МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ДЕПАРТАМЕНТ НАУЧНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ И ОБРАЗОВАНИЯ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ФГБОУ ВО Донской ГАУ)

АЗОВО-ЧЕРНОМОРСКИЙ ИНЖЕНЕРНЫЙ ИНСТИТУТ – ФИЛИАЛ
ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО
УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ» В Г. ЗЕРНОГРАДЕ
(Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ)

А.В. Снежко, В.А. Снежко

ЦЕНТРИФУГА
С ВИХРЕВЫМ ГИДРОПРИВОДОМ

(конструкция, теория, расчёт, применение)

Монография

Зерноград – 2023

УДК 66.067.5:621.899:621.43
С53

Печатается по решению ученого совета
Азово-Черноморского инженерного института
ФГБОУ ВО «Донской государственный аграрный университет»
в г. Зернограде

Рецензенты:
директор ФГБНУ «Всероссийский научно-исследовательский институт использования техники и нефтепродуктов в сельском хозяйстве» (ВНИИТиН)
д-р техн. наук ***Остриков В.В.,***

декан факультета инженерии и природоустройства ФГБОУ ВО «Саратовский государственный университет генетики, биотехнологии и инженерии им. Н.И. Вавилова»
д-р техн. наук, доцент ***Шишурин С.А.***

Снежко А.В. Центрифуга с вихревым гидроприводом (конструкция, теория, С53 расчёт, применение): монография / А.В. Снежко, В.А. Снежко. – Зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2023. – 195 с.

ISBN 978-5-91833-218-4

В монографии дан анализ конструкций современных центрифуг для очистки технических жидкостей с активным (внутренним) гидроприводом. Представлен оригинальный вихревой гидропривод центрифуги, подтверждённый несколькими патентами.

Дано теоретическое и экспериментальное обоснование оптимальных конструктивных параметров вихревого гидропривода и показано его преимущество. При сравнительно небольшом давлении жидкости вихревой привод позволяет получить высокую скорость вращения ротора центрифуги.

Для вычисления параметров вихревого гидропривода разработаны программные модули в системе MathCad. Изложен порядок проектирования центрифуги с вихревым приводом.

Даны примеры расчётов гидравлических потерь в центрифуге, обработки экспериментов, расчётов параметров струйного насоса, используемого совместно с приводом, а также примеры проектирования центрифуг с вихревым приводом. Примеры выполнены в MathCad по разработанным программам и могут быть непосредственно использованы для расчётов центрифуг с другими исходными данными.

Монография рассчитана на научных работников и конструкторов, занимающихся центробежной очисткой жидкостей, а также студентов и аспирантов технических вузов.

ISBN 978-5-91833-218-4 УДК 66.067.5:621.899:621.43

© А.В. Снежко А.В., В.А. Снежко, 2023
© Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2023

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ……..6

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ ГИДРОПРИВОДОВ ЦЕНТРИФУГ
ДЛЯ ОЧИСТКИ ТЕХНИЧЕСКИХ ЖИДКОСТЕЙ…..…….7
1.1. Струйно-реактивный гидропривод…….....8
1.2. Активный гидропривод…….…….10
1.2.1. Гидропривод типа ковшовая турбина……...10
1.2.2. Внутренний гидропривод……...11
1.2.3. Гидропривод типа турбины Френсиса……..13
1.2.4. Вихревой гидропривод……...14

ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ
ВИХРЕВОГО ГИДРОПРИВОДА ЦЕНТРИФУГ……19
2.1. Основные конструктивные элементы вихревого гидропривода
центрифуг……19
2.1.1. Вихревая камера……...19
2.1.2. Рабочее колесо турбины……..…….....20
2.2. Обоснование параметров турбинной ступени гидропривода……21
2.3. Энергетические потери в вихревой камере гидропривода…….25
2.3.1. Потери кинетического момента потока жидкости
в вихревой камере..……25
2.3.2. Гидравлические потери в вихревой камере……32
2.4. Гидравлические потери в роторе центрифуги.……35
2.4.1. Гидравлические потери в лопаточной решетке рабочего колеса...36
2.4.2. Гидравлические потери в сепарирующей полости и при выходе
из ротора……...41
2.5. Определение основных параметров вихревой камеры…….....43
2.5.1. Определение радиуса выхода из вихревой камеры R_1
и расхода жидкости на гидропривод……..43
2.5.2. Определение радиуса центральной непроточной зоны
вихревой камеры R_m……..53
2.5.3. Внутренний радиус вихревой камеры $R_к$……56
2.5.4. Определение ширины b, высоты h и количества z
входных каналов вихревой камеры…….……57
2.6. Порядок проектирования центрифуги с вихревым гидроприводом…….64

ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ
ВИХРЕВОГО ГИДРОПРИВОДА……..67
3.1. Методика экспериментальных исследований…….....67
3.1.1. Лабораторный стенд (установка)……..67
3.1.2. Экспериментальная модель центрифуги……70
3.1.3. Частные методики экспериментальных исследований……...74

3.1.3.1. Методика определения гидравлических потерь в центрифуге..74
3.1.3.2. Методика определения влияния геометрических параметров вихревого привода на расходно-скоростные характеристики центрифуги……...……...75
3.2. Результаты экспериментальных исследований вихревого гидропривода центрифуги и их анализ……77
3.2.1. Экспериментальное исследование влияния геометрических параметров вихревой камеры на расходно-скоростные характеристики центрифуг……77
3.2.1.1. Одноканальные завихрители……77
3.2.1.2. Многоканальные завихрители…….....80
3.2.2. Экспериментальное исследование и анализ гидравлических потерь центрифуги……..87
3.2.3. Сепарационная эффективность центрифуг с вихревым приводом……..96

ГЛАВА 4. ЦЕНТРИФУГА С ВИХРЕВЫМ ПРИВОДОМ ДЛЯ ОЧИСТКИ МАСЛА В ДВИГАТЕЛЕ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.……104
4.1. Реализация проведенных исследований на практике……...104
4.2. Конструкция опытной модели центрифуги для двигателя Д-240……106
4.3. Расчёт параметров вихревого гидропривода опытной центрифуги……110
4.4. Лабораторные испытания опытной центрифуги……...113
4.4.1. Особенности методики испытаний центрифуги……...113
4.4.2. Результаты лабораторных испытаний центрифуг……115
4.5. Сравнительные эксплуатационные испытания опытной и серийной моделей центрифуг двигателя Д-240…….117
4.5.1. Задачи и методика эксплуатационных испытаний……...117
4.5.2. Результаты эксплуатационных испытаний……119

ГЛАВА 5. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ЦЕНТРИФУГ С ВИХРЕВЫМ ПРИВОДОМ....124
5.1. Центрифуга с вихревым приводом и регулируемым расходом очищаемой жидкости……..124
5.2. Центрифуга с вихревым приводом и независимым автономным расположением…….130
5.3. Центрифуга с верхним расположением вихревого гидропривода и открытым корпусом……..137
5.4. Центрифуга с вихревым приводом в сравнении с другими гидроприводами.……140

ЗАКЛЮЧЕНИЕ. ……146

ЛИТЕРАТУРА...……..147

ПРИЛОЖЕНИЯ……...152

Приложение 1. Расчет гидравлических потерь в экспериментальной центрифуге ЭЦФвп-2……...153
Приложение 2. Обработка экспериментальных исследований центрифуги ЭЦФвп-2...……167
Приложение 3. Расчет параметров вихревого гидропривода центрифуги для двигателей семейства Д-240...…….171
Приложение 4. Расчёт параметров струйного насоса на входе в центрифугу с вихревым приводом……....……..180
Приложение 5. Расчет параметров вихревого гидропривода для центрифуги FM 600..……..……185

ВВЕДЕНИЕ

Эксплуатационный ресурс и надёжность большинства транспортных, технологических и энергетических машин в значительной степени зависит от чистоты смазочных масел, топлива и используемых рабочих жидкостей.

Особое значение эта проблема приобретает для автомобильного, железнодорожного, водного транспорта, а также тех отраслей сельскохозяйственного и промышленного производства, строительства, добычи полезных ископаемых, где техника оснащена в большинстве своём двигателями внутреннего сгорания (ДВС) и гидравлическими системами.

Качественная и своевременная очистка моторных, трансмиссионных и гидравлических масел позволяет существенно снизить их потребление при эксплуатации машин. Это достигается увеличением срока службы масел до замены, а также сокращением числа их регламентированных периодических замен, за счет возможности повторного использования после очистки и регенерации.

В настоящее время применяются две основных технологии очистки технических жидкостей: фильтрационная и центробежная. Иногда их комбинируют. В данной работе рассматривается центробежный способ очистки сепараторами с гидроприводом. Этот способ имеет ряд преимуществ перед фильтрационным.

По сравнению с фильтрами центрифуги имеют меньшее гидравлическое сопротивление и большую грязеемкость; способны полностью восстанавливать эксплуатационные показатели после технического обслуживания; не изменяют пропускной способности и гидравлического сопротивления в процессе работы; могут работать при высоких перепадах давления; не чувствительны к пульсации.

Несмотря на это, в последнее время наблюдается тенденция по вытеснению центрифуг фильтрами, на наш взгляд необоснованному, особенно в отечественном производстве. Вместе с тем, ряд фирм Великобритании, Германии, США, Австралии, Индии, Китая продолжают успешно использовать центрифуги с реактивным гидроприводом для очистки масла и топлива в ДВС, а также в некоторых областях промышленного производства.

В авиации центробежные очистители нашли применение в наземных системах для очистки авиационных масел, в стендах для заправки и промывки гидравлических систем самолетов и вертолетов.

В этой связи совершенствование различных способов очистки технических жидкостей, и в частности, центробежного, по-прежнему остаётся актуальным. В настоящей работе рассматривается новый вид гидропривода центрифуг, приводятся результаты его теоретических и экспериментальных исследований, предлагаются перспективы его использования.

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ ГИДРОПРИВОДОВ ЦЕНТРИФУГ ДЛЯ ОЧИСТКИ ТЕХНИЧЕСКИХ ЖИДКОСТЕЙ

Любое классифицирование имеет превосходство над хаосом.
Клод Леви-Строс

Классификация – нить Ариадны в лабиринте природы.
Жорж Санд

В основе применения гидроприводов центрифуг для очистки технических жидкостей: масел, топлива, рабочих жидкостей транспортно-технологических машин лежит возможность использования энергии самой очищаемой жидкости, подводимой к центрифуге под высоким давлением и с небольшим расходом. Это обеспечивается насосом, как правило, шестерённого типа, функционально входящим в гидравлическую систему машины. Варианты использования этого потока жидкости для привода сепаратора весьма многообразны и продолжают развиваться.

Центрифугу с гидроприводом любого типа можно рассматривать как турбомашину. При этом функциональное предназначение центрифуги − очищать жидкость – накладывает на неё, как турбомашину, определённые особенности [1]. Они состоят в следующем.

1. Рабочим колесом (РК) турбины в данном случае является ротор. Он разделен на две части − входную и выходную, между которыми располагается участок сепарации.

2. Участок сепарации представляет собою кольцевое пространство внутри ротора, границы которого отстоят от оси вращения на некотором расстоянии (радиусе), определяемом из соображений эффективности очистки и грязеёмкости.

3. В силу пространственной разобщённости входной и выходной частей рабочего колеса турбины между геометрическими параметрами входа в ротор и выхода из него нет строгой конструктивной зависимости. В этой связи возможно исполнение турбин любого типа: осевой, радиальной (центробежной или центростремительной), радиально-осевой.

4. Для центрифуг характерны высокая скорость вращения РК (ротора) и малая мощность гидротурбины.

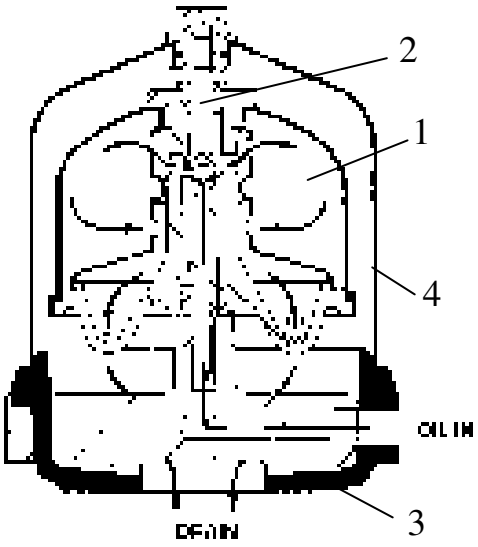
5. В ряде случаев очищенный поток жидкости на выходе из ротора должен обладать достаточной энергией (давлением) для выполнения требуемой функции, заложенной в технологический процесс машины (например, подача очищенного масла в магистраль для смазки узлов под давлением).

6. Подвод жидкости под давлением во вращающийся ротор и отвод из него производятся через осесимметричные каналы в неподвижных деталях центрифуги, что требует применения цилиндрических или торцевых уплотнений для сопрягаемых деталей. И поскольку мощность гидропривода мала, уплотнения должны быть бесконтактными и по возможности малого диаметра.

Проанализируем основные типы гидроприводов центрифуг, известные на данный момент.

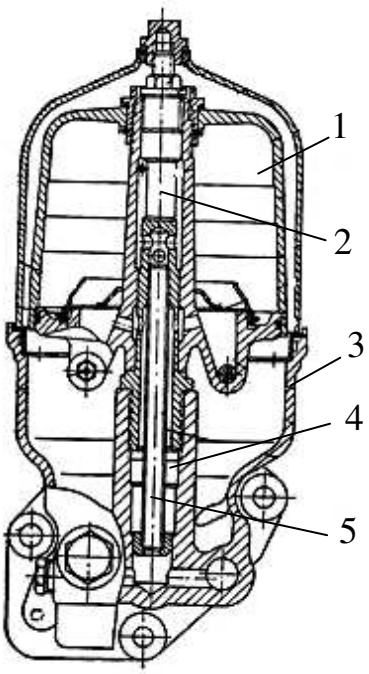
1.1. Струйно-реактивный гидропривод

Этот тип гидропривода, который чаще называют реактивным, наиболее распространён и лучше всего изучен. Впервые промышленная центрифуга с таким приводом была разработана английской металлургической компанией Glacier. В 1951 г. этой фирмой была выпущена реактивная масляная центрифуга (рисунок 1.1), предназначенная для тонкой очистки масла на двигателе «Альбион» [1]. В центрифугах Glacier ротор посажен на неподвижную ось и очистке подвергается только та жидкость, которая используется в гидроприводе. Такие центрифуги называют неполнопоточными (или частичнопоточными).



1 − ротор; 2 − ось ротора;
3 − корпус центрифуги;
4 − колпак корпуса

Рисунок 1.1 – Принципиальная схема центрифуги Glacier



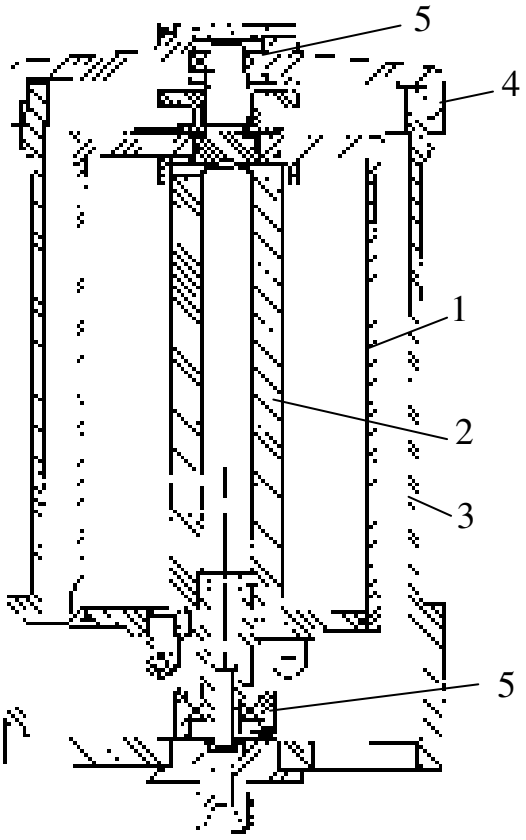
1 − ротор; 2 − ось ротора;
3 − корпус центрифуги;
4 − кольцевой подводящий канал;
5 − центральный отводящий канал

Рисунок 1.2 − Полнопоточная центрифуга двигателя СМД-60

В отечественном автотракторном машиностроении по большей части применялись так называемые полнопоточные реактивные центрифуги с неподвижной осью (рисунок 1.2), в которых часть подводимого очищаемого

масла использовалась для привода ротора, а другая, большая часть, пройдя очистку в роторе, направлялась в масляную магистраль двигателя [2].

Реактивные центрифуги, ротор которых установлен на неподвижной оси, технологичны в изготовлении, однако такая конструкция приводит к повышению гидравлических потерь очищаемой жидкости при вводе в сепарирующую полость ротора и выводе из нее, а также к увеличению сопротивления вращения ротора. Этих недостатков лишены центрифуги (как полнопоточные, так и неполнопоточные) с вращающимся валом ротора в неподвижных подшипниковых опорах (подобно роторам электродвигателей) (рисунок 1.3).



1 − колпак ротора;
2 − вал (колонка) ротора;
3 − корпус центрифуги;
4 − крышка корпуса;
5 – подшипниковые опоры

Рисунок 1.3 − Частичнопоточная центрифуга со струйно-реактивным приводом и вращающимся валом ротора

Центрифуги со струйно-реактивным приводом достаточно просты в изготовлении, надёжны и обладают высоким КПД [1, 3], доходящим до 60…65%.

Недостатки этого гидропривода состоят в следующем. Струя, истекающая из сопел, неизбежно распыляется [1] и, таким образом, очищаемая жидкость насыщается воздухом и интенсивно окисляется. К тому же в полости корпуса центрифуги, в околороторном пространстве образуется насыщенный туман из брызг, что приводит к увеличению аэродинамического момента сопротивления вращению.

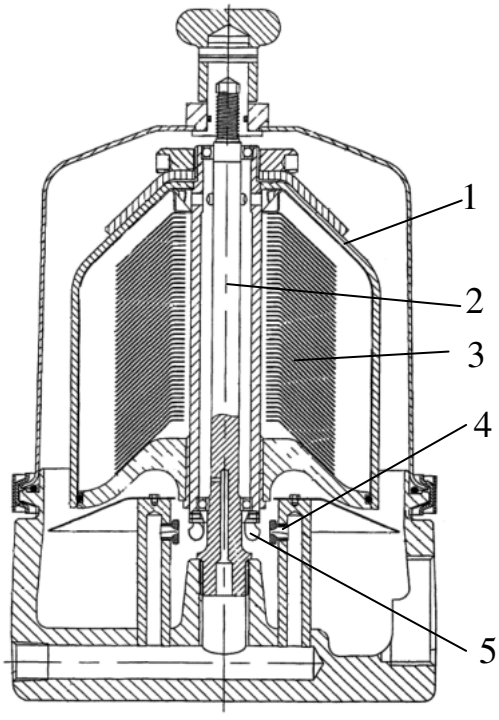
Слив масла из корпуса этих центрифуг происходит самотёком, что предполагает установку ротора на вертикальной оси, а размещение самой центрифуги выше сливной емкости (например, картера двигателя). Таким образом, ограничиваются конструктивные возможности рациональной компоновки очистителя на агрегате.

1.2. Активный гидропривод

Отличительная особенность активного привода состоит в том, что к рабочему колесу (РК) турбины − ротору подводится закрученный поток жидкости, обладающий моментом количества движения (кинетическим моментом) относительно оси вращения ротора. В турбомашинах такой поток формируется направляющим аппаратом (НА) на входе в РК. Конструкции НА могут быть различные, в том числе в виде тангенциально направленных струй, бьющих в лопатки рабочего колеса. В настоящее время предложен ряд конструктивных решений активных гидроприводов центрифуг.

1.2.1. Гидропривод типа ковшовая турбина

Существует немало патентов (США − US 60173000, US 6893389; патенты Чехословакии № 103234, 112192; ФРГ № 1123159 и др.), в которых для привода центрифуг применяются ковшовые турбины. На рисунке 1.4 представлена схема одного из них с подобным приводом.



1 − ротор;
2 − вал ротора;
3 − тарельчатые вставки;
4 − неподвижные сопла;
5 – лопатки (ковши) турбины

Рисунок 1.4 − Центрифуга с ковшовой турбиной
(Патент EP1008391B1)

Ковшовая турбина или турбина Пелтона (Pelton Turbine) по своей конструкции и принципу действия существенно отличается от реактивных гидротурбин. Струи жидкости здесь истекают из неподвижных сопел и ударяют в лопатки рабочего колеса, приводя его во вращение. Лопатки турбины Пелтона имеют особенную форму двояковогнутого ковша – лезвие посередине разделяет струю жидкости на два потока, что значительно улучшает эффективность работы ковша и замедляет износ лопаток. КПД ковшовых турбин может достигать 90%, т.е. существенно выше, чем у струйно-реактивного привода. Однако это преимущество, по сути, теряется из-за более сложной конструкции ковшовых турбин. Помимо этого турбине Пелтона присущи те же недостатки, что и струйно-реактивному приводу (распыление жидкости, проблемы слива жидкости из корпуса и т.д.).

1.2.2. Внутренний гидропривод

Термин «внутренний привод», официально закрепленный ГОСТ 10556-78 (ныне не действующим), на наш взгляд, не совсем логичен с точки зрения классификации гидротурбин. Фактически это активный привод, рабочим колесом (РК) которого является ротор, а направляющий аппарат (НА) находится на его неподвижной оси. Позиционно НА расположен буквально внутри ротора и, возможно, из-за этого утвердилось название «внутренний привод». Этот гидропривод изучался советскими исследователями [3–6] и нашёл применение в полнопоточных центрифугах ряда отечественных автотракторных двигателей (двигатели семейства Д-240, КамАЗ-740).

На рисунке 1.5 представлен один из вариантов такого привода.

Направляющий аппарат представляет собою две тангенциальные щели, выполненные в нижней части оси ротора 5. Жидкость, подводимая через кольцевой подводящий канал 13, выбрасывается из этих щелей с большой скоростью в кольцевую полость между колонкой ротора 3 и осью 5, образуя вращающийся поток, т.е. приобретает значительный кинетический момент. Далее жидкость вследствие трения о внутреннюю поверхность колонки и прохода по её радиальным отверстиям внутрь увлекает во вращение ротор центрифуги.

Очищенная жидкость из ротора по тангенциальным каналам в верхней части колонки попадает в кольцевую полость между колонкой и осью, а из неё в центральный канал 14 отвода масла.

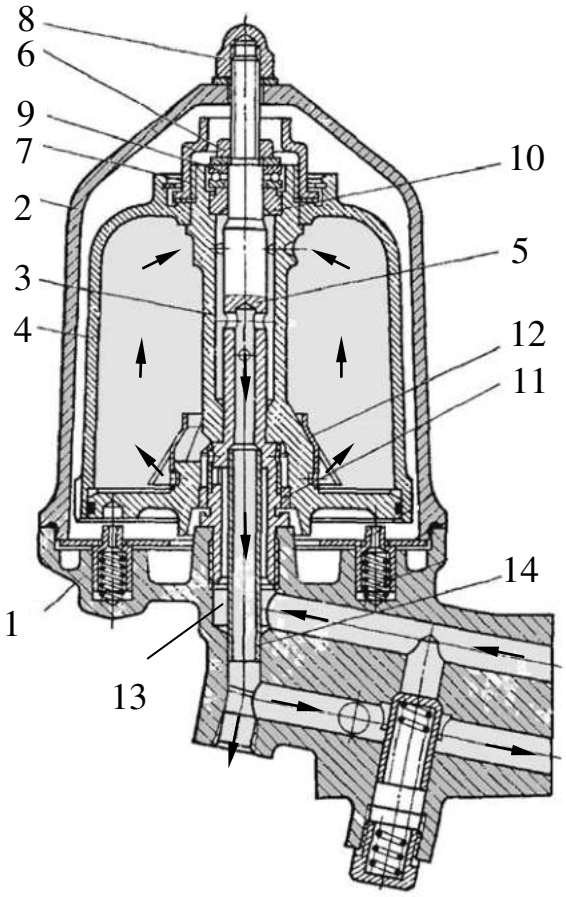
Вывод жидкости из вращающегося ротора через каналы колонки, ориентированные тангенциально, ошибочно обосновывался некоторыми исследователями [4, 5] возможностью создания дополнительного реактивного момента ротора, подобно реактивно-струйным приводам центрифуг. На самом деле, как было экспериментально показано в работе [3], такой подкрутки не возникает. Тангенциальное расположение выходных каналов обеспечивает радиальное направление течения жидкости в кольцевой полости 6 и, таким образом, предотвращает ударный вход в радиальные каналы неподвижной оси.

Преимущества активного внутреннего привода состоят в следующем:

− очищаемая жидкость не распыляется (как, например, в струйно-реактивном или ковшовом приводе), не насыщается воздухом и, следовательно, дополнительно не окисляется;

− момент аэродинамического сопротивления меньше в силу отсутствия капельного тумана в околороторном пространстве;

− уменьшаются габаритные размеры корпуса центрифуги из-за отсутствия картера центрифуги − камеры для сбора истекающей из сопел жидкости.



1 − корпус центрифуги;
2 − колпак корпуса;
3 − колонка ротора;
4 − колпак ротора;
5 − ось ротора;
6 − гайка крепления ротора;
7 − гайка колпака ротора;
8 − гайка колпака корпуса;
9 − упорный подшипник;
10 − верхняя втулка ротора;
11 − нижняя втулка ротора;
12 − экран;
13 − канал подвода масла;
14 − трубка отвода масла

Рисунок 1.5 − Центрифуга с активным приводом двигателей КамАЗ-740

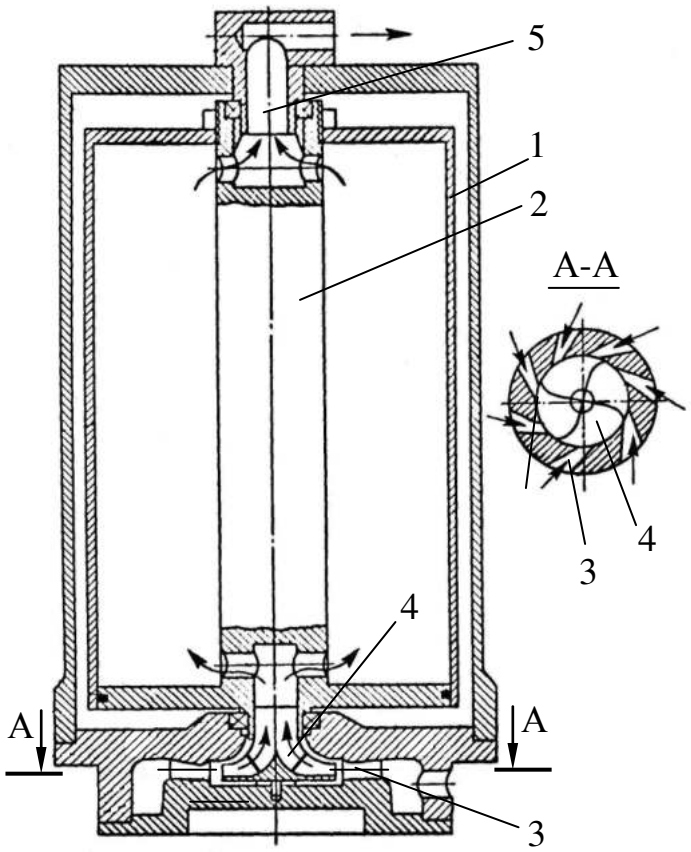
Кроме того, при использовании дополнительного микронасоса для откачки жидкости, истекающей из подшипников и уплотнений ротора (например, струйного типа), возможно расположение центрифуги под разными углами наклона к вертикали и на разных уровнях вне зависимости от расположения сливного бака (картера). Это обеспечивает широкие возможности по компоновке и монтажу центрифуги на агрегате.

Отметим и характерный недостаток внутреннего привода. Поскольку радиус оси ротора конструктивно не может быть большим, то для получения необходимого движущего момента требуется повышенный расход жидкости в гидроприводе, что приводит к большим гидравлическим потерям в нем и,

кроме того, отрицательно сказывается на сепарационной эффективности центрифуги. КПД этого гидропривода в 1,5–2 раза ниже, чем КПД струйно-реактивного [3].

1.2.3. Гидропривод типа турбины Френсиса

На рисунке 1.6 схематично представлена центрифуга с гидроприводом типа турбины Френсиса [7]. Привод содержит неподвижный направляющий аппарат (НА) в виде системы периферийно расположенных тангенциальных каналов и рабочее колесо (РК) турбины радиально-осевого типа, установленное на входе в ротор центрифуги. Выход жидкости из ротора осуществляется через центральный канал в верхней части его вала (колонки ротора).



1 − колпак ротора;
2 − вал (колонка) ротора;
3 − каналы НА;
4 − РК турбины;
5 – выходной канал ротора

Рисунок 1.6 − Центрифуга с гидроприводом типа турбины Френсиса

Центрифуга с этим приводом обладает такими же преимуществами, что и с «внутренним приводом», однако значительно сложнее в изготовлении.

Еще одна центрифуга с подобным гидроприводом − радиально-осевой центростремительной турбиной представлена на рисунке 1.7 [7, 8].

Здесь в качестве направляющего аппарата (НА) используется вихревая камера (ВК), называемая автором ускорительной. При этом предполагается,

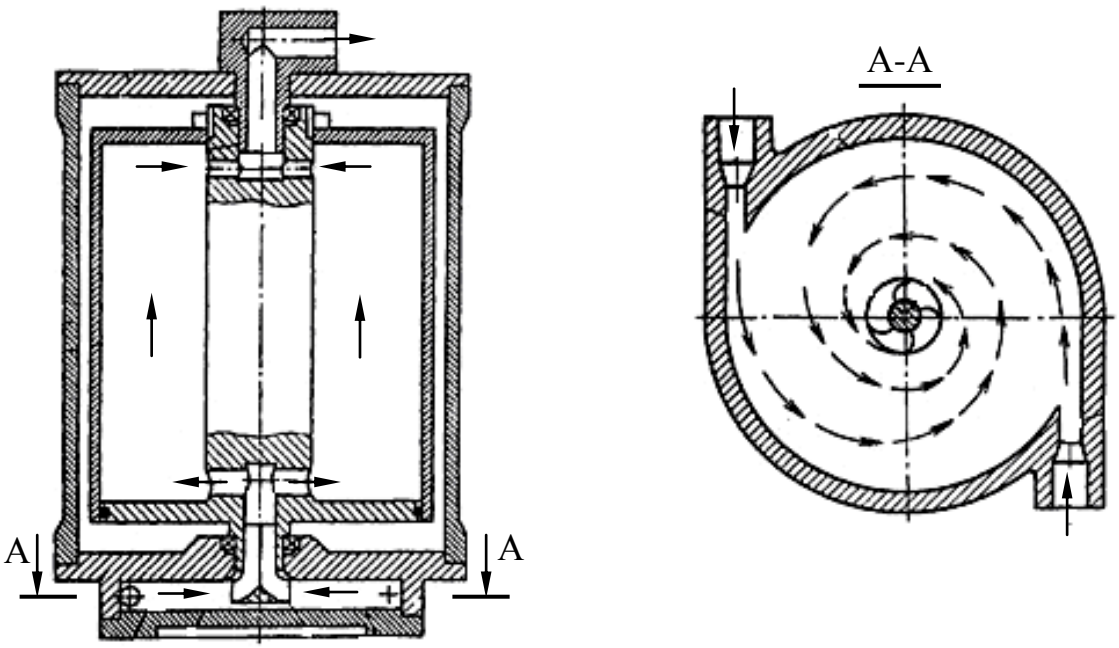


Рисунок 1.7 − Центрифуга с турбиной Френсиса
и вихревым направляющим аппаратом (НА)

что поток жидкости, поступающий в камеру тангенциально на периферии с небольшой скоростью, при приближении к её центру (а следовательно, к рабочему колесу турбины) получит необходимую высокую окружную скорость. Для идеальной жидкости это так, но для вязких жидкостей, например, масел и топлив на нефтяной основе, как в последующем показали теория и эксперименты, скорость потока при приближении к центру направляющего аппарата наоборот снижалась.

1.2.4. Вихревой гидропривод

Сделать изобретение легко; гораздо труднее найти ему практическое применение.
Томас Эдисон

Этот привод предложен авторами настоящей монографии и подтверждён несколькими патентами [9–13].

На основе использования особенностей вихревого движения и, в частности, истечения жидкости из вихревой камеры (ВК), возможно создание эффективного гидропривода центрифуги простой конструкции, с малым гидравлическим сопротивлением и высокими скоростными показателями [9].

Исследователями вихревых потоков [14–17] установлено, что из центрального отверстия вихревой камеры жидкость истекает тонким кольцевым слоем и по выходу из отверстия образует конический расходящийся поток

(рисунок 1.8). Приосевая зона камеры либо заполнена воздухом, либо при наличии противодавления заполнена жидкостью. Этот объем непроточен.

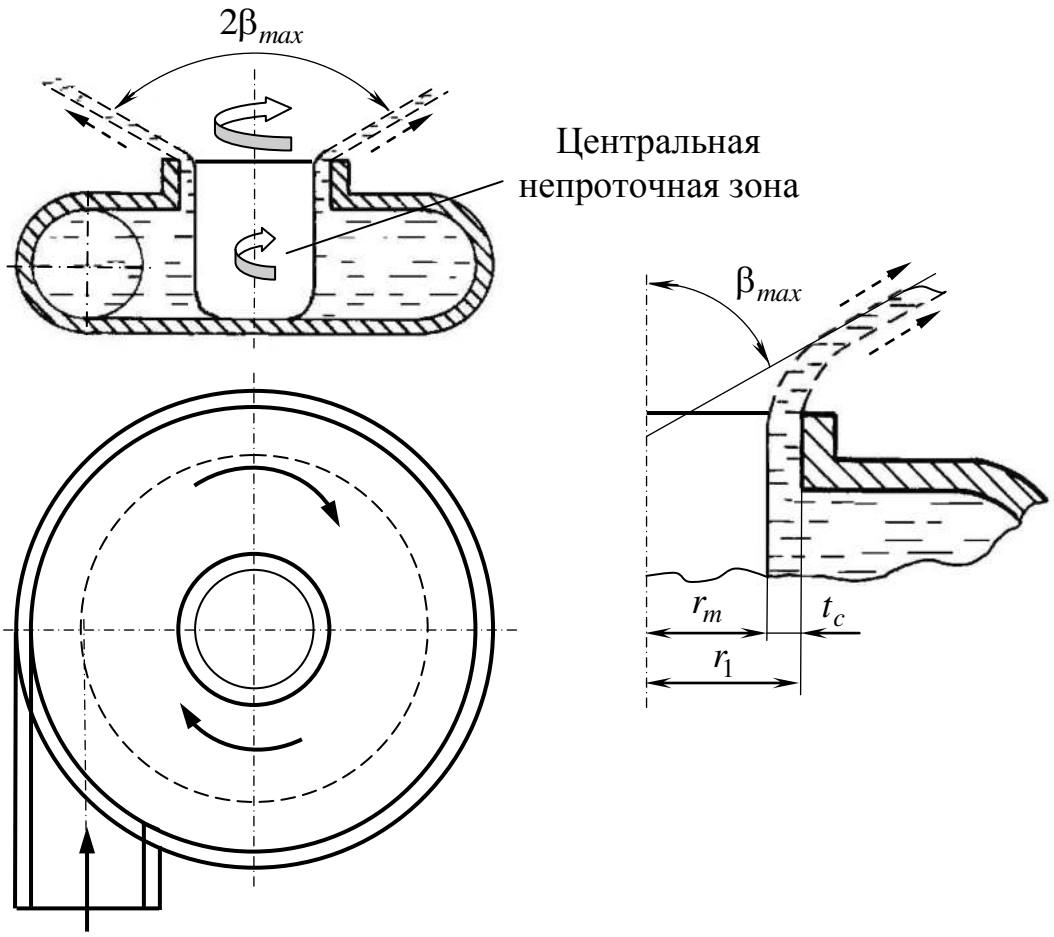


Рисунок 1.8 − Схема истечения жидкости из вихревой камеры

Конический поток жидкости, истекающей из вихревой камеры, обладает кинетическим моментом и при введении его в рабочее колесо ротора центрифуги приводит его во вращение. Таким образом, если использовать естественные границы потока на выходе из ВК, то тип турбинной ступени гидропривода получается радиально-осевым, центробежным. Лопатки и каналы проточной зоны РК турбины, через которые жидкость поступает в сепарирующую полость ротора, должны быть расположены под тем же углом конусности.

Геометрические параметры истекающего потока (рисунок 1.8): радиус непроточной зоны r_m, угол конусности (факела) β_{max}, толщина кольцевого слоя жидкости в выходном отверстии камеры (сопле) t_c − зависят как от геометрических параметров вихревой камеры, например, радиуса её сопла r_1, так и от расхода жидкости в гидроприводе Q и требуемой скорости её вращения ω на выходе из ВК, и могут быть вычислены по известным формулам [14–17].

На рисунке 1.9 представлена конструктивная схема полнопоточной центрифуги с вихревой камерой в качестве направляющего аппарата гидропривода турбины, расположенной под основанием ротора. При этом из камеры организован вход закрученного потока жидкости в рабочее колесо ротора, а в центральной непроточной области вихревой камеры расположен нижний полый шип ротора, через который происходит отвод очищенной жидкости.

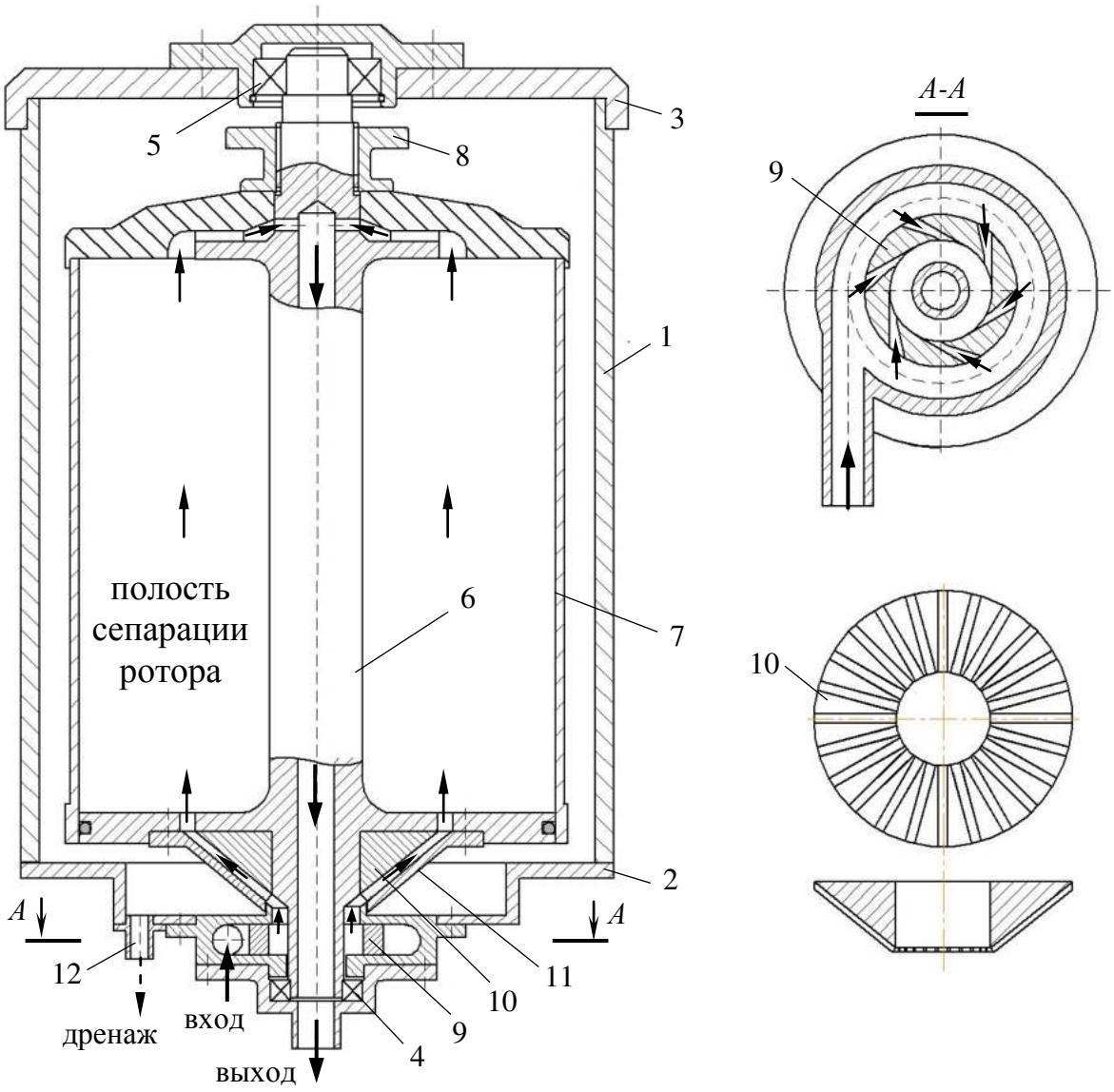


Рисунок 1.9 − Конструктивная схема полнопоточной центрифуги с вихревым приводом

Центрифуга (рисунок 1.9) состоит из корпуса 1 с основанием 2 и крышкой 3, установленного в них в подшипниках 4, 5 ротора, включающего колонку 6 и барабан 7, скреплённых гайкой 8. В основании 2 корпуса размещена вихревая камера 9 направляющего аппарата турбины гидропривода с несколькими тангенциальными входными каналами. Через её центральную нерабочую зону проходит нижний шип колонки ротора, опирающийся на

подшипник 4. В нижней части колонки 6 снаружи установлено рабочее колесо турбины 10 конической формы с рядом радиальных каналов прямоугольного сечения. Колесо зафиксировано на валу колонки коническим фланцем 11, который вместе с каналами образует проточную зону центробежной радиально-осевой турбины. Напротив каждого канала колеса в днище колонки выполнены отверстия для ввода жидкости из турбинной ступени в сепарирующую полость ротора. Вывод жидкости из ротора осуществляется через систему радиальных каналов, образованных крышкой барабана 7 и колонкой 6, центральное сверление в ней, нижний шип, проходящий через вихревую камеру 9 и далее отверстие в основании 2 центрифуги.

Кроме того в основании выполнен дренажный канал 12 для отвода утечек жидкости через цилиндрическое уплотнение вихревой камеры 9 с фланцем 11 турбинного колеса.

Центрифуга работает следующим образом (рисунок 9). Очищаемая жидкость под давлением подаётся на периферию вихревой камеры 9. Пройдя тангенциальные каналы камеры, поток закручивается и растекается коническим слоем из её верхнего центрального отверстия, попадая в каналы рабочего колеса 10 турбины. При этом закрученный поток взаимодействует с лопатками колеса и приводит ротор во вращение. Перемещаясь вдоль каналов в радиально-осевом направлении, жидкость через отверстия в днище колонки 6 поступает в сепарирующую полость ротора и устремляется вверх вдоль оси его вращения. В верхней части ротора очищенная в центробежном поле жидкость через радиальные каналы колонки поступает в ее центральное сверление, откуда направляется вниз. Таким образом, вывод жидкости из ротора осуществляется через его нижнюю опору, которая располагается в центральной непроточной зоне вихревой камеры 9.

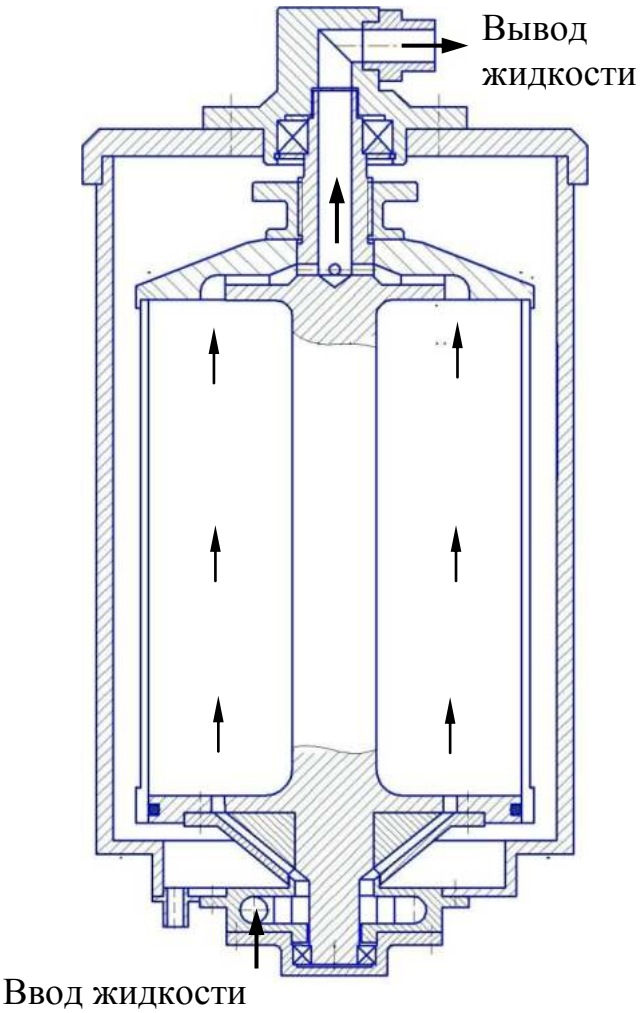


Рисунок 1.10 – Схема центрифуги
с вихревым приводом и отводом
жидкости через верхний шип ротора

Незначительные утечки жидкости через цилиндрическое уплотнение турбинной ступени − между вихревой камерой 9 и коническим фланцем рабочего колеса 11 собираются в полости основания 2 центрифуги под ротором и отводятся через дренажный канал 12. В этом случае они не попадают на ротор и, следовательно, не оказывают дополнительного сопротивления его вращению.

Существуют и другие варианты конструкции центрифуг с вихревым приводом. Так, можно обеспечить отвод очищенной жидкости из ротора через его верхний шип (рисунок 1.10) или через верхний и нижний одновременно. Также вихревой привод может быть применён и для центрифуг с роторами, установленными на неподвижной оси.

Изучению этого привода посвящена настоящая монография.

ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИХРЕВОГО ГИДРОПРИВОДА ЦЕНТРИФУГ

Теория определяет, какой факт вы увидите.
Альберт Эйнштейн

Лучшим подтверждением всякой теории
Является возможность воплотить её
в жизнь.

Карл Краус

2.1. Основные конструктивные элементы вихревого гидропривода центрифуг

Как отмечалось в главе 1, вихревой гидропривод состоит из направляющего аппарата в виде вихревой камеры и рабочего колеса турбины. Остановимся на рациональных конструктивных вариантах этих двух элементов привода.

2.1.1. Вихревая камера

Поток рабочей жидкости вводится в вихревую камеру по тангенциальным каналам и выводится через её центральное отверстие в рабочее колесо турбины, размещённое в роторе центрифуги. В простейшем случае это может быть один тангенциальный канал, однако, как показывают исследования, предпочтительно иметь несколько каналов завихрителя (рисунок 2.1).

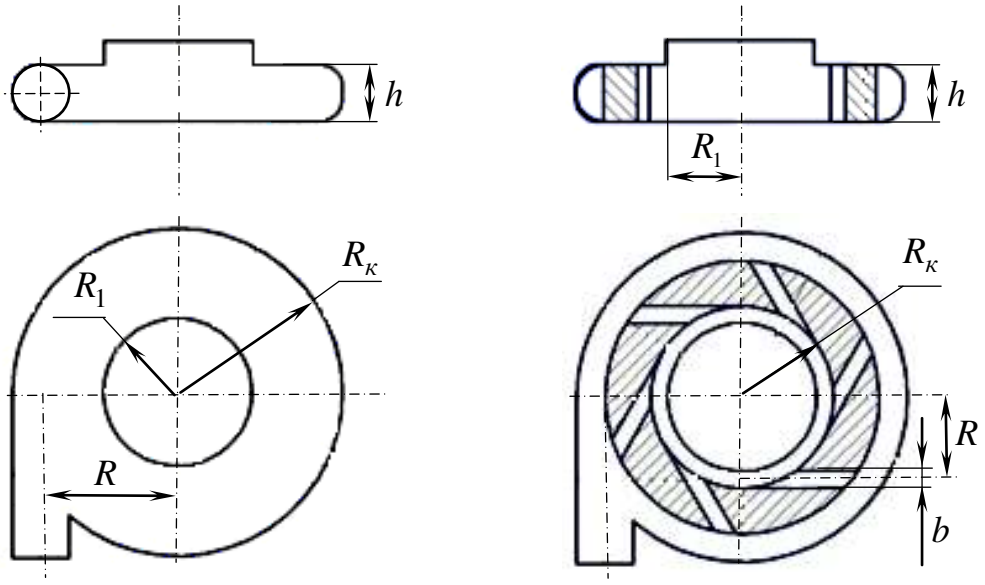


Рисунок 2.1 − Основные конструктивные параметры вихревой камеры

Основными параметрами вихревой камеры, определяющими эффективность гидропривода, являются радиус отверстия на выходе из камеры R_1,

внутренний радиус камеры R_k, ширина b, высота h и количество z тангенциальных входных каналов.

Оптимизация этих параметров составляет предмет исследования в этой главе.

2.1.2. Рабочее колесо турбины

Рабочее колесо по своей форме должно отвечать естественным границам потока на выходе из вихревой камеры. В практике турбостроения при выборе типа рабочего колеса исходят из большого числа конструктивных, технологических, экономических, эксплуатационных и других требований. В данном случае, руководствуясь соображениями простоты и технологичности изготовления, остановимся на решетке в виде прямоугольных каналов, выполненных на конической поверхности с одинаковыми проходными сечениями на входе и на выходе (так называемая активная решетка) (рисунок 2.2).

Наклон каналов β к оси колеса соответствует углу наклона конического расходящегося потока жидкости (рисунок 1.8), истекающей из вихревой камеры. Глубина (высота) каналов h_k равна толщине конического слоя потока на выходе из вихревой камеры. Ширина каналов b_k вычисляется из условия их заполненности жидкостью и отсутствия её отрыва от стенок. Число каналов рабочего колеса z_k должно быть таким, чтобы обеспечить острые кромки лопаток рабочего колеса при входе в него на радиусе R_1.

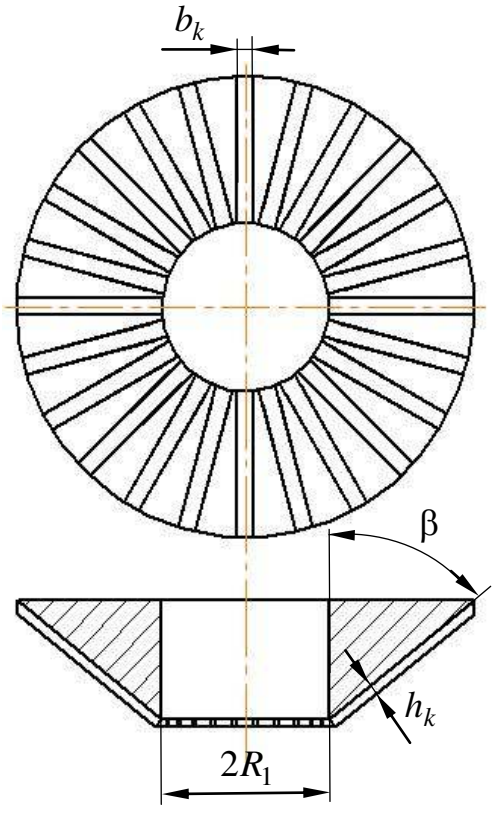


Рисунок 2.2 − Рабочее колесо гидропривода

Для максимального снижения местных гидравлических потерь при вводе закрученного потока в рабочее колесо, необходимо обеспечить, так называемый, «безударный вход», то есть натекание жидкости на лопатки с нулевым углом атаки, когда движения потока направлено по касательной линии к переднему профилю лопатки.

При радиальном расположении входных профилей лопаток, а в данном случае – каналов, угол между относительной скоростью жидкости w_1 и окружной u_1 на входе в рабочее колесо равен 90^0. В этом случае закрутка потока соответствует коэффициенту циркуляции $c_u = 1$.

2.2. Обоснование параметров турбинной ступени гидропривода

Приняв общую схему гидропривода (рисунок 1.9), необходимо обосновать параметры проточной части турбинной ступени, обеспечивающие заданные характеристики центробежного очистителя.

Несмотря на своеобразие центрифуги как гидротурбины, к ней применимы основные турбинные уравнения Эйлера:

$$L_u = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}; \tag{2.1}$$

$$L_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}, \tag{2.2}$$

где L_u − удельная работа турбины, Дж/кг (м^2/с^2);

c_1, c_2 − абсолютные скорости потока на входе в рабочее колесо и выходе из него, м/с;

w_1, w_2 − относительные скорости потока вдоль лопаток рабочего колеса на входе и выходе из него, м/с;

u_1, u_2 − переносные скорости потока (окружные) на входе и выходе из рабочего колеса турбины, м/с.

Применима также формула для движущего момента, развиваемого в гидроприводе:

$$M_\partial = m_S \left(R_1 c_{1u} - R_2 c_{2u}\right), \tag{2.3}$$

где c_{1u}, c_{2u} − окружные составляющие абсолютных скоростей потока (их проекции на направление окружной скорости), м/с;

m_S − массовый расход жидкости, кг/с;

R_1, R_2 − входной и выходной радиусы рабочего колеса, м.

Для установившегося режима работы центрифуги движущий момент равен моменту сопротивления вращения ротора:

$$M_\partial = M_c. \tag{2.4}$$

Полагая $c_{2u} = 0$ (минимальная закрутка потока на выходе из рабочего колеса), и $m_S = \rho Q$, получим:

$$M_\partial = \rho Q R_1 c_{1u} = \rho Q \Gamma_1. \tag{2.5}$$

Здесь Q − объемный расход жидкости в гидроприводе, м^3/с;

ρ − плотность жидкости, кг/м^3;

Γ_1 − циркуляция скорости на входе в рабочее колесо, м^2/с.

Учитывая, что

$$\Gamma_1 = c_{1u} R_1 = c_u \omega R_1^2, \tag{2.6}$$

будем иметь

$$M_\partial = \rho Q c_u \omega R_1^2, \tag{2.7}$$

где c_u − коэффициент циркуляции потока жидкости может находиться в пределах от 1 до 2.

Таким образом, получаем

$$\rho Q c_u \omega R_1^2 = M_c . \qquad (2.8)$$

Это уравнение позволяет определить радиус выхода из вихревой камеры R_1 в зависимости от принятой скорости вращения ротора ω, момента сопротивления его вращению M_c и расхода жидкости на привод Q.

Не менее существенным параметром вихревой камеры является радиус её центральной непроточной части R_m (рисунок 2.3). Существуют несколько выражений для определения этого радиуса [13–16]. Наиболее применимо следующее:

$$\frac{\left(1-\xi^2\right)^2}{\xi^2} + 2\left(1-\xi^2\right) ln\,\xi = \frac{2}{\Pi^2}\ , \qquad (2.9)$$

где $\xi = R_m / R_1$;

Π − «пи-параметр», безразмерная характеристика вихревой камеры [14], показывающая взаимную связь ее геометрических параметров:

$$\Pi = \frac{\pi R_1 \Gamma_1}{Q} = \frac{\pi c_u R_1^3 \omega}{Q} . \qquad (2.10)$$

Решая уравнение (2.9), находим коэффициент ξ и соответственно радиус непроточной зоны,

$$R_m = \xi \cdot R_1 . \qquad (2.11)$$

В этом случае толщина кольцевого слоя жидкости на выходе из вихревой камеры (рисунок 2.3) будет равна:

$$t_к = R_1 - R_m = R_1(1-\xi). \qquad (2.12)$$

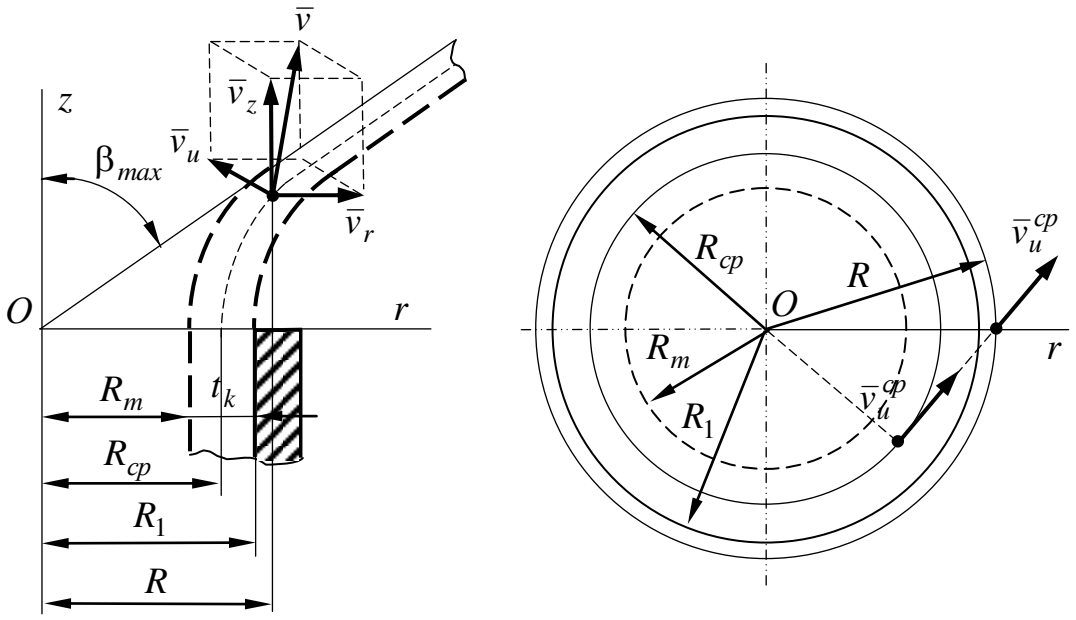


Рисунок 2.3 − Схема движения жидкости на выходе из вихревой камеры

Угол наклона каналов рабочего колеса турбины к его оси, как уже отмечалось, принимаем равным углу конусности выходящего из вихревой камеры потока β. Определим этот угол.

Будем исходить из того, что жидкость истекает из вихревой камеры достаточно тонким слоем [16]. Для определения формы поверхности рассмотрим её сечение меридианной плоскостью, проходящей через продольную ось симметрии потока. Уравнение полученной плоской кривой, являющейся образующей поверхности, определим, рассмотрев движение частицы жидкости на выходе из горловины вихревой камеры (рисунок 2.3).

Абсолютную скорость потока можно разложить на три составляющие:

$$\bar{v} = \bar{v}_u + \bar{v}_r + \bar{v}_z, \qquad (2.13)$$

где $\bar{v}_u, \bar{v}_r, \bar{v}_z$ − соответственно окружная, радиальная и осевая составляющие абсолютной скорости.

Считая движение частицы жидкости равномерным, её координаты в вертикальной меридианной плоскости применительно к средней линии тока (рисунок 2.3) будут следующие:

$$z = v_z \cdot t,$$

$$R = \sqrt{\left(v_u^{cp} \cdot t\right)^2 + R_{cp}^2}, \qquad (2.14)$$

где v_u^{cp} – окружная скорость точек средней линии потока на радиусе R_{cp}, м/с.

Исключая параметр *t* (время перемещения частицы жидкости с радиуса R_{cp} на радиус *R*) из выражений для координат, получим уравнение плоской кривой в каноническом виде:

$$\left(\frac{1}{R_{cp}}\right)^2 \cdot R^2 - \left(\frac{v_u^{cp}}{v_z \cdot R_{cp}}\right)^2 \cdot z^2 = 1. \qquad (2.15)$$

Следовательно, образующая поверхности в меридианной плоскости является гиперболой, а сама поверхность растекания жидкости на выходе из вихревой камеры − однополостный гиперболоид вращения. Как известно, подобная поверхность асимптотически приближается к круглому конусу, угол наклона образующей которого к его оси и является искомым предельным углом конусности вытекающего потока жидкости − β_{max}.

Угловой коэффициент асимптоты будет равен:

$$k = tg\beta_{max} = \frac{a}{c}, \qquad (2.16)$$

где $a = R_{cp}$; $c = \frac{v_z}{v_u^{cp}} \cdot R_{cp}$.

Тогда угол наклона каналов рабочего колеса к оси турбины составит:

$$\beta_{max} = arctg\,\frac{v_u^{cp}}{v_z}. \qquad (2.17)$$

Выразим входящие в это уравнение осевую и среднюю окружную скорости через параметры вихревой камеры и режим течения жидкости:

$$v_z = \frac{Q}{f_1} = \frac{Q}{\pi\left(R_1^2 - R_m^2\right)} = \frac{Q}{\pi R_1^2\left(1-\xi^2\right)}; \tag{2.18}$$

$$v_u^{cp} = \frac{\Gamma}{R_{cp}} = \frac{c_{1u}R_1}{R_{cp}} = \frac{c_u \omega R_1^2}{R_{cp}} = \frac{QR}{f_0 R_{cp}}, \tag{2.19}$$

где f_1 – площадь кольцевого сечения потока на выходе из камеры, м^2;

f_0 – площадь сечения входных каналов в вихревую камеру, м^2.

С учетом выражений (2.10), (2.12), (2.18), (2.19) получим:

$$tg\beta_{max} = \frac{2\pi R R_1}{f_0}(1-\xi) = \frac{2\pi\Gamma R_1}{Q}(1-\xi) = 2\Pi(1-\xi),$$

$$\beta_{max} = arktg\left(2\Pi(1-\xi)\right). \tag{2.20}$$

Глубину (высоту) каналов h_k (рисунок 2.2) на входе в рабочее колесо, как следует из рисунка 2.3, ориентировочно определим по формуле

$$h_к = t_к \cdot cos\beta_{max} = \left(R_1 - R_m\right)\cdot cos\beta_{max} = R_1(1-\xi)\cdot cos\beta_{max}. \tag{2.21}$$

Ширину каналов $b_к$ найдём из условия безотрывного течения жидкости во вращающемся канале, которое состоит в следующем [17]:

$$w \geq \omega \cdot b_к,$$

где w – скорость потока в канале, м/с;

ω – угловая скорость вращения канала, с$^{-1}$;

$b_к$ – ширина канала, м.

Относительная скорость потока в канале рабочего колеса равна:

$$w = \frac{Q}{2\pi R_1 \cdot t_к} = \frac{Q}{2\pi R_1^2 \cdot (1-\xi)\cdot cos\beta_{max}}. \tag{2.22}$$

Тогда условие его движения без отрыва от стенок каналов имеет вид

$$\frac{Q}{2\pi R_1^2 \cdot (1-\xi)\cdot cos\beta_{max}} \geq \omega \cdot b_к.$$

Таким образом, ширина каналов должна быть следующей:

$$b_к \leq \frac{Q}{2\pi R_1^2 \cdot \omega \cdot (1-\xi)\cdot cos\beta_{max}}. \tag{2.23}$$

Количество каналов рабочего колеса $z_к$ находим из условия

$$b_к \cdot z_к = 2\pi R_1.$$

В этом случае обеспечиваются острые кромки лопаток рабочего колеса на входе в каналы (т.е. ширина лопаток на входе равна нулю). Подставляя значение ширины каналов, получаем

$$z_к \geq \frac{4\pi^2 R_1^3 \cdot \omega \cdot (1-\xi)\cdot cos\beta_{max}}{Q}. \tag{2.24}$$

При проектировании вихревой камеры основной задачей является выбор её оптимальных геометрических параметров, которые обеспечили бы

максимальную эффективность гидропривода. Оптимальные параметры в первую очередь соответствуют минимальным диссипативным потерям энергии в вихревой камере. Рассмотрим эти потери.

2.3. Энергетические потери в вихревой камере гидропривода

2.3.1. Потери кинетического момента потока жидкости в вихревой камере

Для получения заданной частоты вращения ротора центрифуги при выбранном расходе жидкости Q необходимо иметь, согласно выражению для движущего момента (2.5), требуемую циркуляцию скорости потока на входе в турбинное колесо: $\Gamma_1 = c_{1u} R_1$.

Эта циркуляция реализуется с помощью направляющего аппарата, в данном случае вихревой камеры со строго определенными геометрическими параметрами. Выбор этих параметров для идеальной жидкости, а также для жидкостей малой вязкости (например, бензин, ацетон) можно осуществить, исходя из закона сохранения кинетического момента. Для вязких же жидкостей, к которым относятся смазочные и гидравлические масла, как показали пробные эксперименты, такой упрощенный подход дает неудовлетворительные результаты.

Скорость жидкости в вихревой камере достаточно высока, и поэтому существенное влияние на энергию потока оказывают силы вязкого трения о стенки камеры. Они приводят к снижению кинетического момента, которым обладает жидкость на выходе из направляющего аппарата, а также приводят к значительным гидравлическим потерям.

