

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Московский авиационный институт (национальный
исследовательский университет)»

На правах рукописи

Казеннов Иван Сергеевич

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ И УПРАВЛЕНИЕ КАВИТАЦИОННЫМИ
ХАРАКТЕРИСТИКАМИ БУСТЕРНЫХ ОСЕДИАГОНАЛЬНЫХ НАСОСОВ
КИСЛОРОДНО-КЕРОСИНОВЫХ ЖРД С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЧИСЛЕННОГО
МОДЕЛИРОВАНИЯ

Специальность 05.07.05 «Тепловые, электроракетные двигатели и
энергоустановки летательных аппаратов»

Диссертация на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук
Тимушев Сергей Федорович

Москва-2017

Оглавление

Введение.....	4
1. Обзор методов определения кавитационных характеристик и качеств шнековых и оседиагональных насосов.....	13
1.1. Введение в проблематику	13
1.2. Экспериментальное изучение кавитации	15
1.2.1. Гидравлический метод определения кавитационных характеристик и типы характеристик.....	16
1.2.2. Визуальное изучение и типы гидродинамической кавитации	19
1.3. Расчетно-статистические методы определения кавитационных характеристик и качеств насоса по второму критическому режиму	27
1.4. Изучение кавитации при помощи численного моделирования	34
1.5. Геометрические параметры, оказывающие влияние на кавитацию	36
Выводы	41
2. Методы численного моделирования кавитации	43
2.1. Подходы к моделированию кавитации.....	45
2.1.1. Метод отслеживания границы.....	45
2.1.2. Метод дискретных элементов.....	46
2.1.3. Двухфазные методы.....	46
2.1.4. Метод объёма жидкости.....	46
2.2. Модели кавитации, реализованные в современных CFD пакетах..	47
2.2.1. Модели, кавитации реализованные в ANSYS Fluent	48
2.2.1.1. Модель Сингхала и др.	50
2.2.1.2. Модель Шварта, Гербера и Беламри.....	53
2.2.1.3. Модель Шнерра и Сауэра.....	54
2.2.2. Модели, реализованные в ANSYS CFX	55

2.2.3. Модели, реализованные в Star CCM+	55
Выводы	55
3. Методика численного моделирования кавитационных характеристик с применением программного комплекса ANSYS	56
3.1. Модели, используемые в ANSYS CFX для решения кавитирующего потока жидкости	56
3.2. Методика проведения расчетов	57
3.3. Сеточные модели	59
Выводы	62
4. Численное моделирование кавитационных характеристик БТНА	63
4.1. Моделирование кавитационных характеристик БТНА без учета зазора между корпусом и лопатками колеса.....	63
4.2. Моделирование кавитационных характеристик и описание картины течения в оседиагональном колесе с учетом зазора между корпусом и лопатками колеса	64
4.3. Моделирование кавитационных характеристик колеса с учетом бандажа	76
4.4. Влияние толщины входных кромок	78
4.5. Влияние количества лопаток	84
4.6. Влияния величины зазора на кавитационные характеристики.	86
4.7. Влияние переменного зазора на кавитационные характеристики..	90
4.8. Влияние шероховатости	93
Выводы	95
Заключение	98
Список литературы	98

ВВЕДЕНИЕ

Для уменьшения массы ТНА требуется увеличение оборотов основных насосов ЖРД. Для этого необходимо создание насосов с минимальным кавитационным запасом, чтобы давление на входе в насос, что фактически является входом в двигатель, за вычетом потерь в трубопроводах или в фильтрах, было минимально возможным. Однако улучшение антикавитационных свойств насосов зачастую приводит к уменьшению их КПД.

Во многих конструкциях ЖРД проблема кавитации решается путём применения в конструкции бустерных турбонасосных агрегатов (БТНА) или струйных насосов, которые обеспечивают бесрывную работу основных насосов двигателя. БТНА применяются в конструкции многих двигателей большой и малой тяги, как открытых схем, так и закрытых, создают сравнительно небольшой напор (достаточный для бесрывной работы основных насосов) и имеют с меньшие окружные скорости в отличие от основных насосов. Это позволяет при умеренных величинах $C_{крп}$ основных насосов снизить давление на входе двигателя.

Однако есть тип БТНА с высокими кавитационными качествами и КПД на уровне 0,65-0,8 и высокими антикавитационными качествами (рис. 1). В таких насосах применяются оседиагональные колеса. Оседиагональное колесо – это рабочее колесо с осевым входом и выходом, однако главное отличие таких колес от шнековых - это переменный по длине межлопаточного канал диаметра втулки, а, иногда, и переменный диаметр колеса. Обычно лопаточные решетки оседиагональных колёс условно разбиваются на три участка – входной или кавитационный, промежуточный и выходной. Густота решетки лопаток таких колёс больше шнековых и может находиться на уровне 3-3,5.

Оседиагональные насосы имеют коэффициент быстроходности на уровне 150-550, закон профилирования лопаток отличный от шнекового ($r \cdot \tan \beta \neq const$), переменную по длине канала колеса втулку (иногда втулочное отношение на выходе достигает значений 0,85 – бустерный насос SSME и J-2 из источника [8]), густота решетки колеса имеет большие значения, чем

рекомендованные в литературе (по рекомендациям для шнековых колёс [85] густота должна составлять от 2 до 2.4, тогда как в оседиагональных колёсах густота часто бывает более 3). Оседиагональные насосы используются не только в ЖРД, но и в авиации (топливные подкачивающие насосы), в судостроении (водомерные движетели), нефтяной и других отраслях промышленности.

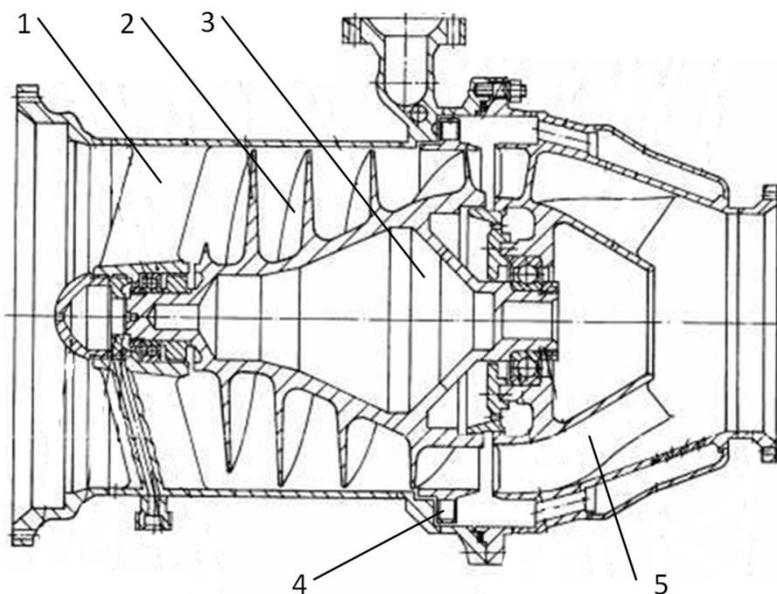


Рис. 1. Типовая схема бустерного насоса ЖРД НПО Энергомаш [1]; 1- входные пилоны; 2 – шнек; 3 – полость разгрузки осевых сил; 4 – ротор турбины привода; 5 – спрямляющий аппарат отвода.

Величина критического кавитационного коэффициента быстроходности по второму критическому режиму ($C_{крII}$) может достигать от 3000 до 10000, только за счет колеса. В шнековых и оседиагональных колёсах бесрывная работа колеса обеспечивается за счет его большой густоты. Однако в основном применяются колеса с $C_{крII}$ от 3000 до 5000, так как увеличение $C_{крII}$ может повлечь за собой нежелательные явления, такие как низкий КПД, появление низкочастотных колебаний и т.д. Даже при таком уровне кавитационного коэффициента быстроходности в БТНА кавитационный коэффициент быстроходности системы питания достигает уровня 10000-16000, тогда как без БТНА составляет 4000-5000 [86], где для расчета $C_{крII}$ берут критический кавитационный запас бустерного насоса, а обороты основного насоса (формула расчета критического коэффициента быстроходности приведена ниже). В БТНА производства НПО Энергомаш и КБ Химавтоматики при $C_{крII}$ от 3000 до 5000, КПД составляет от 0,65 до 0,80.

Чаще всего БТНА имеют свою собственную автономную турбину или, реже, привод от основного вала через мультипликатор. В конструкциях БТНА часто турбины установлены через бандаж на лопатках оседиагональных рабочих колес.

БТНА должны создаваться исходя из следующих условий:

- обладать высокими антикавитационными качествами;
- обеспечивать бесрывную работу основных насосов ТНА на всех режимах по расходу;
- обладать высокими энергетическими характеристиками;
- обладать стойкостью к эрозии;
- обладать достаточными по прочности запасами, чтобы в конструкциях ЖРД с большой тягой не отгибались входные участки лопаток;
- обладать технологической простотой при изготовлении;
- обладать малой массой и габаритами.

Как следует из вышперечисленного, к оседиагональным колёсам БТНА предъявляются высокие требования не только по части гидравлики, но также по обеспечению прочности и простоты изготовления в производстве.

Для испытаний насосов ЖРД натурные компоненты используются крайне редко. Стенды для испытания насосов ЖРД, особенно большой тяги, работают на воде. Это обусловлено тем, что вода более удобна для применения, хранения и дальнейшего пересчета параметров насосов с одного компонента на другой, так как не имеет термодинамической поправки на кавитационный запас, как кислород, метан, водород и другие криогенные компоненты.

Актуальность темы диссертационной работы. Одной из главных задач при проектировании БТНА с оседиагональными колёсами является определение их кавитационных характеристик на этапе проектирования двигателя. Существующие методики определения кавитационных характеристик и качеств разрабатывались для шнековых или шнекоцентробежных насосов. Их использование для расчета кавитационных характеристик оседиагональных колёс БТНА ЖРД не достаточно изучено. Кроме того, надо выделить геометрические параметры, влияние которых на кавитационные характеристики не изучено достаточным образом – величина

зазора между колесом и корпусом, влияние установки бандажа на колесо и влияние шероховатости. Для решения данных задач необходимо создать методику моделирования кавитационных характеристик, учитывающую влияние различных геометрических факторов. Использование такой методики сократит материальные затраты и время на отработку новой проточной части БТНА и повысит экономическую эффективность всего процесса разработки.

В качестве **объекта исследования** выбран бустерный турбонасосный агрегат ЖРД, представляющий собой осевой насос с оседиагональным рабочим колесом и лопаточным осевым отводом. На выходе оседиагонального колеса установлен бандаж турбины. Параметры оседиагонального колеса представлены в таблице 1.

Таблица 1

Наружный диаметр колеса	246	мм
Диаметр втулки на входе	86	мм
Диаметр втулки на выходе	142	мм
Количество лопаток колеса	3	
Радиальный зазор	1	мм
Густота решетки на периферии	3,88	
Параметры колеса на периферии		
Угол установки лопасти на входе по всасывающей стороне	6,98	°
Угол установки лопасти на выходе по напорной стороне	9,50	°
Угол стреловидности	2,52	°
Угол атаки по всасывающей стороне	1,03	°
Расходный параметр по среднему углу лопасти – q_1	0,72	
Параметры на среднем диаметре		
Угол установки лопасти на входе по всасывающей стороне	9,76	°
Угол установки лопасти на входе по всасывающей стороне	9,76	°

Продолжение таблицы 1

Угол установки лопасти на выходе по напорной стороне	13,18	°
Угол стреловидности	3,41	°
Угол атаки по всасывающей стороне	0,98	°
Расходный параметр по среднему углу лопасти – q_1	0,76	
Толщина входной кромки	1,54	мм
Параметры на втулке		
Угол установки лопасти на входе по всасывающей стороне	17,57	°
Угол установки лопасти на выходе по напорной стороне	24,32	°
Угол стреловидности	6,75	°
Угол атаки по всасывающей стороне	0,96	°
Расходный параметр по среднему углу лопасти – q_1	0,77	
Толщина входной кромки	1,72	мм

Из таблицы 1 хочется выделить малые углы атаки на входе в колесо и, как следствие, более высокий расходный параметр q_1 , чем в рекомендациях, предложенных в литературе [96] для шнековых и шнекоцентробежных колёс. Это связано с тем, что закон изменения угла установки лопасти по радиусу не шнековый и с работоспособностью конструкции (отгиб лопастей на входе).

На входе в насос сделан радиальный зазор между колесом и корпусом переменный по величине от 3,6 мм до 1 мм на густоте решетки по периферии $\tau \approx 0,5$.

Цель работы – спрогнозировать кавитационную характеристику БТНА со сложной пространственной геометрией проточной части межлопастного канала на этапе проектирования. Получить влияние различных геометрических параметров на кавитационные характеристики оседиагональных колёс и дать рекомендации по возможности использования данных, полученных для шнекоцентробежных колёс ЖРД. Ускорить отработку конструкции и снизить объём материальной части при

проведении испытаний, таким образом, повысив качество проектирования и снизив экономические затраты на создание насоса.

Для достижения поставленной цели необходимо было решить следующие **задачи**:

- выбрать программное обеспечение для численного моделирования кавитационных характеристик;
- разработать методику численного моделирования кавитационных характеристик;
- проверить влияние геометрических параметров на кавитационные характеристики и сравнить их с известными для шнекоцентробежных насосов зависимостями;
- проверить влияние радиального зазора, переменного радиального зазора, бандажа и шероховатости на кавитационные характеристики;
- описать и проанализировать визуализацию параметров кавитационного течения на режиме подачи без обратных токов в оседиагональном колесе для различных входных давлений;
- сформулировать рекомендации по улучшению кавитационных характеристик оседиагональных насосов.

Научная новизна работы

Разработана методика численного моделирования кавитационных характеристик бустерных турбонасосных агрегатов с использованием программного комплекса ANSYS CFX.

Проведено численное моделирование БТНА с различными величинами зазоров между лопастями колеса и корпусом насоса при постоянном диаметре колеса. Полученные результаты качественно совпадают с данными, полученными в другом классе насосов – шнекоцентробежных. Выбран диапазон зазоров, позволяющий без значительных потерь в энергетических характеристиках получить приемлемые кавитационные качества насоса.

В оседиагональном колесе получены и проанализированы картины визуализации параметров течения при кавитации на режиме подачи без обратных токов для различных входных давлений.

Проведено моделирование кавитационных характеристик БТНА с разным количеством лопаток, которое показывает, что данные качественно и количественно хорошо согласуются с данными для шнекоцентробежных насосов.

Проведено моделирование кавитационных характеристик БТНА с разной толщиной входной кромки лопасти. Результаты моделирования хорошо совпадают с данными для шнекоцентробежных насосов, а также дополняют их по влиянию толщины лопатки у втулки.

Получены расчетные данные по влиянию банджа турбины без учета утечек в зазоре между корпусом и банджом на кавитационные характеристики оседиагональных насосов, которые показывают, что бандаж и имеет слабое влияние на кавитационные свойства насоса.

Проведено моделирование кавитационных характеристик с учетом влияния шероховатости поверхности БТНА, которое показало, что шероховатость в диапазоне от $Ra=0$ до $Ra=20$ не влияет на кавитационные качества насоса по второму критическому кавитационному режиму, но влияет на первый критический кавитационный режим и энергетические характеристики.

Практическая значимость работы

Разработанная методика позволяет получить кавитационные характеристики оседиагональных насосов со сложной пространственной геометрией межлопаточного канала при их работе на воде. Это дает возможность на стадии разработки провести моделирование кавитационных характеристик БТНА ЖРД с различными геометрическими параметрами и получить необходимую по кавитационным и энергетическим качествам геометрию проточной части насоса.

Положения, выносимые на защиту

Методика численного моделирования кавитационных характеристик.

Результаты численного моделирования кавитационных характеристик БТНА ЖРД с учетом различных зазоров, различных толщин входных кромок по высоте

лопасти, различного количества лопаток, шероховатости, банджа и типа сеточных моделей.

Анализ и описание процесса развития кавитации в оседиагональном колесе.

Достоверность результатов обеспечивается:

- согласованием результатов численного моделирования с результатами модельных испытаний НПО Энергомаш БТНА окислителя РД191;
- применением для расчетов программного комплекса ANSYS, который зарекомендовал себя в научном сообществе для решения подобного рода задач;
- качественным совпадением картин кавитации и влиянием геометрических параметров, полученным в результате экспериментов других авторов.

Личное участие соискателя

Разработана методика численного моделирования кавитационных характеристик БТНА ЖРД со сложной пространственной геометрией колеса.

Проведено моделирование и анализ кавитационных характеристик БТНА ЖРД с различными геометрическими параметрами оседиагонального колеса и корпуса насоса.

Получено влияние зазора и переменного зазора на кавитационные характеристики.

Получено влияние толщины входных кромок оседиагонального колеса на различных его сечениях.

Описан процесс развития кавитационной каверны в оседиагональном колесе.

Апробация. Результаты исследований, проведенные в работе докладывались и обсуждались на:

- 10-й Международной конференции «Авиация и космонавтика – 2011», Москва, 2011г.,
- Проблемы и перспективы развития двигателестроения, Самара, 2014г.,
- XX Научно-техническая конференция молодых ученых и специалистов, Королев, 2014г.,

– Международная молодежная научная конференция «Гагаринские чтения», Москва, 2017г.,

– Двадцатая юбилейная международная конференция по вычислительной механике и современным прикладным программным системам, Алушта, 2017г.

Публикации. По результатам научных исследований, изложенных в диссертации, опубликовано 3 печатных работы, из которых 3 в рецензируемых научных журналах, рекомендованных ВАК Министерства образования и науки РФ.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, 4 глав, заключения, списка литературы. Общий объём работы 109 страницы текста, 2 таблицы, 61 рисунок.

Краткое содержание

Во введении обоснована актуальность темы, сформулированы цели и задачи работы, отражены научная новизна и практическая ценность, приведены положения, выносимые на защиту.

В первой главе представлен обзор литературных источников, посвященных методам определения кавитационных характеристик и качеств шнековых и оседиагональных насосов.

Во второй главе представлены методы и подходы к моделированию кавитации и кавитационных характеристик в современных программных комплексах.

В третьей главе описана методика моделирования кавитационных характеристик при помощи программного комплекса ANSYS CFX, даны рекомендации по сеточным моделям.

В четвертой главе представлены основные результаты моделирования объекта исследования с учетом различных геометрических параметров. Проведен анализ и сравнение результатов моделирования с результатами других авторов.

Заключение содержит основные результаты и выводы диссертационной работы.

1. ОБЗОР МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КАВИТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК И КАЧЕСТВ ШНЕКОВЫХ И ОСЕДИАГОНАЛЬНЫХ НАСОСОВ.

1.1. Введение в проблематику

Увеличение всасывающей способности бустерных турбонасосных агрегатов (БТНА) жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) на стадии их разработки является одной из приоритетных задач в настоящее время, так как обеспечивает уменьшение массы не только самого БТНА за счет увеличения скорости вращения ротора, но и массы баков и системы наддува.

Кавитация – это процесс нарушения сплошности потока жидкости в зоне пониженного давления, заключающийся в образовании полостей, наполненных паром и выделившимся из жидкости газом. В области пониженных давлений возникают растягивающие напряжения, которые приводят к разрыву жидкости и образованию кавитационных пузырьков и каверн, а также выделению из жидкости растворенных газов [95].

Кавитирующий поток вызывает следующие воздействия на гидромашины:

- При достаточно развитой кавитации возрастают гидравлические потери, уменьшается напор и КПД, а в некоторых случаях происходит уменьшение расхода.
- Возникает шум и повышенные пульсации давления в потоке.
- Эрозия в тех местах, где схлопываются пузырьки.

Исследования кавитации проводились ещё Эйлером в 1754 году во время его изучения турбомашин, который исследовал появление кавитации в воде, текущей с большой скоростью. Слово «кавитация» было предложено Фрудом, который описал каверны, как полости, заполненные паром [70]. Явление кавитации было предсказано Рейнольдсом и обнаружено при испытаниях эскадренного миноносца английского военно-морского флота «Дэринг» в 1893 г. Парсон был одним из первых, кто изучал отрицательный эффект кавитации на характеристики корабельного винта [43, 71]. Также Парсон был первым, кто построил

кавитационный туннель для изучения кавитации на винтах торпедного катера «Турбинии». В 1923 году в рамках экспериментального изучения насосов и турбин был представлен безразмерный кавитационный коэффициент [8, 30, 43, 98]:

$$\sigma = \frac{P_{\text{вх}} - P_v}{0,5\rho_{\text{вх}}u^2}.$$

В источнике [103] представлен похожий коэффициент только вместо окружной скорости u , в знаменателе стоит относительная скорость w_1 .

В источнике [104] представлен похожий коэффициент – критерий подобия кавитации лопастных насосов, а также любой гидравлической машины:

$$K = \frac{P_{\text{вх}} - P_v}{0,5\rho_{\text{вх}}c_{\text{вх}}^2}.$$

В том же источнике [104] представлен критерий подобия кавитации с учетом термодинамических свойств жидкости:

$$K = \frac{P_{\text{кр}} - P_{\text{п кр}}}{0,5\rho_{\text{вх}}c_{\text{вх}}^2},$$

где $P_{\text{п кр}} = P_{\text{п}} - \Delta P_{\text{т}}$ – давление насыщенных паров в зоне кавитации; $\Delta P_{\text{т}}$ – уменьшение давления насыщенного пара из-за парообразования.

Также в насосостроении используют ещё один обобщающий коэффициент – коэффициент Тома [99]:

$$\sigma_{\text{кр}} = \frac{\Delta h_{\text{кр}}}{H}$$

где $\Delta h_{\text{кр}}$ – критический кавитационный запас, H – напор насоса.

Коэффициент Тома не подходит для оценки кавитационных качеств насосов, так как напор в большинстве случаев не влияет на кавитацию в отличие от гидравлических турбин и насосов с малой густотой решетки. Однако кавитационные характеристики насосов с использованием коэффициента Тома иногда встречаются в литературе для связи энергетических и кавитационных качеств насоса.

Кавитационные характеристики можно получить несколькими путями:

- экспериментально;
- расчетно – статистически;

- численным моделированием.

Экспериментальное получение кавитационной характеристики на стадии разработки является дорогостоящим, трудозатратным и растянутым по времени. За исключением специальных экспериментов, невозможно узнать тип кавитации и начало появления определенного режима кавитации.

Расчетно – статистические методы позволяют с определенной долей погрешности узнать начало первого, второго и третьего режима кавитации, однако в них не полностью учитываются все геометрические параметры насоса. Для различных типов насосов необходимо применять различные эмпирические зависимости.

Численное моделирование, как и расчетно-статистическое, позволяет с определенной долей погрешности определить первый, второй и третий режим кавитации. Одним из главных преимуществ этого метода является определение всей кавитационной характеристики с учетом всех геометрических и гидравлических параметров. Численное моделирование позволяет определить типы гидравлической кавитации в насосе. Однако необходимо не забывать о том, что для использования этого метода получения кавитационных характеристик нужна геометрия насоса, которая в преобладающем большинстве случаев строится исходя из эмпирических формул, но может быть в дальнейшем уточнена благодаря численному моделированию, например для новых двигателей [87]. Этот метод является оптимальным для получения кавитационных характеристик и качеств насосов, так как требует только умения использования программного обеспечения и вычислительных мощностей компьютера, и с его помощью можно исследовать различные типы геометрии насосов.

1.2. Экспериментальное изучение кавитации

Экспериментальные методы изучения кавитации можно разделить на прямые и косвенные [100]. К прямым методам относятся:

- визуальный;
- акустический метод.

К косвенным методам:

- гидравлический;
- механические;
- фотоэлектрические;
- и другие.

Из множества методов изучения кавитации выделим гидравлический и визуальный методы. Так как эти два метода, схожи с проведением численного моделирования.

1.2.1. Гидравлический метод определения кавитационных характеристик и типы характеристик

Гидравлический метод определения кавитационных характеристик основан на изменении параметров потока, таких как расход, скорость, перепад давления и других [100].

Для определения критических входных давлений на практике часто используют срывные кавитационные характеристики типа $N=f(p_{вх})$, $N=f(h)$ или $N=f(\Delta h)$ при постоянном расходе и частоте вращения колеса. Кроме описанных выше срывных кавитационных характеристик используют также универсальные срывные характеристики типа $N/n^2=f(\Delta h/n^2)$.

В источнике [104] представлены различные срывные кавитационные характеристики шнеко-центробежных насосов, которые показаны на рис. 1.2.1.1, также там представлено разделение на первый и второй критический режим, где первый критический режим – начало изменения напора, а второй – начало резкого падения напора или срыв режима насоса.

Как можно заметить из рис. 1.2.1.1 все эти характеристики различны и разница между первым и вторым критическими кавитационными режимами не всегда фиксируется, по мнению авторов.

В источнике [104] даны обобщения, в каких диапазонах n_s чаще встречаются эти характеристики:

- $n_s < 80$ – а, б, д, ж;

- $120 < n_s < 150$ – в;
- $n_s > 150$ – г, е, з.

где $n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{H^{0,75}}$, n – обороты насоса [об/мин], H – напор насоса [м], Q – расход [$\text{м}^3/\text{с}$].

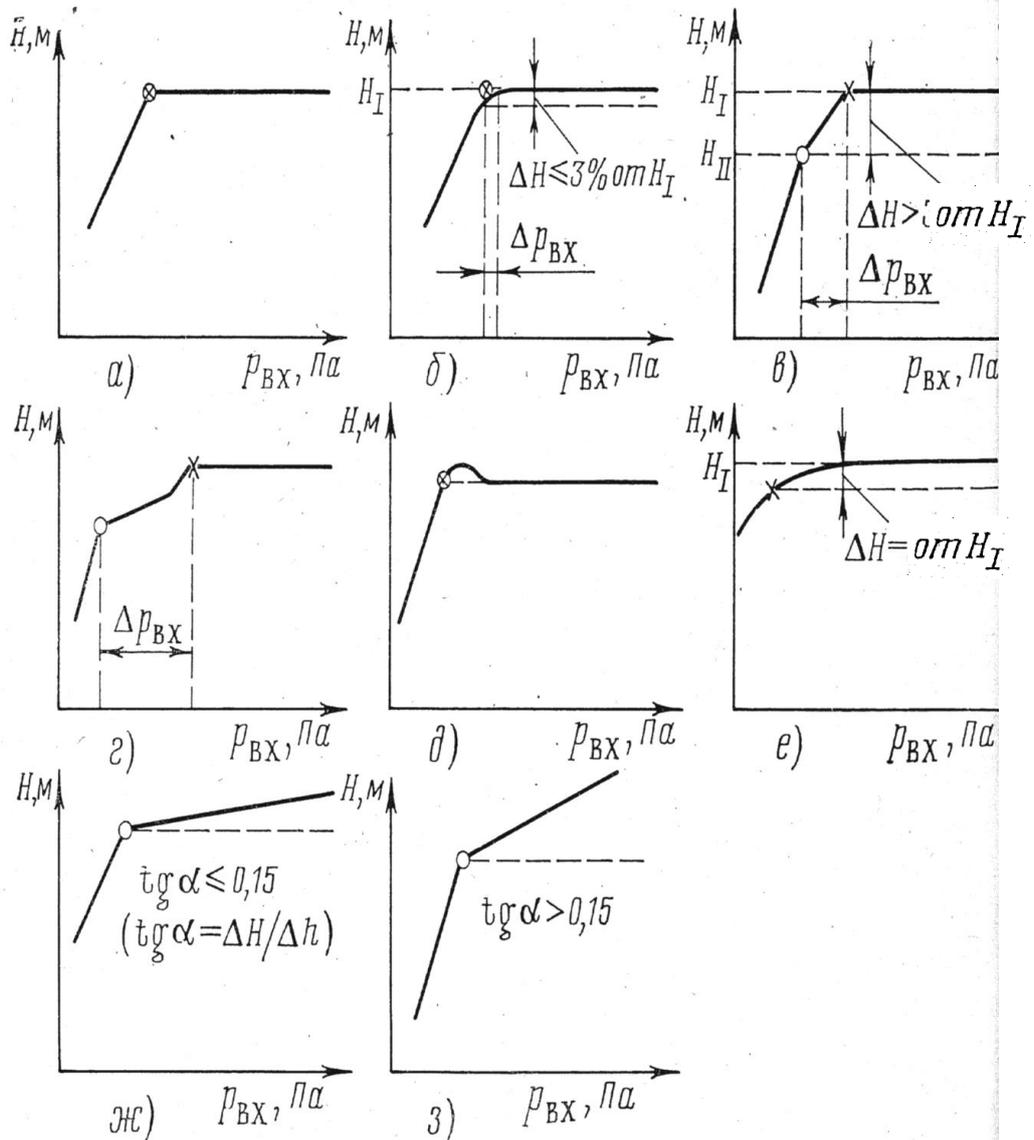


Рис. 1.2.1.1. Виды срывных характеристик насосов [104].

Необходимо отметить, что данные характеристики приведены для шнеко-центробежных насосов, и классификация этих характеристик условна, как условны и сами критические режимы на этих характеристиках, так как определяются путём пересечения отрезков прямых, осредняющих опытные точки. Так, для первого критического режима зачастую принимают падение напора на некоторую предельную величину в процентах (например, на 2 или 3%). Для второго

критического режима иногда принимают точку падения напора на 10% или 15%, а для насосов ЖРД, особенно для БТНА, необходима полная срывная кавитационная характеристика. Эта необходимость обусловлена тем, что область входных давлений между первым и вторым критическим кавитационным режимом является для насосов ЖРД рабочей [96].

Из вышеописанного можно сделать вывод о том, что характеристики зависят от типа насоса и, для более точного определения момента начала того или иного режима кавитации необходимо уметь определять эти характеристики. Для осециклонных насосов характеристики могут быть отличными от представленных на рисунке 1.2.1.1.

С учетом законов гидродинамического подобия можно построить обобщенные кавитационные характеристики, если имеются испытания насоса на различных по Q и n режимах. При этом тип характеристики будет иметь вид $\frac{\Delta h_{кр}}{n^2} = f\left(\frac{Q}{n}\right)$.

Антикавитационные свойства насоса для любого режима работы выглядят следующим образом:

$$C_{кр} = f\left(\frac{Q}{n}\right) = \frac{5,62 \sqrt{\frac{Q}{n}}}{\left(\frac{\Delta h_{кр}}{n^2}\right)^{0,75}}$$

Графики обобщенных кавитационных характеристик и антикавитационных свойств насоса строятся для первого или второго критического режима, либо для обоих режимов. Для более полной картины о кавитационных характеристиках насоса необходимо добавить ещё один параметр – относительное падение напора при переходе с первого кавитационного режима на второй:

$$\delta_n = f\left(\frac{Q}{n}\right) = \frac{H_1 - H_2}{H_1} \cdot 100\%$$

где H_1 и H_2 – величина напора на первом и втором критическом режиме.

Имея графики обобщенных кавитационных и антикавитационных характеристик, а также график относительного падения напора (рис. 1.2.1.2) мы

получаем универсальную кавитационную характеристику, по которой можно построить примерную кавитационную характеристику.

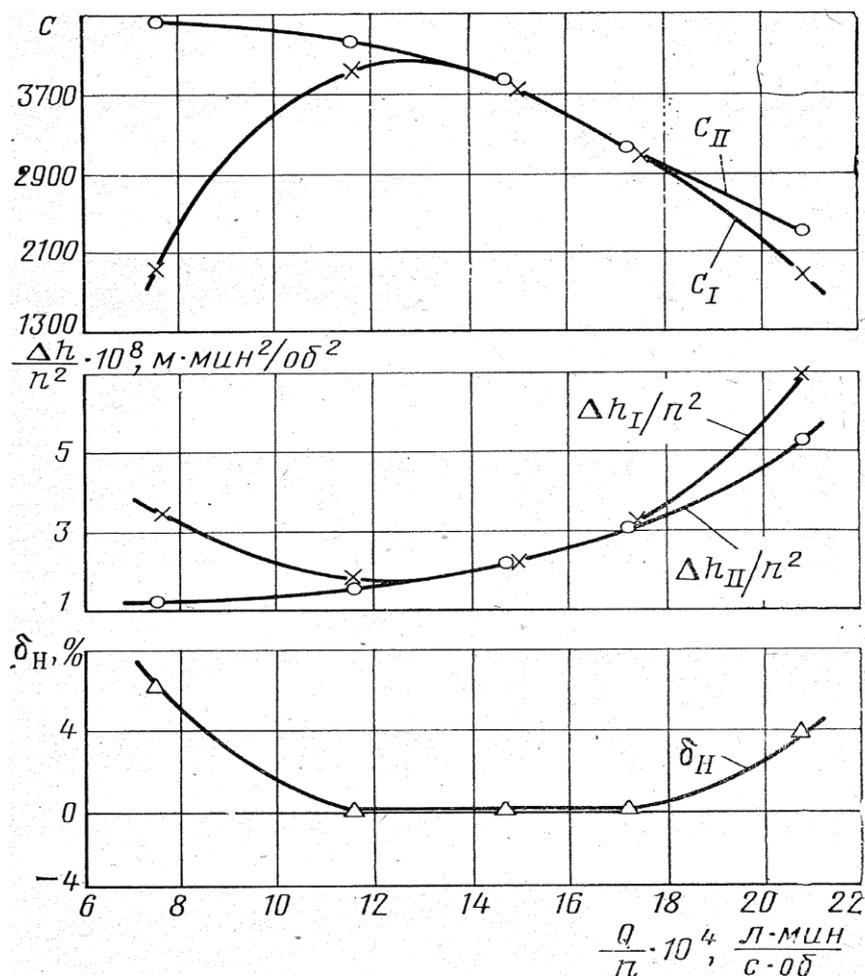


Рис. 1.2.1.2. Универсальная кавитационная характеристика насоса.

Современные методы трёхмерного моделирования гидрогазодинамики с приемлемой точностью позволяют смоделировать тот или иной тип гидродинамической кавитации в насосах с учетом различных входных давлений.

1.2.2. Визуальное изучение и типы гидродинамической кавитации

Визуальное изучение гидродинамической кавитации основано на фото и видео съёмке и позволяет определить и изучить различные типы кавитации. Однако, визуальное исследование кавитации в насосах не всегда возможно, в том числе из-за стеновой или щелевой кавитации, которая закрывает почти всё периферийное сечение межлопаточного канала.

