

На правах рукописи



Якубов Голибджон Гафорович

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ГИДРОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ  
РАЗРАБОТКОЙ И ИССЛЕДОВАНИЕМ ЭЖЕКЦИОННЫХ УСТРОЙСТВ

Специальность:

05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Челябинск – 2021

Работа выполнена на кафедре «Гидравлика и гидропневмосистемы» в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)»

Научный руководитель: **Спиридонов Евгений Константинович**  
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты: **Ломакин Владимир Олегович**  
доктор технических наук, и.о. заведующего кафедрой Э10 «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика» ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (НИУ)»

**Фоминых Александр Васильевич**  
доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Технические системы и сервис в агробизнесе», ФГБОУ ВО «Курганская государственная сельскохозяйственная академия им. Т.С. Мальцева»

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет», г. Уфа.

Защита диссертации состоится **«23» июня 2021 г.**, в 15<sup>00</sup> на заседании диссертационного совета Д 212.298.09 при ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76. Тел/факс (351) 267-91-23,

С авторефератом и диссертацией можно ознакомиться в научной библиотеке Южно-Уральского государственного университета и на его официальном сайте <https://www.susu.ru/ru/dissertation/d-21229809/yakubov-golibdzhon-gaforovich>

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью организации, просим направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, на имя ученого секретаря диссертационного совета Д 212.298.09. E-mail: [abyzovaa@susu.ru](mailto:abyzovaa@susu.ru).

Автореферат разослан «\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2021 года.

Ученый секретарь диссертационного совета,

доктор технических наук, доцент



\_\_\_\_\_ А.А. Абызов

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы диссертации** Ведущее место в добыче полезных ископаемых принадлежит открытым способам разработки, как наиболее экономичным и безопасным. Одним из направлений повышения эффективности открытых разработок месторождений является применение технологий с использованием средств гидромеханизации. Гидромеханизованным способом разрабатываются вскрышные породы на угольных карьерах, на карьерах химического сырья и строительных горных пород, возводятся дамбы и плотины, строительные площадки. Гидромеханизация способствует снижению стоимости строительства объектов, сокращению трудовых затрат и внедрению природоохранных и ресурсосберегающих технологий.

Гидротранспортные системы как правило, состоят из агрегата питания, трубопровода транспорта пульпы, сортировочной установки и трубопроводов доставки готового продукта потребителю. Насосные агрегаты в большинстве случаев оснащены дроссельным регулированием подачи, которое, обладая простотой и высокой надежностью, является энергетически неэффективным из-за необратимой трансформации части удельной механической энергии потока в тепло. Доставка готового продукта в отвалы после сортировочной установки осуществляется, как правило, гидроэлеваторами по трубопроводам, что связано со значительными эксплуатационными затратами на их поддержание.

Уменьшить потери удельной механической энергии, повысить надёжность гидротранспортной системы можно, заменив дроссель струйным устройством с регулируемой площадью проходного сечения сопла, а транспорт готового продукта в отвалы осуществлять по воздуху эжекционным гидрометателем.

Применение эжекционных устройств в качестве средства регулирования подачи насоса и гидрометателя является новым и многообещающим. Поэтому разработка и исследование эжекционных устройств для гидротранспортной системы является актуальной задачей.

**Степень разработанности проблемы** Проблеме повышения энергетической эффективности и надежности гидротранспортных систем посвящены научные труды Докукин В. П., Юфина А.П., Смолдырева А.Е., Джваршеишвили А.Г., Биткина Г.В., Горина М.А., Вавилова Н.Г., Бороховича А.И., Махарадзе Л.И., Ложков Е.Ф., Leporinia M. B., Marchettib F., Corvaroa G., Giovinea F., Polonaraac A., Dabirian R. R., Mohan O., Shoham G. Kouba., Picchi, D. D. Strazza, M. Demori, V. Ferrari, P. Poesio и других авторов. Основное внимание авторов уделяется разработке методов расчета гидротранспорта и рационального выбора оборудования, нестационарным процессам в трубопроводах и их влиянием на надежность гидротранспортной установки, методам и средствам повышения долговечности трубопроводов

и оборудования систем напорного гидротранспорта, в том числе применениям эжекционных устройств. Последние широко используют в качестве гидроэлеваторов и средств повышения интенсивности грунтозаборного устройства насосного агрегата.

Разработке и исследованию эжекционных устройств (гидроэлеваторов, струйных насосов, эжекторов) посвящены работы многих отечественных и зарубежных авторов: Соколова Е.А., Зингера Н.М., Подвидза Л.Г., Кирилловского Ю.Л., Калачев В.В., Фридмана Б.Э., Баулина К.К., Каменева П.Н., Миловича А.Я., Коновалова И.М., Абрамовича Г.Н., Цейтлина Ф.Д., Полюшкова А.Г., Мускевича Г.Е., Богданова А.И., Коробченко В.А., Темнова В.К., Ложкова Е.Ф., Спиридонова Е.К., K Bello V., Oyeneyin A., Goharzadeh P., Rodgers, C. Kim, C. Han., Gosline J. E., O'Brien M. P., Cunningham R. G., Vogel R., Muller, N., Gugulothu S. K., Manchikatla S. h., Gosline J.E., La Verne M.E., Sanger N.L., Lu H.Q., Long X., Xiao L.Z., Bonnington S.T., Schulz F., Fasol K.H. Большинство авторов указывают на перспективность использования эжекционных устройств в гидротранспортных системах. Эжекторы, выполняя определенные технологические функции, работают, как правило, безотказно, непрерывно и длительное время, поэтому даже незначительное повышение их эффективности приводит к существенной экономии энергии и воды. К настоящему времени для установленных режимов работы созданы достаточно корректные методы расчета и проектирования эжекционных устройств с жидкими активной и пассивной средами. Вместе с тем исследований, посвященных применению эжекторов в качестве устройства регулирования подачи агрегата питания и гидрометателя обнаружить не удалось.

**Цель работы** Повышение энергетической эффективности и надежности гидротранспортной системы разработкой и исследованием агрегата питания с эжекционным регулированием подачи и эжекционного гидрометателя.

Для достижения цели необходимо решение следующих **задачи**:

1. Выявление энергетических характеристик и определение достижимых возможностей агрегата питания с эжекционным регулированием подачи.
2. Разработка математической модели гидрометателя и расчет его характеристик.
3. Определение дальности полета струи гидросмеси.
4. Проведение экспериментальных исследований гидрометателя.
5. Разработка методов расчета эжекционного устройства для агрегата питания и гидрометателя.

**Объектом исследования** являются рабочие процессы обмена массой, количеством движения и энергией в агрегате питания с эжекционным устройством и гидрометателе.

**Предметом исследования** являются закономерности, характеристики и методы проектирования агрегата питания с эжекционным регулированием подачи и гидрометателя.

**Метод исследования** заключается в аналитическом исследовании рабочих процессов насосного агрегата и эжекционного гидрометателя на основе уравнений гидродинамики с применением эмпирических данных по эжекторам, полученных в ЮУрГУ и других организациях, анализе характеристик, а также сравнении полученных результатов расчета с данными экспериментальных исследований, проведенных в ЮУрГУ.

**Научная новизна**

В общей постановке заключается во впервые полученных результатах исследования новых способов изменения подачи агрегата питания и транспорта готового продукта (пульпы).

