

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)» (СГАУ)

**Разработка численной модели рабочего процесса
центробежного насоса горючего (керосина)**

Электронные методические указания

Работа выполнена по мероприятию блока 2 «Развитие и повышение эффективности научно-инновационной деятельности» и блока 3 «Развитие информационной научно-образовательной среды и инфраструктуры» Программы развития СГАУ на 2009 – 2018 годы по проекту «Разработка технологии и методического обеспечения для создания виртуального жидкостного ракетного двигателя (ЖРД)»

Соглашение № 2/11 от 03 июня 2013 г.

САМАРА

2013

УДК 621.454.2

Р 170

Составители: **Гафуров Салимжан Азатович,**

Крючков Александр Николаевич

Рецензент: Угланов Д.А., к.т.н., доцент кафедры теплотехника.

Верстка: Янюкина М.В.

Разработка численной модели рабочего процесса центробежного насоса горючего (керосина) [Электронный ресурс]: электрон. метод. указания / М-во образования и науки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т); сост. С.А.Гафуров, А.Н.Крючков. - Электрон. текстовые и граф. дан. (10,9 Мбайт). - Самара, 2013. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

В пособии приведены электронные методические указания по дисциплине «Теория и расчет лопаточных машин».

Целью методических указаний является закрепление практических навыков студентов при моделировании рабочего процесса центробежного насоса горючего.

Пособие предназначено для студентов, обучающихся по специальностям 160302.65 «Ракетные двигатели» (6 и 7 семестры) и 160700.65 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» (6 семестр), бакалавров, обучающихся по направлениям бакалавров по направлению 151000.62 «Технологические машины и оборудование» (7 и 8 семестры), 160302.65 Дис. « Теория и расчет лопаточных машин агрегатов РД».

160700.65, 151003.62 Дис. « Теория и расчет лопаточных машин»

Разработано на кафедре АСЭУ.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2013

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 ОСНОВНЫЕ ТИПЫ КОНСТРУКЦИЙ НАСОСОВ И ИХ КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ, ПОВЫШАЮЩИЕ КАЧЕСТВО РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА.....	7
2 ЗНАЧЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НАСОСОВ ГОРЮЧЕГО ТНА ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ЗАРУБЕЖНЫХ И ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ФИРМ	9
2.1 ТНА двигателей генераторной схемы, разработанные в США	9
2.2 ТНА двигателей генераторной схемы, разработанные в Японии	10
2.3 ТНА двигателей генераторной схемы, разработанные в России.....	12
3 ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НАСОСАМ ГОРЮЧЕГО ТНА.....	13
4 ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ	14
5 ВЛИЯНИЕ ПРИСОЕДИНЕННЫХ АГРЕГАТОВ НА НАГРУЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА	17
6 ВЛИЯНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ НЕУСТОЙЧИВОСТИ ТЕЧЕНИЯ ПОТОКА НА НАГРУЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА. ПОНЯТИЕ КАВИТАЦИИ	21
7 ОБЗОР МЕТОДОВ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ЛОПАТОЧНЫХ НАСОСОВ	32
7.1 Уравнения в частных производных течения жидкости в элементах проточной части лопаточных насосов.....	34
7.2 Формирование сеточной модели элементов проточной части	38
лопаточных насосов.....	38
7.3 Подходы к моделированию турбулентных явлений.....	41
в элементах проточной части лопаточных насосов	41
7.4 Подходы к моделированию кавитационных явлений в элементах проточной части лопаточных насосов.....	44
7.5 Допущения и граничные условия, используемые при моделировании гидродинамических процессов в элементах проточной части	53

лопаточных насосов.....	53
7.6 Расчёт скоростей и давлений в элементах проточной части лопаточных насосов. Анализ расчётных данных.....	54
7.7 Построение геометрической 3D модели основных узлов.....	55
шнеко-центробежного насоса.....	55
7.8 Построение геометрической 3D модели расчетной области ШЦН	58
7.9 Построение сеточной модели расчетной области в ICEM CFD	58
8 МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА НАСОСА	71
8.1 Создания сеточной модели	71
8.2 Определение типа расчета	72
8.3 Определение свойств материала	75
8.4 Определение расчетных доменов и их свойств	75
8.5 Определение интерфейсов	81
8.6 Задание граничных условий	84
8.7 Задание выражений	87
8.8 Определение параметров решения	88
8.9 Решение численной модели.....	93
8.10 Обработка результатов в ANSYS CFX-Post.....	95
9 АНАЛИЗ И РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕЧЕНИЙ В НАСОСЕ	96
9.1 Исходные данные для расчета.....	96
9.2 Оценка результатов	101
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	102

ВВЕДЕНИЕ

Насосные агрегаты, входящие в состав турбонасосных агрегатов (ТНА) жидкостных ракетных двигателей (ЖРД), предназначены для подачи топлива в камеру сгорания двигателя. ТНА состоит турбины, насосов окислителя и горючего. Встречаются случаи, когда устанавливаются дополнительные насосы для подачи топлива в газогенератор и для наддува топливных баков.

Выбор конструктивной схемы насосного агрегата является начальным этапом проектирования ТНА. На ранних стадиях проектирования требуется глубокая проработка вопросов, связанных с выбором концепций, параметров, конструктивной и силовой схем насосного агрегата и его отдельных узлов. При этом принципы проектирования агрегата связаны с методами производства. При проектировании насосных агрегатов можно исходить из возможностей, которые обеспечивают методы изготовления, а можно определить необходимую точность для спроектированной конструкции. Естественно, при создании насосов, приходится учитывать оба этих подхода и искать наиболее целесообразное решение. При этом, помимо сложности физических явлений, происходящих в насосных агрегатах, необходимо принимать и такие факторы как конечная стоимость изделия, квалификация работников и т. д.

Ошибки, допущенные на первых стадиях жизненного цикла агрегата, могут привести к неудовлетворительным значениям по его габаритам, массе, технологичности и трудоёмкости изготовления, его срокам, стоимости. Таким образом, возрастает роль системного подхода к проектированию.

Надежность изделия закладывается на этапе проектирования, обеспечивается на этапе доводки и производства, реализуется и улучшается на этапах эксплуатации и производства. При этом экстремальные условия работы элементов современных конструкций, сложность их формы и большие габариты делают исключительно трудным и дорогим осуществление натурального или полунатурного эксперимента, особенно, если речь идет об установлении предельных (разрушающих) нагрузок. Создание конструкций такого типа невозможно без совершенствования процесса проектирования.

Численные методы, к которым относятся, в частности, метод конечных элементов, метод конечных разностей, метод граничных интегральных уравнений, метод граничных элементов, метод конечных объемов и другие методы, напротив, не ограничены ни формой тел, ни способом приложения нагрузки. Это наряду с повсеместным распространением мощной вычислительной техники способствует их распространению в инженерной среде. Нередки случаи, когда важно знать эволюцию процесса деформирования (или разрушения) конструкции с продолжающимся во времени внешним воздействием. При этом естественны большие геометрические и физические нелинейности. В таких случаях обойтись без численных методов практически невозможно.

Важную роль в определении динамических нагрузок в лопастных насосах играет знание структуры течения потока. Промоделировать структуру течения, учитывая сложные физические процессы, происходящие в насосных агрегатах возможно используя методы вычислительной гидродинамики.

В определенной степени решение проблемы моделирования течений в областях сложной геометрии было найдено в 1970-х гг., когда для дискретизации уравнений гидродинамики стал широко применяться метод конечных объемов. Отправной точкой метода контрольных объемов является интегральная формулировка законов сохранения массы, импульса, энергии и др. Балансовые соотношения записываются для небольшого контрольного объема. Их дискретный аналог получается суммированием по всем граням выделенного объема потоков массы, импульса и т.д., вычисленных по каким-либо квадратурным формулам. Поскольку интегральная формулировка законов сохранения не накладывает ограничений на форму контрольного объема, метод конечных объемов пригоден для дискретизации уравнений гидрогазодинамики как на структурированных, так и на неструктурированных сетках с различной формой ячеек, что полностью решает проблему сложной геометрии расчетной области.

1 ОСНОВНЫЕ ТИПЫ КОНСТРУКЦИЙ НАСОСОВ И ИХ КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ, ПОВЫШАЮЩИЕ КАЧЕСТВО РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Основными насосами в системе питания жидкостных ракетных двигателей являются лопастные насосы. Наиболее широко в турбонасосных агрегатах ЖРД распространены центробежные и шнекоцентробежные насосы. Центробежные насосы могут обеспечить на срывном режиме величину кавитационного коэффициента быстроходности $S_{срв}$ в пределах 800...2200. Основными достоинствами, определяющими преимущественное использование этих видов насосов в ЖРД, являются:

- обеспечение высоких давлений подачи и производительности при малых габаритах и массе;
- возможность работы на агрессивных и низкокипящих компонентах;
- возможность работы с большим числом оборотов и удобство использования турбины для их привода. Для повышения антикавитационных качеств насоса используются предвключенные осевые ступени, имеющие лучшие, чем центробежное колесо, антикавитационные качества. Наиболее широкое распространение в качестве преднасосов получили шнековые колеса, отличающиеся относительной простотой изготовления.

Шнек должен повышать давление на входе в центробежное колесо для обеспечения его работы в бескавитационном режиме. Насосы с предвключенными шнеками называются шнекоцентробежными. Кавитационный коэффициент быстроходности шнекоцентробежных насосов достигает величины 4000...5000 и более. Как правило, шнек и центробежное колесо устанавливаются на одном валу и имеют с одинаковую угловую скорость. Шнекоцентробежные насосы используются в качестве основных насосов турбонасосных агрегатов ЖРД.

В системах питания ЖРД и двигательных установок находят применение вспомогательные (бустерные) насосы, служащие для улучшения антикавитационных качеств системы питания. Бустерные насосы повышают

давление перед основными насосами, обеспечивая их работу без кавитационного срыва. В качестве бустерных насосов применяются шнековые или диагональные насосы, могут использоваться шнекоцентробежные и струйные (эжекторные) насосы. [1]

2 ЗНАЧЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НАСОСОВ ГОРЮЧЕГО ТНА ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ЗАРУБЕЖНЫХ И ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ФИРМ

Проведем анализ конструктивных особенностей отечественных и зарубежных ЖРД.

2.1 ТНА двигателей генераторной схемы, разработанные в США

Фирма Aerojet Rocketdyne

Aerojet Rocketdyne является фирмой, разработавшей наибольшее количество кислородно-водородных двигателей, в том числе и двигатель SSME, эксплуатирующийся в составе многоразового космического транспортного корабля «Space Shuttle» [2].

Турбонасосные агрегаты двигателей J-2 и J-2S

Двигатели J-2 и J-2S предназначены для эксплуатации на второй и третьей ступенях ракеты-носителя Сатурн-5 фирмой Rocketdyne. Основные параметры насоса горючего ТНА этих двигателей приведены в таблице 1.

Турбонасосные агрегаты для двигателя SSME

Создание турбонасосных агрегатов для мощного кислородно-водородного ЖРД многоразового включения явилось для фирмы Rocketdyne сложной научно-технической проблемой, потребовало существенных затрат времени и средств на разработку и отработку конструкции, параметров и элементов. В таблице 1 представлены основные параметры насоса горючего турбонасосных агрегатов двигателя SSME .

Фирма Pratt & Whitney

Для повышения надежности ТНА для двигателя SSME и числа допустимых включений двигателя фирмой Pratt & Whitney были разработаны альтернативные турбонасосные агрегаты окислителя и горючего, которые эксплуатируются в составе двигателя в настоящее время [2]. Основные параметры насоса ТНА приведены в таблице 1.

Таблица 1– Основные параметры насосов горючего ТНА для двигателей J-2, J-2S и SSME

Наименование параметра	Значение параметра		
	Rocketdyne		Pratt & Whitney
	J-2	J-2S	SSME
Число ступеней насоса	8	2	3
Давление на входе в насос, МПа		0,3	1,65
Давление на выходе из насоса, МПа	7,24	12,3	42,8
Перепад давления на одной ступени, МПа		6	13,63
Массовый расход через насос, кг/с	38,4	43	69,85
Частота вращения ротора насоса, об/мин	26050	30000	34916
Окружная скорость на наружном диаметре крыльчатки, м/с		430	561,5
КПД насоса, %		71	76,52
Мощность насоса, кВт	4430	10500	

2.2 ТНА двигателей генераторной схемы, разработанные в Японии

Турбонасосные агрегаты для двигателя LE-5

Кислородно-водородный двигатель LE-5 - первый японский ЖРД, работающий на кислородно-водородном топливе. Основные параметры насоса горючего ТНА для этого ЖРД приведены в таблице 2.

Турбонасосные агрегаты для двигателя LE-7

По заказу и при участии Национального космического агентства Японии (NASDA) фирмой "Mitsubishi " разработан кислородно-водородный двигатель LE-7 тягой ~ 1,18 МН для ракеты-носителя Н-П. Двигатель выполнен по схеме с дожиганием генераторного газа после турбин

турбонасосных агрегатов. При проектировании двигателя его параметры выбирались в соответствии со следующими требованиями: получение максимально возможной полезной нагрузки ракеты для уменьшения до минимума стоимости выведения на орбиту единицы полезной нагрузки; максимальное использование технического опыта, полученного при создании двигателя LE-5, с целью снижения стоимости, риска и времени разработки. Основные параметры насоса горючего для двигателя LE-7 представлены в таблице 2.

Турбонасосные агрегаты для двигателя LE-7A

Двигатель LE-7A является модификацией двигателя LE-7. ТНА при модификации двигателя не подвергались конструктивным изменениям, изменились только их параметры. Основные параметры насоса горючего ТНА ЖРД LE-7A приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Основные параметры насосов горючего ТНА для двигателей LE-5, LE-7, LE-7A

Наименование параметра	Значение параметра		
	LE-5	LE-7	LE-7A
Число ступеней насоса	1	2	2
Давление на входе в насос, МПа	0,38	0,9	0,34
Давление на выходе из насоса, МПа	6,04	31,9	28,6
Перепад давления на одной ступени, МПа	5,66	15	14,13
Массовый расход через насос, кг/с	3,5	40	37,3
Частота вращения ротора насоса, об/мин	51100	46000	41270
Окружная скорость на наружном диаметре крыльчатки, м/с	380		
КПД насоса, %	59	70	69
Мощность насоса, кВт	500	23820	

2.3 ТНА двигателей генераторной схемы, разработанные в России

В России можно выделить три этапа разработки кислородно-водородных ЖРД. Первый этап связан с разработкой ракеты-носителя Н-1, предназначенной для полета к Луне (двигатели КВД и Д-57). Второй - с разработкой универсальной ракетно-космической системы Энергия-Буран (двигатель РД-0120). Третий - с разработкой разгонных блоков на кислородно-водородном топливе (двигатели КВД-1 и РД-0146) [2].

Турбонасосные агрегаты для двигателя КВД

Этот двигатель разрабатывался для использования в составе ракеты-носителя Н-1. Его ТНА выполнен по традиционной для СССР (России) однороторной схеме. Частота вращения ротора составляет 42000 об/мин. Массовые расходы кислорода и водорода - 13,17 кг/с и 2,2 кг/с, соответственно. Давление на входе в турбину - 8,07 МПа.

Турбонасосные агрегаты для двигателя РД-0120

Двигатель РД-0120 был разработан в КБХА (Воронеж) для центрального блока ракеты-носителя «Энергия». ТНА этого двигателя выполнен по однороторной схеме. Основные параметры ТНА:

- частота вращения ротора 33500 об/мин;
- давление на выходе из насоса кислорода 58 МПа;
- давление на выходе из насоса водорода 45,5 МПа;
- мощность турбины ТНА 68 МВт.

3 ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НАСОСАМ ГОРЮЧЕГО ТНА

Производственная гарантия насоса зависит от различных факторов. Различают производственную гарантию конструкции, связанную с изготовлением насоса, и производственную гарантию, обеспечиваемую соответствующими защитными устройствами в установке. Производственная гарантия конструкции насоса определяется:

- механическими и гидравлическими качествами насоса;
- герметичностью и надежностью эксплуатации в различных режимах работы.

Производственная гарантия может предусматривать также защиту насоса:

- при малой нагрузке;
- от кавитации при небольшом подпоре;
- при повышении числа оборотов и допустимого конечного давления.

Центробежные насосы должны:

- удовлетворять условию надежности и долговечности в работе;
- быть экономичными в эксплуатации;
- быть удобными в монтаже и демонтаже;
- обладать минимальным количеством деталей и их взаимозаменяемостью;
- иметь по возможности минимальные вес и габариты
- допускать в широком диапазоне изменение характеристик вследствие окружающих изменений;
- работать с максимально возможной высотой всасывания;
- обеспечивать надежную параллельную работу насосных агрегатов

4 ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

Рассмотрим примерный алгоритм для предварительного анализа рабочих характеристик лопаточного насосного агрегата. В качестве ключевого параметра выбирается максимальная скорость вращения вала, позволяющая обеспечить отсутствие кавитационных явлений в насосе. Определение величины давления на входе в насосный агрегат можно провести по методике, изложенной в работе [3]. По найденным параметрам требуемого давления и частоты вращения можно определить приблизительную эффективность насоса, окружную скорость рабочего колеса (как правило, ограничена прочностью материала рабочего колеса), количество ступеней насоса, массу насосного агрегата, основные размеры колеса и мощностные требования насоса.

Конкретная конструкция и геометрические параметры основных компонентов насосного агрегата определяются исходя из условий работы. Большинство насосов горючего имеют одноступенчатую конструкцию с одной крыльчаткой. В случае работы насоса на водородном топливе, как правило, необходимо использование двух- или трехступенчатого насоса.

Вибрации турбонасосов также вызывают проблемы в процессе разработки агрегата. Анализ различных вибраций (вал, лопатки турбин, жидкие колебаний, колебаний потока газа или колебания подшипника) не рассматриваются. При критической скорости вращения собственные значения частот резонанса вращающейся сборки (вал, рабочие колеса, диск турбины, и т.д.) совпадает с рабочей скоростью вращения. Незначительный дисбаланс может быть усилен, что может вызывать значительные отклонения вала (на изгиб), вывести из строя подшипники и вызвать другие повреждения. Рабочая скорость по этой причине обычно ниже, а иногда и выше критической скорости. Большого диаметра жесткий вал, жесткие подшипники и жесткие опоры подшипника будут увеличивать значение этой критической скорости, а демпфирование приведет к снижению амплитуды колебаний. Кроме того, значение критической частоты вала или рабочая

скорость также не должны совпадать и с другими собственными частотами элементов конструкции, например трубопроводы, сильфоны, коллекторы.

Основные общие положения теории лопаточных гидравлических машин дал Л. Эйлер в 1754. Он предложил представлять колесо как набор каналов, длина которых значительно больше их ширины. К каждому такому каналу применимы законы движения жидкости по трубам, каналам, т.е. применима струйная теория. Рассмотрим применения этой теории на примере расчета теоретического напора для бесконечного числа лопаток.

Рассмотрим схему центробежного насоса с бесконечным числом лопастей. Предположим, что струйки потока во всех точках межлопастного пространства колеса при вращении направлены по касательной к лопасти (рисунок 1). Такая схема движения дает элементарное представление о кинематике потока в колесе и позволяет определить создаваемый напор насоса.

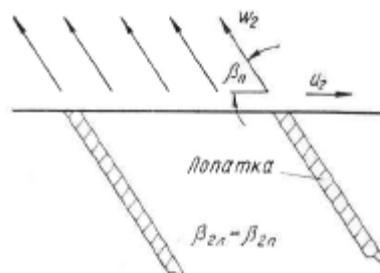


Рисунок 1 – Схема движения потока в колесе при бесконечном числе лопастей

Пусть заданы размеры колеса D_2 , b_2 , $\beta_{2л}$, подача Q и число оборотов насоса n [4]. По схеме бесконечного числа лопастей струйки потока на выходе направлены под углом $\beta_{2л}$ (рисунок 1). Следовательно, ω_{2m} (нормальная составляющая) получается из уравнения неразрывности (подачи)

$$Q = \pi D_2 b_2 \psi_2 \omega_{2m} , \quad (3.1)$$

где ψ_2 – коэффициент стеснения;

$$\omega_{2m} = c_{2m}$$

Строим треугольник скоростей на выходе из колеса, имея $\beta_{2л}$ и подсчитывая u_2 .

Определяем по треугольнику

$$c_{2u\infty} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_{2л}} \quad (3.2)$$

Подставив в уравнение теоретического напора, рассчитываем теоретический напор по схеме бесконечного числа лопастей:

$$H_{\tau\infty} = \frac{\omega}{g} [(rc_u)_{2\infty} - (rc_u)_{1\infty}] \quad (3.3)$$

Составляющая выходной скорости – не осредненная по выходному сечению величина, так как по схеме бесконечного числа лопастей одинакова для всех точек на выходе колеса. Таким образом, имея размеры и предполагая струйность потока, можно подсчитать теоретический напор для бесконечного числа лопаток. Однако действительное распределение относительных скоростей ω в каналах колеса не может быть симметричным (равномерно струйным) вследствие силового взаимодействия между лопастями и потоком.

Скорости ω с нерабочей стороны лопастей больше, чем с рабочей (эпюра давлений имеет обратный характер). Поэтому больше у реального лопастного колеса.

Увеличение числа лопастей, если и увеличивает напор (реальное колесо как бы приближается к расчетной схеме Эйлера), однако вовсе не способствует уменьшению гидравлических потерь. Несоответствие и не связано с потерями и является несоответствием теоретической схемы обтекания конечного числа лопастей колеса центробежного насоса.

С целью увеличения точности струйной теории в расчётные методики вводят различные эмпирические коэффициенты. Преимущество теории – её простота и хорошее совпадение расчётных и действительных параметров при использовании эмпирических коэффициентов. Поэтому основные теоретические методики расчёта и проектирования лопаточных насосов базируются именно на струйной теории.

5 ВЛИЯНИЕ ПРИСОЕДИНЕННЫХ АГРЕГАТОВ НА НАГРУЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Быстроизменяющиеся механические и гидравлические силы, действующие в насосных агрегатах вызывают появление вибраций элементов систем топливопитания (СТП). В настоящее время широко признано, что надёжность современных двигателей значительно зависит от вибрации и шума, которые они производят в процессе своей работы [5]. Пульсации давления в насосных агрегатах являются одним из самых распространённых источников возникновения вибрации, влияющей на динамическое состояние вала агрегата, его подшипников, уплотнений и, как следствие, всего двигателя [6,7,8]. Лопастные насосы из-за конечного числа лопаток и отрывных течений порождают интенсивные пульсации давления в собственных трактах и в подключенных к ним гидромагистралях, вызывая при этом интенсивные вибрации элементов конструкции. Так, насосные агрегаты гидромеханических систем возбуждают колебания присоединённых к ним трубопроводов. Эксплуатация систем управления и топливопитания ЖРД показывает, что из всех встречающихся разрушений трубопроводов наибольший процент составляет усталостные разрушения, вызванные вибрациями [9].

Вибрации элементов, в свою очередь, порождают и усиливают пульсации в гидравлических трактах и соответствующие изменения параметров рабочего процесса в агрегатах. Опыт показывает, что повышенные вибрации и пульсации давления в СТП двигателей могут приводить к различным нежелательным и даже опасным явлениям: нарушению управляемости двигателей и ракет; кавитационным срывам работы насосов; неустойчивости рабочего процесса в камере сгорания; уменьшению точности работы систем регулирования; снижению усталостной прочности элементов конструкции а также изменение динамических нагрузок роторов и их опор.

Одновременно с тем, что, топливные насосы являются источниками вибраций и пульсаций в СТП, при этом они сами испытывают значительные динамические нагрузки [10].

В работе Калнина В.М. и Шерстянникова В.А. [11] показано, что в области малых величин отношения расхода топлива через ШЦН к его

оборотам $\frac{Q_{шцн}}{Np}$ наблюдается резкое увеличение нагрузок на подшипник и вибраций по сравнению с их значениями на номинальном режиме (рисунок 2).

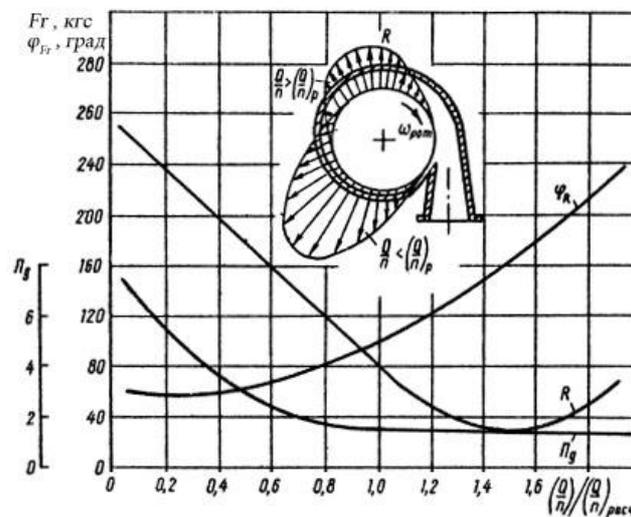


Рисунок 2 - Изменение радиального усилия на подшипнике, его направления и виброперегрузки

При этом радиальное усилие Fr на подшипнике при $\frac{Q_{шцн}}{Np} = 0,1$ изменяется в пять раз по сравнению с номинальным режимом $\left(\frac{Q_{шцн}}{Np}\right)_{ном}$.

Изменяется также направление радиального усилия φ : при $\frac{Q_{шцн}}{Np} = 0,1$ сила направлена в сторону меньших сечений спирального отвода, по мере

перехода насоса на режим $\left(\frac{Q_{шцн}}{Np}\right)_{ном}$, происходит изменение направления в сторону больших сечений отвода. Изменение в направлении силы составляет примерно 50° . Уровень виброперегрузок ng и пульсаций давления dP на

дроссельном режиме примерно в 3-4 раза выше, чем на номинальном. При этом существенных изменений в осевом и радиальном биениях вала не наблюдалось.

Наличие переходных процессов может привести к возникновению гидроудара в топливных магистралях, который, взаимодействуя с обратным клапаном на входе в насос, может, в свою очередь, привести к ударным нагрузкам на торец подшипника. При этом, как отмечается в работе [11], могут существенно возрасти нагрузки на подшипнике и вибрации ротора ШЦН, и заброс давления при гидроударе может превышать $5 \cdot 10^5$ Па. В

процессе закрытия клапана (при переходе с номинального режима $\left(\frac{Q_{шцн}}{Np} \right)_{ном}$

на пониженный режим $\frac{Q_{шцн}}{Np} = 0,1$) радиальное усилие F_R на подшипнике увеличивается в 4-5 раз, а направление радиального усилия изменяется на те же 50° . В момент гидроудара виброперегрузка в районе опор достигала 20g, а затем стабилизировалась на уровне 6g. В работе отмечается, что при этом возникают резкие осевые перемещения ротора величиной до 0,1 мм.

Нередко встречаются конструкции ШЦН со спиральным отводом. Его несимметричная форма, а также язык отвода приводят к окружной неравномерности параметров потока на выходе из центробежного колеса. Наличие большого количества сливных магистралей на входе в насос в свою очередь также приводит к значительной неравномерности параметров потока на входе в насос. Окружная неравномерность полей давления приводит к разбалансу радиальных и осевых сил, которые должны быть учтены при проектировании системы ротор-подшипник.

Из-за относительного движения систем питающий трубопровод - шнек, шнек - центробежное колесо, а также центробежное колесо - спиральная камера возникает нестационарное взаимодействие между этими компонентами, приводящее к возникновению пульсаций давления, которые являются причиной возникновения нестационарных сил. Эти

нестационарные силы приводят к повышению вибрации элементов насоса и генерируют гидравлический шум.

Мощным источником вынужденных колебаний является шнек и центробежное колесо вследствие конечного числа их лопаток. ШЦН возбуждает колебания с частотой $N_{ШЦН}$, соответствующей лопастной частоте центробежного колеса

$$N_{ШЦН} = f_p Z_2, \quad (4.1)$$

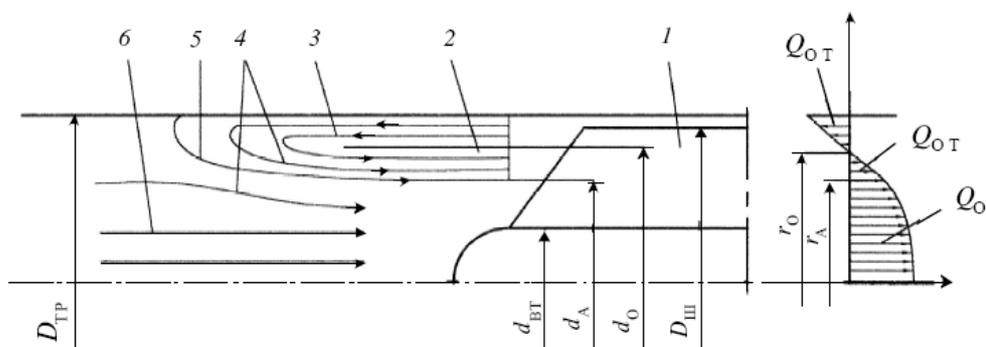
где Z_2 – число лопаток центробежного колеса.

Если предположить, что межлопаточные каналы ШЦН не представляют значительного сопротивления для распространения высокочастотных пульсаций давления с выхода на вход, то высокоамплитудные пульсации давления зубцовой частоты с выхода ШЦН через межлопаточные каналы могут проникать на её вход и далее, распространяясь вверх по потоку. Если на входе в насосный агрегат установлен предохранительный клапан, на нём может происходить отражение волн. В результате может сформироваться стоячая волна. При изменении частоты вращения вала двигателя, амплитуда стоячих волн должна изменяться. На определенных режимах работы двигателя должно наблюдаться резкое возрастание амплитуды этих высокочастотных пульсаций, соответствующее возникновению резонанса. При неблагоприятных сочетаниях фаз колебаний на входе и выходе ШЦН, на ней должен создаваться весьма значительный динамический перепад давления, приводящий к колебаниям её ротора и непосредственным ударным воздействиям на осевой упорный подшипник.

6 ВЛИЯНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ НЕУСТОЙЧИВОСТИ ТЕЧЕНИЯ ПОТОКА НА НАГРУЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА. ПОНЯТИЕ КАВИТАЦИИ

Общеизвестно, что при работе насосного агрегата на пониженных расходах, а в ряде случаев и на расчётных режимах, на входе в него возникают обратные токи. Описанная конструкция гидросистемы способствует дополнительной интенсификации обратных токов перед шнеком.

Обратные токи обладают значительной окружной составляющей скорости, и, распространяясь по периферии входного патрубка навстречу основному потоку, закручивает его в сторону вращения колеса. В работе В.Ф. Чебаевского и В.И. Петрова [12], а также J.F. Gulich [13] приводится схема течения в питающем трубопроводе перед шнеком. По этой схеме весь поток состоит из трёх зон: зоны обратного течения, зоны возвратного и активного потоков (рисунок 3).



1 — шнек; 2 — вихревая зона; 3 — обратные токи; 4 — прямотоки; 5 — условная граница между вихревой зоной и активным потоком; 6 — активный поток.

