

Министерство образования и науки Российской Федерации
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального
образования
«Южно-Уральский государственный университет»
(национальный исследовательский институт)
Механико-технологический факультет
Кафедра «Гидравлика и гидропневмосистемы»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент

_____/

«__» _____ 2017 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

_____/

«__» _____ 2017 г.

Разработка струйного насоса с регулируемым соплом

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ – 15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР

Нормоконтроллер

_____/ Подзерко А.В.

«__» _____ 2017 г.

Руководитель работы

_____/ Спиридонов Е.К.

«__» _____ 2017 г.

Автор работы

Студент группы П-457

_____/ Казанцев П.В.

«__» _____ 2017 г.

АНОТАЦИЯ

Казанцев П.В. Разработка струйного насоса с изменяемым соплом. – Челябинск: ЮУрГУ, МТ; 2017, 39 с., библиограф. список – 5., 2 листа чертежей ф. А1.

Разработан струйный регулируемого насоса с изменяемой площадью активной струи.

Составлена гидравлическая схема работы струйного насоса.

Рассчитана насосная станция с центробежным насосом К80-50-200 при эжекторном регулировании подачи.

					ЮУрГУ–15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Казанцев П.В.			Разработка струйного насоса с регулируемым соплом	Лит.	Лист	Листов
Провер.		Спиридонов Е.К.					2	40
Реценз.					ЮУрГУ–15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР			Стр.
Н. Контр.		Подзерко А.В.			ЮУрГУ–15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР			Гипс 2
Изм.	Лист	№ докум.	Подпис	Дата				2

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ	6
1. ОБЗОР НАУЧНОТЕХНИЧЕСКОЙ И ПАТЕНТНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.	10
1.1. Основные характеристики струйных насосов.....	10
1.2 Возможные способы регулирования струйных аппаратов.	13
2.ИЗМЕНЕНИЕ ПОДАЧИ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ С НЕРЕГУЛИРУЕМОЙ ГИДРОМАШИНОЙ.....	17
2.1. Расчет насосной станции с дроссельным управлением и эжектором.	18
2.2 Сравнение эффективности работы схем.....	21
3.РАСЧЕТ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ С ЭЖЕКТОРОМ.	23
3.1 Расчет и проектирование струйного насоса.	25
3.1.1 Расчет максимально возможного коэффициента эжекции..	25
3.1.2. Профилирование сопла	30
3.1.3 Профилирование рабочей камеры.	33
4.ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ.	35
5.ЗАКЛЮЧЕНИЕ	38
Библиографический список.....	40

ВВЕДЕНИЕ

Насос – устройство (гидравлическая машина, аппарат или прибор) для напорного перемещения (всасывания и нагнетания), главным образом, капельной жидкости в результате сообщения ей внешней энергии (потенциальной и кинетической). Устройства для безнапорного перемещения жидкости насосами обычно не называют и относят к водоподъемным машинам. Основным параметром насоса – количество жидкости, перемещаемое в единицу времени, т.е. осуществляемая объемная подача Q . Для большинства насосов важнейшими техническими параметрами также являются: нагнетаемое давление P или соответствующий ему напор H , потребляемая мощность N и КПД η . Предохранительные клапаны являются ответственными узлами, которые должны обеспечить безопасность работы установки, находящейся под давлением газа, пара или жидкости.

Одной из разновидностей насосов-аппаратов явился водоструйный насос, который как лабораторный прибор был предложен английским ученым Д. Томпсоном в 1852 году и служил для отсасывания воды и воздуха. Первый промышленный образец струйного аппарата применил инженер Нагель в 1866 году (предположительно в Германии) для удаления воды из шахт. Позднее были созданы различные струйные насосы в виде водо-водяных эжекторов, пароводяных инжекторов и многие другие.

Основы теории струйных насосов были заложены в работах Г. Цейнера и У. Ранкина во второй половине XIX в. и получили существенное развитие в 30-х гг. XX в. благодаря исследованиям американских инженеров О'Брайена и Гослина и советских специалистов Л.Д. Бермана, К.К. Баулина, А.Н. Ложкина, Е.Я. Соколова, Н.М. Зингера и др. Позднее был предложен гидропневматический водоподъемник для скважин (В.П. Сироткин, Я.С. Суреньянц), в конструкции которого объединены струйный насос и эрлифт. Одним из направлений развития насосов-аппаратов является создание магнитогидродинамических насосов. Первые такие насосы на постоянном токе были предложены Голденом (1907) и Гартманом (1919) и насосы

					<i>ЮУрГУ–15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР</i>	<i>Стр.</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		4

на переменном токе – Чаббом (1915). Однако широко их стали применять в СССР и за рубежом только в 50–60-е гг. XX в., главным образом в связи с успехами атомной энергетики.

					<i>ЮУрГУ–15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР</i>	<i>Стр.</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		5

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

					<i>ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР</i>	<i>Стр.</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		6

					<i>ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР</i>	<i>Стр.</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		7

					<i>ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР</i>	<i>Стр.</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		<i>8</i>

					<i>ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР</i>	<i>Стр.</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		<i>9</i>

1. ОБЗОР НАУЧНОТЕХНИЧЕСКОЙ И ПАТЕНТНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.

1.1. Основные характеристики струйных насосов.

Струйные насосы, это аппараты, не имеющие движущихся частей. Перекачиваемая среда перемещается посредством потока рабочей жидкости. В качестве перекачиваемой среды может выступать жидкость, газ, смесь жидкости и твердых частиц. Передача энергии осуществляется без промежуточных узлов от одного потока к другому.

Основными элементами струйного насоса являются рабочее сопло, камера смещения, диффузор, конфузур. Рабочее сопло располагается по периферии камеры смещения или соосно с ней. Некоторые модели имеют комбинированное расположение рабочего сопла. Плоскость среза, то есть выходная часть рабочего сопла, находится перед входным участком камеры смещения.

Принцип работы любого струйного аппарата основан на эжекционных свойствах струи- способности увлекать за собой окружающую среду, будь то жидкость, газ или зернистая твердая масса(Рис.1). При смешивании струи (активного потока) с пассивным потоком окружающей среды происходит передача количества движения и энергии.

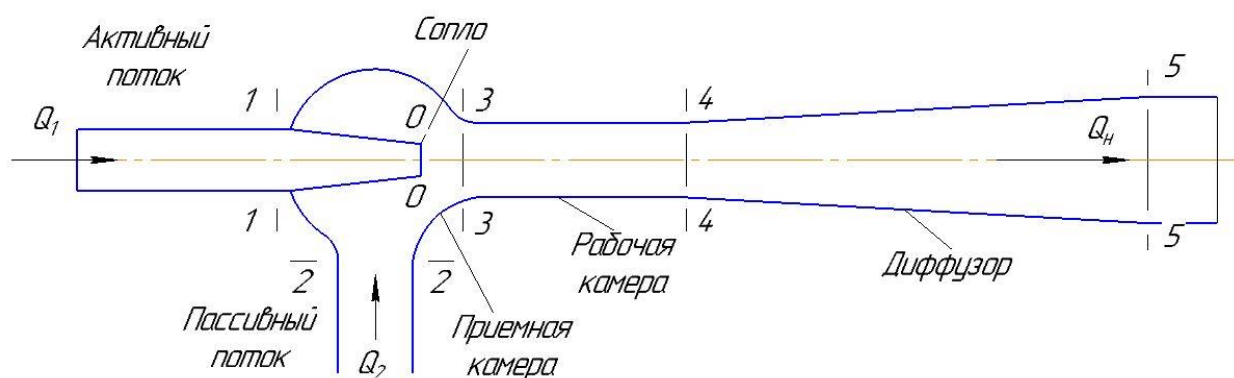


Рис.1 – принципиальная схема струйного насоса.

Жидкость из приемного резервуара подается во всасывающую камеры, а затем в камеру смешения, в которой поток рабочей жидкости перемешивается и

часть энергии отдается перекачиваемой жидкости, поступающей из приемного резервуара.

После этого поток подается в диффузор, где увеличивается статический напор, после этого по напорному трубопроводу жидкость подается в сборный резервуар.

Основными преимуществами струйных насосов является простая конструкция, надежность, небольшие габариты и доступная стоимость. Основными недостатками можно назвать невысокий КПД насоса и необходимость подачи к соплу значительного объема жидкости под высоким давлением.

Струйные насосы обладают наиболее широким разнообразием конструкций, вследствие чего широко используются в самых разных отраслях промышленности как самостоятельные аппараты, так и в составе других насосных установок. Применяются в основном как насос для откачки сред либо выполняет функции насоса смесителя.

Например, в системах напорного гидротранспорта он создает гидросмесь и обеспечивает ее транспорт по гидроприводу.

Может работать как вакуумный насос в системе откачки газа, воздуха и т.д.

Характеристики струйного насоса.

Основными параметрами струйного насоса являются:

Рабочий напор, равный разности полных напоров в сечениях 1 и 5:

$$H_p = H_1 - H_5 \quad (1)$$

Полезный напор насоса, равный разности полных напоров в сечениях 5 и 2:

$$H_n = H_5 - H_2 \quad (2)$$

Расход рабочей жидкости Q_1 ;

Расход перекачиваемой жидкости Q_2 ;

К.П.Д. струйного насоса, равный отношению полезной мощности к затрачиваемой:

$$\eta = \frac{H_n Q_2}{H_p Q_1} \quad (3)$$

Удобны следующие безразмерные параметры, характеризующие режим работы насоса:

Относительная подача насоса:

$$q = \frac{Q_2}{Q_1} \quad (4)$$

Относительный напор:

$$h = \frac{H_n}{H_n + H_p} \quad (5)$$

После преобразования этих формул получим связь между тремя безразмерными параметрами:

$$\gamma_1 = \frac{h}{1-h} q \quad (6)$$

Характеристики струйных насосов обычно строят в виде графиков зависимости h и η от q (Рис.2.). С увеличением q относительный напор h уменьшается, а К.П.Д. η достигает максимума при некотором оптимальном значении $q_{\text{опт}}$, которое зависит от конструкции насоса и изменяется в пределах 0,5-1,5.

