

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Тверской государственный технический университет»



На правах рукописи

ПАШКО Павел Борисович

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДИСПЕРГАТОРА С
МОДУЛЯЦИЕЙ ПОТОКА ДЛЯ ПОДГОТОВКИ РАБОЧИХ
ЖИДКОСТЕЙ МЕХАНИЗИРОВАННЫХ КРЕПЕЙ**

Специальность 05.05.06 – «Горные машины»

диссертация

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, доцент
Яблонев Александр Львович

Тверь 2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

ОГЛАВЛЕНИЕ	2
ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ	4
ВВЕДЕНИЕ	9
1. АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЙ	15
1.1. Требования, предъявляемые к рабочим жидкостям механизированных крепей	15
1.2. Оборудование для подготовки рабочих жидкостей механизированных крепей	20
1.3. Влияние кавитации на процесс подготовки рабочих жидкостей механизированных крепей и ее виды	30
1.4. Выводы по главе 1, цель и задачи исследования	36
2. РАЗРАБОТКА ДИСПЕРГАТОРА С МОДУЛЯЦИЕЙ ПОТОКА	39
2.1. Содержание в жидкости свободного газа	39
2.2. Методы определения содержания свободного газа в жидкости	50
2.3. Разработка математической модели концентрации свободного газа, определяющего процесс эмульгирования	57
2.4. Диспергатор с модуляцией потока	64
2.5. Выводы по главе 2	70
3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОЛУЧЕНИЯ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ В ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОМ ДИСПЕРГАТОРЕ	72
3.1. Принципиальная блок-схема экспериментального стенда для производства и регенерации рабочей жидкости	72
3.2. Методы анализа дисперсности эмульсии и гидравлической рабочей жидкости	82
3.3. Установление влиянием параметров ДМП на дисперсность получаемой эмульсии	86
3.4. Выводы по главе 3	92

4.	РАСЧЕТ ДИСПЕРГАТОРА С МОДУЛЯЦИЕЙ ПОТОКА	94
4.1.	Расчет геометрических параметров ДМП	94
4.2.	Расчет энергетических параметров ДМП	103
4.3.	Расчет конструктивных параметров ДМП	113
4.4.	Сравнительные характеристики ДМП	122
4.5.	Выводы по главе 4	128
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ, ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ	130
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	132
	ПРИЛОЖЕНИЯ	144

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$\mathcal{E}(M)$ – функция зависимости кавитационного эффекта от меры воздействия на среду;

$\mathcal{E}_{\text{опт}}$ – оптимальная мера воздействия;

$A = a_p/a_c$ – отношение ширины отверстия в боковой стенке ротора a_p к ширине отверстия в боковой стенке статора a_c ;

c – концентрация, доля; скорость звука в среде, м/с;

$c_э$ – концентрация эмульсии, доля объемная;

c_v, c_L – скорость звука: в газе, жидкости, м/с;

D – дисперсность эмульсии, м^{-1} ;

D_p, D_c – диаметры: ротора внешний, статора внутренний, $D_p \approx D_c$, м;

$d, d_{\text{ср}}, d_0$ – диаметры, соответственно, частицы, средний и в начальный момент диспергирования, м;

$d_{\text{гр}}, d_{\text{гс}}$ – гидравлические диаметры отверстия, соответственно, в роторе, статоре, м;

E – энергия, Дж;

F – площадь поверхности раздела фаз, м^2 ;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

H – высота ротора, м;

h_p, h_c – длина образующей на рабочей поверхности: ротора, статора, м;

$\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ – единичные векторы по осям x, y, z ;

j – интенсивность износа пары трения, кг/м^2 ;

J – скорость процесса переноса субстанции, например, площади поверхности раздела фаз, с^{-1} ;

K – коэффициент увлечения жидкости в полости ротора;

K_0 – коэффициент коагуляции капель эмульсии, Вт;

M – число интервалов диаметров частиц в данном наблюдении образца эмульсии на предметном столике микроскопа; мера возбуждения кавитации;

m – коэффициент модуляции объема;

$l, l_p, l_c, l_{пр.р}, l_{пр.с}$ – длина модулятора; толщина стенок, соответственно, ротора, статора; присоединенная длина отверстия патрубка ротора и статора, м;

m_y – удельная материалоемкость аппарата, кг/(м³/с);

m – масса, кг;

N – мощность, Вт;

N, N_0 – концентрация частиц дисперсной фазы в текущее время и в начальный момент, м⁻³;

$N_{y.a}$ – средняя плотность мощности потребляемой энергии аппаратом, Вт/м³;

$N_{max} = N_{\infty}$ – предельная концентрация частиц эмульсии при диспергировании, м⁻³;

$N_n(R)$ – функция распределения стабильных пузырей по радиусам, м⁻¹;

P – давление, Па;

P_s – давление жидкости на границе с пузырьком без учета внешнего возмущения;

$P_{кв}$ – амплитуда кавитационного импульса давления жидкости, Па;

$|P|_{max}$ – амплитуда отрицательного импульса давления жидкости в камере аппарата, Па;

P_p, P_k – давление жидкости: на входе в полость ротора, в камере аппарата, Па;

P_{σ} – давление жидкости на границе с пузырьком без учета внешнего возмущения, Па;

ΔP – разность давлений жидкости между двумя точками в среде, Па;

Q – объемный расход жидкости, производительность, м³/с;

$R = 8,31$ Дж/(моль·К) – универсальная газовая постоянная;

R, R_p, R_c, R_k – радиус; радиус рабочей поверхности ротора и статора; внутренний радиус облучаемой камеры ГМД, м;

T – период процесса, с; абсолютная температура, К;

ΔT – срок службы гидравлического оборудования, ч;

t – текущее время, координата времени, с; температура, °С;

V – объем, м³;

v – линейная скорость, м/с;

Z_p, Z_c – число отверстий в боковой стенке ротора, статора;

α, α_0 – содержание свободного газа в жидкости, в начальный момент времени, доля; экспериментальные коэффициенты;

$\beta = \frac{P_{g0}}{P_s}$ – начальное газосодержание в пузыре;

β_1, β_2 – углы;

γ – доля обрабатываемого объема в зазоре между рабочими боковыми стенками ротора и статора; показатель Пуассона;

$\kappa(t)$ – коэффициент растворимости газа в жидкости при температуре t ;

$\Delta_l, \Delta_k, \Delta_n$ – соответственно, шаг, ширина, расстояние между канавками лабиринтного уплотнения, м;

$\Delta C_p, \Delta C_v$ – разность молярных теплоемкостей при постоянном давлении, объеме, Дж/(моль·К);

ΔH – изменение энтальпии при испарении моля жидкости, Дж/кг;

$\Delta P_{цб}$ – давление жидкости, создаваемое центробежной силой на внутреннюю стенку ротора, Па;

$\nabla = \frac{\partial}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial}{\partial z} \vec{k}$ – оператор набла;

δ – величина радиального (нормального) зазора между рабочими поверхностями ротора и статора ГМД, м;

μ – динамический коэффициент вязкости жидкости, Па·с;

λ, λ_0 – вероятность дробления капли и характеристика аппарата-эмульгатора;

ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости, м²/с;

ρ – плотность вещества, кг/м³;

$\rho_{рж}, \rho_v, \rho_э$ – плотности: рабочей жидкости, воды, эмульсии, кг/м³;

ξ – переменная в интеграле;

ε – электропроводность жидкости, Ом·м;

σ – коэффициент поверхностного натяжения на межфазной поверхности, Н/м, Дж/м²;

τ_p, τ_c – коэффициент заполнения отверстий на рабочей поверхности ротора, статора;

τ – интервал времени, с; тангенциальное напряжение, Па;

φ – азимутальная координата в цилиндрической и сферической системах координат, рад;

ω – частота вращения, рад/с.

Верхние индексы

' – относительная величина.

Нижние индексы

0 – в начальный момент времени;

∞ – на бесконечности, в конце процесса;

г – в газе;

к – в камере аппарата;

кВ – параметр при кавитации;

кип – кипения;

р – в роторе аппарата;

рж – рабочая жидкость;

с – пороговое;

см – смеси;

э – эмульсия;

L – жидкости, в жидкости;

max – максимальная величина;

min – минимальная величина;

σ – на границе раздела двух фаз со стороны плотной среды;

Критерии подобия и числа

$Ho = \frac{v_0 t_0}{2l}$ – критерий гомохронности;

$Re_0 = \frac{d2c\sqrt{2\Delta p\rho}}{\mu}$ – модифицированный критерий Рейнольдса;

$Ta = \frac{\rho_L \omega R_p \delta}{\mu}$ – критерий Тейлора;

$T_1 = \frac{2R_p(R_c - R_p)^3}{R_c + R_p} \left(\frac{\omega}{\nu}\right)^2$ – модифицированный критерий Тейлора;

$\chi^{-1} = \chi_a^{-1} + \chi_z^{-1}$ – обратная величина обобщенного критерия кавитации;

$\chi_a = \frac{p_\infty + \frac{2\sigma}{R_0} p_z(T_\infty)}{|P|_{max}}$ – критерий акустической кавитации;

$\chi_z = \frac{p_\infty + \frac{2\sigma}{R_0} p_z(T_\infty)}{\frac{1}{2}\rho_{ж} \left[\left(\frac{Q}{Z_c}\right)^2 + (\omega R_p)^2 \right]}$ – критерий гидродинамической кавитации;

$Ma = \frac{v}{c}$ – число Маха;

$We = \frac{2\sigma}{R_0 \rho_s}$ – критерий Вебера.

АББРЕВИАТУРЫ

ГМД – гидромеханической диспергатор;

М/В – эмульсия типа «масло в воде»;

МИ – машина испытательная трения;

ПАВ – поверхностно-активные вещества;

РАМП – роторный аппарат с модуляцией потока;

СГД – сирена гидродинамическая;

СМ – смазочные материалы;

УГИ-ВМ – ультразвуковая установка с гидродинамическим вихревым излучателем;

УГС-7У – ультразвуковой гидродинамический смеситель 7-й усовершенствованной модели;

УГДЭ – ультразвуковой гидродинамический эмульгатор;

УСЭ – установка смесительная эмульсионная;

ЦДУ «ТЭК» – центральное диспетчерское управление топливно-энергетического комплекса;

Э – эмульсия.

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. По данным ЦДУ «ТЭК» по состоянию на 01.01.2021 добычу угля подземным способом в Российской Федерации осуществляли 58 шахт, при этом 42 шахты работали по технологии «шахта-лава», за последние десять лет средняя нагрузка на лаву выросла в 2,2 раза и составила примерно 4 900 т/сутки. Эффективность добычи угля во многом определяет надежность и ресурс механизированных крепей. При этом механизированная крепь очистного комплекса является уникальной гидросистемой, по протяженности и количеству используемых элементов, количество которых может достигать нескольких тысяч. Надежность и ресурс элементов любой гидросистемы в основном определяется качеством рабочей жидкости (РЖ), для крепей – это эмульсии. К ним предъявляются специфические требования, отличающиеся от требований к другим РЖ – однородность, тонкодисперсность, сопротивление к коагуляции.

В механизированных крепях первого поколения в качестве РЖ использовалось минеральное масло. В последствии стала применяться эмульсия – «масло в воде», в которой использовалось 2–5 % эмульсола и 95–98 % воды. Эмульсол и вода смешивались с использованием специального оборудования. Позже для этих целей начали применяться диспергаторы, использующие ультразвук и кавитацию, позволяющие получать высокодисперсную эмульсию, и за счет этого значительно увеличить ресурс элементов механизированной крепи очистных комплексов.

С появлением эмульсолов третьего поколения, растворяющихся в воде при приготовлении эмульсии, использование диспергаторов фактически прекратилось.

В связи с пандемией и повысившимся риском задержки поставки эмульсола целесообразно иметь диспергатор и запас «обычного» дешевого отечественного эмульсола в качестве запасного варианта. В настоящее время

цена растворимого эмульсола примерно в 5 раз выше, чем применявшихся ранее для диспергирования, и применяющихся сейчас в металлообработке.

В случае использования изношенных механизированных крепей на предполагаемом значимом интервале эксплуатации также целесообразно использовать дешевый эмульсол, в т.ч. по причине его повышенного расхода.

Поэтому обоснование параметров диспергатора с модуляцией потока нового технического уровня (ДМП), позволяющего повысить дисперсность получаемой эмульсии, контролировать и управлять процессом ее приготовления и периодической регенерацией в процессе эксплуатации, т.е. значительно снизить затраты и повысить ее качество, тем самым повысить эффективность эксплуатации механизированных крепей, является актуальной научной задачей.

Степень разработанности темы исследования. Исследованиям по данной тематике посвящено большое число работ отечественных и зарубежных ученых: Аграната Б.А., Балабышко А.М., Вентцель Е.С., Гаврилова Л.Р., Гетопанова В.И, Зимина А.И., Кандакова Л.А., Карепанова С.К., Ружицкого В.П., Сиротюка М.Г., Снитковского М.М., Хорина В.Н., Юдаева В.Ф., Турука Ю.В., Юрьева В.Н., Кривенко А.Е., Brennen S., Chandrasekhara D.V., Daily Jr., Freidrich T.H., Hammit F., Holl Zh.V., Ivengar K.S., Кнепп R., Neppiras E.A., Richardson E.G., Siamala Rao B.Z., и многих других.

В то же время не исследовалась модуляция потока, как инструмент повышения эффективности работы диспергатора и получения более качественных, высокодисперсных эмульсий.

Цель работы. Обоснование параметров диспергатора с модуляцией потока для получения агрегативно устойчивых высокодисперсных рабочих жидкостей механизированных крепей и повышения их работоспособности.

Идея работы. Получение высокодисперсных рабочих жидкостей механизированных крепей за счет использования рационального режима кавитационного воздействия.

Задачи исследования

Для реализации поставленной цели были сформулированы следующие задачи исследования:

- провести анализ состава и свойств РЖ, оборудования для их производства и требований, предъявляемых к ним при получении и регенерации в процессе эксплуатации механизированных крепей;
- выявить зависимость числа кавитации от содержания свободного газа, разработать математическую модель содержания свободного газа;
- разработать методику и алгоритм расчета параметров ДМП;
- разработать экспериментальный стенд для исследования процесса эмульгирования РЖ при различных параметрах ДМП;
- выполнить лабораторные испытания ДМП для производства РЖ; установить соответствие теории зависимости дисперсности эмульсии от обратной величины обобщенного критерия кавитации.

Научная новизна работы

1. Установлена зависимость дисперсности получаемой эмульсии от количества свободного воздуха в обрабатываемой смеси и кавитационного режима в модуляторе.
2. Разработан метод мониторинга содержания свободного газа в процессе получения высококачественной эмульсии и поддержания оптимального режима работы ДМП путем непрерывного регулирования содержания свободного газа в рабочей камере на выходе РЖ из аппарата.
3. Разработан метод расчета ДМП на основе оптимального значения критерия акустической кавитации.

Методы исследования: теоретические, экспериментальные и расчетно-конструктивные, с использованием фундаментальных законов сохранения, анализа и статистической обработки полученных результатов измерения.

Научные положения, выносимые на защиту:

1. Математическая модель процесса эмульгирования и

диспергирования РЖ гидромеханизированных крепей, учитывающая влияние давления жидкости в кавитационной области и объёмного содержания свободного газа в обрабатываемой среде, радиус пузыря и относительную радиальную скорость пульсирующего пузыря.

2. Зависимость дисперсности получаемой эмульсии от величины предложенного параметра – коэффициента «вводимой плотности мощности», характеризующего «скорость изменения вводимой плотности мощности импульса давления».

3. Зависимость дисперсности получаемой эмульсии от величины обобщенного критерия кавитации.

4. Предложенное выполнение лабиринтного и винтового уплотнения модулятора ДМП позволило увеличить дисперсность получаемой эмульсии на 10–30 % за счет повышения скорости изменения вводимой плотности мощности импульса давления, оцениваемой предложенным коэффициентом «плотности вводимой мощности».

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается корректностью постановки задач: представленным объемом экспериментальных данных, полученных на экспериментальном стенде, применением современных методов исследования; прямых средств измерения; корректным применением статистических методов при обработке и анализе экспериментальных данных; удовлетворительной сходимостью результатов теоретических и экспериментальных исследований, расхождение между которыми не превышает 7...8%.

Теоретическая значимость работы заключается в разработке математической модели процесса эмульгирования и диспергирования РЖ гидромеханизированных крепей, учитывающей влияние давления жидкости в кавитационной области и объёмного содержания свободного газа, установлении зависимости дисперсности получаемой эмульсии от величины обобщенного критерия кавитации и от величины предложенного параметра – коэффициента «изменения импульса давления» характеризующего скорость

изменения плотности вводимой мощности импульса давления.

Практическая значимость работы

1. Разработана конструкция и обоснованы параметры ДМП для получения тонкодисперсных высококачественных РЖ механизированных крепей.

2. Разработана методика расчета минимальной концентрации ПАВ в процессе получения высококачественной РЖ для механизированных крепей.

3. Разработана методика мониторинга содержания свободного газа в процессе получения высококачественной РЖ.

4. Разработана методика поддержания оптимального режима работы ДМП путем непрерывного регулирования содержания свободного газа в рабочей камере на выходе РЖ из аппарата.

Реализация работы. Результаты исследований, методика определения параметров, модель и рекомендации приняты организациями, занимающимися разработкой механизированных крепей – ООО «ПИК МАЙНИНГ» и ООО «Объединенные машиностроительные технологии» для дальнейшего использования их в своих проектах.

Личный вклад соискателя состоит в анализе и обобщении результатов ранее выполненных исследований, формулировании цели и задач исследований; разработке конструкции и обосновании параметров ДМП; разработке модели и получении расчетных формул производительности полученной установки; проведении теоретических исследований, интерпретации их результатов и подготовке публикаций.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на: VI Международной научно–технической конференции «Пути совершенствования технологических процессов и оборудования промышленного производства», Донбасский государственный технический институт, 14–15 октября 2021 г., г. Алчевск, ЛНР; VII Международной научно-практической конференции «Горная и нефтяная электромеханика – 2021: повышение эффективности и безопасности

эксплуатации горно-шахтного и нефтепромыслового оборудования», Пермский национальный исследовательский политехнический университет, 19–21 октября 2021 г., г. Пермь; VI Международном инновационном горном симпозиуме, Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева, 19–21 октября 2021 г., г. Кемерово; XV Международной научной школе молодых ученых и специалистов «Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых», Институт проблем комплексного освоения недр им. академика Н.В. Мельникова РАН, 25–28 октября 2021 г. Москва; XXX Международном научном симпозиуме «Неделя горняка», НИТУ МИСиС, 1–4 февраля 2022 г., г. Москва.

Публикации. По материалам диссертации опубликованы 10 печатных работ, из них 1 – в издании, входящем в наукометрическую базу Scopus, 7 – в рецензируемых изданиях, рекомендованных ВАК Российской Федерации, 2 – в других изданиях.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 4 глав и заключения, изложенных на 145 страницах, содержит 32 рисунка, 6 таблиц, список литературы из 123 наименований и 2 приложения.

1. АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1. Требования, предъявляемые к рабочим жидкостям механизированных крепей

Рабочая жидкость в гидромеханических крепях служит для передачи энергии привода исполнительному механизму – гидроцилиндру. Стоимость гидропривода механизированной крепи превышает 50 % стоимости всего механизированного комплекса. Доля отказов гидросистемы, вызванных загрязнениями РЖ достигает 80 %, следовательно, эксплуатационные характеристики РЖ механизированных крепей решающим образом влияют на надёжность, себестоимость угля, эффективность работы гидропривода механизированной крепи очистных комплексов.

С целью обеспечения пожаробезопасности, техники безопасности и жизнедеятельности работы в забое, в 60-х годах прошлого столетия, когда в качестве РЖ использовали масло, угольная промышленность перешла на эмульсии типа минеральное масло в воде (М/В). В качестве масла используются эмульсолы различного состава.

Общепринятый состав эмульсола (концентрата) работающего при больших давлениях РЖ, % мас.: 85 – индустриальное масло; 14 – олеиновая кислота ($\text{C}_8\text{H}_{17}\text{COOH}$ или $\text{C}_7\text{H}_{15}\text{COOH}$); 1–2 – глицерин; иногда сода.

Масла в качестве РЖ применяются только в пожаробезопасных условиях при давлениях от 5 до 20 МПа. Эмульсии типа «вода в масле» В/М применяются как в пожаробезопасных так и пожароопасных условиях при давлениях до 64 МПа. В последнем случае – при использовании мультипликаторов.

Преимущества эмульсии перед минеральным маслом: невысокая стоимость; более высокая жесткость; устойчивость к возгоранию. Для сравнения, модуль упругости минерального масла составляет 1 500 МПа, воды – 2 100 МПа, глицерина – 4 500 МПа.

Состав эмульсолов, или концентратов гидравлической жидкости для использования 1–3 %-ных водных эмульсий в качестве рабочей жидкости для гидрооборудования, работающего в пожароопасных условиях (например – для гидросистем шахтных крепей) разрабатывается во многих странах [1–5]. В первых четырех патентах [1–4] представлены концентраты-эмульсолы водозэмульсионных гидравлических жидкостей, содержащих нефтепродукты – триэтаноламин, сульфонат натрия и полиоксиэтилированный алкилфенол. Авторы последнего патента [5], изучив первые четыре концентрата [1–4], на основе собственных многолетних исследований в НМЦ ИГД им. А.А. Скочинского разработали концентрат гидравлической жидкости при следующем соотношении основных компонентов, % мас.: щелочная соль нафтеновых кислот и/или таллового масла – 5–12; триэтаноламинавая соль нафтеновых кислот и/или таллового масла – 2,5–5,0; триэтаноламин – 1,0–1,3; сульфат натрия 4–12; оксиэтилированный изононилфенол с 6 оксиэтиленовыми группами – 1,5–2,5; вода – 1,0–3,5; экстракт фенольной очистки маловязких дистиллятов.

Общие требования предъявляемые к эмульсиям – те же, что и к смазывающим материалам, которые используются в качестве рабочих жидкостей: однородность и высокодисперсность, стабильность. Кроме этого, можно выделить следующие требования, предъявляемые к рабочим жидкостям.

Рабочая жидкость должна: иметь оптимальную вязкость (при малых коэффициентах вязкости увеличиваются утечки, при больших – возникают большие гидравлические сопротивления, потери давления и энергии); иметь хорошую смазывающую способность и химическую стойкость; быть химически пассивной к материалам гидравлического тракта, в том числе, и материалам уплотнения; иметь сравнительно низкую стоимость. Рабочая жидкость не должна: затвердевать со временем и образовывать пену; выделять вредные пары и растворять значительное количество воздуха; быть пожароопасной; быть дефицитной.

Так как концентрация концентрата (эмульсола) небольшая (до $c < 5\%$ мас.), то плотность рабочей жидкости ($\rho_{рж} = \rho_{в}(1-c) + c\rho_{э} \approx \rho_{в}$) незначительно отличается от плотности воды. То же можно сказать и о динамическом коэффициенте вязкости μ эмульсии. При небольших концентрациях эмульсола, А.Эйнштейн показал, что $\mu = \mu_0 (1 + 2,5c)$. В последних двух формулах приняты обозначения $\rho_{рж}$, $\rho_{в}$, $\rho_{э}$ – плотность, соответственно, рабочей жидкости, воды, эмульсола – концентрата; c – концентрация эмульсола, мас. доля; μ_0 – динамический коэффициент вязкости воды.

В гидросистемах отечественных механизированных крепей ранее использовались эмульсолы (в настоящий момент применяются в машиностроении), которые классифицированы по составу (таблица 1.1).

Таблица 1.1. *Классификация эмульсолов – концентратов для приготовления рабочих жидкостей гидромеханизированных крепей*

№ п/п	Наименование эмульсола	Состав
1	Аквол-3	Минеральное масло селективной очистки (ММСО), эмульгаторы (Э), ингибиторы коррозии (ИК)
2	Витал	Экстракт очистки маловязких дистиллятов (ЭД), эмульгаторы, антикоррозионные компоненты (АК)
3	ВНИИНП-117	ЭД с дополнительной очисткой серной кислоты, АК, ПАВ и эмульгирующие компоненты
4	Гидромол-1Э	ММСО, Э, ИК, отличающиеся от Аквола-3 процентным содержанием и качеством содержимого
5	ФМИ РЖ	Минеральное масло, Э, ИК, адсорбционно-активные вещества
6	РЭМ	То же, что и ФМИ РЖ, но с другими концентрациями и веществами

Для примера приведём несколько типов насосных станций – одного из важнейших элементов основного оборудования, без которого невозможна работа гидромеханизированного комплекса. Она предназначена для нагнетания рабочей жидкости в гидросистемы крепей. Насосная станция состоит из двух насосных узлов, гидроблока, узла фильтров и присоединительных шлангопроводов (таблица 1.2).

Таблица 1.2. *Технические характеристики насосных станций*

Тип станции	Производительность Q , м ³ /ч	Давление p , МПа	Мощность двигателя, кВт
СНН 100/32	200	25–32	55
СНН 150/30	300	25–30	90

В работах [6–8] экспериментально доказано, что в интервале полученных дисперсностей $((0,5 \div 1) \cdot 10^6 \text{ м}^{-1})$ определяющее влияние оказывает дисперсность эмульсии. Мерой дисперсности является отношение площади поверхности капель дисперсной фазы к их объему:

$$D = \frac{6 \sum_{i=1}^M n_i d_i^2}{4 \sum_{i=1}^M n_i d_i^3}, \text{ м}^{-1}, \quad (1.1.1)$$

где n_i – число частиц, диаметр которых находится в интервале диаметров $[d_i - \frac{\Delta d_i}{2}; d_i + \frac{\Delta d_i}{2}]$; Δd_i – i -ый интервал диаметров частиц; $M = \sum_{i=1}^M i$ – число интервалов диаметров частиц в данном наблюдении образца эмульсии на предметном столике микроскопа.

Если учесть, что среднеповерхностный диаметр

$$d_{\text{cp.S}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^M n_i d_i^2}{\sum_{i=1}^M n_i}}, \quad (1.1.2)$$

а среднеобъемный диаметр

$$d_{\text{cp.V}} = \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=1}^M n_i d_i^3}{\sum_{i=1}^M n_i}}, \quad (1.1.3)$$

то:

$$D = 6 \frac{d_{\text{cp.S}}^2}{d_{\text{cp.V}}^3}, \text{ м}^{-1}. \quad (1.1.4)$$

При небольшом разбросе функция распределения частиц эмульсии:

$$f(d) = \frac{\Delta N}{N \Delta d}, \quad (1.1.5)$$

где N – число наблюдаемых частиц при построении функции распределения частиц по диаметрам; $\frac{\Delta N}{N}$ – относительное число частиц (доля), имеющих диаметр d в данном интервале $[d_i - \frac{\Delta d_i}{2}; d_i + \frac{\Delta d_i}{2}]$.

В работе [9] дано следующее определение меры дисперсности:

$$D = \frac{m_B + m_{II}}{3\pi d_{cp}\rho}, \text{ м}^2 \quad (1.1.6)$$

где m_B – масса воды (дисперсионной среды); m_{II} – масса присадки (дисперсной фазы) или эмульсола; d_{cp} – средний арифметический диаметр частиц дисперсной фазы:

$$d_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^M n_i d_i}{N}, \quad (1.1.7)$$

которая не только по величине, но и, даже, по размерности не соответствует дисперсности.

Оптимальная рабочая жидкость должна содержать (80÷90) % об. в каплях, диаметр которых находится в интервале (1÷5) мкм. Повышение дисперсности рабочей жидкости, измеренной по среднеарифметическому диаметру частиц с 25 мкм до 5 мкм (в пять раз) позволяет повысить ресурс работы гидросистем в 5–7 раз, а ресурс насосов – на порядок [10]. Большие капли эмульсии, помимо всего прочего, например, нестабильности, имеют такое свойство как весьма существенное увеличение гидравлического сопротивления рабочих зазоров в управляющих гидросистемах гидроузлов и в фильтрах. Последнее приводит к уменьшению времени работы фильтровальной перегородки от одной ее регенерации до другой, уменьшается коэффициент использования фильтра, увеличиваются трудозатраты на регенерацию и замену фильтров.

Но основным недостатком грубодисперсной РЖ являются её низкие защитные качества зеркальных внутренних рабочих поверхностей гидроцилиндров, на восстановление которых требуются основные капиталовложения.

Стабильность РЖ, как и любой эмульсии, при прочих равных условиях, также увеличивается с увеличением ее дисперсности. Стабильность определяет время сохранения эмульсией своих свойств в процессе эксплуатации и хранения.

Стабильность эмульсии в значительной мере зависит от жесткости воды, которая является дисперсионной средой РЖ. Эксперименты показали,

что на смазывающую способность и антикоррозионные свойства РЖ влияет концентрация ионов водорода в воде и жесткость воды [11].

Например, РЖ полученная на основе присадки «Аквол-3», для сохранения эксплуатационных характеристик должна быть приготовлена на основе воды с кислотностью $pH = 7,5$ и жесткостью не выше 7 мг-экв/кг [12]. В большей части шахт угольных бассейнов РФ жесткость воды, используемой для приготовления РЖ превышает 15 мг-экв/кг [12]. Жесткую воду умягчают кальцинированной содой Na_2CO_3 или тринатриевым фосфатом Na_3PO_4 . Количество реагентов определяют по стехиометрическому числу с коэффициентом запаса больше 1 [13], который зависит от способов перемешивания воды с реагентом и процесса получения эмульсии. С увеличением интенсивности перемешивания в процессах получения раствора воды с реагентом и эмульсии расход реагентов уменьшается. Жесткость воды значительно уменьшается при пропускании ее через катионовый фильтр, при ее кипячении.

Рабочие жидкости должны удовлетворять также обладать защитными свойствами от коррозии и эрозии внутренних поверхностей гидравлического тракта, в том числе зеркальных поверхностей гидроцилиндров, смазывающей способностью и необходимой жесткостью воды.

1.2. Оборудование для подготовки рабочих жидкостей механизированных крепей

К диспергаторам, рассматриваемым в настоящей работе относятся диспергаторы с модуляцией объемного расхода обрабатываемой текучей среды за счёт модуляции площади проходного сечения диафрагмы образуемой перекрывающимися патрубками в стенках ротора и статора радиального (рис. 1.1.) и аксиального типа. Устройство и принцип работы этих аппаратов позволяют использовать при воздействии на РЖ импульсную кавитацию.

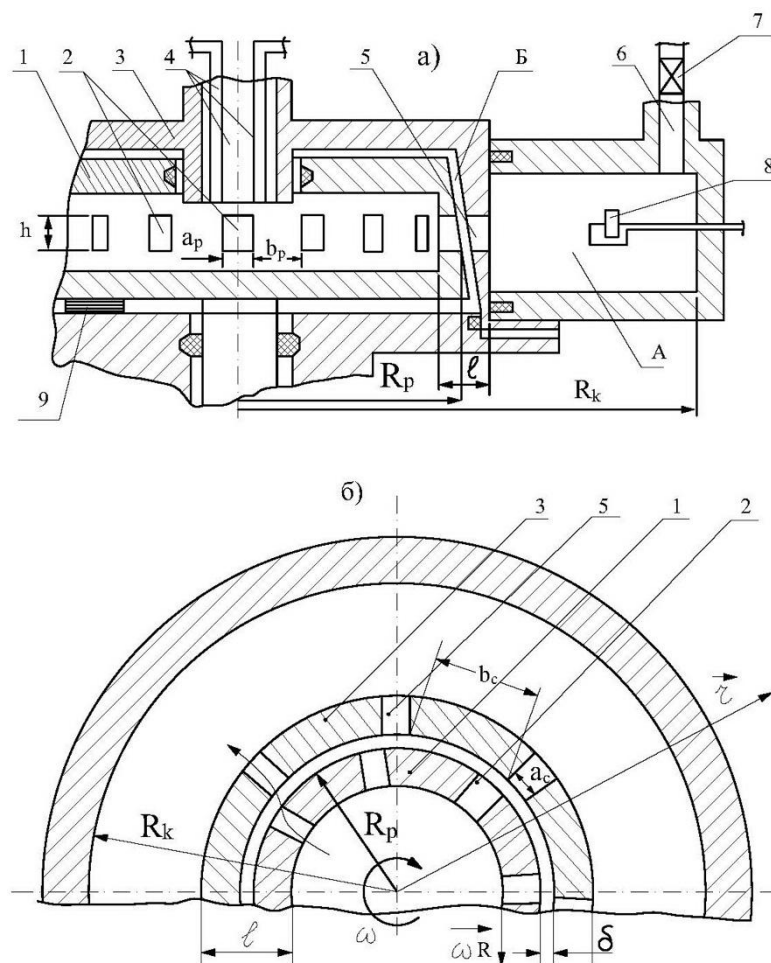


Рисунок 1.1. Конструктивная схема роторного гидромеханического диспергатора: а – осевой разрез; б – поперечный разрез: 1 – ротор с патрубками 2; 3 – статор; 4 – три входных патрубка; 5 – патрубки статора; б – выходной патрубков из рабочей камеры А аппарата; Б – зазор между боковыми рабочими поверхностями ротора и статора; 7 – вентиль на выходе аппарата для регулирования давления в рабочей камере А; 8 – датчик акустического давления в камере аппарата; 9 – пластинки Иогансона для регулирования величины зазора δ ; b_p , b_c – ширина промежутка между патрубками ротора и статора на их рабочих поверхностях; a_p , a_c – ширина патрубков ротора и статора в азимутальном направлении; h – высота патрубков ротора; R_p – радиус внешней боковой рабочей поверхности ротора на уровне середины патрубка; R_k – радиус внутренней боковой поверхности камеры; ω – угловая частота вращения ротора; r – радиальная координата

Исследователи в области импульсного воздействия на процесс как в нашей стране [14, 15], так и за рубежом [16] интенсификацию процессов тесно связывают с тенденцией увеличения импульса плотности мощности вводимой энергии в обрабатываемую жидкость [17], что ведет к уменьшению расхода удельной энергии на единицу получаемой продукции, то есть к увеличению экономической эффективности, уменьшению удельной площади занимаемой аппаратом и материалоемкости. Этой тенденции полностью отвечают роторные аппараты с модуляцией потока [18], которые относятся к современным аппаратам для проведения процессов эмульгирования, а также для проведения всевозможных технологических процессов в различных отраслях производства.

Считаем важным отметить, что твёрдые частицы, находящиеся в эмульсии имеют следующие положительные свойства: уменьшается коэффициент трения скольжения, износ трущихся пар [19] вследствие их нивелирования и уменьшения механических напряжений в сопряжениях; уменьшается электростатический компонент эрозии элементов гидрооборудования [20]; высокодисперсные твёрдые частицы РЖ (меньше 5 мкм) увеличивают теплоотдачу из жидкой фазы в твёрдую, что приводит к значительному уменьшению вероятности микросварки [20]; высокодисперсные твёрдые частицы выполняют роль притирочной пасты, обеспечивая приработку контактирующих пар в течение всего времени эксплуатации гидрооборудования [21].

Приведём сравнение эффективности их работы на примере применения аппаратов в процессе приготовления РЖ для гидрооборудования в технике угледобычи. Как показывают результаты анализа, из всех устройств, применяемых в промышленности для производства РЖ методом гидромеханического диспергирования, наилучшими показателями обладает гидромеханический диспергатор типа роторного аппарата с модуляцией потока (таблица 1.3) [15]. В данную таблицу добавлены несколько столбцов,

в которых приведены характерные удельные величины. По ее содержанию можно сделать следующие замечания и выводы.

1. Удельный потребительский расход энергии равен отношению потребляемой мощности к объёмной производительности ГМД

$$\mathcal{E}_y = \frac{N}{Q}, \frac{\text{кВт.ч}}{\text{м}^3}. \quad (1.2.1)$$

Из таблицы видно, что максимальный удельный расход энергии у ультразвуковой установки с магнитострикционной колонкой. Ультразвуковая установка с гидродинамическим вихревым излучателем (УГИ-ВМ) хотя и имеет минимальный удельный расход энергии, но он близок к удельному расходу энергии в роторном аппарате с модуляцией потока типа ГМД.

2. Конечная цель эмульгирования – увеличение удельной площади межфазной поверхности дисперсной фазы и дисперсионной среды в единице объема

$$S/S_0 = \frac{\frac{\pi d^2}{4} N}{\frac{\pi d_0^2}{4} N_0} = d^2 N / d_0^2 N_0, \quad (1.2.2)$$

где d_0 , N_0 , d , N – начальные и конечные характерные диаметры частиц и их концентрация. В формулу (1.2.2) входят две переменные величины d и N , которые можно связать материальным балансом. Концентрация эмульсии C_3 не зависит от её дисперсности и равна объёму дисперсной фазы в единице объема дисперсионной среды:

$$C_3 = \frac{\pi}{6} N d^3. \quad (1.2.3)$$

Независимо от концентрации N капле эмульсии и их диаметров d концентрация C_3 эмульсии в процессе эмульгирования постоянная:

$$\frac{\pi}{6} N_0 d_0^3 = \frac{\pi}{6} N d^3. \quad (1.2.4)$$

Отсюда следует, что

$$N = \frac{N_0 d_0^3}{d^3}. \quad (1.2.5)$$

Тогда формула (1.2.2) примет вид

$$\frac{S}{S_0} = \frac{d_0}{d} \approx D, \quad (1.2.6)$$

где D – дисперсность эмульсии.

Здесь предполагалось, что концентрация эмульсии C_3 , N_0 , d_0 во всех случаях одинаковые. По этому показателю наилучшим диспергатором является роторный аппарат с модуляцией потока типа ГМД. Ближайший аппарат по этому показателю – ультразвуковой гидродинамический смеситель УГС-7У расходует энергию на производство 1 м³ эмульсии более чем в 2 раза, а удельная масса в 8,3 больше чем у роторных аппаратов.

3. Увеличение энергии E_σ межфазного поверхностного натяжения увеличивается в E_σ раз:

$$E_\sigma = Q \frac{S}{S_0} \approx QD, \quad (1.2.7)$$

что и отмечено в таблице 1.3.

Сравнивая показатели последнего столбца, мы замечаем, что конкуренция между двумя последними диспергаторами, казалось бы на стороне УГДЭ-1. Но этот показатель у УГДЭ-1 больше в 1,5 раза только за счёт большого объемного расхода, который в 3 раза больше чем у ГМД. Дисперсность же – основной параметр РЖ, который характеризует её основные качества – у ГДМ в 2 раза больше чем у УГДЭ-1.

4. Важным удельным показателем аппарата-эмульгатора является удельная материалоемкость, определяющая первоначальные капитальные затраты при налаживании производства рабочей жидкости (таблица 1.3):

$$m_y = \frac{m}{Q}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3/\text{ч}}, \quad (1.2.8)$$

где m – масса гидромеханического диспергатора (таблица 1.3); Q – объемная производительность диспергатора.

Минимальную материалоемкость имеет роторный аппарат с модуляцией потока типа ГМД. У ультразвуковой установки с гидродинамическим вихревым излучателем (УГИ-ВМ) – ближайшим конкурентом роторного аппарата с модуляцией потока типа ГМД – этот показатель в 7,78 раз больше, чем у РАМП ГМД.