Для описания процессов, происходящих в оседиагональных насосах, при развитии кавитации необходимо выделить основные типы кавитации, описанные

при помощи визуального наблюдения. Приведем типы гидродинамической кавитации по классификации Acosta A.J [1].

1.1.1. Перемещающаяся кавитация или перемещающиеся пузырьки кавитации (traveling bubble cavitation) – пузырьки (сферической формы, хотя и не всегда) перемещающиеся в потоке приблизительно с той же скоростью что и поток. Данный тип кавитации изображен на рис. 1.2.2.1.

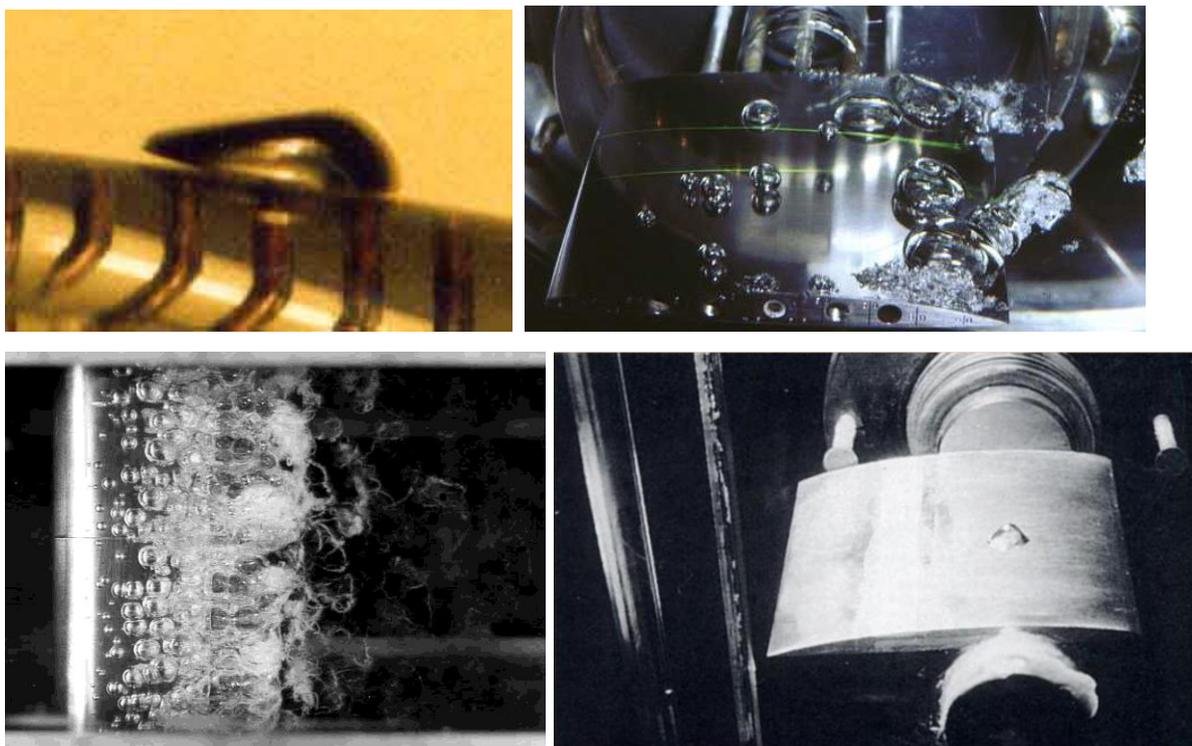


Рис. 1.2.2.1. Перемещающаяся пузырьковая кавитация [1, 9, 3, 49].

1.1.2. Пленочная (присоединенная) кавитация (sheet cavitation) – с существованием четкой поверхности раздела фаз, обычно находится на входной кромке или на носу у осесимметричных тел. Данный тип кавитации изображен на рис. 1.2.2.2.

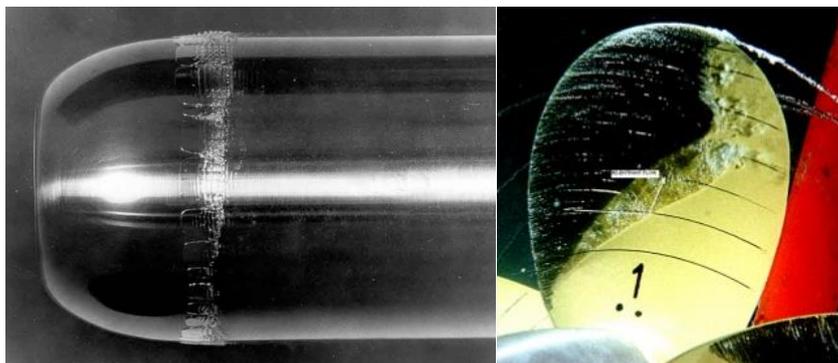


Рис. 1.2.2.2. Пленочная кавитация [1, 56].

1.1.3. Суперкавитация – это кавитация, при которой полость каверны сильно развита и схлопывается за пределами профиля. Принципиальное отличие суперкавитационного течения в том, что его характеристики остаются стабильными, но потери энергии увеличиваются. Данный тип кавитации изображен на рис. 1.2.2.3.

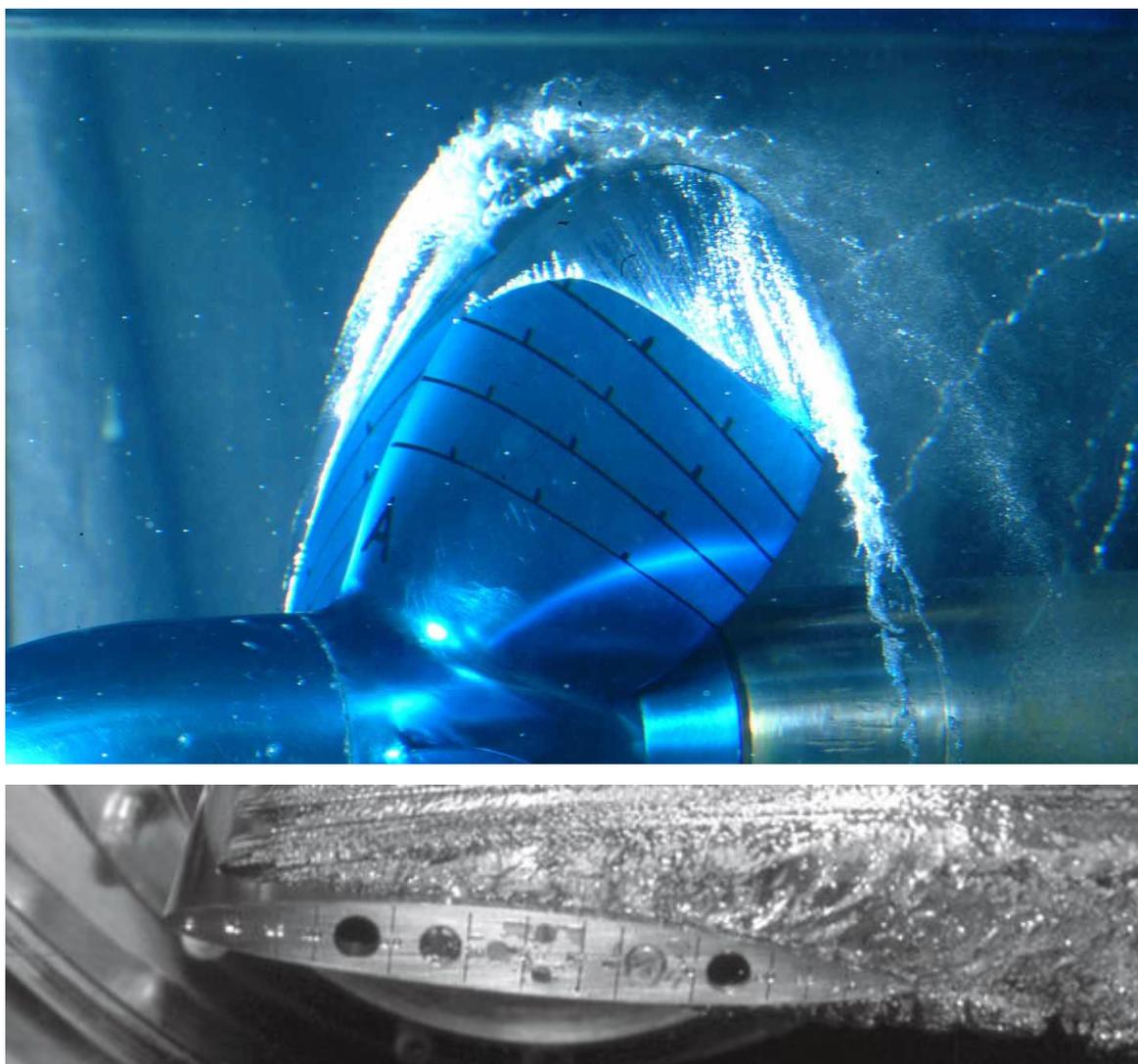


Рис. 1.2.2.3. Суперкавитация [29, 79]

1.1.4. Кольцевая кавитация (bubble ring) - очень кратковременная форма кольца вблизи поверхности тела - в отдельном регионе и изображена на рис. 1.2.2.4.

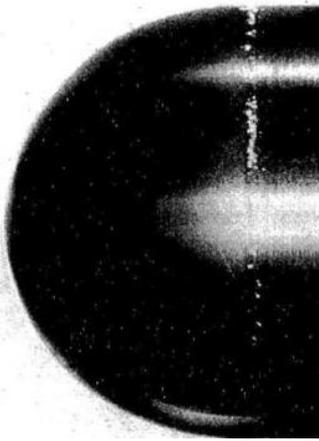


Рис. 1.2.2.4. Кольцевая кавитация [1].

1.1.5. Опоясывающая кавитация (band cavitation) – состоит из множества пузырьков образующих макроскопическую область кавитации [1] и изображена на рис. 1.2.2.5.



Рис. 1.2.2.5. Опоясывающая кавитация [1].

1.1.6. Зафиксированное пятно кавитации (fixed patch cavitation) – присоединенная форма кавитации обычно клинообразной формы, начинается в месте минимального коэффициента кавитации [1]. Фотография данного типа кавитации представлена на рис. 1.2.2.6.

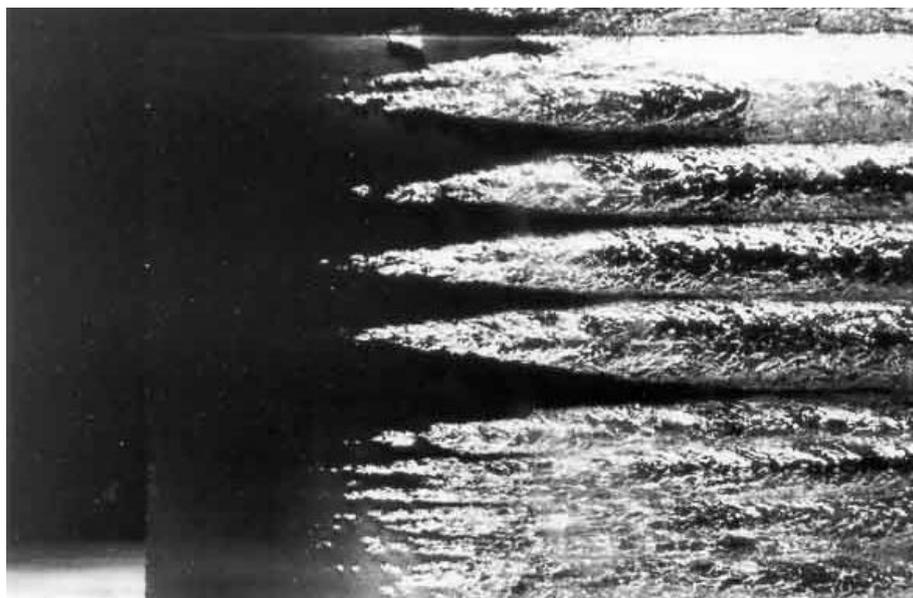


Рис. 1.2.2.6. Зафиксированное пятно кавитации [9].

- 1.1.7. Двигающееся пятно кавитации (traveling patch cavitation) – та же форма кавитации, как и в предыдущем пункте, которая двигается вниз по потоку, постепенно, сливаясь с перемещающимися пузырьками кавитации.
- 1.1.8. Местная кавитация (spot cavitation) – область кавитации, больше похожая на струйку или пятно (обычно возникает из-за шероховатости, неровностей, уступов и т.д.).
- 1.1.9. Кавитация в виде облака (cloud cavitation) – скопление пузырей кавитации, обычно образуется вокруг плохо обтекаемых тел, при нестационарном разрушении пленочной кавитации вниз по потоку при обтекании гидрокрыльев и лопастей, а также появляется в сдвиговых течениях и струях. Изображение данного типа кавитации дано на рис. 1.2.2.7.



Рис. 1.2.2.7. Кавитация в виде облака [15].

- 1.1.10. Вихревая кавитация на кромке (tip vortex cavitation) – сильно вращающийся поток, образованный перетеканием потока с напорной

стороны лопатки на всасывающую. Фотографии данного типа кавитации представлены на рис. 1.2.2.8.

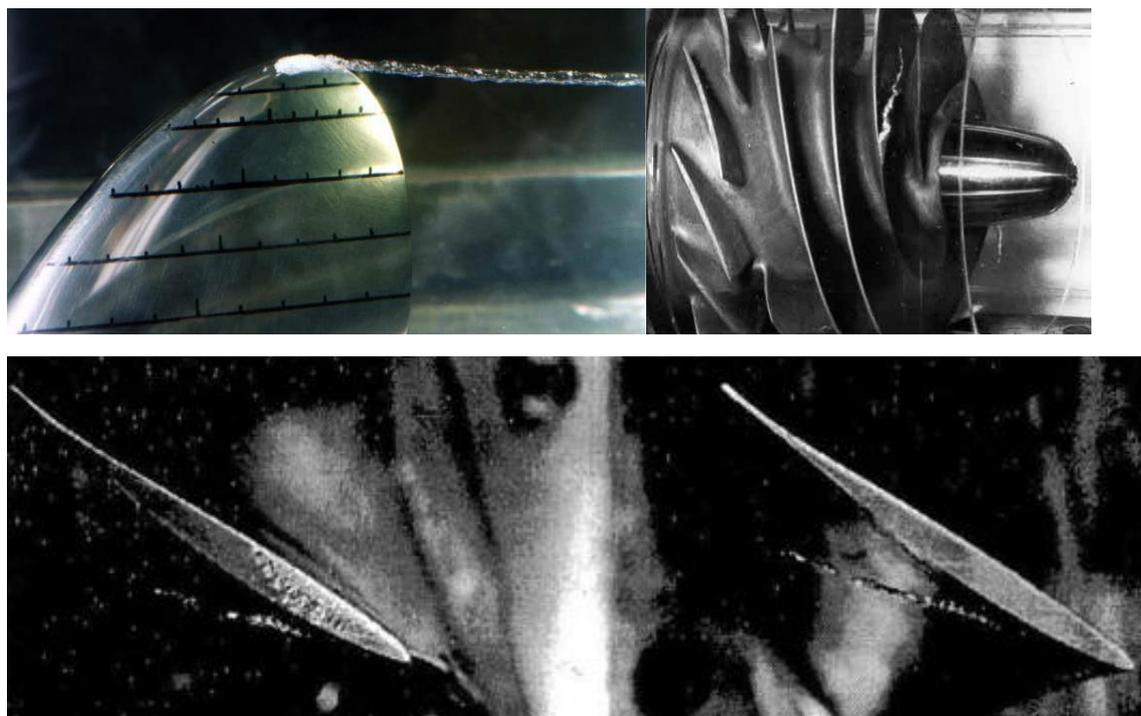


Рис. 1.2.2.8. Вихревая кавитация на кромке [44, 81].

1.1.11. Вихревая кавитация (vortical cavitation) - появление этого типа кавитации происходит из-за того, что давление в центре вихря понижается до давления насыщенных паров, происходит разрыв жидкости, и образуются сплошные полости. Также такой тип кавитации образуется за плохо обтекаемыми телами. Изображение вихревой кавитации представлено на рис. 1.2.2.9.

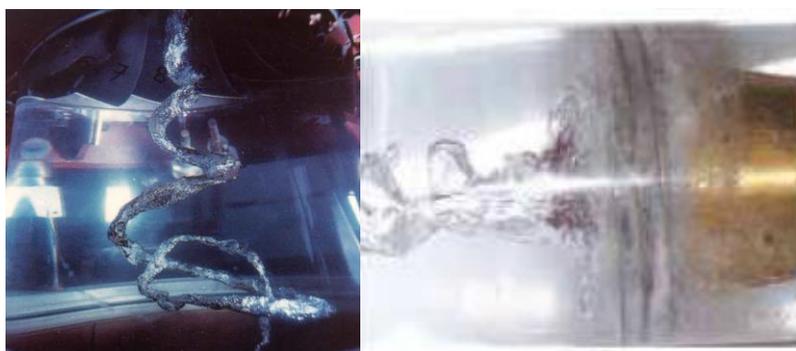


Рис. 1.2.2.9. Вихревая кавитация [11, 44].

1.1.12. Присоединенная кавитация (attached cavitation) – образуется в поле низкого давления на входной кромке, когда жидкость отделяется от поверхности и образуется паровая полость. Главное отличие данного типа

кавитации от пленочной кавитации в том, что пленочная кавитация стационарна, присоединенная кавитация имеет колебания, зачастую видны отдельные пузырьки или отдельные каверны. Присоединенная кавитация изображена на рис. 1.2.2.10.

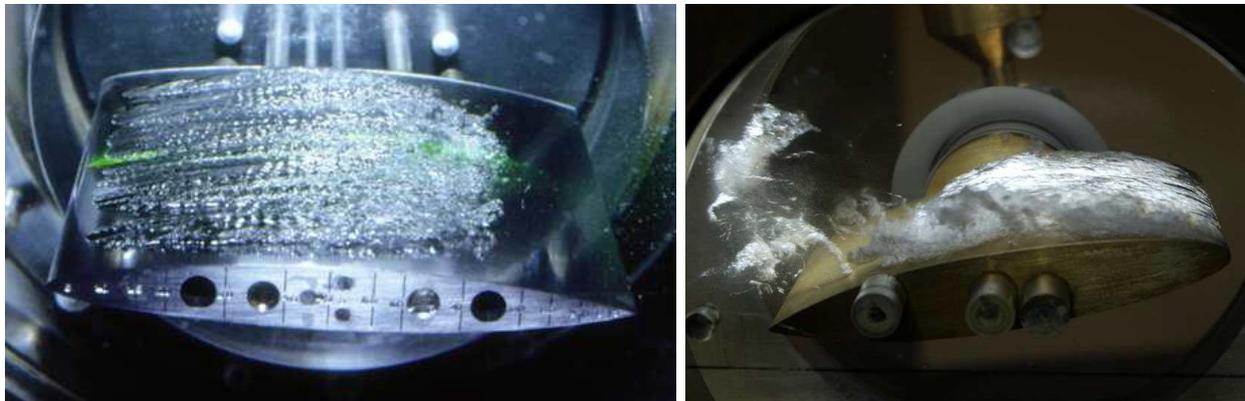


Рис. 1.2.2.10. Присоединенная кавитация [44].

1.1.13. Сдвиговая кавитация (shear cavitation) – появляется внутри пристеночных сдвиговых слоёв, а также внутри свободных сдвиговых слоёв или в результате гидродинамического взаимодействия когерентных вращающихся структур. Сдвиговая кавитация может появляться в волнах, в затопленных струях с большим числом Рейнольдса или на лопастях с большим углом атаки потока.

Также стоит добавить еще два типа кавитации, представленные в источниках [8, 93]:

1.1.14. Кавитация в обратных токах (backflow cavitation) – появляется на режимах образования обратных течений, при дальнейшем уменьшении входного давления обратные токи исчезают и каверна уходит вглубь межлопаточного канала. Фотография кавитации в обратных токах изображена на рис. 1.2.2.11.

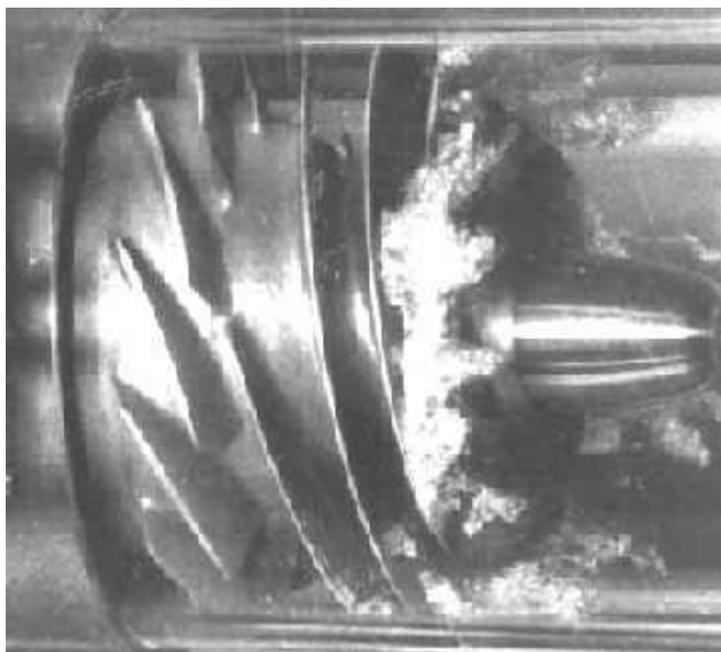


Рис. 1.2.2.11.Кавитация в обратных токах [8].

1.1.15. Щелевая кавитация – образуется при протекании жидкости с большим перепадом давления через зазор, например между лопастями рабочего колеса и корпусом [93]. Данный тип кавитации представлен на рис. 1.2.2.12.

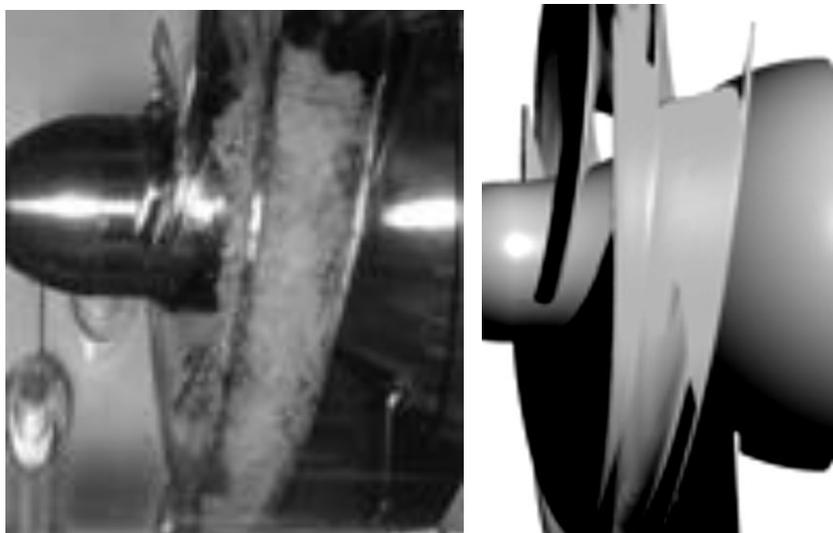


Рис. 1.2.2.12.Щелевая кавитация [40].

Как видно из классификации кавитации, существует как минимум 15 основных типов кавитационных каверн, в том числе и пузырьковых. В насосах ЖРД встречаются следующие типы: перемещающаяся пузырьковая кавитация на режимах течения с малыми углами атаки; пленочная кавитация встречается на всех типах шнековых или шнекоцентробежных насосов; супер кавитация встречается

лишь во время срыва насоса; зафиксированные илидвигающиеся пятна кавитации, а также местная кавитация появление которых обусловлено шероховатостью; кавитация в виде облака; вихревая кавитация на кромке; вихревая кавитация, как показано на рис. 1.2.2.9 может появиться у втулки насоса; присоединенная каверна; сдвиговая кавитация появляется от перетечек в зазоре с напорной стороны лопасти на всасывающую; кавитация в обратных токах; щелевая кавитация.

Данных по возникновению того или иного типа кавитации в шнековых или оседиагональных насосах в зарубежной и отечественной литературе имеется немного. Это связано с тем, что зачастую такие типы кавитации как пленочную, зафиксированные идвигающиеся пятна, местную, в виде облака, присоединенную – трудно заметить из-за щелевой кавитации, которая, как видно из рисунка 1.2.2.12, распространяется вглубь межлопаточного канала. В связи с этим возникает необходимость применения численных методов для исследования и анализа картины развития кавитации.

В источниках [3, 11] рядом авторов была рассмотрена и подтверждена возможность использования программного пакета ANSYS CFX для визуализации картин кавитации в шнековых и оседиагональных колёсах.

1.3. Расчетно-статистические методы определения кавитационных характеристик и качеств насоса по второму критическому режиму

В отечественной литературе кавитационные свойства насосов ЖРД оцениваются кавитационным коэффициентом быстроходности профессора С.С. Руднева [85] по формуле:

$$C_{II} = \frac{5,62n\sqrt{Q}}{\Delta h_{II}^{0,75}}$$

где Δh_{II} – кавитационный запас по второму критическому кавитационному режиму.

Кавитационный запас:

$$\Delta h_{II} = \frac{c_1^2}{2} + \lambda_{II} \frac{w_1^2}{2}$$

где c_1 – абсолютная скорость на входе, w_1 – относительная скорость на входе, λ_{II} – кавитационный коэффициент кавитации.

В зарубежной литературе также имеется сходный коэффициент [13, 33,48]:

$$n_{ss} = \frac{n\sqrt{Q}}{NPSH^{0,75}} \text{ или } n_{ss} = \frac{21.2 \cdot n\sqrt{Q}}{NPSH^{0,75}}$$

где, $NPSH = \frac{P_{вх} - P_s}{\rho g} + \frac{c_{вх}^2}{2g}$, m – надкавитационный напор на входе (кавитационный запас) (net positive suction head).

Коэффициент кавитации из источника [62] (формула Петрова В.И.):

$$\lambda_{II} = 0,115 \bar{c}_{1z} + \frac{0,11}{\sqrt[6]{\bar{b}_{cp}}} + 0,21 \sqrt{\bar{\delta}_1} + \frac{0,03}{1 + 0,1(\bar{l} \cdot 10)^4} + 0,0027(z - 2) - 0,095$$

где, $\bar{c}_{1z} = \frac{c_{1z}}{u}$ – относительная осевая скорость, u – окружная скорость, $\bar{b}_{cp} = \frac{b_{cp}}{D_{cp}}$ – относительная длина лопасти на среднем диаметре шнека, b_{cp} – длина лопасти на среднем диаметре, $\bar{\delta}_1 = \frac{\delta_1}{D_{cp}}$ – относительная толщина лопасти, D_{cp} – средний диаметр лопаток, δ_1 – толщина лопасти на среднем диаметре, $\bar{l} = \frac{l}{D_{cp}}$ – относительная длина клинообразности лопастей на среднем диаметре, l – длина клина лопасти на входе по среднему диаметру, z – число лопастей.

По влиянию относительной длины лопасти в источнике [62] сказано, что это значение должно быть больше или равно 2,3. Это необходимо для получения высоких антикавитационных свойств решетки.

В источнике [85] сказано, что уменьшение толщины лопасти колеса на входе увеличивает антикавитационные свойства насоса. Данные в этом источнике представлены для четырех разных углов атаки (от 4 до 10 градусов). Показано, что с уменьшением толщины лопасти антикавитационные свойства по второму критическому режиму улучшаются по линейной зависимости.

Для относительной длины клинообразности в источнике [85] представлены данные, из которых видно, что при всех прочих равных параметрах

антикавитационные свойства насоса по второму критическому режиму улучшаются с увеличением относительной длины клинообразности, особенно на периферии колеса. Если относительная длина клинообразности на среднем диаметре будет больше 0,5, то влияние на антикавитационные свойства по второму критическому режиму этот параметр имеет очень слабое. Начиная с 0,35 и до 0,5 имеется небольшое влияние, а с 0 и до 0,35 сильное влияние на антикавитационные свойства в сторону их ухудшения. Данные в этом источнике представлены для четырех разных углов атаки (от 4 до 10 градусов).

Чем больше количество лопаток, тем большую густоту необходимо иметь для одних и тех же антикавитационных свойств шнекового насоса. Количество лопаток рекомендуется брать 2 или 3, если нет ограничений на осевую длину.

В следующей работе [97] авторов, была уточнена формула влияния клинообразности лопасти:

$$0,043 \cdot \left(\sqrt[4]{\frac{\psi_{\text{ср}}}{\alpha_{\text{ат ср}}}} - 1 \right) \text{ вместо } \frac{0,03}{1 + 0,1(\bar{l} \cdot 10)^4}$$

где $\psi_{\text{ср}}$ – угол клинообразности на среднем диаметре; $\alpha_{\text{ат ср}}$ – угол атаки на среднем диаметре. При соблюдении условия $\psi_{\text{ср}} \leq \alpha_{\text{ат ср}}$, угол клинообразности не учитывается, а слагаемое принимается равным нулю.

Кавитационный запас из источника [85] (формула Шапиро А.С.):

$$\Delta h_{II} = \frac{c_1^2}{2} \frac{1}{q_1} (1 + \Delta_f + \Delta_\delta + \Delta_{\text{подв}} + \Delta_{\text{ут}}) \quad (1.2)$$

где, $q_1 = \frac{Q}{Q_0}$ – расходный параметр (Q – номинальный расход, Q_0 – расход при котором поток натекает на лопатку с нулевым углом атаки).

$$\Delta_f = \frac{c_f \tau_K}{c_{1\text{ср}} \sin \beta_{\text{л.ср.}} \tan \beta_{\text{л.ср.}}} - \text{ поправка на трение, } \tau_K = \frac{b_K}{t} - \text{ густота решетки в}$$

которой текущая относительная скорость отличается от максимальной скорости на 0,001% и определяется по графику на рис. 1.3.1, b_K – точка в которой текущая относительная скорость отличается от максимальной скорости на 0,1% и находится по графикам, $\beta_{\text{л.ср.}}$ – угол лопатки на среднем сечении лопатки, $c_f = \frac{1,328}{\sqrt{Re_K}}$; $c_f =$

$\frac{0,074}{Re_K^{0,2}} - \frac{A}{Re_K}$ коэффициент трения для ламинарного и турбулентного режима течения соответственно, A – коэффициент, зависящий от величины критического числа Рейнольдса Re_K , $Re_K = \frac{b_K \omega}{\nu}$ – число Рейнольдса. Хотя в формуле 1.2 есть поправка на трение, в ней нет учета шероховатости.

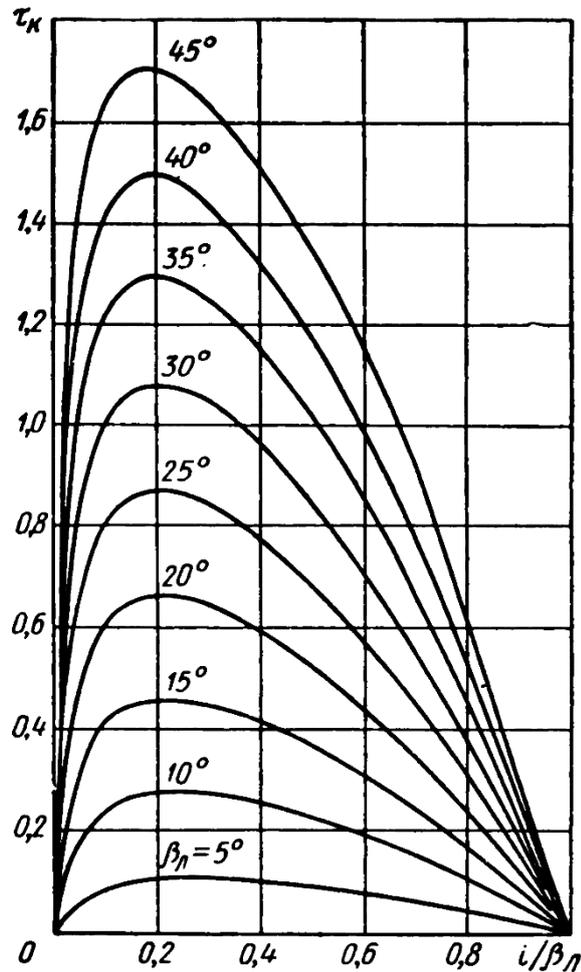


Рис. 1.3.1. График влияния угла атаки и установки лопасти на густоту решетки, соответствующей точке напорной стороны пластины, в которой текущая относительная скорость отличается от максимальной скорости на 0,001%.

$\Delta_\delta = 1,3 \bar{\delta}_{\text{ср}} \frac{1}{(\sin \beta_{\text{л.ср}})^2} \frac{q_1^2}{1 - q_1}$ – поправка на конечную толщину кромки, $\bar{\delta}_{\text{ср}}$ – относительная толщина кромки на средней высоте лопасти.

$\Delta_{\text{подв}} = \xi_{\text{подв}} q_1$ – поправка на входное устройство, $\xi_{\text{подв}} = 0,75 \left(\frac{F_1}{F_{\text{вх}}} \right)^2$ – коэффициент потерь на входе для кольцевых и коленообразных подводов, где F_1 – сечение при входе на лопапки в шнек, $F_{\text{вх}}$ – сечение входа в насосе.

$\Delta_{\text{ут}} = \xi_{\text{см}} q_1$ – поправка на утечки из колеса, $\xi_{\text{см}} = 1,55(1 - \eta_0) - (1 - \eta_0)^2$ – коэффициент потерь на входе в шнек при подводе утечек перпендикулярно потоку, где $\eta_0 = \frac{Q}{Q + \Delta Q}$ – расходный КПД, Q – расход насоса, ΔQ – расход утечек.

Приведенные выше формулы позволяют рассчитать кавитационный запас, однако определить кавитационную характеристику насоса с их помощью невозможно. Из анализа этих формул можно выделить геометрические параметры, влияющие на второй критический кавитационный режим: относительная длина клинообразности лопасти, относительная толщина лопасти, количество лопаток, средний диаметр лопаток, влияние наружного диаметра косвенно учитывается осевой скоростью. Необходимо упомянуть, что данные формулы были получены для шнековых и шнекоцентробежных колёс с углами атаки от 4 и более градусов.