Напор, создаваемый струйным насосом, в сильной степени зависит от числа Рейнольдса, уменьшаясь при уменьшении последнего. Однако при числах Рейнольдса порядка 10^6 и более уменьшение прекращается, т.е. наступает режим автомодельности. Число Рейнольдса подсчитывается по формуле:

$$Re = \frac{d_1 \sqrt{2g(H_n + H_p)}}{\nu} \quad (7)$$

Где d_1 -диаметр сопла рабочего потока.

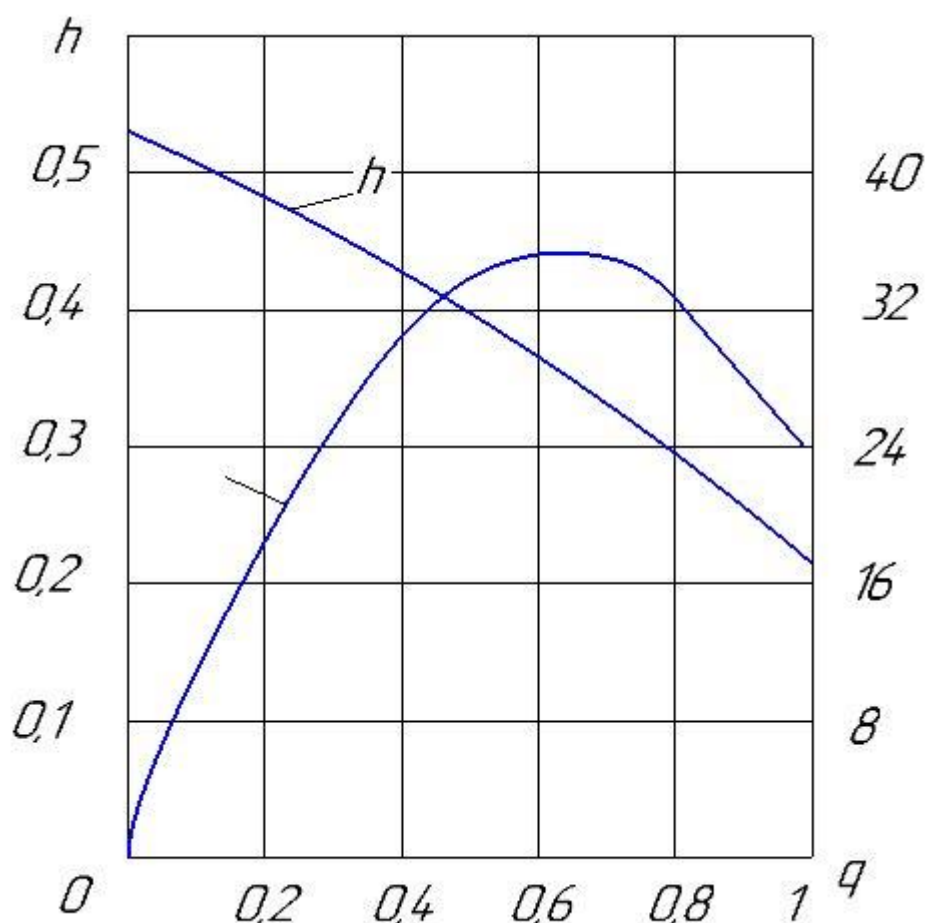


Рис.2 – характеристика струйного насоса.

Ключевой фактор влияющий на характеристики является соотношение площадей сопла и камеры.

1.2 Возможные способы регулирования струйных аппаратов.

1. Изменение геометрии проточной части.

Путем изменения соотношения площадей сопла и камеры мы можем менять количество жидкости, подаваемое к соплу. В таком случае мы производим ступенчатое регулирование потока и характеристик эжектора.

2. Изменение характеристики потока.

Этот метод позволяет нам изменять характеристику потока по средствам осевого перемещения сопла. При таком регулировании мы можем добиться плавного изменения характеристик струйного аппарата.

Мною была проведена патентная проработка глубиной 30 лет. Наиболее схожие по принципу и конструкции изобретения представлены в рассмотренных ниже патентах.

1. Первый способ регулирования может быть довольно глубокий, но ступенчатый.

2. Второй способ является более плавный, но регулирование производится на меньшие значения.

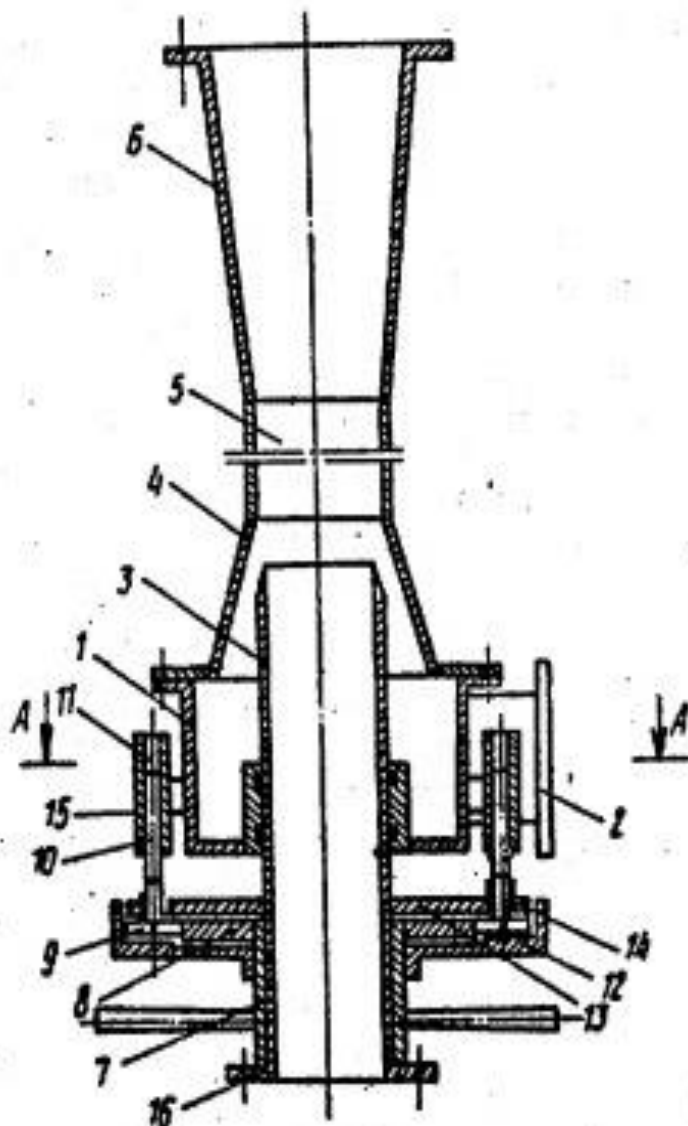


Рис.3 – эскиз струйного регулируемого насоса.

Регулируемый струйный насос, содержащий корпус с патрубком подвода активной среды, всасывающим патрубком, установленным с возможностью осевого перемещения относительно конфузора, соединенного с камерой смешения и диффузором, и снабженным устройством перемещения, включающим полый поворотный цилиндр, закрепленную на нем ведущую шестерню, взаимодействующую с ведомыми шестернями, соединенными с винтами, контактирующими со сквозными резьбовыми отверстиями, и защищающий шестерни кожух с кольцевой крышкой, имеющей отверстия, в которых размещены винты, отличающийся тем, что, с целью повышения надежности работы и КПД путем предотвращения контакта устройства перемещения с перекачиваемой средой и снижения гидравлического сопротивления, устройство перемещения снабжено цилиндрическими втулками, закрепленными на боковой поверхности корпуса, а всасывающий патрубок на входе фланцем, поворотный цилиндр установлен коаксиально всасывающему патрубку с упором в фланец, кожух жестко связан с поворотным цилиндром, а его крышка со всасывающим патрубком и расположена между кожухом и корпусом, а сквозные резьбовые отверстия выполнены в цилиндрических втулках.

					ЮУрГУ–15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	<i>Стр.</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		15

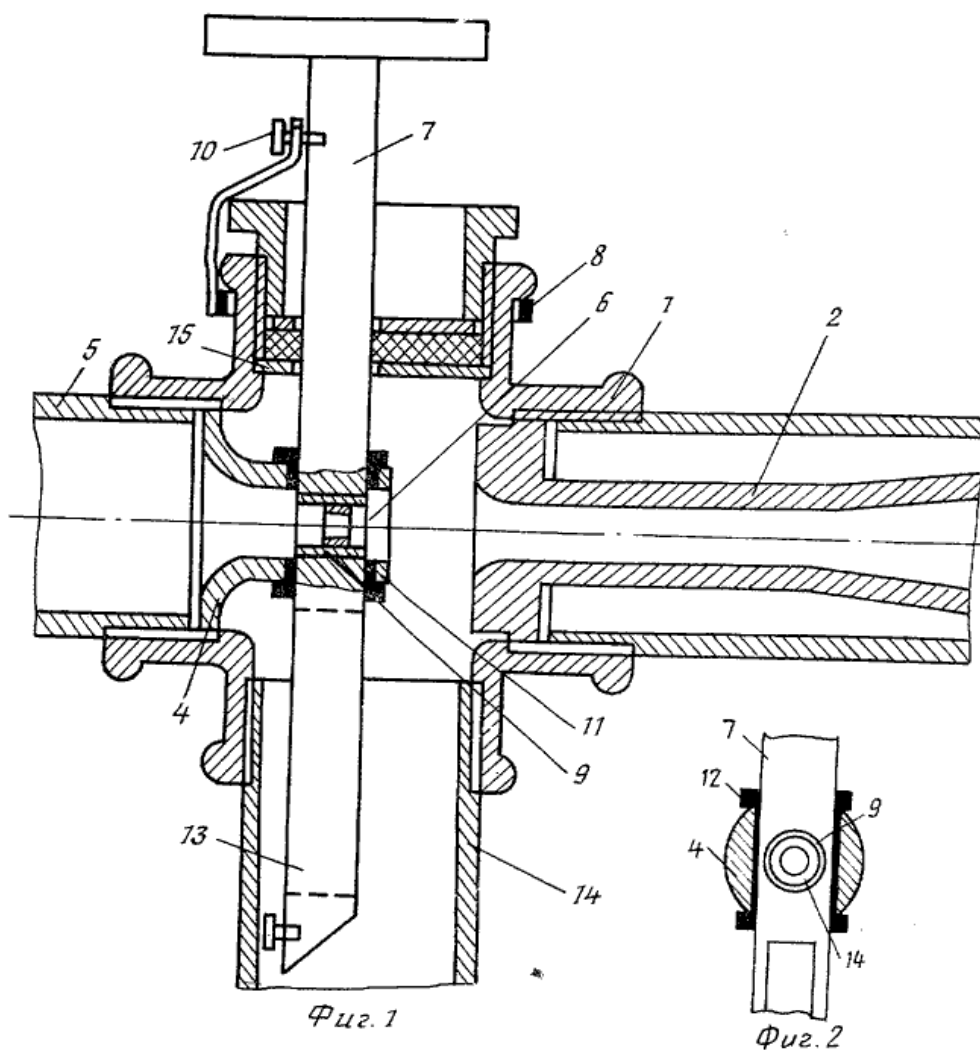


Рис.4 – эскиз струйного регулируемого насоса.