Таблица 1.3. Сравнительные характеристики аппаратов-диспергаторов

Тип диспергатора	Объемная производительность, м ³ /ч (м ³ /с)	Потребляемая мощность, кВт	Объем гидравлического тракта установки, м ³	Масса, кг	Среднеарифметический диаметр частицы эмульсии, мкм	Удельный расход энергии, кВт·ч/м ³	Кратность увеличения удельной площади раздела фаз S/S ₀ , раз	Кратность увеличения энергии E _σ , раз	Удельная материалоемкость, кг/(м ³ /ч)	Удельная производительность аппарата, ч ⁻¹	Удельная потребляемая мощность аппарата, кВт/м ³
Ультразвуковая установка с магнитострикционной колонкой	2 (5,6·10 ⁻⁴)	20	2,5	900	1	10	5	0,4	44,50	0,8	8
Ультразвуковая установка с гидродинамическим вихревым излучателем (УГИ-ВМ)	15(4,17·10 ⁻³)	5,5	5	1,400	4	0,37	4	3,75	93,3	3	1,1
Ультразвуковой гидродинамический смеситель (УГС-7У)	7 (1,9·10 ⁻³)	6	1,5	600	3	0,86	3	2,31	100	4,7	4
Ультразвуковой гидродинамический эмульгатор (УГДЭ-1)	30(8,35·10 ⁻³)	18,5	2	1,000	4	0,62	4	7,5	54	15	9,25
Роторный аппарат с модуляцией потока типа ГМД	10 (2,8·10 ⁻³)	4	0,25	120	2	0,4	3,5	5	12	40	0,4

5. Аппарат характеризуется и таким удельным показателем как удельная объемная производительность аппарата:

$$q = Q/V, \quad (1.2.9)$$

где Q – объемная производительность аппарата; V – объем гидравлического тракта установки.

По этому показателю РАМП ГМД не имеет конкуренции со сравнимаемыми в таблице 1.3 диспергаторами.

6. Удельная потребляемая мощность аппарата, которую можно сравнить со средней плотностью мощности потребляемой энергии:

$$N_{y.a.} = N_a/V, \quad (1.2.10)$$

где N_a – потребляемая мощность аппаратом-эмульгатором; V – объем гидравлического тракта установки (таблица 1.3).

И по этому показателю РАМП ГМД не имеет себе равных.

Таким образом, из вышеизложенного следует, что как в теоретическом (по импульсному возбуждению кавитации), так и в практическом плане (по удельным показателям и основному параметру РЖ – дисперсности, а также по удельной материалоемкости) наилучшим на сегодня является роторный аппарат с модуляцией потока типа ГМД (рисунок 1.1).

Первые промышленные эксперименты по реализации роторных аппаратов с модуляцией потока типа ГМД (РАМП ГМД) в технологической линии по производству РЖ для механизированных крепей были проведены в 1976 году. Основным аппаратом-эмульгатором установок для получения РЖ являлся РАМП ГМД с товарным названием СГД-3 (Сирена Гидродинамическая, третья заводская модификация), схема которой представлена на рисунке 1.2. Данный аппарат был использован на ПО «Интауголь», ПО «Карагандауголь». На рисунке 1.3 [22] приведена схема установки, применявшаяся на шахтах в вышеуказанных производственных объединениях на базе СГД-3 [22–25].

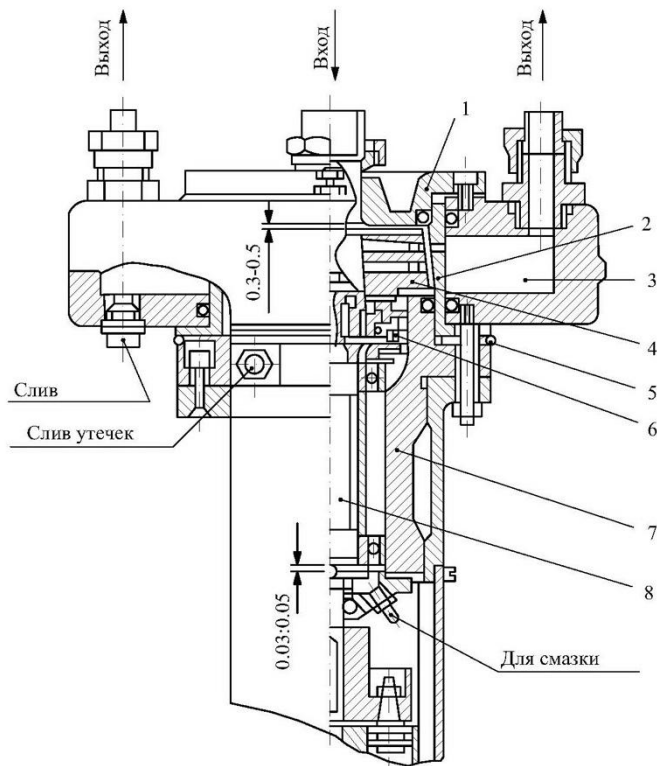


Рисунок 1.2. Схема сирены гидродинамической СГД-3: 1 – фланец; 2 – статор; 3 – рабочая камера; 4 – ротор; 5 – прокладки; 6 – узел торцевого уплотнения; 7 – корпус; 8 – вал

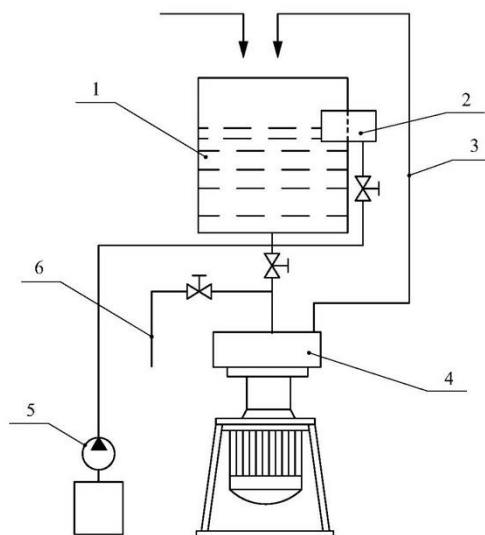


Рисунок 1.3. Схема установки для получения РЖ с использованием сирены гидродинамической СГД-3: 1 – бак для эмульсии; 2 – бак для эмульсола; 3, 6 – трубопроводы; 4 – сирена; 5 – насос для перекачки эмульсола

В усовершенствованной установке смесительной эмульсионной (УСЭ) для приготовления РЖ механизированных крепей, гидравлическая схема которой представлена на рисунке 1.4 также использовался роторный аппарат СГД-3, а на рисунке 1.5. показан её общий вид.

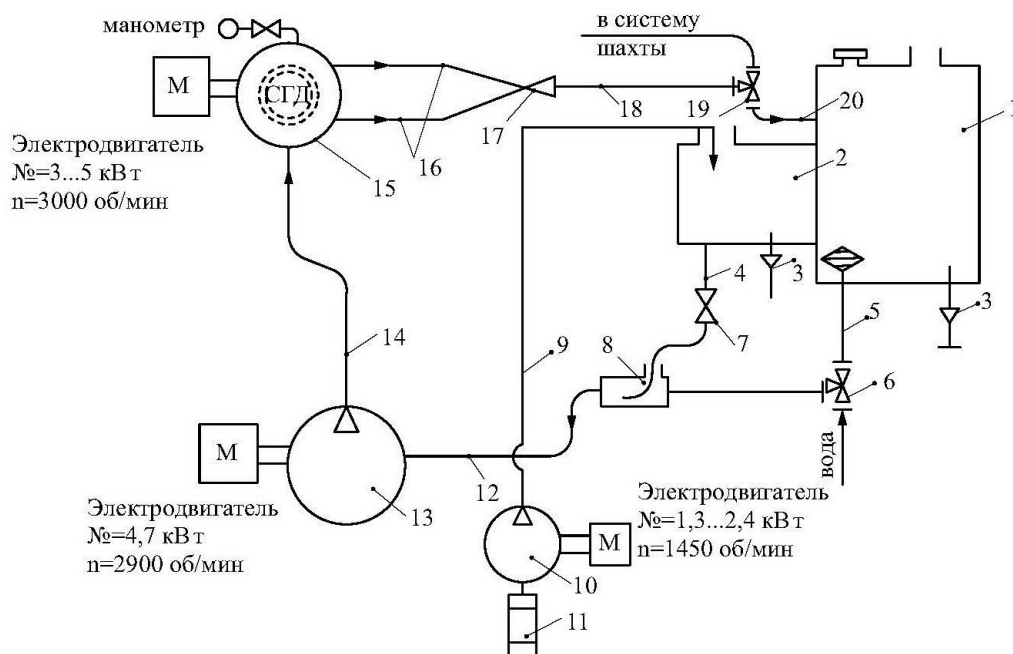


Рисунок 1.4. Гидравлическая схема установки смесительной эмульсионной УСЭ для получения РЖ на поверхности шахт и под землей

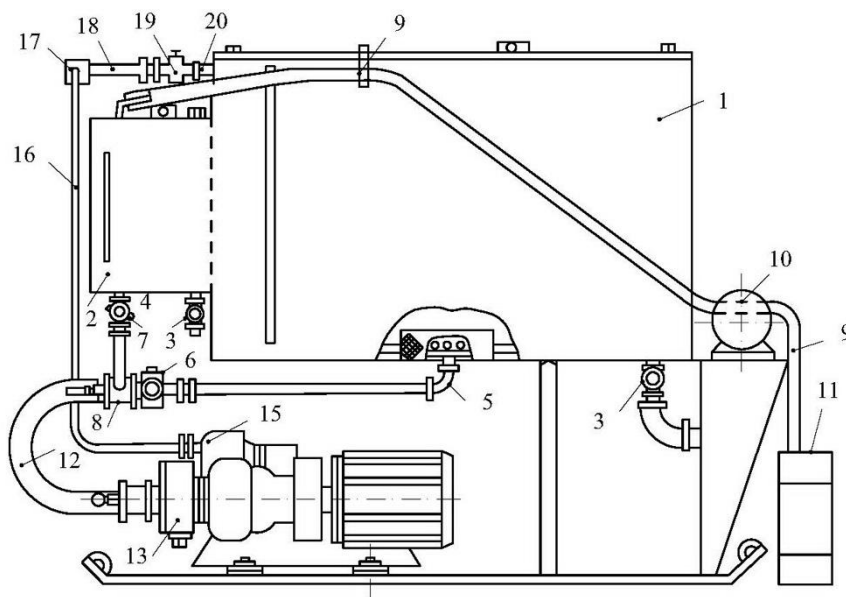


Рисунок 1.5. Общий вид установки смесительной эмульсионной УСЭ для получения рабочей жидкости

Усовершенствованная установка УСЭ на базе модифицированного четырехступенчатого роторного аппарата-эмульгатора типа ГМД [26] представлена на рисунке 1.6. Эмульгатор типа ГМД позволяет обеспечить получение РЖ с необходимыми эксплуатационными параметрами, обеспечивающими заданную достаточную надёжность работы гидромеханизированных крепей. Его удельные показатели (таблица 1.3) [27, 28] являются непревзойдёнными на сегодняшний день.

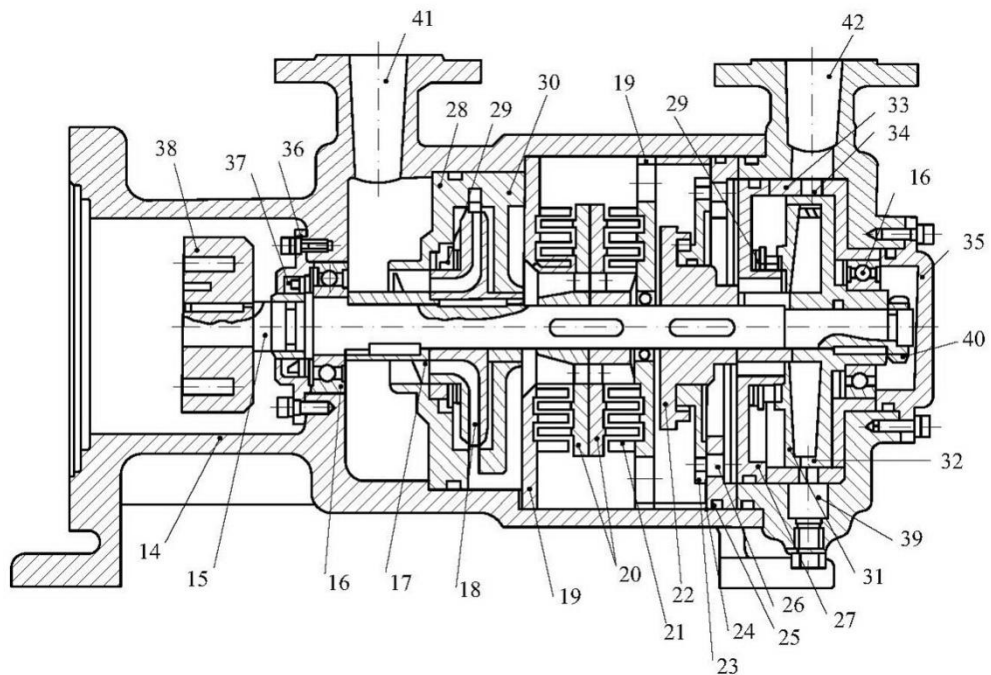


Рисунок 1.6. Конструктивная схема диспергирующего устройства в виде четырехступенчатой гидродинамической системы: 14 – корпус; 15 – вал; 16 – опорные подшипники; 17 – шнек; 18 – насосное колесо; 19 – зубчатый ротор и статор; 20 – статор с прорезями 21; 22 – ступица; 23 – дисковый ротор с отверстиями 24; 25 – дисковый статор с отверстиями 26; 27, 28 – диафрагмы; 29 – уплотнения; 30 – направляющий аппарат; 31 – радиальный ротор с отверстиями 34; 35, 36 – крышки; 37 – манжетные уплотнения; 38 – полумуфта; 39 – камера озвучивания; 40 – защитные пластины для подшипников; 41, 42 – входной и выходной патрубки

Методы получения и регенерации рабочей жидкости определяют надёжность и ресурс работы гидромеханизированных комплексов.

Существующие методы регенерации РЖ со сливом её из гидросистемы механизированных крепей имеет недостатки, которые легко устраняются при встроенных аппаратах – диспергаторах, в том числе, с использованием аппаратов с применением кавитационных эффектов.

Из анализа методов ликвидации недостатков рабочих жидкостей выбран метод механического диспергирования в аппаратах-диспергаторах с кавитационными эффектами. Сравнение введённых в работу удельных характеристик гидромеханических диспергаторов показало, что наилучшие показатели имеют роторные аппараты с модуляцией потока типа гидромеханических диспергаторов.

Проведён анализ роторных аппаратов типа ГМД и схемы установок для получения рабочих жидкостей, из которого следует, что четырехступенчатые аппараты-диспергаторы выполняют наилучшим образом функции эмульгирования, регенерации и восстановления РЖ методом диспергирования твердых частиц привнесённых в РЖ в процессе её эксплуатации в гидромеханизированных крепях.

1.3. Влияние кавитации на процесс подготовки рабочих жидкостей механизированных крепей и ее виды

Для получения стабильной рабочей жидкости на основе воды и присадков предполагается рассчитывать роторный аппарат типа ГМД таким образом, чтобы он работал в режиме кавитации, когда получаемые эмульсии являются наиболее стойкими. Рассмотрим виды кавитации, которые, наблюдаются в различных аппаратах-эмульгаторах, в том числе роторных аппаратах с модуляцией потока обрабатываемой текучей среды типа ГМД.

Гидродинамическая кавитация, которая возникает при обтекании тела жидкостью или движения тела в жидкости и при сужении трубы при движении жидкости в трубе [29].

Акустическая кавитация возникает в ультразвуковых аппаратах на базе магнестрикционных и электрострикционных акустических излучателей при обработке текучих сред.

Кавитация в аппаратах на базе гидродинамических излучателей. Гидродинамические излучатели можно разделить на два класса: излучатели с постоянной скоростью течения обрабатываемой жидкости и непостоянной скоростью течения, имеющие неоднородные гидравлические участки с сужениями площади проходного сечения потока (рисунок 1.7).

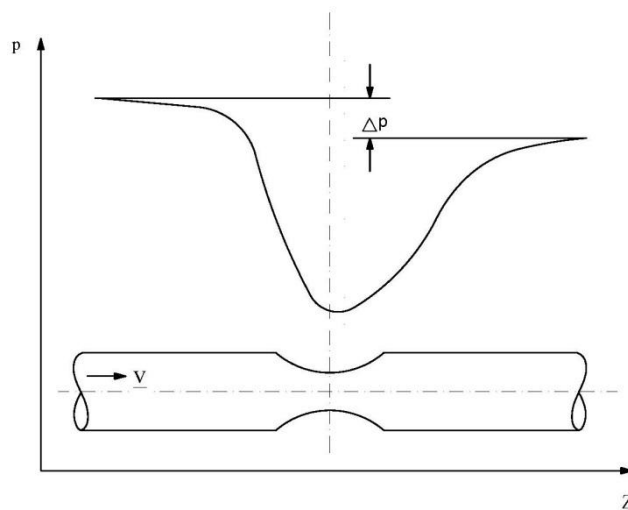


Рисунок 1.7. Локальное давление вязкой жидкости в трубе с местным сопротивлением Δp

Основным достоинством РАМП является отсутствие необходимости перехода энергии от твердого колеблющегося тела в жидкость, так как сама колеблющаяся обрабатываемая жидкость создает незаполненные импульсы давления, которые прямо пропорциональны ускорению течения жидкости в модуляторе – основном элементе РАМП. В РАМП модулятор излучает переменное отрицательное давление жидкости при ее торможении. В поле отрицательных импульсов давления жидкости существующие пузыри расширяются, а после прохождения импульса через жидкость, они

сжимаются с огромными ускорениями, создавая давления в микрообъеме до ГПа и более (ТПа) [30, 31].

Момент возникновения, процесс развития акустической и гидродинамической кавитации характеризуется значением величины критерия акустической, гидродинамической или обобщенной кавитации. Эти величины зависят от многих параметров, характеризующих как состояние жидкости (содержание свободного газа, наличие зародышей кавитации, динамический коэффициент вязкости и поверхностного натяжения жидкости), так и внешние условия – гидростатическое давление в жидкости, средний радиус парогазовых пузырей, скорость потока, характеристики ультразвукового поля (частота, амплитуда смещения, ее форма и т.д.).

Газосодержание является одним из важнейших свойств газожидкостной смеси, сильно влияющим на кавитационные явления. С увеличением газосодержания период пульсации газожидкостной смеси имеет тенденцию к уменьшению. Однако, данные, полученные в других условиях, прямо противоположны [32]. Влияние газосодержания на критическое число кавитации, характеризующее момент начала кавитационного эффекта, исследовалось в работах [33, 34]. На основании экспериментов установлено, что с увеличением содержания газа увеличивается кавитационный шум. Он становится более интенсивным. Однако, присоединенная кавитация, в форме неподвижного пятна, с ростом содержания газа уменьшается. В работе [35] для интенсификации кавитационных эффектов рекомендуется добавлять газ в жидкость. Интересна работа [36], в которой высказывается предположение, что в жидкости при данных условиях возбуждения кавитации существует оптимальное значение газосодержания, при котором наступает максимум кавитационных эффектов. Это объясняется тем, что при понижении газосодержания интенсивность кавитационных событий увеличивается, но число этих событий уменьшается. В результате кавитационная активность должна проходить через максимум. Однако, в исследовании отмечается, что оптимальное значение газосодержания трудно установить. Таким образом,

работы, посвященные влиянию газосодержания жидкой среды на кавитационные эффекты являются экспериментальными и содержат противоречивые данные. Наиболее полно этот вопрос рассмотрен в работе [37]. Настоящее исследование является продолжением этой работы.

Следует отметить, что результаты теоретического исследования влияния свойств жидкости на кавитационное воздействие представляет собой большой интерес ещё и потому, что экспериментальное изучение влияния газосодержания жидкости на динамику кавитационных пузырей весьма затруднено, т.к. при изменении одного из её свойств изменяются и остальные. В связи с этим теоретические методы исследования с использованием численных расчётов на вычислительной технике, позволяют изучить динамику кавитационной области с учетом изменения её свойств за период радиально-сферических колебаний, как компактных источников звука типа *монополь*.

В аппаратах-эмульгаторах имеет место гидродинамическая, акустическая и смешанная кавитации. По форме переменного давления в зависимости от времени, кавитация может быть акустической, возбуждаемой гармоническими колебаниями и импульсная, возбуждаемая незаполненными импульсами отрицательного давления.

В качестве фактора, значение которого определяет наличие или отсутствие кавитации – назовём его *мерой возбуждения кавитации* M – разные исследователи принимали: скорость или квадрат скорости течения жидкости при гидродинамической кавитации; амплитуду смещения, скорости или ускорения стенки (торца) твердотельного излучателя в жидкость (например, электро- или магнитострикционного); потребляемую мощность излучателя; интенсивность или плотность энергии акустических волн. В источнике [37] предложено в качестве меры возбуждения принять значение критерия кавитации χ , а точнее – его обратную величину χ^{-1} . Причём, если акустическая кавитация возбуждается одновременно с гидродинамической, то, как показывают теория [37] и эксперимент [38],

обратная величина обобщённого критерия кавитации равна сумме обратных величин критериев гидродинамической χ_g и акустической χ_a кавитации:

$$\chi^{-1} = 1/\chi_g + 1/\chi_a. \quad (1.3.1)$$

Зависимость кавитационного эффекта \mathcal{E} от меры возбуждения кавитации $M = \chi^{-1}$ имеет вид кривой с максимумом, которую впервые экспериментально наблюдал Е.А. Neppiras [39] при акустическом возбуждении кавитации. Авторы [40] при очень малых значениях числа акустической кавитации обнаружили суперкавитационный режим работы аппарата с магнестрикционным излучателем, снабжённым трансформатором скорости. Переход в суперкавитационный режим они назвали вторым порогом кавитации, когда волновое сопротивление кавитационной области становится на несколько порядков меньше волнового сопротивления жидкости и газа. Зависимости интенсивности кавитационного шума, эрозии цилиндра, помещённого в трубу Вентури [41], уменьшение веса образца в гидродинамической трубе [42] от статического давления в жидкости также имеют экстремальный характер. В последнем случае при увеличении давления перед рабочей частью образца скорость разрушения достигает максимума, а затем падает с ростом давления в зоне кавитации.

В работе [37] на основе решения уравнения динамики пузыря в газожидкостной смеси с пульсирующей объёмной концентрацией свободного газа впервые теоретически получена кривая с максимумом амплитуды кавитационного импульса давления в зависимости от логарифма критерия кавитации χ .

Во всех известных случаях кривая $\mathcal{E}(M)$ (рисунок 1.8) позволяет определить не только границу докавитационного и кавитационного режимов работы аппарата, но и технологический порог кавитации, то есть такие значения M , при которых начинается или заканчивается заметное усиление наблюдаемого эффекта или интенсификация технологического процесса при работе аппарата в кавитационном режиме. Например, критические значения меры возбуждения и, соответственно, область рекомендуемых значений

$M(M_1 < M < M_2)$ логично определять по точкам перегиба графика $\mathcal{E}(M)$. Очевидно, что при оптимальной величине критерия кавитации значение кавитационного эффекта максимально.

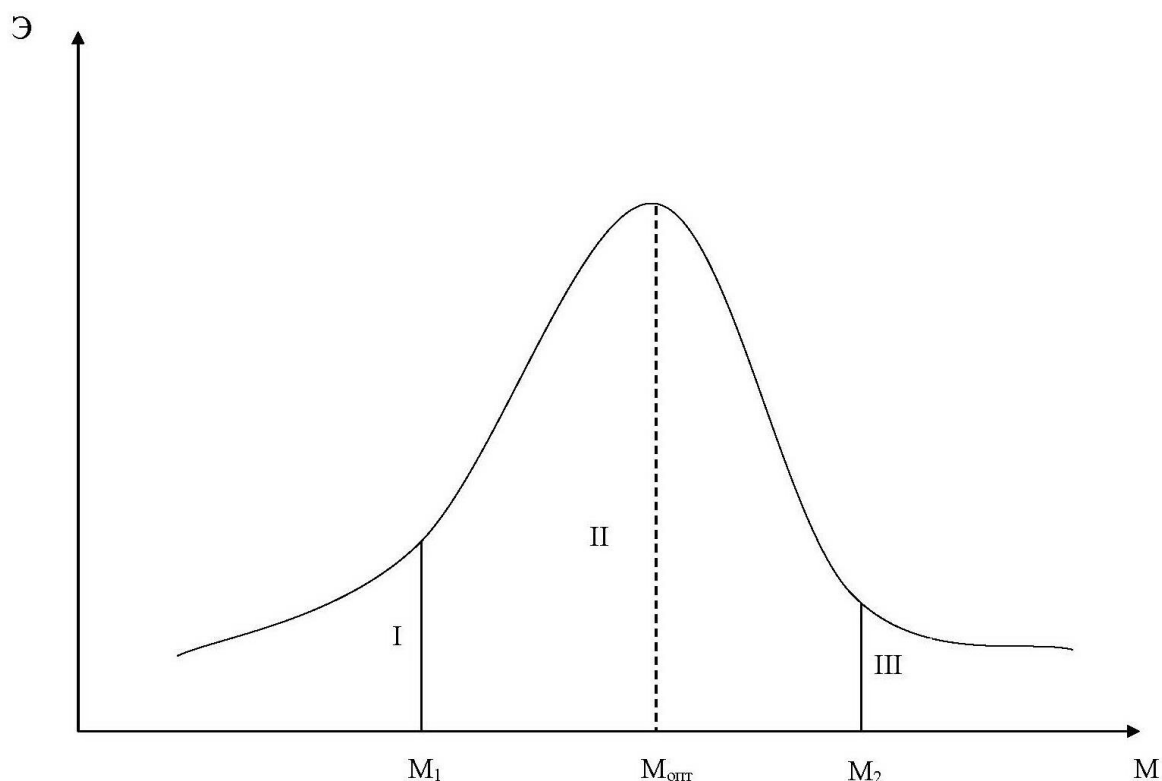


Рисунок 1.8. Типичная зависимость кавитационного эффекта \mathcal{E} от меры возбуждения M . Отмечены области докавитационного (I), кавитационного (II) и суперкавитационного (III) режимов работы аппарата

В зависимости от наблюдаемого кавитационного эффекта характерные точки кривой могут соответствовать разным значениям меры возбуждения кавитации, то есть область рекомендуемых значений M может быть уже или шире (рисунок 1.8). Предложенный метод определения границ режимов работы аппарата и оптимальной меры воздействия по кривой $\mathcal{E}(M)$ является объективным и количественным, хотя местоположение характерных точек на кривой зависит от метода измерения и от физической величины, принятой за меру кавитационного эффекта.

Таким образом, экспериментально доказано, что во всех аппаратах интенсивность технологического процесса графически зависит от меры

возбуждения кавитации в виде кривой, имеющей максимум и две точки перегиба. По этой кривой выделены три режима работы аппаратов: докавитационный режим работы, кавитационный и суперкавитационный. Причем, две точки перегиба кривой зависимости кавитационного эффекта от меры возбуждения кавитации являются границами между режимами работы аппарата: докавитационный – $0 < M \leq M_{r1}$; кавитационный – $M_{r1} \leq M \leq M_{r2}$, суперкавитационный – $M_{r2} < M < \infty$, где точки M_{r1} и M_{r2} – точки перегиба, удовлетворяющие условию: $d^2\mathcal{E}/dM^2(M_{r1}) = d^2\mathcal{E}/dM^2(M_{r2}) = 0$. В точке $d\mathcal{E}/dM(M_{opt.} = 0)$ имеет место максимальное значение меры возбуждения кавитации, которая зависит от содержания свободного газа в жидкости.

1.4. Выводы по главе 1, цель и задачи исследования

Литературный и патентный обзор свойств, методов получения, регенерации и восстановления рабочей жидкости, аппаратов-эмульгаторов и диспергаторов показал, что наиболее перспективно разрабатывать гидромеханические диспергаторы, в которых возбуждается импульсная кавитация, оптимальное воздействие которой на скорость проводимого процесса зависит от объемного содержания свободного газа в обрабатываемой среде.

1. Методы получения и регенерации рабочей жидкости определяют надёжность и ресурс работы гидромеханизированных комплексов.

2. Рабочие жидкости должны удовлетворять ряду требований, в том числе, определенной дисперсностью. Она должна содержать (80÷90) % об. капли, диаметр которых находится в интервале (1÷5) мкм, защитными свойствами от коррозии и эрозии внутренних поверхностей гидравлического тракта, в том числе зеркальных поверхностей гидроцилиндров, смазывающей способностью, определенной жёсткостью воды.

3. Существующие методы регенерации РЖ со сливом её из гидросистемы механизированных крепей имеет недостатки, которые легко

устраняются при встроенных аппаратах-диспергаторах в том числе с использованием аппаратов с применением кавитационных эффектов.

4. Из анализа методов ликвидации недостатков рабочих жидкостей выбран метод механического диспергирования в аппаратах-диспергаторах с кавитационными эффектами.

5. Сравнение введённых в работе удельных характеристик гидромеханических диспергаторов показало, что наилучшие показатели имеют роторные аппараты с модуляцией потока типа гидромеханических диспергаторов.

6. Проведён анализ роторных аппаратов типа ГМД и схемы установок для получения рабочих жидкостей, из которого следует, что четырехступенчатые аппараты-диспергаторы выполняют наилучшим образом функции эмульгирования, регенерации и восстановления РЖ методом диспергирования твердых частиц привнесённых в РЖ в процессе её эксплуатации в гидромеханизированных крепях.

7. В аппаратах-эмульгаторах имеет место гидродинамическая, акустическая и смешанная кавитации. По форме переменного давления в зависимости от времени, кавитация может быть акустической, возбуждаемой гармоническими колебаниями и импульсная, возбуждаемая незаполненными импульсами отрицательного давления.

8. Доказано, что во всех аппаратах интенсивность технологического процесса графически зависит от меры возбуждения кавитации в виде кривой, имеющей максимум и две точки перегиба. По этой кривой выделены три режима работы аппаратов: докавитационный, кавитационный и суперкавитационный. Причем, две точки перегиба кривой зависимости кавитационного эффекта от меры возбуждения кавитации являются границами между режимами работы аппарата: докавитационный режим – $0 < M \leq M_{r1}$; кавитационный режим – $M_{r1} \leq M \leq M_{r2}$, суперкавитационный режим – $M_{r2} < M < \infty$, где точки M_{r1} и M_{r2} являются точками перегиба, удовлетворяющие условию: $d^2\mathcal{E}/dM^2(M_{r1}) = d^2\mathcal{E}/dM^2(M_{r2}) = 0$. В точке

$d\mathcal{E}/dM(M_{\text{опт.}} = 0)$ имеет место максимальное значение меры возбуждения кавитации, которая зависит от содержания свободного газа в жидкости.

Цель работы – Обоснование параметров диспергатора с модуляцией потока для получения высокодисперсных рабочих жидкостей механизированных крепей.

Для реализации поставленной цели были сформулированы следующие **задачи исследования**:

- провести анализ состава и свойств РЖ, требований, предъявляемых к ним при получении и регенерации в процессе эксплуатации механизированных крепей;
- разработать экспериментальный стенд для исследования процесса эмульгирования РЖ при различных параметрах ДМП;
- разработать исходные требования к ДМП;
- разработать методику и алгоритм расчета параметров ДМП;
- выполнить лабораторные испытания ДМП для производства и регенерации РЖ;
- обосновать параметры и предложить конструкцию ДМП в результате проведенных исследований.

2. РАЗРАБОТКА ДИСПЕРГАТОРА С МОДУЛЯЦИЕЙ ПОТОКА

2.1. Содержание в жидкости свободного газа

Газ в жидкости находится в растворенном и свободном состоянии, в виде парогазовых пузырей. Объемное содержание свободного газа в жидкости обычно составляет малую долю (10^{-10} – 10^{-2}) от общего газосодержания [43]. Даже столь малое его количество может изменить свойства полученной сплошной среды (упругость становится почти равной упругости газа, плотность близка к плотности жидкости, скорость звука и коэффициент его затухания сильно зависят от содержания свободного газа, особенно при малой доле свободного газа, а также от давления в газожидкостной смеси (ГЖС)).

Зависимость упругости ГЖС от ее давления особенно важно исследовать для рабочих жидкостей, когда их давление в гидросистеме достигает несколько десятков мегапаскалей.

Кавитация в ГЖС способна во много раз интенсифицировать различные технологические процессы в аппаратах на базе ультразвуковых излучателей в жидкость и ГМД и последующим возбуждением мощной импульсной акустической и гидродинамической видов кавитации (см. п. 1.3) [44, 45]. Порог кавитации, определяемый различными методами и способами, зависит прежде всего от объемного содержания свободного газа [46] и функции распределения пузырей по их диаметрам [47]. Как следует из предыдущей главы, изменение содержания в жидкости свободного газа позволяет значительно изменять, то есть регулировать кавитационные эффекты. В одних случаях уменьшать, например, шум гребного винта, или, более широко, – при движении тела в безграничной жидкости, его эрозию, в том числе лопастей генераторов гидростанций, мешалок и т.д., в других случаях – интенсифицировать технологические процессы при возбуждении кавитации.

При сжатии системы кавитационных пузырей, образующих компактную область точечных излучателей типа монополь, образуется огромная микронеоднородность поля скоростей, давлений, температур, концентраций однородного в макромасштабе обрабатываемого объема жидкости. Из всего вышеизложенного следует, что интенсивность технологического процесса можно определить так:

$$j = \frac{d^2C}{dFdt}, \quad (2.1.1)$$

где C – переносимая субстанция в данном процессе; F – площадь поперечного сечения потока субстанции; t – время проводимого процесса.

В частности, интенсивность процесса эмульгирования характеризуется скоростью образования новой площади F_ϕ поверхности раздела дисперсной фазы и дисперсной среды. В этом случае в (2.1.1) $C \equiv F_\phi$. Интенсивность технологического процесса можно регулировать объемным содержанием свободного газа путем дегазации или насыщением жидкости газом и изменением давления жидкости в кавитационной области.

С уменьшением объемного содержания свободного газа в жидкости путем ее дегазации или увеличением давления жидкости [48–50] можно регулировать максимальное ударное давление при синхронном сжатии кавитационных пузырей, как компактной области точечных источников звука типа монополь. Если увеличивать содержание свободного газа или уменьшать давление в жидкости, то можно избежать вредных последствий кавитационных эффектов, например, эрозии стенок любого участка гидравлического тракта в гидромеханизированных комплексах, особенно в местных сопротивлениях, при течении жидкости в трубе или движении тела в ограниченной или безграничной жидкости [51, 52]. Введение постоянного контроля за содержанием в жидкости свободного газа позволило бы значительно уточнить методику поддержания оптимального режима работы аппарата-эмульгатора типа ГМД при получении гидравлической жидкости на основе эмульсии для механизированных крепей.

Известные существующие методы Винклера, Ван-Слайка [53] позволяли определить суммарное содержание газа, находящегося в жидкости как в растворенном, так и в свободном виде. Измерение отдельно двух фаз газа в жидкости с помощью этих методов принципиально невозможно.

Рассмотрим один из перспективных методов измерения содержания свободного газа в жидкости – акустический, основанный на свойстве газовых пузырей влиять на затухание и скорость звука, распространяющегося нелинейно с дисперсией в среде жидкость – газовые пузыри.

Так как эффективность кавитационных эффектов зависит от содержания пузырей газа в обрабатываемой жидкости и их качества, то, естественно, оптимизация технологических процессов требует пристального внимания к изучению их механизмов влияния на содержание свободного газа в технологической жидкости. Оценим влияние основных причин на содержание в жидкости пузырей и закономерности распределения пузырей по их диаметрам. Собственные исследования и литературные источники, позволяют приблизительно оценить величины объемной концентрации свободного газа в виде парогазовых пузырей в реальных жидкостях.

Основными факторами, воздействующими на содержание свободного газа в жидкости, отметим следующие: статическое давление; температура жидкости; содержание газа в растворенном и свободном состоянии в жидкости; режим течения жидкости; твердые примеси; космическое и литосферное естественное ионизирующее излучение; ионы, вызывающие отрицательную гидратацию; частота акустического излучения [54–57].

Каждый из перечисленных факторов в тех или иных условиях может быть превалирующим над другими. Например, при температурах, близких к кипению жидкости, парогазовый пузырь содержит небольшую долю неконденсирующегося газа. В этом случае будет наблюдаться паровая кавитация. При большом газосодержании парогазового пузыря основным фактором является статическое давление жидкости. При понижении статического давления ниже атмосферного наблюдается интенсивное

выделение свободного газа из раствора. В работах [58, 59] с помощью акустических и оптических методов определялась концентрация пузырей N , образовавшихся в единицу времени t (dN/dt), скорость роста пузырей (dR/dt , где $R(t)$ – радиус пузырей, как функция времени) и временной интервал между скачкообразным понижением давления и моментом, когда пузыри достигали такого радиуса, когда они могли быть зафиксированы инструментально. Последняя величина субъективна и зависела от разрешающей способности инструмента и способа наблюдения. Если жидкость предварительно обрабатывать высоким давлением, то уменьшается концентрация образовавшихся пузырей, так как с увеличением давления, во-первых, уменьшается их радиус и, во-вторых, увеличивается растворимость газов, в частности, в воде. То есть имеет место нелинейная функция уменьшения концентрации пузырей с увеличением статического давления (рисунок 2.1) и гистерезис этой зависимости.

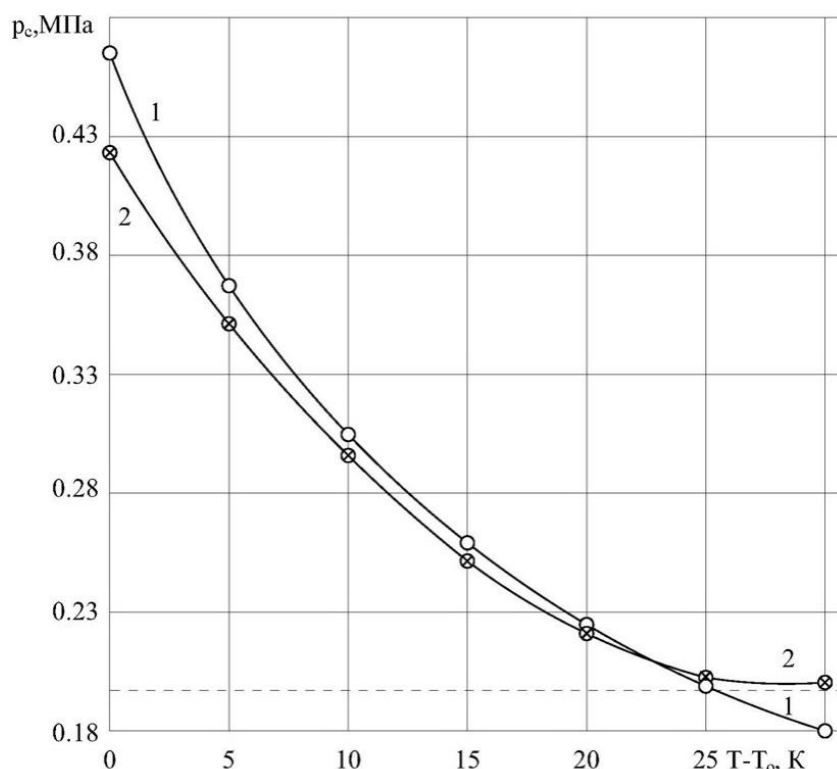


Рисунок 2.1. Зависимость кавитационной прочности воды от ее температуры: амплитуды звуковых давлений, необходимые для возбуждения кавитации в поле плоского (1) и фокусирующего (2) излучателей

С этими данными весьма приблизительно качественно согласуются результаты W.J. Galloway, получившего линейную зависимость порогового давления от температуры воды [60]:

$$P_c = -P_{c0} \frac{T}{T_0}, \quad (2.1.2)$$

где P_{c0} – пороговое давление при температуре $0\text{ }^{\circ}\text{C}$; T – температура воды, К; $T_0 = 273\text{ К}$ или $t = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

В уравнении (2.1.2) не просматривается асимптотическое поведение кривых при повышении температуры до $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, которое теоретически стремится к нулю при давлении парогазовой смеси в пузыре, стремящемся к давлению насыщающих паров.