Для изучения явления кавитации в лопастных насосах с предвключенным шнеком Стриплингом и Акостой [103] была принята упрощенная схема струйного течения через решетку полубесконечных пластин. Ими были определены геометрические размеры образующейся кавитационной каверны в зависимости от геометрии решетки и параметра кавитации, коэффициент потерь при кавитации. На основе определенных контуров кавитационных каверн найдены конструктивные формы входного участка лопастей.

В источнике также представлены данные по коэффициенту потерь напора (рис 1.3.2). Потери возникают от смещения при замыкании каверны в канале решетки, и связаны с диссипацией энергии в возвратной струе. Данные по коэффициенту потерь представлены от параметра кавитации для различных углов установки лопасти. Угол атаки (α) был задан равным 4 градусам. На графике также представлены относительные длины каверны (C/D , где C – длина каверны, $D=2\pi$).

Из рисунка 1.3.2 видно, что меньшего кавитационного параметра можно достичь при меньших углах установки лопасти, однако при этом растёт коэффициент потерь.

Также в статье представлены и другие графики, которые указывают на то, что с увеличением угла атаки можно добиться меньшего параметра кавитации.

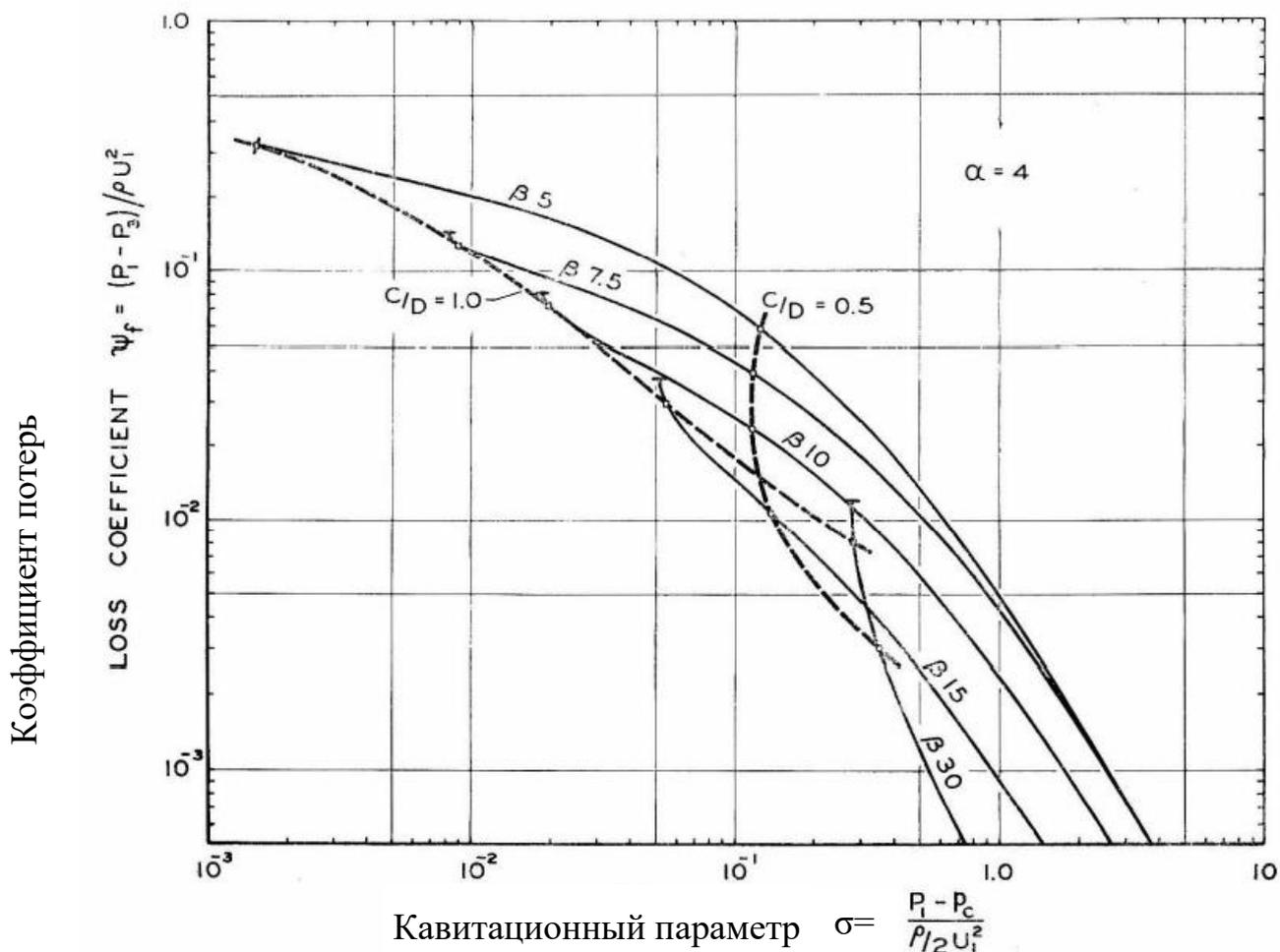


Рис. 1.3.2. Зависимость коэффициента потерь ψ_f от параметра кавитации σ для угла атаки $\alpha=4^\circ$ и различных углов установки лопасти.

В источнике [102] (продолжение статьи [103]) представлена модель расчета кавитационных характеристик, однако совпадение расчетных данных и экспериментальных результатов надо признать неудовлетворительным. В статье сравнение не проведено, но если сравнивать полученные значения срывных характеристик напора, полученные расчетным путём и экспериментальным, можно увидеть, что разница в поведении кривой напора является довольно сильной, а погрешность критического кавитационного коэффициента находится в районе 15-20%. Для этой модели необходимы эксперименты по определению коэффициентов потерь.

В источнике [23] есть математические модели, позволяющие получить не только точку срыва по второму критическому кавитационному режиму, но и всю кавитационную характеристику, а также распределение давления на лопастях

преднасоса при кавитационных и бескавитационных условиях работы. Данная модель учитывает переменную высоту лопасти, как по втулке, так и по периферии, углы лопасти по высоте и длине, изменение толщины лопасти, число лопастей, учитывается загромождения канала колеса каверной на входе, а на выходе пограничным слоем.

В работе [23] развито предложение из источника [103] о том, что максимальная высота двумерной каверны может быть определена на основе рассмотрения проекций одномерных уравнений сохранения массы и количества движения на направление, параллельное лопасти. Аналогичное решение было получено для высоты каверны, основанное на использовании уравнения сохранения количества движения, возможное в том случае, если средний угол потока β сравним по величине с углом наклона поверхности раздела между жидкостью и паром, что, по сути, является углом атаки.

Результаты расчетов по этой методике из источника [23] хорошо согласуются с экспериментом (кавитационная срывная характеристика и эпюры распределения давления) для шнека с постоянной втулкой, погрешность по второму критическому режиму составляет порядка 10%.

Однако в данной модели нет учета банджа, зазора, стреловидности лопасти, а угол лопасти заменяется средним углом псевдолопасти, кроме того угол атаки должен быть соизмерим с углом установки лопасти. Данное условие зачастую не соблюдается, поэтому такой методикой не всегда можно пользоваться.

В источнике [107] представлена методика прогнозирования частной кавитационной характеристики шнековых колёс с различной формой входной кромки, основанная на идентичности механизма выравнивания потока за решеткой на кавитационных и безкавитационных режимах работы. Данный метод даёт удовлетворительное согласование результатов расчета с результатами экспериментов 4 различных шнековых колёс. Однако данный метод, как и предыдущий, имеет такие же недостатки, за исключением замены угла лопасти и условия для углов атаки.

В источнике [97] представлен метод расчета кавитационных характеристик шнековых и шнекоцентробежных насосов, основанный на расчете значений кавитационного запаса по третьему, второму и первому критическому режиму и дальнейшей их линейной аппроксимации. Однако такой метод не позволяет получить участок характеристики между первым и вторым критическим кавитационным режимом. Данный метод, как и описанные выше, не учитывает влияние величины зазора между колесом и корпусом, шероховатости и бандажа, на кавитационные характеристики.

1.4. Изучение кавитации при помощи численного моделирования

В источнике [3] представлена апробация и верификация способа получения, срывной кавитационной кривой в шнековом насосе при помощи трёхмерного моделирования потока. Получено хорошее согласование кавитационного коэффициента на номинальном расходе и на расходах меньше номинального, а именно начиная от относительного расхода (Q/Q_n) равного 0,55 до 1,1. В статье рассмотрен диапазон относительных расходов от 0,55 до 1,37 (Рис. 1.4.1).

Были проведены сравнения визуализации полученной из расчета и в результате эксперимента на режиме относительного расхода равного 0,55, 1,03 и 1,27. Визуализация показала хорошую сходимость картин распределения каверны на режимах малых расходов с учетом обратных токов и на режиме номинального расхода.

В заключении статьи сказано, что, несмотря на то, что на режимах меньше номинального и на номинальном режиме расчетные данные хорошо совпадают с экспериментальными данными, на режимах расхода больше номинального необходима корректировка коэффициентов парообразования и конденсации.

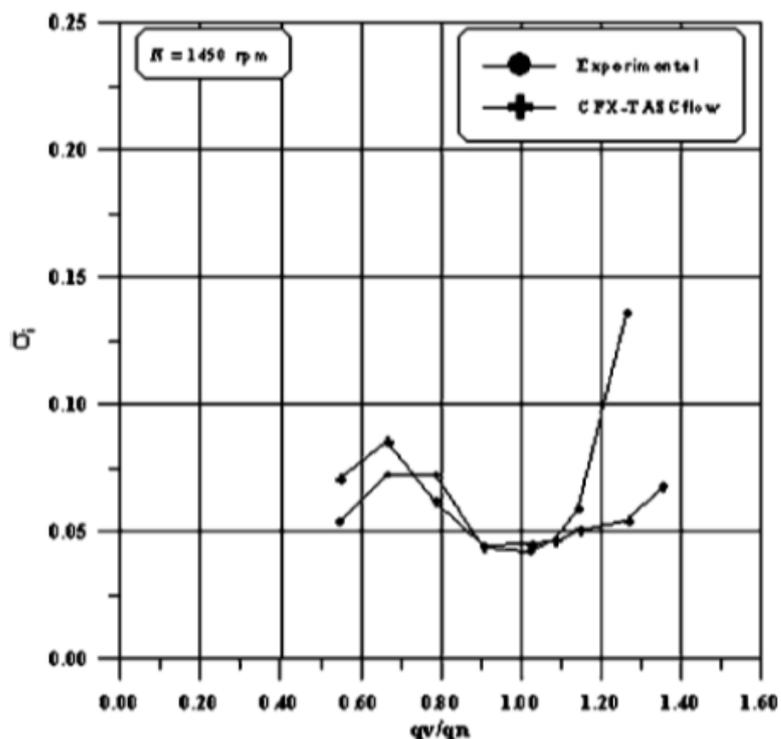


Рис. 1.4.1. Сравнение экспериментальной и расчетной кривой кавитационного числа от относительного расхода [3].

В источнике [11] были проведены сравнения экспериментальных и расчетных данных для трех разных насосов. Два насоса были промышленные с постоянной втулкой и шагом, а один – авиационный, с переменной втулкой и переменным шагом. Для исследования была использована модель Сингхала, где учитывались явления фазового перехода, динамики пузырьков, турбулентные флуктуации давления и нерастворенные газы.

Полученные в статье результаты хорошо согласуются с результатами экспериментов, как в случае визуализации, так и в случае с точкой срыва. Полученные погрешности по точке срыва составляют от 5 до 15% на всех трёх насосах и различных расходах. Однако необходимо отметить, что в данной статье относительный расход имеет диапазон $\frac{Q}{Q_n} = 0,5 - 1,1$, где Q_n – номинальный расход через насос.

1.5. Геометрические параметры, оказывающие влияние на кавитацию

В БТНА разработки НПО Энергомаш им. В.П. Глушко применяются оседиагональные колёса с малыми углами атаки по всей высоте лопасти (порядка 1-3 градусов, что соответствует $q_1 \approx 0,75$) с приводом от турбины (бандаж), установленной (рис. 1.5.1 а), как правило, на выходной части лопаток, а также в некоторых конструкциях присутствует переменный зазор между лопатками и статором насоса (рис. 1.5.1 б).

В источнике [85] представлены данные по влиянию относительной длины бандажа на кавитационные свойства насоса по второму критическому режиму в насосе. Как видно из рис. 1.5.2. длина бандажа имеет явное влияние на кавитационные характеристики шнека по второму критическому режиму.

В источнике [88] показано, что бандаж улучшает кавитационные характеристики осевых колёс, однако густота колёс $\tau < 1,5$, поэтому использовать данные для исследуемого класса насосов нельзя. Однако эти данные для исследуемого класса насосов не подходят из-за большей густоты, используемой в конструкциях.

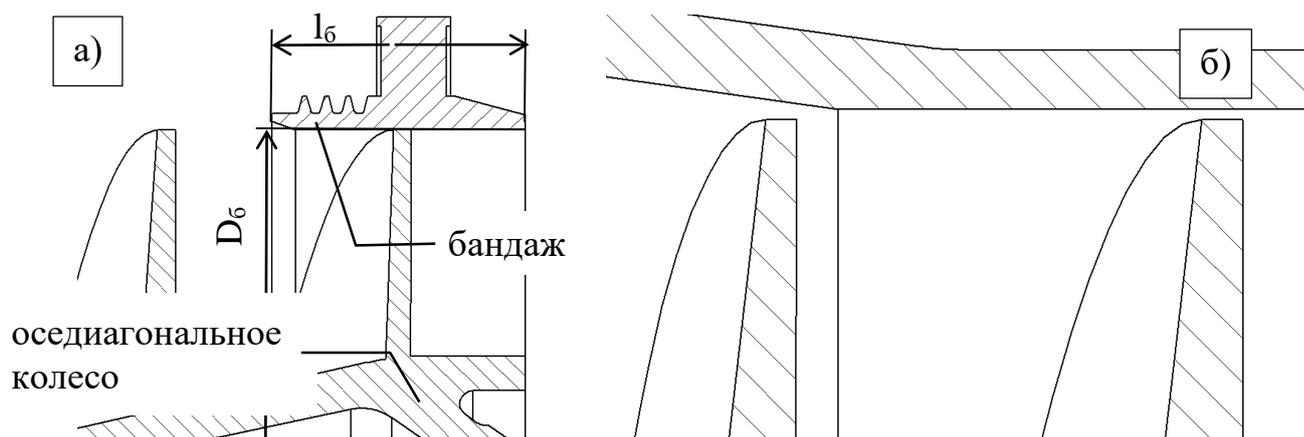


Рис. 1.5.1. а) – отображение схемы крепления бандажа на лопатках оседиагонального колеса, где $l_б$ – длина бандажа, $D_б$ – диаметр бандажа; б) отображение переменного зазора между лопатками колеса и статором на входном участке

Для БТНА НПО Энергомаша относительная длина бандажа составляет 0.264 – БТНА О РД 171, 0.285 – БТНА Г РД 171, 0.189 - БТНА О РД 180, 0.169 - БТНА Г РД 180, 0,235 - БТНА О РД 191, 0,285 - БТНА Г РД 191. Видно, что в данных БТНА относительная длина бандажа имеет значительное влияние на кавитационные характеристики, а из рис. 1.5.1 можно видеть, что влияние бандажа ухудшает кавитационные характеристики от 7% до 13% по второму критическому кавитационному режиму. Однако точных данных или расчетных формул по учету бандажа не имеется.

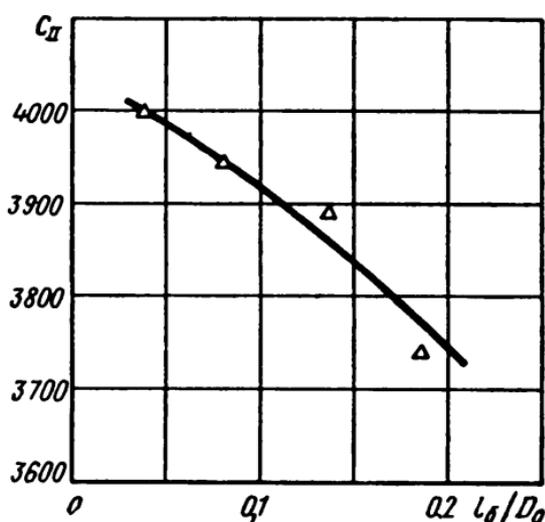


Рис. 1.5.2. График влияния изменения относительной длины бандажа на антикавитационные свойства шнекоцентробежного насоса.

Необходимо заметить, что конструкция бандажа в предыдущих исследованиях имела утечки с выхода из насоса в начало бандажа. В объекте исследования описанные утечки минимальны, так как в конструкции предусмотрено уплотнение. Влияние такого бандажа на кавитационные характеристики не известно.

Для определения кавитационных характеристик данных насосов необходимо учитывать следующие геометрические характеристики: влияние зазора, длины бандажа, учета перетечек жидкости с напорной стороны лопасти на всасывающую сторону, влияние шероховатости поверхностей и влияние изменения втулочного отношения по длине шнека.

Влияние шероховатости изучалось различными авторами [9, 3, 12, 52, 56 и другими], однако в основном авторами изучались различные формы шероховатости и их влияние на появление кавитации, тогда как влияние на второй критический режим не было изучено. Обусловлено это тем, что все проводимые исследования проводились в основном на модельных образцах типа плохо обтекаемых тел или гидрокрыльев. Вопрос влияния шероховатости на кавитационные характеристики оседагональных насосов остаётся не решенным.

По влиянию зазора в различных источниках даны различные рекомендации, например в источнике [85] даны рекомендации по величине зазора $\Delta=(0,005-0,01)D_{ш}$, в источнике [104] – $\Delta=(0,009-0,011)D_{ш}$, однако влияния величины зазора не исследовано.

В источнике [9] представлены данные, показывающие влияние относительного зазора на начальный кавитационный коэффициент (σ) от величины относительного зазора и для различных углов атаки (рис. 1.5.3), где начальный кавитационный коэффициент – это значение коэффициента при котором появилась кавитация, а относительный зазор – это отношение величины зазора к максимальной толщине профиля на периферии.

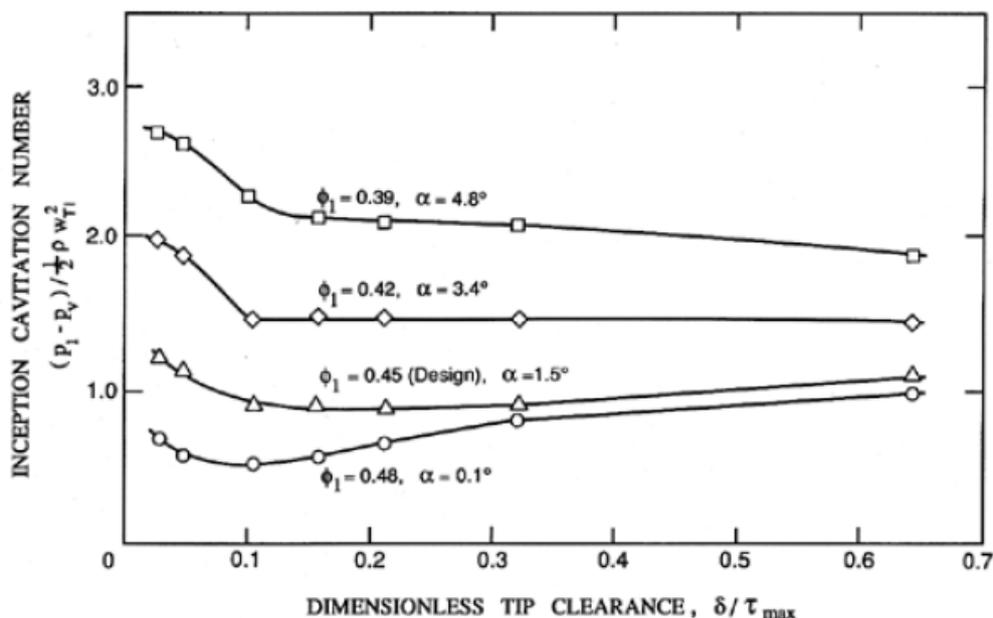


Рис. 1.5.3. Влияние относительного зазора на кавитационный коэффициент от угла атаки [9].

Из рисунка 1.5.3 видно, что при близком к нулю угле атаки (0,1-1,5 градуса) имеется оптимум по относительному зазору, с увеличением угла атаки значение относительного зазора нужно увеличивать для получения лучших кавитационных качеств шнека. Однако данные по первому критическому режиму для БТНА ЖРД интереса практически не представляют. Данный тип насосов чаще всего работает между первым и вторым критическим кавитационным режимом, так как максимальное давление на входе в насос меньше, чем необходимо для безкавитационного режима работы. Однако в источнике не сказано за счет подрезки чего производилось изменение величины зазора.

В источнике [13] представлены данные, показывающие влияние относительного зазора на срывной критерий подобия кавитации (K) (рис. 1.5.4), от различных коэффициентов расхода. Под срывным кавитационным критерием подобия подразумевается коэффициент, при котором происходит срыв насоса.

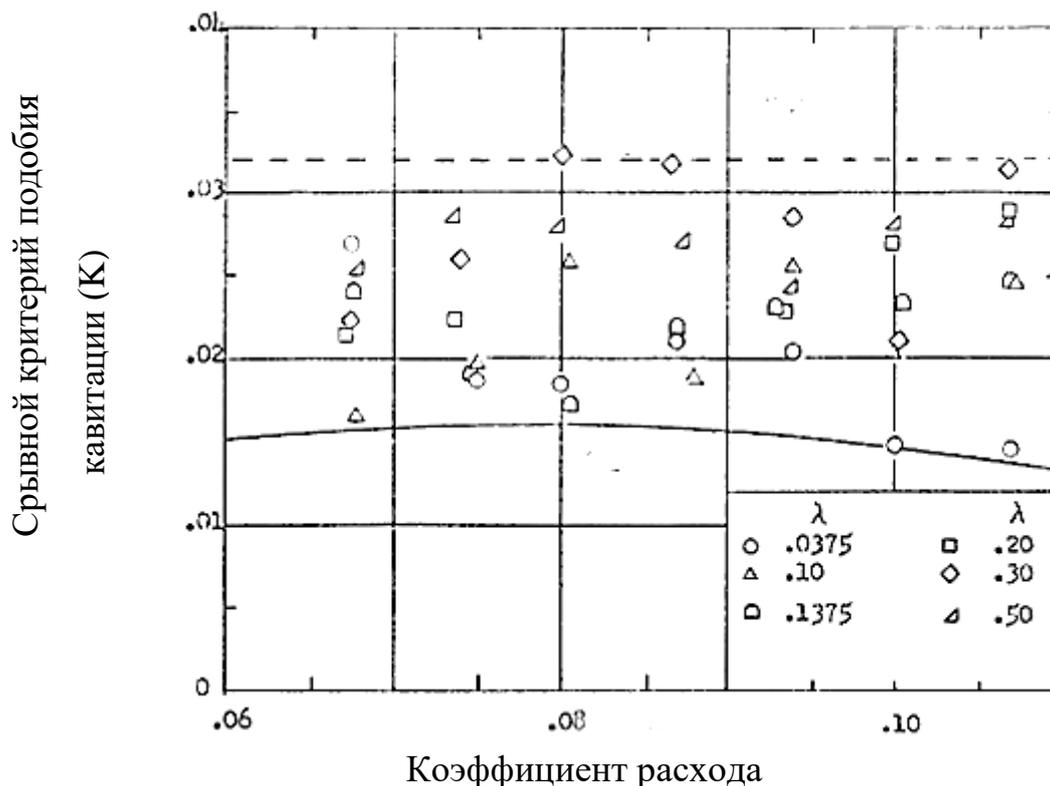


Рис. 1.5.4. Срывной критерий подобия кавитации от коэффициента расхода для различных значений относительного зазора [13].

Из рисунка 1.5.4 видно, что минимальный относительный зазор показывает наилучшие параметры по кавитации лишь на больших расходах. Четкую

зависимость по оптимальному зазору на других расходах выделить достаточно тяжело. В данном исследовании изменение зазора производилось за счет подрезки лопасти.

На рисунке 1.5.5 из источника [9] представлены данные, показывающие влияние относительного зазора на зависимость коэффициента расхода от коэффициента кавитации. Относительный зазор в данном случае вычислялся как величина зазора, отнесенная к высоте лопасти. Видно, что минимальный зазор является не оптимальным. Однако относительные зазоры, имеющие большие значения, чем оптимальный, хуже по кавитационным свойствам, чем минимальный. В данном исследовании изменение зазора производилось за счет подрезки лопасти.

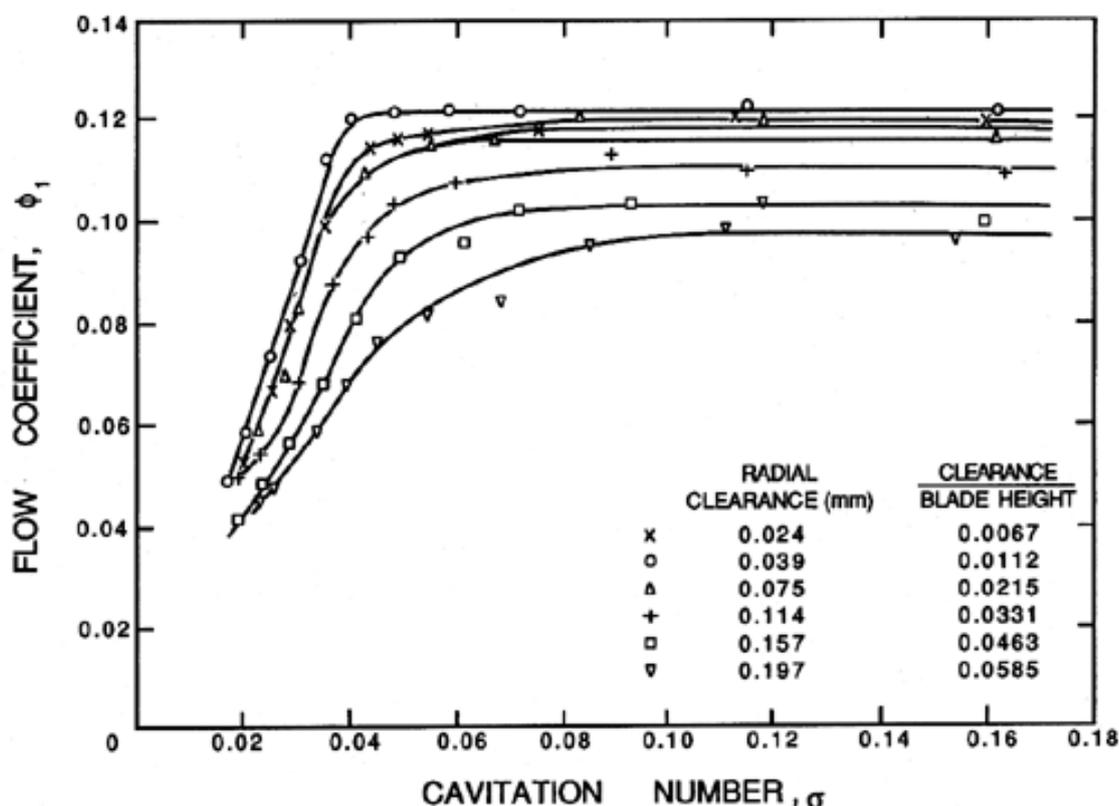


Рис. 1.5.5. Коэффициент расхода от кавитационного коэффициента для различных значений относительного зазора [9].

В источнике [101] представлены данные по подрезке диаметра шнека на 10 мм. Увеличив таким образом зазор между периферией шнека и статором, авторам работы удалось повысить кавитационный коэффициент быстроходности C_{II} с 3100 до 3300. Однако никаких зависимостей по влиянию подрезки и величине зазора не представлено, а подрезав шнек, авторы работы изменили окружную скорость на

периферии колеса и, тем самым, сделали сравнение кавитационных характеристик шнека от зазора невозможным.

Из представленных графиков на рис. 1.5.3-1.5.5 можно сделать вывод о том, что оптимальная величина зазора для каждого отдельного случая должна быть определена в частном порядке.

Несмотря на большое количество работ проведенных по изучению зазора в шнековых колёсах, в основном они проводились за счет подрезки колеса. Данный способ изучения влияния зазора изменяет окружную скорость колеса и делает невозможным получить в чистом виде влияние зазора.

Выводы

- Проведенный обзор литературы показал, что большинство расчетно – статистических методов получения кавитационных характеристик и антикавитационных качеств насосов основан на экспериментальных данных шнековых и шнекоцентробежных насосов. Практически все представленные данные были получены на шнековых или шнекоцентробежных насосах.
- Применительно к оседиагональным колёсам насосов существует очень мало публикаций, нет их обобщения.
- Нет никаких расчетных зависимостей по влиянию постоянного или переменного зазора на кавитационные качества шнековых и оседиагональных насосов.
- Нет зависимостей по влиянию шероховатости на кавитационные характеристики и качества.
- Представленные данные по различным зазорам в шнековых насосах показывают, что не на всех режимах по расходу минимальный зазор позволяет получить минимальные значения кавитационного запаса по второму критическому режиму кавитации и однозначных зависимостей, для определения оптимального зазора, с точки зрения антикавитационных качеств насоса, нет.

- Не существует расчетных зависимостей по влиянию бандажа на кавитационные характеристики шнековых и оседиагональных насосов.
- Для получения полной кавитационной характеристики БТНА с оседиагональным колесом на стадии проектирования необходимо использовать численное моделирование.

2. МЕТОДЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ КАВИТАЦИИ

Для того чтобы изучить физические аспекты кавитации на протяжении многих лет было проведено большое количество экспериментов. В дальнейшем теоретические и численные подходы развивались по двум главным направлениям [30]:

- Динамика кавитационных пузырей
- Развитая кавитация или суперкавитация

Огромное количество работ было опубликовано по динамике пузырей. Отметим среди многих других Релея (1917) [62] и Плессета (1949) [58], после которых уравнение, описывающее развитие изменения радиуса пузырька пара в несжимаемой вязкой жидкости, было названо уравнением Релея-Плессета. Развитие пузырька обусловлено последствиями изменения давления и поверхностного натяжения.

Направление развитой кавитации появилось более века назад, например Гельмгольц (1868) [34, 43], и Кирхгоф (1869) [5,41], с работой над теорией обтекания, используя метод конформного отображения или метод нелинейного годографа. Биргкоф и Сарантонелло [5] описали технику годографа в деталях. Ву [80] показал, что этой теорией можно пользоваться только для кавитационных течений вокруг простых геометрических тел, например, плохо обтекаемый цилиндр или плоские пластины, но нельзя использовать для течений вокруг произвольных тел, таких как гидрокрылья или лопасти. В 1953 году Тулин [15, 72] применил метод линеаризации к проблеме потока вокруг суперкавитирующих симметричных профилей с нулевым углом атаки и нулевым числом кавитации. С тех пор многие исследователи расширили линейную теорию для потоков вокруг произвольных тел и любых чисел кавитации.

Внедрение компьютеров в 1970х годах привело к большому количеству численных методов, основанных на линейной теории, которая была распространена на проблему трехмерных потоков с использованием теории несущей поверхности. Большинство методов с использованием теории несущей

поверхности связаны с присоединенной кавитацией посредством введения испарения в граничных условиях на твердой стенке за присоединенной каверны. Преимущество данного метода заключается в коротком времени счета, что позволяет быстро оценить и улучшить конструкцию. Недостатком линейной теории является то, что для отсоединенной кавитации вокруг гидрокрыльев она предсказывает, что длина и объём каверны будут возрастать с увеличением толщины гидрокрыла, что противоречит экспериментальным наблюдениям. Не предсказывается динамика движения для нестационарной присоединенной кавитации [20], и у линейной теории есть ограниченные возможности по способности описания сложных течений с достаточной точностью [37].

Метод граничного элемента (также как и метод граничных интегральных уравнений или панельный метод) даёт возможность оценивать поток вокруг геометрически сложных тел и рассматривать полностью нелинейные граничные условия на интерфейсе пленочной кавитации. Эти методы основаны на гипотезе потенциального потока, в которой интерфейс каверны представлен как поверхность потока с постоянным давлением. Поверхность каверны существует до тех пор, пока кинетические и динамические граничные условия удовлетворяются на поверхности каверны [20, 76]. Так или иначе, для образования кавитации необходима искусственно замыкающаяся модель для точек отсоединения вблизи входной кромки и на конце каверны. Ульман [75] (1987) был среди первых, кто решил частичный кавитационный поток в двумерных подводных крыльях. Данг и Купер [21] и Данг [20] расширили этот метод до стационарного метода определения кавитации в трёхмерных гидрокрыльях. Сейчас эти методы прочно укоренились из-за их способности полностью предсказать нестационарный кавитационный поток [42, 76]. Так или иначе, предсказать места отрыва и смыкания каверны остаётся трудной задачей, которая имеет сильное влияние на топологию и динамику каверны. Кроме того, эти методы трудно расширить до решения более сложных физических явлений, таких как распространение присоединенной кавитации, определение вихревых структур и вихревой кавитации на кромке лопаток.

2.1. Подходы к моделированию кавитации

Различные подходы по моделированию кавитационных потоков были объединены в 1990х годах. Методы, использующие уравнения Эйлера или Навье-Стокса, были развиты совместно с уравнением переноса для газосодержания с учетом уравнений двухфазного потока или другими моделями смыкания каверны.

Классифицировать данные подходы можно по следующим категориям [37]:

1. Метод отслеживания границы (Interface tracking method) [17]
2. Метод объёма жидкости (Volume of Fluid method)
3. Метод дискретных элементов (пузырьков) (Discrete bubble methods)
4. Двухфазные методы

Должно быть отмечено, что различия между группами не всегда до конца ясны и что различными авторами могут быть классифицированы по - своему. Кроме того, численные методы используют комбинацию методов несущей поверхности и граничных элементов совместно с методом, базирующимся на уравнениях Эйлера и Навье-Стокса.

2.1.1. Метод отслеживания границы.

Методы отслеживания границы, такие как метод функции уровня, маркеров частиц и поверхностными маркерами, следящими за интерфейсом между жидкостью и паром, основываются на критерии давления при обтекании. Отметим, что эти типы моделирования пересекаются с Лагранжевым методом. Предполагается, что кавитирующая зона имеет постоянное давление равное давлению насыщения. Эти методы требуют наличия различных интерфейсов, которые необходимо отслеживать [18, 25, 27, 32, 35, 57, 69]. Недостатками данных методов являются: нечеткая граница между границей раздела фаз жидкость-пар, невозможность описания нестационарных пульсаций в кавернах, распространение облака пара, повторный вход струи жидкости в облако пара (re-entrant).