В том числе:

– предложена математическая модель рабочего процесса агрегата питания с эжекционным регулированием подачи, позволяющая анализировать рабочий процесс и прогнозировать энергетические характеристики, включая экстремальные. Последние устанавливают взаимосвязь безразмерных параметров агрегата, при которых достигается наибольший КПД;

– разработана математическая модель эжекционного гидрометателя, позволяющая выявить основные параметры рабочего процесса и рассчитать характеристики. На основе дифференциальных уравнений движения отсека струи и экспериментальных исследований выведена формула для определения дальности полета струи гидросмеси в атмосфере эжекционным устройством;

– разработаны новые методики расчета эжекционного устройства для агрегата питания и гидрометателя.

**На защиту выносятся**

1. Математические модели агрегата питания с регулируемым эжекционным устройством, гидрометателя и полета струи гидросмеси в воздухе.

2. Результаты теоретических и экспериментальных исследований полета струи гидросмеси в воздухе, эжекционного гидрометателя и насосного агрегата с регулируемым эжекционным устройством.

3. Методы расчета основных размеров проточной части регулируемого эжекционного устройства насосного агрегата и эжекционного гидрометателя.

**Теоретическая и практическая значимость работы**

– Предложены новые способы применения эжекционных устройств в гидростестемах горно-обогачительных комбинатов, а именно в качестве гидрометателя и устройства регулирования подачи насоса. Такое оригинальное использование эжекционных устройств позволяет упростить промышленные установки и повысить их надежность.

– Математические модели рабочих процессов эжекционного гидрометателя и насосного агрегата с регулируемым эжекционным устройством позволяют прогнозировать характеристики аппаратов, включая экстремальные.

– Разработанные методики гидравлического расчета эжекционного устройства с изменяемой площадью выходного сечения сопла для насосного агрегата и эжекционного гидрометателя позволяют определить основные режимные параметры, оптимальные размеры проточной части и характеристики аппаратов. Методики рекомендованы к использованию в инженерах расчетах при проектировании струйных аппаратов такого типа.

– Результаты исследования внедрены в учебный процесс ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» и на предприятии ООО ИК «АМПРИ».

**Апробация работы** Основные результаты исследований, вошедшие в диссертационную работу, докладывались и обсуждались на международных и российских конференциях: 9-я Научная конференция аспирантов и докторантов. Технические науки ЮУрГУ (ЮУрГУ, Челябинск, 2016 г.); Международная научно-практическая конференция Пром-Инжиниринг (ЮУрГУ, Челябинск, 2017 г.); XXIII Международную научно-техническую конференцию студентов и аспирантов «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика». (НИУ им. МЭИ Москва, 4 декабря 2019 г.); Международная научно-практическая конференция аспирантов, докторантов и молодых ученых «Мухандис-2019» (Душанбе, 2019).

**Публикации** По теме диссертационной работы представлено 4 печатных работ, из них: 3 – публикации в центральных рецензируемых изданиях, рекомендованных ВАК.

**Объем и структура работы** Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 178 наименований, содержит 116 страниц машинописного текста, 50 рисунков, 6 таблиц.

## **ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** обоснована актуальность темы диссертационного исследования, сформулированы цель и задачи работы, определены методы исследования, научная новизна, основные положения диссертации, выносимые на защиту, изложена теоретическая и практическая значимость результатов исследования, их достоверность и апробация.

**В первой главе** рассматриваются существующие на сегодняшний день гидротранспортные системы горно-обогачительного комбината. Установлено, что они, как правило, состоят из агрегата питания, трубопровода для транспорта гидросмеси, сортировочной установки и трубопроводов для доставки готового продукта потребителю.

Агрегаты питания, состоящие из центробежных или поршневых насосов, применяются как плавучие, так и в стационарном исполнении в расчете на различные условия работа. Одним из средств повышения ин-

тенсивности работы грунтозаборного устройства насосного агрегата является применение эжектора во всасывающей трубе, что увеличивает всасывающую способность насоса.

Трубопроводная установка транспорта готового продукта при гидромеханическом способе разработке месторождений строительных материалов (песка, гравия и т. п.) содержит гидроэлеваторы, которые используются для гидротранспорта пульпы в отвал. При таком способе укладки готового продукта гидроэлеватор создает статический напор гидросмеси, достаточный для ее транспорта в отвал.

Таким образом, гидроэлеваторы получили довольно широкое применение на горно-обогатительных предприятиях в системах напорного гидротранспорта и, главным образом, в составе насосного агрегата и установки транспорта готового продукта. От эффективности и надежности гидроэлеваторов в значительной степени зависит эффективность и надежность всей гидротранспортной системы.

В главе представлен краткий исторический обзор литературы по исследуемому вопросу и проведен анализ существующих методов расчета струйных насосов.

Рабочий процесс гидроэлеватора (эжектора, струйного насоса) является предметом изучения многих отечественных и зарубежных ученых:

Наиболее изученными на сегодняшний день являются жидкостные струйные насосы. Приводится описание классической принципиальной схемы струйного аппарата. Рассмотрены рабочий процесс и режимы работы аппарата.

В завершение первой главы обоснованы актуальность, цель и основные задачи диссертационной работы.

**Во второй главе** анализируются два способа изменения подачи агрегата питания гидросистемы – при помощи дросселя и эжекционного устройства с изменяемой площадью выходного сечения сопла. (Рисунок 1). Показывается, что агрегат с эжекционным устройством, сохраняя простоту и высокую надежность дроссельного регулирования, является более эффективным. Его применение улучшает работу основного насоса и повышает КПД установки.

Схема эжектора с изменяемой площадью выходного сечения сопла показана на рис. 2. Эжектор состоит из сопла 1, приемной 2 и смесительной 3 камер, диффузора 4. Изменение расхода активного (высоконапорного) потока осуществляется иглой 5, которая своей конической частью перекрывает отверстие в сопловом устройстве 1. Эжектор прост по конструкции, работает в широком диапазоне изменения параметров жидкостей, используется в различных отраслях народного хозяйства:

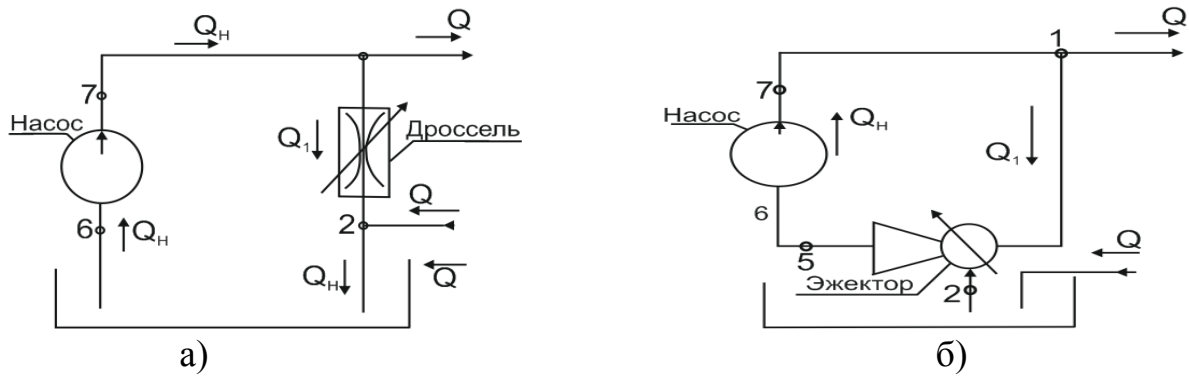


Рисунок 1– Схемы агрегата питания гидросистемы.