Поэтому при проектировании вихревой камеры гидропривода необходимо учитывать диссипативные потери энергии жидкости на трение.

Вопрос этот рассматривался рядом исследователей [14, 15, 18–20], но по-прежнему является недостаточно проработанным. Подходы авторов разнятся в характере принимаемых упрощений и в оценке коэффициента трения потока о стенки вихревой камеры.

Рассмотрим плоскую камеру с одним или несколькими тангенциальными входными каналами прямоугольной формы (рисунок 2.4). Потери кинетического момента проанализируем последовательно на двух участках: на входе в вихревую камеру и в средней её части.

Потери на входе в камеру происходят вследствие трения потока о её цилиндрическую и торцевую поверхности в объеме, ограниченном двумя концентрическими цилиндрами радиусов R_k и R и торцами камеры. По теореме об изменении момента количества движения для этого объема жидкости будем иметь

$$\rho \int_f r v_u v_n \cdot df = -M_ц - M_m^{вх}, \qquad (2.25)$$

где r – текущий радиус рассматриваемого элементарного объема, м;

v_u − окружная скорость жидкости, м/с;

v_n − скорость жидкости по нормали к торцевым поверхностям, м/с;

f − площадь смачиваемой поверхности вихревой камеры рассматриваемого объема, м^2;

$M_ц$ − момент трения жидкости о цилиндрическую поверхность, Н·м;

$M_m^{вх}$ − момент трения о торцевые поверхности на данном участке, Н·м.

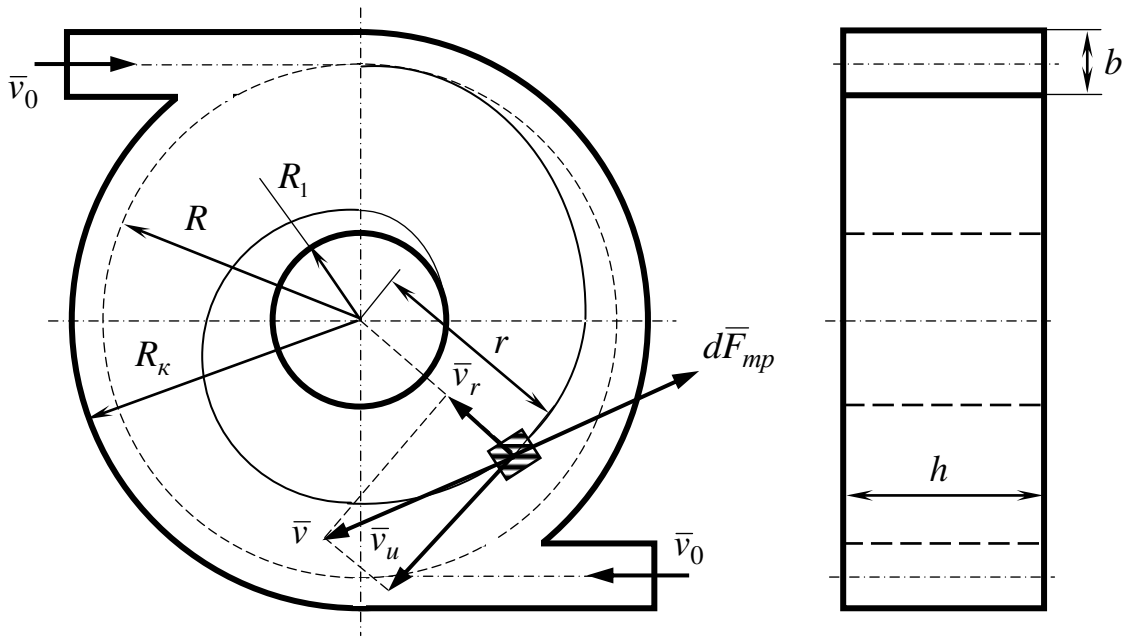


Рисунок 2.4 − К расчету диссипативных потерь энергии в цилиндрической вихревой камере

Поскольку на непроницаемых поверхностях v_n = 0, то левая часть уравнения (2.25) сводится к разности интегралов:

$$\rho h z \int_0^{\varphi} R_k^2 v_u v_r \cdot d\varphi - \rho h \int_0^{2\pi} R^2 v_u v_r \cdot d\varphi = M_ц + M_m^{вх}, \qquad (2.26)$$

где R_k − внутренний радиус камеры, м;

R − плечо ввода потока в камеру, м;

h − высота камеры, м;

z − число входных каналов камеры;

v_r − радиальная составляющая скорости потока в камере, м/с.

Кинетические моменты жидкости на входе в камеру и на радиусе R можно выразить соответственно как

$$\rho h z \int_0^{\varphi} R_k^2 v_u v_r \cdot d\varphi = \rho Q R v_0 = \rho Q \Gamma_0,$$

$$\rho h \int_0^{2\pi} R^2 v_u v_r \cdot d\varphi = 2\pi\rho R^2 h v_r v_u = \rho Q R v_u = \rho Q \Gamma_R , \qquad (2.27)$$

где v_0 – скорость потока во входных каналах камеры, м/с.

Тогда

$$\rho Q(\Gamma_0 - \Gamma_R) = M_ц + M_m^{вх} . \qquad (2.28)$$

Циркуляция скорости Γ_R на радиусе камеры R меньше циркуляции на входе в нее – Γ_0 и её можно представить, как

$$\Gamma_R = \psi \cdot \Gamma_0 .$$

Тогда получим

$$\rho Q \Gamma_0 (1 - \psi) = M_ц + M_m^{вх} . \qquad (2.29)$$

Момент сил трения о цилиндрическую поверхность камеры на входе:

$$M_ц = \tau_ц f_ц R_k = \tau_ц l h R_k , \qquad (2.30)$$

где $f_ц$ – площадь «смоченной» цилиндрической поверхности, м^2;

l – длина «смоченной» цилиндрической поверхности, м;

$\tau_ц$ – касательное напряжение силы трения о цилиндрическую поверхность камеры, Н/м^2.

Момент сил трения о торцевые поверхности камеры равен:

$$M_m^{вх} = \tau_m f_m^{вх} R = 2\pi R \tau_m \left(R_k^2 - \left(R_k - 0{,}5b\right)^2 \right) = 2\pi R \tau_m \cdot b\left(R_k - 0{,}25b\right), \qquad (2.31)$$

где $f_m^{вх}$ – площадь торцевых поверхностей камеры на входе в камеру, м^2;

τ_m – касательное напряжение силы трения о торцевые поверхности камеры, Н/м^2.

Сложности с вычислением моментов сил трения и соответственно затухания кинетического момента в вихревой камере возникают вследствие неопределенности коэффициентов $\tau_ц$ и τ_m. В литературе [14, 15, 18, 21] существуют различные мнения относительно их определения.

Считая величины касательных напряжений о цилиндрическую и торцевую поверхности вихревой камеры пропорциональными кинетической энергии потока, можем записать:

$$\tau_ц = c_ц \frac{\rho v_0^2}{2};$$

$$\tau_m = c_m \frac{\rho v_0^2}{2}, \qquad (2.32)$$

где $c_ц$, c_m – коэффициенты трения жидкости о соответствующие поверхности камеры.

Коэффициент ψ характеризует уменьшение циркуляции скорости, а, следовательно, и кинетического момента потока на входном участке вихревой камеры. Его можно найти, подставляя выражения (2.30), (2.31), (2.32) в уравнение (2.28) и учитывая, что

$$Q = v_0 \cdot z \cdot b \cdot h;$$

$$\Gamma_0 = v_0 \cdot R.$$

В результате получим

$$\psi = 1 - \frac{l}{2zb} \cdot \frac{R_k}{R} \cdot c_ц - \frac{\pi \cdot (R_k - 0{,}25b)}{z \cdot h} \cdot c_m \qquad (2.33)$$

или

$$\psi = 1 - 0{,}5\left(\frac{f_ц}{f_0} \cdot \frac{R_k}{R} \cdot c_ц + \frac{f_m^{вх}}{f_0} \cdot c_m \right). \qquad (2.33а)$$

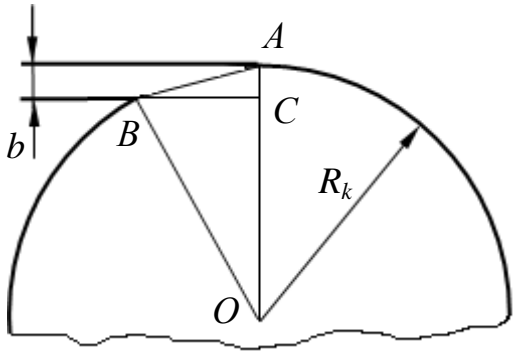


Рисунок 2.5 − К расчету смачиваемой цилиндрической поверхности вихревой камеры

Для упрощения анализа полученного результата преобразуем это выражение, а также раскроем содержание коэффициентов трения $c_ц$, c_m.

Длина смачиваемой цилиндрической поверхности вихревой камеры l равна (рисунок 2.5):

$$l = 2\pi R_k - z \cdot (\cup AB),$$

где z – число входных каналов камеры.

Для узких каналов (щелей) малой ширины b дуга приближённо равна хорде: $\cup AB \approx |AB|$. Можно показать, что $|AB| = \sqrt{2R_k \cdot b}$, и тогда

$$l = 2\pi R_k - z \cdot \sqrt{2R_k \cdot b}. \qquad (2.34)$$

Подставляя это выражение в (2.33), получим

$$\psi = 1 - \frac{\frac{2\pi R_k}{z} - \sqrt{2R_k \cdot b}}{2b} \cdot \frac{R_k}{R} \cdot c_ц - \frac{\pi \cdot (R_k - 0{,}25b)}{z \cdot h} \cdot c_m.$$

Введём безразмерные параметры:

$$\frac{2R_k}{b} = S, \qquad \frac{b}{h} = \theta. \qquad (2.35)$$

Тогда последнее выражение будет иметь вид

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{2z} \cdot \left(S - \frac{z}{\pi} \cdot \sqrt{S} \right) \cdot \frac{S}{S-1} \cdot c_ц - \theta \cdot (S - 0{,}5) \cdot c_m. \qquad (2.36)$$

Как следует из (2.36), коэффициент ψ зависит от коэффициентов трения жидкости о цилиндрическую и торцевые поверхности вихревой камеры − $c_ц$ и c_m.

Если рассматривать трение жидкости о цилиндрическую поверхность камеры как следствие обтекания турбулентным потоком плоской пластины, то для этого варианта коэффициент $c_ц$ будет определяться как [18]:

$$c_{ц} = \frac{0{,}0307}{\left(Re_{l1}\right)^{1/7}} = \frac{0{,}0307}{\left(\frac{v_0 l_1}{\nu}\right)^{1/7}} = \frac{0{,}0307}{\left(\frac{v_0 \cdot b \cdot l_1}{\nu \cdot b}\right)^{1/7}} = \frac{0{,}0307}{\left(Re_b \cdot \frac{l_1}{b}\right)^{1/7}}, \qquad (2.37)$$

где $Re_b = \frac{v_0 \cdot b}{\nu}$ – число Рейнольдса, отнесённое к ширине канала b;

ν – кинематическая вязкость жидкости, м^2/с;

l_1 – обтекаемая длина цилиндрической поверхности, соответствующая одному входному каналу, находится из выражения, м.

$$l_1 = l/z = \frac{2\pi R_k}{z} - \sqrt{2R_k \cdot b} = b \cdot \left(\frac{\pi}{z} \cdot S - \sqrt{S}\right). \qquad (2.38)$$

С учетом этого выражения коэффициент трения о цилиндрическую поверхность камеры будет равен:

$$c_{ц} = 0{,}0307 \cdot Re_b^{-1/7} \cdot \left(\frac{\pi}{z} \cdot S - \sqrt{S}\right)^{-1/7}. \qquad (2.39)$$

Коэффициент трения о торцевые поверхности c_m представим по формуле Блазиуса, применительно к плоской щели [22]:

$$c_m = \frac{A}{Re_h^{\,m}} = \frac{A}{\left(\frac{v_0 h}{\nu}\right)^m} = A \cdot \left(Re_b\right)^{-m} \cdot \left(\frac{h}{b}\right)^{-m} = A \cdot \left(Re_b\right)^{-m} \cdot \theta^m. \qquad (2.40)$$

Здесь коэффициенты A и m при турбулентном течении, согласно [21], составляют: $A = 24{,}6$; $m = 0{,}75$. Таким образом,

$$c_m = 24{,}6 \cdot \left(Re_b\right)^{-0{,}75} \cdot \theta^{0{,}75}. \qquad (2.41)$$

Подставляя (2.40) и (2.41) в (2.36), получим

$$\psi = 1 - 0{,}0154 \frac{S}{S-1}\left(\frac{\pi}{z}S - \sqrt{S}\right)^{\frac{6}{7}} \left(Re_b\right)^{\frac{-1}{7}} - 12{,}3\frac{\pi}{z}\left(S - 0{,}5\right)\theta^{\frac{7}{4}} \left(Re_b\right)^{\frac{-3}{4}}. \qquad (2.42)$$

Таким образом, коэффициент снижения циркуляции жидкости на входном участке вихревой камеры ψ зависит от следующих безразмерных геометрических и физических параметров:

– отношения диаметра вихревой камеры к ширине входных каналов – $S = 2R_k/b$;

– числа Рейнольдса для потока во входных каналах – $Re_b = v_0 b/\nu$;

– соотношения ширины канала к его высоте – $\theta = b/h$;

– количества входных каналов z,

т.е. $\psi = \psi\left(S,\, Re_b,\, \theta,\, z\right)$.

Рассмотрим далее изменение момента количества движения потока в средней части вихревой камеры, в зоне, ограниченной цилиндрическими поверхностями радиусов R и R_1. Это изменение происходит вследствие трения жидкости о торцевые поверхности камеры. Поскольку скорость течения по-

тока существенно меняется, меняется и напряжение трения τ_m. Тогда из условия изменения кинетического момента в элементарном объеме будем иметь

$$d(\rho Q\Gamma) = m(dF_{mp}). \tag{2.43}$$

На элементарный объем жидкости (рисунок 2.4) действует сила трения со стороны двух торцевых поверхностей:

$$d\bar{F}_{mp} = -2\bar{\tau}_m \cdot df\ . \tag{2.44}$$

Представив значение $\bar{\tau}_m$ в виде

$$\bar{\tau}_m = -c_m \frac{\rho v^2}{2} \cdot \frac{\bar{v}}{v} = -0{,}5 c_m \rho v \bar{v}\,, \tag{2.45}$$

получим элементарную силу трения

$$d\bar{F}_{mp} = -c_m \rho v \bar{v} \cdot df\ . \tag{2.46}$$

Момент элементарной силы при этом составит:

$$m(\,d\bar{F}_{mp}\,) = \left|\bar{r} \times d\bar{F}_{mp}\right| = c_m \rho v v_u r \cdot df = c_m \rho v \cdot \Gamma \cdot df\,, \tag{2.47}$$

где $\Gamma = v_u r$ – циркуляция скорости на текущем радиусе r, м^2/с.

Преобразуем эту формулу с учетом следующих выражений:

$$\begin{aligned} &df = 2\pi r \cdot dr\,; \\ &v = \sqrt{v_r^2 + v_u^2}\,; \\ &v_r = \frac{Q}{2\pi r h}\,. \end{aligned} \tag{2.48}$$

Тогда момент элементарной силы трения о торцы камеры будет равен:

$$m(\,dF_{mp}\,) = c_m \frac{\rho Q}{h} \sqrt{1 + \left(\frac{2\pi h}{Q}\right)^2 \Gamma^2} \cdot \Gamma \cdot dr\,. \tag{2.49}$$

Подставляя это выражение в (2.43) и разделяя переменные, получим

$$\frac{d\Gamma}{\Gamma\sqrt{1 + a^2\Gamma^2}} = \frac{c_m}{h}\,dr\,. \tag{2.50}$$

В этой формуле введем обозначение $a = \dfrac{2\pi h}{Q}$.

Проинтегрировав уравнение (2.50) в пределах средней зоны вихревой камеры (в диапазоне радиусов камеры от R до R_1), получим

$$ln\left(\frac{1 + \sqrt{1 + a^2\Gamma_R^2}}{1 + \sqrt{1 + a^2\Gamma_1^2}} \cdot \frac{\Gamma_1}{\Gamma_R}\right) = \frac{c_m}{h}(\,R_1 - R\,). \tag{2.51}$$

Решая это уравнение относительно Γ_1, будем иметь

$$\Gamma_1 = \Gamma_0 \frac{zb}{\pi R} \cdot \frac{C_1 \cdot e^{\frac{-c_m(\,R - R_1\,)}{h}}}{1 - C_1{}^2 \cdot e^{\frac{-2c_m(\,R - R_1\,)}{h}}} = \Gamma_0 \frac{2z}{\pi(S-1)} \cdot \frac{C_1 \cdot e^{\frac{-c_m(\,R - R_1\,)}{h}}}{1 - C_1{}^2 \cdot e^{\frac{-2c_m(\,R - R_1\,)}{h}}}. \tag{2.52}$$

Здесь $$C_1 = \frac{\psi \cdot \frac{\pi}{z}(S-1)}{1+\sqrt{1+\left(\psi \cdot \frac{\pi}{z}(S-1)\right)^2}}. \qquad (2.53)$$

Так как показатели степеней экспонент в выражении (2.52) малы, то без существенных погрешностей можно принять следующие допущения:

$$e^{\frac{c_m(R-R_1)}{h}} \approx 1+\frac{c_m(R-R_1)}{h};$$

$$e^{\frac{2c_m(R-R_1)}{h}} \approx 1+\frac{2c_m(R-R_1)}{h}. \qquad (2.54)$$

Подставив формулы (2.54) в (2.52), получим

$$\Gamma_1 = \Gamma_0 \frac{2z}{\pi(S-1)} \cdot \frac{C_1/(1+c_m(R-R_1)/h)}{1-C_1^{\,2}/(1+2c_m(R-R_1)/h)} =$$

$$= \Gamma_0 \frac{2z}{\pi(S-1)} \cdot \frac{C_1}{1+2c_m(R-R_1)/h - C_1^2} \cdot \frac{1+2c_m(R-R_1)/h}{1+c_m(R-R_1)/h}. \qquad (2.55)$$

Если учесть, что $R-R_1 < 0{,}2R$, то можно считать, что

$$\frac{1+2c_m(R-R_1)/h}{1+c_m(R-R_1)/h} \approx 1.$$

Тогда окончательно получим выражение для определения циркуляции скорости на выходе из вихревой камеры Γ_1:

$$\Gamma_1 = \Gamma_0 \frac{2z}{\pi(S-1)} \cdot \frac{C_1}{1+2c_m(R-R_1)/h - C_1^2}. \qquad (2.56)$$

Циркуляция скорости Γ_1 на выходе из камеры меньше циркуляции на входе в нее Γ_0. Её можно представить как

$$\Gamma_1 = \alpha \cdot \Gamma_0. \qquad (2.57)$$

Здесь α − коэффициент пропорциональности, характеризует общее уменьшение циркуляции скорости в вихревой камере гидропривода. Как следует из (2.56), он равен:

$$\alpha = \frac{2z}{\pi(S-1)} \cdot \frac{C_1}{1+2c_m(R-R_1)/h - C_1^2}, \qquad (2.58)$$

или, подставляя выражения для C_1 (2.53) и c_m (2.41), с учетом введенных обозначений S и θ (2.35) получим

$$\alpha = \frac{\psi}{1+\frac{24{,}6\cdot\theta^{0{,}75}}{(Re_b)^{0{,}75}} \cdot \left(1+\sqrt{1+\left(\psi\cdot\frac{\pi}{z}(S-1)\right)^2}\right) \cdot \frac{R-R_1}{h}}, \qquad (2.59)$$

где $Re_b = \frac{v_0 \cdot b}{\nu}$ – число Рейнольдса для потока во входных каналах камеры.

Таким образом, из выражений (2.42) и (2.59) следует, что снижения потерь циркуляции скорости в направляющем аппарате гидропривода, в частности в средней его части, можно добиться за счет уменьшения площади торцевых поверхностей, омываемых потоком, то есть при приближении плеча ввода жидкости в вихревую камеру R к размеру выходного отверстия из нее − R_1, что возможно при малых значениях ширины входных каналов b. При этом уменьшается радиус вихревой камеры R_k, а значит уменьшаются и потери на трение о её цилиндрическую поверхность.

2.3.2. Гидравлические потери в вихревой камере

При движении жидкости в вихревой камере, вследствие трения о поверхности, ограничивающие проточную часть, возникают диссипативные потери энергии − гидравлические потери. Эти потери будут определяться мощностью сил трения, действующих на жидкость со стороны неподвижных стенок камеры, отнесенной к её расходу.

Рассмотрим последовательно аналогичные участки вихревой камеры: на входе в нее, а затем в средней её части (рисунок 2.4).

На входном участке трение происходит о цилиндрическую поверхность камеры на радиусе R_k и о торцевые стенки (верхнюю и нижнюю), заключенные между радиусами R_k и R (где R − плечо ввода жидкости в камеру). Вычислим эти потери раздельно:

$$\Delta p^{вх} = \Delta p_{ц}^{вх} + \Delta p_{m}^{вх}. \qquad (2.60)$$

Суммарные энергетические потери на цилиндрической поверхности составят:

$$\Delta p_{ц}^{вх} = \int_{f_ц} d(\Delta p_{ц}^{вх}) = \int_{f_ц} \frac{dN_{ц}^{вх}}{Q}, \qquad (2.61)$$

где $dN_{ц}^{вх}$ − элементарная мощность силы трения на цилиндрической поверхности, Вт:

$dN_{ц}^{вх} = d\overline{F}_{тр} \cdot \bar{v} = \bar{\tau}_{ц} \cdot df_{ц} \cdot \bar{v}$;

$f_ц$ − площадь цилиндрической поверхности вихревой камеры, м^2;

Q − расход жидкости в гидроприводе, м^3/с.

Подставляя выражение касательного напряжения трения $\tau_ц$ из (2.32), получим:

$$dN_{ц}^{вх} = -0{,}5 \cdot c_ц \cdot \rho \cdot v_0^3 \cdot df_ц; \qquad (2.62)$$

$$\Delta p_{ц}^{вх} = -\int_{f_ц} c_ц \frac{\rho v_0^3}{2Q} \cdot df_ц = c_ц \frac{\rho v_0^3}{2Q} f_ц = c_ц \frac{\rho v_0^3}{2Q} \cdot hl, \qquad (2.63)$$

где h − высота вихревой камеры, м;

l − длина «смоченной» цилиндрической поверхности вихревой камеры, м, определяемая по (2.34).

Если входные отверстия в камеру считать прямоугольной формы шириной b, высотой h и количеством z (рисунок 2.4), то расход жидкости будет равен:

$$Q = v_0 \cdot f_0 = v_0 zbh. \tag{2.64}$$

Тогда гидравлические потери при трении о цилиндрическую поверхность вихревой камеры составят:

$$\Delta p_{ц}^{вх} = c_{ц} \cdot \frac{f_{ц}}{f_0} \cdot \frac{\rho v_0^2}{2} = c_{ц} \cdot \frac{l}{zb} \cdot \frac{\rho v_0^2}{2}, \tag{2.65}$$

где f_0 − общая площадь сечения входных отверстий в камеру, м^2.

Аналогично определяются потери на трение о торцевые поверхности на входном участке камеры:

$$\Delta p_{m}^{вх} = c_{m} \cdot \frac{\rho v_0^3}{2Q} \cdot f_{m}^{вх} = c_{m} \cdot \frac{\rho v_0^2}{2zbh} \cdot f_{m}^{вх}. \tag{2.66}$$

Полная площадь торцевых поверхностей трения на входе равна:

$$f_{m}^{вх} = 2\pi\left(R_k^2 - R^2\right),$$

тогда будем иметь

$$\Delta p_{m}^{вх} = c_{m} \cdot \frac{f_{m}^{вх}}{f_0} \cdot \frac{\rho v_0^2}{2} = c_{m} \cdot \frac{2\pi\left(R_k^2 - R^2\right)}{zbh} \cdot \frac{\rho v_0^2}{2}. \tag{2.66а}$$

Таким образом, полные гидравлические потери на входе в вихревую камеру согласно (2.60) составят:

$$\Delta p^{вх} = \xi_{вх} \frac{\rho v_0^2}{2}, \tag{2.67}$$

где $\xi_{вх}$ − коэффициент гидравлических потерь жидкости на входе в камеру:

$$\xi_{вх} = c_{ц} \cdot \frac{f_{ц}}{f_0} + c_{m} \cdot \frac{f_{m}^{вх}}{f_0} = c_{ц} \cdot \frac{l}{zb} + c_{m} \cdot \frac{2\pi\left(R_k^2 - R^2\right)}{zbh}. \tag{2.68}$$

Потери на трение о торцевые поверхности в средней части вихревой камеры находятся так же, как и на входе в нее с той разницей, что здесь скорость потока, а значит и касательное напряжение сдвига τ_m (2.45) переменны:

$$\Delta p^{m} = -\int_{f_m} c_{m} \cdot \frac{\rho v^3}{2Q} \cdot df_{m}, \tag{2.69}$$

где f_m − общая площадь торцевых поверхностей средней части камеры.

Полная скорость потока складывается из окружной v_u и радиальной v_r составляющих (рисунок 2.4):

$$v = \sqrt{v_u^2 + v_r^2} = v_u \sqrt{1 + \left(\frac{v_r}{v_u}\right)^2}, \tag{2.70}$$

которые на текущем радиусе r равны:

$$v_u = \frac{\Gamma}{r} = \frac{\alpha_r \cdot \Gamma_0}{r} = \frac{\alpha_r \cdot v_0 R}{r};$$

$$v_r = \frac{Q}{2\pi r h} = \frac{v_0 z b}{2\pi r}\ . \qquad (2.71)$$

В этом случае

$$v = v_u \sqrt{1 + \left(\frac{zb}{2\pi R \alpha_r}\right)^2}\ . \qquad (2.72)$$

В первом приближении можно считать:

$$\sqrt{1 + \left(\frac{zb}{2\pi R \alpha_r}\right)^2} \approx 1,$$

тогда

$$v \approx v_u = \alpha_r \cdot \frac{v_0 R}{r}. \qquad (2.73)$$

Здесь α_r − введенный ранее коэффициент реализации (уменьшения) кинетического момента в вихревой камере на текущем ее радиусе r. Как следует из формулы (2.58), он равен:

$$\alpha_r = \frac{zb}{\pi R} \cdot \frac{C_1}{1 + 2c_m (R - r)/h - C_1^2}. \qquad (2.74)$$

Тогда полную скорость потока можно представить в виде

$$v = \frac{D}{C_2 - r} \cdot \frac{1}{r}\ , \qquad (2.75)$$

где D, C_2 − коэффициенты, определяемые выражениями:

$$D = \frac{zbhv_0}{2\pi c_m} \cdot C_1 = \frac{Q}{2\pi c_m} \cdot C_1;$$

$$C_2 = R + \frac{h}{2c_m}\left(1 - C_1^2\right). \qquad (2.76)$$

Подставив полученное значение скорости потока (2.75) в выражение (2.69), получим

$$\Delta p^m = \int_{f_m} \frac{\rho Q^2 C_1^3}{(2\pi c_m)^2} \cdot \frac{dr}{(C_2 - r)^3 r^2}. \qquad (2.77)$$

Интегрируя его в пределах площади торцевых поверхностей средней части вихревой камеры, будем иметь

$$\Delta p^m = \frac{1}{2}\left(\frac{zbh}{\pi c_m}\right)^2 \frac{C_1^3}{C_2^4}\left[(U_1 - U_2)\left(\frac{U_1 + U_2}{2} + \frac{1}{U_1 U_2} + 3\right) - 3\,ln\left(\frac{U_2}{U_1}\right)\right]\frac{\rho v_0^2}{2},$$

или

$$\Delta p^{m} = \xi_m \frac{\rho v_0^2}{2}. \qquad (2.78)$$

Здесь ξ_m − коэффициент гидравлических потерь в средней части вихревой камеры, равный:

$$\xi_m = \frac{1}{2}\left(\frac{zbh}{\pi c_m}\right)^2 \frac{C_1^3}{C_2^4}\left[\left(U_1 - U_2\right)\left(\frac{U_1 + U_2}{2} + \frac{1}{U_1 U_2} + 3\right) - 3\,ln\left(\frac{U_2}{U_1}\right)\right], \qquad (2.79)$$

где введены обозначения: $U_1 = \dfrac{R_1}{C_2 - R_1}$, $\quad U_2 = \dfrac{R}{C_2 - R}$.

Полные гидравлические потери в вихревой камере представляют сумму потерь энергии на обоих ее участках и могут быть представлены в виде

$$\Delta p_{вк} = \Delta p^{вх} + \Delta p^{m} = \xi_{вк} \frac{\rho v_0^2}{2}, \qquad (2.80)$$

где $\xi_{вк}$ − коэффициент полных гидравлических потерь в вихревой камере, определяемый выражением

$$\xi_{вк} = \xi_{вх} + \xi_m = $$

$$= \left(c_ц \frac{l}{zb} + c_m \frac{2\pi\left(R_k^2 - R^2\right)}{zbh}\right) +$$

$$+ \frac{1}{2}\left(\frac{zbh}{\pi c_m}\right)^2 \frac{C_1^3}{C_2^4}\left[\left(U_1 - U_2\right)\left(\frac{U_1 + U_2}{2} + \frac{1}{U_1 U_2} + 3\right) - 3\,ln\left(\frac{U_2}{U_1}\right)\right]. \qquad (2.81)$$

2.4. Гидравлические потери в роторе центрифуги

Проанализируем теперь потери давления в роторе центрифуги.

Исследуем энергетические потери в роторе, условно разбив его на три участка [23]:

− при входе в ротор (лопаточная решетка рабочего колеса турбины);

− во внутренней полости ротора (участок сепарации);

− на выходе из ротора (участок вывода жидкости из турбинной ступени).

При этом весь ротор является специфическим рабочим колесом турбомашины.

При оценке потерь давления удобно гидросистему ротора представить в виде эквивалентной гидравлической схемы (ЭГС), т.е. цепи, содержащей условные сосредоточенные гидросопротивления, соединенные последовательно или параллельно и заменяющие истинные путевые и местные сопротивления на характерных участках движения жидкости [18, 24]. В таком случае потери давления на преодоление этих условных сопротивлений участков принято вычислять через величину расхода жидкости в роторе − Q (закон Аткинсона):

$$\Delta p_i = z_i \cdot Q^2, \qquad (2.82)$$

а полное гидравлическое сопротивление ротора соответственно будет равно:

$$\Delta p_{\Sigma p} = z_{\Sigma p} \cdot Q^2,$$

где z_i, $z_{\Sigma p}$ − коэффициенты гидродинамических сопротивлений (местных или путевых) i-го участка и суммарный всего ротора, Н·с/м^8.

При последовательном соединении участков гидравлических сопротивлений суммарное сопротивление ЭГС определяется как их арифметическая сумма:

$$z_\Sigma = \sum_1^n z_i\,, \qquad (2.83)$$

а при разветвлении потока, т.е. параллельном соединении сопротивлений

$$z_\Sigma = \left(\sum_1^n \frac{1}{\sqrt{z_i}} \right)^{-2}. \qquad (2.84)$$

На рисунке 2.6 представлена ЭГС ротора экспериментальной центрифуги ЭЦФвп-2. Суммарные гидравлические потери в роторе $\Delta p_{\Sigma p}$ складываются из потерь в рабочем колесе турбины $\Delta p_{рк}$, в полости сепарации $\Delta p_{пс}$ и при выходе очищенной жидкости из ротора $\Delta p_{вых}$:

$$\Delta p_{\Sigma p} = \Delta p_{рк} + \Delta p_{пс} + \Delta p_{вых}, \qquad (2.85)$$

или $\Delta p_{\Sigma p} = \left(z_{рк} + z_{пс} + z_{вых} \right) \cdot Q^2$.

Проанализируем каждую из этих составляющих.

2.4.1. Гидравлические потери в лопаточной решетке рабочего колеса

Потери энергии жидкости, возникающие в лопаточной решетке турбинного колеса, размещенного при входе в ротор (так называемые профильные потери), являются следствием комплекса разнообразных процессов, связанных с трением и вихреобразованием (отрывом) потока при обтекании профиля и выходных кромок лопаток. Определение внутренних потерь в турбомашинах теоретическим путем встречает большие трудности и не обеспечивает требуемой достоверности. Поэтому в практике турбостроения распространена, как наиболее точная, экспериментальная оценка энергетических потерь.

Определим величину профильных потерь в рабочем колесе, сделав следующие допущения:

− будем рассматривать движение жидкости при установившемся режиме вращения центрифуги;

− течение потока по каналам лопаточной решетки считаем безотрывным, сплошным.

Тогда гидравлические потери в рабочем колесе турбины (рисунок 2.7) будут равны:

$$\Delta p_{рк} = \Delta p_{вх} + \Delta p_{к} + \Delta p_{вых}, \qquad (2.86)$$

где $\Delta p_{вх}$ − потери энергии при входе жидкости в рабочее колесо, Па;

$\Delta p_{к}$ − потери энергии при движении жидкости по каналам лопаточной решетки, Па;

$\Delta p_{вых}$ − потери энергии на выходе из рабочего колеса во внутреннюю полость ротора, Па.

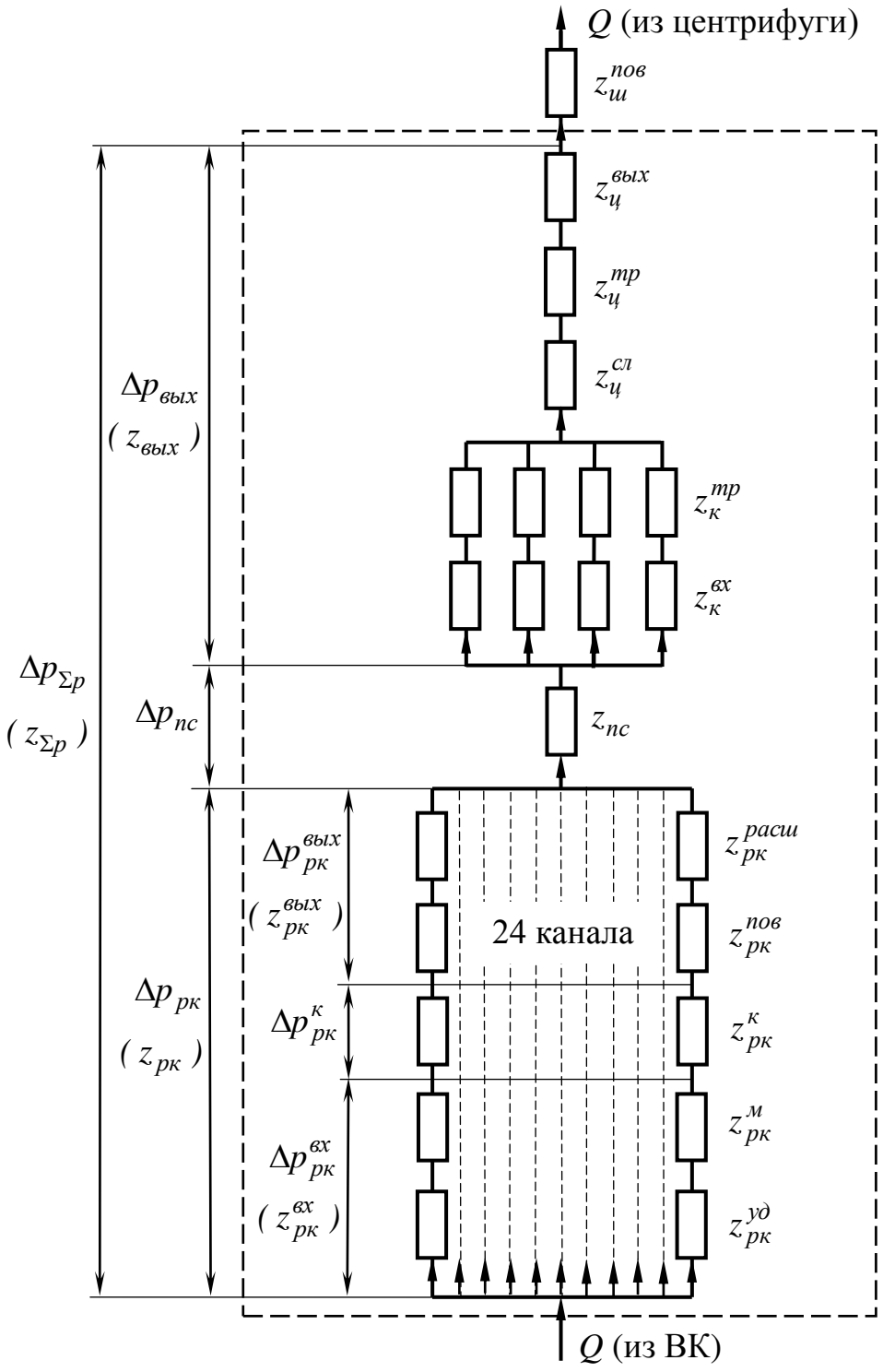


Рисунок 2.6 − Эквивалентная гидравлическая схема (ЭГС) ротора экспериментальной центрифуги ЭЦФвп-2

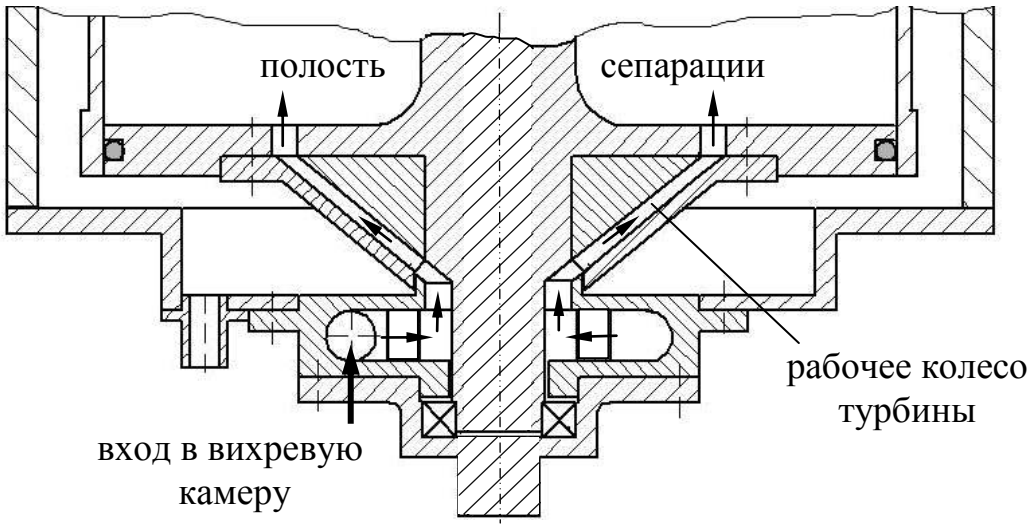


Рисунок 2.7 − К расчету гидравлических потерь в лопаточной решетке турбинного колеса

При входе жидкости в лопаточную решетку турбины, вследствие разности окружных составляющих скоростей потока и рабочего колеса (так называемого ударного входа), происходит отрыв потока от лопаток, и возникают вихреобразования. При анализе кинематики потока в турбинной ступени и обосновании конструктивной схемы гидропривода (гл. 2.1, 2.2) был принят вариант, в котором при номинальном скоростном режиме работы центрифуги угол атаки потока равен нулю (рисунок 2.2.). В таком случае жидкость поступает в колесо с минимальными ударными потерями, без отрыва от стенок каналов и вихреобразования. Таким образом, можно принять $\Delta p_{вх} \approx 0$.

Специфика работы полнопоточных центрифуг предполагает значительный расход жидкости в гидроприводе и, соответственно, большие гидравлические потери. Потери энергии, очевидно, можно свести к определенному минимуму, варьируя параметрами колеса турбины (уменьшая длину лопаток и увеличивая сечение каналов проточной части), а также улучшая качество обработки обтекаемых поверхностей.

Гидравлические потери $\Delta p_к$ в каналах лопаточной решётки являются путевыми и определяются в общем случае по формуле Дарси-Вейсбаха, но с поправками, учитывающими изменение структуры потока вследствие вращения каналов:

$$\Delta p_к = \xi_\omega \cdot \frac{l_T}{d_T} \cdot \frac{\rho w_T^2}{2}, \qquad (2.87)$$

где ξ_ω – коэффициент путевых гидравлических сопротивлений (трения) вращающихся каналов;

l_T − длина каналов рабочего колеса, м;

d_T − характерный размер (гидравлический диаметр) каналов, м;

w_T − скорость потока в каналах рабочего колеса, м/с.

Для радиальных вращающихся с большими скоростями каналов при ламинарном течении жидкости гидравлическое сопротивление различно в случае центробежного и центростремительного течений – при центробежном движении сопротивление меньше, чем при центростремительном [24, 25].

Фактором, влияющим на гидравлическое сопротивление вращающихся каналов, является соотношение центробежной $F_ц^{ин}$ и кориолисовой $F_к^{ин}$ сил инерций [24, 25]:

$$\frac{F_ц^{ин}}{F_к^{ин}} = \frac{\omega \cdot R_{Tcp} \cdot d_T}{2\kappa \cdot \nu \cdot Re}, \qquad (2.88)$$

где ω − угловая скорость рабочего колеса турбины, $с^{-1}$;

R_{Tcp} − средний радиус расположения радиальных каналов, м;

Re − число Рейнольдса для потока в каналах;

κ − соотношение максимальной и среднерасходной скоростей жидкости в поперечном сечении канала.

Тогда, в случае центробежного течения, при $F_ц^{ин} \big/ F_к^{ин} > 1$ и при $Re < 2300 + 5{,}98\, Re_\omega^{0{,}84}$, имеем

$$\frac{\xi_\omega}{\xi} = 0.088\, Re^{0{,}46} \left(\frac{\omega^2\, d_T \cdot l_T}{w_T^2} \right)^{0{,}33}, \qquad (2.89)$$

а при центростремительном движении при $Re < 2300 + 4{,}6\, Re_\omega^{\,1{,}12}$ получим

$$\frac{\xi_\omega}{\xi} = 0{,}177\, Re^{0{,}4} \left(\frac{\omega^2\, d_T \cdot l_T}{w_T^2} \right)^{0{,}18}, \qquad (2.90)$$

где ξ − коэффициент гидравлического (путевого) сопротивления неподвижного радиального канала;

Re_ω − число Рейнольдса вращающегося канала.

По другим источникам [18] коэффициент ξ_ω можно определять по формуле Добнера для каналов квадратного сечения:

$$\frac{\xi_\omega}{\xi} = \left(\frac{k_n}{60} \right)^{0.437}, \qquad (2.91)$$

где $k_n = Re \cdot \sqrt{Ro}$ − безразмерный параметр со значениями в интервале от 100 до 3000;

$Ro = \dfrac{d_T \cdot \omega}{w_T}$ − коэффициент вращения (число Россби);

ξ – здесь предлагается рассчитывать по формуле Пуазейля: $\xi = \frac{64}{Re}$ (для ламинарного режима) или при $Re_{кр} > 20000$ по формуле Блазиуса: $\xi = \frac{0{,}316}{Re^{0{,}25}}$.

В результате более поздних исследований, проведенных Ито и Нанбу для каналов круглого сечения [18], получены другие закономерности:

– для ламинарного движения

$$\frac{\xi_\omega}{\xi} = 0{,}0883 \cdot k_л^{0{,}25}\left(1 + 11{,}1 \cdot k_л^{0{,}325}\right), \qquad (2.92)$$

где $k_л = Re_\omega \cdot Re$ – безразмерный коэффициент находится в диапазоне значений $k_л = 220...10^7$;

$Re_\omega = \frac{\omega \cdot d_T^2}{\nu}$, причем $\frac{Re_\omega}{Re} < 0{,}5$;

– для турбулентного движения при малых скоростях вращения

$$\frac{\xi_\omega}{\xi} = 0{,}942 + 0{,}058 \cdot k_m^{0{,}282}, \qquad (2.93)$$

где $k_m = Re_\omega^2 / Re = Ro^2 \cdot Re$ и находится в пределах $k_m = 1...600$;

$Re_{кр} = 1{,}07 \cdot 10^3 \cdot Re_\omega^{0{,}23}$;

$Re_\omega = 28...2000$.

Авторы делают вывод, что в турбулентной зоне с увеличением числа Рейнольдса коэффициенты сопротивлений вращающихся и неподвижных каналов сближаются. Так, при более высоких значениях $Re_\omega >> 1$ и $Re_\omega >> Re$ ими предложена другая ориентировочная формула

$$\frac{\xi_\omega}{\xi} = \frac{0{,}0672 \cdot Re_\omega^{0{,}5}}{1 - 2{,}11 \cdot Re_\omega^{-0{,}5}}. \qquad (2.94)$$

В целом соглашаясь с результатами этих исследований, И.Ф. Филиппов [18] предлагает другие формулы для расчета коэффициентов трения ξ_ω вращающихся каналов. При ламинарном режиме –

$$\frac{\xi_\omega}{\xi} = 100 \cdot \frac{Ro}{Re} + 0{,}1 \cdot Ro^{0{,}2} \cdot Re^{0{,}5} \text{ (где } \xi = \frac{64}{Re}\text{)}, \qquad (2.95)$$

при турбулентном –

$$\frac{\xi_\omega}{\xi} = Ro^{0{,}1} \cdot Re^{0{,}05} \text{ (где } \xi = \frac{0{,}316}{Re^{0{,}25}}\text{)}, \qquad (2.96)$$

причем $Re_{кр} = 10^5 \cdot Ro$.

При ламинарном центробежном течении с макровихрями Л. Трефетеном [26] получено выражение

$$\xi_{\omega} = \frac{8{,}32}{Re^{0{,}55}}\left(\frac{\omega \cdot d_T}{w_T}\right)^{0{,}225} + \frac{16}{Re}. \qquad (2.97)$$

Гидравлические сопротивления радиальных каналов, вращающихся с большими скоростями, В.В. Мальцев [27, 28] описал формулой

$$\xi_{\omega} = \frac{64}{Re^{0{,}8}} \cdot \frac{u}{w} \cdot \sqrt{\frac{d}{R_{cp}}}, \qquad (2.98)$$

где u, w – окружная и осевая скорости потока;

d, R_{cp} – диаметр и средний радиус вращающегося канала.

На выходе потока из лопаточной решетки рабочего колеса во внутреннюю сепарирующую полость ротора происходит его внезапное расширение и за кромками лопаток возникают вихревые отрывные зоны. Распределение скоростей по сечению потока здесь существенно неравномерно. Кроме того, при радиально-осевом движении жидкости в рабочем колесе неизбежен последующий её поворот внутри ротора (рисунок 2.6). Гидравлические потери на этом участке определяются по общей формуле [20, 21]

$$\Delta p_{вых} = \zeta_{вых} \frac{\rho v_к^2}{2}, \qquad (2.99)$$

где $\zeta_{вых}$ − коэффициент гидравлического сопротивления участка на выходе из каналов колеса, учитывающий внезапное расширение потока и его поворот.

2.4.2. Гидравлические потери в сепарирующей полости и при выходе из ротора

Движение жидкости во внутренней сепарирующей полости ротора между участками входа в нее и выхода при установившемся режиме происходит не во всем её объеме, а по ограниченному кольцевому сечению (рисунок 2.8). Скорость потока здесь сравнительно мала, поэтому диссипативные потери энергии (путевые) ничтожны. Проведенные нами в дальнейшем эксперименты подтвердили это.

Гидравлические потери в верхней части ротора (рисунок 2.8) при движении потока из сепарирующей полости по радиальным каналам к оси определяются по тем же формулам (2.86) и (2.99) также с введёнными поправками на вращение.

Гидравлические потери при выводе потока из вращающегося ротора в неподвижную часть центрифуги существенно зависят от её конструкции, а именно, способа установки ротора в опорах: на вращающейся или неподвижной оси.

При установке ротора на неподвижной оси, как это было принято в автотракторных центрифугах, причем как со струйно-реактивным приводом (рисунок 1.2), так и активным − внутренним (рисунок 1.5), теоретическая

оценка гидравлических потерь на выходе из ротора затруднена. Тем не менее, очевидно, что потери при данной схеме установки будут значительными, так как перетекание жидкости из вращающегося ротора в неподвижную ось происходит через промежуточную приосевую полость. Характер движения сходящихся потоков здесь непредсказуем, и в любом случае эта буферная зона является дополнительным сопротивлением в проточной части центрифуги.

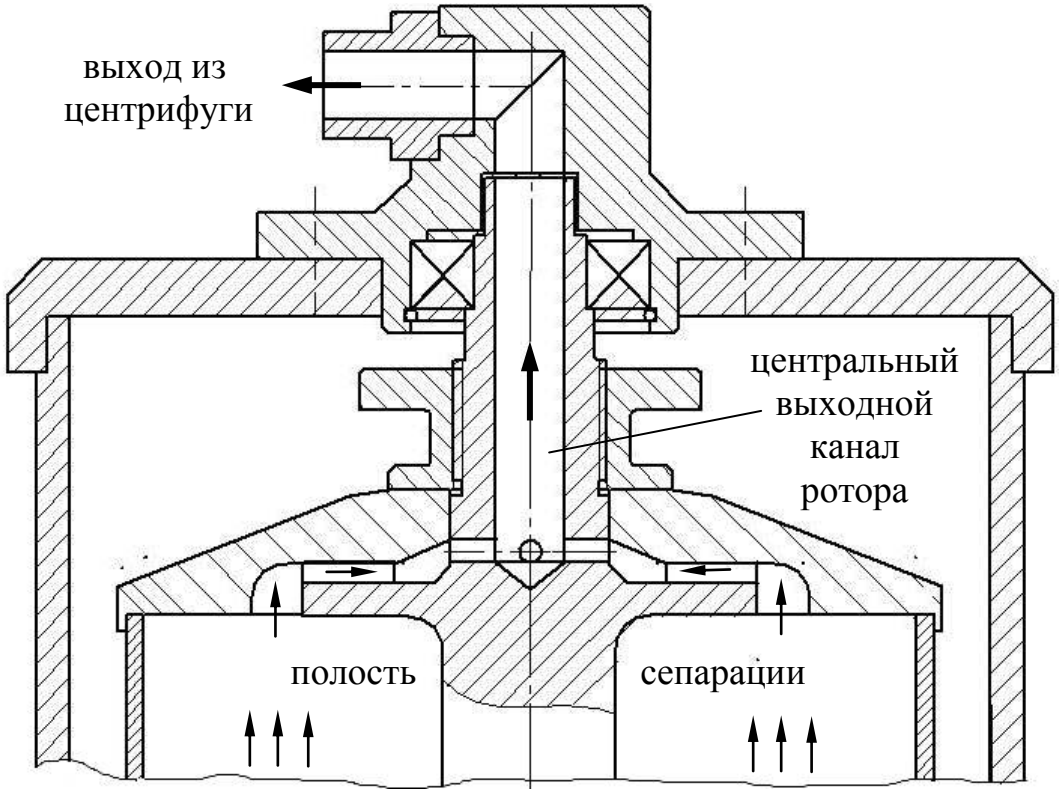


Рисунок 2.8 − К расчету гидравлических потерь
при выходе жидкости из ротора

Этой проблемы не возникает в центрифугах, где ротор с вращающейся осью установлен в неподвижных подшипниковых опорах (рисунки 1.9, 1.10, 2.8). Причем большой разницы в гидравлических потерях между различными направлениями вывода жидкости: через верхнюю опору или нижнюю практически нет.

Принципиально важным условием снижения потерь энергии при любой схеме установки ротора в опорах является рациональная организация движения жидкости в его выходных каналах. Это означает, что абсолютная скорость потока на выходе из вращающегося ротора (в приосевой буферной полости или в центральном выходном канале) не должна иметь окружной составляющей. При этом кинетический момент выходного потока будет равен нулю, то есть осуществляется его полная реализация в рабочем колесе турбины (роторе). Соответственно, скоростные потери энергии жидкости на выходе будут минимальны.

2.5. Определение основных параметров вихревой камеры

При проектировании вихревой камеры основными задачами являются выбор расхода жидкости через центрифугу Q и оптимальных геометрических параметров камеры при принятой частоте вращения ротора n. К геометрическим параметрам камеры относятся: ширина входных тангенциальных каналов b, высота каналов (камеры) h и их количество z, радиус выходного отверстия из камеры R_1 и внутренний ее радиус R_k.

Оценку оптимальности параметров вихревой камеры можно осуществлять либо по степени изменения момента количества движения потока в ней, характеризуемого коэффициентом α (2.59), либо по величине гидравлических потерь в камере $\Delta p_{вк}$ (2.79). Будем оценивать по минимальным гидравлическим потерям.

Если же рассматривать задачу оптимизации центрифуги как аппарата для очистки жидкости, то в этом случае следует учесть параметры, характеризующие ее сепарационную эффективность, такие как скорость вращения ротора n и расход через него. Эти параметры, в свою очередь, оказывают влияние на выбор оптимальных геометрических параметров вихревой камеры. Рассмотрим порядок расчета этих параметров.

2.5.1. Определение радиуса выхода из вихревой камеры R_1 и расхода жидкости на гидропривод

Основным параметром вихревого привода является радиус R_1 выхода из вихревой камеры и одновременно входа в рабочее колесо турбины (рисунок 2.9). Он существенно влияет на энергетические показатели гидропривода. Чем меньше радиус, тем меньше момент сопротивления в уплотнении вихревой камеры с ротором.

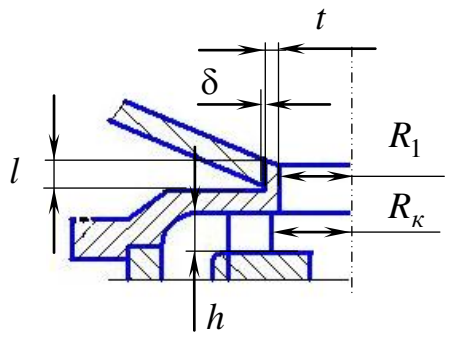


Рисунок 2.9 − Геометрические параметры вихревой камеры

Радиус ввода потока из вихревой камеры в ротор R_1 найдем, исходя из равенства движущего момента, развиваемого гидроприводом, и момента сопротивления вращающегося ротора при установившемся его движении:

$$M_д = M_c.$$

Как было показано выше (2.7), движущий момент равен:

$$M_д = \rho Q c_u \omega R_1^2.$$

Момент сопротивления M_c складывается из моментов сопротивления вращению собственно ротора M_p и сопротивления в цилиндрическом уплотнении турбинной ступени M_y:

$$M_c = M_p + M_y.$$

Момент сопротивления ротора M_p складывается из аэродинамического, сопротивления в подшипниковых опорах (качения, скольжения), в цилиндрических уплотнениях и находится по известным формулам [1, 29–36].

На рисунках 2.10, 2.11 представлен программный модуль «МП M_p ЭЦФвп-2», составленный для определения этого момента. Вычисления выполнены для экспериментальной центрифуги ЭЦФвп-2 (экспериментальная центрифуга с внутренним приводом, вариант № 2), однако, используя эту программу, момент сопротивления можно вычислять для любой центрифуги, подставив ее соответствующие геометрические и кинематические параметры.

Расчет момента сопротивления вращения ротора ЦФ ЭЦФвп-2

Исходные данные

$V := 2000$ Объём ротора ($см^3$)

$D := 0.118$ Диаметр ротора наружный (м)

$h := 0.215$ Высота ротора наружная (м)

$dy := 0.012$ Диаметр уплотнения верхнего шипа ротора (м)

$ly := 0.006$ Длина уплотнения (м)

$\delta := 5 \cdot 10^{-5.}$ Радиальный зазор в уплотнении (м)

$\rho := 890$ Плотность масла ($кг/м^3$)

$\nu := 10 \cdot 10^{-6}$ Кинематическая вязкость масла ($м^2/с$) (или 10 сСт)

$\mu := \nu \cdot \rho$ Динамическая вязкость масла (Па с) $\mu = 8.9 \times 10^{-3}$

$n := 10000$ Частота вращения ротора (об/мин)

$\omega := 3.14 \frac{n}{30}$ Угловая скорость ротора (рад/с)

$C_a := 0.023$ коэффициент аэродинамического сопротивления ротора

$f := 0.15$ коэффициент трения скольжения

$k := 0.0007$ коэффициент трения качения (см)

$\Delta := 4$ допустимый дисбаланс ротора (г см)

$Rd := \left(1 \cdot 10^{-5} \omega^2 \frac{\Delta}{2}\right)$ центробежное давление на подшипник от дисбаланса (Н)

De наружный диаметр подшипника качения (мм)

Din внутренний диаметр подшипника качения (мм)

Dw диаметр шариков подшипника (мм)

w число шариков подшипника

Рисунок 2.10 − Исходные данные программного модуля «МП M_p ЭЦФвп-2» для расчёта момента сопротивления вращению ротора экспериментальной центрифуги ЭЦФвп-2

Программа расчета

$M_p :=$ Аэродинамический момент сопротивления вращению ротора

$M_a \leftarrow C_a \cdot \omega^2 \cdot D^5 \cdot \left(1 + \frac{5 \cdot h}{D}\right)$

Момент сопротивления вращению в цилиндрическом уплотнении

$My \leftarrow 78.53 \cdot \mu \cdot ly \cdot \frac{dy^3 \cdot \omega}{\delta}$

Подшипник верхний №1000902 (15х 28 х 7мм)

$De \leftarrow 28$

$Din \leftarrow 15$

$Dw \leftarrow 3.18$

$w \leftarrow 12$

$D0 \leftarrow \frac{De + Din}{2}$

$F \leftarrow 5.57 \cdot 10^{-12} \cdot n^2 \cdot Dw^3 \frac{(D0 - Dw)^2}{D0}$

$Mb \leftarrow 1.3 \cdot k \cdot Rd \cdot \frac{D0}{Dw} + \frac{1}{2} \cdot k \cdot w \cdot F \cdot (1 + f)\left(\frac{D0}{Dw} - 1\right)$

Подшипник нижний 18 (8х 22 х 7мм)

$De_1 \leftarrow 22$

$Din_1 \leftarrow 8$

$Dw_1 \leftarrow 3.97$

$w_1 \leftarrow 7$

$D_{0.1} \leftarrow \frac{De_1 + Din_1}{2}$

$F_1 \leftarrow 5.57 \cdot 10^{-12} \cdot n^2 \cdot Dw_1^3 \frac{(D_{0.1} - Dw_1)^2}{D_{0.1}}$

$Mb1 \leftarrow 1.3 \cdot k \cdot Rd \cdot \frac{D_{0.1}}{Dw_1} + \frac{1}{2} \cdot k \cdot w_1 \cdot F_1 \cdot (1 + f)\left(\frac{D_{0.1}}{Dw_1} - 1\right)$

$M_p \leftarrow (M_a + My + Mb + Mb1) \cdot 0.01$

M_p

Вывод результата $M_p = 0.062$ (Н см)

Рисунок 2.11 − Программный модуль «МП M_p ЭЦФвп-2» для расчёта момента сопротивления вращению ротора экспериментальной центрифуги ЭЦФвп-2

Момент сопротивления в бесконтактном цилиндрическом уплотнении вихревой камеры с ротором M_y состоит из момента сопротивления от вязкого трения $M_{тр}$ и момента, затрачиваемого на разбрызгивание жидкости, вытекающей из уплотнения – $M_{бр}$ [1, 29, 30, 31].

Сопротивление трению пропорционально угловой скорости ротора ω и определяется по формуле Н.П. Петрова:

$$M_{тр} = 2\pi \frac{\mu \cdot (R_1 + t)^3 \cdot l}{\delta} \cdot \omega, \qquad (2.100)$$

или как

$$M_{тр} = A_1 \cdot (R_1 + t)^3, \qquad (2.101)$$

где μ – динамическая вязкость жидкости, Па·с;

δ – радиальный зазор в уплотнении, м;

l – длина цилиндрического уплотнения, м;

t – толщина стенки выходного отверстия (сопла) вихревой камеры, м;

$A_1 = 2\pi \frac{\mu \cdot l}{\delta} \cdot \omega$ – параметр, учитывающий свойства жидкости, размеры уплотнения и скоростной режим центрифуги, Н/м^2.

Утечки жидкости через бесконтактное уплотнение турбинной ступени составляют:

$$Q_y = \frac{\pi}{6} \cdot \frac{\delta^3 \cdot \Delta p_y}{\mu \cdot l} \cdot (R_1 + t), \qquad (2.102)$$

или

$$Q_y = B \cdot (R_1 + t), \qquad (2.103)$$

где $B = \frac{\pi}{6} \cdot \frac{\delta^3 \cdot \Delta P_y}{\mu \cdot l}$ – параметр, учитывающий свойства жидкости, размеры уплотнения и перепад давлений на его границах – Δp_y, м^2/с.

Момент сопротивления, реализуемый при разбрызгивании жидкости, вытекающей из уплотнения, равен:

$$M_{бр} = \rho \cdot Q_y \cdot (R_1 + t)^2 \cdot \omega, \qquad (2.104)$$

или

$$M_{бр} = B_1 \cdot (R_1 + t)^3, \qquad (2.105)$$

где $B_1 = \rho \cdot B \cdot \omega$, Н/м^2.

Тогда полный момент сопротивления в уплотнении составит:

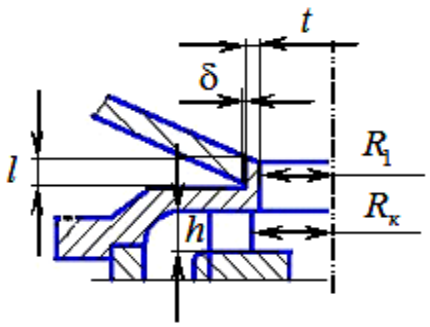
$$M_y = M_{тр} + M_{бр} = (A_1 + B_1) \cdot (R_1 + t)^3 = A \cdot (R_1 + t)^3. \qquad (2.106)$$

Здесь коэффициент $A = A_1 + B_1$ вычисляется до определения радиуса R_1, исходя из геометрических и кинематических параметров проектируемой центрифуги.

Расчет момента сопротивления в уплотнении M_y для экспериментальной центрифуги ЭЦФвп-2 представлен на рисунке 2.12 (программный модуль «БП M_y ЭЦФвп-2»).

Уплотнение турбинной ступени (ротор - вихревая камера (ВК)

Исходные данные



$\rho := 890$	Плотность масла	(кг/м^3)
$\nu := 10 \cdot 10^{-6}$	Кинематическая вязкость масла	(м^2/с)
$\mu := \nu \cdot \rho$	Динамическая вязкость масла	(Па с)
$n := 10000$	Частота вращения ротора	(об/мин)
$\omega := 3.14 \frac{n}{30}$	Угловая скорость ротора	(рад/с)
$t := 0.0015$	Толщина стенки сопла ВК	(м)
$l := 0.005$	Длина уплотнения ВК	(м)
$\delta := 6 \cdot 10^{-5}$	Радиальный зазор в уплотнении	(м)
$R_1 := 0.0115$	Радиус выхода из ВК	(м)
$R := R_1 + t$	Радиус уплотнения ВК	(м)
$\Delta P := 4 \cdot 10^5$	Давление на выходе из ВК	(Па)

Расчет

$B := \frac{\pi}{6} \cdot \left(\frac{\delta^3 \cdot \Delta P}{\mu \cdot l} \right)$	Параметр, учитывающий свойства жидкости, размеры уплотнения и давление на выходе из ВК (м^2/с)	
$Q_y := B \cdot R$	Расход через уплотнение ВК (м^3/с)	
$Q_{ул} := Q_y \cdot 60000$	Расход через уплотнение ВК (л/мин)	$Q_{ул} = 0.793$
$B_1 := B \cdot \rho \, \omega$	Параметр, учитывающий свойства жидкости, размеры уплотнения, давление на выходе из ВК, скорость вращения	
$M_{бр} := B_1 \cdot (R)^3$	Момент сопротивления при разбрызгивании жидкости из уплотнения ВК (Н м)	$M_{бр} = 2.0806 \times 10^{-3}$
$A_1 := 2\pi \cdot \frac{\mu \cdot l}{\delta} \cdot \omega$	Параметр, учитывающий свойства жидкости, размеры уплотнения и скорость вращения (Па)	
$M_{тр} := A_1 \cdot (R)^3$	Момент сопротивления на трение в уплотнении (Н м)	$M_{тр} = 0.0107$
$M_y := M_{тр} + M_{бр}$	Полный момент сопротивления в уплотнении ВК (Н м)	$M_y = 0.0128$

Рисунок 2.12 − Программный модуль «БП M_y ЭЦФвп-2» для расчёта момента сопротивления в уплотнении ротора с вихревой камерой экспериментальной центрифуги ЭЦФвп-2

Таким образом, общий момент сопротивления вращению ротора будет равен:

$$M_c = M_p + M_y = M_p + A \cdot (R_1 + t)^3 . \qquad (2.107)$$

Этот момент соответствует задаваемой угловой скорости ротора ω и заданному расходу жидкости на входе в центрифугу Q. При установившемся режиме вращения он равен движущему моменту.