2.1.2. Метод дискретных элементов.

Метод дискретных элементов учитывает как одиночные, так и поле кавитационных пузырей, которые растут и схлопываются по мере изменения поля давления. Плессет и Просперетти [59] аналитически описали рост и схлопывание одиночного пузыря, смотри также Релей [62] и Плессет [58]. С тех пор многие исследователи численно изучали поведение одиночного пузыря или поля пузырей. Есть примеры изучения переменного поля давлений, течений в трубке Вентури, поведение схлопывающегося облака пузырей и взаимодействие облака пузырей с ударными волнами. Эти примеры можно увидеть у Fujikawa & Akamatsu [31], Brennen et al. [30], Colonius et al. [19], Preston et al. [60, 61], Delale et al. [24], Johnsen & Colonius [39], Wang & Brennen [77, 78].

2.1.3. Двухфазные методы

Двухфазные методы можно подразделить на течение гомогенных смесей и многокомпонентные течения. Гомогенные смеси рассматриваются как псевдо жидкости с осредненными свойствами, такими как плотность и вязкость. Таким образом, жидкость рассматривается как сжимаемая и с большим изменением плотности во всём домене. Внутри и снаружи кавитирующего потока установлено следующее условие о том, что скорости в них одинаковы.

Эта группа методов может быть подразделена на методы, основанные на уравнении переноса, баратропных моделях и методах равновесия гомогенной среды.

2.1.4. Метод объёма жидкости

Метод объёма жидкостей был предложен Хиртом и Ничельсом (Hirt & Nichols) в 1981 [36]. Может быть классифицирован как метод, в котором положение границы раздела фаз получается по объёмному распределению компонентов. Они добавили уравнение переноса для объёмного содержания (α), описываемое как отношение объёма пара к полному объёму расчетной ячейки. Чтобы избежать размывания границы раздела фаз использовались специальные методы, один из таких

методов был придуман Уббинком (Ubbink) [73, 74]. Стандартный метод объёма жидкостей применяется для фиксации (capturing) различных интерфейсов без фазового перехода, то есть течения свободных поверхностей или движение единичного пузырька. Чтобы учитывать кавитацию, стандартные методы объёма жидкости были расширены для того, чтобы к конвективному переносу добавить изменение объёмного содержания за счет фазового перехода Dieval et al. [26], Molin et al. [55] и Sauer [65]. Сауэр и Шнерр Sauer & Schnerr [66, 67, 82] и Bouziad et al. [6, 7] разработали метод объёма жидкости с учетом динамики пузырей, основанный на уравнении Релея-Плессета.

2.2. Модели кавитации, реализованные в современных CFD пакетах

Метод объёма жидкостей, наиболее часто реализуемый в современных CFD пакетах. Рассмотрим, какие модели кавитации реализованы в различных программных продуктах по моделированию трехмерных течений.

Авторы модели Reboud and Stutz [63].

$$m = \frac{1}{\theta \rho_v} \min[\alpha_{min}, \alpha, (1 - \alpha)](-\sigma - C_p)$$

где, $\sigma = \frac{P_{ref} - P_v}{0,5\rho V}$ – коэффициент кавитации, P_{ref} – статическое давление на входе, V – скорость жидкости на входе, ρ – плотность жидкости, $C_p = \frac{P - P_{ref}}{0,5\rho V}$ – коэффициент давления, θ – временная характеристика потока.

Авторы модели Kunz и другие [46, 47, 51]:

$$m_e = \frac{F_{vap_{Kunz}} \rho_v (1 - \alpha) \min(0, p - p_v)}{0,5 \rho_l V^2 t_\infty};$$

$$m_c = \frac{F_{cond_{Kunz}} \rho_v (1 - \alpha)^2 \alpha}{t_\infty}.$$

где, $t_\infty = 1$ – средний временной масштаб потока, $F_{cond_{Kunz}}$ – коэффициент конденсации по Kunz'у, $F_{vap_{Kunz}}$ – коэффициент паробразования по Kunz'у, U_∞ – скорость жидкости в сводном потоке.

Авторы модели Merkle и другие [54]:

$$m_e = \frac{F_{vapMerkle} \rho_l (1 - \alpha) \min(0, p - p_v)}{0,5 \rho_l \rho_v V^2 t_\infty};$$

$$m_c = \frac{F_{condMerkle} \alpha \max(0, p - p_v)}{0,5 \rho_l V^2 t_\infty}.$$

Авторы модели Dauby и другие [22]:

$$m_e = F_{vapDauby} (1 - \alpha) \min(0, p - p_v);$$

$$m_c = F_{condDauby} \alpha \max(0, p - p_v).$$

Авторы модели Saito и другие [64]

$$m_e = F_{vapSaito} \alpha^2 (1 - \alpha)^2 \frac{\rho_l \min(0, p - p_v)}{\rho_v \sqrt{2\pi RT_s}};$$

$$m_c = F_{condSaito} \alpha^2 (1 - \alpha)^2 \frac{\max(0, p - p_v)}{\sqrt{2\pi RT_s}}.$$

где, T_s – температура насыщения,

Остальные модели, используемые в современных CFD программах, представлены ниже.

2.2.1. Модели, кавитации реализованные в ANSYS Fluent

В ANSYS Fluent реализовано три модели кавитации:

1. Модель полной кавитации (Full Cavitation Model) Сингхала и др
2. Модель Zwart-Gerber-Belamgi
3. Модель Schnerr and Sauer

Допущения, принятые в двухфазных моделях:

- исследуемая система должна содержать в себе жидкую и газообразную фазу
- в моделях кавитации массообмен происходит как при образовании пузырьков (парообразовании), так и при их схлопывании (конденсации)
- модели кавитации основаны на уравнение Рэллея-Плессета, описывающее рост единичного пузырька в жидкости
- в модели Сингхала (полной конденсации) присутствуют нерастворенные газы, их массовая доля должна быть известна пользователю

- свойства компонентов в кавитационных моделях могут быть постоянны, зависимы от температуры или же заданы пользователем

Кавитационные модели содержат следующие возможности:

- модель Сингхала позволяет учитывать нерастворённые газы, тогда как две другие модели не учитывают их
- Zwart-Gerber-Belamri и Schnerr and Sauer модели совместимы со всеми моделями турбулентности представленными в ANSYS Fluent
- жидкая и газообразная фазы могут быть как сжимаемыми так и не сжимаемыми (для сжимаемых компонентов плотность определяется законом, который задаёт пользователь)

Для кавитационных моделей представлены следующие ограничения в ANSYS FLUENT:

- ни одна из моделей кавитации не может быть применена с явным методом VOF (volume of fluid – объём жидкости), так как схема слежения по поверхности раздела фаз не совместима с допущениями о взаимном проникновении границ фаз в сплошной среде, принятыми в моделях кавитации
- модели кавитации можно использовать только тогда, когда одна из жидкостей в многофазном потоке будет кавитировать
- в модели Сингхала жидкая фаза должна быть основной, а паровая фаза вторичной, как следствие эта модель может работать только с многофазными смесевыми моделями
- модель Сингхала не работает с Эйлеровыми многофазными моделями
- модель Сингхала не совместима с LES моделями турбулентности
- Zwart-Gerber-Belamri и Schnerr and Sauer модель по умолчанию не использует сжимаемость газов

Уравнение переноса пара

В кавитационной модели массообмен между жидкой и паровой фазой происходит через уравнение переноса пара:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha\rho_v) + \nabla(\alpha\rho_v\bar{V}_v) = R_e - R_c \quad (1)$$

где, v – паровая фаза, α – объёмная доля пара, ρ_v – плотность пара, \bar{V}_v – скорость паровой фазы, R_e и R_c – источники членов массообмена связанные с ростом и схлопыванием пузырьков соответственно (они моделируются на основе уравнения Рэлея-Плессета, описывающего рост одиночного пузырька пара в жидкости).

Динамика пузырьков

Во многих инженерных задачах предполагается, что есть множество ядер кавитации для ее зарождения. Таким образом, главная цель это правильный учет скорости роста пузырька его схлопывания. В движущейся жидкости с нулевой скоростью проскальзывания между жидкостью и пузырьками, динамика пузырьков может быть получена из обобщенного уравнения Рэлея-Плессета:

$$R_b \frac{D^2 R_b}{Dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{DR_b}{Dt} \right)^2 = \left(\frac{P_b - P}{\rho_l} \right) - \frac{4v_l}{R_b} R_b - \frac{2\sigma}{\rho_l R_b} \quad (2)$$

где, R_b – радиус пузырька, ρ_l – плотность жидкости, σ – поверхностное натяжение, P_b – давление на поверхности пузырька (если нет нерастворенных газов, то это давление насыщенных паров P_v), P – локальное давление (обычно это давление в центре ячейки).

Пренебрегая членами второго порядка и поверхностным натяжением, уравнение упрощается до вида

$$\frac{DR_b}{Dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_b - P}{\rho_l}} \quad (3)$$

Это уравнение обеспечивает физический подход для представления динамики пузырьков в модели кавитации.

2.2.1.1. Модель Сингхала и др.

В модели Сингхала (источник [68]) учитываются эффекты первого порядка (то есть фазовый массообмен, динамика пузырька, турбулентные пульсации давления и нерастворенный газ). В ней может быть учтено использование многофазных жидкостей (однако кавитация будет только в одной из фаз), эффект

проскальзывания скоростей между жидкой и газообразной фазой, а также тепловые эффекты и сжимаемость как газообразной так и жидкой фазы.

Для вывода уравнения конечного фазового перехода, Сингхал использовал следующие двухфазные уравнения неразрывности:

$$\text{Для жидкой фазы} - \frac{\partial}{\partial t} [(1 - \alpha)\rho_L] + \nabla[(1 - \alpha)\rho_L \bar{V}] = -R$$

$$\text{Для паровой фазы} - \frac{\partial}{\partial t} (\alpha\rho_v) + \nabla(\alpha\rho_v \bar{V}) = R$$

$$\text{Для смеси} - \frac{\partial}{\partial t} (\rho) + \nabla(\rho \bar{V}) = 0$$

где, ρ_L – плотность жидкой фазы, ρ_v – плотность газообразной фазы, ρ – плотность смеси, которая определяется как

$$\rho = \alpha\rho_v + (1 - \alpha)\rho_L \quad (4)$$

Соединив три уравнения, получим соотношение между плотностью смеси и объёмной долей паров:

$$\frac{D\rho}{Dt} = -(\rho_L - \rho_v) \frac{D\alpha}{Dt} \quad (5)$$

Объёмная доля пара (α) соотносится с количеством пузырей (n) и их радиусом (R_b) как:

$$\alpha = n \cdot \left(\frac{4}{3} \pi R_b^3 \right) \quad (6)$$

Подставляя в последнее уравнение предпоследнее получим:

$$\frac{D\rho}{Dt} = -(\rho_L - \rho_v)(n4\pi)^{\frac{1}{3}}(3\alpha)^{\frac{2}{3}} \frac{DR_b}{Dt} \quad (7)$$

Используя формулу учета динамики пузырьков, и поставляя в нее следующие формулы, получим выражение для общей скорости фазового перехода:

$$m = (n4\pi)^{\frac{1}{3}}(3\alpha)^{\frac{2}{3}} \frac{\rho_v \rho_L}{\rho} \left[\frac{2}{3} \left(\frac{P_b - P}{\rho_l} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (8)$$

где, m – это скорость образования пара или испарения. В формуле (1) это источниковый член R_e .

Все члены кроме уравнения количества пузырей n , это известные константы или зависимые переменные. В отсутствии общей модели для получения количества

пузырей, формула скорости фазового перехода может быть переписана через радиус пузырей (R_b):

$$m = \frac{3\alpha \rho_v \rho_L}{R_b \rho} \left[\frac{2}{3} \left(\frac{P_b - P}{\rho_l} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

Это уравнение показывает, что скорость массообмена не только связана с плотностью пара (ρ_v), но также является и функцией от плотности жидкости (ρ_L), и плотности смеси (ρ). Поскольку это уравнение выводится из уравнений объёмных долей содержания компонентов, то оно должно точно описывать количество жидкой фазы превращенной в паровую фазу при кавитации (росте пузырьков и испарении).

Основываясь на уравнении (9), Сингхал и др. предложили модель, где объёмная концентрация пара является переменной в уравнении переноса:

$$\frac{\partial}{\partial t} (f_v \rho) + \nabla (f_v \rho \vec{V}_v) = \nabla (\Gamma f_v) + m_e - m_c \quad (10)$$

где, f_v – массовая доля пара, Γ – коэффициент диффузии.

Скорость массообмена задается следующим уравнением если $P \leq P_v$:

$$m_e = F_{var} \frac{\max(1.0, \sqrt{k})(1 - f_v - f_g)}{\sigma} \rho_v \rho_L \left[\frac{2}{3} \left(\frac{P_v - P}{\rho_l} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

и если $P \geq P_v$:

$$m_c = F_{cond} \frac{\max(1.0, \sqrt{k})(f_v)}{\sigma} \rho_L \rho_L \left[\frac{2}{3} \left(\frac{P - P_v}{\rho_l} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (12)$$

где, k – турбулентная кинетическая энергия, F_{var} и F_{cond} – эмпирический коэффициент парообразования и конденсации соответственно.

Давление насыщения корректируется по оценке местных значений турбулентных пульсаций давления:

$$P_v = P_{sat} + \frac{1}{2} (0.39 \rho k) \quad (13)$$

где, P_{sat} – давление насыщенных паров.

Константы имеют следующие значения $F_{var}=0.02$ и $F_{cond}=0.01$. В этой модели, смесь жидкости с паром является сжимаемой, а также учитываются эффекты турбулентности и нерастворенных газов.

2.2.1.2. Модель Шварта, Гербера и Беламри

Предполагая, что все пузыри в системе имеют один и тот же размер, Zwart, Gerber и Belamri (источник [83]) предложили, что общая скорость многофазного массообмена в единице объёма (R) вычисляется с использованием количества пузырей (n) и скорости массообмена одного пузырька:

$$m = n \cdot \left(4\pi R_b^2 \rho_v \frac{DR_b}{Dt} \right) \quad (14)$$

Подставляя количество пузырей (n) из уравнения (6) в уравнение (14), мы получим выражение для полного массообмена:

$$m = \frac{3\alpha\rho_v}{R_b} \left[\frac{2}{3} \left(\frac{P_b - P}{\rho_l} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (15)$$

Сравнивая уравнение 15 с уравнением 9, видно, что разница только в отношениях плотностей, таким образом в уравнение 15 скорость массообмена зависит только от плотности пара (ρ_v), тогда как в уравнение 9 скорость массообмена (R) зависит ещё и от плотности жидкости и смеси.

Как и в уравнение 9, уравнение 15 выводится исходя из темпов роста пузырьков (испарения). Чтобы применить его к процессу схлопывания пузырьков (конденсации), используется следующая формула:

$$m_e = F \frac{3\alpha\rho_v}{R_b} \left[\frac{2}{3} \left(\frac{P_b - P}{\rho_l} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \text{sign}(P_b - P) \quad (16)$$

где, F – эмпирический коэффициент. Несмотря на то, что уравнение 16 было получено из уравнения испарения, оно хорошо работает только для конденсации. Оно физически некорректно и не стабильно в численных методах, когда применяется к испарению. Основная причина этого лежит в изначальном предположении о том, что пузырьки кавитации не взаимодействуют друг с другом. Это правдоподобно только на ранних стадиях кавитации, когда кавитационные

пузыри растут из ядер нуклеации. Когда объёмная доля паросодержания растёт, плотность ядер нуклеации пропорционально уменьшается. Для моделирования этого процесса Zwart, Gerber и Belamri предложили заменить объёмную долю пара (α) в уравнении 16 на $\alpha_{nuc}(1 - \alpha)$, где α_{nuc} – это объёмная доля ядер нуклеации. Тогда уравнение 16 можно переписать в следующем виде, для $P \leq P_v$:

$$m_e = F_{vap} \frac{3\alpha_{nuc}(1 - \alpha)\rho_v}{R_b} \left[\frac{2}{3} \left(\frac{P_v - P}{\rho_l} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (17)$$

и если $P \geq P_v$:

$$m_c = F_{cond} \frac{3\alpha\rho_v}{R_b} \left[\frac{2}{3} \left(\frac{P - P_v}{\rho_l} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (18)$$

где, $R_b = 10^{-6}$ м, $\alpha_{nuc} = 5 \cdot 10^{-4}$, $F_{vap} = 50$, $F_{cond} = 0.01$

2.2.1.3. Модель Шнерра и Сауэра

Как и Сингхал и др, Шнерр и Сауэр использовали аналогичный подход для получения точного выражения массообмена между жидкостью и паром (источники [38,50,92]). Уравнение для объёмной доли пара имеет следующее выражение:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha\rho_v) + \nabla(\alpha\rho_v\vec{V}) = \frac{\rho_l\rho_v}{\rho} \frac{d\alpha}{dt} \quad (19)$$

В отличие от Zwart-Gerber-Belamri и Singhal и др., Schnerr и Sauer использовали следующее выражение, чтобы соединить объёмную долю пара с количеством пузырей и их радиусом в объёме жидкости:

$$\alpha = \frac{n \frac{4}{3} \pi R_b^3}{1 + n \frac{4}{3} \pi R_b^3} \quad (20)$$

Тогда выражение массопереноса выразиться в уравнении 21, где радиус пузырей (R_b) выразиться в уравнении 22:

$$m = \frac{\rho_v\rho_l}{\rho} \alpha(1 - \alpha) \frac{3}{R_b} \left[\frac{2}{3} \left(\frac{P_v - P}{\rho_l} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (21)$$

$$R_b = \left(\frac{3\alpha}{4\pi n(1 - \alpha)} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (22)$$

Для $P \leq P_v$:

$$m_e = \frac{\rho_v \rho_L}{\rho} \alpha (1 - \alpha) \frac{3}{R_b} \left[\frac{2}{3} \left(\frac{P_v - P}{\rho_l} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (23)$$

Для $P \geq P_v$:

$$m_c = \frac{\rho_v \rho_L}{\rho} \alpha (1 - \alpha) \frac{3}{R_b} \left[\frac{2}{3} \left(\frac{P - P_v}{\rho_l} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (24)$$

2.2.2. Модели, реализованные в ANSYS CFX

В Ansys CFX используется модель, представленная ниже - модель Zwart, Gerber и Belamri, такая же, как и в ANSYS Fluent.

2.2.3. Модели, реализованные в Star CCM+

Star CCM+ основывается на немного модифицируемом уравнении Сауэра, в отличии от ANSYS Fluent, где используется модель Сауэра и Шнерра:

$$m = 4\pi R_b^2 \alpha \cdot \frac{P_v - P}{|P_v - P| + 10^{-20}} \left[\frac{2}{3} \left(\frac{P_v - P}{\rho_l} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (25)$$

Выводы

- В данное время в коммерческих и частных CFD пакетах реализовано порядка 8 моделей кавитации, основанных на модели кавитации Релея-Плессета;
- Наибольшее количество моделей кавитации реализовано в программном пакете ANSYS Fluent;
- В крупных программных коммерческих пакетах, таких как ANSYS CFX и Star CCM+ используются те же модели кавитации, что и в ANSYS Fluent, но немного модифицированные.

3. МЕТОДИКА ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ КАВИТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК С ПРИМЕНЕНИЕМ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ANSYS

Существует множество CAE программ численного моделирования гидрогазодинамики – ANSYS CFX, ANSYS FLUENT, OpenFOAM, Star CCM+, Numeca и другие, в программном коде которых заложены модели кавитации. В источнике [89, 90] авторы провели сравнения расчетных и экспериментальных характеристик насосов. Практически все программы не превышают погрешность в 10-15% по второму критическому кавитационному режиму, поэтому в качестве расчетного программного комплекса была принята программа ANSYS CFX, как уже изученная автором.

3.1. Модели, используемые в ANSYS CFX для решения кавитирующего потока жидкости

Для моделирования кавитации в ANSYS CFX, кроме модифицированного уравнения Рейля-Плессета, применяются следующие уравнения механики жидкости и газов:

Уравнение сохранения массы:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0$$

где ρ – плотность рабочего тела, t – время, U – вектор скорости.

Уравнение количества движения:

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \cdot U) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + S_M,$$
$$\tau = \mu \left(\nabla U + (\nabla U)^T - \frac{2}{3} (\nabla \cdot U) I \right)$$

где p – давление, τ – тензор вязких напряжений, S_M – количество движения, I – единичная матрица.

Закон изменения турбулентной вязкости от скорости определялся уравнением SST модели Ментера [53].

3.2. Методика проведения расчетов

Методика моделирования кавитационных характеристик основывается на квазистационарных расчетах с постепенным уменьшением входного давления. Для первых расчетов принимается такое входное давление, на котором каверна отсутствует или не развитая, при этом первый расчет проводится на чистой жидкости без учета кавитации, так как если этого не сделать, то получить установившееся решение не всегда возможно. При получении устойчивого решения без учета кавитации, в расчет добавлялась паровая фаза и учёт уравнения Рейля-Плессета. За начальные условия расчета всегда принималась предыдущая расчетная точка или предыдущие результаты расчета на других сеточных моделях близкие по входному давлению к вновь рассчитываемому. Это нужно для устойчивого и более быстрого схождения результатов расчета. Уменьшать входное давление необходимо с определенной аккуратностью, так как если снизить его очень сильно, то расчет может разойтись, а программа выдать ошибку. В основном это происходит когда каверна заходит вглубь межлопаточного канала и её рост очень велик по сравнению с предыдущими результатами расчета. Если данная ситуация произошла, нужно увеличить входное давление. Таким образом, постепенно понижая входное давление вплоть до третьего критического режима включительно, с помощью программы ANSYS CFX можно получить кавитационные характеристики насоса.

Во время расчета, по мере снижения входного давления, увеличения каверны и приближения к точке срыва напора, расчеты занимают больше времени на получение установившихся стационарных результатов.

Граничные условия:

- Компонент – вода;
- Обороты колеса – $n=5720$;
- Расход на выходе – $m=372$ кг/с;
- Давление насыщенных паров воды – 3574 Па;
- Переменное давление на входе;

На стенках использовались следующие варианты граничных условий:

- no slip wall – для вращающихся систем скорость на стенке равна скорости вращения системы в данной точке стенки, для невращающихся скорость на стенке равна нулю $U_{wall}=0$;

- counter-rotating wall – тип стенки, использующийся для вращающихся систем, в данном случае стенка неподвижна относительно абсолютной системы координат; во вращающейся системе координат скорость стенки равна $U_{wall} = -\omega \cdot R$. Использовалась для стенки корпуса;

- sand grain roughness – шероховатость в песочном эквиваленте.

При моделировании осевых, оседиагональных или шнековых колёс насосов, корпус насоса чаще всего является одной из не вращающихся границ сеточной модели. Таким образом, для этой границы сеточной модели подходит тип границы counter-rotating wall, а для всех остальных тип no slip wall. Помимо этого, на всех стенках желательно выставить шероховатость поверхности в соответствии с чертежом – sand grain roughness.

На рис. 3.2.1 представлено изображение исследуемых областей оседиагонального колеса и спрямляющего аппарата.

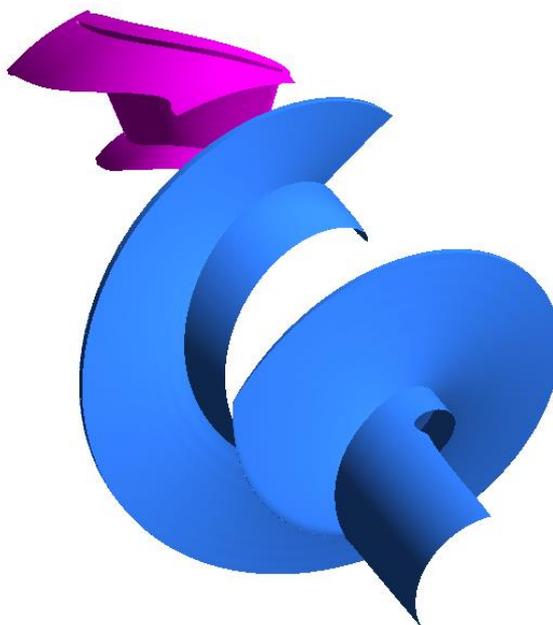


Рис. 3.2.1. Расчетная область. Лопасть оседиагонального колеса с втулкой и лопасть спрямляющего аппарата с втулкой и корпусом.

Для уменьшения расчетной области исследуемой материальной части в расчетную модель вошли один проточный канал оседиагонального колеса из трёх и один проточный канала спрямляющего аппарата из одиннадцати (рис. 3.2.1). Также в расчетную модель была добавлена область на входе, что можно увидеть на рис. 3.2.1 по втулке перед входной кромкой колеса, и на выходе, на рисунке не показано. Таким образом, из модели были исключены фильтр и пилоны на входе, а также турбина. Неучет пилонов объясняется тем, что с уменьшением входного давления каверна уходит вглубь канала, а входной участок (в данном случае подразумеваются пилоны) перестаёт оказывать влияние на входную кромку шнека, в том числе, и в случае присутствия обратных токов.

3.3. Сеточные модели

Качество и экономичность при генерации сеточной модели является одним из важных вопросов при решении задач гидрогазодинамики. Сеточные модели, используемые в ANSYS CFX, можно разделить на два типа – тетраэдральные и гексаэдральные (также есть пирамидальные и призматические элементы). Тетраэдральные сеточные модели занимают меньшее время на построение и требуют минимальных знаний для их построения. Гексаэдральные сеточные модели требуют большего времени на их создание, но, при этом, чаще всего имеют меньшее количество узлов и элементов, а, следовательно, и ресурсов компьютера. Выбор типа сеточной модели имеет не маловажное значение.

Для изучения влияния сеточных моделей было построено три разных сеточных модели полученных при помощи трёх разных подпрограмм входящих в комплекс ANSYS. Две сеточные модели были гексаэдральные и построены при помощи ANSYS Turbogrid (1 830000 элементов) и ICEM CFD (847000 элементов), а третья модель тетраэдральная и построена при помощи ANSYS Mesher (3 000000 элементов), все модели построены с погран слоем у стенки не менее 10 элементов. Пограничный слой строился из условия $15 < y^+ < 50$ на всех поверхностях, где y^+ это безразмерное расстояние от первого узла до стенки. При моделировании зазоров

между колесом и стенкой корпуса минимальное количество элементов равнялось 30-35. Сеточные модели представлены на рис. 3.3.1.

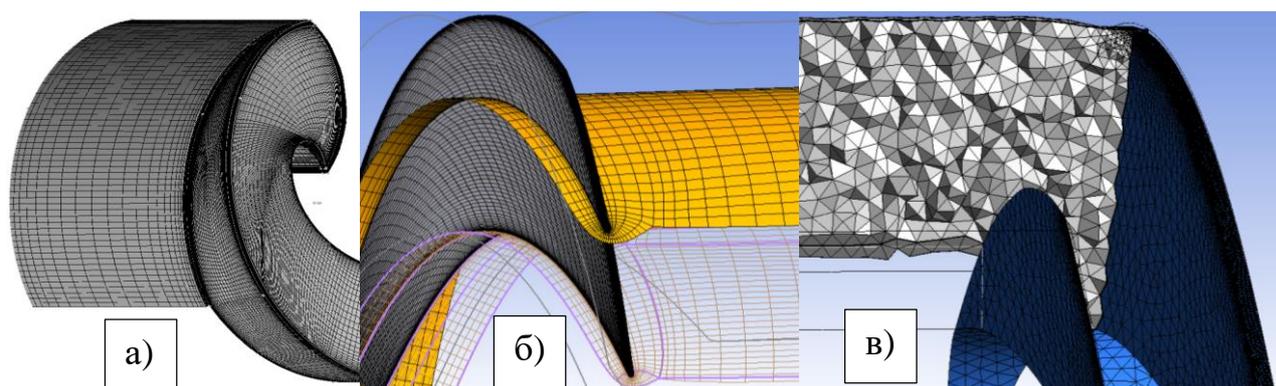


Рис. 3.3.1. Сеточные модели построены в программе:

а) ICEM CFD; б) ANSYS Turbogrid; в) ANSYS Mesher

Наибольшую трудность при создании сеточной модели представляет использование программы ICEM CFD, так как необходим большой опыт работы в программе и наибольшее время для создания модели. Наиболее простая для создания сеточной модели программа это ANSYS Mesher, так как не требует большого опыта работы и имеет множество настроек для построения необходимой сеточной модели. ANSYS Turbogrid специально разработанная программа для создания сеточных моделей турбомашин, однако, несмотря на это, она требует немного большего опыта нежели ANSYS Mesher и не обладает возможностями по созданию геометрии моделей колёс с переменным зазором и бандажом.

Полученные путём моделирования кавитационные характеристики представлены на рис. 3.3.2.

Сеточная модель, построенная при помощи программы Turbogrid, имеет наименьшую величину погрешности от 5% до 38% по второму критическому режиму при расчётах кавитационных характеристик в зависимости от испытанного экземпляра БТНА. Для ICEM CFD эти цифры немного выше от 6 до 39%, тогда как для ANSYS Mesher величина погрешности самая большая и составляет от 15 до 51%. Таким образом, самым оптимальным вариантом является использование программы Turbogrid и гексаэдральной сеточной модели.

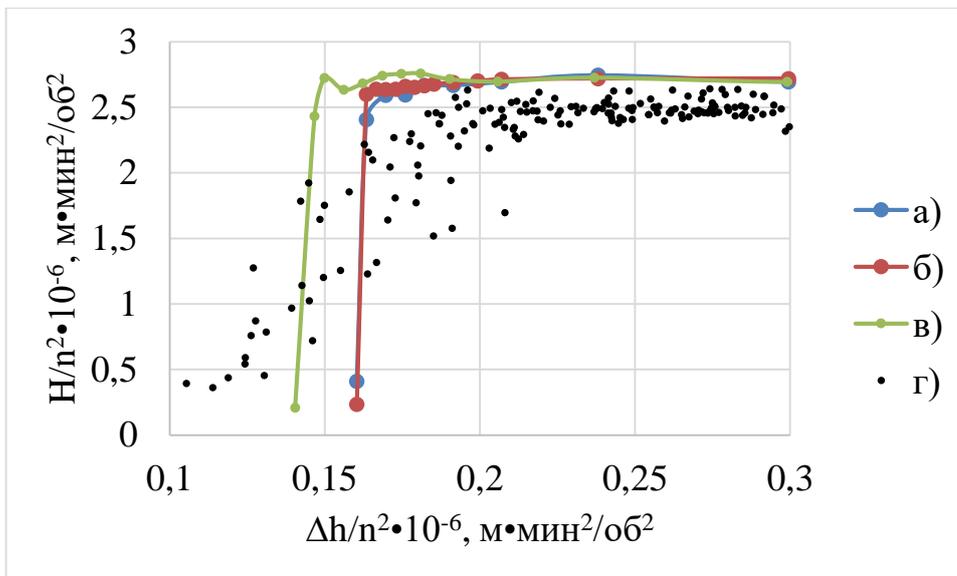


Рис. 3.3.2. Сравнение экспериментальных данных и результатов моделирования с различными сеточными моделями:

а) ANSYS Turbogrid; б) ICEM CFD; в) ANSYS Mesher; г) результаты модельных испытаний НПО Энергомаш

Полученные результаты по выбору сеточной модели совпадают с результатами авторов из источника [45], где сказано, что для расчетов с кавитацией на гексаэдральной сетке сходимости и устойчивости решения лучше, чем на тетраэдральной. Авторы проводили исследование смесителя, поэтому их данные необходимо было проверить для турбомашин.

Полученные величины погрешности являются хорошим результатом, однако сравнение характеристик проводилось для модели с острой кромкой, тогда как в реальной конструкции она круглая. При моделировании круглой кромки с переменной толщиной, величина погрешности уменьшается до $-9 \div 18\%$, что является хорошим согласованием результатов расчета и экспериментальных данных, полученных при модельных испытаниях на стенде НПО Энергомаш. Кавитационные характеристики с круглой кромкой представлены на рис. 3.3.3. Для удобства на графике представлены точки срыва по второму критическому кавитационному режиму и кавитационная характеристика одного из экземпляров БТНА, полученные на модельных испытаниях в НПО Энергомаш.

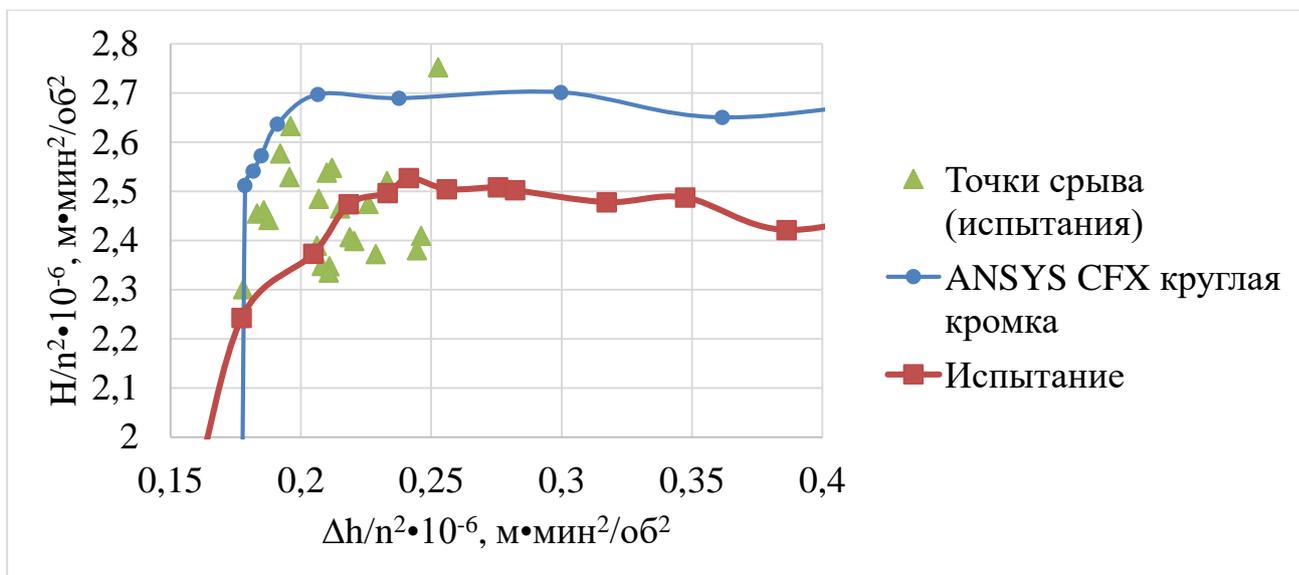


Рис. 3.3.3. Расчетные и экспериментальные кавитационные характеристики насоса с круглой входной кромкой

Из представленных характеристик видно, что имеется различие по величине напора, тогда как по первому и второму критическому кавитационному режиму характеристики практически совпадают.