Высоконапорная жидкость в количестве  $Q_1$  подводится к соплу по ответвлению из напорного патрубка основного насоса, а низконапорная - пассивная жидкость с расходом  $Q$  подводится к приёмной камере по сливной магистрали гидросистемы (от потребителя) (рис. 1б). В смесительной камере происходит энергообмен между активным и пассивным потоками, суммарный поток с расходом  $Q_H = Q_1 + Q$  эжектором с напором  $H_Э$  подается на вход основного насоса. Изменение подачи жидкости агрегатом питания осуществляется регулированием проходного сечения сопла эжектора (рисунок 2). При полном открытии сопла весь поток (или его часть) от основного насоса возвращается через эжектор на его вход, минуя гидросистему. При закрытии проходного сечения сопла вся подача  $Q_H$  основного насоса поступает в гидросистему (потребителю). В агрегате питания с регулируемым эжекционным устройством напор  $H = H_1 - H_2$  равен сумме напоров основного насоса  $H_H = H_7 - H_6$  и эжектора  $H_Э = H_5 - H_2$ .

Если напоры агрегатов питания гидросистемы с дроссельным и эжекторным исполнениями будут одни и те же, то потребный напор основного насоса в агрегате с регулируемым эжектором будет меньше. Следовательно, меньшей будет мощность на приводе основного насоса. Вместе с тем, повышение давления в линии всасывания насоса создаёт условия для его бескавитационной работы.

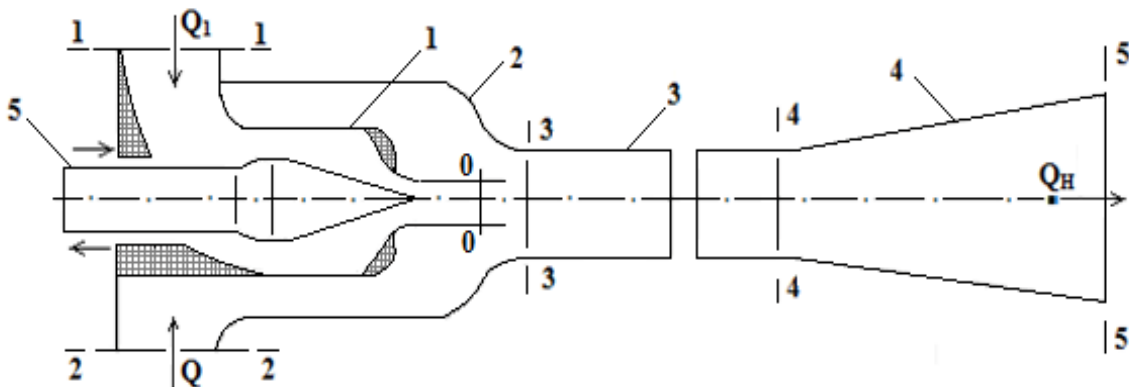


Рисунок 2 – Схема эжекционного устройства с регулируемой площадью активной струи



Эффективность работы насосного агрегата оценивали внутренним КПД  $\eta$ , равным отношению полезной мощности агрегата  $N = \rho g Q H$  к гидравлической мощности основного насоса:  $N_H = \rho g Q_H H_H$

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{\rho g Q_H H_H} = \frac{QH}{Q_H H_H}, \quad (1)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости,  $g$  – ускорение свободного падения.

Работа агрегатов питания с дроссельным и эжекторным регулированием подачи анализировалась в безразмерных координатах, без учета потерь напора в соединительных линиях. В качестве исходных (базовых) величин применялись подача основного насоса  $Q_H$  и его напор  $H_H$ . Тогда КПД агрегата питания

$$\eta = qh, \quad (2)$$

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

Напор агрегата питания с регулируемым эжекционным устройством  $H = H_H + H_3$ , или в безразмерных координатах

$$h = \frac{1}{1 - h_3}, \quad (3)$$

Здесь  $h_3 = H_3 / (H_1 - H_2) = H_3 / H$  – безразмерный напор эжектор, то есть напор, выраженный в долях располагаемого напора активной струи. Исследованиями установлено, что относительный напор эжектора  $h_3$  в основном зависит от относительных подачи  $q$  и площади живого сечения активной струи:  $\Omega = A_0 / A_3$  (см. рисунок 2). Взаимосвязь безразмерных параметров для эжекционного устройства с цилиндрической рабочей камерой описывается уравнением:

$$h_3 = 1 - \left\{ 1 - \Omega \left[ 1 - \frac{\Omega_q}{(1 - \Omega) \cdot (1 - q)} \right] \right\} - \zeta_{23} \left[ \frac{\Omega \cdot q}{(1 - \Omega)(1 - q)} \right]^2 - (\zeta_{34} + \zeta_{45}) \left( \frac{\Omega}{1 - q} \right)^2 \quad (4)$$

Здесь  $\zeta_{10}$ ,  $\zeta_{23}$ ,  $\zeta_{34}$ ,  $\zeta_{45}$  – коэффициенты гидравлического сопротивления соответственно активного и пассивного сопел, смесительной камеры и диффузора,  $A_0$  – площадь живого сечения струи активного потока за соплом,  $A_3$  – площадь живого сечения камеры смешения.

Соотношения 3 и 4 являются выражением безразмерной напорной характеристики агрегата питания с эжектором. Они позволяют рассчитать энергетические характеристики и определить КПД агрегата.

Безразличные напорные характеристики установки с эжекционным устройством показаны на рисунке. 3 сплошными линиями. Характеристики рассчитывались при коэффициентах сопротивления  $\zeta_{10} = \zeta_{23} = 0,0664$ ;  $\zeta_{34} + \zeta_{45} = 0,24$ . Сопоставление характеристик приводит к следующим выводам.

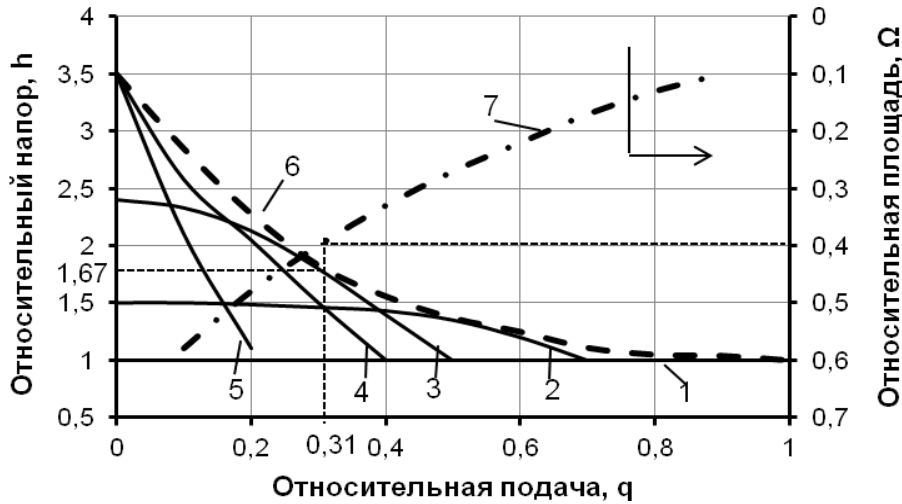


Рисунок 3 – Характеристики агрегата питания: 1 – напорная характеристика при дроссельном регулировании подачи; 2–7 – напорные (2–5) и экстремальная (6–7) характеристики агрегата с эжекционным устройством.