Учитывая утечки жидкости в уплотнении турбинной ступени (ротор − вихревая камера), фактический расход жидкости в гидроприводе $Q_{пр}$ будет меньше общего:

$$Q_{пр} = Q - Q_y .$$

Тогда уточненная формула для расчета движущего момента будет:

$$M_д = \rho Q_{пр} c_u \omega R_1^2 = \rho (Q - Q_y) \omega R_1^2 = \rho c_u \omega R_1^2 [Q - B(R_1 + t)]. \qquad (2.108)$$

Приравнивая (2.107) к (2.108), получаем

$$M_p + A \cdot (R_1 + t)^3 = \rho \cdot c_u \cdot \omega \cdot R_1^2 \cdot [Q - B \cdot (R_1 + t)],$$

или окончательно

$$M_p + A \cdot (R_1 + t)^3 - \rho \cdot c_u \cdot \omega \cdot R_1^2 \cdot [Q - B \cdot (R_1 + t)] = 0 . \qquad (2.109)$$

Решая уравнение (2.109), можно найти радиус выхода из вихревой камеры R_1, обеспечивающий необходимую скорость вращения ротора ω при заданной подаче жидкости Q и принятом значении степени закрутки потока на входе в рабочее колесо турбины c_u.

Такие расчёты были выполнены с помощью приложения MathCAD для различных значений моментов сопротивлений вращению собственно роторов M_p. Эти моменты главным образом представляют собой аэродинамическое сопротивление роторов центрифуг − M_p^a семи типоразмеров, определяемых по их габаритным объёмам, равным 1, 2, 3, 4, 5, 6 и 8 литров. При этом форма роторов считалась цилиндрической, их пропорции (т.е. соотношения высоты роторов к их диаметрам) были приняты близкими к оптимальным: H/D = 1,5 [1]. Моменты сопротивлений в подшипниках качения в силу их незначительности не учитывались.

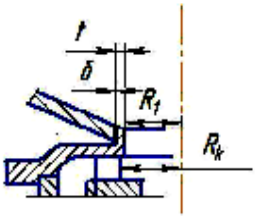
Результаты расчетов M_p^a, выполненные с помощью программного модуля «МП M_p ЭЦФвп-2» (рисунки 2.10, 2.11) при частоте вращения роторов 10000 и 9000 об/мин, представлены в таблице 2.1.

Результаты расчётов момента сопротивления в уплотнении ротора с вихревой камерой − M_y, а также радиуса выхода из вихревой камеры R_1, выполненные с помощью программных модулей «БП M_y ЭЦФвп-2» (рисунок 2.12) и «МП $R_1 - Q$» (рисунки 2.13, 2.14) для центрифуг разных типоразмеров при тех же скоростных режимах и использовании в качестве рабочей жидкости моторного масла (плотностью ρ = 890 кг/м^3 и вязкостью μ = 0,0089 Па·с), представлены в таблицах 2.2 и 2.3.

Радиус выхода из вихревой камеры R_1

Исходные данные

$\rho := 890$ (кг/м^3) $\nu := 10 \cdot 10^{-6}$ (м^2/с) $\mu := \nu \cdot \rho$ (Па с)



$\omega := 1047$ (рад/с) $\Delta P := 4 \cdot 10^5$ (Па) $R_1 := 0.0115$ (м)

$t := 0.0015$ (м) $l := 0.005$ (м) $\delta := 6 \cdot 10^{-5}$ (м)

$B := \frac{\pi}{6} \cdot \left(\frac{\delta^3 \cdot \Delta P}{\mu \cdot l} \right)$ $Q_y := B \cdot (R_1 + t)$ Расход через уплотнение(м^3/с)

$B_1 := \frac{\rho \cdot \omega \cdot \pi}{6} \cdot \left(\frac{\delta^3 \cdot \Delta P}{\mu \cdot l} \right)$ $M_{бр} := B_1 \cdot (R_1 + t)^3$ Момент сопротивления при разбрызгивании из уплотнения (Нм)

$A_1 := 2\pi \cdot \frac{\mu \cdot l}{\delta} \cdot \omega$ $M_{тр} := A_1 \cdot (R_1 + t)^3$ Момент сопротивления на трение в уплотнении (Н м)

$A := B_1 + A_1$ $M_y := A \cdot (R_1 + t)^3$ Полный момент сопротивления в уплотнении ВК (Н м)

M_p Момент сопротивления вращению ротора (Н м)

$M := M_p + M_y$ $M := M_p + A \cdot (R_1 + t)^3$ Полный момент сопротивления ротора (Нм)

$M_д := \rho \cdot \omega \cdot R_1^2 \left[Q - B \cdot (R_1 + t) \right]$ Движущий момент в гидроприводе (Н м)

Расчет радиуса выхода из ВК - R1 (мм)

```
R1 := m ← 0
      for Mp ∈ (0.016 0.052 0.102 0.164 0.239 0.323 0.423)
        n ← 0
        for i ∈ 0..11
          Rn,m ← qi ← (20 + 5·i)
                 Qi ← qi / 60000
                 x ← 0.011
                 Y(x) ← Mp + A·(x + t)^3 − ρ·ω·x^2·[Qi − B·(x + t)]
                 Zi ← root(Y(x), x)
          n ← n + 1
        m ← m + 1
      R·1000
```

Вывод результатов расчета: R1

Рисунок 2.13 − Программный модуль «МП $R_1 - Q$» для расчёта радиусов R_1 выхода из вихревых камер центрифуг разных типоразмеров при различном расходе жидкости на привод Q

Вывод результатов расчетов R1 (мм) для 7 типоразмеров роторов (1, 2, 3, 4, 5, 6, 8 л) при различных расходах жидкости q_i (л/мин)

$$R1 = \begin{pmatrix} 8.52 & 18.16 & -16.09 & -19.79 & -23.25 & -26.41 & -29.55 \\ 7.23 & 14.08 & 22.08 & 35.76 + 6.22i & -21.67 & -24.7 & -27.74 \\ 6.42 & 12.15 & 18.03 & 24.67 & 34 & -23.26 & -26.19 \\ 5.84 & 10.89 & 15.85 & 21.01 & 26.8 & 33.51 & 56.48 \\ 5.4 & 9.98 & 14.38 & 18.8 & 23.51 & 28.44 & 34.27 \\ 5.05 & 9.28 & 13.28 & 17.24 & 21.34 & 25.5 & 30.14 \\ 4.76 & 8.71 & 12.42 & 16.04 & 19.75 & 23.43 & 27.45 \\ 4.51 & 8.24 & 11.71 & 15.08 & 18.49 & 21.85 & 25.47 \\ 4.3 & 7.84 & 11.12 & 14.28 & 17.47 & 20.58 & 23.9 \\ 4.12 & 7.5 & 10.61 & 13.6 & 16.61 & 19.53 & 22.62 \\ 3.96 & 7.19 & 10.17 & 13.02 & 15.87 & 18.63 & 21.54 \\ 3.82 & 6.93 & 9.78 & 12.5 & 15.23 & 17.85 & 20.62 \end{pmatrix} \quad q_i := \begin{pmatrix} 20 \\ 25 \\ 30 \\ 35 \\ 40 \\ 45 \\ 50 \\ 55 \\ 60 \\ 65 \\ 70 \\ 75 \end{pmatrix}$$

Вывод результатов расчетов My (Нсм) для 7 типоразмеров роторов

$$M_{yy} := \overrightarrow{\left[A \cdot (R1 + t \cdot 1000)^3 \cdot 10^{-7}\right]} \quad \text{(Н см)}$$

$$M_y = \begin{pmatrix} 0.59 & 4.43 & -1.81 & -3.56 & -6 & -9 & -12.86 \\ 0.39 & 2.2 & 7.64 & 27.61 + 14.94i & -4.78 & -7.28 & -10.52 \\ 0.29 & 1.48 & 4.34 & 10.44 & 26.06 & -6 & -8.76 \\ 0.23 & 1.11 & 3.04 & 6.64 & 13.2 & 24.99 & 113.54 \\ 0.19 & 0.88 & 2.33 & 4.87 & 9.11 & 15.63 & 26.66 \\ 0.16 & 0.73 & 1.88 & 3.83 & 6.94 & 11.46 & 18.45 \\ 0.14 & 0.62 & 1.57 & 3.14 & 5.59 & 9.03 & 14.13 \\ 0.13 & 0.54 & 1.34 & 2.65 & 4.65 & 7.42 & 11.42 \\ 0.11 & 0.47 & 1.17 & 2.29 & 3.97 & 6.27 & 9.55 \\ 0.1 & 0.42 & 1.03 & 2.01 & 3.46 & 5.41 & 8.18 \\ 0.09 & 0.38 & 0.93 & 1.78 & 3.05 & 4.75 & 7.13 \\ 0.09 & 0.35 & 0.84 & 1.6 & 2.73 & 4.22 & 6.3 \end{pmatrix}$$

Рисунок 2.14 – Матрицы вывода результатов расчётов радиуса выхода из вихревой камеры R_1 и соответствующих моментов сопротивления в уплотнении M_y по итогам выполнения программного модуля «МП $R_1 - Q$»

Таблица 2.1 − Расчетные значения аэродинамических моментов сопротивления роторов стандартных типоразмеров

Типоразмер (объем) ротора V, л	1	2	3	4	5	6	8
Диаметр ротора D, мм	95	119	137	150	162	172	189
Высота ротора H, мм	142	179	205	225	243	258	284
Частота вращения ротора n, об/мин	10000	10000	10000	10000	10000	10000	9000
M_p^a, Н·см	1,6	5,2	10,2	16,4	23,9	32,3	42,3

Таблица 2.2 − Расчетные значения момента сопротивления в уплотнении сопряжения вихревой камеры с ротором M_y, Н·см

Расход на привод Q, л/мин	Типоразмер центрифуг по объёму ротора V, л						
	1	2	3	4	5	6	8
20	0,59	4,43	-	-	-	-	-
25	0,39	2,20	7,64	-	-	-	-
30	0,29	1,48	4,34	10,44	26,06	-	-
35	0,23	1,11	3,04	6,64	13,20	24,99	113,54
40	0,19	0,88	2,33	4,87	9,11	15,63	26,66
45	0,16	0,73	1,88	3,83	6,94	11,46	18,45
50	0,14	0,62	1,57	3,14	5,59	9,03	14,13
55	0,13	0,54	1,34	2,65	4,65	7,42	11,42
60	0,11	0,47	1,17	2,29	3,97	6,27	9,55
65	0,10	0,42	1,03	2,01	3,46	5,41	8,18
70	0,09	0,38	0,93	1,78	3,05	4,75	7,13
75	0,09	0,35	0,84	1,60	2,73	4,22	6,30

Таблица 2.3 − Расчетные значения радиуса выхода из вихревой камеры R_1, мм

Расход на привод Q, л/мин	Типоразмер центрифуг по объёму ротора V, л						
	1	2	3	4	5	6	8
20	8,5	18,2	–	–	–	–	–
25	7,2	14,1	22,1	–	–	–	–
30	6,4	12,2	18,0	24,7	34,0	–	–
35	5,8	10,9	15,9	21,0	26,8	33,5	56,5
40	5,4	10,0	14,4	18,8	23,5	28,4	34,3
45	5,1	9,3	13,3	17,2	21,3	25,5	30,1
50	4,8	8,7	12,4	16,0	19,7	23,4	27,5
55	4,5	8,2	11,7	15,1	18,5	21,8	25,5
60	4,3	7,8	11,1	14,3	17,5	20,6	23,9
65	4,1	7,5	10,6	13,6	16,6	19,5	22,6
70	4,0	7,2	10,2	13,0	15,9	18,6	21,5
75	3,8	6,9	9,8	12,5	15,2	17,8	20,6

Как следует из таблицы 2.3, при заданной частоте вращения ротора n = 10000 об/мин радиус R_1 зависит от расхода жидкости на привод $Q_{пр}$ и соответствующего момента сопротивления вращению собственно ротора (аэродинамического) M_p^a. Чем меньше расход, тем больше радиус и при этом возрастает момент сопротивления в цилиндрическом уплотнении M_y.

Расчёты показали, что существуют предельные минимальные значения расходов Q и соответствующих им максимальных радиусов выхода из вихревой камеры R_1, за пределами которых получить заданную скорость вращения ротора центрифуги невозможно. Для этих центрифуг в матрице вывода результатов вычислений по программам «БП M_y ЭЦФвп-2» (рисунок 2.12) и «МП R_1 – Q» (рисунок 2.13) момент M_y и радиус R_1 принимают отрицательные или комплексные значения (рисунок 2.14). Им соответствуют пустые клетки таблиц 2.2, 2.3.

Оптимизация радиуса выхода из вихревой камеры R_1 – непростая задача, т.к. требуется сбалансировать несколько конфликтующих между собой условий. В идеале при выборе R_1 необходимо обеспечить малый момент со-

противления в уплотнении ротора M_y, минимальные гидравлические потери в вихревой камере $\Delta p_{вк}$ и наименьший расход жидкости на привод Q.

Малый момент сопротивления M_y имеет место при малом радиусе уплотнения вихревой камеры, т.е. R_1. В этом же случае будут снижаться и гидравлические потери $\Delta p_{вк}$, т.к. в целом уменьшается радиус камеры R_k. Однако теперь потребуется большой расход на привод Q, а это снижает сепарационную эффективность центрифуги.

Компромисс между этими условиями находится неоднозначно в зависимости от технологических требований к очистке жидкости и энергетических возможностей гидросистемы, в которую включена центрифуга.

2.5.2. Определение радиуса центральной непроточной зоны вихревой камеры R_m

Помимо основного расчетного параметра вихревой камеры − радиуса выходного отверстия, представляет интерес другой ее размер − радиус центральной непроточной зоны R_m, поскольку в этой полости конструктивно можно разместить неподвижную ось ротора, либо его нижний опорный шип (рисунки 1.9, 2.15) с возможностью вывода через него очищенной в центрифуге жидкости.

Как отмечалось ранее (2.11),

$$R_m = R_1 \cdot \xi,$$

где коэффициент ξ определяется из выражения (2.9).

На рисунке 2.16 представлен программный модуль «МП R_m», с помощью которого выполнен расчёт коэффициентов ξ и радиусов R_m центральной зоны вихревых камер центрифуг семи типоразмеров при различных расходах в гидроприводе. Вывод результатов расчётов в виде матриц приведен на рисунке 2.17, а также в таблице 2.4. Для сравнения в эту таблицу включены данные с минимально возможными радиусами опорных шипов роторов R_s (рисунок 2.15).

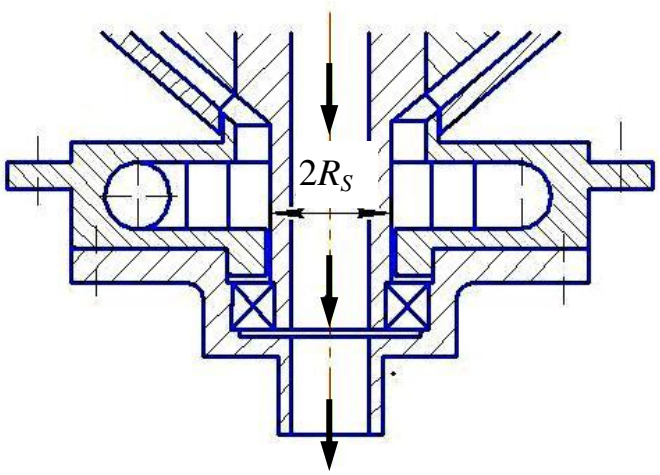


Рисунок 2.15 − Схема нижней опоры (шипа) ротора с выводом через нее очищенной жидкости

Конструктивные размеры опорных шипов определялись, исходя из следующих условий. Шип должен иметь центральный канал такого радиуса, при котором скорость потока в нем не превышала бы некоторого критического значения.

Ввод исходных данных

$$R1 := \begin{pmatrix} 8.5 & 18.2 & -16.1 & -19.8 & -23.3 & -26.4 & -29.5 \\ 7.2 & 14.1 & 22.1 & -18.4 & -21.7 & -24.7 & -27.7 \\ 6.4 & 12.1 & 18.0 & 24.7 & 34.0 & -23.3 & -26.2 \\ 5.8 & 10.9 & 15.9 & 21.0 & 26.8 & 33.5 & 56.5 \\ 5.4 & 10.0 & 14.4 & 18.8 & 23.5 & 28.4 & 34.3 \\ 5.0 & 9.3 & 13.3 & 17.2 & 21.3 & 25.5 & 30.1 \\ 4.8 & 8.7 & 12.4 & 16.0 & 19.7 & 23.4 & 27.4 \\ 4.5 & 8.2 & 11.7 & 15.1 & 18.5 & 21.8 & 25.5 \\ 4.3 & 7.8 & 11.1 & 14.3 & 17.5 & 20.6 & 23.9 \\ 4.1 & 7.5 & 10.6 & 13.6 & 16.6 & 19.5 & 22.6 \\ 4.0 & 7.2 & 10.2 & 13.0 & 15.9 & 18.6 & 21.5 \\ 3.8 & 6.9 & 9.8 & 12.5 & 15.2 & 17.8 & 20.6 \end{pmatrix}$$ - радиус выхода из ВК, (мм)

$$q := \begin{pmatrix} 20 \\ 25 \\ 30 \\ 35 \\ 40 \\ 45 \\ 50 \\ 55 \\ 60 \\ 65 \\ 70 \\ 75 \end{pmatrix}$$ - расход жидкости, (л/мин)

$\omega := 1047$ - угловая скорость ротора (рад/с)

$w_0 := 10$ - максимальная скорость потока в центральном выходном канале ротора (м/с)

Расчет коэффициента ξ, радиуса непроточнойи зоны ВК - Rm, радиуса нижнего шипа ротора Rs

ORIGIN := 1

$\xi(n,m) :=$ for $j \in 1..m$

for $i \in 1..n$

$КСИ_{i,j} \leftarrow$

$Q_i \leftarrow \frac{q_i}{60000}$

$II \leftarrow \frac{\pi \cdot (0.001 \cdot R1_{i,j})^3 \cdot \omega}{Q_i}$

$\xi \leftarrow 0.1$

$Y(\xi) \leftarrow \frac{(1-\xi^2)^2}{\xi^2} + 2 \cdot (1-\xi^2) \cdot \ln(\xi) - \frac{2}{II}$

кси $\leftarrow$ root $(Y(\xi), \xi)$

КСИ

$Rm(n,m) :=$ (мм)

for $j \in 1..m$

for $i \in 1..n$

$Rm_{i,j} \leftarrow \xi(n,m)_{i,j} \cdot R1_{i,j}$

Rm

$Rs(n) :=$ (мм)

for $i \in 1..n$

$Rs_i \leftarrow \left(10^3 \cdot \sqrt{\frac{q_i}{60000 \cdot \pi \cdot w_0}} + 2\right)$

Rs

Вывод результатов расчетов радиусов Rm, Rs

Рисунок 2.16 − Программный модуль «МП R_m» для расчёта радиуса R_m центральной зоны вихревой камеры и минимального радиуса нижнего шипа ротора R_s центрифуг разных типоразмеров

Вывод результатов расчетов коэффициента ξ радиусов Rm, Rs

$$\xi(12,7)=\begin{pmatrix}
0.638 & 0.813 & 1.25 & 1.2 & 1.169 & 1.148 & 1.132\\
0.564 & 0.749 & 0.832 & 1.235 & 1.197 & 1.171 & 1.152\\
0.505 & 0.698 & 0.786 & 0.84 & 0.881 & 1.194 & 1.172\\
0.453 & 0.656 & 0.75 & 0.805 & 0.844 & 0.874 & 0.924\\
0.413 & 0.618 & 0.717 & 0.776 & 0.817 & 0.846 & 0.871\\
0.372 & 0.584 & 0.687 & 0.749 & 0.793 & 0.824 & 0.849\\
0.347 & 0.551 & 0.659 & 0.725 & 0.77 & 0.803 & 0.83\\
0.315 & 0.52 & 0.633 & 0.703 & 0.75 & 0.784 & 0.813\\
0.291 & 0.493 & 0.609 & 0.681 & 0.731 & 0.767 & 0.796\\
0.268 & 0.471 & 0.586 & 0.66 & 0.712 & 0.75 & 0.78\\
0.253 & 0.448 & 0.566 & 0.64 & 0.695 & 0.734 & 0.765\\
0.232 & 0.425 & 0.545 & 0.622 & 0.677 & 0.718 & 0.751
\end{pmatrix}$$

$$Rm(12,7)=\begin{pmatrix}
5.4 & 14.8 & -20.1 & -23.8 & -27.2 & -30.3 & -33.4\\
4.1 & 10.6 & 18.4 & -22.7 & -26 & -28.9 & -31.9\\
3.2 & 8.4 & 14.2 & 20.7 & 30 & -27.8 & -30.7\\
2.6 & 7.1 & 11.9 & 16.9 & 22.6 & 29.3 & 52.2\\
2.2 & 6.2 & 10.3 & 14.6 & 19.2 & 24 & 29.9\\
1.9 & 5.4 & 9.1 & 12.9 & 16.9 & 21 & 25.6\\
1.7 & 4.8 & 8.2 & 11.6 & 15.2 & 18.8 & 22.7\\
1.4 & 4.3 & 7.4 & 10.6 & 13.9 & 17.1 & 20.7\\
1.3 & 3.8 & 6.8 & 9.7 & 12.8 & 15.8 & 19\\
1.1 & 3.5 & 6.2 & 9 & 11.8 & 14.6 & 17.6\\
1 & 3.2 & 5.8 & 8.3 & 11.1 & 13.6 & 16.5\\
0.9 & 2.9 & 5.3 & 7.8 & 10.3 & 12.8 & 15.5
\end{pmatrix}$$

$$Rs(12)=\begin{pmatrix}
5.3\\5.6\\6\\6.3\\6.6\\6.9\\7.2\\7.4\\7.6\\7.9\\8.1\\8.3
\end{pmatrix}$$

Рисунок 2.17 − Матрицы вывода результатов расчётов коэффициента ξ, радиусов R_m и R_s по итогам выполнения программного модуля «МП R_m»

Тогда, принимая толщину стенки шипа 2 мм, получим расчетную формулу для $R_ш$ в мм:

$$R_s = 10^3 \cdot \sqrt{\frac{q}{60000 \cdot \pi \cdot w}} + 2, \qquad (2.110)$$

где q – расход выводимой из ротора очищенной жидкости, л/мин;

w – скорость жидкости в канале шипа, м/с.

Таблица 2.4 − Расчетные значения радиуса R_m непроточной центральной зоны вихревой камеры и радиуса R_s опорного шипа ротора, мм

Расход на привод Q, л/мин	Радиус опорного шипа ротора R_s, мм	Типоразмер центрифуг по объёму ротора V, л						
		1	2	3	4	5	6	8
20	5,3	5,4	14,8	–	–	–	–	–
25	5,6	4,1	10,6	18,4	–	–	–	–
30	6,0	3,2	8,4	14,2	20,7	30,0	–	–
35	6,3	2,6	7,1	11,9	16,9	22,6	29,3	52,2
40	6,6	2,2	6,2	10,3	14,6	19,2	24,0	29,9
45	6,9	1,9	5,4	9,1	12,9	16,9	21,0	25,6
50	7,2	1,7	4,8	8,2	11,6	15,2	18,8	22,7
55	7,4	1,4	4,3	7,4	10,6	13,9	17,1	20,7
60	7,6	1,3	3,8	6,8	9,7	12,8	15,8	19,0
65	7,9	1,1	3,5	6,2	9,0	11,8	14,6	17,6
70	8,1	1,0	3,2	5,8	8,3	11,1	13,6	16,5
75	8,3	0,9	2,9	5,3	7,8	10,3	12,8	15,5

Сравнение вычисленных радиусов R_m и R_s (таблица 2.4) показывает, что в ряде случаев допустимый размер опорного шипа превышает радиус непроточной зоны: $R_s > R_m$ (выделенный участок таблицы). В этом случае вывод жидкости из центрифуги через канал нижнего шипа проблематичен.

Такая ситуация может иметь место для центрифуг малого и среднего типоразмера (с объёмом ротора от 1 до 4 л) при значительных расходах очищаемой жидкости.

Для крупных центрифуг (с объёмом ротора от 5 до 8 л) радиус непроточной зоны вихревой камеры, как показали расчеты, вполне достаточен для размещения в ней нижнего опорного шипа или оси ротора центрифуги.

2.5.3. Внутренний радиус вихревой камеры $R_к$

Из выражений (2.42), (2.59) и (2.81) следует, что снижения потерь циркуляции скорости, а также гидравлических потерь в направляющем аппарате гидропривода можно добиться за счет уменьшения площади торцевых поверхностей камеры, омываемых потоком. Это возможно при приближении

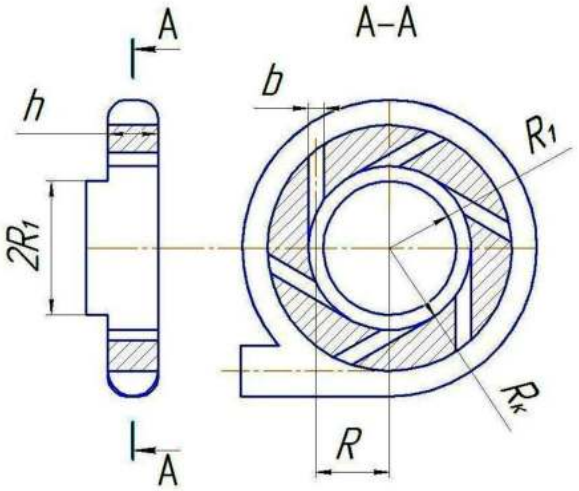


Рисунок 2.18 – Оптимальная форма вихревой камеры

плеча ввода жидкости в камеру R к размеру ее выходного отверстия − R_1. При этом уменьшается и внутренний радиус вихревой камеры R_k, а значит и гидравлические потери на трение о ее цилиндрическую поверхность.

Наименьшие потери кинетического момента и энергии потока жидкости в направляющем аппарате будут иметь место при условии, когда (рисунок 2.18)

$$R_k = R_1 + b. \qquad (2.111)$$

При этом ширина входных тангенциальных каналов b должна быть по возможности минимальной.

2.5.4. Определение ширины b, высоты h и количества z входных каналов вихревой камеры

Определившись с размерами выходного отверстия вихревой камеры R_1, её центральной непроточной зоны R_m и расходом жидкости на привод Q, далее предстоит найти параметры тангенциальных входных каналов (щелей) камеры (рисунок 2.18): их ширины b, высоты h (соответствующих высоте камеры), их количества z, а также уточнить внутренний радиус камеры R_k.

Из двух искомых параметров − b и h один подлежит выбору, а второй определяется по расчетам. Исходя из технологических соображений, предпочтительнее задаваться целочисленными значениями ширины каналов b = 1, 2, … мм, нежели их высотой h.

Исходными данными для расчётов являлись требуемая частота вращения ротора (n = 10 000 об/мин), расход жидкости на привод Q, момент сопротивления вращению ротора M_c, а также физические свойства рабочей жидкости (моторное масло): кинематическая вязкость (ν = 10 сСт) и плотность (ρ = 890 кг/м^3). Эти данные были выбраны или рассчитаны на первом этапе проектирования, при определении радиуса выхода из вихревой камеры R_1 (гл. 2.4.1, 2.4.2).

Независимые два параметра входных каналов − ширина b и их количество z находятся из условия минимальных гидравлических потерь в вихревой камере $\Delta p_{вк}$. Расчёты гидравлических потерь выполнялись на основе полу-

ченных ранее выражений (2.80) и (2.81) с помощью программного модуля «МП *ΔP−z−b*» (рисунки 2.19, 2.20).

Исходные данные $\rho := 890\,(кг/м^3)$ $\nu := 10\cdot10^{-6}\,(м^2/с)$ $\mu := \nu\cdot\rho$ $\mu = 8.9\times10^{-3}$ (Па с)

$\omega := 1047$ (рад/с) $q := 37.5$ (л/мин) $Q := \frac{q}{60000}$ ($м^3/с$) $R_1 := 0.0115$ (м)

Расчет ΔPвк (δ - предельная точность вычислений не менее 0,001 (0,1 %)

$\Delta P_{вк} :=$ $m \leftarrow 0$

for $b \in (0.001\ \ 0.002\ \ 0.003\ \ 0.004)$

$n \leftarrow 0$

for $z \in (1\ \ 2\ \ 3\ \ 4\ \ 5)$

$\Delta Pвк_{m,n} \leftarrow$ $h \leftarrow 0.001$

$d \leftarrow 0.00001$

$\delta \leftarrow 0.01$

while $\delta > 0.001$

$h \leftarrow h + d$

$\theta \leftarrow \frac{b}{h}$

$Re \leftarrow \frac{Q}{z\cdot h\cdot\nu}$

$R_к \leftarrow R_1 + b$

$R \leftarrow R_к - \frac{b}{2}$

$S \leftarrow \frac{2\cdot R_к}{b}$

$\Delta \leftarrow \frac{R - R_1}{h}$

$$\psi \leftarrow 1 - 0.0154\cdot\frac{S}{S-1}\cdot\left(\frac{\pi}{z}\cdot S - \sqrt{S}\right)^{\frac{6}{7}}\cdot(Re)^{\frac{-1}{7}} - 12.3\cdot\frac{\pi}{z}\cdot(S-0.5)\cdot(\theta)^{\frac{7}{4}}\cdot(Re)^{\frac{-3}{4}}$$

$$\alpha \leftarrow \frac{\psi}{1 + \frac{24.6\cdot(\theta)^{0.75}}{(Re)^{0.75}}\cdot\Delta\cdot\left[1 + \sqrt{1 + \left[\psi\cdot\frac{\pi}{z}\cdot(S-1)\right]^2}\right]}$$

$D \leftarrow \frac{Q\cdot R}{b\cdot z\cdot\omega\cdot R_1^{\,2}}$

$\delta \leftarrow \left|\left(\frac{\alpha}{h}\right)\cdot D - 1\right|$

h

Рисунок 2.19 − Программный модуль «МП *ΔP−z−b*» для расчёта гидравлических потерь в вихревом приводе при различном количестве входных каналов *z* и их ширине *b* (начало)

$$\Delta P \leftarrow \left| \begin{array}{l} w \leftarrow \dfrac{Q}{z \cdot b \cdot h} \\ c_т \leftarrow \dfrac{24.6 \cdot \theta^{0.75}}{(Re)^{0.75}} \\ l_1 \leftarrow \dfrac{2 \cdot \pi \cdot R_к}{z} - \sqrt{2 \cdot R_к \cdot b} \\ c_ц \leftarrow 0.0307 \cdot \left(\dfrac{w \cdot l_1}{\nu}\right)^{\frac{-1}{7}} \\ C_1 \leftarrow \dfrac{\psi \cdot \frac{\pi}{2} \cdot (S - 1)}{1 + \sqrt{1 + \left[\psi \cdot \frac{\pi}{2} \cdot (S - 1)\right]^2}} \\ C_2 \leftarrow R + \left(\dfrac{h}{2 \cdot c_т}\right) \cdot \left(1 - C_1^{\,2}\right) \\ U_1 \leftarrow \dfrac{R}{C_2 - R} \\ U_2 \leftarrow \dfrac{R_1}{C_2 - R_1} \\ \xi_{вк} \leftarrow \left[c_ц \cdot \dfrac{l_1}{b} + c_т \cdot \dfrac{2 \cdot \pi \cdot \left(R_к^{\,2} - R^2\right)}{z \cdot b \cdot h}\right] - \left(\dfrac{z \cdot b \cdot h}{\pi \cdot c_т}\right)^2 \cdot \dfrac{C_1^{\,3}}{C_2^{\,4}} \cdot \left[(U_2 - U_1) \cdot \left(\dfrac{U_1 + U_2}{2} + \dfrac{1}{U_1 \cdot U_2} + 3\right) - 3 \cdot \ln\left(\dfrac{U_2}{U_1}\right)\right] \\ \Delta P_{вк} \leftarrow \xi_{вк} \cdot \dfrac{\rho \cdot w^2}{2} \cdot 10^{-5} \\ \Delta P \end{array} \right.$$

$n \leftarrow n + 1$

$m \leftarrow m + 1$

$\Delta P_{вк}$

Вывод результатов $\Delta P_{вк}$

$$\Delta P_{вк} = \begin{pmatrix} 0.447 & 0.2 & 0.139 & 0.127 & 0.193 \\ 0.205 & 0.132 & 0.142 & 0.317 & 0.885 \\ 0.17 & 0.159 & 0.292 & 0.892 & 2.371 \\ 0.184 & 0.254 & 0.681 & 2.167 & 6.099 \end{pmatrix} \text{ (атм)}$$

$\min(\Delta P_{вк}) = 0.127$ (атм) Минимальное значение гидравлических потерь в ВК при b = 1 мм; z = 4

Рисунок 2.20 − Программный модуль «МП *ΔP−z−b*» (окончание)

Программа в итоге выдаёт величину гидравлических потерь $\Delta p_{вк}$ при различных значениях параметров каналов: их количестве z и ширине b в матричной форме (рисунок 2.20). Из нее выбирается вариант, при котором гидравлические потери $\Delta p_{вк}$ минимальны.

В таблице 2.5 представлены результаты расчётов, выполненных для трёх вариантов центрифуг разного типоразмера ротора (2, 4, 6 литров) с различными моментами сопротивления вращению M_c. При расчётах варьировалось число каналов z (от 1 до 5) и ширина щелей b (от 1 до 4 мм). Соответственно изменялся внутренний радиус вихревой камеры $R_к$ согласно условию (2.111). В таблице выделены варианты с минимальными гидравлическими потерями и, таким образом, установлены оптимальные значения числа входных каналов и их ширины.

Таблица 2.5 − Расчетные значения гидравлических потерь в вихревой камере $\Delta p_{вк}$ (атм) при различной ширине b, количестве z входных каналов и её внутреннем радиусе $R_к$

$R_к$, мм	b, мм	z				
		1	2	3	4	5
при V = 2 л, Q = 37,5 л/мин, R_1 = 11,5 мм (центрифуга ЭЦФвп-2)						
12,5	1,0	0,45	0,20	0,14	**0,13**	0,19
13,5	2,0	0,21	**0,13**	0,14	0,32	0,89
14,5	3,0	0,17	**0,16**	0,29	0,89	2,37
15,5	4,0	**0,18**	0,25	0,68	2,17	6,10
при V = 4 л, Q = 40 л/мин, R_1 = 18,8 мм						
19,8	1,0	2,24	0,94	**0,84**	1,48	3,13
20,8	2,0	1,08	**0,92**	2,04	5,29	–
21,8	3,0	**1,16**	2,08	6,84	–	–
22,8	4,0	**1,97**	–	–	–	–
при V = 6 л, Q = 45 л/мин, R_1 = 25,5 мм						
26,5	1,0	6,54	**2,68**	2,81	5,16	10,28
27,5	2,0	**3,25**	3,47	8,11	–	–
28,5	3,0	**4,55**	–	–	–	–

Расчёты подтвердили вывод о том, что чем меньше радиус выхода из камеры R_1, а значит и внутренний радиус камеры $R_к$, тем меньше гидравлические потери в ней. Это оказалось справедливым как для центрифуг малого типоразмера, так и для крупных.

Как видно из таблицы 2.5, предпочтительная ширина входных каналов b составляет 1 мм. Однако при таком относительно малом размере в реальной эксплуатации возможна их закупорка крупными частицами загрязнений, например резиновой крошкой, волокнами ткани, корда и т.п. Поэтому с практической точки зрения предпочтительнее изготавливать каналы шириной b = 2 мм. При этом внутренний радиус вихревой камеры следует принимать равным $R_к = R_1 + 2$ мм.

На заключительном этапе проектирования направляющего аппарата, после того как определены ширина b и количество z входных каналов, находится их высота h, т.е. собственно высота вихревой камеры.

Расчет высоты камеры h выполнялся с помощью программного модуля «МП h» (рисунок 2.21).

Высота входных тангенциальных щелей должна быть такой, чтобы выполнялось принятое ранее условие соотношения между окружными скоростями потока на выходе из направляющего аппарата и лопаток рабочего колеса при входе жидкости в него. Оно характеризуется степенью закрутки потока (или коэффициентом циркуляции $c_и$). Предпочтительное его значение, как отмечалось, составляет $c_и$ = 1 (что соответствует условию равенства этих окружных скоростей).

В таблице 2.6 сведены результаты расчётов оптимальных параметров вихревых камер гидроприводов с шириной входных тангенциальных щелей b = 1 и 2 мм при различных расходах жидкости Q.

Расчёты выполнены для центрифуг трех типоразмеров соответственно с разными моментами аэродинамического сопротивления вращению роторов M_p^a (таблица 2.1). Рабочая жидкость – моторное масло при t = 90…100 ^{0}C. Требуемый скоростной режим ротора n = 10000 об/мин.

Кроме того, для экспериментальной центрифуги ЭЦФвп-2 дополнительно были определены параметры вихревой камеры при условии использования рабочей жидкости повышенной вязкости: ν = 16 сСт (что соответствует, например, моторным маслам общего назначения при t = 75…85 ^{0}C). Результаты этих расчетов приведены в таблице 2.7.

Кроме геометрических параметров в этих таблицах представлены значения гидравлических потерь в камерах $\Delta p_{вк}$ и скоростей потока w в тангенциальных входных каналах.

Радиусы вихревых камер $R_к$ принимались согласно условию $R_к = R_1 + b$ в двух из возможных вариантов: при b равном 1 мм и 2 мм.

Расчет высоты вихревой камеры h (при b = 1... 4 мм; z = 1... 5)

Исходные данные $\rho := 890$ (кг/м^3) $\nu := 10 \cdot 10^{-6}$ (м^2/с) $\mu := \nu \cdot \rho$ $\mu = 8.9 \times 10^{-3}$ (Па с)

$\omega := 1047$ (рад/с) $q := 37.5$ (л/мин) $Q := \frac{q}{60000}$ (м^3/с) $R_1 := 0.0115$ (м)

Расчет

$h :=$ | $m \leftarrow 0$

for $b \in (0.001 \;\; 0.002 \;\; 0.003 \;\; 0.004)$

| $n \leftarrow 0$

for $z \in (1 \;\; 2 \;\; 3 \;\; 4 \;\; 5)$

| $H_{m,n} \leftarrow$ | $h \leftarrow 0.0009$

$d \leftarrow 0.00001$

$\delta \leftarrow 0.01$

while $\delta > 0.001$

| $h \leftarrow h + d$

$\theta \leftarrow \frac{b}{h}$

$Re \leftarrow \frac{Q}{z \cdot h \cdot \nu}$

$R_к \leftarrow R_1 + b$

$R \leftarrow R_к - \frac{b}{2}$

$S \leftarrow \frac{2 \cdot R_к}{b}$

$\Delta \leftarrow \frac{R - R_1}{h}$

$\psi \leftarrow 1 - 0.0154 \cdot \frac{S}{S-1} \cdot \left(\frac{\pi}{z} \cdot S - \sqrt{S}\right)^{\frac{6}{7}} \cdot (Re)^{\frac{-1}{7}} - 12.3 \cdot \frac{\pi}{z} \cdot (S - 0.5) \cdot (\theta)^{\frac{7}{4}} \cdot (Re)^{\frac{-3}{4}}$

$\alpha \leftarrow \frac{\psi}{1 + \frac{24.6 \cdot (\theta)^{0.75}}{(Re)^{0.75}} \cdot \Delta \cdot \left[1 + \sqrt{1 + \left[\psi \cdot \frac{\pi}{z} \cdot (S-1)\right]^2}\right]}$

$D \leftarrow \frac{Q \cdot R}{b \cdot z \cdot \omega \cdot R_1^{\,2}}$

$\delta \leftarrow \left|\left(\frac{\alpha}{h}\right) \cdot D - 1\right|$

h

$n \leftarrow n + 1$

$m \leftarrow m + 1$

H

(δ - предельная точность вычислений не менее 0,001 (0,1 %)

Вывод результатов $h := h \cdot 1000$

$$h = \begin{pmatrix} 41.47 & 23.44 & 16.25 & 12.4 & 10.02 \\ 23.82 & 12.47 & 8.34 & 6.21 & 4.9 \\ 16.53 & 8.26 & 5.33 & 3.82 & 2.9 \\ 12.46 & 5.88 & 3.55 & 2.32 & 0.97 \end{pmatrix} \text{(мм)}$$

Рисунок 2.21 − Программный модуль «МП *h*» для расчёта высоты вихревой камеры при различном количестве входных каналов *z* и их ширине *b*

Таблица 2.6 − Расчетные значения оптимальных параметров вихревых камер гидроприводов центрифуг разного типоразмера

Q, л/мин	R_1, мм	$R_к$, мм	$\Delta p_{вк}$, атм	z	b, мм	h, мм	w, м/с
$V = 2$ л, $M_p^a = 5{,}2$ Н·см (ЭЦФвп-2)							
37,5	11,5	12,5	0,13	4	1,0	12,4	12,6
		13,5	0,13	2	2,0	12,5	12,5
55,0	9	10,0	0,06	4	1,0	24,2	9,5
		11,0	0,05	2	2,0	25,1	9,1
$V = 4$ л, $M_p^a = 16{,}4$ Н·см							
40	18,8	19,8	0,84	3	1,0	9,7	22,9
		20,8	0,92	2	2,0	7,0	23,8
55	15,1	16,1	0,26	4	1,0	13,6	16,9
		17,1	0,26	2	2,0	13,6	16,9
$V = 6$ л, $M_p^a = 32{,}3$ Н·см							
45	25,5	26,5	2,68	2	1,0	12,6	29,8
		27,5	3,25	1	2,0	12,1	30,7
60	20,6	21,6	0,80	3	1,0	13,5	24,7
		22,6	0,74	2	2,0	10,2	24,5

Таблица 2.7 − Расчетные значения оптимальных параметров вихревой камеры гидропривода экспериментальной центрифуги ЭЦФвп-2 при вязкости рабочей жидкости $\nu = 16$ сСт

Q, л/мин	R_1, мм	$R_к$, мм	$\Delta p_{вк}$, атм	z	b, мм	h, мм	w, м/с
37,5	11,5	12,5	0,182	4	1,0	12,2	12,8
		13,5	0,165	2	2,0	12,1	12,9

Анализ полученных расчётных данных позволяет сделать следующие выводы.

1. При ширине входных каналов b = 1 мм и соответствующем им радиусе вихревой камеры, равном $R_к = R_1 + 1$ (мм), гидравлические потери будут меньше, чем при b = 2 мм, однако незначительно. Поэтому рационально изготавливать каналы шириной 2 мм при радиусе камеры $R_к = R_1 + 2$ (мм).

2. Оптимальное количество входных каналов при b = 2 мм в большинстве случаев равно 2.

3. Чем больше расход жидкости на привод Q, тем меньше радиус выхода из вихревой камеры R_1 (таблица 2.3) и тем меньше гидравлические потери в вихревой камере $\Delta p_{вк}$. Однако при этом снижается сепарационная эффективность центрифуги. Тем не менее, как будет показано дальше, в этих условиях возможно обеспечить высокое качество очистки жидкости, изменив конструкцию центрифуги.

4. При увеличении вязкости очищаемой жидкости растут гидравлические потери в вихревой камере (таблица 2.7) и изменяются ее оптимальные геометрические параметры.

На заключительном этапе проектирования вихревого гидропривода оценивается рабочее давление жидкости на входе в центрифугу $p_{вх}$, которое помимо обеспечения работы гидропривода необходимо для преодоления гидравлического сопротивления центрифуги, а также поддержания требуемого технологического давления на выходе из нее для дальнейшего использования в гидросистеме машины.

Характер гидравлических потерь в центрифуге с вихревым приводом был теоретически исследован ранее (гл. 2.3.2, 2.3.3). Их практическая оценка была произведена для экспериментальной центрифуги ЭЦФвп-2, программный модуль с результатами расчетов гидропотерь которой приведены в приложении 1.

2.6. Порядок проектирования центрифуги с вихревым гидроприводом

Исходя из проведенных теоретических исследований и полученных результатов, предлагается следующий порядок проектирования центрифуги с вихревым гидроприводом (рисунок 2.22).

1. Выбирается типоразмер центрифуги по габаритному объёму ротора V (от 1 до 8 л). Назначаются высота H и диаметр D ротора, исходя из оптимальной его пропорции: H/D = 1,5…2,0 [1]. Типоразмер центрифуги ориентировочно выбирается в зависимости от загрязнённости очищаемой жидкости, требуемой тонкости её очистки, производительности центрифуги, планируемой периодичности её очистки, т.е. конкретного технического задания на проектирование.

2. Выбирается частота вращения ротора n. Чем больше скорость вращения, тем выше сепарационная эффективность центрифуги. Получить вы-

сокую скорость вращения с помощью вихревого гидропривода вполне возможно. Однако возникают проблемы в обеспечении прочности ротора, в его балансировке, ресурсе подшипниковых опор. Рационально приемлемой является скорость вращения n = 10000…12000 об/мин.

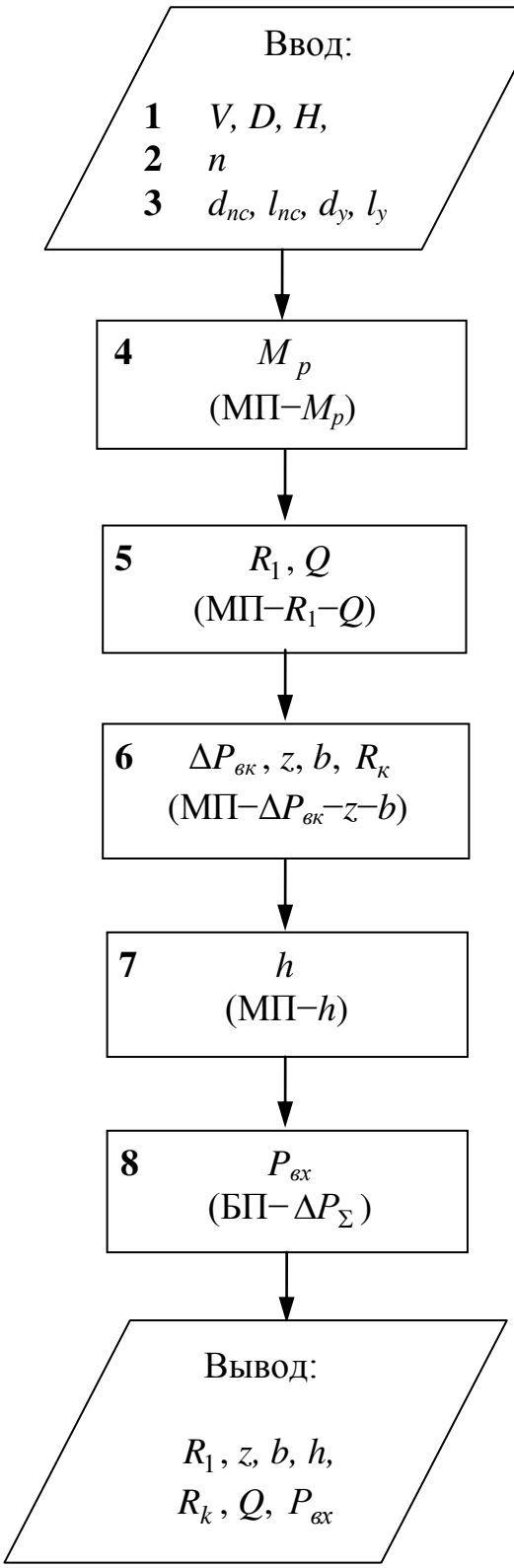


Рисунок 2.22 – Блок-схема алгоритма расчёта оптимальных параметров вихревого гидропривода центрифуги

3. Выбираются типы опорных подшипников (качения, скольжения) и их параметры, назначаются параметры бесконтактных щелевых уплотнений ротора с неподвижными опорами (или осью) на участке вывода из ротора жидкости.

4. Определяется момент сопротивления вращению ротора M_p без учета сопротивления в цилиндрическом уплотнении с вихревой камерой с помощью программного модуля «МП M_p» (рисунки 2.10, 2.11).

5. Определяются радиус выхода из вихревой камеры R_1 и расход жидкости на привод Q, исходя из найденного момента сопротивления M_p и принятой частоты вращения ротора n.

Для этого выполняются расчёты момента сопротивления в уплотнении сопряжения вихревой камеры с ротором M_y (программный модуль «БП M_y», рисунок 2.12), а затем радиуса R_1 (программный модуль «МП $R_1 - Q$», рисунки 2.13, 2.14) при различных расходах Q.

Из них выбирается предварительный вариант R_1 и Q из условия минимально возможного расхода жидкости на привод (поскольку при этом будет обеспечиваться максимальная сепарационная эффективность центрифуги).

В дальнейшем, при оценке гидравлических потерь в вихревой камере $\Delta p_{вк}$, если окажется, что при выбранных значениях R_1 и Q эти потери велики, то выбирается другой радиус R_1 и соответственно расход жидкости Q.

Уточняется расход жидкости непосредственно через ротор, т.е. в турбинном колесе гидропривода $Q_{пр}$ (за вычетом утечек через уплотнение ротора с вихревой камерой). Окончательно подсчитывается суммарный момент сопротивления вращению M_c.

6. Определяются геометрические параметры вихревой камеры, прежде всего количество её тангенциальных входных каналов z, ширина каналов b, а также внутренний радиус камеры R_k.

Оптимальные значения параметров z и b находятся из условия минимума гидравлических потерь в вихревой камере $\Delta p_{вк}$. Потери вычисляются с помощью программного модуля «*МП ΔP−z−b*» (рисунки 2.19, 2.20) для серии задаваемых значений z и b, из которых по результатам расчетов выбираются оптимальные.

Радиус вихревой камеры принимается равным $R_к = R_1 + b$, где ширина тангенциальных входных каналов b выбирается равной 1 или 2 мм (предпочтительно $b = 2$ мм).

7. Определяется высота вихревой камеры h. Она находится с помощью программного модуля *«МП−h»* (рисунок 2.21).

8. Находится необходимое давление жидкости на входе в центрифугу $P_{вх}$ на основе расчета суммарных гидравлических потерь в ней ΔP_Σ (приложение 1).

ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИХРЕВОГО ГИДРОПРИВОДА

Никто не верит в гипотезу, за исключением того, кто её выдвинул, но все верят в эксперимент, за исключением того, кто его проводил.

Альберт Эйнштейн

Никаким количеством экспериментов нельзя доказать теорию, но достаточно одного эксперимента, чтобы её опровергнуть.

Альберт Эйнштейн

Эксперимент можно считать удавшимся, если нужно отбросить не более 50% сделанных измерений, чтобы достичь соответствия с теорией.

Следствие из закона Майерса

Приведённые в главе 2 теоретические исследования вихревого гидропривода требовали экспериментальной проверки и практического подтверждения рациональности его использования.

К числу задач экспериментальных исследований относились:

− оценка расходно-скоростных характеристик центрифуг с вихревым приводом;

− оценка сепарационных возможностей центрифуг с вихревым приводом;

− исследование влияния геометрических параметров вихревой камеры на расходно-скоростные характеристики центрифуг;

− изучение гидравлических потерь на отдельных участках центрифуги;

− проверка оптимальных параметров вихревого привода, полученных теоретически.

Эти задачи были решены с помощью экспериментальной модели центрифуги с внутренним приводом особой конструкции (ЭЦФвп-2) на специальной лабораторной установке (стенде) [38].

3.1. Методика экспериментальных исследований

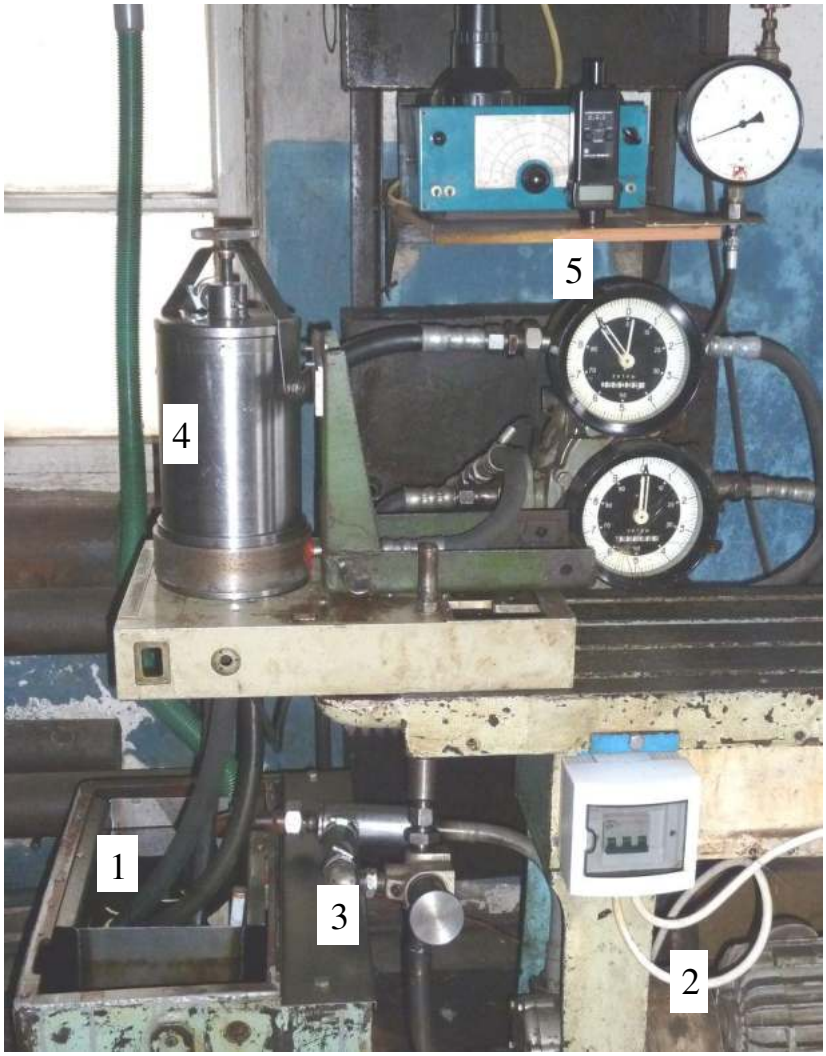
3.1.1. Лабораторный стенд (установка)

Для экспериментальных исследований опытных моделей центрифуг был изготовлен специальный лабораторный стенд, внешний вид и гидравлическая схема которой представлены на рисунках 3.1 и 3.2.

Установка (рисунок 3.2) включала гидробак 1 емкостью 50 литров с нагревательным элементом 12. Забор рабочей жидкости и подача её к испытуемому агрегату осуществлялась гидронасосом 3 (тип НШ-50) с приводом

от электродвигателя 4 через сетчатый фильтр грубой очистки 2, размещенный в баке.

Давление и расход жидкости в магистрали на входе в испытуемую центрифугу 10 в широких пределах регулировались редукционным клапаном 5, установленным параллельно гидронасосу, за счет сброса части нагнетаемой жидкости в бак.



1 − гидробак; 2 – насосная станция; 3 − перепускной клапан;
4 − опытная центрифуга; 5 − измерительный комплекс

Рисунок 3.1 − Общий вид лабораторного стенда

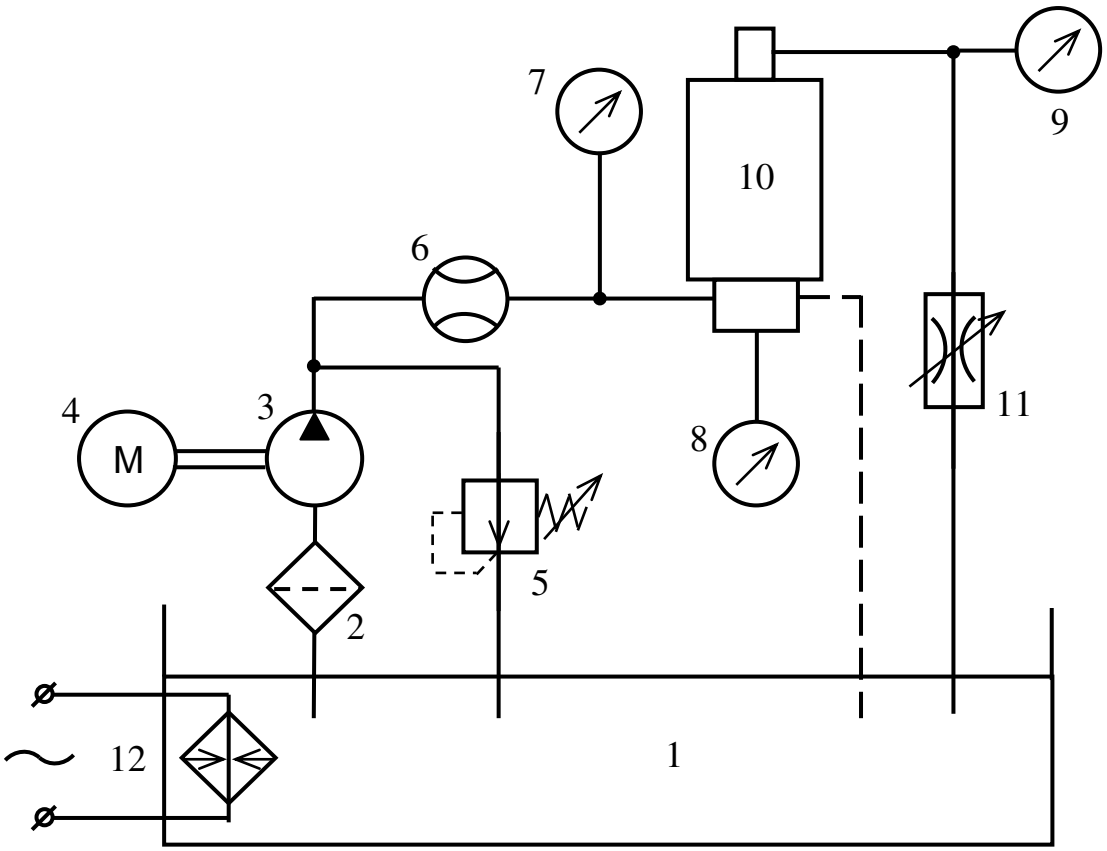
Дроссель 11 на выходе из центрифуги позволял регулировать необходимое противодавление в сливной магистрали, таким образом моделируя режимы работы различных очистительных систем.

Расход жидкости через испытуемый агрегат измерялся с помощью объемных счетчиков жидкости 6 (тип ШЖУ-40-0,6 и ШЖУ-25-16; класс точности 0,25), которые могли устанавливаться как при входе в центрифугу, так и

в её сливной магистрали для определения величины внутренних утечек жидкости.

Контроль давления жидкости на входе в центрифугу, на выходе из нее, а также во внутренней полости ротора производился пружинно-трубчатыми манометрами 7, 8, 9 (класс точности 0,6). Для измерения частоты вращения ротора использовались два бесконтактных стробоскопических тахометра.

В качестве рабочей жидкости использовалась смесь отработанных моторных масел, близкая по своим вязкостно-температурным характеристикам и плотности моторному маслу класса 10W-40.



1 – гидробак; 2 – заборный фильтр; 3 – гидронасос; 4 – электродвигатель; 5 – редукционный клапан; 6 – расходомер; 7, 8, 9 – манометры; 10 – опытная центрифуга; 11 – дроссель; 12 – электронагреватель

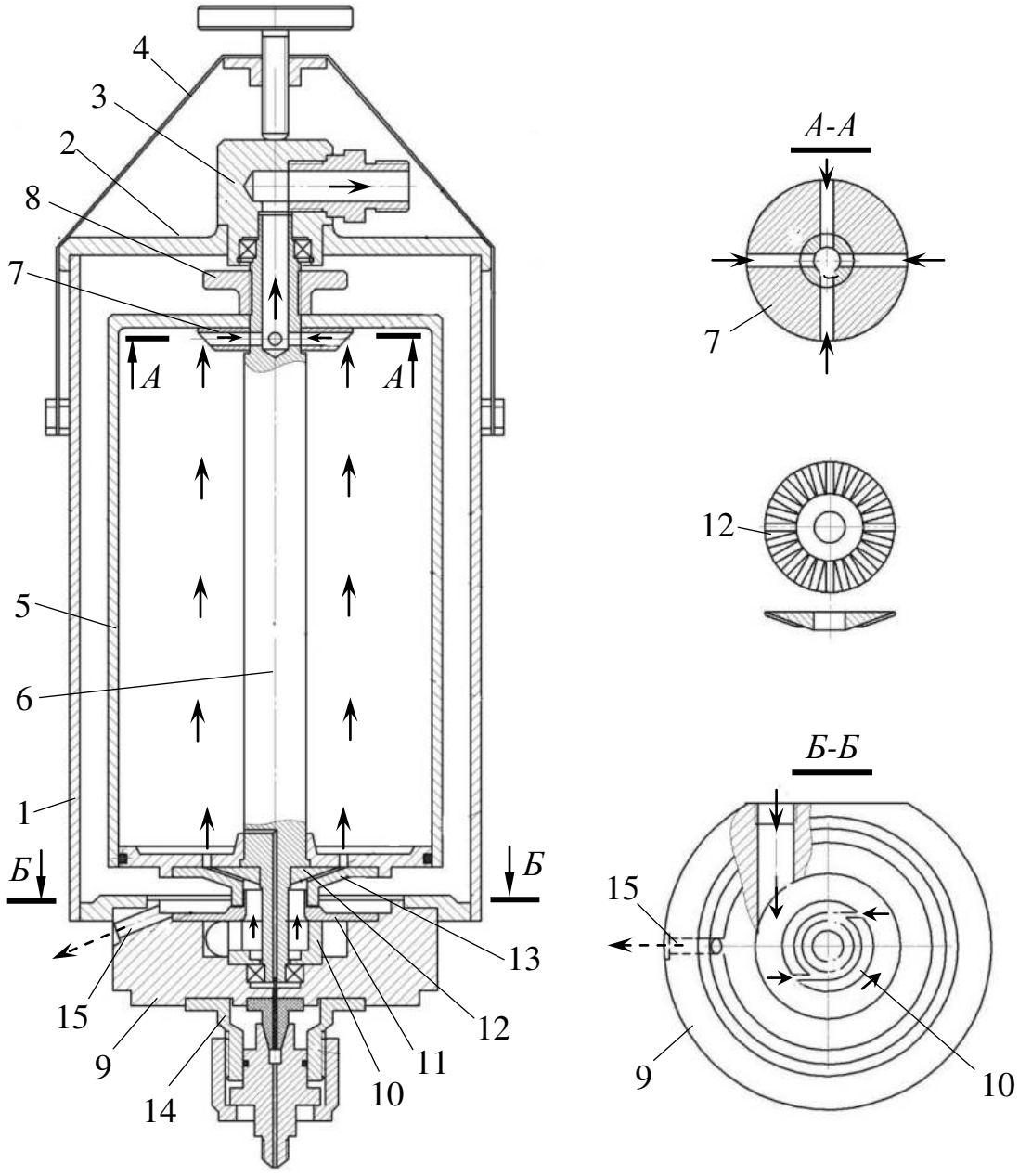
Рисунок 3.2 – Гидравлическая схема лабораторного стенда

Нагрев и поддержание требуемой температуры рабочей жидкости в баке осуществлялись трубчатым электронагревателем для масла (ТЭН) в ручном режиме управления при естественной циркуляции жидкости в процессе работы установки.

Также при проведении экспериментов использовалось вспомогательное оборудование: ртутный термометр, секундомер, электронные весы, мерные сосуды и др.