Выводы

1. Разработана методика моделирования кавитационных характеристик БТНА при помощи ANSYS CFX.
2. Гексаэдральные сеточные модели имеют меньшую погрешность при моделировании кавитационных характеристик.
3. Для построения сеточных моделей наиболее удобной является программа Turbogrid.
4. При расчете кавитационных характеристик необходимо моделировать входную кромку в соответствие с чертежом.
5. Полученные при помощи моделирования кавитационные характеристики хорошо совпадают с результатами модельных испытаний НПО Энергомаш, по первому и второму критическому кавитационному режиму.

4. ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КАВИТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК БТНА

4.1. Моделирование кавитационных характеристик БТНА без учета зазора между корпусом и лопатками колеса

При моделировании БТНА без учета зазора, рассматривается простейший вариант для построения блочной структурированной сеточной модели с помощью ICEM CFD. Также для упрощения сеточной модели в ней были исключены скругления между лопаткой и втулкой.

В источниках [89, 90] не было уделено должного внимания входным кромкам. Для упрощения построения сеточной модели не были учтены скругления на входной кромке. Таким образом, был смоделирован шнек только с учетом подрезки колеса на входе.

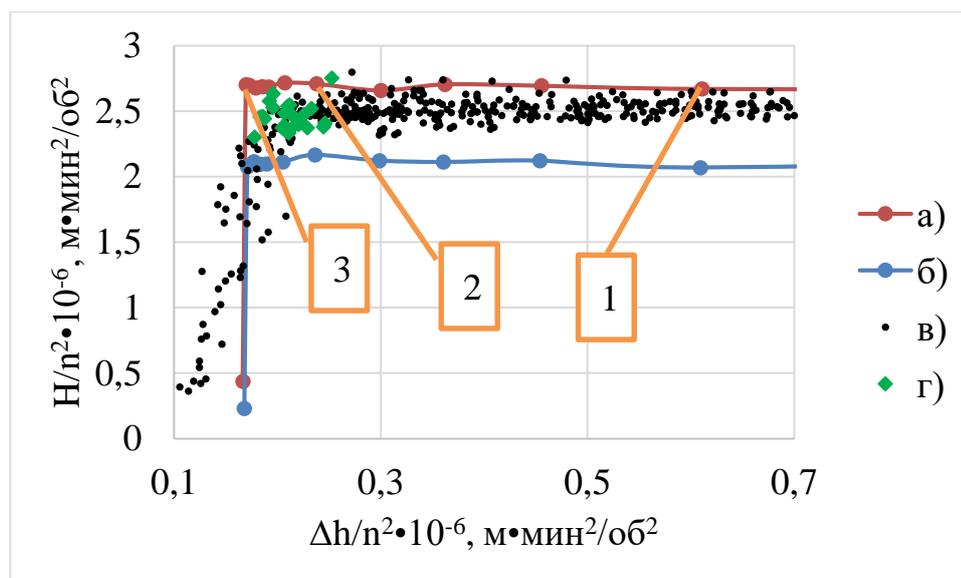


Рис. 4.1.1. – Сравнительная кавитационная характеристика

а) – точки характеристики, когда корпус на периферии не вращается; б) – корпус на периферии вращается; в) - точки модельных испытаний; г) – точки срыва по второму критическому режиму модельных испытаний.

На рис. 4.1.1 представлена сравнительная кавитационная характеристика исследуемой модели без зазора, в сравнении с экспериментом, для двух расчетных случаев – а), б). Полученные результаты удовлетворительно сходятся с экспериментом, однако срыв насоса происходит по расчетам при меньшем

кавитационном запасе, нежели в эксперименте. Погрешность расчетов составляет от 4% до 37% в зависимости от испытанного экземпляра. Неточность данных расчетов вызвана тем, что профиль входной кромки не повторяет реальную конструкцию, как уже было сказано выше, и тем, что расчетная модель без зазора не дает реальной картины, происходящей в шнековых и оседиагональных насосах.

В источнике [101] показаны распределения трехмерных картин каверны, откуда видно, что её распределение не соответствует реальному, так как каверна не продвигается внутрь канала, а проходит в глубь канала лишь до густоты приблизительно равной единице, при этом дальнейшее продвижение каверны внутрь канала происходит только во время срыва напора. Данные распределения каверны при моделировании без учета зазора в оседиагональном колесе представлены на рис. 4.1.2.

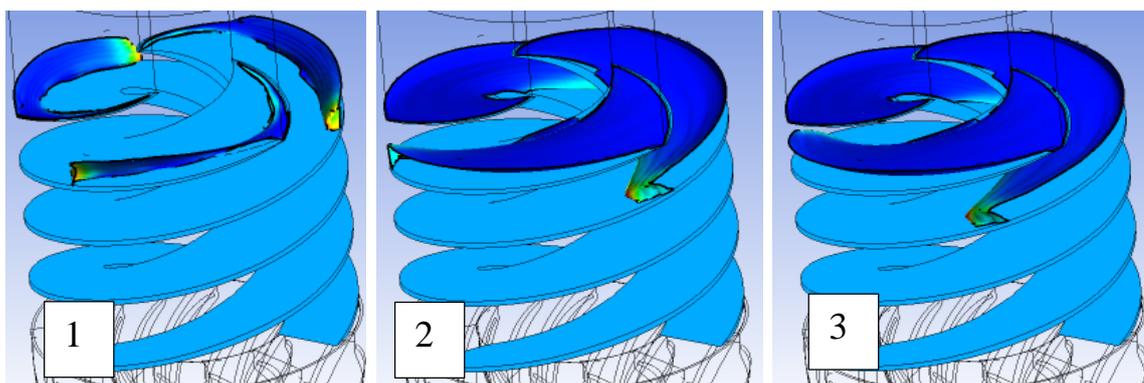


Рис. 4.1.2. Изоповерхности каверны с минимальной концентрацией пара 10% в оседиагональном колесе без учета зазора (цифрами показаны точки на характеристике с рис. 4.1.1)

Таким образом, из выше сказанного следует вывод, что для моделирования картины течения необходимо учитывать зазор.

4.2. Моделирование кавитационных характеристик и описание картины течения в оседиагональном колесе с учетом зазора между корпусом и лопатками колеса

Течение в зазоре между корпусом и лопатками колеса, как можно увидеть из рис. 4.2.1, оказывает существенное влияние на развитие кавитации в межлопаточном канале колеса, начиная с момента появления кавитации и

заканчивая третьим критическим кавитационным режимом (третий критический режим на рисунке не показан).

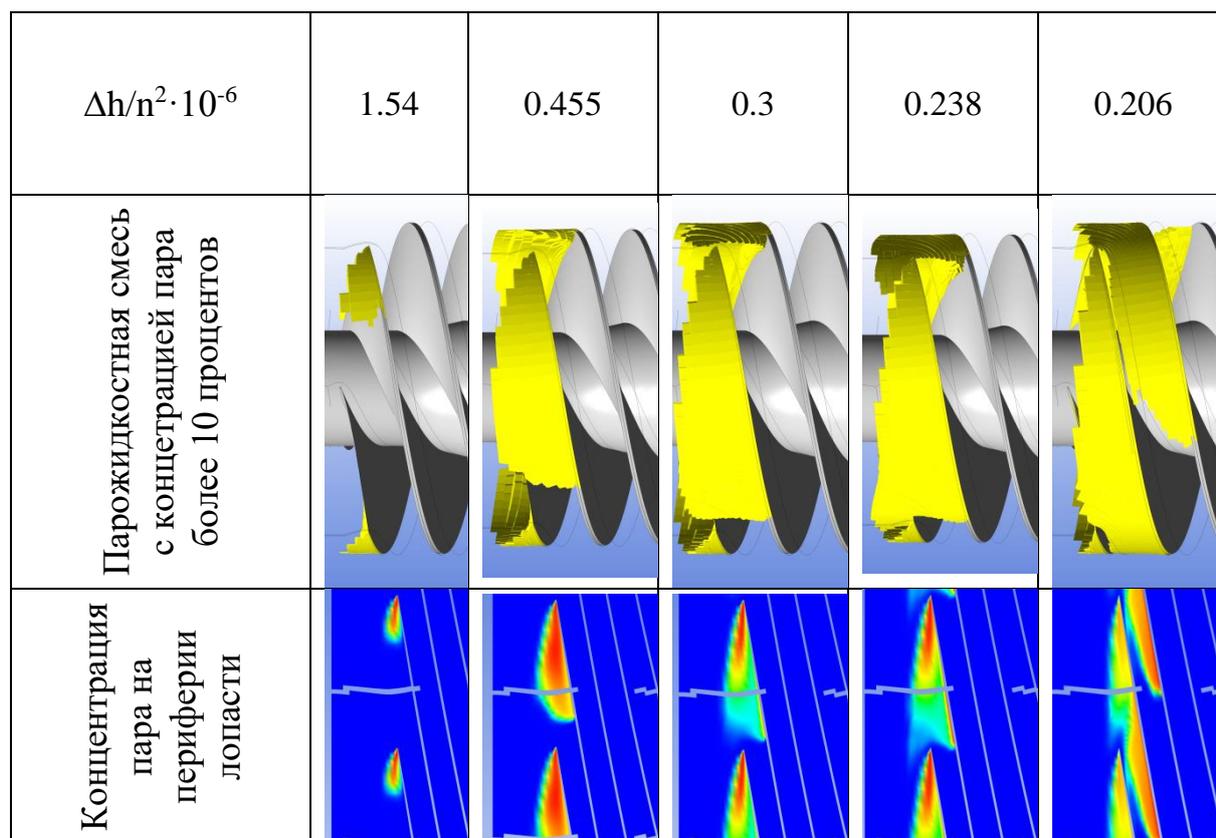


Рис. 4.2.1. Отображение парожидкостной смеси и концентрации пара от относительного кавитационного запаса, направление вращения снизу вверх, поток течет слева направо.

На всех представленных в этой главе рисунках с изображениями кавитации красным или оранжевым показана каверна с концентрацией пара $\alpha_v > 0,8$, зеленым - парожидкостная смесь с концентрацией пара $\alpha_v = 0,1-0,8$; синим - жидкость.

На рисунке 4.2.1 на периферии получена форма щелевой кавитации, которая за счет перетекания жидкости в зазоре с напорной стороны лопасти на всасывающую доходит до следующей лопасти, также, как и в источнике [13], для лопаток с углами менее 10 градусов (при больших углах установки лопасти данного вида кавитации замечено не было).

Необходимо заметить, что данный вид течения не является обратными токами в общепринятом понимании этого значения, описанном в источнике [85], когда на входной части всасывающей стороны лопасти появляется сильное радиальное течение, которое при замыкании на корпусе раздваивает поток на две

части. Часть потока идёт в канал межлопаточного колеса, тогда как вторая часть выходит за пределы колеса в сторону входа и образует вихревое течение, которое может распространяться далеко за пределы входа колеса. Начало образования обратных токов определяется следующей формулой:

$$q_1 = \frac{c_z}{u_{\text{пер}} \cdot \tan(\beta_{\text{л пер}})} \quad (4.2.1)$$

где q_1 – расходный параметр (при $q_1 < 0,5 \div 0,6$ появляются обратные токи), c_z – осевая скорость на входе в колесо, $u_{\text{пер}}$ – окружная скорость на периферии колеса, $\beta_{\text{л пер}}$ – угол лопасти на периферии колеса.

Моделирование проводилось для модели оседиагонального колеса с входной кромкой переменной толщины, кавитационные характеристики которой представлены на рис. 4.2.2. Данные по минимальному и максимальному по ТУ режимам представлены на рис. 4.2.2 серыми линиями и равны $\Delta h_{\text{мин}}/n^2 = 0,253 \cdot 10^{-6}$ м·мин²/об², $\Delta h_{\text{макс}}/n^2 = 0,802 \cdot 10^{-6}$ м·мин²/об².

Подобная картина течения (перетекание в зазоре с напорной стороны на всасывающую) была встречена в источнике [11], где шнековое колесо было спроектировано с $q=0.8$ и $\beta_{\text{л пер}} = 4^\circ$. В источнике [40] такая же картина течения была получена на двух оседиагональных колёсах, которые имели параметр $q=0.59$ и $\beta_{\text{л пер}} = 7.5^\circ$, но имели разный угол подрезки колеса на входе, а также ещё на двух других оседиагональных колесах с параметрами $q=0.79$ и $\beta_{\text{л пер}} = 7.5^\circ$, $q=0.742$ и $\beta_{\text{л пер}} = 6^\circ$.

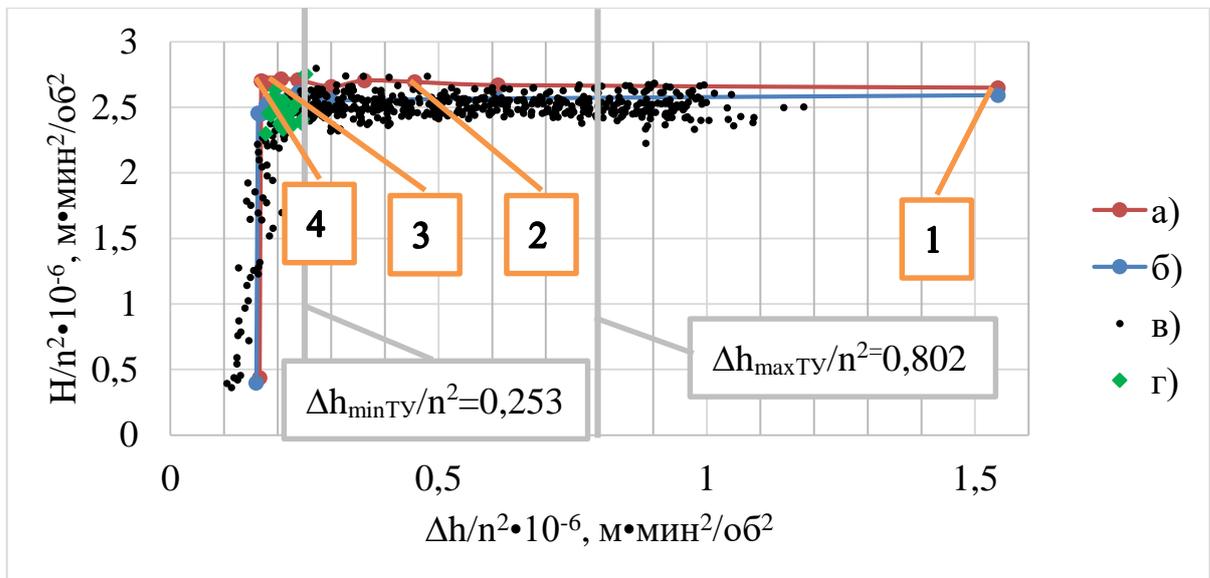


Рис. 4.2.2. – Срывная кавитационная характеристика

а) – модель без зазора с невращающимся на периферии корпусом; б) – модель с зазором; в) – точки модельных испытаний; г) – точки срыва по второму критическому режиму модельных испытаний.

В источнике [28] дано сравнение экспериментальных результатов из источника [85] (результаты были сделаны на расстоянии одного диаметра от входной кромки) с полученными экспериментальными данными видео наблюдения и использования лазерного доплеровского измерителя скорости в кавитирующем колесе (рис. 4.2.3).

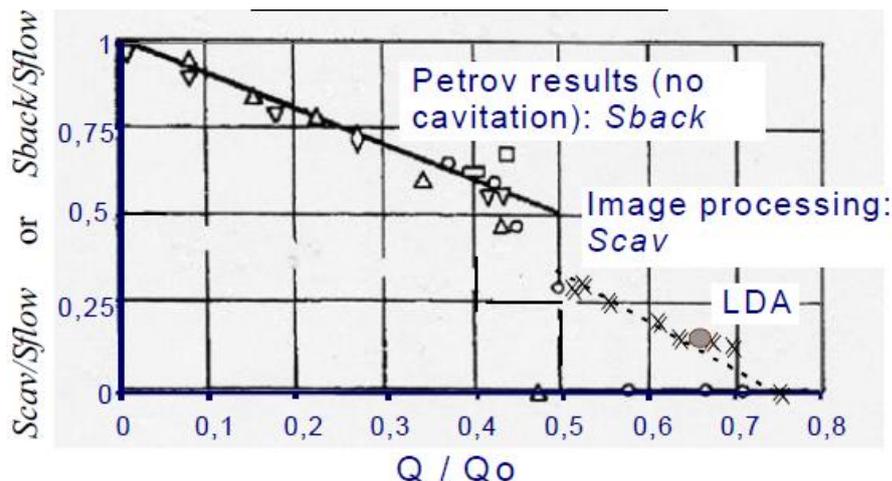


Рис. 4.2.3. Отношение площади кавитации или обратных токов к площади проходного сечения от относительного расходного параметра.

Показано, что течения, направленные против потока на входе в колесо начинаются раньше, чем при $q=0.5$. Несмотря на то, что результаты были

выполнены с учетом кавитации в шнеке (когда кавитационная каверна не зашла ещё вглубь канала), обратные течения существуют и на режимах работы насоса без видимой кавитации.

В работе [14] получена схожая картина кавитации (рис. 4.2.4) с картинами кавитации, представленными на рис. 4.2.1. На рисунке 4.2.4 видны три типа кавитации:

– вихревая кавитация (1), которая появляется в результате гидродинамического взаимодействия жидкости вытекающей из зазора с напорной стороны в сторону входа в колесо и течения жидкости на входе в насос;

– кавитацию в сдвиговых слоях (2), которая появляется из-за большой скорости истечения жидкости из зазора (около 20 м/с при осреднении по окружности, при этом локально скорость больше) и меньшей скорости жидкости на входе (5 – 10 м/с);

– кавитацию в зазоре или щелевую кавитацию (3), которая появляется из-за обтекания тупого угла на периферийной части лопасти.

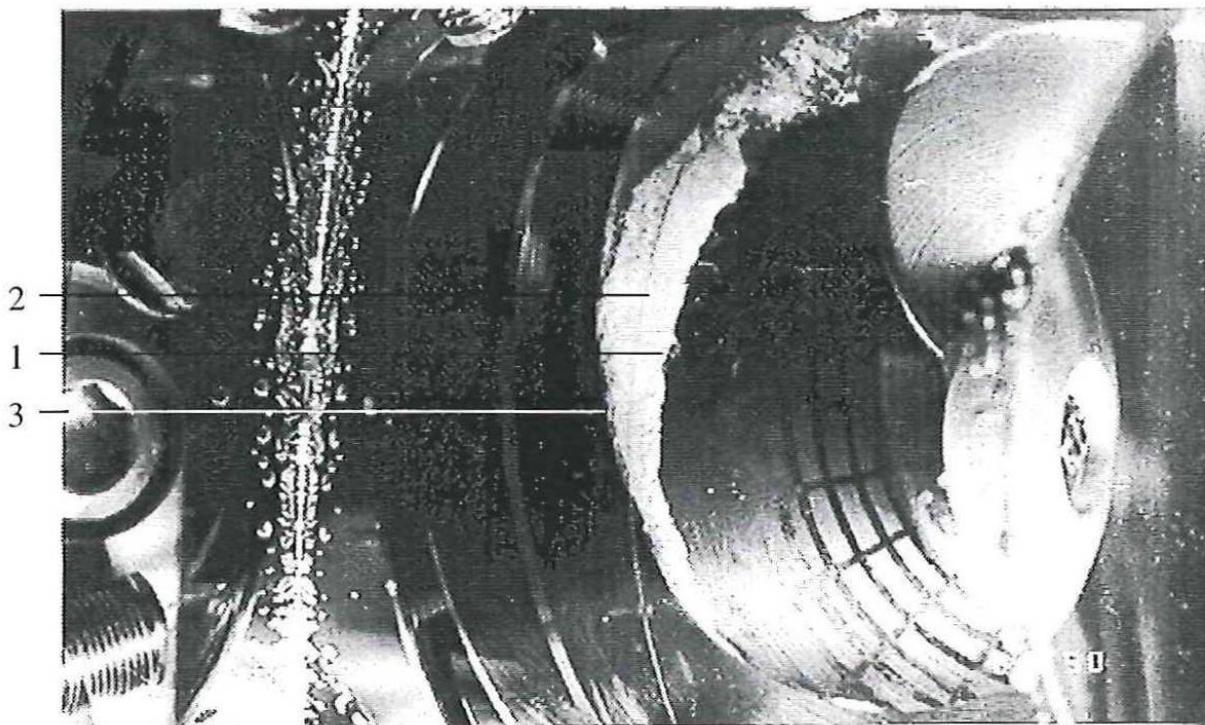


Рис. 4.2.4. Фотография кавитации при $q > 0.5$ (без обратных токов). Цифрами обозначено:

1 – вихревая кавитация; 2 – кавитация в сдвиговых слоях; 3 – кавитация в зазоре.

Для более детального понимания в источнике [14] представлен рисунок 4.2.5, где показаны вектора и линии тока в зазоре шнекового колеса. Слева на рисунке вход в насос и впереди стоящей лопасти нет. Из представленной авторами картины видно, что щелевая кавитация замыкается на периферийной поверхности лопасти, после чего начинает образовываться сдвиговая кавитация, которая переходит в вихревую кавитацию. Однако из полученных в результате расчета картин векторов и линий тока можно дополнить рис. 4.2.5, где красным цветом и цифрой 4 показаны уточненные границы каверны, синим цветом присоединенная каверна, черным цветом вектор радиальной скорости по всасывающей стороне.

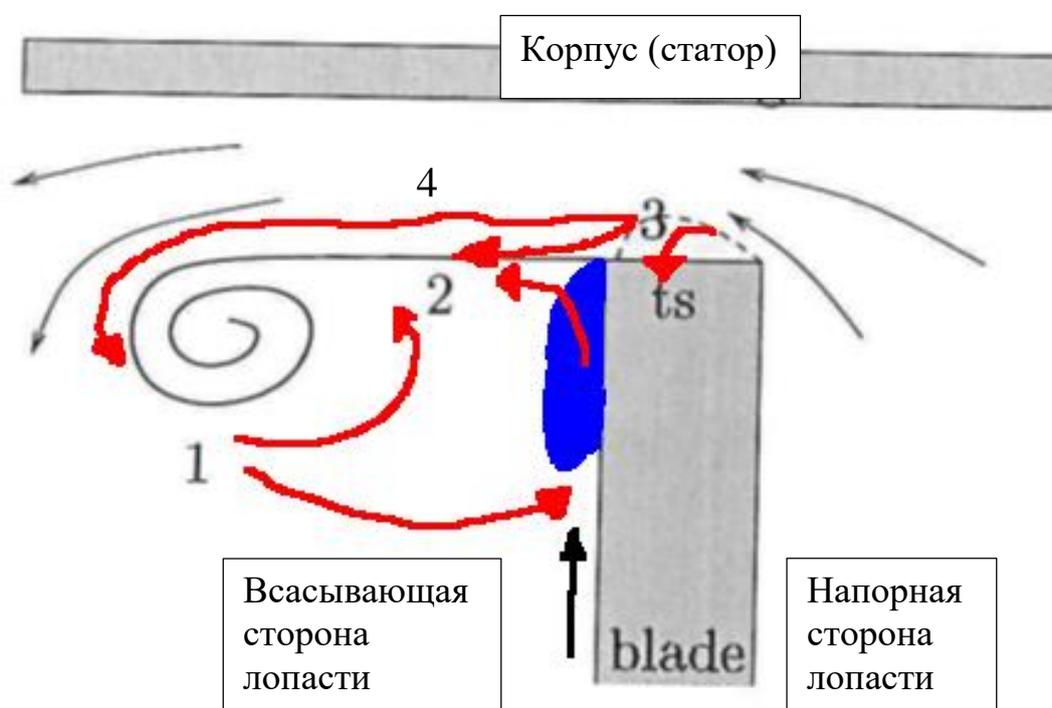


Рис. 4.2.5. Схема кавитации от утечек в зазоре, красным, синим и черным цветом картина течения, полученная в результате расчета на исследуемом насосе.

Цифрами обозначено:

- 1 – вихревая кавитация; 2 – кавитация в сдвиговых слоях; 3 – кавитация в зазоре; 4 – картина течения, полученная в результате расчета.

Таким образом, из рисунка 4.2.5 видно, что часть щелевой кавитации замыкается на периферийной поверхности (3), а оставшаяся часть (4) сносится в направлении вихревой кавитации (1) и переходит в сдвиговую (2). Также из расчетов видно, что существует присоединенная кавитация, которая подмывается

в радиальном направлении, как потоком жидкости от вихря, так и радиальным потоком по всасывающей стороне.

При больших входных давлениях (рис. 4.2.1, точка $\Delta h/n^2 \cdot 10^{-6}=1,54$, и рис. 4.2.2 точка 1), когда каверна существует, но ещё не сильно развита, кавитация представляет собой профильную или пузырьковую кавитацию на входе, вихревую кавитацию, которая окружена парожидкостной смесью, щелевую кавитацию, замыкающуюся на периферии входной кромки и частично смываемую потоком перетечек в зазоре, который (поток) переходит в сдвиговую кавитацию (рис. 4.2.6).



Рис. 4.2.6. Картина кавитации при больших давлениях на входе ($\Delta h/n^2 \cdot 10^{-6}=1,54$). Левая картина – часть межлопаточного канала на периферии лопасти, остальные картины показаны сечениями (верхняя часть сечений корпус, нижняя поверхность этих сечений является межлопаточным каналом, а не втулкой, напорная сторона лопасти не показана). Цифрой 4 обозначена область замыкания каверны на корпусе.

Вблизи входной кромки видно, что кавитация замыкается на корпусе, однако в реальной конструкции насоса, в месте замыкания каверны на корпусе, диаметр корпуса немного увеличивается в сторону входа (как будет показано ниже, в данном расчетном случае, на кавитационные характеристики это сильно не влияет). Это совпадает с результатами, полученными в статье [14, 28], где показана зона эрозии на корпусе, а про замыкание каверны на корпусе сказано, что при больших зазорах каверна не замыкается на корпусе, однако объяснения этого явления в данных источниках нет.

При дальнейшем снижении входного давления начинает появляться четкая присоединенная каверна на всасывающей стороне лопасти, а жгут, как и область

парожидкостной смеси (щелевая кавитация или кавитация в сдвиговых слоях), начинает увеличиваться по длине и ширине, вплоть до определенного давления на входе, в данном расчетном случае соответствующего $\Delta h/n^2 \cdot 10^{-6} = 0,455$ (рис. 4.2.2 точка 2) и представленного на рис. 4.2.7. Данное явление развития кавитации совпадает с источником [105], где сказано, что щелевая кавитация и вихрь на входе должны достигнуть крайних стадий своего развития в то время, как профильная кавитация будет находиться ещё в стадии возникновения.

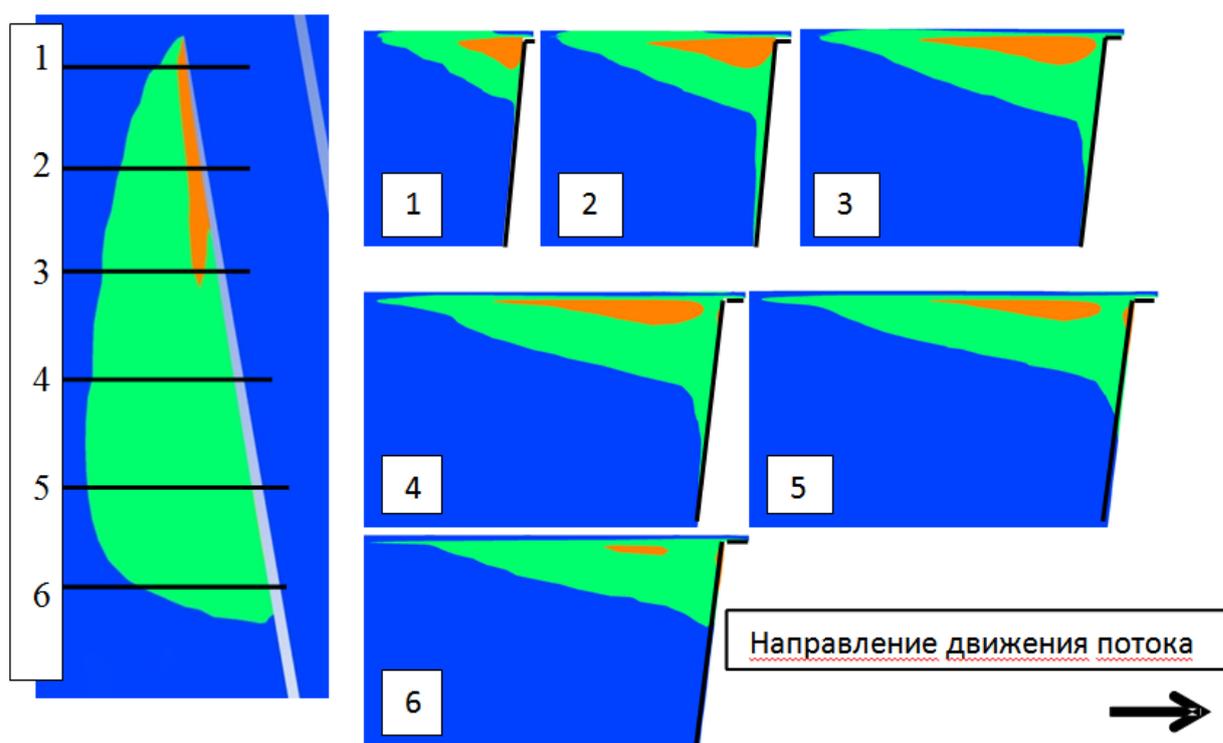


Рис. 4.2.7. Картина кавитации при $\Delta h/n^2 \cdot 10^{-6} = 0,455$. Левая картина – часть межлопаточного канала на периферии лопасти, остальные картины показаны сечениями (верхняя часть сечений корпус, нижняя поверхность этих сечений является межлопаточным каналом, а не втулкой, напорная сторона лопасти не показана).

При уменьшении относительного кавитационного запаса до $\Delta h/n^2 \cdot 10^{-6} = 0,33$, жгут уменьшается и распадается на мелкие пузыри – парожидкостную смесь, которая увеличивается по длине вглубь канала. При этом присоединенная кавитация смещается вглубь канала вслед за щелевой кавитацией. Похожее течение показано в источнике [91].

При снижении $\Delta h/n^2 \cdot 10^{-6} \approx 0,238$ жгут (вихревая кавитация) доходит до следующей кромки в виде парожидкостной смеси (рис. 4.2.1). Присоединенная каверна растет во всех направлениях.

На продвинувшуюся вглубь канала каверну (рис. 4.2.2. точка 3 соответствует $\Delta h/n^2 \cdot 10^{-6} = 0,207$) начинают действовать три потока (рис. 4.2.8). Первый – это перетечки с напорной стороны на всасывающую (рис. 4.2.8 - а), второй – это вторичное течение или перетечки из зазора (рис. 4.2.8 - б), а третий – это основной поток на входе в шнек.

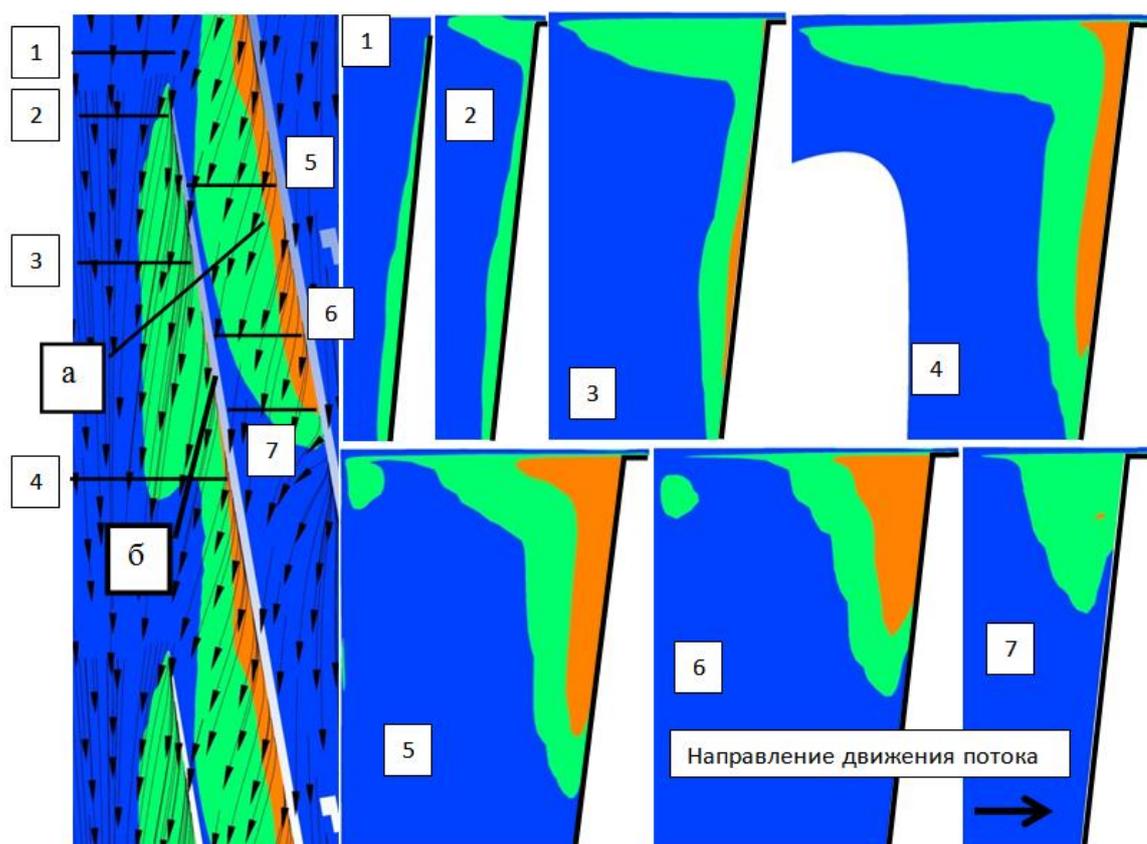


Рис. 4.2.8. Картина кавитации при $\Delta h/n^2 \cdot 10^{-6} = 0,207$. Левая картина – часть межлопаточного канала на периферии лопасти, остальные картины показаны сечениями (верхняя часть сечений корпус, нижняя поверхность этих сечений является межлопаточным каналом, а не втулкой, напорная сторона лопасти не показана). Буквой а – обозначено первичное течение через зазор; б – вторичное течение через зазор.