Струйный регулируемый насос, содержащий установленное в корпусе сопло с радиальным сквозным каналом, через который проходит подвижный в радиальном направлении шток, один конец которого выведен наружу через уплотнение, а другой размещен в полости насоса и имеет отверстие, устанавливаемое соосно соплу, отличающийся тем, что, с целью повышения степени точности и увеличения диапазона регулирования, в отверстии штока установлена съемная насадка. Насос по п. 1, отличающийся тем, что на размещенном в полости насоса конце штока выполнена прорезь для совмещения ее с соплом при выдвигании штока наружу.

Целью настоящей работы является разработка струйного насоса с наиболее плавным и глубоким регулированием характеристик потока. Схема эжектора с

Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата

регулируемой площадью активной струи по средствам иглы является наиболее подходящей для наших требований.

Задача выпускной квалификационной работы заключается в разработке струйного насоса с регулируемым соплом. Так же расчет насосной станции с эжекторным управлением.

3. Принципиальная схема струйного насоса с регулируемой площадью активной струи.

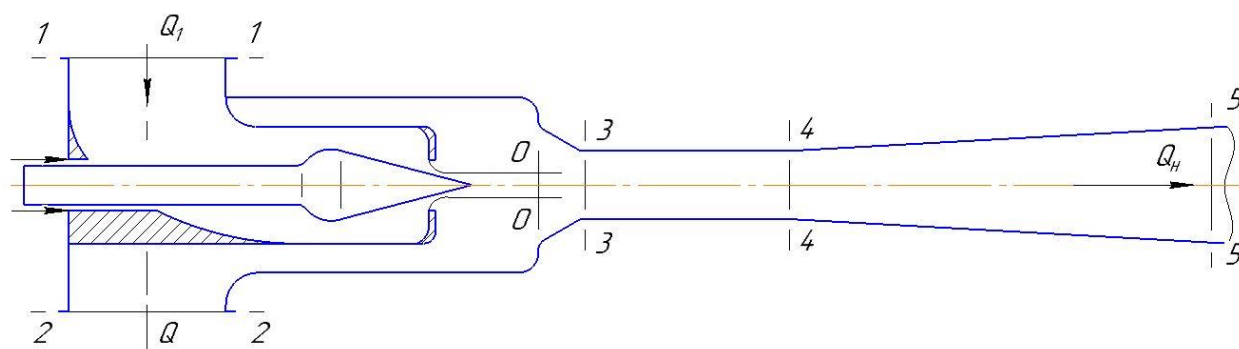


Рис. 5 – принципиальная схема струйного регулируемого насоса.

Активная жидкость в количестве Q_1 подводится к соплу эжектора по ответвлению из напорной магистрали насос. В смесительной камере эжектора активный поток передает часть своей энергии пассивному Q , поступающему от потребителя. Поток смеси $Q_n = Q_1 + Q$ эжектором подается в сторону всасывания основного насоса. Регулирование подачи жидкости потребителю Q достигается изменением площади выходного сечения сопла. При полном его перекрытии вся подача насоса поступает потребителю, а при полном открытии сопла вся подача (или часть ее) возвращается на вход насоса, минуя потребителя.

2. ИЗМЕНЕНИЕ ПОДАЧИ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ С НЕРЕГУЛИРУЕМОЙ ГИДРОМАШИНОЙ.

Существуют различные способы изменения подачи нерегулируемых гидромашин. Наиболее распространённым является дроссельное регулирование, одна из возможных схем которого показана на Рис.6, а.

Достоинством дроссельной схемы является простота и высокая надежность, недостатком данной схемы – низкая эффективность из-за превращения части механической энергии жидкости в тепло.

Уменьшить потери энергии и вместе с тем сохранить простоту и надежность дроссельного регулирования можно, используя в качестве регулятора расхода эжектор с изменяемой площадью активной струи. Принципиальная схема такого эжектора показана на Рис.5, а схема насосного агрегата с эжектором – на Рис 6, б.

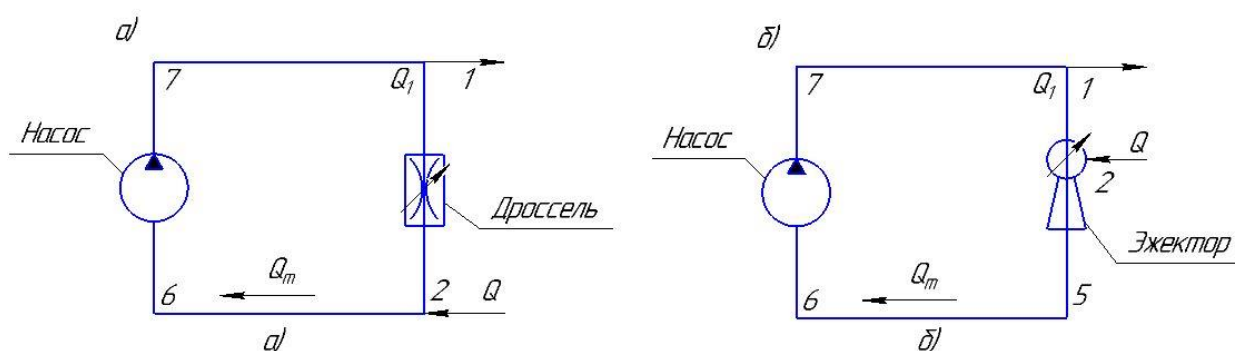


Рис. 6. Схемы насосного агрегата

В схеме с эжекторным регулированием напор агрегата $H = H_1 - H_2$ складывается из напоров, создаваемых насосом $H_n = H_7 - H_6$ и эжектором $H_3 = H_5 - H_2$. Если требуемый напор агрегата H является одинаковым для схем с дроссельным и эжекторным регулированием, то величина H_n в агрегате с эжектором будет меньше. Следовательно, меньшим будет и расход энергии на привод насоса. Вместе с тем повышение давления перед насосом обеспечивает его бескавитационную работу.

2.1. Расчет насосной станции с дроссельным управлением и эжектором.

Оценивая повышение эффективности насосного агрегата при замене дросселя эжектором. Эффективность работы агрегата охарактеризуем внутренним КПД η , равным отношению мощности на входе агрегата

$$N = \rho g Q H \quad (7)$$

к гидравлической мощности насоса

$$N_H = \rho g Q_H H_H \quad (8)$$

т.е.

$$\eta = \frac{(QH)}{(Q_H H_H)} \quad (9)$$

Анализ упрощённых схем насосного агрегата выполняем в безразмерных координатах, пренебрегая потерями напора в соединительных линиях. Базовыми величинами примем подачу Q_H и его напор H_H . Тогда КПД агрегата

$$\eta = qh \quad (10)$$

где $q = \frac{Q}{Q_H}$ и $h = \frac{H}{H_H}$ – относительная подача и напор агрегата.

Напор агрегата с регулируемым эжектором

$$H = H_H + H_э \quad (11)$$

в безразмерных параметрах

$$h = \frac{1}{1-h_э} \quad (12)$$

Здесь $h_э = \frac{H_э}{(H_1 - H_2)} = \frac{H_э}{H}$ напор эжектора, выраженный в долях располагаемого напора активной струи.

Относительный напор эжектора $h_э$ зависит, главным образом, от подачи q и относительной площади активной струи

$$\Omega = \frac{A_0}{A_3} \quad (13)$$

Эта зависимость для эжектора с цилиндрической камерой смешивания описывается уравнением:

$$h_э = \frac{1 - \left\{ 1 - \Omega \left[1 - \frac{\Omega q}{(1-\Omega)(1-q)} \right] \right\}^2 - \zeta_{23} \left[\frac{\Omega q}{(1-\Omega)(1-q)} \right]^2 - (\zeta_{34} - \zeta_{45}) \left(\frac{\Omega}{1-q} \right)^2}{1 + \zeta_{10}}, \quad (14)$$

где $\zeta_{10}, \zeta_{23}, \zeta_{34}, \zeta_{45}$ – коэффициенты сопротивления соответственно сопла, входного участка, камеры смешения и диффузора.

Соотношение (12) и (14) при их совместном решении являются аналитическим выражением безразмерной напорной характеристики насосного

агрегата с эжектором. Они позволяют для нескольких Ω рассчитать $h(q)$ и вместе с тем установить достижимые возможности агрегата.

Напорные характеристики агрегата с эжектором представлены на Рис.7 сплошными линиями. Их расчет выполнялся при $\zeta_{10} = \zeta_{23} = 0,06$ и $\zeta_{34} = \zeta_{45} = 0,30$.