3.1.2. Экспериментальная модель центрифуги

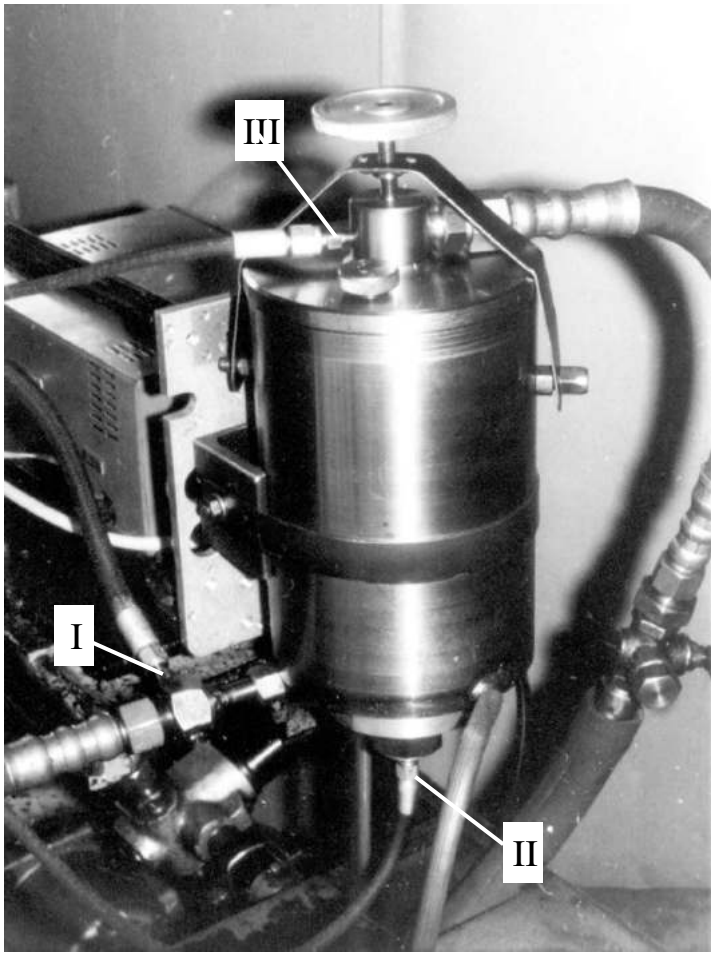
Для проведения экспериментальных исследований был сконструирован и изготовлен опытный образец центробежного очистителя ЭЦФвп-2, схема которого и внешний вид представлены на рисунках 3.3 и 3.4.



1 – корпус; 2 – крышка корпуса; 3 – верхняя опора ротора; 4 – струбцина; 5 – колпак ротора; 6 – колонка ротора; 7 – выходной коллектор; 8 – гайка; 9 – корпус вихревой камеры; 10 – вставка-завихритель; 11 – крышка вихревой камеры; 12 – рабочее колесо; 13 – фланец рабочего колеса; 14 – устройство для измерения давления в полости ротора; 15 – дренажный канал корпуса

Рисунок 3.3 – Схема экспериментальной модели центрифуги ЭЦФвп-2 и движения жидкости в ней

Центрифуга состоит из следующих основных узлов (рисунки 3.3, 3.4, 3.5): корпуса 1 с крышкой 2, верхней опорой ротора 3 и струбциной их крепления 4, ротора, вихревой камеры и устройства для измерения давления во внутренней полости ротора 14.



I, II, III − точки измерения давления в проточной части центрифуги

Рисунок 3.4 – Экспериментальная центрифуга ЭЦФвп-2
на лабораторном стенде

Ротор включает в себя (рисунки 3.3, 3.6) колпак 5, колонку 6 с выходным коллектором 7 и гайку крепления 8. Ротор установлен в верхней и нижней опорах на двух шариковых подшипниках. Нижняя опора размещена в корпусе 9 вихревой камеры и занимает ее центральную непроточную зону. Верхняя опора 3 − съемная, выполняет, кроме того, функции отвода очищенной жидкости из центрифуги. Она фиксируется в крышке корпуса очистителя с помощью струбцины 4 (рисунки 3.3, 3.4, 3.5).

В нижней части колонки ротора 6 снаружи установлено рабочее колесо турбины 12 конической формы с рядом радиальных каналов прямоугольного сечения. Колесо зафиксировано на валу колонки коническим фланцем 13, который вместе с каналами образует проточную зону центробежной радиально-

осевой турбины. Напротив каждого канала колеса в днище колонки выполнены отверстия (рисунок 3.6) для ввода жидкости из турбинной ступени в сепарирующую полость ротора.

В верхней части колонки установлена шайба выходного коллектора 7 (рисунки 3.3, 3.6) с четырьмя радиальными каналами для вывода очищенной жидкости из ротора.



Рисунок 3.5 – Корпус и ротор центрифуги в сборе

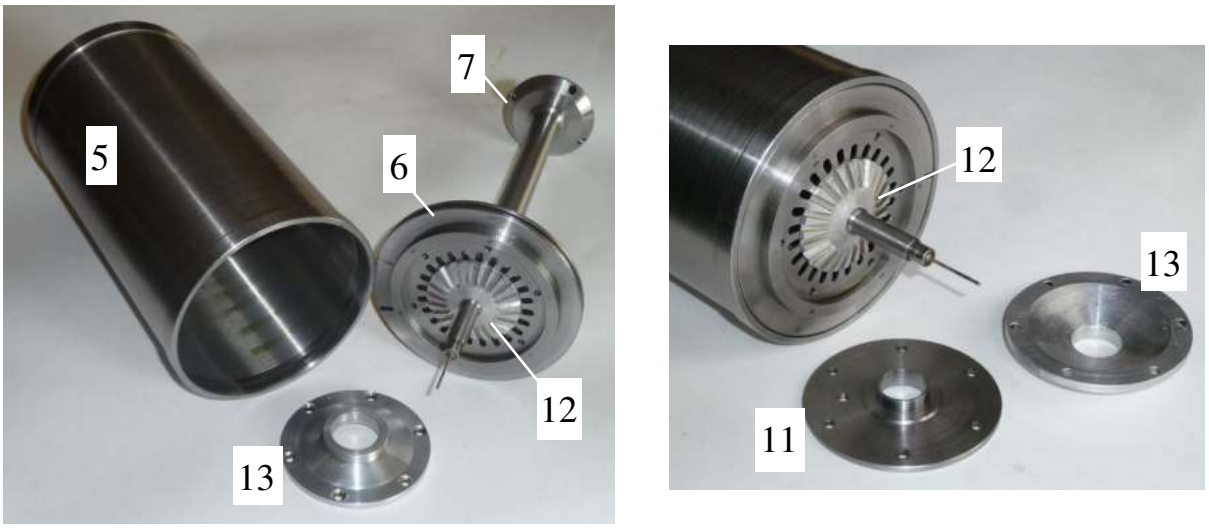
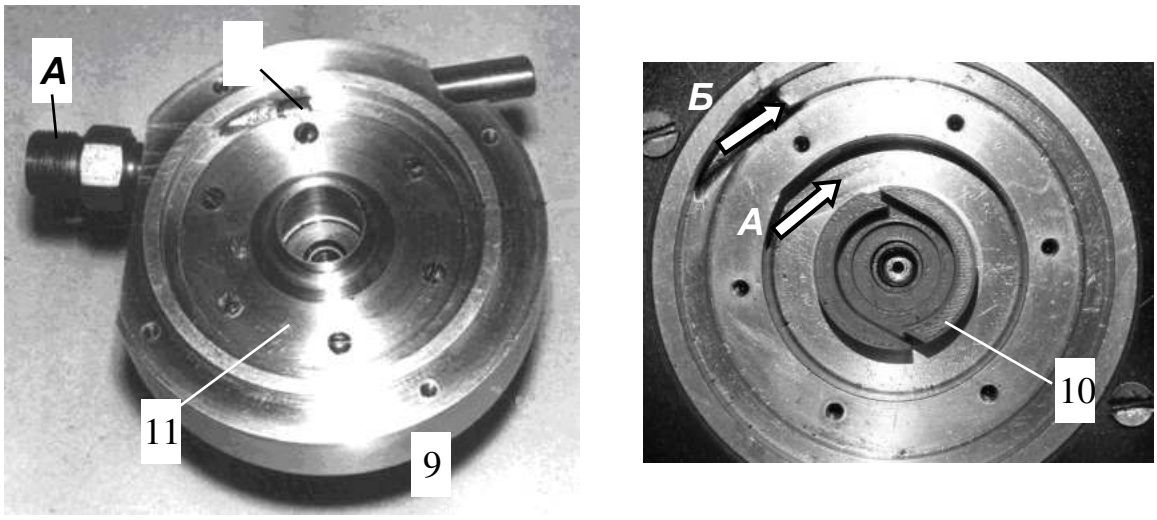


Рисунок 3.6 – Ротор экспериментальной центрифуги

Вихревая камера (рисунки 3.3, 3.7) состоит из корпуса 9, концентрической вставки-завихрителя 10 и крышки 11 с центральным отверстием − соплом вывода закрученного в направляющем аппарате потока в рабочее колесо турбины.

Ввод жидкости в вихревую камеру осуществляется через тангенциальный канал *А* (рисунок 3.7). Кроме того в корпусе камеры выполнен дренажный канал − *Б* для слива из полости центрифуги утечек жидкости через уплотнения ротора и турбинной ступени гидропривода.



А – ввод жидкости в вихревую камеру;
Б – вывод утечек жидкости из корпуса центрифуги

Рисунок 3.7 – Вихревая камера экспериментальной центрифуги

В нижней части корпуса вихревой камеры снаружи установлено специальное устройство для измерения давления во внутренней полости вращающегося ротора 14 (рисунок 3.3).

В крышке 2 корпуса центрифуги предусмотрено отверстие для контроля частоты вращения ротора, закрытое пробкой (рисунок 3.4).

Центрифуга работает следующим образом.

Очищаемая жидкость под давлением тангенциально подаётся в кольцевую полость вихревой камеры на периферию вставки-завихрителя 10 (рисунки 3.3, 3.7). При этом поток получает предварительное вращение. Пройдя тангенциальные каналы (щели) завихрителя, жидкость закручивается дополнительно и выходит коническим слоем из центрального отверстия-сопла крышки камеры 11, попадая в каналы рабочего колеса турбины 12. Закрученный поток взаимодействует с лопатками колеса и приводит ротор во вращение.

Перемещаясь по каналам рабочего колеса в радиально-осевом направлении, жидкость через отверстия в днище колонки 6 поступает в сепарирующую полость ротора и устремляется кольцевым слоем вверх вдоль оси его

вращения. В верхней части ротора очищенная в центробежном поле жидкость через радиальные сверления выходного коллектора 7 поступает в центральный осевой канал колонки и далее через верхнюю опору ротора 3 выводится из центрифуги.

3.1.3. Частные методики экспериментальных исследований

3.1.3.1. Методика определения гидравлических потерь в центрифуге

Гидравлические потери жидкости в экспериментальной центрифуге определялись косвенным путем по результатам прямых измерений давления, расхода жидкости и частоты вращения ротора.

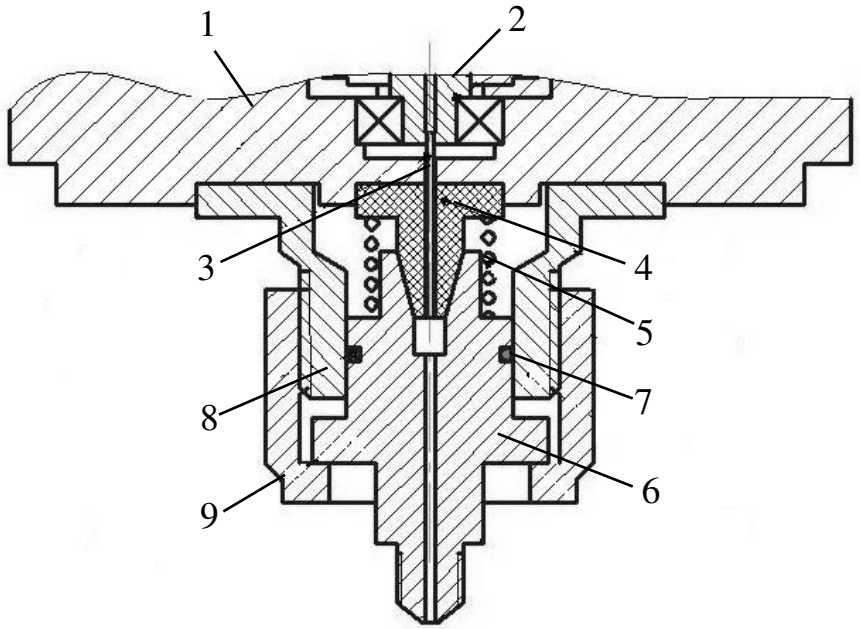
Прямые измерения давления производились в трех точках проточной части центрифуги (рисунок 3.4):

I − на входе в центрифугу, перед корпусом вихревой камеры (штуцер подвода жидкости) − $p_{вх}$;

II − во внутренней полости ротора − $p_{р}$;

III − на выходе из центрифуги (верхняя опора ротора) − $p_{вых}$.

Для измерения давления во внутренней полости вращающегося ротора использовалась специальная конструкция (рисунок 3.8).



1 – корпус вихревой камеры; 2 – вал колонки ротора; 3 – игла;
4 – разрезная втулка (цанга); 5 – пружина; 6 – штуцер;
7 – уплотнение штуцера; 8 – фланец; 9 – гайка

Рисунок 3.8 – Устройство для замера давления внутри вращающегося ротора

Отбор жидкости из полости ротора осуществлялся через радиальное сверление и осевой канал в валу колонки (рисунок 3.3), полую иглу 3 (рисунок 3.8) диаметром 1 мм, запрессованную в торец вала 2, и далее через канал штуцера 6, прикрепленного к днищу вихревой камеры 1 к манометру. Исключение утечек жидкости из полостей ротора и вихревой камеры достигалось за счет использования специального цангового уплотнения − конической разрезной втулки 4, зажимающей вращающуюся иглу и прижатую к днищу вихревой камеры фасонной частью штуцера. Для снижения трения в уплотнении втулка выполнена из фторопласта.

Определение давления на выходе из центрифуги осуществлялось через отверстие малого диаметра в верхней опоре ротора (рисунок 3.4).

3.1.3.2. Методика определения влияния геометрических параметров вихревого привода на расходно-скоростные характеристики центрифуги

Частота вращения ротора опытной центрифуги n и расход жидкости через нее Q при различном давлении на входе $p_{вх}$ зависят от геометрических параметров вихревой камеры. В этой связи были выполнены серии экспериментов, при которых менялись такие параметры вставки-завихрителя, как количество тангенциальных каналов z, их ширина b, высота h (высота камеры), а также внутренний радиус вставки $R_к$ и радиус её выходного отверстия (сопла) R_1 (рисунки 3.9, 3.10).



Рисунок 3.9 – Многоканальные вставки-завихрители



1 − крышка вихревой камеры; 2 − фланец рабочего колеса;
3 − рабочее колесо

Рисунок 3.10 – Элементы двух вариантов испытуемых вихревых приводов

Исходными данными в каждой серии экспериментов были геометрические параметры R_1, $R_к$, z, b, h и давление на входе $p_{вх}$. Измеряемыми параметрами являлись скорость вращения ротора *n*, расход жидкости на входе в центрифугу *Q* и утечек в турбинной ступени Q_y, давление внутри ротора p_p. По этим данным с помощью безмодульной программы «БП Обработка экспериментов» (приложение 2) вычислялись следующие важные параметры:

− энергия потока на входе в гидропривод, Вт,

$$E = Q \cdot p_{вх}; \tag{3.1}$$

− полные гидравлические потери на привод, бар,

$$\Delta p_{пр} = p_{вх} - p_p; \tag{3.2}$$

− гидравлические потери на вращение ротора, бар,

$$\Delta p_{вр} = 10^{-5} \cdot \frac{M_c \cdot \omega}{Q}, \tag{3.3}$$

где M_c − момент сопротивления вращению ротора (Н·м), определяемый аналитически по методике, приведенной в главе 2;

− гидравлические потери в вихревой камере − $\Delta p_{вк}$ (2.80), (2.81);

− скорость потока в тангенциальных каналах вихревой камеры, м/с,

$$w = \frac{Q}{z \cdot b \cdot h}; \tag{3.4}$$

− коэффициент изменения кинетического момента α (2.42), (2.59);

− момент движущий (равный моменту сопротивления вращению ротора при установившемся движении), Н·м,

$$M_д = \rho Q \cdot w \cdot R \cdot \alpha; \quad (3.5)$$

− коэффициент полезного действия (КПД) гидропривода

$$\eta = \frac{M_д \cdot \omega}{\Delta p_{пр} \cdot Q}. \quad (3.6)$$

3.2. Результаты экспериментальных исследований вихревого гидропривода центрифуги и их анализ

3.2.1. Экспериментальное исследование влияния геометрических параметров вихревой камеры на расходно-скоростные характеристики центрифуг

3.2.1.1. Одноканальные завихрители

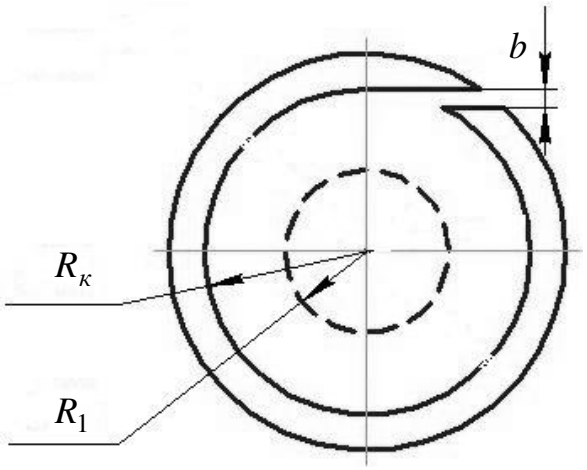


Рисунок 3.11 – Схема одноканального завихрителя

В таблице 3.1 представлены результаты испытаний гидропривода с завихрителями, имеющими один входной канал (рисунок 3.11). При этом радиус выходного отверстия вихревой камеры R_1 = 11,5 мм, ее внутренний радиус $R_к$ = 23 мм, высота h = 15 мм. Ширина канала b изменялась и составляла 3, 4 и 6 мм.

Испытания проводились при кинематической вязкости рабочей жидкости ν = 16 сСт (что соответствовало, например, моторным маслам общего назначения при температурном режиме порядка 75…85 ^{0}С).

Помимо экспериментальных результатов в эту таблицу включены расчётные параметры: энергия потока на входе в центрифугу E, скорость потока в тангенциальных входных каналах w, коэффициент изменения кинетического момента α, движущий момент $M_д$, КПД гидропривода η, а также гидравлические потери в вихревой камере (направляющем аппарате) $\Delta p_{вк}$, потери на вращение ротора $\Delta p_{вр}$ и полные гидропотери на его привод $\Delta p_{пр}$.

На рисунке 3.12 представлена динамика изменения скорости вращения ротора n и расхода на гидропривод Q с изменением давления жидкости на входе в центрифугу $p_{вх}$.

Таблица 3.1 − Результаты экспериментальных исследований гидропривода с одноканальным завихрителем

R_1 = 11,5 мм; $R_к$ = 23 мм; h = 15 мм; b = 6 мм										
$p_{вх}$, бар	Q, л/мин	E, Вт	n, об/мин	$p_р$, бар	$\Delta p_{вр}$, бар	$\Delta p_{вк}$, бар	w, м/с	α	$M_д$ Н·см	η
4,0	33,6	224	6200	0,92	0,45	0,09	6,2	0,549	3,4	0,128
5,0	37,2	310	6850	1,15	0,55	0,11	6,9	0,568	4,3	0,130
6,0	40,9	409	7100	1,35	0,60	0,12	7,6	0,585	5,4	0,126
7,0	44,1	515	7700	1,60	0,70	0,14	8,2	0,598	6,4	0,130
8,1	46,7	654	9500	1,80	1,07	0,16	8,7	0,608	7,3	0,148
9,0	49,1	737	10800	2,03	1,38	0,18	9,1	0,617	8,2	0,162
10,5	52,8	919	11100	2,38	1,45	0,19	9,8	0,628	9,6	0,157
b = 4 мм										
4,0	27,8	185	6000	0,78	0,43	0,14	7,7	0,484	3,2	0,136
5,0	31,2	260	6600	0,95	0,51	0,18	8,7	0,505	4,2	0,127
6,0	34,3	343	7050	1,05	0,59	0,21	9,5	0,521	5,3	0,138
7,1	37,0	438	7350	1,20	0,64	0,24	10,3	0,535	6,3	0,134
8,1	37,0	499	9500	1,65	1,07	0,23	10,3	0,535	6,3	0,158
9,1	39,3	596	10050	1,80	1,19	0,25	10,9	0,545	7,3	0,161
10,0	40,6	677	10600	2,00	1,33	0,26	11,3	0,551	7,9	0,153
b = 3 мм										
4,0	24,3	162	5400	0,63	0,34	0,22	9,0	0,436	3,0	0,126
5,0	26,5	221	6150	0,77	0,45	0,25	9,8	0,451	3,7	0,129
6,0	28,6	286	6600	0,90	0,51	0,29	10,6	0,465	4,5	0,128
7,0	30,6	357	6900	1,00	0,56	0,33	11,3	0,476	5,2	0,119
8,0	32,1	428	7100	1,08	0,60	0,37	11,9	0,485	5,9	0,118
9,0	32,9	494	8600	1,15	0,87	0,35	12,2	0,489	6,2	0,131
10,0	34,0	567	9300	1,50	1,02	0,37	12,6	0,494	6,7	0,136

Графики также дают наглядное представление о влиянии ширины тангенциального канала b на скорость вращения и расход.

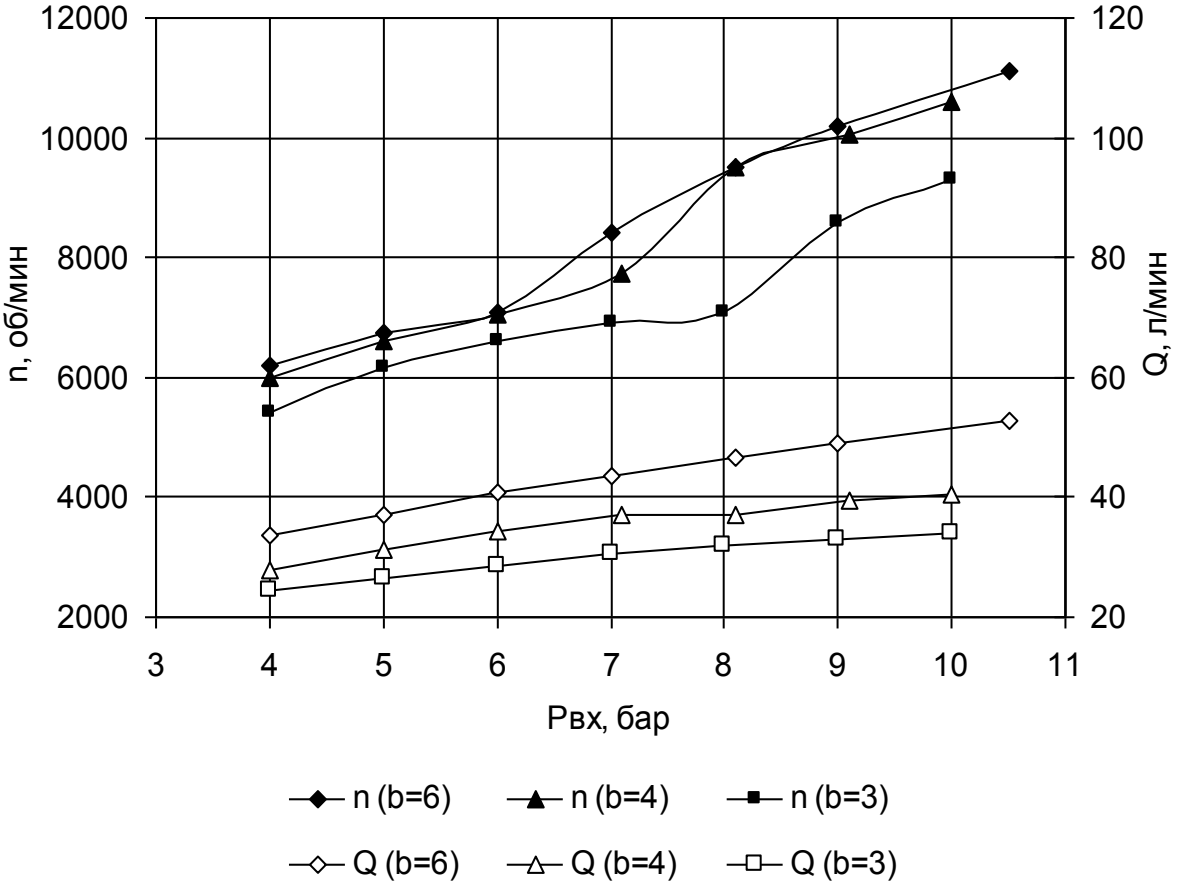


Рисунок 3.12 – Графики зависимостей частоты вращения ротора n и расхода жидкости на привод Q от давления на входе $p_{вх}$ при различной ширине b входного канала завихрителя

Коэффициент изменения кинетического момента в вихревой камере α мал, что свидетельствует о значительных потерях количества движения потока жидкости в вихревой камере. Также мал КПД гидропривода, он составляет 13–16%.

Если сравнивать три варианта направляющих аппаратов, то предпочтительнее завихритель с шириной канала b = 4 мм. С этим завихрителем скорость вращения ротора примерно такая же, как и при b = 6 мм, а расход на привод существенно меньше.

Причины перечисленных недостатков состоят в существенных потерях энергии при трении жидкости о внутреннюю поверхность вихревой камеры. Эти потери зависят от её площади и от скорости потока. Так, в завихрителе при b = 3 мм скорости больше, чем в остальных двух вариантах. Соответственно больше энергетические потери и хуже полученные результаты.

Таким образом, эксперименты подтверждают необходимость снижения площади омываемой поверхности вихревой камеры. Для уменьшения площа-

ди её торцевых поверхностей радиус камеры $R_к$ должен быть близок к радиусу её выходного отверстия R_1. Для снижения площади цилиндрической поверхности камеры необходимо уменьшение ее высоты h, что при той же ширине каналов b соответствует увеличению их количества z.

В этой связи были проведены испытания серии многоканальных завихрителей.

3.2.1.2. Многоканальные завихрители

На рисунке 3.13 представлена конструкция многоканального вихревого привода, а на рисунке 3.9 – набор вставок-завихрителей, использованных в экспериментах. В таблице 3.2 приведены геометрические параметры некоторых из них. Результаты их испытаний представлены далее в таблицах 3.3−3.9 и на рисунках 3.14−3.17.

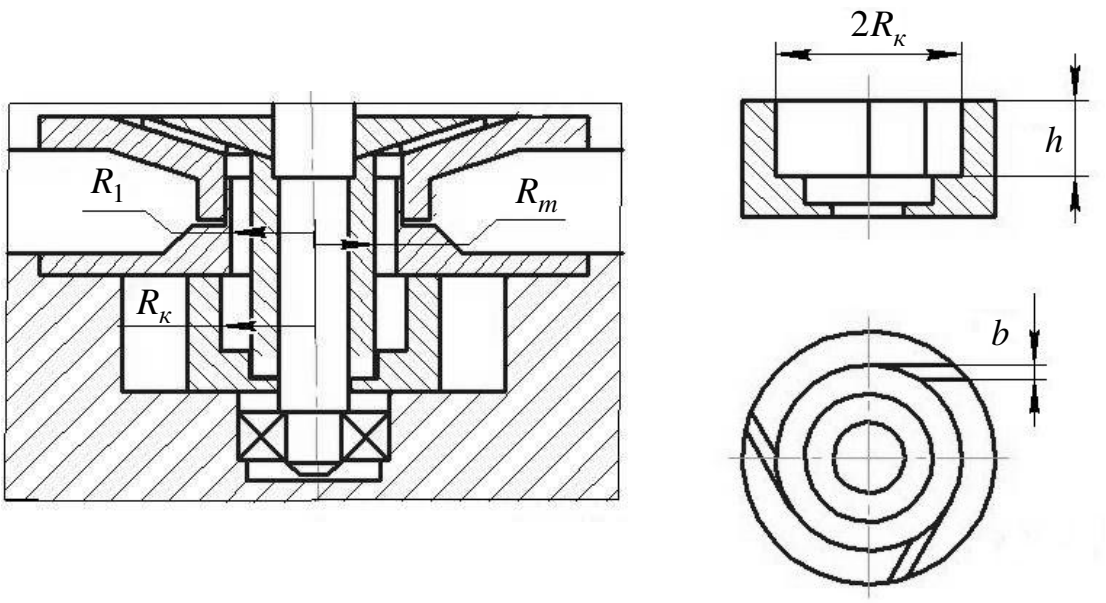


Рисунок 3.13 – Многоканальный вихревой привод

Таблица 3.2 − Геометрические параметры испытуемых вставок-завихрителей

№ вставки	R_1, мм	$R_к$, мм	h, мм	b, мм	z	№ таблицы результатов
1	11,5	12,5	7,0	1	5	Табл. 3.3
2	11,5	12,9	11,2	2	2	Табл. 3.4
3	11,5	12,5	5,8	2	4	Табл. 3.5
4	7,8	10,5	7,0	1	3	Табл. 3.6
5	11,5	12,5	6,0	1	2	Табл. 3.7
6	9,3	11,3	11,0	1	2	Табл. 3.8
7	7,8	9,8	9,0	2	2	Табл. 3.9

Таблица 3.3 − Результаты экспериментальных исследований многоканального гидропривода с вставкой-завихрителем № 1 при различной вязкости рабочей жидкости

b = 1 мм; z = 5; h = 7 мм; R_1 = 11,5 мм; $R_к$ = 12,5 мм при ν = 16 сСт (t = 80 ^{0}C)										
$p_{вх}$, бар	Q, л/мин	E, Вт	n, об/мин	$p_р$, бар	$\Delta p_{вр}$, бар	$\Delta p_{вк}$, бар	w, м/с	α	$M_д$ Н·см	η
3,0	28,2	142	6550	0,84	0,86	0,23	13,4	0,879	5,9	0,400
4,0	31,6	211	8400	1,26	1,25	0,28	15,1	0,885	7,5	0,457
5,0	35,7	298	9320	1,53	1,58	0,33	17,0	0,892	9,6	0,455
6,0	39,1	391	10150	1,82	1,89	0,38	18,6	0,896	11,6	0,453
при ν = 45 сСт (t = 50 ^{0}C)										
3,0	25,4	127	3700	0,56	0,39	0,33	12,1	0,783	4,3	0,161
4,0	30,3	202	5000	0,80	0,65	0,43	14,4	0,803	6,3	0,202
5,0	34,2	285	5850	1,00	0,87	0,52	16,3	0,815	8,1	0,217
6,0	37,6	376	6600	1,21	1,09	0,60	17,9	0,824	9,9	0,227

Испытания 5-канального завихрителя (№ 1, таблица 3.3) показали, что он значительно превосходит одноканальные (таблица 3.1) при равных условиях экспериментов (одинаковой вязкости жидкости). Для достижения планируемой скорости вращения ротора n = 10000 об/мин требуется меньшее давление на входе $p_{вх}$ и меньший расход на привод Q. При этом растет коэффициент изменения кинетического момента α и значительно выше КПД гидропривода.

Одним из факторов, повлиявшим на улучшение показателей вихревого привода, являлось снижение потерь энергии на трение путём сокращения площади омываемой поверхности вихревой камеры. Здесь, как, впрочем, и в остальных многоканальных приводах, это достигнуто путём предельного уменьшения внутреннего радиуса вихревой камеры $R_к$, исходя из условия $R_к = R_1 + b$, установленного в теоретической главе.

В таблице 3.3 также представлены результаты испытаний 5-канального завихрителя № 1 при повышенной (почти в 3 раза) вязкости рабочей жидкости (при ν = 45 сСт). Как выяснилось, увеличение вязкости практически не повлияло на расход через гидропривод при аналогичном давлении на входе, но существенно снизило скорость вращения ротора (рисунок 3.14). Повышение вязкости привело к росту гидравлических потерь в вихревой камере и снижению общего КПД гидропривода.

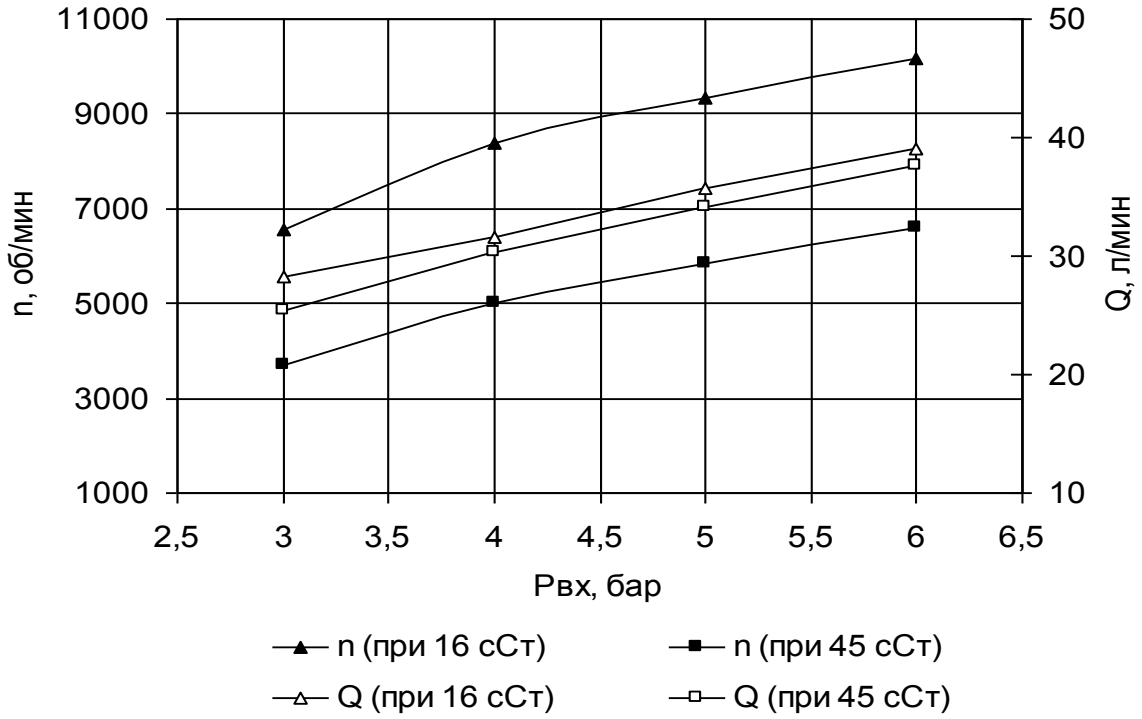


Рисунок 3.14 – Графики зависимостей скорости вращения ротора n и расхода на привод Q от давления на входе $p_{вх}$ при различной вязкости жидкости

Согласно теоретическим исследованиям, изложенным в главе 2, оптимальное количество входных каналов завихрителя z для испытуемой центрифуги (как и для центрифуг других типоразмеров) равно двум при их ширине b = 2 мм. Для проверки этого вывода была проведена серия испытаний завихрителей с числом каналов z = 2, 3, 4. Результаты экспериментов представлены в таблицах 3.4, 3.5, 3.6 и на рисунке 3.15.

Таблица 3.4 − Результаты экспериментальных исследований многоканального гидропривода с вставкой-завихрителем № 2

b = 2 мм; z = 2; h = 11,2 мм; R_1 = 11,5 мм; $R_к$ = 12,9 мм											
$p_{вх}$, бар	Q/Q_y, л/мин	E, Вт	n, об/мин	$p_р$, бар	$\Delta p_{вр}$, бар	$\Delta p_{вк}$, бар	w, м/с	α	$M_д$ Н·см	ν, сСт	η
3,0	27,4/1,9	137	8300	1,1	0,82	0,12	10,2	0,875	4,02	12,5	0,432
4,0	32,2/2,4	215	9900	1,4	1,16	0,15	12,0	0,885	5,58	12,0	0,448
5,0	35,8/3,0	298	11300	1,4	1,49	0,17	13,3	0,894	6,89	11,0	0,414
6,0	39,2/4,5	392	12600	1,6	1,83	0,20	14,6	0,900	8,04	10,3	0,417

Таблица 3.5 − Результаты экспериментальных исследований многоканального гидропривода с вставкой-завихрителем № 3

b = 2 мм; z = 4; h = 5,8 мм; R_1 = 11,5 мм; $R_к$ = 12,5 мм											
$p_{вх}$, бар	Q/Q_y, л/мин	E, Вт	n, об/мин	$p_р$, бар	$\Delta p_{вр}$, бар	$\Delta p_{вк}$, бар	w, м/с	α	$M_д$ Н·см	ν, сСт	η
3,0	30,0/1,3	150	6800	0,95	0,70	0,11	10,8	0,889	4,7	16,3	0,340
4,0	34,6/2,5	231	8700	1,45	1,04	0,14	12,4	0,899	6,1	16,0	0,408
5,0	39,1/4,1	326	9700	1,75	1,33	0,16	14,0	0,909	7,6	15,0	0,408
6,0	44,4/5,0	444	10200	2,70	1,61	0,17	15,9	0,921	9,9	13,2	0,487

Таблица 3.6 − Результаты экспериментальных исследований многоканального гидропривода с вставкой-завихрителем № 4

b = 1 мм; z = 3; h = 7,0 мм; R_1 = 7,8 мм; $R_к$ = 10,5 мм											
$p_{вх}$, бар	Q, л/мин	E, Вт	n, об/мин	$p_р$, бар	$\Delta p_{вр}$, бар	$\Delta p_{вк}$, бар	w, м/с	α	$M_д$ Н·см	ν, сСт	η
3,0	19,6	98	4500	0,5	0,47	0,90	15,5	0,716	3,2	18,2	0,187
4,0	21,7	145	6000	0,6	0,72	1,02	17,2	0,743	4,2	16,3	0,210
5,0	23,1	193	7300	0,7	0,95	1,09	18,3	0,758	4,8	15,3	0,220
6,0	24,6	246	8200	0,8	1,17	1,13	19,5	0,781	5,6	13,2	0,224
7,0	26,5	309	8900	0,9	1,39	1,22	21,0	0,798	6,6	12,0	0,228
8,0	28,3	377	9700	1,0	1,66	1,25	22,5	0,818	7,7	10,3	0,237
9,0	29,8	447	10300	1,1	1,90	1,26	23,6	0,835	8,7	8,8	0,240

Эксперименты полностью подтвердили теоретические выводы. Действительно, полученные результаты испытаний завихрителя № 2 с параметрами z = 2, b = 2 мм, h = 11,5 мм значительно превосходят остальные варианты (№ 3 и № 4). Следует отметить, что высота камеры h здесь вычислялась

с помощью программного модуля «МП *h*» (гл. 2.5.4), исходя из условия минимальных гидравлических потерь в вихревой камере.

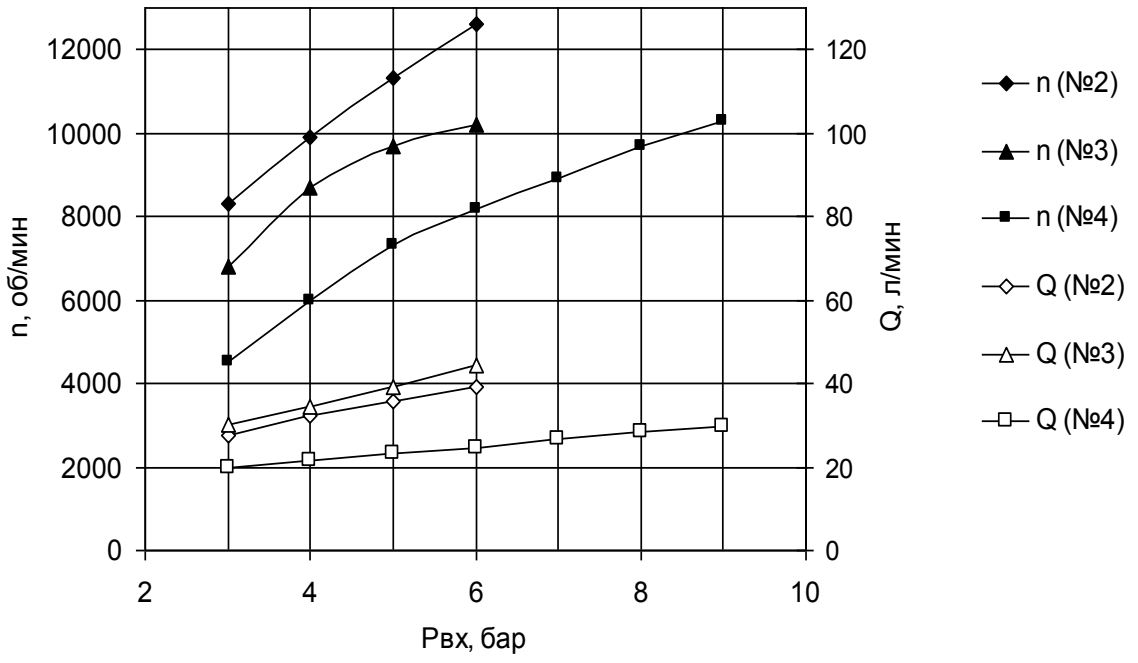


Рисунок 3.15 – Графики зависимостей скорости вращения ротора n и расхода на привод Q от давления на входе $p_{вх}$ при различном количестве входных каналов завихрителя z

При оптимальных геометрических параметрах вихревой камеры, как это следует из таблицы 3.4, имеют место малые гидравлические потери в ней $\Delta p_{вк}$, высокий коэффициент изменения кинетического момента α и КПД порядка 50%. В результате при сравнительно небольшом давлении на входе в центрифугу можно получить высокую скорость вращения ротора. Так, при давлении $p_{вх}$ = 4 бар она составила около 10000 об/мин. Это означает, что для эксплуатации центрифуг с вихревым приводом можно использовать гидронасосы не только объёмного типа (шестерённые), но и, например, центробежные. В таком случае отпадает необходимость применения регуляторов давления в нагнетательной магистрали и можно подключать центробежный насос к центрифуге напрямую.

При входном давлении порядка 7 бар частота вращения ротора может составить около 15000 об/мин (рисунок 3.15), а это уже сверхцентрифуга. Получить подобную скорость центрифуги с помощью струйно-реактивного привода практически не реально [1].

Основным недостатком вихревого гидропривода является повышенный расход жидкости для его реализации. Как было показано в главе 2, расход можно уменьшить, увеличивая радиус R_1 выхода из вихревой камеры. Однако при этом возрастают момент сопротивления вращению M_c и гидравлические потери в камере $\Delta p_{вк}$.

Второй способ снижения расхода на привод состоит в увеличении степени закрутки потока на выходе из направляющего аппарата, при входе в рабочее колесо (ротор) с $c_u = 1$ до $c_u = 1{,}5\ldots2{,}0$. Такой вариант был проверен экспериментально. Результаты его представлены в таблице 3.7.

Таблица 3.7 − Результаты экспериментальных исследований вихревого гидропривода при $c_u = 2{,}0$ (вставка-завихритель № 5)

b = 1 мм; z = 2; h = 6,0 мм; R_1 = 11,5 мм; $R_к$ = 12,5 мм											
$p_{вх}$, бар	Q/Q_y, л/мин	E, Вт	n, об/мин	$p_р$, бар	$\Delta p_{вр}$, бар	$\Delta p_{вк}$, бар	w, м/с	α	$M_д$, Н·см	ν, сСт	η
3,0	15,5/1,2	78	4500	0,2	0,76	1,07	21,5	0,765	4,2	12,0	0,296
4,0	17,9/2,0	119	5750	0,3	1,11	1,31	24,9	0,783	5,5	11,4	0,338
5,0	19,5/2,6	163	6550	0,4	1,37	1,46	27,1	0,796	6,5	10,6	0,343
6,0	21,6/3,2	216	7200	0,5	1,66	1,71	30,0	0,807	7,9	10,3	0,361
7,0	23,3/3,6	272	8400	0,6	2,10	1,87	32,4	0,818	9,3	9,5	0,388
8,0	25,0/3,8	333	8900	0,7	2,43	2,03	34,7	0,828	10,8	8,8	0,392
9,0	26,3/4,0	395	9350	0,8	2,70	2,15	36,5	0,834	12,1	8,3	0,389

Как следует из таблицы, при $c_u = 2{,}0$ расход на привод Q для обеспечения требуемого скоростного режима существенно меньше, однако при этом резко возрастают давление на входе $p_{вх}$ и потери давления в вихревой камере $\Delta p_{вк}$, уменьшается КПД гидропривода.

Таким образом, получить высокую скорость вращения ротора можно, лишь значительно повысив давление на входе в направляющий аппарат.

Чтобы при таких условиях закрутки потока ($c_u = 2{,}0$) добиться большой частоты вращения, необходимо снизить момент сопротивления, например, уменьшив радиус R_1 выхода из вихревой камеры. С этой целью были проведены эксперименты с камерами, радиус выхода из которых составлял $R_1 = 9{,}3$ мм и $R_1 = 7{,}8$ мм. Параметры их завихрителей − № 6 и № 7 (таблица 3.2) были приняты оптимальными, в соответствии с теоретическими расчётами.

Результаты испытаний этих гидроприводов представлены в таблицах 3.8, 3.9 и на рисунке 3.16.

Таблица 3.8 − Результаты экспериментальных исследований вихревого гидропривода при c_u = 2,0 (вставка-завихритель № 6)

b = 1 мм; z = 2; h = 11,0 мм; R_1 = 9,3 мм; $R_к$ = 11,3 мм											
$p_{вх}$, бар	Q, л/мин	E, Вт	n, об/мин	$p_р$, бар	$\Delta p_{вр}$, бар	$\Delta p_{вк}$, бар	w, м/с	α	$M_д$ Н·см	ν, сСт	η
3,0	20,1	101	4800	0,40	0,58	0,54	15,2	0,790	3,9	13,2	0,224
4,0	22,8	152	6300	0,55	0,88	0,65	17,3	0,804	5,1	12,5	0,255
5,0	25,4	212	8000	0,75	1,26	0,75	19,2	0,815	6,4	12,0	0,297
6,0	27,4	273	9200	0,90	1,58	0,82	20,8	0,825	7,5	11,0	0,311
7,0	30,0	350	10100	1,10	1,93	0,93	22,7	0,835	9,1	10,3	0,327
8,0	32,3	431	11000	1,25	2,28	1,01	24,5	0,843	10,7	9,5	0,338

Таблица 3.9 − Результаты экспериментальных исследований вихревого гидропривода при c_u = 2,0 (вставка-завихритель № 7)

b = 2 мм; z = 2; h = 9,0 мм; R_1 = 7,8 мм; $R_к$ = 9,8 мм											
$p_{вх}$, бар	Q, л/мин	E, Вт	n, об/мин	$p_р$, бар	$\Delta p_{вр}$, бар	$\Delta p_{вк}$, бар	w, м/с	α	$M_д$ Н·см	ν, сСт	η
3,0	23,2	117	7100	0,7	0,54	0,17	10,7	0,862	2,8	12,5	0,229
4,0	26,9	179	8500	0,9	0,76	0,21	12,4	0,873	3,8	12,2	0,244
5,0	30,5	254	9400	1,1	0,96	0,25	14,1	0,881	4,9	12,0	0,246
6,0	34,0	340	10200	1,4	1,18	0,28	15,7	0,894	6,2	10,6	0,254
7,0	36,9	431	11000	1,6	1,39	0,30	17,1	0,901	7,4	10,0	0,257
8,0	39,6	528	11900	1,8	1,63	0,32	18,3	0,909	8,6	8,8	0,262

Как видно из таблиц и графиков, скорость вращения n значительно выросла в сравнении с предыдущим вариантом вихревой камеры при R_1 = 11,5 мм (завихритель № 5, таблица 3.7). Причём, чем меньше радиус выхода из каме-

ры R_1, тем выше скорость вращения ротора при одинаковом давлении на входе $p_{вх}$. Однако расход жидкости в гидроприводе Q также существенно вырос и практически сравнялся с исходным вариантом привода: при R_1 = 7,8 мм и степени закрутки потока c_u = 1 (завихритель № 4, таблица 3.6).

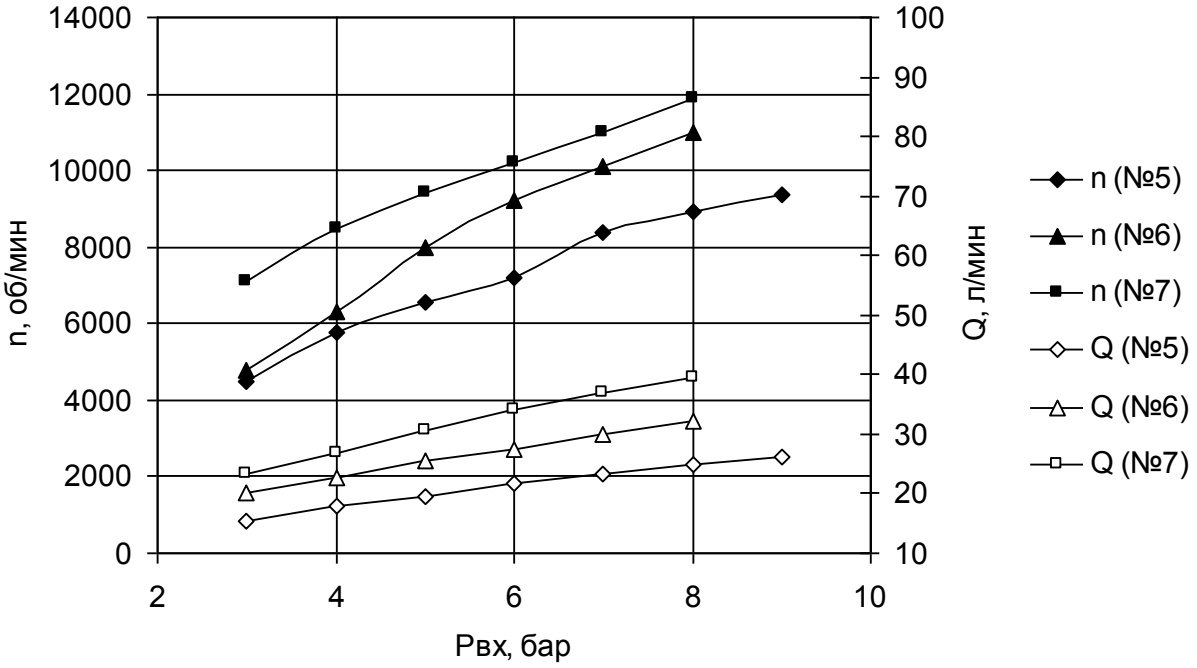


Рисунок 3.16 – Графики зависимостей скорости вращения ротора n и расхода на привод Q от давления на входе $p_{вх}$ при относительной закрутке потока c_u = 2,0

Итак, с уменьшением размера выходного отверстия вихревой камеры снижается её КПД, возрастает потребляемая энергия потока E. Таким образом, увеличение коэффициента закрутки c_u и чрезмерное уменьшение радиуса выхода из вихревой камеры R_1 нерационально.

3.2.2. Экспериментальное исследование и анализ гидравлических потерь центрифуги

Задача проектирования центрифуги с вихревым приводом заключается, прежде всего, в расчёте параметров гидропривода, обеспечивающего требуемую скорость вращения ротора при заданном расходе жидкости. Помимо этого, одним из этапов расчета является вычисление необходимого для работы, как гидропривода, так и центрифуги в целом давления жидкости при входе в нее.

Необходимое давление на входе складывается из гидравлических потерь на отдельных участках движения жидкости в центрифуге − $\sum \Delta p_i$, энергетических затрат потока на вращение ротора − $\Delta p_{вр}$ (3.3) и остаточного давления на выходе из центрифуги − $p_{вых}$, необходимого для осуществления требуемого технологического процесса (например, для нагнетания жидкости в систему смазки, охлаждения и др.).

$$p_{вх} = \sum \Delta p_i + \Delta p_{вр} + p_{вых}. \qquad (3.7)$$

Гидравлические потери на отдельных участках пути следования потока в центрифуге $\sum \Delta p_i$ (рисунки 2.7, 2.8, 3.3) определялись теоретически. Так, диссипативные потери энергии в вихревой камере $\Delta p_{вк}$ вычислялись согласно выражениям (2.80), (2.81), полученным в главе 2.3. Потери на других локальных участках находились по известным типовым закономерностям для путевых и местных гидравлических сопротивлений [22, 23]. Кроме того, для радиально-осевых каналов рабочего колеса турбины 12 (рисунок 3.3) и радиальных каналов выходного коллектора 7 вводились поправки, учитывающие их вращение, в соответствии с положениями, приведенными в главе 2.4.

При этом гидропотери на некоторых участках движения потока вычислялись весьма приближенно, поскольку для них в настоящее время не существует надежных типовых методик расчета (например, в полости корпуса вихревой камеры 9 (рисунок 3.3) при входе в каналы вставки-завихрителя 10).

Для оценки достоверности расчёта требуемого давления на входе в центрифугу $p_{вх}$ была проведена серия проверочных экспериментов.

В таблице 3.10 представлены результаты вычислений, выполненных для ряда вариантов исследований, отличающихся геометрическими параметрами вихревого привода и вязкостью жидкости. Кроме того, здесь также приведены некоторые полученные для них экспериментальные данные.

Варианты исследований № 1, 2, 3, выполнены с вставкой-завихрителем № 1 (таблица 3.2) и отличались друг от друга только вязкостью рабочей жидкости.

Вариант № 4 выполнен с вставкой-завихрителем № 3.

Вариант № 5 − с вставкой № 2, имеющей оптимальные геометрические параметры привода для центрифуги ЭЦФвп-2.

Вариант № 6 − с вставкой-завихрителем № 6. Ее параметры, в отличие от остальных конфигураций направляющих аппаратов привода, были рассчитаны с учетом условия, что степень закрутки рабочей жидкости на входе в рабочее колесо турбины составит c_u = 2,0. Таким образом, вход закрученного потока в рабочее колесо здесь происходил с ударом.

В таблице 3.10 представлены результаты следующих измерений:

– давления на входе в центрифугу $p_{вх}$ − в штуцере гибкого рукава подвода жидкости к корпусу вихревой камеры (точка измерения I, рисунок 3.4);

– расхода подводимой к центрифуге жидкости Q и утечек жидкости через уплотнение турбинной ступени Q_y;

– частоты вращения ротора n;

– давления внутри ротора p_p (точка измерения II, рисунок 3.4).

Дроссель 11 (рисунок 3.2) на выходе потока из центрифуги при проведении экспериментов был полностью открыт, т.е. противодавления на сливе не создавалось.

Для всех вариантов исследований были выполнены ориентировочные расчёты, соответствующие одному номинальному скоростному режиму работы центрифуги, порядка 9500 об/мин (в реальности частота вращения ротора при различных параметрах гидропривода составляла от 9200 до 9900 об/мин). В частности, определены следующие параметры:

– гидравлические потери при подводе жидкости к вихревой камере $\Delta p_{пвк}$: на участке от точки измерения входного давления I до вставки-завихрителя 10 (т.е. направляющего аппарата вихревой камеры 9 (рисунок 3.3);

– гидравлические потери в тангенциальных каналах завихрителя $\Delta p_{зв}$;

– гидравлические потери на трение о цилиндрическую и торцевые поверхности вихревой камеры $\Delta p_{вк}$ (внутри вставки-завихрителя);

– гидравлические потери $\Delta p_{рк}$ в каналах рабочего колеса 12 турбины (рисунок 3.3);

– энергетические затраты потока на вращение ротора $\Delta p_{вр}$;

– полные гидравлические потери на привод ротора $\Delta p_{пр}$ (т.е. потери на участке от входа в центрифугу до сепарирующей полости ротора, фактически между точками измерения давления I и II (рисунок 3.4);

– гидравлические потери в сепарирующей полости ротора и на выходе из него Δp_p;

– суммарные гидравлические потери в центрифуге Δp_{Σ}.

Таким образом, представленные в таблице 3.10 гидравлические потери укрупнённые, на самом деле обобщающие потери на отдельных локальных участках движения жидкости в центрифуге.

Пример подробного расчёта гидравлических потерь на каждом из этих участков вместе с суммарными обобщающими результатами для одного из вариантов, рассматриваемых в таблице, приведен в приложении 1.

Анализируя таблицу 3.10, можно отметить следующее.

1. При сравнении колонок, соответственно 1 и 12, 4 и 11, наблюдается разница между данными, полученными экспериментально (колонки 1 и 4) и расчётным путем (колонки 12 и 11). Гидравлические расчёты, как известно, не обладают абсолютной точностью в силу сложности процессов, происходящих при течении жидкости, тем более во вращающихся каналах. Особенно проблематично вычисление гидравлических потерь в рабочем колесе, когда окружная скорость потока на входе в него u_n существенно превышает скорость входных кромок его лопаток $u_{рк}$ (т.е. при $c_u = 1$).

При некотором значении соотношения скоростей $\Delta u / w_к$ (где $\Delta u = u_n - u_{рк}$ – транзитная скорость, равная разности окружных скоростей

потока и лопаток рабочего колеса, а $w_к$ − скорость жидкости в каналах рабочего колеса) на входе в каналы возникают вихри. Вихри увлекаются в глубь каналов, что вызывает затенённость их неактивными массами и приводит к увеличению сопротивления и падению расхода [27].

Вместе с тем, отличие расчётных значений от реальных гидропотерь не критично и находится в пределах 10…15%.

Таблица 3.10 − Гидравлические потери на различных участках движения потока в центрифуге

Экспериментальные данные				Расчетные значения							
$p_{вх}$, бар	$Q/Q_у$, л/мин	n, об/мин	$p_р$, бар	$\Delta p_{пвк}$, бар	$\Delta p_{зв}$, бар	$\Delta p_{вк}$, бар	$\Delta p_{рк}$, бар	$\Delta p_{вр}$, бар	$\Delta p_{пр}$, бар	$\Delta p_р$, бар	Δp_Σ, бар
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**
Вариант № 1: вставка-завихритель № 1 (при ν = 16,0 сСт)											
5,5	38,1/5,0	9730	1,68	0,13	1,04	0,37	0,46	1,77	3,76	1,38	5,14
Вариант № 2: вставка-завихритель № 1 (при ν = 10,8 сСт)											
5,0	35,0/4,1	9400	1,25	0,105	0,88	0,27	0,41	1,59	3,24	1,22	4,46
Вариант № 3: вставка-завихритель № 1 (при ν = 6,7 сСт)											
5,0	35,5/5,0	9750	1,17	1,11	0,90	0,22	0,41	1,71	3,34	1,22	4,57
Вариант № 4: вставка-завихритель № 3 (при ν = 15,0 сСт)											
5,0	39,1/4,1	9700	1,75	0,14	0,54	0,16	0,62	1,32	2,78	1,58	4,35
Вариант № 5: вставка-завихритель № 2 (при ν = 12,0 сСт)											
4,0	32,2/2,4	9900	1,40	0,09	0,38	0,15	0,37	1,17	2,16	1,24	3,40
Вариант № 6: вставка-завихритель № 6 (при ν = 11,0 сСт; $c_и = 2$)											
6	27,4	9200	0,90	0,18	1,44	0,82	0,95	1,58	4,97	1,00	5,97

Таким образом, методику расчётов гидропотерь, представленную в приложении 1, вполне можно использовать при проектировании центрифуг для определения необходимого давления на входе.

2. Гидравлические потери собственно в вихревой камере $\Delta p_{вк}$ сравнительно невелики в силу оптимального выбора ее геометрических параметров и при малом расходе на привод. Однако, если параметры завихрителя не со-

ответствуют оптимальным, в особенности для центрифуг больших типоразмеров с большим расходом на привод, то гидравлические потери здесь могут оказаться весьма значительными (таблицы 2.5, 2.6, 2.7).

3. Гидравлические потери при входе в вихревую камеру (вставку-завихритель) $\Delta p_{зв}$ оказались достаточно большими. Их снижение возможно путём уменьшения длины тангенциальных входных каналов и обеспечения рационального подвода жидкости к ним.

4. Существенные гидравлические потери возникают также в рабочем колесе турбины $\Delta p_{рк}$, в особенности при коэффициенте циркуляции потока на входе в него $c_u = 2$ (вариант № 6). Причины этих высоких потерь пояснялись выше, в п. 1. Это еще раз подтверждает нерациональность применения избыточной закрутки потока жидкости в направляющем аппарате.

Гидравлические потери на отдельных участках пути в центрифуге в большинстве случаев определяются скоростью жидкости в каналах всякого рода, а также характером (геометрией) входа-выхода в эти каналы. Эти потери могут регулироваться путём изменения формы каналов и размерами их сечения.

Однако есть потери энергии, которые жестко регламентированы требуемыми показателями расходно-скоростного режима. К ним относятся гидропотери в вихревой камере $\Delta p_{вк}$ и энергетические затраты потока жидкости собственно на вращение ротора $\Delta p_{вр}$. Они зависят от скорости вращения ротора n, момента сопротивления его вращению M_p (т.е. без учёта сопротивления в уплотнении турбинной ступени, гл. 2.5.1) и геометрических параметров вихревой камеры.

В таблицах 3.11–3.15 представлены расчетные значения этих гидравлических потерь для центрифуг с роторами разных типоразмеров при различных скоростных режимах и вариантах вихревого привода.

Результаты получены с использованием программных модулей «МП $R_1 - Q$», «МП $\Delta P - z - b$», «МП h» (гл. 2.5). При этом определялись минимальные гидравлические потери в вихревой камере $min\,\Delta p_{вк}$ и соответствующие этим потерям оптимальное число входных каналов z, их ширина b и высота h. Также вычислялись энергетические затраты потока собственно на вращение ротора $\Delta p_{вр}$ и потери энергии на привод его во вращение:

$$\Delta p_{пр}^{вр} = min\,\Delta p_{вк} + \Delta p_{вр}.$$

В таблицах 3.11, 3.12, 3.13 скорость вращения ротора принималась $n = 10000$ об/мин. Момент сопротивления M_p рассматривался для роторов трёх типоразмеров объёмами V соответственно 2, 4 и 6 литров (таблица 2.1).

В таблицах 3.11, 3.14, 3.15 рассматривалась центрифуга одного типоразмера с объёмом ротора V = 4 л, но при разных частотах вращения: 10000, 8000 и 6000 об/мин и соответствующих им моментах сопротивления M_p.

Таблица 3.11 − Расчетные значения гидравлических потерь
в вихревой камере и на привод ротора
(при $V = 2$ л; $n = 10000$ об/мин; $M_p = 5{,}2$ Н·см)

R_1, мм	Q, л/мин	M_c, Нсм	b, мм	z	h, мм	$min\,\Delta p_{вк}$, бар	$\Delta p_{вр}$, бар	$\Delta p_{пр}^{вр}$, бар
17,6	25	9,2	1	2	9,0	1,022	2,31	3,33
13,7	30	7,2	1	2	15,1	0,302	1,51	1,81
11,9	35	6,5	2	2	11,1	0,161	1,17	1,33
10,7	40	6,1	2	2	14,6	0,103	0,96	1,06
9,8	45	5,9	3	2	12,6	0,072	0,82	0,90
9,1	50	5,8	3	2	15,6	0,052	0,73	0,78
8,5	55	5,7	3	2	18,8	0,039	0,65	0,69
8,1	60	5,6	3	2	21,8	0,031	0,59	0,62
7,7	65	5,6	3	2	25,2	0,025	0,54	0,57
7,3	70	5,5	4	2	22,9	0,020	0,49	0,51
7,1	75	5,5	4	2	25,5	0,017	0,46	0,48
6,8	80	5,4	4	2	28,6	0,014	0,42	0,44

Таблица 3.12 − Расчетные значения гидравлических потерь
в вихревой камере и на привод ротора
(при $V = 4$ л; $n = 10000$ об/мин; $M_p = 16{,}4$ Н·см)

R_1, мм	Q, л/мин	M_c, Нсм	b, мм	z	h, мм	$min\,\Delta p_{вк}$, бар	$\Delta p_{вр}$, бар	$\Delta p_{пр}^{вр}$, бар
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
-18,2	25	–	–	–	–	–	–	–
24,2	30	25,9	1	2	7,1	3,194	5,42	8,62
20,7	35	22,4	1	2	10,6	1,443	4,02	5,46
18,5	40	20,7	1	2	14,2	0,782	3,25	4,03
17,0	45	19,7	2	2	9,3	0,475	2,75	3,22
15,8	50	19,0	2	2	11,6	0,319	2,39	2,71
14,9	55	18,6	2	2	13,8	0,244	2,12	2,37

1	2	3	4	5	6	7	8	9
14,1	60	18,2	3	2	10,9	0,192	1,91	2,09
13,4	65	17,9	3	2	12,9	0,150	1,76	1,88
12,8	70	17,7	3	2	14,7	0,123	1,59	1,71
12,3	75	17,5	3	2	16,6	0,103	1,47	1,57
11,9	80	17,4	3	2	18,5	0,090	1,37	1,46

Во всех таблицах расход на привод Q принимался в пределах от 25 до 80 л/мин. При этом программный модуль «МП $R_1 - Q$» выдавал значения радиуса выхода из вихревой камеры R_1, обеспечивающего требуемую скорость вращения при каждом расходе. В том случае, когда получить эту скорость при выбранном расходе было невозможно, программа выводила результат со знаком минус (таблицы 3.12, 3.13). Кроме того, эта программа позволяла рассчитать величину сопротивления в уплотнении турбинной ступени M_y и полный момент сопротивления вращению ротора $M_c = M_p + M_y$, который приведён в 3-й колонке таблиц.