1. Для любой относительной подачи  $q$  существует оптимальное значение относительной площади струи  $\Omega_{\text{ОПТ}}$ , при котором напор агрегата наибольший. Например, при  $q = 0,31$  наибольший относительный напор  $h_{\text{ДОСТ}} = 1,67$  достигается при  $\Omega_{\text{ОПТ}} = 0,4$ .

2. Кривая касательная к семейству характеристик  $h(q)$ , представляет собой экстремальную напорную характеристику агрегата питания. Она отражает связь относительной подачи  $q$  с предельно достижимым напором агрегата  $h_{\text{ДОСТ}}$ . Экстремальная напорная характеристика  $h_{\text{ДОСТ}}(q)$  установки с эжектором и зависимость  $\Omega_{\text{ОПТ}}(q)$  приведены на рисунок 3.

Для агрегата питания с дроссельным регулированием подачи напор  $H$  равен напору основного насоса  $H_H$ , а подача жидкости потребителю

$$Q = Q_H - Q_1, \quad (5)$$

В безразмерных координатах напор  $h=1$ . Характеристика  $h(q)$  показан на рисунке 3 линией 1.

Сопоставляя напорные характеристики агрегатов питания с дроссельным и эжекторным регулированием подачи (линии 1 и 6 на рисунок 3), убеждаемся, что при всех относительных расходах  $0 \leq q < 1$  агрегат со струйным насосом обеспечивает относительные напоры  $h(q)$  более высокие, чем агрегат с дросселем.

Сравним эффективность работы агрегатов питания. Для агрегата с регулируемым струйным насосом максимальные значения КПД соответствуют точкам, лежащим на экстремальной характеристике  $h_{\text{ДОСТ}}(q)$ . (линия 6). Для агрегата питания с дроссельным регулированием внутренний КПД  $\eta = q$ , так как относительный напор  $h=1$

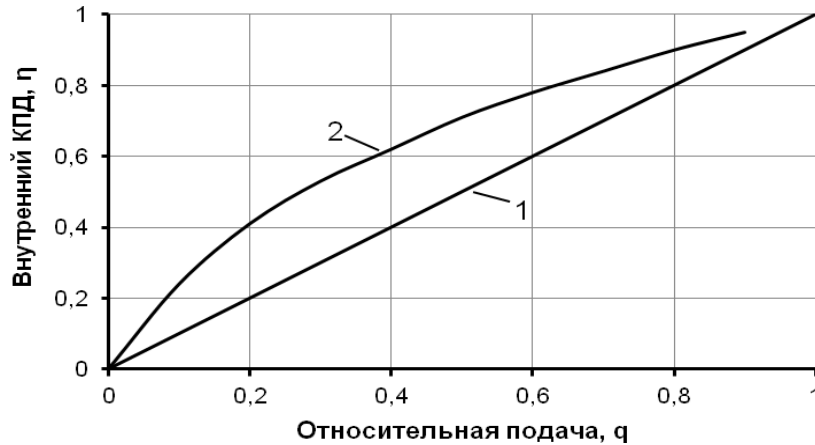


Рисунок 4 – Внутренний КПД агрегатов питания с дроссельным (1) и эжекторным (2) регулированием подачи

Зависимости достижимого КПД агрегата питания от относительной подачи  $q$  для двух схем регулирования иллюстрирует рисунок 4.

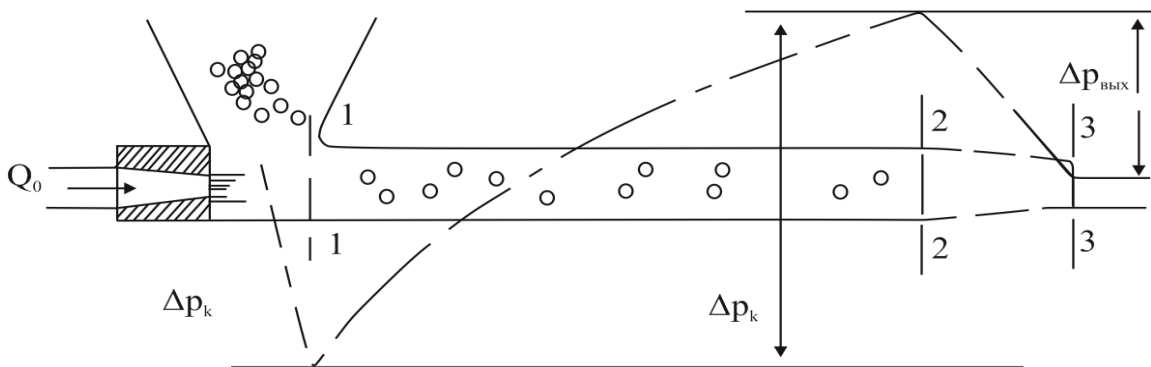
#### **Выводы по главе**

1. Уменьшить потери удельной механической энергии и сохранить простоту и надежность дроссельного регулирования подачи насосного агрегата можно, заменив дроссель эжектором с изменяемой площадью выходного сечения сопла.

2. Применение регулируемого эжектора в линии всасывания основного насоса создает условия для его бескавитационной работы.

3. Агрегат питания с эжекторным регулированием подачи обладает по сравнению с дроссельным регулированием более высокими КПД. В диапазоне относительных подач  $0,2 < q < 0,5$  превышение КПД составляет 20 %.

**Третья глава** посвящена разработке физико-математической модели рабочего процесса эжекционного гидрометателя и полета струи гидросмеси в воздухе, а также теоретическим исследованиям характеристик гидрометателя. Принципиальная схема аппарата для укладки сыпучих материалов-эжекционного гидрометателя показана на рисунке 5.



Рисунке – 5 Схема гидрометателя

При входе песчаного-гравийного потока в камеру смешения происходит падение давления, вызванное сопротивлением входа и разгоном потока -  $\Delta P_{BX}$ . На цилиндрическом участке камеры смешения давление повышается на величину  $\Delta P_k$ , зависящую от соотношения размеров сопла и камеры и от соотношения начальных количеств движения обоих потоков. В выходном сопловом устройстве поток гидросмеси разгоняется, что приводит к падению давления на некоторую величину  $\Delta P_{Вых}$ . Балансируя все изменения статического давления в аппарате получим:

$$\Delta P_k = \Delta P_{вх} + \Delta P_{вых}, \quad (6)$$

Перепад давления в цилиндрической камере аппарата (участок 1–2) определяется из уравнения количества движения, составленного для этого участка:

$$\rho_2 v_2^2 A_2 - \rho_0 v_0^2 A_0 - \rho_1 v_1^2 (A_2 - A_0) = (P_1 - P_2) A_2 - \xi_T \frac{\rho_2 v_2^2}{2} A_2, \quad (7)$$

Откуда

$$\Delta P_k = \rho_0 v_0^2 \left[ \Omega + (1 - \Omega) \rho_* v_{1*}^2 - \left( 1 + \frac{\xi_T}{2} \right) \rho_* v_{2*}^2 \right], \quad (8)$$