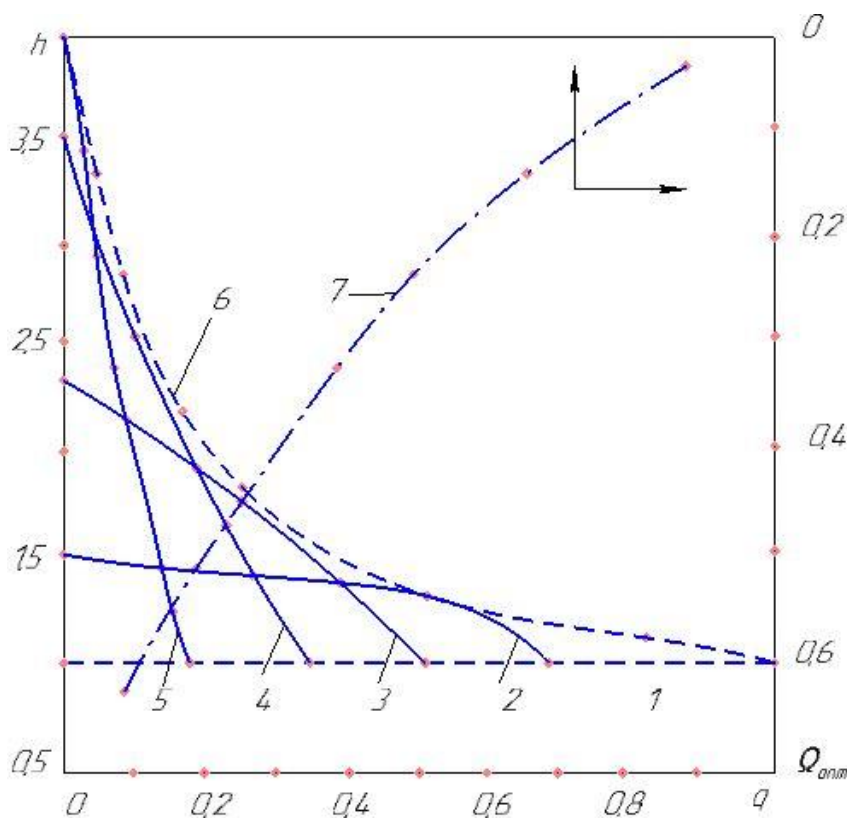


Рис.7 – характеристики насосного агрегата.

Анализ кривых $h(q)$ свидетельствует о следующем:

1. Холостому режиму работы ($q=0$) при любом соотношении площадей сопла и смесительной камеры эжектора соответствует максимальный относительный напор агрегата h_m . С увеличением подачи q напор h уменьшится и по достижении $q=q_m$ относительный напор $h=1$ (в размерных координатах на режиме максимальной подачи Q_m напор агрегата H равен напору насоса H_n).
2. Максимальна подача q_m насосного агрегата с эжектором зависит от относительной площади струи Ω . С уменьшением последней q_m растет, и при $\Omega=0$, $q_m=1$. Влияние относительной площади Ω на максимальный напор h_m оказывается противоположным: с ее увеличением h_m растет.

3. Для любой подачи q существует оптимальное соотношение площадей сопла и смесительной камеры $\Omega_{\text{опт}}$, при котором напор агрегата наибольший.
4. Огибающая к семейству кривых $h(q)$ является экстремальной напорной характеристикой насосного агрегата. Она отражает связь относительной подачи q с предельно-достижимым напором агрегата $h_{\text{дост}}$. Экстремальная напорная характеристика $h_{\text{дост}}(q)$ агрегата с эжектором и зависимость $\Omega_{\text{опт}}(q)$ приведены на Рис. 7.

Для систем с дроссельным регулированием напор агрегата H равен напору насоса H_n , а подача жидкости потребителю

$$Q = Q_n - Q_1, \quad (15)$$

где $Q_1 = \mu A_{\text{др}} \sqrt{2g(H_1 - H_2)} = \mu A_{\text{др}} \sqrt{2gH_n}$ – расход через дроссель.

Записав уравнение (15) в безразмерных координатах, получим

$$q = 1 - \frac{\mu A_{\text{др}} \sqrt{2gH_n}}{Q_n} = 1 - \psi \quad (16)$$

Здесь ψ – безразмерный параметр, величина которого зависит от коэффициента расхода μ и площади проходного сечения $A_{\text{др}}$ дросселя. При полностью закрытом дросселе вся подача насоса идет потребителю ($q=1$) и $\psi = 0$; при полностью открытом дросселе вся жидкость проходит через него ($q=0$) и $\psi = 1$.

Таким образом, для схемы с дроссельным регулированием, выражение напорной характеристики представлено двумя условиями: $h=1$ и $q=1-\psi$. Совместное их решение на плоскости $(h;q)$ дает множество точек, лежащих на прямой $h=1$, причем каждой точке прямой соответствует определенное значение параметра ψ .

Сопоставляя напорные характеристики насосного агрегата при дроссельном и эжекторном регулировании, убеждаемся, что при всех $0 < q < 1$ схема с эжектором обеспечивает относительный напор h более высокий, чем схема с дросселем.

2.2 Сравнение эффективности работы схем.

Для схемы с эжекторным регулированием подачи наибольшие значения внутреннего КПД соответствует рабочим точкам, лежащим на экстремальной

					ЮУрГУ–15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		21

характеристике агрегата $h_{\text{дост}}(q)$. Для схемы с дроссельным регулированием внутренний КПД $\eta = q$, так как относительный напор $h=1$.

Зависимости достижимого КПД агрегата от подачи для схем регулирования иллюстрирует Рис.8.

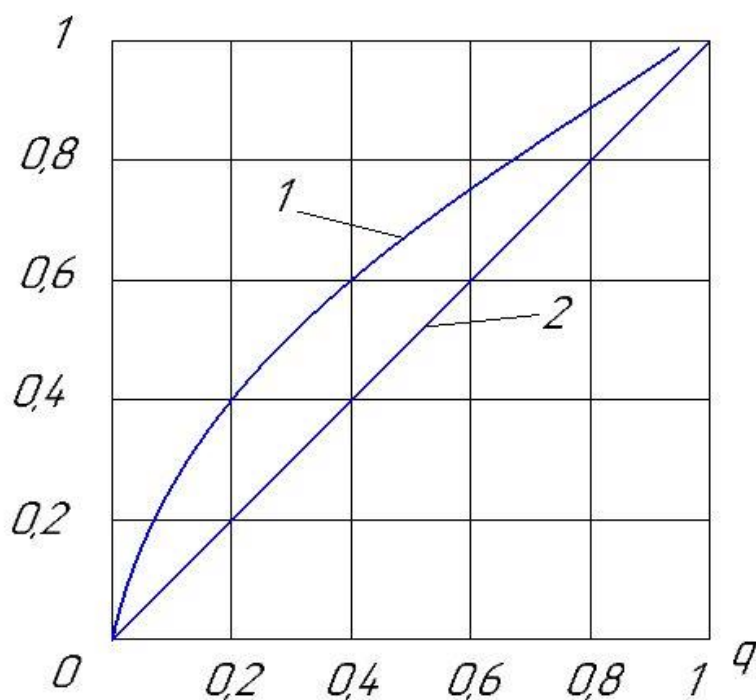


Рис.8 – Зависимости достижимого КПД агрегата от подачи.

Анализ кривых $\eta(q)$ показывает, что эжекторная схема регулирования по сравнению с дроссельной во всем диапазоне относительных расходов имеет большие значения внутреннего КПД, причем в диапазоне расходов $0,2 \leq q \leq 0,4$ КПД увеличивается более чем на 0,2.

3. РАСЧЕТ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ С ЭЖЕКТОРОМ.

Основным рабочим органом насосной станции является центробежный консольный насос К80-50-200. В схеме насосного агрегата с эжектором установлен центробежный насос К80-50-200. В таблице приведены характеристики насоса.

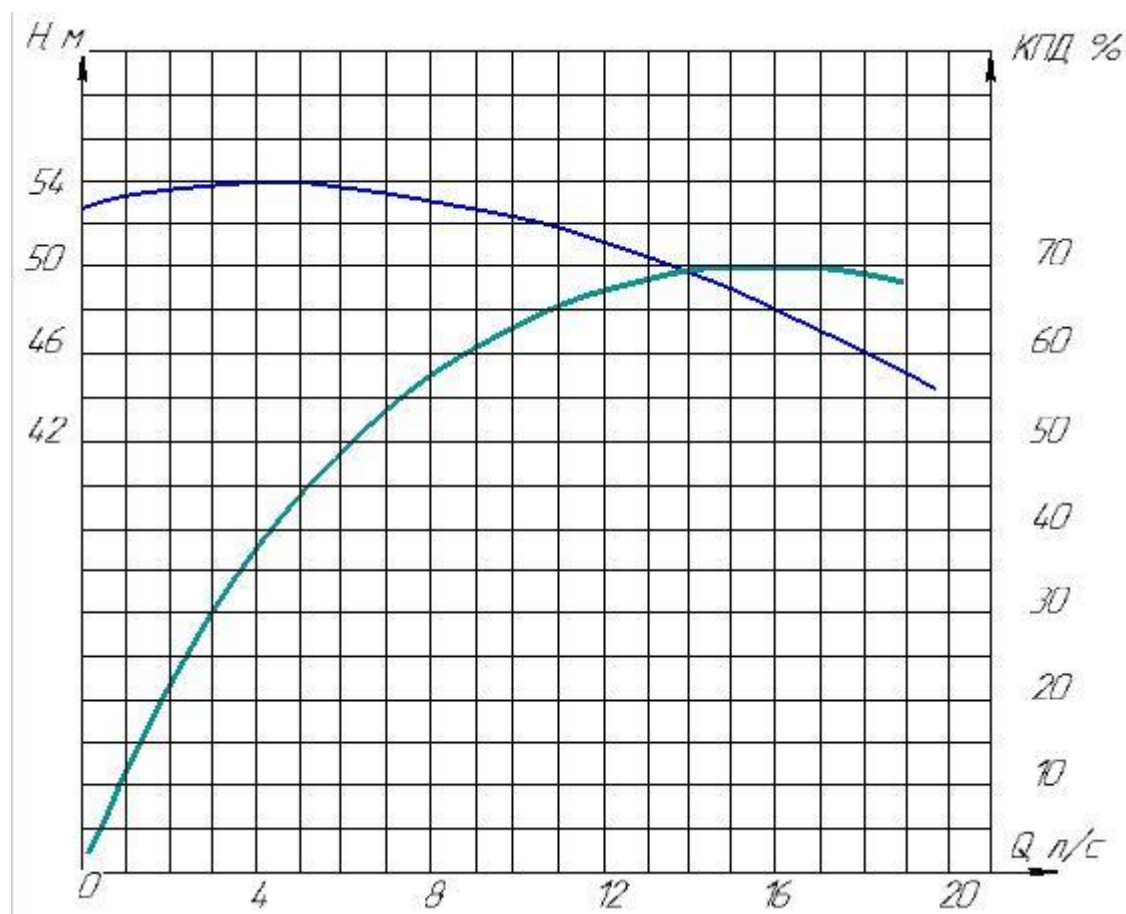


Рис. 9 – характеристика центробежного насоса К80-50-200.