Таблица 3.13 − Расчетные значения гидравлических потерь в вихревой камере и на привод ротора (при V = 6 л; n = 10000 об/мин; M_p = 32,3 Н·см)

R_1, мм	Q, л/мин	M_c, Нсм	b, мм	z	h, мм	$min\,\Delta p_{вк}$, бар	$\Delta p_{вр}$, бар	$\Delta p_{пр}^{вр}$, бар
-26,3	25	–	–	–	–	–	–	–
-24,6	30	–	–	–	–	–	–	–
-23,2	35	–	–	–	–	–	–	–
33,2	40	56,7	1	2	6,2	9,008	8,902	17,910
28,3	45	47,7	1	2	9,2	4,019	6,657	10,957
25,4	50	43,6	1	2	12,0	2,367	5,476	7,846
23,3	55	41,2	1	2	14,9	1,432	4,704	6,137
21,7	60	39,6	2	2	9,5	0,916	4,145	5,061
20,5	65	38,5	2	2	11,2	0,665	3,720	4,384
19,4	70	37,6	2	2	13,0	0,511	3,373	3,884
18,5	75	37,0	3	2	10,0	0,417	3,098	3,516
17,8	80	36,5	3	2	11,3	0,334	2,865	3,200

Таблица 3.14 − Расчетные значения гидравлических потерь в вихревой камере и на привод ротора (при V = 4 л; n = 8000 об/мин; M_p = 10,4 Н·см)

R_1, мм	Q, л/мин	M_c, Нсм	b, мм	z	h, мм	$min\,\Delta p_{вк}$, бар	$\Delta p_{вр}$, бар	$\Delta p_{пр}^{вр}$, бар
27,3	25	21,6	1	2	5,9	4,020	3,16	7,18
21,0	30	15,7	1	2	11,0	1,037	2,63	3,67
18,3	35	14,0	2	2	7,9	0,533	1,88	2,41
16,5	40	13,1	2	2	10,8	0,272	1,65	1,92
15,2	45	12,6	2	2	13,6	0,180	1,41	1,59
14,1	50	12,2	3	2	11,3	0,133	1,22	1,36
13,3	55	11,9	3	2	13,6	0,099	1,09	1,19
12,6	60	11,7	3	2	16,0	0,078	0,98	1,03
12,0	65	11,6	3	2	18,5	0,063	0,90	0,96
11,5	70	11,4	3	2	21,1	0,047	0,835	0,87
11,1	75	11,3	3	2	23,6	0,046	0,76	0,80
10,7	80	11,2	3	3	17,8	0,034	0,70	0,74

Таблица 3.15 − Расчетные значения гидравлических потерь в вихревой камере и на привод ротора (при V = 4 л; n = 6000 об/мин; M_p = 5,1 Н·см)

R_1, мм	Q, л/мин	M_c, Нсм	b, мм	z	h, мм	$min\,\Delta p_{вк}$, бар	$\Delta p_{вр}$, бар	$\Delta p_{пр}^{вр}$, бар
21,2	25	9,9	1	2	11,9	0,647	1,49	2,14
17,4	30	8,2	2	2	9,7	0,238	1,03	1,27
15,4	35	7,5	2	2	13,7	0,118	0,81	0,97
14,0	40	7,1	2	2	17,9	0,077	0,67	0,74
12,9	45	6,8	3	2	15,5	0,053	0,57	0,62
12,1	50	6,7	3	2	18,6	0,040	0,51	0,55
11,4	55	6,5	4	2	17,0	0,033	0,45	0,48
10,8	60	6,5	4	2	20,1	0,025	0,41	0,43
10,3	65	6,4	4	2	23,2	0,020	0,37	0,39
9,9	70	6,3	4	2	26,4	0,017	0,34	0,36
9,5	75	6,3	4	2	29,8	0,014	0,32	0,33
9,2	80	6,2	4	2	33,2	0,012	0,29	0,30

На рисунках 3.17, 3.18 представлены некоторые результаты выполненных расчетов в виде графиков.

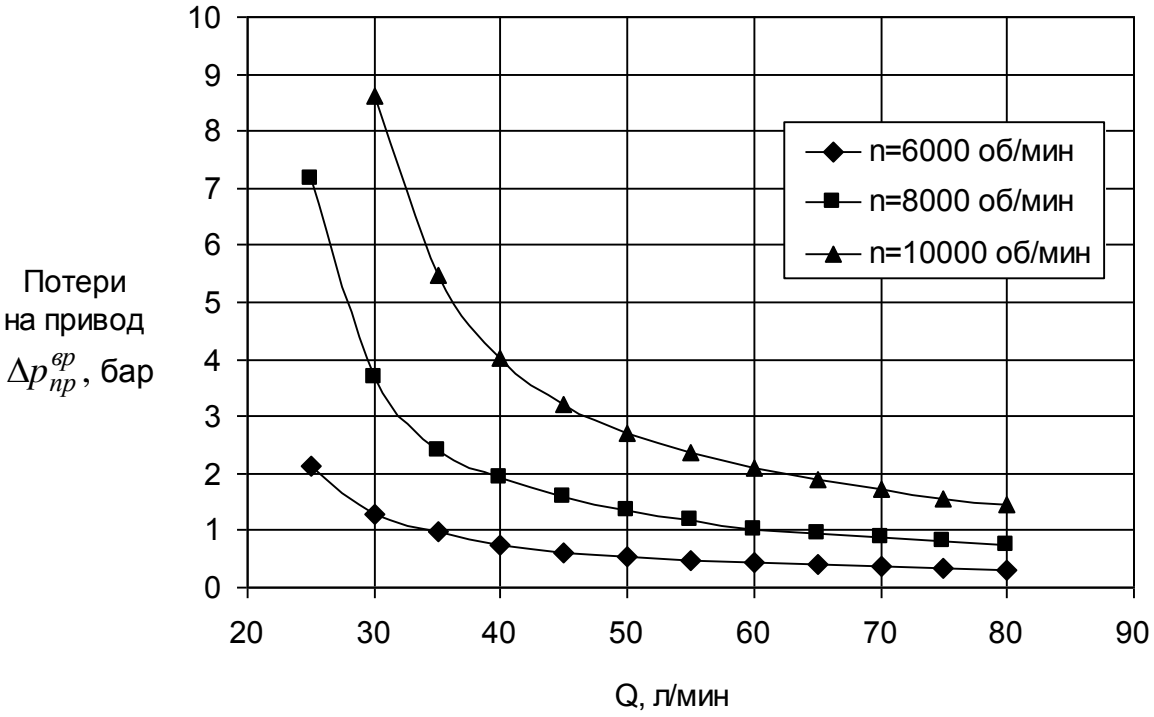


Рисунок 3.17 – Графики расчетных зависимостей гидравлических потерь на привод ротора объемом V = 4 л при разных скоростях его вращения (таблицы 3.12, 3.14, 3.15)

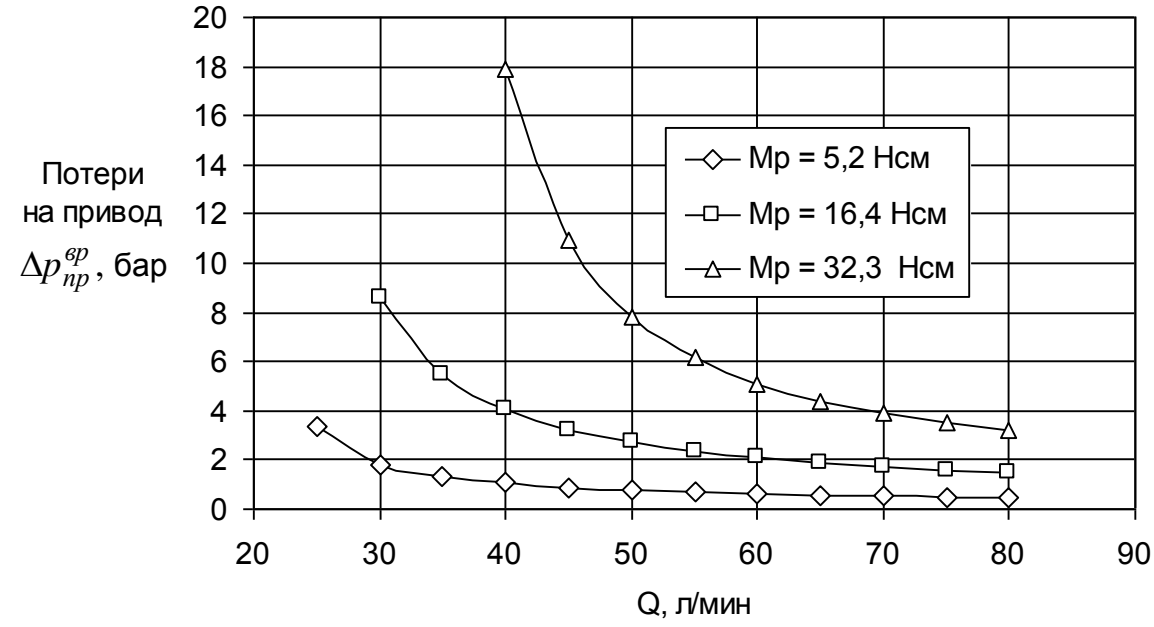


Рисунок 3.18 – Графики расчетных зависимостей гидравлических потерь на привод роторов разных типоразмеров при n = 10000 об/мин (таблицы 3.11, 3.12, 3.13)

Анализируя результаты, представленные в таблицах и на рисунках, можно сделать следующие выводы.

Гидравлические потери энергии собственно на вращение ротора $\Delta p_{пр}^{вр}$ зависят от расхода жидкости на привод Q, который соответствует выбранному радиусу R_1 выхода из вихревой камеры и от момента сопротивления вращению M_c. Чем меньше сопротивление и чем больше расход, тем меньше гидравлические потери.

Для одной и той же центрифуги гидропотери будут тем меньше, чем меньше скорость вращения по причине малого момента сопротивления вращению M_c.

При больших расходах жидкости через центрифугу вполне возможно обеспечить малые энергетические потери на привод ротора и, следовательно, низкое необходимое давление на входе в центрифугу. Вместе с тем с увеличением расхода жидкости через ротор ухудшается сепарационная эффективность центрифуги, однако существуют различные конструктивные возможности решения этой проблемы [11].

3.2.3. Сепарационная эффективность центрифуг с вихревым приводом

Как было установлено, вихревой привод позволяет получить высокую скорость вращения ротора при относительно малом давлении на входе в центрифугу, однако при этом наблюдается повышенный расход жидкости на привод, что отрицательно сказывается на её сепарационной эффективности.

Эффективность очистки жидкой дисперсной системы центрифугой зависит как от ее сепарационных возможностей, так и от гранулометрического состава частиц загрязнений. Основной сепарационной характеристикой центробежного очистителя является минимальный диаметр частиц δ_y, гарантированно улавливаемых в роторе при проходе через него жидкости [1, 39]. Он определяется из выражения (м)

$$\delta_y = \sqrt{\frac{18 \cdot \nu \cdot ln(R_{oc}/r_{oc})}{\Delta_\rho \cdot \omega^2 \cdot \tau}} = \sqrt{\frac{18 \cdot \nu \cdot ln(1 + b_{oc}/r_{oc})}{\Delta_\rho \cdot \omega^2 \cdot \tau}}\ , \qquad (3.8)$$

где R_{oc}, r_{oc} – границы пути осаждения частиц в радиальном направлении, м;

$b_{oc} = R_{oc} - r_{oc}$ – путь осаждения частиц, м;

$\Delta_\rho = (\rho_ч - \rho)/\rho$ – относительная разность плотностей частицы $\rho_ч$ и жидкости ρ;

τ – время сепарации частицы в роторе, с;

ν – кинематическая вязкость очищаемой жидкости, м^2/с;

ω – угловая скорость вращения ротора, с$^{-1}$.

Радиальные перемещения малых частиц за время τ значительно меньше радиуса их расположения в роторе $r_{ос}$, т.е. $b_{ос}/r_{ос} << 1$, тогда

$ln(1+b_{ос}/r_{ос}) \approx b_{ос}/r_{ос}$.

В этом случае получим

$$\delta_y = \sqrt{\frac{18 \cdot \nu \cdot b_{ос}}{\Delta_\rho \cdot \omega^2 r_{ос} \cdot \tau}}. \qquad (3.9)$$

Время осаждения τ определяется высотой внутренней полости ротора H_B и осевой скоростью жидкости в нем $w_{ос}$:

$$\tau = \frac{H_B}{w_{ос}} = \frac{H_B \cdot S_к}{Q} = \frac{V_c}{Q}, \text{ с}, \qquad (3.10)$$

где Q – расход жидкости через ротор, м^3/с;

$S_к$ – площадь кольцевого сечения зоны сепарации, м^2;

V_c – объем полости сепарации ротора, м^3.

Подставляя значение времени τ в (3.9), получим

$$\delta_y = \sqrt{\frac{18 \cdot \nu \cdot b_{ос} \cdot Q}{\Delta_\rho \cdot \omega^2 r_{ос} \cdot V_c}} = \sqrt{\frac{\nu}{\Delta_\rho}} \cdot \sqrt{\frac{18}{V_c} \cdot \frac{b_{ос}}{r_{ос}}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{\omega^2}}. \qquad (3.11)$$

Формула (3.11) для предельно малого диаметра задерживаемых частиц δ_y может быть разбита на три составляющие:

$$\delta_y = \kappa_{сдс} \cdot \kappa_{кон} \cdot\cdot \kappa_{кин}. \qquad (3.12)$$

1. Составляющая $\kappa_{сдс}$ характеризует свойство очищаемой дисперсной системы, зависит от вязкости жидкости и плотности частиц загрязнений и жидкости:

$$\kappa_{сдс} = \sqrt{\frac{\nu}{\Delta_\rho}}. \qquad (3.13)$$

Возможности влияния на эту составляющую ограничены, единственный, пожалуй, вариант – это уменьшение вязкости жидкости путём её подогрева, если это технологически возможно.

2. Составляющая $\kappa_{кон}$ отражает конструктивные особенности центрифуги и зависит от пропорций ротора, объёма зоны сепарации, её ширины и расстояния от оси вращения.

$$\kappa_{кон} = \sqrt{\frac{18}{V_c} \cdot \frac{b_{ос}}{r_{ос}}}. \qquad (3.14)$$

В работе [1] дано обоснование оптимальных конструктивных параметров ротора центрифуги с реактивным приводом, которые вполне применимы и для центрифуг с вихревым приводом. Так, оптимальное соотношение диаметра ротора с его высотой здесь также составляет $H/D = 1{,}5\ldots2{,}0$.

Важным моментом оптимизации является рациональная организация движения потока очищаемой жидкости в кольцевой внутренней зоне ротора параллельно его оси. Причём зону сепарации рекомендуется отгородить от центральной области ротора дополнительным цилиндром [40] (рисунок 3.19).

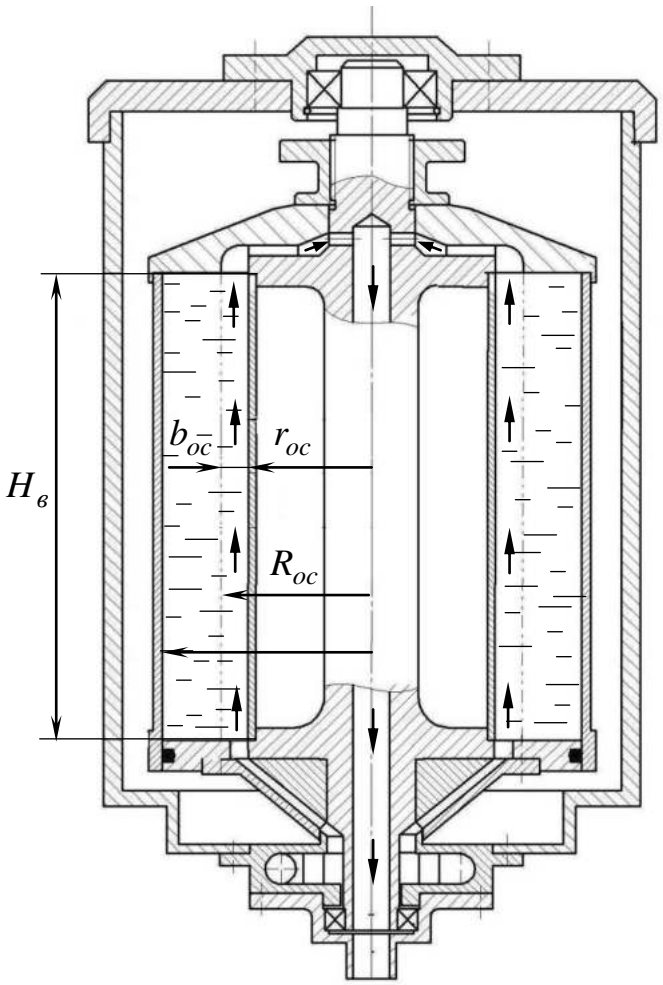


Рисунок 3.19 − Схема оптимального движения жидкости в полости ротора

Оптимальные геометрические параметры зоны сепарации, т.е. её наружного радиуса R_{oc} и ширины b_{oc} (рисунок 3.19), при фиксированных габаритах ротора определяются [1], исходя из следующих соображений.

Очевидно, что наружный радиус R_{oc} зоны сепарации должен быть как можно больше, но при этом необходимо иметь в роторе достаточно места для грязевых отложений.

Наиболее приемлемыми пропорциями считаются следующие [1]:

$$\frac{R_{oc}}{R_B} = n_r = 0{,}6 \ldots 0{,}8,$$

где R_B – внутренний радиус полости ротора, м;

n_r – коэффициент пропорциональности (*ratio*) радиусов.

Это соотношение соответствует грязевому объёму ротора $V_г$ (грязеемкости) порядка 64…36 % от всего его внутреннего объёма V_p.

Оценим влияние ширины зоны осаждения b_{oc} на сепарационную эффективность центрифуги при фиксированном наружном радиусе R_{oc} зоны сепарации.

Как следует из (3.12), предельный диаметр задерживаемых частиц δ_y тем меньше, чем меньше составляющая $\kappa_{кон}$, или, чем меньше соотношение

$$\frac{b_{oc}}{r_{oc}} = \frac{b_{oc}}{R_{oc} - b_{oc}} = \frac{b_{oc}/R_{oc}}{1 - b_{oc}/R_{oc}} = \frac{m}{1-m},$$

т.е., чем меньше величина m ($m = b_{oc}/R_{oc}$).

Таким образом, следует выбирать ширину зоны сепарации поменьше. Однако с уменьшением b_{oc} возрастает осевая скорость потока в зоне осаждения, а это может привести к смыву отложений с внутренней стенки ротора.

Согласно исследованиям ряда авторов [39, 41, 42], скорость потока в осевом направлении допустима в пределах $w_{oc} = 5...18$ см/с в зависимости от напряжённости центробежного поля.

Для удобства сравнений эффективности центрифуг разных типоразмеров введём в формулу (3.14) вместо объёма зоны сепарации V_c полный объём ротора *V*. Между ними следующая связь:

$$\frac{V_c}{V} = \frac{R_{oc}^2 - r_{oc}^2}{R_B^2} = n_r m(2n_r - n_r m),$$

откуда

$$V_c = V \cdot n_r m(2n_r - n_r m).$$

Подставляя значение V_c в формулу (3.14), получим

$$\kappa_{кон} = \sqrt{\frac{18m}{V \cdot 2{n_r}^2 m(1-m)}} = \frac{A}{\sqrt{V}}, \qquad (3.15)$$

где $A = \dfrac{3}{n_r\sqrt{1-m}}$. (3.16)

Коэффициент *A* зависит от конструкции сепарационной зоны ротора. Для однокамерных роторов [1] оптимальные значения их пропорций составляют $n_r = 0{,}6\ ...0{,}8$; $m = 0{,}1\ ...0{,}2$, а в среднем: $n_r = 0{,}7$; $m = 0{,}16$ и тогда $A = 4{,}7$.

Таким образом

$$\kappa_{кон} = \frac{4{,}7}{\sqrt{V}}. \qquad (3.17)$$

Заметим, что коэффициент *A* для различных центрифуг может быть различным, и определяющим параметром здесь является объём (типоразмер) ротора *V*.

3. Составляющая $\kappa_{кин}$ отражает кинематические особенности работы центрифуги в зависимости от расхода на привод Q и скорости вращения ротора ω. Расход и угловая скорость взаимосвязаны и зависят от конструктивных особенностей гидропривода и объёма ротора (его размеров).

$$\kappa_{кин} = \sqrt{\frac{Q}{\omega^2}} = \frac{\sqrt{Q}}{\omega} = 0{,}039 \cdot \frac{\sqrt{Q}}{n}, \qquad (3.18)$$

где n − частота вращения ротора, об/мин.

Для центрифуг с роторами равного объёма оценку их сепарационной эффективности можно производить непосредственно по составляющей $\kappa_{кин} = \frac{\sqrt{Q}}{\omega}$.

Для роторов разных типоразмеров необходимо учитывать разницу их объёмов и оценку эффективности следует выполнять с помощью произведения двух составляющих:

$$\kappa_c = \kappa_{кин} \cdot \kappa_{кон} = A \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\omega \cdot \sqrt{V}} = 4.7 \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\omega \cdot \sqrt{V}}. \qquad (3.19)$$

В таблице 3.16 представлены расчетные значения кинематического параметра $\kappa_{кин}$ для вихревых приводов различных конструктивных вариантов экспериментальной центрифуги ЭЦФвп-2.

Таблица 3.16 − Расчетные значения кинематического параметра $\kappa_{кин}$ вихревых приводов экспериментальной центрифуги ЭЦФвп-2

$p_{вх}$, бар	Q, л/мин	n, об/мин	$\kappa_{кин} \cdot 10^5$	Параметры вихревого привода
1	**2**	**3**	**4**	**5**
5,0	37,2	6850	3,43	**Вариант 1** 1-канальный завихритель (табл. 3.1) R_1 = 11,5 мм; $R_к$ = 23 мм; b = 6 мм; h = 15 мм; при ν = 16 сСт
6,0	40,9	7100	3,47	
7,0	44,1	7700	3,33	
8,1	46,7	9500	2,77	
9,0	49,1	10800	2,50	
3,0	28,2	6550	3,13	**Вариант 2** завихритель № 1 (табл. 3.3) R_1 = 11,5 мм; $R_к$ = 12,5 мм; b = 1 мм; z = 5; h = 7 мм; при ν = 16 сСт
4,0	31,6	8400	2,58	
5,0	35,7	9320	2,47	
6,0	39,1	10150	2,38	

1	2	3	4	5
3,0	25,4	3700	5,25	**Вариант 3** завихритель № 1 (табл. 3.3) R_1 = 11,5 мм; $R_к$ = 12,5 мм; b = 1 мм; z = 5; h = 7 мм; при ν = 45 сСт
4,0	30,3	5000	4,25	
5,0	34,2	5850	3,86	
6,0	37,6	6600	3,58	
3,0	28,7	6800	3,03	**Вариант 4** завихритель № 3 (табл. 3.5) R_1 = 11,5 мм; $R_к$ = 12,5 мм; b = 2 мм; z = 4; h = 5,8 мм; при ν = 15 сСт
4,0	32,1	8700	2,51	
5,0	35,0	9700	2,35	
6,0	39,4	10200	2,37	
3,0	25,2	8300	2,33	**Вариант 5** завихритель № 2 (табл. 3.4) R_1 = 11,5 мм; $R_к$ = 12,9 мм; b = 2 мм; z = 2; h = 11,2 мм; при ν = 11,0 сСт
4,0	29,8	9900	2,13	
5,0	32,8	11300	1,95	
6,0	34,7	12600	1,80	
4,0	15,9	5750	2,67	**Вариант 6** завихритель № 5 (табл. 3.7) R_1 = 11,5 мм; $R_к$ = 12,9 мм; b = 1 мм; z = 2; h = 6 мм; при $c_u = 2$; при ν = 8,0 сСт
5,0	16,9	6550	2,42	
6,0	18,4	7200	2,29	
7,0	19,7	8400	2,03	
8,0	21,2	8900	2,0	
3,0	23,2	7100	2,62	**Вариант 7** завихритель № 7 (табл. 3.9) R_1 = 7,8 мм; $R_к$ = 9,8 мм; b = 2 мм; z = 2; h = 9 мм; при $c_u = 2$; при ν = 8,0 сСт
4,0	26,9	8500	2,35	
5,0	30,5	9400	2,27	
6,0	34,0	10200	2,20	
7,0	36,9	11000	2,13	
8,0	39,6	11900	2,04	

Анализируя таблицу 3.16, можно сделать следующие выводы.

1. Если пытаться наращивать скорость вращения ротора n путём увеличения давления на входе $p_{вх}$ и расхода на привод Q, то получим уменьшение

кинематического параметра $\kappa_{кин}$, т.е. улучшение сепарационной эффективности центрифуги. Однако темпы снижения параметра $\kappa_{кин}$ при этом будут незначительными, а рост энергозатрат на привод, в таком случае, окажется необоснованно велик.

2. Высокая вязкость очищаемой жидкости ν (вариант 3) приводит к увеличению параметра $\kappa_{кин}$, то есть к ухудшению сепарационной эффективности.

3. Попытка снижения расхода на привод Q и тем самым уменьшения параметра $\kappa_{кин}$ путём увеличения относительной закрутки потока на выходе из направляющего аппарата до $c_u = 2$ не привела к существенным результатам (вариант 6). Необходимая скорость вращения ротора здесь может быть достигнута, но при чрезмерно высоком давлении на входе.

4. Наилучший (наименьший) результат кинематического параметра $\kappa_{кин} = 1{,}8$ получен для завихрителя с оптимальными геометрическими параметрами, соответственно с наименьшими гидравлическими потерями в вихревой камере и наибольшей скоростью вращения ротора (вариант 5).

Подсчитаем, какую тонкость очистки, например, отработанного моторного масла теоретически может обеспечить экспериментальная центрифуга ЭЦФвп-2 с этим вариантом завихрителя, т.е. при n = 12600 об/мин и $\kappa_{кин} = 1{,}8$.

Расчёты выполним, используя выражение (3.12), поэтапно вычисляя остальные его составляющие: $\kappa_{сдс}$ и $\kappa_{кон}$.

Примем кинематическую вязкость отработанного масла − ν = 10 сСт = 10^{-6} м^2/с (при температуре t = 90…100 ^{0}С); его плотность ρ = 900 кг/м^3; плотность частиц механических примесей (кварц) $\rho_ч = 2700$ кг/м^3.

В этом случае относительная разность плотностей частиц загрязнений и жидкости (3.8) равна $\Delta_\rho = 2$, а параметр, характеризующий свойство очищаемой дисперсной системы (3.13), будет

$\kappa_{сдс} = 0{,}00224$.

Конструктивный параметр $\kappa_{кон}$ вычислим, исходя из размеров ротора центрифуги ЭЦФвп-2, у которой $b_{ос} = 0{,}006$ м, $r_{ос} = 0{,}025$ м, высота зоны сепарации $H_c = 0{,}2$ м, а её объём равен:

$V_c = \pi \cdot H_c \cdot b_{ос} \cdot (2r_c + b) = 2{,}11 \cdot 10^{-4}$ м^3.

Тогда с помощью (3.14) находим

$\kappa_{кон} = 143{,}05$.

В итоге предельный (минимальный) диаметр гарантированно задерживаемых этой центрифугой кварцевых частиц составит:

$\delta_y = \kappa_{сдс} \cdot \kappa_{кон} \cdot \cdot \kappa_{кин} = 5{,}8 \cdot 10^{-6}$ м (или $\delta_y = 5{,}8$ мкм).

Этот результат может быть улучшен, например, если оптимизировать зону сепарации в полости ротора.

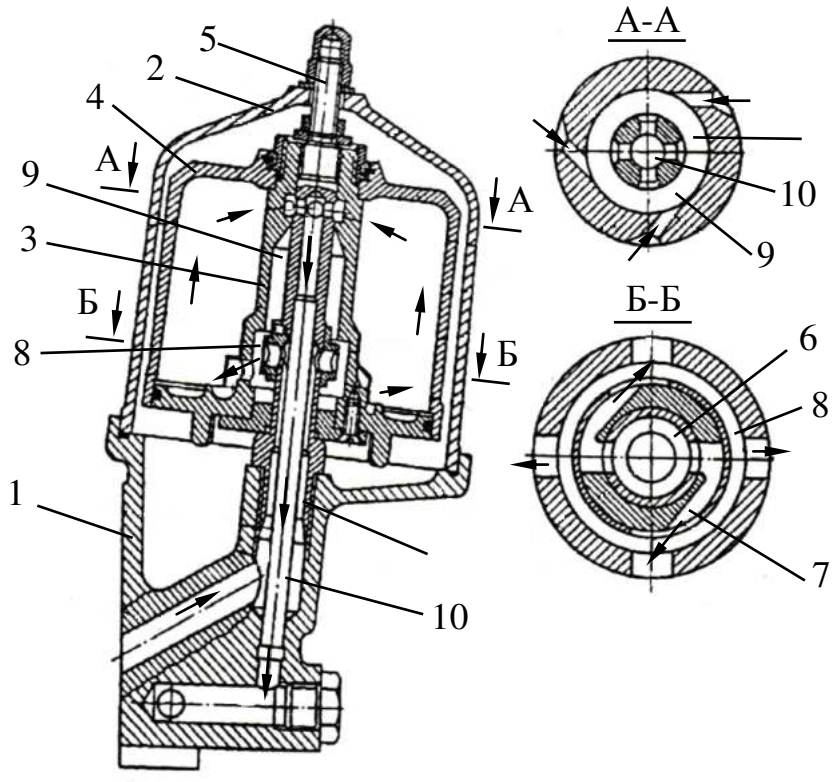
Так, если увеличить радиус внутренней границы пути осаждения частиц r_{oc} до 0,043 м (например, установив в полости ротора разделительный цилиндр, как на рисунке 3.19) и уменьшить ширину зоны сепарации (или пути осаждения частиц в радиальном направлении) на 1 мм, до $b_{oc} = 0{,}005$ м, то можно обеспечить тонкость очистки около $\delta_y = 3{,}5$ мкм.

ГЛАВА 4. ЦЕНТРИФУГА С ВИХРЕВЫМ ПРИВОДОМ ДЛЯ ОЧИСТКИ МАСЛА В ДВИГАТЕЛЕ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Знание не является силой, пока оно
не применяется на практике.
Дейл Карнеги

4.1. Реализация проведенных исследований на практике

По итогам проведенных исследований возникла необходимость в проверке полученных результатов на практике и внедрения их в производственный процесс. В качестве объекта внедрения были выбраны достаточно распространенные в настоящее время в сельскохозяйственной технике и в автотранспорте дизельные двигатели семейства Д-240 (Д-243, Д-245). Их особенностью является использование полнопоточной масляной центрифуги с активным (внутренним) гидроприводом (рисунки 4.1, 4.2).



1 − корпус центрифуги; 2 − колпак корпуса; 3 − колонка ротора; 4 − колпак ротора; 5 − ось ротора; 6 − кольцевой канал подвода масла; 7 − тангенциальные щели насадка; 8 − кольцевая полость колонки; 9 − кольцевая полость отвода масла; 10 − центральный канал отвода масла

Рисунок 4.1 − Схема центрифуги с активным приводом двигателей семейства Д-240

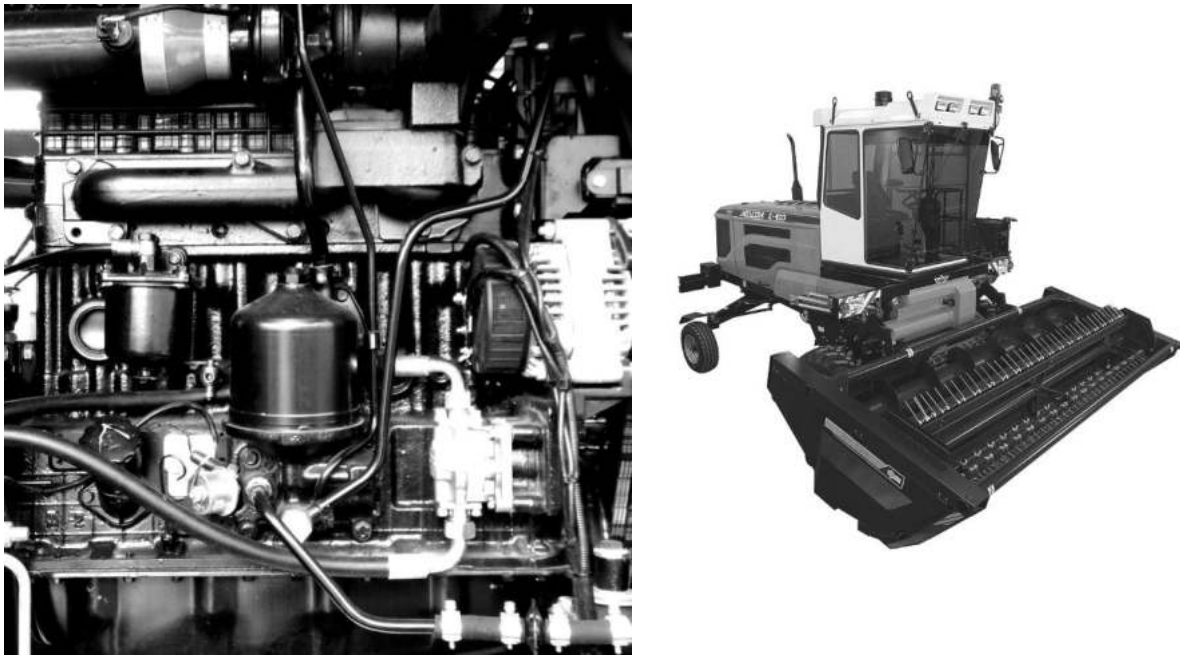


Рисунок 4.2 − Центрифуга с активным приводом на двигателе Д-245.5 самоходной косилки-плющилки «Мещера Е-403»

Принцип работы этого гидропривода следующий. Масло из кольцевого канала 6 оси ротора 5 через тангенциальные щели 7 насадка направляющего аппарата нагнетается в кольцевую полость 8 колонки ротора. Здесь закрученный поток за счёт сил вязкого трения увлекает во вращение ротор. Далее через радиальные отверстия в колонке масло попадает внутрь ротора и, пройдя в нём очистку, через тангенциальные отверстия в верхней части колонки поступает в верхнюю кольцевую полость 9, откуда по центральному каналу 10 в оси ротора возвращается в магистраль двигателя.

Задача состояла в разработке центрифуги с вихревым приводом, способной обеспечить полноценную технологическую и эксплуатационную замену серийной и сравнительной оценке этих центрифуг в лабораторных и производственных условиях.

Для обеспечения максимальной взаимозаменяемости конструктивных элементов серийной и проектируемой центрифуг была принята та же схема установки ротора − на неподвижной оси. Причем, как отмечалось в главе 1, вихревой привод позволяет рационально поместить эту ось в центральной непроточной части вихревой камеры радиуса R_m. Также были использованы оригинальный корпус центрифуги с системой клапанов и колпаком и колпак ротора. Фактически, конструктивно изменились только ось и колонка ротора (рисунки 4.3, 4.4).

Таким образом, основные конструктивные и эксплуатационные параметры опытной центрифуги, т.е. исходные данные для её проектирования были аналогичны серийной модели (таблица 4.1).

Таблица 4.1 − Основные параметры серийной маслоочистительной центрифуги двигателей семейства Д-240

Типоразмер ротора	3
Объем ротора V, см^3	800
Высота ротора H, мм	110
Наружный диаметр ротора D, мм	не более 125
Номинальный объемный расход масла Q, л/мин	26
Давление масла на входе в центрифугу $p_{вх}$, МПа	0,7
Давление масла на выходе из центрифуги $p_{вых}$, МПа	0,2...0,3
Частота вращения ротора n, не менее, об/мин	5500

4.2. Конструкция опытной модели центрифуги для двигателя Д-240

Условие сохранения базовых элементов конструкции и характера подвода-отвода жидкости серийной центрифуги в опытной модели наложило существенные ограничения на процесс проектирования. Неподвижная часть гидропривода, обеспечивающая подвод жидкости к ротору и необходимую закрутку потока, конструктивно объединена с осью центрифуги, образуя один сборочный узел (рисунки 4.3, 4.4).

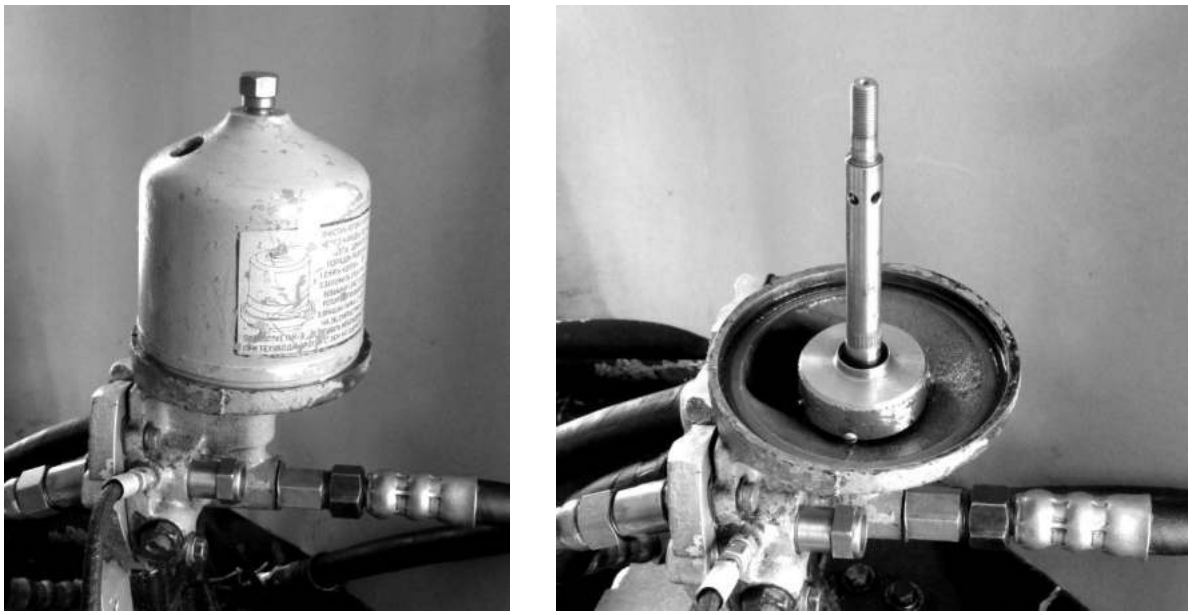
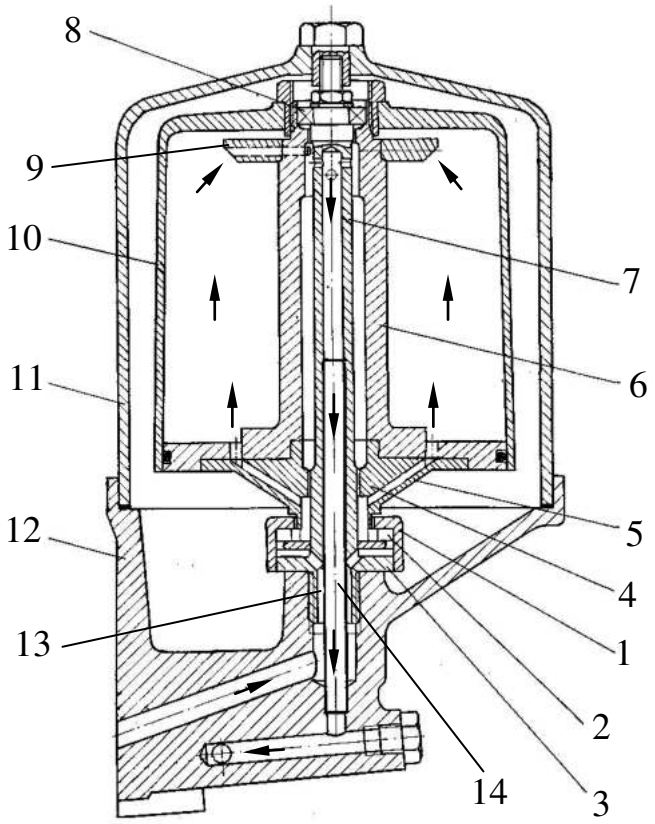


Рисунок 4.3 − Опытная центрифуга на стенде: общий вид, ось ротора в сборе с вихревой камерой



1 – корпус вихревой камеры (ВК); 2 – вставка-завихритель ВК;
3 – фланец оси ротора; 4 – рабочее колесо турбины (РК);
5 – конический фланец РК; 6 – колонка ротора; 7 – ось ротора;
8 – верхний подшипник; 9 – выходной коллектор; 10 – колпак ротора;
11 – колпак центрифуги; 12 – корпус центрифуги; 13 – нагнетательный кольцевой канал; 14 – канал отвода очищенного масла

Рисунок 4.4 − Схема опытной центрифуги с вихревым гидроприводом для двигателя Д-240

Направляющий аппарат турбомашины представляет собой вихревую камеру, образованную ее цилиндрическим корпусом 1, фланцем оси ротора 3 и вставкой-завихрителем 2 с тангенциальными прямоугольными входными каналами (рисунки 4.4, 4.5, 4.6).

Свободное пространство корпуса центрифуги 11 (рисунок 4.4) для размещения в нем направляющего аппарата и организации оптимального режима движения жидкости на входе в вихревую камеру было весьма ограничено.

Поэтому подвод масла к направляющему аппарату затруднен. Сначала поток вынужденно направлялся из кольцевого подводящего канала в оси ротора 12 через восемь сверлений в ее фланце радиально на периферию, в кольцевую полость корпуса вихревой камеры 1 (рисунки 4.4, 4.5, 4.6). Затем поток поворачивал на 180^0 и устремлялся внутрь к входным каналам вставки-завихрителя 2.

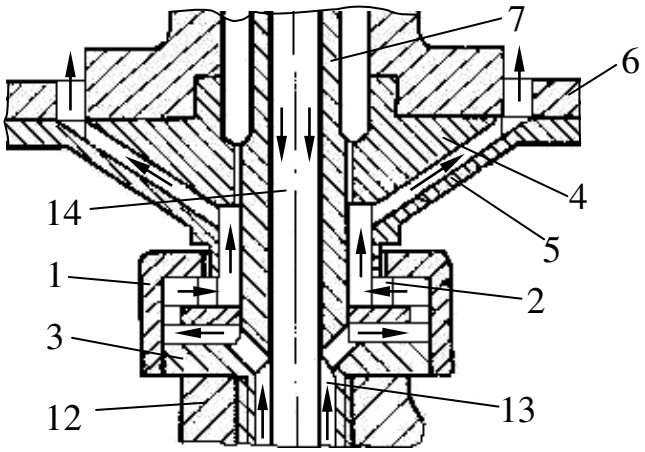


Рисунок 4.5 − Схема движения жидкости в вихревом гидроприводе опытной центрифуги

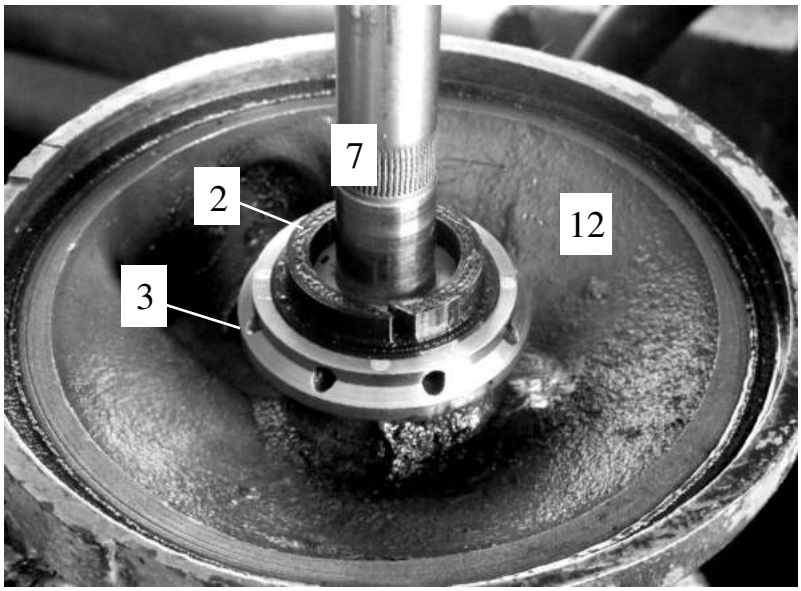


Рисунок 4.6 − Вставка-завихритель вихревой камеры на оси ротора

Результатом такой вынужденной сложной организации движения жидкости неизбежно стали значительные гидравлические потери в направляющем аппарате гидропривода.

Устройство проточной части ротора центрифуги практически аналогично экспериментальной модели, описанной в главе 3. Рабочее колесо (РК) турбины (рисунки 4.4, 4.5, 4.7) имеет, прямые радиально расположенные каналы прямоугольного сечения, наклоненные на угол β к оси ротора. Ввод жидкости из лопаточной решетки во внутреннюю полость ротора производится через отверстия в днище колонки, расположенные против каждого канала РК.

Вывод очищенного масла из полости ротора осуществлялся через четыре канала шайбы-коллектора 9 (рисунки 4.4, 4.7), установленной в верхней

части колонки 7, в кольцевую буферную полость, образуемую колонкой и неподвижной осью. Далее жидкость поступает через четыре отверстия во внутренний центральный канал оси, т.е. аналогично серийной модели центрифуги.





1 − колпак ротора; 2 − колонка ротора; 3 − рабочее колесо турбины;
4 − конический фланец РК; 5 − ось ротора; 6 − корпус вихревой камеры;
7 − вставка-завихритель ВК; 8 – выходной коллектор ротора

Рисунок 4.7 − Составные части опытной центрифуги

Ротор установлен на оси на двух опорах. В качестве верхней опоры, в целях уменьшения момента сопротивления вращению, использован шарико-вый радиально-упорный подшипник 8 (рисунок 4.4).

Герметичность соединения подвижной и неподвижной частей гидропривода при вводе закрученного потока масла из направляющего аппарата в рабочее колесо турбины достигается щелевым уплотнением (рисунки 4.4, 4.5), образованным сопрягаемыми цилиндрическими поверхностями сопла корпуса вихревой камеры 1 и конического фланца 5 рабочего колеса.

Установка оси в корпусе центрифуги, соединение колпака ротора с колонкой, верхнее уплотнение ротора на оси аналогичны серийной модели.

4.3. Расчёт параметров вихревого гидропривода опытной центрифуги

Основными исходными данными проектирования были (таблица 4.1):

− энергетические параметры потока жидкости (давление на входе в центрифугу $p_{вх}$ и расход Q);

− типоразмер ротора (объем *V*, диаметр D, высота H).

Кроме того, необходимо было предварительно определиться с некоторыми конструктивными параметрами будущей центрифуги: типоразмером подшипников ротора (качения, скольжения), размерами бесконтактных цилиндрических уплотнений вихревой камеры с ротором и ротора на оси (таблица 4.2).

Таблица 4.2 − Задаваемые конструктивные параметры опытной центрифуги

Длина верхнего уплотнения колонки ротора l_{y1}, мм	8,0
Диаметр верхнего уплотнения колонки ротора d_{y1}, мм	17,0
Длина нижнего уплотнения колонки ротора l_{y2}, мм	7,0
Диаметр нижнего уплотнения колонки ротора d_{y2}, мм	18,0
Радиальный зазор в уплотнениях ротора δ, мм	$5 \cdot 10^{-2}$
Подшипник верхней опоры ротора № 1000901, мм	12×24×6

Задача состояла в расчете геометрических параметров вихревой камеры для обеспечения требуемой скорости вращения ротора. Планировалось получить частоту вращения n = 9000 об/мин, что существенно выше скорости серийного образца (таблица 4.1).

Расчеты проводились для моторного масла при плотности $\rho = 890$ кг/м^3 и кинематической вязкости $\nu = 10 \cdot 10^{-6}$ м^2/с, что соответствовало параметрам рекомендуемого масла М-10Г2 (ГОСТ 8581-78) или 10W-30 при номинальном температурном режиме эксплуатации двигателя Д-240.

Вычисления выполнены согласно разработанной и представленной в главе 2 блок-схеме расчёта оптимальных параметров вихревого гидропривода (рисунок 2.22) в следующей последовательности.

1. Определялся момент сопротивления вращению ротора M_p без учета сопротивления в цилиндрическом уплотнении турбинной ступени.

2. Определялись радиус выхода из вихревой камеры (и одновременно входа в рабочее колесо турбины) − R_1, а также размер (радиус) уплотнения турбинной ступени при заданном расходе через центрифугу Q из условия равенства движущего момента, развиваемого потоком в гидроприводе, и суммарного момента сопротивления вращающегося ротора,

$M_д = M_c$.

3. Определялись оптимальное число каналов z и их ширина b, при которых суммарные потери энергии в направляющем аппарате гидропривода наименьшие. Они состоят из гидравлических потерь в вихревой камере $\Delta p_{вк}$ и ударных потерь на входе закрученного потока в рабочее колесо турбины $\Delta p_{уд}$:

$\Delta p_{пр} = \Delta p_{вк} + \Delta p_{уд}$.

При этом коэффициент циркуляции жидкости в направляющем аппарате принимался в пределах c_u = 1,0…1,2, т.е. окружная скорость потока на выходе из вихревой камеры могла до 20% превышать скорость рабочего колеса при входе в его каналы.

4. Определялась оптимальная высота вихревой камеры (её каналов) − h.

5. Определялся радиус непроточной зоны вихревой камеры − R_m.

Программа расчета, составленная в среде MathCAD, приведена в приложении 3.

При оценке гидравлических потерь в вихревой камере рассматривались восемь конструктивных вариантов ее тангенциальных входных щелей, исходя из технологичности их изготовления: шириной b = 1,0; 2,0 мм и количеством z = 1, 2, 3, 4. Результаты расчетов представлены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 − Расчетные значения гидравлических потерь в вихревой камере опытной центрифуги $\Delta p_{вк}$ при различных параметрах ее входных каналов и c_u = 1,1; бар

Ширина каналов *b,* мм	Количество каналов − z			
	1	2	3	4
1,0	0,601	0,279	0,236	0,413
2,0	0,326	0,279	0,602	1,706

Выяснилось, что из рассматриваемых вариантов вихревой камеры, удовлетворяющих техническим условиям проектирования, гидравлические потери будут минимальны (и близки друг другу) в двух случаях:

− при $b = 1{,}0$ мм; $z = 3$; $\Delta p_{вк} = 0{,}236$ бар;

− при $b = 2{,}0$ мм; $z = 2$; $\Delta p_{вк} = 0{,}279$ бар.

Практика эксплуатации струйно-реактивных центрифуг показала, что существует достаточно большая вероятность попадания в их сопла крупных частиц загрязнений: резины, пластика, волокон тканых материалов и т.п. В результате сопла малого диаметра могут забиваться, что резко снижает скорость вращения ротора.

Для тангенциальных входных каналов вихревого привода малой ширины b также возможна подобная ситуация. Поэтому для дальнейшей реализации был выбран вариант камеры с большей шириной щелей: $b = 2{,}0$ мм.

Таким образом, оптимальные расчетные параметры опытной центрифуги представлены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 − Расчетные параметры опытной центрифуги

Момент сопротивления вращению ротора − M_P (без уплотнения турбинной ступени), Н·м	0,045
Полный момент сопротивления ротора − M_C, Н·м	0,061
Радиус выхода из вихревой камеры − R_1, мм	12,5
Радиус уплотнения турбинной ступени R_y, мм	15,5
Радиус вихревой камеры − R_k, мм	13,5
Потери энергии в направляющем аппарате гидропривода $\Delta p_{пр}$, бар	0,285
Ширина тангенциальных каналов ВК − b, мм	2,0
Количество каналов ВК − z	2
Высота каналов ВК − h, мм	7,4
Радиус центральной непроточной зоны ВК − R_m, мм	8,9

4.4. Лабораторные испытания опытной центрифуги

4.4.1. Особенности методики испытаний центрифуги

Основными задачами лабораторных испытаний являлись следующие.

1. Экспериментальное определение скоростных и гидравлических характеристик опытной центрифуги в условиях, близких режиму её эксплуатации на двигателе.

2. Снятие аналогичных характеристик серийной центрифуги в лабораторных условиях.

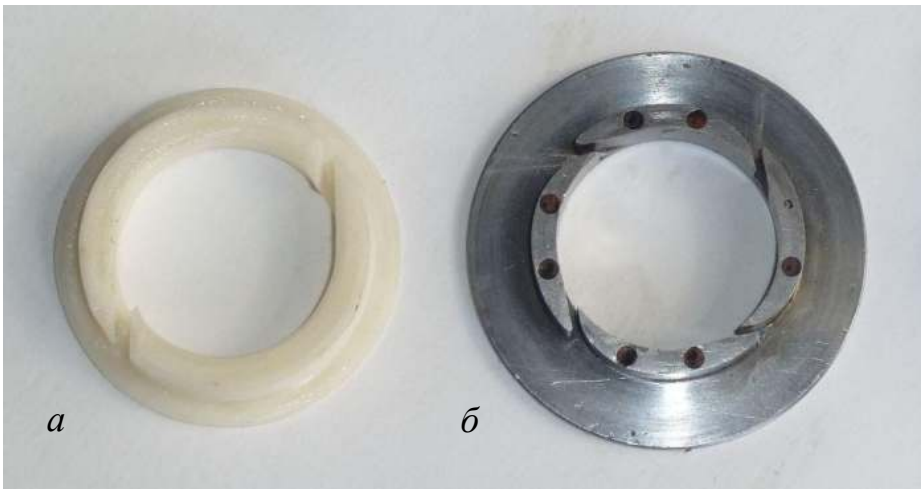
3. Сравнительный анализ результатов экспериментальных исследований опытной и серийной моделей центрифуг.

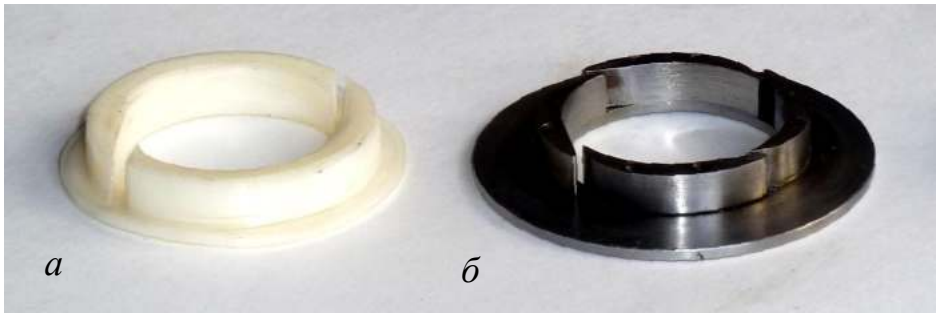
4. Оценка практической эффективности разработанной методики расчета вихревого гидропривода центрифуг.

Для опытной центрифуги были изготовлены несколько вариантов вставок-завихрителей вихревой камеры (рисунок 4.8), различающихся только шириной, высотой и количеством входных каналов:

вариант *а*: $b = 2{,}0$ мм, $z = 2$, $h = 6{,}0$ мм;

вариант *б*: $b = 1{,}0$ мм, $z = 4$, $h = 5{,}5$ мм.





вариант *а*: $b = 2{,}0$ мм, $z = 2$, $h = 6{,}0$ мм;
вариант *б*: $b = 1{,}0$ мм, $z = 4$, $h = 5{,}5$ мм

Рисунок 4.8 − Варианты испытуемых вставок-завихрителей ВК

Из них вариант *а* в наибольшей степени соответствовал оптимальным расчетным параметрам ВК (таблица 4.4). Причем высота каналов (и самой вихревой камеры) в данном случае была взята h = 6,0 мм, что несколько меньше расчетной − h = 7,4 мм.

Такое вынужденное решение было принято в связи с жесткими конструктивными условиями проектирования, предъявляемыми к высоте направляющего аппарата гидропривода, размещаемого в ограниченном пространстве под колпаком корпуса серийной центрифуги. Тем не менее, согласно расчетам такая высота вихревой камеры будет являться оптимальной при условии ударного входа закрученного потока в каналы рабочего колеса турбины, когда коэффициент циркуляции жидкости c_u на выходе из направляющего аппарата будет свыше 1,3 (т.е. окружная скорость потока на 30% будет превышать скорость лопаток РК).

Для снятия характеристик серийной модели центрифуги было использовано два рабочих экземпляра, один из которых эксплуатировался ранее на тракторе МТЗ-80, другой − на лабораторном тормозном стенде Азово-Черноморской государственной агроинженерной академии (АЧГАА).

Испытания центрифуг проводились на ранее описанном лабораторном стенде (рисунок 3.1). Снятие скоростных и гидравлических характеристик выполнялось по общей методике, приведенной в главе 3. Использовалась рабочая жидкость, близкая по своим физическим характеристикам (плотность, вязкость) рекомендуемому маслу для двигателя Д-240 в номинальном режиме его эксплуатации.

Благодаря широкой унификации узлов опытной и серийной центрифуг при испытаниях использовался один общий корпус центрифуги с колпаком, закрепленный на лабораторном стенде (рисунок 4.4). В него последовательно устанавливались оси с роторами опытной и двух серийных моделей.

При определении характеристик центрифуг в зависимости от расхода жидкости предохранительный и сливной клапаны, установленные в корпусе, принудительно блокировались и не влияли на результаты испытаний агрегатов. Эти клапаны регламентируют давление масла на входе в центрифугу − перед ротором и на выходе из него путем сброса части жидкости на слив (в бак), имитируя тем самым работу системы смазки двигателя.

Расход жидкости замерялся на входе в корпус центрифуги $Q_{вх}$ (фактически это расход в направляющем аппарате гидропривода) и на выходе из нее $Q_{м}$, что соответствовало магистральному расходу масла в двигателе.

Расход в гидроприводе $Q_{вх}$ не соответствует магистральному $Q_{м}$ в силу неизбежных внутренних утечек масла в корпусе центрифуги (при заблокированных клапанах), а также через уплотнения турбинной ступени гидропривода и уплотнения ротора на оси.

4.4.2. Результаты лабораторных испытаний центрифуг

Экспериментальные скоростные характеристики серийных центрифуг и опытной модели с оптимальными расчетными параметрами вихревой камеры (вариант *а*) в зависимости от расхода жидкости представлены на рисунке 4.9. При этом параметры обеих серийных моделей оказались практически идентичными.

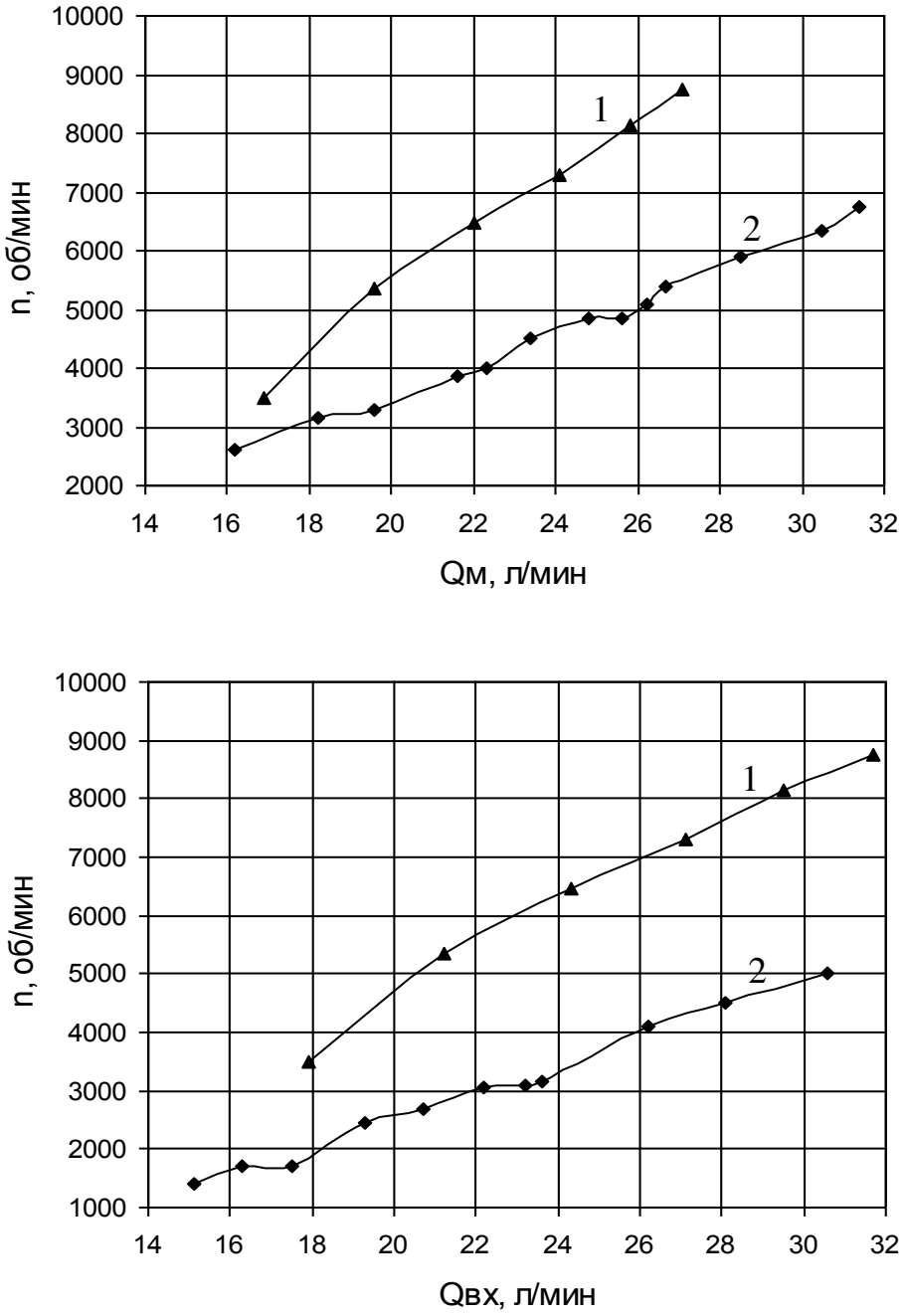


Рисунок 4.9 − Скоростные характеристики опытной (1) и серийных (2) центрифуг двигателя Д-240

В одном случае имеем скоростную характеристику как функцию магистрального расхода жидкости Q_M, собственно питающей систему смазки

двигателя. В другом − зависимость частоты вращения ротора от подачи гидронасоса в центрифугу, т.е. на входе в гидропривод $Q_{вх}$, которая в данном случае больше магистральной на величину неизбежных внешних утечек масла через уплотнения ротора, внутренних утечек в корпусе центрифуги через каналы заглушенных клапанов.

Стендовые испытания показали, что серийные модели центрифуг (кривые 2, рисунок 4.9) по своим скоростным характеристикам во всем диапазоне расходов жидкости в гидроприводе значительно уступают опытной.

При условиях близких номинальному режиму питания системы смазки двигателя Д-240, т.е. расходе масла в магистраль $Q_M = 4{,}33 \cdot 10^{-4}$ м^3/с (или 26 л/мин) и его температуре $t = 85^0 ... 90^0$ частота вращения n ротора опытной модели составила свыше 8000 об/мин. Это более чем в 1,6 раза превышает аналогичные показатели серийных центрифуг (около 5000 об/мин).

В связи с этим можно предположить, что при расчетном режиме эффективность очистки моторного масла опытной моделью (пропорциональная квадрату частоты вращения ротора) в 2,6 раза выше, чем у серийных центрифуг.

Гидравлические характеристики центрифуг определялись, исключая влияние работы клапанов в корпусе. На рисунке 4.10 представлены кривые зависимости полного гидравлического сопротивления опытной и одной из серийных моделей от расхода рабочей жидкости на входе в центрифугу.

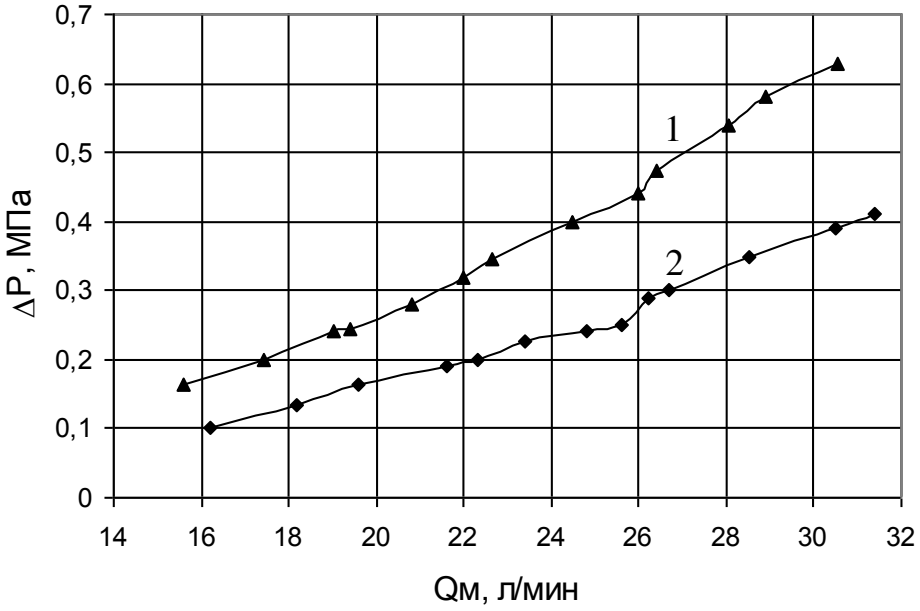


Рисунок 4.10 − Гидравлические характеристики опытной (1) и серийной (2) центрифуг двигателя Д-240

Эксперименты показали, что опытный очиститель обладает большим гидравлическим сопротивлением. Одной из причин этого может являться

вынужденная крайне неудобная и нерациональная организация подвода потока жидкости к вихревой камере, о чем отмечалось ранее (рисунки 4.5, 4.6).