Рисунок 3 – Схема течения жидкости в шнеке

На некотором пониженном режиме работы насосного агрегата, зона активного потока ограничена радиусом r_A и определяется расходом через это сечение, равным расходу через всасывающий патрубок в зоне невозмущенного потока. Зоны обратного и возвратного потоков

разграничиваются поверхностью вращения радиуса r_0 , на которой осевая составляющая равна нулю. При увеличении производительности насоса (при $Np=\text{const}$) размеры вихревой зоны уменьшаются и при некотором критическом расходе вихревая зона исчезает совсем – всё сечение на входе в насос заполнено активным потоком.

Как известно, решающее влияние на структуру потока во входном участке ШЦН оказывают геометрические параметры шнека и режим работы насоса. Оба эти параметра можно объединить в одном комплексном параметре режима q , определяемому по отношению текущего расхода Q к расходу Q_0 , при котором поток входит на лопасти насоса с нулевым углом атаки ($\alpha = 0$):

$$q = \frac{Q}{Q_0} \quad (5.1)$$

В работах [12] и [14] приводятся сведения о распределении полей скоростей, давлений и разности давлений на входе и выходе для различных лопаточных насосов. Результаты измерений полей скоростей на входе в осевые колёса показали, что вихревая зона возникает скачкообразно при $q = 0,5$ и занимает при этом около 50% площади сечения всасывающего трубопровода. Обратные токи на входе в лопатные колёса возникают при натекании потока на лопатки колеса с углом атаки равным примерно половине угла установки лопаток колеса на периферии. В активном потоке статическое давление перед шнеком меньше, чем давление на входе в насос. С уменьшением расхода через насос эта разность возрастает. Уменьшение давления в активном потоке объясняется сужением активного потока вихревой зоной, его закруткой вихревой зоной и потерями энергии активного потока на поворот обратных токов.

В работе [12] показано, что осевые скорости постоянны по сечению активного потока. Справедливость этого допущения подтверждается

результатами измерений полей скоростей перед шнеком, полученными в работе [15].

Поскольку физическая картина течения потока на входе в рабочее колесо существенно влияет на антикавитационные свойства насоса и вид его срывной кавитационной характеристики, важное значение имеет определение причины образования обратных токов на входе в колесо.

В работе [12] показано, что характер течения потока перед лопастным колесом определяется условиями входа потока в рабочее колесо и мало зависит от выходных параметров колеса. Поэтому в настоящей работе принимается другая гипотеза о причинах образования обратных течений на входе в шнек. Согласно данной гипотезе обратные токи являются следствием радиального перемещения отрывной зоны вдоль всасывающей поверхности лопасти шнека до встречи с корпусом насоса, после чего она поворачивается на 90^0 и растекается по межлопастному каналу, образуя, таким образом, на периферии всасывающей стороны лопасти источник. Жидкость, поступающая из источника в межлопастной канал, делится на два потока, один из которых течёт к выходному сечению шнека, а другой - к входному. Последний и образует обратные токи. Циркуляция в невозмущённом потоке описывается законом $U \cdot r = const$. Поэтому при приближении к центру вихревого жгута окружная скорость потока увеличивается, а давление падает. Вследствие этого центр или ядро вихря движется как твёрдое тело. Данная гипотеза используется также рядом исследователей при изучении течения потока в насосах и осевых турбомашинах [16] и [17].

В работе [18] показано, что обратные токи могут являться причиной дополнительной нестационарности течения на входе в насос, а также причиной повышенной динамической, и вибрационной нагруженностей элементов насосного агрегата. Обратные токи вызывают неравномерность поля скоростей на входе, подогревают жидкость, увеличивают момент сопротивления на валу, вызывают повышенные шум и вибрацию, велика вероятность появления низкочастотных пульсаций, имеющих характер

автоколебаний. В работах [19], [20] и [21] приводятся экспериментальные и теоретические сведения о том, что область устойчивости системы ШЦН-трубопроводы по отношению к кавитационным колебаниям в плоскости параметров «относительный расход $\frac{\bar{Q}}{Q_H}$ - входное давление $P_{вх}$ » имеет характерную остроугольную форму и с увеличением расхода \bar{Q} сужается, а частота кавитационных колебаний практически линейно зависит от входного давления $P_{вх}$ и увеличивается с его повышением при $Q = \text{const}$. Таким образом, частота кавитационных автоколебаний прямо пропорционально зависит от входного давления в ШЦН, а амплитуда зависит от входного давления нелинейно [22]. При этом и частота, и амплитуда колебаний зависят от размеров кавитационных каверн. В общем случае увеличение объема кавитационных каверн приводит к снижению частоты колебаний и увеличению их амплитуды.

В работе [23] Р. Eisenberg провёл обширные исследования, посвящённые нестационарным кавитационным процессам в ШЦН. Начало кавитации в реальных течениях связано с ростом пузырьков, имеющих диаметр в диапазоне $10^{-5} \dots 10^{-3}$ см. Эти пузырьки состоят из смеси пара и нерастворённого газа. Как только пузырьки проходят через область, где давление падает ниже давления насыщенного пара, пузырьки начинают мгновенно расти. Для случая газовой кавитации, рост пузырьков ограничивается характерным временем диффузии (в случае газовой кавитации рост пузырьков обычно медленнее, чем в остальных случаях). Схлопывание этих пузырьков в зонах с повышенным давлением приводит к возникновению повышенного шума, вибрации и износа деталей.

Рассмотрим вопрос о влиянии кавитационных автоколебаний на нагруженность ротора ШЦН. В работе [11] показано, что в отличие от нагружений ротора и подшипников ШЦН, входящих в состав ТНА, возникающих при дросселировании насоса и при гидроударах, дополнительные динамические нагрузки этих элементов, вызываемыми

кавитационными автоколебаниями параметров гидросистемы, являются незначительными. В области автоколебаний 5-20 Гц, радиальные нагрузки, действующие на ротор, при наличии и отсутствии колебаний отличаются не более чем на 10%. Явно выраженной тенденции к возрастанию радиального нагружения в зависимости от амплитуды и частоты колебаний также не наблюдается. Авторами сделан вывод о том, что автоколебания не приводят к существенным дополнительным нагружениям подшипника. Как было сказано выше, значительно более сильное нагружение дают переходные режимы при глубоком дросселировании насоса.

Насосные агрегаты ЖРД подвержены интенсивным скрытым кавитационным процессам. Наличие последних связано с их многорежимностью. Это приводит к работе ШЦН на нерасчётных режимах и к интенсификации кавитационных процессов, часто носящих скрытый характер [24], [25]. Такая скрытая кавитация, не приводя к срыву напора, вызывает существенную динамическую и виброакустическую нагруженность элементов насоса. Физическая сущность её состоит в том, что цикл кавитации в потоке жидкости (образование и исчезновение кавитационных пузырей) заканчивается до выхода из шнека. При этом скорости жидкости на выходе из колеса не меняются и, как следствие этого, не изменяются характеристики насоса.

Чебаевским В.Ф. в работах [26] и [22] показано, что возникновение кавитации в проточной части насоса ещё не означает нарушения работы последнего. Более того, во многих случаях возникновение кавитации в насосе не сопровождается каким-либо изменением его внешних характеристик. При начальной стадии кавитации могут также отсутствовать кавитационные повреждения рабочих лопастей насоса, даже при довольно длительной его работе. Однако в литературе [12] отмечаются случаи, когда скрытая кавитация, не приводя к срыву напора, вызывает существенную динамическую и виброакустическую нагруженность элементов насоса.

Кавитационные срывы работы насоса возникают в основном на запуске и переходных режимах двигателя. Они представляют собой резкое снижение напора насоса, в ряде случаев почти до нулевого значения. Глубина срыва напора насоса определяется относительным объёмом кавитационной парожидкостной каверны, возникающей в проточном тракте насоса при падении давления на входе в насос ниже критического давления. При снижении давления на входе в шнек кавитационная каверна образуется вначале в зоне обратных токов на периферии шнека у входных кромок. Затем кавитационные каверны развиваются как в обратных токах, так и в активном потоке в межлопаточных каналах. При развитии кавитации, интенсивность обратных токов уменьшается до их полного исчезновения, а кавитационная каверна увеличивается, занимая все большее пространство в каналах. После этого наступает полный срыв работы насоса.

Таким образом, выделяют четыре стадии развития кавитации в ШЦН при снижении входного давления (при постоянных расходе $Q_{ШЦН}$ и частоте вращения Np):

1. зарождение кавитации - каверны появляются на периферии входных кромок лопастей;
2. блуждающая по входной кромке кавитация, распространяющаяся по отдельным лопастям;
3. неустановившаяся кавитация с периодическим волновым движением потока с пульсирующими кавернами на всех лопастях;
4. кавитационный срыв.

Известно, что все топлива способны растворять в себе значительное количество воздуха. Количество воздуха, растворённого в топливе, прямо пропорционально абсолютному давлению в баке и обратно пропорционально удельному весу, величине поверхностного натяжения, и вязкости топлива. Закрутка потока и вихревые возмущения, возникающие в питающем трубопроводе, способствуют выделению растворённого в топливе воздуха. При этом возможно нарушение динамического равновесия в системе

топливо-воздух, сопровождающегося переходом рабочей жидкости в двухфазное состояние. Наличие газовых включений в перекачиваемой жидкости ухудшает антикавитационные свойства лопастных насосов [27].

Как известно, при низких расходах топлива, а значит и малых скоростях потока в трубопроводах, выделившийся газ (воздух) будет скапливаться в застойных зонах и периодически «вымываться», и поступать на вход в насос. Этот процесс может носить случайный характер, определяющийся сочетанием многих факторов – от изменения внешних условий, режима работы объекта до его положения в пространстве.

Самым простым способом оценки изменения кавитационных характеристик широкого класса ШЦН в связи с наличием свободного газа в перекачиваемой жидкости является зависимость, полученная в [12] (рисунок 4).

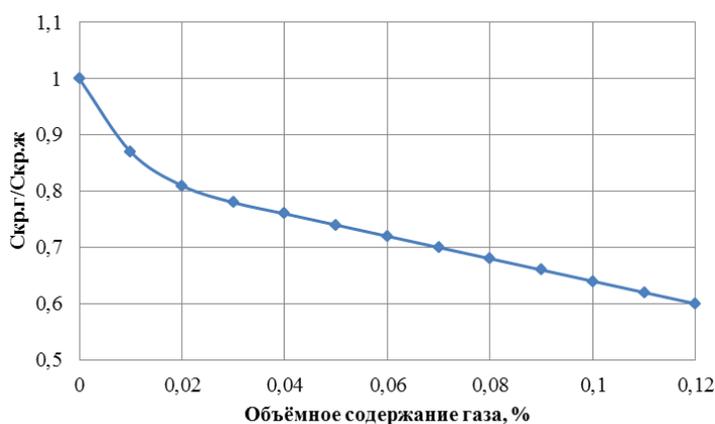


Рисунок 4 - Влияние количества свободного воздуха в жидкости, подаваемой на вход в насос на его антикавитационные характеристики

Как видно из этого рисунка, даже небольшое количество свободного газа в жидкости значительно ухудшает антикавитационные свойства ШЦН.

На рисунке 4 $Скр.г$ – критический коэффициент Руднёва при работе насоса на газо-воздушной смеси, который находится из выражения:

$$C_{кр.г.} = \frac{5,62\sqrt{Q_{жс}}}{\Delta h_{кр.г.}^{3/4}}, \quad (5.2)$$

где $\Delta h_{кр.г.}$ – критический кавитационный запас насоса при работе на газо-воздушной смеси, находящийся с помощью выражения:

$$\Delta h_{кр.г.} = \frac{P_{вх.кр} - P_{п}}{\rho_{ж}g} (1 + \delta_{вх}) + \frac{C_{вх.ж}}{2g} (1 + \delta_{вх})^2 \quad (5.3)$$

Скорость выделения воздуха будет зависеть от скорости падения давления в баке, т.е. от скорости набора высоты. При больших скоростях набора высоты воздух не успевает выделиться из топлива до состояния динамического равновесия. В результате топливо становится перенасыщенным воздухом, который при определённом давлении в баке выделяется из него. Давление на входе в лопатки рабочего колеса насоса является самым низким давлением в системе, поэтому бурное выделение воздуха в первую очередь наблюдается на входе в лопатки рабочего колеса.

Как было рассмотрено ранее, процесс усугубляется ещё тем, что питающий трубопровод имеет повороты, которые образуют застойные зоны. В этом случае в них могут образоваться воздушные пробки, сужающие проходные сечения, что способствует возникновению кавитации. Воздушные пробки, скопившиеся в застойных зонах, рассасываются очень медленно, поэтому кавитация может протекать в течение длительного времени [28].

Большая роль воздуха в кавитационных явлениях на режимах с малыми подачами подтвердилась испытаниями насоса на воде с различным содержанием в ней растворённого воздуха: снижение количества растворённого в воде воздуха приводило к существенному уменьшению давления срыва [12]. В аналогичных испытаниях того же насоса на режимах с большими подачами не было выявлено такого влияния растворённого в воде воздуха на антикавитационные свойства насоса. Таким образом, при

малых подачах процесс газовыделения растворённого газа из жидкости оказывает значительное влияние на кавитационные процессы. При этом из-за малого размера пузырьков последние могут быть не видны невооружённым взглядом. Неоднократные визуальные наблюдения образования каверн в области шнека на режимах малых расходов выявили, что при понижении входного давления $P_{вх}$ появление первых видимых пузырьков наблюдается на втулке между шнеком и центробежным колесом. Невидимые глазом пузырьки газа, выделившегося из жидкости на входе в шнек, частично сепарируются за шнеком, движутся к втулке и сливаются там в более крупные пузыри.

Опыты показали, что напор насоса при кратковременном поступлении на вход в насос порций свободного газа примерно такого же объёма, как и объём кавитационных каверн, образующихся в полости насоса, ведёт себя, как при кавитационных провалах входного давления [29]. При этом возникают интенсивные автоколебания давления и расхода в гидравлическом тракте системы.

Зарождение кавитации на лопастях осевого насоса является достаточно сложным и комплексным процессом. В работах [30] и [31] показано, что свойства жидкости (содержание растворённого и нерастворённого газа, распределение ядер) оказывают значительное влияние на процесс зарождения кавитации (рисунок 5). Результаты, представленные на рисунке 5, приведены для шестизаходного шнека, в случае четырёх различных удельных объёмных расходов рабочей жидкости (воды) при частоте вращения колеса 900 об/мин. Число кавитации определялось по известной формуле:

$$K_0^* = \frac{P - P_n}{\frac{1}{2} \rho C_0^2}, \quad (5.4)$$

где P – статическое давление в невозмущённом потоке; P_{II} – давление насыщенных паров для данной температуры рабочей жидкости; ρ – плотность рабочей жидкости; C_0 – осевая скорость потока.

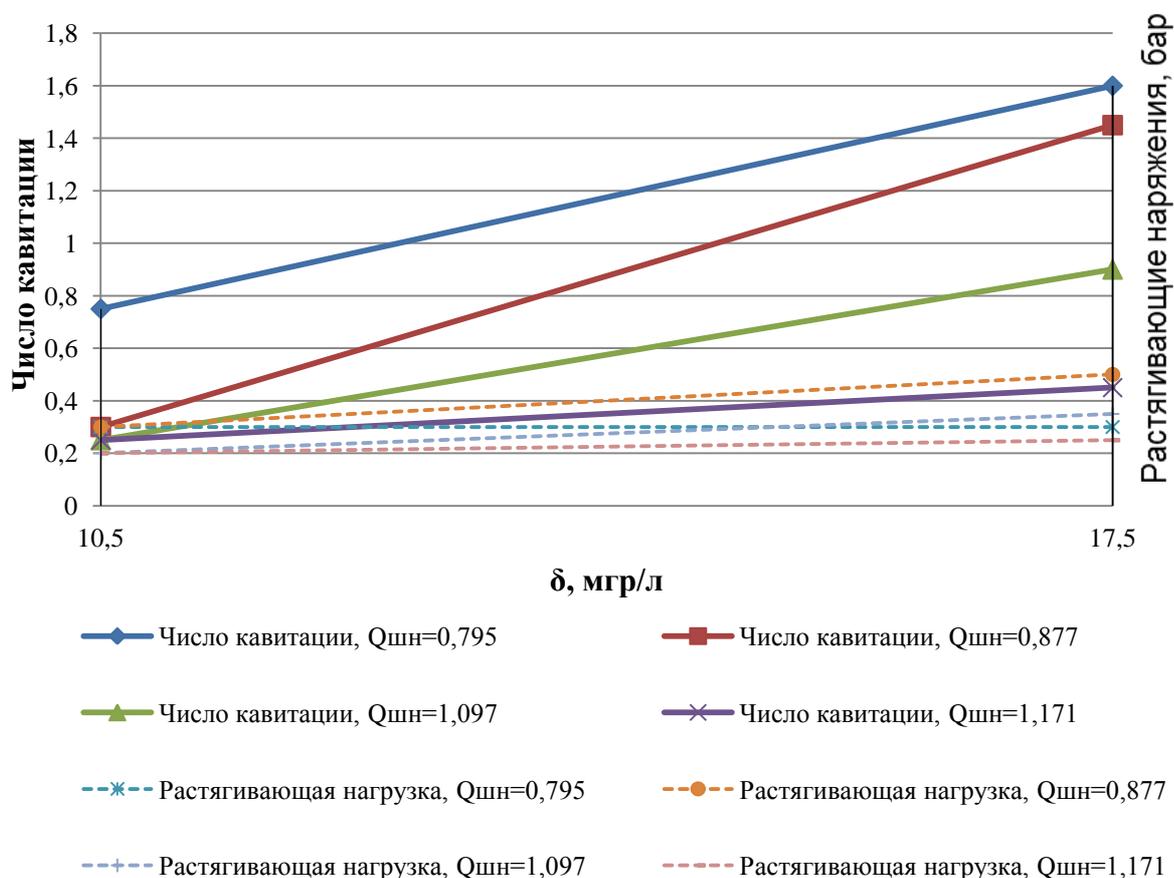


Рисунок 5 -Зависимость числа кавитации и растягивающих напряжений на лопатке шнека от количества свободного воздуха в рабочей жидкости

Результаты работы [30] показали, что число кавитации является функцией от состава смеси, т.е. число кавитации растёт с увеличением содержания газа в рабочей жидкости, растягивающие напряжения на лопатке колеса практически не зависят от объёмного содержания свободного газа.

Из работы [12] известно, что критическое газосодержание в потоке в значительной степени является функцией давления на входе перед ШЦН - $P_{ВХ}$. При этом, чем ниже давление $P_{ВХ}$, тем выше то относительное объёмное количество газа в жидкости, при котором насос не теряет своей работоспособности. В данной работе так же отмечается, что чем больше

частота вращения вала насоса, тем при большем газосодержании в потоке происходит срыв режима работы насоса.

Указанные явления объясняются срывом центробежного колеса, а не шнека. Срыв центробежного колеса происходит при более низком газосодержании на входе, чем срыв шнека. При этом срыв насоса определяется только газосодержанием на входе и практически не зависит от давления на всасывании. Однако, отметим, что срыв режима работы центробежного колеса происходит тогда, когда газовые каверны на нерабочих сторонах его лопастей распространяются по всей длине межлопаточного канала.

7 ОБЗОР МЕТОДОВ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ЛОПАТОЧНЫХ НАСОСОВ

В последнее время для изучения рабочих процессов лопаточных насосов и получения их энергетических, и кавитационных характеристик, а также для получения картины распределения рабочих параметров по тракту лопаточных машин широкое применение получили программные продукты на основе методов вычислительной гидродинамики (CFD методы), чему способствовали как развитие численных алгоритмов, так и компьютерных мощностей.

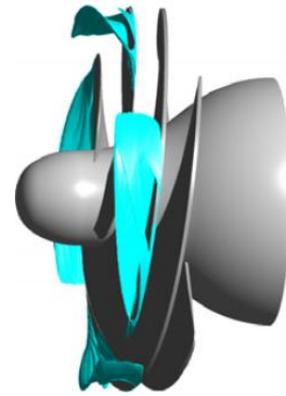
Сегодня возможно использование CFD кодов для достаточно точного описания сложного трёхмерного турбулентного потока внутри насоса. Так, в работах [32] и [33] по определению энергетических и кавитационных характеристик центробежных и осевых насосов, имеющих широкие диапазоны геометрических размеров и коэффициентов быстроходности, среднеквадратичная погрешность расчёта составляет 2,5%. В работах [34 - 55] приведены примеры нестационарных численных расчётов лопаточных машин и их элементов.

Наиболее важным и интересным явлением при моделировании лопаточных насосов остаётся кавитация. Так в работах [56], [57], [58], [59] рассматривается создание и верификация моделей кавитации, применяемых в современных средствах вычислительной гидродинамики, и, основанные на уравнении Рэлея-Плессета.

В работе [60] рассматривается моделирование возникновения и развития кавитационных явлений в центробежном колесе в коммерческом коде ANSYS FLUENT (рисунок 6).



а



б

Рисунок 6 - Кавитация в осевом насосе:

а – фотография кавитационных каверн на напорной стороне лопаток осевого колеса; б – картина распределения кавитационных каверн, полученных численным путём

В работе [61] сравниваются два метода для получения кавитационных характеристик центробежного колеса: метод конечных объёмов, реализованный в коммерческом пакете ANSYS FLUENT, и метод нейронных сетей, реализованный в пакете MATLAB 7.0. В данной работе отмечается, что метод нейронных сетей требует ввода достаточно большого количества экспериментальных данных, однако он достаточно удобен для проведения оптимизационных расчётов.

В работе [62] для исследования нестационарных процессов взаимодействия ротора и статора первой ступени центробежного ракетного турбонасосного агрегата LH2 используется решатель FINE/Turbo коммерческого пакета NUMECA. В данной работе приведено сравнение решений, когда в качестве расчётной модели используется только одна шестая расчётной области насосного агрегата и полноразмерная расчётная область. В работе приводятся сведения, что в случае использования полноразмерной расчётной области достигается большая точность. Таким образом, для построения сеточной модели необходимо построение полноразмерной расчётной области течения. В этом случае плотность сетки расчётной области меньше влияет на точность решения. Такая

полноразмерная расчётная область позволяет лучше понять нестационарные процессы, происходящие при взаимодействии элементов насосного агрегата.

7. 1 Уравнения в частных производных течения жидкости в элементах проточной части лопаточных насосов

Набор уравнений, который описывает изменение количества движения, тепло- и массообмен известен как уравнения Навье-Стокса. Уравнения, описывающие другие явления, например, кавитацию и турбулентность, также могут быть решены совместно с уравнениями Навье-Стокса. Аналитическое решение уравнений Навье-Стокса существует только для простейших моделей течения жидкости при идеальных условиях. Для получения решения течения реальных потоков, должно быть введено численное приближение уравнений с помощью алгебраических приближений, которые могут быть решены с помощью CFD (Computational Fluid Dynamics) кодов. На сегодняшний момент времени существует несколько численных методов решения, которые используются в CFD кодах. Наиболее распространённым является метод конечных объёмов.

Все известные на данный момент коммерческие CFD коды решают нестационарные уравнения Навье-Стокса в форме сохранения:

1. уравнения переноса

1.1. уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho U) = 0 \quad (7.1)$$

где ρ - плотность жидкости; t - шаг дискретизации; ∇ - оператор Набла; U - скорость потока.

Уравнение (8.1) эквивалентно уравнению (7.2):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + U \text{grad} \rho + \rho \text{div} U = 0 \quad (7.2)$$

Слагаемое $\frac{\partial \rho}{\partial t}$ описывает локальное изменение во времени массовой плотности среды. Слагаемое $U \text{grad} \rho$ характеризует изменение плотности, происходящее вследствие конвективного переноса (молекулярная и вихревая диффузия) жидкой частицы в пространстве с неодинаковой плотностью. Слагаемое $\rho \text{div} U$ - является дивергентным членом уравнения.

Таким образом, сумма локального и конвективного изменений плотности является её полным изменением во времени и оно обусловлено растяжением или сжатием частицы. Очевидно, что если $\text{div} U > 0$, то растяжение

сопровождается уменьшением плотности $\frac{\partial \rho}{\partial t} < 0$ и наоборот, если $\text{div} U < 0$,

то сжатие сопровождается увеличением плотности и $\frac{\partial \rho}{\partial t} > 0$.

Таким образом, равенство нулю уравнений (7.1) и (7.2) соответствует закону сохранения массы;

1.2. уравнение сохранения количества движения (уравнение сохранения импульса)

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla(\rho U \otimes U) = -\nabla P + \nabla \tau + S_M, \quad (7.3)$$

где P – статическое давление потока в рассматриваемой точке; \otimes - бинарный оператор; S_M – источник количества движения; τ - тензор напряжений, определяемый из закона Стокса, выражающий связь между напряжениями и деформациями системы:

$$\tau = \mu \left(\nabla U + (\nabla U)^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot U \right); \quad (7.4)$$

где μ - вязкость жидкости; δ - символ Кронекера (тензорная единица);

Течение в агрегатах может являться многофазным, которое может сопровождаться поступлением свободного газа, интенсифицирующего кавитационные процессы. В этом случае уравнения примут вид:

- уравнение неразрывности для каждой фазы смеси

$$\frac{\partial(r_\alpha \rho_\alpha)}{\partial t} + \frac{\partial(r_\alpha \rho_\alpha u^i)}{\partial x^i} = \dot{S}_\alpha \quad (7.5)$$

- уравнение сохранения количества движения:

$$\frac{\partial(\rho_m u^i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_m u^j u^i)}{\partial x^j} = -\frac{\partial P}{\partial x^i} + \frac{\partial(\tau^{ij})}{\partial x^j} + \rho_m r_\alpha g^i, \quad (7.6)$$

где r_α , u^i , ρ_α , \dot{S}_α - соответственно объёмная доля фазы α , компоненты скорости в декартовой системе координат, плотность компонента и источниковый член фазы α ; g^i - ускорение свободного падения; τ^{ij} - тензор напряжений, соответствующий сдвиговым деформациям слоя жидкости, который находится из закона Стокса, который в данном случае примет вид:

$$\tau^{ij} = \mu_m \left(\frac{\partial u^i}{\partial x^j} + \frac{\partial u^j}{\partial x^i} \right), \quad (7.7)$$

где ρ_m и μ_m - плотность и динамическая вязкость смеси соответственно.

Предполагается, что источник массы \dot{S}_α возникает из межфазного переноса и таким образом удовлетворяет условию:

$$\sum_{\alpha=1}^N \dot{S}_\alpha = 0 \quad (7.8)$$

Также накладывається условие, что фазы смеси заполняют весь рассматриваемый объём смеси:

$$\sum_{\alpha=1}^N r_\alpha = 1 \quad (7.9)$$

Выражения (7.5), (7.6) и (7.9) совместно образуют замкнутую систему уравнений, включающих $(N+4)$ известных уравнений и $(N+4)$ неизвестных. Здесь N – количество фаз;

1.3. уравнение полной энергии системы:

$$\frac{\partial(\rho \rho_{tot})}{\partial t} \cdot \frac{\partial P}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot U \cdot h_{tot}) = \nabla(\lambda \nabla T) + \nabla(U \cdot \tau) + U \cdot S_M + S_E, \quad (7.10)$$

где h_{tot} - полная энтальпия:

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2}U^2, \quad (7.11)$$

где $h = f(T, p)$ - статическая энтальпия; λ - теплопроводность; T - температура; S_E - источник энергии.

Компонент $\nabla(U \cdot \tau)$ в уравнении (7.10) выражает работу под действием внешних сил - работу сил вязкости, и отражает внутренний нагрев из-за наличия вязкости. Компонент $U \cdot S_M$ выражает работу под действие внешнего источника количества движения;

2. уравнения состояния:

уравнения переноса, описанные выше, должны быть дополнены уравнениями состояния для плотности и энтальпии с целью образования замкнутой системы уравнений. В общем случае эти уравнения имеют вид:

$$\rho = f(P, T) \quad (7.12)$$

$$dh = \frac{\partial h}{\partial T} \Big|_P dT + \frac{\partial h}{\partial P} \Big|_T dP = C_p dT + \frac{\partial h}{\partial P} \Big|_T dP, \quad (7.13)$$

где C_p - изобарная теплоёмкость:

$$C_p = f(P, T). \quad (7.14)$$

Выделяют особый класс течений жидкости несжимаемые течения, в которых плотность среды постоянна $\rho = const$. Данный случай является предельным и соответствует бесконечно малому числу Маха $M = \frac{U}{C}$, где C - скорость звука в жидкости. Постоянство плотности обуславливает постоянство температуры и неизменности состава компонентов жидкости.

В несжимаемой жидкости давление играет особую роль. Как показано в [63], численная эффективность расчётных процедур в большой степени обусловлена затратами времени на расчёт поля давления.

2.1 уравнение тепловой энергии

Уравнение кинетической энергии:

$$K = \frac{1}{2}U^2 \quad (7.15)$$

Уравнение механической энергии получается путём скалярного произведения скорости U на уравнение количества движения:

$$\frac{\partial(\rho_m \cdot K)}{\partial t} + \nabla(\rho_m \cdot U \cdot K) = -U \cdot \nabla P + U \cdot (\nabla \tau) + U \cdot S_M \quad (7.16)$$

В результате вычитания данного уравнения из уравнения полной энергии получается выражение для тепловой энергии:

$$\frac{\partial(\rho \cdot h)}{\partial t} - \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot U \cdot h) = \nabla(\lambda \nabla T) + U \cdot \nabla p + \frac{\tau}{\nabla U + S_E} \quad (7.17)$$

Компонент $\frac{\tau}{\nabla U + S_E}$ всегда положителен и называется вязким рассеиванием. Он описывает внутренний нагрев жидкости вследствие наличия вязкости.

7.2 Формирование сеточной модели элементов проточной части

лопаточных насосов

Уравнения сохранения, описанные выше, дискретизируются с помощью метода конечных объёмов, с помощью которого возможна дискретизация пространственной области, используя сетку [64]. Сетка (рисунок 7) используется для построения конечных элементов, которые в свою очередь используются для вычисления перечисленных выше величин, таких как масса, количество движения, энергии и т.д., т.к. все исходные переменные и свойства жидкости хранятся в узлах (точки сетки). В общем случае сетка может содержать тетраэдры, призмы, пирамиды и гексаэдрические элементы. Контрольный объём заключается между узлами сетки, используя средние линии.

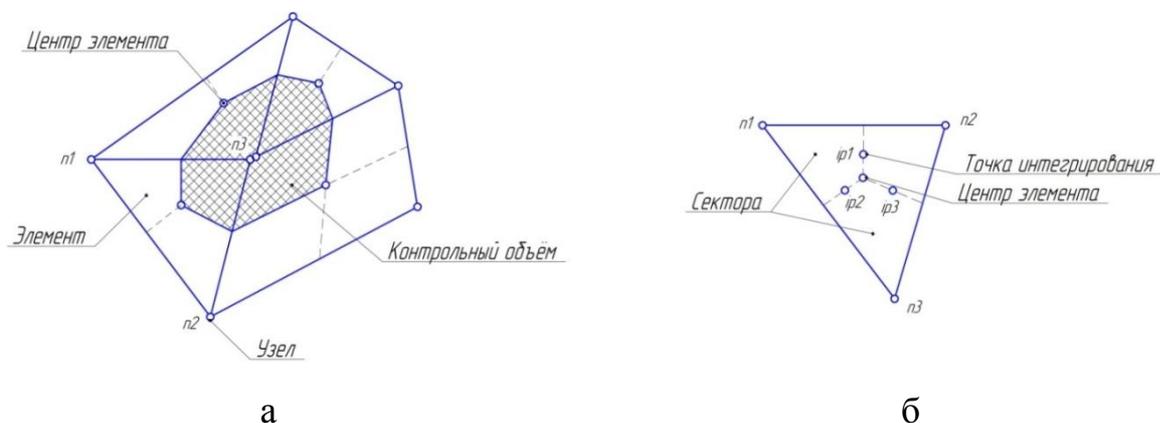


Рисунок 7 - Расчётная сетка

Контрольный элемент создаётся вокруг каждой узловой точки, показанной на рисунке 7, а, б. Точки интегрирования (рисунок 7, б) – точки, в которых происходит дискретизация течения.