Из экспериментальных графиков и теории следует, что кавитационная прочность воды уменьшается с увеличением температуры. Авторы [57, 60, 61] исследовали зависимость порогового давления P_c от общего газосодержания жидкости. Абсолютные пороговые давления жидкости, найденные различными исследователями, отличаются, но характер полученных закономерностей совпадает: с увеличением общего объема газа в воде ее кавитационная прочность падает. Основное влияние на кавитационную прочность оказывает содержание свободного газа, так как растворенный газ диффундирует в парогазовый пузырь или обратно, в зависимости от фазы радиально-сферических колебаний радиуса пузыря. Диффузионные процессы при кавитации более медленные, по сравнению с механическими колебаниями радиуса пузыря.

Исследуя изменения поглощения ультразвуковой энергии, вносимого пузырями, в зависимости от времени отстаивания при различных частотах излучения, были получены следующие результаты. Хотя в процессе отстаивания воды относительное газосодержание воды оставалось практически постоянным ($\alpha_{\max} / \alpha_{\min} = 1,1$), звуковое давление, необходимое для возбуждения в жидкости кавитации, изменялось во времени весьма существенно ($P_{\alpha_{\max}} / P_{\alpha_{\min}} = 3$).

Влияние космического излучения на содержание в жидкости свободного газа исследовали D. Liberman и D. Sette с сотрудниками [62–65]. О воздействии этого фактора говорилось и в работе В.А. Акуличева [66].

Влияние вихреобразования в жидкости на содержание свободного газа экспериментально исследовали E. Ripken и J.M. Killen [52]. Авторы отмечают, что в неподвижной воде, заполняющей замкнутый гидравлический тракт, содержание свободного газа всегда так мало, что не фиксировалось инструментально. В движущейся воде с незначительными скоростями, содержание свободного газа немедленно возрастало. Было предположено, что причиной повышения концентрации свободного газа является вихреобразование в движущейся жидкости. К сожалению, в этих работах не отмечены значения величины критерия Рейнольдса, наличие и характер местных сопротивлений в гидравлическом тракте, которые также влияют на газосодержание путем понижения местного давления. Изменение газосодержания исследовалось зависимостью поглощения ультразвука от частоты в диапазоне 20–200 кГц при различных промежутках времени перемешивания воды вращающимися дисками. С увеличением времени перемешивания t_m коэффициент затухания возрастал во всем диапазоне частот, но максимум затухания с увеличением времени перемешивания смещался от 25 кГц до 60 кГц.

По известным частотам максимума поглощения, с учетом того, что $t_m = f^{-1}$, где f – частота излучения, можно определить максимум распределения пузырей по радиусу:

$$R_{\max} \cong R_0 = \frac{1}{2\pi f} \sqrt{\frac{P_s}{\rho_L}}. \quad (2.1.3)$$

Вычисляя распределения пузырей по радиусу ($P_s = 10^5$ Па, $\rho_L = 10^3$ кг/м³), получим, что максимум поглощения звука соответствует радиусам пузырей от 64 до 26,5 мкм. Даже слабый турбулентный пограничный слой на вращающемся диске порождает вихри, которые создают в насыщенной растворенным газом воде при атмосферном давлении заметное количество

газовых пузырей широкого интервала их радиусов. Опыты показали, что перемешивание воды вращающимся диском способствует увеличению концентрации свободного газа на 4–5 порядков. Механизм увеличения свободного газа в турбулентных потоках можно объяснить конвективной диффузией растворенного газа в пузыри, попадающие в область пониженного давления – в центры вихрей. Отсюда следует, что источником пузырей в роторных аппаратах типа ГМД могут быть:

- переменные местные сопротивления диафрагмы модулятора с переменной площадью проходного сечения (рисунок 1.1);
- вихревая турбулентность в зазоре между ротором и статором при значении величины критерия Тейлора больше критического:

$$Ta_{кр} = \frac{2R_p^2 \delta^4}{R_c^2 - R_p^2} \left(\frac{\omega}{\nu} \right)^2 \geq 183,55, \quad (2.1.4)$$

где R_p – радиус внешней боковой рабочей поверхности ротора; R_c – радиус внутренней боковой рабочей поверхности статора; δ – величина зазора между ротором и статором; ω – угловая скорость вращения ротора; ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости.

При малой величине зазора примем, что:

$$\delta = R_c - R_p, \quad (2.1.5)$$

$$R_c + R_p = 2R_p + \delta \approx 2R_p. \quad (2.1.6)$$

Тогда (2.1.4) примет вид:

$$Ta_{кр} = R_p \delta^3 \left(\frac{\omega}{\nu} \right)^2 \geq 183,55. \quad (2.1.7)$$

При любом времени отстаивания жидкостей в ней существуют стабильные газовые пузыри. На основании принципа статистики Гиббса [67] получено, что если в хорошо отстоявшейся жидкости, когда концентрация пузырей $N(t) = \text{const}$, а число молекул газа в пузырях постоянно, то наиболее вероятное состояние системы «пузыри в жидкости» будет тогда, когда функция распределения стабильных пузырей по размерам имеет вид:

$$N_n(R) = \frac{A}{R^3}, \quad (2.1.8)$$

где A – постоянная, которую необходимо определить экспериментально по данным о количестве свободного газа, содержащегося в длительно отстаившейся жидкости.

Полученные величины поглощения ультразвука согласуются с данными работ [56, 68]. По экспериментально полученным коэффициентам поглощения ультразвука были вычислены плотности распределения пузырей $N(R_0)$. Последнее распределение представлено на рисунке 2.2.

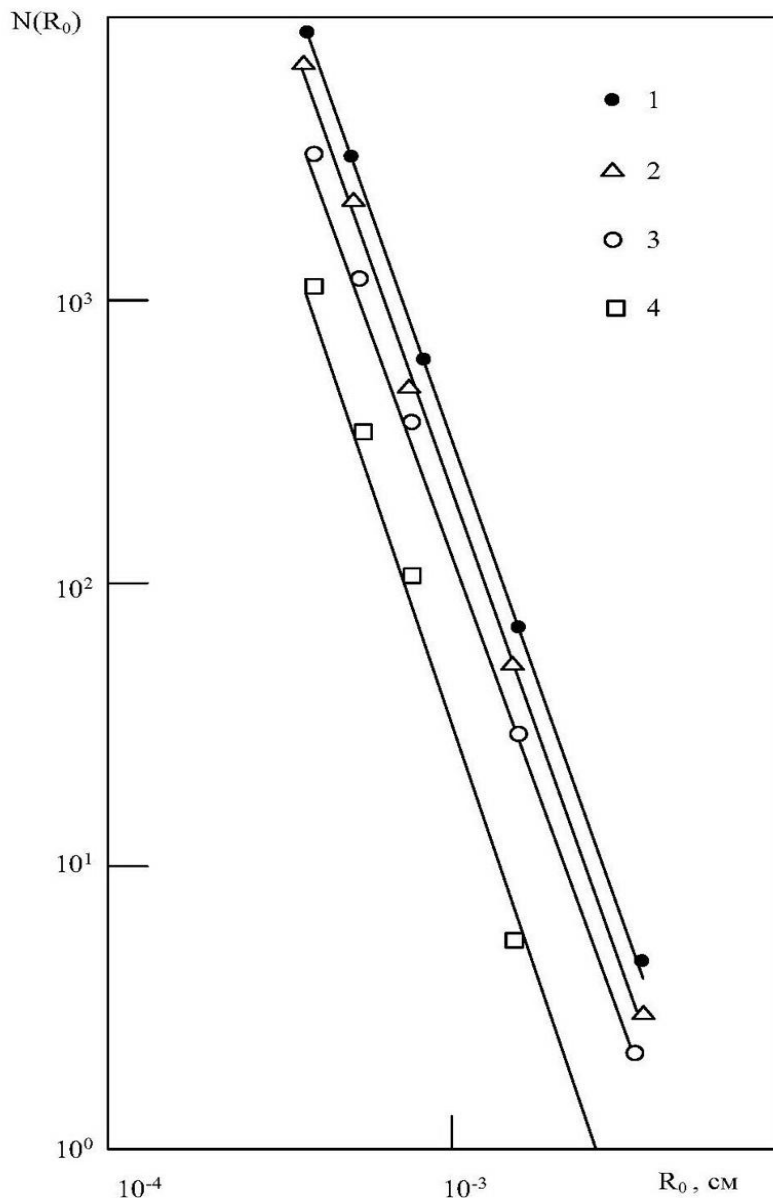


Рисунок 2.2. Плотности распределения пузырей $N(R_0)$ в водопроводной воде при различных промежутках времени отстаивания: 1 – 25 мин; 2 – 1 ч.; 3 – 3 ч.; 4 – 5 ч. [43]

Каждая кривая соответствует определенному времени отстаивания водопроводной воды (25 мин; 1, 3 и 5 ч). Из рисунка следует, что $N(R_o) \approx R^{-3,5}$, то есть достаточно корректно согласуется с (2.1.8) для условий проведения экспериментов и интервала изменения параметра времени отстаивания (25 мин, 5 ч).

На рисунке 2.3 а приведены функции распределения $N(R_o)$ при том же различном параметре распределения времени отстаивания воды t .

Вычисляя для каждого из значений t величину интеграла

$$u = \int_{R_{o1}}^{R_{o2}} u(R_o) dR, \quad (2.1.9)$$

где $R_{o1} = 4$ мкм – минимальный радиус пузыря, наблюдаемый экспериментально; $R_{o2} = 34$ мкм – максимальный радиус пузыря, который находится в равновесном состоянии с жидкостью, строилась зависимость $u(t)$ (рисунок 2.3 б), откуда следует, что объемная концентрация свободного газа за 5–6 ч отстаивания воды уменьшается примерно на порядок, по сравнению с первоначальной величиной, и становится равной 10^{-10} . Это предельная величина концентрации свободного газа, равная порогу чувствительности аппаратуры, но из графика (рисунок 2.3 б) видно, что после $t = 5$ ч, кривая начинает стремиться к асимптоте $u = \text{const}$, которая определяется броуновским тепловым движением пузырей. Кстати, таким же образом зависит кавитационная прочность воды от температуры. Подобные результаты получены М.Г. Сиротюком [46] для дистиллированной воды. Таким образом, две независимые методики [46, 57, 68] исследования функции распределения пузырей по радиусам дают результаты, которые удовлетворительно согласующиеся между собой в исследованном интервале радиусов пузырей $R_o < 2$ мкм.

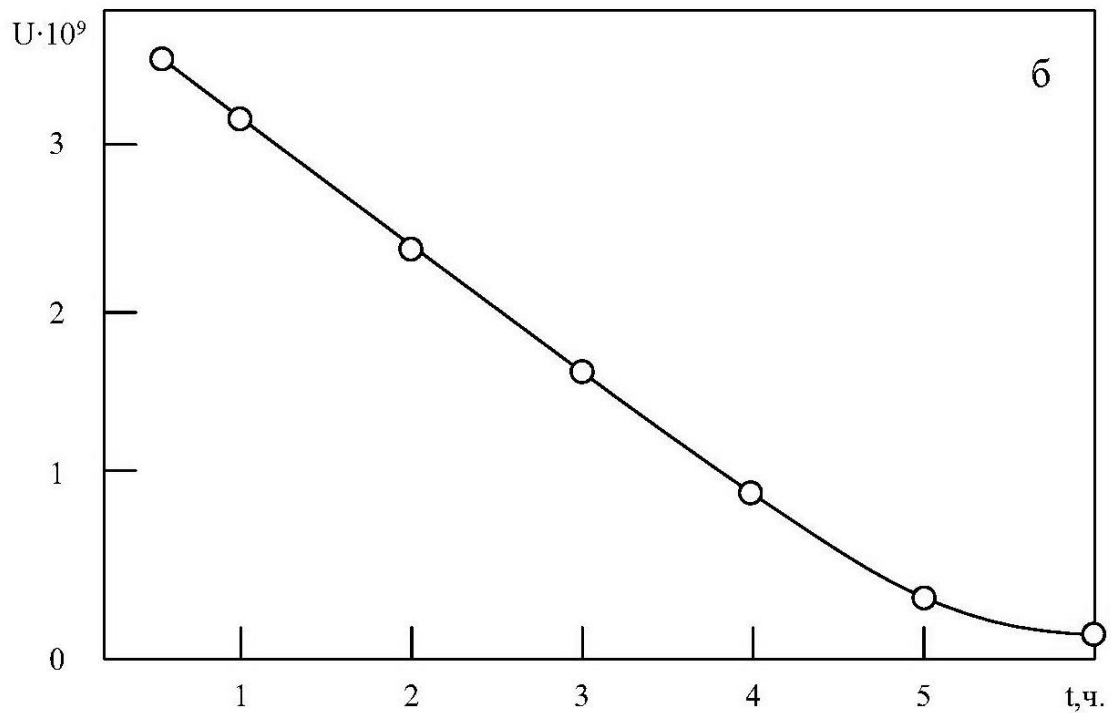
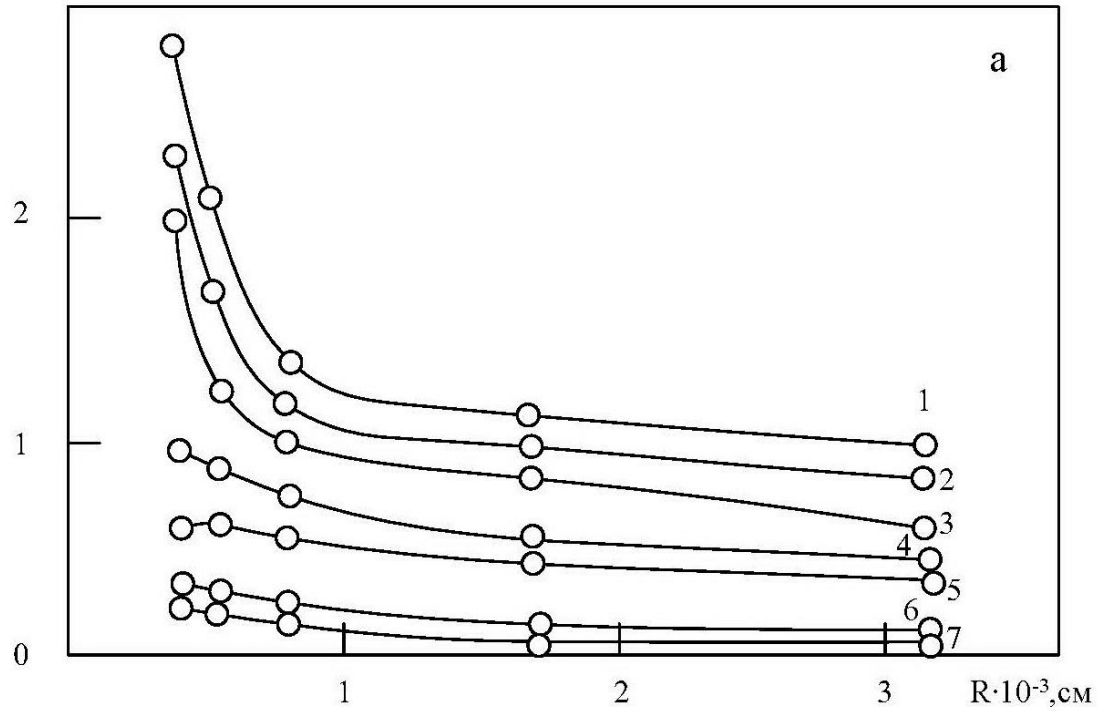
$N(R_0) \cdot 10^{-6}$ 

Рисунок 2.3. Плотности распределения пузырей (а) и объемные концентрации свободного газа (б) после отстаивания: 1 – 25 мин; 2 – 1 ч.; 3 – 2 ч.; 4 – 3 ч.; 5 – 4 ч.; 6 – 5 ч.; 7 – 6 ч. [43]

Наличие твердых примесей в гидравлической жидкости увеличивает плавучесть пузырей вследствие прилипания их к частицам. То есть твердые несмачиваемые примеси влияют на кавитационную прочность гидравлической жидкости по нескольким причинам:

- твердые примеси способствуют длительному существованию в жидкости газовых пузырей;
- твердые частицы по границе раздела твердой и жидкой фазы являются локальными точками меньшей кавитационной прочности по сравнению с точками, расположенными внутри жидкости [69, 70];
- броуновское движение твердых частиц и пузырей;
- дополнительное капиллярное давление внутри пузыря.

Из вышеизложенного следует, что:

- при нормальных физических условиях ($P_0 = 0,1$ МПа, $T = 273$ К) в жидкости и, в частности, в воде, всегда имеются пузыри воздуха, независимо от времени отстаивания воды и способа ее подготовки;
- кривая распределения пузырей жидкости, полученная из принципа Гиббса [67] (2.1.8) и различных по методам и способам экспериментальных измерений достаточно хорошо коррелируются как по плотности распределения пузырей по размерам, так и по концентрации содержания свободного газа в воде.

Все жидкости, в том числе и вода, абсорбируют газы. Согласно закону Генри-Дальтона, при повышенных давлениях до десятков МПа и постоянной температуре относительный объем $V_r / V_{ж}$ растворенного газа равен постоянной величине α_p называемой коэффициентом растворимости, которая зависит от температуры. При незначительных изменениях температуры и малой концентрации масла в гидравлической жидкости можно принять коэффициент растворимости постоянным, равным коэффициенту растворимости при стандартной технической нормальной температуре, равной 20 °С или температуре рабочей жидкости в гидравлическом тракте гидромеханизированных крепей.

2.2. Методы определения содержания свободного газа в жидкости

Существует несколько методов определения содержания свободного газа в жидкости. D. Maxwell предложил определять объемную концентрацию свободного газа по удельному сопротивлению (проводимости) жидкости как гетерогенной системы «жидкость – газ». Это резистивный метод [71, 72]. Он заключается в том, что относительная электропроводимость ε в эффективном объеме электрического поля датчика изменяется в зависимости от концентрации свободного газа в газожидкостной смеси α_0 в соответствии с формулой Максвелла [72]:

$$\varepsilon = \frac{1-\alpha_0}{1+\frac{\alpha_0}{2}}. \quad (2.2.1)$$

Резистивный метод относится к группе зондовых методов [73], когда датчик погружается непосредственно в объект исследования. Датчик представлял собой две латунных параллельных пластинки, расположенных на фиксированном расстоянии друг от друга. Электропроводность газожидкостной смеси измерялась методом мостика Уинстона переменного тока P5010, так как использование в данном случае постоянного тока нежелательно из-за электрохимических эффектов, вносящих ошибки в величину измеряемой электропроводности. Из формулы (2.2.1) по известной электропроводности вычисляли газосодержание

$$\alpha_0 = \frac{1-\varepsilon}{1+\frac{\varepsilon}{2}}. \quad (2.2.2)$$

Как показал опыт, этот метод можно использовать до $\alpha_0 > 10^{-3}$. К тому же, если газ в жидкости образует электролит, например, $\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{H}_2\text{CO}_3$, то проводимость гетерогенной системы может резко возрасть. Таким образом, резистивный метод Д. Максвелла ограничен большими объемами концентрациями свободного газа, когда газ не растворяется в жидкости.

Низкая точность измерения даже при относительно больших объемных концентрациях свободного газа, малая эффективность при измерении незначительных, но наиболее интересных значений концентрации при малом

газосодержании, делает этот метод непригодным для оптимизации интенсификации. Даже при больших концентрациях газа неэффективность этого метода связана еще и с тем, что внесение пластин-электродов, на которые подано электрическое напряжение, в жидкости изменяют ее структуру и поток.

Разработанный интерференционный метод определения затухания акустических волн в зависимости от содержания свободного газа в жидкости не имеет недостатки, присущие способу Д. Максвелла. Акустический метод заключается в том, что в жидкости генерируют гармонические волны и определяют коэффициент затухания волн на определенной дистанции при интерференции волн прямой и обратной волны. Данный способ так же не может быть использован при малых объемных концентрациях свободного газа. Усовершенствованием данного способа является использование негармонических акустических незаполненных импульсов. Для этого генерируют в жидкости импульсы давления, регистрируют статическое давление в жидкости и амплитуды акустических сигналов давления, рассчитывают отношение амплитуды генерированного импульса к статическому давлению.

С целью повышения точности и ускорения определения величины содержания свободного газа в жидкости разработан кавитационный способ определения искомой величины. Способ заключается в том, что измеряют статическое давление жидкости, генерируют в жидкость импульсы давления, регистрируют амплитуды акустических сигналов, рассчитывают отношение величины генерированного импульса к статическому давлению. В отличие от других способов, здесь используют отрицательный импульс давления жидкости, возбуждают в ней кавитацию. Регистрацию амплитуд акустических сигналов осуществляют после первого и второго сжатия кавитационных пузырей кавитационной области – компактных излучателей точечных источников звука типа монополь. Газосодержание жидкости определяют из соотношения:

$$\alpha_0 = 10^{4/3} \left(\frac{5P_0}{P_{и}} \right)^{0,244} \left[\lg \frac{P_1}{P_2} - 5,25 \left(\frac{P_{и}}{5P_0} \right) \right]^{0,04}, \quad (2.2.3)$$

где α_0 – объемная концентрация свободного газа в жидкости, доля; P_0 – статическое давление в жидкости, МПа; $P_{и}$ – модуль амплитуды отрицательного импульса давления, возбуждающего кавитацию в жидкости, МПа; P_1, P_2 – амплитуды кавитационных импульсов давления после первого и второго сжатия кавитационных пузырей (компактная область точечных источников звука типа монополь), МПа.

Для осуществления способа был разработан гидродинамический генератор импульсов давления [41, 74]. Способ относится к генераторам акустических импульсов в текущей среде, а более конкретно – к устройствам, в которых возбуждение акустических импульсов в потоке производится движением самой обрабатываемой рабочей жидкостью, и может быть использовано при определении сверхмалых концентраций свободного газа в текущей жидкости.

На рисунке 2.4 схематично изображен осевой разрез генератора импульса давления.

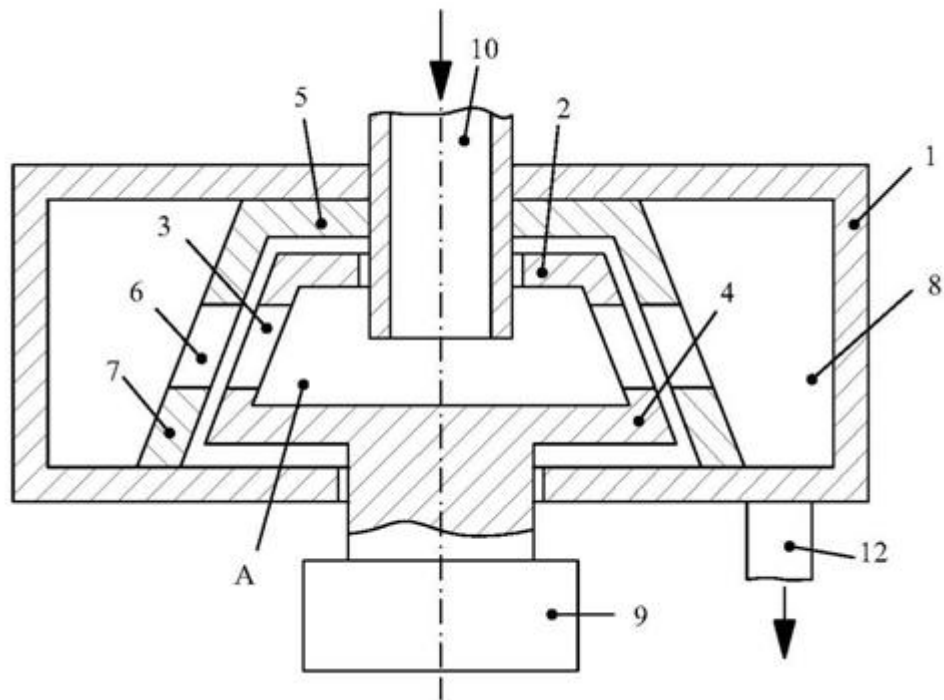


Рисунок 2.4. Осевой разрез гидродинамического генератора импульса давления

Гидравлический генератор типа ГМД импульсов давления содержит корпус 1, установленные внутри него ротор 2 с отверстиями-патрубками 3 прямоугольного сечения в боковой стенке 4 ротора и статора 5 с окнами 6 конвертообразного сечения (рисунок 2.5) в боковой стенке 7 статора. Резонансная камера озвучивания 8 образована корпусом 1 и внешней боковой стенкой статора 5.

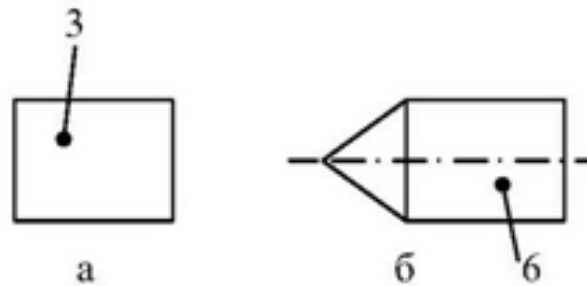


Рисунок 2.5. Прямоугольная (а) и конвертообразная (б) форма поперечного сечения патрубков модулятора

Гидродинамический генератор импульсов давления работает следующим образом.

Ротор 2 приводится в движение приводом 9. Через входной патрубок 10 рабочая среда поступает в полость А, вращающегося ротора 2.

При совмещении отверстий-патрубков 3 ротора 2 и отверстий-патрубков 6 статора 5 жидкость вначале разгоняется, т.к. площадь поперечного сечения патрубка $S(t)$ (t – время от начала процесса открывания отверстия-патрубка статора отверстием-патрубком вращающегося ротора) (рисунок 2.6) увеличивается, гидравлическое сопротивление уменьшается, затем тормозится после того, как движущая сила становится меньше гидравлического сопротивления в процессе закрывания отверстий-патрубков статора боковой стенкой статора, но, поскольку жидкость обладает инерцией, графики функции $v(t)$, имеющие вид, изображенный на рисунке 2.7, подобны соответствующим функциям $S(t)$ (рисунок 2.6), но расположены асимметрично относительно оси ординат и проходящей через середину отрезка времени процесса открывания и закрывания.

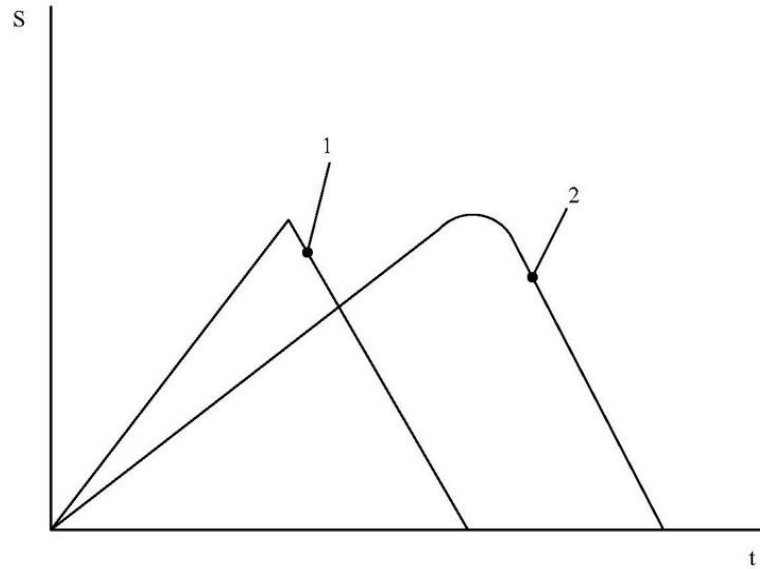


Рисунок 2.6. Зависимость площади проходного сечения диафрагмы модулятора роторного аппарата при перекрывании: прямоугольных патрубков – кривая 1 и конвертообразных – кривая 2

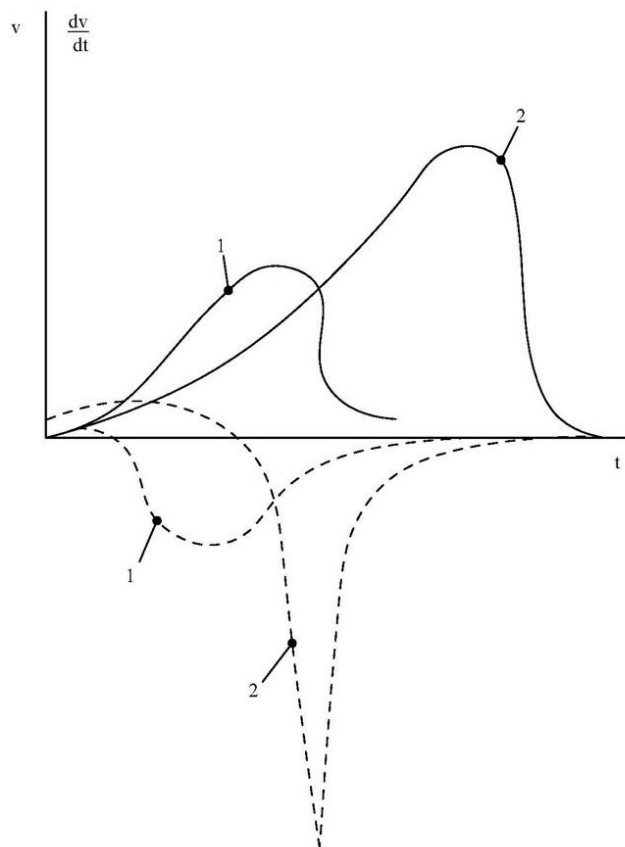


Рисунок 2.7. Зависимость скорости (сплошные линии) и ускорения (пунктирные линии) течения жидкости в модуляторе от времени (обозначения кривых см. рисунок 2.6)

Из рисунка 2.6 следует, что в предлагаемом устройстве генерируются отрицательные импульсы давления жидкости большей амплитуды (пунктирная кривая 2) и меньшей длительности, чем в гидродинамическом генераторе импульсов с прямоугольными отверстиями-патрубками (рисунок 2.6). Увеличение модуля отрицательной амплитуды импульса давления и уменьшение его длительности приводит к возбуждению кавитации более интенсивной даже при малой концентрации парогазовых пузырей. Расширяется диапазон частоты генерируемых импульсов давления, т.е. $\Delta f \approx \frac{1}{\Delta t}$ (Δf – ширина частотного диапазона по уровню $-1/\sqrt{2} \approx 0,707$ от максимальной амплитуды; Δt – ширина импульса давления на указанном уровне $0,707$ от модуля амплитуды отрицательного импульса). Все вышеперечисленные факторы обуславливают более эффективную работу гидродинамических генераторов импульсов давления в жидкости.

В таблице 2.1 представлены эксперименты по определению газосодержания жидкости в широком диапазоне его изменения.

Таблица 2.1. Экспериментальное определение объемного газосодержания жидкости импульсным кавитационным методом

Жидкость	$P_{кв1}$, МПа	$P_{кв2}$, МПа	α , доли
1	20	0,2	10^{-5}
2	350	0,4	10^{-3}
3	17 000	0,5	0,1

Опыт проводился следующим образом. Три исследуемые жидкости (1, 2, 3) с неизвестным газосодержанием ($\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$) поочередно обрабатывали в ГМД с измерительной камерой. Статическое давление в каждом случае составляло 0,2 МПа. Амплитуда отрицательного импульса давления, генерируемого источником колебаний поддерживалась равной 0,4 МПа. Результаты измерений амплитуд кавитационных импульсов после первого (P_1) и после второго (P_2) сжатий ансамбля кавитационных пузырей, а также

определенные по соотношению величины газосодержания исследуемых жидкостей приведены в таблице 2.1.

Как видно из таблицы, диапазон изменения концентрации содержания свободного газа равен 10^4 .

Основные преимущества данного метода заключаются в том, что:

- процесс измерения газосодержания проходит в роторном аппарате с модуляцией потока типа ГМД в процессе обработки рабочей жидкости;
- характерен широкий диапазон изменения газосодержания в обрабатываемой жидкости;
- при изменении газосодержания обрабатываемой жидкости и поддержания ее газосодержания на экспериментальном стенде были реализованы идеи изобретений [75, 76].

Рассматриваемый способ обработки жидкой проточной среды в роторном аппарате заключается в том, что обработку ведут в условиях оптимального возбуждения гидравлической и акустической видов кавитации (смешанный тип) в обрабатываемой среде за модуляторами, образуемыми патрубками-отверстиями вращающегося ротора и статора, при этом регулируют концентрацию свободного газа в обрабатываемой среде путем нагнетания в обрабатываемую среду или отбора из нее газа в процессе обработки ее в аппарате. Предложенный способ имеет универсальный характер и может применяться для обработки различных по своей природе жидких проточных сред за счет использования роторного аппарата с оптимальной концентрацией свободного газа в обрабатываемой среде, когда амплитуда кавитационных импульсов давления является максимальной. Устройство для осуществления способа отличается от аналогов тем, что во входном патрубке аппарата установлен дополнительный патрубок с вентилем для подачи свободного газа в жидкую проточную обрабатываемую среду или его отбора из нее, а в статоре выполнены каналы, соединенные на входе в коллектор, а их выход соединен патрубками-отверстиями в боковой стенке статора со стороны направления линейной скорости боковой рабочей

поверхности ротора. Способ позволяет осуществлять эффективное оптимальное кавитационное воздействие на процесс эмульгирования, проводимый в РАМП, при максимальной скорости проведения процесса.

2.3. Разработка математической модели концентрации свободного газа, определяющего процесс эмульгирования

Как уже отмечалось ранее (п. 1.3), момент возникновения, процесс развития акустической и гидродинамической кавитации характеризуется значением величины критерия акустической, гидродинамической или обобщенной кавитации. Важнейшим свойством газожидкостной смеси, влияющим на кавитацию, является газосодержание. Большинство исследований оценки влияния газосодержания жидкости на динамику кавитационных пузырей носило экспериментальный характер, а результаты их плохо стыковались между собой. Кроме того, в известных работах пузыри в жидкости совершали радиально-сферические колебания в поле гармонических волн. Одной же из задач данной работы является исследование динамики радиально-сферических колебаний пузыря, как ячейки газожидкостной смеси, в режиме импульсных гидродинамической и акустической кавитации.

В этой связи, необходимо определить зависимость экстремального значения числа акустической кавитации от содержания свободного газа в газожидкостной смеси на основе модифицированного уравнения радиально-сферических колебаний парогазового пузыря в относительных величинах [36] с учетом равномерной плотности числа пузырей в газожидкостной смеси при возбуждении кавитации акустическим и гидродинамическим импульсами давления, которые характерны для рассматриваемого ДМП. Следует отметить, что большинство кавитационных течений протекают при номинальной или немного более высокой температуре, поэтому при описании кавитации нет смысла учитывать тепловые эффекты, как в работе

[77]. Тогда уравнение динамики радиально-сферических колебаний пузыря будет иметь вид:

$$R_n(1 - 2Ma)R'' + \frac{3}{2} \left(1 - \frac{4}{3} Ma\right)(R')^2 = [1 + Ma(1 - Ma)]\beta(R)^{-3n} + \left[We - \frac{4\frac{dR'}{dt'}}{ReR'}\right][1 - Ma(1 - Ma)] - \frac{4Ma}{Re}(1 - Ma)\frac{R''}{R'} - \chi_0^{-1}f(\bar{t}) - 1, \quad (2.3.1)$$

где

$$Ma = \frac{dR/dt}{c} \quad (2.3.2)$$

– критерий Маха;

$$We = \frac{2\sigma}{R_0 P_s} \quad (2.3.3)$$

– критерий Вебера;

$$Re = \frac{R_0}{\nu} \sqrt{\frac{P_s}{\rho_L}} \quad (2.3.4)$$

– модифицированный критерий Рейнольдса;

$R' = \frac{R_n}{R_0}$ – безразмерный радиус пузыря; $\frac{dR'}{dt'}$ – относительная радиальная скорость пульсирующего пузыря; $R'' = \frac{d^2R'}{dt'^2}$ – относительное радиальное ускорение пульсирующего пузыря; R_0 – начальный радиус пузыря; $t' = \frac{t}{t_m}$ –

относительно время;

$$t_m = 2\pi R_0 \sqrt{\frac{\rho_L}{P_s}} \quad (2.3.5)$$

– период линейных радиально-сферических колебаний пузыря по Миннерту [36];

ρ_L – плотность жидкой фазы; P_s – давление жидкости на границе с пузырём без учета внешнего возмущения;

$$\beta = \frac{P_{g0}}{P_s} \quad (2.3.6)$$

– начальное газосодержание пузыря;

P_{g0} – начальное парциальное давление неконденсируемого газа в пузыре;

$$\chi_a = \frac{P_s}{|P|_{\max}} \quad (2.3.7)$$

– критерий акустической кавитации;

$|P|_{\max}$ – максимальный модуль амплитуды отрицательного импульса давления;

$f(t)$ – закон изменения внешнего давления жидкости при акустическом возбуждении кавитации, зависящий от источника импульсов давления, принимаемый в виде симметрично усеченной отрицательной кривой Гаусса с площадью равной 0,9, или по линии тока жидкости при гидродинамическом возбуждении кавитации; n – показатель политропического процесса в пузыре; σ – коэффициент поверхностного натяжения; ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Так как переменное содержание свободного газа в газожидкостной среде α зависит от радиуса пузырей компактной области точечных источников звука, составим математическую модель концентрации свободного газа, определяющего процесс эмульгирования:

$$\alpha = \alpha_0 R^3 [1 - \alpha_0 (1 - R'^3)]^{-1}, \quad (2.3.8)$$

где α_0 – начальное объёмное содержание свободного газа в обрабатываемой среде.

Скорость звука c в газожидкостной смеси определяется по выражению

$$c = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\alpha}{c_v}\right)^2 + \frac{1-\alpha}{c_L^2} \left(1 - \alpha \left(1 - \frac{\rho_v}{\rho_L}\right)\right) + \frac{\alpha(1-\alpha)}{nP_s} \left(1 - \frac{\rho_v}{\rho_L}\right)}} \quad (2.3.9)$$

где c_v, c_L – скорости звука в газе и жидкости; ρ_L, ρ_v – плотности жидкости и газа; n – показатель политропического процесса при распространении волны в газожидкостной смеси.

Критерий Маха при $\rho_L \gg \rho_v$ (при температурах много меньше критической температуры дисперсионной среды) принимают вид:

$$Ma = \frac{R'}{2\pi} \left[\frac{\alpha^2}{(c_v')^2} + \frac{1-\alpha^2}{(c_L')^2} + \frac{\alpha(1-\alpha)}{n} \right]^{0,5}, \quad (2.3.10)$$

где $(c_v')^2 = \rho_L c_v P_S^{-1}$; $(c_L')^2 = \rho_L c_L P_S^{-1}$.