Таблица 1 – характеристики центробежного насоса К80-50-200.

Тип насоса	Q н, м³/час	H н, м	n _н , об/мин	N, к Вт	M , к г	η, %
К80-50-200	50	50	2900	1 5	6 5	65

Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата
------	-------	----------	--------	------

ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР

Стр.

23

Консольный насос представляет собой, с точки зрения гидравлики, характерный тип центробежного насоса, рабочим органом которого является центробежное колесо.

Центробежное колесо состоит из двух дисков, между которыми, соединяя их в единую конструкцию, находятся лопасти, плавно изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения колеса.

При вращении колеса на каждую частицу жидкости, находящуюся внутри колеса, действует центробежная сила, прямо пропорциональная расстоянию частицы от центра колеса и квадрату угловой скорости вращения колеса.

Под действием этой силы жидкость выбрасывается в напорный трубопровод из рабочего колеса, в результате чего в центре колеса создается разрежение, а в периферийной его части - повышенное давление.

Движение жидкости по всасывающему трубопроводу происходит в следствии разности давлений над свободной поверхностью жидкости в приемном резервуаре и в центральной области колеса, где имеется разрежение.

К группе консольных насосов относятся центробежные одноступенчатые чугунные насосы с односторонним подводом жидкости к рабочему колесу. Колесо такого насоса располагается на конце вала (консоли), закрепленного в подшипниках корпуса насоса или электродвигателя.

3.1 Расчет и проектирование струйного насоса.

3.1.1 Расчет максимально возможного коэффициента эжекции.

В данном случае заданы: характеристики центробежного насоса $\Delta H_{ц}(Q_{ц})$, геометрические размеры всех соединительных линий агрегата от узла 1 до узла 7. Необходимо найти α_{\max} .

Для определения оптимального коэффициента эжекции необходимо сопоставить располагаемый и полный перепад давления на выходе и входе в эжектор. Располагаемым называется перепад давлений, который может создать эжектор. Потребный перепад полных давлений необходим для преодоления гидравлических сопротивлений напорной и всасывающей линий, в которые включен эжектор, а так же для преодоления статического напора установки. Поскольку потери давления зависят от расхода жидкости, то потребный перепад полного давления также будет зависеть от коэффициента эжекции. Эту зависимость можно рассчитать и представить в виде графика функции:

$$\left(\frac{\Delta P_{52}^*}{\Delta P_{12}^*}\right)_{\text{ПОТР}} = f(\alpha), \quad (17)$$

Где α – коэффициент эжекции;

Располагаемый предельный напор эжектора определяется его экстремальной характеристикой, снятой с рис . Так как $\delta=1$, а $z_i=\text{idem}$ ($i=1,2,5,7$), то от полного давления можно перейти к полному напору:

$$\left(\frac{\Delta P_{52}^*}{\Delta P_{12}^*}\right)_{\text{РАСП}} = \left(\frac{\Delta H_{52}}{\Delta H_{12}}\right)_{\text{РАСП}} = f(\alpha), \quad (18)$$

$$H_c = H_5 - H_2 \quad (19)$$

где H_c - напор струйного насоса;

$$H_{ц} = H_1 - H_5 \quad (20)$$

Где $H_{ц}$ - напор центробежного насоса;

Совмещая потребный график функции (11) с графиком экстремальной характеристики эжекторов, и определив точку пересечения, найдем максимально возможной коэффициент эжекции.

$$\left(\frac{\Delta H_{52}}{\Delta H_{12}}\right)_{\text{РАСП}} = \left(\frac{\Delta H_{52}}{\Delta H_{12}}\right)_{\text{ПОТР}} \quad (21)$$

Составим уравнения для потребной разности напоров:

$$\left(\frac{\Delta H_{52}}{\Delta H_{12}}\right)_{\text{ПОТР}} = \frac{H_5 - H_2}{H_1 - H_2} \quad (22)$$

Примем $P_2^{\text{изб}}=0$, следовательно, $H_2=0$, отсюда:

$$h = \frac{H_5}{H_1} \quad (23)$$

$$H_1 = H_{\text{ц}} + H_5 \quad (24)$$

$$H_1 - hH_1 = H_{\text{ц}} \quad (25)$$

$$H_1 = \frac{H_{\text{ц}}}{1 - h} \quad (26)$$

Т.к. нам неизвестны значения Q_1 и Q_2 , но известен $Q_{\text{ц}}$, то выразим Q_1 и Q_2 через соотношения с коэффициентом эжекции:

$$\alpha = \frac{Q_2}{Q_1} \quad (27)$$

$$Q_2 = \alpha \cdot Q_1 \quad (28)$$

$$Q_{\text{ц}} = Q_1 + Q_2 \quad (29)$$

$$Q_{\text{ц}} = Q_1 + \alpha \cdot Q_1 \quad (30)$$

$$Q_1 = \frac{Q_{\text{ц}}}{1 + \alpha} \quad (31)$$

Для построения характеристики зададим различные коэффициенты эжекции и результаты расчетов внесем в таблицу [1].

Таблица 2 – к расчету максимального коэффициента эжекции.

$Q_c, \text{ м}^3/\text{с}$	α	$Q_1, \text{ м}^3/\text{с}$	$\left(\frac{\Delta P_{52}^*}{\Delta P_{12}^*}\right)_{\text{ПОТР}}$
0,0139	0,5	0,00927	0,1
	0,6	0,00869	0,12
	0,7	0,00818	0,14
	0,8	0,00772	0,16
	0,9	0,00732	0,18
	1	0,00695	0,2
	1,1	0,00662	0,22
	1,2	0,00632	0,24
	1,3	0,00604	0,26
	1,4	0,00579	0,28
	1,5	0,00556	0,3
	1,6	0,00535	0,32
	1,7	0,00515	0,34
	1,8	0,00496	0,36
	1,9	0,00479	0,38
2	0,00463	0,4	

По данным таблицы строится потребная характеристика эжектора (Рисунок 10). На этом же графике отразим экстремальные характеристики эжектора [1], рассчитанные при $\zeta_T + \zeta_D = 0,18$, $\zeta_{ВХ} = 0,1$ и $\zeta_C = 0,06$. $\delta=1$, так как жидкость активного потока и жидкость пассивного потока имеют одинаковую плотность. j – коэффициент, учитывающий положение сопла, относительно рабочей камеры. $j=0$, т.к. сопло отодвинуто от рабочей камеры и срез сопла располагается в приемной камере.

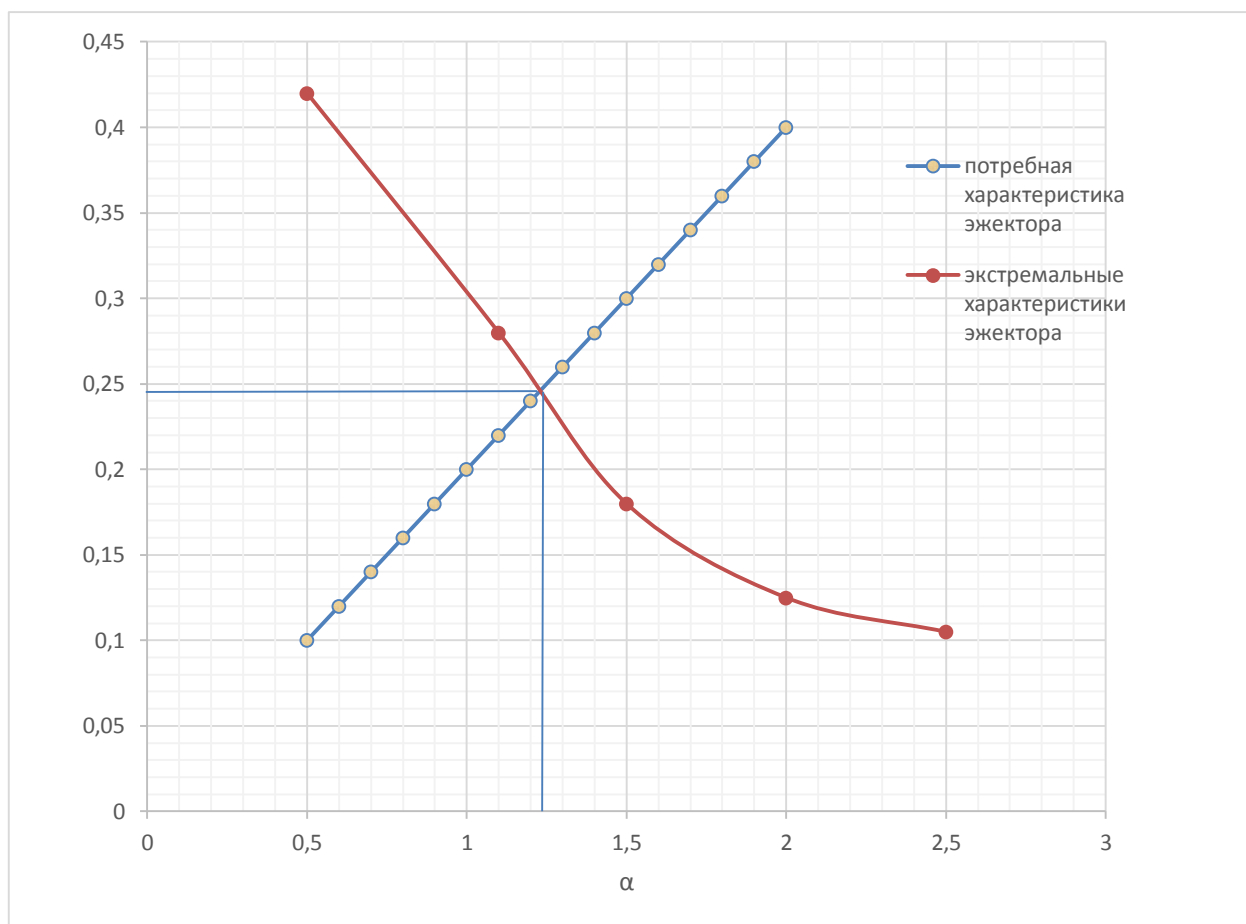


Рисунок 10– график потребной и экстремальной характеристик эжектора.