При построении сеточных моделей используется несколько типов сеток: структурированные, неструктурированные и комбинированные сетки. Использование структурированных гексаэдрических сеток позволяет получить высокую точность решения при относительно низких временных затратах на процесс расчёта. Однако их построение может оказаться достаточно трудоёмким процессом по сравнению с процессом построения неструктурированных сеток. Неструктурированные сетки не всегда уменьшают точность решения, однако время счёта по сравнению со структурированными сетками значительно увеличивается.

Использование комбинированных сеток расчётной модели позволяет сочетать в себе преимущества обоих типов сеток. При таком подходе расчётная модель состоит как из структурированных, так и из неструктурированных сеток.

Рекомендации для построения сеточной модели для любых расчётных областей представлены ниже:

1. необходимо стремиться к тому, чтобы линии сетки были перпендикулярны твёрдым границам модели. Углы элементов должны лежать в диапазоне от 20° до 160° . Отметим, что при значениях углов

элементов менее 40^0 значительно снижается как точность решения, так и его сходимость;

2. не допускается наличие ячеек с отрицательным объёмом;

3. оптимальным является вариант, когда линии сетки параллельны предполагаемому направлению течения потока;

4. изменение размера ячеек сетки должно быть плавным. Оптимальным отношением площадей соседних ячеек является диапазон $0,75 \dots 1,5$. Особенное внимание данному пункту необходимо уделить в местах, где наблюдается высокий градиент скоростей потока (входные и выходные кромки лопаток, в зазорах и около стенок, и т.д.).

Расчёт толщины первой ячейки должен производиться в следующей последовательности:

1. Определение числа Рейнольдса

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot D}{\mu}, \quad (7.18)$$

где D – характерный размер сечения в различных сечениях проточной части насоса.

2. Определение коэффициента внутреннего трения в пограничном слое

$$C_f = \frac{0,078}{Re^{1/4}} \quad (7.19)$$

3. Определение касательного напряжения на стенках

$$\tau_w = \frac{1}{2} C_f \rho \cdot U^2 \quad (7.20)$$

4. Определение скорости, касательной к стенке

$$U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (7.21)$$

5. Исходя из необходимого значения y^+ из выражения

$$y_p = \frac{y_p^+ \nu}{U_\tau}, \quad (7.22)$$

определяется толщина первого слоя u_p .

В уравнении (8.22) ν - кинематическая вязкость

7.3 Подходы к моделированию турбулентных явлений в элементах проточной части лопаточных насосов

Течение в реальных агрегатах является турбулентным, скорости в рассмотренных выше уравнениях являются осреднёнными, и поэтому необходимы дополнительные слагаемые компонента напряжений в уравнении количества движения (7.6). Эти напряжения моделируются с помощью турбулентной вязкости, вычисляемой с помощью моделей турбулентности, например, $k-\varepsilon$ или Shear Stress Transport (SST) [65]. Хотя точный прогноз поведения турбулентного течения невозможен, можно попытаться построить численную модель, воспроизводящую некоторые статистические характеристики турбулентного движения.

Существует три основных подхода к численному моделированию турбулентности:

- прямое численное моделирование (Direct Numerical Simulation, DNS);
- моделирование методом крупных вихрей (Large Eddy Simulation, LES);
- решение систем уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу (Reynolds averaged Navier-Stokes, RANS)

DNS метод является самым обоснованным и точным, но требует детального пространственно-временного разрешения и, следовательно, ведёт к большим вычислительным затратам. Применение LES метода не всегда точно и адекватно при решении задач течения в лопаточных насосах.

Модели турбулентности, используемые в инженерных расчетах, обычно базируются на RANS моделях турбулентности. В этом методе реализован статистический подход к исследованию турбулентности, который заключается в осреднении уравнений движения. Все параметры движения

разлагаются на среднюю и турбулентную составляющие. Под осреднением в RANS понимается осреднение по ансамблю состояний. В уравнении количества движения в форме уравнения Навье-Стокса появляются напряжения Рейнольдса, которые необходимо замкнуть. Замыкание уравнений Рейнольдса (определение турбулентных напряжений $\tau^{ij} = \rho \overline{U_i' U_j'}$) производится с помощью полуэмпирических моделей турбулентности. Полуэмпирические модели турбулентности принято разбивать на два больших класса:

- модели, использующие гипотезу Буссинеска (алгебраические модели; модели с одним уравнением (модель Спаларта-Аллмареса SA, модель Секундова); модели с двумя уравнениями (модель типа $k - \varepsilon$; модель типа $k - \omega$; модель Ментера SST, базирующаяся на модели $k - \omega$) и т.д.);
- модели рейнольдсовых напряжений (дифференциальные модели рейнольдсовых напряжений (DRSM); алгебраические модели рейнольдсовых напряжений (ARSM); явные алгебраические модели рейнольдсовых напряжений (EARSM)).

На рисунке 8 [63] представлено описание того, какая часть спектра разрешается явным образом в численном расчёте, а какая учитывается с помощью приближённого моделирования.

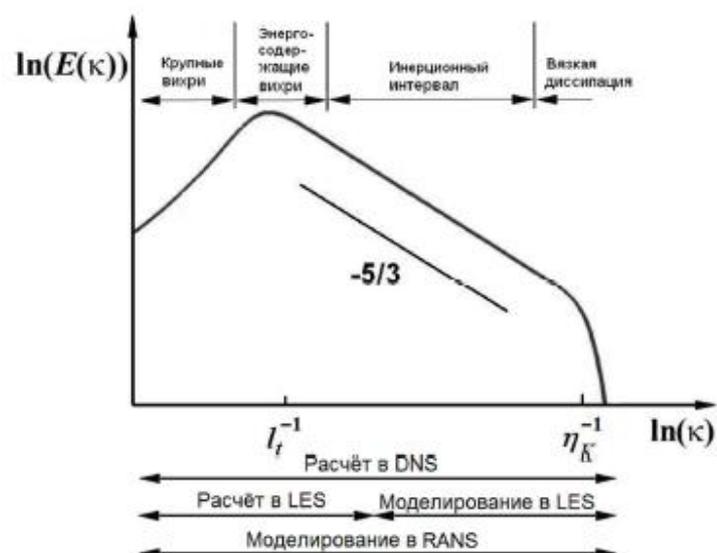


Рисунок 8 – Вычисляемая и моделируемая части энергетического спектра турбулентных пульсаций при использовании методов DNS, LES и RANS

Дополнительно отметим, что в последнее время интенсивно развивается так называемый метод моделирования отсоединенных вихрей (Detached Eddy Simulation, DES). Этот метод представляет собой «гибридный» подход, сочетающий высокую точность существующих полуэмпирических статистических моделей (RANS) в областях присоединённого пограничного слоя и приемлемые вычислительные затраты метода моделирования крупных вихрей в отрывных областях потока.

Дополнительное описание моделей турбулентности можно найти в работах [63], [66].

Наиболее распространённым подходом к моделированию турбулентности, используемый в инженерных задачах, является «RANS-овский». Как правило, используют $k - \varepsilon$ или SST (модель Ментера) модели. Для наглядности приведём описание SST модели, использующей автоматическую функцию стенки. Данная модель базируется на двух уравнениях: уравнениях для кинетической энергии турбулентности k и её частоты ω . При этом в пристеночной области течения используется $k - \omega$ модель турбулентности, во внешнем потоке используется $k - \varepsilon$ модель. Здесь ε - это диссипация кинетической энергии. Уравнение для определения кинетической энергии турбулентности и её частоты имеют вид:

$$\frac{dk}{dt} = \nabla \cdot ((\nu + \sigma_k \nu_T) \nabla k) + P_k - \beta^* \omega k; \quad (7.23)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \nabla \cdot ((\nu + \sigma_\omega \nu_T) \nabla \omega) + \frac{\gamma}{\nu_T} P_k - \beta \omega^2 + (1 - F_1) \frac{2\sigma_{\omega^2}}{\omega} (\nabla k) \cdot (\nabla \omega), \quad (7.24)$$

где $\nu_T = \frac{k}{\omega}$ - турбулентная вязкость;

P_k - член, отвечающий за генерацию вихрей;

F_1 - функция, при помощи которой происходит переключение между $k - \omega$ и $k - \varepsilon$ моделями.

Константы, входящие в уравнения (7.23) и (7.24), приведены в таблице 3 [66].

Таблица 3 - Модельные коэффициенты для SST модели турбулентности

Параметр	Значение	Параметр	Значение
β_1^*	0,09	β_2^*	0,09
β_1	0,055	β_2	0,0928
α_1	0,25	γ	$\frac{\beta}{\beta^*} - \frac{\sigma_\omega k^2}{\sqrt{\beta^*}}$
σ_{k1}	0,85	σ_{k2}	1,0
$\sigma_{\omega 1}$	0,5	$\sigma_{\omega 2}$	0,81

7.4 Подходы к моделированию кавитационных явлений в элементах проточной части лопаточных насосов

Для моделирования реальных рабочих процессов в топливных агрегатах необходим учёт кавитации. Однако ни теоретические, ни экспериментальные способы расчёта не учитывают тепломассобменных процессов, сопровождающих процесс кавитации. Будем считать, что давление в кавитационной камере постоянно и равно давлению насыщенных паров при соответствующей температуре жидкости в невозмущенном потоке. Зависимость давления насыщенных паров для керосина ТС-1 приведена на рисунке 9.

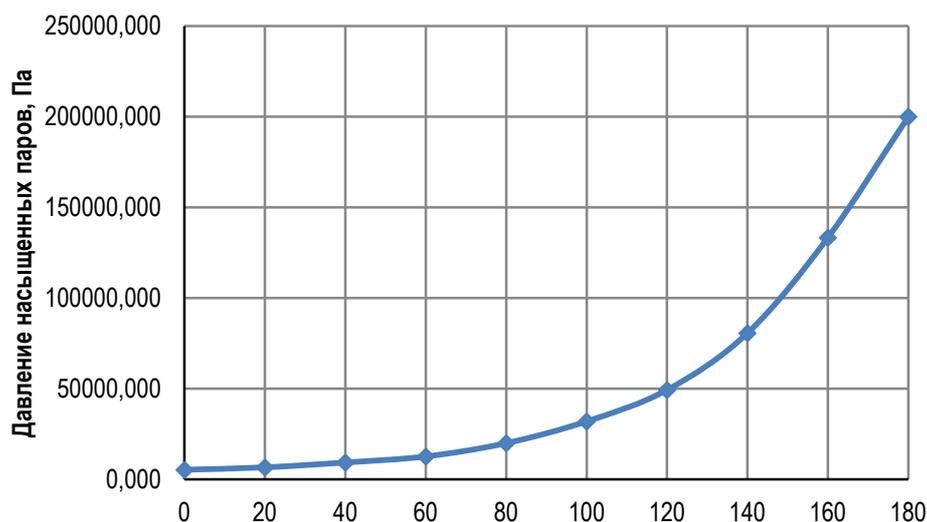


Рисунок 9 - Зависимость давления насыщенных паров керосина ТС-1 от температуры

Многие CFD модели, разработанные для оценки кавитации используют уравнение состояния для баротропной жидкости, в которой плотность смеси выражается через локальное давление. Такой метод получения пространственной неоднородности поля плотности основывается на включении в систему уравнений Навье-Стокса уравнения состояния, позволяющего задать плотность как функцию от давления. Данный подход является достаточно привлекательным, т.к. он не требует значительных усилий для применения в каком-либо CFD коде. Данные допущения предполагают термодинамическое равновесие между фазами. Таким образом, предполагается, что как только изменяются условия течения смеси, двухфазная смесь мгновенно достигает термодинамического равновесия. Однако в работе [67] отмечается противоречивость такого подхода, связанная с тем, что баротропная зависимость плотности от давления ведёт к обращению бароклинического момента в ноль.

Действительно, процесс образования паровой кавитационной каверны сопровождается затратой тепла, температура жидкости в области парообразования понижается, что приводит к уменьшению давления

насыщенных паров по сравнению с невозмущённым потоком, увеличению вязкости и плотности жидкости [68].

Величина указанного изменения давления насыщенных паров жидкости вследствие термодинамического эффекта кавитации находится в прямой

зависимости от производной $\frac{dP_{II}}{dT}$, где dP_{II} и dT – давление и температура на линии насыщения. В работах [69], [70] показано, что для обычной воды при

нормальной температуре (15-20 °С) значение $\frac{dP_{II}}{dT}$ настолько мало, что термодинамический эффект практически не изменяет давления насыщенных паров. Однако, указанное явление особенно явно проявляется в случае криогенных жидкостей. Так в работе [70] численно исследовано влияние термодинамического эффекта рабочей жидкости при течении в наборе плоских пластин. В качестве рабочей жидкости использовалась вода и жидкий азот. Для этих двух жидкостей влияние термодинамического эффекта оказалось неодинаковым. При одном и том же числе кавитации, в случае жидкого азота понижение температуры приводит к росту объёма кавитационных каверн. В случае воды, при том же числе кавитации, понижение её температуры приводит к снижению объёма кавитационных каверн.

Зависимость изменения кинематической вязкости керосина при изменении его температуры показано на рисунке 10 и для области умеренных температур рабочей жидкости (-20...+140) может быть описано уравнением:

$$\nu = 2,6101e^{-0,015T} \quad (7.25)$$

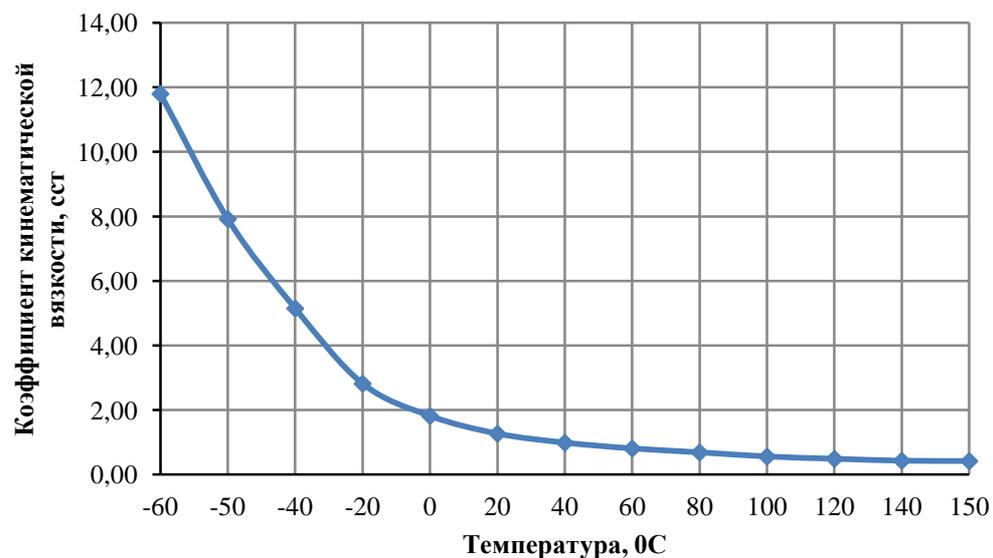


Рисунок 10 - Зависимость коэффициента кинематической вязкости керосина ТС-1 от температуры

Зависимость изменения плотности керосина при изменении его температуры показано на рисунке 11 и может быть описано уравнением:

$$\rho = -0,7333T + 791,12 \quad (7.26)$$

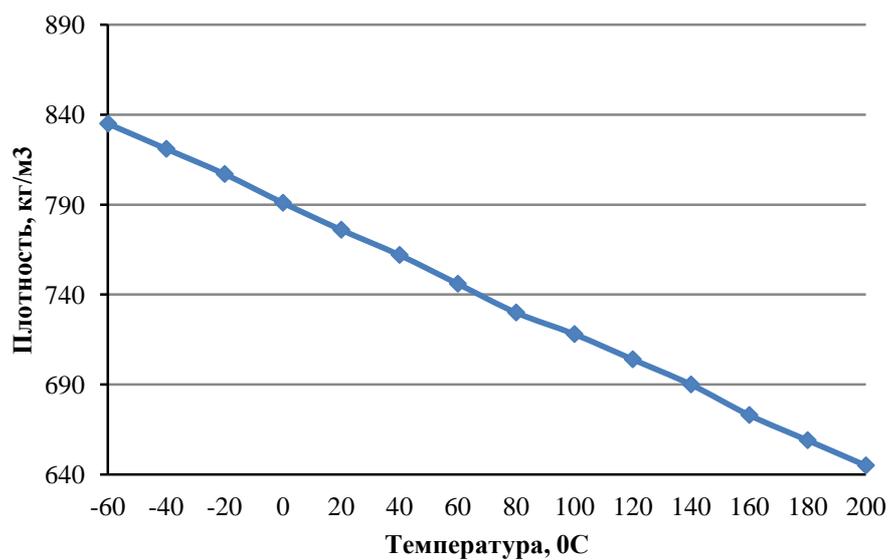


Рисунок 11 - Зависимость плотности керосина ТС-1 от температуры

Вышесказанное позволяет сделать вывод, что использование моделей кавитационных явлений, базирующихся на баротропной модели смеси и введение средней плотности смеси ρ_m через её объёмное содержание фаз r_α представляется правомочным и адекватным.

$$\rho_m = \sum_{\alpha} r_{\alpha} \rho_{\alpha} , \quad (7.27)$$

Тогда полное давление компонентов будет находиться из уравнения:

$$P_{tot} = P_{stat} + \sum_{\alpha} \frac{1}{2} r_{\alpha} \rho_{\alpha} \cdot U_{\alpha}^2 \quad (7.28)$$

В действительности же, конечное количество процессов, проходящих при кавитации, базирующихся на целом комплексе физических процессов, очень важно. На сегодняшний момент сделано много попыток по созданию модели кавитации, учитывающей все эти сложные процессы. Наиболее распространённым подходом для учёта неравновесных явлений является введение в уравнения переноса с источниковых слагаемых, регулирующих межфазный массообмен. Большинство этих моделей базируются на уравнении Релея-Плессета [71], которое описывает рост и схлопывание одиночного пузырька в ближнем поле распределения давления. Примеры таких моделей приведены в работах [72], [73] и [74]. Структура данных моделей различна, но все они рассматривают образование пара с помощью уравнения сохранения, в котором имеется источниковый член, который определяется через уравнение Релея-Плессета:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{R_B} = \frac{P_v - P}{\rho_m} , \quad (7.29)$$

где R_B - радиус газового пузырька. Примем начальный радиус пузырька равным $R_B = 10^{-6}$ м;

σ - коэффициент поверхностного натяжения между керосином и его парами;

P_v - давление внутри газового пузырька. При этом считается, что она равно давлению насыщенного пара P_{II} ;

При моделировании кавитационных процессов зачастую пренебрегают выражениями второго порядка и коэффициентом поверхностного натяжения в уравнении (8.29). При этом получается следующее выражение:

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_m}} \quad (7.30)$$

Величина изменения массы одиночного пузырька вычисляется из выражения

$$\frac{dm_B}{dt} = 4\pi R_B^2 \rho_v \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_v}} \quad (7.31)$$

Если в единице объёма несколько пузырьков N_B , объёмная доля пара будет выражаться через уравнение

$$r_v = V_B N_B = \frac{4}{3} \pi R_B^3 N_B, \quad (7.32)$$

тогда, величина полного переноса массы между фазами вследствие кавитации, приходящаяся на единицу объёма имеет вид:

$$\dot{S}_{lv} = \begin{cases} F_{VAP} \frac{3r_{NUC}(1-r_v)\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_K}}, \text{ если } P < P_v \\ F_{COND} \frac{3r_v\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_K}}, \text{ если } P > P_v \end{cases} \quad (7.33)$$

где F – эмпирический настроечный коэффициент, который в случае описания процессов парообразования равен $F_{vap}=50$, а в случае описания процессов конденсации - $F_{cond}=0,1$;

r_{NUC} – объёмная доля центра парообразования, равная $r_{NUC} = 5 \cdot 10^{-4}$.

Более подробное описание модели приведено в работе [75]

Данная модель хорошо работает как для описания конденсации пара, так и для процессов парообразования. Однако в ней есть существенное допущение, базирующееся на предположении о том, что кавитационные

пузырьки не контактируют друг с другом. Данное предположение физично только на ранней стадии кавитации. С ростом объёмной доли пара, плотность центра парообразования должна соответственно падать.

Известно, что в общем случае силы поверхностного натяжения будут препятствовать возникновению кавитации, а в случае её возникновения будут способствовать более резкому её завершению. Влияние коэффициента поверхностного натяжения на скорость роста сферического кавитационного пузырька в вязкой жидкости показано на рисунке 12 [76].

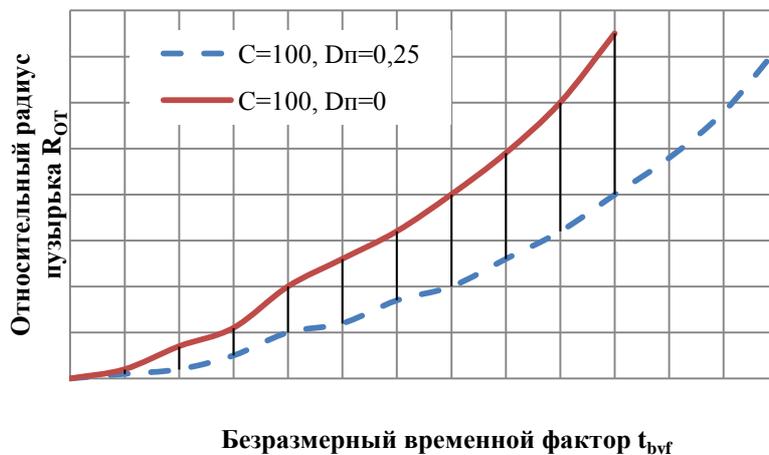


Рисунок 12 - Влияние коэффициента поверхностного натяжения на скорость роста сферического кавитационного пузырька в вязкой жидкости

$R_{от}$ - относительный радиус пузырька:

$$R_{от} = \frac{R}{R_0}, \text{ где } R - \text{ текущий радиус пузырька};$$

t_{bvf} - безразмерный временной фактор;

$$t_{bvf} = \frac{t}{R_0} \sqrt{\frac{P_V - P_K}{\rho}};$$

C – безразмерная вязкость жидкости:

$$C = \frac{4\mu}{R_0 \sqrt{\rho(P_K - P_V)}}$$

$$D_{\Pi} = \frac{\sigma}{R_0(P_K - P_V)} - \text{ безразмерный параметр}$$

В работе [76] представлена экспериментальная зависимость потерь веса материала стенки от величины поверхностного натяжения кавитирующей жидкости, откуда видно, что роль поверхностного натяжения весьма существенна. Однако эта роль существенна только при малых размерах кавитационных пузырьков (менее 10^{-7} - 10^{-6} м), которые зависят в свою очередь, от размеров кавитационной зоны или кавитирующей струйки жидкости.

Таким образом, для адекватного описания роста диаметра газового пузырька необходимо задание коэффициента поверхностного натяжения. Для керосина его значение равно 0,0263257 Н/м.

Входной информацией для численного моделирования рабочих процессов ШЦН является его геометрическая модель, которая, как правило, предоставляется расчетчику в виде 2D чертежей (сборочный чертеж, детализация).

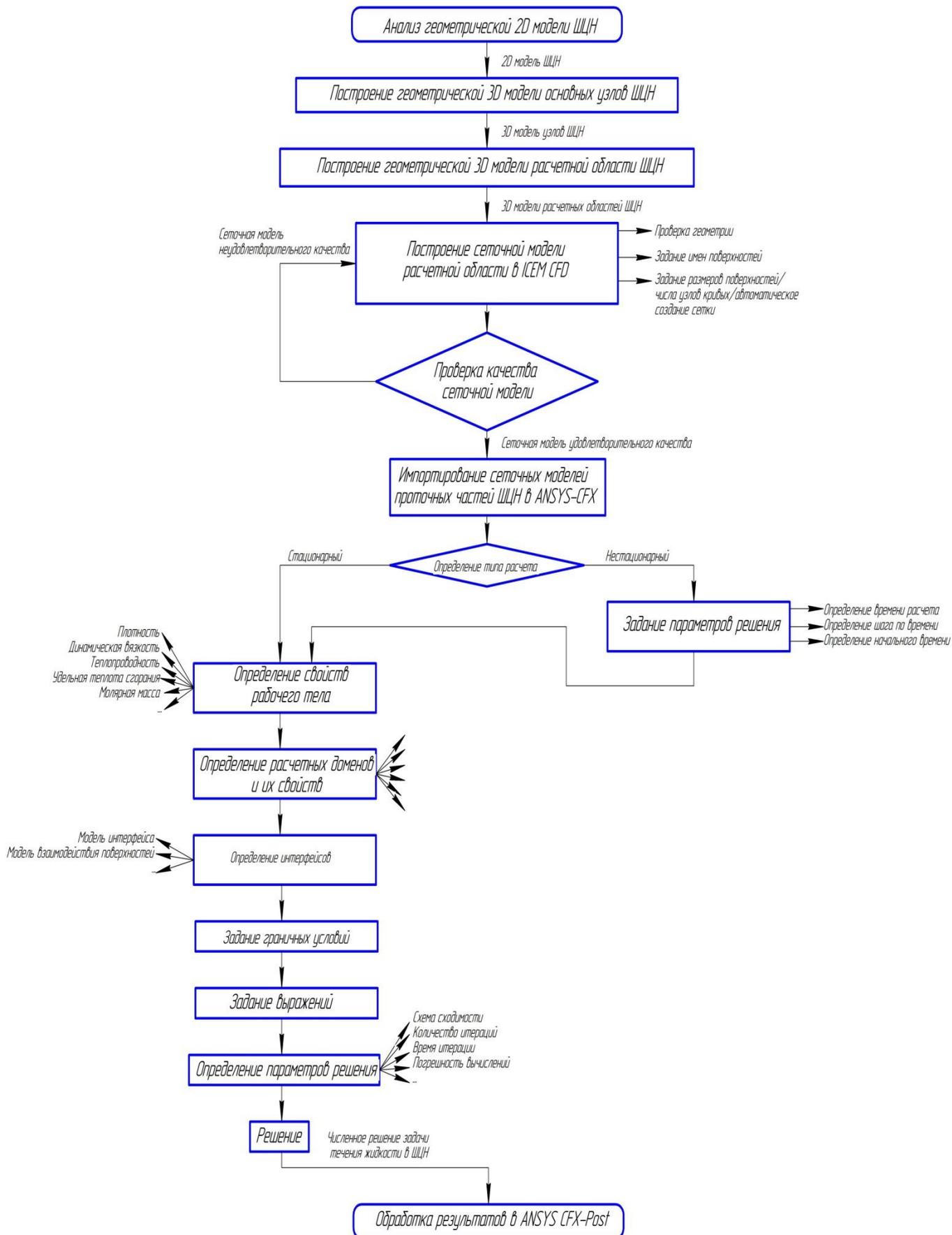


Рисунок 13 – Технологическая последовательность решения задачи течения жидкости в ЩЦН

7.5 Допущения и граничные условия, используемые при моделировании гидродинамических процессов в элементах проточной части лопаточных насосов

При моделировании гидродинамических процессов в агрегатах обычно применяются следующие допущения:

- пренебрегают термодинамическим эффектом кавитации;
- источники массы возникают из межфазного переноса;
- фазы смеси заполняют весь рассматриваемый объём смеси;
- используют баротропную зависимость давления от температуры;
- используют гипотезу Буссинеска;
- при проведении стационарных расчётов применяют постоянные граничные условия, осреднённые по всей поверхности;
- направление течения жидкости на входе и выходе из расчётных областей перпендикулярно поверхности;
- для стенок все компоненты скорости потока задают равными нулю (условие прилипания рабочей жидкости).

Граничные условия при проведении стационарных расчётов выбираются исходя из реальных рабочих режимов авиационных насосных агрегатов. Для выбора наиболее адекватных граничных условий для обеспечения высокой точности расчёта а также устойчивого решения необходимо провести серию численных экспериментов одного из реальных режимов работы агрегата. При этом необходимо обратить внимание на точность решения и на скорость его сходимости. Например, наиболее адекватными граничными условиями для топливного шнекоцентробежного насоса являются условия, при которых на входе в насос задаётся полное давление, а на выходе из него – расход.

При моделировании гидродинамических процессов агрегатов необходимо наиболее адекватно задать граничные условия с точки зрения входного и выходного импедансов системы. В случае сжимаемых сред одним из подходов является использование инвариантов Римана.

7.6 Расчёт скоростей и давлений в элементах проточной части лопаточных насосов. Анализ расчётных данных

В работе [77] приводится сравнение применения коммерческих пакетов CFX-TASCflow [78], FIDAP (FLUENT) [79] и FINE/Turbo (NUMECA) [80] для расчёта характеристик осевого насоса. В данном тесте все перечисленные коммерческие пакеты решают осреднённые по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса с $k-\varepsilon$ моделью турбулентности [81] при одинаковых граничных условиях. Все три пакета показали практически одинаковые результаты и хорошую сходимость с результатами эксперимента. В перечисленных выше исследованиях среднеквадратичная погрешность расчёта основных энергетических параметров насосов равна 2,5%. Поэтому для расчёта скоростей и давлений в элементах проточной части клапанов используется коммерческий код ANSYS CFX.

При проведении численного моделирования временной шаг дискретизации выбирался исходя из условия обеспечения числа Куранта,

$$Cur = \frac{\nu \Delta t}{dx}, \quad (7.34)$$

где dx – размер элемента сетки равным единице.