При перетекании с напорной стороны лопасти на всасывающую поток может обладать большой скоростью. Таким образом, дойдя до напорной стороны

следующей лопасти, одна часть потока течет через зазор, образуя вторичное течение (4.2.8 б), а вторая часть потока, ударяясь о напорную сторону, создает вихрь, в котором может образовываться каверна (рис. 4.2.8 – сечения 5 и 6).

Вторичное течение из зазора выходит с меньшей скоростью и изменяет своё направление. Изменение направления во вторичном потоке обусловлено тем, что скорость потока упала и уже сравнима со скоростью на входе в колесо.

Вторичное и первичное течение создают область взаимодействия двух потоков, скорость в которой падает и повышается статическое давление, за счет чего происходит локальное схлопывание пузырей в парожидкостной смеси и образовывается жидкостная область. Данное явление видно в различных работах [13, 16] и для примера представлено на рисунке 4.2.9.

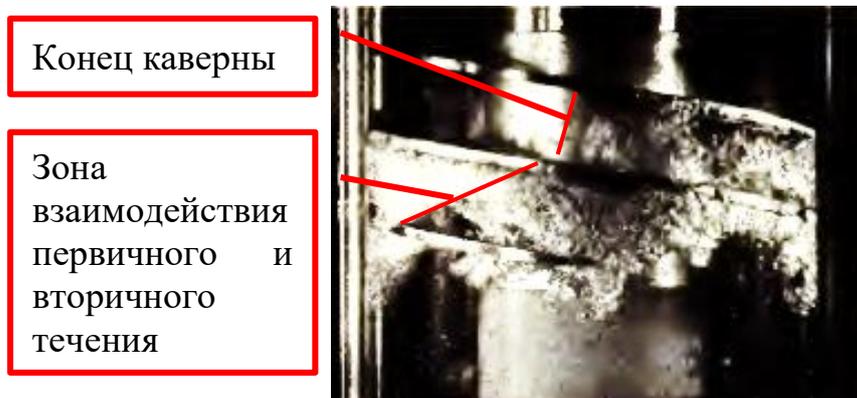


Рис. 4.2.9. Кавитация в межлопаточном канале шнека постоянного шага с углами установки лопасти на периферии менее 10 градусов на режиме течения без обратных токов [13]. Течение жидкости снизу вверх.

На напорной стороне, как уже было сказано выше, образуются вихревые структуры, в которых течет парожидкостная смесь. Эти вихревые структуры бывают парными (рис. 4.2.8 – сечение 5, 6). Первая вихревая структура образована первичным (или вторичным) течением, а вторая радиальным потоком вдоль лопасти. Данное течение можно увидеть у Лакшминараяна (рис. 4.2.10), когда пограничные слои на напорной стороне взаимодействуют с зоной интерференции [4, 94].

При продвижении каверны глубже по межлопаточному каналу ($\Delta h/n^2 \cdot 10^6 = 0,184$, рис. 4.2.11 сечения 1-9) виден рост присоединенной каверны не только в

сторону выхода, но и в сторону входа. Присоединенная каверна покрыта газожидкостной смесью по всей длине канала, но по концентрации содержания паров нельзя уверенно сказать есть ли четкая граница раздела фаз или нет.

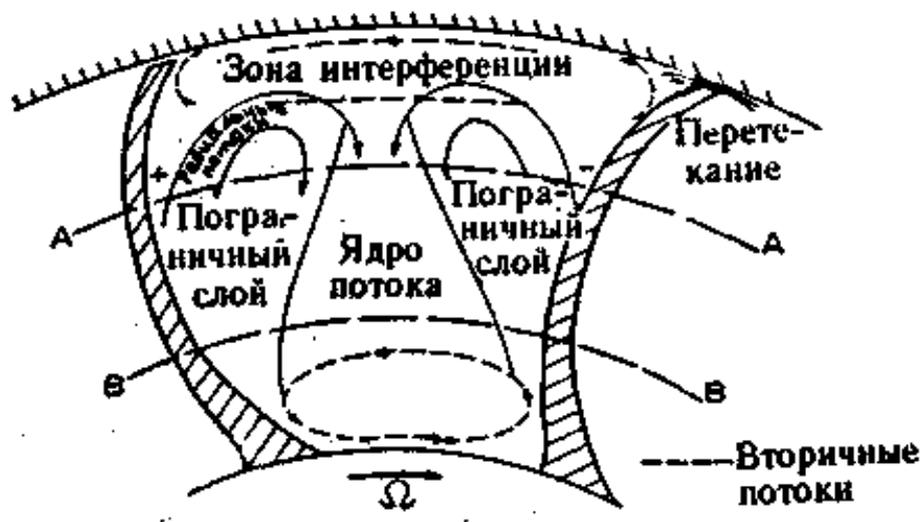


Рис. 4.2.10. Схема течения в осевом преднасосе.

На рис. 4.2.11 (рис. 4.2.2 точка 4) видно появление третичного потока, который практически не отличается по векторам направления течения относительной скорости от основного потока, однако привносит влияние в течение на входе.

Замыкание парожидкостной смеси на корпусе занимает почти весь входной участок колеса по периферийной части лопасти. Течение на входе в колесо практически не возмущено обратным потоком вторичных и третичных течений, что объясняется потерей энергии при смешении с основным потоком в колесе. Данное обстоятельство видно и на рисунке 4.2.9, где на входном участке колеса имеются лишь небольшие облака пузырьков направленных против движения основного потока.

На первичных и вторичных течениях в зазоре образуются устойчивые каверны в сдвиговых слоях (рис. 4.2.11 сечения 4, 6, 8, 9), которые дойдя до напорной стороны, образуют вихревые жгуты с кавернами (рис. 4.2.11 сечения 7-10), и, если в случае вторичного течения вихрь с каверной существовал только один, то в данном случае их образуется два, хотя и механизм появления вихрей, описанный выше, остался тем же самым. В сечении 7 на рис. 4.2.11 видно, как

начинают образовываться два вихря, заполненных парожидкостной смесью. Как уже было сказано выше – первый вихрь образовывается от перетечек в зазоре, а второй от радиального течения по напорной стороне лопасти. В источнике [94] показана картина течения в межлопастном канале, где можно увидеть, что радиальное течение на напорной и всасывающей стороне лопасти усиливается к выходу из канала. Этим явлением объясняется получившийся второй вихрь, заполненный парожидкостной смесью. Начиная с сечения 8, вихри сливаются в один, после чего, на сечении 9 можно увидеть вихревую кавитацию у напорной стороны лопасти. На сечении 10 виден отрыв и переход вихря в парожидкостную смесь. Дальше по потоку каверна (парожидкостная смесь) схлопывается.

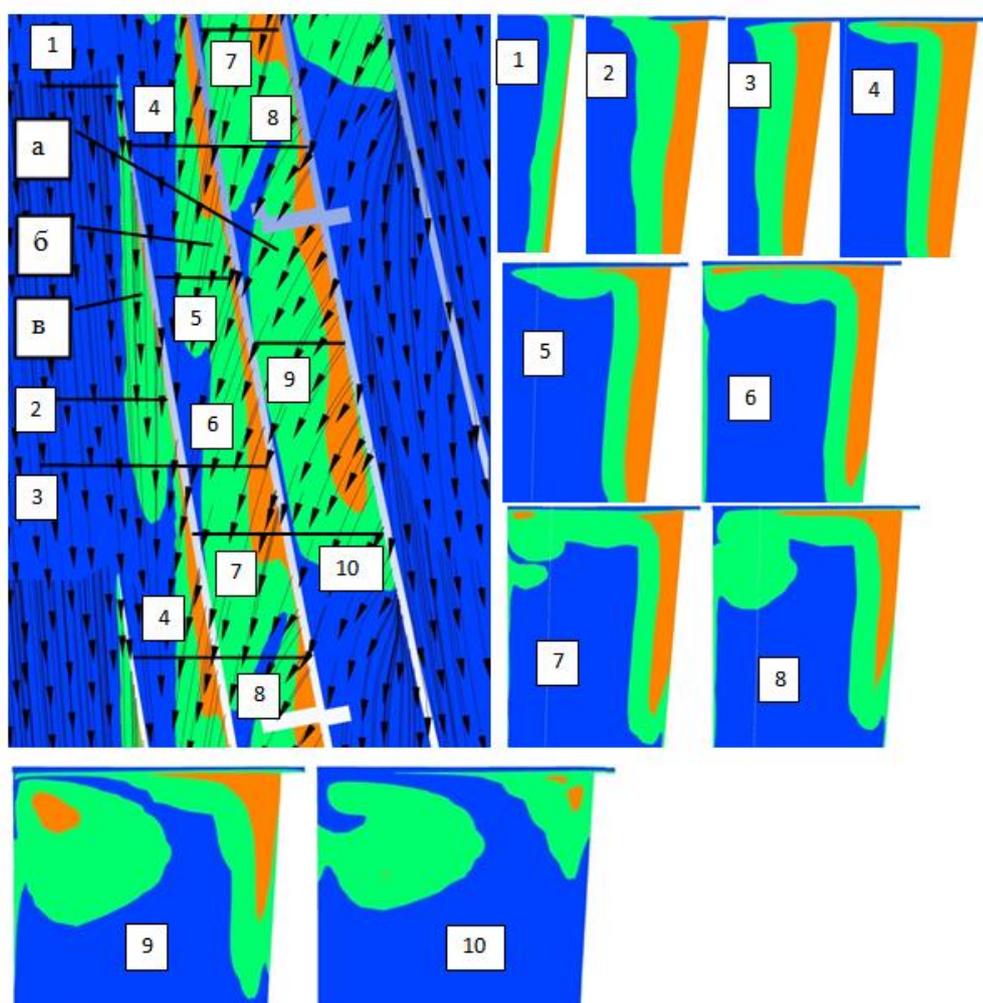


Рис. 4.2.11 Картина кавитации между третьим и вторым критическим режимом

$$\Delta h/n^2 \cdot 10^{-6} = 0,184.$$

На рисунках 4.2.8 (сечения 5 и 6) и 4.2.11 (сечения 6-9) видно четкое подмытие присоединенной каверны в радиальном направлении и её отрыв от лопасти.

Полученные при помощи моделирования данные представлены на рис. 4.2.2. Погрешность расчетов по второму критическому режиму составляет от $-9\div 18\%$ в зависимости от испытанного экземпляра.

Из проведенного сравнения картин кавитации с результатами экспериментальных данных можно сделать вывод, что картина течения в оседиагональных колёсах совпадает с картиной течения и распределения кавитации в шнековых колёсах.

Картины кавитации в межлопастных каналах следует использовать при изучении щелевой кавитации в многоразовых ЖРД или в насосах с большим ресурсом работы, так как щелевая кавитация оказывает влияние на эрозию всасывающей стороны лопасти даже тогда, когда отсутствует эрозия от профильной кавитации (источник [106]).

4.3. Моделирование кавитационных характеристик колеса с учетом бандажа турбины

Создать гексаэдральную сеточную модель с бандажом, где учитывались бы перетечки в зазоре между бандажом, установленным на выходе из колеса, и корпусом – трудная задача.

Для упрощения данной задачи, было предложено использовать функцию Immersed solid (погруженное твёрдое тело). Данная функция позволяет проводить моделирование влияния твёрдого тела на течение жидкости без перестроения сеточной модели жидкостного домена.

Для выполнения расчетов в данной постановке, необходимо было создать сеточную модель проточной части колеса с увеличенным зазором, а сеточную модель бандажа, также как и часть корпуса для создания в модели исходного зазора, построить отдельно и добавить их в расчетную модель, как Immersed solid.

Однако получить сходящееся решение при помощи предложенного способа с Immersed solid и учетом утечек не удалось, использовавшаяся для расчета модель представлена на рис. 4.3.1.

Для упрощения решения задачи было предложено не учитывать утечки между бандажом и корпусом. Решение такой задачи можно осуществить двумя способами. Первый способ – это создание сеточной модели посредством программы ICEM CFD. Данный способ требует от пользователя опыта создания блочной структурированной сетки. А второй – это использовать программу Turbogrid для создания сеточной модели проточной части колеса, а доменом с Immersed solid смоделировать бандаж турбины.

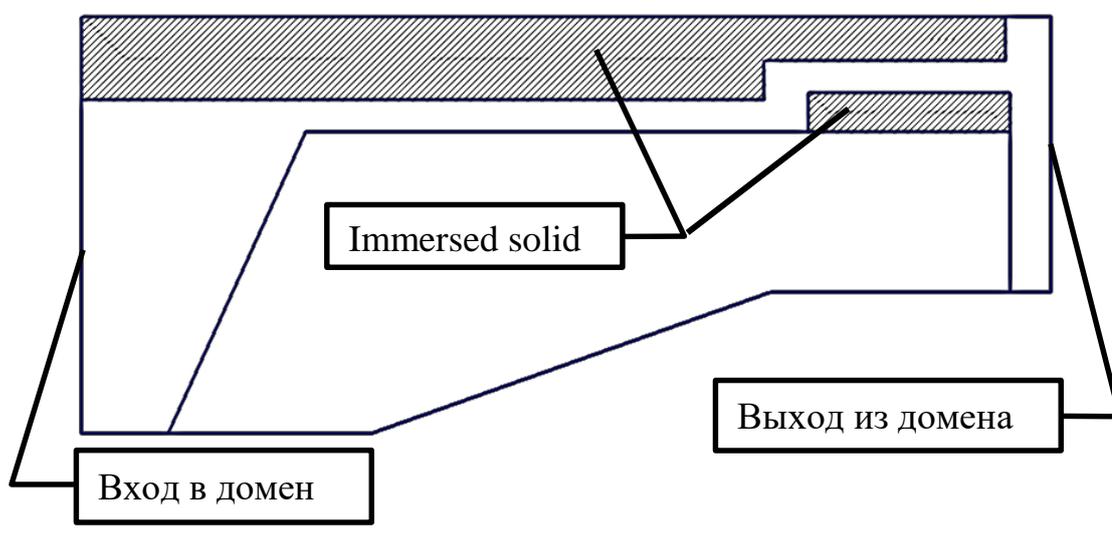


Рис. 4.3.1 Схема для расчета колеса с учетом бандажа и утечек между ним и корпусом насоса при помощи подхода с использованием Immersed solid.

Результаты расчетов с помощью первого и второго способа показывают хорошее совпадение между собой по точке срыва, однако данные по величине напора получаются завышенными в случае с использованием подхода с Immersed solid. Данные расчетов представлены на рис. 4.3.2.

Погрешность расчетов в обоих случаях не сильно отличается от расчетов без бандажа. Для сеточной модели, выполненной в программе ICEM CFD, с учетом бандажа погрешность расчетов немного выросла и стала от 8 до 35%. Для сеточной модели TURBOGrid погрешность стала от 6 до 32%.

Таким образом, способ учета бандажа при помощи Immersed solid наиболее удобен и прост, а также показывает меньшие величины погрешностей по второму критическому режиму по сравнению с построением сеточной модели в ICEM CFD.

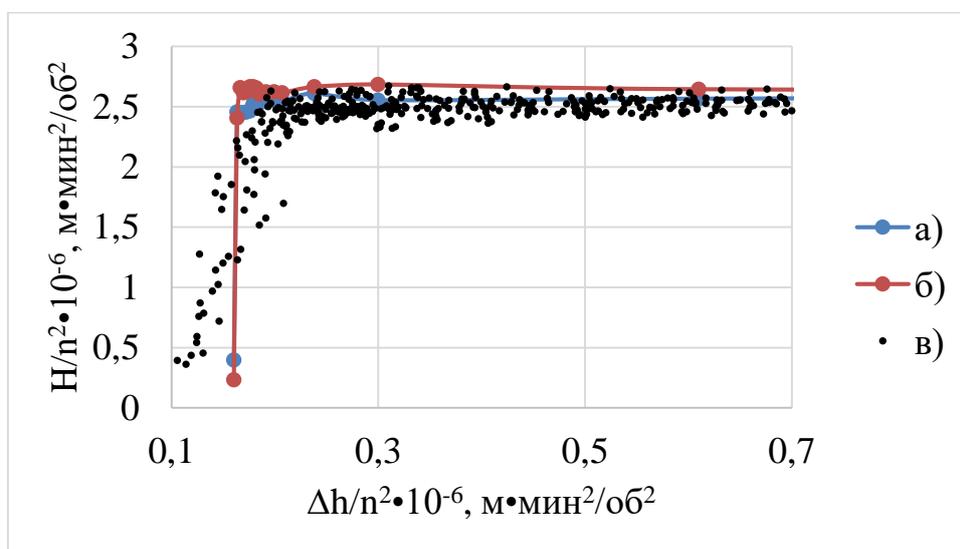


Рис. 4.3.2. – Срывная кавитационная характеристика

а) – сеточная модель из ICEM с бандажом; б) – сеточная модель из TURBOGrid с бандажом в виде immersed solid; в) – модельные испытания.

Из проведенных расчетов (рис. 4.3.2) видно, что бандаж турбины не оказывает заметного влияния на расчетные характеристики. Это связано с тем, что в модели не учитываются перетечки в зазоре бандажа турбины. По сути своей, в данной постановке задача представляет собой задачу без зазора, только не на всей длине колеса, а лишь на напорной части, что влияет на энергетические характеристики, уменьшая перетечки.

Для данного типа насосов влияния бандажа на кавитационные характеристики не выявлено, при условии минимизации или отсутствии утечек в зазоре бандажа турбины. Таким образом, влияние бандажа при установке его на выходе из колеса при дальнейших расчетах можно не учитывать.

4.4. Влияние толщины входных кромок

Для расчета влияния толщины входной кромки шнековых насосов и преднасосов в источнике [85] дана формула для углов атаки от 4 до 10 градусов, основанная на экспериментальных данных, представленных на рисунке 4.4.1:

$$\Delta\lambda_{II} = 0,21 \sqrt{\frac{\delta_1}{D_{cp}}} \quad (4.4.1)$$

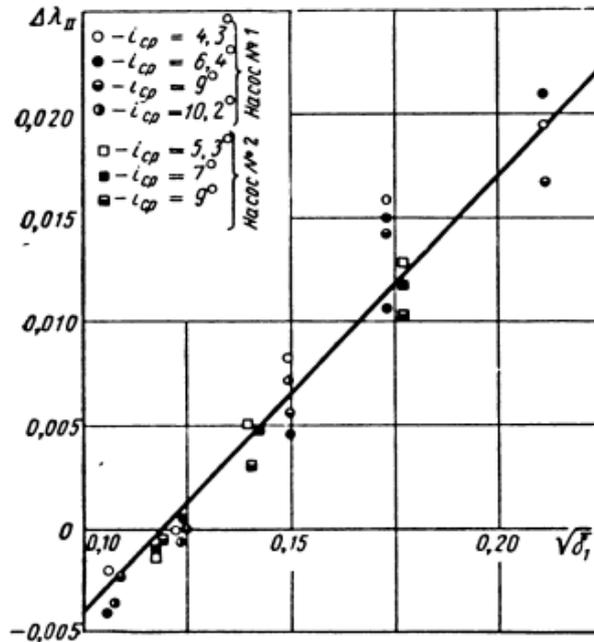


Рис. 4.4.1 – График влияния изменения относительной толщины входных кромок лопаток шнека $\bar{\delta}_1$ на антикавитационные свойства насоса по второму критическому режиму

В БТНА производства НПО Энергомаш углы атаки на среднем диаметре близки к 2.5° (при $q_1 \approx 0.7-0.75$), иногда бывают меньше, и лишь в одной модели достигают угла 6° , а в другой 3.5° . Таким образом, не ясна возможность применения данной формулы как для класса оседиагональных насосов, так и для малых углов атаки.

Для решения данной задачи были смоделированы модели с разными толщинами входной кромки, выполненными постоянными по всей высоте лопасти, – 0.4, 1, 1.6, 2 и исходная геометрия входной кромки с переменной толщиной лопасти (толщина на среднем диаметре 1.54 мм). Кавитационные характеристики, полученные путём моделирования, представлены на рисунке 4.4.2, откуда видно, что исходная геометрия лопасти с переменной толщиной кромки имеет лучшие антикавитационные свойства, нежели лопасть толщиной 1,6 мм с постоянной толщиной, хотя на среднем диаметре толщина кромки практически одна и та же. Это связано с тем, что в исходной геометрии толщина входной кромки меняется от

0,5 на периферии до 1,75 у втулки (не считая галтелей). Таким образом, можно сделать вывод о том, что на кавитационные свойства насоса по второму критическому режиму влияет не только толщина лопасти на среднем диаметре, но и на периферии.

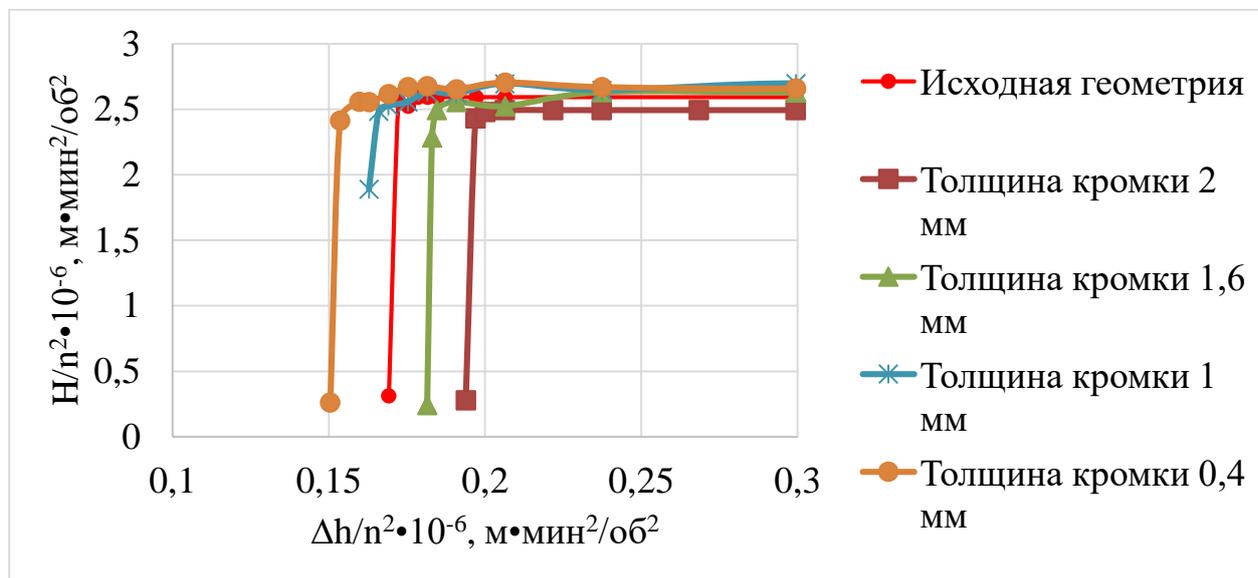


Рис. 4.4.2. Кавитационные характеристики оседиагонального колеса с различной толщиной входной кромки.

Чтобы определить возможность использования формулы (4.4.1) в оседиагональных насосах найдём $\Delta\lambda_{II}$ для проведенных путём трёхмерного моделирования расчетов по формуле (4.4.2):

$$\Delta\lambda_{II} = \lambda_{II i} - \lambda_{II \text{ ном}} = \frac{2 \cdot g \cdot (\Delta h_{II i} - \Delta h_{II \text{ ном}})}{c_{\text{вх}}^2 + u^2} \quad (4.4.2)$$

где $\lambda_{II \text{ ном}}$ – коэффициент кавитации для лопасти с кромкой постоянной толщины, равной 1,6 мм.

Полученные данные, представлены на рисунке 4.4.3 и дают хорошее согласование с формулой 4.4.1.

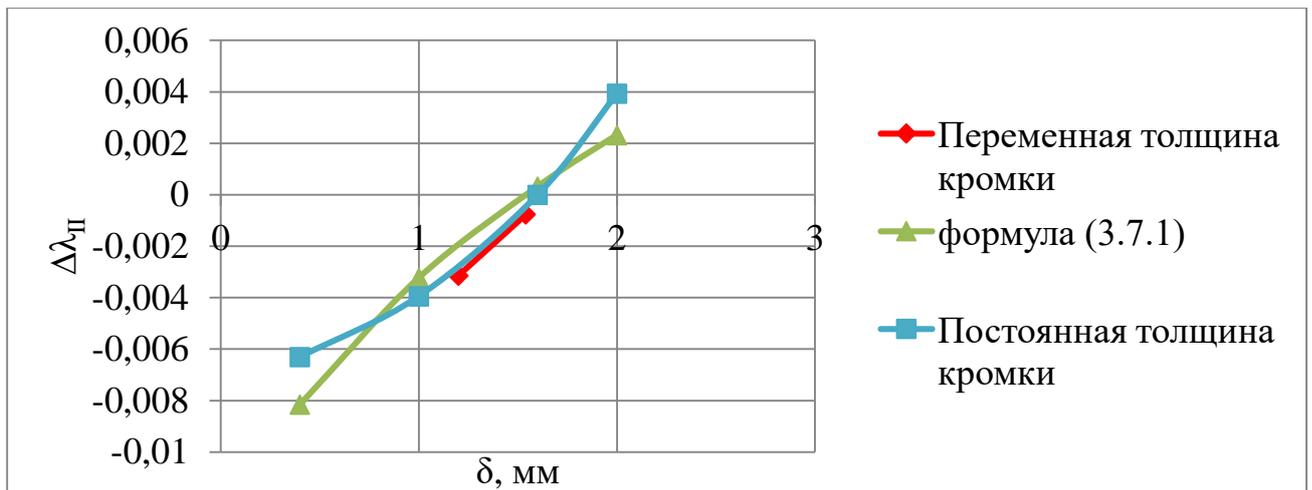


Рис. 4.4.3. Влияние средней толщины входной кромки лопасти на коэффициент кавитации.

Таким образом, можно утверждать, что формула 4.4.1 представленная для шнеков и шнекоцентробежных насосов даёт хорошее согласование с оседиагональными колёсами. Однако в формуле и в источнике [85] используется значение толщины кромки на среднем диаметре, отнесенное к нему, и ничего не сказано про периферийные и втулочные толщины входной кромки. Для оценки влияния толщины кромки было решено провести расчеты с тремя различными втулочными величинами кромок – 1,56 мм, 1,72 мм (номинал), 2,25 мм, при толщине входной кромки на периферии и среднем радиусе 0,5 мм и 1,54 мм соответственно. Данные моделирования представлены на рис. 4.4.4.

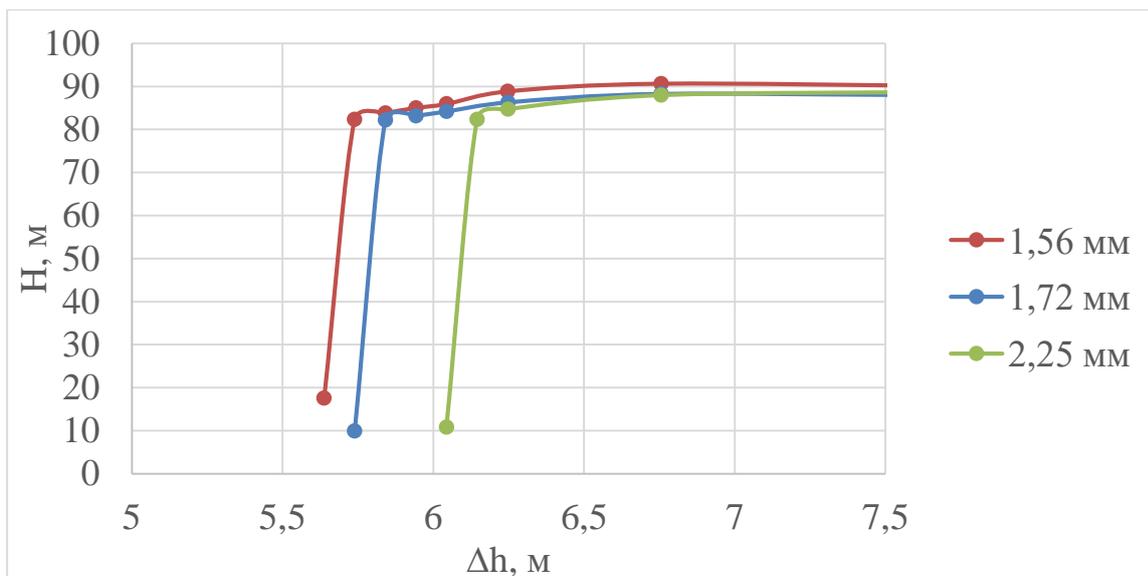


Рис. 4.4.4. Влияние толщины входной кромки у втулки на кавитационные характеристики, при неизменных остальных геометрических параметрах.

Влияние толщины кромки у втулки на кавитационные характеристики – при толщине кромки 1,56 мм $dh=5,739$ м, при толщине кромки 1,72 мм $dh= 5,841$ м, при толщине кромки 2,25 мм $dh= 6,146$ м, значения C_{II} составляют 4925, 4860, 4680, откуда видно, что при изменении толщины кромки у втулки значение C_{II} меняется приблизительно на 250 единиц, что является небольшим значением, но может иметь вклад как одна из составляющих при доработке насоса. данное изменение носит линейный характер и схоже с формулой 4.4.1, что можно увидеть из рис. 4.4.5 и формулы 4.4.3.

Из рис. 4.4.5 получена линейная зависимость влияния толщины входной кромки у втулки, которая представлена в формуле 4.4.3:

$$\Delta\lambda_{II_BT} = 0,1184 \cdot \sqrt{\frac{\delta_{BT}}{D_{BT}}} \quad (4.4.3)$$

Сравнивая формулы 4.4.1 и 4.4.3 можно увидеть, что коэффициенты у них различаются почти в два раза, что говорит о том, что влияние толщины входной кромки у втулки менее значительно, нежели на среднем диаметре, но оказывает влияние на кавитационные качества колеса по второму критическому кавитационному режиму.

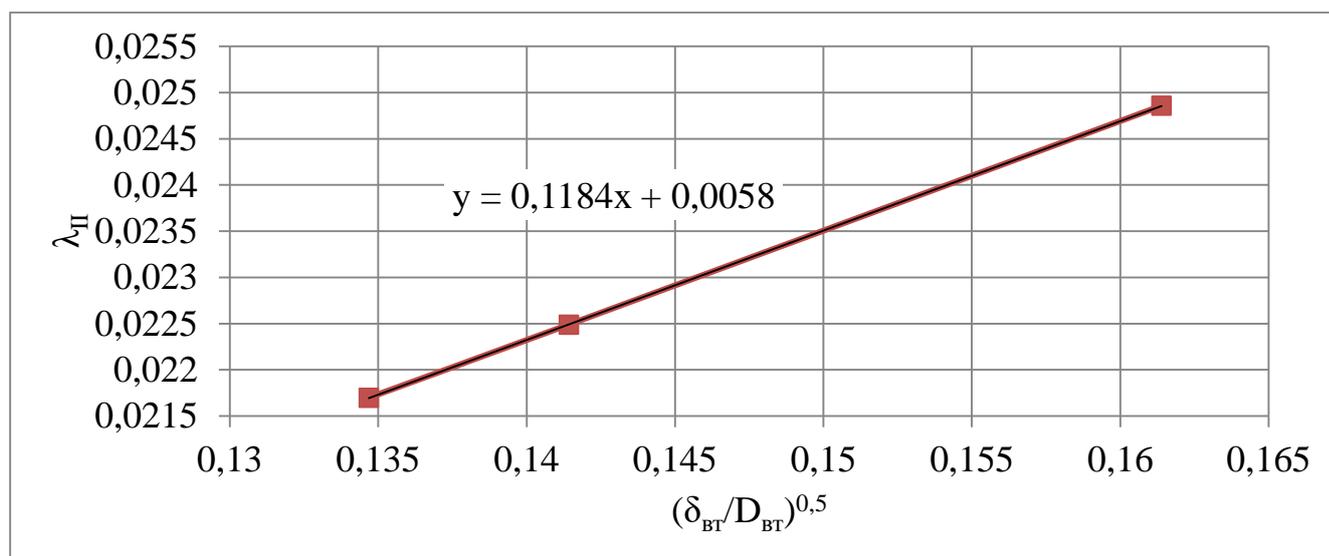


Рис. 4.4.5. Влияние толщины входной кромки у втулки на антикавитационные свойства насоса по второму критическому режиму

Влияние толщины входной кромки на периферии колеса проведем аналитически. Так как для втулки и для среднего радиуса изменение влияния

толщины кромки на кавитационные характеристики имело линейный характер, сделаем предположение о том, что влияние толщины на периферии будет иметь тоже линейный характер. Тогда, для изучения влияния толщины кромки на периферии на кавитационные характеристики будет достаточно двух точек.

Сравним два результата расчетов – для постоянной толщины входной кромки 1,6 мм и для переменной толщины входной кромки на периферии 0,5 мм, 1,54 мм на среднем диаметре и 1,72 мм у втулки. Втулочная и средняя толщина этих двух моделей не сильно различаются, поэтому погрешность при расчетах будет незначительна. Чтобы уменьшить влияние различия толщин входной кромки на среднем диаметре и у втулки воспользуемся формулами 4.4.1 и 4.4.3. Для этого вычтем из $\lambda_{II\delta=1,6}$ колеса с постоянной втулкой $\Delta\lambda_{II\text{cp}}$, которое найдём по формуле 4.4.1 и прибавим $\Delta\lambda_{II\text{вт}}$, которое найдём по формуле 4.4.3:

$$\begin{aligned} \lambda_{II\delta=1,6\text{пересчет}} &= \lambda_{II\delta=1,6} - (\Delta\lambda_{II\text{cp}\delta=1,6} - \Delta\lambda_{II\text{cp}\delta=1,54}) + (\Delta\lambda_{II\text{вт}\delta=1,72} - \Delta\lambda_{II\text{вт}\delta=1,6}) \\ &= 0,02404 - (0,02062 - 0,02023) + (0,01674 - 0,01614) = 0,02425 \end{aligned}$$

Пересчитав значение кавитационного коэффициента для постоянной толщины лопасти на параметры переменной толщины лопасти получаем следующую зависимость влияния периферийной толщины кромки на кавитационные характеристики представленные на рис. 4.4.6 и в формуле 4.4.4, полученной из того же рисунка.