Исходя из графика, находим максимально возможный коэффициент эжекции в точке пересечения потребной и экстремальной характеристик:

$$\alpha_{MAX} = 1,25;$$

По соотношению из формулы (20) найдем значения расхода активного потока жидкости:

$$Q_1 = \frac{Q_{ц}}{1 + \alpha} = \frac{0,0139}{1 + 1,25} = 0,00618 \frac{м^3}{с} \quad (32)$$

Найдем расход пассивного потока из формулы:

$$Q_2 = Q_{ц} - Q_1 = 0,0139 - 0,00618 = 0,00772 \frac{м^3}{с} \quad (33)$$

Также из графика (Рисунок 10) определим максимальный относительный напор по точке пересечения:

$$h = 0,24$$

$$H_1 = \frac{H_{\text{ц}}}{1 - h} = \frac{50}{1 - 0,24} = 65,79 \quad (34)$$

Для определения относительной площади сопла, построим те же характеристики, но в других осях:

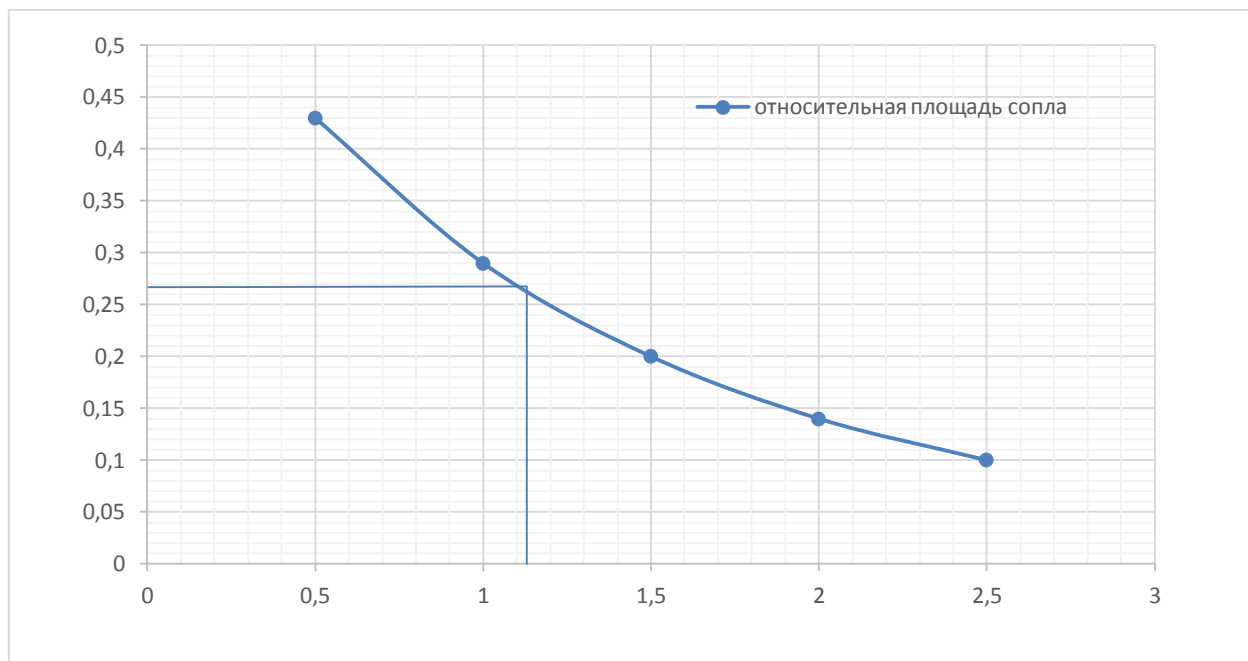


Рисунок 11 – определение относительной площади сопла.

По известному коэффициенту эжекции определим оптимальную относительную площадь сопла. Для этого от коэффициента эжекции поднимем до графика прямую, затем по пересечению прямой с графиком определим значение на оси ординат:

$$\Omega_0 = 0,27$$

Проектирование геометрии проточной части.

Скорость струи на срезе сопла при $j=0$ и $\zeta_c = 0,06$ рассчитывается:

$$v_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \Delta H_{12}}{(1 + 0,06)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8 \cdot 65,78}{(1 + 0,06)}} = 34,87 \quad (35)$$

Исходя из скорости на срезе сопла, находим диаметр сопла:

$$d_0 = 2 \cdot \sqrt{\frac{Q_1}{\pi \cdot v_0}} \quad (36)$$

$$d_0 = 2 \cdot \sqrt{\frac{0,00618}{\pi \cdot 34,87}} = 15 \text{ мм}$$

Диаметр горловины рабочей камеры:

$$d_3 = \frac{d_0}{\sqrt{\Omega_0}} \quad (37)$$

$$d_3 = \frac{15}{\sqrt{0,27}} = 28,8 \text{ мм}$$

Диаметры среза сопла и горловины рабочей камеры являются основными конструктивными размерами эжектора, все остальные размеры связаны с ними.

3.1.2. Профилирование сопла

Сопло является одним из основных элементов эжектора, служит для перевода потенциальной энергии активного потока в кинетическую. Для улучшения работы эжектора необходимо, чтобы процесс сопровождался наименьшими потерями энергии. Потери энергии на сопле являются местными и обусловлены коэффициентом местного сопротивления (сопла). Чем меньше этот коэффициент, тем лучше сопло.

Наиболее выгодным с точки зрения наименьшей затраты энергии на преодоление местного сопротивления является сопло, спрофилированное по кривой Виташинского:

$$\left(\frac{d_0}{d_x}\right)^2 = \frac{1 - \left(1 - \left(\frac{d_0}{d_1}\right)^2\right) \cdot \left(1 - \left(\frac{x}{l_0}\right)^2\right)^2}{\left(1 + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{x}{l_0}\right)^2\right)^3} \quad (38)$$

Для построения профиля сопла по кривой Виташинского найдем l_0 и d_1 через соотношения с диаметром среза сопла[1]:

$$d_1 = (2,0 \dots 2,5) \cdot d_0 \quad (39)$$

$$d_1 = (2,0 \dots 2,5) \cdot 15 = (30 \dots 37,5) \text{ мм}$$

Выберем из полученного диапазона диаметров на входе в сопло: $d_1=35$ мм.

$$l_0 = (3,0 \dots 4,0) \cdot d_0 \quad (40)$$

$$l_0 = (3,0 \dots 4,0) \cdot 15 = (45 \dots 60) \text{ мм}$$

Выберем из полученного диапазона длин сопла: $l_0 = 55 \text{ мм}$.

Таблица 3 – к расчету профиля сопла по кривой Виташинского.

$l_0, \text{ мм}$	$d_0, \text{ мм}$	$d_1, \text{ мм}$	$x, \text{ мм}$	$d_x, \text{ мм}$
55	15	35	0	35,000
			4	33,835
			8	30,998
			12	27,678
			16	24,634
			20	22,119
			24	20,132
			28	18,597
			32	17,428
			36	16,551
			40	15,912
			44	15,465
			48	15,180
			52	15,032
			54	15,003
55	15,000			

По данным таблицы 3 строим профиль сопла:

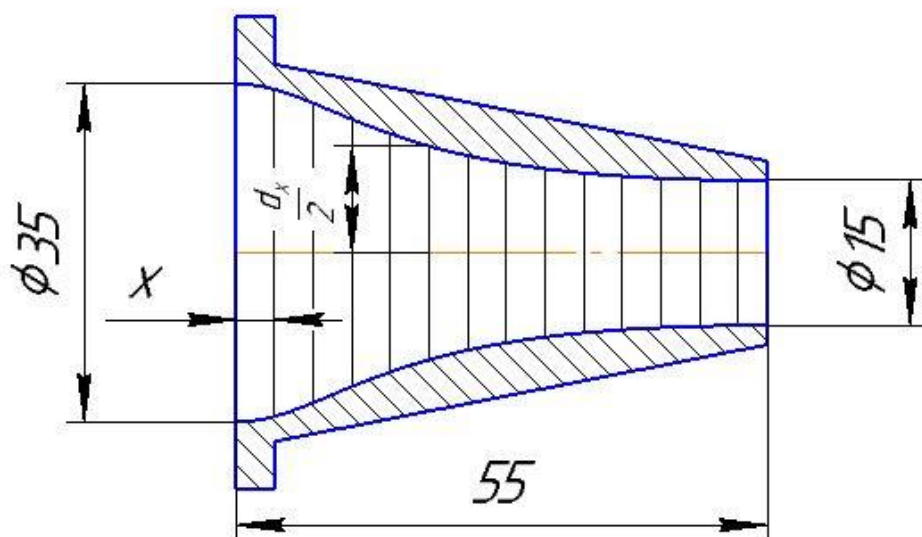


Рисунок 12 – профиль сопла по кривой Виташинского.