Начальные условия для уравнения (2.3.1) имеют вид

$$R_0 = 0,2...4; R'_0 = 0 \text{ при } t' = 0. \quad (2.3.11)$$

Уравнения (2.3.1–2.3.10) были решены численным методом при $\beta = 0...1$; $\chi_a = 10^{-3} ...1$; $c_v = 330$ м/с; $c_L = 1500$ м/с, $P_S = 0,1...1$ МПа; $\rho_L = 10^3$ кг/м³; $We = 0...0,15$; $Re = 10...10^6$; $n_v = 4/3$; $n = 1$.

Начальное газосодержание жидкости изменялось статическим давлением жидкости в камере роторного аппарата типа ГМД. В каждой серии из i вычислений определялись значения χ_{ai} и начальные условия α_{0i} , R_{0i} , связанных следующими соотношениями (газ в пузыре предполагался идеальным, процесс изменения объема пузыря при изменении статического объема в жидкости – медленный изотермический):

$$\alpha_{0i} \frac{\alpha_0 \chi_i}{1 - \alpha_0 (1 - \chi_i)}, \quad (2.3.12)$$

$$R_{0i} = \frac{R_0}{\sqrt[3]{\chi_i}}, \quad (2.3.13)$$

$$t_{mi} = \frac{\bar{t}_M}{\sqrt[6]{\chi_i^5}}, \quad (2.3.14)$$

где $\chi_i = \frac{\chi_{a0}}{\chi_{ai}}$.

Были проведены серии вычислений для определения величины импульса кавитационного давления $P_{КВ}$ при изменении числа акустической кавитации (2.3.7). В каждой серии объёмное газосодержание α_0 оставалось постоянным. Выражение для $P_{КВ}$ имеет вид:

$$P'_{КВ} = \frac{2R' + RR''}{\chi_i}. \quad (2.3.15)$$

Характерный график этой зависимости представлен на рисунке 2.8. На графике имеется резко выраженный максимум величины кавитационного давления $P'_{КВ \max}$ при определённой величине критерия акустической кавитации $\chi_{a \max}$. Эти результаты подтверждаются экспериментальными данными [78]. Используя результаты численного расчёта, определена зависимость значения оптимального числа кавитации от начального газосодержания (рисунок 2.8).

Из изложенного можно сделать вывод – предложенная математическая модель динамики ансамбля пузырей, образующих компактную область

точечных источников звука типа монополь, с учётом переменной сжимаемости газожидкостной смеси, зависимой от фазы радиальносферических колебаний кавитационной области, адекватно описывает реальный процесс акустической, гидродинамической и смешанной акустической и гидродинамической типов кавитации.

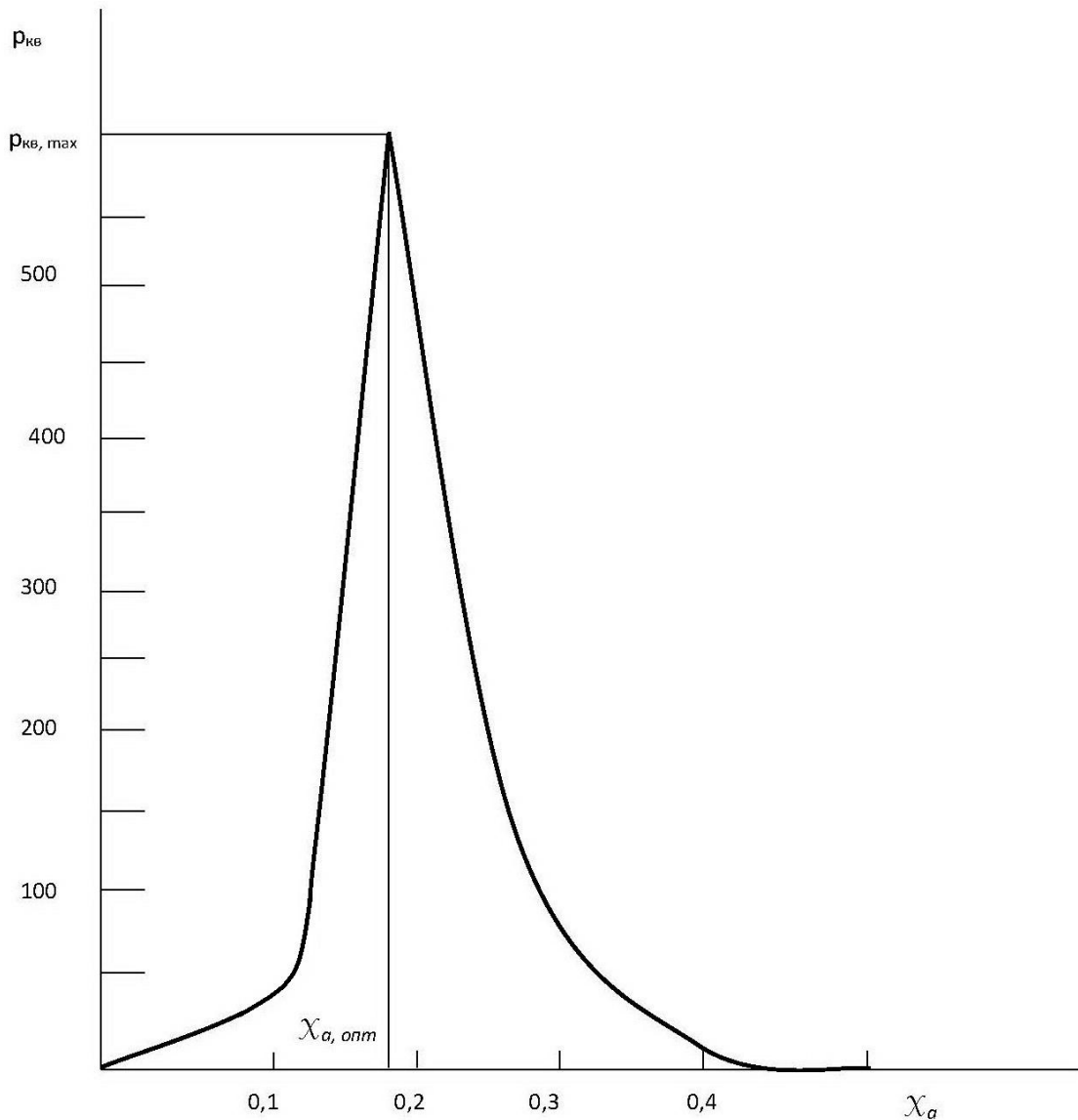


Рисунок 2.8. Зависимость амплитуды кавитационного импульса давления от числа акустической кавитации: $\alpha_0=10^{-3}$; $R_0=1$; $We = 0,15$; $Re = 10^6$

На основании вычислений определены зависимости максимального кавитационного давления от объемного начального газосодержания α_0 . Один из графиков приведен на рисунке 2.9.

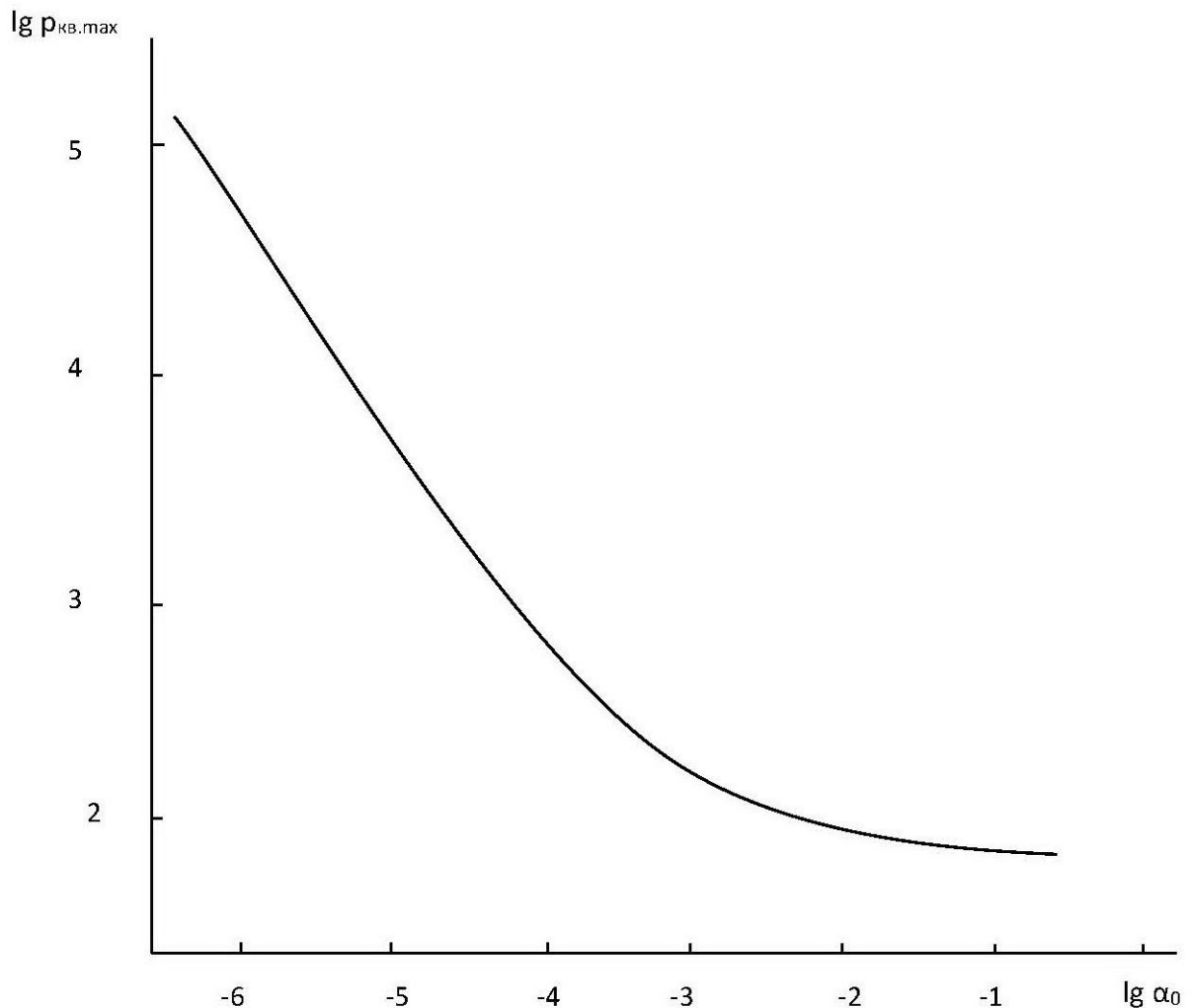


Рисунок 2.9. Зависимость максимальной амплитуды импульса давления от газосодержания: $R_0=1$; $We=0,15$; $Re=10^6$

Зависимость $P_{\text{кв max}}(\alpha_0)$ показывает, что при уменьшении газосодержания свободного газа величина амплитуды импульса кавитационного давления резко возрастает, что подтверждают экспериментальные работы [33] и теоретические исследования [36, 77].

Зависимость $\chi_{\text{a max}}$ от α_0 определяет условия, при которых кавитационное воздействие на обрабатываемую среду будет наибольшим. Таким образом, появляется возможность производить расчёт технологического оборудования, использующего для интенсификации химико-технологических процессов акустическую кавитацию, с большей достоверностью и эффективностью, чем существующие методики расчета,

например [79, 80], а в машинах и агрегатах свести к минимуму воздействие кавитации на них.

На основании предложенной математической модели динамики пульсирующего пузыря (2.3.1) – (2.3.8) получена зависимость оптимального числа акустической кавитации, когда интенсификация процессов максимальная, от объемного газосодержания жидкости (рисунок 2.10). Она позволит производить более точные расчеты технологического оборудования, использующего кавитацию в качестве основного фактора для интенсификации химико-технологических процессов. С другой стороны, если кавитация является нежелательным явлением, данная модель позволяет минимизировать кавитационное воздействие на гидравлические тракты оборудования путем регулирования содержания свободного газа в виде пузырей, их дисперсности, давлением жидкости. Более подробно этот вопрос рассмотрен в работах [44, 45].

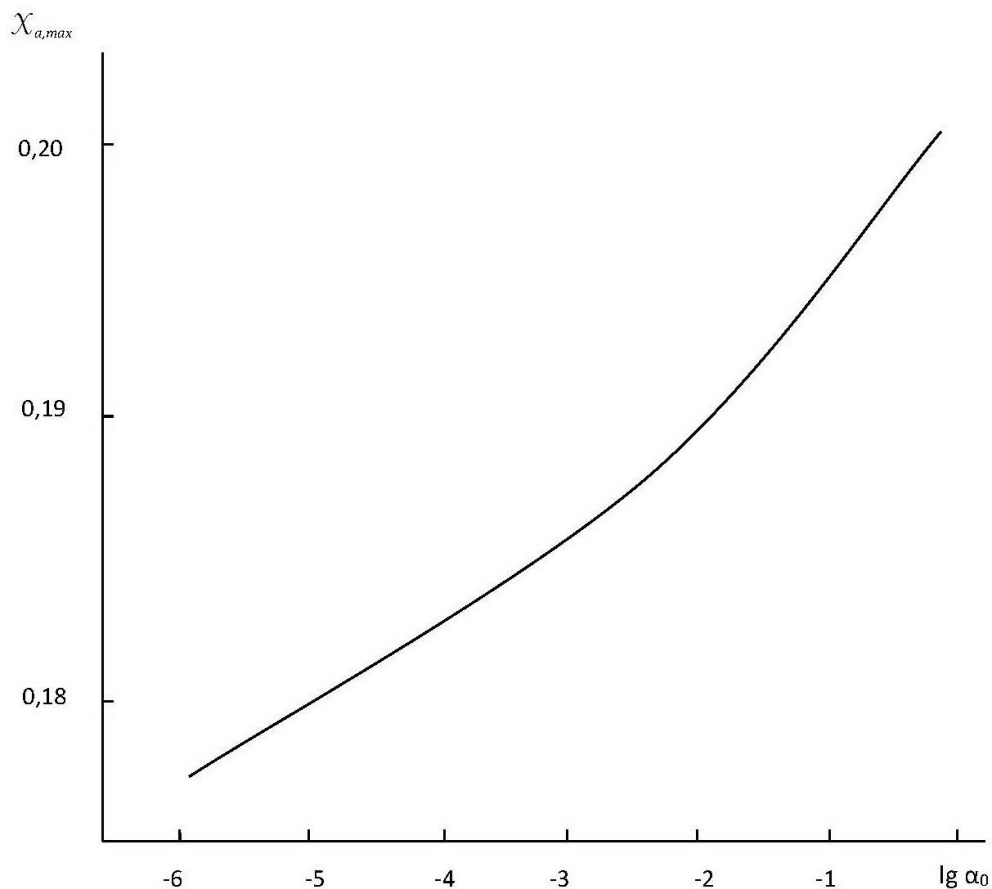


Рисунок 2.10. Зависимость оптимального числа акустической кавитации от газосодержания: $R_0=1$; $We=0,15$; $Re=10^6$

Таким образом, рисунки 2.9 и 2.10 могут служить основой расчёта оптимального числа кавитации в зависимости от газосодержания исходных компонентов и радиуса равновесного пузыря, или же, наоборот, помогать подбирать режимы, избавляющие процесс от кавитации.

2.4. Диспергатор с модуляцией потока

Как было показано в п. 2.3, оптимальное значение критерия кавитации зависит от содержания свободного газа в обрабатываемой проточной среде. Если аппарат изготовлен на заданное газосодержание, то при изменении газосодержания аппарат необходимо регулировать. При уменьшении газосодержания – добавлять, а при увеличении – уменьшать.

С этой целью на статоре размещены проточные каналы, объединенные в коллектор, а их выход соединен с каждым отверстием-патрубком в боковой стенке статора со стороны направления линейной скорости боковой рабочей поверхности ротора. Коллектор соединен с насосом или компрессором. Во входном патрубке ротора установлен дополнительный патрубок, который соединен с компрессором [75]. В работе [76] предложен способ получения контролируемой концентрации газа в газосодержащей смеси.

Ведение обработки гидравлической жидкости в условиях воздействия импульсных гидродинамической и акустической видов кавитации приводит к тому, что на обрабатываемую среду оказывается комплексное оптимальное кавитационное воздействие, регулируемое подачей или отбором свободного газа из обрабатываемой среды, что значительно интенсифицирует процесс обработки жидкой проточной среды.

Использование аппарата с изменяемым оптимальным содержанием свободного газа в жидкой проточной среде при одновременном воздействии гидродинамической и акустической видов кавитации путем выполнения дополнительных каналов во входном патрубке аппарата и статоре приводит к

тому, что предложенный способ имеет универсальный характер и может применяться для обработки различных по своей природе жидких проточных сред, что подтверждается приводимыми ниже примерами.

Выполнение дополнительных каналов в статоре и дополнительного входного патрубка с диффузорами во входном патрубке позволяет изменить концентрацию газа в обрабатываемой среде до оптимального, когда кавитационное воздействие на процесс, проводимый в роторном аппарате протекает с максимальной скоростью. Коллектор, объединяющий все дополнительные каналы статора, позволяет равномерно изменять содержание свободного газа в процессе обработки среды до оптимального.

На рисунке 2.11 а изображен продольный осевой разрез роторного аппарата типа ГМД. На рисунке 2.11 б – статор с дополнительными каналами для подачи или отсоса газа из патрубка статора в его боковой стенке. На рисунке 2.11 в изображен модулятор, образованный патрубками подвижного ротора и неподвижного статора, положение дополнительных патрубков относительно его основных патрубков для подачи или отсоса газа из обрабатываемой среды с учетом направления движения стенки ротора относительно патрубка статора $\vec{V}_r = \vec{\omega}R_0$.

Роторный аппарат типа ГМД содержит: корпус 1, входной и выходной патрубки аппарата 2 и 3 с регулировочными вентилями 4 и 5, ротор 6 с отверстиями в боковой стенке, который установлен на валу 8. Коаксиально ротору 6 установлен статор 9 с отверстиями 10 в боковой стенке и дополнительными каналами 11, коллектор 12 с вентилем 13, дополнительный входной патрубок 14 с диффузором 15 и вентилем 16.

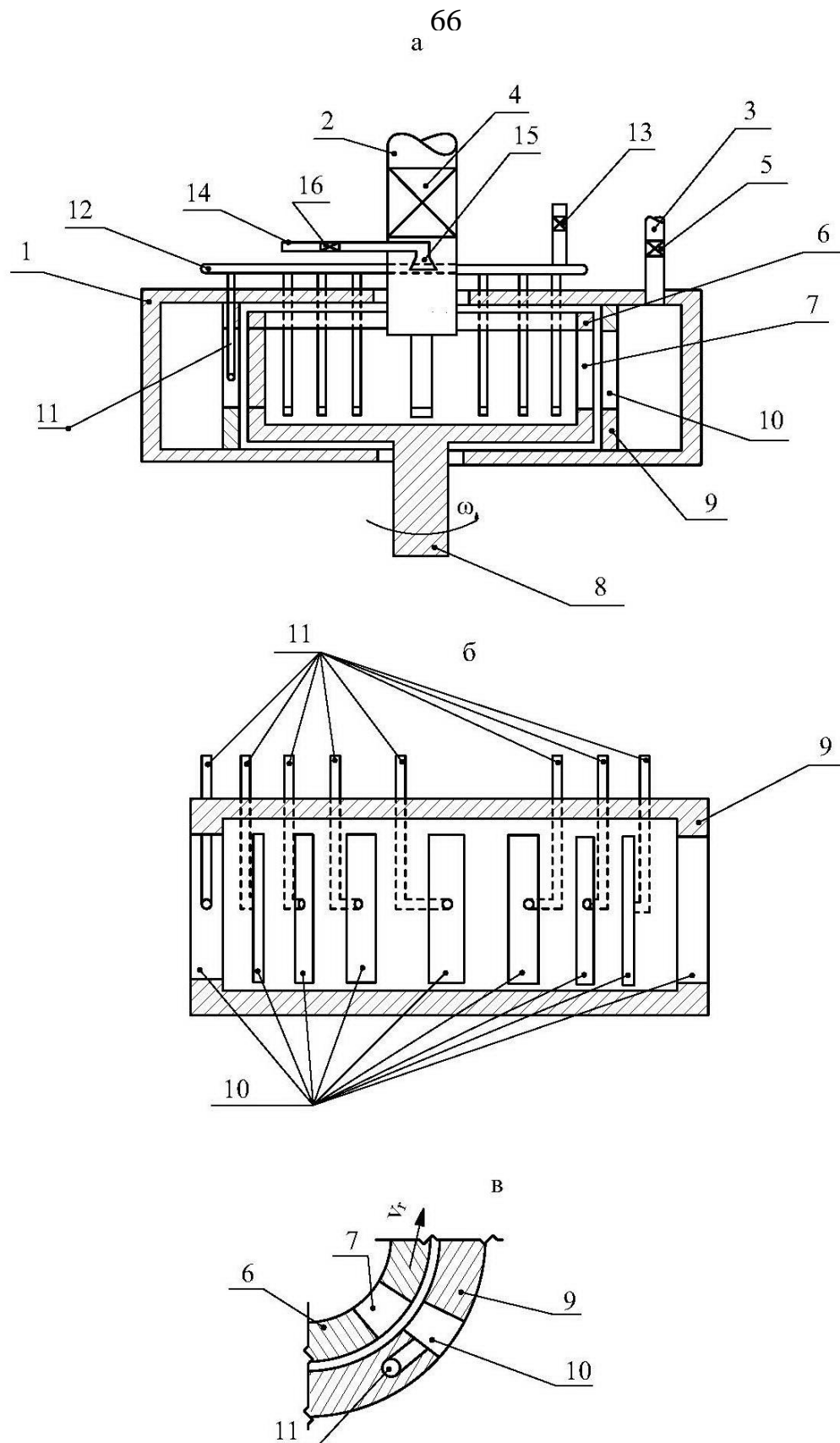


Рисунок 2.11. Роторный аппарат типа ГМД с регулируемым содержанием свободного газа в процессе приготовления рабочей жидкости для гидромеханизированных крепей

Аппарат работает следующим образом. Через входной патрубок 2 ГМД обрабатываемая жидкая среда (предварительно подготовленная смесь компонентов рабочей жидкости) поступает в полость ротора 6, откуда под действием внешнего источника давления, например, насоса, давления центробежных сил вращающейся жидкости в полости ротора 6, вращающемуся на валу 8, обрабатываемая жидкость движется через периодически перекрывающиеся патрубки 7 ротора 6 и патрубка 10 статора 9, образующие модулятор аппарата – нелинейное гидравлическое сопротивление потоку обрабатываемой жидкой проточной среды – компонентов рабочей жидкости для гидромеханизированных крепей.

При движении жидкости из отверстия ротора в патрубке статора, возникают переменные импульсы давления. Площадь проходного сечения потока изменяется (труба Вентури с переменной площадью проходного сечения). Переменные импульсы давления возбуждают импульсную акустическую кавитацию, а труба Вентури – импульсную гидродинамическую кавитацию. Дополнительная интенсификация процесса эмульгирования проходит за счет больших тангенциальных напряжений в полости ротора и в зазоре между ротором и статором. В режиме кавитации процесс эмульгирования интенсифицируется наиболее эффективно в кавитационной области, которая развивается в отверстии статора и в камере, образуемой внутренней поверхностью корпуса 1 и внешней боковой поверхностью статора 9.

Критерий кавитации зависит от скорости жидкости или объемного расхода, который регулируется вентилем 4 на входном патрубке аппарата 2. Давление жидкости в камере аппарата регулируется вентилем 5 на входном патрубке 3. Они же определяют величину отрицательного давления жидкости в патрубке 10 статора 9, возникающего в процессе закрывания патрубка 10 статора 9. Для оптимизации эффективности проведения процесса эмульгирования необходимо регулировать концентрацию свободного (нерастворенного) газа в обрабатываемой среде. Для этого во входной

патрубок 2 вставлен патрубок 14 с вентилем 16 и диффузором 15, а в статоре 9 выполнены каналы 11, соединяющиеся с коллектором 12 и патрубками 10 в боковой стенке статора 9 со стороны направления линейной скорости боковой рабочей поверхности ротора 6.

Так как оптимальное кавитационное воздействие на технологический процесс зависит от концентрации свободного газа, то его можно изменять при помощи отбора или введения вентилями 16 и 13. Диффузор 15 выполнен с целью создания за ним потоком обрабатываемой жидкости парогазовой полости, в которую можно подавать, увеличивая или отбирая, уменьшая концентрацию свободного газа в обрабатываемой жидкости путем нагнетания газа или его отбора (откачивания). В патрубке статора также можно регулировать концентрацию свободного газа в обрабатываемой среде. Канал 11 подходит к отверстию статора 10 также со стороны минимального давления обрабатываемой среды, где возможно, как показывает скоростная киносъемка [81, 82], образование парогазовой полости.

Таким образом, мы имеем следующую кавитационную картину, возникающую в исследуемом аппарате (кроме гидравлического и акустического воздействий со стороны турбулентных пульсаций; тангенциальных напряжений в зазоре между ротором и статором; нестационарных течений и гидромеханических переходных процессов, при течении жидкой обрабатываемой среды в модуляторе акустических возмущений в результате взаимодействия обрабатываемой среды с элементами конструкции аппарата) гидродинамическая и акустическая кавитация в каналах статора и в камере, образуемой внутренней поверхностью корпуса 1 и внешней боковой поверхностью статора 9 аппарата.

Оптимизация воздействия кавитации на процесс регулируется концентрацией свободного газа в обрабатываемой жидкой проточной среде посредством патрубка 14 с вентилем 16 во входном патрубке аппарата для подачи обрабатываемых компонентов и каналов в статоре, соединенных в коллектор. Это позволяет комплексно, при обработке любой жидкой

проточной среды, поддерживать оптимальное кавитационное воздействие на скорость технологического процесса, независимо от концентрации свободного газа в подаваемой во входной патрубке жидкой текучей обрабатываемой среды. При недостатке свободного газа его подают в обрабатываемую среду через дополнительный патрубок 14 с вентилем 16 во входном патрубке аппарата и через коллектор и каналы в статоре во все отверстия статора. Если концентрация газа в обрабатываемой среде избыточная, то его откачивают через те же гидравлические элементы: патрубок на входе и каналы на статоре. Чтобы при отборе свободного газа из обрабатываемой среды исключить или уменьшить отбор обрабатываемой жидкости вместе с газом, на конце патрубка выполнен диффузор, а канал статора соединен с отверстием статора со стороны направления линейной скорости боковой рабочей поверхности ротора, где наиболее вероятно образуется парогазовая полость. Поддерживая оптимальную концентрацию свободного газа в жидкой текучей обрабатываемой среде, стабилизируется максимальная скорость технологического процесса, независимо от содержания свободного газа на входе в аппарат и других ее физических свойств, которые влияют на процесс возникновения и развития кавитации: коэффициента поверхностного натяжения, температуры, давления насыщающих паров, кинематического и динамического коэффициентов вязкости, плотности, давления жидкости на входе и выходе аппарата. Следует отметить, что при обработке жидкой текучей среды изменяется концентрация свободного газа, поскольку, как правило, используется линия рециркуляции с промежуточной емкостью, где возможны процессы аэрации. Из приведенных примеров видно, что независимо от концентрации свободного газа в обрабатываемой среде комплексная гидродинамическая и акустическая кавитации оказывают максимальное воздействие на технологический процесс, который протекает с максимальной скоростью.

Как показывает опыт, эффект от использования регулировки концентрации свободного газа в обрабатываемой жидкой среде на примерах

регенерации рабочей жидкости гидромеханизированных крепей составляет 30–50 % по сравнению с ГМД без регулирования концентрации свободного газа. Эффект заключается в том, что повышается качество продукта: увеличиваются дисперсность эмульсии рабочей жидкости, выход получаемого качественного продукта, скорость проводимого процесса, возможность получения новых продуктов благодаря оптимизации одновременного воздействия гидродинамической и акустической видов кавитации на процесс путем регулирования концентрации газа в обрабатываемой среде.

2.5. Выводы по главе 2

В главе рассмотрены известные, а также выявленные факторы, влияющие на содержание свободного газа в жидкости, их закономерности, подготовка жидкости к проведению в ней технологического процесса при оптимальном кавитационном режиме, который зависит от величины модуля отрицательного импульса давления. Предложены варианты роторных аппаратом типа ГМД для непрерывного контроля содержания и регулирования свободного газа в обрабатываемой жидкости. Получены следующие основные выводы.

1. Интенсивность процесса эмульгирования рабочей жидкости гидромеханизированных крепей можно регулировать: объемным содержанием свободного газа в РЖ; давлением жидкости в кавитационной области. Поэтому введение постоянного контроля за содержанием в жидкости свободного газа позволит значительно улучшить методику поддержания оптимального кавитационного режима работы роторного аппарата- эмульгатора типа ГМД при получении гидравлической жидкости на основе эмульсии.

2. Рассмотрены основные известные факторы, воздействующие на содержание свободного газа в технологической жидкости, а также такие

факторы, как функция распределение размеров пузырей и частота акустического излучения. Функция распределения размеров пузырей со стороны больших диаметров ограничена всплыванием пузырей, а со стороны малых диаметров – увеличением лапласовского давления, которое увеличивает растворимость неконденсирующихся газов в жидкости и, в частности, в воде, а также броуновским движением, которое способствует равновесию молекул и малых пузырей.

3. Для гидравлического тракта гидромеханизированных крепей важно предусмотреть возможность возникновения кавитации в местных сопротивлениях тракта (клапана, насоса и т.д.). Поэтому был рассмотрен вопрос о растворимости неконденсирующихся газов при повышенных давлениях.

4. Исследована зависимость скорости звука от объемного содержания свободного газа во всем диапазоне изменения газосодержания ($0 \leq \alpha \leq 1$) и давления газожидкостной смеси ($10^5 \text{ Па} \leq P < 7 \cdot 10^7 \text{ Па}$), характерном для давлений рабочей жидкости в гидромеханизированных крепях горных разработок. В частности, при давлениях нескольких десятков мегапаскалей плотность газа становится весьма существенной, и сильно влияет на скорость звука. Наибольшее влияние на скорость звука, т.е. на сжимаемость, оказывает очень малое содержание свободного газа при $\alpha < 0,001$, когда $\frac{dc_{cm}}{dt}$ имеет максимальное значение при $\alpha \rightarrow 0$. При некоторых давлениях смеси $\frac{dc_{cm}}{dt} > 0$ на всем отрезке $[0; 1]$ изменения содержания α свободного газа.

5. Предложен акустический импульсный мониторинг определения содержания свободного газа в рабочей жидкости в процессе ее приготовления путем измерения амплитуд первых двух кавитационных импульсов давления.

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОЛУЧЕНИЯ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ В ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОМ ДИСПЕРГАТОРЕ

3.1. Принципиальная блок-схема экспериментального стенда для производства и регенерации рабочей жидкости

Для экспериментального исследования зависимости дисперсности капель эмульсии от различных параметров ГМД необходимо было создать экспериментальный стенд с базовым аппаратом-диспергатором типа ГМД с измерительной аппаратурой для фиксации геометрических, гидравлических, кинематических, динамических параметров и возможности отбора проб. Данная работа является частью исследований совершенствования методики расчета ГМД в свете последних исследований зависимости амплитуды кавитационных импульсов давления от объемного содержания свободного газа в приготавливаемой рабочей жидкости и значения величины обобщенного критерия кавитации, как основного фактора, интенсифицирующего процесс диспергирования рабочей жидкости при проведении процесса эмульгирования для производства РЖ, а также процесса диспергирования при ее восстановлении и регенерации без слива РЖ из гидравлического тракта шахтного гидромеханизированного оборудования. Если термин «производство рабочей жидкости» не требует пояснения, то для понятий «восстановление» и «регенерация» приведем здесь небольшие пояснения.

Под восстановлением рабочей жидкости понимают ее обработку после коалесценции капель эмульсии в большие капли. Турбулентные пульсации скорости, давления, температуры, броуновское флуктуационное неоднородное течение приводят к столкновению капель эмульсии и их коалесценции, конечно, в зависимости от интенсивности турбулентности, которая определяется следующим образом:

$$J = \frac{v'_x v'_y v'_z}{v_x v_y v_z}, \quad (3.1.1)$$

v'_i , v_i – компоненты вектора скорости турбулентной пульсации и осредненного течения в направлении осей декартовой системы координат.

От интенсивности зависит частота и амплитуда скорости столкновения капель, которые ведут к коалесценции, а сдвиговые напряжения в турбулентных вихрях – к их диспергированию. Опыт показывает, что эксплуатация рабочих жидкостей – эмульсий приводит к коалесценции капель, т.е. уменьшению дисперсности эмульсии. Такая РЖ подлежит эмульгированию и восстановлению необходимых ее свойств.

Под регенерацией рабочей жидкости будем здесь понимать процесс дополнительного диспергирования твердых частиц, которые вносятся в РЖ тем или иным способом (см. гл. 1), причем эти частицы коагулируются в агломераты, которые необходимо разрушить до размеров частиц, не способных подвергать эрозии ответственные поверхности гидравлического тракта гидромеханизированных крепей. С другой стороны, диспергирование агломератов приводит к уменьшению пар трения, которые омываются регенерированной рабочей жидкостью [83].

Для достижения поставленных задач экспериментальных исследований был разработан опытно-промышленный стенд с возможностью смены или отключения некоторых его элементов. Блок-схема типичного варианта универсального стенда изображена на рисунке 3.1.

Универсальность стенда заключается в том, что он позволяет проводить самые различные технологические процессы – эмульгирование, диспергирование, тепло- и массообменные и гидромеханические процессы, явление кавитации в чистой жидкости и в эмульсии, суспензии – при непрерывном контроле дисперсности обрабатываемых компонентов и при включении линии рециркуляции.

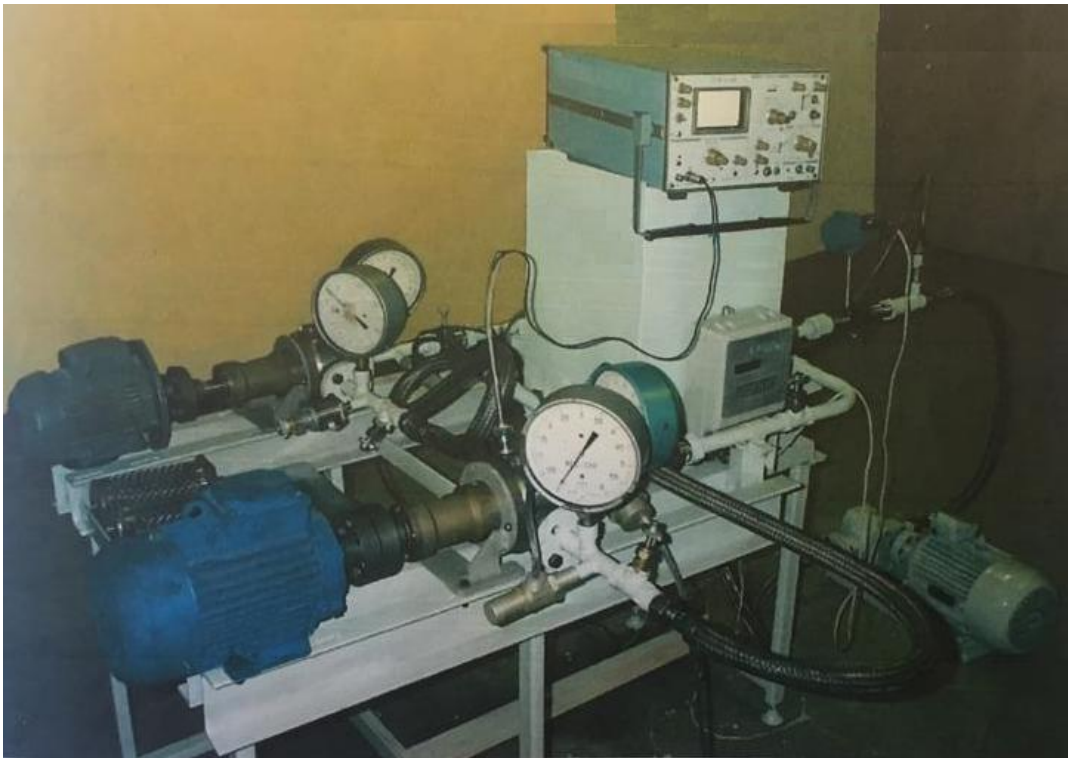
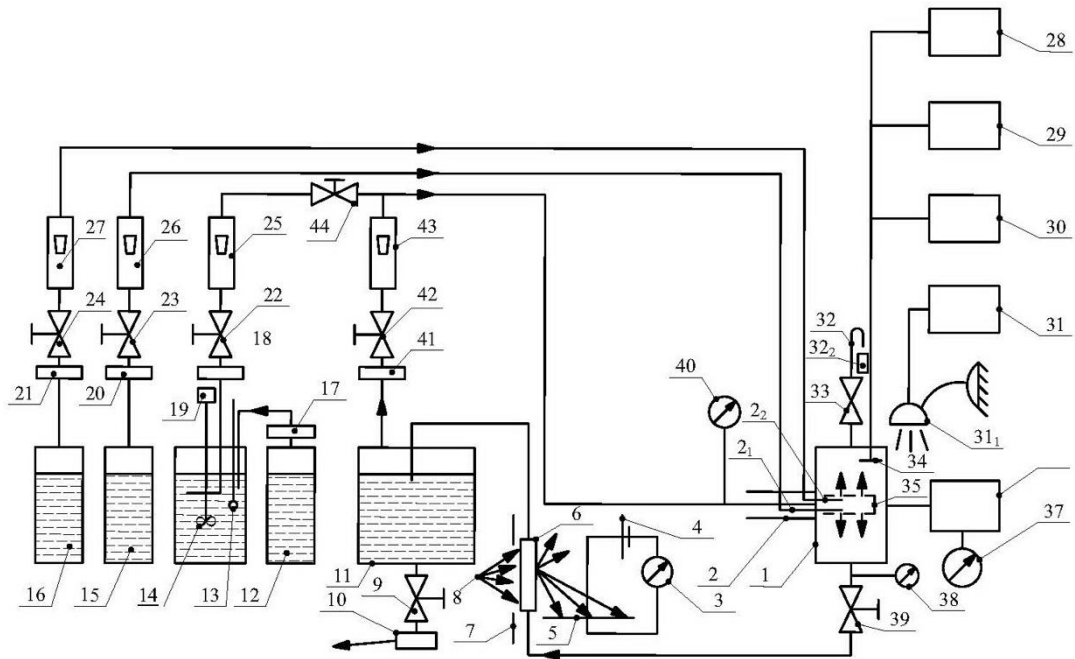


Рисунок 3.1. Блок-схема и общий вид экспериментального стенда

Экспериментальный стенд состоит из следующих блоков.

I. Блок гидромеханического диспергатора: 1 – ГМД с входными патрубками дисперсной сплошной среды 2; патрубки 2_1 и 2_2 возможных двух компонентов дисперсной фазы [84], которые подают их в центральный закрытый с одной стороны стакан 35 с радиальными отверстиями в его

боковой стенке; манометры на выходе 38 и входе 40 ГМД; вентили 39 и 33 на выходе ГМД; патрубок 32 для отбора пробы полученной продукции; мерная емкость 32_2 для отбора пробы; электропривод 36 ваттметра 37 для определения мощности привода.