Предохранительный клапан, установленный при входе в корпус центрифуги, ограничивает давление масла, нагнетаемого гидронасосом в очиститель в пределах 0,70...0,75 МПа. При этом, несмотря на возросшее внутреннее гидравлическое сопротивление опытной центрифуги, давление на выходе из нее может составить 0,24...0,29 МПа. Этого более чем достаточно для нормального функционирования системы смазки двигателя, так как другой клапан системы − сливной, поддерживающий необходимый напор масла в главной магистрали, отрегулирован на давление 0,20...0,30 МПа. Следовательно, несколько повышенное гидравлическое сопротивление разработанной модели по сравнению с существующей серийной, очевидно, не является принципиальным ограничением для ее практического применения в системе смазки.

Таким образом, результаты проведенных стендовых испытаний опытной модели подтверждают её практическую работоспособность, соответствие экспериментальных характеристик теоретическим расчетам, а следовательно достоверность и достаточную точность и эффективность разработанной выше методики проектирования центрифуг.

Стендовые испытания серийных очистителей показали, что применяющиеся в настоящее время в системах смазки двигателей Д-240 центрифуги с внутренним гидроприводом не соответствуют по своим реальным скоростным показателям заявленным техническим характеристикам и существенно уступают предлагаемому в настоящем исследовании образцу.

Однако вывод о предпочтительности использования сравниваемых моделей центробежных маслоочистителей и, следовательно, о целесообразности применения предлагаемого гидропривода центрифуг автотракторных двигателей средней мощности должен быть подкреплен результатами эксплуатационных испытаний с использованием соответствующих двигателей машин, участвующих непосредственно в производственном процессе.

4.5. Сравнительные эксплуатационные испытания опытной и серийной моделей центрифуг двигателя Д-240

4.5.1. Задачи и методика эксплуатационных испытаний

Эксплуатационные испытания центрифуги с вихревым гидроприводом были проведены на базе учебно-опытного фермерского хозяйства Азово-Черноморской государственной агроинженерной академии (АЧГАА).

Цель испытаний заключалась в проверке работоспособности опытной центрифуги в условиях сельскохозяйственного производства, эффективности ее практического использования и конкурентоспособности в сравнении с серийной моделью.

В процессе исследований решались следующие задачи.

1. Определение влияния скоростного режима работы двигателя на частоту вращения ротора центрифуги.

2. Оценка трудоемкости и удобства технического обслуживания опытной модели в производственных условиях.

3. Оценка надежности работы разработанного очистителя.

4. Сравнительная оценка эффективности очистки моторного масла на двигателе опытной и серийной центрифугами.

Программа испытаний основывалась на официальной «Рабочей программе-методике эксплуатационных испытаний опытных образцов центробежных очистителей моторных масел на двигателях внутреннего сгорания, применительно к испытаниям маслоочистительных агрегатов дизеля ЯМЗ-240Б, двигателей автомобилей «Москвич» и «Жигули» [43], разработанной Северо-Кавказской государственной зональной машиноиспытательной станцией (Сев.-Кав.МИС) в 1990 году.

В соответствии с этой методикой для сопоставимости результатов испытаний опытные центробежные очистители должны устанавливаться на двух тракторах одной модели вместо заводских. Еще два аналогичных трактора, в качестве эталонных, должны работать в рядовой эксплуатации с серийными моделями.

Однако поскольку в наличии имелся один экземпляр опытной центрифуги, то при проведении испытаний были задействованы три единицы тракторов: один испытуемый: МТЗ-80 с двигателем Д-240 (заводской номер 380103) и два эталонных: МТЗ-82 с двигателем Д-240 (№ 783058), МТЗ-82 с двигателем Д-242 (№ 983663).

Программа испытаний подразумевала рядовую эксплуатацию всех тракторов в условиях разнообразных полевых (культивация, боронование, сев, внесение удобрений) и транспортных работ с заменой масла в сроки согласно нормативам по техническому обслуживанию данных машин. Для эталонных тракторов МТЗ-82 − через 500 (±10%) моточасов работы.

Замена масла в двигателе трактора с опытным очистителем, согласно рабочей программе-методике, должна проводиться через 1000 моточасов. Кроме того, в экспериментах допускалось изменение сроков замены моторных масел в случае достижения предельных значений показателей их качества.

В процессе эксплуатации испытуемых тракторов учитывались характер выполняемых ими работ, общее техническое состояние, расход топлива и масла.

Периодичность очистки роторов центрифуг составляла 125 моточасов. При очистке производилось взвешивание накопленного твердого осадка.

Изменения физико-химических показателей моторных масел в процессе работы двигателей устанавливались путем сопоставления анализов проб, взятых в двигателях эталонных тракторов с показателями качества масла, очищаемого опытной центрифугой.

Основными критериями эффективности работы сравниваемых очистительных центрифуг, согласно принятой методике, являлись: динамика накоп-

ления твердого осадка в роторах и изменение физико-химических показателей работающих масел.

Известно [44–46], что существует выраженная зависимость между техническим состоянием двигателя, то есть износом его деталей и показателями качества используемого моторного масла. Существующий метод спектрального анализа картерного масла дает возможность опосредованно без разборки двигателя оценить состояние его трущихся пар по концентрации продуктов их износа (Fe, Cu, Pb, Cr, Al), наличие в масле продуктов внешнего загрязнения (Si), а также компонентов срабатывания присадок (Ba).

4.5.2. Результаты эксплуатационных испытаний

Перед заменой на двигателе серийной центрифуги опытной моделью были произведены измерения ее скоростных характеристик непосредственно на тракторе. При номинальном скоростном режиме коленчатого вала дизеля: $n_{квал}$ = 2200 об/мин и температуре масла 80 ^{0}С частота вращения ротора серийной центрифуги n достигала 5100 об/мин. Магистральное давление масла при этом составило 0,275 МПа.

Установленная на тот же двигатель опытная модель при аналогичных условиях работы обеспечила 9500 об/мин при несколько меньшем давлении в системе смазки − 0,25 МПа. Таким образом, напряженность центробежного поля, определяющая эффективность очистки масла, возросла примерно в 3,5 раза.

Различие полученных результатов по сравнению с лабораторными испытаниями опытной модели, вероятно, связано с повышенным расходом масла через центрифугу в магистраль двигателя, вследствие его некоторой изношенности, а также спецификой работы клапанов системы смазки.

Характер изменения частоты вращения n ротора опытного образца центрифуги в зависимости от скоростного режима двигателя (частоты вращения коленчатого вала $n_{квал}$) при температуре масла 70 ^{0}С представлен на рисунке 4.11. Как видно, между этими параметрами имеется четкая функциональная зависимость. Давление и производительность масляного насоса, а также расход масла через центрифугу, несмотря на корректирующую работу клапанов в системе смазки, очевидно, меняются с частотой вращения коленчатого вала. Следовательно, эффективность очистки моторного масла опытной центрифугой существенно зависит от режима работы двигателя. Помимо скоростного режима на нее значительно влияет температура масла.

Так, при малых оборотах коленчатого вала ($n_{квал}$ = 800...1500 об/мин) и пониженном температурном режиме двигателя работа центробежных очистителей: опытного и, тем более серийного, неудовлетворительна.

Специфика производственного процесса, в котором была задействована испытуемая техника, частые отказы и неисправности тракторов, а также причины организационного порядка, возникавшие в период проведения экспе-

риментов, не позволили в полной мере реализовать запланированную программу. Тем не менее, те результаты, которые удалось получить в ходе испытаний, дали основания сделать некоторые выводы.

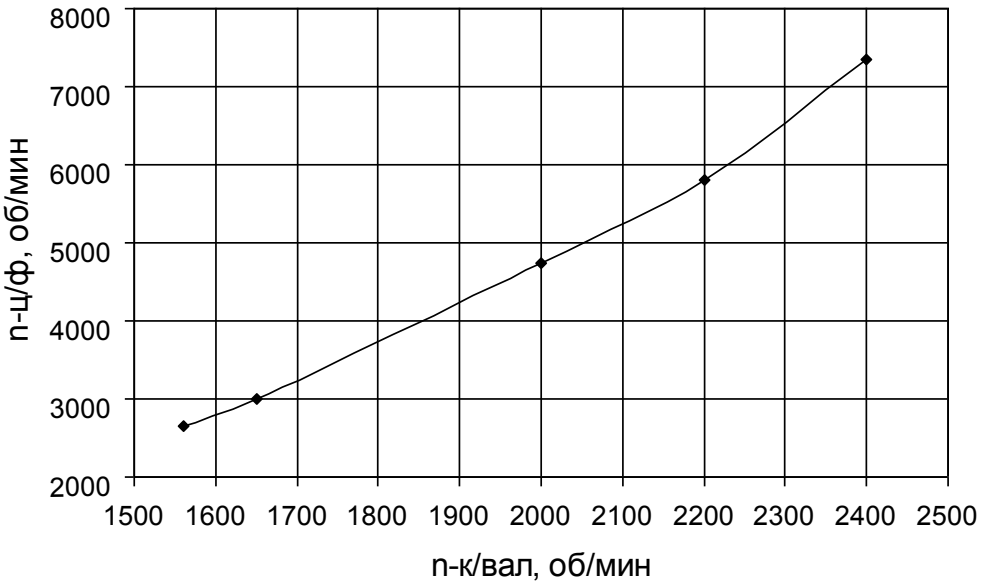


Рисунок 4.11 − Зависимость частоты вращения ротора опытной центрифуги от скоростного режима двигателя Д-240 (при t = 70 ^{0}C)

В таблице 4.5 представлена динамика накопления твердого осадка в роторах центрифуг.

Таблица 4.5 − Динамика накопления твердого осадка в роторах испытываемых центрифуг

№ измерений	Опытная центрифуга		Серийная центрифуга № 1		Серийная центрифуга № 2	
	Наработка, моточас	Кол-во осадка, г	Наработка, моточас	Кол-во осадка, г	Наработка, моточас	Кол-во осадка, г
1	130	65	147	60	158	50
2	128	62	125	50	122	44
3	134	66	122	48	136	52
4	129	66	131	52	124	48

Как видно, количество загрязнений, собираемых опытной центрифугой за приблизительно одинаковые промежутки времени, а следовательно, скорость удаления механических примесей из моторного масла на 17...27% пре-

вышает аналогичные показатели серийных центрифуг. Очевидно, это следствие ее более высоких скоростных характеристик.

Изменения физических показателей моторных масел при эксплуатации опытного и эталонных тракторов за период наблюдений: кинематической вязкости (при t = 100 ^{0}C) и массовой доли нерастворимых осадков, определявшиеся стандартными методами в лаборатории АЧГАА (по ГОСТ 33-82 и ГОСТ 20684-75), представлены в таблице 4.6.

Таблица 4.6 − Изменение физических показателей моторных масел испытуемых тракторных двигателей

№ пробы	Параметры	Двигатель с опытной центрифугой	Двигатель с серийной центрифугой № 1	Двигатель с серийной центрифугой № 2
1	Наработка, моточас	0	0	0
	Кинематическая вязкость ν, сСт	10,46	9,86	8,97
	Содержание нерастворимых осадков, %	0,62	0,78	0,66
2	Наработка, моточас	130	147	158
	Кинематическая вязкость ν, сСт	9,95	9,86	9,03
	Содержание нерастворимых осадков, %	0,32	0,68	0,66

Из полученных данных следует, что установка в системе смазки двигателя опытной модели центробежного очистителя позволила улучшить основные показатели используемого в нем моторного масла. В течение первых 130 часов наблюдений концентрация загрязняющих примесей здесь снизилась почти в 2 раза за счет осаждения более мелких механических частиц. При этом аналогичные физические показатели моторных масел эталонных тракторов уменьшились незначительно или практически не изменились.

Таким образом, можно сделать заключение, что износ основных элементов цилиндро-поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма двигателя, оснащенного экспериментальной центрифугой, по сравнению с эталонными значительно уменьшился.

Вязкость масла в двигателях с серийными центрифугами оставалась стабильной с тенденцией к её увеличению. При использовании же экспериментальной модели вязкость через 130 часов работы уменьшилась на 5% от-

носительно исходной, приближаясь к стандартному значению. Это свидетельствует о снижении концентрации в масле загрязнений углеродистого происхождения и прежде всего сажи.

Также результаты производственных испытаний показали работоспособность, надежность опытной модели центрифуги за время наблюдений, простоту и удобство её в техническом обслуживании.

Эксплуатация разработанного очистителя не потребовала дополнительных трудовых и материальных затрат. Более высокие скоростные характеристики позволили улучшить качество очистки моторного масла, что, очевидно, привело к увеличению срока его службы и снижению износа трущихся поверхностей деталей двигателя.

Несмотря на общую тенденцию к сокращению применения центробежных очистителей в системах смазки мобильных машин, центрифуга с активным приводом (прототип опытной модели) (рисунок 4.1), продолжает успешно использоваться в настоящее время, практически без изменений конструкции.

Например, на более мощных двигателях ОАО «Минский моторный завод» серии Д-260 она работает совместно с масляным фильтром тонкой очистки [47], но теперь уже установлена не в основной масляной магистрали, а на ответвлении (рисунок 4.12).

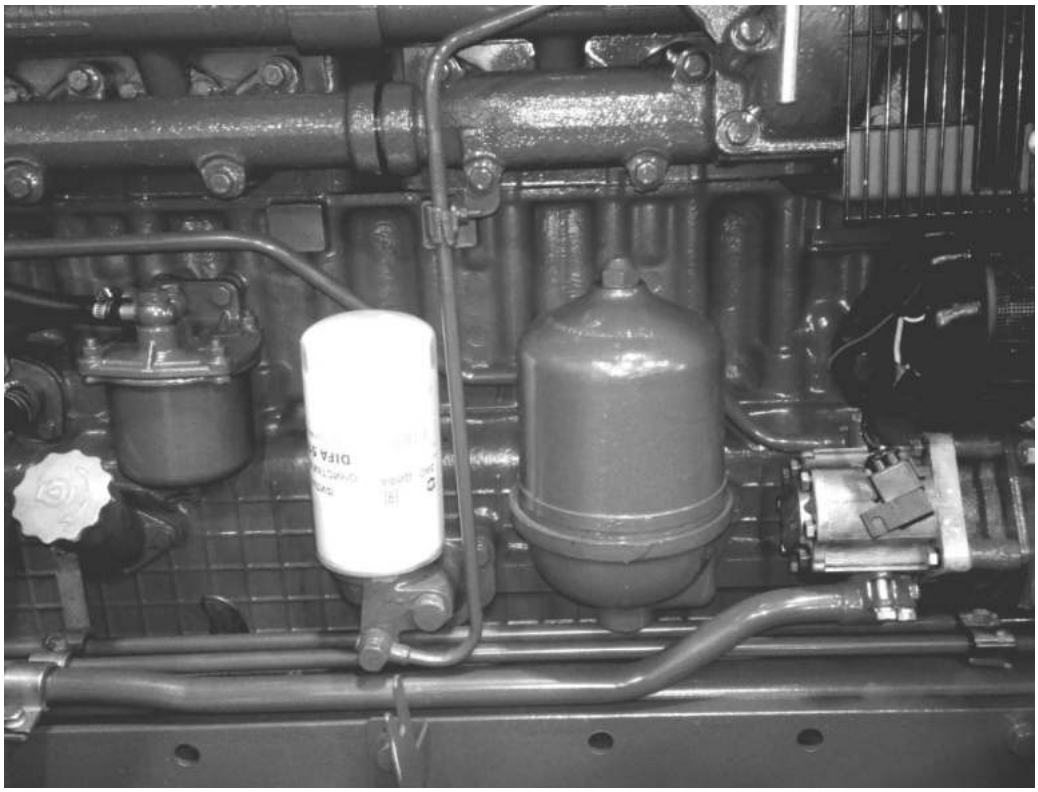


Рисунок 4.12 − Использование центрифуги с активным приводом совместно с фильтром тонкой очистки масла на двигателе Д-260.2 S2

Кроме того, ОАО «Минский тракторный завод» расширил применение этой модели центрифуги, устанавливая ее в гидросистемах коробок перемены передач некоторых моделей тракторов (рисунок 4.13) [48].

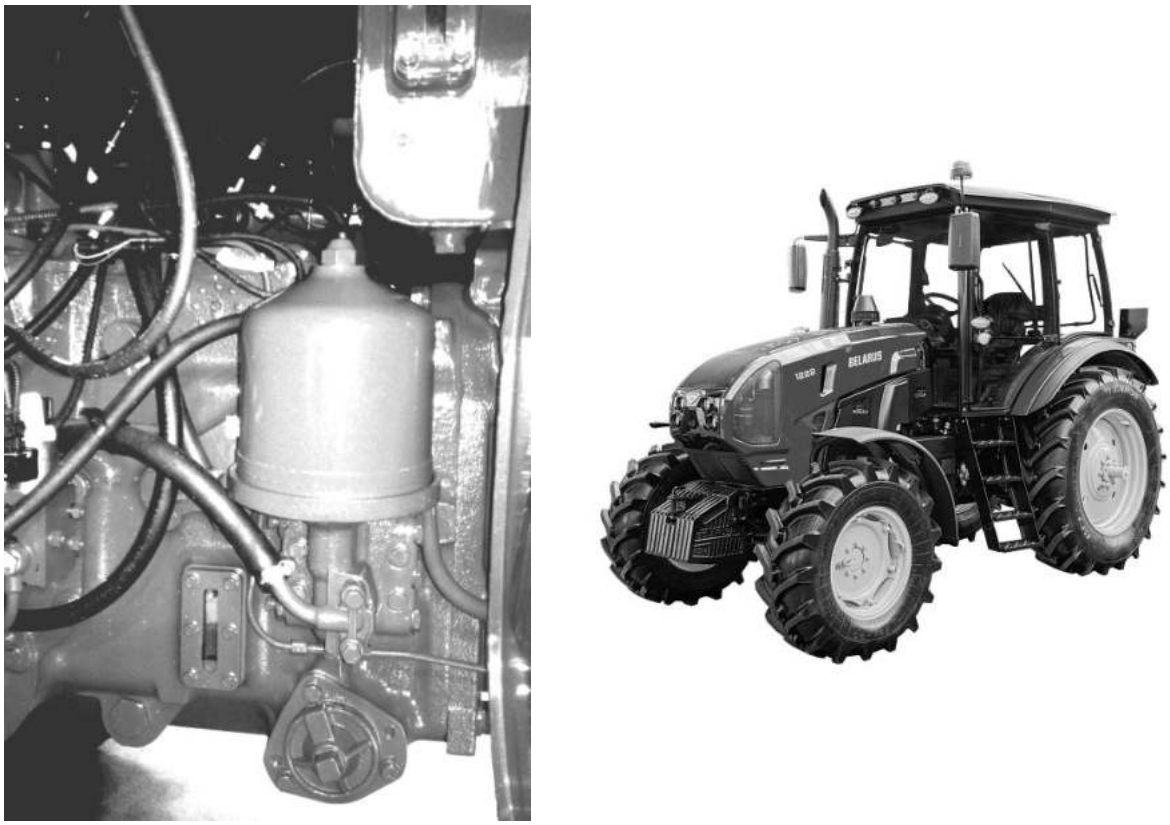


Рисунок 4.13 − Использование центрифуги с активным приводом в гидросистеме трансмиссии трактора «БЕЛАРУС-1222.3»

Таким образом, перспективы использования центрифуг с гидроприводом, в том числе и с вихревым приводом, в системах смазки мобильной техники и их совершенствования, очевидно, существуют.

ГЛАВА 5. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ЦЕНТРИФУГ С ВИХРЕВЫМ ПРИВОДОМ

Проведённые в предыдущих главах исследования центрифуги с вихревым приводом (рисунки 1.9, 1.10, 3.3, 4.2) показали перспективность такой конструкции. По ряду параметров она превосходит центробежные очистители с другими типами гидроприводов и во многих практических случаях может стать их более удачной альтернативой.

Вместе с тем, несмотря на возможность обеспечения высокой скорости вращения ротора, центрифуга с вихревым приводом обладает и рядом особенностей, ограничивающих область её возможного применения. Это повышенный расход жидкости, требуемый для привода, а также жесткие ограничения на ее размещение (компоновку) по отношению к обслуживаемому агрегату, привязанность центрифуги к ёмкости с очищаемой жидкостью для сброса в неё утечек из ротора (как, впрочем, и у других известных очистителей с гидроприводом).

Однако эти недостатки могут быть устранены внесением изменений в исходную конструктивную схему центрифуги. Покажем варианты таких изменений.

5.1. Центрифуга с вихревым приводом и регулируемым расходом очищаемой жидкости

Значительно улучшить сепарационную эффективность центрифуги можно, если перейти от однокамерной к многокамерной конструкции ротора, т.е. разделив его внутреннее сепарационное пространство на множество камер или полостей путём установки набора цилиндрических перегородок, конических тарелок или спиральной вставки. Тем самым сокращается путь осаждения частиц до поверхностей этих вставок за время пребывания их в роторе. Такие технические решения нашли практическое применение, особенно в тихоходных (низкооборотных) центрифугах. Однако эти сепараторы сложны конструктивно и трудоемки в эксплуатации и обслуживании, т.к. очистка спиральных, цилиндрических или тарельчатых элементов от осаждённых загрязнений с высокой адгезией − операция весьма непростая.

Второй недостаток этих центрифуг состоит в том, что сложно обеспечить равномерное распределение потока жидкости по камерам (щелям), образуемым вставками в роторе, а это приводит к снижению сепарационной эффективности.

Радикально улучшить тонкость сепарации можно, увеличив время τ пребывания частиц в центробежном поле в полости ротора путём снижения расхода очищаемой жидкости Q_c, проходящей через него. Однако при этом расход на привод Q должен оставаться достаточно большим, чтобы обеспе-

чить высокую скорость вращения ротора. Конструктивно такие условия вполне достижимы. На рисунке 5.1 представлена схема центрифуги, в которой реализовано это техническое решение [11].

Центрифуга состоит из корпуса 1, его основания 2, крышки 3 с верхней опорой 4, установленного в ней в подшипниках 5 ротора, включающего колонку 6 и барабан 7, скреплённых гайкой 8. В основании 2 корпуса

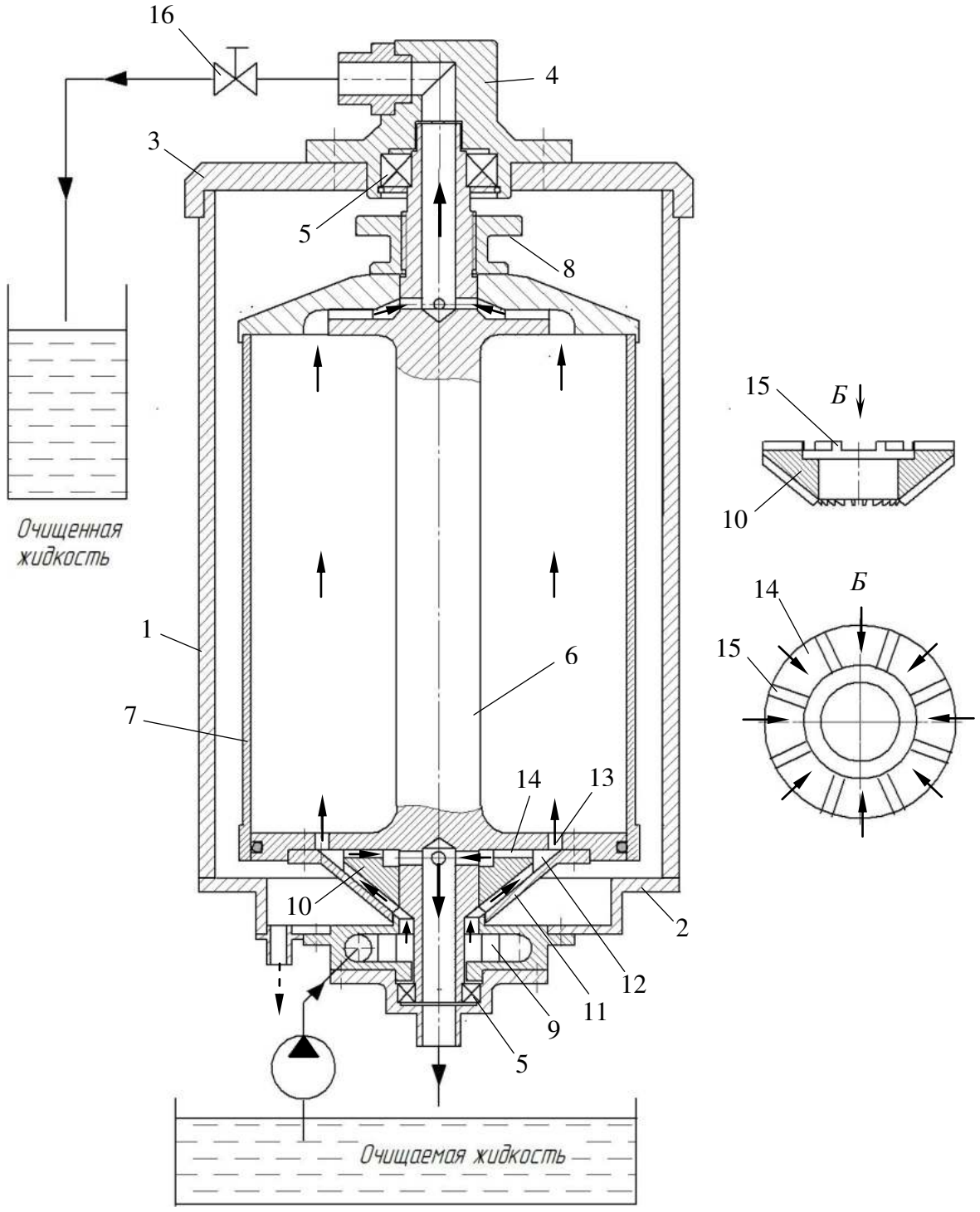


Рисунок 5.1 – Схема центрифуги с вихревым гидроприводом и регулируемым потоком очищаемой жидкости

размещена вихревая камера 9 направляющего аппарата турбины гидропривода с несколькими тангенциальными входными каналами. Через ее центральную нерабочую зону проходит нижний шип колонки ротора, опирающийся на подшипник 5.

В нижней части колонки 6 установлено коническое рабочее колесо турбины 10 с радиальными каналами прямоугольного сечения. Колесо зафиксировано на валу колонки коническим фланцем 11, который вместе с каналами образует проточную зону центробежной радиально-осевой турбины. На периферии рабочего колеса, при выходе из его каналов между днищем колонки 6 и фланцем 11 образована кольцевая полость 12. Она соединяется с сепарирующей полостью ротора рядом отверстий 13, расположенных соответственно напротив выхода из каждого канала турбинного колеса.

Кроме того, на торце рабочего колеса выполнены секторальные полости 14, разделенные радиальными ребрами 15. Благодаря им обеспечивается соединение периферийной полости 12 на выходе из колеса турбины с приосевой кольцевой камерой между рабочим колесом 10 и колонкой 6 и далее с центральным выводным каналом в нижнем шипе колонки, расположенном в непроточной зоне вихревой камеры.

Центрифуга работает следующим образом. Очищаемая жидкость из заборной ёмкости насосом под давлением подаётся в вихревой гидропривод центрифуги. По выходу из рабочего колеса в кольцевую полость 12 поток разделяется. Часть его по радиальным каналам (полостям) 14 устремляется к центру, в приосевую кольцевую камеру, затем попадает в центральный канал нижнего шипа колонки 6 и выводится через отверстие в основании 2 корпуса центрифуги обратно в заборную ёмкость с очищаемой жидкостью.

Другая часть потока через отверстия 13 в днище колонки поступает в сепарирующую полость ротора и устремляется вверх вдоль оси его вращения. В верхней части ротора очищенная в центробежном поле жидкость через радиальные каналы между колонкой 6 и крышкой барабана 7 собирается в центральное сверление верхнего шипа, откуда через верхнюю опору 4 ротора выводится наружу.

Расход очищаемой жидкости через ротор Q_c регулируется с помощью вентиля 16, установленного в магистрали на выходе из центрифуги. Тем самым можно регулировать тонкость очистки и общую производительность в широких пределах в зависимости от технологических требований. В то же время расход жидкости на входе в центрифугу Q полностью реализуется в вихревом гидроприводе. Он не имеет ограничений и может задаваться в соответствии с условиями обеспечения высокой скорости вращения ротора, ограниченной только соображениями его прочности и уравновешенности.

Возможность получить высокую тонкость очистки такой центрифугой имеет значение для ряда технологических процессов. Чаще всего – это выделение нерастворенной воды из жидкостей на нефтяной основе (керосин, дизтопливо, трансформаторное масло и др.).

Очистка таких жидкостей от воды в центробежном поле сопряжена с большими трудностями по причине малой разности плотностей очищаемой среды (порядка 900 кг/м^3) и воды. В силу этого для осаждения микроскопических капель воды необходима достаточно высокая скорость вращения ротора центрифуги и продолжительное время сепарации (т.е. пребывания частиц в роторе).

Такая технология была практически реализована в передвижной сепарационной установке УСП-6 с промежуточным баком, разработанной в Азово-Черноморской государственной агроинженерной академии (ФГБОУ ВПО АЧГАА) (рисунок 5.2) [49].



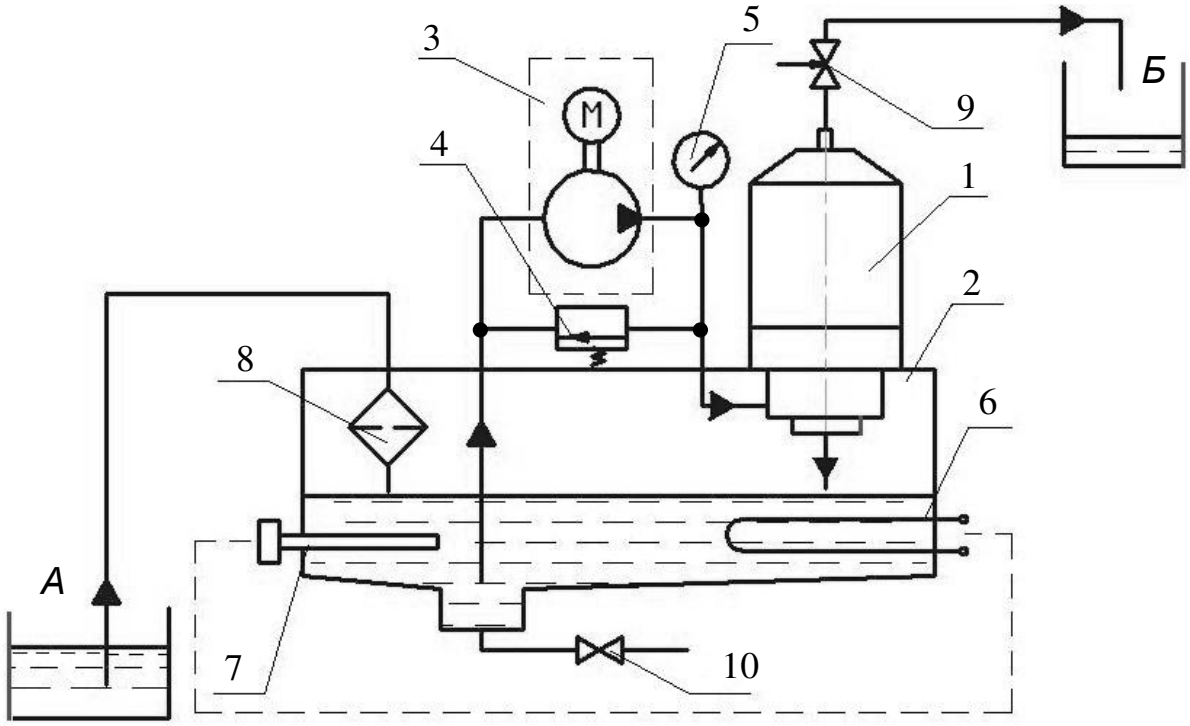
Рисунок 5.2 − Установка сепарационная передвижная УСП-6.0 с промежуточным баком и подогревом

На рисунке 5.3 представлена гидравлическая схема установки. В её состав входят центрифуга 1, образующая единую герметичную систему с гидробаком 2, насосная станция 3, гидроклапан – регулятор давления 4, манометр 5 для контроля рабочего давления жидкости на входе в центрифугу, си-

стема подогрева жидкости 6 (ТЭН) в баке и автоматического регулирования её температуры 7.

При эксплуатации установки используются две дополнительные емкости для загрязнённой жидкости (*А*) и очищенной (*Б*).

Установка работает следующим образом. В гидробак 2 установки предварительно заливается некоторое количество жидкости, подлежащей очистке (порядка 1/3…1/2 от его объема), после чего заливная горловина надёжно уплотняется, а бак вместе с корпусом центрифуги герметизируются. Всасывающий рукав опускается в ёмкость *А* с загрязненной жидкостью. Если очищаемая жидкость имеет высокую вязкость (например, моторные, трансмиссионные масла и т.п.), то включается электроподогрев 6 жидкости в баке. Этот процесс контролируется терморегулятором 7.



1 – центрифуга; 2 – гидробак; 3 – насосная станция; 4 – редукционный клапан; 5 – манометр; 6 – ТЭН; 7 – регулятор температуры; 8 – фильтр; 9 – управляемый дроссель; 10 – кран слива воды; *А*, *Б* – емкости с очищаемой и очищенной жидкостью

Рисунок 5.3 – Гидравлическая схема установки УСП-6.0

После нагрева до необходимой температуры включается электропривод 3 и гидронасос, забирая очищаемую жидкость из нижней части гидробака 2, нагнетает её в центрифугу. Избыточная подача насоса перепускается во всасывающую магистраль с помощью клапана 4 и тем самым поддерживается необходимое давление перед центрифугой.

Основная часть жидкости, подаваемой в центрифугу и используемой в её гидроприводе, вновь сливается в бак 2, а небольшая часть потока проходит через сепарационную полость ротора, очищается от воды, мехпримесей и направляется в ёмкость *Б*. Сепарационная эффективность центрифуги зависит от расхода этой части жидкости, который регулируется специальным дросселем 9, предусмотренным в конструкции.

По мере убыли жидкости в гидробаке в нём возникает вакуум, вследствие чего в него поступает очищаемая жидкость из заборной ёмкости *А* через всасывающий рукав. В процессе транзита жидкости через бак она непрерывно нагревается благодаря работе ТЭНов.

По окончании закачки очищаемой жидкости из резервуара *А*, внутренняя полость гидробака 2 через заборный рукав сообщается с атмосферой, после чего происходит выкачивание и очистка жидкости из самого гидробака.

В ходе работы установки в роторе центрифуги накапливаются вода и механические примеси. После прекращения процесса очистки и остановки ротора эта вода сливается в бак и накапливается в его отстойнике. При открывании крана 10 жидкость спускается из отстойника и утилизируется.

Таким образом, вариант вихревой центрифуги с регулируемым потоком очищаемой жидкости может быть успешно применён как в стационарных установках для регенерации отработанных масел, так и для очистки масла в двигателях внутреннего сгорания − на ответвлении основной магистрали, т.е. практически везде, где требуется надёжная очистка технических жидкостей от загрязняющих частиц и воды.

При этом очень часто основной задачей центрифуги является не высокая тонкость сепарации, а обеспечение максимальной скорости отбора механических примесей из загрязнённой жидкости.

Эта скорость зависит от физико-механических свойств очищаемой среды и её загрязнений, их фракционного состава, сепарационных возможностей центрифуги, а также от скорости прокачки жидкости через неё, т.е. расхода через ротор.

Сепарационная эффективность центрифуги оценивается минимальным диаметром полностью улавливаемых ею частиц δ_y. Этот размер зависит от конструкции центрифуги, скорости вращения ротора ω и от расхода жидкости через него Q_c (т.е. скорости прокачки очищаемой жидкости). При этом с ростом расхода Q_c увеличивается диаметр δ_y, т.е. снижается сепарационная эффективность центрифуги. Следовательно, расход жидкости Q_c и предельный диаметр улавливаемых частиц δ_y оказывают противоположное влияние на скорость удаления загрязнений из жидкости. Итоговый результат этих двух противоположных тенденций, очевидно, зависит от фракционного состава загрязнений.

Рассмотрим подробнее этот вопрос. Пусть исходная массовая концентрация примесей в очищаемой жидкости составляет K_0 (кг/м^3). При пропуске ее через центрифугу концентрация уменьшится и станет равной K_1. Ко-

эффициент задержания частиц центрифугой (или коэффициент очистки φ) в этом случае будет равен:

$$\varphi = \frac{K_0 - K_1}{K_0} = 1 - \frac{K_1}{K_0}. \qquad (5.1)$$

Массовое количество примесей, улавливаемых за единицу времени G_y(кг/с), или скорость отбора механических примесей составит:

$$G_y = (K_0 - K_1) \cdot Q_c = \varphi \cdot K_0 \cdot Q_c = K_0 \cdot Q_c \varphi. \qquad (5.2)$$

Обычно удобнее рассматривать относительную скорость отбора мех-примесей (т.е. отнесённую к начальной концентрации загрязнений) – g_y:

$$g_y = \frac{G_y}{K_0} = Q_c \cdot \varphi. \qquad (5.3)$$

Произведение $Q_c\varphi$ в работах по очистке моторных масел в двигателях внутреннего сгорания [50, 51] носит название *интенсивность очистки* и используется для оценки эффективности очистки всего объёма масла в двигателе. По мнению М.А. Григорьева [50] интенсивность очистки повышается с увеличением расхода Q_c лишь до определённого предела.

Аналитический расчёт оптимального сепарационного расхода Q_c, при котором центрифугой достигается максимальная интенсивность очистки $Q_c\varphi$ данной дисперсной среды, весьма затруднителен. Можно вычислить предельный диаметр улавливаемых частиц δ_y, соответствующий данному расходу Q_c, но увязать этот размер δ_y с коэффициентом очистки φ возможно только, если известен дисперсный состав загрязнений в данной жидкости (т.е. он должен быть представлен в аналитической форме). В работе [1] это удалось сделать, полагая, что дисперсный состав загрязнений подчиняется логарифмически нормальному распределению (ЛНР).

Однако надёжнее и проще для центрифуги рассматриваемой конструкции определять оптимальный расход жидкости, пропускаемой через ротор Q_c экспериментально, изменяя его дросселем 9 (рисунок 5.3), непосредственно замеряя и определяя коэффициент очистки φ по результатам лабораторных анализов отобранных проб очищенной жидкости.

5.2. Центрифуга с вихревым приводом и независимым автономным расположением

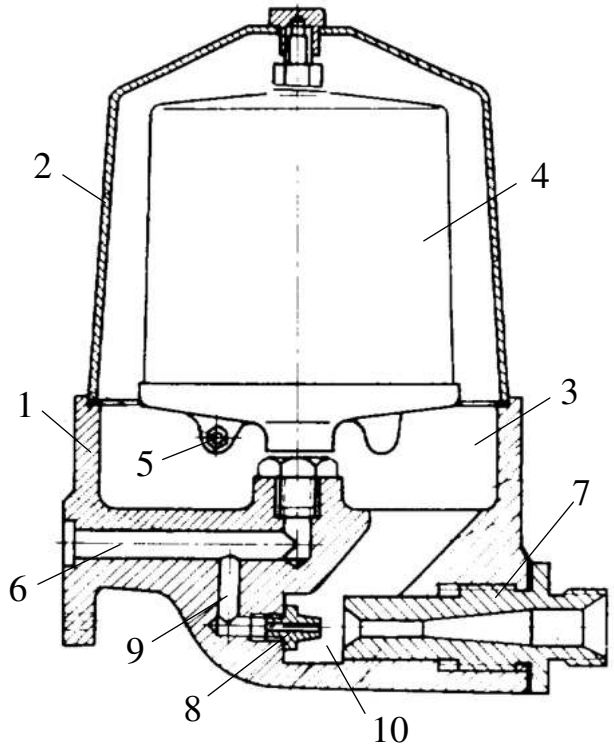
Недостатком центрифуги с вихревым приводом (рисунок 5.1) является необходимость отвода из её корпуса жидкости, накапливающейся из-за неизбежных утечек через цилиндрические уплотнения вращающегося ротора с направляющим аппаратом гидропривода, с его опорами (или осью). Тем самым центрифуга теряет автономность своего размещения. Её положение в пространстве увязано с ёмкостью, куда сбрасывается эта жидкость. К тому

же транспортировка утечек гравитационная − самотеком, и поэтому центрифуга должна располагаться выше данной ёмкости.

Такая проблема, кстати, существует у всех центрифуг с гидроприводом, особенно у центрифуг сопловых − с реактивным приводом и приводом типа ковшовой турбины (рисунок 1.4), в которых отводу из корпуса подлежат не только утечки через уплотнения ротора, но и жидкость, истекающая из сопел и используемая для их привода.

Одним из возможных вариантов решения этой проблемы является принудительное удаление накапливаемой жидкости с помощью специального насоса, например струйного типа, не содержащего подвижных частей и использующего для своей работы энергию самой жидкости.

На рисунке 5.4 представлен один из примеров такой откачки жидкости струйным насосом из корпуса реактивной центрифуги [52, 53]. Однако у этого технического решения есть существенный недостаток. Он состоит в том, что эжекция отводимой в картер очищенной в роторе жидкости осуществляется струёй жидкости загрязнённой. Происходит их перемешивание, что в результате приводит к снижению общей сепарационной эффективности центрифуги.



1 – корпус;
2 – крышка;
3 – сливная полость;
4 – ротор;
5 – сопла привода;
6 – подводящий канал;
7 – струйный насос;
8 – рабочее сопло насоса;
9 – соединительный канал;
10 – приемная камера насоса

Рисунок 5.4 – Реактивная центрифуга со струйным насосом (А. с. SU 1409330)

На рисунке 5.5 представлена конструктивная схема центрифуги с вихревым гидроприводом и также со струйным насосом [12]. Здесь нагнетаемый в центрифугу поток очищаемой жидкости предварительно проходит через

струйный насос, при этом засасывая загрязнённые утечки из корпуса, и лишь потом направляется в ротор, выходя из центрифуги полностью очищенным.

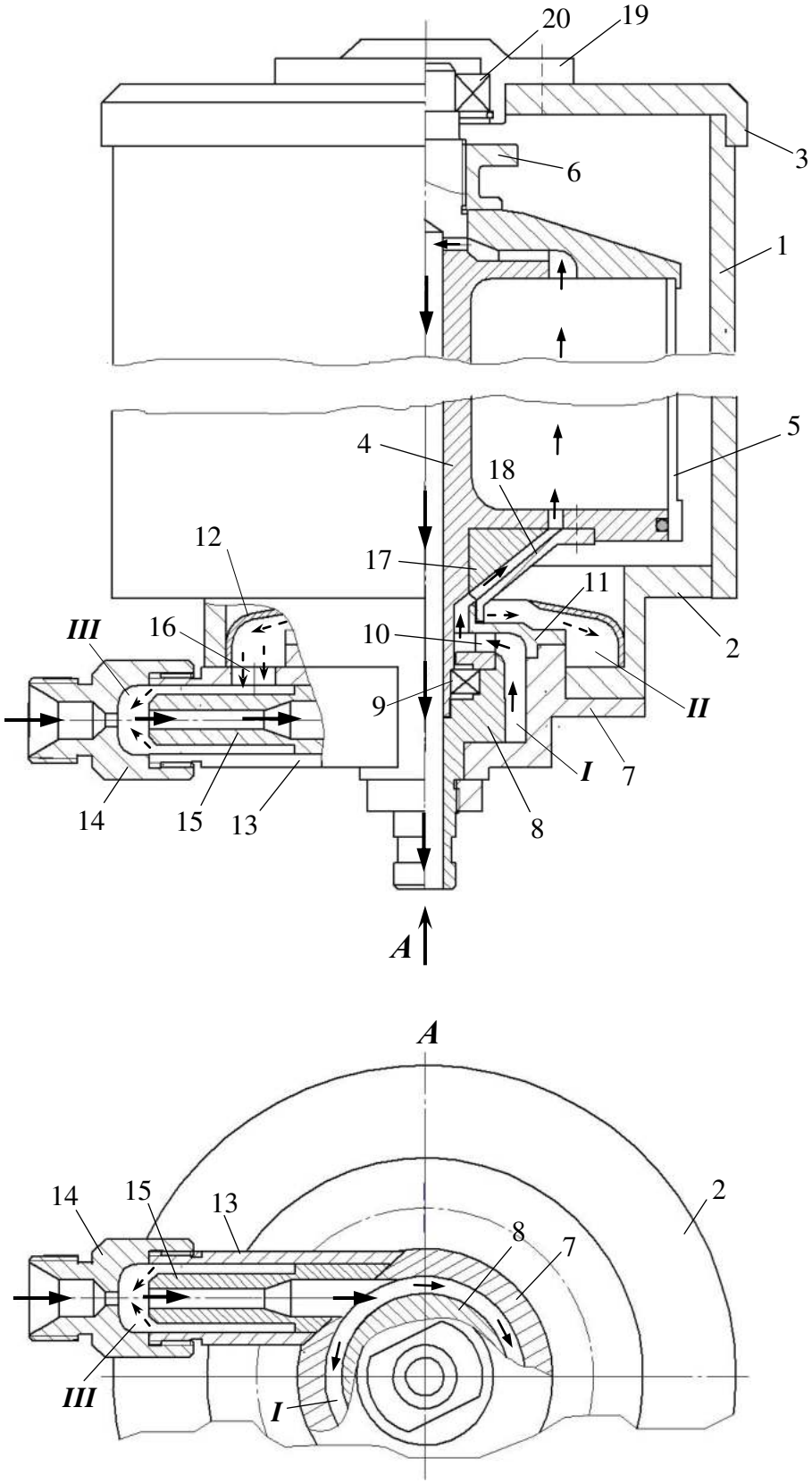


Рисунок 5.5 – Схема центрифуги с вихревым приводом
и независимым автономным расположением

В отличие от предыдущего примера этот очиститель включается в магистраль гидросистемы фактически как традиционныый полнопоточный фильтр: имея напорный вход загрязненной жидкости и выход очищенной также под давлением. Таким образом, расположение этой центрифуги в пространстве, ее компоновка по отношению к обслуживаемому агрегату или технической системе практически ничем не ограничены.

Центрифуга (рисунок 5.5) состоит из корпуса 1 с основанием 2 и крышкой 3, ротора, включающего колонку 4 и барабан 5, скреплённые гайкой 6. К основанию 2 крепится корпус 7 направляющего аппарата турбины гидропривода, в котором установлена нижняя опора 8 ротора с подшипником 9, вихревая камера 10 с тангенциальными входными каналами и крышкой 11.

Между опорой 8 и внутренними стенками корпуса 7 образована кольцевая цилиндрическая полость *I* для подачи жидкости к вихревой камере 10. В нижней части основания 2 установлен колпак-дефлектор 12, благодаря которому образуется полость *II* для сбора утечек жидкости из уплотнений ротора.

К корпусу направляющего аппарата 7 крепится струйный насос, состоящий из обоймы 13, сопла 14, диффузора 15, причем выход из диффузора осуществляется тангенциально в цилиндрическую полость *I* корпуса 7 направляющего аппарата гидропривода, а приёмная камера *III* насоса между его обоймой, диффузором и соплом соединена дренажным каналом 16 с полостью *II* корпуса под колпаком-дефлектором 12.

В нижней части колонки 4 ротора снаружи установлено коническое рабочее колесо турбины 17 с радиальными каналами прямоугольного сечения. Колесо зафиксировано на валу колонки коническим фланцем 18, который вместе с каналами образует проточную зону центробежной радиально-осевой турбины. Напротив каждого канала колеса в днище колонки 4 выполнены отверстия для ввода жидкости из турбинной ступени в сепарирующую полость ротора. Вывод жидкости из ротора осуществляется через систему радиальных каналов, образованных крышкой барабана 5 и колонкой 4, центральное сверление в ней и нижнюю опору ротора 8.

В крышке 3 установлена верхняя опора ротора 19 с подшипником 20.

Утечки загрязненной жидкости через бесконтактное цилиндрическое уплотнение турбинной ступени − между крышкой 11 вихревой камеры и коническим фланцем 18 рабочего колеса при вращении ротора отбрасываются на периферию и благодаря колпаку-дефлектору 12 концентрируются в полости *II* основания центрифуги 2. Поскольку эта полость соединена дренажным каналом 16 с приёмной камерой *III* струйного насоса, то происходит принудительное откачивание этих утечек и направление их в составе основного потока обратно в направляющий аппарат гидропривода. Таким образом, наличие колпака-дефлектора 12 предотвращает разбрызгивание жидкости во внутренней полости корпуса 1 центрифуги, попадание её на ротор и, тем самым, оказывает дополнительное сопротивление его вращению.

Весь поток жидкости, нагнетаемый к центрифуге, пропускается через сопло струйного насоса 14, далее, захватив загрязнённые утечки, проходит

через камеру смешивания и поступает в вихревой гидропривод, а затем в ротор. Из ротора очищенный поток выводится через нижний шип и отверстие в нижней опоре 8 ротора.

Установка струйного насоса требует повышения напора на входе в центрифугу. Оценим, насколько это критично, и каковы должны быть геометрические параметры насоса. Для этого выполним расчёт струйных насосов для центрифуг нескольких типоразмеров.

Расчёты произведём с помощью уравнения баланса энергий, несколько упрощённого, но проверенного на практике [1, 54–56]:

$$\frac{P_3 - P_1}{P_0 - P_1} \cdot \left(1 + \frac{Q_{эж}}{Q_0}\right)^2 = 0{,}6, \qquad (5.4)$$

где P_0 – давление на входе в струйный насос (центрифугу), бар;

P_1 – давление в приемной (эжекторной) камере насоса *III*, равное давлению в корпусе центрифуги *II*, бар;

P_3 – давление на выходе из насоса, равное давлению на входе в вихревой гидропривод, бар;

Q_0 – расход жидкости на входе в насос (центрифугу), м^3/с;

$Q_{эж}$ – эжектируемый расход, равный расходу утечек жидкости, м^3/с.

Опираясь на проведённые теоретические исследования и эксперименты, будем считать известными (заданными) расходы Q_0 и $Q_{эж}$, давление на выходе из насоса P_3 и давление в эжекторной камере насоса P_1. Тогда вычислению подлежит давление на входе в центрифугу P_0. Из уравнения (5.4) это давление равно:

$$P_0 = \frac{P_3 - P_1}{0{,}6} \cdot \left(1 + \frac{Q_{эж}}{Q_0}\right)^2 + P_1. \qquad (5.5)$$

Геометрические параметры струйного насоса (рисунок 5.6) находятся по следующим формулам [1]:

− диаметр рабочего сопла, м,

$$d_0 = \sqrt{\frac{4Q_0}{\pi\varphi \cdot [2(P_0 - P_1)/\rho]^{1/2}}}, \qquad (5.6)$$

где φ − коэффициент скорости истечения из сопла;

− диаметр камеры смешивания, м,

$$d_{см} = 1.47\left(1 + \frac{Q_{ин}}{Q_0}\right) \cdot d_0; \qquad (5.7)$$

− расстояние от сопла до камеры смешивания, м,

$$s = \frac{d_1}{a} - cd_0; \qquad (5.8)$$

− длина камеры смешивания $l_{см}$ (исходя из экспериментов, рекомендуется принять равной $l_{см} = (6...7)d_{см}$, м.

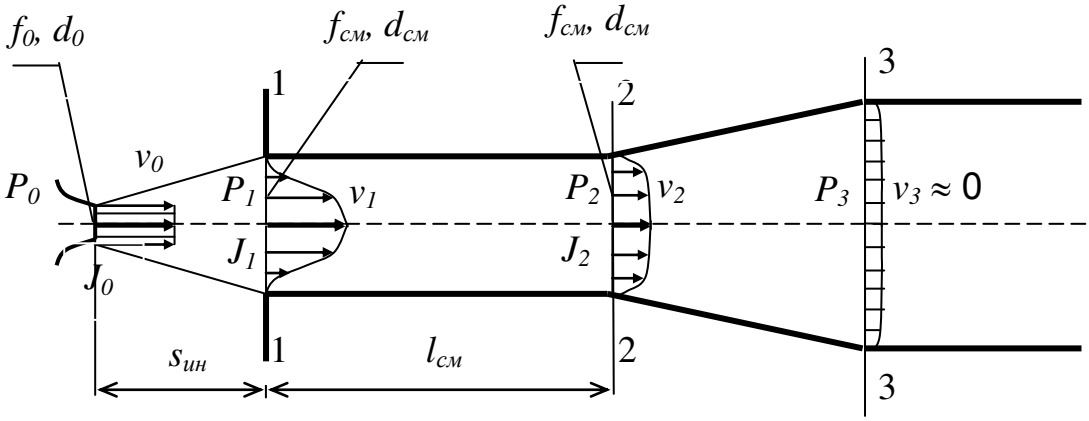


Рисунок 5.6 − Параметры струйного насоса
и схема движения жидкости в нем

В таблице 5.1 представлены результаты расчётов параметров струйных насосов, выполненных с помощью программного блока «БП–СН» для трёх типоразмеров роторов центрифуг (приложение 4).

Таблица 5.1 − Расчетные параметры струйных насосов
для центрифуг разных типоразмеров с вихревым приводом

Типоразмер ротора	P_0, бар	P_3, бар	P_1, бар	Q_0, л/мин	$Q_{эж}$, л/мин	d_0, мм	$d_{см}$, мм	s, мм	$l_{см}$, мм
V = 2 л	7,0	4,3	0,8	35,0	0,8	4,5	6,8	10,9	40
V = 4 л	8,0	4,8	0,8	45,0	2,0	4,9	7,6	12,3	43
V = 6 л	9,0	5,3	0,8	55,0	2,5	5,3	8,1	13,2	48

Как следует из таблицы, струйные насосы имеют небольшие размеры. При их использовании давление на входе в центрифугу повышается на 3…3,5 бар. Это можно считать вполне приемлемым, т.к. изначально необходимое рабочее давление в вихревым гидроприводе сравнительно низкое.

В связи с независимым автономным расположением центрифуги такого типа область её применения значительно шире по сравнению с предыдущими конструктивными вариантами. Теперь этот очиститель, подобно фильтру, может использоваться в установках по перекачке жидкости из одной ёмкости в другую с различной целью и одновременной ее очисткой. Например, передвижная установка BC HFP-01 (рисунок 5.7) для очистки жидкости в гидросистемах самолетов [57] содержит традиционные фильтры, которые рационально заменить центрифугой с вихревым приводом.

В результате, это улучшило бы качество очистки, исключило необходимость периодической замены фильтрующих элементов либо их промывки

и весьма трудоемкого технического обслуживания и дало бы определённый экономический эффект.

Центрифугу с независимым автономным расположением можно использовать и для очистки моторных масел в двигателях внутреннего сгорания больших объемов. При этом она может быть установлена даже на некотором удалении от двигателя и соединена с ним рукавами. Это может оказаться удобным для двигателей мощных машин, используемых в горнодобывающей промышленности, стационарных электрогенераторных установок, локомотивов, судов [58, 59, 60] (рисунок 5.8).





Рисунок 5.7 – Передвижная установка BC HFP-01 для очистки жидкости гидравлических систем самолетов

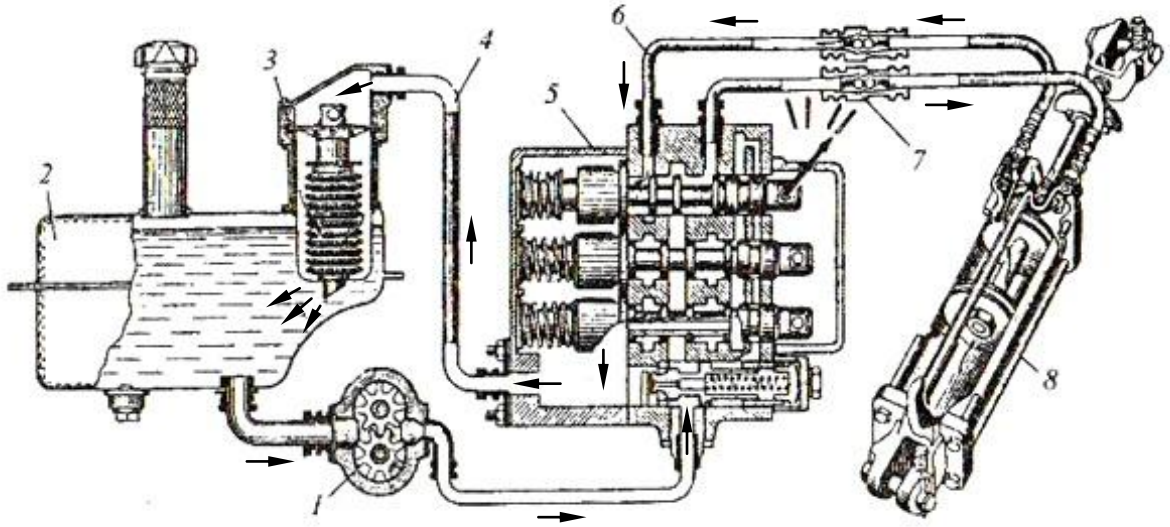




Рисунок 5.8 – Примеры перспективного использования центрифуг с вихревым приводом и независимым автономным расположением

5.3. Центрифуга с верхним расположением вихревого гидропривода и открытым корпусом

Центрифуги с вихревым приводом могут найти удачное применение в гидросистемах сельскохозяйственных машин, тракторов, дорожной, строительной и горнодобывающей техники. Практически во всех гидросистемах очистка масла выполняется фильтрами на сливе из распределителя в бак. При этом фильтр располагается либо непосредственно в самом баке (рисунок 5.9), либо в отдельном корпусе, присоединённом к гидробаку (5.10).

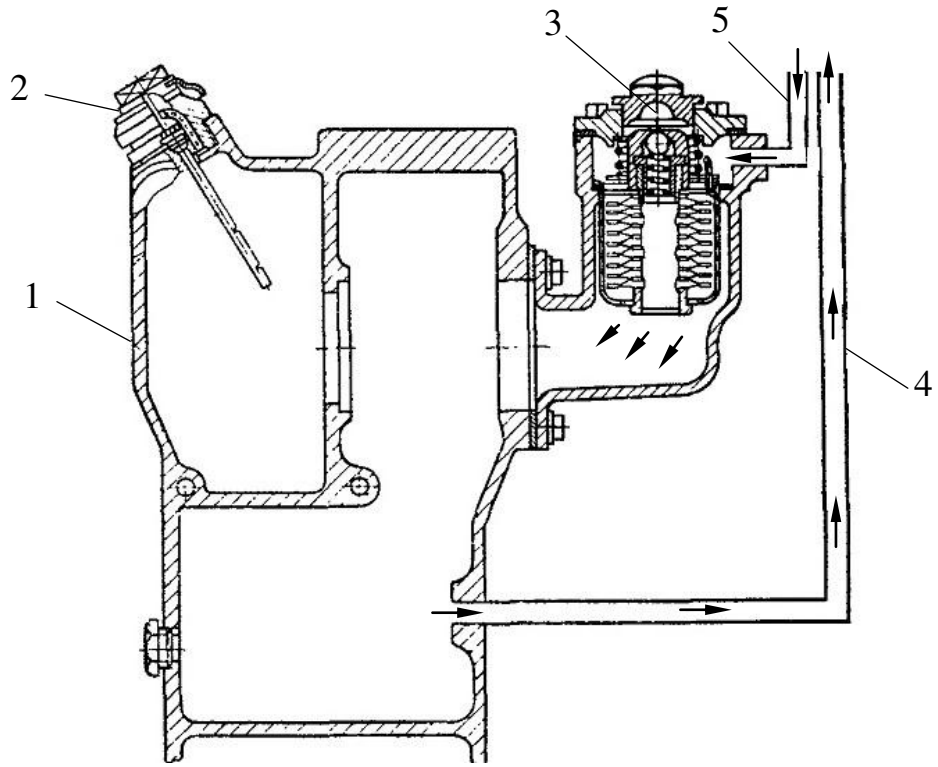


1 – гидронасос; 2 – масляный бак; 3 – фильтр; 4 – стальной трубопровод; 5 – распределитель; 6 – рукав высокого давления; 7 – разрывная муфта; 8 – гидроцилиндр

Рисунок 5.9 – Схема гидравлической навесной системы трактора МТЗ-80

Давление жидкости в сливной магистрали, т.е. перед фильтром небольшое и составляет порядка 1,5…2,5 бар. В этой связи продолжительность работы фильтра до его загрязнения и соответственно увеличения гидравлического сопротивления до начала срабатывания перепускного клапана весьма ограничена, что фактически исключает возможность установки в гидросистеме фильтров тонкой очистки.

Величина частиц загрязнений, задерживаемых применяемыми фильтрами, составляет от 25 мкм и более. Это достаточно грубая степень очистки, которая может вызвать преждевременный выход из строя прецизионных деталей распределителя. Улучшение тонкости очистки в данном случае можно осуществить заменой фильтров центрифугами с вихревым приводом, в которых даже при малом давлении на входе (1,5…2,5 бар) можно получить высокую скорость вращения ротора.



1 – корпус гидроподъемника (бак); 2 – сапун; 3 – фильтр гидросистемы;
4 – всасывающий трубопровод; 5 – сливной трубопровод

Рисунок 5.10 – Элементы гидросистемы трактора Т-25

На рисунке 5.11 представлена схема центрифуги с вихревым приводом и верхним подводом очищаемой жидкости [13].

Центрифуга состоит из опорного диска 1 с закрепленной в нем осью 2 и ротора, установленного на оси в подшипниках. Ротор включает в себя колонку 3 и барабан 4, скреплённые гайкой 5. К опорному диску 1 сверху прикреплён штуцер подвода жидкости 6, а снизу вихревая камера 7 направляющего аппарата турбины гидропривода с несколькими тангенциальными входными каналами 8. Проход жидкости из штуцера к вихревой камере осуществляется через систему отверстий 9 в опорном диске. В колонке 3 снаружи установлено рабочее колесо турбины 10 конической формы с рядом радиальных каналов прямоугольного сечения. Колесо зафиксировано на колонке коническим фланцем 11. Напротив каждого канала колеса в днище колонки выполнены отверстия для ввода жидкости из турбинной ступени в сепарирующую полость ротора. Вывод жидкости из ротора осуществляется через систему радиальных каналов 12 в нижней части колонки и далее по центральному каналу 13 наружу из центрифуги.

Таким образом, отличительной особенностью этой центрифуги является то, что вихревой гидропривод располагается над ротором.