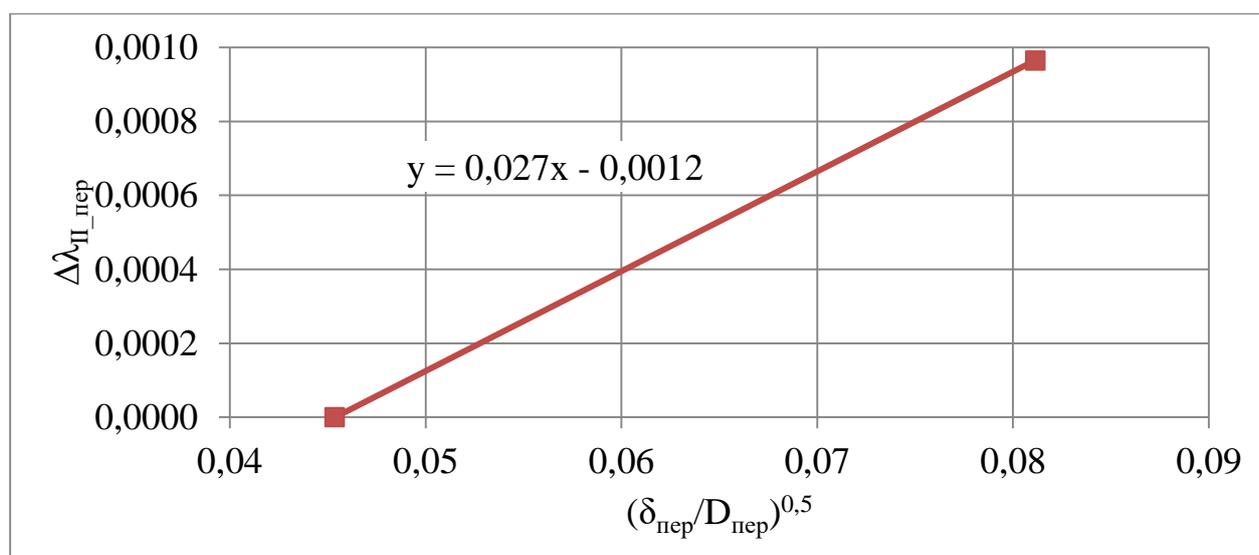


Рис. 4.4.6. Влияние толщины входной кромки у периферии на антикавитационные свойства насоса по второму критическому режиму

Из графика была получена формула 4.4.4, которая описывает влияние толщины входной кромки на периферии:

$$\Delta\lambda_{II_пер} = 0,027 \cdot \sqrt{\frac{\delta_{пер}}{D_{пер}}} \quad (4.4.4)$$

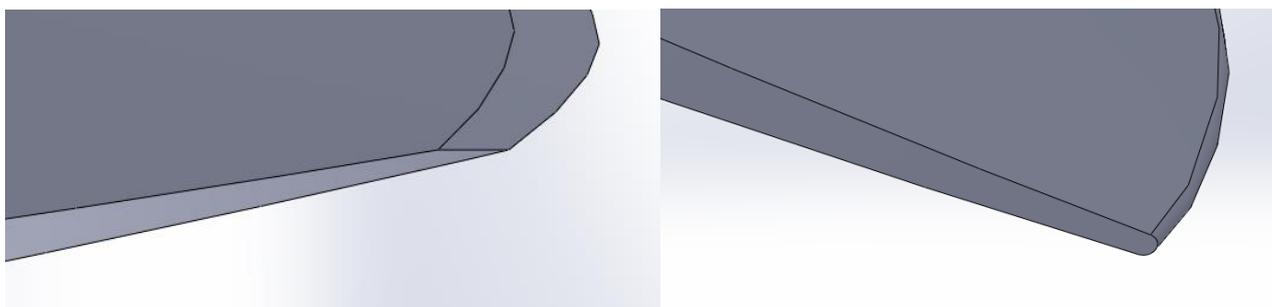
Влияние периферийного сечения на кавитационные характеристики меньше, чем среднее сечение в 8 раз и, чем втулочное сечение в 4 раза. Это подтверждает правоту авторов источника [85] о том, что периферийное сечение не влияет на кавитационные характеристики по второму критическому режиму.

4.5. Влияние количества лопаток

Для учета влияния количества лопастей шнековых насосов в источнике [85] имеется зависимость, которая представлена в формуле (4.5.1). Влияние формулы (4.5.1) на оседиагональные колёса с пространственно-профилированным межлопаточным каналом в литературе не исследовано.

$$\Delta\lambda_{II} = 0,0027(z - 2) \quad (4.5.1)$$

Для оценки влияния входной кромки было проведено моделирование оседиагональных колёс с 2, 3 и 4 лопастями и двумя типами входных кромок – переменной толщины, как с острыми, так и со скругленными входными кромками. Картины разных типов кромок показаны на рис. 4.5.1. Расчетные данные по влиянию количества лопаток на коэффициент кавитации представлены на рис. 4.5.2. Из рисунка 4.5.2 видно, что расчетные данные по колесу со скруглёнными кромками хорошо совпадают с формулой 4.5.1. Для острых кромок без скруглений поведение схоже с формулой, но данные различаются почти в два раза.



4.5.1. Типы кромок: слева острая, справа скругленная

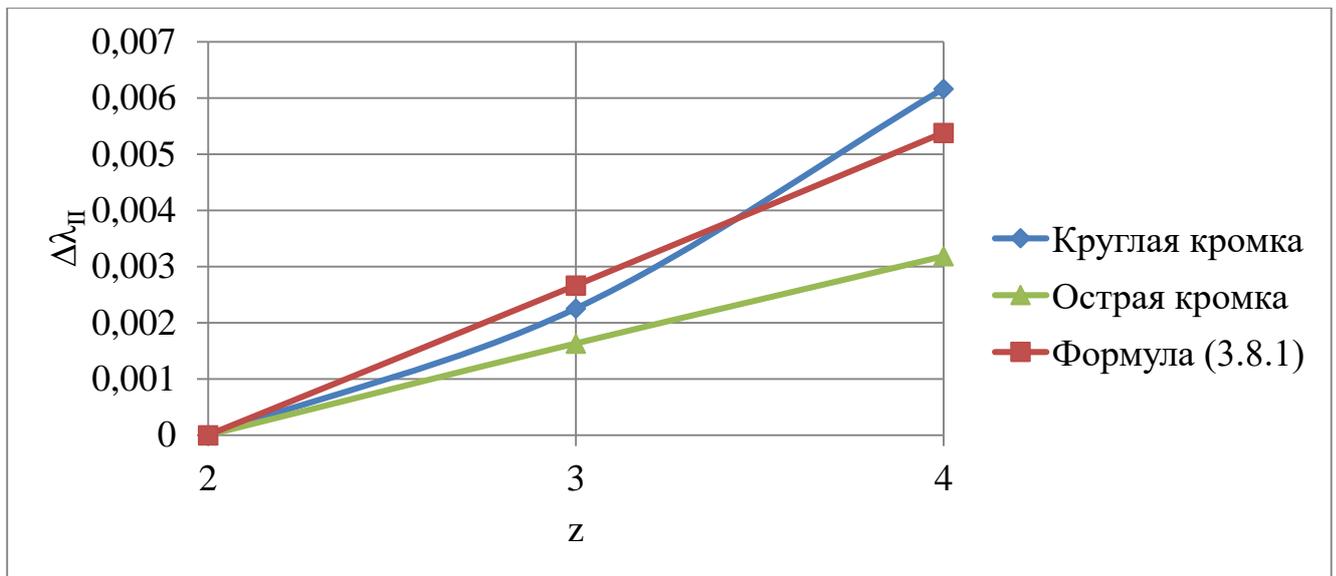


Рис. 4.5.2. Влияние количества лопаток на коэффициент кавитации.

Данные по второму критическому кавитационному коэффициенту быстроходности представлены в таблице 4.5.1.

В исходной геометрии БТНА три лопасти. При уменьшении количества лопаток с трёх до двух, выигрыш по второму критическому кавитационному коэффициенту Руднева составляет 201 и 153 единицы для скругленной и острой кромки соответственно. Однако при этом увеличиваются нагрузки на лопасти, что может привести к негативным последствиям, таким как загиб входных кромок или их отламывание. При увеличении количества лопастей кавитационные качества колеса снижаются.

Таблица 4.5.1.

z	2	3	4
$C_{кр}$ круглая кромка	5195	4993	4683
$C_{кр}$ острая кромка	5275	5121	4985

С острой кромкой кавитационные характеристики колеса лучше, чем с круглой, что видно из таблицы 4.5.1. При этом увеличение количества круглых лопаток сильнее влияет на антикавитационные характеристики колеса, нежели лопасти с острыми кромками. Выигрыш от применения острых кромок по $C_{крП}$ составляет около 2,5% для трёх лопастей.

Острая кромка в расчетах была получена лишь подрезкой передней кромки, без дальнейшей её обработки. Подрезка показана на рис. 4.5.3.

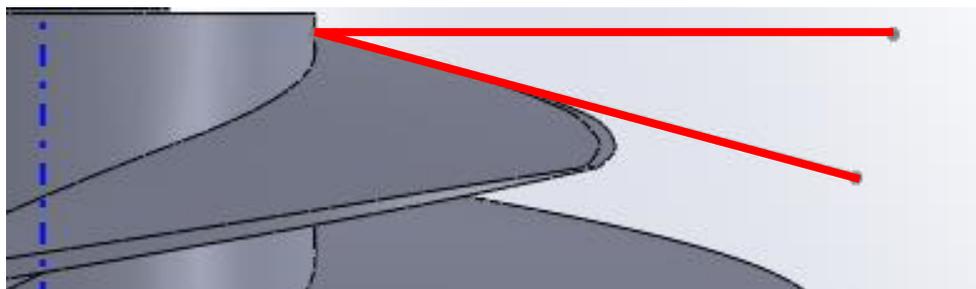


Рис. 4.5.3. Подрезка передней кромки.

4.6. Влияния величины радиального зазора на кавитационные характеристики.

Как было показано ранее (рис. 1.5.3-1.5.5), влияние зазора на кавитационные характеристики может иметь существенное влияние, однако должных исследований данного вопроса ни в зарубежной, ни в отечественной литературе проведено не было. Для решения данной задачи были сделаны модели насосов с зазорами 0,5; 1; 2; 4 и 6 мм. При создании моделей с переменным зазором диаметр колеса на периферии оставался постоянным. Данные полученные путём моделирования представлены на рисунке 4.6.1.

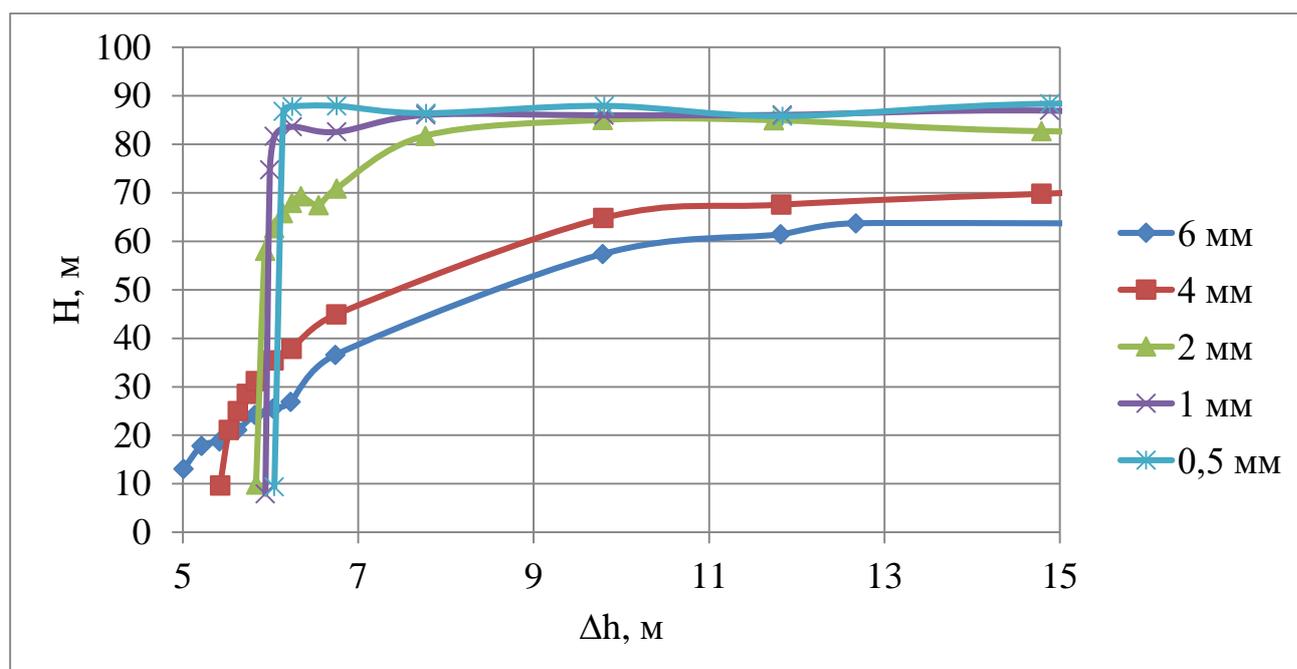


Рис. 4.6.1. Влияние величины зазора между периферией колеса и корпусом на напор оседиагонального колеса.

Из рис. 4.6.1 видно, что разница между 0.5 и 1 мм незначительна. При величине зазора 1 мм наблюдается минимальный срыв насоса по второму критическому режиму, тогда как при величине зазора 0.5 мм разница по кавитационному запасу на втором критическом режиме незначительна. Это позволяет сделать вывод, что изменение величины зазора до некоторого значения не сильно сказывается на кавитационных характеристиках шнека, при том, что уменьшение зазора до нулевого немного ухудшает антикавитационные свойства колеса (это видно из сравнения моделей с зазором и без зазора рис. 4.1.1).

Первый критический кавитационный режим с увеличением зазора наступает при больших входных давлениях, тогда как третий критический кавитационный режим наступает при меньших входных давлениях. Второй критический кавитационный коэффициент при зазорах больше 1 мм, в данной конструкции проблематично из-за сильного изменения характеристик и не четкой границы падения давления.

При увеличении зазора изменяются не только кавитационные характеристики, но и энергетические, которые с ростом зазора ухудшаются.

Однако для шнекоцентробежных насосов, в отличие от БТНА, величина напора шнековых колёс не имеет большого значения, как и КПД, так как в большинстве случаев они необходимы для создания закрутки на входе в центробежное колесо. Таким образом, срыв центробежного колеса практически определяется срывом шнекового колеса по третьему критическому режиму, что позволяет делать зазор между периферией шнекового колеса и корпусом большим по величине, это видно из рис. 4.6.1, где срыв по третьему критическому режиму у оседиагональных колёс с большим зазором наступает при меньших входных давлениях.

Течение в межлопаточном канале с большим зазором отличается от течения в межлопаточном канале с минимальными зазорами. Это проявляется в том, что каверна проходит внутрь межлопаточного канала при больших кавитационных запасах, в увеличении утечек в зазоре, что изменяет картину течения на входе и приводит к тому, что кавитация образуется на напорной стороне лопасти из-за

уменьшения углов атаки. Увеличение радиального зазора приводит к образованию вихревых структур, которые замыкаются на напорной стороне лопасти (течение схоже с законом Магнуса и описание его представлено в источнике [85]).

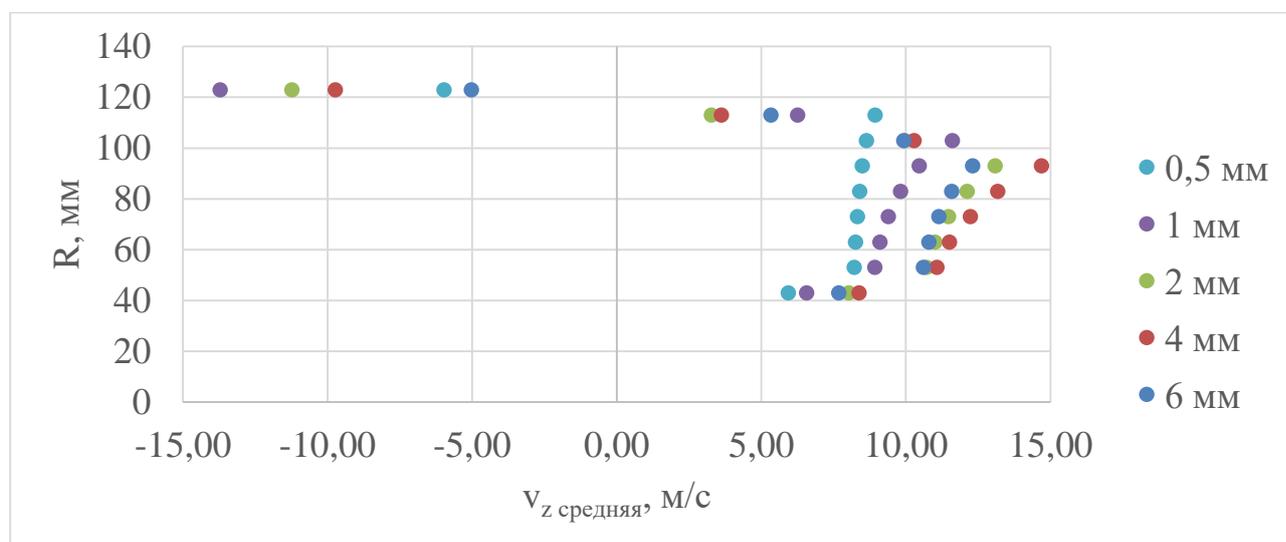


Рис. 4.6.2. – Осредненная осевая скорость на входе в колесо от радиуса.

Как уже было описано выше, в геометрии осевых колёс с зазором происходит перетекание жидкости с напорной стороны лопасти в сторону всасывающей. При этом поток на периферийном сечении может выходить за пределы шнека, даже в том случае, когда режим подачи насоса далёк от режима образования обратных токов. Скорости на входе для различных величин зазоров представлены на рисунке 4.6.2, откуда видно, что при меньших зазорах, профиль потока на входе в колесо более равномерный, нежели для больших зазоров. При этом, как видно существует некий оптимум, при котором профиль скорости отклоняется максимально сильно.

Изменение профиля скорости безусловно будет влиять на угол натекания жидкости на лопасть. Для оценки изменения угла атаки на рисунках 4.6.3-4.6.5 представлены изменения угла атаки по всасывающей и напорной стороне лопасти, а также по среднему углу установки лопасти для различных величин зазоров. Как видно из рис. 4.6.3, угол атаки по всасывающей стороне лопасти меньше нуля, что является нерасчетным случаем. Однако, даже несмотря на то, что углы атаки по всасывающей стороне получаются отрицательными, это является таковым только при осреднении осевой скорости, локальные поля скорости представляют другой, более сложный характер течения, который требует дополнительного изучения.

По напорной стороне лопасти угол атаки получается положительным при малых зазорах (рис. 4.6.5), а при больших зазорах в сечениях между средним радиусом и периферией опускается ниже нуля градусов, но при этом становится больше нуля ближе к периферии.

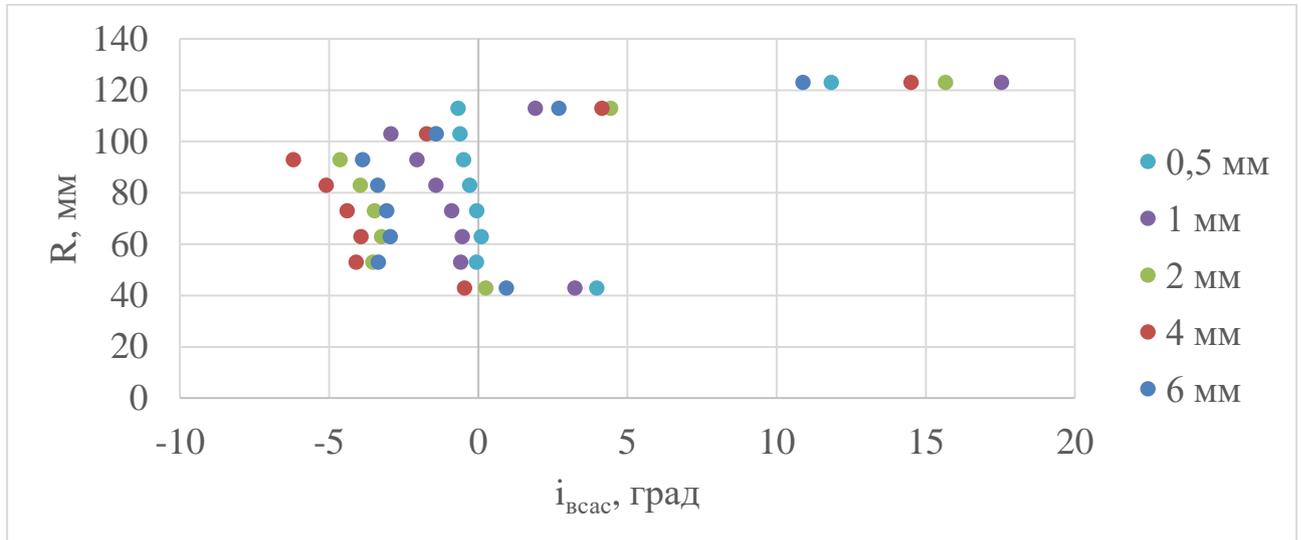


Рис. 4.6.3. Зависимость угла атаки по всасывающей стороне лопасти от радиуса

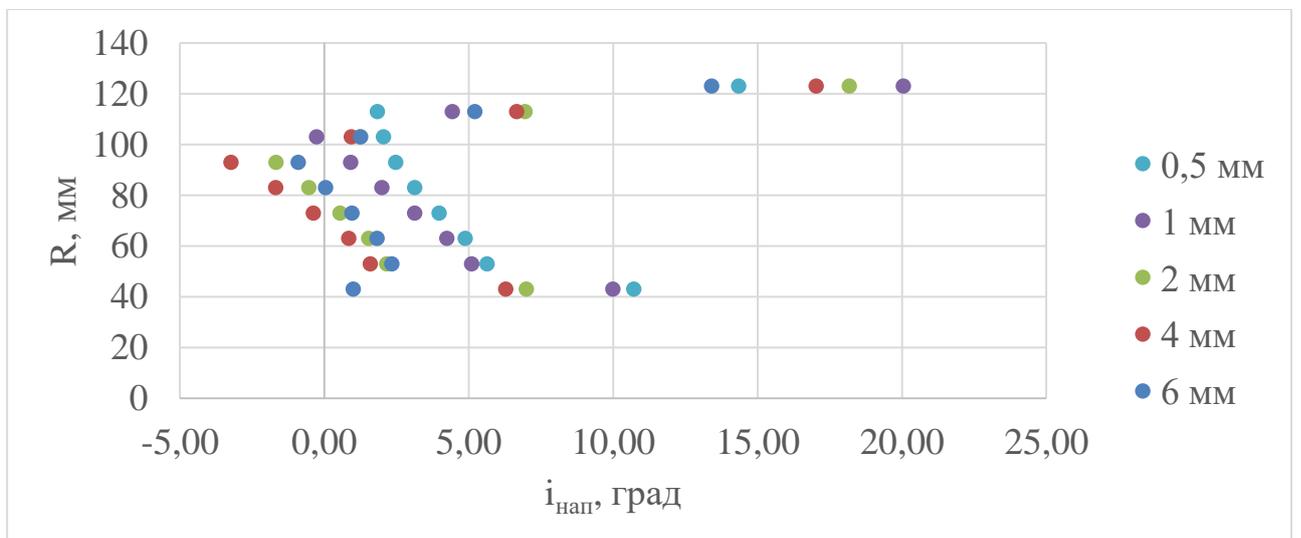


Рис. 4.6.4. Зависимость угла атаки по напорной стороне лопасти от радиуса

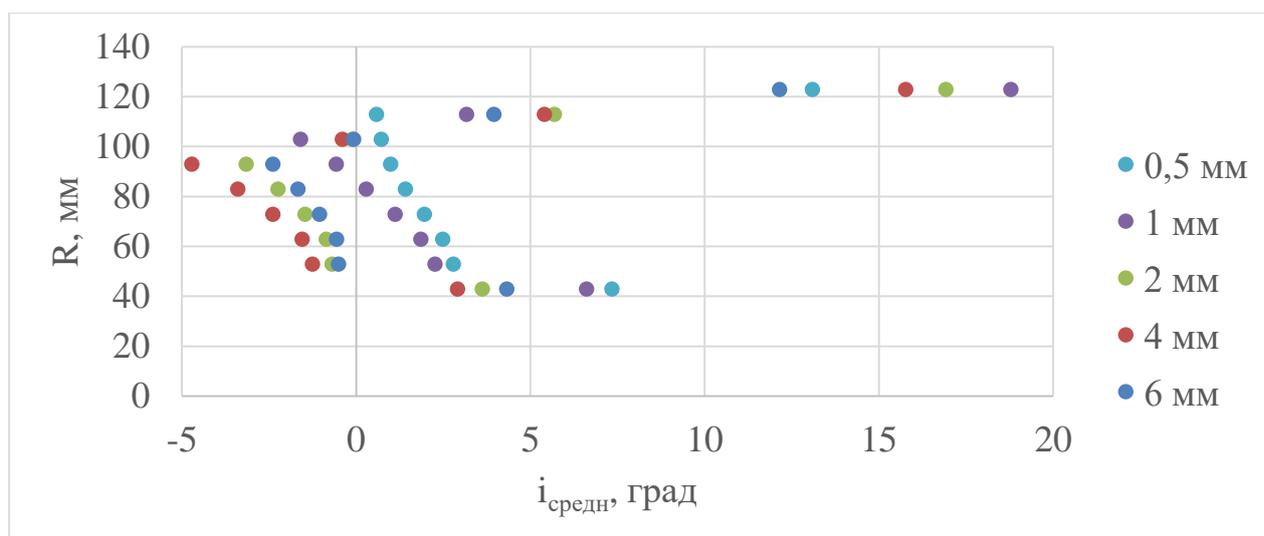


Рис. 4.6.5. Зависимость угла атаки по среднему углу лопасти от радиуса

По среднему углу атаки (рис. 4.6.5) видно, что угол положительный только при малых величинах зазора. При том, что в штатной конструкции углы атаки получаются отрицательными ближе к периферии.

4.7. Влияние переменного зазора на кавитационные характеристики.

Из рисунка 4.6.1 видно, что кавитационные характеристики по срыву давления на выходе из насоса лучше при больших зазорах, однако при увеличении зазора ухудшаются энергетические характеристики.

В источнике [84] представлены вибрационные и кавитационные характеристики в шнековом колесе с переменным зазором (рис. 4.7.1). По данным работы видно, что увеличенный зазор на входе уменьшает напор на 9%, однако улучшения кавитационных характеристик получено не было.

Для проверки влияния переменного зазора на кавитационные характеристики необходимо решить вопрос построения гексаэдральной сеточной модели с переменным зазором. Для этого решено было использовать функцию, представленную в ANSYS CFX – immersed solid. В данном случае для сеточной модели диаметр корпуса будет увеличен, а выполняться сеточная модель будет при помощи стандартной программы по построению гексоганальных сеточных моделей для турбомашин – turbogrid. Далее в эту модель будет добавляться твёрдое тело (immersed solid) для создания стенки корпуса.

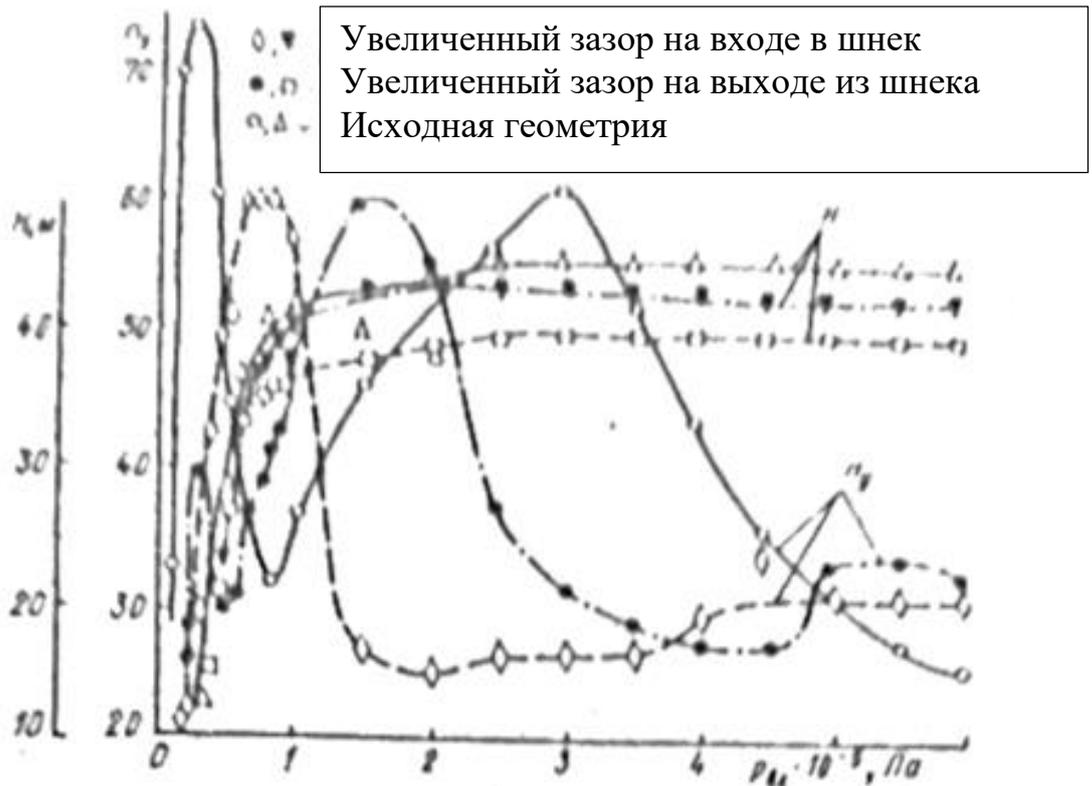


Рис. 4.7.1. Срывные характеристики шнекового колеса с увеличенным зазором на входе, выходе и исходная геометрия

Данная методика была проверена путём добавления твердого тела в сеточную модель колеса с зазором на периферии 4 мм, изменяющего зазор до 1 мм между колесом и корпусом. Кавитационные характеристики такой модели в сравнение с характеристиками сеточной модели, в которой зазор изначально был сделан 1 мм между колесом и корпусом, представлены на рис. 4.7.2.

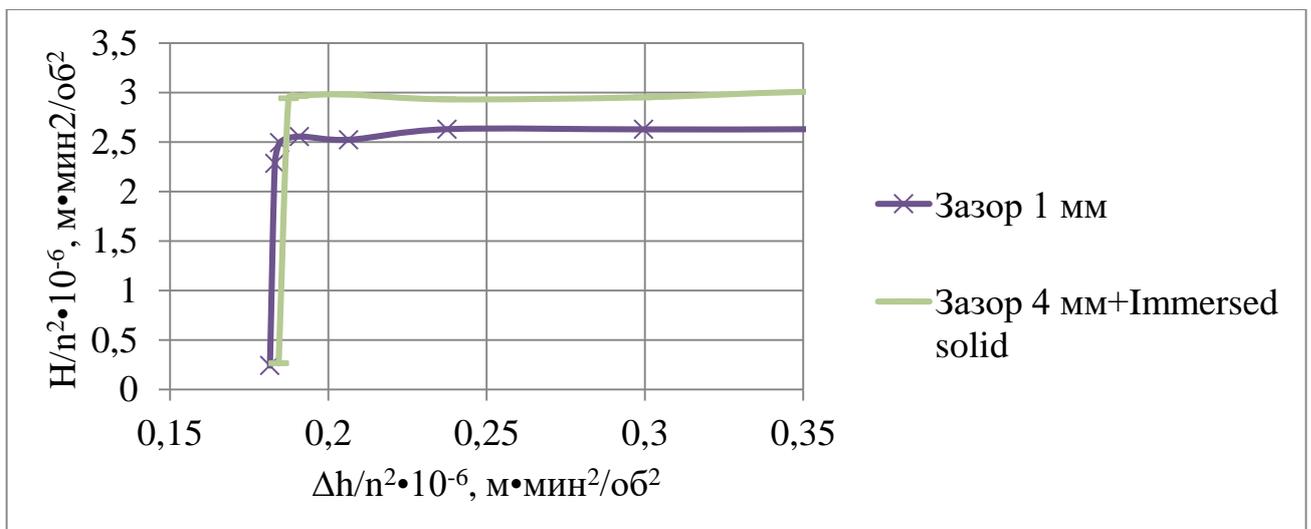


Рис. 4.7.2. Кавитационные характеристики для разных расчетных случаев с величиной зазора между колесом и корпусом 1 мм.

Погрешность моделирования по второму критическому режиму, как видно из рисунка 4.7.2, не большая и составляет около 2%. Напор, как и в случае моделирования течения с бандажом, получается более высоким, но для изучения кавитационных характеристик с переменным зазором это не имеет значения, так как можно воспользоваться напорными характеристиками в относительном виде.

Для определения влияния переменного зазора была выбрана сеточная модель колеса с зазором 4 мм и создана модель стенки корпуса, с помощью которой изменялся зазор от 4 мм на входе в колесо до 1 мм на протяжении всей длины стенки, вплоть до выхода из колеса. Описанная конструкция представлена на рис. 4.7.3. Расстояние отступа стенки от входа в колесо было смоделировано разной длины, чтобы начало стенки с величиной зазора 1 мм было на густоте решетки по периферии $\tau=1$, $\tau=2$ и длине на которой установлен бандаж в штатной конструкции (приблизительно густота $\tau=2,5$). Кавитационные характеристики с разной длиной переменного зазора представлены на рис. 4.7.4.