II. Блок емкостей с подачей компонентов: емкость 11 для полученной продукции; выходной вентиль 9; насос 10; емкости для обрабатываемых компонентов РЖ 12, 13, 15, 16; мешалка 14 с приводом 19; насосы для перекачивания 17 и подачи компонентов в ГМД 18, 20, 21; регулирующие вентили 22, 23, 24; расходомеры 25, 26, 27.

III. Блок линии рециркуляции: насос 41; вентили 42 и 44; расходомер 43.

IV. Блок нефелометра: миллиамперметр 3; источник постоянного тока 4; фотоэлемента 5; кювета 6; диафрагма оптическая 7; источник света 8.

V. Блок акустических измерений: приемник переменного давления 34; импульсные осциллографы марки С1-18 28 и С1-54 29; милливольтметр переменного тока 30.

VI. Блок тахометра 31 с импульсной лампой 31₁.

VII. Блок измерения температуры 13 в емкости с мешалкой 14.

Основной особенностью первого блока является подача компонентов дисперсной фазы в центральный вращающийся вместе с ротором стакан, закрытый снизу [85, 86].

В цилиндрической стенке трубки выполнены радиальные отверстия, через которые вытекают компоненты дисперсной фазы в виде вращающихся затопленных струй в не успевшую прийти во вращательное движение дисперсную среду. Оптимальная скорость струй и дисперсионной среды векторно складывается из линейной скорости вращающейся внешней поверхности цилиндрического стакана 35 и радиальной скорости струи

$$v = \sqrt{(\omega R_T)^2 + v_{ст}^2}, \text{ где } \omega - \text{угловая частота вращения ротора ГМД; } R_T - \text{радиус}$$

внешней поверхности стакана 35; $v_{ст}$ – скорость истечения затопленной

струи через отверстия стакана в полость ротора. Струя, вытекающая в другую струю, подвижную относительно первой, способствует получению эмульсии на первом этапе взаимодействия дисперсной фазы и дисперсной среды ($d_o, N_o, (1.2.4)$).

Второй, не менее важной, особенностью блока гидравлического диспергатора является выходной патрубок 32, который необходим для стравливания накопившегося газа в камере ГМД и взятия пробы. Требования к патрубку 32 – минимальные длина и диаметр, т.е. минимальный объем всего гидравлического тракта для минимального предварительного слива содержимого в камере ГМД перед наполнением мерного стакана 32₂.

Блок емкостей с подачей компонентов позволяет комбинировать разные схемы подачи жидкостей в полость ротора ГМД.

1. Подача воды в емкость с мешалкой, а затем в полость ротора ГМД с включением линии рециркуляции 41–43 для исследования акустических явлений при работе ГМД, когда рабочим телом является вода.

2. Производство рабочей жидкости с одним компонентом эмульсола, воды и поверхностноактивного вещества (ПАВ). В этом случае необходимое количество ПАВ загружают в емкость 12 и в емкость с мешалкой 14, предварительно наполненную водой; включают мешалку до получения однородного раствора, затем включают насосы, например, 20 и 18 и регулируют по расходомерам 22 и 23 подачу воды с ПАВ и масляного компонента рабочей жидкости, предварительно залитого в емкость 15.

3. Если необходимо подать два компонента в воду с ПАВ, то дополнительно включают линию с емкостью 16, вентилем 24, насосом 21 и расходомером 27. Блок нефелометра включают при измерении дисперсности рабочей жидкости, эмульсии или суспензии.

Блок линии рециркуляции включают для исследования зависимости дисперсии рабочей жидкости или эмульсии от кратности рециркуляции в ГМД. В этом случае емкость 11 наполняют водой, ПАВ. Включают ГМД, открывают вентиль 42 и насос 41, затем регулируют подачу воды вентилем

42, открывают вентиль 24, включают насос 21, и по расходомеру регулируют подачу. Емкость 16 предварительно наполняют эмульсолом в необходимом количестве в соответствии с его концентрацией в воде и вместимости или наполненности емкости 11. Вентили 22 и 23 при этом закрыты. Заметим, что нормальное положение вентиля 39 – «открыто», а вентиля 33 – «закрыто». Его открывают в двух случаях – когда надо стравить воздух и взять пробу на анализ.

Блок нефелометра включают при исследовании дисперсности производимого продукта и автоматическом управлении качеством дисперсности РЖ. При достижении заданной дисперсности производимого продукта (достижении заданного тока миллиамперметра 3) установка в целом отключается и происходит слив готовой продукции через магнитный кран (вентиль 9) с помощью насоса 10.

Блок акустических измерений включают при необходимости исследования кавитации, взаимосвязи интенсивности кавитации и качества производимого продукта.

Блоки тахометра и измерения температуры так же включают в соответствующих исследовательских целях. У пьезоэлектрического датчика давления 34 гидрофон выполнен из титаната бария $BaTiO_4$ в виде диска с резонансной частотой 500 кГц для продольной моды колебаний и 300 кГц для радиальной моды колебаний с диаметром гидрофона 10 мм. Электрический сигнал регистрируется при помощи импульсных осциллографов и милливольтметра.

Максимальные относительные погрешности измерений составляли при измерении: объемных расходов жидкостей – 5 %; частоты вращения ротора – 8 %; статического давления жидкости – 4 %; температуры – 0,5 %; величины радиального зазора между ротором и статором – 10 %; параметров импульса давления – 16 %.

В таблице 3.1 приведены техническая характеристика роторного аппарата типа гидромеханического диспергатора, на котором проводились

основные экспериментальные исследования эмульгирования и диспергирования по производству, восстановлению и регенерации рабочих гидравлических жидкостей для механизированных крепей.

Таблица 3.1. *Техническая характеристика ГМД*

Диапазон изменения объемного расхода жидкости через ГМД, м ³ /с (м ³ /ч)	0–0,028 (0–11)
Средний диаметр рабочих поверхностей ротора и статора, мм	140
Число патрубков в боковых стенках, шт.	
ротора	60
статора	20
Ширина патрубков в боковых стенках, мм	
ротора	3
статора	2
Высота патрубков, мм	
ротора	6
статора	5
Конусность рабочих боковых поверхностей ротора и статора, град	9
Глубина модуляции объемного расхода в диафрагме, образуемой кромками патрубков в роторе и статоре при вращении ротора	0,95
Интервал рабочих температур обрабатываемой жидкости, °С	14–70
Рабочее давление жидкости на входе аппарата, МПа	0,3–0,9
Давление в камере аппарата, МПа	0,1–0,5
Основная частота следования акустических импульсов давления, кГц	2,88

Кроме глубины модуляции расхода в диафрагме модулятора, которая по определению равна [15]:

$$m = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v_{\max} + v_{\min}}, \quad (3.1.2)$$

где v_{\min} и v_{\max} – среднерасходные минимальная и максимальная скорости в патрубке статора,

производятся вычисления следующих параметров.

1. Ширина промежутка по дуге между патрубками на боковой рабочей поверхности ротора

$$b_p = \frac{\pi D_p - Z_p a_p}{Z_p}, \quad (3.1.3)$$

где $D_p = 140$ мм, $a_p = 3$ мм, $Z_p = 60$ шт.

Вычисляя, получим $b_p = 4,3$ мм;

2. Ширина промежутка по дуге между патрубками на боковой рабочей поверхности статора

$$b_c = \frac{\pi D_c - Z_c a_c}{Z_c}, \quad (3.1.4)$$

где $D_c \approx 140$ мм, $a_c = 2$ мм, $Z_c = 20$ шт.

Вычисляя, получим $b_c = 20$ мм.

3. Из вычисленного следует, что $a_c < a_p < b_p < b_c$, причем $Z_p/Z_c = 3$ – отношение целочисленное; отношение $A = a_p/a_c = 1,5$ и удовлетворяет условию: $1,2 < A < 20$ [87].

4. Коэффициент заполнения патрубков на рабочей боковой поверхности ротора – доля периода, когда жидкость из патрубка ротора вытекает в патрубок статора

$$\tau = \frac{a_p + a_c}{a_p + b_c}. \quad (3.1.5)$$

Вычисляя, получим $\tau = 0,68$. Опыт показывает, что доля τ должна удовлетворять условию $0,6 < \tau < 0,7$, что и соответствует данным таблицы 3.1, хотя τ зависит от относительной величины зазора между ротором и статором $\delta' = \delta/a_p$ и значения критерия гомохронности

$$Ho = \frac{v_0 t_0}{2l}, \quad (3.1.6)$$

где v_0 – установившаяся скорость течения идеальной несжимаемой жидкости
 t_0 – время открывания патрубка статора промежутком между патрубками ротора; l – длина патрубка модулятора:

$$t_0 = \frac{a_c}{\omega R}, \quad (3.1.7)$$

где ωR – скорость перекрывания патрубка статора движущейся внешней боковой поверхности ротора.

Длина модулятора:

$$l = l_p + l_c + l_{p \text{ пр}} + l_{c \text{ пр}}, \quad (3.1.8)$$

где l_p – толщина стенки ротора; l_c – толщина стенки статора (если ось патрубка составляет угол β с радиусом вращения, то вместо l_c необходимо использовать эквивалентную длину патрубка в статоре $l_{c3} = l_c/\cos\beta$); $l_{p\text{ пр}}$ – присоединенная длина патрубка ротора; $l_{c\text{ пр}}$ – присоединенная длина патрубка статора, вычисляемые по формулам:

$$l_{p\text{ пр}} = \sqrt{\frac{S_{\text{ор}}}{\pi}}, \quad (3.1.9)$$

$$l_{c\text{ пр}} = \sqrt{\frac{S_{\text{ос}}}{\pi}}, \quad (3.1.10)$$

где $S_{\text{ор}}$ и $S_{\text{ос}}$ – площади проходного сечения патрубков ротора и статора.

Производя вычисления, получим $l_{p\text{ пр}} \approx 2,4$ мм; $l_{c\text{ пр}} \approx 1,8$ мм. При тонких стенках ротора и статора (5...10 мм) общая присоединенная длина патрубков может существенно влиять на инертность жидкости в патрубках:

$$\frac{l_{p\text{ пр}} + l_{c\text{ пр}}}{l} \cdot 100 \% \approx 22 \%, \quad (3.1.11)$$

Установившаяся скорость течения идеальной несжимаемой жидкости с плотностью ρ :

$$v_0 = \left\{ \frac{2}{\rho} \left[\langle \Delta P \rangle + \frac{K}{2} \rho \omega^2 R_p^2 (l_p + l_c) \left(1 - \frac{l_p + l_{p\text{ пр}}}{2R_p} \right) \right] \right\}^{1/2}, \quad (3.1.12)$$

где $\langle \Delta P \rangle$ – разность давлений, под действием которых вытекает идеальная несжимаемая жидкость:

$$\langle \Delta P \rangle = \Delta P_{\text{внешн}} + \Delta P_{\text{внутр}}, \quad (3.1.13)$$

где $\Delta P_{\text{внешн}}$ – перепад давлений жидкости, создаваемый внешним источником давления по отношению к модулятору; $\Delta P_{\text{внутр}}$ – дополнительное давление жидкости, создаваемое вращающейся в полости ротора жидкостью:

$$\Delta P_{\text{внутр}} = K \frac{1}{2} \rho \omega^2 (R_p - l_p)^2, \quad (3.1.14)$$

где K – коэффициент увлечения жидкости стенками полости ротора, в общем случае зависящий от радиальной скорости течения жидкости в полости ротора, ее формы, частоты вращения ротора ω , наличия крышки у ротора, режима течения жидкости в полости ротора [18].

Следует заметить, что модулятор является неоднородным гидравлическим участком, так как он создает разность давлений $\Delta P_{\text{м.внутр}}$ вследствие вращения патрубка ротора:

$$\Delta P_{\text{м.внутр}} = \frac{1}{2} \rho \omega^2 \left\{ R_p^2 - [R_p - (l_p + l_{\text{р.пр}})]^2 \right\}. \quad (3.1.15)$$

Упрощая выражение (3.1.15), получим

$$\Delta P_{\text{м.внутр}} = \frac{1}{2} \rho \omega^2 (l_p + l_{\text{р.пр}}) [2R_p - (l_p + l_{\text{р.пр}})]. \quad (3.1.16)$$

Учитывая, что $R_p \gg l_p + l_{\text{р.пр}}$, последнее выражение примет вид

$$\Delta P_{\text{м.внутр}} = \rho \omega^2 R_p (l_p + l_{\text{р.пр}}). \quad (3.1.17)$$

Данное давление можно характеризовать, как внутреннюю движущую силу на гидравлическом участке – модуляторе ГМД.

Указанный нами факт неоднородности гидравлического участка – модулятора ГМД – не известен из литературных и других источников информации. Этим дополнительным давлением пренебрегать нельзя. Например, при $\rho = 10^3 \text{ кг/м}^3$, $\omega = 300 \text{ с}^{-1}$, $R_p = 7 \cdot 10^{-2} \text{ м}$, $l_p + l_{\text{р.пр}} = 10^{-2} \text{ м}$ получим $\Delta P_{\text{м.внутр}} = 60 \text{ кПа}$.

Имеется предложение [15] в промышленных ГМД выполнять ротор с лопатками в его полости. В этом случае рекомендуется работа ГМД без внешнего источника давления – насоса. Например, вычислим величину значения критерия гомохронности в ГМД без внешнего источника давления. Для этого определим скорость

$$v_0 = \sqrt{\frac{2K \frac{\rho \omega^2 R_p^2}{2}}{\rho}} \approx K \omega R_p, \quad (3.1.18)$$

поскольку для полости ротора с лопатками $\sqrt{K} \approx K \approx 1$. С учетом (3.1.6):

$$Ho = \frac{K \omega R_p a_c}{2 \omega R_p l} = \frac{K a_c}{2l} = \text{const}, \quad (3.1.19)$$

независимо от скорости вращения ротора.

Гидродинамический диспергатор без внешнего источника давления работает при постоянном значении критерия гомохронности. От него сильно

зависят как явления кавитации, так и интенсивность всех технологических процессов. Поэтому считаем, что выполнить технологическую схему с значением Ho можно, если расчет ГМД ведется с заданным значением критерия (3.1.19), который в процессе эксплуатации ГМД будет постоянным и зависит от двух геометрических параметров: a_c и l (3.1.19).

3.2. Методы анализа дисперсности эмульсии и гидравлической рабочей жидкости

Методы дисперсного анализа делятся на прямые и косвенные. К первым относятся непосредственные изменения диаметра капель с помощью инструмента-линейки, шкалы микроскопа, ячейки сита (частицы порошка). Косвенные методы основаны на физических, физико-химических, химических явлениях, зависящих от размера капель. Разнообразие применяемых методов дисперсионного анализа весьма значительное. Методы определяются назначением анализа, возможностями и доступностью. Назначение анализа определяется последующим использованием дисперсной системы.

Назовем некоторые явления, которые используют для анализа дисперсных систем при известной их концентрации: проводимость дисперсности; диэлектрическая проницаемость; рассеяние света; сопротивление канала, диаметр которого сопоставим с диаметром капли эмульсии (счетчик Coulter Counter фирмы Coultronics); затухание акустических волн в эмульсии; осаждение (всплывание) капель в гравитационном однородном поле или неоднородном поле центробежной силы – седиментационный анализ и его разновидности; динамический коэффициент вязкости жидкости (реология эмульсии) [88]; температура воспламеняемости эмульсии типа «топливо в воде».

Разные методы дисперсионного анализа определяют разные параметры капли эмульсии. Например, счетчик Коултера измеряет диаметр капель.

Из функции распределения капель по диаметрам

$$f(d_i) = \frac{\Delta N_i}{N \Delta d_i}, \quad (3.2.1)$$

где ΔN – число капель, диаметр которых находится в интервале $(d_i - \frac{\Delta d_i}{2}; d_i + \frac{\Delta d_i}{2})$; $N = \sum_{i=1}^n \Delta N_i$ – число капель, диаметр которых измеряли в данном опыте; n – число интервалов, на которое разбивают диаметры наблюдаемых капель от d_{\min} до d_{\max} ; d_i – средний диаметр капель в i -ом интервале диаметров капель; Δd_i – ширина i -го интервала диаметров капель.

Среднеарифметический диаметр капель:

$$d_{ap} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta N_i d_i}{\sum_{i=1}^n \Delta N_i}. \quad (3.2.2)$$

Метод рассеяния света, или нефелометрия, позволяет измерить средний поверхностный диаметр, потому что на фотоэлемент падает свет, интенсивность рассеянного света прямо пропорциональна сумме площади поверхности капель. Отсюда, средний поверхностный диаметр

$$d_s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \Delta N_i d_i^2}{\sum_{i=1}^n \Delta N_i}}. \quad (3.2.3)$$

Метод седиментации основан на осаждении капель. Скорость осаждения, зависящая от массы или объема капли, прямо пропорциональна кубу диаметра капли, поэтому метод позволяет вычислить средний объемный диаметр капель

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=1}^n \Delta N_i d_i^3}{\sum_{i=1}^n \Delta N_i}}. \quad (3.2.4)$$

Прямой микроскопический метод позволяет получить наиболее полную информацию из функции распределения капель по диаметрам (3.2.1) в табличном виде, которая позволяет не только определить любой диаметр капли (3.2.2–3.2.4), но и другие характерные диаметры:

средний геометрический диаметр

$$d_r = \sqrt[n]{\prod_{i=1}^n d_i}, \quad (3.2.5)$$

средний объемно-поверхностный диаметр

$$d_{vs} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta N_i d_i^3}{\sum_{i=1}^n \Delta N_i d_i^2}, \quad (3.2.6)$$

который используется при измерении диаметра методом абсорбции (физико-химический метод). Микронаблюдения позволяют наблюдать динамику коагуляции, агломерации, форму частиц.

На реологические свойства эмульсии с одинаковыми какими-либо средними величинами диаметров капель влияет кривая функции (3.2.1). Такие эмульсии характеризуются шириной кривой распределения. Количественно она равна коэффициенту неоднородности или среднеквадратичному отклонению кривой коэффициента распределения от диаметра капель

$$K = \frac{\int_0^{\infty} (d_i - d_{ap}) v_i dl}{\int_0^{\infty} v_i dl}, \quad (3.2.7)$$

где v_i – скорость изменения числа частиц с диаметром d_i .

Остановимся более подробно на методе рассеяния света на каплях эмульсии, или методе нефелометрии оптически неоднородных смесей (РЖ).

Нефелометрия имеет такие особенности как, во-первых, легкое встраивание в гидравлический тракт установки для производства эмульсии (рисунок 3.1) и возможность непрерывного контроля [89] и управления качеством гидравлической рабочей жидкости; во-вторых, определяется средний поверхностный диаметр капель, который влияет на смазывающее свойство рабочей жидкости. Он основан на законах рассеяния белого света в эмульсиях применительно к нефелометру – абсорбциометру типа ЛМФ. Капли диаметром больше длины волны света ($d \gg \lambda$) одинаково отражают, и, тем самым, рассеивают свет, независимо от длины волны. В нашем случае, капли диаметром меньше 0,7 мкм имеют небольшую суммарную площадь рассеяния по сравнению с каплями большего диаметра. Запишем это:

$$\int_{d_{\min}}^{d_1} f(d) d^2 \partial d \ll \int_{d_1}^{d_{\max}} f(d) d^2 \partial d, \quad (3.2.8)$$

где d_{\min} – минимальный диаметр капель эмульсии, который без большой ошибки можно принять равным нулю; d_{\max} – максимальный диаметр капель

эмульсии, который наблюдался в экспериментах; ∂d – полный дифференциал диаметра, обозначен как частный дифференциал для удобства восприятия (в отличии « dd » – полный дифференциал диаметра).

Если имеется аналитическое выражение распределения $f(d)$, то можно принять $d_{\max} \rightarrow \infty$ [90, 91]. Это позволило по интенсивности рассеянного белого света на рабочей жидкости (рисунок 3.1, блок IV нефелометра) гидромеханизированных комплексов определить средний поверхностный диаметр капель полидисперсной эмульсии при известной ее концентрации.

Сила тока микроамперметра (рисунок 3.1) прямо пропорциональна квадрату среднего поверхностного диаметра (3.2.3) и объемной концентрации C эмульсии. Фотоэлементы, как правило, работают в прямо пропорциональной области, где фотопоток прямо пропорционален интенсивности света. Учитывая вышесказанное, фотопоток:

$$j = K \frac{C}{d_s^2}. \quad (3.2.9)$$

Из этого выражения следует, что общая ошибка измерения фотопотока

$$\Delta j = \frac{\Delta K}{d_s} C + \frac{KC}{d_s^2} \Delta d_s + \frac{K}{d_s} \Delta C, \quad (3.2.10)$$

где ΔK , Δd_s , ΔC – экспериментальные значения доверительных интервалов соответствующих величин с доверительной вероятностью 0,95.

Таким образом, для определения дисперсности эмульсии необходимо поддерживать постоянную концентрацию эмульсии C и условия проведения измерения: поддерживать в чистоте кювету с испытываемой дисперсной системой; поддерживать постоянным напряжение постоянного однонаправленного электрического тока на клеммах источника света; следить за электродвижущей силой источника постоянного тока; выполнять другие требования в соответствии с инструкцией к нефелометру. Из (3.2.10) следует, что при измерении концентрации или дисперсности эмульсии ошибка измерения растет с увеличением дисперсности d_s^{-2} .

В заключении заметим, что изложенный метод позволяет измерять средний поверхностный диаметр, который определяет работу пары трения.

3.3. Установление влиянием параметров ДМП на дисперсность получаемой эмульсии

Для выявления влияния величины критерия кавитации на процесс эмульгирования выполнены микрофотографии эмульсии при помощи микроскопа МБИ-6 с объективом $\times 90$ и окуляром $\times 7$ при общем 630-кратном увеличении (рисунок 3.2).

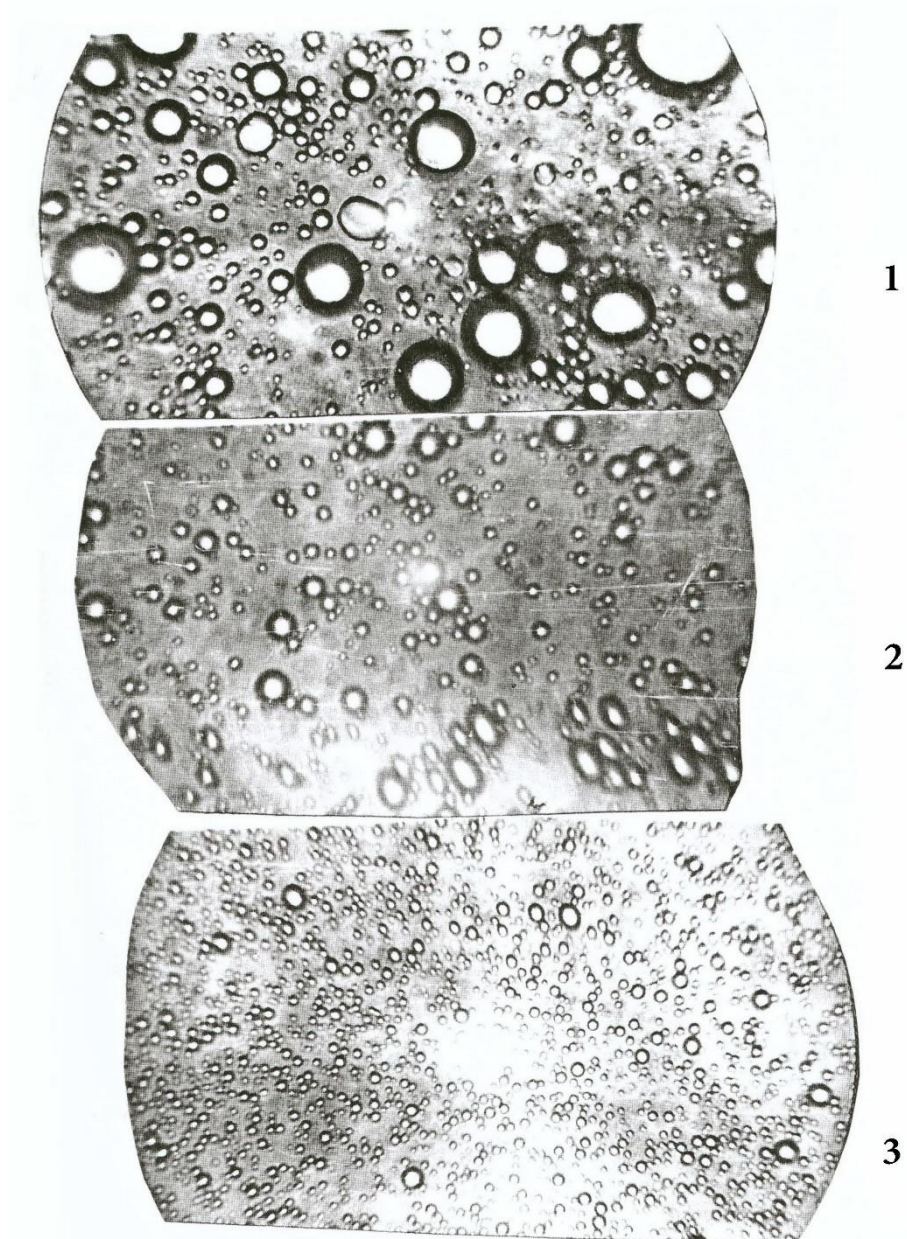


Рисунок 3.2. Микрофотографии рабочей жидкости на основе эмульсола в воде, полученной при различных величинах критерия кавитации χ : 1 – 0,9; 2 – 0,05; 3 – 0,2 (увеличение в 630 раз)

Как видно из фотографий (рисунок 3.2), качество эмульсии, полученной при докавитационном режиме работы ГМД гораздо хуже, чем качество эмульсии, полученной в режиме с критерием кавитации близким к оптимальному (рисунки 2.9 и 2.10). При суперкавитационном режиме работы ГМД ($\chi = 0,05$) качество эмульсии является промежуточным, но лучше, чем при докавитационном режиме работы ГМД.

Наиболее полную характеристику гидравлической рабочей жидкости гидромеханизированных комплексов можно найти из плотности вероятности распределения капель эмульсии по размеру их диаметров, которые изображены на рисунке 3.3. Они позволяют найти все характеристики эмульсии. Например, по кривой 1 ($\chi = 0,27$), мода распределения d_o при которой $df/d\bar{d} = 0$, равна 0,92 мкм, $d_{ap} = 2,66$ мкм (3.2.2), $d_v = 5,26$ мкм (3.2.4) и т.д. Кривая построена из обработки наблюдаемых в микроскопе $N = 1\ 208$ капель. Из кривой 3 ($\chi = 0,37$) следует, что $d_o = 1,3$ мкм, $d_{ap} = 3,28$ мкм, $d_s = 4,64$ мкм (3.2.3), $d_v = 5,8$ мкм, $N = 1\ 428$ капель. Из кривой 2 ($\chi = 0,3$) следует, что $d_o = 1,38$ мкм, $d_{ap} = 2,22$ мкм, $d_s = 2,66$ мкм, $d_v = 3,3$ мкм, $N = 1\ 178$ капель.

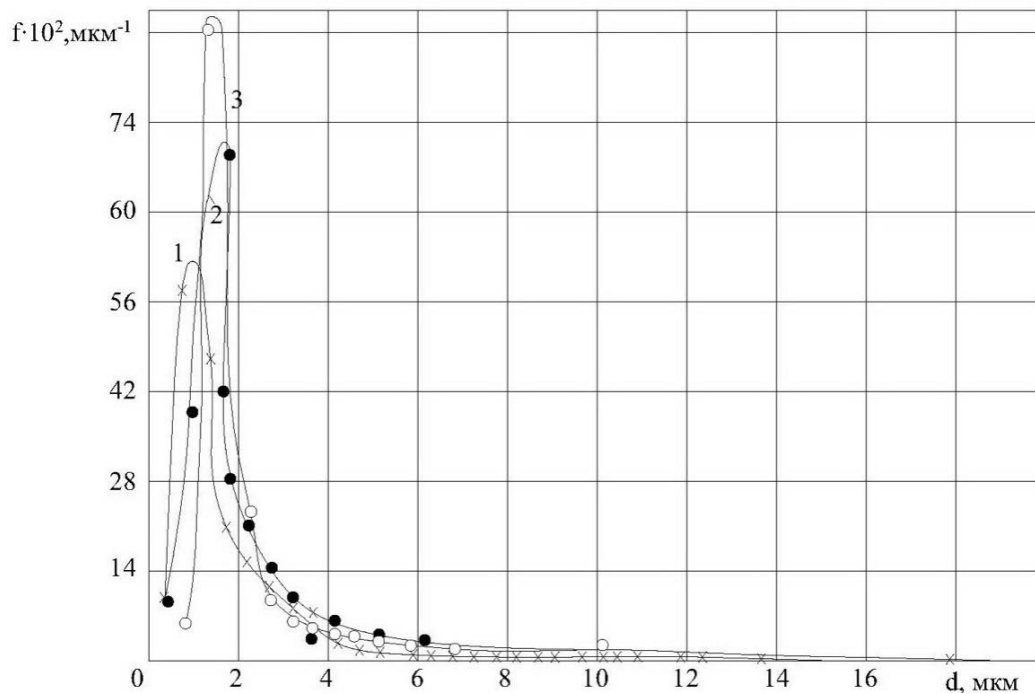


Рисунок 3.3. Плотность вероятности распределения капель эмульсии по размеру их диаметров

Как следует из приведенных результатов, кавитация является необходимым условием для получения высокодисперсных эмульсий и гидравлических рабочих жидкостей для гидромеханизированных комплексов в аппаратах-эмульгаторах типа ГМД. Наиболее предпочтительным является режим акустической импульсной кавитации при значении обобщенного критерия кавитации в интервале $0,18 < \chi < 0,33$ в зависимости от концентрации свободного газа в обрабатываемой РЖ. Для оптимизации кавитационного режима работы ГМД в блок-схеме установки (рисунок 3.1) используют два вентиля. Вентиль 33 – для удаления возможно накопившегося воздуха в верхней части камеры ГМД, а вентиль 39 – для регулирования давления в камере $P_k = P_s$ (2.3.3–2.3.7), определяющих критерий кавитации. В заключении по рисунку 3.3 заметим, что максимальное значение f_{\max} не определяет ширину плотности распределения.

На рисунке 3.4 изображены кривые зависимости дисперсности $D_s = d_s^{-1}$ и $D_{ap} = d_{ap}^{-1}$ эмульсии от квадрата расходной скорости $v_{cp} = Q/S_{oc}Z_c$ в патрубках статора при различных величинах зазора между рабочими внешней поверхности ротора и внутренней поверхности статора.

Величина v_{cp}^2 обратно пропорциональна значению критерия гидродинамической кавитации χ_r^{-1} . Из приведенных кривых следует, что: кривые имеют максимум, как это и следует из теории акустического воздействия на технологические процессы, так и из экспериментальной зависимости интенсивности давления кавитационных импульсов; максимумы кривых $D(\chi^{-1})$ имеют небольшой разброс. D_s находится в интервале ($10 < v_{cp}^2 < 15$) $\text{м}^2/\text{с}^2$, а среднеарифметическая дисперсность ($12,5 < D_{ap} < 20$) мкм^{-1} ; при меньшей величине зазора $\delta = 0,069$ мм кривые 1 и 2 расположены выше кривых 3 и 4 при большей величине зазора $\delta = 0,138$ мм; скорость модуля изменения дисперсности $|dD/d(\chi^{-1})| = |dD/dv^2|$ меньше при δ , чем при больших, т.е. $|dD/d(\chi^{-1})|_1 < |dD/d(\chi^{-1})|_2$ и $|dD/d(\chi^{-1})|_3 < |dD/d(\chi^{-1})|_4$ или, чем

меньше δ , тем при большем интервале χ^{-1} можно получить высокодисперсную эмульсию, а соответственно – и рабочую жидкость.

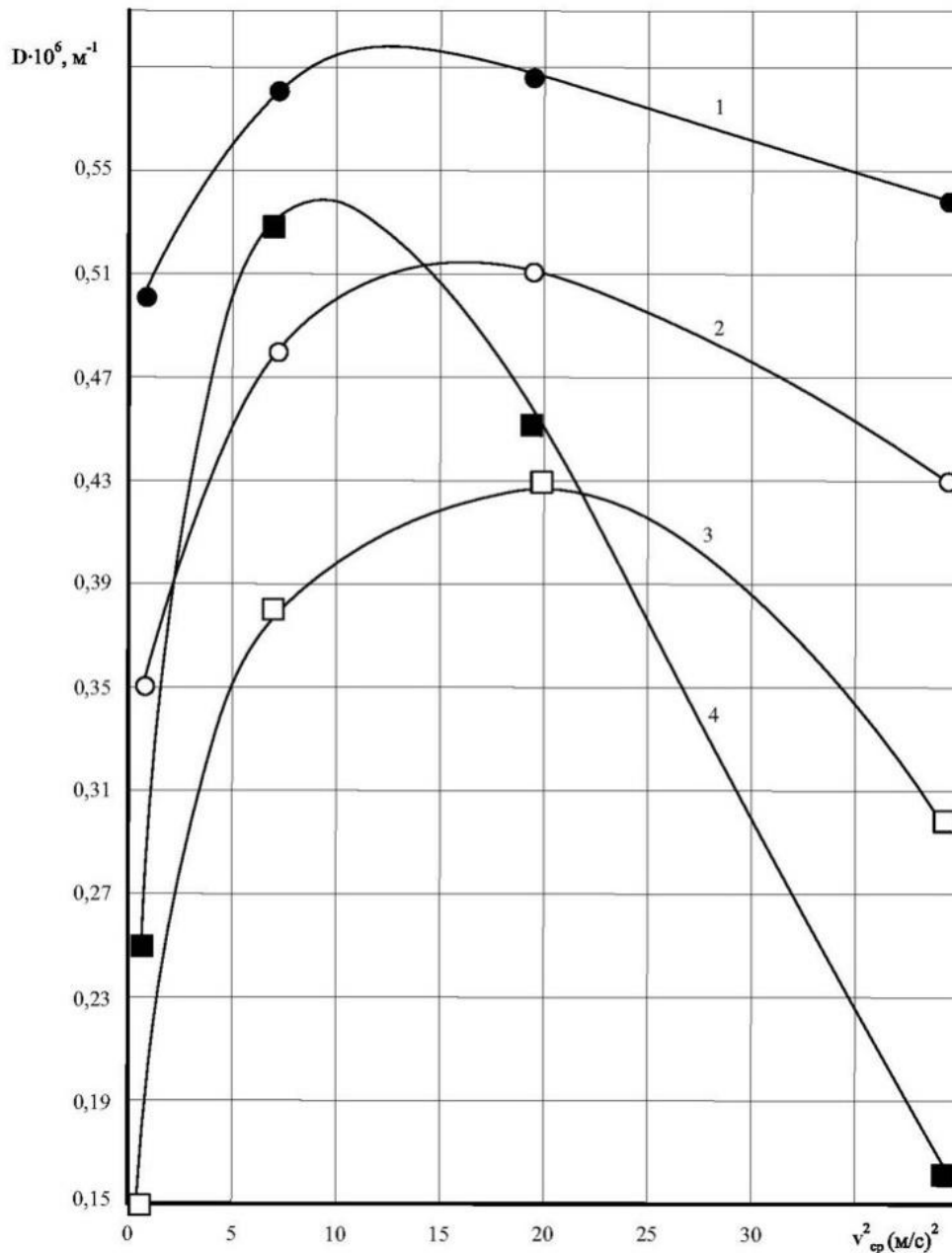


Рисунок 3.4. Зависимость дисперсности эмульсии

(1, 3 – по среднеарифметическому диаметру; 2, 4 – по среднему поверхностному диаметру) от квадрата расходной скорости в патрубках статора при различных величинах зазора, мм: 1 и 2 – 0,069; 3 и 4 – 0,138

Кривые рисунка 3.4 строились по полученным экспериментальным данным таблицы 3.2.

Таблица 3.2. Зависимость диаметров (среднеарифметических d_1, d_3 и средних поверхностных d_2, d_4) и дисперсности D_1, D_2, D_3, D_4 от квадрата расходной скорости в патрубках статора $v_{\text{ср}}^2$

№ П/П	d_1 , мкм	$D_1 \cdot 10^{-6}$, м^{-1}	d_2 , мкм	$D_2 \cdot 10^{-6}$, м^{-1}	d_3 , мкм	$D_3 \cdot 10^{-6}$, м^{-1}	d_4 , мкм	$D_4 \cdot 10^{-6}$, м^{-1}	$v_{\text{ср}}^2$, $(\text{м/с})^2$
	$\delta = 0,069$ мкм				$\delta = 0,138$ мкм				
1	2	0,5	2,86	0,35	4	0,25	6,75	0,15	0,775
2	1,4	0,58	2,1	0,48	1,89	0,53	2,6	0,38	7,0
3	1,74	0,58	1,98	0,51	2,23	0,45	2,3	0,43	19,5
4	1,84	0,54	2,3	0,43	2,72	0,165	3,3	0,30	39,7

На рисунке 3.5 изображены зависимости среднеарифметической и среднеповерхностной дисперсности от обратной величины обобщенного критерия кавитации при различной величине зазора δ .

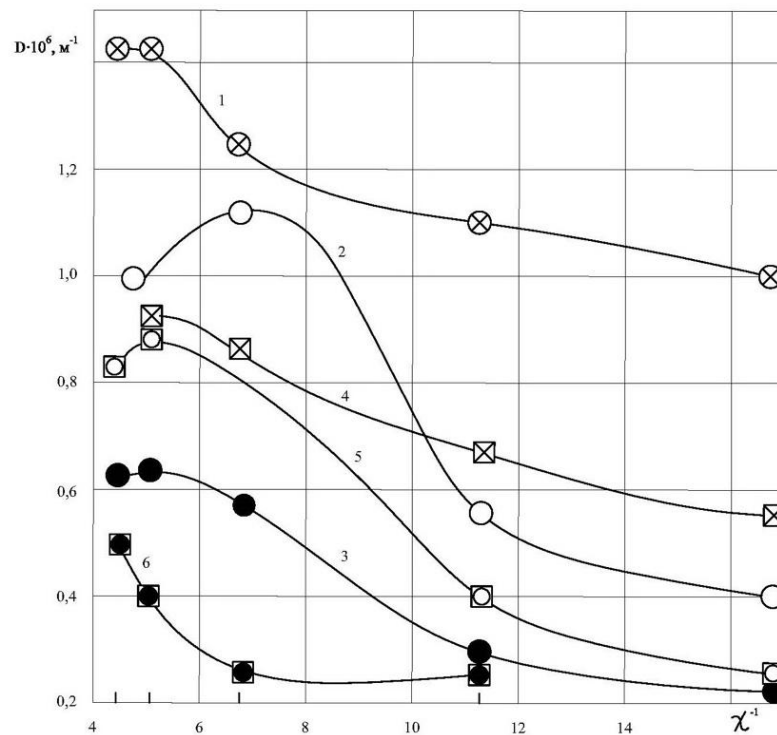


Рисунок 3.5. Зависимость среднеарифметической дисперсности распределения капель (1, 2, 3) и среднеповерхностной дисперсности (4, 5, 6) от обратной величины критерия кавитации при различных величинах зазора δ , мм: 1, 2, 3 – 0,07; 4, 5, 6 – 0,21

Из рисунка 3.5 следует, что: кривые 1 ($D_{ap}, \delta = 0,07$ мм), 2 ($D_{ap}, \delta = 0,07$ мм), 3 ($D_{ap}, \delta = 0,07$ мм), 4, 5 ($D_s, \delta = 0,21$ мм) имеют максимум в интервале $5 < \chi^{-1} < 6,7$, т.е. в узком интервале величины критерия кавитации – $0,147 \leq \chi \leq 0,2$; кривая 6 находится в области величины критерия $\chi > \chi_{opt}$. Зависимость неоднородности эмульсии (3.37) от обратной величины критерия кавитации при различных величинах зазора δ изображена на рисунке 3.6. В широком интервале изменения χ ($0,23 > \chi > 0,056$) все кривые соответствуют теории оптимального воздействия на технологические процессы, в частности, на процесс эмульгирования при широком изменении числа параметров и их интервалов (рисунок 1.8 – если: $\mathcal{E} \equiv D, M \equiv v^2$ (рисунок 3.4); $\mathcal{E} \equiv D, M \equiv \chi^{-1}$ (рисунок 3.5); $\mathcal{E} \equiv K, M \equiv \chi^{-1}$ (рисунок 3.6)).