Падение давления на входе в аппарат, обусловленное разгоном песчано- гравийного потока, равно:

$$\Delta P_{BX} = (1 + \zeta_{BX}) \frac{\rho_1 v_1^2}{2} = \frac{\rho_0 v_0^2}{2} \left[ (1 + \zeta_{BX}) \rho_* v_{1*}^2 \right], \quad (9)$$

Падение давления в выходном сопловом устройстве аппарата с учетом сопротивления и равенства плотностей  $\rho_2 = \rho_3$ :

$$\Delta P_{Вых} = \frac{\rho_2 v_3^2}{2} (1 + \zeta_k) - \frac{\rho_2 v_2^2}{2} = \frac{\rho_0 v_0^2}{2} \rho_{2*} \left[ (1 + \zeta_k) v_{3*}^2 - v_{2*}^2 \right]. \quad (10)$$

Здесь  $\rho_0, v_0$  - плотность и скорость струи жидкости на срезе сопла;  $A_0$  - площадь выходного сечения сопла активного потока,  $A_2, A_3$  - площади поперечного сечения смесительной камеры и выходного сечения соплового устройства:  $\Omega = A_0 / A_2$  относительная площадь сопла активного потока;

$\rho_1, \rho_{1*} = \frac{\rho_1}{\rho_0}$  - абсолютная и относительная плотности потока гидросмеси на

входе в гидрометатель;  $v_1, v_{1*} = \frac{v_1}{v_0}$  - абсолютная и относительная скорости

песчано-гравийного потока перед смешением (сечение 1 на рисунке 5);

$\rho_2, \rho_{2*} = \frac{\rho_2}{\rho_0}$  - абсолютная и относительная плотности потока гидросмеси в

сечении 2;  $v_2, v_{2*} = \frac{v_2}{v_0}$  - абсолютная и относительная скорости потока гид-

росмеси в сечении 2;  $\xi_T$  – коэффициент сопротивления трения,  $\zeta_{\text{вх}}$  и  $\zeta_{\text{к}}$  – коэффициенты сопротивления входа и сопла в конце аппарата.

После подстановки (8), (9) и (10) в (6), сокращения на  $\frac{\rho_0 v_0^2}{2}$ , перегруппировки слагаемых и ввода коэффициента эжекции  $\alpha$  получается следующее уравнение:

$$\rho_* \left(1 + \frac{c}{B}\right) \alpha^2 + (\rho_* + 1) \alpha - \left(\frac{2}{\Omega B} - 1\right) = 0, \quad (11)$$

$$\text{где } B = (1 + \zeta_{\text{к}}) \left(\frac{A_2}{A_3}\right)^2 + 1 + \zeta_T; \quad c = -\frac{1 - \zeta_{\text{вх}} - 2\Omega}{(1 - \Omega)^2}; \quad \alpha = Q_1/Q_0 \quad (12)$$

Уравнение (12) позволяет определить максимально достижимое значение коэффициента эжекции при различных размерах аппарата:

$$\alpha_{\text{max}} = \frac{-(\rho_* - 1) + \sqrt{(\rho_* + 1)^2 + 4\rho_* \left(1 + \frac{c}{B}\right) \left(\frac{2}{\Omega B} - 1\right)}}{2\rho_* \left(1 + \frac{c}{B}\right)}, \quad (13)$$

На рисунке 6 показана зависимость  $\alpha_{\text{max}}$  от относительной площади того и другого сопла, и относительной плотности эжектируемого потока. Видим, что с уменьшением относительной площади сопла  $\Omega$ , формирующего активную струю, коэффициент эжекции растет. Сопло в конце аппарата снижает коэффициент эжекции, а, следовательно, и производительность аппарата по гравию или песку. Это снижение тем ощутимее, чем больше соотношение  $A_2/A_3$ .

Показателем эффективности аппарата, принято отношение кинетической энергии потока гидросмеси на выходе из аппарата к кинетической энергии струи воды на срезе сопла, т. е.

$$k_9 = \left(\rho_3 Q_3 \frac{v_3^2}{2g}\right) : \left(\rho_0 Q_0 \frac{v_0^2}{2g}\right) = \rho_{2*} \alpha v_{3*}^2, \quad (14)$$

Изменение этого показателя в зависимости от относительной площади того и другого сопла и от относительной плотности эжектируемого потока показано на рисунке 7. Эффективность работы аппарата зависит от относительной площади сопла активного потока  $\Omega$ . При определенных  $\Omega$  показатель эффективности достигает наибольшего значения. Это соотношение площадей поперечных сечений сопла и камеры смешения является оптимальным для аппарата. При этом соотношении расход кинетической энергии воды оказывается минимальный. В месте с тем при прочих равных условиях сжатие потока гидросмеси концевым соплом приводит к снижению эффективности аппарата.

Дальность выброса гидросмеси зависит от ряда факторов: скорости гидросмеси в выходном сечении аппарата, консистенции гидросмеси, угла установки оси аппарата к горизонту. Первые из них связаны с конструкцией аппарата и прежде всего с соотношением диаметров сопла и смесительной камеры.