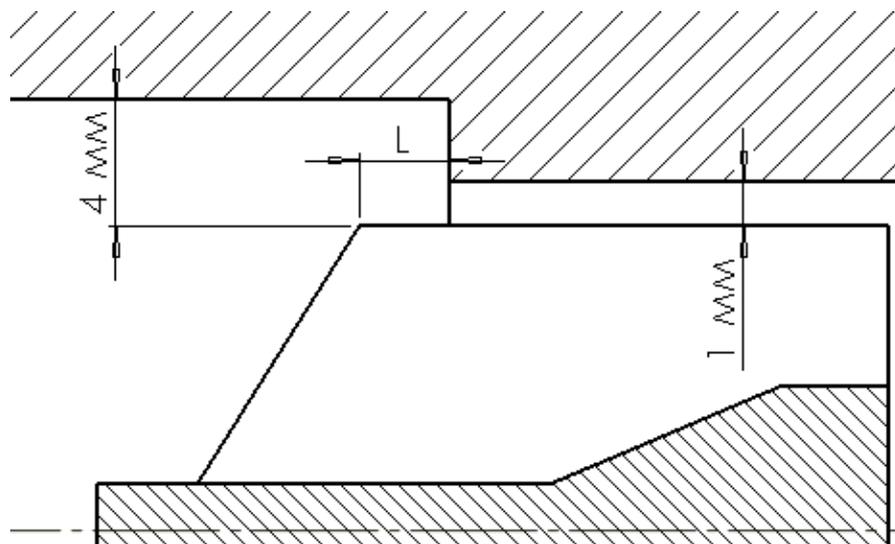


Рис. 4.7.3. – Изображение конструкции насоса с переменным зазором

Как видно из представленных характеристик, применение переменного зазора в насосе до густоты решетки равной $\tau \leq 2$ не оказало значительного влияния на напор и улучшило кавитационные качества шнека на 10-12%, при увеличении длины зазора (густота решетки $\tau \geq 2$), напор насоса уменьшился приблизительно на 15-20%.

В источнике [84] падение напора при использовании шнекового колеса с переменным зазором составило 9 %, тогда как в нашем расчетном случае ухудшения характеристик не заметно, а кавитационные характеристики улучшились. Это объясняется достаточно большой густотой оставшейся до выхода из насоса с малым зазором. Также в статье было получено улучшение по виброн нагружению насоса за счет увеличения зазора на входе.

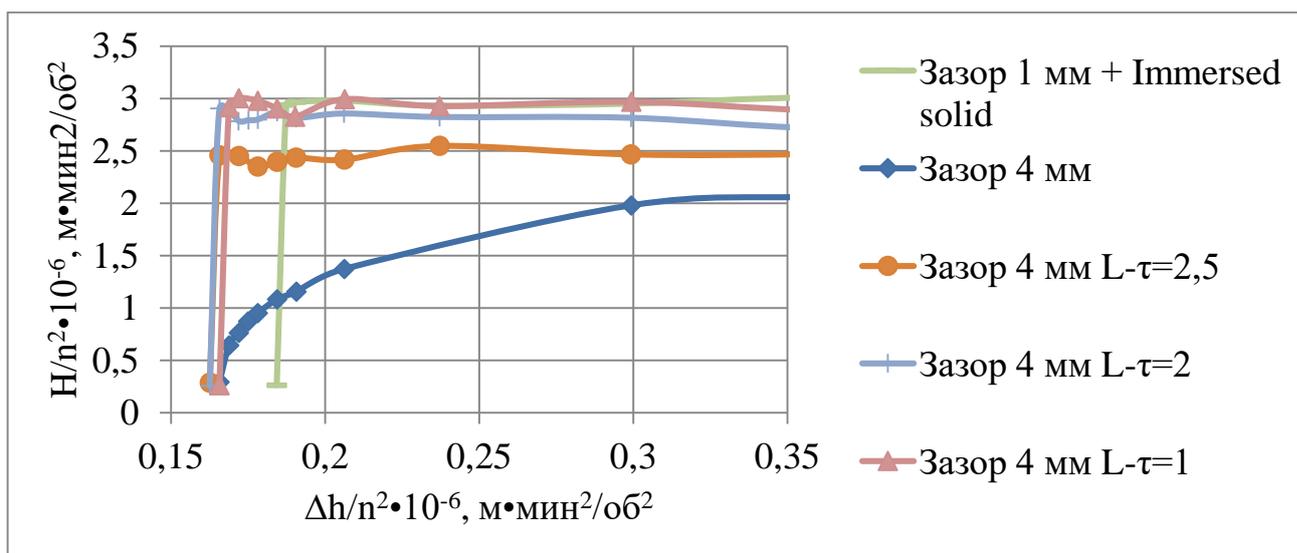


Рис. 4.7.4. Кавитационные характеристики насосов с различными зазорами.

Переменный зазор позволил улучшить кавитационные характеристики по второму критическому режиму на 10-12% без потери напора при условии, что на выходе из насоса остаётся густота решетки $\tau \geq 1,5$ с маленьким зазором. Такой густоты на выходе из решетки достаточно для создания напора.

4.8. Влияние шероховатости

Различными авторами было изучено влияние, типа, формы шероховатости и пограничного слоя на начало появления кавитации [2, 12, 15, 52, 56 и другими], где влияние увеличения шероховатости приводило к появлению кавитации при больших входных давлениях при прочих равных параметрах. В работе [104] даны рекомендации по классу чистоты поверхности – 5-7 класс чистоты поверхности (Ra 1.25-3.2 мкм) и сказано что влияние шероховатости на кавитационные свойства проявляется в большей степени для малоразмерных насосов, чем для насосов больших размеров. А в работах [102 и 103] даны рекомендации по шлифовке

поверхности на всасывающей стороне лопасти и сказано, что таким образом кавитационные характеристики по второму критическому режиму улучшаются.

Однако зависимостей по второму критическому кавитационному режиму не было выявлено, поэтому была сделана попытка изучения влияния шероховатости путём численного моделирования.

В источниках [89, 90] авторами проведено численное моделирование с учетом шероховатости и без неё. Сравнение расчетных случаев показало, что влияние шероховатости на кавитационные характеристики и, в частности, на второй критический режим невелико, однако расчеты проводились только для шероховатости $Ra=3,2$, тогда как влияние больших значений шероховатости исследовано не было.

Для проверки влияния шероховатости было проведено моделирование кавитационных характеристик с шероховатостью поверхности всего колеса $Ra=3,2$; $Ra=20$ и шероховатостью только всасывающей поверхности $Ra=20$, а остальных поверхностей $Ra=3,2$. При моделировании использовалась конструкция БТНА с переменной по высоте входной кромкой и толщиной на среднем диаметре 1,2 мм.

Расчетные данные представлены на рисунке 4.8.1. Точки срыва по первому критическому режиму совпадают со вторым критическим режим в модели с большими величинами шероховатости. По второму критическому кавитационному режиму разницы нет во всех расчетных случаях. Однако необходимо заметить, что в случаях с большими шероховатостями ухудшаются энергетические характеристики (КПД уменьшается приблизительно в 1,5-2 раза).

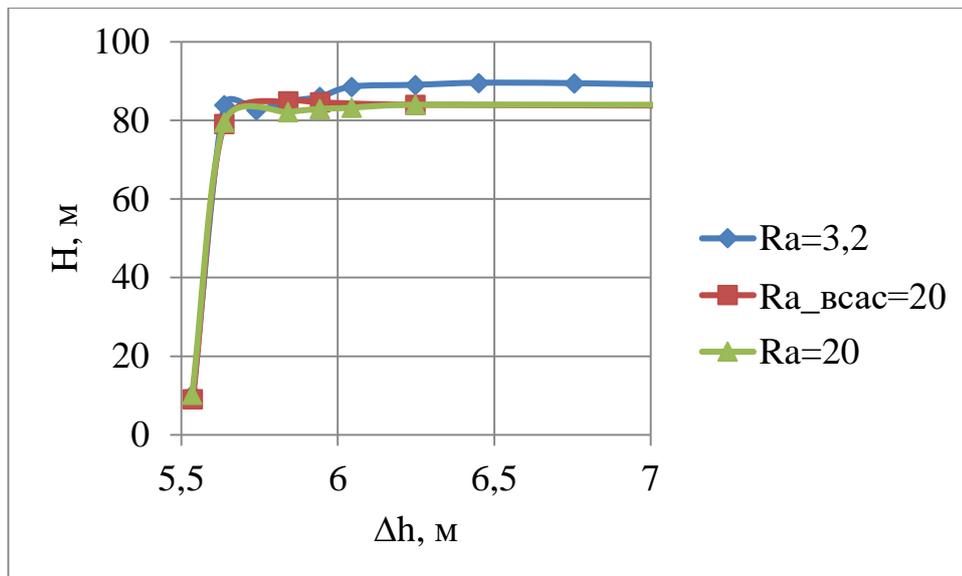


Рис. 4.8.1. Влияние шероховатости на кавитационные характеристики.

Результаты моделирования кавитационных характеристик с различными величинами шероховатостей показывают, что увеличение шероховатости смещает первый критический кавитационный режим в сторону второго критического кавитационного режима. Влияния шероховатости на второй критический кавитационный режим не замечено.

Выводы

1. Из моделирования кавитационных характеристик оседиагональных колёс без учета зазора между колесом и корпусом видно, что погрешность по второму кавитационному критическому режиму не большая, но течение и развитие кавитации не совпадают с реальной картиной течения в колёсах данного типа.
2. Моделирование кавитационных характеристик с учетом зазора между колесом и корпусом насоса позволило получить картину течения и развития кавитации в межлопастном канале оседиагонального колеса качественно совпадающую с реальной картиной течения изученной другими авторами в шнековых и оседиагональных насосах.

Визуализацию кавитации целесообразно применять при изучении целевой кавитации в многоразовых насосах.

3. Моделирование кавитационных характеристик насоса с бандажом и без учета утечек между корпусом и бандажом не оказывает заметного влияния на кавитационные характеристики.
4. С помощью численного моделирования показана возможность при расчете кавитационных качеств оседиагональных колёс использования формулы для расчета коэффициента кавитации с учетом толщины кромки на среднем радиусе, полученной для шнековых и шнекоцентробежных насосов.

Получена зависимость по влиянию толщины входной кромки у втулки на кавитационные качества шнека по второму критическому кавитационному режиму. Её влияние на кавитационные качества по второму критическому кавитационному режиму в два раза меньше, чем по среднему диаметру.

Влияние периферийной толщины входной кромки на кавитационные качества по второму критическому режиму незначительно и в расчетах его можно не учитывать.

5. С помощью численного моделирования показана возможность использовать формулу коэффициента кавитации полученного для шнековых и шнекоцентробежных насосов с учетом разного количества лопастей при расчете оседиагональных колёс с круглой кромкой

Для оседиагональных колёс с острой кромкой необходимо скорректировать коэффициент влияния количества лопастей на кавитационные характеристики.

6. Моделирование кавитационных характеристик в насосе с различными зазорами между колесом и корпусом показало, что зазор оказывает влияние не только на второй критический кавитационный режим но и на первый. Влияние величины зазора на кавитационные и энергетические характеристик может быть не значительно до определенных значений зазора.

7. По результатам моделирования получено, что переменный зазор улучшает энергетические и кавитационные характеристики, если в конце решетки остаётся густота $\tau \geq 1,5$ с малой величиной зазора. Переменный зазор между колесом и корпусом показал улучшение кавитационных качеств насоса по второму критическому кавитационному режиму, без изменения напора для исследуемой геометрии с зазором 4 мм до густоты решетки $\tau = 1 \div 2$ и с зазором на выходе 1 мм.
8. Численное моделирование показало, что шероховатость влияет только на первый критический кавитационный режим, и смещает его в сторону второго. Влияние шероховатости на второй критический кавитационный режим не выявлено.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Решена научная задача по прогнозированию и управлению кавитационными характеристиками бустерных турбонасосных агрегатов со сложно профилированными проточными каналами кислородно – керосиновых ЖРД в результате создания методики численного моделирования кавитационных характеристик с применением программного комплекса ANSYS.

2. Предложенная методика численного моделирования в отличие от ранее существующих позволила получить кавитационные характеристики оседигонального насоса во всём диапазоне его работы по входному давлению и учесть влияние количества лопаток, толщины и типа входной кромки лопатки, бандажа, величины зазора между корпусом и лопастями колеса, места расположения переменного зазора и шероховатости поверхностей.

3. Показана возможность применения формулы кавитационного коэффициента для шнековых и шнекоцентробежных насосов с учетом различного количества лопастей и толщин входной кромки для расчета оседиагональных колёс со сложной пространственной геометрией межлопаточного канала.

Для острой и скругленной кромки получено различное влияние количества лопаток колеса на кавитационный коэффициент. Для круглых входных кромок результаты показали хорошее совпадение с данными для шнековых и шнекоцентробежных насосов.

Влияние толщины входной лопасти у втулки на второй критический кавитационный режим в два раза меньше, чем на среднем диаметре. Для периферийного сечения толщина кромки оказывает несущественное влияние на второй критический кавитационный коэффициент.

4. Проведено моделирование различных геометрических параметров:

- увеличение радиального зазора показало, что первый критический режим наступает при меньших входных давлениях, а третий критический режим – при больших. Увеличение радиального зазора приводит к ухудшению энергетических характеристик, поэтому его можно использовать для шнекоцентробежных насосов, где напор колеса чаще всего не влияет на напор ступени;

- переменный по длине ротора радиальный зазор улучшил на 10-12% кавитационные характеристики по второму критическому кавитационному , обеспечивая сохранение энергетических характеристик БТНА;

- влияние шероховатости заметно на первый критический кавитационный режим, тогда как на второй критический кавитационный режим влияния нет;

- показано, что моделирование кавитационных характеристик оседиагонального колеса с учетом бандажа турбины и без учета перетечек через зазор между корпусом и бандажом не оказывает заметного влияния на кавитационные характеристики.

5. Результаты визуализации течения в оседиагональном колесе качественно совпадают с результатами экспериментов других авторов. Визуализацию, полученную при помощи моделирования, целесообразно применять при проектировании многоразовых БТНА, а именно при изучении щелевой кавитации и других типов кавитации при различных входных давлениях.

6. Показана возможность улучшения кавитационных характеристики БТНА по второму критическому кавитационному режиму на 14 % за счет применения в конструкции переменного зазора и острой входной кромки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Acosta A. J. Cavitation and Cavitation Types// Cavitation of Hydraulic Machinery, 2000.
2. Arndt R.E.A., Ippen A.T. Rough surface effects on cavitation inception// ASME J Basic Eng., 1968.
3. Bakir F., Rey R., Gerber A.G., Belamri T., Hutchinson B. Numerical and experimental investigations of the cavitating behavior of an inducer// international journal of rotating machinery, 2004.
4. Bhattacharyya A. Internal flow and force matrices in axial flow inducers// California institute of technology. Pasadena, California, 1994.
5. Birkhoff G. and Zarantonello E.H. Jets, Wakes, and Cavities// Academic Press Inc., 1957.
6. Bouziad Y.A., Farhat M., Guennon F., Miyagawa K., Kueny J.L., and Avellan F. Physical Modeling and Simulation of Leading Edge Cavitation, Application to an Industrial Inducer// In Fifth international Symposium on Cavitation, 2003.
7. Bouziad Y.A., Guennoun F., Farhat M., and Avellan F. Numerical Simulation of Leading Edge Cavitation// Proceedings of ASME FEDSM 03, 2003.
8. Brennen C E., Hydrodynamics of Pumps// Edwards Brothers Incorporated, USA, 1994.
9. Brennen C. E., Cavitation and Bubble Dynamics. Oxford University Press, 1995.
10. Brennen C.E., Colonius T., and Auria F. Computing Shock Waves in Cloud Cavitation// In Third International Symposium on Cavitation, 1998.
11. Campos-Amezcuca R., Khelladi S., Mazur-Czerwicz Z., Bakir F., A. Campos-Amezcuca, Rey R. Numerical and Experimental Study of Mass Transfer Through Cavitation in Turbomachinery// InTech Mass Transfer – advanced aspects, july 2011.
12. Carlton J.S. Marine propellers and propulsion// Butterworth-Heinemann, 2007.
13. Carpenter S. H. Performance of cavitating axial inducers with varying tip clearance and solidity. California Institute of Technology, Pasadena, California, 1957.

14. Casimir W.H. van Doorne. Flow and cavitation in inducers// Delft University of Technology, Department of Applied Physics, Delf. 1998.
15. Ceccio S.L., Brennen C.E. Observation of the dynamics and acoustics of traveling bubble cavitation// Fluid Mech. Vol 233, 1991.
16. Cervone A., Pasini A., Torre L., Luca d'Agostino. Cavitation and Flow Instabilities in a 3- Bladed Axial Inducer Designed by Means of a Reduced Order Analytical Model// Proceedings of the 7th International Symposium on Cavitation. Michigan, August 2009.
17. Chen F., Hagen H. A Survey of Interface Tracking Methods in Multi-phase Fluid Visualization. Visualization of Large and Unstructured Data Sets - Applications in Geospatial Planning// Modeling and Engineering, vol 19, Dagstuhl Publishing, Germany, 2011. C. 11-19.
18. Chen Y. and Heister D.D. A Numerical Treatment of Attached Cavitation// Journal of Fluids Engineering, 1994. C. 613–618.
19. Colonius T., d'Auria F., and Brennen C.E. Acoustic Saturation in Bubbly Cavitating Flow adjacent to an Oscillating Wall// Physics of Fluids, 12(11), 2000. C. 2757–2761.
20. Dang J. Numerical Simulation of Unsteady Partial Cavity Flows. PhD thesis, Delft University, 2001.
21. Dang J. and Kuiper G. Re-entrant Jet modeling of Partial Cavity Flow on Three-Dimensional Hydrofoils// Trans. ASME: Journal of Fluids Engineering, 121, 1999.
22. Dauby D., Queutey P., Leroyer A., and Visonneau M. Computation of 2D cavitating flows and tip vortex flows with an unstructured RANSE solver// International Symposium on cavitation CAV2006, 2006, Wageningen, France 2015.
23. Davis R. E., Coons L. L., Scheer D. D. Internal Streamline Flow Analysis for Turbopump Inducers under Cavitating and Noncavitating Conditions// Journal of Spacecraft and Rockets, Vol. 9, No. 2, 1972.
24. Delale C.F., Schnerr G.H., and Sauer J. Quasi-One-Dimensional Steady-State Cavitating Nozzle Flows// Journal of Fluid Mechanics, 2001. C. 167–204.

25. Deshpande M., Feng J., and Merkle C. Numerical Modeling of the Thermodynamic Effects of Cavitation// *Journal of Fluids Engineering*, 1997. C. 420–427.
26. Dieval L., Arnaud M., and Marcer R. Numerical Modeling of Unsteady Cavitating Flows by a VoF Method// *In Third International Symposium on Cavitation*, 1998.
27. Dijkhuizen W. Derivation of Closures for Bubbly Flows using Direct Numerical Simulations. PhD thesis, University of Twente, 2008.
28. Florence J, Yannick C., Coutier-Delgosha O. and Reboud, Jean-Luc. Cavitating Inducer Instabilities: Experimental Analysis and 2D Numerical Simulation of Unsteady Flow in Blade Cascade// *In: CAV 2001: Fourth International Symposium on Cavitation*, June 20-23, 2001, California Institute of Technology, Pasadena, CA USA.
29. Franc J.-P. The Rayleigh-Plesset equation: a simple and powerful tool to understand various aspects of cavitation// *Fluid Dynamics of Cavitation and Cavitating Turbopumps*, CISM Courses and Lectures, SpringerWienNewYork, 2007, Vol 496. C. 1-41.
30. Franc J.P. and Michel J.M. *Fundamentals of Cavitation*. Kluwer Academic Publishers, 2004.
31. Fujikawa S. and Akamatsu T. Effects of the Non-Equilibrium Condensation of Vapour on the Pressure Wave produced by the Collapse of a Bubble in a Liquid// *Journal of Fluid Mechanics*, 1980. C. 481–512.
32. Furness R.A. and Hutton S.P. Experimental and Theoretical Studies of Two-Dimensional Fixed-type Cavities// *ASME Transactions Journal of Fluids Engineering*, 1975. ctp 515–521.
33. Gulich J.F., *Centrifugal pumps*// Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2015.
34. Helmholtz H. On Discontinuous Movements of Fluids// *Philosophical Magazine*, 1868.
35. Hirschi R., Dupont Ph., Avellan F., Favre J.N., Guelich J.F., and Parkinson E. Centrifugal Pump Performance Drop due to Leading Edge Cavitation: Numerical Predictions compared with Model Tests// *Journal of Fluids Engineering*, 1998. C. 705–711.

- 36.Hirt C.W. and Nichols B.D. Volume of Fluid (VoF) Method for the Dynamics of Free Boundaries// Journal of computational physics, 1981. C. 201–225.
- 37.ITTC 1999. Final report of the Specialist Committee on Computational Method for Propeller Cavitation// In Proceedings of 22nd International Towing Tank Conference, volume 3, 1999.
- 38.Jablonská J. Modelling on cavitation in a diffuser with vortex generator, EPJ Web of Conferences, 2013.
- 39.Johnsen E. and Colonius T. Compressible Multi-Component Flow Calculations and Shock-Bubble Interaction// In Sixth International Symposium on Cavitation, CAV2006, Wageningen, the Netherlands, 2006.
- 40.Kang D., Watanabe T., Yonezawa K., Horiguchi H., Kawata Y., Tsujimoto Y. Inducer Design to Avoid Cavitation Instabilities// International Journal of Fluid Machinery and Systems, Vol. 2, No. 4, October-December 2009.
- 41.Kirchhoff G. Zur Theorie freier Flüssigkeitsstrahlen. J. reine angew. Math., 1869.
- 42.Kinnas S.A. and Fine N.E. A Numerical Nonlinear Analysis of the Flow around Two- and Three-Dimensional Partially Cavitating Hydrofoils// Journal of Fluid Mechanics, 254, 1993
- 43.Knapp R.T., Daily J.W. and Hammitt F.G. Cavitation. McGraw-Hill Book Company, 1970.
- 44.Koop A.H., Numerical Simulation of Unsteady Three-Dimensional Sheet Cavitation. Thesis University of Twente. 2008. ISBN 978-90-365-2701-9.
- 45.Kooran J., Modeling Cavitation in a High Intensity Agitation Cell. University of Alberta, Spring 2011.
- 46.Kunz R. F., Boger D. A., Stinebring D. R., et al. A preconditioned Navier-Stokes method for two-phase flows with application to cavitation prediction// Computers & Fluids, vol. 29, no. 8, 2000. C. 849–875.
- 47.Kunz R. F., Boger D. A., Stineberg D. R., Chyczewski T. S., Lindau J. W., and Govindan T. R. Multi-phase CFD analysis of natural and ventilated cavitation about submerged bodies// In Proceedings of the 3rd ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference (FEDSM '99), p. 1, USA, July 1999.

48. Lakshminarayana B., Fluid dynamics of inducers - A review// Journal of fluids engineering, 104(4), JANUARY 1983.
49. Lecofree Y. La Cavitation – traqueurs de bulles, Editions Hermes, Paris, 1994, ISBN 90 5410 783 9.
50. Li Da-Qing, Grekula M., Lindell P. A modified SST k- ω Turbulence Model to Predict the Steady and Unsteady Sheet Cavitation on 2D and 3D Hydrofoils// Proceedings of the 7th International Symposium on Cavitation, 2009.
51. Lindau J.W. Kunz R.F., Venkateswaran S., Boger D.A. Application of preconditioned, multiple-species, navier-stokes models to cavitating flows// Fourth international symposium on cavitation, 2001.
52. Masaru Tada. Effect of pressure gradient on cavitation inception from an isolated surface roughness. The Pennsylvania state university, 1983.
53. Menter F.R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model / F.R. Menter, R. Langtry, M. Kuntz // Proceedings of the 4th international symposium on turbulence, Heat and Mass Transfer, Antalya, Turkey, 12-17 October, 2003.
54. Merkle C. L., Feng J. Z., and Buelow P. E. Computational modeling of the dynamics of sheet cavitation// In Proceedings of the 3rd International Symposium on Cavitation (CAV '98), Grenoble, France, April 1998. C. 307–311.
55. Molin B, Dieval L., Marcer R., and Arnaud M.. Non-Stationary Model for Cavitating Sheet by the Use of a Potential Method and a VoF Method// 6th Journ´ees des l’Hydromenamique, 1997. C. 31–44.
56. Morgut M. Predictions of non-cavitating and cavitating flow on hydrofoils and marine propellers by cfd and advanced model calibration, Universita degli Studi di Udine, 2012.
57. Pijl S.P. Computation of Bubbly Flows with a Mass-Conserving Level-Set Method. PhD thesis, Delft University of Technology, 2005.
58. Plesset M.S. The Dynamics of Cavitation Bubbles// Journal of Applied Mechanics, 1949.

59. Plesset M.S. and Prosperetti A. Bubble Dynamics and Cavitation. Annual Review of Fluid Mechanics, 1977. C. 145–185.
60. Preston A.T., Colonius T., and Brennen C.E. A Numerical Investigation of Unsteady Bubbly Cavitating Nozzle Flows// Physics of Fluids, 2002. C. 300–311.
61. Preston A.T., Colonius T., and Brennen C.E. A Reduced-Order Model of Diffusive Effects on the Dynamics of Bubbles// Physics of Fluids, 2007.
62. Rayleigh (Lord). The Pressure Developed in a Liquid during the Collapse of a Spherical Cavity. Philosophical Magazine, 1917.
63. Reboud J. L. and Stutz B. Developpement d'un modele diphasique a deux fluides, analyse experimentale de poches ventilees, ref. RT-LT-211708-01 CREMHyG-03.
64. Saito Y., Nakamori I., and Ikohagi T. Numerical analysis of unsteady vaporous cavitating flow around a hydrofoil// In Proceedings of the 5th International Symposium on Cavitation (CAV '03), Osaka, Japan, November 2003.
65. Sauer J. Instationär kavitierende Strömungen - Ein neues Modell, basierend auf Front Capturing (VoF) und Blasendynamik. PhD thesis, Karlsruhe University, 2000.
66. Sauer J. and Schnerr G.H. Unsteady Cavitating Flow - A New Cavitation Model Based on a Modified Front Capturing Method and Bubble Dynamics// In Fluids Engineering Summer Conference, Proceedings of FEDSM'00, 2000.
67. Schnerr G. H. and Sauer J. Physical and Numerical Modeling of Unsteady Cavitation Dynamics// In Fourth International Conference on Multiphase Flow, New Orleans, USA, 2001.
68. Singhal A. K., Li H. Y., Athavale M. M., and Jiang Y. Mathematical Basis and Validation of the Full Cavitation Model// ASME FEDSM'01. Louisiana, 2001.
69. Sussman M., Smith K.M., Hussaini M.Y., Ohta M., and Zhi-Wei R. A Sharp Interface Method for Incompressible Two-Phase Flows// Journal of Computational Physics, 2007. C. 221,469–505.
70. Thornycroft J. (Sir) and Barnaby S.W. Torpedo Boat Destroyers. Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers, 122, 1895.
71. Trevena D.H. Cavitation and Tension in Liquids. Adam Hilger, 1987

72. Tulin M.P. Steady Two-Dimensional Cavity Flows about Slender Bodies. David Taylor Model Basin Report 834, 1953.
73. Ubbink O. Numerical Prediction of Two-Fluid Systems with Sharp Interfaces. PhD thesis, Imperial College, London, 1997.
74. Ubbink O. and Issa R.I. A Method for Capturing Sharp Fluid Interfaces on Arbitrary Meshes// *Journal of Computational Physics*, 1999. C. 26-50.
75. Uhlman J.S. The Surface Singularity Method Applied to Partially Cavitating Hydrofoils// *Journal of Ship Research*, 31(2), June 1987.
76. Vaz G.N.V.B. Modeling of Sheet Cavitation on Hydrofoils and Marine Propellers using Boundary Element Methods. PhD thesis, Universidade T'ecnica de Lisboa, 2005.
77. Wang Y.C. and Brennen C.E. One-Dimensional Bubbly Cavitating Flows Through a Converging-Diverging Nozzle// *Journal of fluids engineering*, 1998. C. 166–170.
78. Wang Y.C. and Brennen C.E. Numerical Computation of Shock Waves in a Spherical Cloud of Cavitation Bubbles// *Journal of Fluids Engineering*, 1999. C. 872–880.
79. Watanabe T., Kawamura T., Takekoshi Y., Maeda M., Rhee S. Simulation of steady and unsteady cavitation on a marine propeller using a rans cfd code// *Fifth International Symposium on Cavitation (CAV2003)*, Osaka, Japan, 2003.
80. Wu T.Y-T. Cavity and Wake Flows// *Annual Reviews of Fluid Mechanics*, 1972.
81. Yakushiji Ryo, Mechanism of tip vortex cavitation suppression by polymer and water injection, A dissertation submitted in partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy (Naval Architecture and Marine Engineering) in The University of Michigan.
82. Yuan W., Sauer J., and Schnerr G.H. Modeling and Computation of Unsteady Cavitation Flows in Injection Nozzles// *Mec. Ind.*, 2001. C. 383–394.
83. Zwart P. J., Gerber A. G., and Belamri T. A Two-Phase Flow Model for Predicting Cavitation Dynamics// *In Fifth International Conference on Multiphase Flow*, Yokohama, Japan, 2004.

84. Алмазов А.А., Дроздов З.Т., Лысов Е.Н., Петров В.И., Текотин Ю.А. Кавитационное виброн нагружение высокооборотных осевых насосов. Кавитационные колебания и динамика двухфазных систем. / Киев: Наук. Думка, 1985. С. 41-46.
85. Боровский Б.И., Ершов Н.С., Овсянников Б.В., Петров В.И., Чебаевский В.Ф., Шапиро А.С. Высокооборотные лопаточные насосы. М., «Машиностроение», 1975. – 336 с.
86. Боровский Б.И., Кравчик Н.И., Толстиков Л.А. Гидравлический расчет шнекового бустерного насоса: Учебное пособие / Под ред. Проф. Н.И. Кравчика. – М.: МАИ, 1987. – 52 с.
87. Гребенюк А.Т., Казеннов И.С., Каналин Ю.И., Ромасенко Е.Н., Сидоренко А.С., Филипов Б.И. Разработка системы подачи компонентов топлива для ЖРД без дожигания генераторного газа. Часть I. Особенности конструкции двигателя. Выбор конструкций насосов// Труды НПО Энергомаш им. Академика В.П. Глушко, 2014. С. 172-186.
88. Думов В.И., Пешкин М.А., Некоторые результаты исследования работы осевых винтовых колёс. -- Энергомашиностроение, 1962. С. 9-11.
89. Казеннов И.С., Каналин Ю.И., Полетаев Н.П., Чернышева И.А. Моделирование срывной кавитационной кривой в бустерном турбонасосном агрегате ЖРД// Труды НПО Энергомаш им. Академика В.П. Глушко, 2014. С. 110-131.
90. Казеннов И.С., Каналин Ю.И., Полетаев Н.П., Чернышева И.А. Моделирование срывной кавитационной характеристики бустерного турбонасосного агрегата и сравнение экспериментальных и численных результатов// Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета, 2014. С. 188-198.
91. Кинелев В.Г., Васильев Ю.Н., Курочкин С.Н. Физическая модель кавитирующего шнеко-центробежного насоса, работающего в широком диапазоне режимов по расходу// Кавитационные автоколебания в насосных системах. Киев: Наук. Думка, 1976. С. 100-107.

92. Константинов С. Ю., Целищев Д. В. Исследование и совершенствование численных моделей кавитационного массопереноса// Вестник УГАТУ, №3, 2013. С. 123-129.
93. Кравченко Г.И. Гидравлические машины: турбины и насосы. Учебник для вузов. – М.: Энергия, 1978. – 320 с.
94. Лакшминараяна Б. Визуальное исследование течения в осевом преднасосе// Теоретические основы инженерных расчетов. Университет Пенсильвании. 1972. С. 79-89.
95. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. М., «Машиностроение», 1971. – 540 с.
96. Овсянников Б.В., Селифонов В.С., Черваков В.В. Расчет и проектирование шнекоцентробежного насоса: Учебное пособие. МАИ, 1996. – 72 с.
97. Петров В.И., Чебаевский В.Ф. Кавитация в высокооборотных лопастных насосах. М.: «Машиностроение», 1982. – 192 с.
98. Пирсол И. Кавитация. Пер. с англ. Ю.Ф. Журавлева. Ред., предисл. И дополн. Л.А. Эпштейна. М., «Мир», 1975. – 95 с.
99. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. М., Машгиз, 1960. – 685с.
100. Радзюк А.Ю., Истягина Е.Б. Экспериментальное определение режима течения при радиальном движении жидкости// Журнал сибирского федерального университета, серия: техника и технологии, 2014. С. 48-54.
101. Сточек Н.П., Шапиро А.С., Гидравлика жидкостных ракетных двигателей. М., «Машиностроение», 1978, 128 с.
102. Стриплинг Л.Б. Кавитация в лопастных насосах. Часть 2// Труды американского общества инженеров-механиков, техническая механика. 1962. - №3. С. 42-55.
103. Стриплинг Л.Б., Акоста А. Д. Кавитация в лопастных насосах. Часть 1// Труды американского общества инженеров-механиков, техническая механика. 1962. - №3. С. 29-41.

104. Чебаевский В.Ф., Петров В.И. Кавитационные характеристики высокооборотных шнеко-центробежных насосов, Машиностроение, 1973.
105. Шальнев К.К. Кавитация оконечных элементов рабочего колеса осевых гидромашин// Инженерный сборник. М., 1952. - Т. 11. С. 3-34.
106. Шальнев К.К. Щелевая кавитация// Инженерный сборник. М., 1950. – Т. 8. С. 3-34.
107. Щербатенко И.В. Разработка теории и методов расчета шнековых рабочих колес лопастных насосов с учетом теплофизических свойств жидкости. дис. ... докт.техн.наук: 05.04.13: защищена 15.04.2002: утв. 12.07.2002/ Щербатенко Игорь Владимирович. - М., 2001. С. - 441.