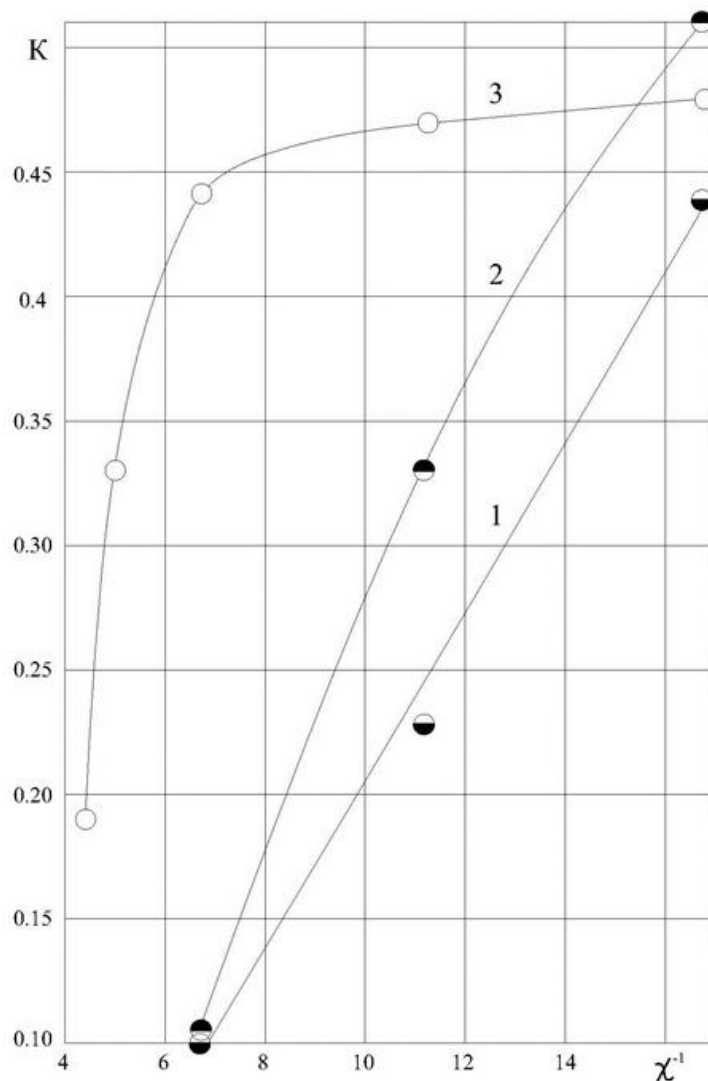


Рисунок 3.6. Зависимость однородности эмульсии от обратной величины критерия кавитации при δ , мм: 1 – 0,07; 2 – 0,14; 3 – 0,21

Из кривых рисунка 3.6 следует, что:

– при небольших величинах зазора ($\delta = 0,07$ мм и $\delta = 0,14$ мм) неоднородность эмульсии прямо пропорциональна обратной величине критерия кавитации;

– с увеличением $\delta = 0,21$ мм при меньших значениях χ^{-1} (больших значениях χ) наблюдается прямо пропорциональная зависимость в неоднородности эмульсии от обратной величины критерия кавитации;

– с уменьшением величины критерия кавитации (увеличением χ^{-1}) все кривые стремятся к кривым насыщения $K(\chi^{-1})$, причем с увеличением χ неоднородность эмульсии при насыщении уменьшается $K_{\infty}(\delta = 0,21 \text{ мм}) < K_{\infty}(\delta = 0,14 \text{ мм}) < K_{\infty}(\delta = 0,07 \text{ мм})$.

3.4. Выводы по главе 3

1. Разработана и создана универсальная многоблочная экспериментальная установка для исследования процесса производства эмульсии типа В/М и гидравлической рабочей жидкости для гидромеханизированных крепей и других комплексов, которая позволяет регулировать концентрацию свободного газа, геометрические, кинематические, гидравлические, динамические, и акустические параметры, а также значения критериев подобия в широком диапазоне изменения, что позволило производить эмульсии и РЖ в широком диапазоне изменения величины обобщенного критерия кавитации.

2. Из обзора анализа дисперсных систем в работе использованы микроскопический и нефелометрический методы, причем нефелометрический метод может быть применен на промышленных установках для мониторинга и регулирования дисперсности приготовляемой, регенерируемой и восстанавливаемой рабочей жидкости (рисунок 3.1).

3. Результаты микрофотографических исследований и дисперсионного анализа дисперсных систем позволяют сделать вывод о том, что

дисперсность производимых эмульсий и РЖ на основе эмульсола не противоречит, а точнее подтверждает теорию интенсификации технологических процессов диспергирования при кавитационном воздействии (рисунки 1.8, 3.4, 3.5).

4. При однократном прохождении компонентов эмульсии ее неоднородность при малых числах кавитации (суперкавитационный режим) увеличивается прямо пропорционально обратной величине критерия кавитации.

5. Разработанная установка для производства РЖ позволяет оптимизировать концентрацию свободного газа и величину критерия кавитации при помощи двух вентилях, которые регулируют концентрацию свободного газа и давление жидкости в камере ГМД (рисунок 3.1).

4. РАСЧЕТ ДИСПЕРГАТОРА С МОДУЛЯЦИЕЙ ПОТОКА

4.1. Расчет геометрических параметров ДМП

Исходные данные для расчета следующие.

1. Объемный расход обрабатываемой среды через ГМД $Q = 1,3 \cdot 10^{-2}$ м³/с.
2. В соответствии с [22] примем, что при течении рабочей жидкости в модуляторе ГМД содержание свободного газа в ней такое же, как и кильватерных струях кораблей – порядка $\alpha_0 = 10^{-5}$ [43].
3. Частота вращения ротора равна частоте вращения асинхронного двигателя ($n = 2880$ об/мин).
4. Состав гидравлической рабочей жидкости: вода с ПАВ – 98 %; эмульсол – 2 %; ПАВ – 0,1 %.
5. Радиус внешней поверхности ротора на уровне середины выходного отверстия патрубка в стенке статора $R_p = 0,07$ м;

Остальные табличные или графические значения физических величин по мере расчета находим в справочной литературе или других источниках информации.

Методика расчета гидромеханического диспергатора, предполагающая оптимальный режим работы ГМД-эмульгатора следующая.

1. Определяем оптимальное значение величины обобщенного критерия акустической кавитации $\chi_{a \text{ опт}}$ при экспериментально определенном начальном содержании свободного газа, например, при $\alpha_0 = 10^{-5}$, $\chi_{\text{опт}} = 0,18$ (см. рисунок 2.10).
2. Плотность рабочей жидкости $\rho_{\text{рж}}$ вычисляем, как аддитивную величину

$$\rho_{\text{рж}} = \rho_1 c_1 + \rho_2 c_2 + \rho_3 c_3, \quad (4.1.1)$$

где ρ_1 – плотность воды; ρ_2 – плотность эмульсола; ρ_3 – плотность ПАВ; c_i – концентрация соответствующих компонентов РЖ.

Здесь следует заметить, что плотность раствора ПАВ в воде не является аддитивной величиной, но, так как концентрация ПАВ ничтожна (в раствор добавляется порядка промилле) и ее плотность незначительно отличается от эмульсола, то ее вклад в плотность РЖ будет также незначительным. Если принять плотность рабочей жидкости равной $1\ 000\ \text{кг/м}^3$, то с учетом изменения ее температуры и, соответственно, плотности воды, данное значение $\rho_{\text{рж}}$ будет находиться в доверительном интервале абсолютной погрешности плотности воды с учетом незначительного изменения сезонной температуры в помещении для производства рабочей жидкости.

3. Динамический коэффициент вязкости эмульсии при малой концентрации эмульсола $c_2 \approx 2\ \%$ об. вычисляем по формуле Эйнштейна-Смолуховского [92]

$$\mu_{\text{рж}} = \mu_{\text{с}} (1 + 2,5c_2), \quad (4.1.2)$$

где $\mu_{\text{с}}$ – динамический коэффициент вязкости дисперсной среды, т.е. воды, $\mu_{\text{с}} = 10^{-3}\ \text{Па}\cdot\text{с}$; c_2 – доля эмульсола в РЖ – $c_2 = 0,02$.

Вычисляя, получим $\mu_{\text{рж}} = 1,05$; $\mu_{\text{рж}} \approx \mu_{\text{д}}$, где $\mu_{\text{д}}$ – динамический коэффициент вязкости дисперсной среды (воды). А если учесть, что в ГМД преимущественно преобладают турбулентные течения, то динамический коэффициент вязкости на ответственных гидравлических участках, каким является модулятор ГМД, не играет сколько-нибудь заметной роли. Опыт показывает, что даже уравнение реологии обрабатываемой среды на этих участках, при определенных экспериментальных условиях, можно не учитывать. Вышеприведенную формулу следует применять на участках, где преобладает ламинарный режим течения жидкости. Так как плотность и динамический коэффициент вязкости эмульсии необходимы для определения режима течения жидкости, то есть для вычисления Re_0 , то к точности вычисления этих величин не предъявляются высокие требования.

4. Зная величину оптимального критерия кавитации (п.1) $\chi_{\text{а опт}} = 0,17\text{--}0,19$ и пользуясь выражением для величины оптимального критерия акустической кавитации (2.3.7)

$$\chi_{a \text{ опт}} = \frac{P_{\infty} - \frac{2\sigma}{R_0} - P_v(T_{\infty})}{|P|_m}, \quad (4.1.3)$$

где P_{∞} , T_{∞} – давление и температура жидкости в камере (вдали от кавитационных пузырей в кавитационной области; $P_k = P_{\infty} - 2\sigma/R_0 - P_v(T_{\infty})$ – давление жидкости (в камере) на границе с пузырьём без учета внешнего возмущения; $\sigma = 2,9 \cdot 10^{-2}$ Н/м – коэффициент поверхностного натяжения на границе раздела жидкости и пузыря; $R_0 = 30$ мкм – начальный устойчивый радиус пузыря (глава 2); $P_v(T_{\infty})$ – начальное давление пара в пузыре при температуре $T_{\infty} = 290$ К (т.к. давление паров воды при 17–20 °С низкое ($P_v(290 \text{ К}) \approx 2$ кПа), то этим слагаемым можно пренебрегать); $\frac{2\sigma}{R_0} \approx 2$ кПа – начальное давление Лапласа в пузыре,

определяем модуль отрицательного максимального отклонения давления от положения равновесия импульса, излучаемого патрубком статора в камеру ДМП, который должен обеспечивать возбуждение кавитации

$$|P|_m = \frac{P_{\infty} - \frac{2\sigma}{R_0} - P_v(T_{\infty})}{\chi_{a \text{ опт}}}. \quad (4.1.4)$$

Упрощенно формулу (4.1.4) можно представить в виде:

$$|P|_m = \frac{\Delta P}{\chi_{a \text{ опт}}}, \quad (4.1.5)$$

где $\Delta P = P_k = 0,484$ МПа [18] – давление в камере ДМП,

$$|P|_m = \frac{0,484}{0,18} = 2,69 \text{ МПа}.$$

5. Пользуясь выражением для коэффициента заполнения отверстий в статоре или роторе (рисунок 4.1) и его оптимальным значением [93, 94]

$$\tau_p = \frac{a_p + r_p \operatorname{ctg} \frac{\beta_2}{2} + \frac{a_c}{\cos \alpha} + r_c \operatorname{ctg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\alpha}{2} \right)}{a_p + r_p \operatorname{ctg} \frac{\beta_2}{2} + b_c} = 0,5 \div 0,7, \quad (4.1.6)$$

определяем упрощенную формулу, справедливую для рассчитываемого диспергатора с модуляцией потока. Для производства эмульсий, в частности гидравлических рабочих жидкостей, примем $\beta_1 = \beta_2 = \alpha = \pi/2$; $r_p = r_c = 0$; $a_p = a_c = a$. Тогда упрощенная формула для коэффициента заполнения отверстий-патрубок в роторе (4.1.6) будет иметь вид:

$$\tau_p = \frac{a_p + a_c}{a_p + b_p} = \frac{2a}{a_p + b_p}, \quad (4.1.7)$$

откуда, для однорядного ДМП, задаваясь, с условием последующей проверки, $a_p = 0,003 \text{ м} = 3 \text{ мм}$; $\tau_p = \tau_c \approx 0,6$ [93–96], при одинаковом числе патрубков в роторе Z_p и статоре $Z_c = Z_p = Z$, $b_p = b_c = b$:

$$b = \frac{2a}{\tau_p} - a, \quad (4.1.8)$$

$$b = \frac{2 \cdot 3}{0,6} - 3 = 7 \text{ мм}.$$

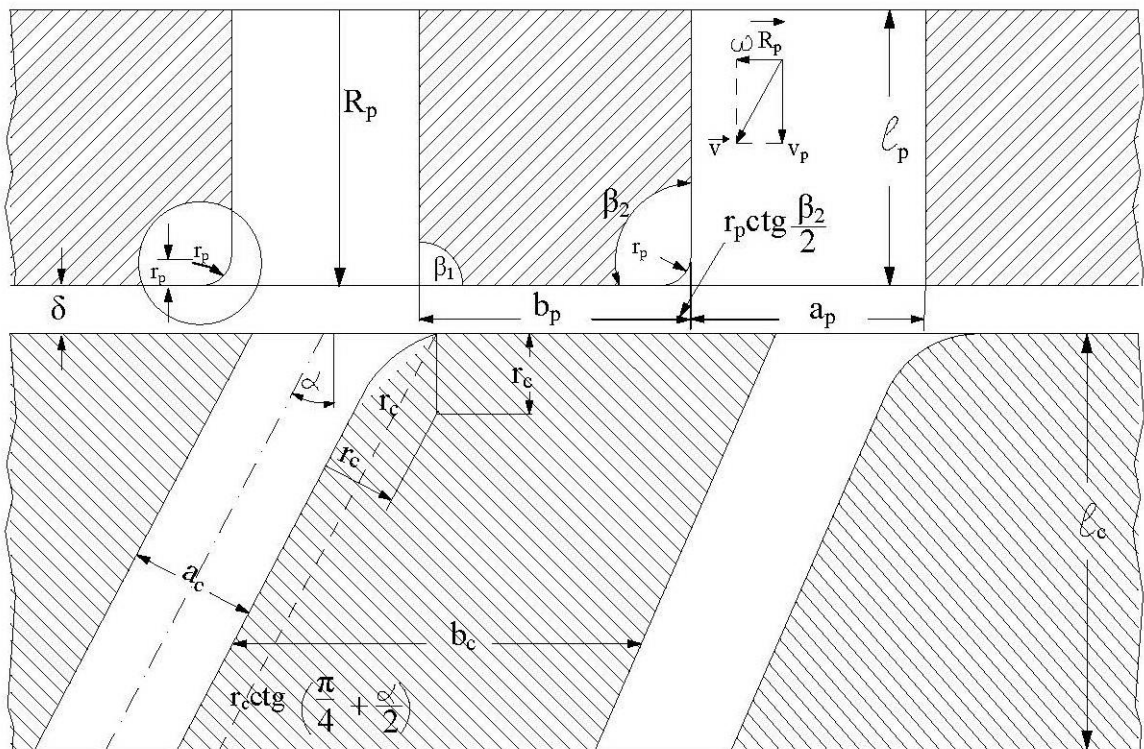


Рисунок 4.1. К определению геометрических параметров отверстий патрубков ротора и статора

6. Количество патрубков, эквидистантно расположенных на рабочих поверхностях ротора и статора

$$Z = \frac{2\pi R_p}{a+b}, \quad (4.1.9)$$

$$Z = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 70}{3+7} = 43,96.$$

7. Для выполнения условия $a \leq b$ при условии полного перекрытия патрубков статора промежутками между патрубками ротора, и с учетом

технической характеристики делительной головки станка, принимаем ближайшее меньшее технически возможное значение: $Z = 42$, тогда из (4.1.9):

$$b = \frac{2\pi R_p}{Z} - a, \quad (4.1.10)$$

$b = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 70}{42} - 3 \approx 7,467$ мм. Поскольку положение патрубков на боковых поверхностях ротора и статора определяется делительной головкой электроэрозионного по заданному Z , то в расчетах примем $b = 7,5$ мм.

Проверяем величину коэффициента заполнения отверстий-патрубков:

$$\tau_p = \frac{a_p + a_c}{a_p + b_p} = \frac{3+3}{3+7,5} = 0,57, \text{ что вполне допустимо [94].}$$

8. Форму поперечного сечения патрубков в роторе и статоре принимаем прямоугольной, когда скорость изменения площади проходного сечения диафрагмы ДМП является максимальной в процессе открывания ($\frac{dS_m}{dt} = +h\omega R_p$) и максимальной по модулю в процессе закрывания ($\frac{dS_m}{dt} = |-h\omega R_p|$) отверстия статора ротором (здесь по умолчанию предполагается выполнение условий: $S_{oc} = const$, $S_{op} = const$ для любой формы поперечного сечения патрубков ротора и статора, имеющих проходное сечение, соответственно, S_{op} и S_{oc}).

9. С целью увеличения давления жидкости на входе модулятора, примерно равное давлению жидкости в полости ротора на внутреннюю боковую поверхность ротора, предполагаем использование нагнетающих лопаток в полости ротора [97].

Замечания по п. 9.

а. Вследствие увеличения момента инерции ротора при пуске ГМД с рабочими лопатками в полости ротора увеличиваются ударные нагрузки на муфту, соединяющую вал электродвигателя с валом ротора.

б. Установка рабочих лопаток в полости ротора ГМД-эмульгатора имеет преимущество перед ГМД без лопаток, которое заключается в том, что коэффициент местного гидравлического сопротивления входа жидкости из

полости ротора при установке лопаток в его патрубки $\xi_{\text{вх.л}}$ меньше, чем при выполнении полости ротора без лопаток $\xi_{\text{вх.бл}} > \xi_{\text{вх.л}}$ [96, 98].

10. Из теории нестационарного течения жидкости через модулятор ДМП [15] через площадь поперечного сечения патрубка ДМП:

$$S_0 = \frac{2l\rho_3\omega R_p\sigma Q}{Za^2|P|_m\tau} = a \cdot h, \quad (4.1.11)$$

где $l \approx 8,5$ мм – длина модулятора (по опытным данным [15]); $\rho_3 \approx 1000$ кг/м³ – плотность эмульсии; $\omega = 2\pi n/60 \approx 300$ рад/с – частота вращения ротора ДМП (из исходных данных $n = 2880$ об/мин); σ – коэффициент поверхностного натяжения; h – высота патрубка, определяем высоту патрубка по образующей боковой стенки ротора (статора)

$$h = \frac{2l\rho_3\omega R_p\sigma Q}{Za^2|P|_m\tau}, \quad (4.1.12)$$

где [18]:

$$\sigma = \frac{m_\tau}{m_\tau + 2(1-m)}, \quad (4.1.13)$$

где $m_\tau \approx 0,552$ – коэффициент модуляции объема; m – коэффициент модуляции объема, зависящий от зазора между ротором и статором δ и ширины отверстий a :

$$m = 1 - \frac{\delta}{a}. \quad (4.1.14)$$

Из технологических соображений примем величину зазора между ротором и статором $\delta = 0,1$ мм, тогда $m = 1 - 0,1/3 \approx 0,967$, а $\sigma = \frac{0,552}{0,552 + 2(1-0,967)} \approx 0,9$.

Тогда $h = \frac{2 \cdot 8,5 \cdot 10^{-3} \cdot 10^3 \cdot 3 \cdot 10^2 \cdot 7 \cdot 10^{-2} \cdot 0,9 \cdot 1,3 \cdot 10^{-2}}{42 \cdot 9 \cdot 10^{-6} \cdot 1,67 \cdot 10^6 \cdot 0,967} = 6,8 \cdot 10^{-3}$ м.

11. Вычисляем средний объемный расход за период по поперечному сечению патрубка статора в ДМП-эмульгаторе Q_{1c} при максимально возможном значении критерия гидродинамической кавитации χ_Γ (последнее необходимо для того, чтобы не возникало облако пузырей, увеличивающее начальное газосодержание α_0) [18]:

$$\chi_\Gamma = P_\infty - \frac{2\sigma}{R_0} - P_v(T_\infty) / \frac{1}{2}\rho_3 \left[\left(\frac{Q_{1c}}{a_c h} \right)^2 + (\omega R_p)^2 \right] > 1, \quad (4.1.15)$$

где Q – объемный расход обрабатываемой жидкости через аппарат; Z_c – число патрубков в статоре шириной a_c и высотой h ; ωR_p – линейная скорость перекрывания патрубка статора ротором, равная переносной скорости жидкости в патрубке ротора относительно неподвижного статора (выражение в квадратных скобках знаменателя (4.1.5) равно квадрату векторной суммы азимутального (ωR) и радиального Q_{1c}/a_{ch} компонентов скорости жидкости в модуляторе ГМД).

$$Q_{1c} = \frac{Q}{Z_c}, \quad (4.1.16)$$

$$Q_{1c} = \frac{1,3 \cdot 10^{-2}}{42} = 3,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

12. Средняя площадь проходного сечения диафрагмы модулятора:

$$S_{\text{ср}} = \frac{h a_c a_p}{a_p + b_p}, \quad (4.1.17)$$

$$S_{\text{ср}} = \frac{6 \cdot 3 \cdot 3}{3 + 7,5} = 5,1 \text{ мм}^2.$$

13. Зная, что общая длина модулятора $l \approx 8,5$ мм, определяем ее составляющие:

$$l = l_{\text{рп}} + l_{\text{стп}} + \delta + l_p + l_c, \quad (4.1.18)$$

где $l_{\text{рп}}$ – эффективная длина патрубка модулятора в роторе; $l_{\text{стп}}$ – эффективная длина патрубка модулятора в статоре; $\delta \approx 0,1$ мм – зазор между статором и ротором (рисунок 4.1); l_p – толщина боковой стенки ротора; l_c – толщина боковой стенки статора.

Эффективную длину патрубков определяем через площади поперечного сечения $S_{\text{ор}}$ и $S_{\text{ос}}$ патрубков ротора и статора:

$$S_{\text{ор}} = a_p h = A a_c h = S_{\text{ос}} A, \quad (4.1.19)$$

где A – отношение ширины патрубка ротора к ширине патрубка статора по азимутальной координате (рисунок 4.1), принимающее значение [87]:

$$A = \frac{a_p}{a_c} \geq 1. \quad (4.1.20)$$

Тогда:

$$l_{\text{рп}} = \sqrt{\frac{S_{\text{оп}}}{\pi}}, \quad (4.1.21)$$

$$l_{\text{сп}} = \sqrt{\frac{S_{\text{осА}}}{\pi}}, \quad (4.1.22)$$

$$l_{\text{рп}} = l_{\text{сп}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 6}{3,14}} \approx 2,4 \text{ мм.}$$

Толщину боковых стенок ротора l_p и статора l_c определяем по формуле:

$$l_p = l_c = l - 2l_{\text{рп}}, \quad (4.1.23)$$

$l_p = l_c = 8,5 - 2 \cdot 2,4 = 3,7$ мм, что удовлетворяет прочностным условиям, тем более, если высота полости ротора равна высоте патрубков в роторе.

14. Дополнительное давление, создаваемое вращающейся в полости ротора жидкостью (здесь предполагается, что жидкость в полости ротора вращается с частотой ротора):

$$\Delta P_{\text{цб}} = \frac{1}{2} \omega^2 \rho_3 (R_p - l_p - l_{\text{рп}})^2, \quad (4.1.24)$$

$$\Delta P_{\text{цб}} = \frac{1}{2} \cdot 300^2 \cdot 1000 \cdot (70 - 3,7 - 2,4)^2 \cdot 10^{-6} = 183744 \text{ Па} = 184 \text{ кПа.}$$

15. Давление, создаваемое вращающейся жидкостью в патрубке ротора (внутренний источник давления модулятора, как неоднородного гидравлического участка):

$$\Delta P_{\text{вн}} = \frac{1}{2} \rho_3 \omega^2 \left\{ R_p^2 - [R_p - (l_p - l_{\text{рп}})]^2 \right\}, \quad (4.1.25)$$

$$\Delta P_{\text{вн}} = \frac{1}{2} \cdot 1000 \cdot 300^2 \left\{ 0,07^2 - [0,07 - (0,0037 - 0,0024)]^2 \right\} = 8113 \text{ Па} = 8,11 \text{ кПа.}$$

По расчету $\Delta P_{\text{вн}}$ получилась весьма незначительной величиной, т.к. составляет менее 1,7 % от давления в камере P_k . В инженерных расчетах допускается до 20 %.

16. Давление жидкости на входе в аппарат:

$$P_{\text{вк}} = P_k + \Delta P - \Delta P_{\text{цб}} - \Delta P_{\text{вн}}, \quad (4.1.26)$$

$$P_{\text{вк}} = 484 + 484 - 184 - 8,11 = 775,89 \text{ кПа} = 0,776 \text{ МПа.}$$

17. Установившаяся скорость течения (скорость Торричелли) идеальной жидкости в патрубках модулятора:

$$v_0 = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_3}}, \quad (4.1.27)$$

$$v_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,484 \cdot 10^6}{1000}} = 31,11 \text{ м/с.}$$

18. Значение величины модифицированного критерия Рейнольдса [99]:

$$Re_0 = \frac{v_0 d_{гс} \rho_3}{\mu} = \frac{2v_0 \rho_3 a_p h_p}{\mu(a_p + h_p)}, \quad (4.1.28)$$

$$Re_0 = \frac{2 \cdot 31,11 \cdot 1000 \cdot 3 \cdot 6,8}{10^{-3} \cdot (3 + 6,8) \cdot 10^{-3}} = 129519 > 50,$$

Поскольку $Re_0 > 10^4$, то наблюдается автомодельный режим течения или развитое турбулентное течение обрабатываемой среды даже в гладкой трубе.

19. Определяем критерий гомохронности и сравниваем его с оптимальным значением [18]

$$Ho = \frac{2l\omega R_p}{a_c v_0}, \quad (4.1.29)$$

$$Ho = \frac{2 \cdot 8,5 \cdot 10^{-3} \cdot 300 \cdot 7 \cdot 10^{-2}}{3 \cdot 10^{-3} \cdot 31,11} = 3,83, \text{ что вполне допустимо, так как рекомендуемое}$$

значение величины критерия гомохронности находится в интервале $Ho \approx 4 \div 5$.

20. Величина критерия гидродинамической кавитации (4.1.15):

$$\chi_{г} = \frac{0,484 \cdot 10^6}{500 \left[\left(\frac{1,3 \cdot 10^{-2}}{42 \cdot 3 \cdot 6 \cdot 10^{-6}} \right)^2 + (300 \cdot 0,07)^2 \right]} = 1,3. \text{ Поскольку } \chi_{г} = 1,3 > 1, \text{ это вполне}$$

удовлетворительный результат. При этом значении критерия, воздействие гидродинамической кавитации на акустическую будет незначительным.

Проверка величин критериев подобия: гомохронности, Рейнольдса, гидродинамической, акустической, кавитации; коэффициент заполнения патрубков-отверстий ротора и статора рассчитываемого ГМД-эмульгатора соответствует современному уровню знаний о гидромеханических переходных процессах в ГМД. Опираясь на опыт предшественников, нами сделан удачный выбор задаваемых геометрических, кинематических и гидравлических параметров, который позволил все рассчитываемые величины вычислить, не прибегая к методу последовательных приближений.

4.2. Расчет энергетических параметров ДМП

4.2.1. Мощность работы сил вязкого трения в зазоре между ротором и статором

Расчет мощности привода вала ротора привлекал внимание многих исследователей роторных аппаратов как в теоретическом, так и в экспериментальном [100] аспекте. Причем теоретический расчет, например [101] дает неоправданно заниженные мощности привода вала ротора. То же можно сказать и о других теоретических работах. Эмпирические критериальные формулы, полученные экспериментально, действительны только для конкретных стендовых аппаратов, для конкретных интервалов изменения параметров, которые имели место в конкретных исследованиях. Полученные формулы абстрактны, относительные величины, входящие в формулы, физически необоснованны, но главное – они малоприспособны для прогнозирования выбора электродвигателя при произвольных исходных данных. Ниже приведены некоторые соображения по расходу энергии при проведении процессов в ГМД.

Вязкое трение и мощность работы сил вязкого трения зависит от режима течения жидкости. В нашем случае течения жидкости между коаксиальными цилиндрами или усеченными конусами с небольшими конусностями (менее $0,175 \text{ рад} = 10^\circ$) – течение Куэтта. В этом случае режим течения определяется величиной критерий Тейлора:

$$Ta = \frac{2R_p(R_c - R_p)^3}{R_p + R_c} \left(\frac{\omega}{\nu} \right)^2, \quad (4.2.1)$$

где R_p , R_c – радиусы внешней рабочей поверхности ротора и внутренней рабочей поверхности статора, причем $R_c - R_p = \delta$, а $R_p + R_c = 2R_p$, т.к. $R_p \approx R_c \gg \delta$; ω – частота вращения ротора относительно статора; ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости.

В нашем случае при $Ta > 187$ наблюдается турбулентный режим течения. Но вследствие наличия патрубков в боковых стенках ротора и статора картина течения жидкости в зазоре усложняется. Патрубки выполняют роль турбулизаторов – дополнительных гидравлических сопротивлений, так как возникают сложные нестационарные неустановившиеся переходные гидромеханические процессы.

Но если учесть, что:

– отношение величины зазора δ к радиусу внешней поверхности ротора мал ($\delta / R_p \ll 1$),

– отношение площади проходного сечения патрубков на поверхности коаксиальных цилиндров $Z_p a_p h_p > Z_c a_c h_c$ к площади цилиндрической поверхности ротора мало

$$\frac{Z_p a_p h_p}{2\pi R_p H} \ll 1, \quad (4.2.2)$$

где Z_p – число патрубков в роторе; a_p , h_p – ширина патрубка ротора и его высота; H – высота ротора,

– отношение величины зазора к линейной длине промежутка по дуге рабочей поверхности ротора (δ / b_p) или статора (δ / b_c) много меньше единицы, т.е. $\delta / b_p \leq 1$ $\delta / b_c \ll 1$,

то можно рассматривать течение жидкости как плоскопараллельное. В статоре отношение (4.2.2) будет меньше в Z_p/Z_c раз.

Отметим, что принятые допущения выполняются весьма строго для технологических аппаратов-эмульгаторов типа гидромеханических диспергаторов, где для возбуждения акустической и гидродинамической импульсных кавитаций необходимо увеличивать радиальную составляющую вектора скорости течения жидкости при очень малых величинах δ .

Для аппаратов-эмульгаторов, где основным интенсифицирующим фактором воздействия является турбулентность, эти условия выполняются, но менее строго из-за большей величины зазора $\delta \geq 1-5$ мм.

1. При ламинарном слоистом течении жидкости в зазоре, вследствие его малых величин и больших линейных скоростей внешней боковой цилиндрической поверхности ротора в зазоре между ротором и статором, возникают большие градиенты скорости dv_φ/dr в радиальном направлении. Здесь $v_\varphi = \omega R_p$ – азимутальная составляющая скорости жидкости в зазоре. Поэтому, даже при малых кинематических коэффициентах вязкости гидравлической жидкости ν , например, у эмульсии на основе воды, тангенциальное сдвиговое напряжение сил вязкого трения в зазоре

$$\tau = \rho\nu \frac{\omega R_p}{\delta} \quad (4.2.3)$$

имеет достаточно большую величину, с которой нельзя не считаться.

Тогда мощность N_T , необходимую на преодоление сил вязкого трения в зазоре при ламинарном установившемся течении определим по формуле

$$N_T = S_\delta \nu \rho \frac{\omega^2 R^2}{\delta}, \quad (4.2.4)$$

где $S_\delta = 2\pi R_p H$ – площадь боковой поверхности ротора.

2. Мощность N_d диссипации энергии для ламинарного вязкого подслоя $R-r_j$ (рисунок 4.2) несжимаемой жидкости в зазоре [102]

$$N_d = 2\rho\nu S_v \dot{S}^2 dV, \quad (4.2.5)$$

где $dV = 2\pi r H dr$ – элементарный объем цилиндрического слоя жидкости в зазоре; \dot{S} – тензор скорости деформации жидкости, который для цилиндрической системы координат принимает вид [102]:

$$\dot{S} = \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} - \frac{v_\varphi}{r}, \quad (4.2.6)$$

При малых зазорах ($R_p = R_c - \delta = R$) и тогда:

$$N_d = 8\pi\rho\nu HR \frac{\omega^2 R^2}{\delta} \approx 4N_T. \quad (4.2.7)$$

Опыты по определению мощности на преодоление сил вязкого трения в зазоре показывают, что мощность прямо пропорциональна частоте вращения ротора ω независимо от вязкости жидкости [18], т.е. качественно удовлетворяют (4.2.7).

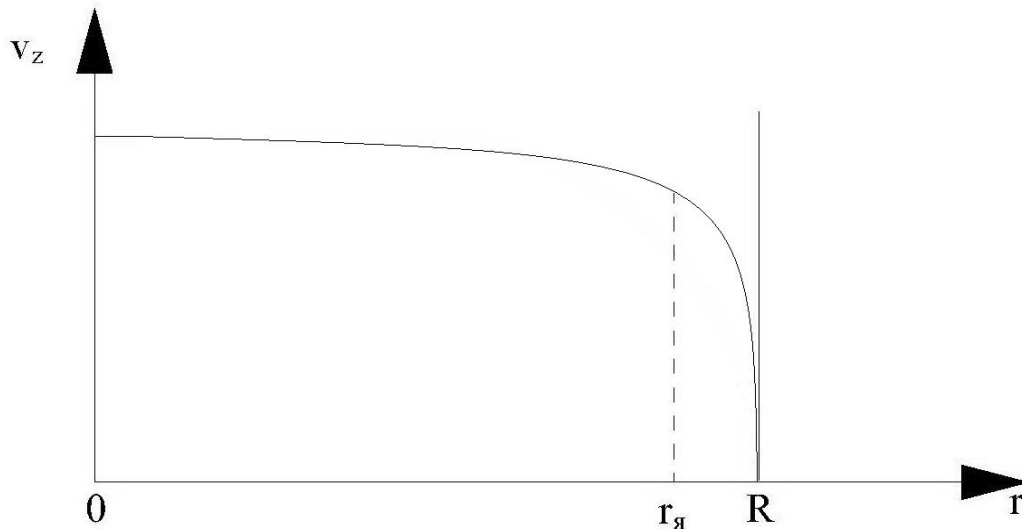


Рисунок 4.2. К профилю скорости при турбулентном течении жидкости:

$0 \leq r < r_{\text{я}}$ – турбулентное ядро потока; $r_{\text{я}} < r < R$ – вязкий подслой

4.2.2. Мощность работы сил трения при турбулентном режиме течения жидкости в зазоре

Как видно из формулы (4.2.1) для критерия Тейлора, с увеличением величины зазора и относительной площади проходного сечения патрубков в роторе и статоре, когда в качестве патрубков служат прорезы между стержнями, турбулентный режим течения наступает раньше, чем при течении Куэтта между гладкими коаксиальными цилиндрическими поверхностями. В этом случае необходимо определить мощность сил трения для пограничного вязкого подслоя у рабочих поверхностей ротора и статора и турбулентного ядра потока между ними. Принимая течение в зазоре близким к плоскопараллельному $\delta \ll R$, касательное напряжение сил трения в ядре потока определим по Карману

$$\tau_{\text{я}} = \psi \rho \frac{\left(\frac{\partial v_{\varphi}}{\partial r}\right)^4}{\left(\frac{\partial^2 v_{\varphi}}{\partial r^2}\right)^2}, \quad (4.2.8)$$

где ψ – некоторая безразмерная постоянная, которая по экспериментальным данным И.И. Никурадзе для гладких труб и большого значения критерия

Рейнольдса равна 0,4. Принимая эпюру скоростей для ламинарного потока жидкости и подставляя его в последнюю формулу Кармана, получим ($\delta/R \ll 1$), что

$$N_{\text{я}} = \frac{1}{2} \pi \psi^2 H \rho \omega^2 R \delta_{\text{я}}, \quad (4.2.9)$$

где $\delta_{\text{я}}$ – толщина турбулентного ядра потока.

Из формулы (4.2.9) видно, что с увеличением величины зазора мощность $N_{\text{я}}$ возрастает прямо пропорционально толщине турбулентного ядра потока, потому что скорости течения жидкости в зазоре приняты, как и для ламинарного режима течения.

Перейдем к турбулентному режиму течения жидкости в зазоре при степенном законе распределения там скорости жидкости, который наблюдается при турбулентном режиме течения жидкости в зазоре. Представим течение жидкости в зазоре в виде плоскопараллельного течения между двумя параллельными плоскими стенками, движущимися одна относительно другой со скоростью ωR .

Точные эпюры скоростей при значениях критерия Рейнольдса больше 1500 в середине течения имеют довольно пологий вид $(dv_z/dr)_{r \leq r_{\text{я}}} \lesssim 0$, (рисунок 4.2). Здесь $r_{\text{я}}$ – радиус турбулентного ядра потока, но около стенок производная dv_z/dr по модулю резко возрастает, по абсолютной величине много меньше нуля, т.е. $|dv_z/dr|_{r_{\text{я}} < r \leq R} \gg 0$. Такой профиль скорости имеет место для труб любой формы проходного сечения (окружность, эллипс, треугольник, прямоугольник, квадрат) и является общим законом, но каждый профиль имеет свои особенности. При течении Куэтта, который нас интересует в данной работе, впрочем, как и при других эпюрах скоростей, касательные сдвиговые напряжения складываются из ламинарного подслоя и турбулентного ядра потока

$$\tau = (\rho \nu + A_{\tau}) \frac{dv_{\varphi}}{dr} = \text{const}, \quad (4.2.10)$$

где A_τ – коэффициент турбулентной вязкости – зависит от координаты r . В соответствии с экспериментальными данными Никурадзе эпюра скоростей в трубе имеет вид

$$v_\varphi = Br^n + \ln\beta, \quad (4.2.11)$$

где B – величина, зависящая от величины критерия Рейнольдса и граничных условий течения жидкости; $n = f(Re)$ – функция величины критерия Рейнольдса; β – величина, которая зависит от относительной шероховатости внутренней поверхности стенок трубы Δ/R , где Δ – средняя высота шероховатости

$$\Delta = \frac{1}{l} \int_0^l h(z) dz, \quad (4.2.12)$$

где $h(z)$ – высота шероховатости при значении осевой координаты z .