Данный способ профилирования сопла отличается высокой технологичностью и минимальными потерями. Его недостатком является сложность изготовления криволинейного профиля проточной части. В жидкостных эжекторах чаще устанавливаются более простые конические сопла. Криволинейный профиль заменяют прямолинейным. Несмотря на то что технология изготовления конического сопла значительно ниже, при определенных геометрических соотношениях коэффициент сопротивления такого сопла близок по значению к коэффициенту сопротивления сопла с профилем Виташинского.

$$r \approx 0,3 \cdot d_0 \quad (41)$$

$$r \approx 0,3 \cdot 15 \approx 4,5 \text{ мм}$$

Где r – радиус скругления а входе в сопло.

$$\theta_c = 15^\circ \dots 20^\circ \quad (42)$$

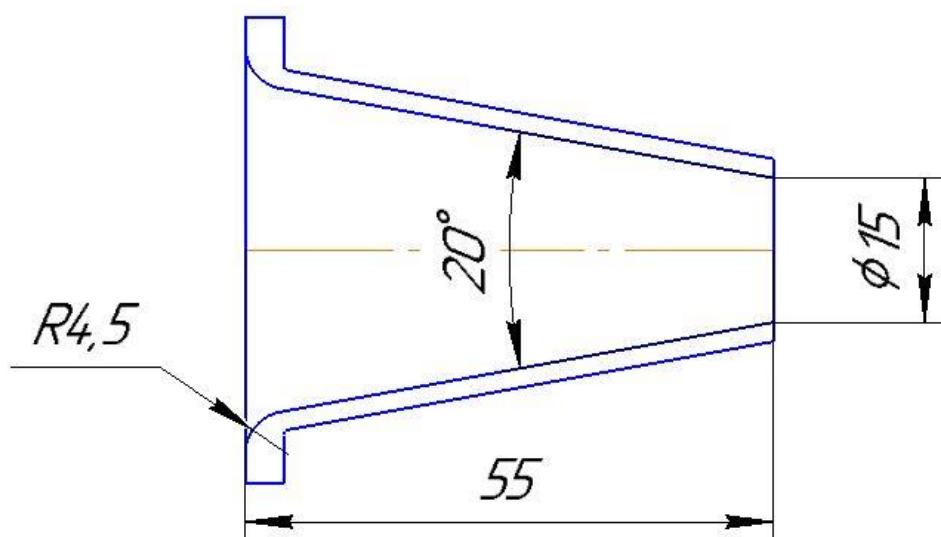


Рисунок 16 – коническое сопло.

Для улучшения характеристик эжектора необходимо отодвинуть сопло от рабочей камеры для того, чтобы стенки сопла не сужали кольцевой канал пассивного потока.

$$l_c \leq 2 \cdot d_0 \quad (43)$$

$$l_c \leq 30$$

Примем расстояние $l_c = 30$ мм.

3.1.3 Профилирование рабочей камеры.

Рабочая камера служит для непрерывного и полного перемешивания активного и пассивного потоков. Это перемешивание сопровождается потерями энергии. Чем они меньше, тем эффективнее работа смесительной камеры.

Наиболее широкое применение получили три вида рабочих камер (рисунок 14).

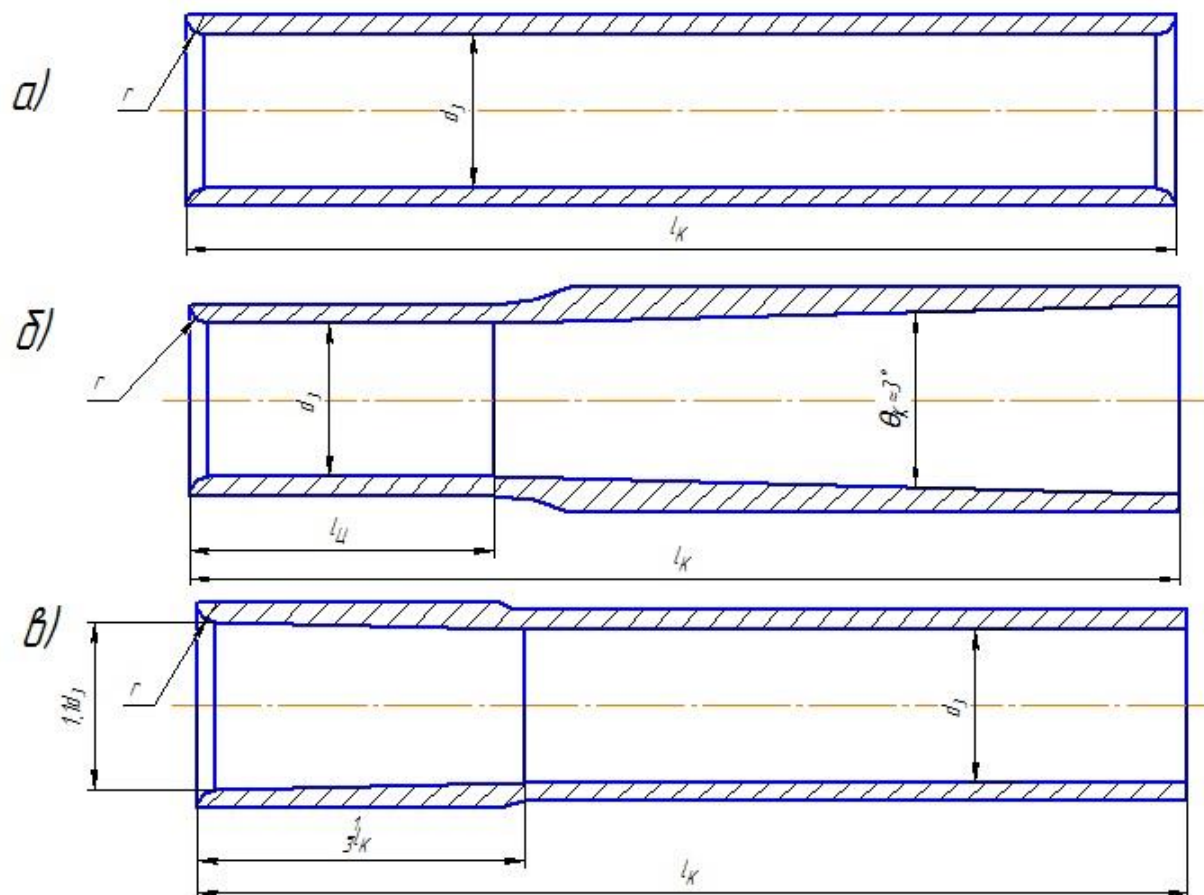


Рисунок 14 – виды рабочих камер. а) цилиндрическая; б) цилиндрическо-диффузорная; в) конфузорно-цилиндрическая.

Чаще всего встречается цилиндрическая рабочая камера, так как она наиболее простая в изготовлении и достаточно эффективна в широком диапазоне рабочих режимов эжектора. Ориентировочные коэффициенты сопротивления рабочей камеры приведены [1] в зависимости от числа Рейнольдса.

Снизить сопротивление трения рабочей камеры можно путем замены цилиндрической части на диффузор с небольшим углом расширения порядка $\theta_k = 3^\circ$. Такая схема рабочей камеры является наиболее эффективной по сравнению с

простой цилиндрической. Ориентировочные значения ее коэффициента трения приведены [1] в зависимости от числа Рейнольдса.

Третий вид, конфузорно-цилиндрические камеры, служат для улучшения кавитационных характеристик эжектора. Расширение во входе в рабочую камеру снижет скорость пассивного потока и приводит к повышению давления на участке расширения, что значительно снижает вероятность возникновения кавитации. Эффективность такой камеры ниже, чем у цилиндрической и цилиндрическо-диффузорной, поэтому необходимость ее применения обуславливается только повышением кавитационных характеристик или применяется для обеспечения свободного входа в рабочую камеру твердых частиц в составе пассивного потока.

Для проектируемого эжектора подойдет цилиндрическая рабочая камера. Она проста в изготовлении и имеет небольшой коэффициент сопротивления трения при числе Рейнольдса [1]:

$$Re = \frac{4 \cdot (Q_1 + Q_2)}{\pi \cdot d_3 \cdot \nu} \quad (44)$$

$$Re = \frac{4 \cdot (0,0139)}{3,14 \cdot 0,0288 \cdot 1,3 \cdot 10^{-6}} = 472943$$

$\delta=1$, так как плотности активного и пассивного потоков равны. Длина полного перемешивания потоков должна быть:

$$l_K = (6,5 \dots 7,0)d_3 \quad (45)$$

$$l_K = (6,5 \dots 7,0) \cdot 28,8 = (187,2 \dots 201,6) \text{ мм}$$

Выбираем длину рабочей камеры: $l_K = 200$ мм

Расчет диффузора.

Диффузор служит для перевода кинетической энергии смешанных потоков в потенциальную энергию. Эффективность этого процесса тем выше, чем меньше коэффициент сопротивления диффузора:

$$\zeta_D = \varphi \left(1 - \left(\frac{d_4}{d_5} \right)^2 \right)^2 \quad (46)$$

Где φ – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние угла расширения и числа Рейнольдса на сопротивление диффузора.

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{4 \cdot (Q_1 + Q_2)}{\pi \cdot d_4 \cdot \nu} \quad (47)$$

$$Re = \frac{4 \cdot (0,0139)}{3,14 \cdot 0,0288 \cdot 1,3 \cdot 10^{-6}} = 472943$$

Чем больше угол расширения диффузор, тем короче при одинаковом соотношении при одинаковом соотношении диаметров на входе и выходе, длина диффузора, поэтому чаще всего угол принимается 8° .

Примем $\theta_D = 8^\circ$.

При найденном числе Рейнольдса и принятом угле расширения [1]:

$$\varphi \approx 0,2$$

Тогда коэффициент сопротивления диффузора из формулы будет равен:

$$\zeta_D = 0,2 \left(1 - \left(\frac{0,0288}{0,055} \right)^2 \right)^2 \approx 0,1 \quad (48)$$

Длину диффузора определим конструктивно, согласно отношению диаметров на входе и выходе, а так же углу расширения диффузора.

4.ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ.

В ходе своей выпускной квалификационной работы мною была рассчитана насосная станция с регулированием по средству струйного насоса с регулируемым соплом.

При максимально возможном коэффициенте эжекции были получены расходы активного и пассивного потока:

$$Q_1 = 6,18 \frac{\text{л}}{\text{с}} \quad (49)$$

$$Q_2 = 7,72 \frac{\text{л}}{\text{с}} \quad (50)$$

Так же был найден напор насосной станции:

$$H_1 = 65,79 \text{ м} \quad (51)$$

Составим график отражающий работу насосной станции, центробежного насоса с регулируемым эжектором, $H_{н.с.} = (Q_{н.с.})$, Рис.17.