Интегрирование основных уравнений, описанных выше, проводится по всему конечному объёму. Дискретизация объёмного интеграла проводится внутри каждого сектора элемента. Значения соответствующих параметров на поверхностях, ограничивающих данный объём, находятся с помощью теоремы Остроградского-Гаусса (вычисляет поток векторного поля через замкнутую поверхность интегралом от дивергенции этого поля по объёму, ограниченному этой поверхностью). Дискретизация поверхностного интеграла проводится в точках интегрирования, расположенных в центре каждой поверхности сегмента (рисунок 7). Таким образом, интегралы по объёму вычисляют источник или приращение переменной, а интеграл по

поверхности вычисляет направление потока. Например, уравнение неразрывности для контрольного объёма будет иметь дискретный аналог в виде:

$$\frac{V}{\delta t} ((\rho_{\alpha} r_{\alpha})^{n+1} - (\rho_{\alpha} r_{\alpha})^n) + \sum_{ip} (\rho_{\alpha} u^i A^i)_{ip}^{n+1} (r_{\alpha, ip})^{n+1} = 0 \quad (7.35)$$

Дискретизация фазовых уравнений количества движения может быть приведено в виде уравнения распространения поля скорости для фазы

$$\begin{aligned} \frac{V}{\delta t} ((\rho_{\alpha} u^i)^{n+1} - (\rho_{\alpha} u^i)^n) + \sum_{ip} (\rho_{\alpha} u^j A^j)^n (u^i)^{n+1} = \\ = - \sum_{ip} P_{ip}^{n+1} A^i + \rho_{\alpha}^{n+1} g^i V + \sum_{ip} ((\tau^{ij})^{n+1} A^j)_{ip} \end{aligned} \quad (7.36)$$

При решении описанной системы уравнений на каждом временном шагу решатель ANSYS CFX производит:

1. генерацию коэффициентов. Нелинейные уравнения линеаризуются и группируются в матрицу;
2. непосредственно решение уравнений. Для обеспечения скорости сходимости решения начальная сетка в процессе решения бьётся на серию более грубых сеток.

7.7 Построение геометрической 3D модели основных узлов

шнеко-центробежного насоса

Одной из главных особенностей данного блока является точный учет и построение геометрии шнека, рабочего колеса, улитки, учет различных отверстий в полотне диска центробежного насоса, геометрии питающих трубопроводов, перетечек между ступенями, мероприятий, направленных на снижение осевой и радиальной составляющих силы, действующей на ротор ШЦН. Основные особенности конструкции ШЦН отражены на рисунке 13.



Рисунок 13 – Особенности конструкции шнеко-центробежного насоса

Детальное описание конструктивных особенностей насоса горючего двигателя НК-33 прекрасно представлено в работе [2].

Внешний вид камеры сгорания с установленным ТНА показан на рисунке 14. ТНА более детально представлен на рисунке 15. Насос горючего детально представлен на рисунке 16.

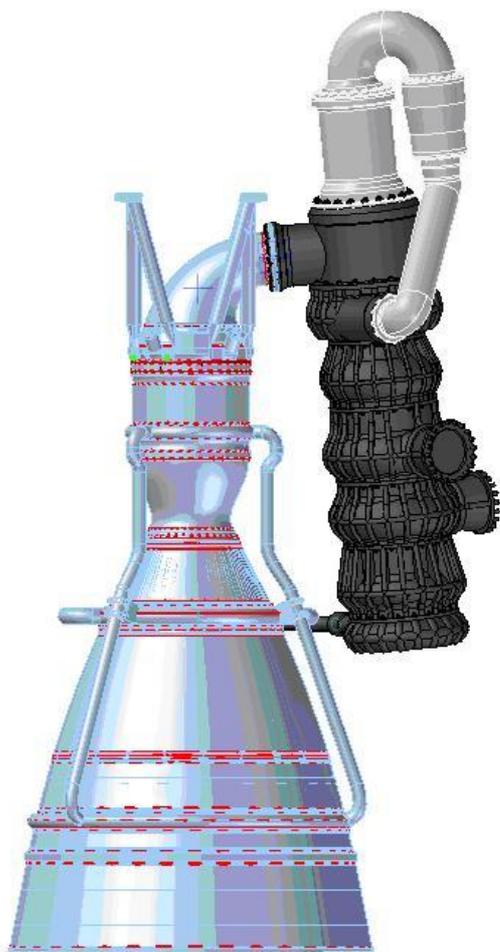


Рисунок 14 – Внешний вид камеры сгорания и ТНА двигателя НК-33

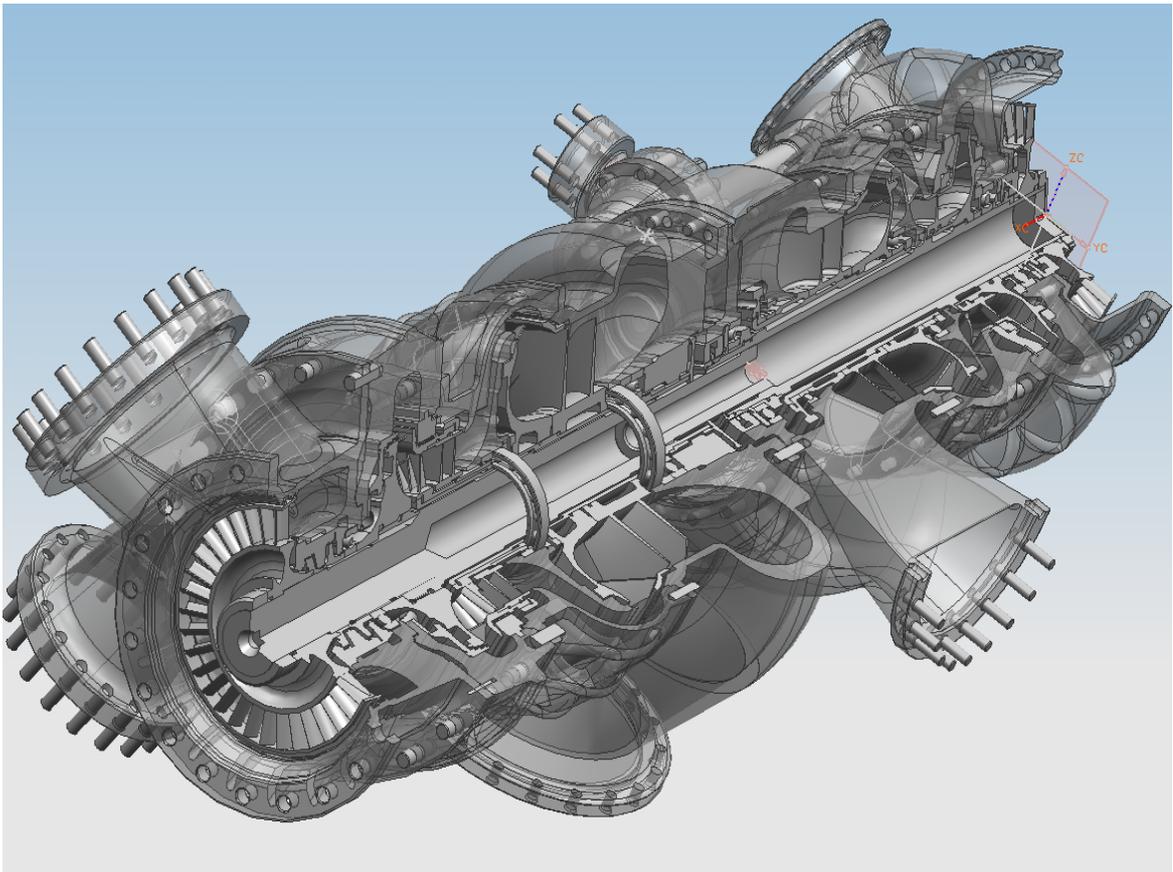


Рисунок 15 – ТНА двигателя НК-33

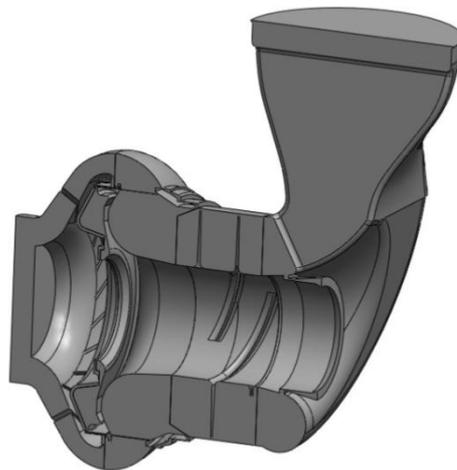


Рисунок 16 – Насос горючего ТНА двигателя НК-33

Процесс построения трёхмерной модели ТНА двигателя НК-33 детально описан в работе [82], поэтому в данном пособии его описывать не будем.

7.8 Построение геометрической 3D модели расчетной области ШЦН

Геометрическую модель расчетной области ШЦН можно получить путем булевых операций с исходной геометрией насосного агрегата. Однако для ряда современных CFD-кодов для адекватного задания граничных условий необходимо учесть, что длина питающих входных трубопроводов а также длина выходного участка должны быть не менее 5-7 диаметров соответствующих трубопроводов насосного агрегата. Расчётная область насоса горючего двигателя НК-33 приведена на рисунке 17.

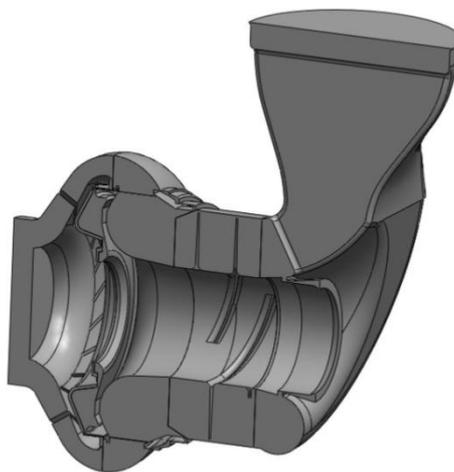


Рисунок 17 – Расчётная область насоса горючего ТНА двигателя НК-33

7.9 Построение сеточной модели расчетной области в ICEM CFD

Расчетную сеточную модель расчетной области проточной части насосного агрегата можно создать в универсальном сеточном генераторе ICEM CFD.

В ICEM CFD доступны любые типы элементов: гексаэдры, тетраэдры, призмы и пирамиды. Реализован экспорт сетки в большинство известных решателей.

Для начала рассмотрим структуру рабочей директории проекта ICEM. Вся информация о проекте хранится в нескольких файлах: файл с

расширением *.tin содержит исходную геометрию модели, файл *.uns - неструктурированную сетку, файл *.blk - блочную структуру (если она имеется), файл *.prj - общие настройки проекта.

В структуре также имеются файлы с расширениями *.fbc, *.par, *.rpl, *.jrf (рисунок 18).



Рисунок 18 – Ярлыки файлов

Рекомендуется для каждого нового проекта создавать отдельную директорию.

Все элементы управления в интерфейсе сгруппированы по областям применения: геометрия, сетка, блочная структура, редактирование сетки, постпроцессинг, экспорт (рисунок 19).



Рисунок 19 – Панель инструментов ICEM CFD

Также некоторые дополнительные меню доступны при загрузке в режиме AI*Environment.

Сменить режим интерфейса можно командой Setting - Product.

Алгоритм построения расчетной сеточной модели приведен на рисунке 6.

Импортирование геометрической модели в ICEM CFD можно произвести тремя способами:

- напрямую из CAD программы (Pro/ENGINEER, SolidWorks, NX, Catia) через прямой CAD-интерфейс;
- импортирование из CAD программ (с помощью расширений *.sat, *.iges, *.x_t, *.stp и т.п.);
- импортирование через Workbench/Design Modeler.

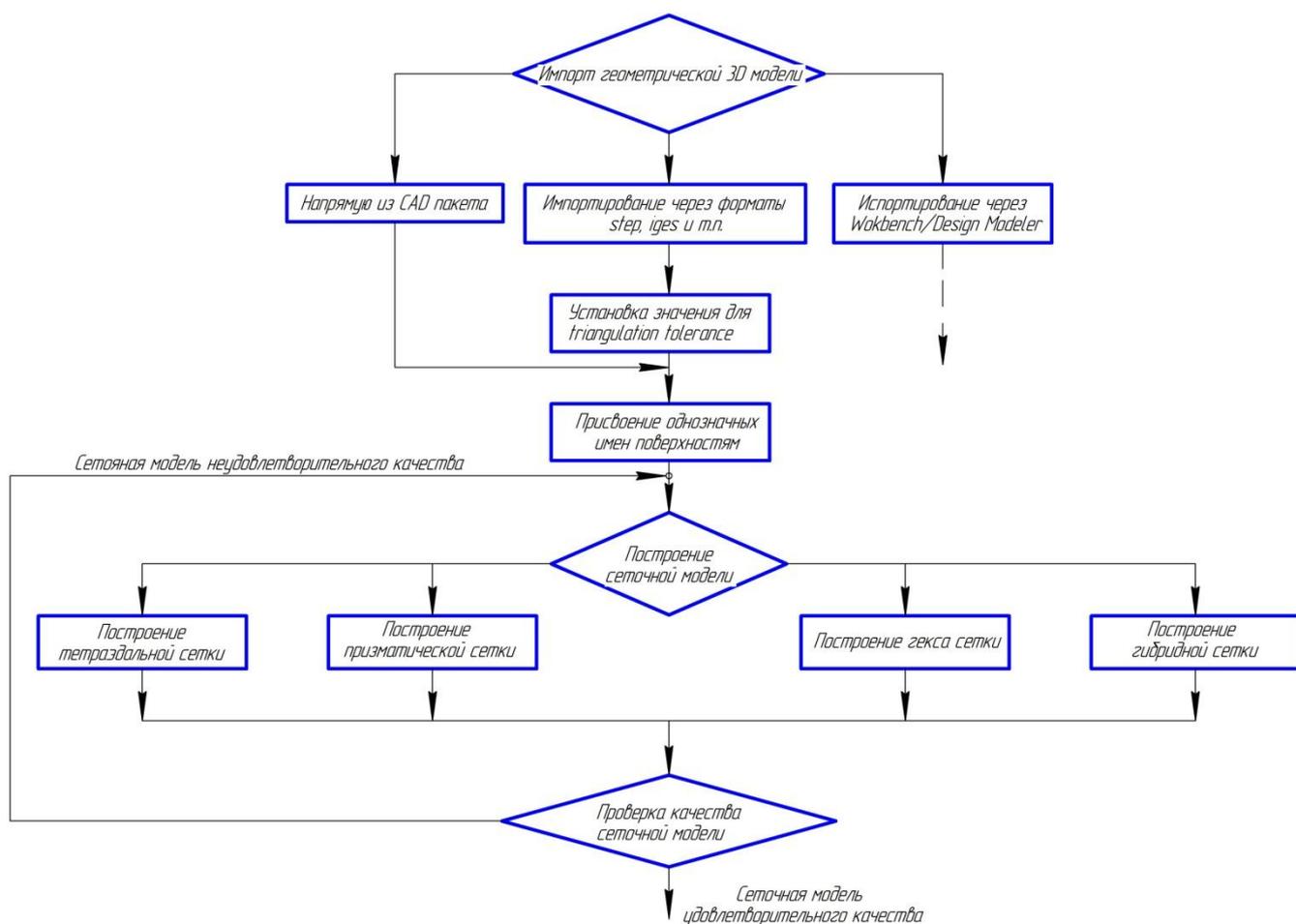


Рисунок 19 – Алгоритм построения сеточной модели

Первые два метода являются наиболее распространенными при решении практических задач. Однако импортирование моделей, созданных в среде Workbench с помощью Design Modeler, может быть полезно при решении задач оптимизации, а также связанных задач.

Прямой CAD-интерфейс (рисунок 20) позволяет прямо в CAD-системе выбирать компоненты для разбиения, определять граничные условия, определять параметры сетки. При этом отсутствуют типичные проблемы при передаче данных. При данном подходе осуществляется параметрическая связь с CAD-системой (параметры сохраняются в CAD-модели, уменьшается время задания параметров).

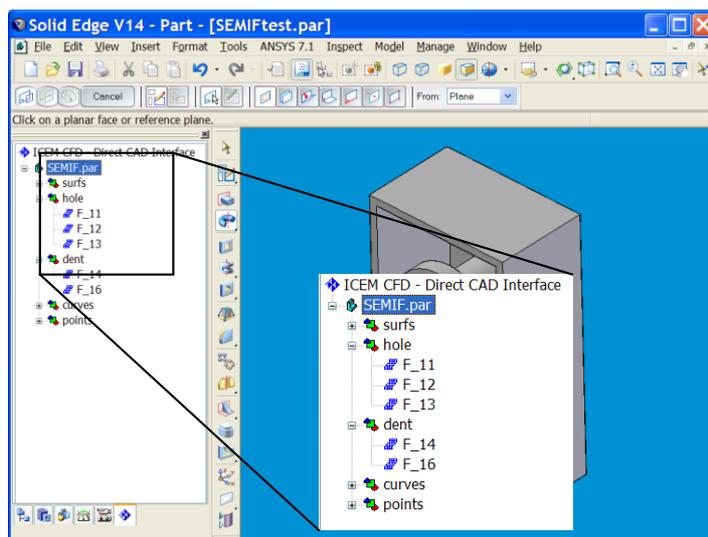


Рисунок 20 – CAD-интерфейс

Импорт геометрической модели из CAD программы производится с помощью команды File –Import Geometry (рисунок 21).

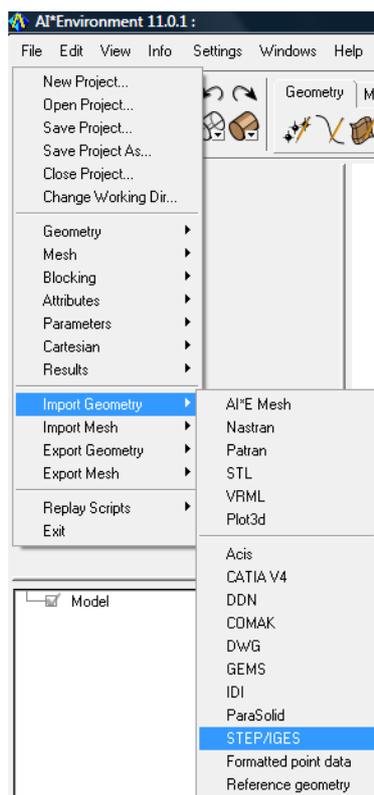


Рисунок 21 – Импортирование CAD модели

После импорта геометрии необходимо проанализировать ее состав и целостность. Геометрия в ICEM представляется в виде набора точек, линий и поверхностей. Понятие твердого тела (solid) не используется. По умолчанию

после импорта геометрии образуется набор поверхностей. Дополнительно для корректного построения сетки необходимы также линии и точки в проблемных местах.

Для генерации сетки ICEM CFD использует метод Octree, который работает с тремя типами геометрических объектов: точкой, линией и поверхностью. В каждую точку помещается узел элемента, на линии создается как минимум два узла (на концах), на поверхности - три. Такой подход позволяет ICEM генерировать сетку при серьезных дефектах исходной геометрии (нестыковки поверхностей, «дырки» и пр.).

Присвоение поверхностям однозначных имен для последующего задания граничных условий. Для указания имени необходимо выбрать из дерева модели следующую команду: Models – Parts - Create Part.

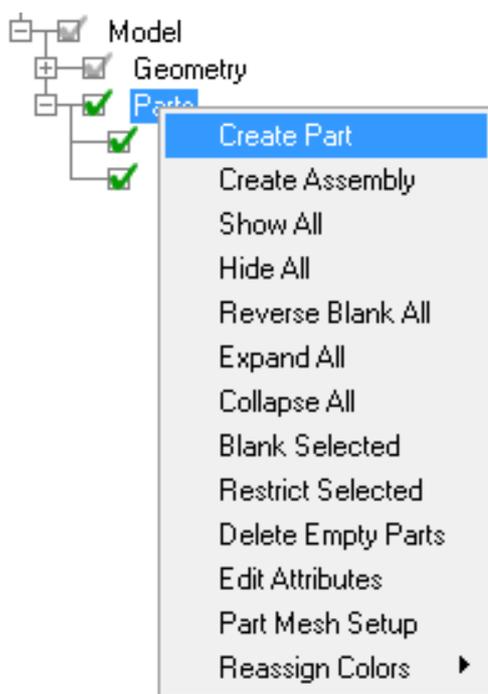


Рисунок 22 – Операция создания частей

Затем мышью выделяем нужную нам поверхность. Таким образом, вся геометрическая модель разбивается на части (рисунок 23).

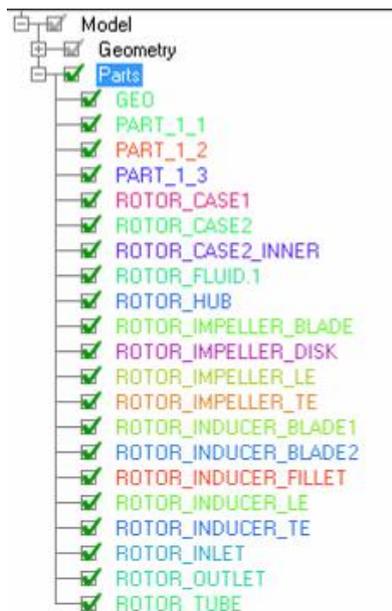


Рисунок 23 – Результат разделения геометрии на части

После присвоения имен поверхностям необходимо удалить имеющиеся линии и точки, заранее объединенные в отдельную часть, с помощью описанного выше подхода. Это необходимо для очистки модели от «лишних» линий и точек, приводящих к трудностям при построении сетки. Далее необходимо провести операцию распознавания линий и точек на основе поверхностной модели с помощью команды меню Geometry – Repair Geometry – Build Diagnostic Topology (рисунок 24).

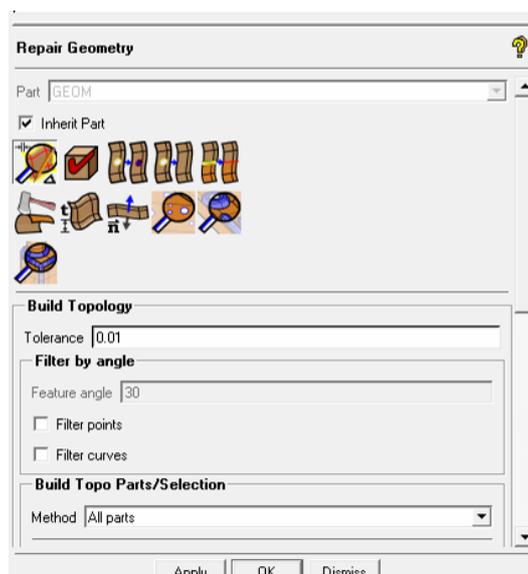


Рисунок 24 - Построение топологии геометрического объекта
После этого на поверхности модели появятся кривые (рисунок 25).

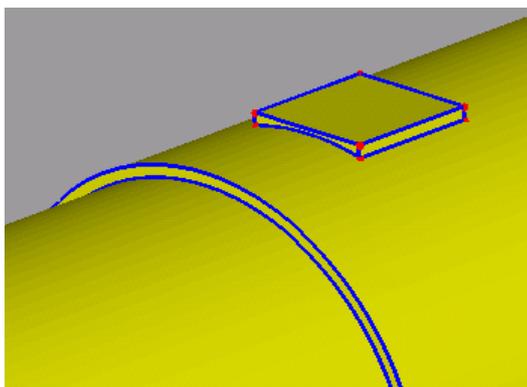


Рисунок 25 – Построение топологии геометрического объекта

Сеточные модели делятся на два больших класса: структурированные и неструктурированные. В тех случаях, когда объектом исследования является ШЦН, построение структурированной модели является очень трудоемкой задачей. Поэтому в этих случаях часто прибегают к неструктурированным сеточным моделям.

Стоит отметить, что в ICEM CFD сетки являются структурированными только по способу построения, но для решателя – ANSYS CFX, они являются неструктурированными. Однако этот вопрос мы не будем рассматривать в данной работе.

Наиболее просто и наглядно задать параметры сеточной модели можно с помощью команды меню Mesh – Part Mesh Setup (рисунок 26).

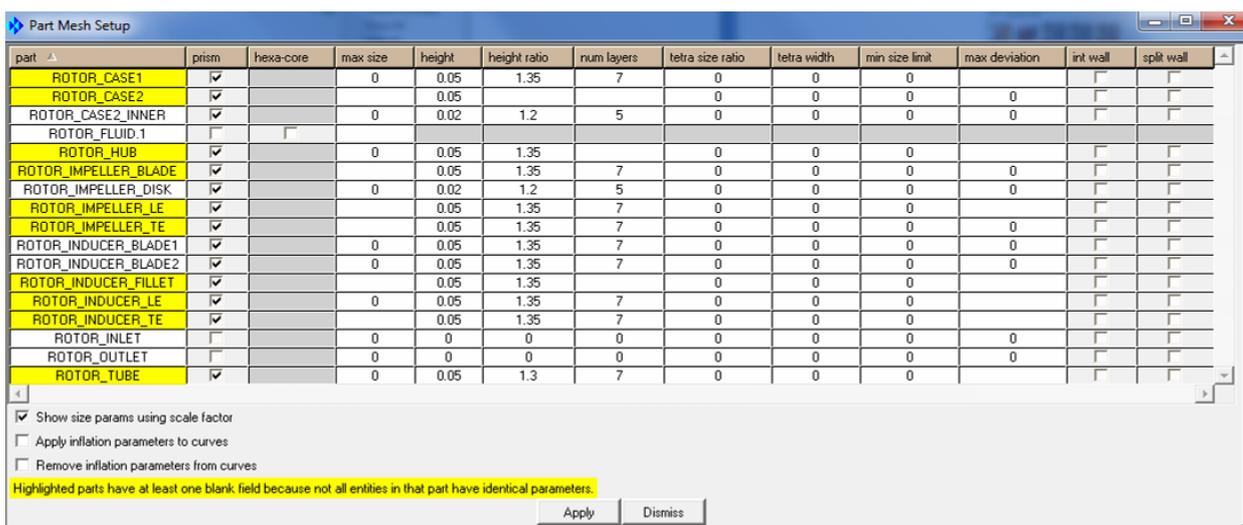


Рисунок 26 – Задание параметров сеточной модели

При моделировании течений в ШЦН важно промоделировать пристеночный слой. Это можно сделать путем указания числа слоев в столбце «num layers» (рисунок 26).

После того, как параметры сетки настроены, необходимо ее сгенерировать с помощью команды меню Mesh – Compute Mesh (рисунок 27). При этом возможно создать несколько вариантов сетки: построение поверхностной, объемной и призматической сеток.

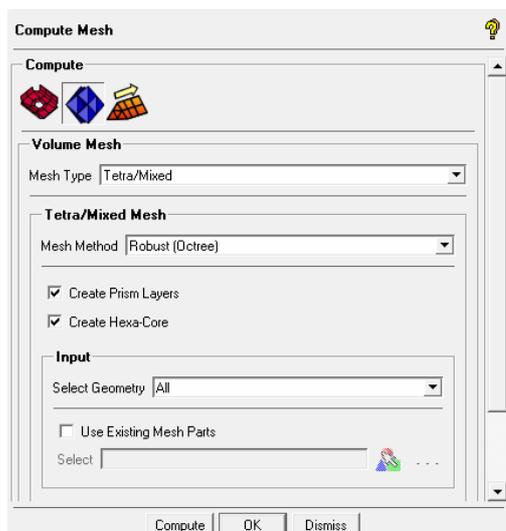


Рисунок 27 – Генерирование объемной сетки

При решении задачи численного моделирования рабочих процессов ШЦН достаточно сразу создать объемную сетку. Здесь также возможно применения несколько типов сеток:

- Tetra/Mixed;
- Hexa-Core;
- Hex-Dominant;
- Cartesian.

Для того чтобы был построен призматический пристеночный слой необходимо при генерации сетки активировать функцию создания призматических слоев (рисунок).

Сетка, построенная различными способами в ICEM-CFD, показана на рисунке 28.

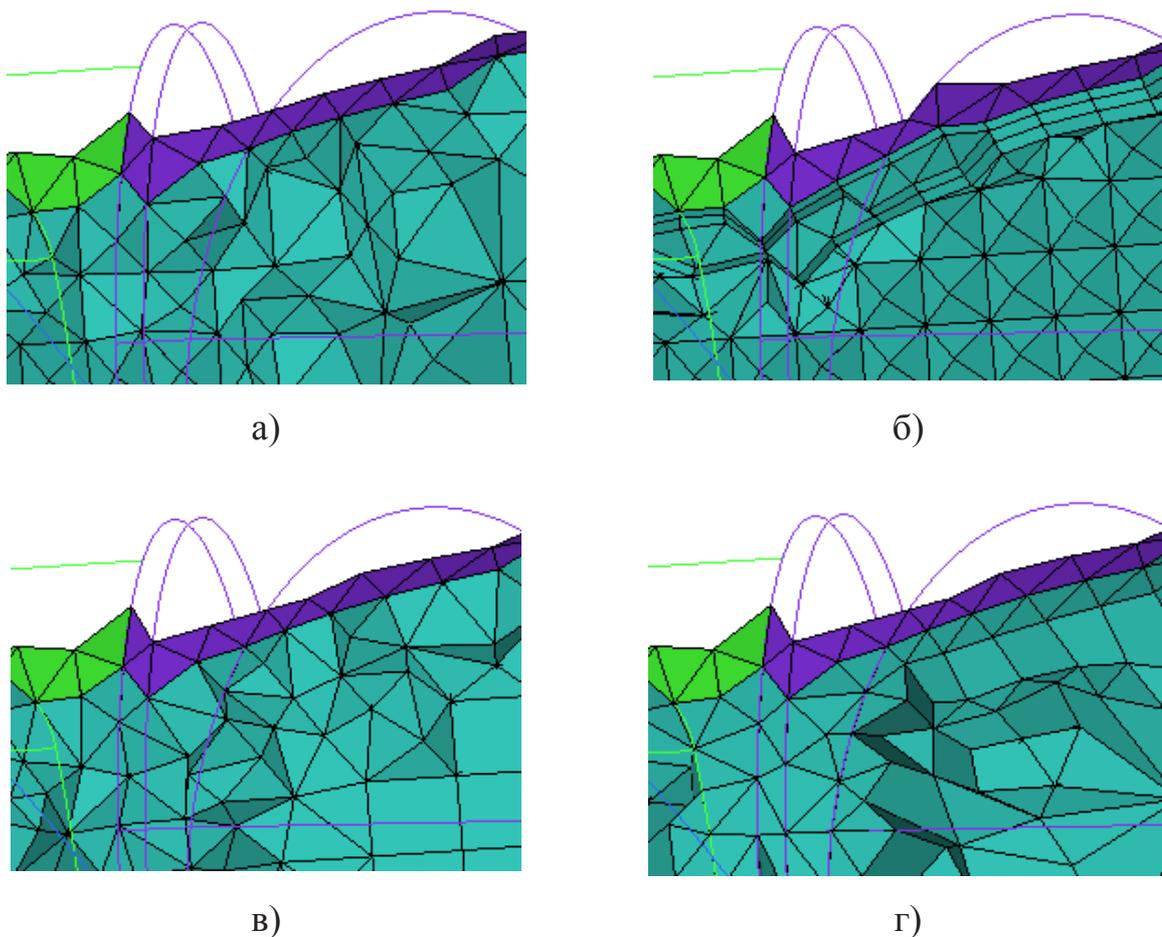


Рисунок 28 – Различные виды сеток: а) – Tetra; б) Tetra/Prism; в) Hexa-Core; г) Hexa-Dominant

График затрат сил на создание сеточной модели представлен на рисунке 29.

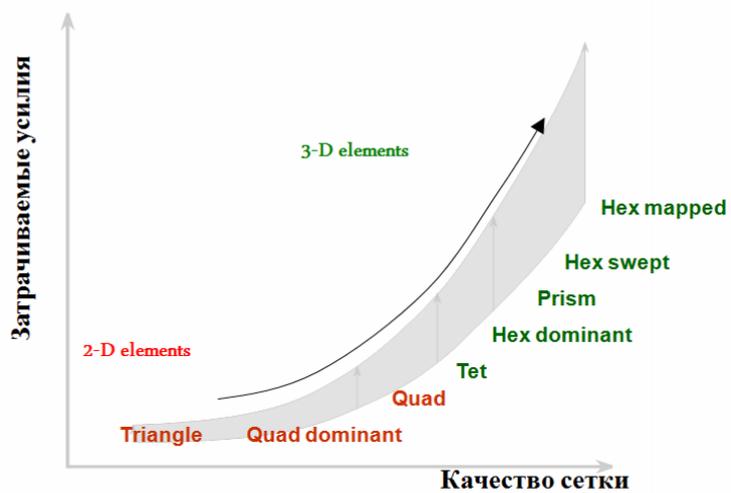


Рисунок 29 – Зависимость затрачиваемых усилий от типа элемента

Применительно к задачам, решаемым с помощью численного подхода, эта кривая выглядит следующим образом (рисунок 30).

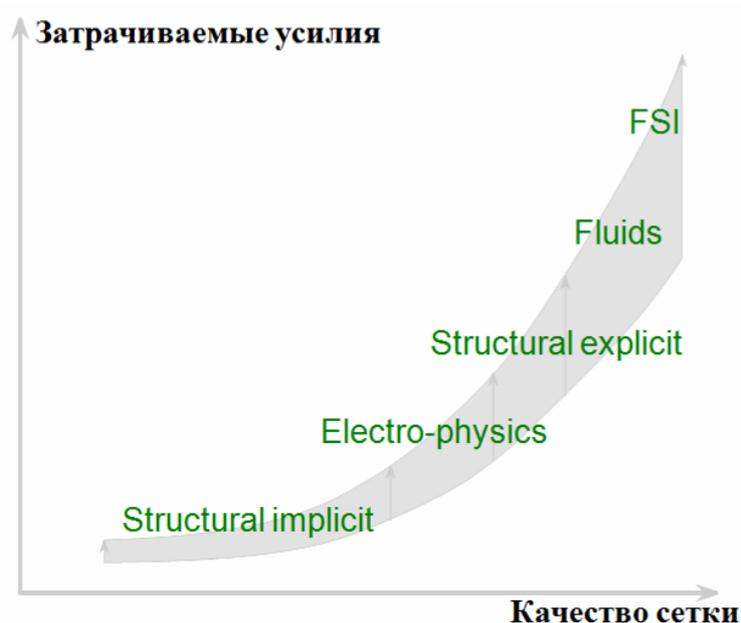


Рисунок 30 – Зависимость затрачиваемых усилий от типа расчета

Проверка и улучшение качества сеточной модели проводится встроенными функциями ICEM CFD сглаживания, автоматическими средствами «лечения» сетки, а также средствами слияния, дробления, перемещения, создания/удаления элементов, и измельчения/укрупнения сетки.

Оптимизация расчетной модели по различным критериям - заключительный этап создания сетки. Команда оптимизации с помощью операции сглаживания вызывается из экранного меню следующим способом: Edit Mesh - Smooth Elements Globally.

После этого выбираем нужный критерий, например Aspect (тип элемента), Volume (объем ячеек) или Min angle (минимальный угол элемента), указываем количество итераций и значение критерия (Up to quality) (см. рисунок 31).

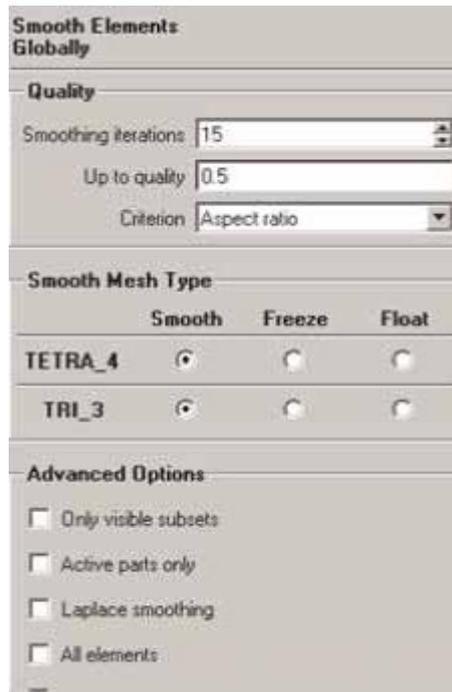


Рисунок 31 – Сглаживание сетки

На рисунке 32 приведена гистограмма качества сетки по минимальному углу сетки.

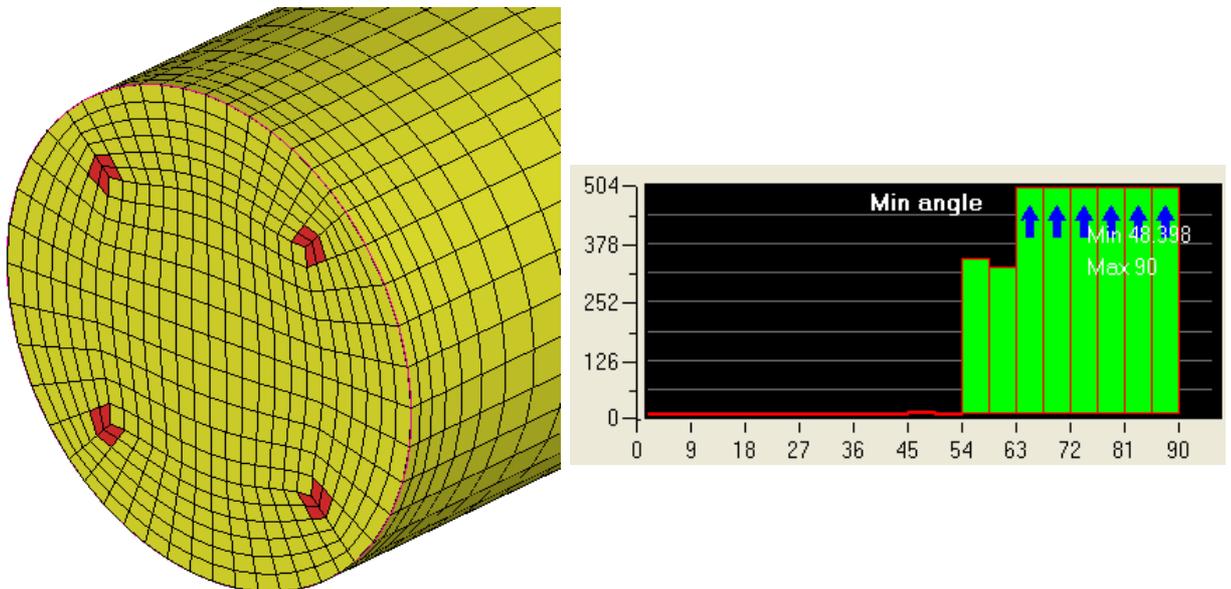


Рисунок 32 – Выбор области элементов и их подсветка

Одним из главных параметров качества сетки является параметр y^+ . По этому параметру можно оценивать касательные напряжения в пристеночном слое. y^+ - пропорционально расстоянию от первого узла сетки до стенки. y^+ вычисляется по формуле:

$$y^+ = \frac{\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \Delta n}{\nu}, \quad (9.1)$$

где τ_w - напряжение трения на стенке;

ρ - плотность жидкости;

Δn - расстояние между стенкой и до стенки;

ν - вязкость жидкости.

Значение Y^+ должно лежать в пределах 10...100 для различных моделей турбулентности.

Далее полученную сетку мы можем экспортировать в нужный нам решатель (ICEM CFD предлагает на выбор около 100 решателей). В меню Output выбираем тип решателя: Select Solver. (рисунок 33). В нашем случае в качестве решателя необходимо выбрать CFX-5.

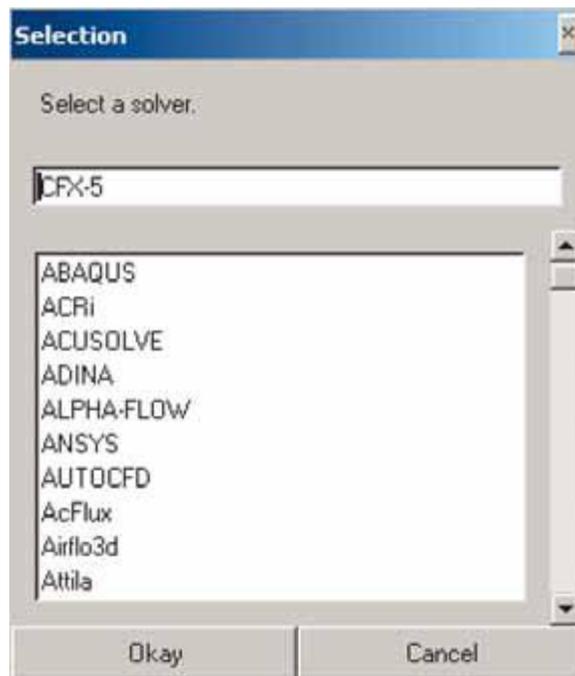


Рисунок 33 – Выбор решателя

Затем используем команду экранного меню Write input. Указываем имя сохраняемого файла (Output file) и при необходимости масштабируем сетку (Scaling) (рисунок 34).

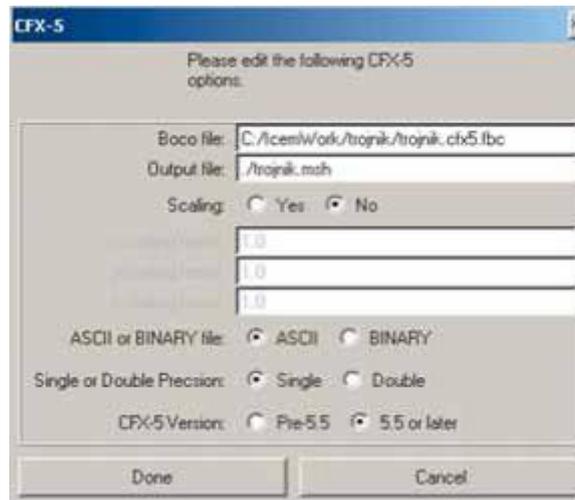


Рисунок 34 – Внешний вид окна сохранения файла

8 МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА НАСОСА

8.1 Создания сеточной модели

Импортирование сеточных моделей в программном комплексе ANSYS CFX описано на рисунке 35.

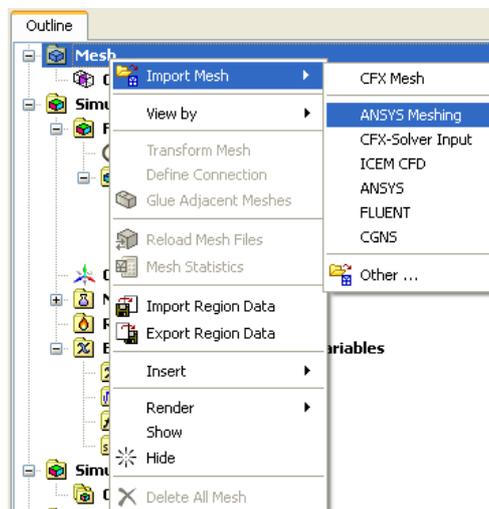


Рисунок 35 – Импортирование сеточной модели в ANSYS CFX

В случае моделирования рабочих процессов ШЦН наиболее удобным является создание отдельных сеточных моделей для проточной части шнека, центробежного колеса, улитки и т.д.

Программный комплекс CFX включает в себя такие модули как CFX-Pre, CFX-Solver, CFX-Post.

Внешний вид CFX-Pre показан на рисунке 36.

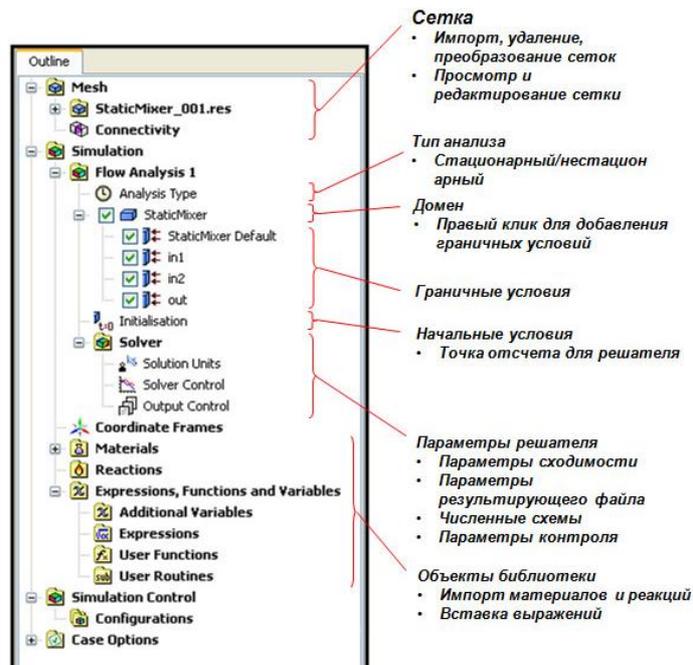


Рисунок 36 – Внешний вид CFX-Pre

8.2 Определение типа расчета

В ANSYS-CFX существует возможность проведения стационарных и нестационарных расчетов. Стоит отметить, что практически все течения в природе являются нестационарными. Стационарный расчет стоит проводить на первоначальных этапах решения задачи, т.к. на его проведение требуется меньше машинного времени, а также анализ и обработка его результатов значительно проще, чем для нестационарного типа расчета.

Переключение между типами расчета показано на рисунке 37.

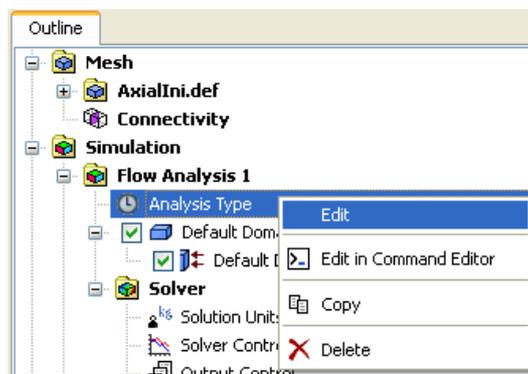


Рисунок 37 – Редактирование типа расчета

Далее в закладке Analysis Time необходимо указать тип расчета (рисунок 38).

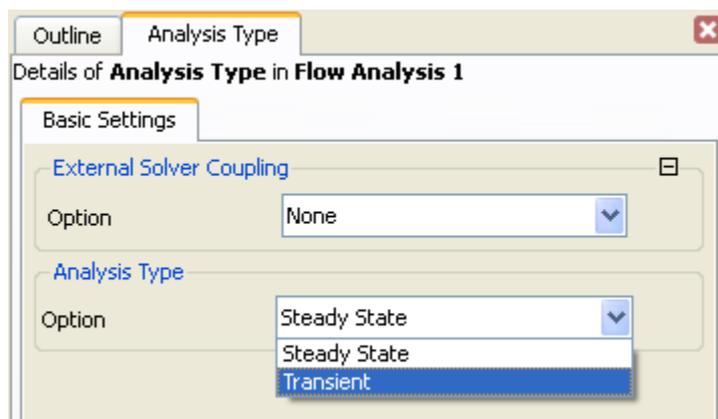


Рисунок 38 – Выбор типа расчета

При проведении нестационарного расчета необходимо указать полное время расчета, величину шага по времени, начальное время расчета и количество итераций (рисунок 39).

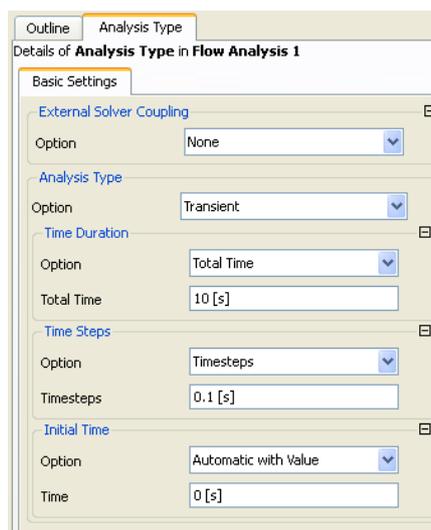


Рисунок 39 – Задание параметров нестационарного расчета

При задании свойств нестационарного расчета в качестве времени расчета Time Duration можно задавать следующие значения:

1. Полное время расчета – Total time;
2. Время расчета текущего запуска расчета– Time per run;
3. Максимальное количество шагов по времени - Maximum Number of Timesteps;
4. Количество шагов по времени текущего запуска расчета - Number of Timesteps per Run.

Выбор того или иного значения Time Duration зависит от конкретных условий задачи и степени ее проработки.

В опциях Time Steps можно задавать следующие значения:

1. Timesteps / Timesteps for the run;
2. Adaptive.

Параметр шага по времени Adaptive позволяет динамически изменять шаг по времени в определенных пределах, зависящих от критерия сходимости или числа Куранта.

Число Куранта находится по формуле:

$$\text{Число Куранта} = \frac{\text{Скорость} \times \Delta t}{\text{Размер элемента}}$$

Величина шага по времени Time Step очень важна при проведении нестационарных расчетов (см. рисунок 40).

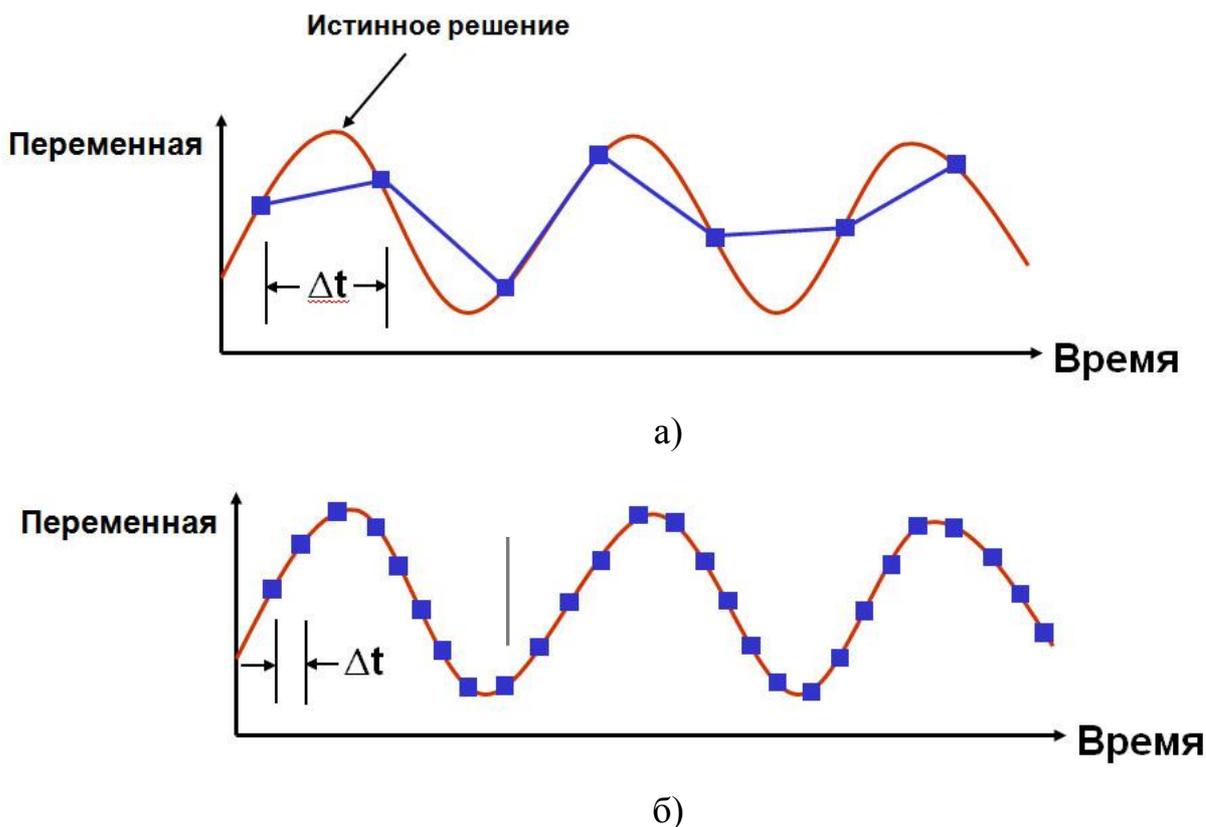


Рисунок 40 – Влияние шага по времени на точность решения

Из рисунка 40 видно, что в случае а) шаг по времени слишком велик для описания нестационарных процессов. Уменьшение шага по времени дает большую точность при решении задач.

8.3 Определение свойств материала

Выбор того или иного материала в ANSYS CFX показан на рисунке 41.

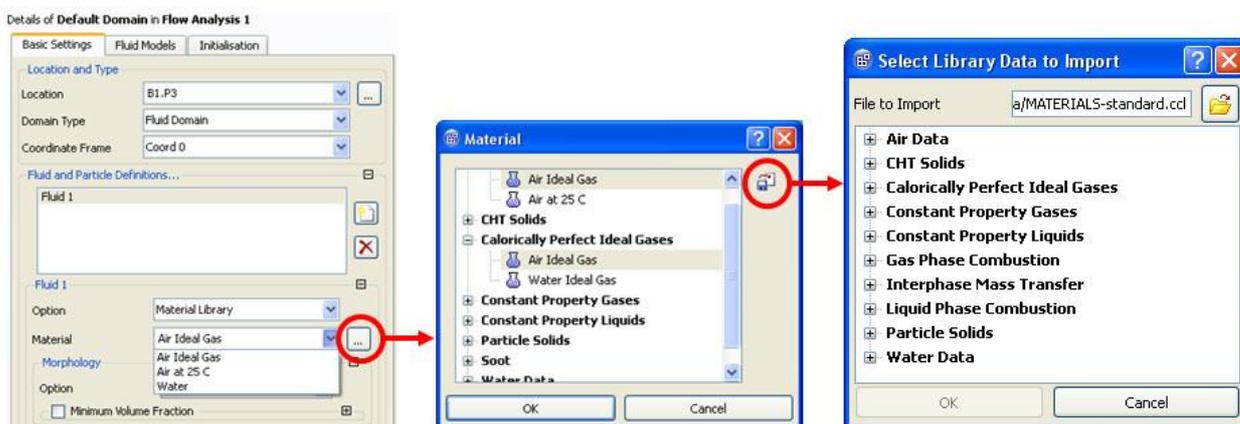


Рисунок 41 – Добавление материала

Во встроенной библиотеке ANSYS CFX существует достаточно много материалов. В качестве рабочего тела в ШЦН ГТД, как правило, выступает керосин. Авиационный керосин обозначен в библиотеке как JetA. При желании можно изменить его свойства (вязкость, плотность и т.п.) дважды кликнув на нем (рисунок 42).

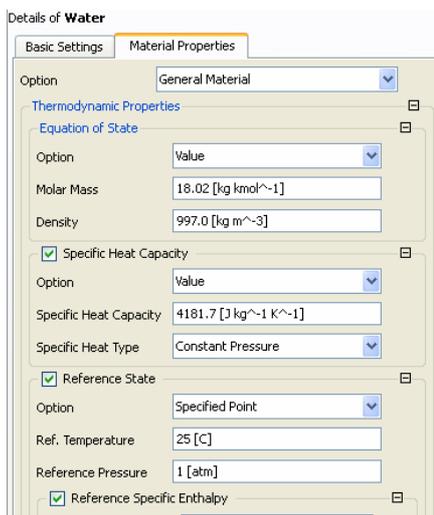


Рисунок 42 – Изменение свойств материала

8.4 Определение расчетных доменов и их свойств

Импортированные сеточные модели необходимо отнести к тому или иному домену для правильного задания функциональных свойств объектов.

Как правило, при моделировании ШЦН ГТД выделяют вращающиеся и стационарные домены.

Создание доменов приведено на рисунке 43.

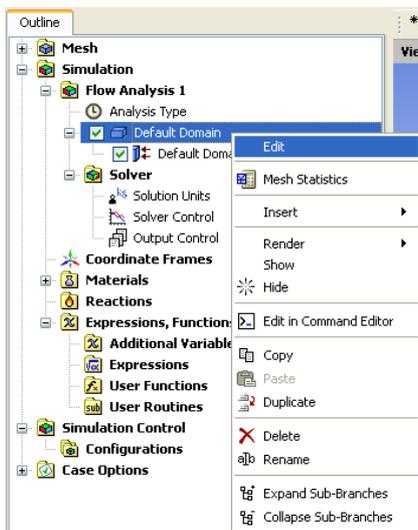


Рисунок 43 – Создание доменов

Редактирование параметров и задание свойств доменов приведено на рисунке 44.

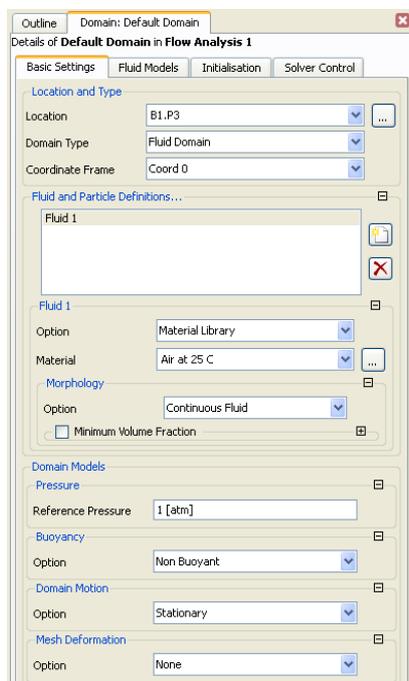


Рисунок 44 – Задание свойств доменов

В качестве расположения домена могут быть выбраны только сборки и 3D примитивы.

Возможно использование несколько типов доменов:

- Fluid;
- Solid;
- Porous.

Параметры, которые необходимо задавать для различных видов доменов, приведены на рисунке 45.

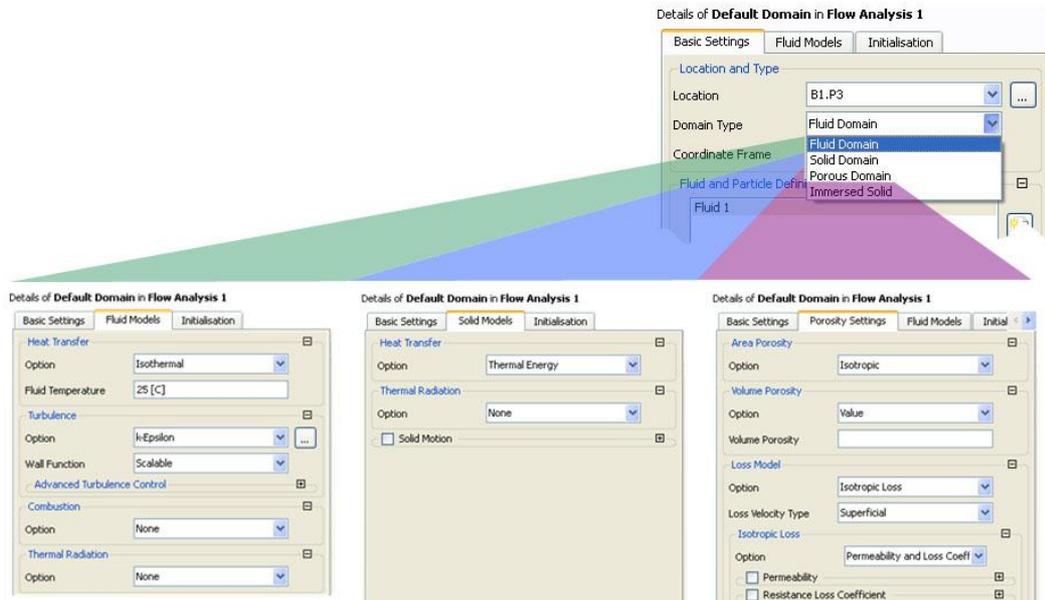


Рисунок 45 – Параметры доменов

При решении задач гидродинамики зачастую используют только Fluid домены. При этом необходимо указать параметр передачи тепла Heat Transfer и модель турбулентности (рисунок 32).

При задании свойств доменов для разных доменов возможно задание различных систем координат. Но, как правило, при решении задачи моделирования рабочих процессов в ШЦН оптимально задавать только одну систему координат во избежание различного рода ошибок.

В данном разделе задаются материалы, ссылочное давление, параметры плавучести, указывается частота вращения относительно какой-либо оси (рисунок 44). Ссылочное давление здесь вводится для удобства обработки данных. Это видно из рисунка 46.

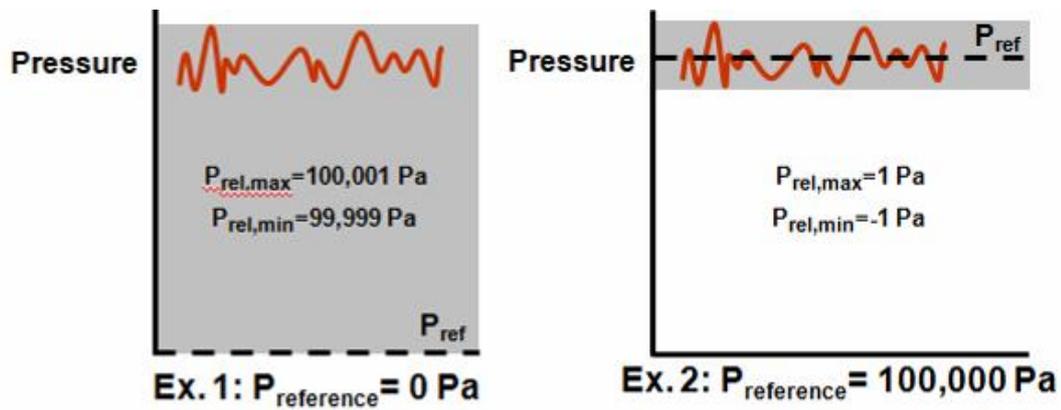


Рисунок 46 – Сравнение для различных значений ссылочного давления

Таким образом, считается, что $P_{абс} = P_{ссыл} + P_{относ}$

В ШЦН, как правило, стоит объединять расчетную область шнека и центробежного колеса в один домен, в котором следует задать частоту вращения.

Одной из возможных проблем функционирования ШЦН ГТД является возможность возникновения кавитации и/или наличие нерастворенного воздуха в рабочей жидкости. Тогда для адекватного моделирования протекающих процессов в насосном агрегате необходимо добавить пары рабочей жидкости и/или газ (воздух, азот и т.п.). Тогда говорят о мультикомпонентной (рисунок 47) либо о мультифазной жидкости (рисунок 48).

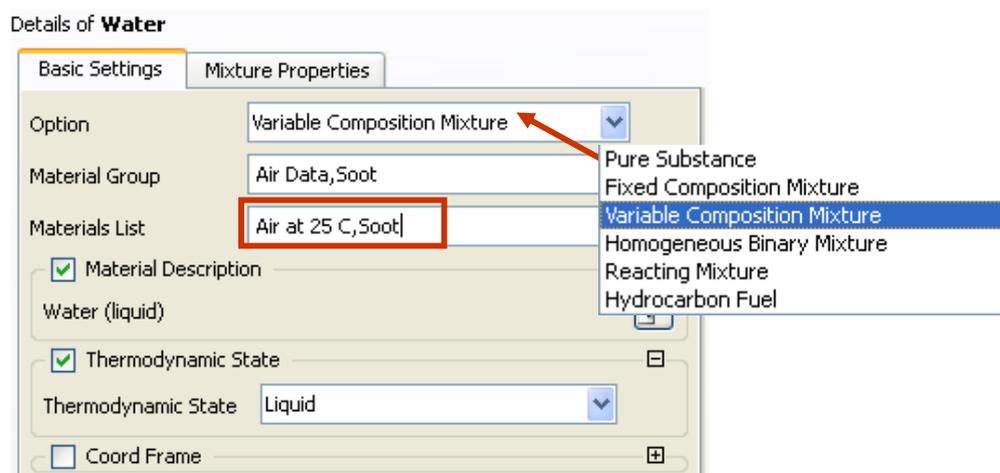


Рисунок 47 - Задание мультикомпонентной жидкости

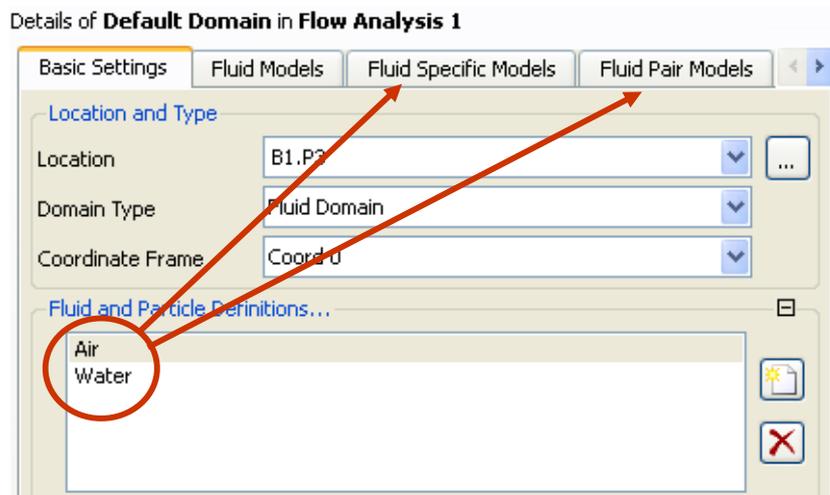


Рисунок 48 – Задание мультифазной жидкости

Задание мультифазной жидкости требует активации условия кавитации. Для наиболее адекватного моделирования кавитации необходимо указать значение коэффициента поверхностного натяжения, давления насыщенных паров и т.п., которые находятся во вкладке Fluid Pair Models.

При задании доменов необходимо задать модель турбулентности. Существует несколько видов течения жидкости: ламинарное, турбулентное и переходное (см. рисунок 49).

Течение жидкости можно отнести к тому или иному виду по числу Рейнольдса:

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu},$$

где ρ - плотность жидкости, кг/м³;

U – характерная скорость потока, м/с;

L – характерный размер, м;

μ - динамическая вязкость, Нс/м².

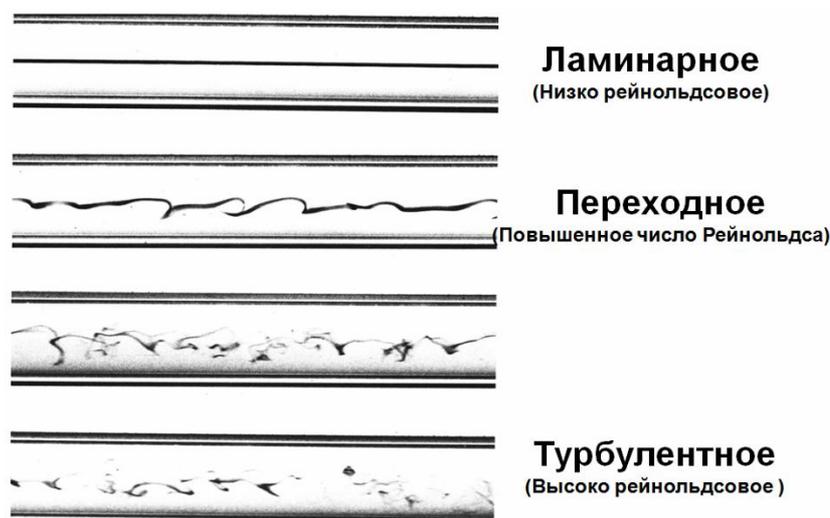


Рисунок 49 – Виды течения жидкости

В настоящее время для описания турбулентных течений используют в основном методы, базирующиеся на решении уравнений Навье – Стокса. Прямое численное моделирование (DNS) предполагает решение полных нестационарных уравнений Навье – Стокса и уравнения неразрывности. Трудности DNS подхода заключаются в ограниченности компьютерных ресурсов даже в настоящее время.

Модели турбулентности, используемые в инженерных расчетах, обычно базируются на решении осредненных уравнений Рейнольдса (RANS) для чего в ANSYS CFX существует несколько видов моделей турбулентности:

1. Zero Equation model;
2. Standard k- ϵ model;
3. RNG k- ϵ model;
4. Standard k- ω model;
5. Baseline (BSL) zonal k- ω based model;
6. SST zonal k- ω based model;
7. (k- ϵ)_{IE} model;
8. LRR Reynolds Stress;
9. QI Reynolds Stress;
10. Speziale, Sarkar and Gatski Reynolds Stress;
11. SMC- ω model;
12. Baseline (BSL) Reynolds' Stress model.

8.5 Определение интерфейсов

Для связывания различных доменов между собой в ANSYS CFX существует понятие интерфейса. Его создание приведено на рисунке 50.

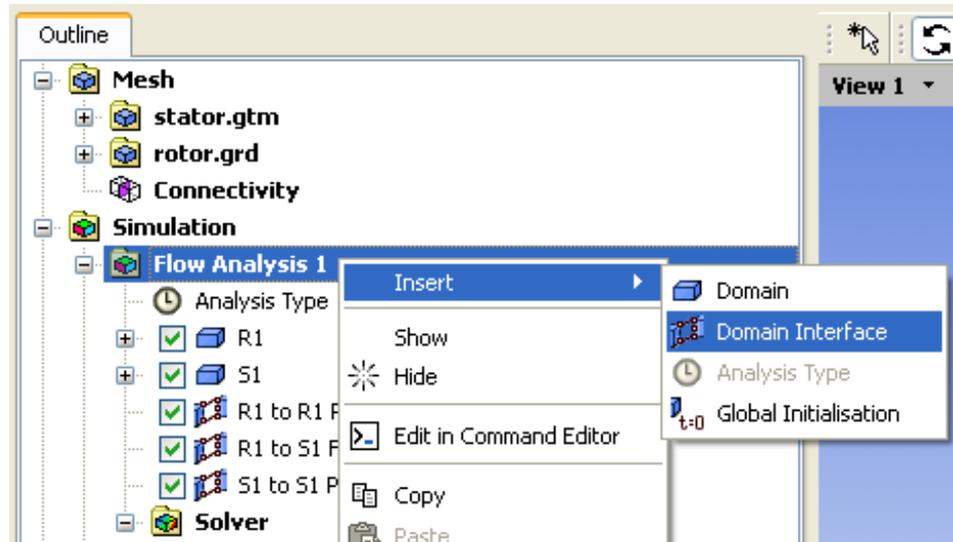


Рисунок 50 – Создание интерфейса для связывания доменов

При создании интерфейса необходимо указать тип интерфейса. Существует несколько видов интерфейса (см. рисунок 51), которые выбираются исходя из типа доменов:

- Fluid-Fluid;
- Fluid-Porous;
- Fluid-Solid;
- Porous- Porous;
- Solid- Porous;
- Solid-Solid.

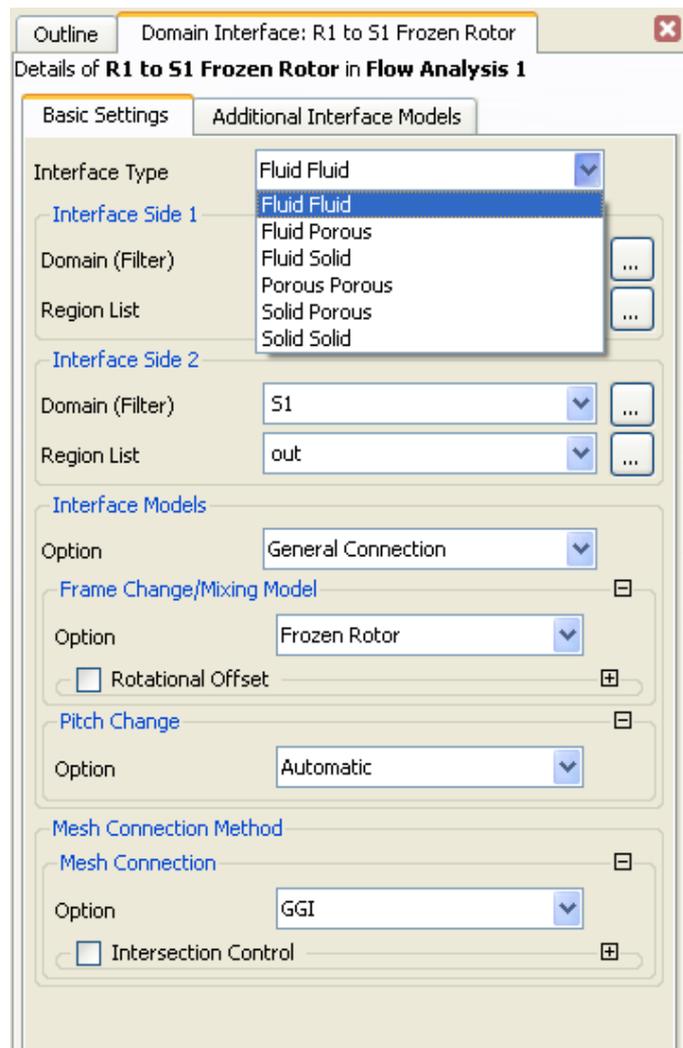


Рисунок 51 – Задание свойств интерфейса

Одним из свойств интерфейса является его модель:

- Translational Periodicity;
- Rotational Periodicity;
- General Connection.

Модель «Translational Periodicity» используется в том случае, когда исследуемый объект имеет периодичность при поступательном движении (см. рисунок 52).

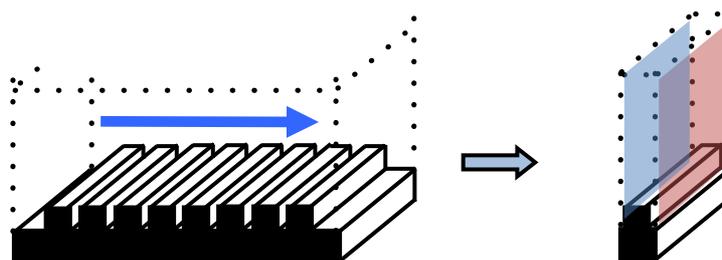


Рисунок 52 – Модель интерфейса «Translational Periodicity»

Модель «Rotational Periodicity» используется для симуляции периодической геометрии во вращательном движении (см. рисунок 53).

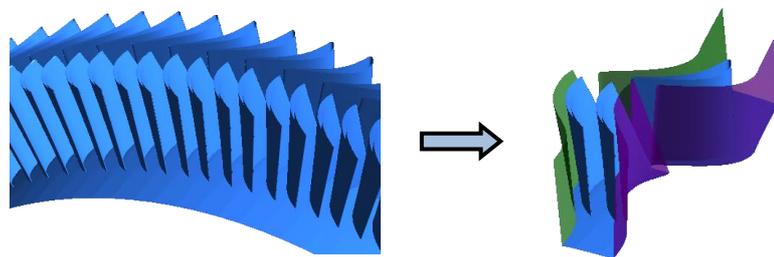


Рисунок 53 – Модель интерфейса «Rotational Periodicity»

Модель «General Connection» используется во всех остальных случаях.

При моделировании рабочих процессов ШЦН в качестве модели интерфейса между входным участком и ротором насосного агрегата, также между ротором и корпусом улитки необходимо использовать модель «General Connection». При этом в качестве модели описания расположения доменов относительно друг друга можно выбрать либо «Frozen Rotor», либо «Stage».

В модели «Frozen Rotor» система координат и/или угловое положение меняется, однако, взаимная ориентация компонентов через интерфейс является фиксированной. Если положение меняется, то система создает соответствующее уравнение перемещений. Если угловое положение меняется, то поток через соответствующие сечения доменов изменяется соответственно изменению углового размера. Эта модель работает при проведении стационарного расчета, когда окружное изменение скорости велико по сравнению с изменением осевой скорости. Недостатками этой модели является отсутствие моделирования переходных эффектов на границе интерфейса.

Модель «Stage» выполняет осреднение на границе интерфейса окружных параметров. Таким образом, находится решение в каждом домене в стационарной постановке. Эта модель позволяет моделировать многоступенчатые системы. Этот тип модели следует выбирать в том случае,

когда окружная составляющая скорости примерно равна осевой составляющей.

Исходя из вышеизложенного следует вывод, что при моделировании ШЦН следует использовать модель «Frozen Rotor».

8.6 Задание граничных условий

В ANSYS CFX существует несколько типов граничных условий (г.у). Их название и параметры, которые необходимо определять при назначении каких-либо граничных условий, указаны на рисунке 53.

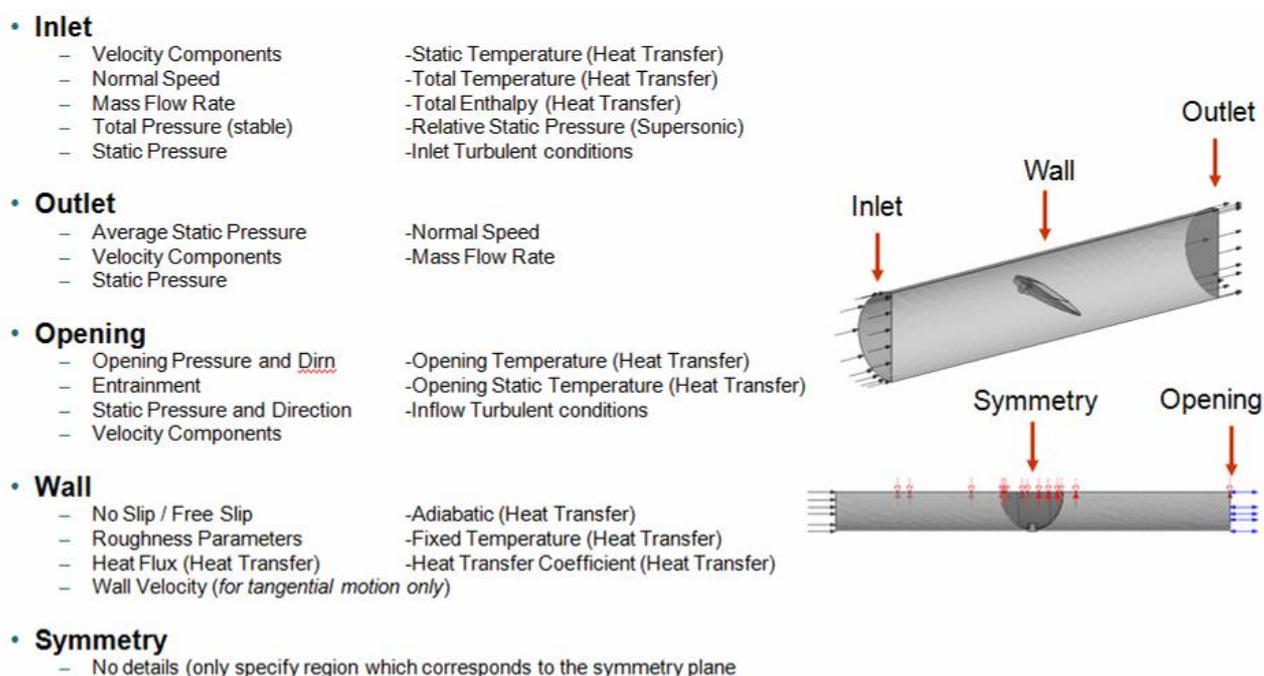


Рисунок 53 – Виды граничных условий

Параметры граничных условий (скорость, статическое давление и т.п.) задаются исходя из располагаемых данных о моделируемом процессе. Однако для наиболее устойчивого решения рекомендуется задавать массовый расход (скорость) на входе в расчетную область и статическое давление на выходе.

Для задания граничных условий необходимо нажать правой кнопкой на домене (рисунок 54).

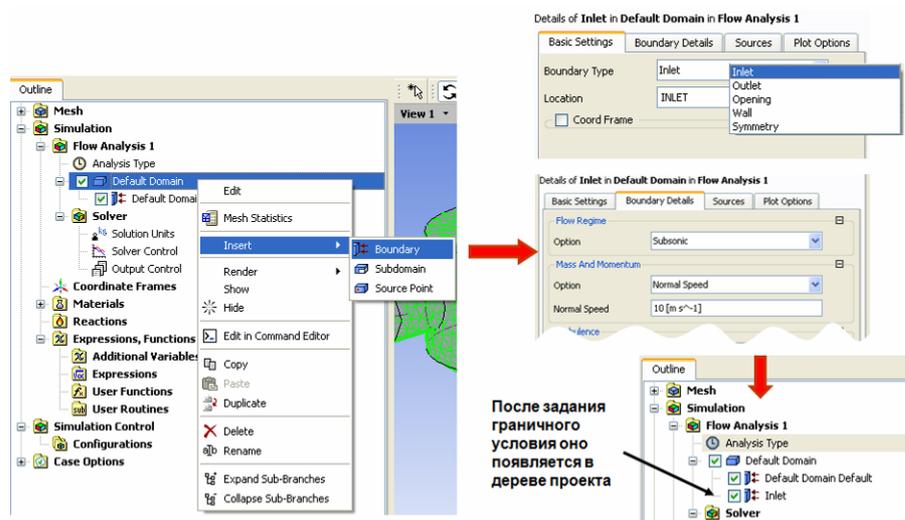


Рисунок 54 – Задание граничных условий

Граничные условия задаются на тех поверхностях, где предполагается втекание (вход) жидкости.

Для граничного условия «Inlet» в случае, когда рабочая жидкость является несжимаемой, рекомендуется задавать скорость (см. рисунок 55).

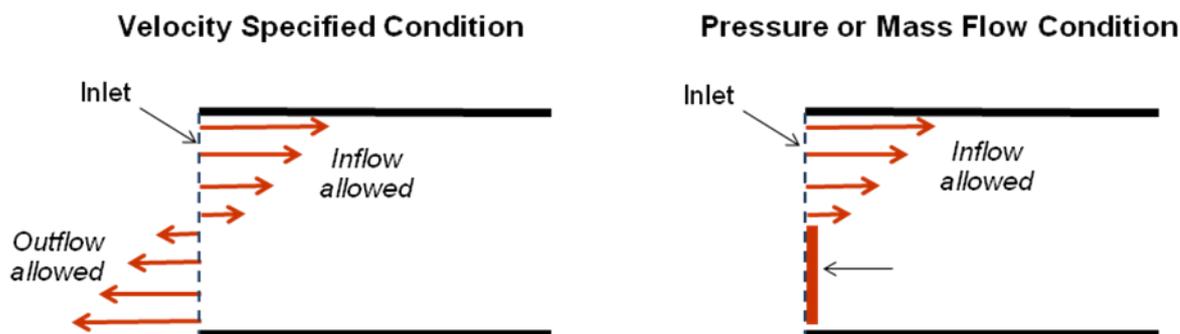


Рисунок 55 – Иллюстрация влияния задания различных параметров граничного условия inlet на физический процесс

Граничные условия «Opening» и «Outlet» задаются на тех поверхностях, где предполагается вытекание жидкости. Граничное условие «Wall» задается на поверхностях, которые являются стенками. Граничное условие «Symmetry» задается на поверхностях, обладающих свойством симметрии.

Влияние важности точного задания г.у. с точки зрения протекания физического процесса проиллюстрировано на рисунке 56.

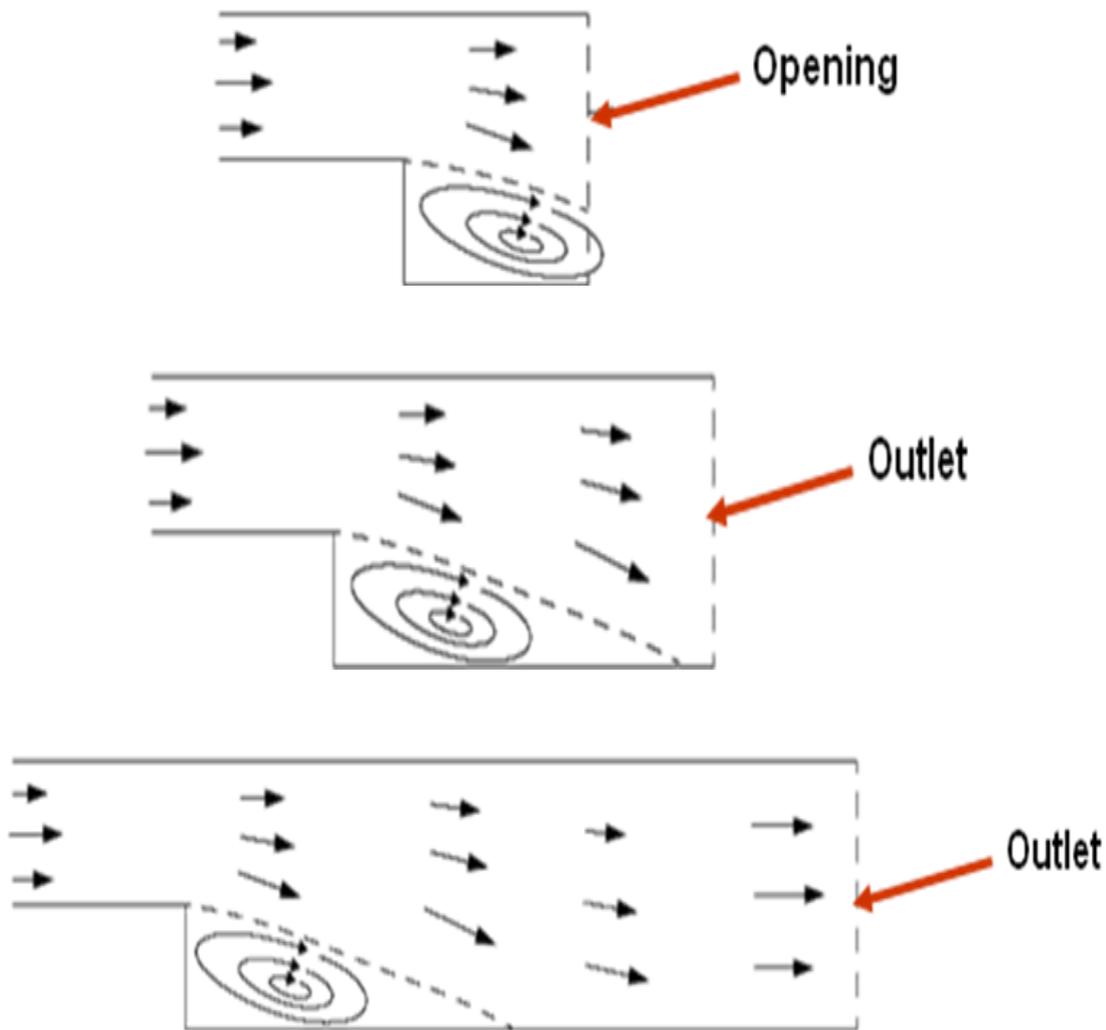


Рисунок 56 – Влияние точности задания граничного условия на структуру потока

Для г.у. «Inlet» необходимо задать начальный уровень турбулентности. По умолчанию он ставится на уровень 5%. Однако, это значение зависит от конкретных условий решаемой задачи.

В случаях, когда моделируется мультифазная или мультикомпонентная жидкость необходимо задавать еще и концентрацию компонентов рабочей жидкости. Она задается во вкладке Fluid Values (см. рисунок 57).

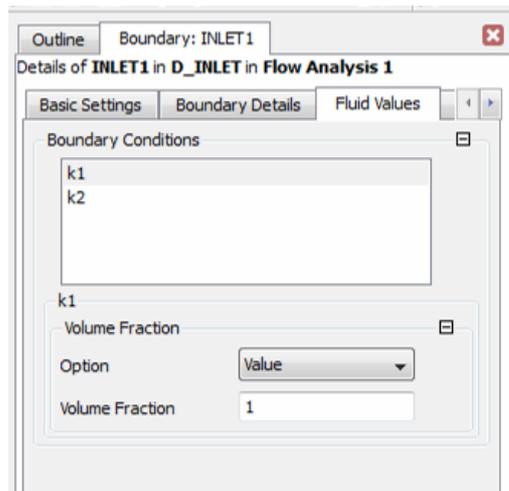


Рисунок 57 – Задание концентрации компонентов жидкости

8.7 Задание выражений

При исследовании процессов часто необходимо задание выражений с целью удобства последующей обработки данных и оценки рабочих процессов. Задание выражений проиллюстрировано на рисунке 58.

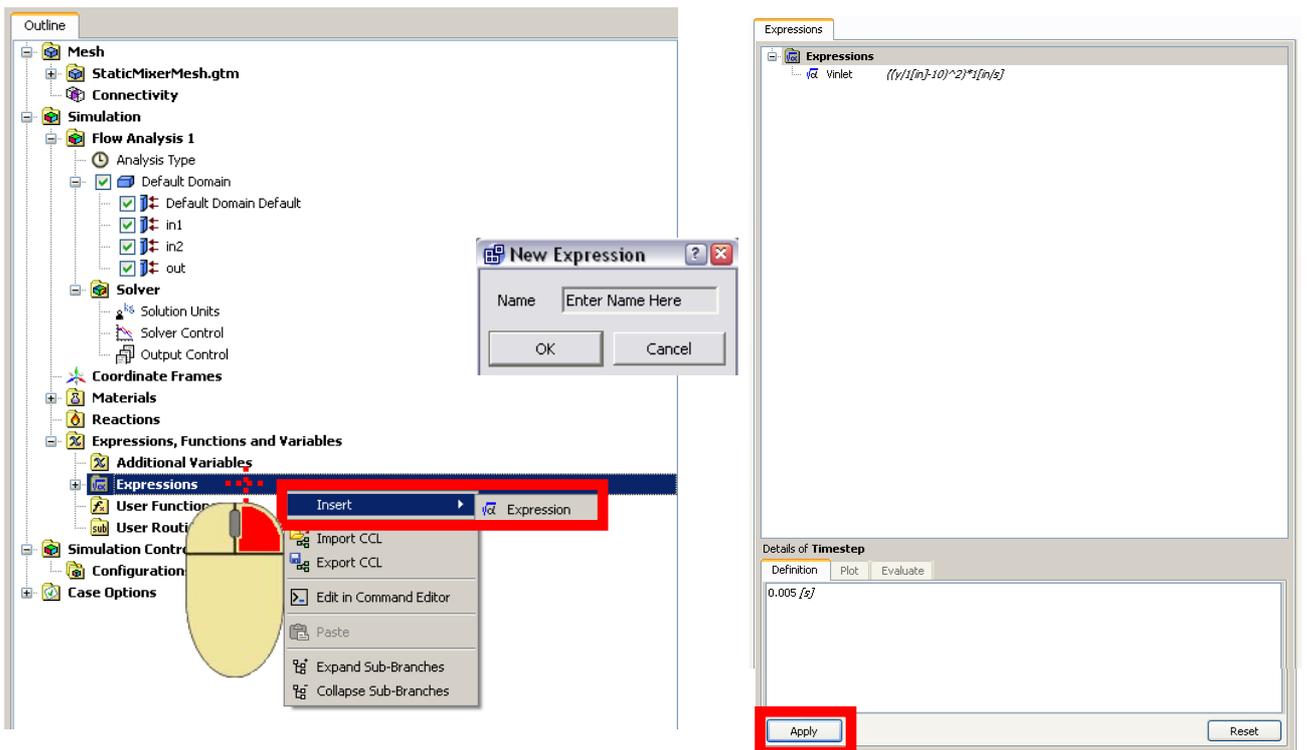


Рисунок 58 – Задание выражений

Для задания выражения для нахождения какого-либо параметра необходимо правой кнопкой кликнуть на раздел Expression. Само создание выражения показано на рисунке 59.

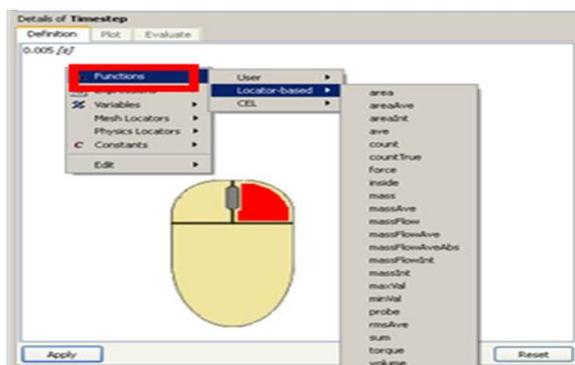


Рисунок 59 – Создание выражения

При этом во вкладке Plot после создания выражения можно увидеть график для искомого параметра. Это можно продемонстрировать (см. рисунок 60) для задания переменной вязкости выражением $\mu = K\gamma^{n-1}$, где γ - коэффициент деформации при сдвиге.

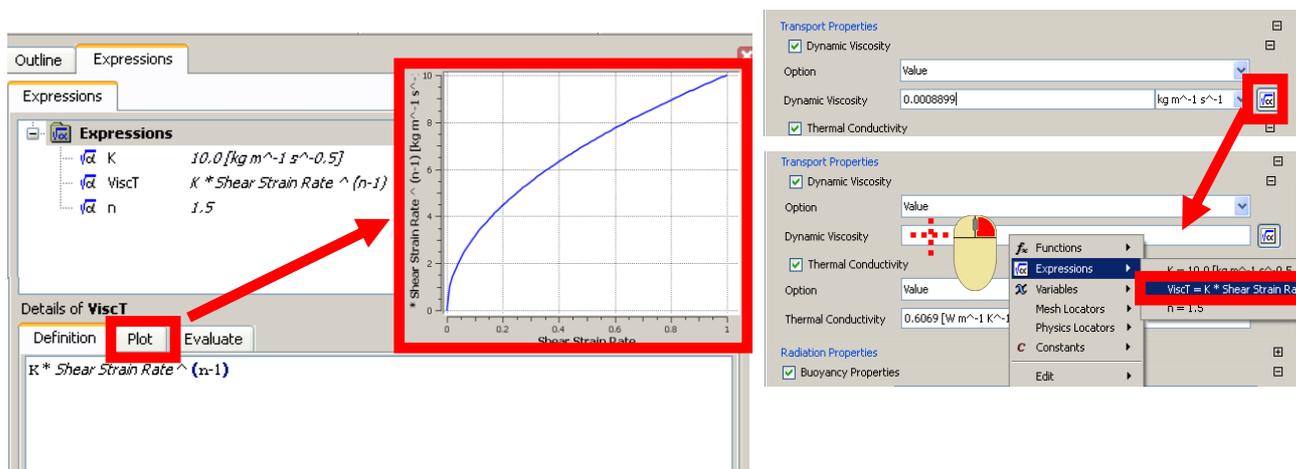


Рисунок 60 – График изменения вязкости

Также существуют альтернативные способы создания выражений непосредственно в поле для задания г.у., либо с помощью таблиц путем импортирования данных.

8.8 Определение параметров решения

К определению параметров решателя относится задание начальных условий решения задачи (Initialization), непосредственное задание параметров решателя (Solver Control), настройка параметров контроля решения (Output Control).

Правильное задание начальных условий решения задачи снижает время ее решения. В некоторых случаях неправильное задание начальных условий приводит к остановке решения в ходе нескольких итераций. Задать начальные условия решения можно тремя путями:

- решатель автоматически вычисляет начальные условия;
- начальные условия вводятся пользователем;
- начальные условия берутся из предыдущего решения.

Задать начальные условия можно на панели меню, либо нажав правой кнопкой на меню Flow Analysis в дереве проекта (см. рисунок 61).

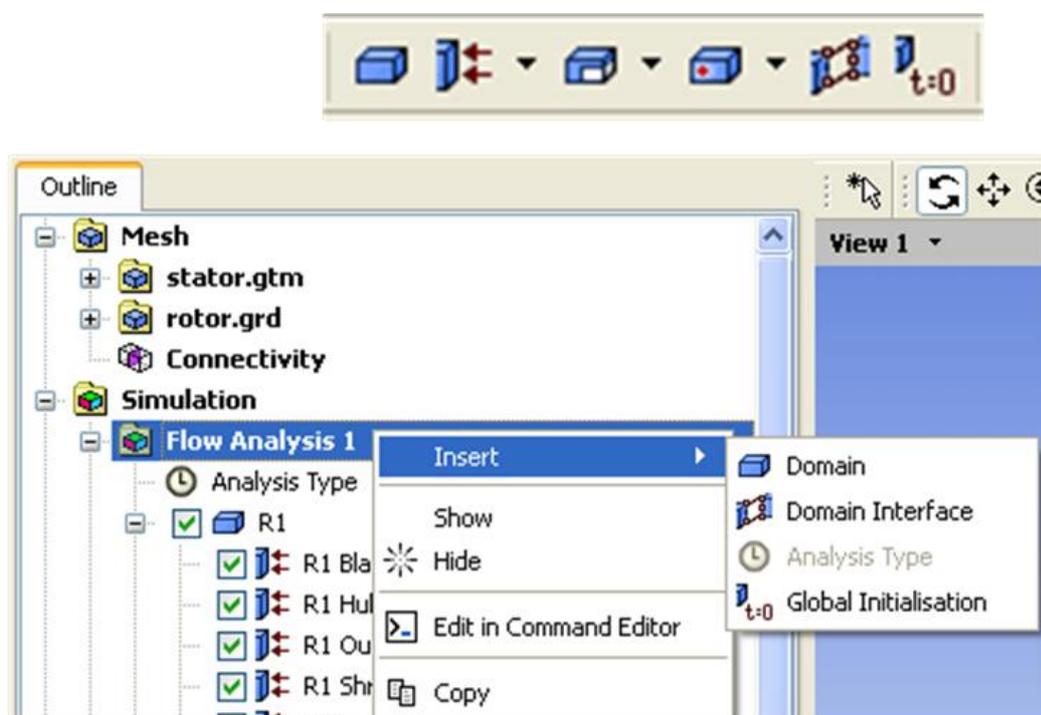


Рисунок 61 – Задание начальных условий

Автоматическое вычисление начальных условий означает, что CFX-Solver вычисляет их основываясь на г.у. и заданных параметрах доменов.

Задание начальных условий из предыдущего решения задается при запуске решателя (см. рисунок 62).



Рисунок 62 – Запуск решателя

Задание параметров решателя показано на рисунке 63.

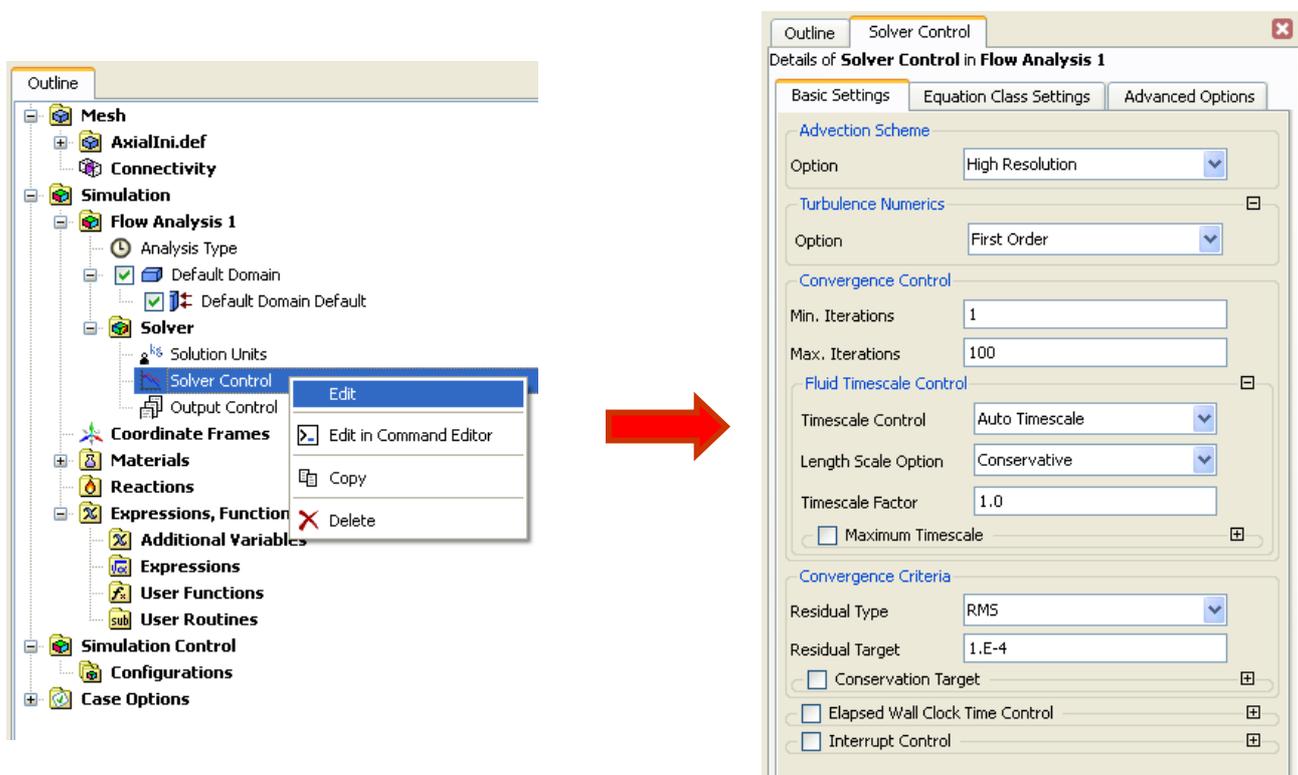


Рисунок 63 – Задание параметров решателя

Параметры решателя сильно влияют на точность решения, его стабильность и количества времени решения.

Схема адвекции жидкости (Advection Scheme) указывает на то, как будет вычисляться параметры переноса в уравнении переноса: Под адвекцией в гидромеханике зачастую понимают конвекция.

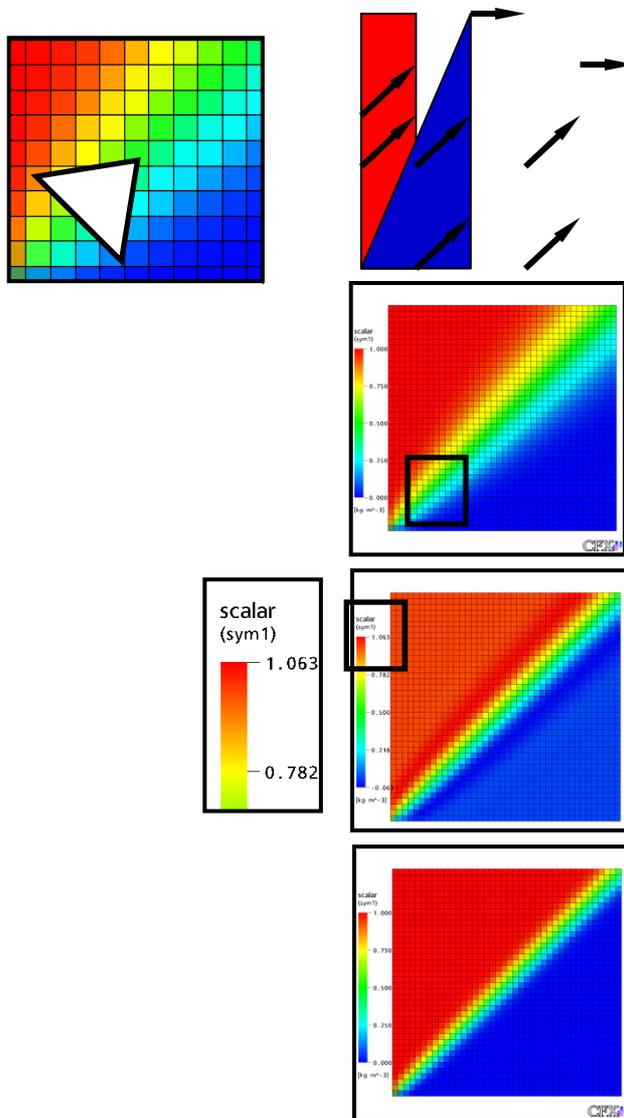
$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV + \oint_A \rho \phi V dA = \oint_A \Gamma \nabla \phi dA + \int_V S_\phi dV$$

Второй член данного уравнения отвечает за описание адвекции.

В ANSYS CFX существует три схемы адвекции:

- High Resolution;
- Upwind;
- Specified Blend.

Отличия между этими схемами приведено на рисунке 64.



Отличия заключаются в подходе к уравнению вычисления некоторой величины на поверхности контрольного объема $\phi_{ip} = \phi_{up} + \beta \nabla \phi \Delta r$. где ϕ_{up} - значения некоторой величины в узлах сетки; ϕ_{ip} - интегрирующие точки; β - коэффициент, принимающий значение 0 или 1; $\nabla \phi$ - переменный градиент; Δr - вектор между узлом вычисления и интеграционной точкой.

Схема Upwind принимает, что $\beta = 0$.
Схема Specified Blend позволяет пользователю подобрать значение коэффициента β .

Рисунок 64 – Схемы адвекции

Схема же High Resolution максимизирует значение коэффициента β на основе значений параметров, получаемых при решении. При решении задач моделирования рабочих процессов в проточной части ШЦН обычно используют схему High Resolution.

При выполнении численного моделирования важным параметром является количество итераций, выполняемых при решении. Влияние количества итераций на результат решения задачи показано на рисунке 65 .

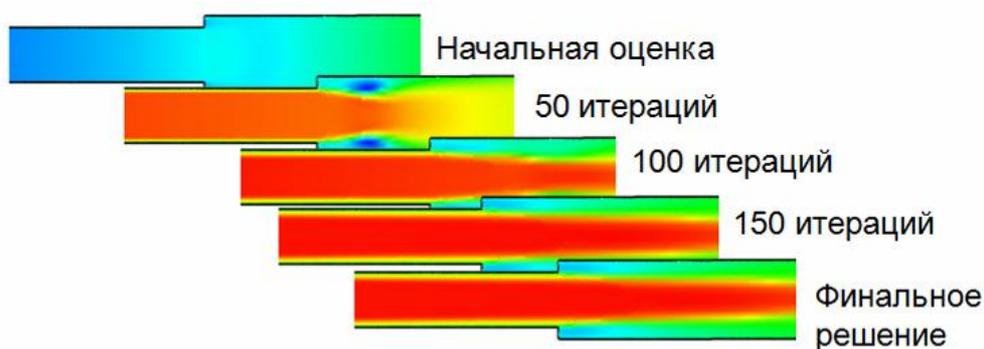


Рисунок 65 – Влияние количества итераций на результат решения

Определение значения «шаг по времени» значительно влияет на процесс сходимости решения (см. рисунок 66).

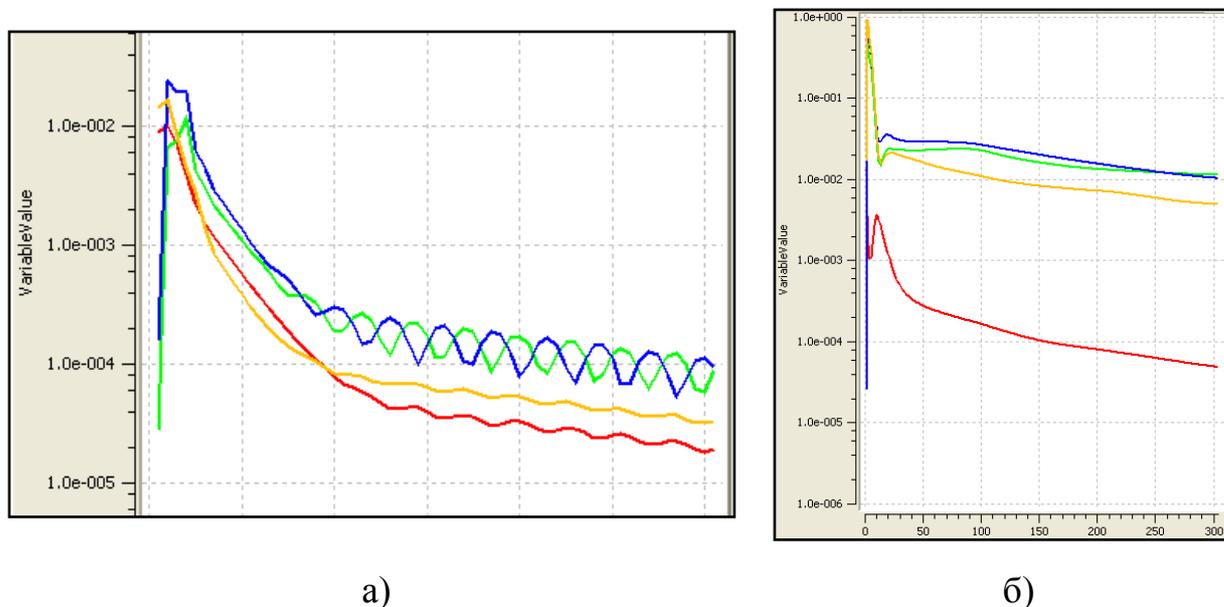


Рисунок 66 - Влияние значения шага по времени:

- а) Слишком большой шаг по времени;
- б) Слишком малый шаг по времени

Слишком большой шаг по времени может привести к развалу решения. Слишком малый шаг может привести к очень долгой сходимости решения, таким образом, решение может быть не таким точным.

При моделировании рабочих процессов ШЦН ГТД в качестве шага по времени можно принять величину $\frac{1}{\omega}$, где ω - частота вращения ротора в рад/с.

В параметрах решателя необходимо задать критерий сходимости. Обычно задают средне квадратичную ошибку вычислений – RMS (Root Mean Square) или максимальную погрешность - MAX. По умолчанию критерий сходимости задается на уровне 10^{-4} . Однако предпочтительнее на завершающих этапах расчета задавать его на уровне 10^{-6} . Погрешность вычислений показывает насколько точно была решена система уравнений. Средне квадратичная погрешность базируется на осредненной погрешности по всем контрольным объемам:

$$RMS = \sqrt{\frac{\sum_i R_i^2}{n}}$$

При задании параметров решателя в случае моделирования рабочих процессов в проточной части ШЦН ГТД другие параметры можно оставить по умолчанию.

8.9 Решение численной модели

Отслеживание процесса решения производится в ANSYS CFX-Solver Manager. Отметим, что возможен запуск на решение созданной численной модели ШЦН с помощью исполняемых bat-файлов. Однако, этот вопрос мы здесь затрагивать не будем.

Пример отображения хода решения в CFX-Solver Manager показан на рисунке 67.

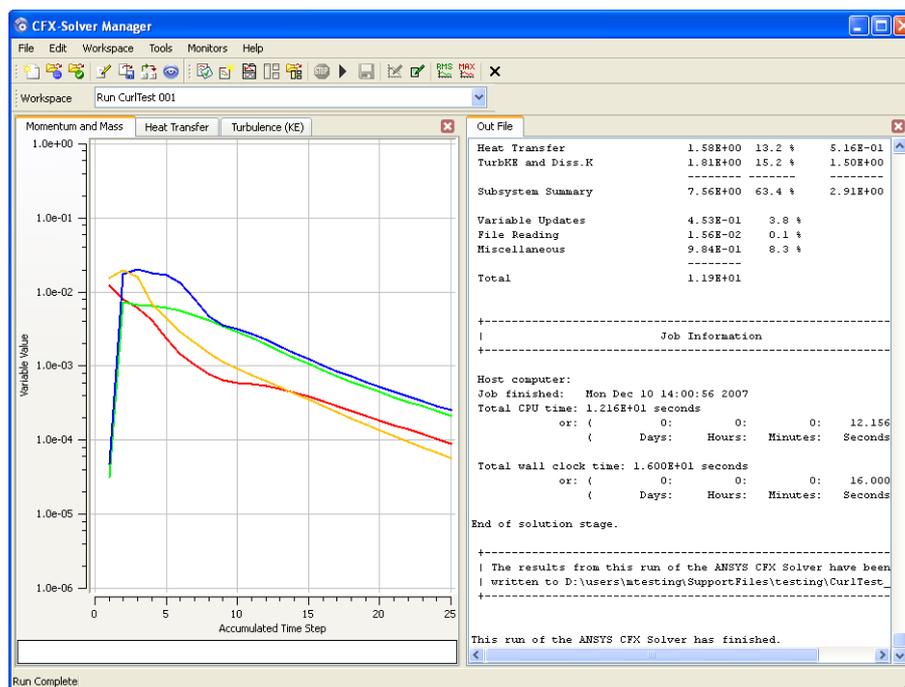


Рисунок 67 – Окно CFX-Solver Manager

Процесс запуска решения показан на рисунке 68.

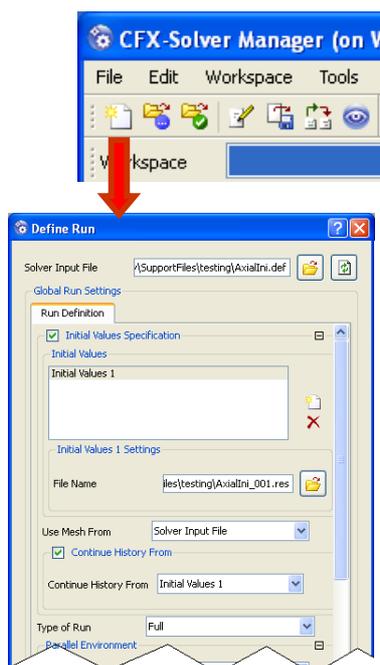


Рисунок 68 – Запуск решения

В данном окне можно задать начальные условия для решения задачи, параметры распараллеливания процесса решения задачи и т.д. Влияние компьютерной производительности на скорость выполнения расчета за одной и тоже время показано на рисунке 69.

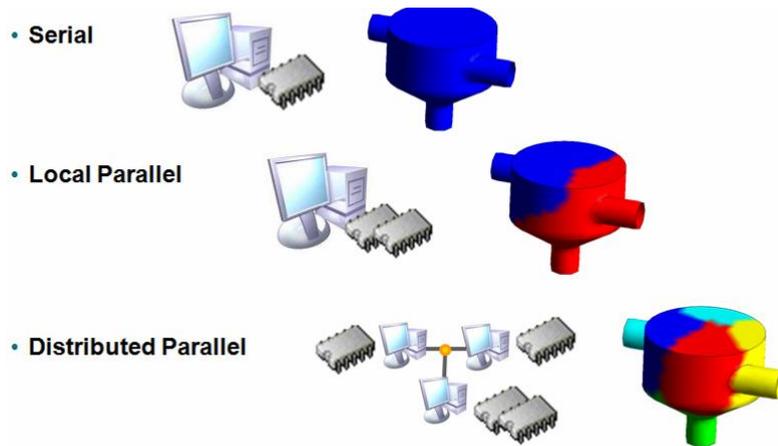


Рисунок 69 – Влияние компьютерной производительности на скорость выполнения расчета

8.10 Обработка результатов в ANSYS CFX-Post

Обработка результатов решения ведется в постпроцессоре CFX-Post. Основные инструменты для анализа полученного решения показаны на рисунке 70.

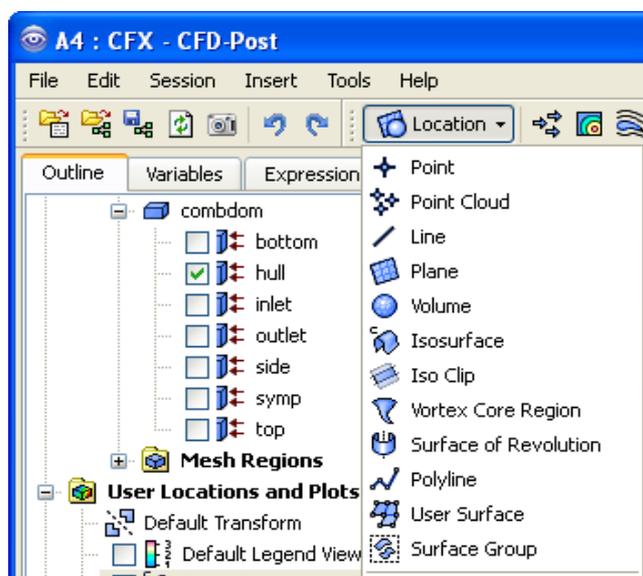


Рисунок 70 – Основные инструменты для анализа

Средства CFX-Post позволяют построить поля распределения давлений, скоростей, температур и т.п. Возможно построение всевозможных полей течения рабочей жидкости, построение изоповерхностей а также построение графиков изменения какой-либо величины.

9 АНАЛИЗ И РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕЧЕНИЙ В НАСОСЕ

9.1 Исходные данные для расчета

В качестве рабочей жидкости использовался авиационный керосин. Его параметры приведены на рисунке 71.

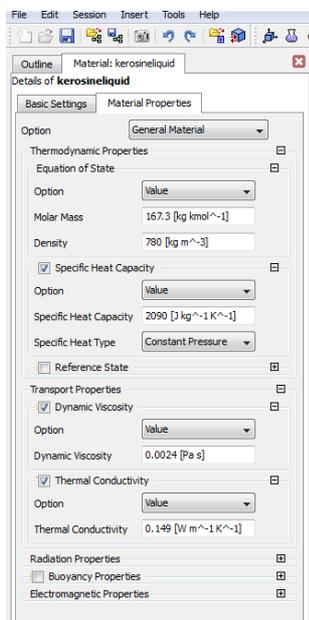


Рисунок 71 – Свойства керосина, задаваемые при создании материала

Для правильного описания функциональных свойств вся расчетная область была разбита на три домена: входной питающий патрубок, ротор и улитка. В каждом из них ссылочное давление было принято равным 0, указывалась глобальная система координат, а также рабочая жидкость – керосин. Основные свойства доменов приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Основные свойства доменов

Домен	Рабочая жидкость	Относительное давление, Па	Движение домена	Угловая частота об/мин	Деформация домена	Температура жидкости	Давление насыщенных паров, Па
Ротор	Керосин	0	Rotating	5000	Нет	25	3574
Вх. тр.		0	Stationary		Нет	25	3574
Улитка		0	Stationary		нет	25	3574

Расчёт шнекоцентробежного насоса проведен на примере шнекоцентробежного насоса, расчётная область которого приведена на рисунке 72. Для расчёте задана гомогенная жидкость. Расчет считается изотермическим. Для расчета выбрана SST модель турбулентности.

При сшивке поверхностей использовалась модели «General Connecting» и «Frozen Rotor».

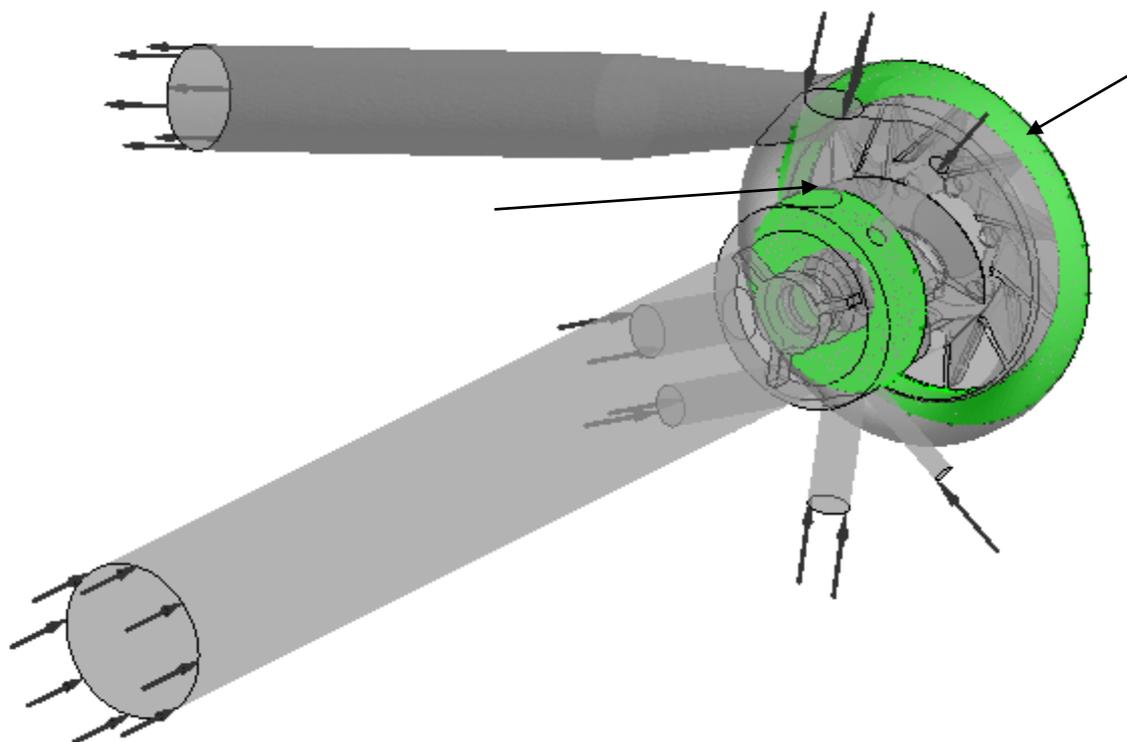


Рисунок 72 – Поверхности, используемые для создания интерфейсов

В качестве граничных условий выбраны следующие условия:

- Inlet_1 на входе в насос. Расход рабочей жидкости составляет 1000 кг/ч.

Тогда из выражения $G = \rho \cdot c \cdot S$ нормальная скорость потока составляет

$$c = \frac{G}{\rho \cdot S} = \frac{1000 \cdot 4}{1000 \cdot \pi \cdot 0,076^2 \cdot 3600} = 0,061 \frac{м}{с}$$

. Турбулентность потока принимаем равной 5%;

- Inlet_2 на слив 1. Массовый расход керосина составляет 0,0215 кг/с

Турбулентность потока 5%;

- Inlet_3 на слив 2. Массовый расход керосина составляет 0,292943 кг/с. Турбулентность потока 5%;
 - Inlet_4 на слив 3. Массовый расход керосина составляет 0,492694 кг/с. Турбулентность потока 5%;
 - Inlet_5 на слив 4. Массовый расход керосина составляет 0,0424633 кг/с. Турбулентность потока 5%;
 - Inlet_6 на слив 3. Массовый расход керосина составляет 0,229444 кг/с. Турбулентность потока 5%;
 - Outlet на выходе из диффузора улитки. Статическое давление 8 атм.
- Граничные условия, задаваемые для решения задачи, указаны на рисунке 73.
Графическая иллюстрация граничных условий приведена на рисунке 74.

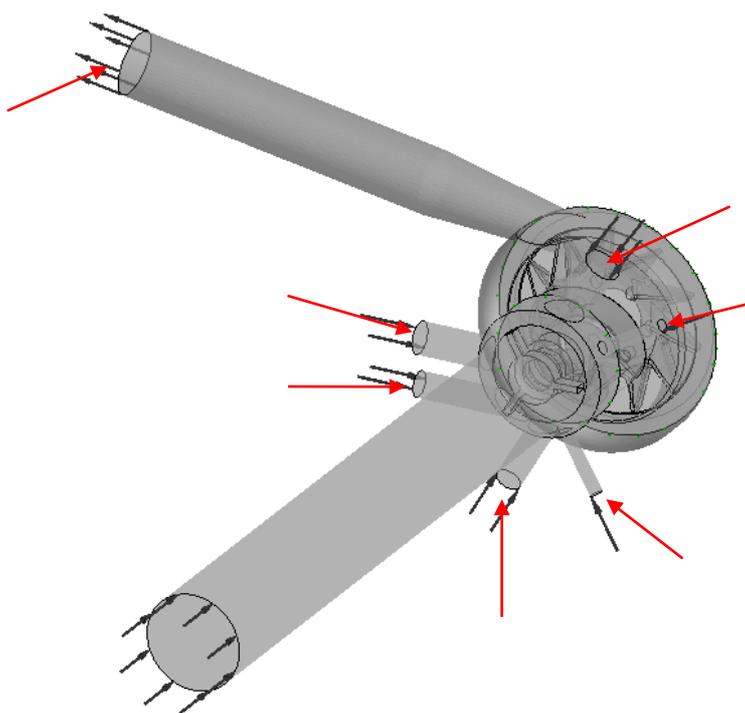


Рисунок 73 – Граничные условия

Остальным поверхностям по умолчанию ANSYS CFX присваивает граничные условия Wall. Однако, стенкам ротора, которые не совершают вращательного движения, (см. рис. 74) необходимо в свойствах граничных

условий необходимо указать условие неподвижности «counter rotating wall» (см. рисунок 75).

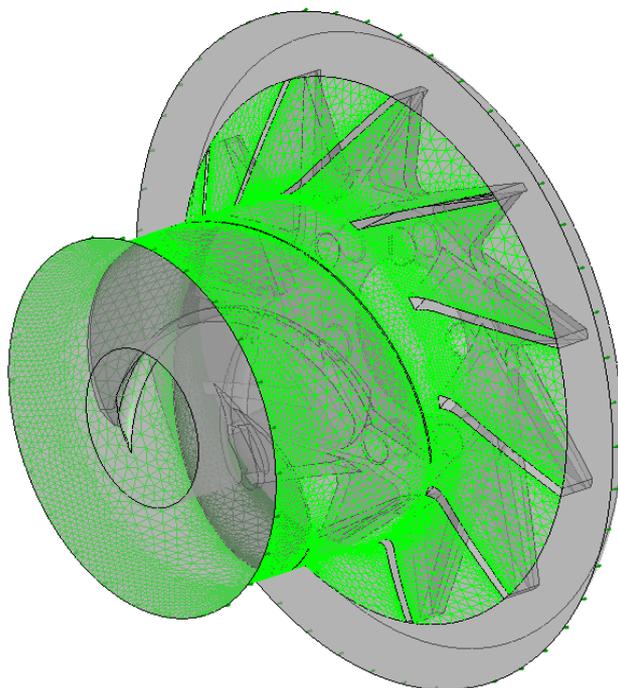


Рисунок 74 – Неподвижные стенки ротора

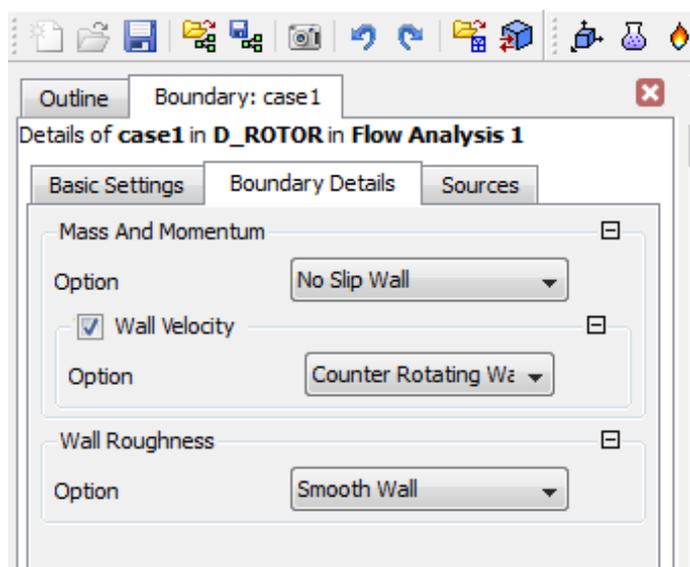


Рисунок 75 – Свойства граничных условий стенок ротора

Схема адвекции – High Resolution. Схема моделирования турбулентности - High Resolution. Временной шаг составляет $6,3694 \times 10^{-5}$ мин. Погрешность вычислений установлена на уровне 10^{-6} .

Таким образом, заданы все необходимые данные для проведения численного моделирования рабочих процессов в проточной части ШЦН ГТД.

Результаты проведенного решения приведены ниже.

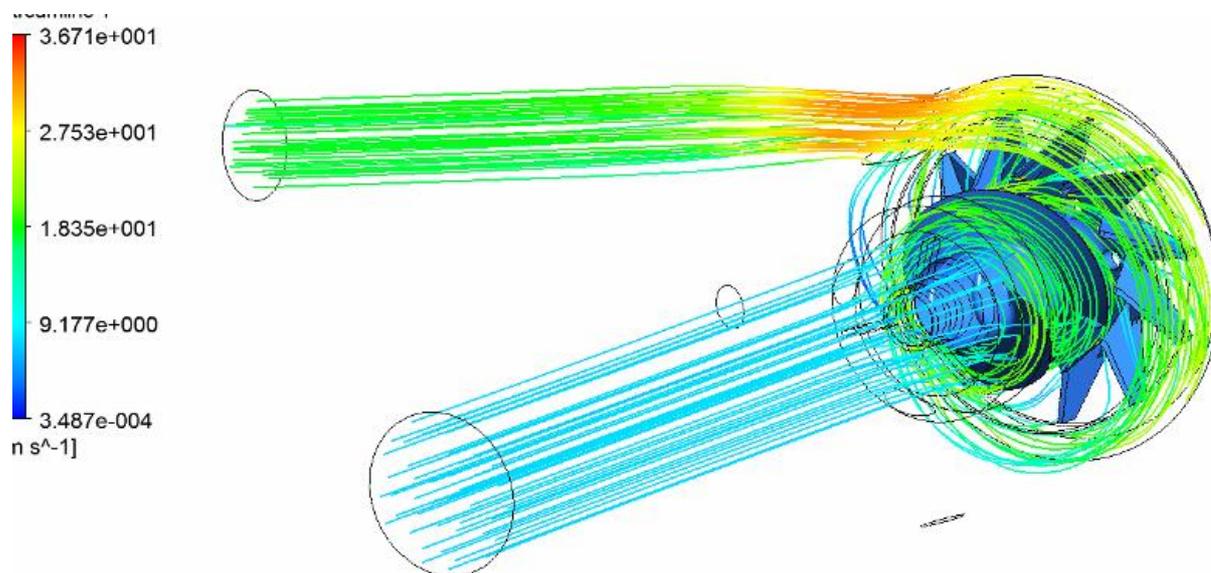


Рисунок 76 – Структура течения в насосе

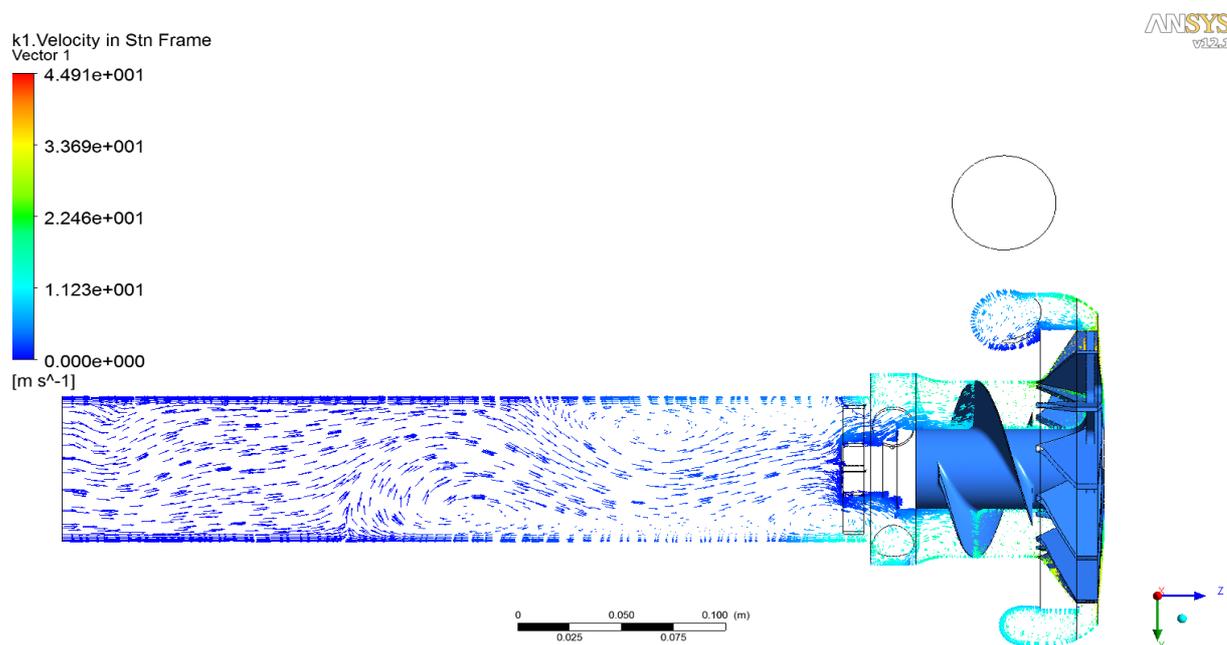


Рисунок 77 – 2D структура потока жидкости

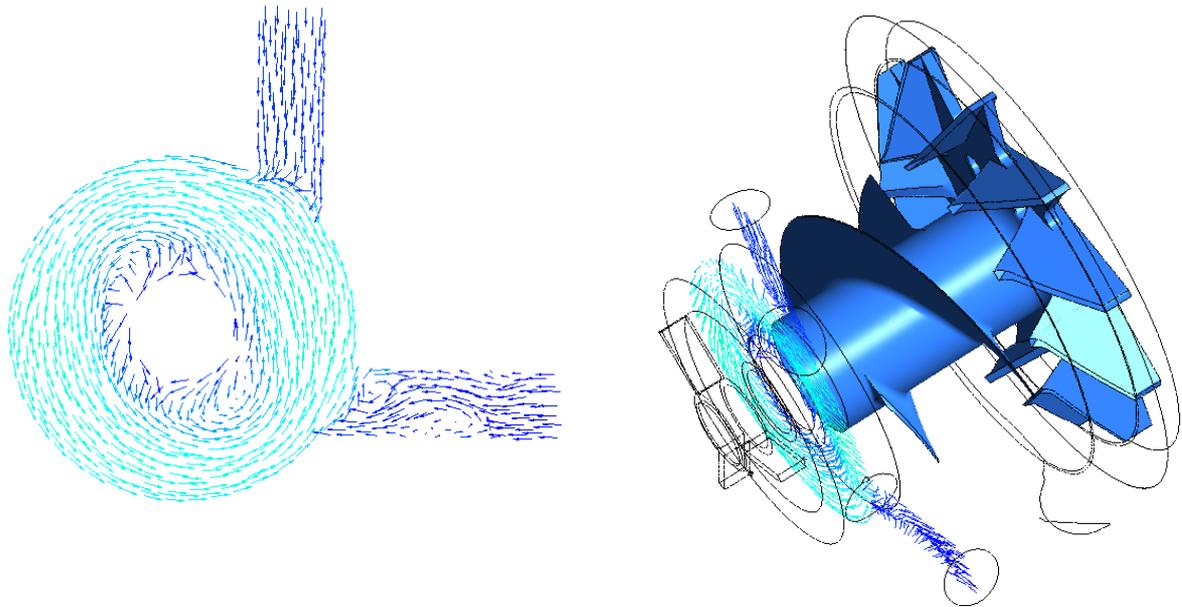


Рисунок 78 – Структура потока в сечении, перпендикулярном оси вращения

9.2 Оценка результатов

По данному алгоритму, можно провести серию подобных расчетов, чтобы получить, к примеру, напорную характеристику ШЦН. На рисунке 79 показано сравнение численного и экспериментального способов определения напорной характеристики ШЦН.

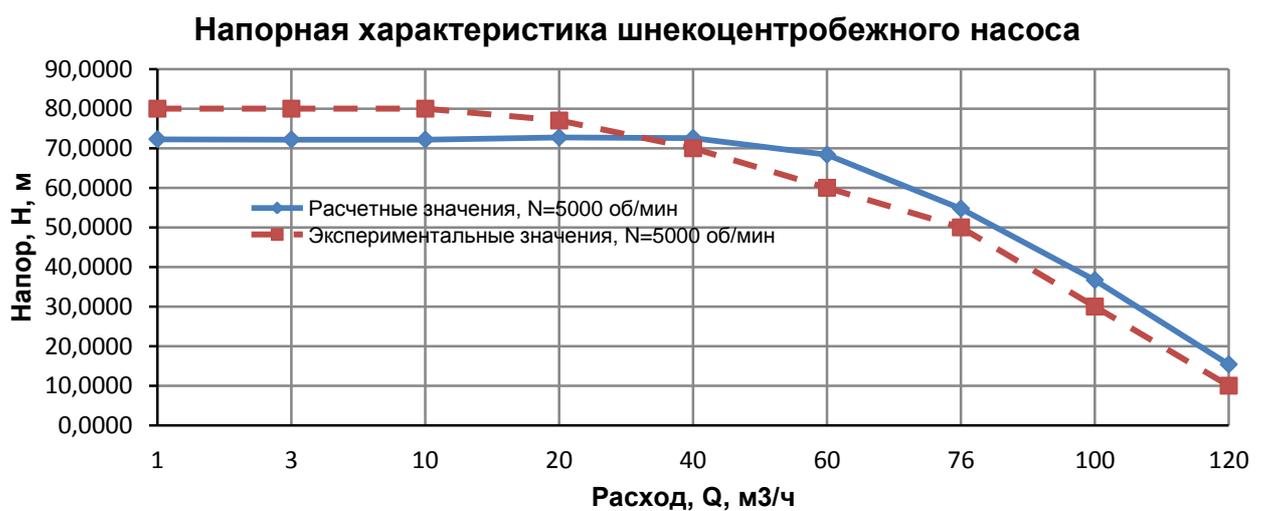


Рисунок 79 – Напорные характеристики исследуемого насоса при частоте вращения ротора 5000 об/мин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иванов, А.В. Расчет и профилирование шнекоцентробежного насоса турбонасосного агрегата ЖРД [Текст]: учеб. пособие /А.В.Иванов. – Воронеж: ГОУВПО «Воронежский государственный технический университет», 2010.-120 с.
2. Белоусов, А.И. Конструирование ТНА и элементов камеры ЖРД с использованием 3D-моделей [Текст]: учеб. пособие / А.И. Белоусов, В.А. Борисов, А.М. Жижкин, А.В. Иванов , ред.: А.И. Белоусов.- Самара: СГАУ, 2007. – 127 с. – ISBN 978-5-7883-0528-8
3. Тихонов Н.Т. Выбор параметров и методика расчета шнекоцентробежного насоса систем питания ЖРД [Текст]: учеб. пособие / Н.Т. Тихонов, Н.Ф. Мусаткин, В.Н.Матвеев. – Куйбышев: КуАИ, 1989. – 28 с.
4. Михайлов, А.К. Конструкция и расчет центробежных насосов высокого давления [Текст] / А.К.Михайлов, В.В.Малюшенко. – М.: Машиностроение, 1971. – 304 с.
5. Survey of feed pump outages [Text]: report (final): FP - 754 / Electric Power Research Institute ; MaKay, E. ; Szamody O. – Morrisville, 1978 – P. 107
6. Алексеев, А.К. Снижение амплитуд колебаний давления при резонансных режимах работы [Текст] / А. К. Алексеев // Вестник машиностроения. – 1979. - № 8 - С. 15 – 17.
7. Алмазов, А. А. Кавитационное вибронагружение высокооборотных осевых насосов. [Текст] / А. А. Алмазов / Кавитационные колебания и динамика двухфазных систем: сб. научн. тр. / Наук. Думка -Киев, 1985. - С. 41 - 47.
8. Brennen, С.Е. Cavitation and bubble dynamics [Text] / С. Е. Brennen // - New York: Cambridge University Press, 2011. – P. 270 – ISBN 978-1-107-00237-1
9. Белый, Н.Г. К вопросу о вибрациях и выносливости трубопроводов [Текст] / Вибрационная прочность и надёжность авиационных

двигателей / Н Г. Белый // Сборник трудов КуАИ. – 1965. - Выпуск 19.
– С. 129 - 133

10. Оценка виброакустических характеристик насоса НД-25 с учётом динамических свойств коробки приводов и присоединённых топливных магистралей [Текст] : отчёт о НИР (заключ.) / Самарский государственный аэрокосмический университет (СГАУ) ; рук. Шахматов Е. В. ; исполн. Крючков А. Н. [и др.] – Самара, 1993. – С. 41
11. Калнин В. М. Нагружение ротора шнеко-центробежного насоса при автоколебаниях в гидросистеме [Текст] / В. М. Калнин, В. А. Шерстянников // Динамика насосных систем : сб. науч. тр. / Наукова думка – Киев. 1980. - С. 22 - 27
12. Чебаевский В. Ф. Кавитационные характеристики высокооборотных шнеко-центробежных насосов [Текст] / В. Ф. Чебаевский, В. И. Петров - М.: Машиностроение, 1973. – С. 152
13. Gulich, J. F. Centrifugal Pumps [Text] / J. F. Gulich – Berlin : Springer, 2010. - P. 998 - ISBN 978-3-642-12823-3
14. Шапиро А. С. Структура реального течения в центробежных и осевых насосах [Текст] / А.С. Шапиро - М.: МГИУ, 2004. – С. 280
15. Toyokura T. Studies on the characteristics of Axial-Flow Pumps [Text] / T. Toyokura // Bulletin of JSME. – 1961. - Vol. 4. - №14
16. Ершов В. Н. Вариационный принцип максимума потока механической энергии и его приложение к расчёту осевых турбомашин [Текст] / В. Н. Ершов // Известия вузов. Серия «Авиационная техника». – 1959. - №1
17. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы [Текст] : [пер. с англ.] / А. И. Степанов - М., Машгиз, 1960. – С. 468 – Перевод изд.: CENTRIFUGAL AND AXIAL FLOW PUMPS / A. J. Stepanoff New York John Willey & Sons – ISBN
18. Сточек Н. П. Гидравлика жидкостных ракетных двигателей [Текст] / Н.П. Сточек, А.С. Шапиро - М.: Машиностроение, 1978. – С. 127

19. Григорьев, Ю. Е. Влияние динамических свойств обратных течений на входе в насос на устойчивость насосных систем и частоты колебаний [Текст] / Ю. Е. Григорьев, В. В. Пилипенко // Гидрогазодинамика технических систем : сб. научн. тр. / Наукова Думка. – Киев. – 1985. - С. 3 – 7
20. Довготько Н. И. Об одном случае исследования устойчивости системы шнекоцентробежный насос – трубопроводы по отношению к кавитационным автоколебаниям [Текст] / Н. И. Довготько // Динамика насосных систем: сб. научн. тр. / Наукова Думка. – Киев, 1980. - С.9-14
21. Пилипенко, В.В. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем [Текст] / В. В. Пилипенко, В. А. Задонцев, М. С. Натанзон – М.: Машиностроение, 1977. – С. 352
22. Чебаевский, В. Ф. Способ расчёта центробежных насосов на кавитацию [Текст] / В. Ф. Чебаевский // Вестник машиностроения. – 1959. - №8
23. Eisenberg, P. Cavitation [Text] / P. Eisenberg // Fluid Mechanics / McGraw Hill, 1961
24. Довготько, Н. И. Анализ теоретических и экспериментальных результатов влияния конструктивных параметров осевого шнекового преднасоса на устойчивость системы шнекоцентробежный насос – трубопроводы [Текст] / Н. И. Довготько // Кавитационные автоколебания в насосных системах : сб. научн. тр. / Наукова думка. – Киев. – 1976. - Ч.1. - С. 53 - 56
25. Довготько, Н. И. Исследование колебаний в насосной системе с кавитирующими шнековым преднасосом и центробежным колесом [Текст] / Н. И. Довготько, В. В. Пилипенко // Гидрогазодинамика технических систем : сб. научн. тр. / Наукова Думка. – Киев. – 1985. - С. 7 – 16
26. Чебаевский, В. Ф. К вопросу о механизме кавитации в центробежных насосах [Текст] / В. Ф. Чебаевский // Теплоэнергетика. – 1957. - №9

27. Дыро, П. Р. Некоторые результаты исследования работы осевых винтовых колёс [Текст] / П. Р. Дыро // Энергомашиностроение. – 1962 - №2
28. Аринушкин, Л. С. Авиационные центробежные насосные агрегаты [Текст] / Л. С. Аринушкин, Р. Б. Абрамович, А. Ю. Полиновский, Л. Б. Лещинер, Е. А. Глозман. / М.: Машиностроение, 1967. – 256 с.
29. Калнин В. М. Динамика кавитации центробежных насосов ЖРД [Текст] / В. М. Калнин, В. А. Шерстянников // Двигатель – 2002. - №3 (21). – С. 38 - 41
30. Kjeldsen, M. Blade load dynamics in cavitating and two phase flows [Text] / M. Kjeldsen, Roger E. A. Arndt // Proceedings of the 7th International Symposium on Cavitation CAV2009, Ann Arbor, Michigan, USA. - 2009 – Paper No. 113
31. Keller, A. P. Maßstabsgesetze bei der Anfangskavitation [Text] / A. P. Keller, Z. Yang // Versuchsanstalt für Wasserbau Oberrach, TU München. - 1983
32. Goto, A. Hydrodynamic design system for pumps based on 3-D CAD, CFD and inverse design method [Text] / A. Goto, M. Nohmi, T. Sakurai, Y. Sogawa // Proceedings of ASME FEDSM01 New Orleans, Louisiana, USA, 2001 - paper FEDSM2001- 18068
33. Arnone, A. Ariane 5 TPLOX inducer design strategies to enhance cavitating performance [Text] / A. Amone, P. Boncinelli, A. Capuani, E. Spano, C. Rebattet // Proceedings, Fourth International Symposium on Cavitation, CAV2001 session B7.004, Pasadena, California, USA, 2001
34. Zhang, M. Numerical Analysis of Unsteady Hydrodynamic forces on a Diffuser Pump Impeller due to Rotor-Stator Interaction [Text] / M. Zhang, H. Wang, H. Tsukamoto // ASME - 2002 - Paper FEDSM2002-31181.
35. González, J. Numerical Simulation of the Dynamic Effects Due to Impeller-Volute Interaction in a Centrifugal Pump [Text] / J. González, J.

- Ferna'ndez, E. Blanco, C. Santolaria // ASME J. Fluids Eng. – 2001. - №124. -P. 348–355.
36. Gonza'lez, J. Unsteady Flow Structure on a Centrifugal Pump: Experimental and Numerical Approaches [Text] / J. Gonza'lez, J., C. Santolaria, E. Blanco, J. Ferna'ndez, // ASME – 2002. - Paper FEDSM2002-31182.
 37. Hagelstein, D. Experimental and Numerical Investigation of the Flow in a Centrifugal Compressor Volute [Text] / K. Hillewaert, R. A. Van den Braembussche, A. Engeda, R. Keiper, M. Rautenberg, // ASME J. Turbomach. -2000. - №122. - P. 22 – 31
 38. Hillewaert, K. Numerical Simulation of Impeller-Volute Interaction in Centrifugal Compressors [Text] / K. Hillewaert, R. A. Van den Braembussche // ASME J. Turbomach. – 1999. - №121. - P. 603 – 608.
 39. Longatte, F. Analysis of Rotor-Stator-Circuit Interactions in a Centrifugal Pump [Text] / F. Longatte, J. L. Kueny // ASME – 1999. - Paper FEDSM99-6866.
 40. Zhang, M. Numerical Analysis of Unsteady Hydrodynamic forces on a Diffuser Pump Impeller due to Rotor-Stator Interaction [Text] / M. Zhang, H. Wang, H. Tsukamoto, H // ASME – 2002. - Paper FEDSM2002-31181.
 41. Majidi, K. Numerical Calculation of Impeller/Volute Interaction in a Centrifugal Pump [Text] / K. Majidi // Proceedings of the 5th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics. – 2003. P. 597 – 606.
 42. Majidi, K. Numerical Calculation of Secondary Flow in Pump Volute and Circular Casing Using 3D Viscous Flow Techniques [Text] / K. Majidi, K., H. E. Siekmann // Int. J. Rotating Machinery. – 2000. - №6 (4). - P. 245 – 252.
 43. Majidi, K. Unsteady Radial Thrust of a Centrifugal Pump due to the Impeller/Volute Interaction [Text] / K. Majidi // Proceedings of the 10th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of

- Rotating Machinery, Pacific Center of Thermal-Fluids Engineering – 2004. - Paper ISROMAC10-2004-032.
44. Han, H. Internal Flow Simulation in Screw-Type Centrifugal Pump [Text] / H. Han, K. Tanaka, K., T. Kobayashi // J. Turbomach. – 2000. - 28(3). - P. 183–190
 45. Zixiang, S. A Computational Study on Optimum Inducer Leading Geometry For Stall Suppression in a Centrifugal Blower [Text] / S. Zixiang, M. Ishida // Proceedings of ASME Fluids Engineering Summer Meeting. – 2000. - FEDSM00-11059
 46. Kurokawa, J. An Innovative Device to Suppression of Performance Curve Instability of Mixed Flow Pump by Use of J-Groove [Text] / J. Kurokawa, S. L. Saha, J. Matsui, H. Imamura // Trans. JSME. – 2000. - № 642 - P. 460 – 467
 47. Kurokawa, J. Suppression of Performance Curve Instability of Mixed Flow Pump by Use of J-Groove [Text] / J. Kurokawa, S. L. Saha, J. Matsui, H. Imamura // ASME J. Fluids Eng. – 2000. - №122 - P. 592 – 597
 48. Tatebayashi, Y. A 3-D Simulation of Flow in Screw-Type Centrifugal Pump with Tip Clearance [Text] / Y. Tatebayashi, K. Tanaka, H. Han, T. Kobayashi // the 2nd International Symposium on Fluid Machinery and Fluid Engineering, China, 2001
 49. Tatebayashi, Y. Meridian Shape Influence on Screw-Type Centrifugal Pump Performance [Text] / Y. Tatebayashi, Y., K. Tanaka // Proceedings of the ASME Fluids Engineering Summer Meeting, Canada. - 2002. – Paper FEDSM02-31183
 50. Tatebayashi, Y. Pump Performance Prediction in Screw-Type Centrifugal Pump [Text] / Y. Tatebayashi, K. Tanaka, T. Kobayashi // J. Turbomach. – 2003. №31(1). – P. 582 – 589
 51. Kim, Y. T. Pressure Fluctuation Due to Air Entrainment in Screw-Type Centrifugal Pump [Text] / Y. T Kim, K. Tanaka, L. Yamada, Y. Matsumoto, // Trans. JSME. – 2000. - № 644. - P. 1126–1131

52. Goto, A. Hydrodynamic Design of Pump Diffuser Using Inverse Design Method and CFD [Text] / A. Goto, A., M. Zangeneh // ASME J. Fluids Eng. – 2002. – №124(2). - P. 319 – 328
53. Miner, S. M. CFD Analysis of the First Stage Rotor and Stator in a Two Stage Mixed Flow Pump [Text] / S. M. Miner // Proceedings of the Eighth ISROMAC Conference. - 2000
54. Shi, F. Numerical Study of Pressure Fluctuations Caused by Impeller-Diffuser Interaction in a Diffuser Pump Stage [Text] / F. Shi, H. Tsukamoto // ASME J. Fluids Eng. – 2001. - №123. - P. 466 – 474.
55. van Esch, B. P. M. Hydraulic Performance of a Mixed-Flow Pump: Unsteady Inviscid Computations and Loss Models [Text] / B. P. M. van Esch, N. P. Kruyt // ASME J. Fluids Eng. – 2001. - № 123. - P. 256 – 264
56. Wang, G. Unsteady Dynamics of Cloud Cavitating Flows around a Hydrofoil [Text] / G. Wang, B. Huang, B. Zhang, M. Zhang // Proceedings of the 7th International Symposium on Cavitation CAV2009 – 2009. – Paper №9
57. Singhal, A. K. Mathematical basis and validation of the full cavitation model [Text] / A. K. Singhal, M. M Athavale, H. Y Li., Yu Jiang // ASME J. Fluids Engineering – 2002. - №122. – P. 617–624
58. Frobenius, M. Numerical and experimental investigations of the cavitating flow in a centrifugal pump impeller [Text] / M. Frobenius, R. Schilling, J. Freidrichs, G. Kosyna // ASME - Montreal, Quebec, Canada, 2002. - FEDSM2002-31006,
59. Hosangadi, A., A. Generalized Compressible Cavitation Model [Text] / A. Hosangadi, V. Ahuja, S. Arunajatesan, // Fourth International Symposium on Cavitation - California Institute of Technology, Pasadena, CA, 2001. - Paper Cav2001-B4-003
60. Kelecy, F. J. Numerical Prediction of Cavitation in a Centrifugal Pump [Text] / F. J. Kelecy // ONET-CFD Network Newsletter, 2003. - №3. - P. 14 - 16

61. YONG, W. Prediction Research on Cavitation Performance for Centrifugal Pumps [Text] / W. YONG, L. HOULIN, Y. SHOUQI, T. MINGGAO, W. KAI // Proceedings of the 7th International Symposium on Cavitation CAV2009, - Ann Arbor, Michigan, USA, 2009.
62. Demeulenaere, A. Application of the domain scaling approach to the calculation of the unsteady flow in a rocket engine turbopump [Text] / A. Demeulenaere, E. Lorrain, D. Lemoal, J. Nguyen, S. Laffite // Proceedings of the hydraulic machinery and systems 21st iahr symposium - Lausanne, 2002
63. Снегирёв, А.Ю. Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений [Текст] : Учеб. пособие / А. Ю. А. Ю. Снегирёв // СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. - 143 с.
64. Schnerr, I. Physical and numerical modeling of unsteady cavitation dynamics [Text] / I. Schnerr, W. Sauer // 4th International Conference on Multiphase Flow - New Orleans, USA, 2001
65. Menter, F.R. Application of advanced turbulence models to complex industrial flows [Text] / F.R. Menter, H. Grotjans // Advances in Fluid Mechanics: Calculation of Complex Turbulent Flows - WIT Press, 2000
66. Гарбарук, А. В. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений [Текст] : Учеб. пособие / А. В. Гарбарук, М. Х. Стрелец, М. Л. Шур // СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 88 с.
67. Senocak, I. Interfacial Dynamics-Based Modeling of Turbulent Cavitating Flows Part-1: Model development and steady-state computations[Text] / I. Senocak, W. Shyy // Int. J. for Num. Methods in Fluids. - 2004. - Vol. 44. – P. 975 - 995
68. Овсяников, Б. В. Высокооборотистые лопаточные насосы [Текст] / Б.В. Овсяников, В.Ф. Чебаевский. – М.: Машиностроение, 1975. – 336 с;
69. Григорьев Ю. Е. Влияние термодинамического эффекта кавитации на некоторые параметры кавитационного течения жидкости в насосах

- [Текст] / Ю.Е. Григорьев, Н.Л. Дорош // Гидрогазодинамика технических систем : сб. научн. тр. / Наукова думка – Киев, 1985. - С. 31-34.
70. Iga, Y. Numerical Investigation of Thermodynamic Effect on Unsteady Cavitation in Cascade [Text] / Y. Iga, N. Ochiai, Y. Yoshida, T. Ikoagi // 7th International Symposium on Cavitation - Ann Arbor, MI, 2009. – P. 16 - 20
71. Plesset, M.S. The Dynamics of cavitation bubbles [Text] / M. S. Plesset // J. Appl. Mechanics. - 1949. P. 277-282.
72. Schnerr, I. Physical and numerical modeling of unsteady cavitation dynamics [Text] / I. Schnerr, W. Sauer // 4th International Conference on Multiphase Flow - New Orleans, USA, 2001
73. Gerber, A.G. A CFD model for devices operating under extensive cavitation conditions [Text] / A. G. Gerber // International Mechanical Engineering Congress and Exhibit - New Orleans, Louisiana, USA, 2002. – V. 3. – P. 341- 329
74. Senocak, I. Evaluation of cavitation models for Navier-Stokes computations [Text] / I. Senocak, W. Shyy // Proceedings of the 2002 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting. – 2002. Paper FEDSM2002-31011
75. Kunz, R. F. Multi-phase CFD Analysis of Natural and Ventilated Cavitation about Submerged Bodies [Text] / R. F Kunz, D. A Boger, T. S. Chyczewski, D. R. Stinebring, H. J. Gibeling // Proc. 3rd ASME/JSME Joint Fluid Engineering Conference, 1999. - Paper FEDSM99-7364
76. Чебаевский В. Ф. Кавитационные характеристики высокооборотных шнеко-центробежных насосов [Текст] / В. Ф. Чебаевский, В. И. Петров - М.: Машиностроение, 1973. – С. 152
77. Page, M. Turbulent Flow Computations in Turbine 99 Draft Tube with CFX-TASCflow, FIDAP and FINE/Turbo Turbine 99 [Text] / M. Page, A. Giroux // The second ERCOFTAC Workshop on Draft Tube Flow : workshop 2 - Älvkarleby, Vattenfall Utveckling AB, Sweden, 2001

78. CFX-TASCflow manuals, version 15 [Text]. - AEA Technology, 2010
79. FIDAP manuals version 8.52. [Text]. - FLUENT Incorporated, 2009
80. FINE/Turbo manuals version 4.1 [Text]. - NUMECA International, 2010
81. Wilcox, D. C. Turbulence Modeling for CFD [Text] : third edition / D. C. Wilcox. - DCW Industries Inc., La Cañada, - 2006.
82. Белоусов, А.И. Конструирование ТНА и элементов камеры ЖРД с использованием 3D-моделей [Текст]: учеб. пособие / А.И. Белоусов, А.В. Макаров, Е.В. Кузнецова.- Самара: СГАУ, 2009. – 47 с.