Произведя подстановку (4.2.10) в (4.2.11) получим

$$A_\tau = \frac{\tau}{nBr^{n-1}} - \rho\nu. \quad (4.2.13)$$

Мощность диссипативных сил определим, подставив в выражение (4.2.5), которое справедливо для ламинарного вязкого течения, вместо $\rho\nu$ значение эффективного коэффициента турбулентной вязкости ($\rho\nu + A_\tau$) и градиент скорости (4.2.11), проинтегрируем (4.2.5) от 0 до $\delta/2$. Найденную мощность диссипативных сил удвоим, так как течение относительно середины зазора считаем симметричными, соответственно плоскопараллельным ($\delta/R \ll 1$). В результате алгебраических преобразований и интегрирования получим

$$N_d = 8\pi RHnB^2\rho\nu\left(\frac{\delta}{2}\right)^{n-1}. \quad (4.2.14)$$

Величину B в формуле (4.2.11) вычислим из условия, что на цилиндрической поверхности ротора или статора ($r = \frac{\delta}{2}$) в вязком пограничном слое коэффициент турбулентной вязкости равен нулю – $A_\tau = 0$:

$$B = \frac{2^{n-1}\omega R}{n\delta^n}, \quad (4.2.15)$$

формула (4.2.14) примет вид:

$$N_{\text{д}} = 8\pi RH\rho\nu\omega^2 R^2 / \delta, \quad (4.2.16)$$

и удовлетворяет принципу соответствия: при ламинарном течении, когда $n = 1$, формула (4.2.16) переходит в (4.2.7). С увеличением значения величины критерия Рейнольдса число n уменьшается от 1/7 до 1/10, а мощность сил диссипации, соответственно, возрастает в 7–10 раз по сравнению с мощностью диссипации в зазоре при ламинарном течении.

Следует отметить, что несмотря на большое количество допущений, принятых при выводе целевой формулы (4.2.16), полученные результаты достаточно хорошо соответствуют общим закономерностям диссипации энергии в турбулентных потоках.

Если рассмотреть трехслойную модель течения жидкости между плоскопараллельными твердыми стенками, когда для зон вязкого подслоя принимается динамический коэффициент вязкости жидкости, а для турбулентного ядра потока

$$\rho\nu_{\text{T}} = \mu_{\text{T}} = \rho\psi^2 \delta^2 \dot{S}, \quad (4.2.17)$$

то интегрируя выражение

$$\dot{N}'_{\text{г}} = \int_R^{R+\delta} \mu(r) \dot{S} dr, \quad (4.2.18)$$

получим мощность диссипативных сил

$$\dot{N}'_{\text{д}} = \omega^2 R^2 \left[\rho\psi^2 \omega R \left(1 - \frac{\delta_{\text{л}}^*}{\delta} \right) + 2\rho\nu \frac{\delta_{\text{л}}^*}{\delta} \right], \quad (4.2.19)$$

где $\delta_{\text{л}}^*$ – толщина вязкого подслоя.

Если в формуле (4.2.8) использовать степенной закон распределения скорости по радиусу трубы при турбулентном режиме течения (4.2.11), то вместо формулы (4.2.9) получим

$$N = \frac{\pi}{8} \psi^2 \rho RH \frac{\omega^2 R^2}{(n-1)^2}. \quad (4.2.20)$$

В заключении сделаем вывод: для расчета мощности диссипации в зазоре роторного аппарата типа ГМД предлагается использовать условие постоянства касательного напряжения (4.2.10), а профиль скорости принимать степенным (4.2.11), которые имеет место при турбулентном

режиме течения, так как профиль скорости при слоистом ламинарном течении дает заниженные значения (4.2.9) мощности сил трения в зазоре.

Для нашего случая принимаем высоту ротора, равную высоте статора. Практически высота статора незначительно больше высоты ротора, но т.к. диссипация энергии определяется меньшей высотой, т.е. высотой ротора, то: $H = 15 \text{ см} = 15 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ – высота ротора, $R = 7 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 7 \text{ см}$ – радиус ротора, $\omega = 314 \text{ рад/с}$, $n = 1/7$, $\rho = 10^3 \text{ кг/м}^3$. Подставляя конкретные значения параметров в (4.2.20), получим $N \approx 0,4 \text{ кВт}$, что меньше экспериментально измеренной мощности, которая при разных режимах работы и расходах равна (0,6–2) кВт. Отсюда видно, что расчетная мощность диссипации энергии в зазоре между ротором и статором составляет (67,7–20)% от полной мощности привода ротора.

В полной мощности привода необходимо дополнительно учесть потери энергии на:

– сообщение кинетической энергии жидкой обрабатываемой среде:

$$N_k = \frac{\rho Q}{2} (v_\varphi^2 + v_r^2), \quad (4.2.21)$$

где Q – объемный расход жидкости через аппарат;

– преодоление гидравлического сопротивления при течении жидкости через аппарат

$$N_\Gamma = \Delta P Q, \quad (4.2.22)$$

где

$$\Delta P = P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}}, \quad (4.2.23)$$

где $P_{\text{вх}}$ – давление жидкости во входном патрубке; $P_{\text{вых}}$ – давление жидкости в выходном патрубке аппарата;

– преодоление сил вязкого трения нижней и верхней торцевых поверхностей ротора;

– преодоление момента сил трения в узле подшипника;

– преодоление момента сил трения в муфте, которая соединяет вал ротора электродвигателя и вал ротора аппарата;

– вращение винтовых лабиринтных уплотнений;

- холостой ход;
- неучтенные расходы энергии и коэффициенты полезного действия электродвигателя – электрический, механический и т.д.

Следует отметить, что наибольшим переменным гидравлическим сопротивлением является модулятор – полезное сопротивление, которое позволяет трансформировать постоянное давление жидкости от внешнего источника давления – насоса – в переменное периодическое импульсное давление жидкости с регулируемой частотой следования импульсов давления, длительностью и скважностью импульсов, их амплитудой и крутизной переднего и заднего фронтов импульсов.

4.2.3. Расчет нагрева обрабатываемой жидкости в ДМП

Особенностью ГМД является небольшая величина зазора между рабочими боковыми цилиндрическими (коническими с малой конусностью до 9°) поверхностями ротора и статора (рисунок 1.1). В этом случае в зазоре возникают большие градиенты скорости в радиальном направлении и тангенциальные напряжения, которые для ньютоновской жидкости имеют вид

$$\tau = \mu \frac{dv}{dr} \approx \mu \omega \frac{R}{\delta} \quad , \quad (4.2.24)$$

где $\frac{dv}{dr} \approx \omega \frac{R}{\delta}$ – градиент скорости в зазоре; μ – динамический коэффициент вязкости жидкости; ω – частота вращения ротора относительно статора; R – радиус рабочей поверхности ротора; δ – величина зазора между рабочими поверхностями ротора и статора.

На всю боковую поверхность ротора действует момент сил трения

$$M = F \cdot R, \quad (4.2.25)$$

где

$$F = \tau \cdot 2\pi RH \quad (4.2.26)$$

– сила тангенциального напряжения, действующая на боковую площадь поверхности ротора высотой H . Тангенциальные диссипативные силы совершают работу

$$A = M\varphi = 2\pi HR^2 \mu \frac{\omega R}{\delta} \omega t_p, \quad (4.2.27)$$

где t_p – промежуток времени пребывания жидкости в зазоре между соседними патрубками ротора:

$$t_p = \frac{a_p + b_p}{\omega R}, \quad (4.2.28)$$

где b_p – длина промежутка между патрубками в роторе; a_p – ширина патрубка в роторе.

Работа диссипации механической энергии превращается в теплоту

$$Q = Cm\Delta T = C\Delta T 2\pi RH\delta\rho, \quad (4.2.29)$$

где C – удельная теплоемкость жидкости; ΔT – величина нагрева жидкости в зазоре; ρ – плотность жидкости.

Приравнивая (4.2.27) и (4.2.29), получим, что жидкость в зазоре нагревается на величину температуры

$$\Delta T = \frac{\mu\omega(b_p + a_p)R}{\rho C\delta^2}, \quad (4.2.30)$$

т.е. очень сильно зависит от величины зазора. При выводе формулы (4.2.30) предполагается, что по истечению промежутка времени (4.2.28) жидкость из зазора через патрубков статора выливается в камеру ГМД. Таким образом, температура жидкости увеличивается прямо пропорционально динамическому коэффициенту вязкости жидкости и обратно пропорционально квадрату величины зазора δ .

Например, для воды: $\Delta T = (10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с} \cdot 300 \text{ с}^{-1} \cdot 10^{-2} \text{ м} \cdot 0,07 \text{ м}) / (10^3 \text{ кг/м}^3 \cdot 4,2 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К} \cdot 10^{-8} \text{ м}^2) = 0,5 \cdot 10^{-5} \text{ К}$, т.е. вода сколько-нибудь не нагревается из-за малого времени пребывания ее в зазоре между ротором и статором. Для вязких жидкостей ($\mu = 1 \text{ Па}\cdot\text{с}$) нагревание жидкости уже будет значительнее.

Опыт получения суспензий при многократной ее циркуляции показывает, что она существенно нагревается. При работе аппарата при

однократном проходе в процессе получения эмульсии изменение нагревания эмульсии (М/В) при помощи термопары не было обнаружено. Поэтому явление нагревания эмульсии в процессе ее получения в расчете ГМД не будет учитываться при его расчете.

4.3. Расчет конструктивных параметров ДМП

Решающим фактором воздействия в каждом конкретном случае эксплуатации и конструкций аппарата является один, который вкладывает в скорость процесса наибольшее воздействие. РАМП ГМД рассчитывают на оптимальное воздействие кавитационных импульсов давления в жидкости, характеризуемое коэффициентом «вводимой плотности мощности»:

$$K_{\text{впм}} = \frac{N}{V\Delta t} = \frac{\left| \frac{\Delta P_+}{\Delta t_1} \right|_{\text{max}} + \left| \frac{\Delta P_-}{\Delta t_2} \right|_{\text{max}}}{\Delta t_1 + \Delta t_2}, \quad (4.3.1)$$

где N – мощность; V – объем; Δt – длительность импульса давления.

Эту величину можно назвать скоростью изменения плотности мощности импульса давления, возникающего при прохождении импульса давления через текущую обрабатываемую среду (рисунок 4.3). Из размерности введенной величины Вт/(м³·с) ее можно определить как скорость (с⁻¹) введения плотности мощности (Вт/м³) в обрабатываемую среду в аппарате. Например, действие ударной волны на среду, где она распространяется (разрушение угольного пласта взрывом, где $N/(V \cdot t)$ достигает огромных значений, достаточных для разрушения и скальных пород).

В формуле (4.3.1), с учетом того, что давление – есть плотность потенциальной энергии, правая часть характеризует микроскопический параметр поля концентрации плотности мощности в единице объема четырехмерного пространства-времени. Левую часть можно представить в виде отношения удельной мощности N_y ко времени ее введения N_y/t – скорость введения внешней макроскопической мощности в единицу рабочего объема обрабатываемой среды в аппарате за единицу времени.

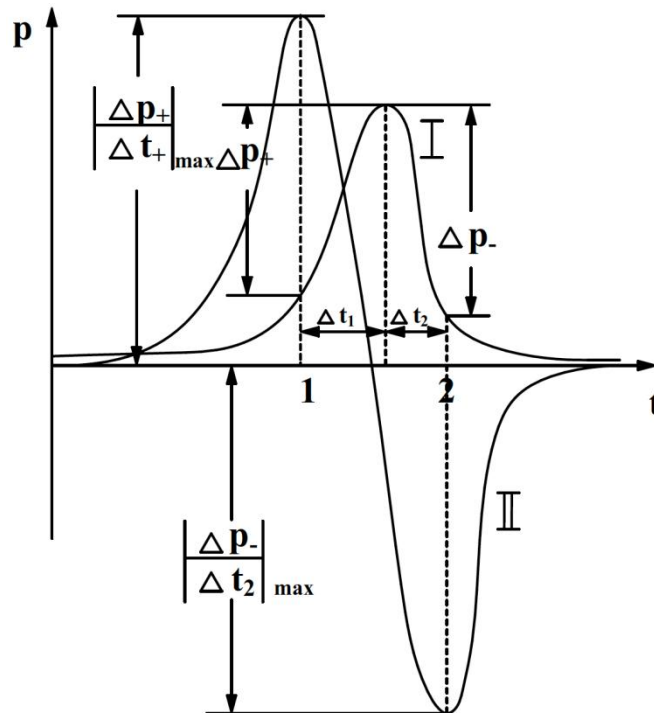


Рисунок 4.3. Зависимость давления P (I) и скорости изменения давления dP/dt (II) от времени в обрабатываемой среде при прохождении импульса давления: 1 и 2 – точки перегиба функции $P(t)$; Δt_1 , Δt_2 – время нарастания и убывания давления; $\Delta t_1 + \Delta t_2$ – промежуток времени между точками перегиба графика функции $P(t)$

Таким образом, энергетической характеристикой технологического аппарата можно считать введенную выше величину N_y/t – скорость введения мощности в единицу объема четырехмерного пространства-времени N_{vt} – градиента мощности $\frac{dN}{d(Vt)} = \frac{\partial N}{\partial x} + \frac{\partial N}{\partial y} + \frac{\partial N}{\partial z} + \frac{\partial N}{\partial t}$. Чем больше градиент мощности вводимой энергии в обрабатываемую среду, тем эффективнее используется единица объема аппарата и аппарат в целом. Задача разработчиков технологических аппаратов заключается в эффективном вводе энергии в обрабатываемую среду с большими градиентами мощности в четырехмерном пространстве-времени. Скорость процесса, диспергирования, эмульгирования зависит от амплитуды и формы импульса давления. Чем больше амплитуды импульса изменения давления $|\Delta P_{\max}|_+$ и $|\Delta P_{\min}|_-$ и уже его

длительность ($\Delta t_1 + \Delta t_2$), тем больше скорость изменения плотности вводимой мощности импульса давления.

С целью увеличения скорости изменения вводимой мощности импульса давления предложены дополнительные конструктивные решения ГМД.

4.3.1. Расчет формы полости ротора ГМД

В аппаратах типа ГМД имеют место как общие технологические гидравлические сопротивления (трубопроводы от насосов до входного патрубка, входное и выходное местные сопротивления входного патрубка, сопротивление патрубка по его длине; гидравлическое сопротивление полости ротора; входное сопротивление из полости ротора в патрубки, выполненные в боковой стенке ротора; выходное сопротивление при течении жидкости из патрубка в боковой стенке статора в облучаемую камеру – затопленная струя; входное гидравлическое сопротивление при течении жидкости из облучаемой камеры в выходной патрубков и трубопровод; гидравлическая измерительная (ротаметры или счетчики объема протекаемой жидкости) и регулируемая (КИП) гидроарматура), так и принципиально необходимые (местное сопротивление диафрагмы модулятора; сопротивление протока жидкости в зазоре, когда патрубков статора перекрыт), обеспечивающие функционирование ГМД. Если гидравлический участок имеет постоянную площадь проходного сечения, то коэффициент местного гидравлического сопротивления равен нулю. Гидравлическое сопротивление определяется длиной участка гидравлической цепи.

Например, с целью уменьшения гидравлического сопротивления течению жидкости из входного патрубка в полости ротора предложено ее выполнять так, чтобы площадь проходного сечения полости ротора была постоянной: с увеличением радиуса ротора высота полости ротора z изменяется по гиперболическому закону, то есть (рисунок 4.4) [103]:

$$2\pi r z_{\Pi} = \text{const} = \frac{\pi D_{\text{вх}}^2}{4}. \quad (4.3.2)$$

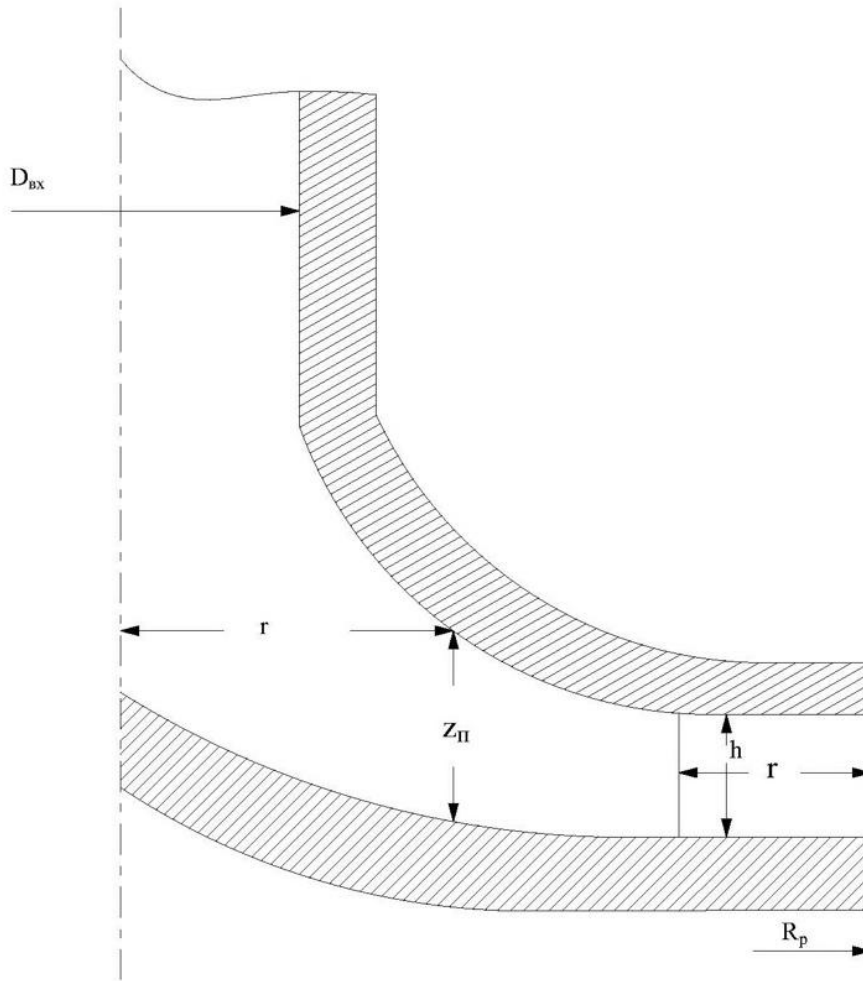


Рисунок 4.4. Гиперболическая полость ротора

Отсюда следует, что высота $h = D_{\text{вх}}^2 / 8r$ – условие согласования площади проходного сечения на входе в полость ротора.

Для согласования безударного течения из полости ротора в патрубки в боковой стенке ротора должно выполняться условие

$$2\pi(R - l)h - Z_p b_p h = \frac{\pi D_{\text{вх}}^2}{4}. \quad (4.3.3)$$

В вышеприведенных формулах приняты обозначения (рисунок 4.4): $R \equiv R_p$ – радиус внешней боковой поверхности ротора; l – толщина стенки ротора; h – высота патрубка в стенке ротора; z_{Π} – переменная высота полости ротора (4.3.2); r – переменный радиус полости ротора; $D_{\text{вх}}$ – диаметр

входного патрубка в полость ротора; Z_p – число патрубков в боковой стенке ротора; b_p – ширина промежутка между патрубками ротора.

Из условия (4.3.2) получим

$$rz_{\Pi} = \frac{D_{\text{ВХ}}^2}{2}. \quad (4.3.4)$$

Так как величины Z_p , b_p , h , l выбираются из исходных условий, прежде всего объемного расхода через аппарат и условия оптимизации кавитационного воздействия на технологический процесс с максимальной интенсификацией, то (4.3.3) позволяет определить наиболее рациональный диаметр входного патрубка:

$$D_{\text{ВХ}} = \sqrt{8(R-l)h - \frac{4}{\pi} Z_p b_p h}, \quad (4.3.5)$$

точнее, диаметр входного патрубка должен быть не меньше полученного по последней формуле.

Следует заметить, что при таком выполнении уменьшается коэффициент гидравлического сопротивления поворота, так как угол поворота потока при течении жидкости из входного патрубка в полость ротора сильно уменьшается.

4.3.2. Расчет лабиринтного уплотнения в зазоре между ротором и статором

С целью увеличения глубины модуляции [103, 104] потока жидкости через модулятор предлагается выполнить на боковых рабочих поверхностях лабиринтное уплотнение с канавками по образующим ротора и статора с параметрами:

- форма поперечного сечения канавки – равносторонний треугольник со стороной 1 мм;

- шаг канавок предварительно принимаем равным 2 мм.

Если $b_p/2$ будет не целое число, то расстояние между канавками будет меньше 1 мм. Вычислим это расстояние в общем уточненном виде.

Пусть период лабиринтных канавок

$$\Delta_{\text{л}} = \Delta_{\text{к}} + \Delta_{\text{п}}, \quad (4.3.6)$$

где $\Delta_{\text{к}}$ – ширина канавки; $\Delta_{\text{п}}$ – расстояние между канавками.

Для предварительного расчета принимаем, что $\Delta_{\text{к}} = \Delta_{\text{п}}$. Тогда число канавок \mathcal{L} между патрубками ротора $b_{\text{р}}$ или статора $b_{\text{с}}$ определим следующим образом, с учетом того, что число канавок на единицу меньше числа промежутков между канавками

$$\frac{b - \Delta_{\text{п}}}{\Delta_{\text{л}}} = \mathcal{L} + \frac{\Delta_0}{\Delta_{\text{л}}}, \quad (4.3.7)$$

где \mathcal{L} – целое число; $\Delta_{\text{п}} = \Delta_{\text{л}}/2$ – предварительно принятое расстояние между канавками; $\Delta_0 < \Delta_{\text{л}}$ – остаток от деления.

Из (4.3.7) следует

$$b - \Delta_{\text{п}} = \mathcal{L}\Delta_{\text{л}} + \Delta_0. \quad (4.3.8)$$

С другой стороны,

$$b = \mathcal{L}\frac{\Delta_{\text{л}}}{2} + (\mathcal{L}+1)\Delta_{\text{п}}. \quad (4.3.9)$$

Отсюда находим уточненную искомую величину:

$$\Delta_{\text{п}} = \frac{b - \mathcal{L}\frac{\Delta_{\text{л}}}{2}}{\mathcal{L}+1}. \quad (4.3.10)$$

Таким образом, шаг лабиринтных канавок вычисляем по формуле (4.3.6) с учетом формул (4.3.7) и (4.3.10). Число канавок определяется из формулы (4.3.7), где предварительно $\Delta_{\text{п}} = \Delta_{\text{к}}$, а промежутков между канавками на единицу больше $(\mathcal{L}+1)$, так как уплотнение начинается и заканчивается $\Delta_{\text{п}}$.

Для вычисления \mathcal{L} и $\Delta_{\text{п}}$ на боковой рабочей поверхности ротора и статора необходимо отметить соответствующими индексами «р» и «с» величины b и \mathcal{L} . Тогда расчетные формулы для определения $\mathcal{L}_{\text{р}}$ и $\Delta_{\text{пр}}$ будут иметь вид (предварительно $\Delta_{\text{п}} = \frac{\Delta_{\text{л}}}{2}$):

– для лабиринтных канавок ротора

$$\frac{b_{\text{р}} - \frac{\Delta_{\text{л}}}{2}}{\Delta_{\text{л}}} = \mathcal{L}_{\text{р}} + \frac{\Delta_{\text{оп}}}{\Delta_{\text{л}}}, \quad (4.3.11)$$

$$\Delta_{np} = \frac{b_p - \Pi_p \frac{\Delta_l}{2}}{\Pi_{p+1}}, \quad (4.3.12)$$

– для лабиринтных канавок статора

$$\frac{b_c - \frac{\Delta_l}{2}}{\Delta_l} = \Pi_c + \frac{\Delta_{oc}}{\Delta_l}, \quad (4.3.13)$$

$$\Delta_{nc} = \frac{b_c - \Pi_c \frac{\Delta_l}{2}}{\Pi_{c+1}}. \quad (4.3.14)$$

Здесь, как сказано выше, предполагается, что $\Delta_{np} = \Delta_{nc}$.

Например, пусть:

$$1. \Delta_k = \frac{\Delta_l}{2} = 1 \text{ мм, а } b = 9 \text{ мм, тогда } \frac{9-1}{2} = 4 + 0, \Pi = 4, \Delta_n = \frac{9-4 \cdot 1}{4+1} = 1 \text{ мм,}$$

$$\Delta_l = 2 \text{ мм;}$$

$$2. b = 21 \text{ мм, } \Delta_l = 2 \text{ мм, тогда } \frac{21-1}{2} = 10 + 0, \Pi = 10, \Delta_n = \frac{21-10 \cdot 1}{10+1} = 1 \text{ мм,}$$

$$\Delta_l = 2 \text{ мм.}$$

$$3. b = 10 \text{ мм, } \Delta_l = 2 \text{ мм, тогда } \frac{10-1}{2} = 4 + 1 \text{ мм, } \Pi = 4,$$

$$\Delta_n = \frac{10-4 \cdot 1}{5} = 6/5 \text{ мм} = 1,2 \text{ мм, } \Delta_l = 2,2 \text{ мм.}$$

Высота канавок по образующей поверхности должна быть больше высоты патрубка симметрично на $(3-5) \Delta_l$, на такое же расстояние она не должна достигать нижнего и верхнего торцов ротора или статора, т.е. $h + 2(3 \div 5) \Delta_l < H$ – высоты боковой поверхности ротора или статора. Здесь h – высота патрубка. Окончательная высота H должна удовлетворять дополнительно условиям прочности. Глубина канавки определяется из условия: угол между плоскостями, образующими канавку равен 60° (рисунок 4.5).

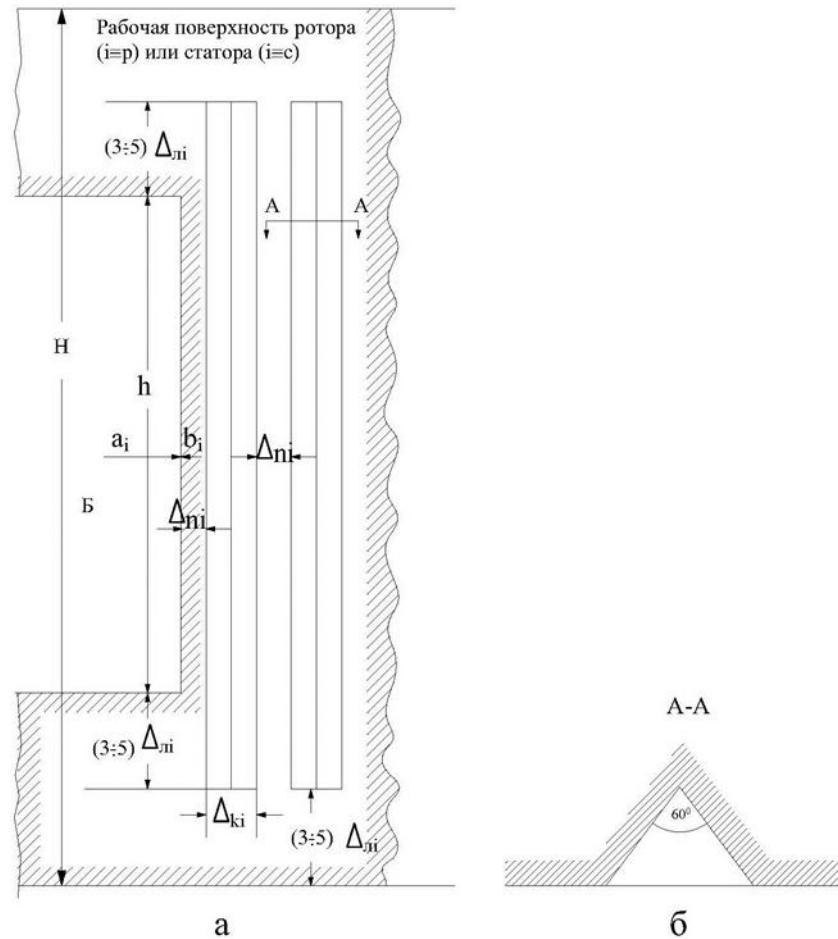


Рисунок 4.5. Канавки лабиринтного уплотнения: а – схема расположения канавок лабиринтного уплотнения на боковой поверхности ротора ($i \equiv p$) и статора ($i \equiv c$); б – поперечное сечение канавки лабиринтного уплотнения А-А; Б – патрубок в стенке шириной a_i и высотой h ; H – высота боковой поверхности ротора или статора

4.3.3. Винтовое уплотнение вала ротора

На рисунке 4.6 изображена схема ГМД, поясняющая расположение винтового уплотнения [104–106]: а – разрез роторного аппарата с гиперболической полостью ротора и винтовыми уплотнениями, которые рассчитываются по методике, изложенной в литературе [107]; б – схема, поясняющая расположение обечайки в кольцевой канавке; в – резьбовые канавки на внешней поверхности обечайки; г – резьбовые канавки внутренней поверхности обечайки.

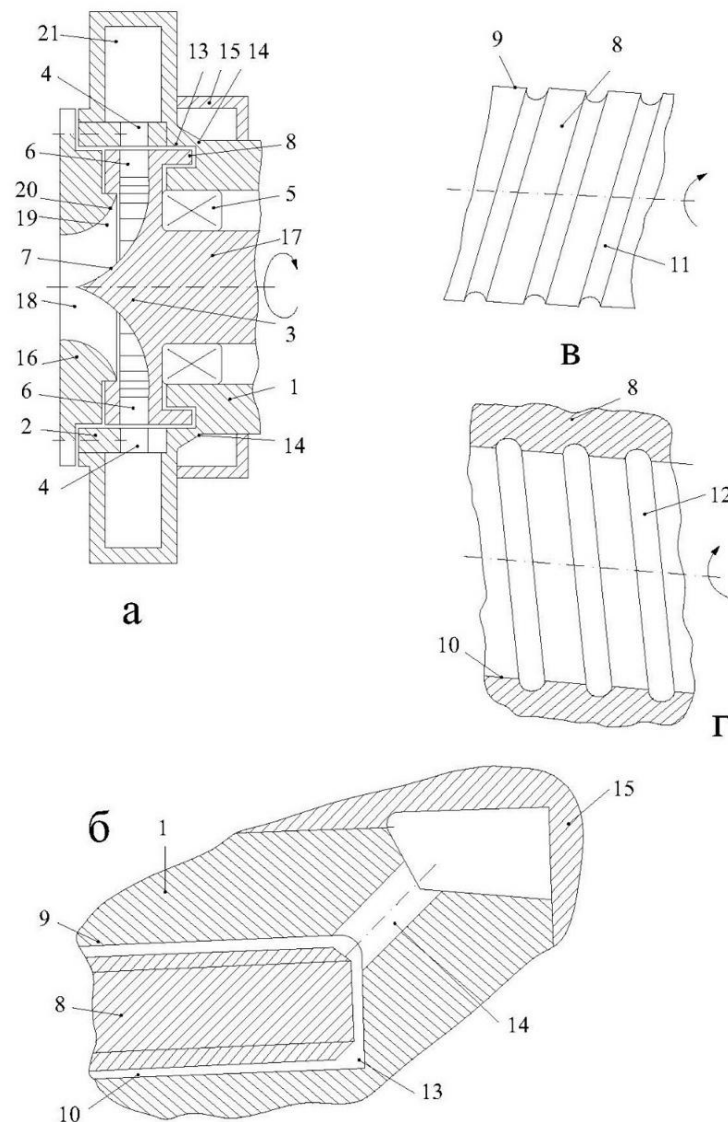


Рисунок 4.6. Гидромеханический диспергатор с винтовым уплотнением:

1 – неподвижный корпус узла подшипников; 2 – статор; 3 – ротор;

4 – патрубки в боковой стенке статора; 5 – шарикоподшипник; 6 – патрубки в боковой стенке ротора; 7 – тороидальная внутренняя поверхность дна ротора; 8 – обечайка ротора, выполненная с наружной стороны дна 7;

9 – внешняя поверхность обечайки 8; 10 – внутренняя поверхность обечайки 8 с винтовыми канавками 11 и 12; 13 – кольцевая проточка; 14 канал между проточкой 13 с коллектором 15; 16 – крышка ГМД; 17 – монолитный вал, жестко прикрепленный к ротору; 18 – входной патрубков;

19 – гиперболическая полость ротора; 20 – боковая внутренняя верхняя стенка ротора; 21 – облучаемая камера аппарата-эмульгатора типа ГМД

Следует заметить, что винтовые канавки 11 на внешней поверхности 9 обечайки 8 выполнены против направления вращения ротора. Винтовые канавки 12 на внутренней поверхности 10 обечайки перемещают жидкость в сторону каналов 14. Винтовое уплотнение рассчитывается по известным методикам [107].

4.4. Сравнительные характеристики ДМП

Сравнение и анализ работы гидромеханических аппаратов-эмульгаторов, а также других аппаратов на базе магнито-электрострикционных излучателей (таблица 1.3) позволяет сделать выводы, которые необходимо учитывать при выборе и последующем проектировании аппарата-эмульгатора для получения тонкодисперсных гидравлических рабочих жидкостей, которые работают в жестких технологических условиях.

Во-первых, пьезо(электро)стрикционные твердотельные излучатели акустической энергии в жидкость передают волновую энергию неэффективно. Доля излучаемой энергии равна отношению акустических сопротивлений жидкости, или преимущественно, кавитирующей жидкости и твердотельного ферромагнетика (сталь, титан, феррит). Аппарат на базе твердотельного стрикционного излучателя, как правило, работает в режиме кавитации. Значение акустического сопротивления облучаемой среды может изменяться от $2,5 \cdot 10^4$ (развитая кавитация в жидкости) до $1,5 \cdot 10^6$ (докавитационный режим работы аппарата) $\text{кг/м}^2 \cdot \text{с}$ (вода).

Отсюда, во-вторых, акустическое сопротивление твердотельных излучателей находится в интервале от $2 \cdot 10^7$ (титан) до $4,4 \cdot 10^8$ (сталь – ферромагнетик). Доля излучаемой энергии в жидкость будет изменяться в интервале от 0,075 (титан – вода) до $5,5 \cdot 10^{-4}$ (сталь – развитая кавитация). Таким образом, даже в докавитационном режиме работы магнитоэлектрострикционного излучателя из титана в жидкую обрабатываемую

среду излучается только 7,5 % волновой энергии. В режиме кавитации и того меньше до 5 %.

Механические аппараты-эмульгаторы имеют недостаточные удельные показатели, они не позволяют получать тонкие стабильные эмульсии. Гомогенизаторы высокого давления имеют ответственные детали (сопло; пластина, в которую ударяет высокоскоростная струя высокого динамического давления). Их ресурс времени работы весьма ограничен даже при работе на эмульсиях в процессе эмульгирования.

Гидродинамические статические аппараты-эмульгаторы на базе пластинчатых, стержневых, мембранных излучателей имеют хорошие показатели по удельному расходу энергии, но получаемые эмульсии низкодисперсны, нестабильны, их производительность недостаточна для разрабатываемых аппаратов-эмульгаторов для производства гидравлических рабочих жидкостей для механизированных крепей. Пластины, стержни, мембраны и другие колебательные система – основной генерирующий элемент ультразвуковых аппаратов-эмульгаторов – быстро выходят из строя вследствие усталостной прочности (до 10^9 колебаний или цикловых нагрузок). При частоте колебаний 5 (10) кГц время надежной работы ограничено 200 000 (100 000) секундами или 60 (30) часами непрерывной работы ($\approx 2,5$ суток (4,5 смены) при непрерывной трехсменной работе)).

Возбуждение колебаний системы (пластины, стержни, мембраны) в гидродинамических статических излучателях возникает вследствие автоколебаний. Постоянным (по времени) источником энергии является струя, обладающая кинетической энергией. Автоколебания возбуждаются при определенных соотношениях параметров колебательной системы и источника постоянной энергии, в частности струи обрабатываемой среды. При изменении параметров колебательной системы (жесткость, масса, присоединенная масса и др.) или параметров струи (плотность обрабатываемой среды в докавитационном или кавитационном режиме, скорость струи), автоколебания могут затухать или будут совершать

колебания не в оптимальном режиме. В этих аппаратах-эмульгаторах волновая энергия, также, как и в стрикционных излучателях, передается от колеблющегося твердого тела (пластина, стержень, мембрана) в жидкую кавитирующую или некавитирующую обрабатываемую жидкую среду.

Гидромеханические диспергаторы роторного типа имеют преимущества перед вышерассмотренными аппаратами-эмульгаторами с твердоизлучающей поверхностью (таблица 1.3): наименьшие удельные расходы энергии; малая удельная материалоемкость; малая удельная занимаемая площадь аппаратами-эмульгаторами; огромные удельные производительности; легко регулируются – расход обрабатываемой среды через аппарат-эмульгатор, входное и выходное давления жидкости посредством соответствующих вентилях, которые контролируются образцовыми манометрами; возможна регулировка подачи газа в обрабатываемую жидкость через дополнительный входной патрубок с расходомером или отбора свободного газа через дополнительный выходной патрубок из облучаемой камеры до оптимального значения, которое контролируется акустической измерительной системой (рисунок 3.1); аппарат-эмульгатор можно рассчитывать, конструировать и изготавливать на любую заданную производительность при однократной обработке или расход – при рециркуляции; поддерживать оптимальную объемную концентрацию свободного газа в обрабатываемой жидкости.

К недостаткам ГМД можно отнести наличие вращающегося ротора, вал которого необходимо уплотнять с учетом физико-химических свойств компонентов гидравлических рабочих жидкостей. Величина зазора между вращающимися коническими ротором и статором должна быть выполнена минимальной, определяющейся технологическими возможностями машиностроительного предприятия-изготовителя ГМД и экономической целесообразностью. ГМД относится к аппаратам-эмульгаторам с интенсивным перемешиванием в течение менее десятой доли секунды, а поэтому при выборе ПАВ необходимо избирать их преимущественно из

расчета возможного увеличения срока транспортировки и хранения эмульсий. С целью получения устойчивых стабильных гидравлических рабочих жидкостей ПАВ следует выбирать с гидрофильно-липофильным балансом порядка 8–10. Предпочтительно предварительное растворение ПАВ в дисперсионной среде или дисперсной фазе в зависимости от растворимости ПАВ в соответствующих компонентах.

В ГМД-эмульгаторе непрерывного типа компоненты следует вводить по отдельным входным патрубкам одновременно с расходомерами на каждый компонент, а не с объемными счетчиками (рисунок 3.1).

При расчете ГМД необходимо, помнить, что в нем на границе раздела компонентов эмульсии – обрабатываемой среды реализуются такие нестабильные течения, как:

- турбулентный режим течения компонентов в ГМД;
- периодические релаксационные переходные гидромеханические процессы в модуляторе ГМД, в определенной фазе течения обеспечивающие нестабильность течения Релея-Тейлора;
- в зазоре между ротором и статором наблюдается нестабильность Куэтта, которая увеличивается с увеличением частоты вращения внутреннего цилиндра-ротора и уменьшается при вращении внешнего цилиндра независимо от направления его вращения относительно направления скорости вращения ротора. В связи с этим, внешний цилиндр (усеченный конус небольшой конусности (до 10°)) рекомендуется выполнять неподвижным. В ГМД возбуждается смешанная импульсная акустическая и гидродинамическая (модулятор, как труба Вентури с переменной площадью поперечного сечения потока жидкости) кавитация, которая характеризуется обобщенным или эффективным критерием кавитации (1.3.1).