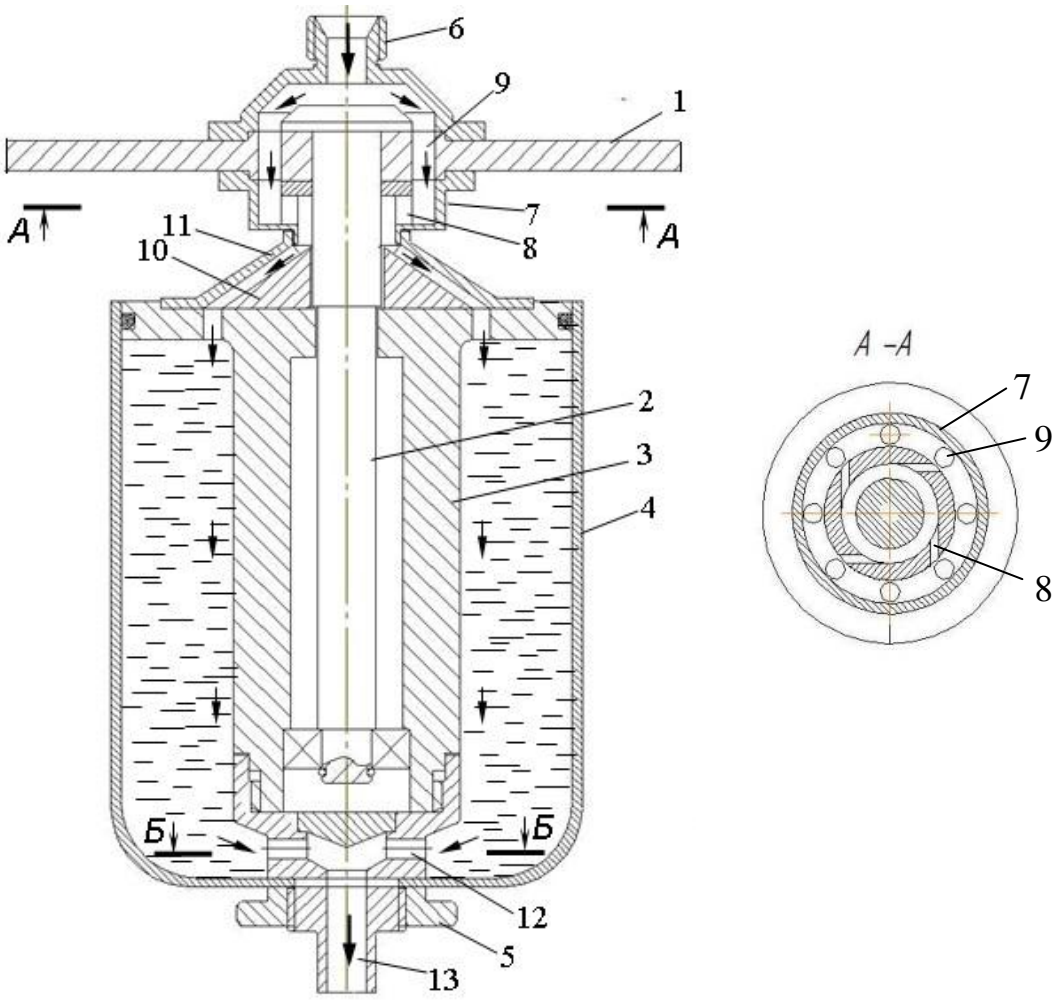
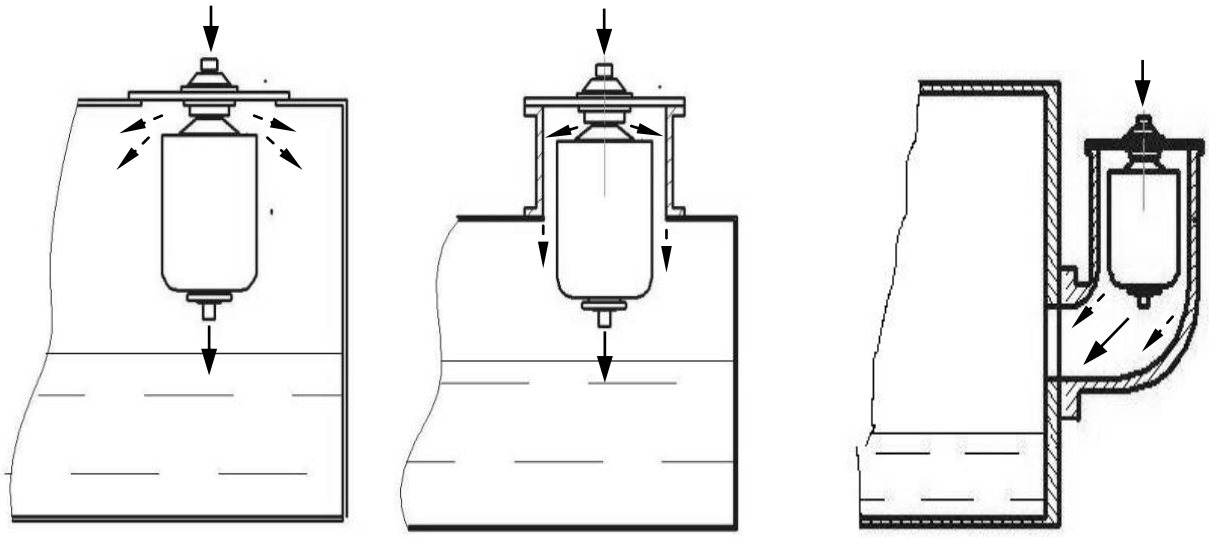


Рисунок 5.11 – Схема центрифуги с вихревым приводом
и верхним подводом жидкости

Очищаемая жидкость под давлением подаётся через штуцер 6 и систему отверстий 9 в опорном диске к вихревой камере 7 направляющего аппарата, затем в рабочее колесо турбины 10 и сепарирующую полость ротора, двигаясь сверху вниз. Очищенная в центробежном поле жидкость сливается из ротора вниз непосредственно в бак.

Кроме того, эта центрифуга в отличие от традиционных конструкций не имеет колпака корпуса. Благодаря этому утечки жидкости через цилиндрическое уплотнение турбинной ступени − между вихревой камерой 7 и коническим фланцем рабочего колеса 11 выбрасываются сразу в свободное пространство бака (рисунок 5.12 *а*), или же на стенки специальной камеры, в которой центрифуга установлена (рисунки 5.12 *б, в*) и далее стекают также в бак. В этом случае они не попадают на ротор, не создают воздушно-капельной среды в околороторном пространстве и, следовательно, не оказывают дополнительного сопротивления его вращению.



а *б* *в*

Рисунок 5.12 – Варианты монтажа на гидробаке центрифуги
с вихревым приводом и верхним подводом жидкости

Этот вариант центрифуг может быть применен не только в гидросистемах машин, но и в системах смазки двигателей внутреннего сгорания, трансмиссий, в стационарных установках по очистке отработанных масел и т.п.

5.4. Центрифуга с вихревым приводом в сравнении с другими гидроприводами

В главе 1 были описаны центробежные очистители технических жидкостей с гидравлическими приводами различных типов. Сравним их с центрифугой, имеющей вихревой гидропривод, по следующим категориям:

− функциональные возможности центрифуг;
− воздействие на очищаемую жидкость;
− энергопотребление и КПД центрифуг;
− скорость вращения ротора и сепарационная эффективность;
− позиционирование центрифуг в пространстве.

1. Функциональные возможности центрифуг

В центрифугах с гидроприводом, как правило, для привода ротора используется та же жидкость, которая подлежит очистке. Если эта жидкость, пройдя очистку в роторе, на выходе обладает достаточной энергией для выполнения какой-либо специальной функции, например транспортировки ее на некоторое расстояние, смазки узлов трения машины и т.д., то такие центрифуги называют полнопоточными. К ним относятся центрифуги с внутренним (или активным) приводом (рисунок 1.5), с приводом типа турбина Френсиса (рисунки 1.6, 1.7) и центрифуги с вихревым приводом (рисунок 1.9).

Преимущество этих приводов состоит в том, что момент аэродинамического сопротивления ротора здесь меньше в силу отсутствия капельного тумана в околороторном пространстве, что является следствием действия струйно-реактивного привода (рисунок 1.1) или ковшовой турбины (рисунок 1.4). Кроме того, меньше габаритные размеры корпуса центрифуги из-за отсутствия камеры (картера центрифуги) для сбора истекающей из сопел (форсунок) жидкости (рисунок 1.2). Вихревой привод помимо этого характеризуется еще и малыми гидравлическими потерями и способен обеспечить очень высокую скорость вращения.

К полнопоточным центрифугам также можно отнести очистители со струйно-реактивным приводом и с приводом турбиной ковшового типа. Однако в этих конструкциях часть нагнетаемого потока расходуется только для привода ротора, а другая часть очищается и под напором используется далее в системе смазки. В таких центрифугах имеет место повышенный расход рабочей жидкости и соответственно энергии для привода.

Неполнопоточные центрифуги − такие, в которых очищенная жидкость на выходе из ротора не обладает достаточным напором для выполнения каких-либо функций. Они имеют струйно-реактивный привод (рисунки 1.1, 1.3). В этих сепараторах очищенная жидкость выбрасывается из сопел привода, сливается в картер центрифуги и далее в некую ёмкость под действием гравитации. Несмотря на этот недостаток, они нашли широкое применение в двигателях внутреннего сгорания как отечественных, так и иностранных компаний [58–62].

2. Воздействие на очищаемую жидкость

В центрифугах со струйно-реактивным гидроприводом и с приводом турбиной ковшового типа при истечении из сопел наблюдается интенсивное распыление жидкости, что приводит к насыщению её воздухом (аэрации), вспениванию и активному окислению. Такое негативное воздействие на очищаемую жидкость отсутствует при использовании вихревого или внутреннего (активного) гидроприводов.

3. Энергопотребление, КПД центрифуг

Энергопотребление E центрифуги при очистке жидкости в общем случае состоит из затрат энергии на работу гидропривода и затрат на транзит загрязнённого потока через зону сепарации ротора. Определяется расходом жидкости Q и её давлением $p_{вх}$ на входе в центрифугу (напором) (3.1):

$$E = Q \cdot p_{вх}.$$

В центрифугах, где часть общего потока используется только для привода, а другая часть проходит очистку в роторе, суммарные энергозатраты на очистку заданного количества жидкости будут больше. К таким центрифугам относятся полнопоточные со струйно-реактивным приводом и с приводом турбиной ковшового типа.

В центрифугах с вихревым и внутренним приводом, а также струйно-реактивных неполнопоточных весь поток нагнетаемой жидкости очищается в роторе. Величина энергопотребления в этих центрифугах зависит от их кон-

структивных особенностей и характеризуется КПД, который здесь понимается как отношение энергии сопротивления вращению ротора к энергии потока на входе (3.6):

$$\eta = \frac{M_c \cdot \omega}{Q \cdot p_{вх}} (\times 100\%).$$

У центрифуг с вихревым приводом КПД составляет около 50% при оптимальном выборе его геометрических параметров (таблица 3.4). У неполнопоточных струйно-реактивных центрифуг КПД, в среднем, также составляет около 50%. Однако при оптимальном выборе параметров реактивного гидропривода: диаметра сопел, радиуса их выноса и высокоточном их изготовлении КПД может достигать 60…65% [1].

У центрифуг с внутренним (активным) приводом КПД будет ниже в 1,5–2 раза [3].

4. Скорость вращения ротора и сепарационная эффективность

Теоретические исследования и результаты экспериментов показали, что вихревой привод позволяет получить высокую скорость вращения ротора, которая недоступна центрифугам другого типа. Однако для этого требуется большой расход на привод, что негативно сказывается на эффективность очистки.

Как было показано ранее (гл. 3.2.3), тонкость очистки (3.8) и, значит, сепарационная эффективность центрифуги зависит от трёх факторов:

− физических свойств очищаемой дисперсной системы, характеризуемых параметром $\kappa_{сдс}$;

− объёма ротора, его формы и конструктивного устройства его внутреннего сепарационного пространства, характеризуемых параметром $\kappa_{кон}$;

− кинематических и энергетических характеристик центрифуги, т.е. скорости вращения и расхода на привод, характеризуемых параметром $\kappa_{кин}$.

При сравнении центрифуг с разным объёмом ротора оценочным параметром является (3.19):

$$\kappa_c = \kappa_{кин} \cdot \kappa_{кон} = A \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\omega \cdot \sqrt{V}}.$$

Чем он меньше, тем выше сепарационная эффективность очистителя. Здесь параметр A (3.16) равен 4,7 при оптимальной конструкции сепарационной зоны ротора. В других случаях он значительно больше.

Если абстрагироваться от геометрии внутреннего пространства ротора, то оценочным критерием эффективности гидропривода будет параметр $\kappa_c = \frac{\sqrt{Q}}{\omega \cdot \sqrt{V}}$ в сочетании с необходимым давлением на входе $p_{вх}$.

В таблице 5.2 приведены результаты расчётов этого параметра κ_c для серийных центрифуг с гидроприводами различных производителей [62–64], а также экспериментальной центрифуги ЭЦФвп-2.

Таблица 5.2 – Характеристики центрифуг с гидроприводом

Марка двигателя (марка центрифуги)	Тип привода	Объём ротора V, см^3	Частота вращения ротора n, об/мин	Расход жидкости на привод Q, л/мин	Перепад давлений ΔP, МПа	$\kappa_c \cdot 10^3$
Россия (СССР)						
Д-75	Струйно-реактивный	500	6700	13,0	0,6	0,94
СМД-7		550	7800	13,3	0,6	0,78
Д-130		670	6500	12,7	0,5	0,83
ЯМЗ-236		1050	5000	11,4	0,7	0,81
СМД-60		1400	7000	40,0	0,5	0,94
УрАЗ-355К		670	7100	15,9	0,5	0,85
ЗИЛ-130		950	5000	10,0	0,3	0,80
Д-240	Активный (внутренний)	800	6000	26,0	0,45	1,17
КамАЗ-740		1200	5000	26,0	0,50	1,15
Чехия (Чехословакия)						
RH-3A	Струйно-реактивный	860	8300	10,0	0,5	0,51
RH-4B		860	6600	8,6	0,5	0,59
«MANN+HUMMEL»						
FM 200	Струйно-реактивный	2000	4850	21,0	0,7	0,83
FM 400		4000	4650	51,0	0,7	0,97
FM 600		6000	3800	75,0	0,7	1,14
«Glacier»						
GF-0	Струйно-реактивный	175	9000	3,4	0,56	0,58
GF-1		550	6500	7,6	0,56	0,71
GF-2		1250	6000	15,0	0,56	0,71
Экспериментальная центрифуга						
ЭЦФвп-2	Вихревой	2000	9900	29,8	0,4	0,48
		2000	12600	34,7	0,6	0,41

Как следует из этой таблицы, полнопоточные центрифуги с активным «внутренним» приводом (двигателей Д-240, КамАЗ-740) имеют самые высокие показатели параметра κ_c, т.е. существенно уступают в сепарационной эффективности неполнопоточным струйно-реактивным центрифугам.

Вместе с тем, полнопоточная экспериментальная центрифуга с вихревым приводом ЭЦФвп-2 превосходит все модели, рассматриваемые в таблице (минимальные значения κ_c).

Самая крупная центрифуга компании Mann+Hummel − FM 600 [60] (рисунок 5.13) имеет критически малую скоростью вращения и соответственно низкие показатели эффективности гидропривода (критерий $\kappa_c(\cdot 10^3)$ здесь также один из самых высоких, равен 1,14). Эта модель с реактивным приводом применяется на крупных дизельных двигателях судов, локомотивов и стационарных электрогенераторных установок (рисунок 5.13).

В связи с этим, представляет интерес оценить, как изменится эффективность этой центрифуги, если перевести её на вихревой гидропривод, оставив неизменными базовые детали (корпус и ротор).

Нами были проведены такие расчеты. Их результаты приведены в приложении 5.



Рисунок 5.13 − Центрифуга FM 600 производства MANN+HUMMEL
и двигатель компании MTU Friedrichshafen (Германия)
серии V4000 с двумя маслоочистительными центрифугами

При этом фактически конструктивно были проработаны два новых узла центрифуги: колонка и ось ротора. Таким образом, исходные параметры расчетов были следующими:

− диаметр ротора D = 0,225 м;
− высота ротора H = 0,265 м;
− диаметр верхнего уплотнения ротора d_{y1} = 0,021 м;
− длина верхнего уплотнения ротора h_{y1} = 0,020 м;
− диаметр нижнего уплотнения ротора d_{y2} = 0,025 м;
− длина нижнего уплотнения ротора h_{y2} = 0,015 м;
− радиальный зазор в уплотнениях $\delta = 5 \cdot 10^{-5}$ м;
− плотность масла ρ = 890 кг/м^3;
− кинематическая вязкость масла $\nu = 10 \cdot 10^{-6}$ м^2/с;
− расход на привод Q = 75 л/мин;
− частота вращения ротора исходная n = 3000 об/мин;
− частота вращения ротора проектируемая n = 8000 об/мин.

В результате расчетов получены следующие данные:
− радиус выхода из вихревой камеры R_1 = 0,030 м;
− радиус вихревой камеры R_k = 0,032 м;
− ширина тангенциальных каналов вихревой камеры b = 0,002 м;
− количество каналов вихревой камеры z = 2;
− высота каналов вихревой камеры h = 0,010 м;
− радиус непроточной зоны вихревой камеры R_m = 0,025 м;
− гидравлические потери в вихревой камере $\Delta p_{вк}$ = 1,64 бар.

Таким образом, если тихоходную центрифугу FM 600 перевести на вихревой гидропривод, то при расходе жидкости в гидроприводе Q = 75 л/мин скорость вращения ротора будет порядка 8000 об/мин при сравнительно небольших гидропотерях в вихревой камере. При этом оценочный параметр эффективности гидропривода $\kappa_c \cdot 10^3$ составит 0,55, что в два раза меньше исходного значения. Это означает, что такая центрифуга будет гарантированно задерживать частицы загрязнений с минимальным размером δ, в два раза меньшим, чем улавливаемых серийной центрифугой.

5. Позиционирование центрифуг в пространстве

Центрифуга с вихревым приводом, в силу его особенностей, в отличие от очистителей с другими типами гидроприводов может быть достаточно просто и надёжно обеспечена автономностью своего размещения в пространстве относительно обслуживаемой ею технической системы. Тому способствуют сравнительно малый напор жидкости и повышенный её расход, требуемые для работы гидропривода. Это позволяет, установив струйный насос на входе в центрифугу, обеспечить принудительную откачку утечек жидкости из её корпуса. Таким образом, центрифуга, подобно фильтру, может устанавливаться в любом месте на двигателе, агрегате, машине, в помещении и т.д.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе исследован новый тип гидропривода для центрифуг, названный авторами *вихревым*. Его новизна подтверждена четырьмя патентами.

Дано теоретическое и экспериментальное обоснование оптимальных параметров вихревого гидропривода. Показано его преимущество над другими и, в частности, над наиболее распространённым струйно-реактивным приводом. При небольшом давлении на входе в центрифугу вихревой привод позволяет получить высокую скорость вращения ротора.

Для вычисления параметров вихревого гидропривода разработаны программные модули в приложении MathCAD. Разработана методика проектирования центрифуги с вихревым приводом и представлена блок-схема алгоритма расчётов его оптимальных параметров.

Приведены результаты обработки экспериментов, примеры расчётов гидравлических потерь в центрифуге, параметров струйного насоса, а также проектирования центрифуг с вихревым приводом.

Расчеты выполнены в приложении MathCAD по разработанным программам и могут быть непосредственно использованы при проектировании центрифуг с другими исходными данными.

Изложенные в работе результаты могут быть полезны для научных работников и конструкторов, занимающихся очисткой жидкостей, а также студентов и аспирантов технических вузов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Снежко А.В. Центрифуги с реактивным приводом (конструкция, теория, расчёт, применение): монография / А.В. Снежко, В.А. Снежко. – Зерноград; Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2018. – 222 с.
2. А 1 549175 СССР В 04 В 9/10. Центрифуга для очистки жидкости / Гофштейн О.И., Банников В.Ф., Бородин В.А., Никоноров В.А. – № 1880916; заявл. 08.02.73; опубл. 05.03.77// Открытия. Изобретения. – 1977. – № 19.
3. Григорьев М.А. Анализ внутреннего гидропривода масляной центрифуги дизельного двигателя / М.А. Григорьев, В.Д. Исаенко // Двигателестроение. − 1982. − № 4. – С. 33–35.
4. Банников В.Ф. Исследование масляной центрифуги с реактивно-активным приводом ротора для тракторных дизелей большой мощности типа А-01М / В.Ф. Банников, В.А. Бородин, В.В. Куценко // Проблемы форсирования и надежности тракторных двигателей и их агрегатов: материалы 3-й науч.-технич. конф. НИИКТИД. – Ярославль, 1976.
5. Ионас Я.Б. Полнопоточные центрифуги с бессопловым гидравлическим приводом / Я.Б. Ионас, Н.Б. Старинский, М.М. Голубович // Автомобильная промышленность. − 1973. − № 5.
6. Исследование гидравлических приводов центрифуг / М.А. Григорьев, В.В. Соколов, В.И. Бакулин, П.Д. Касич, Н.И. Сигал // Автомобильная промышленность. – 1974. − № 1.
7. А 1 601048 СССР В 04 В 1/02 В 04 В 9/06. Центрифуга для очистки жидкости / Чернышенко И.Я., Венченков Н.А., Рябинин Н.П., Деплов А.И., Ходаков В.А., Хохряков Б.Н. – № 2376329/23-13; заявл. 21.06.76; зарегистр. 14.12.1977.
8. А 1 1743644 СССР В 04 В 1/00. Центрифуга для очистки жидкости / Ходаков В. А. – № 4849876/13; заявл. 10.07.90 // Открытия. Изобретения. – 1992. – № 24.
9. Снежко А.В. Совершенствование очистки автотракторных масел центрифугой с внутренним гидроприводом: дис. канд. техн. наук / А.В. Снежко. – Зерноград, 2000. – 152 с.
10. Пат. RU 2725791 C1, B04B 1/02, B04B 3/00, B04B 9/06. Полнопоточная центрифуга с вихревым приводом / Снежко А.В., Снежко В.А.; заявитель и патентообладатель Азово-Черноморский инженерный институт. − № 2019135898; заявл. 7.11.2019; опубл. 06.07.2020, Бюл. № 19. − 4 с.: ил.
11. Пат. RU 2758406 C1, B04B 1/00, B04B 1/06, B04B 9/06. Центрифуга с вихревым приводом и регулируемым потоком очищаемой жидкости / Снежко А.В., Снежко В.А.; заявитель и патентообладатель Азово-Черноморский инженерный институт. − № 2020141275; заявл. 14.12.2020; опубл. 28.10.2021, Бюл. № 31. − 4 с.: ил.
12. Пат. RU 2772339 C1, B04B 1/02, B04B 3/00, B04B 9/06. Полнопоточная центрифуга с вихревым приводом и независимым автономным расположени-

ем / Снежко А.В., Снежко В.А.; заявитель и патентообладатель Азово-Черноморский инженерный институт. − № 20211062575; заявл. 10.03.2021; опубл. 18.05.2022, Бюл. № 14. − 4 с.: ил.

13. Пат. RU 2786627 C1, B04B 9/14; B04B 1/02; B04B 3/00. Центрифуга с верхним расположением вихревого гидропривода и открытым корпусом / Снежко А.В., Снежко В.А.; заявитель и патентообладатель Азово-Черноморский инженерный институт. − № 2022124704; заявл. 19.09.2022; опубл. 22.12.2022, Бюл. № 36. − 4 с.: ил.

14. Хавкин Ю.И. Центробежные форсунки / Ю.И. Хавкин. – Л.: Машиностроение, 1976.

15. Гольдштик М.А. Вихревые потоки / М.А. Гольдштик. – Новосибирск: Наука, 1981. − 366 с.

16. Дитякин Ю.Ф. Распыливание жидкостей / Ю.Ф. Дитякин, Л.А. Клячко, Б.В. Новиков, В.И. Ягодкин. – 2-е изд., доп. и перераб. − М.: Машиностроение, 1977. – 208 с.

17. Витман Л.А. Распыливание жидкости форсунками / Л.А. Витман, Б.Д. Кацнельсон, И.И. Палеев. − М.: Госэнергоиздат, 1962. − 264 с.

18. Степанов Г.Ю. Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей / Г.Ю. Степанов. – М.: Машгиз, 1958. – 350 с.

19. Филиппов И.Ф. Основы теплообмена в электрических машинах / И.Ф. Филиппов. – Л.: Энергия, 1974. – 384 с.

20. Лебедев И.В. Элементы струйной автоматики / И.В. Лебедев, С.Л. Трескунов, В.С. Яковенко. – М.: Машиностроение, 1973. − 360 с.

21. Снежко В.А. К обоснованию параметров внутреннего гидропривода автотракторных центрифуг / В.А. Снежко, Е.М. Пироженко, А.В. Снежко. − Зерноград: АЧГАА, 1996. − 13 с. – Деп. в ВИНИТИ 07.02.97, № 373−В97.

22. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. − 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.

23. Риман И.С. О сопротивлении трения при течении жидкости в трубах некруглого сечения / И.С. Риман // Промышленная аэродинамика. Аэродинамика лопаточных машин, каналов и струйных течений. – М., 1977. – 208 с.

24. Снежко В.А. Диссипативные потери в вихревой камере гидропривода автотракторных центрифуг / В.А. Снежко, Е.М. Пироженко, А.В. Снежко. − Зерноград: АЧГАА, 1997. − 13 с. – Деп. в ВИНИТИ 05.02.98, № 340−В98.

25. Борисенко А.И. Охлаждение промышленных электрических машин / А.И. Борисенко, О.Н. Костюков, А.И. Яковлев. − М.: Энергия, 1974. – 297 с.

26. Чумаченко В.И. Исследование гидравлических сетей газовых турбин с жидкостным охлаждением: дис. канд. техн. наук / В.И. Чумаченко. − Харьков: ХАИ, 1974.

27. Щукин В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил / В.К. Щукин. − 2-е изд., перераб. и доп. − М.: Машиностроение, 1980. – 240 с.

28. Белавина Т.В. Гидродинамика и теплообмен во вращающихся каналах различной формы при ламинарном режиме течения (обзор) / Т.В. Белавина, Я.Д. Золотоносов // Проблемы энергетики. − 2005. − № 9−10.
29. Мальцев В.В. Исследование движения газа и теплоотдачи во вращающихся роторах / В.В. Мальцев // Вестник электропромышленности. – 1960. − № 8. – С. 15−22.
30. Марцинковский В.А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов / В.А. Марцинковский. – М.: Машиностроение, 1970. – 272 с.
31. Байбиков А.С. Гидродинамика вспомогательных трактов лопастных машин / А.С. Байбиков, В.К. Караханьян. – М.: Машиностроение, 1982. – 112 с.
32. Голубев А.И. Современные уплотнения вращающихся валов / А.И. Голубев. – М.: Машгиз, 1963.
33. Бессонов А.Г. Методика приближённого расчёта аэродинамических потерь гиромотора / А.Г. Бессонов // Известия высших учебных заведений. Приборостроение. − 1966. − № 3. – С. 93.
34. Снежко А.В. Обоснование размеров щелевых цилиндрических уплотнений центрифуг с гидроприводом / А.В. Снежко // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. – № 7. – С. 27–30.
35. Снежко А.В. К обоснованию оптимального зазора в подшипниках скольжения маслоочистительных центрифуг / А.В. Снежко // Вестник АПК Ставрополья. − 2015. – № 2 (18). – С. 63–67.
36. Коровчинский М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения / М.В. Коровчинский. − М.: Машгиз, 1959.
37. Волков Л.К. Приборные шариковые подшипники: справочник / Л.К. Волков, Г.А. Веркович, В.А. Голубков, Т.А. Ераков. − М.: Машиностроение, 1981. – 351 с.
38. Снежко А.В. Методика расчета параметров вихревой камеры активного гидропривода маслоочистительных центрифуг / А.В. Снежко, В.А. Снежко, А.В. Асатурян // Вестник аграрной науки Дона. − 2021. − № 2 (54).
39. Непогодьев А.В. Влияние скорости потока масла в роторе на эффективность центрифуги / А.В. Непогодьев // Труды семинара по очистке воздуха, масла и топлива 27–28 мая 1963 г. Вып. 4. − М., 1964.
40. Пат. RU 2604378 C1, B04B 1/00, B04B 11/00, B04B9/06. Центрифуга для очистки технических масел / Снежко В.А., Снежко А.В.; заявитель и патентообладатель Азово-Черноморский инженерный институт. − № 2015124717; заявл. 23.06.2015; опубл. 16.11.201, Бюл. № 34.
41. Соколов В.И. Современные промышленные центрифуги / В.И. Соколов. – М.: Машиностроение, 1967. – 452 с.
42. Житомирский Е.С. Опыт доводки полнопоточных масляных центрифуг для двигателей мощностью 75–150 л.с. / Е.С. Житомирский // 8-й Межотраслевой семинар-совещание по очистке воздуха, масла и топлива с целью увеличения долговечности двигателей. − М., 1967.

43. Рабочая программа-методика эксплуатационных испытаний опытных образцов центробежных очистителей моторных масел на двигателях внутреннего сгорания. – Зерноград: Северо-Кавказская государственная машиноиспытательная станция, 1990. − 7 с.
44. Григорьев М.А. Качество моторных масел и надежность двигателей / М.А. Григорьев, Б.М. Бунаков, В.А. Долецкий. − М.: Изд-во стандартов, 1981. − 232 с.
45. Селиванов А.И. Теоретические основы ремонта и надежности сельскохозяйственной техники / А.И. Селиванов, Ю.Н. Артемьев. – М.: Колос, 1978. – 248 с.
46. Михлин В.М. Управление надежностью сельскохозяйственной техники / В.М. Михлин. – М.: Колос, 1984. − 335 с.
47. ОАО «Минский моторный завод». Официальный сайт [Электронный ресурс]. − Режим доступа: https://www.po-mmz.minsk.by.
48. ОАО «Минский тракторный завод». Официальный сайт [Электронный ресурс]. − Режим доступа: http://belarus-tractor.com.
49. Пат. RU 2544657 C1, B01D 17/038, F16N 39/06. Передвижная сепарационная установка / Снежко А.В., Снежко В.А.; заявитель и патентообладатель Азово-Черноморский инженерный институт. − № 2013155806; заявл. 16.12.2013; опубл. 20.03.2015, Бюл. № 8.
50. Григорьев М.А. Автомобильные и тракторные центрифуги / М.А. Григорьев, Г.П. Покровский. – М.: Машгиз, 1961. – 183 с.
51. Дегтярёв В.А. Исследование реактивных масляных центрифуг / В.А. Дегтярёв, Н.П. Рябинин // Труды ВНИПТИМЭСХ. – 1960. – Вып. 3. – Ростов-на-Дону: Издательство Ростовского университета, 1960. – С. 123−145.
52. А 1 1409330 СССР В 04 В 3/00. Центрифуга для очистки жидкости / Снежко В.А., Пироженко Е.М., Чернышенко И.Я. – № 3976701/30; заявл. 10.09.1985; опубл. 15.07.1988, Бюл. № 26.
53. Пат. US 4046315A Centrifugal separator with discharge pump / James C. Klingenberg, Hiralal V. Patel, Philip W. Morse; опубл. 06.09. 1977.
54. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй / Г.Н. Абрамович. – М.: Физматгиз, 1960. – 720 с.
55. Гиневский А.С. Теория турбулентных струй и следов / А.С. Гиневский. − М.: Машиностроение, 1969. – 400 с.
56. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки / Б.Ф. Лямаев. − Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988. – 270 с.
57. Установка для очистки гидравлической жидкости гидросистемы ВС HFP-01 [Электронный ресурс]. − Режим доступа: https://www.oborudunion.ru/ustanovka-dlya-ochistki-gidravlicheskoy-jidkosti-gidrosistemy-vs-hfp-01-1000310870.
58. Снежко А.В. К оценке эффективности центробежного способа очистки масла в двигателях внутреннего сгорания / А.В. Снежко // Новые технологии в переработке и утилизации отработанных масел и смазочных материалов:

сб. тезисов Междунар. науч-практич. конф. РГУ нефти и газа им. Губкина. – М., 2003. – 76 с.

59. Снежко В.А. Сравнительный анализ систем очистки масел в двигателях внутреннего сгорания / В.А. Снежко, А.В. Снежко // Пути повышения эффективности функционирования колесных и гусеничных машин в сельскохозяйственном производстве: межвузовский сб. науч. работ / АЧГАА. – Зерноград, 2005. − С. 87−96.

60. Официальный сайт Autowin Systems Pvt. Ltd. [Электронный ресурс]. − Режим доступа: http://www.autowinsystems.com.

61. Официальный сайт Spinner II [Электронный ресурс]. − Режим доступа: http://www.allieddreliability.com/spinner-ii-oil-cleaning-centrifuges.

62. Официальный сайт MANN+HUMMEL [Электронный ресурс]. − Режим доступа: https://oem.mann-hummel.com/en/oem-products/centrifuges.

63. Официальный сайт Glacier Industrial Products [Электронный ресурс]. − Режим доступа: https://glacierindustrial.com/glacier_purification_systems/ centrifuge-models/.

64. Снежко В.А. Сравнительная оценка центрифуг с гидроприводом / В.А. Снежко, А.В. Снежко // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Процессы и машины агроинженерных систем. Технические науки. − 2004. − С. 28.

Приложения

Приложение 1

Расчет гидравлических потерь в экспериментальной центрифуге ЭЦФвп-2

Вариант № 5: вставка-завихритель №2 (табл. 3.10)

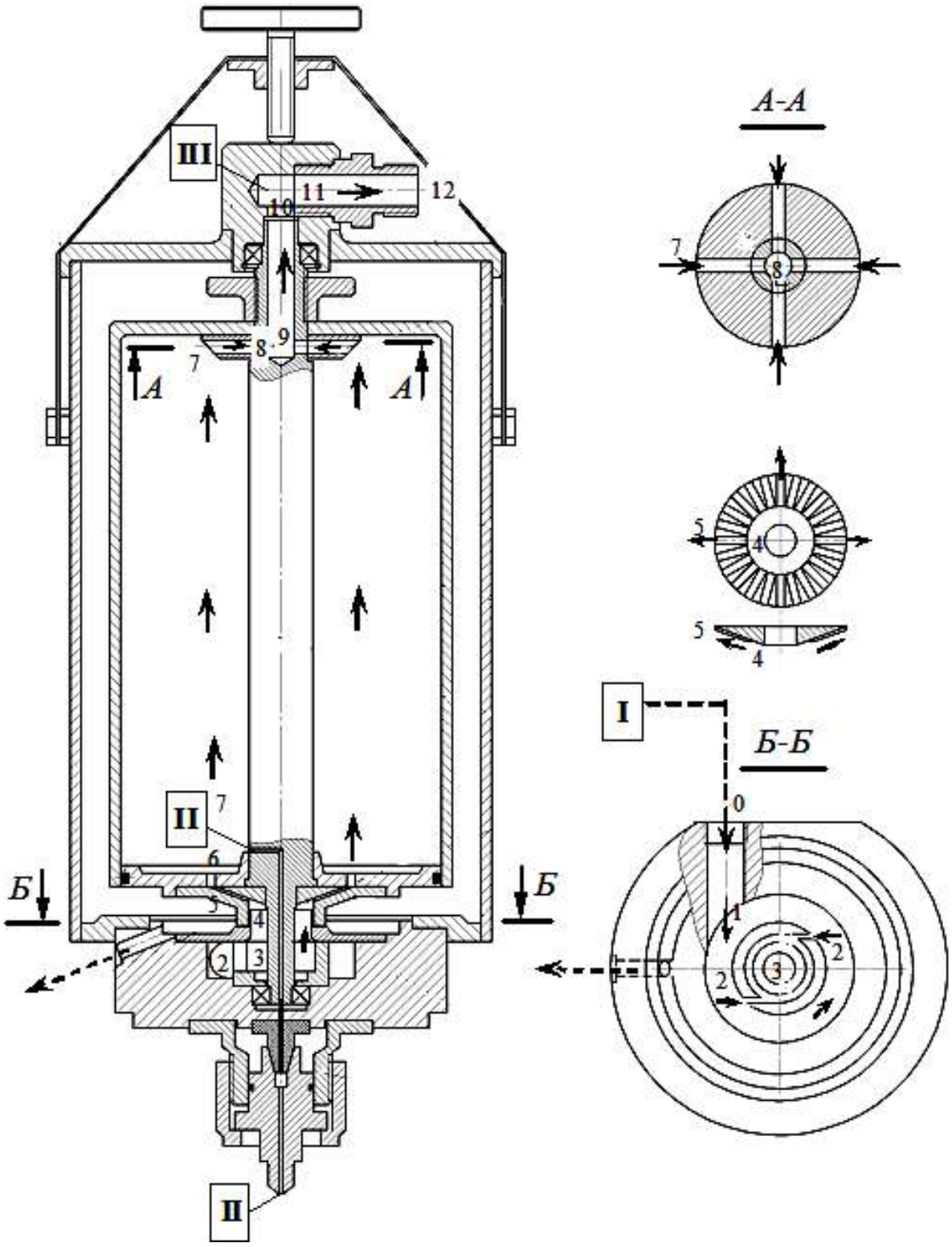


Рисунок 1 − Схема участков гидравлических потерь центрифуги ЭЦФвп-2 (I, II, III − точки измерения давления жидкости)

Исходные данные

Свойства рабочей жидкости

$\rho := 890$ - плотность (кг/м^3)

$\nu := 12$ - кинематическая вязкость (сСт) $\nu := \nu \cdot 10^{-6}$ $\nu = 1.2 \times 10^{-5}$ м^2/с

$\mu := \rho \cdot \nu$ - динамическая вязкость (Па*с) $\mu = 0.011$

Параметры работы центрифуги

$Q := 32.2$ - расход жидкости на входе в центрифугу (л/мин) $q := \frac{Q}{60000}$ $q = 5.367 \times 10^{-4}$ (м^3/с)

$Q_y := 2.4$ - утечки жидкости через уплотнение турбинной ступени (л/мин) $q_y := \frac{Q_y}{60000}$ $q_y = 4 \times 10^{-5}$ (м^3/с)

$Q_{пр} := Q - Q_y$ - расход жидкости на привод ротора (л/мин) $q_{пр} := \frac{Q_{пр}}{60000}$ $q_{пр} = 4.967 \times 10^{-4}$ (м^3/с)

$P_{вх} := 4$ - давление на входе в центрифугу (бар) $P_{вх} := P_{вх} \cdot 10^{-5}$ $P_{вх} = 4 \times 10^{-5}$ (Па)

$n := 9900$ - частота вращения ротора (об/мин) $\omega := \frac{\pi}{30} \cdot n$ $\omega = 1.037 \times 10^3$ (рад/с)

$P_p := 1.4$ - давление внутри ротора (бар)

Конструктивные параметры корпуса вихревой камеры (ВК)

$H_{вк} := 0.015$ - высота корпуса ВК (м)

$R_{вк} := 0.028$ - радиус корпуса ВК (м)

$D_{вх} := 0.013$ - диаметр отверстия ввода жидкости в корпус ВК (м)

$R_1 := 0.0115$ - радиус выходного отверстия ВК (м)

Конструктивные параметры вставки-завихрителя (направляющего аппарата - НА)

$z := 2$ - число каналов вставки-завихрителя (НА)

$b := 0.002$ - ширина канала вставки (м)

$h := 0.0112$ - высота каналов вставки (м)

$R_k := 0.0129$ - внутренний радиус вставки (м)

$r_н := 0.0175$ - наружный радиус вставки (м)

$R := 0.0119$ - радиус (плечо) ввода жидкости в завихритель (м)

Конструктивные параметры рабочего колеса турбины (РК)

$l_{рк} := 0.012$ - длина каналов рабочего колеса (м)

$b_{рк} := 0.003$ - ширина каналов рабочего колеса (м)

$h_{рк} := 0.0018$ - высота каналов рабочего колеса (м)

$r_{вх} := 0.014$ - радиус входа в каналы рабочего колеса (м)

$r_{вых} := 0.025$ - радиус выхода из каналов рабочего колеса (м)

$z_{рк} := 24$ - число каналов рабочего колеса (РК)

Конструктивные параметры выходного коллектора (КВ) ротора и его выходного центрального канала (ЦК)

$l_{квых} := 0.023$ - длина каналов коллектора (м)

$d_{квых} := 0.005$ - диаметр каналов коллектора (м)

$k_{квых} := 4$ - количество каналов коллектора (КВ)

$d_{ц} := 0.01$ - диаметр центрального выходного канала ротора (м)

$l_{ц} := 0.052$ - длина центрального выходного канала ротора (м)

1. Путевые потери при входе в вихревую камеру (на участке от I точки измерения давления до ВК)

1.1. В рукаве подвода жидкости (РВД)

$d_p := 0.016$ - внутренний диаметр канала рукава (м)

$l_p := 0.45$ - длина участка рукава (м)

$v_p := \frac{4q}{\pi \cdot d_p^{\,2}}$ - скорость потока в канале рукава (м/с) $v_p = 2.669$

$Re_p := v_p \cdot \frac{d_p}{\nu}$ - число Рейнольдса на участке $Re_p = 3.559 \times 10^3$

$\lambda_p := \frac{0.3164}{Re_p^{\,0.25}}$ - коэффициент гидр.трения в рукаве /22/ $\lambda_p = 0.041$

$\zeta_p := \lambda_p \cdot \frac{l_p}{d_p}$ - коэффициент сопротивления на участке

$\Delta P_{рук} := 10^{-5} \cdot \zeta_p \cdot \left(\frac{\rho \cdot v_p^{\,2}}{2} \right)$ - гидравлические потери в рукаве (бар) $\boxed{\Delta P_{рук} = 0.037}$

1.2. На участке 0-1 (входной канал корпуса вихревой камеры) (рис. 1)

$d_{01} := 0.012$ - диаметр входного канала (м)

$l_{01} := 0.090$ - длина входного канала (м)

$v_{01} := \frac{4q}{\pi \cdot d_{01}^{2}}$ - скорость потока на участке 0-1 (м/с) $v_{01} = 4.745$

$Re_{01} := v_{01} \cdot \frac{d_{01}}{\nu}$ - число Рейнольдса, вычисляемое по фактическому диаметру сечения на участке 0-1 $Re_{01} = 4.745 \times 10^{3}$

$\lambda_{01} := \frac{0.3164}{Re_{01}^{0.25}}$ - коэффициент гидр.трения на участке 0-1 $\lambda_{01} = 0.038$

$\zeta_{01} := \lambda_{01} \cdot \frac{l_{01}}{d_{01}}$ - коэффициент сопротивления по длине участка 0-1 $\zeta_{01} = 0.286$

$\Delta P_{01} := 10^{-5} \cdot \zeta_{01} \cdot \left(\frac{\rho \cdot v_{01}^{2}}{2} \right)$ - гидравлические потери на участке 0-1 (бар) $\boxed{\Delta P_{01} = 0.029}$

2. Потери в корпусе вихревой камеры (ВК) перед завихрителем (направляющим аппаратом - НА) на участке 1 - 2

2.1. Местные потери при расширении потока на входе в кольцевую полость вихревой камеры

$v_{вх} := \frac{4q}{\pi \cdot D_{вх}^{2}}$ - скорость в канале при входе в кольцевую полость ВК (м/с) $v_{вх} = 4.043$

$F_{12} := \left(R_{вк} - r_{н} \right) \cdot H_{вк}$ - площадь поперечного сечения кольцевого потока в ВК ($м^2$) $F_{12} = 1.575 \times 10^{-4}$

$v_{12} := \frac{q}{F_{12}}$ - скорость кольцевого потока в ВК (м/с) $v_{12} = 3.407$

$\Delta P_{расш} := 10^{-5} \frac{\rho \left(v_{вх} - v_{12} \right)^{2}}{2}$ - гидравлические потери на входе в кольцевую полость ВК (бар) $\boxed{\Delta P_{расш} = 1.799 \times 10^{-3}}$

2.2. Путевые потери кольцевого потока в полости ВК перед завихрителем (НА)

$$D_{г12} := \frac{2F_{12}}{\left(R_{вк} - r_{н} + H_{вк}\right)}$$ - гидравлический диаметр поперечного прямоугольного сечения кольцевого потока в ВК (м)

$D_{г12} = 0.012$

$Re_{12} := v_{12} \cdot \frac{D_{г12}}{\nu}$ - число Рейнольдса на участке кольцевого потока $Re_{12} = 3.508 \times 10^{3}$

$k_{n} := 1.02$ - поправочный коэффициент при турбулентном режиме с учетом прямоугольного сечения кольцевого потока в ВК с соотношением сторон 10/15 = 0,66 (диаграмма 2-6 [22])

$\lambda_{12} := 0.04$ - коэффициент гидр.трения в кольцевом потоке на участке 1-2 для круглого сечения при Re = 3508 (диаграмма 2-1) [22]

$\lambda_{п12} := k_{n} \cdot \lambda_{12}$ - коэффициент гидр.трения в кольцевом потоке на участке 1-2 с учетом прямоугольного сечения (диаграмма 2-6) [22] $\lambda_{п12} = 0.041$

$l_{12} := \pi \cdot \left(R_{вк} + r_{н}\right)$ - усредненная длина кольцевого потока в ВК (м) $l_{12} = 0.143$

$\zeta_{12} := \lambda_{п12} \cdot \frac{l_{12}}{D_{г12}}$ - коэффициент сопротивления по длине кольцевого потока 1-2 $\zeta_{12} = 0.472$

$\Delta P_{п12} := 10^{-5} \cdot \zeta_{12} \cdot \frac{\rho \cdot v_{12}^{2}}{2}$ - гидравлические потери на трение на участке 1-2 (бар) $\boxed{\Delta P_{п12} = 0.024}$

Суммарные потери кольцевого потока на участке 1 - 2 (бар)

$\Delta P_{12} := \Delta P_{п12} + \Delta P_{расш}$ $\boxed{\Delta P_{12} = 0.026}$

Суммарные гидравлические потери от точки измерения входного давления (точка I) до завихрителя (направляющего аппарата) вихревой камеры (бар)

$\Delta P_{пвк} := \Delta P_{рук} + \left(\Delta P_{01}\right) + \Delta P_{п12} + \Delta P_{расш}$

$\boxed{\Delta P_{пвк} = 0.091}$

3. Потери при входе в завихритель вихревой камеры (направляющий аппарат - НА) Участок 2 - 3

3.1. Местные потери потока на входе в каналы завихрителя направляющего аппарата (НА)

$F_к := z \cdot b \cdot h$ - общая площадь сечений каналов НА (м2) $F_к = 4.48 \times 10^{-5}$

$v_к := \frac{q}{F_к}$ - скорость в каналах завихрителя НА (м/с) $v_к = 11.979$

$d_т := \frac{2 \cdot b \cdot h}{b + h}$ - гидравлический диаметр одного канала завихрителя НА (м) $d_т = 3.394 \times 10^{-3}$

$Re_{23} := v_к \cdot \frac{d_т}{\nu}$ - число Рейнольдса в каналах НА $Re_{23} = 3.388 \times 10^{3}$

$\zeta_{23} := 0.5$ - коэффициент потерь при входе проходящего потока в боковое ответвление под углом 135^0 при разнице скоростей $v_{12}/v_к = 0{,}28$ и соотношении сторон сечения канала l/a =11,2/2= 5,6 (диаграмма 3-3) [22].

$\Delta P_{23} := 10^{-5} \cdot \zeta_{23} \cdot \frac{\rho \cdot v_к^{2}}{2}$ - гидравлические потери при входе в каналы завихрителя (бар) $\boxed{\Delta P_{23} = 0.319}$

3.2. Путевые потери в каналах завихрителя (НА)

$d_т := \frac{2 \cdot b \cdot h}{(b + h)}$ - гидравлический диаметр поперечного прямоугольного сечения канала (м) $d_т = 3.394 \times 10^{-3}$

$Re_{23} := v_к \cdot \frac{d_т}{\nu}$ - число Рейнольдса в каналах завихрителя $Re_{23} = 3.388 \times 10^{3}$

$e := R_k - \frac{b}{2}$ $l := \sqrt{r_н^{2} - e^{2}} - \sqrt{R_k^{2} - e^{2}}$ - длина канала НА (м) $l = 7.851 \times 10^{-3}$

$k_п := 1.08$ - поправочный коэффициент при турубулентном течении с учетом прямоугольного сечения с соотношением сторон сечения канала b/h = 2/11.2=0.18 (диаграмма 2-6) [22]

$\lambda_{23} := 0.04$ - коэффициент гидр.трения в канале на участке для круглого сечения (диаграмма 2-1) [22]

$\lambda_{п23} := k_п \cdot \lambda_{23}$ - коэффициент гидр.трения в канале на участке с учетом прямоугольного сечения $\lambda_{п23} = 0.043$

$\zeta_{23} := \lambda_{п23} \cdot \frac{l}{d_т}$ - коэффициент сопротивления по длине канала завихрителя $\zeta_{23} = 0.1$

$\Delta P_{п23} := 10^{-5} \cdot \zeta_{23} \cdot \frac{\rho \cdot v_к^{2}}{2}$ - гидравлические потери на трение на участке 2-3 (бар) $\boxed{\Delta P_{п23} = 0.064}$

Полные потери при входе в завихритель (НА) на участке 2-3 (бар)

$\Delta P_{зв} := \Delta P_{п23} + \Delta P_{23}$ $\boxed{\Delta P_{зв} = 0.383}$

4. Путевые потери на трение о цилиндрические и торцевые поверхности завихрителя вихревой камеры (ВК). Участок 3 - 4

$l_1 := 2\pi \cdot \frac{R_k}{z} - \sqrt{2 \cdot R_k \cdot b}$ - длина смачиваемой цилиндрической поверхности завихрителя ВК (м) (2.38) $l_1 = 0.033$

$c_ц := 0.0307 \cdot \left[\frac{(v_к) \cdot l_1}{\nu}\right]^{-\left(\frac{1}{7}\right)}$

$c_т := 24.6 \cdot \left[\frac{(v_к) \cdot h}{\nu}\right]^{-0.75}$

- коэффициенты трения о цилиндрическую и торцевые поверхности завихрителя ВК (2.39), (2.41)

$c_ц = 6.936 \times 10^{-3}$

$c_т = 0.023$

$S := \frac{b}{2R_k}$ - безразмерный параметр ВК (2.35)

$\psi := 1 - \frac{\pi}{2z} \cdot \left[\left(\frac{1}{S} - \frac{z}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{1}{S}}\right) \cdot \frac{c_ц}{1 - S} + \frac{b}{h} \cdot \frac{1 - 0.5 \cdot S}{S} \cdot c_т\right]$

$\alpha_{вк} := \frac{\psi}{1 + c_т \cdot \left[1 + \sqrt{1 + \left(\psi \cdot \frac{2 \cdot \pi R}{z \cdot b}\right)^2}\right] \cdot \frac{R - R_1}{h}}$

- коэффициенты изменения кинетического момента потока на входном участке и в средней части ВК (2.36), (2.59)

$\psi = 0.898$ $\alpha_{вк} = 0.885$

$C_1 := \frac{\psi}{1 + \sqrt{1 + \left(\psi \cdot \frac{2\pi \cdot R}{b \cdot z}\right)^2}} \cdot \left(\frac{2\pi \cdot R}{b \cdot z}\right)$

- введенные обозначения (2.53), (2.76)

$C_1 = 0.942$

$C_2 := R + \frac{h}{2c_т} \cdot \left(1 - C_1^{\,2}\right)$

$C_2 = 0.04$

$U_2 := \frac{R_1}{C_2 - R_1}$ $U_1 := \frac{R}{C_2 - R}$ $U_1 = 0.428$ $U_2 = 0.408$

- коэффициенты гидравлических потерь на входе и в средней части завихрителя ВК :

$$\xi_{вх} := c_ц \cdot \frac{2\pi \cdot R_k - z \cdot \sqrt{2R_k \cdot b}}{z \cdot b} + \frac{2\pi \cdot \left(R_k^{\,2} - R^2\right)}{z \cdot b \cdot h} \cdot c_т \qquad (2.68)$$

$$\xi_т := \left(\frac{z \cdot b \cdot h}{3.14 \cdot c_т}\right)^2 \cdot \frac{C_1^{\,3}}{C_2^{\,4}} \cdot \left[\left(U_1 - U_2\right) \cdot \left(\frac{U_1 + U_2}{2} + \frac{1}{U_1 \cdot U_2} + 3\right) - 3 \cdot \ln\left(\frac{U_2}{U_1}\right)\right] \qquad (2.79)$$

$\xi_{вх} = 0.194$ $\qquad$ $\xi_т = 0.044$

$\xi := \xi_т + \xi_{вх}$ (2.81) $\qquad$ $\xi = 0.239$

$\Delta P_{вк} := 10^{-5} \xi \cdot \frac{\rho \cdot v_к^{\,2}}{2}$ - гидравлические потери на трение в завихрителе ВК (бар) (2.80) $\qquad$ $\boxed{\Delta P_{вк} = 0.152}$

5. Затраты энергии на вращение ротора

$M_c := 0.056$ - момент сопротивления вращению ротора (Н*м)

$\Delta P_{вр} := 10^{-5} \cdot M_c \cdot \frac{\omega}{q_{пр}}$ - гидравлические потери на привод во вращение ротора (бар) (3.3) $\qquad$ $\boxed{\Delta P_{вр} = 1.169}$

6. Потери в рабочем колесе турбины (РК)

6.1. Потери при ударном входе потока в каналы РК. Участок 3 - 4

$u_{рк} := \omega \cdot R_1$ - окружная скорость лопаток РК на радиусе R_1 (м/с) $\qquad$ $u_{рк} = 11.922$

$v_{вых} := \alpha_{вк} \cdot \frac{q_{пр}}{z \cdot b \cdot h} \cdot \frac{R}{R_1}$ - окружная скорость потока на выходе из ВК, на радиусе R_1 (м/с) $\qquad$ $v_{вых} = 10.155$

$w := u_{рк} - v_{вых}$ - разница окружных скоростей потока и каналов РК (м/с) $\qquad$ $w = 1.767$

$\Delta P_{уд} := \frac{\rho \cdot (w)^2}{2} \cdot 10^{-5}$ - потери энергии при ударном входе в каналы РК (бар) $\qquad$ $\boxed{\Delta P_{уд} = 0.014}$

6.2. Местные потери на входе потока в каналы РК. Участок 3 - 4

$F_{рк} := z_{рк} \cdot b_{рк} \cdot h_{рк}$ - общая площадь сечений каналов РК ($м^2$) $F_{рк} = 1.296 \times 10^{-4}$

$v_{рк} := \frac{q_{пр}}{F_{рк}}$ - скорость потока в каналах РК (м/с) $v_{рк} = 3.832$

$d_{грк} := \frac{2 \cdot b_{рк} \cdot h_{рк}}{b_{рк} + h_{рк}}$ - гидравлический диаметр одного канала РК (м) $d_{грк} = 2.25 \times 10^{-3}$

$\frac{h_{рк}}{b_{рк}} = 0.6$ - пропорции сечения канала РК

$\frac{w}{v_{рк}} = 0.461$ - соотношение скоростей

$\zeta_{вх} := 0.45$ - коэффициент местных потерь при расчетных пропорциях сечения и соотношении скоростей (диаграмма 3.3 [22])

$\Delta P_{вх} := 10^{-5} \cdot \zeta_{вх} \cdot \frac{\rho \cdot \left(v_{рк}^{2}\right)}{2}$ - гидравлические потери при входе в каналы РК (бар) $\boxed{\Delta P_{вх} = 0.029}$

6.3. Путевые потери в каналах РК. Участок 4 - 5

$Re_{45} := v_{рк} \cdot \frac{d_{грк}}{\nu}$ - число Рейнольдса в каналах РК $Re_{45} = 718.557$

$\lambda_{кр} := 0.092$ - коэффициент гидр.трения в каналах РК для круглого сечения (диаграмма 2-1) [22]

$k_{п} := 0.94$ - поправочный коэффициент при ламинарном режиме для прямоугольного сечения с соотношением сторон h/b = 1.8 / 3 = 0,6 (диаграмма 2-6) [22]

$\lambda_{рк} := k_{п} \cdot \lambda_{кр}$ - коэффициент гидр.трения в каналах РК с учетом их прямоугольного сечения (диаграмма 2-6) [22] $\lambda_{рк} = 0.086$

$\zeta_{рк} := \lambda_{рк} \cdot \frac{l_{рк}}{d_{грк}}$ - коэффициент сопротивления по длине канала РК $\zeta_{рк} = 0.461$

$\psi := 0.088 \cdot Re_{45}^{0.46} \cdot \left[\frac{\omega^{2} \cdot \left(d_{грк}\right) \cdot l_{рк}}{v_{рк}^{2}}\right]^{0.33}$ - коэффициент, учитывающий вращение радиальных каналов при центробежном течении жидкости в них (2.89) гл. 2.4 $\psi = 2.27$

$\zeta_\omega := \psi \cdot \zeta_{рк}$ - коэффициент сопротивления с учетом вращения каналов РК $\zeta_\omega = 1.047$

$\Delta P_{ркп} := 10^{-5} \cdot \zeta_\omega \cdot \frac{\rho \cdot \left(v_{рк}^{2}\right)}{2}$ - гидравлические потери путевые, на трение в каналах РК (бар) $\boxed{\Delta P_{ркп} = 0.068}$

$\Delta P_{45} := \Delta P_{уд} + \Delta P_{вх} + \Delta P_{ркп}$ - суммарные гидравлические потери на участке 4-5 в каналах РК (бар)

$\boxed{\Delta P_{45} = 0.112}$

6.4. Местные потери при повороте потока на выходе из каналов РК в полость ротора. Участок 5 - 6

- колено с острыми кромками при повороте на 110^0 (диаграмма 6-5, [22]):

$C_1 := 1$ $A := 1.2$ $\zeta_м := 1.56$

$\zeta_{пов} := C_1 \cdot A \cdot \zeta_м$ - коэффициент гидр.потерь при повороте и входе в полость ротора (бар) $\zeta_{пов} = 1.872$

$\Delta P_{пов} := 10^{-5} \cdot \zeta_{пов} \cdot \frac{\rho \cdot v_{рк}^{2}}{2}$ - гидравлические потери при повороте и входе в полость ротора (бар) $\boxed{\Delta P_{пов} = 0.122}$

6.5. Местные потери при расширении потока на выходе из каналов РК в полость ротора. Участок 6 - 7

$F_{отв1} := 16 \cdot 10^{-6}$ - площадь сечения входного отверстия в днище колонки ротора ($м^2$) (радиус отверстий 4,5 мм)

$d_{рвн} := 0.112$ - диаметр внутренней полости ротора (м)

$F_р := \pi \cdot \frac{d_{рвн}^{2}}{4}$ - площадь поперечного проточного сечения ротора ($м^2$) $F_р = 9.852 \times 10^{-3}$

$v_{рк} = 3.832$ - скорость в каналах РК (м/с) $Re_{45} = 718.557$

$n := \frac{F_{отв1}}{F_р}$ - соотношение площадей проточных сечений ротора и канала РК $n = 1.624 \times 10^{-3}$

$\zeta_{расш} := 2$ - коэффициент местных потерь при внезапном расширении за коленом с равномерным распределением скоростей, при ламинарном режиме (при $n \to 0$) (диаграмма 4.1) [22]

$\Delta P_{расш} := 10^{-5} \cdot \zeta_{расш} \cdot \frac{\rho \cdot v_{рк}^{2}}{2}$ - гидравлические потери при выходе из каналов РК и входе в полость ротора (бар)

$\boxed{\Delta P_{расш} = 0.131}$

Суммарные гидравлические потери в рабочем колесе турбины (РК). Участки 3 - 4 - 5 - 6

$\Delta P_{рк} := \left[\Delta P_{45} + \left[\Delta P_{пов} + \left(\Delta P_{расш}\right)\right]\right]$ $\boxed{\Delta P_{рк} = 0.365}$ (бар)

Суммарные гидравлические потери на участке движения от входа в корпус ВК до сепарирующей полости ротора (между точками замера давления I и II (рис.1)

$\Delta P_{пр} := \left(\Delta P_{пвк}\right) + \left(\Delta P_{зв}\right) + \Delta P_{вк} + \Delta P_{вр} + \Delta P_{рк}$

$\Delta P_{пвк} = 0.091$ $\Delta P_{вр} = 1.169$

$\Delta P_{зв} = 0.383$ $\Delta P_{рк} = 0.365$

$\Delta P_{вк} = 0.152$ $\boxed{\Delta P_{пр} = 2.161}$ (бар)

7. Потери в сепарирующей полости ротора (путевые потери). Участок 7 - 7

$\Delta P_7 := 0$ - гидравлические потери малы.

8. Потери на выходе потока из сепарирующей полости ротора

8.1. Местные потери при входе потока в каналы выходного коллектора (КВ). Участок 7 - 8.

