. Спиридонов Е.К., Бровченко П.Н. Динамические насосы. Курсовые задания: Учебное пособие. – Челябинск; ЮУрГУ, 1998. – 35с.
9. Сайт: <http://ru.grundfos.com/documentation/catalogs.html>
10. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. М., «Машиностроение», 1972, 320 с.
11. Сайт: <http://баки-емкости.рф/baki-dlya-vody/>
12. Сайт: [http://metallischekiy-portal.ru/marki\\_metallov/stk/40X](http://metallischekiy-portal.ru/marki_metallov/stk/40X)

13. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник. ГСССД Р-776-98 – М: Издательство МЭИ. 1999. – 16.168 с; ил.
14. Успенский В.А., Кузнецов Ю.М. «Струйные вакуумные насосы» М. «Машиностроение», 144 с.

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2017.394</i>	<i>Лист</i>
						43
					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2017.394</i>	<i>Лист</i>
						48
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		



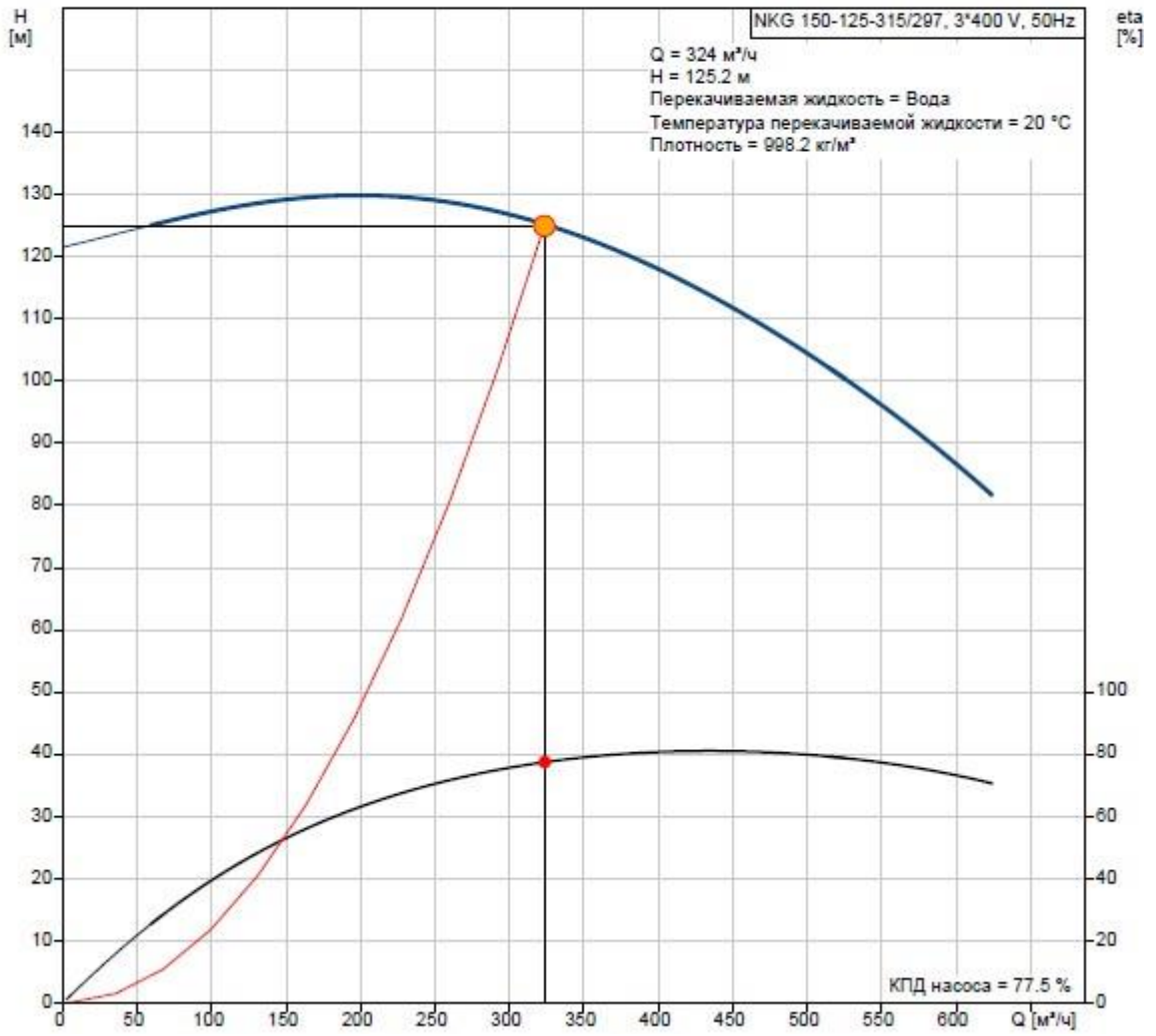
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>
-------------	-------------	-----------------	----------------	-------------

					<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	

*ЮУрГУ 15.03.02.2017.394*

ПРИЛОЖЕНИЕ А

**NKG 150-125-315/297 50 Гц**

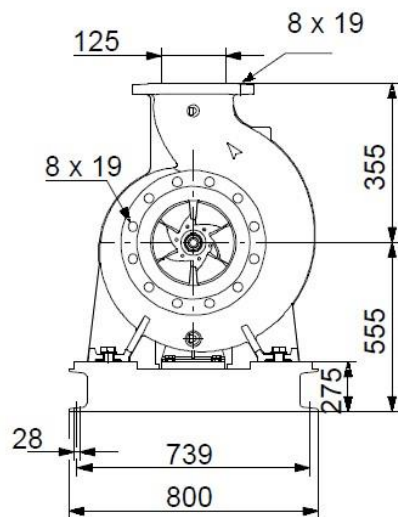
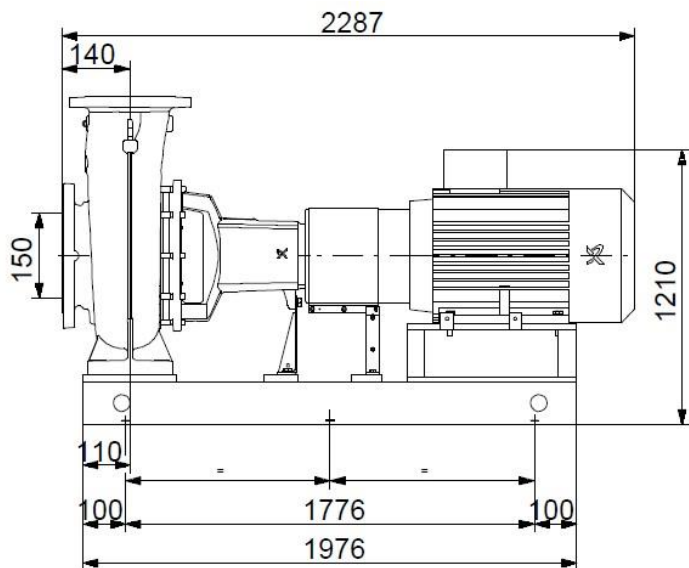


Лист

ЮУрГУ 15.03.02.2017.394

50

ПРИЛОЖЕНИЕ Б



Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ 15.03.02.2017.394

Лист

51

# ПРИЛОЖЕНИЕ В