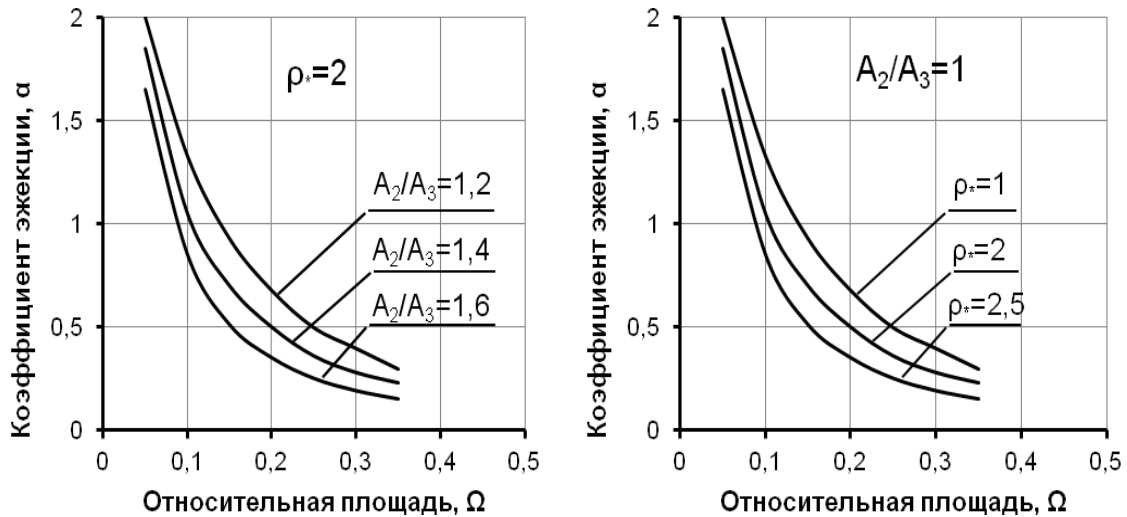


Рисунок 6 – Предельные коэффициенты эжекции

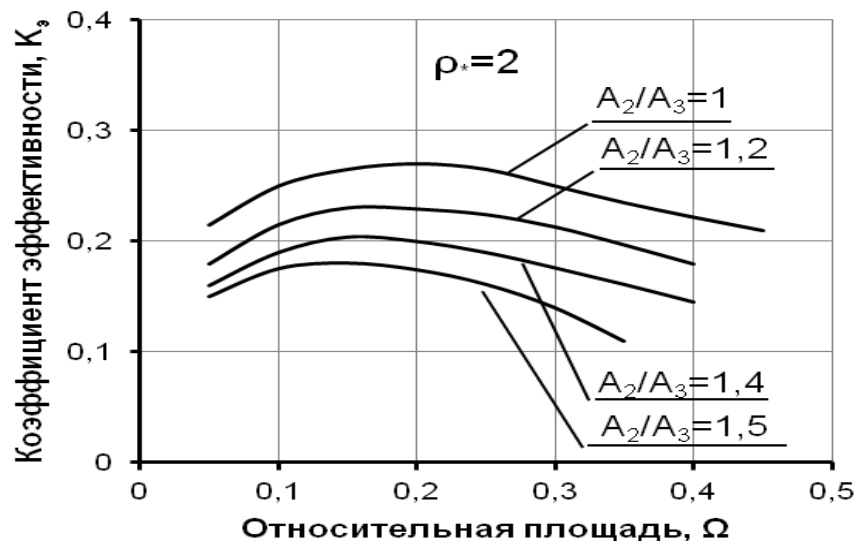


Рисунок 7 – Влияние размеров аппарата и соотношения плотностей потоков на коэффициент эффективности

На основе дифференциальных уравнений движения отсека струи в воздухе и экспериментальных исследований выведена формула для определения дальности полета струи гидросмеси в атмосфере.

$$X_k = \frac{X_k^0}{1 + 0,63\psi}, \quad (15)$$

где

$$\psi = \frac{\lambda X^0}{d_3} \frac{k \rho_B}{\rho_3} \frac{tg B_0}{\ln \frac{1+\sin B_0}{1-\sin B_0}} \quad (16)$$

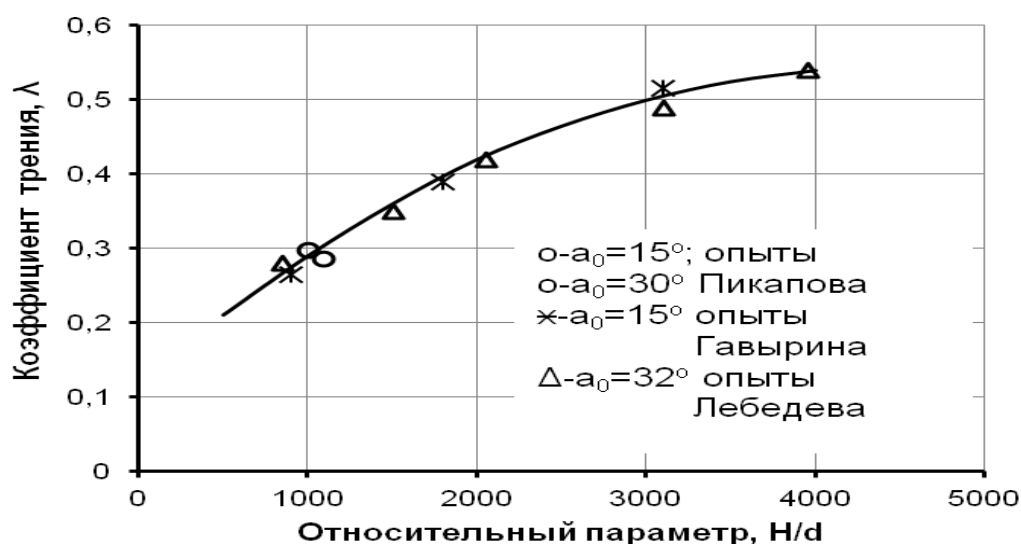
Коэффициент  $\lambda$ , характеризует торможение струи окружающим воздухом.

Чтобы воспользоваться формулами (15) и (16) расчета струи, необходимо знать коэффициент трения  $\lambda$ . В первом приближении для определения коэффициента  $\lambda$  были использованы опыты, проведенные различными авторами на свободных водяных струях. Используя эти эксперименты было установлено, что коэффициент трения зависит, главным образом, от двух параметров: от угла наклона оси камеры  $\beta$  и от отношения  $\frac{H}{d}$ , где

$H = \frac{v_2^2}{2g}$ ,  $d$  диаметр – выходного сечения рабочей камеры. На рисунке 8

представлен график зависимости коэффициента  $\lambda$  от отношения  $H/d$  построенный по опытными данным.

Таким образом, формулы расчета свободной струи, дополненные графиком зависимости  $\lambda = f(H/d)$  (рис. 8) позволяют провести расчет струи и определить диаметр рабочей камеры по дальности полета струи и расходу гидросмеси.



Рисунке 8 – Зависимость коэффициента трения от отношения напора к диаметру

### Выводы по главе 3

1. Относительный расход эжектируемой гидрометателем гидросмеси зависит, главным образом, от относительных площади активного сопла и плотности гидросмеси. С их увеличением расход эжектируемой гидросмеси снижается.

2. Применение конического сопла на выходе камеры смешения гидрометателя нерационально, поскольку снижает эффективной работы аппарата.

3. Эффективность гидрометателя зависит от относительных площади активного сопла  $\Omega$  и плотности гидросмеси  $\rho$ . При относительной плотности гидросмеси  $\rho_* = 1,0$  оптимальная относительная площадь сопла  $\Omega_{opt} = 0,13$ ; при  $\rho_* = 2,0$   $\Omega_{opt} = 0,2$ , а при  $\rho_* = 2,5$  оптимальная относительная площадь сопла  $\Omega_{opt} = 0,25$ .

**Четвертая глава** посвящена экспериментальным исследованиям полета струи гидросмеси в воздухе и эжекционного гидрометателя, а также разработке методов расчёта регулируемого эжектора для агрегата питания и гидрометателя.