Если игла струйного регулируемого насоса полностью перекрывает активный поток, что соответствует холостому режиму работы ($q=0$), следовательно $Q_1=0$, а напор H_1 , будет равен напору центробежного насоса.

$$H_1 = H_{ц} = 50\text{м} \quad (52)$$

Для нахождения экстремальной характеристики мы произвольно задаемся Q_1' , по этому расходу находим подачу центробежного насоса $Q_{ц}$ из графика характеристик центробежного насоса К80-50-200 (Рис.9), там же на графике находим напор насоса $H_{ц}$.

По значению напора центробежного насоса находим напор H_1 .

Зная напор H_1 мы можем определить скорость истечения жидкости V_0 , принимая напор $H_2=0$.

После этого находим расчетное значение подачи $Q_1^{\text{рас}}$.

Сопоставляя значения:

$$\sigma = Q_1' - Q_1^{\text{рас}} \quad (53)$$

со значением Q_1 .Получим график (Рис. 15).

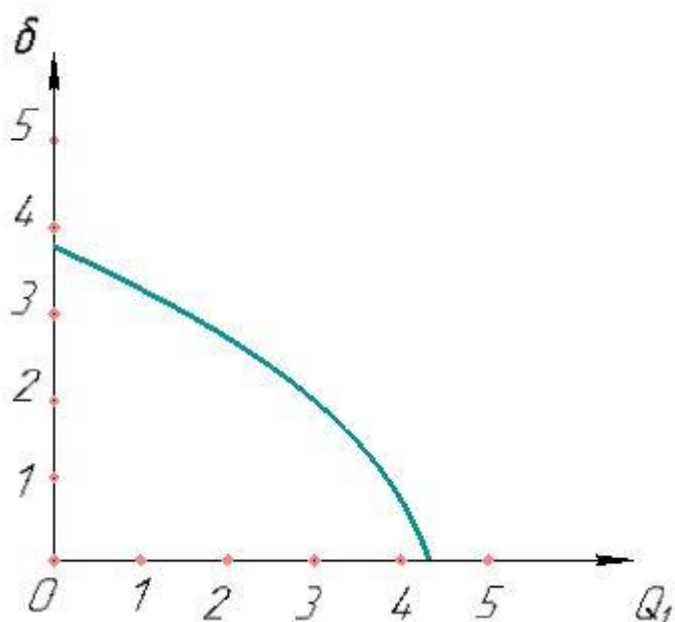


Рисунок 15 – график зависимости расходов.

Для нахождения индивидуальной характеристики, был составлен график безразмерных напорных характеристик эжектора при относительных размерах сопла (Рисунок 16).

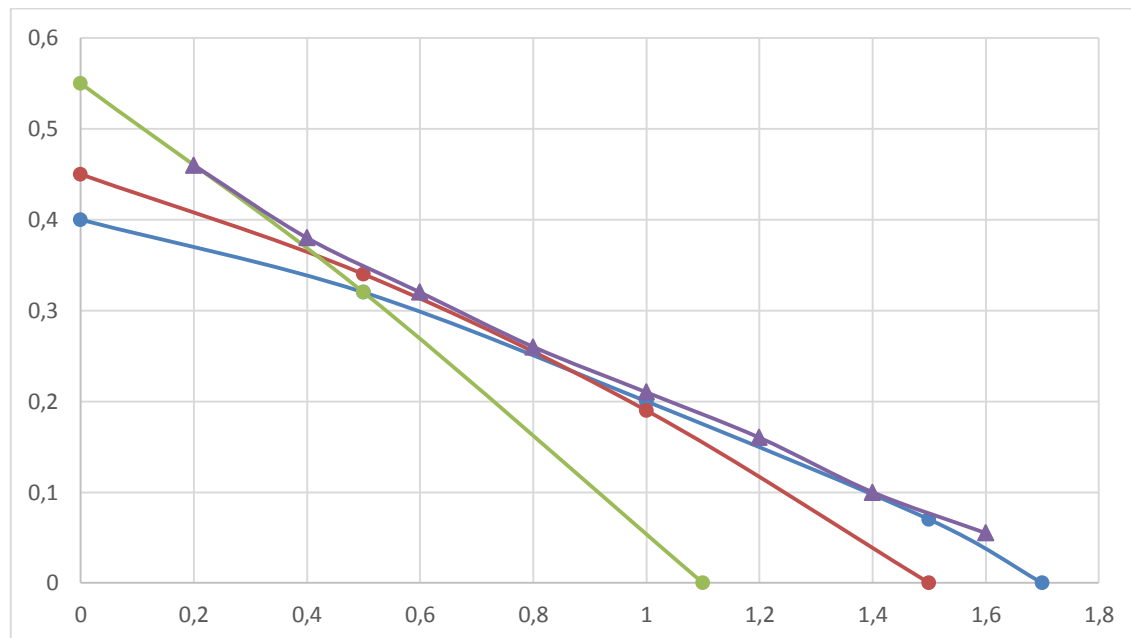


Рисунок 16 – безразмерные напорные характеристики эжектора.

Из графика были получены данные при $\Omega=0,27$:

$$\alpha=0,3 \quad (54)$$

$$h=0,35 \quad (55)$$

При этих значения были рассчитаны величины:

$$H_1=61,34 \text{ м.} \quad (56)$$

$$Q_2=3,91 \text{ л/с} \quad (57)$$

Сопоставив все значения полученные ранее (50), (51), (52), (56), (57), получим график характеристик насосной станции (Рисунок 17).

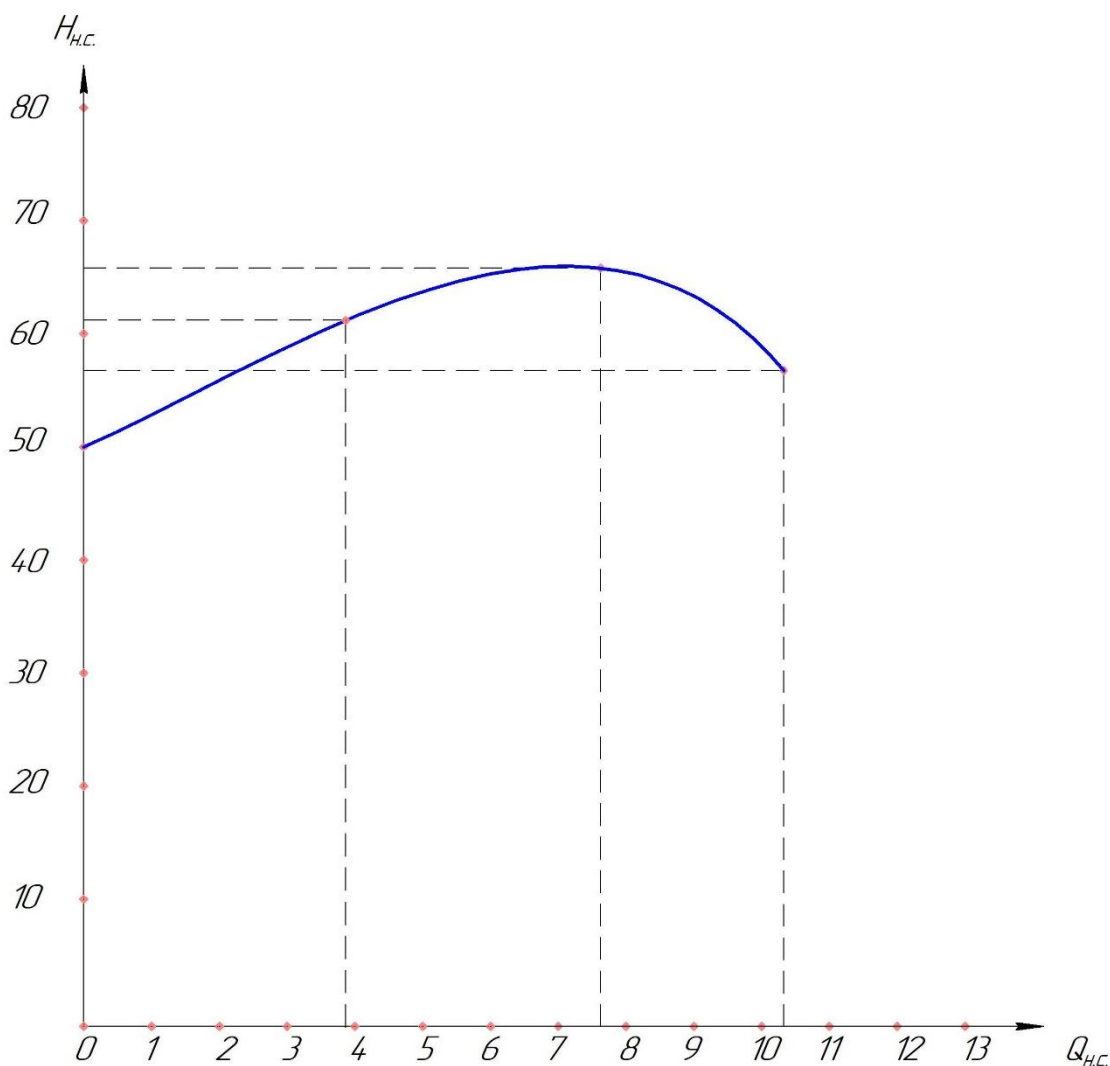


Рисунок 17 – характеристика насосной станции.

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполнения данной выпускной квалификационной работы был разработан струйный регулируемого насоса с изменяемой площадью активной струи. После изучения различных способов изменения подачи нерегулируемых гидромашин, была рассчитана насосная станция с центробежным насосом К80-50-200 при эжекторном регулировании подачи. Проведен анализ дроссельного и эжекторного способа регулирования нерегулируемых гидромашин.

					<i>ЮУрГУ-15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР</i>	<i>Стр.</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		39

Библиографический список

1. Темнов В.К. Спиридонов. Е.К. Расчет и проектирование жидкостных эжекторов. Учебное пособие. – Челябинск: ЧПИ, 1984.
2. . Александров В.Ю., Климовский К.К. Оптимальные эжекторы (теория и расчет). – М.: Машиностроение, 2012.
3. Сайт: http://metallichekiy-portal.ru/marki_metallov/
4. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989.
5. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988.

					<i>ЮУрГУ–15.03.02.2017.394 ПЗ ВКР</i>	<i>Стр.</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		40