$F_{1квых} := \pi \cdot \frac{d_{квых}^2}{4}$ - площадь сечения одного канала выходного коллектора (КВ) ($м^2$) $F_{1квых} = 1.963 \times 10^{-5}$

$v_{квых} := \frac{q_{пр}}{4 \cdot F_{1квых}}$ - скорость в каналах выходного коллектора (м/с) $v_{квых} = 6.324$

$Re_{квых} := v_{квых} \cdot \frac{d_{квых}}{\nu}$ - число Рейнольдса в каналах КВ $Re_{квых} = 2.635 \times 10^3$

$\frac{4 \cdot F_{1квых}}{F_p} = 7.972 \times 10^{-3}$ - соотношение площадей сечений каналов коллектора и ротора

$\zeta := 0.8$ - коэффициент местных потерь при $F_{квых}/F_p = 0.1$ (внезапное сужение, диаграмма 4-10, [22])

$\Delta P_{суж} := 10^{-5} \cdot \zeta \cdot \frac{\rho \cdot v_{квых}^2}{2}$ - гидропотери при входе в каналы КВ (бар) $\boxed{\Delta P_{суж} = 0.142}$

8.2. Путевые потери в каналах выходного коллектора (КВ). Участок 7 - 8

$\lambda_{квтр} := \frac{0.3164}{Re_{квых}^{0.25}}$ - коэффициент гидр.трения в каналах КВ (при неподвижном роторе [22]) $\lambda_{квтр} = 0.044$

$l_{квых} := 0.023$ $d_{квых} := 0.005$ - длина и диаметр каналов КВ (м)

$\psi := 0.177 \cdot Re_{квых}^{0.4} \cdot \left[\left(\frac{\omega^2 \cdot d_{квых} \cdot l_{квых}}{v_{квых}^2} \right)^{0.05} \right]$ - коэффициент, учитывающий вращение радиальных каналов при центростремительном течении в них (2.90) гл. 2.4

$\psi = 4.373$

$\lambda_{квтр\omega} := \psi \cdot \lambda_{квтр}$ $\lambda_{квтр\omega} = 0.193$ - коэффициент гидр.трения в каналах КВ с учетом их вращения

$\Delta P_{квтр} := 10^{-5} \cdot \lambda_{квтр\omega} \cdot \frac{l_{квых}}{d_{квых}} \cdot \frac{\rho \cdot v_{квых}^2}{2}$ - путевые гидравлические потери в каналах КВ (бар)

$\boxed{\Delta P_{квтр} = 0.158}$

8.3. Местные потери при слиянии потоков в центральном выходном канале (ЦК) и их повороте. Участок 8 - 9

Тип местного сопротивления: слияние в тройнике симметричном, равностороннем с резким поворотом на 90^0 (диаграмма 7-23 [22])

$d_ц := 0.01$

$F_ц := \pi \cdot \frac{d_ц^2}{4}$ - диаметр (м) и площадь сечения центрального выходного канала (ЦК) ($м^2$) $F_ц = 7.854 \times 10^{-5}$

$\frac{2F_{1квых}}{F_ц} = 0.5$ - соотношение площадей сечений пары каналов коллектора и центрального выходного канала

$2Q_{1квых}/Q_ц = 0.5$ - соотношение расходов через пару боковых каналов и центральный канал

$\zeta_{1сб} := 2$ - коэф-т местных потерь (диаграмма 7-23 [22])

$v_ц := \frac{q_{пр}}{F_ц}$ - скорость в центральном выходном канале (м/с) $v_ц = 6.324$

$\Delta P_{цвх} := 10^{-5} \cdot \zeta_{1сб} \cdot \frac{\rho \cdot v_ц^2}{2}$ - гидравлические потери при слиянии боковых потоков в центральный (бар)

$\boxed{\Delta P_{цвх} = 0.356}$

8.4. Путевые потери в центральном выходном канале ротора (ЦК). Участок 9 - 10

$l_ц := 0.052$ - длина центрального выходного канала ротора (м)

$Re_ц := v_ц \cdot \frac{d_ц}{\nu}$ - число Рейнольдса в ЦК $Re_ц = 5.27 \times 10^3$

$\lambda_ц := \frac{0.3164}{Re_ц^{0.25}}$ - коэффициент гидр.трения в ЦК (диаграмма 2-1 [22]) $\lambda_ц = 0.037$

$\Delta P_{цтр} := 10^{-5} \cdot (\lambda_ц) \cdot \frac{l_ц}{d_ц} \cdot \frac{\rho \cdot v_ц^2}{2}$ - гидравлические путевые потери в ЦК (бар) $\boxed{\Delta P_{цтр} = 0.034}$

9. Потери на выходе из ротора центрифуги

9.1. Потери энергии при выходе закрученного потока из ротора в неподвижный канал верхнего шипа центрифуги

$u := \omega \cdot \frac{d_ц}{2}$ - окружная скорость кромки канала выходного коллектра (КВ) при входе в центральный канал (ЦК) (м/с) $u = 5.184$

$\Delta P_\tau := 10^{-5} \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2}$ - гидравлические потери закрученного потока (бар) $\boxed{\Delta P_\tau = 0.12}$

9.2. Местные потери при повороте потока на 90^0 в верхнем шипе центрифуги. Участок 10 - 11

- колено с острыми кромками и нишей при повороте на 90^0 (диаграмма 6-5, [22]):

$C_1 := 1$ $A := 1.2$ $\zeta_м := 1$

$\zeta_{пов} := 1.2 C_1 \cdot A \cdot \zeta_м$ - коэффициент сопротивления при повороте с нишей $\zeta_{пов} = 1.44$

$\Delta P_{цпов} := 10^{-5} \cdot \zeta_{пов} \cdot \frac{\rho \cdot v_ц^2}{2}$ - гидравлические потери при повороте потока в верхнем шипе (бар) $\boxed{\Delta P_{цпов} = 0.256}$

9.3. Потери энергии на выходе потока из верхнего шипа центрифуги Участок 11 - 12

$d_{вых} := 0.012$ - диаметр выходного канала штуцера верхнего шипа (м)

$v_{вых} := \frac{4 \cdot (q_{пр})}{\pi \cdot d_{вых}^2}$ - скорость в выходном канале штуцера (м/с) $v_{вых} = 4.391$

$\zeta_{вых} := 2$ - коэффициент сопротивления при выходе потока (диаграмма 11-1, [22])

$$\Delta P_{вых} := 10^{-5} \cdot \zeta_{вых} \cdot \left(\frac{\rho \cdot v_{вых}^{2}}{2} \right)$$ - гидравлические потери при выходе потока из центрифуги (бар)

$\Delta P_{вых} = 0.172$

Суммарные гидравлические потери в роторе центрифуги
Участки 7 - 8 - 9 - 10 - 11 - 12
(между точками замера давления II и III (рис. 1)

$$\Delta P_{р} := \left(\Delta P_{суж}\right) + \left(\Delta P_{квтр}\right) + \Delta P_{цвх} + \left(\Delta P_{т}\right) + \Delta P_{цтр} + \Delta P_{цпов} + \Delta P_{вых}$$

$\Delta P_{суж} = 0.142$ $\Delta P_{цтр} = 0.034$

$\Delta P_{квтр} = 0.158$ $\Delta P_{цпов} = 0.256$

$\Delta P_{цвх} = 0.356$ $\Delta P_{вых} = 0.172$

$\Delta P_{т} = 0.12$

$\Delta P_{р} = 1.238$ (бар)

Суммарные гидравлические потери в центрифуге
(между точками замера давления I и III (рис. 1)

$$\Delta P_{\Sigma} := \left(\Delta P_{пр}\right) + \left(\Delta P_{р}\right)$$ $\Delta P_{\Sigma} = 3.399$ (бар)

Приложение 2

Обработка экспериментальных исследований центрифуги ЭЦФвп-2 (Глава 3. Таблицы 3.1, 3.3-3.9)

Расчет таблицы 3.4

Исходные данные:

$\rho := 890$ Плотность масла (кг/м^3)

$\nu := 12 \cdot 10^{-6}$ Кинематическая вязкость масла (м^2/с)

$\mu := \nu \cdot \rho$ Динамическая вязкость масла (Па с) $\mu = 0.011$

$n := 9900$ Частота вращения ротора (об/мин)

$\omega := 3.14 \frac{n}{30}$ Угловая скорость ротора (рад/с) $\omega = 1.036 \times 10^3$

$R_1 := 0.0115$ Радиус выхода из вихревой камеры (ВК) (м)

$z := 2$ Количество входных каналов вставки-завихрителя ВК

$b := 0.002$ Ширина входных каналов завихрителя ВК (м)

$h := 0.0112$ Высота входных каналов завихрителя ВК (м)

$R_к := 0.0129$ Внутренний радиус завихрителя ВК (м)

$R := 0.0119$ Радиус (плечо) ввода жидкости в завихритель ВК (м)

$Q := 32.2$ Расход жидкости на входе в ВК (л/мин) $q := \frac{Q}{60000}$ $q = 5.367 \times 10^{-4}$ (м^3/с)

$Q_y := 2.4$ Утечки жидкости через уплотнение турбинной ступени (л/мин) $q_y := \frac{Q_y}{60000}$ $q_y = 4 \times 10^{-5}$ (м^3/с)

$Q_{пр} := Q - Q_y$ Расход жидкости на привод ротора (л/мин) $q_{пр} := \frac{Q_{пр}}{60000}$ $q_{пр} = 4.967 \times 10^{-4}$ (м^3/с)

$P_{вх} := 4.0$ Давление на входе в ц/ф (бар) $P_{вх1} := P_{вх} \cdot 10^5$ $P_{вх1} = 4 \times 10^5$ (Па)

$P_p := 1.4$ Давление во внутренней полости ротора (бар) $P_{p1} := P_p \cdot 10^5$ $P_{p1} = 1.4 \times 10^5$ (Па)

1. Энергия потока на входе в гидропривод (Вт) (3.1)

$E := P_{вх1} \cdot q$ $\boxed{E = 214.667}$ (Вт)

2. Скорость потока в каналах завихрителя (м/с) (3.4)

$w := \frac{q}{z \cdot b \cdot h}$ $\boxed{w = 11.979}$ (м/с)

3. Коэффициенты изменения кинетического момента ψ и α

$l_1 := 2\pi \cdot \frac{R_к}{z} - \sqrt{2 \cdot R_к \cdot b}$ Длина смачиваемой цилиндрической поверхности ВК (м) (2.38) $l_1 = 0.033$

$c_ц := 0.0307 \cdot \left[\frac{(w) \cdot l_1}{\nu}\right]^{-\left(\frac{1}{7}\right)}$ Коэффициенты трения жидкости о цилиндрическую и торцевые поверхности ВК (2.39), (2.41) $c_ц = 6.936 \times 10^{-3}$

$c_т := 24.6 \cdot \left[\frac{(w) \cdot h}{\nu}\right]^{-0.75}$ $c_т = 0.023$

$\theta := \frac{b}{h}$ $S := \frac{2R_к}{b}$ Безразмерные параметры ВК (2.35)

$\psi := 1 - \frac{\pi}{2z} \cdot \left[\left(S - \frac{z}{\pi} \cdot \sqrt{S}\right) \cdot \frac{S \cdot c_ц}{S - 1} + \theta \cdot \left[(S - 0.5) \cdot c_т\right]\right]$ (2.36) $\psi = 0.898$

$\alpha := \frac{\psi}{1 + c_т \cdot \left[1 + \sqrt{1 + \left(\psi \cdot \frac{2 \cdot \pi R}{z \cdot b}\right)^2}\right] \cdot \frac{R - R_1}{h}}$ (2.59) $\boxed{\alpha = 0.885}$

4. Момент движущий $M_д$

$u_п := \alpha \cdot \frac{R \cdot w}{R_1}$ Окружная скорость потока на выходе из ВК (м/с) $u_п = 10.973$ (м/с)

$\Gamma_1 := u_п \cdot R_1$ Циркуляция скорости потока на выходе из ВК ($м^2/с$) $\Gamma_1 = 0.126$

$m_д := \rho \cdot q_{пр} \cdot \Gamma_1$ Момент движущий (Нм) (3.5) $M_д := m_д \cdot 100$ $\boxed{M_д = 5.578}$ (Нсм)

5. КПД гидропривода

$\Delta P_{пр} := P_{вх1} - P_{р1}$ Полные гидравлические потери на привод (бар) (3.2) $\Delta P_{пр} = 2.6 \times 10^5$

$\eta := \frac{m_д \cdot \omega}{\Delta P_{пр} \cdot q_{пр}}$ (3.6) $\boxed{\eta = 0.448}$

6. Гидравлические потери в гидроприводе

$C_1 := \frac{\psi}{1 + \sqrt{1 + \left(\psi \cdot \frac{2\pi \cdot R}{b \cdot z}\right)^2}} \cdot \left(\frac{2\pi \cdot R}{b \cdot z}\right)$ (2.53) $C_1 = 0.942$

$C_2 := R + \frac{h}{2c_т} \cdot \left(1 - C_1^{\,2}\right)$ (2.76) $C_2 = 0.04$

$U_1 := \frac{R}{C_2 - R}$ $U_2 := \frac{R_1}{C_2 - R_1}$ $U_1 = 0.428$ $U_2 = 0.408$

$\xi_т := \left(\frac{z \cdot b \cdot h}{3.14 \cdot c_т}\right)^2 \cdot \frac{C_1^{\,3}}{C_2^{\,4}} \cdot \left[\left(U_1 - U_2\right) \cdot \left(\frac{U_1 + U_2}{2} + \frac{1}{U_1 \cdot U_2} + 3\right) - 3 \cdot \ln\left(\frac{U_2}{U_1}\right)\right]$ (2.79)

$\xi_{вх} := c_ц \cdot \frac{2\pi \cdot R_к - z \cdot \sqrt{2R_к \cdot b}}{z \cdot b} + \frac{2\pi \cdot \left(R_к^{\,2} - R^2\right)}{z \cdot b \cdot h} \cdot c_т$ (2.68)

$\xi_т = 0.044$

$\xi := \xi_т + \xi_{вх}$ Коэффициент гидравлических потерь в ВК (на входе и в средней ее части) (2.81)

$\xi_{вх} = 0.194$

$\xi = 0.239$

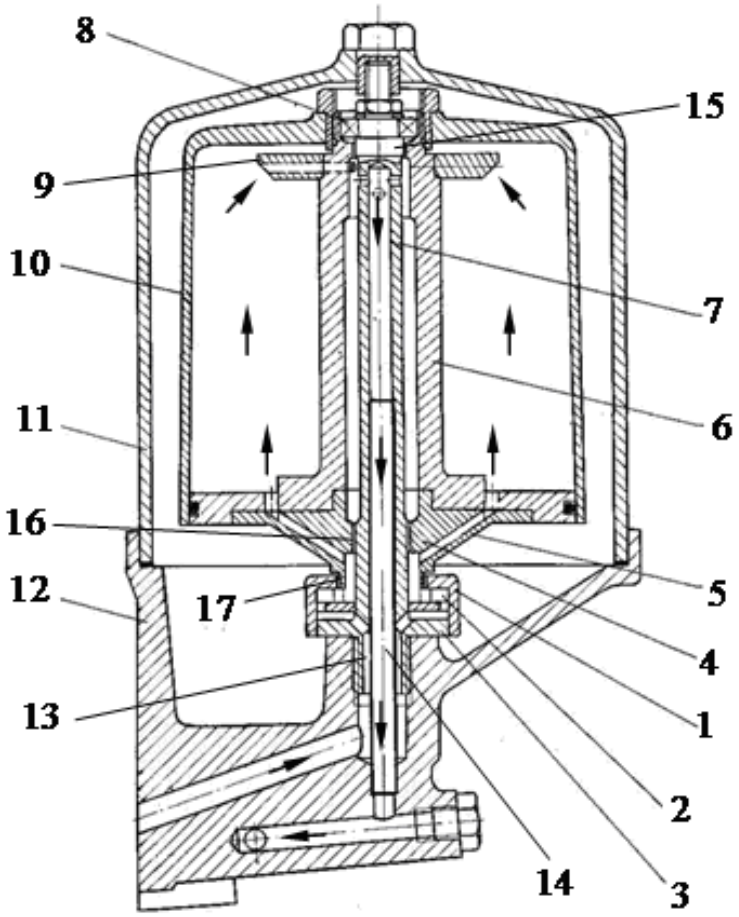
$\Delta P_{вк} := 10^{-5} \xi \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}$ Гидравлические потери в ВК (бар) (2.80) $\boxed{\Delta P_{вк} = 0.152}$

$u_р := \omega \cdot R_1$ Окружная скорость ротора на входе в его рабочее колесо (РК) (м/с) $u_р = 11.916$ (м/с)

$\Delta P_{уд} := \frac{\rho \cdot \left[\left(u_п\right) - \left(u_р\right)\right]^2}{2} \cdot 10^{-5}$	Гидравлические потери при ударном входе потока в РК (бар)	$\Delta P_{уд} = 3.958 \times 10^{-3}$
$\Delta P_{на} := \Delta P_{вк} + \left(\Delta P_{уд}\right)$	Гидравлические потери в направляющем аппарате гидропривода (бар)	$\Delta P_{на} = 0.156$
$\left(\Delta P_{вр}\right) := 10^{-5} \cdot \left(m_д\right) \cdot \frac{\omega}{q_{пр}}$	Гидравлические затраты на вращение ротора (бар) (3.3)	$\boxed{\Delta P_{вр} = 1.164}$

Приложение 3

Расчет параметров вихревого гидропривода центрифуги для двигателей семейства Д-240



1 – корпус вихревой камеры (ВК); 2 – вставка-завихритель ВК; 3 – фланец оси ротора; 4 – рабочее колесо турбины (РК); 5 – конический фланец РК; 6 – колонка ротора; 7 – ось ротора; 8 – верхний подшипник; 9 – выходной коллектор; 10 – колпак ротора; 11 – колпак центрифуги; 12 – корпус центрифуги; 13 – нагнетательный кольцевой канал; 14 – канал отвода очищенного масла; 15 – верхнее уплотнение колонки; 16 – нижнее уплотнение колонки (подшипник скольжения); 17 – уплотнение вихревой камеры (турбинной ступени)

Рисунок 2 − Схема опытной центрифуги с вихревым гидроприводом для двигателя Д-240

Исходные данные

Свойства рабочей жидкости (моторное масло)

$\rho := 890$ - плотность (кг/м^3)

$\nu := 10$ - кинематическая вязкость (сСт) $\underset{\sim}{\nu} := \nu \cdot 10^{-6}$ $\nu = 1 \times 10^{-5}$ м^2/с

$\mu := \rho \cdot \nu$ - динамическая вязкость (Па*с) $\mu = 8.9 \times 10^{-3}$

Конструктивные параметры центрифуги

$D := 0.125$ - диаметр ротора наружный (м)

$\underset{\sim}{H} := 0.110$ - высота ротора наружная (м)

$\underset{\sim}{V} := 800$ - объём ротора (см^3)

$dy1 := 0.017$ - диаметр верхнего уплотнения колонки ротора на оси (м)

$ly1 := 0.008$ - длина уплотнения (м)

$dy2 := 0.018$ - диаметр нижнего уплотнения колонки ротора на оси подшипника скольжения (м)

$ly2 := 0.007$ - длина уплотнения (м)

$\underset{\sim}{\delta} := 5 \cdot 10^{-5.}$ - радиальный зазор в уплотнении (м)

Параметры работы центрифуги

$n := 9000$ - частота вращения ротора (планируемая) (об/мин)

$\omega := 3.14 \frac{n}{30}$ - угловая скорость ротора (рад/с) $\omega = 942$

$q := 26$ - расход жидкости на гидропривод (на входе в центрифугу) (л/мин)

$Q := \frac{q}{60000}$ $Q = 4.3333 \times 10^{-4}$ (м^3/с)

$C_u := 1.1$ - коэффициент циркуляции потока на выходе из вихревой камеры

$P_{вх} := 7.0$ - номинальное рабочее давление на входе в центрифугу (бар)

1. Момент сопротивления вращению ротора без учёта сопротивления в уплотнении турбинной ступени (сопряжение ротора с вихревой камерой)

1.1 Аэродинамический момент сопротивления вращению ротора (Нсм)

$$M_a := 2.3 \cdot 10^{-2} \cdot \omega^2 \cdot D^5 \cdot \left(1 + \frac{5 \cdot H}{D}\right)$$

$\boxed{M_a = 3.3634}$ (Нсм)

1.2. Момент сопротивления вращению в верхнем цилиндрическом уплотнении (Нсм)

$$My1 := 78.53 \cdot \mu \cdot ly1 \cdot \frac{dy1^3 \cdot \omega}{\delta}$$

$\boxed{My1 = 0.5175}$ (Нсм)

1.3. Момент сопротивления вращению в нижнем цилиндрическом уплотнении (Нсм)

$My2 := 78.53 \cdot \mu \cdot ly2 \cdot \frac{dy2^3 \cdot \omega}{\delta}$ $\boxed{My2 = 0.5376}$ (Нсм)

1.4. Момент сопротивления вращению в верхнем подшипнике качения (Нсм)

Подшипник радиальный шариковый №1000901.
Геометрические параметры:

$De := 24$ - наружный диаметр подшипника (мм)

$Din := 12$ - внутренний диаметр подшипника (мм)

$Dw := 3.97$ - диаметр шариков (мм)

$D0 := \frac{De + Din}{2}$ - диаметр окружности центров шариков (мм)

$w := 7$ - количество шариков

$f := 0.15$ - коэффициент трения скольжения

$k := 0.0007$ - коэффициент трения качения (см)

$\Delta := 4$ - допустимый дисбаланс ротора (гсм)

Радиальная нагрузка на один подшипник вследствие дисбаланса ротора (Н):

$Rd := 1 \cdot 10^{-5} \omega^2 \frac{\Delta}{2}$ $Rd = 17.7473$ (Н)

Центробежная сила шариков (Н):

$F := 5.57 \cdot 10^{-12} \cdot n^2 \cdot Dw^3 \frac{(D0 - Dw)^2}{D0}$ $F = 0.3087$ (Н)

Момент сопротивления вращению в подшипнике (Нсм):

$Mb1 := 1.3 \cdot k \cdot Rd \cdot \frac{D0}{Dw} + \frac{1}{2} \cdot k \cdot w \cdot F \cdot (1 + f) \left(\frac{D0}{Dw} - 1 \right)$ $\boxed{Mb1 = 0.0763}$ (Нсм)

1.5. Суммарный момент сопротивления вращению ротора (без учёта сопротивления в сопряжении ротора с вихревой камерой)

$M_p := \left(M_a + My1 + My2 + Mb1 \right) \cdot 0.01$ $\boxed{M_p = 0.0449}$ (Нм)

2. Радиус выхода из вихревой камеры (ВК) R_1

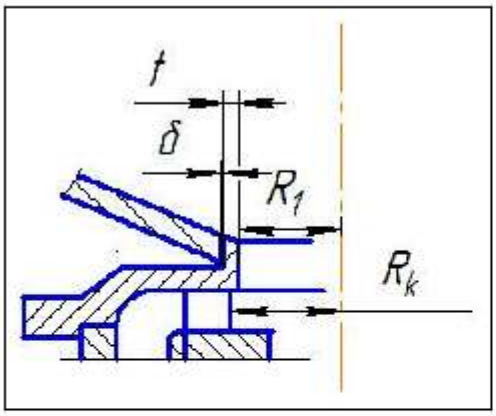


Рисунок 3 – Схема выхода из вихревой камеры

$t := 0.0015$ - толщина стенки выходного сопла ВК (м)

$l := 0.005$ - длина уплотнения ВК (сопряжения ротора с вихревой камерой) (м)

$\delta_y := 5 \cdot 10^{-5}$ - радиальный зазор в уплотнении ВК (м)

$\Delta P_y := 5 \cdot 10^{5}$ - перепад давления в уплотнении ВК (ориентировочный) (Па)

Введем условные обозначения ($м^2/с$):

$$B := \frac{\pi}{6} \cdot \left(\frac{\delta_y^{\,3} \cdot \Delta P_y}{\mu \cdot l} \right) \qquad B = 7.3539 \times 10^{-4}$$

$$B_1 := \frac{\rho \cdot \omega \cdot \pi}{6} \cdot \left(\frac{\delta^3 \cdot \Delta P_y}{\mu \cdot l} \right) \qquad B_1 = 616.5376$$

$$A_1 := 2\pi \cdot \frac{\mu \cdot l}{\delta_y} \cdot \omega \qquad A_1 = 5.2677 \times 10^{3}$$

$$A := B_1 + A_1 \qquad A = 5.8842 \times 10^{3}$$

Программный модуль для расчета радиуса выхода из ВК:

$R_1 :=$
- $Q \leftarrow \frac{q}{60000}$
- $x \leftarrow 0.011$
- $Y(x) \leftarrow M_p + A \cdot (x + t)^3 - \rho \cdot C_u \cdot \omega \cdot x^2 [Q - B \cdot (x + t)]$
- $Z \leftarrow \text{root}(Y(x), x)$
- $R_1 \leftarrow Z$

$R_1 = 0.0125$ - вывод результата расчета

Примем радиус выхода из ВК $\boxed{R_1 := 0.0125}$ (м)

Моменты сопротивлений вращению ротора (при R_1 = 12,5 мм)

$M_{бр} := B_1 \cdot (R_1 + t)^3$ - момент сопротивления при разбрызгивании жидкости из уплотения ВК (Нм) (2.105)

$M_т := A_1 \cdot (R_1 + t)^3$ - момент сопротивления трению в уплотении ВК (Нм) (2.101)

$M_{су} := M_{бр} + M_т$ - полный момент сопротивления в уплотнении ВК (Нм) (2.106)

$M_{ау} := A \cdot (R_1 + t)^3$

$M_{су} = 0.0161$ (Нм)

$M_с := M_{су} + M_р$ - полный момент сопротивления вращению ротора (Нм) (2.107)

$M_с = 0.0611$ (Нм)

$Q_у := B \cdot (R_1 + t)$ - утечки жидкости через уплотнение ВК ($м^3/с$)

$M_д := \rho \cdot \omega \cdot R_1^2 \left[Q - B \cdot (R_1 + t) \right]$ - движущий момент, развиваемый потоком в гидроприводе (2.108)

$M_д = 0.0554$ (Нм)

3. Гидравлические потери в вихревой камере, число ее входных каналов z и их ширина b

Программный модуль для расчета гидропотерь в ВК при разных значениях b и z (δ - предельная точность вычислений не менее 0,01 (1 %)

$\Delta P_{вк} :=$

$m \leftarrow 0$

for $b \in (0.001 \quad 0.002)$

  $n \leftarrow 0$

  for $z \in (1 \quad 2 \quad 3 \quad 4)$

    $L_{m,n} \leftarrow$

      $h \leftarrow 0.001$

      $d \leftarrow 0.00001$

      $\delta \leftarrow 0.01$

      while $\delta > 0.001$

        $h \leftarrow h + d$

        $\theta \leftarrow \frac{b}{h}$

        $Re \leftarrow \frac{Q}{z \cdot h \cdot \nu}$

        $R_к \leftarrow R_1 + b$

        $R \leftarrow R_к - \frac{b}{2}$

$$S \leftarrow \frac{2 \cdot R_к}{b}$$

$$\Delta \leftarrow \frac{R - R_1}{h}$$

$$\psi \leftarrow 1 - 0.0154 \cdot \frac{S}{S-1} \cdot \left(\frac{\pi}{z} \cdot S - \sqrt{S} \right)^{\frac{6}{7}} \cdot (Re)^{\frac{-1}{7}} - 12.3 \cdot \frac{\pi}{z} \cdot (S - 0.5) \cdot (\theta)^{\frac{7}{4}} \cdot (Re)^{\frac{-3}{4}}$$

$$\alpha \leftarrow \frac{\psi}{1 + \frac{24.6 \cdot (\theta)^{0.75}}{(Re)^{0.75}} \cdot \Delta \cdot \left[1 + \sqrt{1 + \left[\psi \cdot \frac{\pi}{z} \cdot (S-1) \right]^2} \right]}$$

$$D \leftarrow \frac{Q \cdot R}{b \cdot z \cdot \omega \cdot R_1^{\,2}}$$

$$\delta \leftarrow \left| \left(\frac{\alpha}{h} \right) \cdot D - C_u \right|$$

h

$$\Delta P \leftarrow w \leftarrow \frac{Q}{z \cdot b \cdot h}$$

$$c_т \leftarrow \frac{24.6 \cdot \theta^{0.75}}{(Re)^{0.75}}$$

$$l_1 \leftarrow \frac{2 \cdot \pi \cdot R_к}{z} - \sqrt{2 \cdot R_к \cdot b}$$

$$c_ц \leftarrow 0.0307 \cdot \left(\frac{w \cdot l_1}{\nu} \right)^{\frac{-1}{7}}$$

$$C_1 \leftarrow \frac{\psi \cdot \frac{\pi}{2} \cdot (S-1)}{1 + \sqrt{1 + \left[\psi \cdot \frac{\pi}{2} \cdot (S-1) \right]^2}}$$

$$C_2 \leftarrow R + \left(\frac{h}{2 \cdot c_т} \right) \cdot \left(1 - C_1^{\,2} \right)$$

$$U_1 \leftarrow \frac{R}{C_2 - R}$$

$$U_2 \leftarrow \frac{R_1}{C_2 - R_1}$$

$$\xi_{вк} \leftarrow \left[c_ц \cdot \frac{l_1}{b} + c_т \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot \left(R_к^{\,2} - R^2 \right)}{z \cdot b \cdot h} \right] - \left(\frac{z \cdot b \cdot h}{\pi \cdot c_т} \right)^2 \cdot \frac{C_1^{\,3}}{C_2^{\,4}} \cdot \left[\left(U_2 - U_1 \right) \cdot \left(\frac{U_1 + U_2}{2} + \frac{1}{U_1 \cdot U_2} + 3 \right) - 3 \cdot \ln\left(\frac{U_2}{U_1} \right) \right]$$

$$\Delta P_{вк} \leftarrow \xi_{вк} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \cdot 10^{-5}$$

ΔP

$n \leftarrow n + 1$

$m \leftarrow m + 1$

L

Вывод результатов расчетов гидропотерь при различных значениях ширины каналов b и их количестве z (бар):

$$\Delta P_{вк} = \begin{pmatrix} 0.601 & 0.279 & 0.236 & 0.413 \\ 0.326 & 0.279 & 0.602 & 1.706 \end{pmatrix}$$

$\min\left(\Delta P_{вк}\right) = 0.236$ (бар) - минимальное значение гидропотерь в ВК при b = 1 мм; z = 3

$\Delta P_{уд} := \frac{\rho}{2} \cdot \left[\omega \cdot R_1 \cdot \left(C_u - 1 \right) \right]^2 \cdot 10^{-5}$ - потери энергии при ударном входе потока в каналы рабочего колеса (РК)

$\Delta P_{уд} = 6.17 \times 10^{-3}$ (бар)

Суммарные потери энергии в направляющем аппарате гидропривода (бар):

$$\Delta P := \left(\Delta P_{вк}\right) + \Delta P_{уд} \qquad \Delta P = \begin{pmatrix} 0.607 & 0.285 & 0.243 & 0.419 \\ 0.332 & 0.285 & 0.609 & 1.712 \end{pmatrix}$$

$\min\left(\Delta P\right) = 0.243$ (бар) - минимальное значение суммарных гидропотерь в НА привода при b = 1 мм; z = 3

Примем ширину каналов b и их количество z конструктивно (при ΔP =0,285 (бар)):

$b := 0.002$ (м)

$z := 2$

4. Высота входных каналов (вихревой камеры) h

Программный модуль для расчета высоты ВК - h (при b = 2 мм, z = 2)
(δ - предельная точность вычислений не менее 0,01 (1 %)

$h :=$ $h \leftarrow 0.0009$

$d \leftarrow 0.00001$

$\delta \leftarrow 0.01$

while $\delta > 0.001$

$h \leftarrow h + d$

$h \leftarrow h + d$

$\theta \leftarrow \frac{b}{h}$

$Re \leftarrow \frac{Q}{z \cdot h \cdot \nu}$

$R_к \leftarrow R_1 + b$

$R \leftarrow R_к - \frac{b}{2}$

$S \leftarrow \frac{2 \cdot R_к}{b}$

$\Delta \leftarrow \frac{R - R_1}{h}$

$$\psi \leftarrow 1 - 0.0154 \cdot \frac{S}{S-1} \cdot \left(\frac{\pi}{z} \cdot S - \sqrt{S} \right)^{\frac{6}{7}} \cdot (Re)^{\frac{-1}{7}} - 12.3 \cdot \frac{\pi}{z} \cdot (S - 0.5) \cdot (\theta)^{\frac{7}{4}} \cdot (Re)^{\frac{-3}{4}}$$

$$\alpha \leftarrow \frac{\psi}{1 + \frac{24.6 \cdot (\theta)^{0.75}}{(Re)^{0.75}} \cdot \Delta \cdot \left[1 + \sqrt{1 + \left[\psi \cdot \frac{\pi}{z} \cdot (S-1) \right]^2} \right]}$$

$D \leftarrow \frac{Q \cdot R}{b \cdot z \cdot \omega \cdot R_1^{\,2}}$

$\delta \leftarrow \left| \left(\frac{\alpha}{h} \right) \cdot D - C_u \right|$

h

Вывод результатов:

$h = 7.36 \times 10^{-3}$ (м) - расчетная высота входных каналов (вихревой камеры)

5. Радиус центральной непроточной зоны вихревой камеры R_m

$$\Pi := \frac{\pi \cdot R_1^{\,3} \cdot \omega}{Q}$$ - П-параметр вихревой камеры (2.10)

$$\frac{\left(1-\xi^2\right)^2}{\xi^2} + 2\cdot\left(1-\xi^2\right)\cdot\ln(\xi) = \frac{2}{\Pi}$$ - условие для вычисления Rm (2.9)

$$Y(\xi) := \frac{\left(1-\xi^2\right)^2}{\xi^2} + 2\cdot\left(1-\xi^2\right)\cdot\ln(\xi) - \frac{2}{\Pi}$$

введем $\xi_1 := 0.5$ тогда $\xi := \text{root}\left(Y\left(\xi_1\right), \xi_1\right)$ $\xi = 0.709$

$R_m := R_1 \cdot \xi$ (2.11)

$R_m = 8.86 \times 10^{-3}$ (м) - радиус центральной непроточной зоны ВК

Расчетные гидравлические потери энергии на вращение ротора (3.3)

$$\Delta P_{вр} := \frac{M_c \cdot \omega \cdot \left(10^{-5}\right)}{Q}$$ $\Delta P_{пр} := 1.48$ (бар)

Скорость жидкости во входных тангенциальных каналах вихревой камеры

$$w := \frac{Q}{z \cdot b \cdot h}$$ $w = 14.72$ (м/с)

Приложение 4

Расчет параметров струйного насоса на входе в центрифугу с вихревым приводом

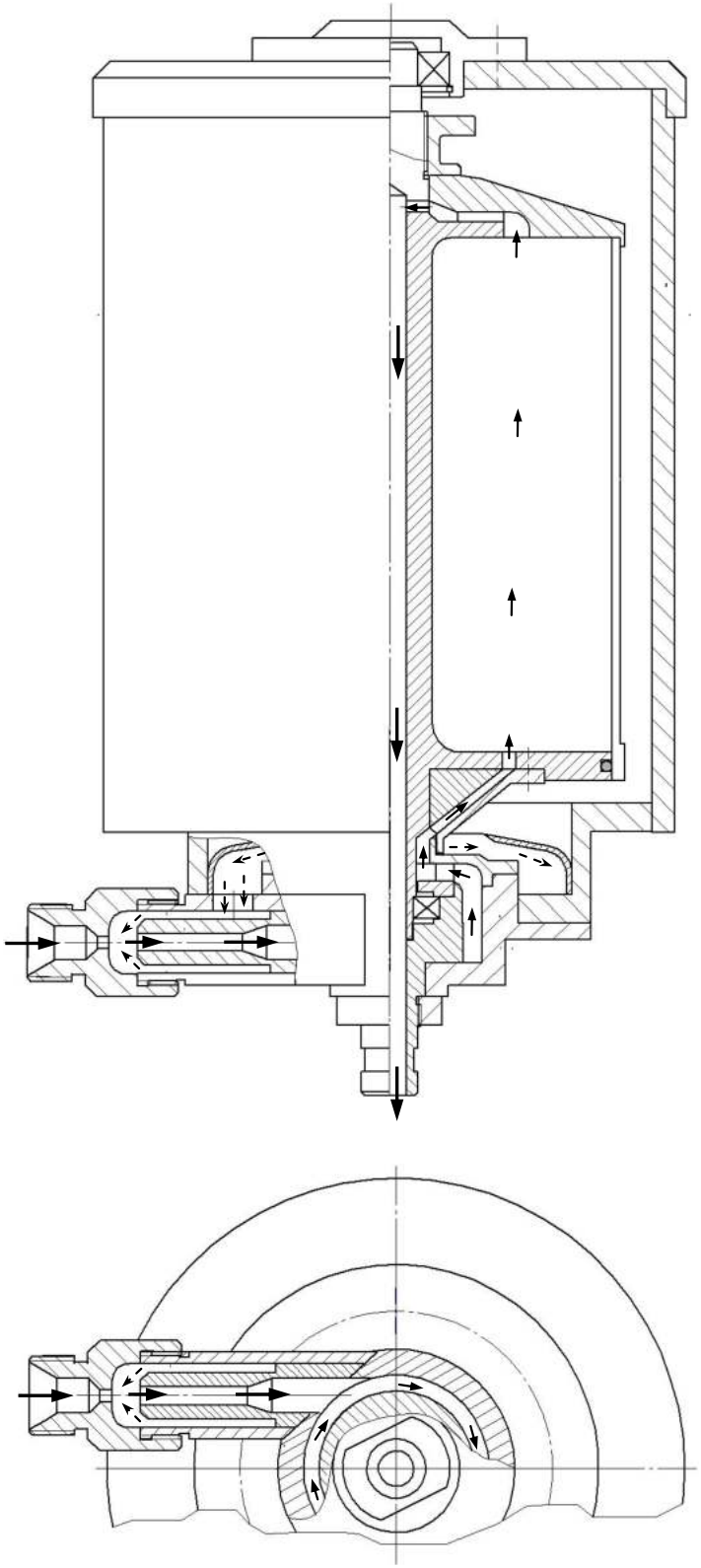


Рисунок 4 − Схема центрифуги с вихревым приводом и струйным насосом

1-й вариант расчета: объем ротора центрифуги V = 2 л

Исходные данные

$q_0 := 35$ (л/мин) - расход жидкости через струйный насос и центрифугу

$$Q_0 := \frac{q_0}{60000} \qquad Q_0 = 5.83 \times 10^{-4} \text{ (м}^3\text{/с)}$$

$q_1 := 0.8$ (л/мин) - расход утечек жидкости через уплотения гидропривода

$$Q_1 := \frac{q_1}{60000} \qquad Q_1 = 1.333 \times 10^{-5} \text{ (м}^3\text{/с)}$$

$P_0 := 0.7 \times 10^6$ (Па) - давление на входе в центрифугу

$P_1 := 0.08 \times 10^6$ (Па) - давление в эжекторной камере струйного насоса (в корпусе центрифуги)

$\rho := 860$ (кг/м^3) - плотность очищаемой жидкости

$\varphi := 0.95$ - коэффициент скорости истечения из сопла

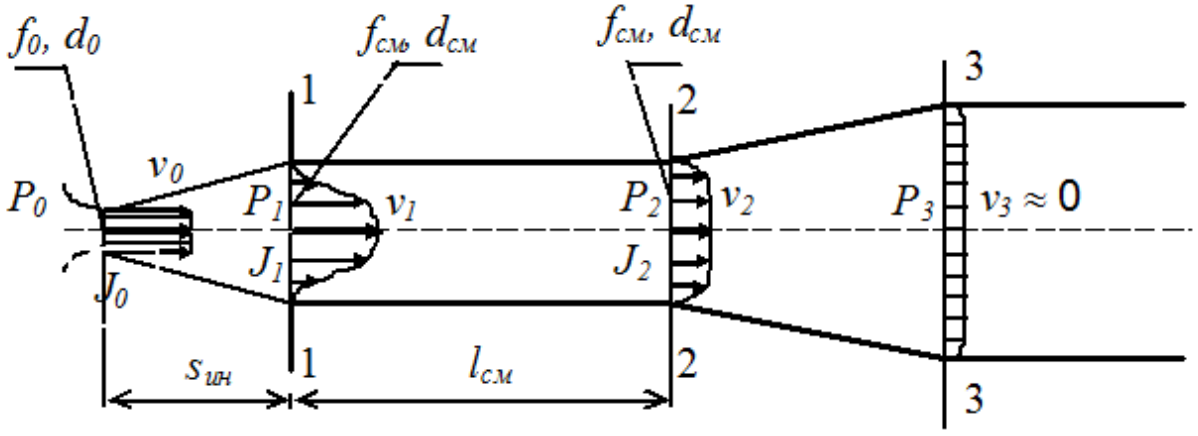


Рисунок 5 – Параметры струйного насоса

Расчет параметров

- уравнение баланса энергий (5.4):

$$\left[\frac{(P_3 - P_1)}{P_0 - P_1} \cdot \left(1 + \frac{Q_1}{Q_0}\right)^2\right] := 0.6$$

- давление на выходе из насоса (на входе в гидропривод центрифуги) (5.5):

$$P_3 := \frac{\left[0.6 \cdot \left(P_0 - P_1\right)\right]}{\left(1 + \frac{Q_1}{Q_0}\right)^2} + P_1 \qquad P_3 = 4.356 \times 10^5 \text{ (Па)}$$

- диаметр рабочего сопла (5.6):

$$d_0 := \sqrt{4 \cdot \frac{Q_0}{\varphi \cdot 3.14 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\left(P_0 - P_1\right)}{\rho}}}} \cdot 1000 \qquad d_0 = 4.539 \text{ (мм)}$$

- диаметр камеры смешивания (5.7):

$$d_{см} := 1.47 \cdot \left(1 + \frac{Q_1}{Q_0}\right) \cdot d_0 \qquad d_{см} = 6.824 \text{ мм}$$

- расстояние от среза сопла до входа в камеру смешивания (5.8):

$s := 2.27 \cdot d_{см} - d_0 \qquad s = 10.953$ (мм)

- рекомендуемая длина камеры смешивания

$l_{см} := 6 d_{см} \qquad l_{см} = 40.946$ (мм)

2-й вариант: объем ротора центрифуги V = 4 л

Исходные данные

$q_0 := 45$ (л/мин) - расход жидкости через струйный насос и центрифугу

$$Q_0 := \frac{q_0}{60000} \qquad Q_0 = 7.5 \times 10^{-4} \text{ (м}^3\text{/с)}$$

$q_1 := 2.0$ (л/мин) - расход утечек жидкости через уплотения гидропривода

$$Q_1 := \frac{q_1}{60000} \qquad Q_1 = 3.333 \times 10^{-5} \text{ (м}^3\text{/с)}$$

$P_0 := 0.9 \times 10^6$ (Па) - давление на входе в центрифугу

$P_1 := 0.08 \times 10^6$ (Па) - давление в эжекторной камере струйного насоса (в корпусе центрифуги)

Расчет параметров

- давление на выходе из насоса (на входе в гидропривод центрифуги) (5.5):

$$P_3 := \frac{\left[0.6 \cdot (P_0 - P_1)\right]}{\left(1 + \frac{Q_1}{Q_0}\right)^2} + P_1 \qquad P_3 = 5.31 \times 10^5 \quad (\text{Па})$$

- диаметр рабочего сопла (5.6):

$$d_0 := \sqrt{4 \cdot \frac{Q_0}{\varphi \cdot 3.14 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{(P_0 - P_1)}{\rho}}}} \cdot 1000 \qquad d_0 = 4.799 \quad (\text{мм})$$

- диаметр камеры смешивания (5.7):

$$d_{см} := 1.47 \cdot \left(1 + \frac{Q_1}{Q_0}\right) \cdot d_0 \qquad d_{см} = 7.368 \quad \text{мм}$$

- расстояние от среза сопла до входа в камеру смешивания (5.8):

$$s := 2.27 \cdot d_{см} - d_0 \qquad s = 11.926 \ (\text{мм})$$

- рекомендуемая длина камеры смешивания

$$l_{см} := 6 d_{см} \qquad l_{см} = 44.208 \ (\text{мм})$$

3-й вариант: объем ротора центрифуги V = 6 л

Исходные данные

$q_0 := 55$ (л/мин) - расход жидкости через струйный насос и центрифугу

$$Q_0 := \frac{q_0}{60000} \qquad Q_0 = 9.17 \times 10^{-4}$$

$q_1 := 2.5$ (л/мин) - расход утечек жидкости через уплотения гидропривода

$$Q_1 := \frac{q_1}{60000} \qquad Q_1 = 4.167 \times 10^{-5}$$

$P_0 := 1.0 \times 10^6$ (Па) - давление на входе в центрифугу

$P_1 := 0.08 \times 10^6$ (Па) - давление в эжекторной камере струйного насоса (в корпусе центрифуги)

Расчет параметров

- давление на выходе из насоса (на входе в гидропривод центрифуги) (5.5):

$$P_3 := \frac{\left[0.6 \cdot (P_0 - P_1)\right]}{\left(1 + \frac{Q_1}{Q_0}\right)^2} + P_1 \qquad P_3 = 5.85 \times 10^5 \quad (\text{Па})$$

- диаметр рабочего сопла (5.6):

$$d_0 := \sqrt{4 \cdot \frac{Q_0}{\varphi \cdot 3.14 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{(P_0 - P_1)}{\rho}}}} \cdot 1000 \qquad d_0 = 5.155 \quad (\text{мм})$$

- диаметр камеры смешивания (5.7):

$$d_{см} := 1.47 \cdot \left(1 + \frac{Q_1}{Q_0}\right) \cdot d_0 \qquad d_{см} = 7.922 \quad \text{мм}$$

- расстояние от среза сопла до входа в камеру смешивания (5.8):

$s := 2.27 \cdot d_{см} - d_0$ $\qquad s = 12.829$ (мм)

- рекомендуемая длина камеры смешивания

$l_{см} := 6 d_{см}$ $\qquad l_{см} = 47.534$ (мм)

Приложение 5

Расчет параметров вихревого гидропривода для центрифуги FM 600

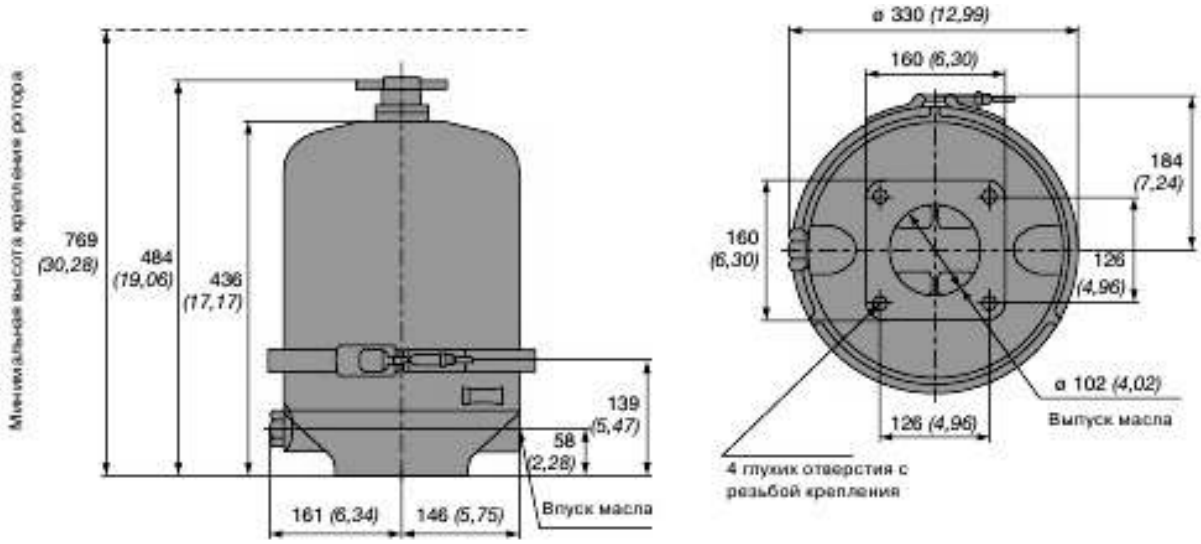


Рисунок 6 − Центрифуга FM 600 фирмы MANN+HUMMEL
со струйно-реактивным гидроприводом

Исходные данные

Свойства рабочей жидкости (моторное масло)

$\rho := 890$ - плотность (кг/м^3)

$\nu := 10$ - кинематическая вязкость (сСт) $\underset{\sim}{\nu} := \nu \cdot 10^{-6}$ $\nu = 1 \times 10^{-5}$ м^2/с

$\mu := \rho \cdot \nu$ - динамическая вязкость (Па*с) $\mu = 8.9 \times 10^{-3}$

Конструктивные параметры центрифуги

$D := 0.225$ - диаметр ротора наружный (м)

$\underset{\sim}{H} := 0.265$ - высота ротора наружная (м)

$\underset{\sim}{V} := 6000$ - объём ротора (см^3)

$dy1 := 0.021$ - диаметр верхнего уплотнения колонки ротора на оси (м)

$ly1 := 0.020$ - длина уплотнения (м)

$dy2 := 0.025$ - диаметр нижнего уплотнения колонки ротора на оси подшипника скольжения (м)

$ly2 := 0.015$ - длина уплотнения (м)

$\underset{\sim}{\delta} := 5 \cdot 10^{-5}$ - радиальный зазор в уплотнении (м)

Параметры работы центрифуги

$n := 8000$ - частота вращения ротора (планируемая) (об/мин)

$\omega := 3.14\frac{n}{30}$ - угловая скорость ротора (рад/с) $\omega = 837.333$

$q := 75$ - расход жидкости на гидропривод (на входе в центрифугу) (л/мин)

$Q := \frac{q}{60000}$ $Q = 1.25 \times 10^{-3}$ (м3/с)

$C_u := 1.0$ - коэффициент циркуляции потока на выходе из вихревой камеры

1. Момент сопротивления вращению ротора FM-600 без учёта сопротивления в сопряжении ротора с вихревой камерой

1.1 Аэродинамический момент сопротивления вращению ротора

$M_a := 2.3 \cdot 10^{-2} \cdot \omega^2 \cdot D^5 \cdot \left(1 + \frac{5 \cdot H}{D}\right)$ $\boxed{M_a = 64.06}$ (Нсм)

1.2. Момент сопротивления вращению в верхнем цилиндрическом уплотнении

$My1 := 78.53 \cdot \mu \cdot ly1 \cdot \frac{dy1^3 \cdot \omega}{\delta}$ $\boxed{My1 = 2.168}$ (Нсм)

1.3. Момент сопротивления вращению в нижнем цилиндрическом уплотнении

$My2 := 78.53 \cdot \mu \cdot ly2 \cdot \frac{dy2^3 \cdot \omega}{\delta}$ $\boxed{My2 = 2.743}$ (Нсм)

1.4. Момент сопротивления вращению в верхнем подшипнике качения

Подшипник радиальный шариковый №1000901.
Геометрические параметры:

$De := 24$ - наружный диаметр подшипника (мм)

$Din := 12$ - внутренний диаметр подшипника (мм)

$Dw := 3.97$ - диаметр шариков (мм)

$D0 := \frac{De + Din}{2}$ - диаметр окружности центров шариков (мм)

$w := 7$ - количество шариков

$f := 0.15$ - коэффициент трения скольжения

$k := 0.0007$ - коэффициент трения качения (см)

$\Delta := 4$ - допустимый дисбаланс ротора (гсм)

Радиальная нагрузка на один подшипник вследствие дисбаланса ротора (Н):

$$Rd := 1 \cdot 10^{-5} \omega^2 \frac{\Delta}{2} \qquad Rd = 14.023 \quad (Н)$$

Центробежная сила шариков (Н):

$$F := 5.57 \cdot 10^{-12} \cdot n^2 \cdot Dw^3 \frac{(D0 - Dw)^2}{D0} \qquad F = 0.244 \quad (Н)$$

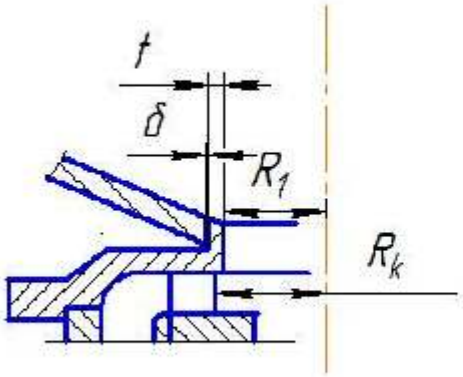
Момент сопротивления вращению в подшипнике (Нсм):

$$Mb1 := 1.3 \cdot k \cdot Rd \cdot \frac{D0}{Dw} + \frac{1}{2} \cdot k \cdot w \cdot F \cdot (1 + f)\left(\frac{D0}{Dw} - 1\right) \qquad \boxed{Mb1 = 0.06} \ (Нсм)$$

1.5. Суммарный момент сопротивления вращению ротора (без учёта сопротивления в сопряжении ротора с вихревой камерой)

$$M_p := \left(M_a + My1 + My2 + Mb1\right) \cdot 0.01 \qquad \boxed{M_p = 0.69} \quad (Нм)$$

2. Радиус выхода из вихревой камеры (ВК) R_1



$t := 0.0015$ - толщина стенки выходного сопла ВК (м)

$l := 0.003$ - длина уплотнения ВК (сопряжения ротора с вихревой камерой) (м)

$\delta_y := 6 \cdot 10^{-5}$ - радиальный зазор в уплотнении ВК (м)

$\Delta P_y := 5 \cdot 10^5$ - перепад давления в уплотнении ВК (ориентировочный) (Па)

Введем условные обозначения (м²/с):

$$B := \frac{\pi}{6}\cdot\left(\frac{\delta_y^{\,3}\cdot\Delta P_y}{\mu\cdot l}\right) \qquad B = 2.118\times 10^{-3}$$

$$B_1 := \frac{\rho\cdot\omega\cdot\pi}{6}\cdot\left(\frac{\delta_y^{\,3}\cdot\Delta P_y}{\mu\cdot l}\right) \qquad B_1 = 1.578\times 10^{3}$$

$$A_1 := 2\pi\cdot\frac{\mu\cdot l}{\delta_y}\cdot\omega \qquad A_1 = 2.341\times 10^{3}$$

$$A := B_1 + A_1 \qquad A = 3.92\times 10^{3}$$

Программный модуль для расчета радиуса выхода из ВК:

$$R_1 := \left|\begin{array}{l} Q \leftarrow \dfrac{q}{60000} \\ x \leftarrow 0.011 \\ Y(x) \leftarrow M_p + A\cdot(x+t)^3 - \rho\cdot C_u\cdot\omega\cdot x^2[Q - B\cdot(x+t)] \\ Z \leftarrow \mathrm{root}(Y(x),x) \\ R_1 \leftarrow Z \end{array}\right.$$

Вывод результата расчета $\boxed{R_1 = 0.03}$ (м)

Моменты сопротивлений вращению ротора при R_1 = 30 мм:

$Q_y := B\cdot(R_1 + t)$ - расход жидкости через уплотнение ВК (м³/с)

$M_{бр} := B_1\cdot(R_1 + t)^3$ - момент сопротивления при разбрызгивании жидкости из уплотнения ВК (Нм)

$M_т := A_1\cdot(R_1 + t)^3$ - момент сопротивления трению в уплотнении ВК (Нм)

$M_{cy} := M_{бр} + M_т$ - полный момент сопротивления в уплотнении ВК (Нм)

$M_{cy} := A\cdot(R_1 + t)^3$ $\boxed{M_{cy} = 0.128}$ (Нм)

$M_c := M_{cy} + M_p$ - полный момент сопротивления вращению ротора (Нм)

$\boxed{M_c = 0.819}$ (Нм)

Движущий момент, развиваемый потоком в гидроприводе

$$M_д := \rho \cdot \omega \cdot R_1^{\,2}\left[Q - B\cdot\left(R_1 + t\right)\right]$$

$M_д = 0.819$ (Нм)

3. Гидравлические потери в вихревой камере $\Delta P_{вк}$, число ее входных каналов z и их ширина b

Программный модуль для расчета гидропотерь в ВК при разных значениях b и z (δ - предельная точность вычислений не менее 0,01 (1 %)

$\Delta P_{вк} :=$

$m \leftarrow 0$

for $b \in (0.001 \quad 0.002)$

$n \leftarrow 0$

for $z \in (1 \quad 2 \quad 3)$

$L_{m,n} \leftarrow$

$h \leftarrow 0.001$

$d \leftarrow 0.00001$

$\delta \leftarrow 0.01$

while $\delta > 0.001$

$h \leftarrow h + d$

$\theta \leftarrow \frac{b}{h}$

$Re \leftarrow \frac{Q}{z \cdot h \cdot \nu}$

$R_к \leftarrow R_1 + b$

$R \leftarrow R_к - \frac{b}{2}$

$S \leftarrow \frac{2 \cdot R_к}{b}$

$\Delta \leftarrow \frac{R - R_1}{h}$

$$\psi \leftarrow 1 - 0.0154 \cdot \frac{S}{S-1} \cdot \left(\frac{\pi}{z} \cdot S - \sqrt{S} \right)^{\frac{6}{7}} \cdot (Re)^{\frac{-1}{7}} - 12.3 \cdot \frac{\pi}{z} \cdot (S - 0.5) \cdot (\theta)^{\frac{7}{4}} \cdot (Re)^{\frac{-3}{4}}$$

$$\alpha \leftarrow \frac{\psi}{1 + \frac{24.6 \cdot (\theta)^{0.75}}{(Re)^{0.75}} \cdot \Delta \cdot \left[1 + \sqrt{1 + \left[\psi \cdot \frac{\pi}{z} \cdot (S-1) \right]^2} \right]}$$

$$D \leftarrow \frac{Q \cdot R}{b \cdot z \cdot \omega \cdot R_1^{\,2}}$$

$$\delta \leftarrow \left| \left(\frac{\alpha}{h} \right) \cdot D - C_u \right|$$

h

$\Delta P \leftarrow$

$$w \leftarrow \frac{Q}{z \cdot b \cdot h}$$

$$c_T \leftarrow \frac{24.6 \cdot \theta^{0.75}}{(Re)^{0.75}}$$

$$l_1 \leftarrow \frac{2 \cdot \pi \cdot R_к}{z} - \sqrt{2 \cdot R_к \cdot b}$$

$$c_Ц \leftarrow 0.0307 \cdot \left(\frac{w \cdot l_1}{\nu} \right)^{\frac{-1}{7}}$$

$$C_1 \leftarrow \frac{\psi \cdot \frac{\pi}{2} \cdot (S-1)}{1 + \sqrt{1 + \left[\psi \cdot \frac{\pi}{2} \cdot (S-1) \right]^2}}$$

$$C_2 \leftarrow R + \left(\frac{h}{2 \cdot c_T} \right) \cdot \left(1 - C_1^{\,2} \right)$$

$$U_1 \leftarrow \frac{R}{C_2 - R}$$

$$U_2 \leftarrow \frac{R_1}{C_2 - R_1}$$

$$\xi_{вк} \leftarrow \left[c_ц \cdot \frac{l_1}{b} + c_т \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot \left(R_к^{\,2} - R^2 \right)}{z \cdot b \cdot h} \right] - \left(\frac{z \cdot b \cdot h}{\pi \cdot c_т} \right)^2 \cdot \frac{C_1^{\,3}}{C_2^{\,4}} \cdot \left[\left(U_2 - U_1 \right) \cdot \left(\frac{U_1 + U_2}{2} + \frac{1}{U_1 \cdot U_2} + 3 \right) - 3 \cdot \ln\left(\frac{U_2}{U_1} \right) \right]$$

$$\Delta P_{вк} \leftarrow \xi_{вк} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \cdot 10^{-5}$$

ΔP

$n \leftarrow n + 1$

$m \leftarrow m + 1$

L

Вывод результатов расчетов гидропотерь в вихревой камере при ширине каналов b = 1, 2 мм и их количестве z = 1, 2, 3 (бар):

$$\Delta P_{вк} = \begin{pmatrix} 7.649 & 2.547 & 1.833 \\ 2.641 & 1.637 & 2.747 \end{pmatrix}$$

Потери энергии при ударном входе потока в каналы рабочего колеса

$$\Delta P_{уд} := \frac{\rho}{2} \cdot \left[\omega \cdot R_1 \cdot \left(C_u - 1 \right) \right]^2 \cdot 10^{-5}$$

$\Delta P_{уд} = 0$ (бар) - безударный вход потока в РК

Суммарные потери энергии в направляющем аппарате гидропривода (бар):

$$\Delta P := \left(\Delta P_{вк} \right) + \Delta P_{уд} \qquad \Delta P = \begin{pmatrix} 7.649 & 2.547 & 1.833 \\ 2.641 & 1.637 & 2.747 \end{pmatrix}$$

$\min(\Delta P) = 1.637$ (бар) - минимальное значение суммарных гидропотерь в направляющем аппарате при b = 2 мм; z = 2

Принимаем ширину каналов b и их количество z (при ΔP =1,637 (бар)):

$b := 0.002$ (м)

$z := 2$

Расчетные гидравлические потери энергии на вращение ротора

$$\Delta P_{вр} := \frac{M_c \cdot \omega \cdot \left(10^{-5}\right)}{Q}$$

$\Delta P_{вр} = 5.483$ (бар)

4. Высота входных каналов (вихревой камеры) h

Программный модуль для расчета высоты ВК - h (при b = 2 мм, z = 2)
(δ - предельная точность вычислений не менее 0,01 (1 %)

$h :=$ $h \leftarrow 0.0009$

$d \leftarrow 0.00001$

$\delta \leftarrow 0.01$

while $\delta > 0.001$

$h \leftarrow h + d$

$\theta \leftarrow \frac{b}{h}$

$Re \leftarrow \frac{Q}{z \cdot h \cdot \nu}$

$R_к \leftarrow R_1 + b$

$R \leftarrow R_к - \frac{b}{2}$

$S \leftarrow \frac{2 \cdot R_к}{b}$

$\Delta \leftarrow \frac{R - R_1}{h}$

$$\psi \leftarrow 1 - 0.0154 \cdot \frac{S}{S-1} \cdot \left(\frac{\pi}{z} \cdot S - \sqrt{S}\right)^{\frac{6}{7}} \cdot (Re)^{\frac{-1}{7}} - 12.3 \cdot \frac{\pi}{z} \cdot (S - 0.5) \cdot (\theta)^{\frac{7}{4}} \cdot (Re)^{\frac{-3}{4}}$$

$$\alpha \leftarrow \frac{\psi}{1 + \frac{24.6 \cdot (\theta)^{0.75}}{(Re)^{0.75}} \cdot \Delta \cdot \left[1 + \sqrt{1 + \left[\psi \cdot \frac{\pi}{z} \cdot (S-1)\right]^2}\right]}$$

$$D \leftarrow \frac{Q \cdot R}{b \cdot z \cdot \omega \cdot R_1^{\,2}}$$

$$\delta \leftarrow \left| \left(\frac{\alpha}{h} \right) \cdot D - C_u \right|$$

$$h$$

Вывод результатов расчетов:

$h = 0.01$ (м) - расчетная высота входных каналов (вихревой камеры)

Скорость жидкости во входных тангенциальных каналах вихревой камеры

$$w := \frac{Q}{z \cdot b \cdot h}$$ $w = 31.19$ (м/с)

5. Радиус центральной непроточной зоны вихревой камеры R_m

$$\Pi := \frac{\pi \cdot R_1^{\,3} \cdot \omega}{Q}$$ - П-параметр вихревой камеры

$$\frac{\left(1 - \xi^2\right)^2}{\xi^2} + 2 \cdot \left(1 - \xi^2\right) \cdot \ln(\xi) = \frac{2}{\Pi}$$ - условие для вычисления Rm

$$Y(\xi) := \frac{\left(1 - \xi^2\right)^2}{\xi^2} + 2 \cdot \left(1 - \xi^2\right) \cdot \ln(\xi) - \frac{2}{\Pi}$$

введем предварительно $\xi_1 := 0.5$ тогда $\xi := \mathrm{root}\left(Y\left(\xi_1\right), \xi_1\right)$

$$R_m := R_1 \cdot \xi$$

$R_m = 0.025$ (м) - радиус центральной непроточной зоны ВК

6. Оценочный параметр сепарационной эффективности центрифуги FM-600 с вихревым гидроприводом

$$kc := \frac{\sqrt{Q} \cdot 10^3}{\omega \cdot \sqrt{V \cdot 10^{-6}}}$$ $kc = 0.545$

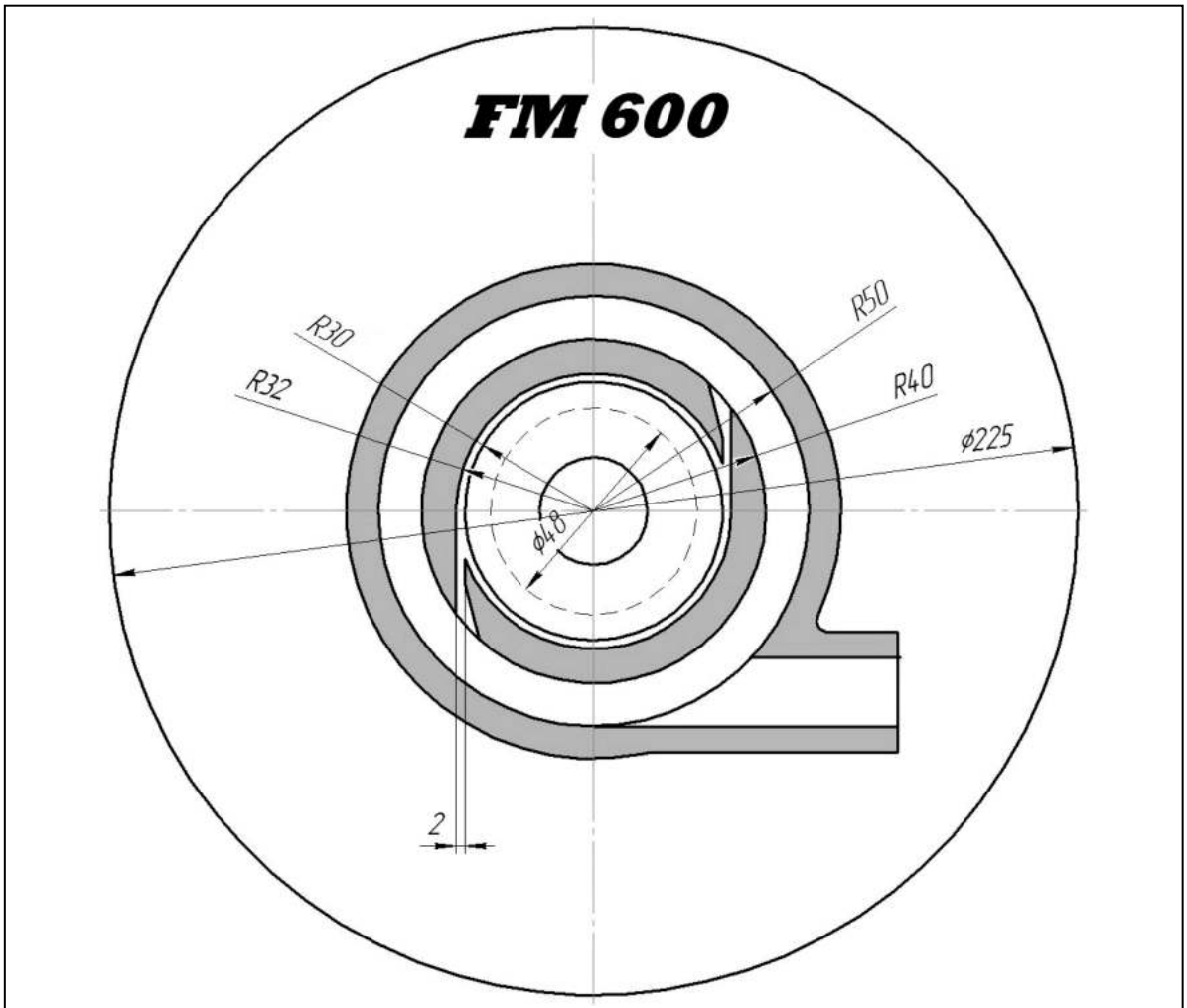


Рисунок 7 − Схема вихревой камеры гидропривода центрифуги FM 600

Расчетные параметры вихревого гидропривода:

- радиус выхода из ВК: R_1 = 30 мм;
- радиус ВК: $R_к$ = 32 мм;
- радиус центральной непроточной зоны ВК: R_m = 25 мм;
- ширина входных прямоугольных каналов ВК: b = 2 мм;
- высота входных каналов ВК: h = 10 мм;
- количество входных каналов: z = 2;
- скорость потока в каналах ВК: w = 31,2 м/с;
- гидравлические потери в ВК: $\Delta P_{вк}$ = 1,64 бар;
- частота вращения ротора: n = 8000 об/мин;
- расход жидкости через центрифугу (гидропривод): Q = 75 л/мин;
- оценочный параметр сепарационной эффективности центрифуги: к = 0,545.

Научное издание

Снежко Андрей Владимирович

Снежко Владимир Андреевич

ЦЕНТРИФУГА
С ВИХРЕВЫМ ГИДРОПРИВОДОМ

(конструкция, теория, расчёт, применение)

Редактор Н.П. Лучинкина
Верстка Н.В. Гвоздик
Дизайн обложки С.П. Вдовикина

Подписано в печать 30.05.2023 г.
Формат 60×84/16. Усл. п. л. 11,3. Тираж 500 экз. Заказ № 19.

Отдел информационных технологий и издательской деятельности
Азово-Черноморского инженерного института
ФГБОУ ВО Донской ГАУ
347740, г. Зерноград Ростовской области, ул. Советская, 15.