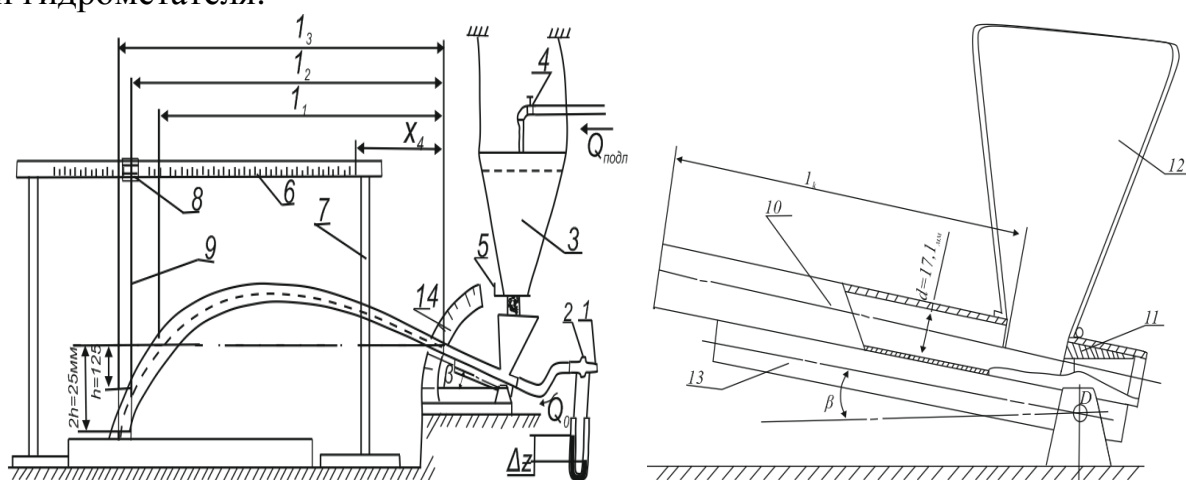


Рисунок 9 – Экспериментальной установки

Экспериментальная установка (рисунок 9) была смонтирована в гидравлической лаборатории Южно-Уральского государственного университета. Основными ее элементами являются: гидрометатель, конусный бункер для песка, координатное устройство. Подвод высоконапорной жидкости к гидрометателю осуществляется по трубе 1 через резиновый шланг. С помощью диафрагмы 2, установленной в трубе, определялся расход активного потока. Сверху из конуса 3 в бункер гидрометателя поступал пассивный поток, представлявший собой смесь твердой фракции и воды. Концентрация гидросмеси пассивного потока регулировалась краном 4. Заслонкой 5 регулировалась величина пассивного потока.

Координатное устройство представляет собой направляющую рейку 6 с делениями, жестко закрепленную в опорах 7. По направляющей рейке скользит ползушка 8, к которой крепится игла 9. На игле имеются деления. Гидрометатель с приемным бункером 12, укрепленный на стреле 13, имел возможность поворачиваться вокруг оси 0. При этом угол выброса струи к горизонту  $\beta$  изменялся в широких пределах от  $15^\circ$  до  $40^\circ$ .

Принципиальная схема опытного гидрометателя изображена на рисунок 8. Смесительная камера 10 была сделана из трубки с внутренним



диаметром  $d_k = 17,1 \text{ мм}$  и имела длину  $\ell_k = 120 \text{ мм}$ .  $\ell_k : d_k = 7,5$  считая от края загрузочного отверстия. С помощью дополнительной трубки смесительная камера могла удлиняться до  $\ell_k = 350$ , а с помощью конического сопла с концевым диаметром  $d_3 = 14,4 \text{ мм}$  могла стать комбинированной камерой (цилиндрический участок + коническое сопло). Все три варианта рабочей камеры подвергались испытаниям. Формирование струи активного потока осуществлялось коническим соплом 11 с углом конусности  $20^\circ$  и диаметром выходного отверстия  $7,7 \text{ мм}$ .

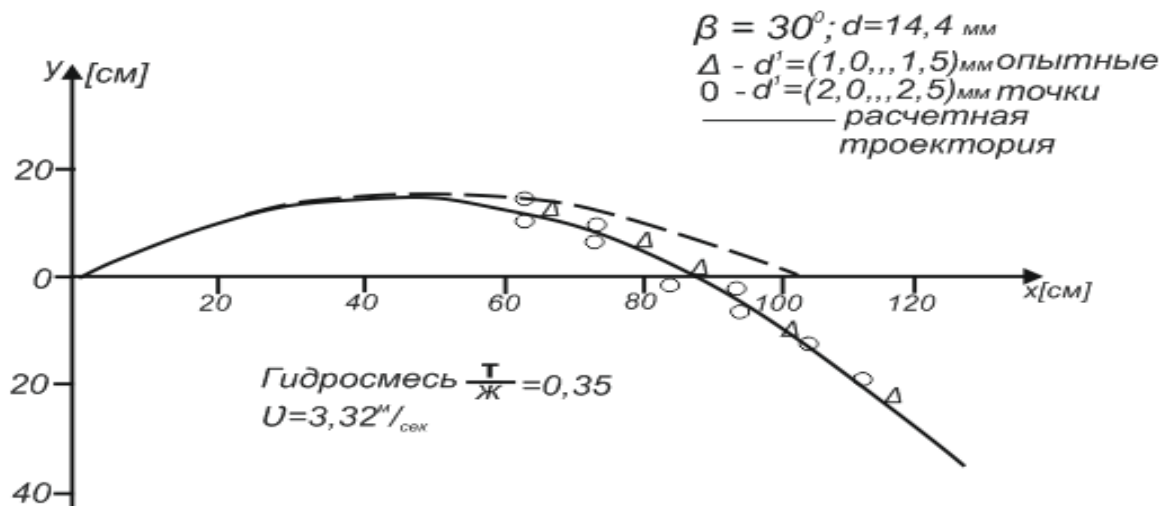


Рисунок 10 – Траектория струи гидросмеси

Опыты проводились с песком крупностью  $1,0 \dots 1,5 \text{ мм}$  и  $2,0 \dots 2,5 \text{ мм}$  при полностью наполненном загрузочном бункере гидрометателя. Заполнение бункера позволяло снизить до предела эжекцию воздуха и достичь предельно возможных значений коэффициента эжекции по твердой фракции.

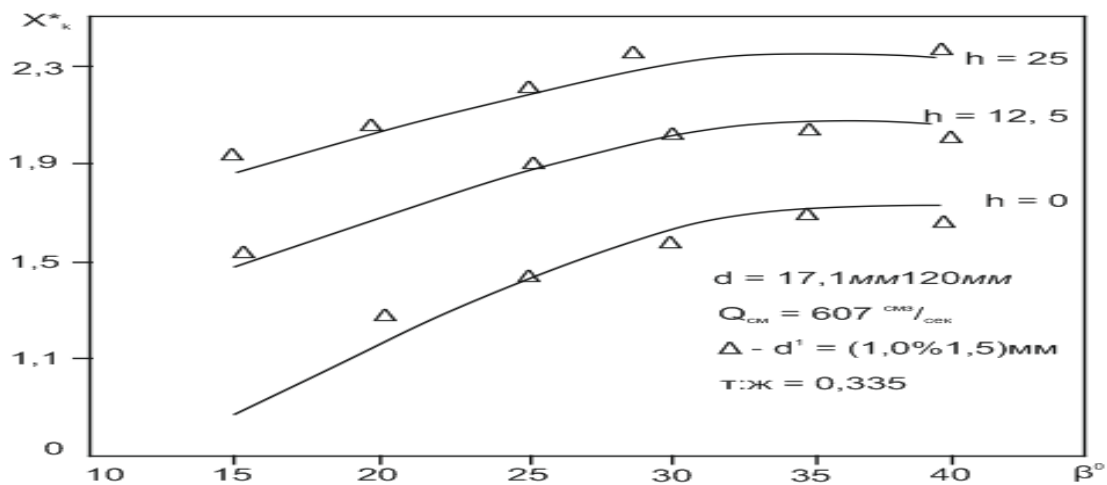


Рисунок 11 – Относительная дальность полета струи ( $X_k^* = X_k \cdot \frac{v_3^2}{2g}$ ) в зависимости от угла установки гидрометателя

Первая серия опытов была связана с определением дальности полета гидросмеси при различных углах выброса струи. Некоторые результаты опытов представлены на рисунок 10 и 11. Сплошными линиями отмечены результаты расчета по формулам (15) и (16), а точками – результаты