Гидродинамическая и акустическая типы кавитации интенсифицируют процесс эмульгирования и позволяют получать тонкие эмульсии с высоким удельными техническими и экономическими показателями (глава 1); теория и опыт промышленной эксплуатации ГМД в угольной промышленности

Российской Федерации и Республики Казахстан доказывают, что предпочтительнее аппараты-эмульгаторы с акустическим возбуждением кавитации. Акустическое возбуждение кавитации классифицируется на три вида кавитации: акустическая (возникает при прохождении через жидкость гармонических волн); акустическая импульсная кавитация с заполненным импульсом гармоническими волнами и акустическая импульсная кавитация незаполненная волнами – единичные импульсы с определенным периодом следования и скважностью, имеющие необязательно равную крутизну переднего и заднего фронта (рисунок 4.7).

Акустическая импульсная кавитация с незаполненным импульсом имеет большие преимущества перед другими видами акустической кавитации, так как в этом случае отношение акустических сопротивлений излучателя и обрабатываемой среды постоянное и максимальное, независимо от амплитуды, и равно единице, так как нет твердой излучающей поверхности; длительность импульса давления возбуждающего кавитацию должна быть меньше периода его следования. Отрицательный импульс давления возбуждающий кавитацию эффективнее использует энергию для ее передачи в кавитирующую жидкость.

Отрицательное максимальное отклонение импульса давления жидкости от положения равновесия, который излучается патрубком статора в облучаемую камеру ГМД $|P|_{\max}$ определяется из выражения для критерия импульсной кавитации (2.3.7).

Изготовленный ГМД рекомендуется испытывать на процессе получения гидравлической рабочей жидкости на предприятии Заказчика в докавитационном и суперкавитационном режимах работы и уточнить оптимальное значение критерия кавитации, при котором производительность ГМД поддерживается постоянной, соответствующей исходной данной. Качество работы аппарата определяется дисперсностью и стойкостью эмульсии и экономическими показателями (гл. 1). Интенсифицирующее воздействие кавитации на процесс получения эмульсии рекомендуется

регулировать давлением жидкости на входе и выходе соответствующими вентилями и содержанием свободного газа на входе аппарата и выходном патрубке на выходе из верхней части камеры аппарата (рисунок 3.1).

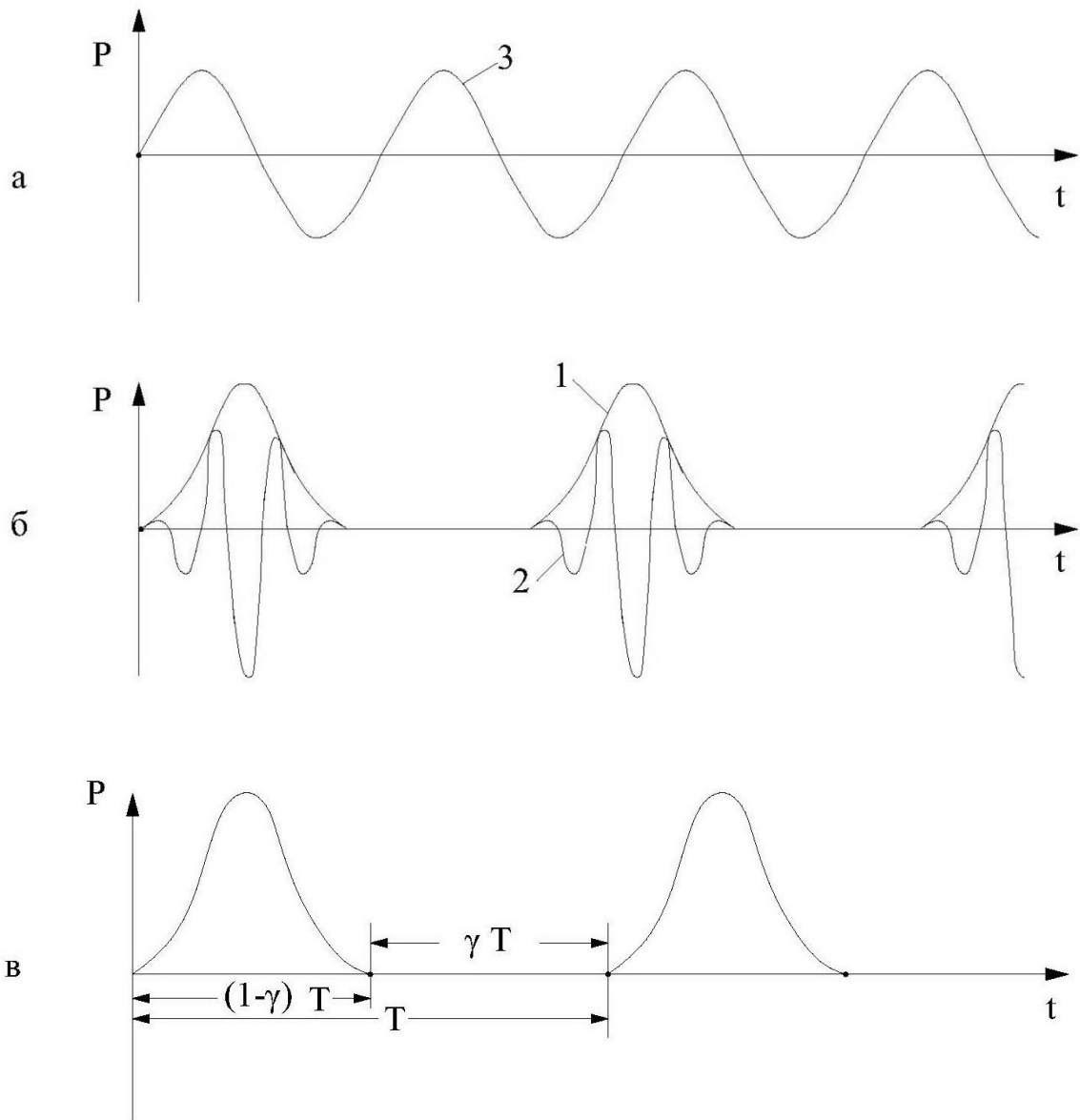


Рисунок 4.7. Три вида возбуждаемой акустической кавитации:

а – акустическая; б – акустическая импульсная кавитация с заполненным импульсом волнами (волновой пакет); в – единичные импульсы с определенным периодом следования T , скважностью γT и длительностью $(1-\gamma)T$; 1 – огибающая волнового пакета 2; 3 – непрерывная синусоида ($\tau \gg T$, τ – время работы (длительность волнового пакета) ультразвукового излучателя, например, смена; T – период колебаний торца-поверхности излучателя (например, при частоте излучения $f = 20$ кГц $T = f^{-1} = 50$ мкс))

Для поддержания стабильности гидравлической рабочей жидкости и уменьшения интенсивности процесса коалесценции капель дисперсной фазы не рекомендуется переохлаждать рабочую жидкость до температуры замерзания дисперсионной среды. Следует заметить, что в ГМД наблюдается турбулентный режим течения, так как модулятор аппарата является мощным турбулизатором [108, 109].

Гидравлические диаметры патрубков ГМД в боковой стенке статора $d_{гс}$ и ротора $d_{гр}$ (причем $d_{гс} \leq d_{гр}$) вычисляются по следующим формулам:

$$d_{гс} = \frac{4a_c h_c}{2(a_c + h_c)}, \quad (4.4.1)$$

$$d_{гр} = \frac{2a_p h_p}{a_p + h_p}, \quad (4.4.2)$$

где a_p , h_p , a_c , h_c – ширина по азимуту и высота по образующей патрубков в стенках ротора и, соответственно, статора; ΔP – разность давлений жидкости на модуляторе; ρ – плотность обрабатываемой жидкости; μ – динамический коэффициент вязкости жидкости.

Установка должна работать в непрерывном режиме с возможностью переключения на режим регенерации и восстановления гидравлической рабочей жидкости при помощи многоходового крана.

4.5. Выводы по главе 4

1. Приведен наиболее типичный пример формулировки исходных данных для расчета геометрических, кинематических, гидравлических, динамических и кавитационных параметров аппарата-эмульгатора.

2. Разработана методика расчета параметров ГМД и приведен пример расчета с исходными числовыми данными.

3. Выполнен теоретический расчет мощности привода вала ротора, который учитывает мощность сил вязкого трения при ламинарном течении. Впервые рассчитана мощность по преодолению сил вязкого трения для

трехслойной модели турбулентного режима течения жидкости в зазоре между рабочими боковыми поверхностями ротора и статора и мощности, необходимой для сообщения кинетической энергии жидкости. Пример расчета показал приемлемые полученные результаты с учетом того, что в теоретические расчеты не входили коэффициенты полезного действия перехода энергии из одного вида в другой, в том числе и КПД электродвигателя, муфты, перемешивания жидкости, которое может является одним из основных факторов, влияющих на теоретические расчеты.

4. Рассмотрены с количественной и качественной стороны некоторые конструктивные решения ГМД. В частности, предложены обоснованные формулы для расчета диаметра входного патрубка на основе минимизации гидравлического сопротивления участка от выхода входного патрубка аппарата до выходного патрубка в боковой стенке ротора. До сих пор диаметр входного патрубка в аппарат вообще не рассчитывался [110–113] или принимался рекомендуемый диаметр, исходя из заданной скорости жидкости во входном патрубке аппарата. Предложены формулы для числа лабиринтных канавок и промежутков между ними на боковых рабочих цилиндрических и конических с малой конусностью поверхностях ротора и статора и расстояния между канавками лабиринтного уплотнения. Приведен пример числового расчета.

5. Проведен анализ аппаратов-эмульгаторов по их принципу действия. Особое внимание уделено аппаратам с акустическим воздействием на интенсивность процесса и удельным эффективным показателям при их проведении. Показано, что ГМД принципиально выгодно отличается от других, что наглядно проиллюстрировано в таблице 1.3. Сформулированы уточненные понятия акустической кавитации; акустической импульсной кавитации возбуждаемой волновым пакетом, акустической импульсной кавитации.

6. По результатам исследования опубликованы работы [114–123].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ, ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

В диссертации решена научная задача, имеющая значение для развития знаний в области создания и эксплуатации машин для обеспечения рабочей жидкостью горных механизированных крепей, соответствующая п. 3 паспорта научной специальности 05.05.06 «Горные машины», заключающаяся в обосновании параметров и режимов работы диспергатора с модуляцией потока для повышения качества и уменьшения стоимости получаемой эмульсии механизированных крепей.

Основные выводы и результаты работы.

1. Проведен анализ оборудования для получения эмульсии. Обоснована необходимость использования аппаратов, позволяющих получать незаполненные импульсы давления с амплитудами, достигающими величины 3 МПа и длительностью до 0,2 мс, которые возбуждают кавитационные импульсы давления в обрабатываемой среде до 80 МПа и длительностью до 1 мкс, что необходимо для повышения качества приготовляемой эмульсии.

2. Установлено, что число кавитации, когда интенсивность эмульгирования является максимальной, зависит от содержания свободного газа, что и использовано в качестве исходных данных для усовершенствования методики расчета роторного аппарата-эмульгатора типа ДМП.

3. Разработана ячеечная математическая модель равномерно распределенных пузырей свободного газа, синхронно колеблющихся, как ансамбль точечных источников звука типа монополь.

4. Разработаны методики расчета геометрических, гидравлических, энергетических параметров исследуемого диспергатора с модуляцией потока.

5. Предложен метод расчета числа и геометрических параметров канавок лабиринтного уплотнения между отверстиями на рабочих боковых поверхностях ротора и статора, что позволило увеличить дисперсность получаемой эмульсии на 10–30 % за счет увеличения скорости изменения вводимой плотности мощности импульса давления, оцениваемой

предложенным коэффициентом «плотности вводимой мощности».

6. Разработан семиблочный экспериментальный стенд для исследования процесса эмульгирования РЖ при различных параметрах диспергатора с модуляцией потока, на котором получена рабочая жидкость со среднеарифметическим диаметром частиц около 2 мкм при удельном расходе энергии $0,4 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3$, удельной производительности $40 \text{ (м}^3/\text{ч)}/\text{м}^3$ и удельной материалоемкости $12 \text{ кг}/(\text{м}^3/\text{ч})$.

7. В процессе приготовления РЖ было установлено, что теория влияния меры возбуждения на кавитационный процесс соответствует практической реализации зависимости дисперсности эмульсии от обратной величины обобщенного критерия кавитации.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. А. С. СССР № 476587. Гидроакустическая сирена / В.Ф. Юдаев, В.Д. Вольфсон, А.А. Курышев. МПК F15B 21/04. Заявка № 1879356, заявл. 02.03.1973, опубл. 05.07.1975 г. 5 с.
2. Пат. 4118797 (США). Способ ультразвукового эмульгирования и ультразвуковой эмульгатор. МКИ В 01 11/02.Изобр. в СССР и за рубежом, 1979, вып.16, № 12, с. 49.
3. Пат. № 1-13520 Япония. МПК С 10 М 3/00: опубл. 03.07.1989.
4. Свид. РФ об оф. рег. прогр. для ЭВМ № 2005610721 / В.М. Червяков, В.Ф. Юдаев, О.А. Ступников, А.И. Четырин. Заявка № 2005610163. Заявл. 31.01.2005, опубл. 25.03.2005.
5. Пат. РФ № 2092528. Концентрат вододисперсионной гидравлической жидкости //Л.С. Симоненко, М.И. Агафонова, О.А. Васильев, З.А. Дудина, А.Я. Рогов. МПК кл С01 М1/08. Заявка № 95114877/04, заявл. 18.08.95 г., опубл. 10.10.1997 г.
6. Кантович Л.И., Мерзляков В.Г. Горные машины и оборудование для подземных горных работ. Москва: МГГУ, 2014. 408 с.
7. Гетопанов В.Н., Балабышко А.М., Омеличкина Л.А. [и др.] Влияние способа приготовления рабочих жидкостей механизированных крепей на их смазывающую способность // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал), 1994. № 3. С. 16-21.
8. Гетопанов В.Н. Омеличкина Л.А. Влияние способа приготовления на качество рабочих жидкостей для гидропривода механизированных крепей // «Горная техника на пороге XXI века». Мат-лы междунар. симп. М: МГГУ, 1996. С. 36-41.
9. Карепанов С.К. Обоснование параметров модулятора гидромеханического диспергатора для приготовления рабочей жидкости механизированных крепей. Дис. ... канд. техн. наук. М.: МГГУ, 1999. 267 с.

10. Балабышко А.М. Рабочие жидкости гидросистем и опыт их производства в угольной промышленности: Обзор. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1992. 24 с.
11. Финкельштейн З.Л. Применение и очистка рабочих жидкостей для горных машин. М.: Недра, 1986. 232 с.
12. Хорин В.Н., Клейман В.Д. О приготовлении эмульсии для систем гидропривода шахтных механизированных крепей // Уголь, 1972. № 2. С. 13-18.
13. Коваленко В.П., Финкельштейн З.Л. Смазочные гидравлические жидкости для угольной промышленности. М.: Недра, 1991. 296 с.
14. Левш И.П., Бурханов У.Ф., Сабиров С.С. К условиям интенсификации химико-технологических процессов // Интенсификация химико-технологических процессов. Ташкент, 1983. С. 3-8.
15. Балабышко А.М., Зимин А.И., Ружицкий В.П. Гидромеханическое диспергирование. М.: Наука, 1998. 332 с.
16. Hegges P. Process intensification // Chem. Eng. (Gr. Brit). 1983. № 394. P. 13.
17. Юдаев В.Ф. Эффективность импульсного воздействия на интенсификацию технологических процессов // Хранение и переработка сельхозсырья, 2009. № 4. С. 39-41.
18. Балабышко А.М., Юдаев В.Ф. Роторные аппараты с модуляцией потока и их применение в промышленности. Москва: Недра, 1992. 176 с.
19. Будагов Ф.К. Исследование процесса очистки рабочей жидкости гидросистем экскаваторов с использованием кавитации: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л.: ЛГУ, 1971. 21 с.
20. Вентцель Е.С., Снитковский М.М., Юрьев В.Н. Улучшение свойств смазочных масел при применении в системах смазки гидродинамического диспергатора // Вестник машиностроения, 1972. № 10. С. 20-23.
21. Friedrich I.H. Wartungsfreie Nullverschleiss-Hydromotoren. Eine Alternative zu mechanischen Antrieben // Elem. Meth. 1975. № 2. P. 53.

22. Балабышко А.М., Юдаев В.Ф. Теоретические исследования влияния режимных и конструктивных параметров на процесс диспергирования несмешивающихся жидкостей в роторном аппарате с модуляцией потока // «Акустическая кавитация и применение ультразвука в химической технологии». Тез. докл. Всесоюз. науч. симп. (п. Славское). Львов, 1985. С. 40-41.

23. Зимин А.И. Приготовление и регенерация рабочих жидкостей для гидрооборудования механизированных крепей: гидромеханический аспект проблемы // Горный журнал, 1996. № 5. С. 42-44.

24. А. С. СССР № 1732016. Гидравлическая система / А.М. Балабышко, И.Т. Усков, М.Л. Дагаев, Н.Д. Ечевский, В.В. Никитина. МПК F15B 21/04. Заявка № 4900452, заявл. 09.01.1991, опубл. 07.05.1992 г. 3 с.

25. Зимин А.И. Кавитационный режим диспергирования в процессе приготовления рабочих жидкостей для гидрооборудования механизированных крепей: учет центробежных эффектов // «Горная техника на пороге XXI века». Тез. докл. Междун. симп. М.: МГГУ, 1995. С. 268-272.

26. А. С. СССР № 1800160. Гидравлический привод / А.М. Балабышко, И.Л. Пастоев, В.П. Жура, Ю.И. Суслин. МПК F15B 21/04. Заявка № 4926787, заявл. 10.04.1991, опубл. 07.03.1993 г. 3 с.

27. Балабышко А.М. Комплексное решение проблемы снабжения гидросистем очистного комплекса высокодисперсной рабочей жидкостью // «Системный подход в горном деле». Тез. докл. Всесоюз. Н.Т.К. молодых ученых и специалистов угольной промышленности. М.: МГГУ, 1991. С. 35.

28. Балабышко А.М. Универсальное оборудование для снабжения рабочей жидкостью гидросистем очистных комплексов: Информационный листок № 75–91. Тула: ЦНТИ, 1991. 4 с.

29. Бреннен С. Динамика и податливость потока кавитационных пузырей // Тр. ASME. Сер D. Теоретические основы инженерных расчетов. М.: Мир, 1973. № 4. С. 121.

30. Биглер В.И., Юдаев В.Ф. Импульсная акустическая кавитация в аппаратах типа гидродинамической сирены // Акустический журнал, 1989. Т. 35. № 3. С. 403-408.
31. Биглер В.И., Лавренчик В.Н., Юдаев В.Ф. Возбуждение кавитаций в аппаратах типа гидродинамической сирены // Акустический журнал, 1978. Т. 24. № 1. С. 34-39.
32. Холл Ж.В., Тристер А.Л. Кавитационный гистерезис // Теоретические основы инженерных расчетов, 1966. Т. 88. № 1. С. 159-171.
33. Холл Ж.В., Керолл Ж.А. Кавитационное исследование различных типов ограничений кавитации при обтекании несимметричных тел // Теоретические основы инженерных расчетов, 1981. Т. 103. № 3. С. 108-119.
34. Холл Ж.В. Зародыши и возникновение кавитации // Теоретические основы инженерных расчетов, 1970. Т. 92. № 4. С. 12-21.
35. Смородов Е.А. Экспериментальные исследования кавитации в вязких жидкостях: Автореф. дис. ... канд. физ.-мат. наук. М.: Акустический институт, 1987. 16 с.
36. Флинн Г. Физическая акустика. Т. 1. Методы и приборы ультразвуковых исследований. М.: Мир, 1967. С. 7-138.
37. Юдаев В.Ф. Гидродинамические процессы в роторных аппаратах с модуляцией проходного сечения потока обрабатываемой среды // Теоретические основы химической технологии, 1994. Т. 2. № 4. С. 581-590.
38. Юдаев В.Ф. Об акустической кавитации в гидродинамических сиренах // «Акустика и ультразвуковая техника». Киев: Техника, 1983. 13 с.
39. Neppiras E.A. Acoustic cavitation // Phys. Reports, 1980. Vol. 61. № 3. P. 159.
40. Монахов В.Н., Пешковский С.Л., Яковлев А.Д. [и др.] К вопросу о втором пороге кавитации в воде // Акустический журнал, 1975. Т. 21. № 3. С. 432-438.

41. А. С. СССР № 1777069. Способ определения газосодержания жидкости / В.Ф. Юдаев, А.И. Зимин, О.И. Данилычева. МПКG01N 29/02. Заявка № 4826444, заявл. 13.04.1990, опубл. 23.11.92. 2 с.

42. Кнэпп Р., Дейли Дж, Хэммит Ф. Кавитация: пер. с англ. д-ра техн. наук Э.А. Ашратова [и др.]; под ред. [и с предисл.] д-ра физ.-мат. наук В.И. Полежаева. М.: Мир, 1974. 687 с.

43. Гаврилов Л.Р. Содержание свободного газа в жидкостях и методы его измерения. Т. 3. Физические основы ультразвуковой технологии // Физика и техника мощного ультразвука. Москва: Наука, 1970. С. 26-64.

44. Червяков В.М., Юдаев В.Ф. Кавитационные явления в газожидкостной среде // Проблемы машиностроения и автоматизации, 2004. № 4. С. 73-77.

45. Червяков В.М., Юдаев В.Ф. Гидродинамические и кавитационные явления в роторных аппаратах: монография. М.: Машиностроение-1, 2007. 128 с.

46. Сиротюк М.Г. Экспериментальные исследования ультразвуковой кавитации. Т. 2. Мощные ультразвуковые поля // Физика и техника мощного ультразвука. М.: Наука, 1968. 134 с.

47. Макаров В.К., Кортнев А.В., Супрун С.Г. Исследование кавитационных порогов в пересыщенной воздухом // Третья всесоюзная научно-техническая конференция по ультразвуковым методам и интенсификации технологических процессов: тез. докл. М.: МИСиС, 1975. С. 9.

48. Сиротюк М.Г. Протекание процессов ультразвуковой кавитации при повышенных гидростатических давлениях // Акустический журнал, 1966. Т. 12. № 2. С. 231-238.

49. Агранат Б.А., Башкиров В.И., Китайгородский Ю.И. Способ повышения эффективности воздействия ультразвука на процессы, протекающие в жидкостях // Ультразвуковая техника, 1964. № 3. С. 28-35.

50. Агранат Б.А., Башкиров В.И., Китайгородский Ю.И. Ультразвуковая очистка. Т. 3. Физические основы ультразвуковой технологии // Физика и техника мощного ультразвука. М.: Наука, 1970. С. 16-90.
51. Перник Д. Проблемы кавитации. Л.: Судостроение, 1966. 439 с.
52. Ripken E., Killen J.M. Gas Bubbles, their Occurrence, Measurement and Influence in Cavitation Testing // Symposium on Cavitation and Hydraulic Machinery. Sendai, Japan, 1962. PP. 146-164.
53. Горшков А.С., Русецкий А.А. Кавитационные трубы. Л.: Судпромгиз, 1962. 167 с.
54. Harvey E.N., Barnes D.K., McElroy W.D., Whiteley A.H. Removal of Gas Nuclei from Liquids and Surfaces // J. Amer. Chem. Soc., 1945. № 67. P. 156.
55. Knapp R.T. Cavitation and Nuclei // Trans. ASME, 1958. № 6. P. 80.
56. Strasberg M. Undissolved Air Cavities as Cavitation Nuclei // Cavitation in Hydrodynamics. London: NPL, 1956. P. 1.
57. Strasberg M. Onset of Ultrasonic Cavitation in Tap Water // JASA, 1959. Vol. 31, № 2. P. 163.
58. Naake H.J., Taam K., Daemmig P., Helberg H.W. Formation of Air Bubbles in Air-Saturated Water at Reduced Pressure and their Indication by an Acoustical Measuring Procedure // Acustica, 1958. Vol. 8, № 3. P. 142.
59. Naake H.J., Taam K., Daemmig P., Helberg H.W. Observation of the Formation and Growth of Bubbles in Water Containing Air, by Optical Methods // Acustica, 1958. Vol. 8. № 4. P. 193.
60. Galloway W.J. An Experimental Study of Acoustically Induced Cavitation in Liquids // JASA, 1954. Vol. 26. № 5. P. 849.
61. Connolly W., Fox F. Ultrasonic Cavitation Thresholds of Water // JASA, 1954. Vol. 26. № 5. P. 843.
62. Liberman D. Radiation-Induced Cavitation // Phys. Fluids, 1959. Vol. 2, № 4. P. 166.

63. Sette D. Sonic Cavitation and Ionizing Radiation // Proc. III Intern. Congr. Acoust. Stallagart, Vol. 1. Amsterdam, 1961. P. 330.
64. Sette D., Wanderlingh F. Nucleation by Cosmic Rays in Ultrasonic Cavitation // Phys. Rev., 1962. Vol. 125, № 2. P. 409.
65. Messino D., Sette D., Wanderlingh F. Statistical Approach to Ultrasonic Cavitation // JASA, 1963. Vol. 35, № 10. P. 1575.
66. Акуличев В.А. Гидратация ионов и кавитационная прочность воды // Акустический журнал, 1966. Т. 12. № 2. С. 160-166.
67. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике (для научных работников и инженеров). М.: Наука, 1973. 832 с.
68. Ivengar K.S., Richardson E.G. Measurements on the Air-Nuclei in Natural Water Which Give Rise to Cavitation // Brit. J. Appl. Phys., 1958. № 9. P. 154.
69. Turner W.R. Microbubble Persistence in Fresh Water // JASA, 1961. Vol. 33, № 9. P. 1223.
70. Эпштейн Л.А. Возникновение и развитие кавитации // М.: Труды ЦАГИ, 1948. № 655. С. 41-118.
71. Перепелкин К.Е., Матвеев В.С. Газовые эмульсии. Л.: Химия, 1979. 200 с.
72. Кокорин Ю.В. Аппаратура для измерения концентрации (газосодержания) и скорости в газожидкостных двухфазных потоках. Л.: ЛПИ, 1981. 46 с.
73. Протодяконов И.О., Глинский В.А. Экспериментальные методы исследования гидродинамики двухфазных систем в инженерной химии. Л.: ЛПУ, 1982. 195 с.
74. А. С. СССР № 1800161. Гидродинамический генератор импульсов давления / В.Ф. Юдаев, О.И. Данилычева, А.И. Зимин, Б.Г. Кузнецов. МПК F15B 21/12, B06B 1/20. Заявка № 4749555, заявл. 16.10.1989, опубл. 07.03.1993 г. 3 с.

75. Решение о выдаче пат. РФ № 124002 от 25.11.2002 г. Способ обработки жидкой проточной среды и роторный аппарат для его осуществления / В.Ф. Юдаев, В.И. Биглер, В.А. Дзусов [и др.]. МПК АВ01F7/00, В01 F11/00. Заявка № 2001114084/12 (015229) заявл. 28.05.2001, опубл. 10.05.2003 г.

76. А. С. СССР № 1349120. Способ получения газожидкостной смеси и устройство для его осуществления / В.С. Ашмарин, Ю.С. Волков, В.Ф. Юдаев, А.Ф. Пуновский, П.Н. Жматов, Б.И. Чугунов. МПК В23 Н3/10. Заявка № 3943574, заявл. 15.08.1985, опубл. 01.07.1987. 3 с.

77. Johnson V.E, Chahine G.L. Jr., Lindermuth W.T. [etc.]. Caviting and Structured Jets for Mechanical Bits to Increase Drilling Rate // ASME Journal of Energy Resources Technology, 1984. Vol. 106. P. 282.

78. Чандрасекхара Д.В., Сиамала Рао Б.Ц. Влияние давления на длину каверны и кавитационное разрушение за круглыми цилиндрами в трубе Вентури // Тр. ASME. Сер. D. Теоретические основы инженерных расчетов. М.: Мир, 1973. № 2. С. 97.

79. Аспис И.И. Исследование классификации угольных шламов в гидроциклонах в поле слабых центробежных сил: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Днепропетровск, 1972. 22 с.

80. Байдин Р.Т. Исследование, интенсификация процесса сгущения магнетитовой суспензии в гидроциклонах: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Москва, 1978. 20 с.

81. Промтов М.А. Интенсификация химико-технологических процессов в импульсных потоках гетерогенных жидкостей (на примере процессов эмульгирования, диспергирования, растворения и экстрагирования): Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Тамбов: ТГТУ, 2001. 32 с.

82. Промтов М.А. Пульсационные аппараты роторного типа: теория и практика: монография. М.: Машиностроение-1, 2001. 260 с.

83. Сорокин В.М., Курнаков А.С. Основы триботехники и упрочнения поверхностей деталей машин. Н. Новгород: ФГОУ ВПО ВГАВТ, 2006. 296 с.

84. А. С. СССР № 1247071. Роторный аппарат / В.Ф. Юдаев, А.М. Балабышко, И.Л. Кобозев. МПК В01F 7/28. Заявка № 3828975, заявл. 06.11.198, опубл. 30.07.1986 г. 3 с.

85. А. С. СССР № 238918. Гидроакустическая сирена / Д.Т. Кокорев, В.П. Царев, В.Ф. Юдаев. МПК В06В 1/20. Заявка № 1179048, заявл. 15.01.1967, опубл. 01.01.1969 г. 2 с.

86. Пат. РФ № 2156665. Струйный гидродинамический излучатель акустических колебаний / В.Ф. Юдаев, В.П. Ружицкий, А.М. Балабышко [и др.]. МПК. С17 В06 В1/20. Заявка № 99104898/28, заявл. 12.03.99, опубл. 27.09.2000 г.

87. А. С. СССР № 789147. Роторный аппарат / В.Ф. Юдаев, Л.С. Аксельрод, В.И. Биглер, Е.А. Мандрыка. МПК В01F 7/28. Заявка № 2513000, заявл. 27.07.1977, опубл. 23.12.1980 г. 5 с.

88. Шерман Ф. Реология эмульсии: пер. с англ. под ред. А.А. Абрамзона. Л.: Химия, 1972. 312 с.

89. Снигерев В.М., Юдаев В.Ф. Один из методов контроля качества рабочих жидкостей, используемых в гидросистемах очистных механизированных комплексов // «Повышение эффективности разработки и осушения угольных месторождений». Вып. 19. Подмосковный научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт, 1974. С. 108-114.

90. Шифрин К.С. Рассеяние света в мутной среде. Л.: Химия, 1951. 228 с.

91. Шулейкин В.В. Физика моря. М.: Наука, 1968. 1083 с.

92. Арет В.А., Николаев Б.Л., Забровский Г.П., Николаев Л.К. Реологические основы расчета оборудования производства жиросодержащих пищевых продуктов. С.-Пб, 2003. 342 с.

93. Латьев Б.В. Некоторые вопросы исследования гидродинамических систем // «Технологическое применение колебаний в цветной металлургии». Тез. Республиканского научно-техн. совета (Ташкент, 10–13 октября 1972 г.). Ташкент, 1972. С. 77-80.

94. Латьев Б.В., Назаренко А.Ф., Покора И.Н. Исследование гидродинамических сирен с целью оптимизации их // «Технологическое применение колебаний в цветной металлургии». Тез. Республиканского Н.Т.С. (Ташкент, 10-13 октября 1972 г.). Ташкент, 1972. С. 75-77.

95. Юдаев В.Ф. Спектр многорядной сирены. Общий случай // Известия вузов. Машиностроение. 1978. № 3. С. 159-162.

96. Юдаев В.Ф. Коэффициент заполнения отверстий в роторе динамической сирены // Известия вузов. Машиностроение, 1979. № 4. С. 96-100.

97. А. С. СССР № 1671362. Акустический излучатель / В.Ф. Юдаев, В.А. Лавров, В.И. Биглер, О.И. Данилычева, С.Д. Нифонтов, Е.С. Родионов. МПК В06В 1/18, В06В 1/20. Заявка № 4679240, заявл. 19.04.1989, опубл. 23.08.1991 г. 2 с.

98. Холин Б.Г. Центробежные грануляторы и качество гранул аммиачной селитры // Химическая промышленность, 1971. № 2. С. 53-56.

99. Юдаев В.Ф. Переходной режим течения жидкости через модулятор роторного аппарата // Строительные материалы, оборудование, технологии XXI века, 2002. № 12. 2002. С. 27-32.

100. Балабудкин М.А. Роторно-пульсационный аппараты в химико-фармацевтической промышленности. М.: Медицина, 1983. 160 с.

101. Юдаев В.Ф. Расчет мощностей двигателей аппаратов роторного типа // Технологическое применение акустических колебаний в цветной металлургии. Ташкент, 1972. С. 71-75.

102. Юдаев В.Ф. Гидравлика. М.: Инфра-М, 2017. 300 с.

103. А. С. СССР № 542570. Гидроакустическая сирена / В.Ф. Юдаев, Ю.П. Романов, В.М. Варламов, А.И. Сопин, В.И. Биглер. МПК В 06 1/20. Заявка № 2119954, заявл. 01.04.1975, опубл. 15.01.1977 г. 2 с.

104. А. С. СССР № 1422443. Роторный аппарат / В.Ф. Юдаев, С.Ф. Бреденко, С.С. Елаков. МПК В01 F11/02. Заявка № 4092206/31-26, заявл. 14.07.86.

105. А. С. СССР № 1444999. Роторный аппарат / В.Ф. Юдаев, С.К. Карепанов, С.С. Лавров, С.Ф. Бреденко. МПК В01 F11/02.

106. А. С. СССР № 1580637. Устройство для создания акустических колебаний в проточной воде / В.Ф. Юдаев, В.И. Биглер, С.Ф. Бреденко [и др.]. МПК В01 F11/02.

107. Голубев А.Н. Лабиринтно-винтовые насосы и уплотнения для агрессивных сред. М.: Машиностроение, 1981. 112 с.

108. Штеренлихт Д.В. Гидравлика. М.: Энергоатомиздат, 1984. 640 с.

109. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974. 712 с.

110. 141. Червяков В.М., Воробьев Ю.В., Юдаев В.Ф. Обобщенная методика расчета роторного аппарата с учетом акустической импульсной кавитации // Вестник Тамбовского государственного технического университета, 2005. Т. 11. № 3. С. 683-689.

111. Юдаев В.Ф., Романов Ю.П., Филин В.А. К расчету гидродинамических сирен с несколькими рядами отверстия // Известия вузов. Машиностроение, 1976. № 9. С. 94-98.

112. Юдаев В.Ф. Спектр многорядной сирены. Общий случай // Известия вузов. Машиностроение, 1978. № 3. С. 159-164.

113. Сопин А.И. Исследование параметров гидродинамической сирены с целью получения высокодисперсных гетерогенных систем: Дис. ... канд. техн. наук. М.: МИХМ, 1975. 140 с.

114. Пашко П.Б., Юдаев В.Ф., Балабышко А.М. Гидравлические жидкости для гидрофицированных угледобывающих комплексов и их характеристики // Естественные и технические науки, 2019. № 11. С. 345-350.

115. Пашко П.Б., Юдаев В.Ф., Балабышко А.М. Интенсификация производства, регенерации и восстановления рабочей жидкости угледобывающих гидромеханизированных комплексов // Естественные и технические науки, 2019. № 12. С. 267-275.

116. Пашко П.Б., Юдаев В.Ф., Балабышко А.М. Влияние газосодержания на интенсивность кавитации и дисперсность рабочей

жидкости гидромеханизированных угледобывающих комплексов // Естественные и технические науки, 2020. № 1. С. 151-156.

117. Пашко П.Б., Юдаев В.Ф., Балабышко А.М. Экспериментальные исследования получения рабочих жидкостей гидромеханизированных угледобывающих комплексов // Естественные и технические науки, 2020. № 1. С.157-161.

118. Пашко П.Б., Юдаев В.Ф., Балабышко А.М. Лабиринтные и винтовые уплотнения в роторных аппаратах типа гидромеханических диспергаторов // Естественные и технические науки, 2020. № 2. С.160-165.

119. Пашко П.Б., Юдаев В.Ф., Балабышко А.М. К расчету мощности привода ротора гидромеханического диспергатора // Естественные и технические науки, 2020. № 10. С.138-142.

120. Пашко П.Б. Обоснование параметров диспергатора для получения и регенерации эмульсии механизированных крепей // Уголь, 2021. № 10. С. 10–13.

121. Пашко П.Б., Яблонев А.Л. Расчет параметров диспергатора для приготовления эмульсии механизированных крепей // Горное оборудование и электромеханика, 2022. № 1. С. 28–35.

122. Пашко П.Б. Управление кавитацией в диспергаторах нового технического уровня // В сб. тезисов докладов VI Междун. научно-техн. конф. «Пути совершенствования технологических процессов и оборудования промышленного производства» 14–15 октября 2021 г. Донбасский государственный технический институт, г. Алчевск, ЛНР. Алчевск: ДГТИ, 2021. С. 146–148.

123. Пашко П.Б. Управление процессом кавитации в диспергаторах нового технического уровня // В сб. «Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых». Мат-лы XV Междун. научн. школы молодых ученых и спец. 25–28 октября 2021 г., г. Москва. М.: ИПКОН РАН, 2021. С. 201–203.



ООО «ПИК МАЙНИНГ»

127015 г. Москва, ул. Большая Голосовицкая,
дом 38, строение 12
pik@pik-mining.ru

От: Борисовой А.В.
pik@pik-mining.ru
+7 495 220-12-82

01.09.2021 г.

АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы Пашко Павла Борисовича в производственный процесс

Настоящим актом подтверждается, что результаты диссертационной работы Пашко Павла Борисовича на тему «Обоснование параметров диспергатора с модуляцией потока для подготовки рабочих жидкостей механизированных крепей» в части:

- методика расчета параметров диспергатора с модуляцией потока при производстве, восстановлении и регенерации рабочей жидкости успешно прошли исследовательско-промышленные испытания, внедрены и используются на предприятии ООО «ПИК МАЙНИНГ» при проектировании оборудования для угольных шахт.

Применение данной оригинальной методики позволяет вычислить значения технологических параметров роторного аппарата с модуляцией площади проходного сечения модулятора типа диспергатора с модуляцией потока, оптимизирующие скорость процессов приготовления, восстановления и регенерации гидравлической рабочей жидкости.


Борисова Александра Васильевна
Генеральный директор
ООО «ПИК МАЙНИНГ»


Захаров Иван Петрович
Технический директор
ООО «ПИК МАЙНИНГ»





Общество с ограниченной ответственностью
«Объединенные машиностроительные технологии»

ООО «ОМТ»

652700, г. Киселевск, Кемеровской обл., ул. Лейкина, 15, литер В; тел/факс +7 (38464) 5-01-09, e-mail: zayask@omt-ohc.ru
127550, г. Москва, ул. Провинникова, д. 5А; тел.+7 (495) 502-94-93; факс +7 (495) 502-94-98; e-mail: omt@sokolnyskaya.ru
<http://www.omt-ohc.ru>

14.02.22 № 01-472/2022

СПРАВКА

о внедрении результатов диссертационной работы Пашко Павла Борисовича на тему:
«Обоснование параметров диспергатора с модуляцией потока для подготовки
рабочих жидкостей механизированных крепей»

Настоящей справкой подтверждаем, что на основе диссертационной работы
Пашко П.Б. разработана методика расчета параметров диспергатора с модуляцией
потока.

Данная методика утверждена и принята к использованию в ООО
«Объединенные машиностроительные технологии» при проектировании
угледобывающих комплексов.

Начальник конструкторского бюро
ООО «ОМТ»
кандидат технических наук



П.А. Ерополов
14 февраля 2022 г.