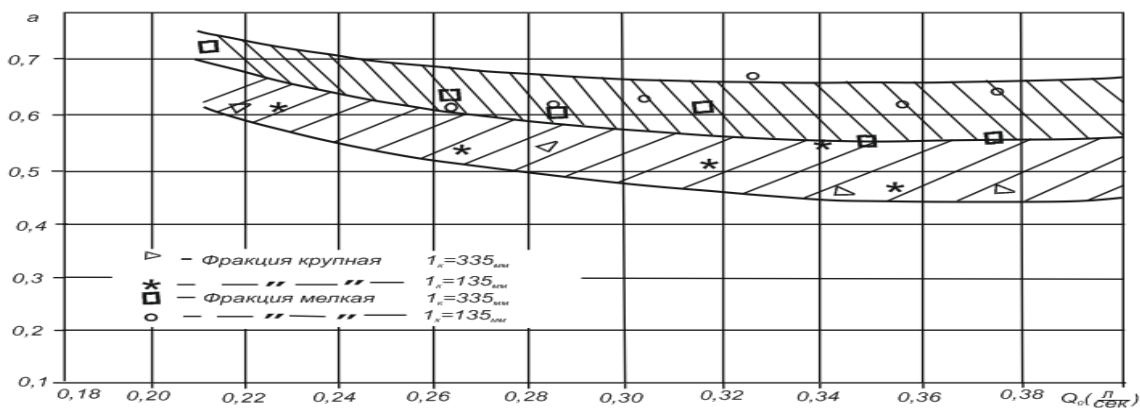


Рисунок 12 – коэффициент эжекции аппарата с одним соплом

На рисунок 12 представлены результаты опытов, связанных с определением достижимых значений коэффициента эжекции гидрометателя.

Анализ опытных данных и их сопоставление с расчетами по изложенным выше уравнением и формулам свидетельствует о следующем:

1. Удовлетворительное совпадения опытных данных с расчетными значениями дальностям полета струи свидетельствует о приемлемости разработанной методики расчете струи гидросмеси.

2. Наибольшая дальность полета струи гидросмеси наблюдается при углах наклона оси гидрометателя к горизонту  $\beta = 30^{\circ} - 35^{\circ}$ .

3. Применение удлиненной или составной рабочей камеры является нецелесообразным. Оптимальной следует признать проточную часть гидрометателя, содержащего одноструйное сопла и цилиндрическую рабочую камеру с относительной длиной, равной 7,5... 8,0 диаметров.

4. Для обеспечения равномерного поступления пассивного потока в рабочую камеру гидрометателя подача подпиточной воды в бункер (приемную камеру) должна составлять более 70% от объемного расхода твердого материала.

5. Реально достижимые коэффициенты эжекции гидрометателя оказываются меньше расчетных значений на (20 ... 30) %. Это обусловлено повышенным гидравлических сопротивлением проточной част аппарата движению гидросмеси.

Основываясь на результатах теоритических и экспериментальных исследований разработаны методики расчета регулируемого эжектора для насосного агрегата с минимальным энергопотреблением и гидроструйного эжекционного гидрометателя с минимальными расходами воды и энергии при заданных подаче и дальности полета твердого сыпучего материала.

Методики расчёта проиллюстрированы числовыми примерами.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Применение эжектора с изменяемой площадью выходного сечения сопла в линии всасывания основного насоса взамен дросселя позволяет уменьшить потери удельной механической энергии, сохранить простоту и надежность дроссельного регулирования подачи насосного агрегата и создает условия для его бескавитационной работы.

Агрегат питания с эжекторным регулированием подачи обладает по сравнению с дроссельным регулированием более высокими КПД. В диапазоне относительных подач 0,2 ... 0,5 превышение КПД составляет более 20 %.

2. Гидротранспорт сыпучих материалов (например, песка и мелкого гравия) в отвалы, может осуществляться не только по трубопроводу, но и по воздуху струей гидросмеси. В этом случае струйный насос выполняет функцию гидрометателя - устройства для создания высокоскоростной струи гидросмеси. Относительный расход эжектируемой гидрометателем гидросмеси и его эффективность зависят, главным образом, от относительных площади активного сопла  $\Omega$  и плотности гидросмеси  $\rho^*$ . С их увеличением расход эжектируемой гидросмеси снижается. При относительной плотности гидросмеси  $\rho^* = 1,0$  оптимальная относительная площадь сопла  $\Omega = 0,13$ ; при  $\rho^* = 2,0$   $\Omega_{\text{опт}} = 0,2$ , а при  $\rho^* = 2,5$  оптимальная относительная площадь сопла  $\Omega_{\text{опт}} = 0,25$

3. Наибольшая дальность полета струи гидросмеси наблюдается при углах наклона оси гидрометателя к горизонту  $\beta = 30^{\circ}-35^{\circ}$ . Дальность выброса гидросмеси зависит от ряда факторов: скорости гидросмеси в выходном сечении аппарата, консистенции гидросмеси, угла установки оси аппарата к горизонту. На основе дифференциальных уравнений движения отсека струи в воздухе и экспериментальных исследований введена формула для определения дальности полета струи гидросмеси в атмосфере.

4. Для обеспечения равномерного поступления пассивного потока в рабочую камеру гидрометателя подача подпиточной воды в бункер (приемную камеру) должна составлять более 70% от объемного расхода твердого материала. Применение многоструйного сопла подачи высоконапорной воды, удлиненной или составной рабочей камеры является нецелесообразным. Оптимальной следует признать проточную часть гидрометателя, содержащую одноструйное сопло и цилиндрическую рабочую камеру с относительной длиной, равной 7,5...8,0 диаметров.

5. Разработаны методы расчет регулируемого эжектора для насосного агрегата с минимальными энергопотреблениями и гидрометателя с минимальными расходами воды и энергии при заданных подаче и дальности полета твердого сыпучего материала.

**ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ**

Работы, опубликованные в изданиях, рекомендованных ВАК:

1. Спиридонов, Е.К. Агрегат питания с регулируемым струйным насосом / Е.К. Спиридонов, Г.Г. Якубов // Вестник ЮУрГУ. Серия "Машиностроение". 2019. Т. 19, № 3. С. 53–59. (7с./3,5с.).
2. Спиридонов, Е.К. Гидроструйный эжекционный гидрометатель сыпучих материалов. Рабочий процесс и характеристики / Е.К. Спиридонов, Г.Г. Якубов, Д.Ф. Хабарова // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2020. Т. 20, №1. С. 47-54. (8с./3с.).
3. Спиридонов, Е.К. Гидроструйный эжекционный гидрометатель сыпучих материалов. Метод расчета / Е.К. Спиридонов, Г.Г. Якубов, Д.Ф. Хабарова // Вестник ЮУрГУ. серия «Машиностроение». 2020. Т. 20, № 2. – С. 19 – 26. (8с./3с.).

**Работы, опубликованные в других изданиях:**

1. Спиридонов, Е. К. К определению дальности полета струи жидкости в воздухе / Е.К. Спиридонов, Г.Г. Якубов // XXIII Международная научно-техническая конференция студентов и аспирантов «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» (Москва, 04 декабря 2019 г.). Материалы конференции. [Электронный ресурс]. – 2019. – С. 309-313. ISBN 978-5-6043306-6-1. (5с./2с.).

Якубов Голибджон Гафорович

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ГИДРОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ  
РАЗРАБОТКОЙ И ИССЛЕДОВАНИЕМ ЭЖЕКЦИОННЫХ УСТРОЙСТВ

Специальность

05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук