МИНОБРНАУКИ РОССИИ

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

Л.В. Родионов, А.Н. Крючков, С.А. Гафуров

Численное моделирование структуры потока жидкости в проточной части шнеко-центробежного насоса газотурбинного двигателя

Электронное учебное пособие

САМАРА

2011

УДК: 621.671, 532.5

Авторы: **Родионов Леонид Валерьевич,**
Крючков Александр Николаевич,
Гафуров Салимжан Азатович

Рецензент: д-р техн. наук, профессор В.Н. Матвеев

Родионов, Л.В. Численное моделирование структуры потока жидкости в проточной части шнеко-центробежного насоса газотурбинного двигателя [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие / Л.В. Родионов, А.Н. Крючков, С.А. Гафуров; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т. С.П. Королева (нац. исслед. ун-т). - Электрон. текстовые и граф. дан. (10,5 Мбайт). - Самара, 2011. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM). - Систем. требования: ПК Pentium; Windows 98 или выше.

Рассмотрены основные теоретические сведения, изучение которых позволяет приступить к численному моделированию структуры потока жидкости. Изложена технология численного моделирования рабочих процессов в проточной части шнеко-центробежного насоса газотурбинного двигателя в CAE-среде ANSYS CFX. В пособии содержится большое количество рисунков, поясняющих порядок моделирования. Также в пособии представлен учебный пример численного моделирования структуры потока в проточной части шнеко-центробежногонасоса.

Учебное пособие предназначено для оказания методической помощи студентам, обучающимся по специальности: 150802 «Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика», изучающим курс «Информационные технологии», а также для обучения и повышения уровня подготовки специалистов, занимающихся численным моделированием сложных гидродинамических процессов в CAE-среде ANSYS CFX.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2011

Содержание

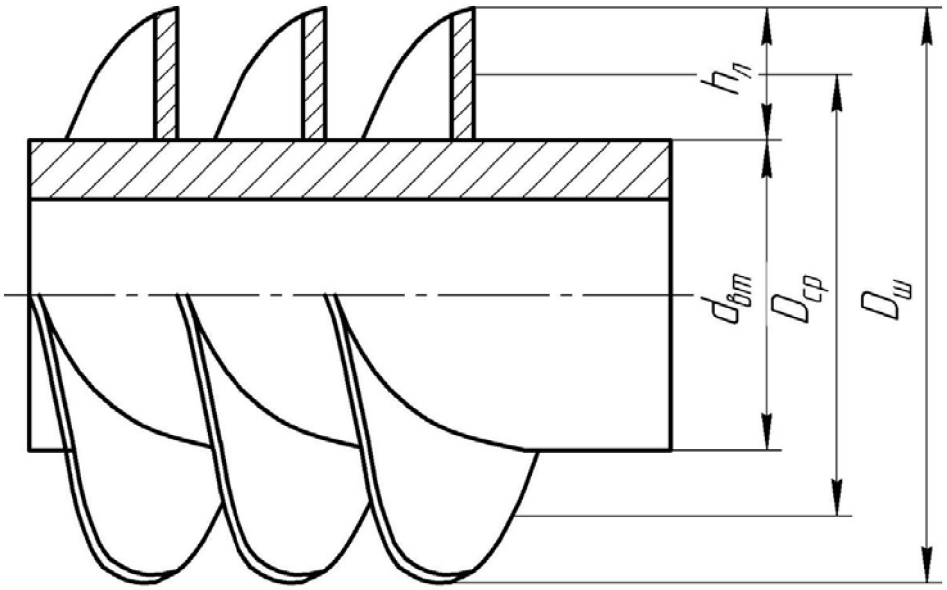
	стр
1 Основы конструкции шнеко-центробежного насоса. Геометрические параметры лопаточных машин	4
2 Гидравлические характеристики	14
2.1 Основные понятия	14
2.2 Характеристика теоретического напора	15
2.3 Напорная характеристика и КПД	17
2.4 Расчетный режим работы лопастных насосов	27
2.5 Кавитационные характеристики	31
3 Режимы течения, пограничный слой, структура потока	33
3.1 Режимы течения и пограничный слой	33
3.2 Структура течения	37
3.3 Обтекание круговой решетки с радиальными лопастями	39
4 Пространственное течение в осевых рабочих колесах	41
4.1 Радиальное равновесие в межвенцовом зазоре	41
4.2 Неравномерность потока по радиусу, пограничные слои, структура течения в осевом рабочем колесе	42
4.3 Структура потока в зоне радиального зазора осевого рабочего колеса	44
4.4 Расчетная модель для осевого колеса	50
4.5 Неравномерность потока по окружности	53
5 Течения с противотоками	54
5.1 Общие закономерности развития противотоков на примере осевого рабочего колеса	54
5.2 Противотоки на входе в шнек	56
6 Технология численного моделирования рабочих процессов в проточной части шнеко-центробежного насоса газотурбинного двигателя	59
7 Учебный пример по численному моделированию рабочих процессов в проточной части шнеко-центробежного насоса газотурбинного двигателя	100
Список использованных источников	112

1 Основы конструкции шнеко-центробежного насоса. Геометрические параметры лопаточных машин

Осевые ступени пока редко применяются в качестве самостоятельных насосов, но в то же время они получили очень широкое распространение как преднасосы перед основными центробежными. Причем в этом случае используются так называемые шнековые осевые насосы, у которых лопатки выполнены в виде винтовой ленты. Шнековые насосы весьма устойчивы против кавитации и даже способны локализовать ее [1].

Обычно применяют шнеки с двумя или тремя заходами, т. е. с двумя или тремя лопатками. Если выполнить одну лопатку, то поток на выходе из шнека будет иметь большую неравномерность параметров по сечению. При числе лопаток больше трех сильно загромождается проходное сечение (стальные колеса с очень тонкими лопатками могут иметь до пяти лопаток).

На рисунке 1.1 показана схема шнека с основными размерами.



$D_{ср}$ – средний диаметр, который делит высоту лопаток пополам;

$D_ш$ – наружный диаметр; $d_{ВТ}$ – диаметр втулки;

$h_л = 0,5(D_ш - d_{ВТ})$ – высота лопаток

Рисунок 1.1 – Схема шнека

Если колесо шнека рассечь цилиндрической поверхностью диаметром D, а поверхность сечения развернуть на плоскость, то получим вид, представленный на рисунке 1.2.

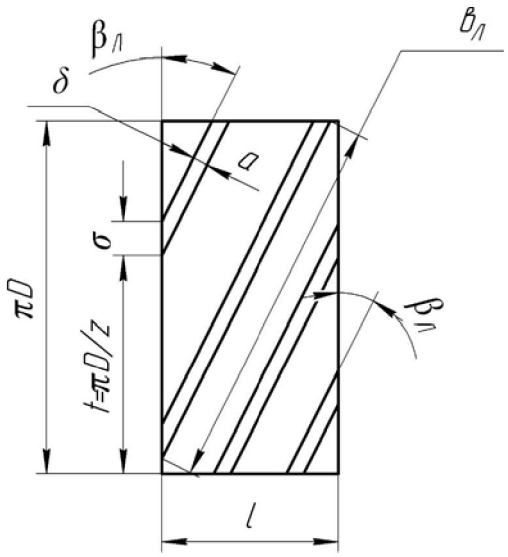


Рисунок 1.2 – Решетка шнека постоянного шага

На нем хорошо видны основные геометрические параметры шнека с постоянным шагом:

s – шаг лопатки (но не шаг решетки), представляет собой осевое смещение винтовой линии на длине полной окружности (шаг винтовой линии);

$\beta_л$ – угол наклона лопатки к плоскости вращения, который связан с шагом лопатки соотношением $tg\beta_л = s/(\pi D)$;

$b_л$ – длина пластины на полной окружности, образующей лопатку;

t – шаг решетки, являющийся расстоянием между одноименными точками соседних лопаток по длине окружности $t = \pi D/z$, где z – число лопаток (заходов);

a — ширина межлопаточного канала, расстояние по нормали между поверхностями соседних лопаток $a = (t-\sigma)\sin\beta_л$, где σ – толщина лопатки, измеренная в плоскости вращения, а $\sigma = \delta/\sin\beta_л$ (здесь δ – толщина лопатки по нормали к ее поверхности).

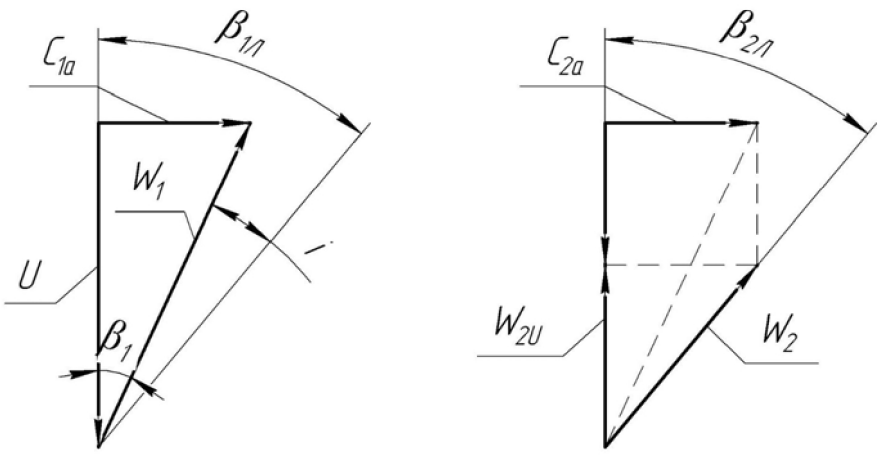
Обычно на входе в шнек поток имеет осевое направление, т. е. $c_{1u} = 0$ и $c_{1u} = c_{1a}$. Поэтому теоретический напор в любом сечении между $d_{ВТ}$ и $D_{Ш}$ определится из уравнения

$$H_{Ti} = c_{2ш} u_i . \qquad (1.1)$$

В каждом сечении от втулки до периферии лопаток шнека H_{Ti} различно. Тем не менее эксперименты показали, что для шнека – преднасоса центробежной ступени – величину расчетного диаметра можно принять равной среднему арифметическому диаметров $d_{ВТ}$ и $D_{Ш}$, т. е. среднему диаметру $D_{СР} = 0,5(D_{ш} + d_{ВТ})$. Таким образом, расчеты шнека можно производить на основе двухмерной модели, отнесенной к цилиндрическому сечению диаметром $D_{СР}$ [2].

Рассмотрим треугольники скоростей на входе в шнек и на выходе из него для случая осевого входа, т. е. когда $c_{1u} = 0$. При этом надо учитывать, что обычно при движении по шнеку $c_{1a} = c_{2a} = c_a = const$, а $\beta_{1л} > \beta_1$. Иными словами, имеет место положительный угол атаки на входе в лопатки шнека $i = \beta_{1л} - \beta_1$ (рисунок 1.3, а, б). Для шнека постоянного шага $\beta_{1л} = \beta_{2л} = \beta_л = const$, и угол выхода потока из шнека (т. е. направление скорости w_2) совпадает с углом $\beta_{2л}$. В этом случае появляется окружная составляющая абсолютной скорости на выходе c_{2u} (см. рисунок 1.3, б). Чем больше c_{2u}, тем больше напор $H_T = uc_{2u}$, создаваемый шнеком.

С уменьшением угла атаки на входе (это соответствует увеличению c_{1a} или уменьшению $\beta_{1л}$ при $u = const$) снижается величина c_{2u}, т. е. падает H_T. Если же $\beta_1 = \beta_{1л}$ (т. е. при $i = 0$), величина $c_{2u} = 0$ и $H_T = 0$. Итак, шнек постоянного шага выполняет функции насоса только при $i > 0$. Заметим, что угол атаки увеличивается от втулки к периферии лопаток, а следовательно H_T растет от втулки к периферии.



а) б)

а – на входе в шнек; б – на выходе из шнека

Рисунок 1.3 – Треугольник скоростей:

Согласно рисунку 1.3, б величину c_{2u} можно представить как разность $u - w_{2u}$. Тогда $H_T = c_{2u}u = u(u - w_{2u})$, или

$$H_T = u^2\left(1 - \frac{c_a}{utg\beta_л}\right). \qquad (1.2)$$

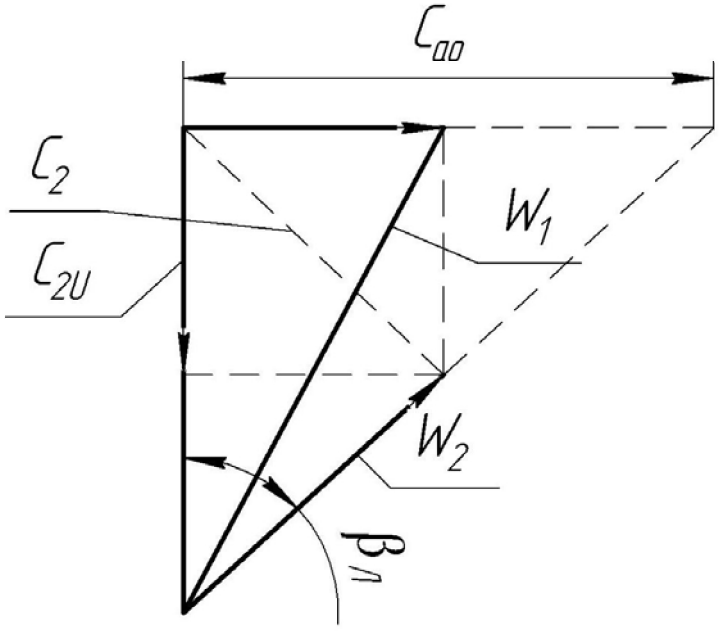


Рисунок 1.4 – Треугольник скоростей на выходе из шнека, соответствующий предельному расходу рабочего тела

При постоянном значении $\beta_л$ и u с увеличением c_a (т. е. с ростом расхода жидкости через шнек) уменьшается величина c_{2u} (соответственно уменьшается H_T). В результате при каком-то значении c_{a0} величина $c_{2u}=0$ (рисунок 1.4). Таким образом, массовый расход $m_0=c_{a0}\rho F$ – есть предельный (максимальный) расход через шнек (здесь $c_{a0}=utg\beta_л$).

Величину $q=c_a/(utg\beta_л)$, входящую в формулу (1.2), называют расходным параметром [3]. Но выражение $c_a/(utg\beta_л)$ можно записать в виде

$$q=\frac{c_a}{c_{a0}}=\frac{c_{1a}\rho F}{c_{10}\rho F}=\frac{m}{m_0}. \qquad (1.3)$$

Таким образом, расходный параметр показывает долю расхода через шнек от предельно возможного расхода.

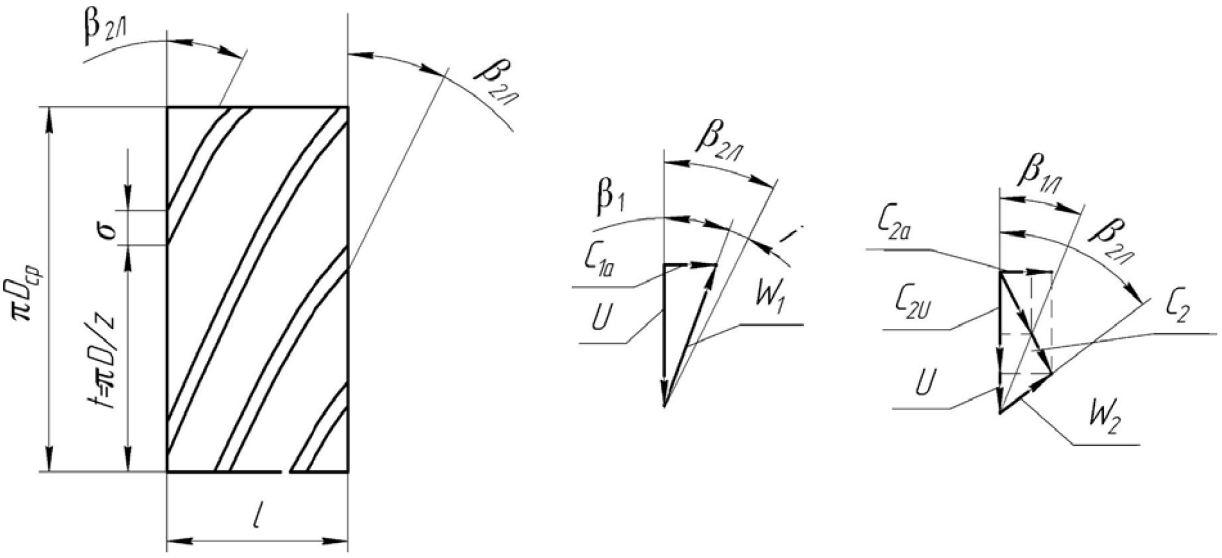
Величина угла β_1 определяется расходом (т. е. составляющей c_{1a}) и окружной скоростью u. В то же время величина H_T увеличивается с ростом разности $\beta_л-\beta_1=i$ (с уменьшением c_{1a} уменьшается β_1 и увеличивается i, а следовательно, увеличивается и H_T).

Если с целью увеличения H_T уменьшать β_1 и увеличивать i, то растут гидравлические потери (из-за роста потерь на удар), снижаются антикавитационные качества (растет профильное разрежение) насоса.

С целью сохранения условий входа в шнек и увеличения напора иногда шнек выполняют с увеличением угла лопаток от входа к выходу, т. е. $\beta_{2л}>\beta_{1л}$ (в данном цилиндрическом сечении). Лопатки такого колеса представляют собой винтовую ленту переменного шага. Соответственно и шнек называют шнеком переменного шага.

Недостатки шнека с переменным шагом: сложность изготовления; возможно снижение КПД из-за отрыва потока в проточной части.

На рисунке 1.5 показана развертка шнека с переменным шагом на диаметре $D_{ср}$, а также планы скоростей на входе в шнек и выходе из него.



а) б) в)

а – развёртка шнека; б – план скоростей на входе в шнек; в – план скоростей на выходе из шнека

Рисунок 1.5 – Схема шнека с переменным шагом

Параметры лопаток центробежного колеса и их решеток

Ступень лопаточной машины представляет собой набор лопаточных венцов или просто набор лопаток, образующих каналы, по которым течет рабочее тело. Рабочее тело в каналах лопаточной машины имеет сложную трехмерную траекторию движения. В теории лопаточных машин, как правило, рассматривают течение жидкости по так называемым плоским решеткам, т. е. рассматривают двухмерное течение.

Плоскую решетку получают сечением действительной решетки соосными плоскостями, отстоящими друг от друга на бесконечно малом расстоянии. Так, для колеса центробежного насоса – это плоскости, перпендикулярные оси вращения (рисунок 1.6). Таким образом, в колесе рассматривают плоские поверхности тока жидкости.

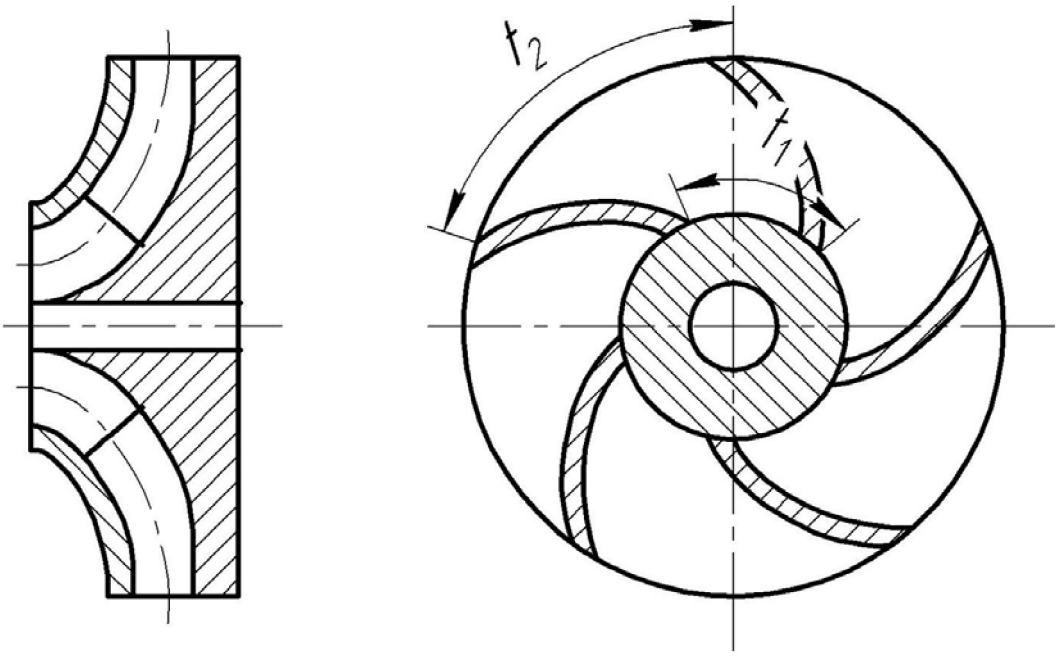


Рисунок 1.6 – Решетка лопаток рабочего колеса центробежного насоса

Плоский лопаточный профиль и плоская лопаточная решетка имеют ряд основных геометрических параметров, характеризующих лопатку и решетку лопаток. Лопатку, выпуклую часть профиля которой принято называть спинкой, а вогнутую – корытом, характеризуют следующие параметры (рисунок 1.7).

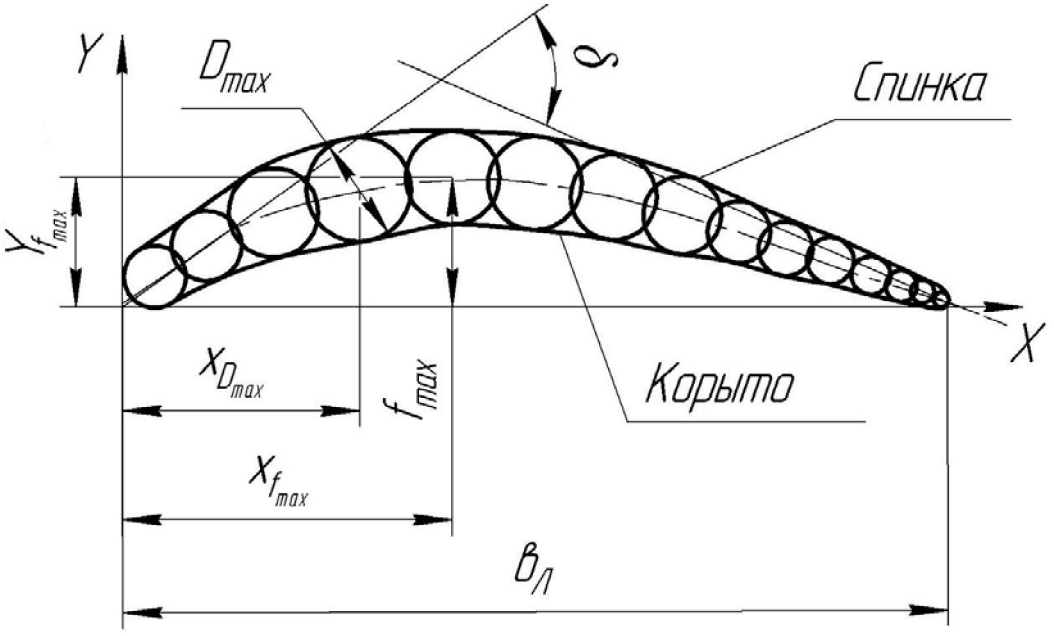


Рисунок 1.7 – Геометрические параметры профиля лопатки

Средняя линия профиля – геометрическое место центров окружностей, вписанных в профиль.

Хорда $b_л$ – линия, соединяющая наиболее удаленные точки средней линии профиля.

D_{max} – максимальная толщина профиля лопатки.

f_{max} – максимальный прогиб средней линии профиля.

θ – угол изгиба профиля.

Любая точка профиля может быть задана двумя координатами x и y. Ось x направлена вдоль хорды, ось y – перпендикулярна к ней.

Входной фронт решетки – линия постоянной кривизны, соединяющая крайние точки входных кромок профилей лопаток.

Выходной фронт решетки – линия постоянной кривизны, соединяющая крайние точки выходных кромок профилей лопаток.

Для колеса насоса эта линии являются окружностями.

Решетку лопаток характеризуют следующие параметры (рисунок 1.8).

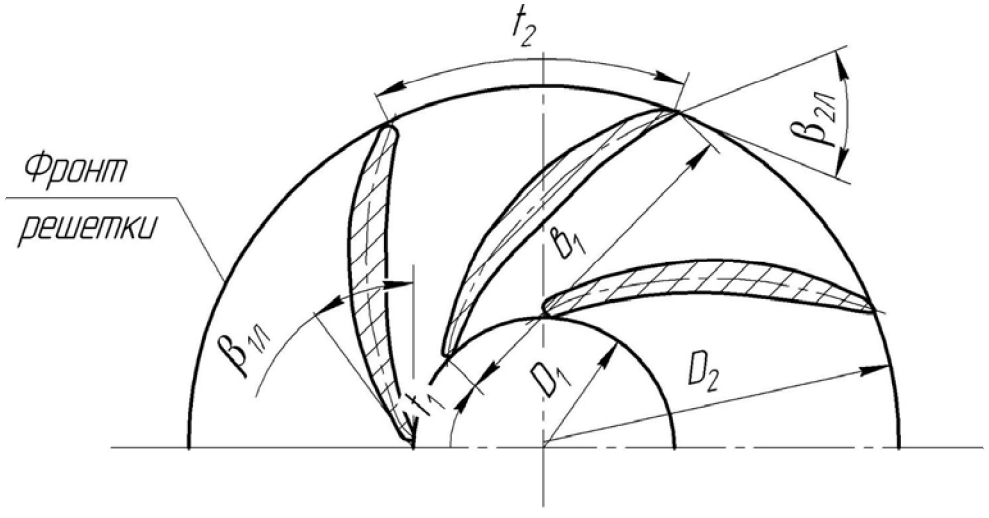


Рисунок 1.8 – Геометрические параметры решётки профилей

Шаг решетки t – расстояние между одноименными точками соседних профилей, измеренное по длине фронта.

Входной угол профиля $\beta_{1Л}$ (рисунок 1.9) – угол между касательной к средней линии профиля в ее начальной точке, направленной в сторону движения жидкости, и касательной к входному фронту решетки в той же точке, направленной в сторону, противоположную окружной скорости колеса в этой точке.

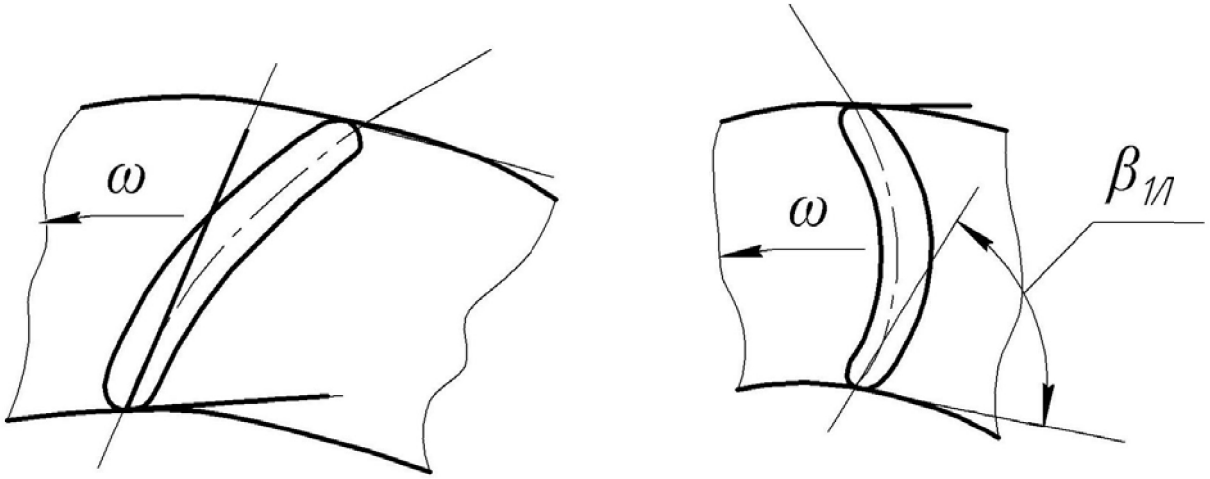


Рисунок 1.9 – Лопаточные углы на входе и на выходе из решётки

Выходной угол профиля в решетке $\beta_{2Л}$ (рисунок 1.9) – угол между касательной к средней линии профиля в ее конечной точке, направленной в сторону движения жидкости, и касательной к выходному фронту решетки в той же точке, направленной в сторону, противоположную окружной скорости колеса в этой точке.

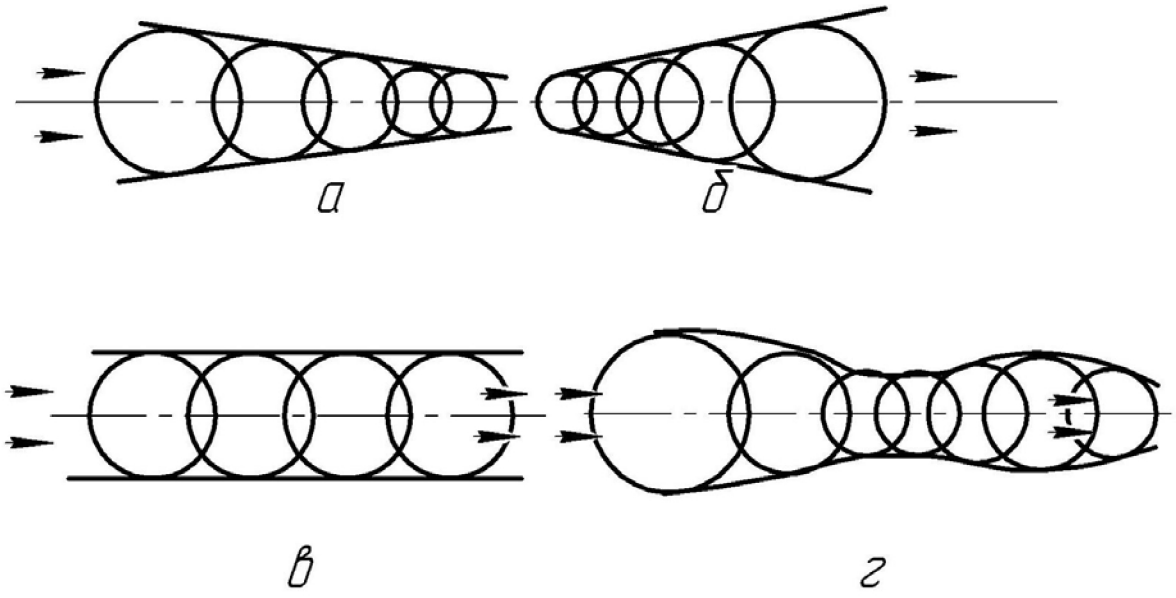
Очень важным параметром плоской решетки являются: густота решетки $b_Л / t = \bar{b}_Л$ или обратное отношение; относительный шаг $t = t / b_Л$. О некоторых других параметрах плоской решетки будет сказано ниже.

Плоские решетки могут образовывать каналы различной формы. Чтобы определить форму межлопаточного канала надо вписать в него окружности. Центры окружностей образуют среднюю линию межлопаточного канала. Если эту среднюю линию выпрямить и из тех же центров провести вновь окружности, вписанные в канал, то огибающие линии образуют прямоосный

канал. Он может быть конфузорным, постоянного сечения и диффузорным (рисунок 1.10).

С точки зрения минимальных гидравлических потерь названные каналы идут в таком порядке: конфузорные, с постоянной площадью сечения, а затем диффузориые.

Очень нежелателен канал с переменной площадью поперечного сечения по длине. В этом случае существенно возрастают гидравлические потери, так как при движении по такому каналу происходит преобразование кинетической энергии потока в потенциальную и наоборот, на что расходуется часть энергии потока.



а – конфузор; б – диффузор; в – канал с постоянной площадью поперечного сечения; г – канал с переменной площадью сечения

Рисунок 1.10 – Эквивалентная форма межлопаточных каналов

2 Гидравлические характеристики

2.1 Основные понятия

Гидравлические характеристики – это зависимости от подачи следующих параметров: напора, мощности, КПД и критического кавитационного запаса. Для пользователя все они являются выходными параметрами, а сами, в свою очередь, определяются полями скоростей и давлений в рабочем колесе и отводе, т. е. структурой потока. В разделе также представлены данные о максимально достижимом КПД центробежного насоса практически и теоретически.

Будем рассматривать, в основном, форму характеристик, которую удобно представлять в обобщенном виде по отношению к величинам на расчетной подаче. Расчетной подачей обычно считают подачу в точке максимального КПД, что, как будет показано ниже, не всегда верно. В тех случаях, когда потребитель не строго ограничен величиной подачи, он стремится работать в точке максимального (полного) КПД несмотря на то, что насос спроектирован на другую подачу, а именно, соответствующую точке максимального гидравлического КПД.

Независимым параметром таких обобщенных характеристик обычно считают коэффициент быстроходности, который включает в себя много геометрических и режимных параметров колеса, отвода и потока, что не позволяет прояснить существа явления.

В общем случае расчетной подачей является подача в точке максимального гидравлического, а не полного КПД, а основным параметром, определяющим формы напорной, мощностной и КПД характеристик является параметр режима на выходе, названный Проскурой коэффициентом нагрузки

$$q_p = (c_{2m})_p / u_2 tg\beta_{2л}, \qquad (2.1)$$

где u_2 – окружная скорость РК на выходе;

$(c_{2m})_p$ – меридиональная составляющая абсолютной скорости на выходе РК на расчетной подаче;

$\beta_{2л}$ – угол установки лопатки РК на выходе. Аналогичный параметр q_1 часто используется для анализа потока на входе в РК

$$q_1 = c_{1m} / u_1 tg\beta_{1л}. \qquad (2.2)$$

Последний можно назвать параметром режима на входе.

В обоих случаях параметры режима определяет один из элементов структуры потока в виде соотношения между некоторым характерным углом потока c_m / u и углом установки лопаток $\beta_л$.

Для простоты изложения ограничимся рассмотрением характеристик в ограниченном диапазоне подач $(0,5-1,2)Q_p$, который часто соответствует рабочему диапазону. В этом случае пренебрежение такими сложными явлениями, как противотоки на входе и выходе рабочего колеса и гидравлическое торможение, не сильно повлияют на форму характеристик.

2.2 Характеристика теоретического напора

Теоретический напор насоса H_T определяется следующим известным выражением

$$H_T = \mu\mu_2^2(1 - c_{2m} / u_2 tg\beta_{2л}), \qquad (2.3)$$

где μ – коэффициент влияния конечного числа лопаток.

Ограничимся рассмотрением лишь формы характеристики в относительных координатах (по отношению к параметрам на расчетной подаче Q_p) $H_T / H_{TP} - Q / Q_p$. Основой формы характеристики является ее наклон в расчетной точке. Следует отметить, что наклоны в расчетной точке напора и теоретического напора равны, поскольку в этой точке угол наклона кривой гидравлического КПД $\eta_г - Q$ равен нулю и, следовательно, в расчетной точке наклон напорной характеристики от $\eta_г$ не зависит. Коэффициент влияния конечного числа лопаток μ в достаточно широком диапазоне подач мало меняется, окружная скорость u_2 и угол установки лопатки на выходе величины

постоянные. Поэтому из (2.1) и (2.3) с учетом изложенных допущений можно получить:

$$H_T / H_{TP} = (1 - q_2) / (1 - q_p) \tag{2.4}$$

Разделим числитель и знаменатель правой части на q_p

$$H_T / H_{TP} = (1/q_p - q_2/q_p) / (1/q_p - 1)$$

Очевидно, что $q_2 / q_p = Q / Q_p$, поэтому

$$H_T / H_{TP} = (1/q_p - Q/Q_p) / (1/q_p - 1) \tag{2.5}$$

Найдем производную функции H_T / H_{TP} по Q / Q_p

$$(H_T / H_{TP})' = -q_p / (1 - q_p), \tag{2.6}$$

которая и равна тангенсу угла наклона напорной характеристики. Например, при $q_p = 0{,}1$, характерным для насосов низкой быстроходности $(H_T / H_{TP})' = -0{,}11$, а при $q_p = 0{,}5$, характерным для насосов высокой быстроходности $(H_T / H_{TP})' = -1$, т. е. при $q_p = 0{,}5$ наклон в 9 раз больше, чем при $q_p = 0{,}1$. При $\beta_{2л} = 90°$ угол наклона равен нулю и для такого насоса расчетная подача соответствует точке максимального напора.

Решающее влияние параметра режима q_p на наклон напорной характеристики можно также видеть наглядно на рисунке 2.1, на котором построена прямая в виде зависимости коэффициента теоретического напора

$$\psi_T = \mu(1 - q_2) \tag{2.7}$$

от параметра режима q_2 (коэффициент $\mu = 0{,}8 = const$).

Насос с параметром $q_p = 0{,}1$ (левая характеристика) имеет рабочий диапазон $q_2 = (0{,}5 - 1{,}25) q_p = 0{,}05 - 0{,}125$, и его теоретический напор изменяется в этом диапазоне от $\psi_T = 0{,}8(1 - 0{,}05) = 0{,}76$ до $\psi_T = 0{,}8(1 - 0{,}125) = 0{,}7$, т. е. немного, всего на 8%. Второй насос с параметром $q_p = 0{,}4$ имеет рабочий диапазон $q_2 = 0{,}2 - 0{,}5$, и его теоретический напор изменяется от $\psi_T = 0{,}64$ до 0,4, т. е. на 50% от расчетной величины 0,48.

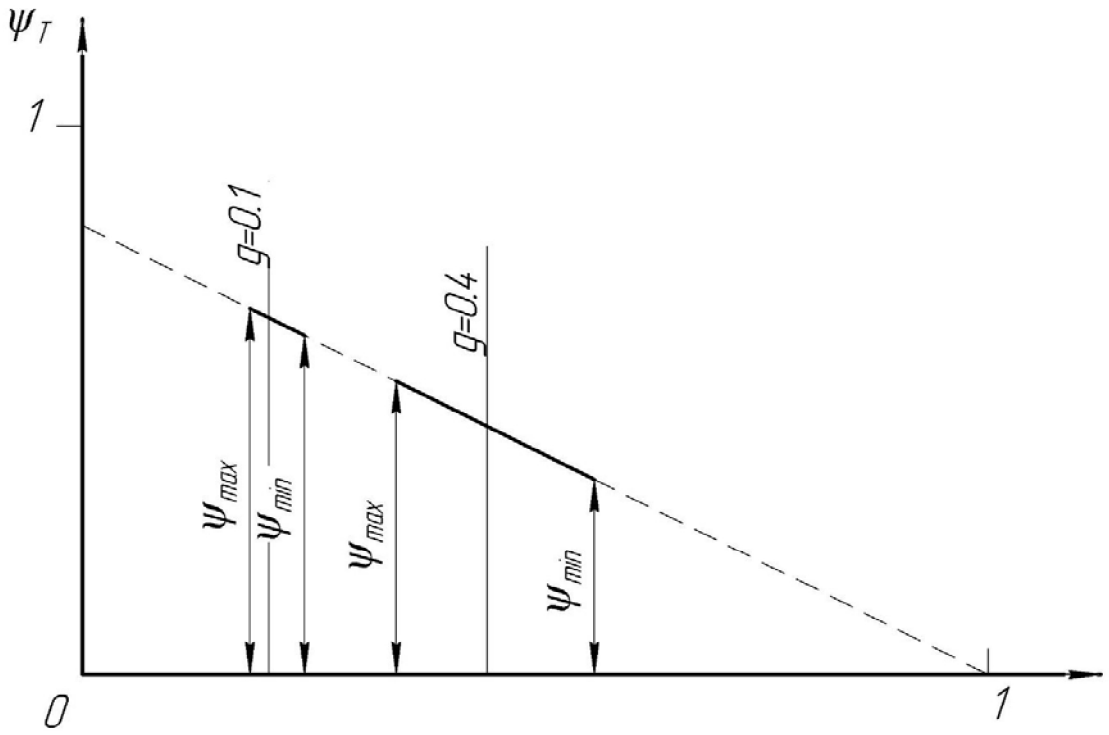


Рисунок 2.1 – Характеристики теоретического напора двух насосов с одинаковым рабочим диапазоном $(0,5-1,2)Q_p$, но разными параметрами $q_p = 0,1$ и $0,4$

Таким образом, при малой величине параметра q_p теоретический напор насоса в рабочем диапазоне меняется мало, а при большом – сильно. Поскольку $\psi_T = c_{2u}/u_2$, т. е. теоретический напор насоса определяется закруткой потока c_{2u} (окружной составляющей абсолютной скорости жидкости), то малый наклон напорной характеристики насоса при малом q_p обусловлен малым изменением поля скоростей на выходе РК, а большой наклон – большим изменением поля скоростей.

2.3 Напорная характеристика и КПД

Характеристика гидравлического КПД

Рассмотрим далее влияние на форму напорной характеристики высокооборотного центробежного насоса гидравлических потерь или гидравлического КПД $\eta_г$. Последний можно представить в виде произведения

гидравлических КПД колеса $\eta_{гк}$ и отвода $\eta_{готв}$. Форма напорной характеристики насоса больше зависит от гидравлического КПД отвода, поскольку гидравлический КПД колеса при изменении подачи меняется немного.

Для грубых оценок можно использовать упрощенную формулу

$$\eta_{готв} / (\eta_{готв})_p = 1 - 0{,}15(1 - Q / Q_p)^2, \qquad (2.8)$$

которая при $Q / Q_p < 1$ дает завышенный результат, а при $Q / Q_p > 1$ – заниженный.

Заметим, что отвод – стенка спирального отвода или лопатки лопаточного диффузора – профилируется исходя из угла потока на выходе из рабочего колеса в абсолютном движении α_2, который определяется соотношением скоростей c_{2m} и c_{2u}: $tg\alpha_2 = c_{2m} / c_{2u}$. Из последнего выражения следует, что направление потока в отводе изменяется от подачи как непосредственно через c_{2m}, так и через изменение закрутки потока c_{2u}, которое, как мы видели выше, в значительной степени зависит от параметра режима на выходе q_p. Чем больше q_p, тем больше изменяется в заданном диапазоне подач величина закрутки c_{2u}. Следовательно, с увеличением параметра q_p увеличивается расхождение углов абсолютного потока в отводе на расчетной и нерасчетной подачах, что, в свою очередь, ведет к росту гидравлических потерь и уменьшению гидравлического КПД отвода в последнем случае.

Гидравлический КПД отвода $\eta_{готв}$

Рассмотрим более подробно характеристику $\eta_{готв}$ на примере одновитковой спиральной камеры (СК). Этот отвод профилируется из условия равномерного поступления жидкости из РК; в конечном сечении СК расход равен полному расходу насоса с учетом утечек (в дальнейшем ими пренебрегаем)

$$Q = \int_{R_3}^{R_{3+a}} c_u b dr,$$

где b – ширина спирали,;

a – высота спирали;

R_3 – начальный радиус спирали.

Для данного насоса с фиксированными геометрическими размерами последняя формула пригодна только для одного, расчетного, режима работы по расходу. Расход Q и скорость c_u непропорциональны друг другу: с ростом расхода c_u уменьшается (для колес с лопатками загнутыми назад) и наоборот. По этой причине работа колеса на малых подачах становится неравномерной, а в спиральной камере появляются "присоединенные" массы потока [4, 5], которые в области языка спиральной камеры направляются обратно в межлопаточные каналы колеса, рисунок 2.2 [6].

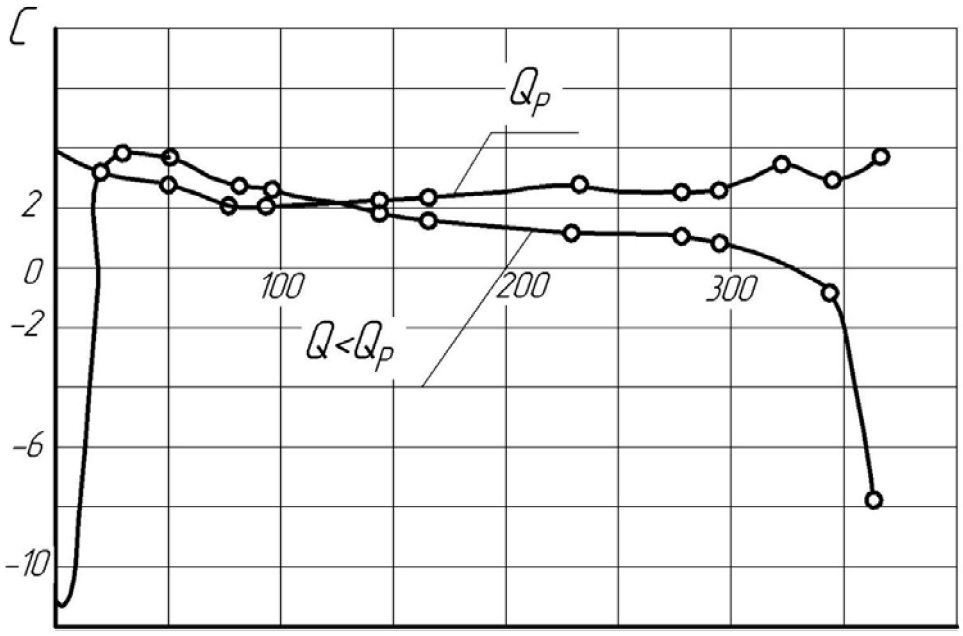


Рисунок 2.2 – Распределение радиальных скоростей по углу спиральной камеры

Согласно графику на рисунке 2.2 при расчетной подаче радиальная скорость примерно постоянна по углу спиральной камеры и, следовательно, постоянна для всех каналов колеса. При малой подаче на участке $\varphi = 0 - 20°$ и

$\varphi = 320 - 360°$ появляются зоны с отрицательной радиальной скоростью, следовательно, на этих участках жидкость течет через рабочее колесо в обратном направлении.

Рассмотрим, далее, как изменяется скорость потока вблизи выходного сечения спиральной камеры на малых подачах. Во входном сечении 2-2 (рисунок 2.3) конического диффузора (в "горле") средняя скорость потока равна

$$c_г = Q / F_г, \tag{2.9}$$

т. е. скорость $c_г$ пропорциональна подаче. В то же время средняя окружная скорость в расчетном сечении (1-1) спиральной камеры $c_{сп}$ пропорциональна окружной скорости потока на выходе рабочего колеса. Эта последняя, как известно, растет с уменьшением подачи. На рисунке 2.3 показаны зависимости скоростей $c_{сп}$ и $c_г$ от подачи.

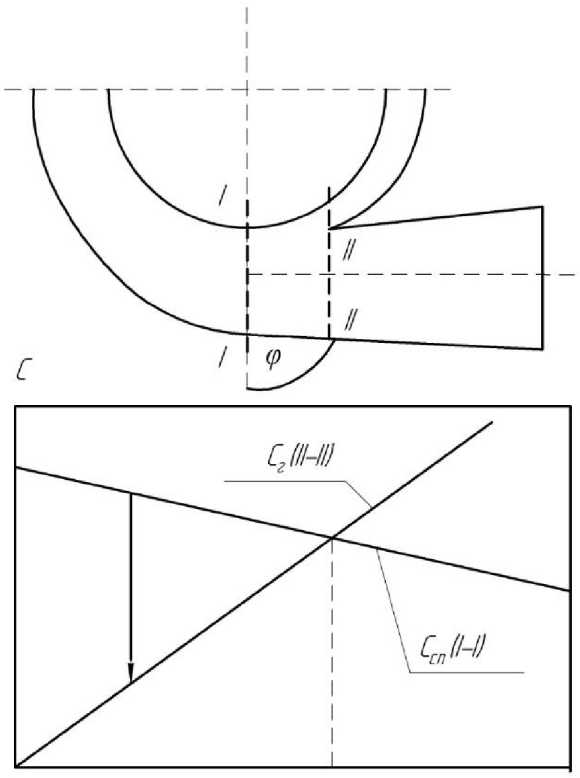


Рисунок 2.3 – Зависимости скоростей потока в сечениях I-I ($c_{сп}$) и II-II ($c_г$) от подачи

На расчетной подаче эти скорости равны. На малых подачах скорость c_{cn} больше скорости c_2, поэтому между сечениями 1-1 и 2-2 происходит внезапное торможение потока, вызывающее гидравлические потери на удар (увеличение площади проходного сечения потока происходит из-за отклонения "присоединенной" массы жидкости в сторону рабочего колеса).

На подачах больших расчетной угол потока в спиральной камере увеличивается (см. рисунок 2.4), и направление потока отклоняется от направления стенки конического диффузора, примыкающей к языку. При некоторой величине этого отклонения происходит отрыв потока от стенки, в результате чего площадь потока уменьшается, а скорость растет (рисунок 2.5). В сечении В-В поток снова примыкает к стенке и далее расширяется, т. е. опять имеют место потери на удар, только в другом месте проточной части насоса, по сравнению с режимом недогрузки.

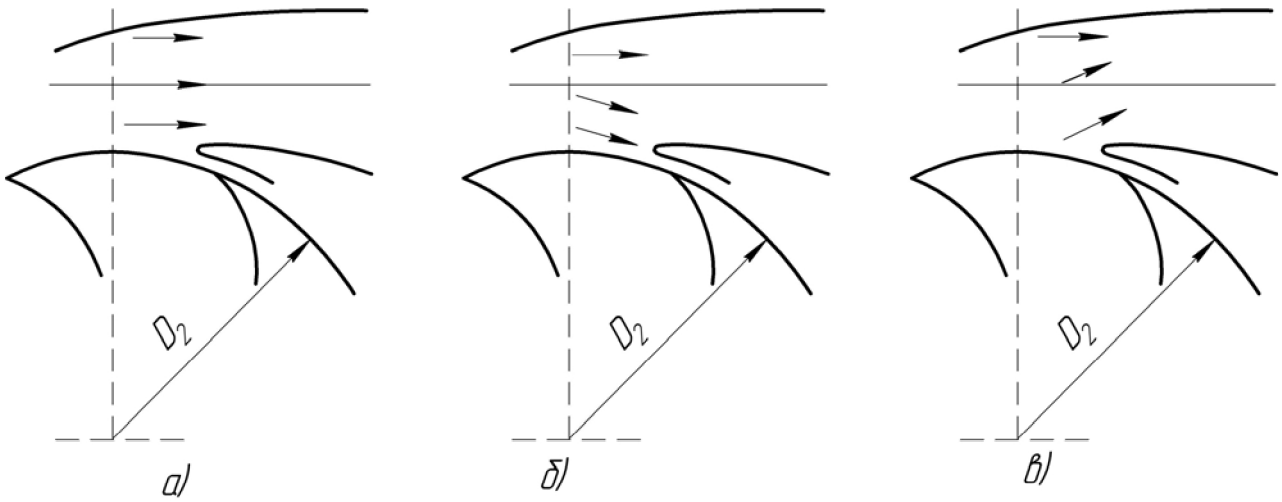


Рисунок 2.4 – Схемы течений в области входа в конический диффузор

а) $Q = Q_p$; б) $Q < Q_p$; в) $Q > Q_p$

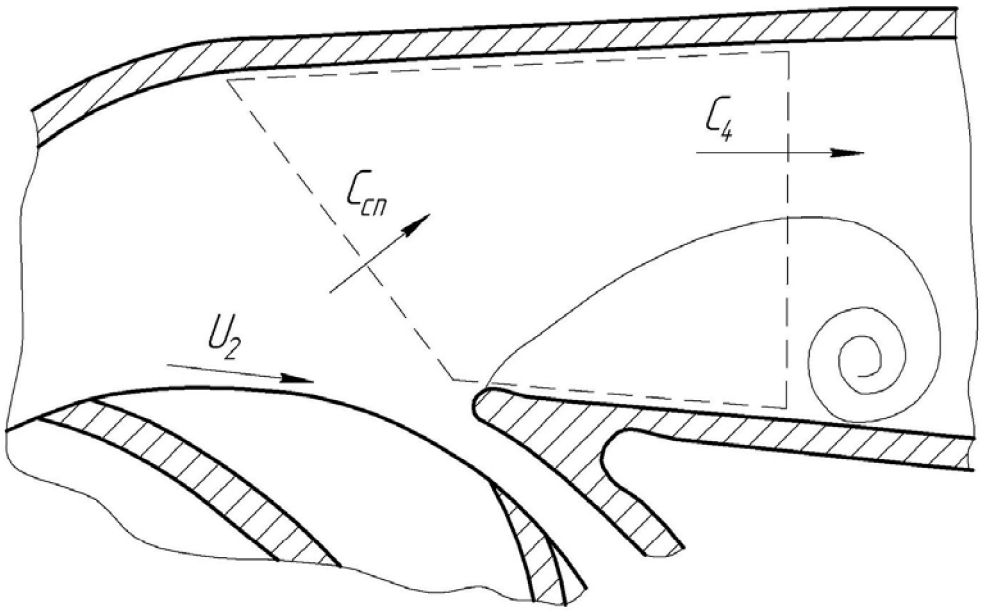


Рисунок 2.5 – Отрыв потока от стенки конического диффузора при $Q > Q_p$

Таким образом, расчетной подачей для спиральной камеры является такая, при которой $c_{сп} = c_г$. При этом гидравлический КПД отвода близок к максимуму, а рабочее колесо работает на установившемся в относительном движении режиме [7]. Гидравлические потери на расчетном режиме можно приближенно оценить по следующей зависимости

$$\Delta H_{отвр} = 0,2c_{2u}^2 / 2g \qquad (2.10)$$

Гидравлический КПД рабочего колеса

Согласно [8] потери в колесе подразделяются на следующие составляющие:

- потери установившегося движения;
- потери неустановившегося движения, связанные, скорее всего, со взаимодействием потока в колесе с потоком в отводе и подводе;
- потери гидравлического торможения, относящиеся к механическим потерям, но имеющие прямую связь со структурой основного потока жидкости.

При установившемся относительном движении в лопастном колесе имеют место потери вследствие трения и вихреобразования. Потери на трение в

каналах лопастного колеса, по-видимому, составляют значительную долю потерь, хотя подсчет их величины по среднему значению относительной скорости дает пренебрежимо малые величины. Очевидно, в случае вращающихся каналов вследствие наличия относительного вихря само понятие средней скорости становится принципиально неправильным. Так, при измерении гидравлических потерь во вращающихся трубках коэффициент сопротивления в десятки раз больше, чем в случае неподвижного трубопровода таких же размеров.

При этом коэффициент сопротивления, подсчитанный по скорости протекания, сильно зависит от отношения этой скорости к угловой скорости вращения колеса, увеличиваясь с уменьшением этого отношения. Поэтому потери на трение в колесе должны меньше зависеть от подачи, чем при течении по неподвижному каналу.

Потери на вихреобразование могут возникать вследствие отрыва потока от поверхности лопаток и возникновения сбегающих вихрей из-за недостаточной кинетической энергии жидкости в пограничном слое. Вихри могут образоваться вследствие перепада давления между лицевой и тыльной сторонами лопатки, что приводит к образованию вторичных токов и образованию концевых вихрей подобных тем, которые образуются в колене. Кроме того, к сбеганию вихрей по ширине лопаток с их кромок может привести непостоянство циркуляции скорости по ширине лопатки, что может иметь место и на расчетном режиме. Эта составляющая гидравлических потерь в лопастном колесе аналогична по природе индуктивному сопротивлению крыла самолета. Очевидно, что потери на вихреобразование должны относительно возрастать при увеличении коэффициента быстроходности; для насосов низкой быстроходности превалирующее значение должны иметь потери на трение во вращающемся канале.

При этом гидравлические потери в рабочем колесе на расчетной подаче можно оценить по следующей формуле

$$\Delta H_{кр} = 0,65 u_1^2 / 2g . \qquad (2.11)$$

При уменьшении подачи до $Q/Q_p = 0,2Q$ КПД слегка возрастает (на 1-2%); при увеличении подачи вплоть до $Q/Q_p = 1,5$ – не изменяется.

Таким образом, можно сделать заключение, что гидравлический КПД рабочего колеса высокооборотного центробежного насоса низкой быстроходности практически от подачи не зависит.

Известно, что высокооборотные насосы отличаются высокой всасывающей способностью, которая достигается снижением угла потока при входе на лопатки колеса и толщины входной кромки. Это, в свою очередь, приводит к образованию на периферии области входа в насос вихревой зоны, состоящей из противотоков и прямотоков, загромождающих проходное сечение активного потока (расход в нем равен подаче) при входе в колесо. Это соответствует, как было впервые показано автором [9], численному равенству относительной площади активного потока параметру режима $q_1 = tg\beta_1 / tg\beta_{1л}$ и нулевому углу атаки при входе на лопатки колеса.

Таким образом, изменение подачи для этих насосов не меняет условий входа в колесо, что в определенной мере объясняет независимость гидравлического КПД колеса от режима работы насоса по подаче.

Напорная характеристика

С учетом выражений 2.3, 2.7, 2.8, 2.9, 2.10, 2.11 можно записать

$$H / H_p = A / D, \qquad (2.12)$$

где $A = \mu(1-q_2) - 0,325(D_1/D_2)^2((1-q_2)/(1-q_p)) - 0,16\mu^2(1-Q/Q_p)^2$;

$D = \mu(1-q_p) - 0,325(D_1/D_2)^2 - 0,1\mu^2(1-q_p)^2$,

где μ, q_2 – коэффициенты влияния конечного числа лопаток и нагрузки, соответственно;

D_1, D_2 – диаметры входа и выхода РК, соответственно.

На рисунке 2.6 показаны при различных q_p относительные напорные характеристики по уравнению 2.12.

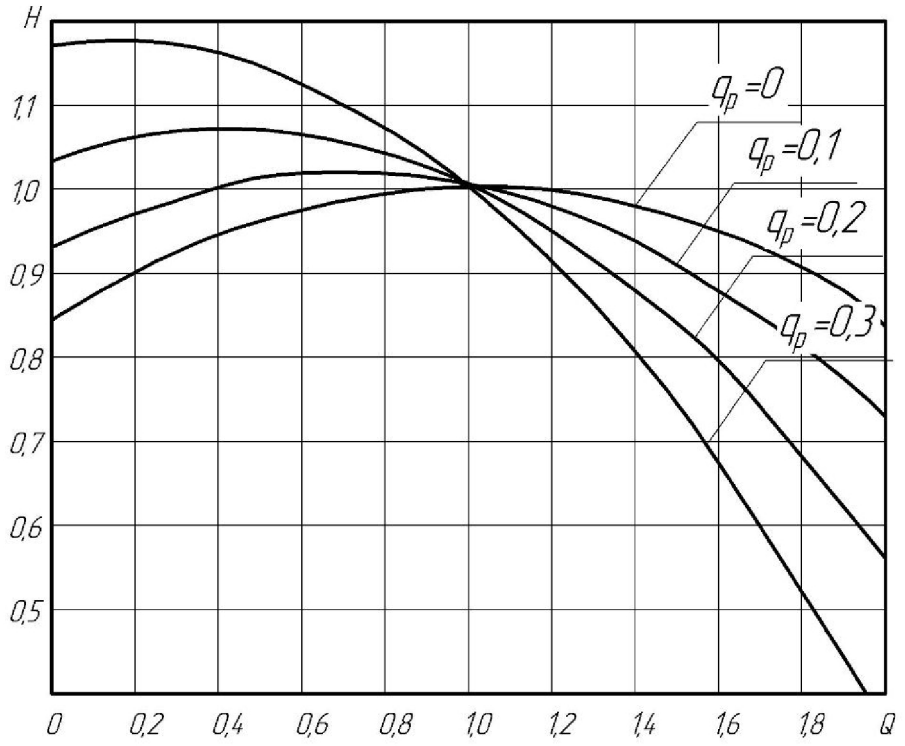


Рисунок 2.6 – Относительные напорные характеристики

$Q = 1$ соответствует максимальному гидравлическому КПД

Объемный и механический КПД

Объемный η_o и механический $\eta_м$ КПД центробежных насосов растут с увеличением коэффициента быстроходности, что связано с ростом полезной мощности по отношению к мощности, затраченной на перетекание жидкости через внутренние уплотнения и на трение дисков, в подшипниках и концевых уплотнениях. Изменение η_o и $\eta_м$ при изменении подачи конкретного насоса качественно совпадает с упомянутой зависимостью, т. е. с ростом подачи (при этом коэффициент быстроходности растет) эти КПД увеличиваются. Другими словами это можно объяснить тем, что потери мощности с утечками и на механическое трение примерно постоянны, а полная мощность с ростом подачи растет. Пример характеристики насоса $\eta_s = 30$ показан на рисунок 2.7. Этот насос испытывался с двумя наборами уплотнительных колец. При увеличении зазора в кольцах объемный КПД упал на 6%, а максимум полного КПД переместился в сторону большей подачи на 10%.

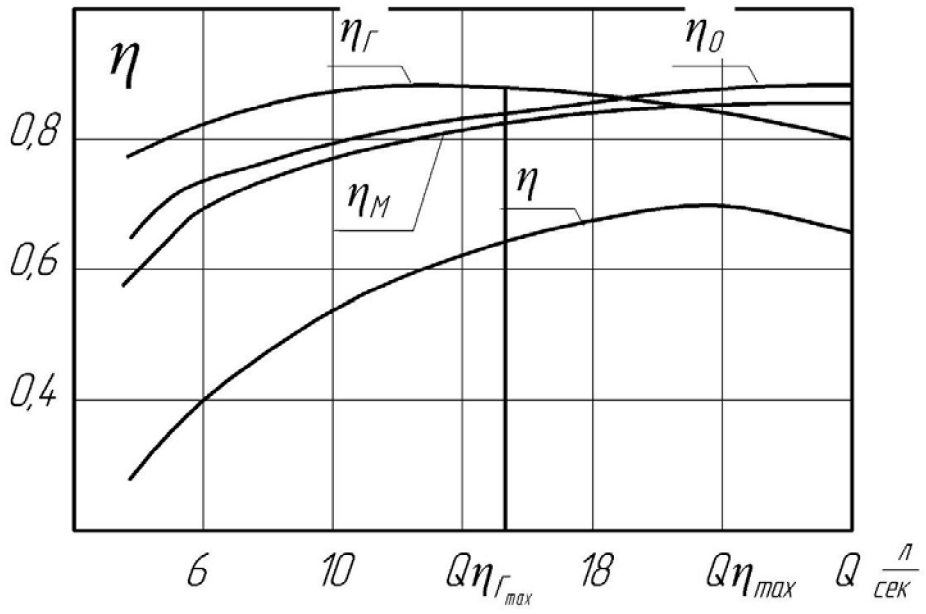


Рисунок 2.7 – Характеристика насоса: $n_s = 30$; $Q / n = 10^{-6}$ $м^3$ $мин / с$

На режимах недогрузки возникает дополнительная потеря энергии в виде гидравлического торможения, которое относят к механическим потерям.

Характеристики полного КПД и мощности

Дается окончательное выражение без вывода

Относительный КПД

$$\eta / \eta_p = MTR; \qquad (2.13)$$

$$M = Q / Q_p \cdot \eta_г / \eta_{гр};$$

$$R = (1 - q_p)(1 + C) + B / ((1 - q_2)(Q / Q_p + C) + B).$$

Форму мощностной характеристики можно определить, используя данные о напорной и КПД характеристик.

Относительная мощность

$$N / N_p = L / K;$$

$$L = (1 - q_2)(Q / Q_p + C) + B;$$

$$K = (1 - q_2)(1 + C) + B;$$

$$C = 1 / \eta_{op} - 1;$$

$$B = (1 - \eta_{мр})(1 - q_p) / \eta_{мр}\eta_{ор} \qquad (2.14)$$

Соотношениями 2.12, 2.13, 2.14 удобно пользоваться на стадии проектирования насоса при оптимизации параметров системы.

Подробные сведения о гидравлических характеристиках центробежных насосов см. в работах А.А. Жарковского, опубликованных в [10].

2.4 Расчетный режим работы лопастных насосов

Расчетный режим по подаче для КПД

Прикладное значение исследований структуры потока в насосе заключается в совершенствовании его показателей качества, среди которых одним из важнейших является коэффициент полезного действия (КПД).

Под режимными понимаются параметры внешние по отношению к насосу: частота вращения вала (задается приводом), подача и располагаемый кавитационнывй запас (задаются гидравлической сетью). В лопастных насосах расчетным режимом работы следует считать подачу при максимальном гидравлическом КПД и кавитационном запасе, обеспечивающем допустимый уровень развития кавитации [11] (подробности о влиянии кавитации на расчетный режим работы см. ниже).

На практике считают расчетным режимом по подаче режим максимального полного КПД, что близко к истине для центробежных насосов высокой быстроходности и осевых. Для насосов низкой быстроходности, во всяком случае, менее 60, это не так, поскольку профилирование проточной части насоса всегда проводится таким образом, чтобы на расчетной подаче обеспечить минимум гидравлических потерь (максимум гидравлического, а не полного КПД).

Именно в этих условиях достигается максимальное значение полного КПД насоса при заданных величинах Q, H и n.

В общем случае режимы максимумов полного и гидравлического КПД не совпадают. Причину этого выясним на примере центробежного насоса низкой и средней быстроходности, полный КПД которого равен произведению трех

составляющих: гидравлического, объемного и механического коэффициентов полезного действия. Эти три составляющие КПД имеют различный вид зависимости от подачи: гидравлический имеет максимум, а два других с увеличением подачи непрерывно растут. Последнее объясняется тем, что абсолютные величины объемных и механических потерь практически постоянны и не зависят от подачи, в то время как полная мощность низкобыстроходного насоса растет. Это приводит к уменьшению относительной доли объемных и механических потерь с ростом подачи и непрерывному увеличению объемного и механического КПД. Поэтому произведение трех рассмотренных функций, т. е. полный КПД, будет иметь максимум при большей подаче по сравнению с подачей, соответствующей максимуму гидравлического КПД.

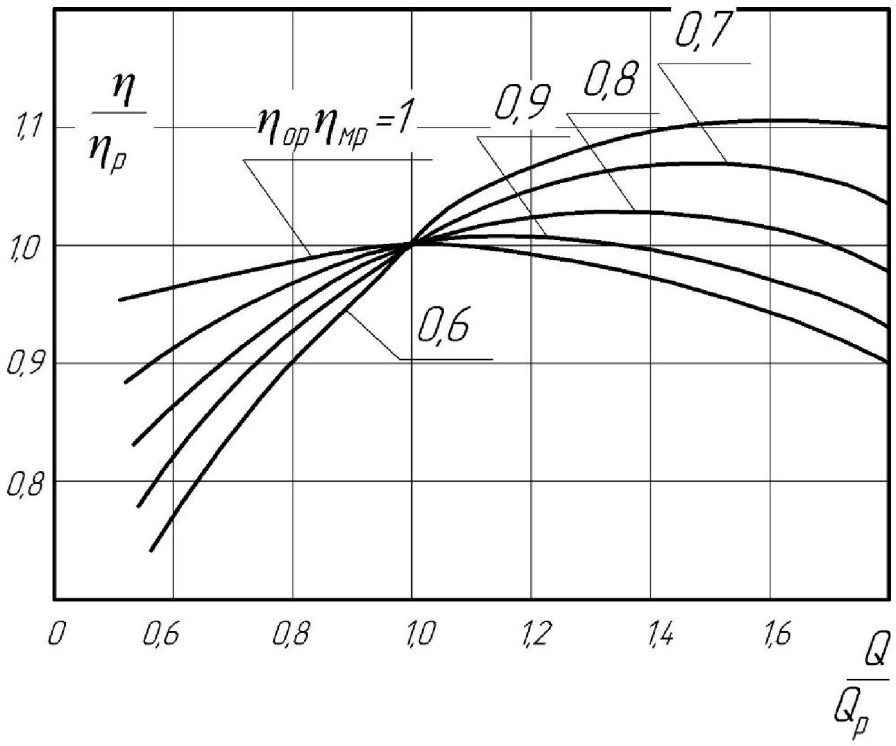


Рисунок 2.8 – Влияние произведения объемного и механического КПД на вид КПД-характеристики. Угол установки лопатки на выходе 90°. $\eta_{ор}$, $\eta_{мр}$ – объемный и механический КПД на расчетном режиме

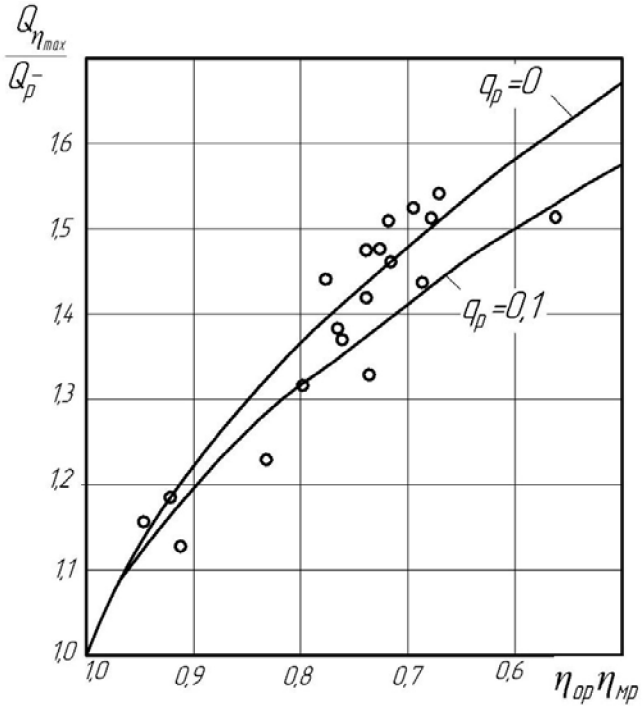


Рисунок 2.9 – Влияние произведения объемного и механического КПД на отношение подач в точках с максимальным КПД и расчетной

Отличие подач, соответствующих этим двум максимумам, зависит от величины произведения объемного и механического КПД (рисунок 2.8, 2.9). Если это произведение больше 0,9, что характерно для осевых и крупных центробежных насосов быстроходностью более 60, то отличие невелико. В противном случае эти подачи могут отличаться до 1,5 раз и даже более, что легко видеть на примере низкобыстроходных и малоразмерных насосов, обладающих пониженными значениями объемного и механического КПД. Таким образом, можно сделать вывод, что расчетная подача меньше подачи, соответствующей максимуму полного КПД. Можно также доказать, что расчетный режим максимума гидравлического КПД соответствует максимуму достижимого полного КПД насоса для заданных величин подачи, напора и частоты вращения вала. Сказанное относится к лопастным насосам, мощность которых растет с подачей.

Расчетный режим по подаче для кавитационных параметров

Известно, что на нерасчетных подачах по КПД каждый канал рабочего колеса работает на неустановившемся режиме, поскольку давление на его выходе (в спиральной камере) циклически меняется.

Определено, что размеры спиральных камер и, следовательно, расчетные и нерасчетные условия работы центробежного колеса не оказывают заметного влияния на кавитационные характеристики насоса.

Изменение расхода приводит к количественным, но не качественным изменениям кавитации. Следует отметить, что при расходах $Q < 0{,}1Q_p$ большое влияние начинают оказывать и другие явления (нагрев жидкости, выделение газов), а при расходах $Q > 2Q_p$ срыв напора происходит из-за кавитации в коническом диффузоре.

Совсем по другому следует рассматривать вопрос о расчетном режиме для кавитации, имея в виду классические колеса или разработанные шнекодиагональные насосы. В классических колесах предполагается безотрывное обтекание входного участка лопасти, реализуемое при безударном входе (нулевой или малый угол атаки), а в шнекодиагональных колесах весь тракт профилируется из условия минимального отрыва для строго определенного расхода. Следовательно, для этих колес отклонение от расчетного расхода приводит к появлению обширных отрывных и кавитационных зон, т. е. к качественному изменению характера течения.

Расчетный режим по входному давлению

Чаще всего под расчетным входным давлением негласно понимается давление, соответствующее бескавитационным условиям. Для насосов со шнеками это неверно, поскольку насос профилируется исходя, как правило, из условия минимума входного давления, обеспечивающего сохранение напора. Следовательно, для этих насосов расчетным входным давлением следует считать давление кавитационного срыва напора. При этом кавитация возникает и достигает развитой стадии при значительно больших входных давлениях.

В.Ф. Чебаевский применительно к центробежным насосам с расширенным входом назвал это явление скрытой кавитацией. Из этого положения сразу вытекают некоторые важные следствия, например, о проблеме противотоков при входе в рабочие колеса. Оказывается, что для этих насосов, как и для классических, противотоки возникают на нерасчетных режимах. Только для классических колес – нерасчетность по расходу, а для шнеков – нерасчетность по входному давлению, так как при давлении равном срывному противотоки отсутствуют.

Проблема кавитационных автоколебаний также должна относиться к проблемам нерасчетных условий работы, поскольку в точке срывного кавитационного режима они не наблюдаются.

2.5 Кавитационные характеристики

Удовлетворительная эксплуатация и характеристики лопастных насосов могут быть нарушены вследствие кавитации из-за недостаточного входного давления. Для определения всасывающей характеристики было введено понятие кавитационного запаса Δh. В мировой практике аналогичный термин назван NPSH [12], сокращенное название (в переводе) чистого положительного напора на всасывании. Δh (NPSH) представляет удельную энергию жидкости сверх давления паров при входе в насос.

Кавитация – есть образование и внезапное схлопывание полостей, заполненных в основном паром в потоке жидкости. Паровые полости формируются в местах, в которых давление жидкости падает до величины, близкой к давлению насыщенных паров при данной температуре. Они движутся вместе с жидкостью и затем схлопываются в том месте струйки тока, где давление снова возрастает. Эти полости могут иметь форму пузырьков, вихрей, карманов, облака и т. п. Величина давления пара может быть взята для многих жидкостей из литературы. В лопастных насосах кавитация обычно возникает при входе на лопатки рабочего колеса, однако она может возникать и в других местах, например, на входных кромках лопаточного диффузора или в изношенных кольцах.

Наибольшим вредным проявлением кавитации является снижение напора насоса из-за дросселирующего эффекта паровой фазы. В насосостроении для большинства практических целей используют в качестве критического значения $\Delta h_{кр}$ такое, при котором степень развития кавитации соответствует падению напора первой ступени на 3% от нормального напора (без кавитации, при достаточном давлении на всасывании), см. рисунок 2.10.

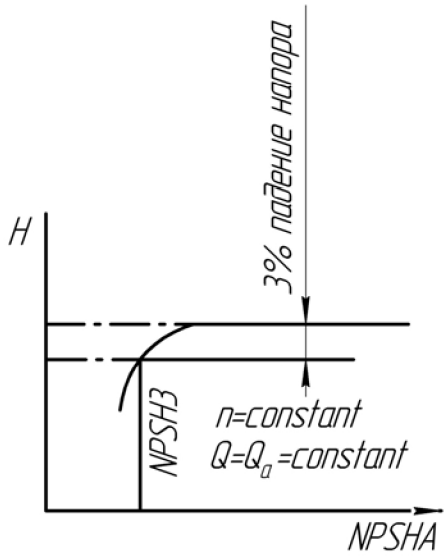


Рисунок 2.10 – Кавитационная характеристика

При исследованиях кавитационных процессов в насосах используют также критические значения $\Delta h_{кр}$, которые соответствуют возникновению кавитации Δh_i (длина полости 5 мм), началу падения напора (первый критический режим, соответствует минимальной величине Δh, при которой выдерживается расчетный напор), началу резкого падения напора Δh_{II} (второй критический, или срывной, или предсуперкавитационный режим), минимально возможному кавитационному запасу при заданных значениях подачи (Q) и частоты вращения (n) Δh_{III} (третий критический режим, или режим суперкавитации).

Кавитация кроме напора может изменить и другие характеристики: длину кавитационной полости, уровень шума, потери материала и др. Им соответствуют:

Δh_{III} – заметное возрастание уровня шума; $\Delta h_{эр}$ – начало потери материала.

3 Режимы течения, пограничный слой, структура потока

3.1 Режимы течения и пограничный слой

Для лопастных насосов характерен исключительно турбулентный поток, в котором всегда существуют пульсации скоростей. Под действием пульсации частицы жидкости, движущиеся в главном направлении, получают, кроме того, также и поперечные перемещения, вследствие чего между соседними слоями жидкости возникает обмен частицами, вызывающий перемешивание жидкости.

Однако у стенок, ограничивающих поток, имеют место другие условия для движения жидкости. Наличие твердых границ делает здесь поперечные движения частиц невозможными. Поэтому перемешивания жидкости здесь не происходит, и частицы движутся по извилистым траекториям почти параллельным стенкам.

Обычно принимают следующую схему движения потока жидкости при турбулентном режиме течения. Согласно этой схеме у стенок образуется весьма тонкий слой, в котором движение жидкости происходит по законам ламинарного режима. Этот тонкий слой называют ламинарным подслоем пограничного слоя, который, кроме того, имеет еще турбулентную часть. Таким образом, весь поток в канале подразделяется на основное центральное ядро, с большими, почти постоянными осевыми скоростями и пограничный слой с переходной турбулентной областью и ламинарным подслоем.

Движение жидкости при турбулентном режиме происходит со значительно большей потерей энергии, чем при ламинарном. При ламинарном режиме энергия расходуется только на преодоление сил внутреннего трения между движущимися с различной скоростью соседними слоями жидкости; при турбулентном же режиме, кроме этого, значительная энергия затрачивается на процесс перемешивания, вызывающий в жидкости дополнительные касательные напряжения.

По гипотезе Прандтля напряжение сил трения в турбулентном потоке выражается следующим образом:

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 = \mu dv / dy + \rho l^2 (dv / dy)^2,$$

где μ – вязкость;

ρ – плотность жидкости;

dv/dy – градиент скорости в направлении, нормальном течению;

l – длина пути перемешивания, определяемая поперечными перемещениями частиц жидкости, обусловленными турбулентностью потока.

$\tau = \mu dv/dy$ – представляет собой вязкостное напряжение, вызываемое внутренним трением жидкости. $\tau_2 = l^2(dv/dy)^2\rho$ – учитывает инерционное напряжение, возникающее при турбулентном режиме в результате перемешивания.

При ламинарном режиме, когда перемешивания не происходит, длина пути перемешивания $l = 0$, и тогда $\tau = \tau_1 = \mu dv/dy$, выражающее касательное напряжение, пропорционально вязкости и скорости в первой степени.

При турбулентном же режиме, который (особенно при больших числах Re) характеризуется весьма интенсивным перемешиванием, резко возрастает инерционное напряжение. В этом случае вязкостным напряжением можно пренебречь и определять полное напряжение, как

$$\tau = \tau_2 = l^2(dv/dy)^2 .$$

Таким образом, при большой турбулентности потока (большие числа Re) можно считать, что касательное напряжение будет пропорционально плотности жидкости и квадрату градиента скорости.

Если же турбулентный режим характеризуется небольшими значениями числа Re, вязкостное напряжение соизмеримо с инерционным и полное напряжение будет пропорционально в степени, несколько меньшей второй.

Степень турбулентности ε определяется по формуле

$$\varepsilon = \sqrt{1/3(u'^2 + v'^2 + w'^2)}/U ,$$

в которой u'^2, v'^2, w'^2 – средние во времени квадраты турбулентных пульсаций компонент скорости в направлениях осей координат; U – скорость основного течения. От степени турбулентности, в частности, зависит величина

критического числа Re перехода ламинарного пограничного слоя в турбулентный.

Пограничный слой является одним из основных элементов структуры потока. Например, течение жидкости вдоль прямой неподвижной поверхности сопровождается образованием пограничного слоя (ПС), толщина которого по длине непрерывно растет. Внутри ПС скорость жидкости изменяется от нуля на поверхности до величины скорости основного потока на его внешней границе. Размеры лопастных насосов и скорости жидкости в них таковы, что режим течения обычно турбулентный, как в основном потоке, так и в ПС (рисунок 3.1). Здесь турбулентный ПС развивается естественным образом на плоской пластинке.

Число Re, рассчитанное по толщине потери импульса 3500. При продольном обтекании гладкой пластины толщина ПС увеличивается пропорционально длине в степени 0,8. При этом, например, на расстоянии 1 м от входной кромки и скорости жидкости 1 м/с толщина ПС равна 40 мм. С ростом числа Re толщина уменьшается.

Если ПС тоньше выступов шероховатости, то сила трения и гидравлические потери не зависят от числа Re и определяются только величиной шероховатости. Это режим автомодельности по числу Re. Для насосов это означает пропорциональность напора частоте вращения во второй степени, а мощности дискового трения в третьей. При этом без учета потерь в концевых уплотнениях и подшипниках КПД не меняется при неизменном режиме по подаче (постоянстве Q / n) и переменной частоте вращения.

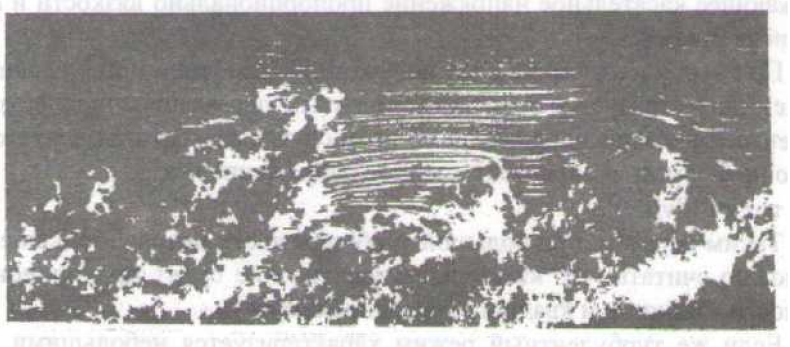


Рисунок 3.1 – Турбулентный пограничный слой, вид сбоку

Важным параметром является толщина вытеснения ПС, определяемая как расстояние, на которое отодвигаются от тела линии тока внешнего течения вследствие образования ПС (вытесняющее действие). Толщина вытеснения в несколько раз меньше толщины ПС, и для обычных размеров профилей составляют незначительную величину, позволяющую успешно использовать теорию идеальной жидкости для расчета распределения скоростей и давлений вдоль плавнообтекаемых тел. Более точный результат расчета можно получить, если вместо реального профиля использовать утолщенный на толщину вытеснения.

Рассмотрим понятие отрыва пограничного слоя. В ПС давление постоянно по высоте и равно давлению на границе с основным потоком, поэтому, если в основном потоке существует перепад давления вдоль профиля, то он будет и в пограничном слое. При уменьшении давления вдоль потока он будет ускоряться, и толщина ПС уменьшаться, при увеличении давления он будет замедляться, и толщина ПС возрастать. В этом, в частности, заключается причина того, что в диффузорных каналах гидравлические потери больше, чем в конфузорных. При обтекании профилей темпы ускорения и замедления зависят от угла атаки, который в этих случаях является режимным параметром. По сравнению с основным потоком замедленное течение в ПС подвержено относительно большему отрицательному ускорению. Вследствие этого количество движения жидкости вблизи стенки мало, и ее способность к движению в направлении возрастания давления оказывается ограниченной. Ниже по течению это количество движения и энергия вдоль поверхности стенки затрачивается на преодоление возрастающего давления и трения, и, наконец, частицы жидкости останавливаются. Замедляющийся основной поток не в состоянии сообщить достаточную энергию жидкости в ПС. Вследствие положительного градиента давления направление скорости в ПС изменяется на противоположное, и возникает возвратное течение. Это, в свою очередь, приводит к отрыву основного потока от обтекаемого тела и образованию

застойной зоны, заполненной вихрями. Такое явление называют отрывом пограничного слоя. Оно вызывает резкий рост лобового сопротивления профиля и падение его подъемной силы и качества.

3.2 Структура течения

Структура рассмотренного выше потока состоит из основного течения и примыкающих к нему с обеих сторон пограничных слоев. В области отрыва ПС расположены вихри, а непосредственно за точкой отрыва – стационарные частицы жидкости.

В установившемся течении отход линий тока на телах гладкой формы от поверхности в пограничном слое возможен только по направлению касательной к поверхности тела. Отрыв ПС на стенке с точкой излома всегда происходит в этой точке и имеет направление по касательной к участку поверхности вверх по потоку [13]. При обтекании с некоторым углом атаки профиля с острой входной кромкой отход линий тока начинается от кромки и имеет направление скорости невозмущенного потока.

Существует также и локальный отрыв пограничного слоя в виде так называемого пузыря. Пузыри бывают короткими и длинными. Короткий пузырь образуется между точками отрыва и последующего присоединения потока, его длина имеет порядок 1% длины хорды и не сильно влияет на распределение давления. Однако если короткий пузырь разрывается на профиле, происходит срыв потока с передней кромки профиля, что приводит к резкому росту сопротивления и потере подъемной силы. В случае длинного пузыря (2-3% хорды) распределение давления на профиле несколько изменяется, однако его разрыв не приводит к полному отрыву потока, вместо этого оторвавшийся поток протекает над поверхностью профиля и в дальнейшем вновь присоединяется.

Таким образом, при решении гидродинамических задач важность понимания структуры течения очевидна. В зависимости от того, решается

прямая или обратная задачи, элементы структуры могут быть как исходными, так и искомыми.

Элементы структуры бескавитационного течения

Конфигурация ограничивающих поток твердых поверхностей, в том числе протяженность, шероховатость, изгибы, изломы, острые кромки, характерный размер и т. п.

- Распределение скоростей
- Отношение характерных скоростей
- Распределение статических давлений
- Распределение полных давлений
- Режимы течения – ламинарный, турбулентный
- Угол атаки
- Угол потока
- Степень турбулентности
- Пограничный слой (ПС)
- Ламинарный ПС
- Турбулентный ПС
- Ламинарный подслой ПС
- Отрыв ПС
- Застойная зона
- Вихревой (гидродинамический) след
- Кромочный след
- Концевой вихрь
- Вихревая зона
- Противоток
- Прямоток
- Активный поток
- Основное течение

- Вторичное течение
- Распределение температур
- Распределение вязкости
- Угол атаки относительно средней линии
- Угол атаки относительно лицевой стороны
- Угол атаки относительно тыльной стороны

3.3 Обтекание круговой решетки с радиальными лопастями

Рассмотрим круговую решетку с бесконечно большим числом радиальных лопаток [14]. Известно, что при движении материальной частицы по вращающейся траектории помимо ускорений в относительном и переносном движениях, частица обладает также ускорением Кориолиса. Вектор кориолисова ускорения перпендикулярен вектору относительной скорости w и оси вращения, вдоль которой направлен вектор угловой скорости.

Удельная работа колеса, затрачиваемая на преодоление действия кориолисовых сил, равна

$$H_T = u_2^2 - u_1^2 .$$

Сопоставив это уравнение с уравнением Эйлера для теоретического напора, получим, что они совпадают, когда $c_{2u} = u_2$ и $c_{1u} = u_1$, что соответствует радиальному направлению относительной скорости на входе в колесо и на выходе из него. Таким образом, в этом случае теоретический напор равен удельной работе, затрачиваемой колесом на преодоление кориолисовых сил, которые создают соответствующую разность скоростей и давлений на обеих сторонах лопаток. В реальных центробежных колесах эта работа составляет значительную часть теоретического напора. Следует отметить, что в осевом колесе кориолисовы силы инерции направлены в основном по радиусу и поэтому не влияют на распределение давлений на лопатках и, следовательно, на величину теоретического напора, так как это распределение определяется только условиями обтекания лопаток. Превалирующее влияние на величину

теоретического напора действия кориолисовых сил инерции не отражается на КПД центробежного колеса, который зависит от относительного значения потерь.

Приближенное рассмотрение [14] показывает, что при радиальных лопатках относительные скорости в межлопаточном канале на данном радиусе изменяются по углу линейно от минимального значения на лицевой стороне до максимального на тыльной

$$W_{\max} = 4W_{\min} + 4\pi u / z .$$

Таким образом, основные черты потока во вращающемся центробежном колесе обусловлены в основном ускорением Кориолиса, благодаря которому нарушается равномерность поля относительных скоростей между лопатками. Это различие скоростей, а соответственно и давлений, и обусловливает передачу энергии от колеса к жидкости. Полученный характер потока в относительном движении позволяет при изучении применять принцип наложения, т. е. рассматривать поток во вращающемся канале как результат сложения движения жидкости с одинаковыми скоростями во всех точках между лопатками на окружности данного радиуса и вращательного движения внутри канала с угловой скоростью колеса. В чистом виде вращательное движение имеет место в колесе с замкнутыми со всех сторон каналами (расход жидкости равен нулю).

При недостаточном числе лопаток или при малом отношении c / u в межлопаточном канале могут и на расчетном режиме возникнуть обратные перетекания, обусловленные тем, что циркуляционная скорость будет больше радиальной скорости.

Такое перетекание приводит к образованию вихревых полостей в канале и к резкому увеличению гидравлических потерь. Отрыву потока от лопатки соответствует значению $w < 0$.

Одной из особенностей круговой решетки является неустановившееся течение при нерасчетном режиме работы отвода.

4 Пространственное течение в осевых рабочих колесах

4.1 Радиальное равновесие в межвенцовом зазоре

Выделим в закрученном потоке элементарную массу жидкости dm, ограниченную двумя соосными цилиндрическими поверхностями с радиусами r и r+dr, двумя плоскостями, нормальными оси насоса и отстоящими друг от друга на расстоянии dl, и двумя плоскостями, проходящими через ось вращения РК, с углом dφ между ними.

$$dm = \rho \cdot d\varphi \cdot dl \cdot dr$$

Эта масса вращается с окружной скоростью Q, и на нее действует элементарная центробежная сила:

$$dF_{ц} = dm \cdot C_u^2 / r = \rho \cdot d\varphi \cdot dl \cdot dr \cdot C_u^2,$$

которая приложена к элементу поверхности $\rho \cdot d\varphi \cdot dl$ и уравновешивается давлением

$$dp = dF_{ц} / (r \cdot d\varphi \cdot l) = (\rho C_u^2 / r) dr$$

Из последнего уравнения следует условие радиального равновесия закрученного потока [15]:

$$\frac{dp}{dr} = \frac{\rho C_u^2}{r}.$$

При обтекании плоских решеток профилей рассматривают вопросы поворота потока или, что аналогично, напора. В этом случае под углом атаки понимают угол между средним направлением потока и направлением бесциркуляционного обтекания. При рассмотрении других вопросов, например, кавитации, которая развивается на начальном участке профиля, под углом атаки понимают угол между направлением невозмущенного потока и средней линией профиля. Для шнеков профиль лопастей на входном участке имеет треугольную форму и для решения вопросов кавитации наиболее важными критериями являются углы атаки между направлением невозмущенного потока и лицевой и тыльной сторонами профиля.

Поскольку углы установки профилей и углы потока изменяются вдоль радиуса, то необходимо каждый раз указывать, какой используется радиус: корпуса: наружный, втулочный или средний РК.

На расчетном режиме по подаче угол атаки при входе на лопатки выполняют обычно близким к нулю. Для этого угол установки профиля вдоль радиуса должен выполняться по закону винта:

$rtg\beta_{ё} = const$.

По этому же закону следует устанавливать профили, когда углы атаки обратно пропорциональны радиусу, например, в шнеках.

4.2 Неравномерность потока по радиусу, пограничные слои, структура течения в осевом РК

Имеется ряд причин, из-за которых цилиндрические течения в РК не реализуются:

- неравномерность поля скоростей по радиусу на входе;
- несоответствие распределения напоров по радиусу на выходе равномерному полю осевых скоростей;
- стекание вдоль радиуса пограничного слоя на лопатке и накопление ПС на втулке с дальнейшим его перетеканием как поперек канала, так и в радиальном направлении;
- перетекание жидкости через радиальный зазор;
- взаимодействие всех перечисленных факторов.

Обычно в конструкции входного патрубка предусмотрено обеспечение равномерного поля скоростей при входе на лопатки. В противном случае эта неравномерность, а также и несоответствие напоров вызывает радиальное течение в рабочем колесе.

В лопаточном венце течение в непосредственной близости от концов лопаток не имеет двумерного характера ни при каких условиях вследствие трения о стенку и наличия пограничных слоев на стенке корпуса и втулке. Однако, если удлинение лопатки (отношение высоты лопатки к хорде) велико,

то доля высоты лопатки, подверженной сильному влиянию пристенных явлений, будет невелика. Это влияние также уменьшается с уменьшением длины канала (густоты), когда накопление ПС на втулке и корпусе не столь ярко выражено.

Результаты, полученные для плоских решеток можно локально применить на каждом радиусе, если изменение осевой скорости на расстоянии по радиусу, сопоставимом с шагом решетки, мало. Однако, при большом изменений скорости по пограничному слою влияние конечного значения шага решетки становится значительным. В результате в пограничном слое втулки образуется течение поперек канала в области выхода из РК от тыльной к лицевой стороне лопатки.

В целом можно отметить следующие особенности по структуре потока на выходе осевого колеса и в области статора:

- С увеличением радиального зазора РК пристенный вязкостный слой становился толще благодаря распространению сильного концевого вихря; в то же время развитие привтулочной вязкой зоны и расширение кромочных следов в сторону втулки подавлялись благодаря загромождающему действию утолщенного пристенного слоя.
- Различие в радиальном зазоре РК оказывает незначительное влияние на структуру потока в статоре.
- Большой радиальный зазор вызывает высокую нестационарность в концевой зоне на выходе РК и подавляет нестационарность в привтулочной зоне. Высокая нестационарность в концевой (пристенной) зоне состоит главным образом из мелкомасштабной турбулентности, вызванной концевым вихрем протечек. С другой стороны, нестационарность в привтулочной зоне является относительно крупномасштабной и вызывается кромочными следами.
- Внутри решетки статора нестационарность вдали от стенок представляет собой комбинацию крупномасштабной нестационарности, обусловленной

колебаниями отрывной зоны на тыльной стороне лопаток и мелкомасштабной нестационарности, генерируемой внутри РК.

- На процесс смешения в пристенной зоне оказывает определяющее влияние радиальный зазор. Максимальная величина коэффициента смешения в этой зоне линейно растет с радиальным зазором.

4.3 Структура потока в зоне радиального зазора осевого рабочего колеса

Щелевой поток

В осевом РК существует перепад давления между лицевой и тыльной сторонами каждой лопасти. Под действием этого перепада давления жидкость перетекает через радиальный зазор по концам лопастей. Наиболее простой аналогией образующейся при этом структуры потока является свободная затопленная струя, где роль струи играет поток через щель, а пространство неподвижной жидкости – поток в межлопаточном канале. Течения в осевом РК характеризуются следующими особенностями:

- пространство (основной поток), в которое втекает струя ограничено как по глубине, так и вдоль струи;

- жидкость в пространстве движется поперек струи;

- скорость струи вдоль щели переменна;

- на структуру струи оказывают влияние пограничные слои на корпусе насоса и на лицевой стороне лопасти;

- на взаимодействие щелевой струи с основным потоком оказывает влияние пограничный слой и кавитационные образования на тыльной стороне лопасти.

Перечисленные особенности кардинально меняют условия течения щелевой струи так, что структура потока в зоне щелевой струи насоса принципиально отличается от структуры свободной турбулентной струи.

Существующие исследования [16] показали, что щелевая струя не сворачивается в вихрь, она является высокоскоростной и быстро перемешивается с основным потоком, вызывая сильные касательные напряжения и отрыв потока. Имеется существенное отличие в структуре

щелевого потока в неподвижных решетках и вращающихся РК. Течение в зоне щелевого зазора РК турбомашины является сложным, что обусловлено взаимодействием щелевой струи, ПС на стенке и ПС или следа на лопасти.

Полная и осевая скорости

Периферия лопастей погружена в ПС корпуса и, следовательно, щелевая струя проникает глубоко в канал перед смешением и взаимодействием с основным потоком, рисунок 4.1.

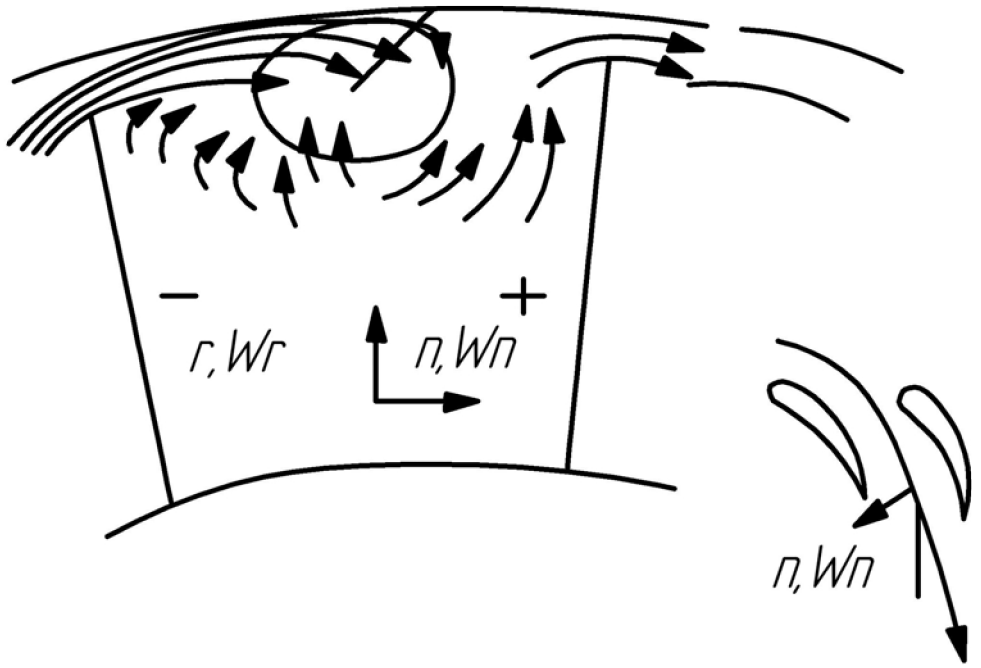


Рисунок 4.1 – Схема течения через зазор и его взаимодействие с основным потоком

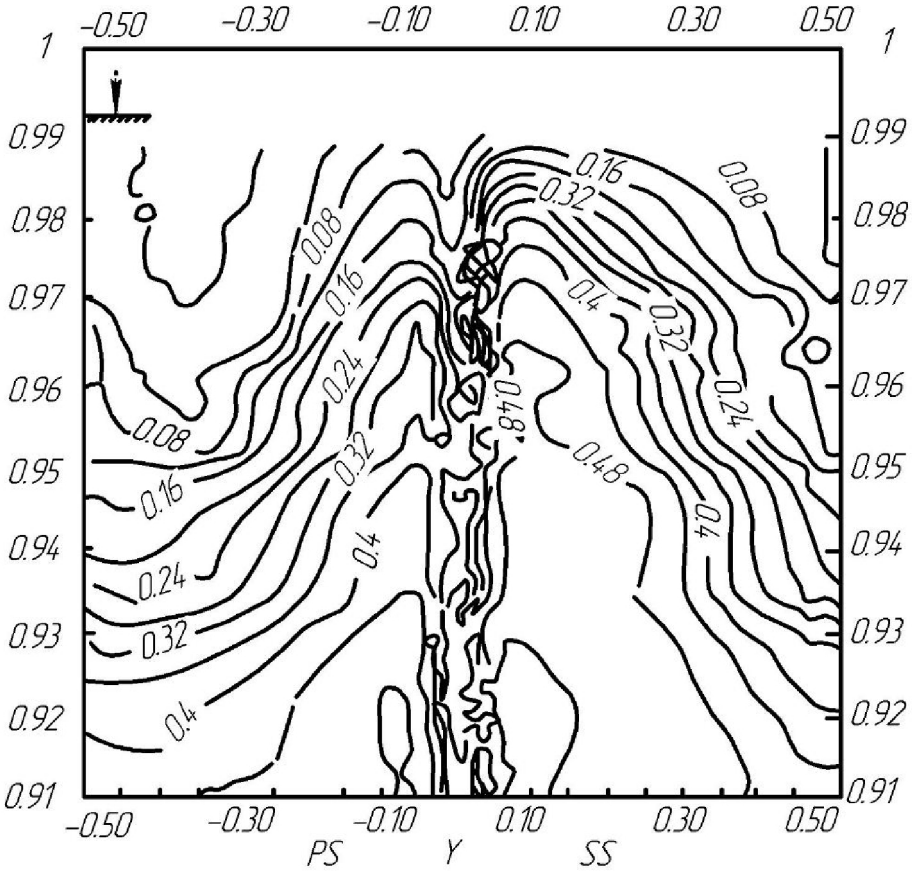
Она движется по направлению к лицевой стороне и имеет тенденцию к быстрому смешению. В результате взаимодействия и перемешивания эта зона имеет очень низкие скорости и полное давление и похожа на зону отрыва потока. Эта зона имеет тенденцию заполняться жидкостью не из зоны периферии, а из радиального потока.

В отличие от неподвижной решетки профилей зона взаимодействия ближе к лицевой стороне.

Влияние щелевой струи ощущается при R = 0,93. Скорости на тыльной стороне вообще выше при относительно высоких скоростях в кромочном следе. Зона взаимодействия расположена в середине канала ближе к лицевой стороне, показывая влияние движения лопаток.

Кромочный след распадается очень быстро в области R больше 0,9 и поток становится осесимметричным. Это не соответствует неподвижной решетке, где распад концевого вихря намного слабее и его влияние ощущается далеко вниз по потоку.

Распределение осевой составляющей скорости по окружности весьма неоднородно в области 10% периферии, становясь примерно однородным при R=0.91, рисунок 4.2. Вдобавок, область смешения на периферии ближе к лицевой стороне, где осевая скорость близка к нулю.



PS – лицевая сторона

SS – тыльная сторона

Рисунок 4.2 – Изолинии осевой скорости (в долях окружной)

Таким образом, взаимодействие щелевой струи и основного потока приводит к появлению области с низкими скоростями. Более высокие осевые скорости на периферии наблюдались вблизи тыльной стороны лопасти, в то время как скорости на лицевой стороне были меньше. Вообще, окружное распределение W_x на периферии показывает высокие осевые скорости вблизи кромочного следа, уменьшаясь до малых величин в середине канала. Причем взаимодействия кромочного следа и щелевой струи незаметно, а след достаточно отчетлив.

При сравнении средних осевых скоростей на входе и выходе ротора ясно, что осевые скорости внутри пристенного пограничного слоя существенно уменьшаются при заметном росте ПС от входа к выходу.

Окружная скорость и угол поворота.

Окружные скорости малы в зоне взаимодействия щелевой струи, рисунок 4.3. Это не приводит к более высокому углу поворота, т.к. в этой зоне также малы и осевые скорости. Осевые и окружные скорости в периферийной зоне (R = 0,94 до 0,99) очень малы, и эта зона занимает приблизительно половину ширины канала в его средней части. Ядро зоны взаимодействия, в которой обе эти скорости близки к нулю, покрывает приблизительно 30% канала от R = 0,95 до 0,99 (8% размаха). Очень высокие окружные скорости имеют место в кромочном следе, и здесь отсутствует взаимодействие след-струя. Распределение окружной скорости поперек канала показывает влияние щелевой струи, рисунок 4.4. Эти скорости высоки вблизи лопаток и достигают минимальных величин на расстоянии 30% ширины от лицевой стороны. Влияние щелевой струи, очевидно, поперек всего канала, кроме зоны следа, занимая 14% размаха от наружного диаметра. Кромочные следы на периферии достаточно отчетливы.

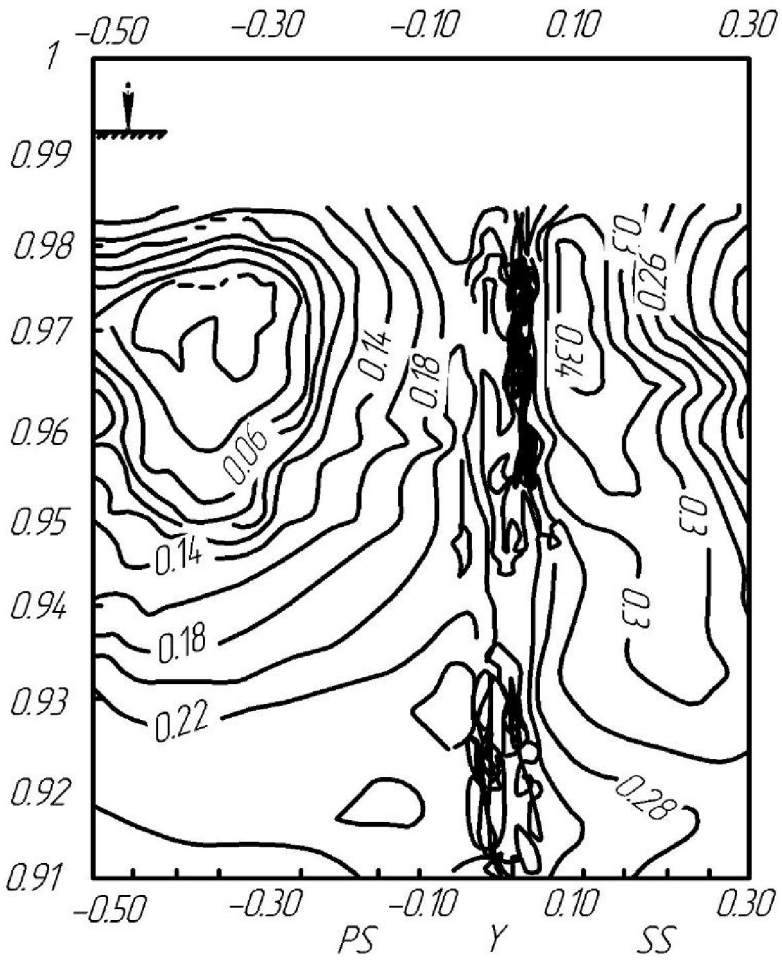


Рисунок 4.3 – Изолинии окружной скорости

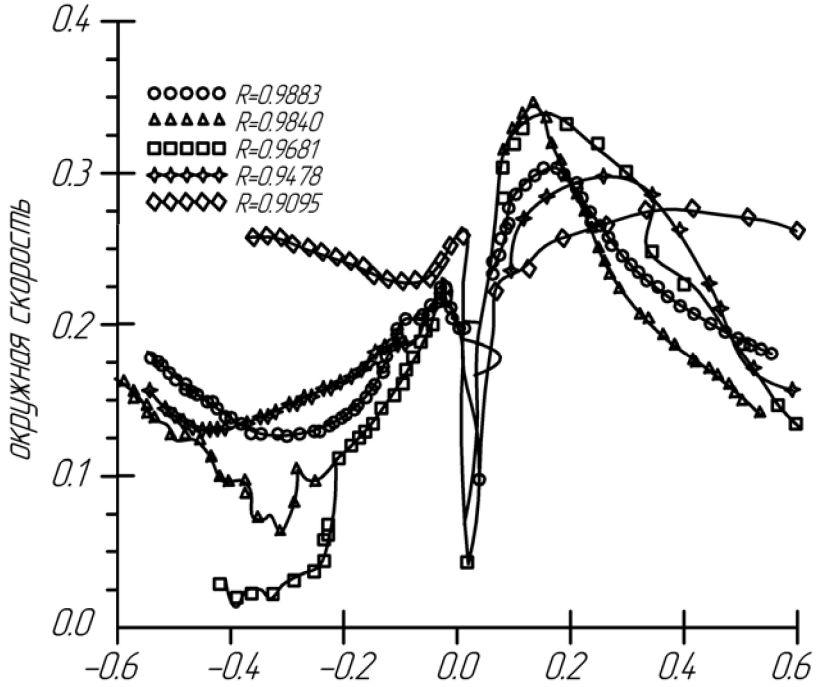


Рисунок 4.4 – Распределение окружной скорости на выходе межлопаточного канала

В зоне R=0,96 до 0,99 и Y=-0,3 до -0,5 течение близко к окружному, это зона отрыва с очень малыми осевыми, относительными окружными и радиальными скоростями. В потоке отсутствует четкий щелевой вихрь (в отличие от неподвижной решетки, где образуется вихрь).

Смешение основного потока и щелевой струи, имеющих различные углы, рисунок 4.5, приводит к отрыву потока. Это показывает, что щелевая струя не сворачивается в сильный вихрь. Относительные углы потока малы вблизи кромочного следа, показывая, что поток вблизи обеих поверхностей достаточно четкий. Относительные углы потока достигают расчетных величин (35 градусов) при R = 0,96 вблизи лопаток и в середине канала при R = 0,92.

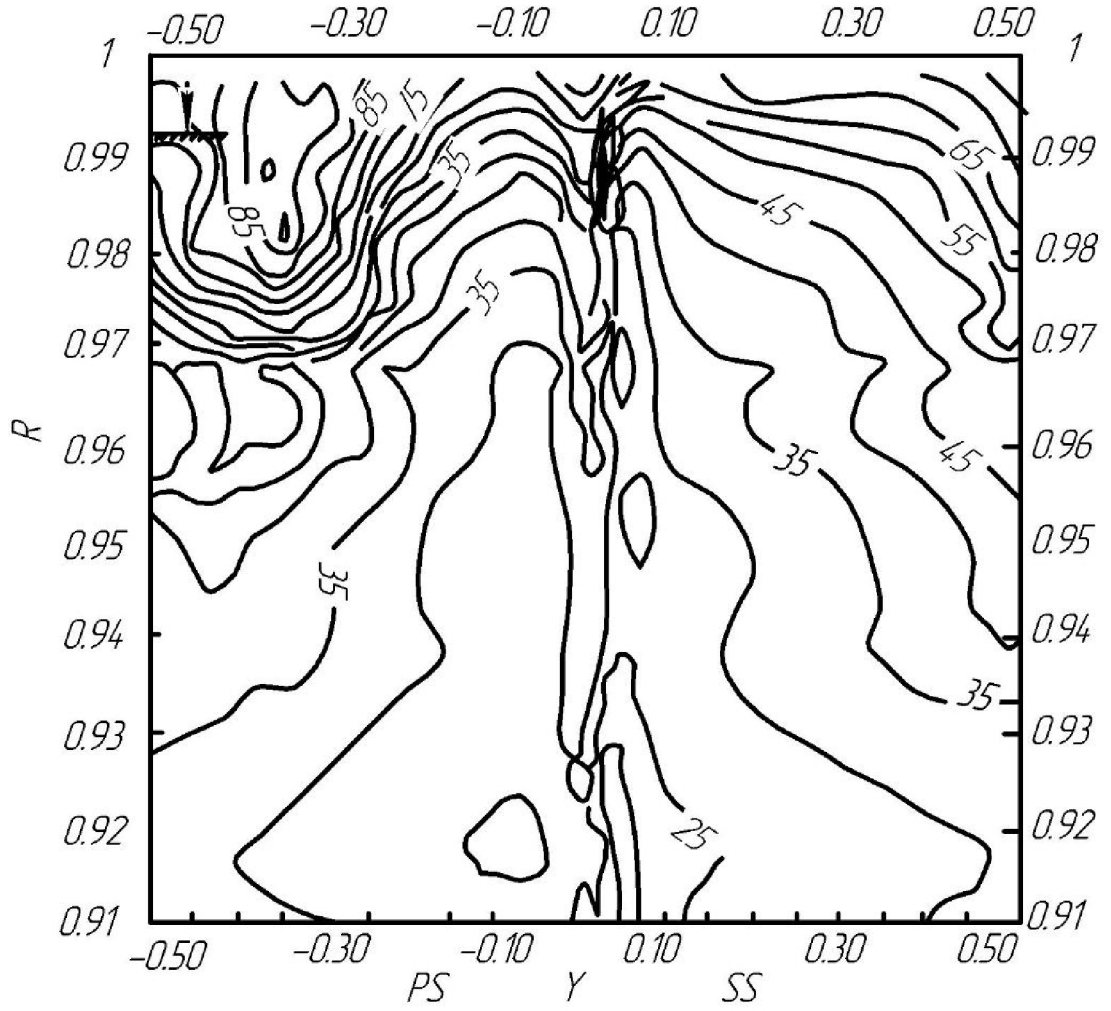


Рисунок 4.5 – Контуры постоянных углов потока на выходе межлопаточного канала

Радиальная скорость

Радиальные скорости при R = 0,91...0,98 всюду направлены наружу (к периферии), за исключением небольшой области вблизи тыльной стороны. Скорости внутрь наблюдались на периферии от R = 0,985 до 0,99. Радиальный поток направлен в основном к периферии, протекая вне зоны отрыва; он весьма мал в зоне взаимодействия и вблизи зоны отрыва (рисунок 4.6). Взаимодействие щелевой струи с основным потоком выносит жидкость из этой зоны. Радиальные скорости малы везде, кроме зоны от R = 0,95 до 0,97.

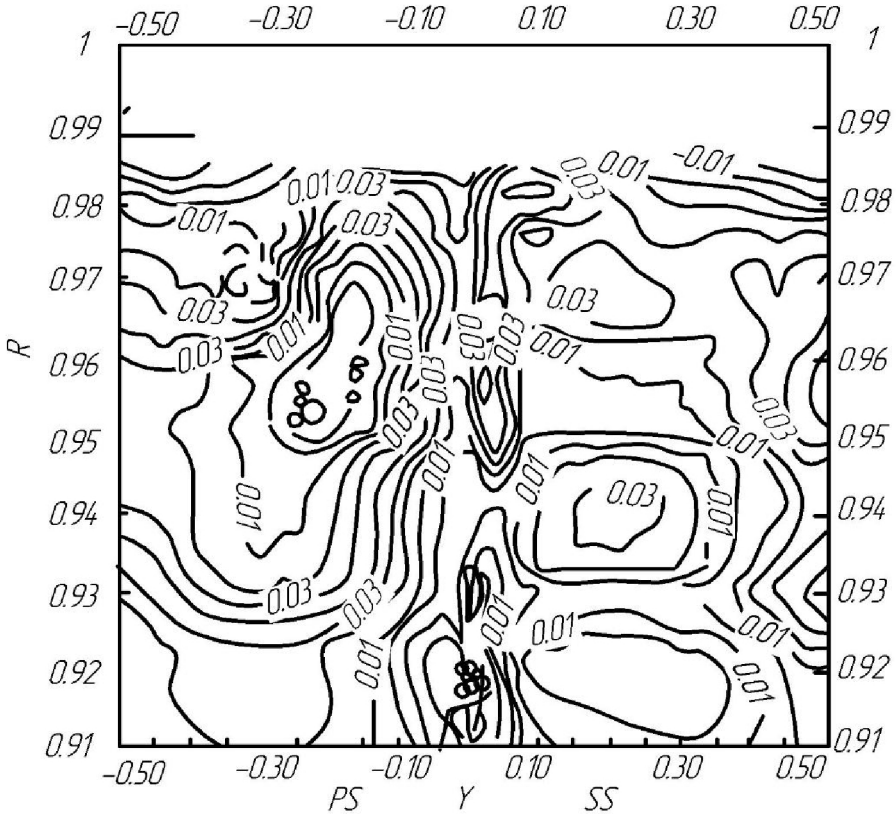


Рисунок 4.6 – Изолинии радиальной скорости

4.4 Расчетная модель для осевого колеса

В настоящее время возможен весьма точный расчет течения в колесе для широкого диапазона геометрических размеров и коэффициентов быстроходности. В работе [17] содержится описание метода расчета диагонального колеса. Этот расчет CFD (Computational Fluid Dynamics) был разработан с использованием коммерческой программы TASKflow, с помощью которой определяются напряжения Рейнольдса осредненными уравнениями

Навье-Стокса применительно к несжимаемой и сжимаемой жидкостям (дозвуковой, звуковой и сверхзвуковой потоки). Влияние турбулентности моделируется стандартной k-ε моделью турбулентности, а пограничный слой представлен логарифмическим законом распределения скоростей.

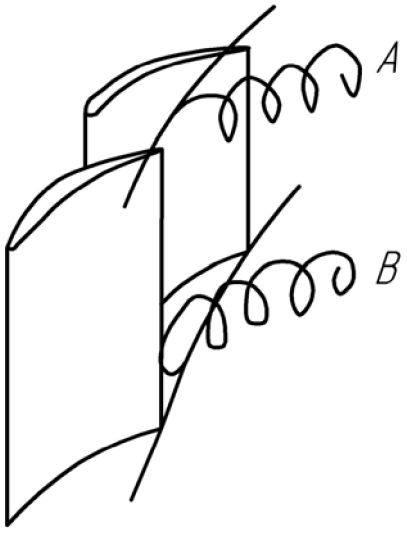
CFD – это универсальная программа, однако она особенно хорошо адаптирована для расчета потока во вращающихся каналах с учетом ускорения Кориолиса и применением схем, удачно решающих проблемы сходимости, особенно при обтекании входной кромки лопатки и поверхностей с большой кривизной.

Преимущество программ CFD заключается в отсутствии применения эмпирических коэффициентов. Хотя наличие последних и не дает ошибок, трудно ожидать совершенствования машины, используя прошедший опыт.

Моделирование физических явлений

Составной трехмерный ПС развивается вдоль кольцевых стенок корпуса и вала. С целью расчета всего потока ПС осредняется по окружности. Толщина вытеснения, в частности, определяется как "загромождение". На поток внутри колеса значительное влияние оказывают радиальные перемещения поперек меридиональных струй количеств движения, энергии и энтропии. Эти перемещения осуществляются двумя физическими механизмами: турбулентной диффузией и турбулентной конвекцией. Вторичный поток (рисунок 4.7) в колесе генерируют вихри, которые изменяют средние углы потока.

На выходе из канала поток вблизи стенки поворачивается больше, чем в середине потока. На конце лопасти большое влияние на поток оказывает концевой зазор. Перетекая через этот зазор, на одной стороне лопасти поток создает концевой вихрь, а на другой – более слабый проходной вторичный вихрь.



(А – концевой вихрь, В – вихрь вторичного течения)

Рисунок 4.7 – Вихревые структуры

Модель пристенного кольцевого пограничного слоя

Это интегральный метод ПС, в котором определяется изменение подъемной силы и сопротивления лопаток в зоне ПС. Эта модель описана подробно в другой работе этого же автора.

Модель вторичного течения

Вторичный поток рассчитывается в два шага: расчет strimwise завихренности и расчет вызванной ее осредненной окружной скоростью поперек канала

Модель смешения по высоте лопасти

Решаются уравнения кривизны линий тока для вязкой жидкости. Это дает возможность включить эффекты смешения по высоте лопасти, обусловленные турбулентной диффузией.

Турбулентная вязкость определяется из уравнения:

μ_t = плотность*осевая скорость*высота лопасти*GAL, где GAL – некоторая опытная константа, одинаковая для решетки и ротора.

Внутри лопастной системы турбомашины сильные вихри, расположенные вблизи кромки кольцевых ПС, перемешивают эти слои, перемещая основной

поток внутрь их и внедряя низкоэнергетическую жидкость в основной поток. Используя радиальную скорость, вычисленную для вторичного потока, определяется массовый расход жидкости, обменивающейся между пограничными слоями и основным потоком и, следовательно, радиальный обмен количеством движения и энтропией, обусловленный турбулентной конвекцией.

4.5 Неравномерность потока по окружности

При больших абсолютных размерах РК в насосах с горизонтальным валом заметное влияние, например, на кавитационные характеристики оказывает изменение статического давления по высоте на входе в РК. Там же неравномерное поле скоростей может быть вызвано гидравлическим несовершенством входного патрубка. Обе причины вызывают нестационарные явления в насосе.

В центробежных и диагональных насосах на нерасчетных режимах по подаче в спиральной камере существует окружная неравномерность давлений и скоростей. Например, при недогрузке давление по углу растет, при перегрузке падает, поэтому каждый межлопаточный канал работает при переменном противодавлении и, следовательно, в неустановившемся режиме. В каждый момент времени расход жидкости в каждом канале будет таким, чтобы обеспечить требуемый отводом напор (квазистационарная модель).

Если напорная характеристика (Q-H) РК крутая, то изменение расхода будет небольшое, если пологая, то может быть даже отрицательный расход, т. е. течение в межлопаточном канале РК с выхода на вход. Обратный поток в части межлопаточных каналов может быть одной из причин противотоков на входе насоса.

В последние годы в центробежном насосе с лопаточным отводом и спиральной камерой обнаружена нестационарность в виде вращающегося срыва. В осевых компрессорах это явление давно и хорошо изучено.

5 Течения с противотоками

5.1 Общие закономерности развития противотоков на примере осевого рабочего колеса

Противотоки в осевом колесе на режиме нулевого расхода очевидны, поскольку вращающееся в вязкой жидкости тело произвольной формы увлекает ее своими торцами во вращательное движение, вызывая сначала радиальное, а затем (в ограниченном пространстве) осевое течение: на периферии от тела, а в центральной области – к телу. На режиме некоторого небольшого расхода также очевидно, что активный (обеспечивающий расход жидкости через РК) поток на входе течет вблизи оси, а на выходе – на периферии, откуда непосредственно следует, что противотоки в осевом колесе на входе существуют на периферии, а на выходе – у втулки. Другими словами, как на входе, так и на выходе жидкость от рабочего колеса течет на периферии, а к рабочему колесу в центральной области.

Противотоки на входе в РК образуются из зоны отрыва пограничного слоя вблизи входной кромки лопасти [11]. Так как жидкость в этой зоне вращается вместе с колесом, а давление по радиусу постоянно, то под действием центробежных сил она течет в радиальном направлении и, встречая на своем пути корпус, поворачивает на 90 градусов частью по основному потоку, а частью – против.

Течение обратных токов во всасывающей трубе происходит на некотором участке, в конце которого в результате равенства количеств движения основного и обратного потоков скорость обоих становится нулевой. Известно, что противотоки начинаются (критическая подача), когда угол потока равен приблизительно половине угла установки лопастей. Это означает, в частности, что осевая скорость на входе в РК в момент начала противотоков пропорциональна углу установки лопастей, а, следовательно, и углу атаки. В свою очередь угол атаки пропорционален массе жидкости, содержащейся в зоне отрыва пограничного слоя и количеству движения противотоков. Таким

образом, имеется взаимосвязь интенсивности противотоков с объемом и массой жидкости в зоне отрыва пограничного слоя на лопастях.

В непосредственной близости перед входными кромками обратный поток не осесимметричен, а состоит из отдельных струй, равных числу лопаток. Обратные токи распространяются во входной патрубок в виде вихревых жгутов, сходящих с периферии всасывающей стороны лопасти каждого межлопастного канала. По мере продвижения вглубь входного патрубка вихри разрушаются. При снижения подачи площадь активного потока уменьшается, и при Q = 0 жидкость, участвующая в вихревом движении, занимает все сечение входного патрубка.

Интересной особенностью течения во входном патрубке на режимах с противотоками является то, что скорость активного потока при изменении подачи остается постоянной и равной величине, соответствующей нулевому углу атаки [9]. Условие равенства нулю угла атаки отражает динамический характер равновесия между прямым и обратным потоками во входном патрубке.

Уменьшение подачи вызывает в начальный момент времени увеличение угла атаки, что влечет за собой рост объема отрывной зоны, усиление радиального перетекания и повышение давления на периферии. При этом радиус, на котором энергия прямого потока в патрубке оказывается недостаточной для входа в колесо, переместится ближе ко втулке. В результате этого произойдет поджатие активного потока, увеличение осевой скорости и уменьшение угла атаки, которое будет происходить до тех пор, пока вновь не установится равновесие между прямым и обратным потоками. Отрыв пограничного слоя на лопатках, перегиб напорной характеристики и начало противотоков совпадают, а первопричина одна – отрыв пограничного слоя.

Распространение противотоков вверх по потоку зависит от формы подвода. При прямом подводе противотоки распространяются на расстояние до 10 диаметров трубы. Коленообразный подвод препятствует их распространению во всасывающую трубу. Противотоки сильно закручены, поэтому имеется

значительный градиент давления по радиусу: на периферии давление выше, а на оси ниже, чем в невозмущенном потоке.

На режимах с противотоками поток во всасывающей трубе можно разделить на вихревую зону и активный поток. Вихревая зона состоит из противотока и прямотока; на их границе осевая скорость равна нулю; расходы жидкости в прямотоках и противотоках вихревой зоны равны. Вихревая зона имеет значительную закрутку, которая в небольшой степени передается и активному потоку. Из-за вращения жидкости давление по радиусу падает, достигая минимального значения на оси всасывающей трубы.

Противоположное направление осевых скоростей противотоков и прямотоков вызывает на их границе интенсивное вихреобразование; на осях этих вихрей имеется локальный минимум давления. Таким образом, во всасывающей трубе имеются два участка с минимальными давлениями, где может развиваться кавитация: вблизи оси и в вихревой зоне на границе противотоков и прямотоков.

Для насосов высокой быстроходности закрученное течение во всасывающей трубе оказывает существенное влияние на напор и мощность. Если при испытаниях насосов не учитывать закрутку потока и измерять давление вблизи колеса, считая его давлением на входе в насос, то можно получить большую ошибку.

5.2 Противотоки на входе в шнек

Шнековое колесо, характеризующееся рядом специальных приемов профилирования, обеспечивающих высокие антикавитационные свойства, относится к рабочим колесам осевого типа. Вместе с тем, особенности профилирования и расчетных режимных параметров работы выделяют шнеки в особый класс осевых колес, существенно отличающихся от классических осевых колес.

Эти отличия, в том числе, касаются и особенностей появления и развития противотоков на входе в шнеки. Кроме того, в отличие от классических осевых

колес, режимы с противотоками часто являются для шнеков рабочими режимами. Последнее особенно характерно для бортовых насосов с глубоким регулированием по параметру Q/n характерным для условий работы бортового насоса в системе.

Общие закономерности

Профилирование проточной части насоса обычно производится только для одного, расчетного режима работы. При этом соотношение между размерами насоса (площади проходных сечений и углы установки лопаток) и режимными параметрами (подача и частота вращения вала) должно быть такое, чтобы в насосе обеспечивалось плавное (безотрывное) течение жидкости.

Однако, при использовании в насосе предвключенного шнека (так же, как и центробежного колеса с перерасширенным входом) это положение часто нарушается и связано оно с так называемыми обратными токами в области входа в насос. Они возникают на режимах достаточно больших углов атаки в области входа потока в колесо. Существует мнение, что жидкость, вышедшая из колеса обратно в область всасывания, обладает значительной окружной скоростью и, смешиваясь с основным потоком, поступающим в колесо, закручивает его [8]. Эта закрутка уменьшает относительную скорость потока при входе на лопатки колеса, а, следовательно, и критический кавитационный запас.

Существовало так же мнение, что зона обратных токов при входе в колесо играет положительную роль в улучшении кавитационных характеристик, создавая резервную площадь проходного сечения, используемую при развитии кавитационных явлений в активной зоне потока.

Противотоки на выходе из осевого рабочего колеса

При нулевом расходе через осевой насос напорные характеристики H-Q каждого цилиндрического сечения осевого РК различны по наклону и величине напора H. Вблизи наружного диаметра напор при $Q = 0$ выше, а характеристика

круче, чем вблизи втулки. Объясняется это пропорциональностью напора квадрату величины окружной скорости и, следовательно, диаметра. Так как все сечения РК работают на одну сеть, то поток стремится перестроиться так, чтобы уравнять действительные напоры всех сечений. Эта перестройка заключается в уменьшении осевых скоростей в привтулочных сечениях и увеличения в периферийных. При некоторой подаче $Q_{от}$ осевая скорость вблизи втулки уменьшится до нуля, а при дальнейшем уменьшении Q ее величина станет отрицательной, что означает наличие противотоков.

Как и на входе, на выходе из РК образуются две зоны: активного потока и вихревой зоны, состоящей в свою очередь из противотоков, примыкающих ко втулке и прямотоков. В центре вихревой зоны образуются вихри с локальным понижением давления, служащие местом развития кавитации.

По сложившемуся мнению отрыв у втулки характерен, в основном, для автономно работающих колес. В предвключенных шнеках отрыв этот подавляется в результате подсасывающего действия центробежного колеса.

Обратные токи как на входе, так и на выходе являются вредным фактором, оказывающим отрицательное воздействие на показатели технического качества насосов. Эти течения являются паразитными и вызывают дополнительные потери энергии. Гидравлические потери связаны с затратами на поворот обратных токов, механические – с дополнительным трением окружных составляющих скоростей жидкости о неподвижную поверхность корпуса. Обратные токи также усиливают автоколебания в потоке жидкости.

По обратным токам на выходе из центробежного колеса сведений недостаточно.

6 Технология численного моделирования рабочих процессов в проточной части шнеко-центробежного насоса газотурбинного двигателя

Экстремальные условия работы элементов современных конструкций, сложность их формы и большие габариты делают исключительно трудным и дорогим осуществление натурного или полунатурного эксперимента, особенно, если речь идет об установлении предельных (разрушающих) нагрузок. Создание конструкций такого типа невозможно без совершенствования и автоматизации 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 совокупность таких процессов, как обратные токи, кавитация, тангенциальный слив на вход, 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 (МКО). Отправной точкой МКО 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, МКО пригоден для дискретизации уравнений гидрогазодинамики как на структурированных, так и на неструктурированных сетках с различной формой ячеек, что, в принципе, полностью решает проблему сложной геометрии расчетной области.

Вся расчетная область решения разбивается на большое число многогранных контрольных объемов – или ячеек. Ячейки взаимно стыкуются своими гранями (см. рисунок 6.1).

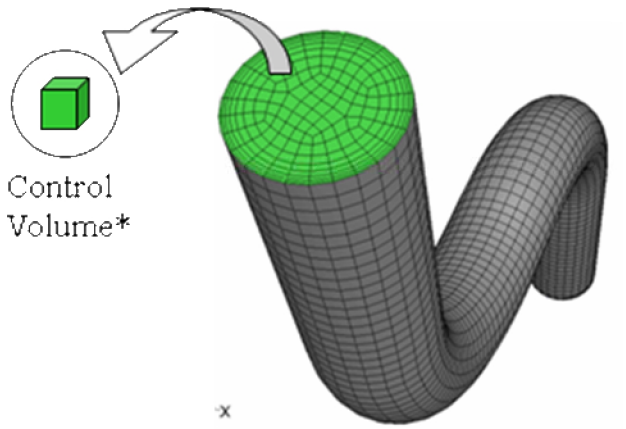


Рисунок 6.1 – Расчетная сетка, состоящая из контрольных объемов

Структура, образованная ячейками, называется расчетной сеткой. Существует множество различных типов сеток, для их описания используются специальные термины. Например, “структурированные сетки”, ”многоблочные сетки”, ”неструктурированные сетки” и ”сетки с произвольным сопряжением”. Формы ячеек также могут быть различными. Наиболее часто используются шестигранники (гексаэдры) и четырехгранники (тетраэдры), но метод контрольного объема позволяет использовать ячейки с произвольным числом граней (пирамиды, призмы, сложные многогранники и т. п.). Выполняется

расчет потоков искомых величин через грани ячейки. Поток искомой переменной через грань ячейки рассчитываются из соотношений, учитывающих геометрические параметры ячеек и значения искомой переменных в центрах тяжести ячеек, которым принадлежит рассматриваемая грань.

Эти соотношения получаются путем аппроксимаций точных соотношений, которые выводятся из основных уравнений. В дополнение к выражениям для потоков, необходимо вывести выражения описывающие источники и стоки, которые могут содержаться в ячейке. Поток зависимой переменной, покидающий одну ячейку через рассматриваемую грань, в точности равен потоку, поступающему в соседнюю ячейку через эту грань.

Значения искомых переменных в центре ячейки рассчитываются путем приравнивания суммы входящих и выходящих потоков сумме источников и стоков внутри ячейки. Преимуществами метода контрольных объемов являются:

- Простота реализации;
- Простота применения к расчетным областям произвольной формы;
- Наличие отработанных алгоритмов;
- Ошибка дискретизации падает с ростом числа вершин;
- Основное внимание уделяется балансу потоков через контрольные объемы;
- Автоматическое выполнение законов сохранения.

Технологическая последовательность решения задачи численного моделирования рабочих процессов в проточной части шнеко-центробежного насоса газотурбинного двигателя (ШЦН ГТД) приведена на рисунке 6.2.

Рассмотрим основные блоки разрабатываемой технологии.

Анализ геометрической 2D модели шнеко-центробежного насоса

Входной информацией для численного моделирования рабочих процессов ШЦН является его геометрическая модель, которая, как правило,

предоставляется расчетчику в виде 2D чертежей (сборочный чертеж, деталировка).

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 6.3.

Построение геометрической 3D модели расчетной области ШЦН

Геометрическую модель расчетной области ШЦН можно получить путем булевых операций с исходной геометрией насосного агрегата. Однако для более точного моделирования физических процессов в ШЦН с точки зрения задания граничных условий необходимо учесть, что длина питающих входных трубопроводов, а также длина выходного участка должны быть не менее 5-7 диаметров входа в насосный агрегат.

Построение сеточной модели расчетной области в ICEM CFD

Расчетную сеточную модель расчетной области проточной части насосного агрегата необходимо 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.

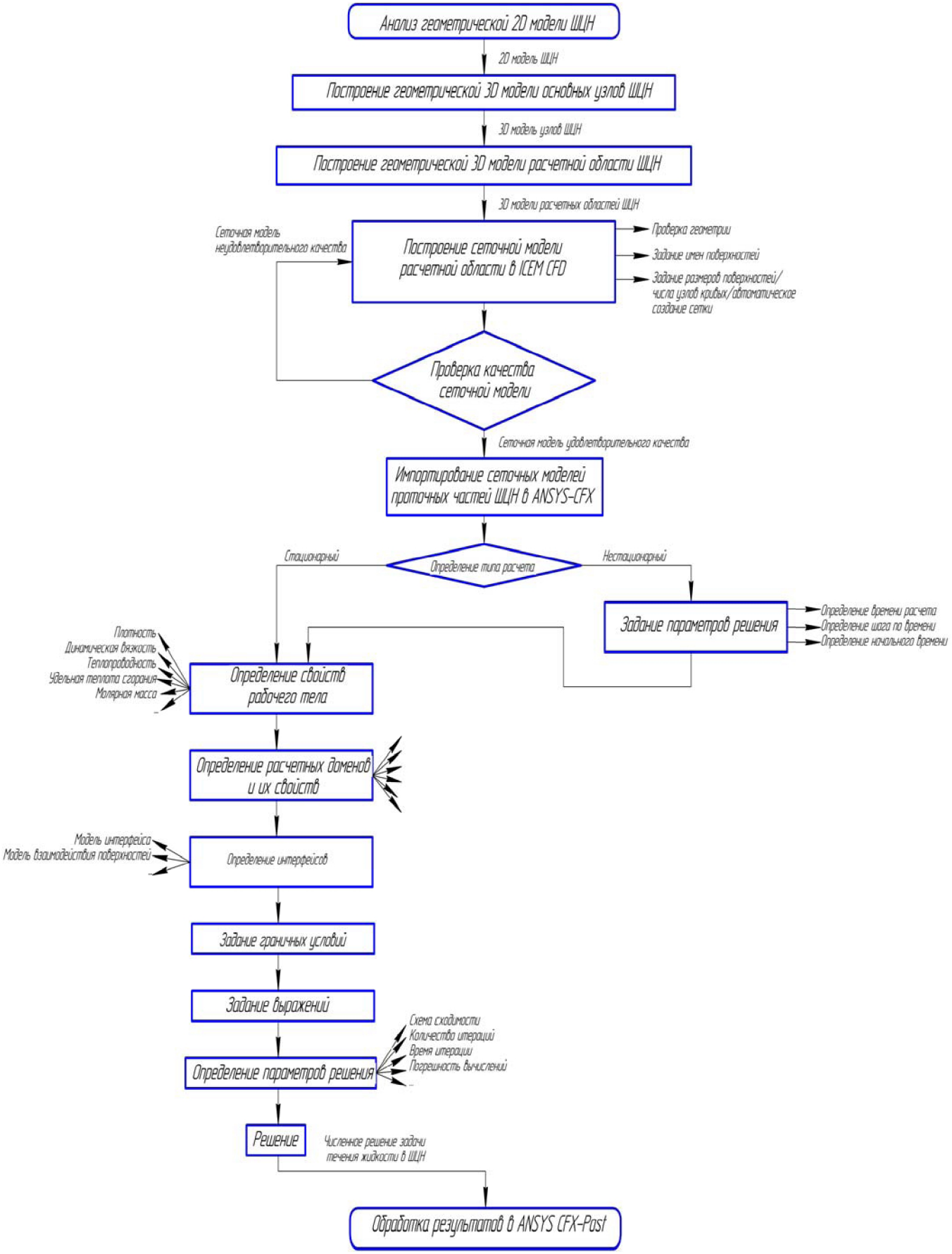


Рисунок 6.2 – Технологическая последовательность решения задачи течения жидкости в ШЦН

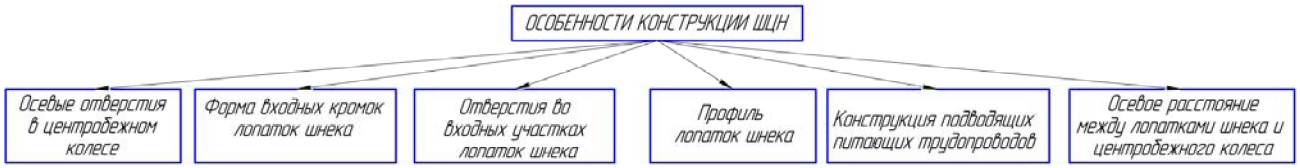


Рисунок 6.3 – Особенности конструкции шнеко-центробежного насоса

В структуре также имеются файлы с расширениями *.fbc, *.par, *.rpl, *.jrf (рисунок 6.4).

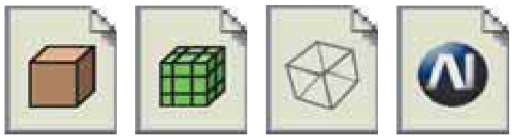


Рисунок 6.4 – Ярлыки файлов

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 6.5).



Рисунок 6.5 – 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 6.6.

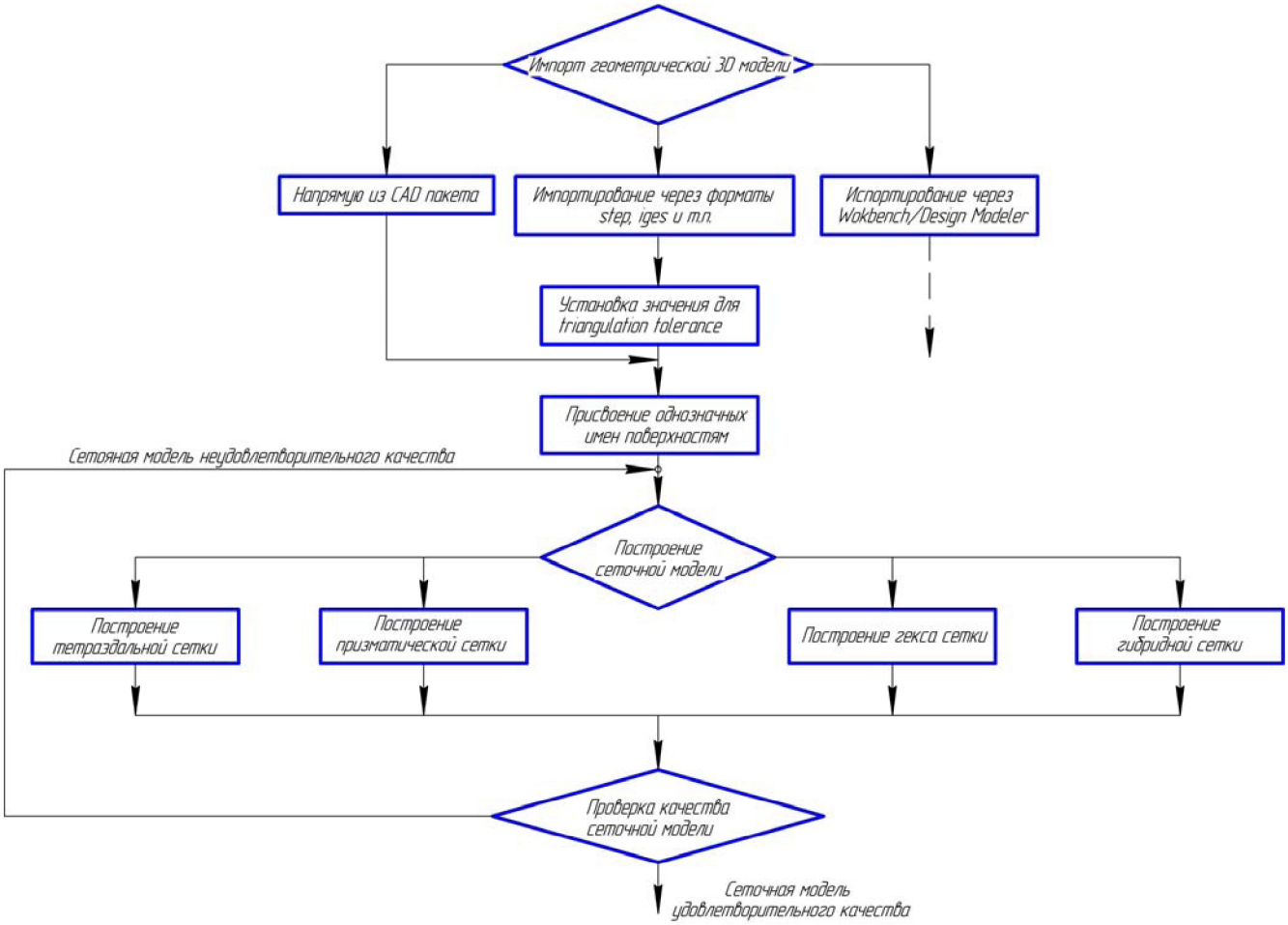


Рисунок 6.6 – Алгоритм построения сеточной модели

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.

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 6.7) 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)

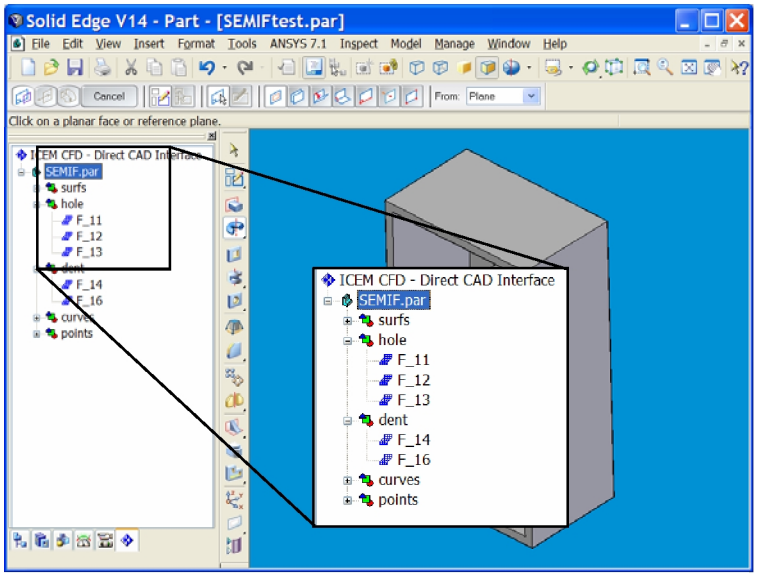


Рисунок 6.7 – CAD-интерфейс

Импорт геометрической модели из CAD программы производится с помощью команды File –Import Geometry (рисунок 6.8).

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.).

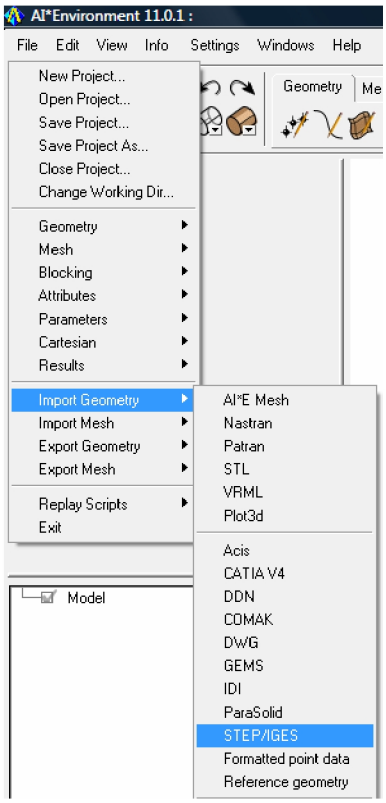


Рисунок 6.8 – Импортирование CAD модели

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

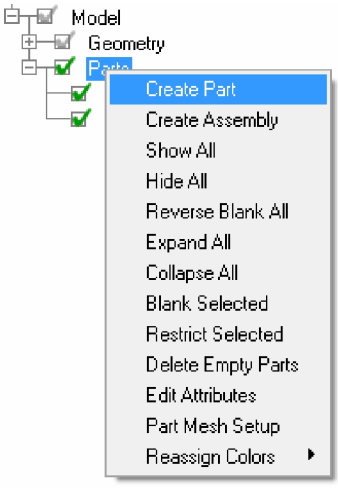


Рисунок 6.9 – Операция создания частей

Затем мышью выделяем нужную нам поверхность. Таким образом, вся геометрическая модель разбивается на части (рисунок 6.10).

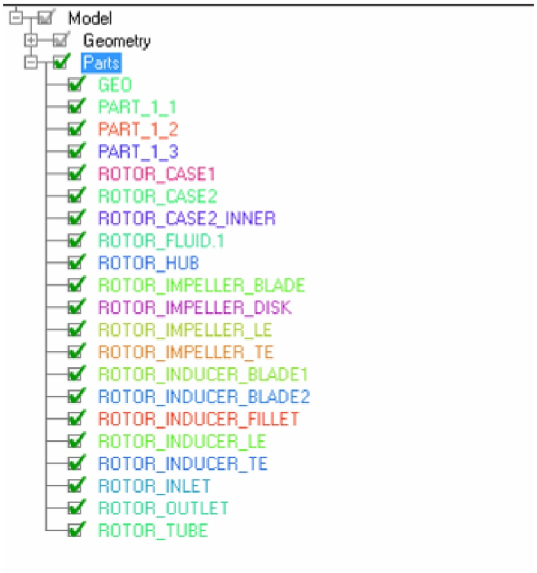


Рисунок 6.10 – Результат разделения геометрии на части

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 6.11).

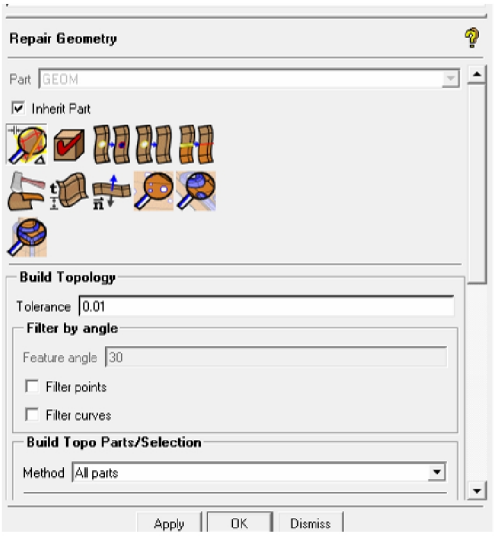


Рисунок 6.11 - Построение топологии геометрического объекта

После этого на поверхности модели появятся кривые (рисунок 6.12).

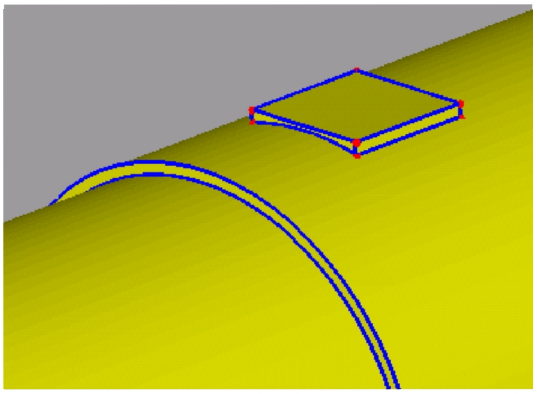


Рисунок 6.12 – Построение топологии геометрического объекта

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 6.13).

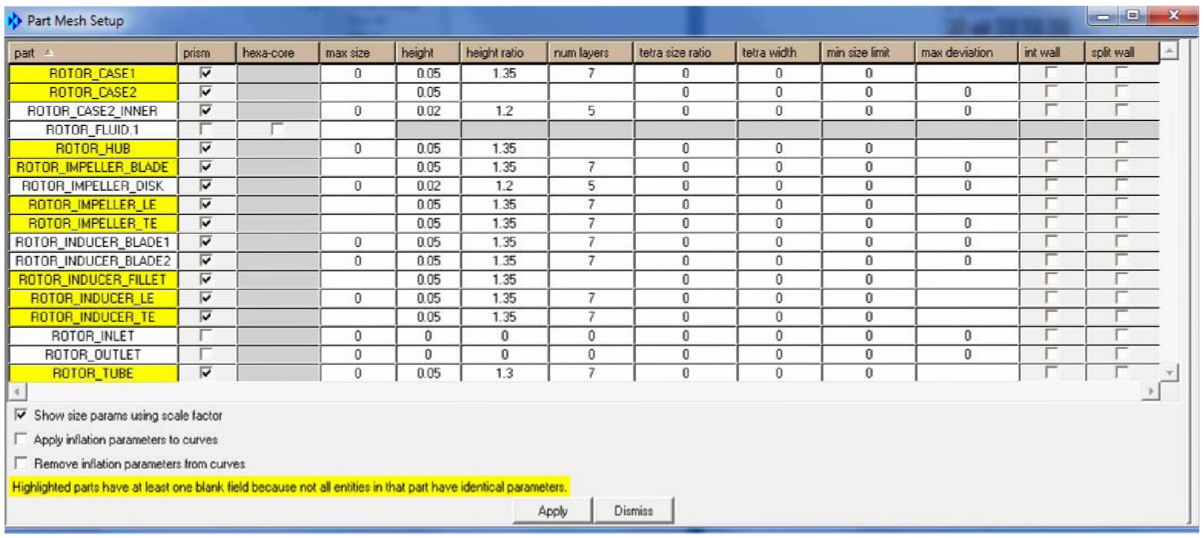


Рисунок 6.13 – Задание параметров сеточной модели

При моделировании течений в ШЦН важно промоделировать пристеночный слой. Это можно сделать путем указания числа слоев в столбце «num layers» (рисунок 6.13).

После того, как параметры сетки настроены, необходимо ее сгенерировать с помощью команды меню Mesh – Compute Mesh (рисунок 6.14). При этом возможно создать несколько вариантов сетки: построение поверхностной, объемной и призматической сеток.

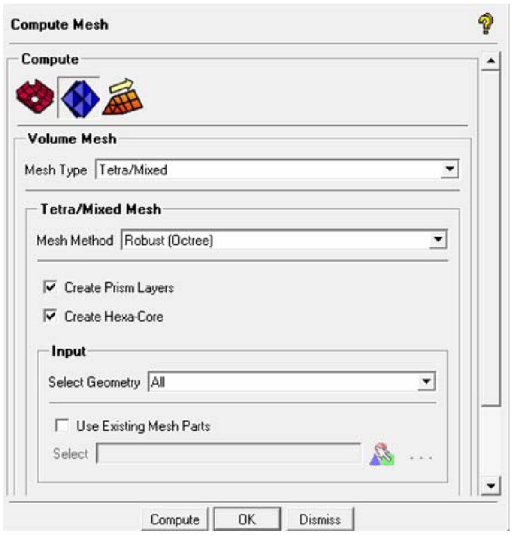


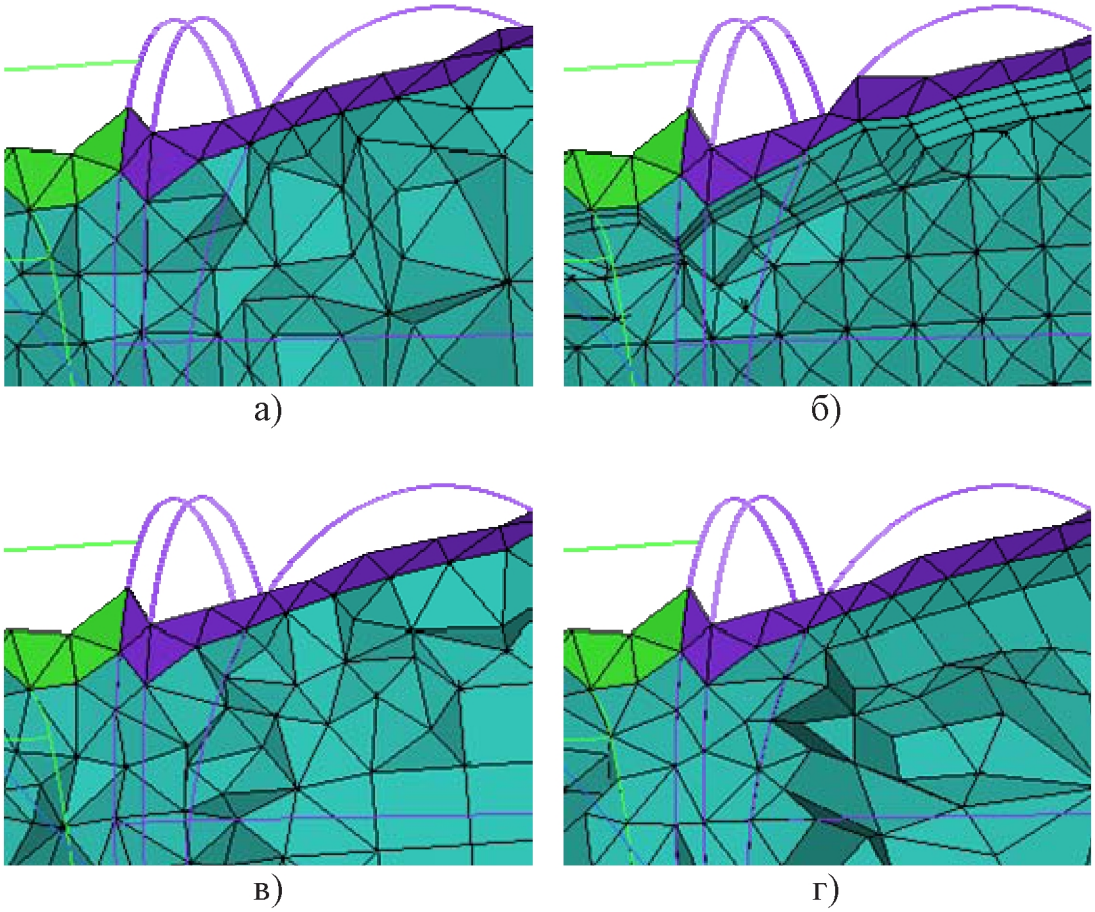
Рисунок 6.14 – Генерирование объемной сетки

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 6.15.



а) Tetra; б) Tetra/Prism; в) Hexa-Core; г) Hexa-Dominant

Рисунок 6.15 – Различные виды сеток

График затрат сил на создание сеточной модели представлен на рисунке 6.16.

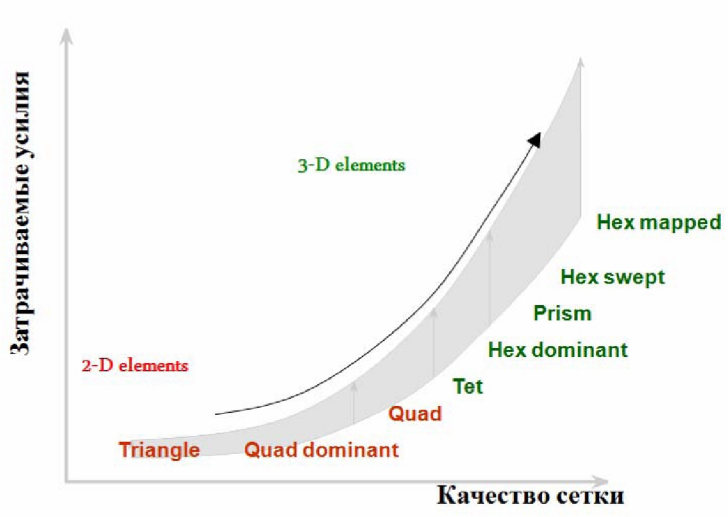


Рисунок 6.16 – Зависимость затрачиваемых усилий от типа элемента

Применительно к задачам, решаемым с помощью численного подхода, эта кривая выглядит следующим образом (рисунок 6.17).

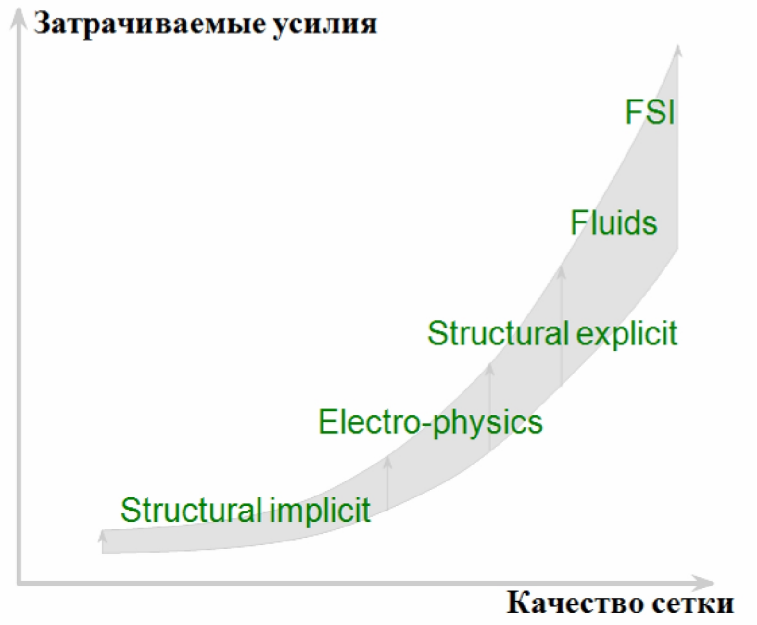


Рисунок 6.17 – Зависимость затрачиваемых усилий от типа расчета

Проверка и улучшение качества сеточной модели проводится встроенными функциями ICEM CFD сглаживания, автоматическими средствами «лечения» сетки, а также средства 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 6.18).

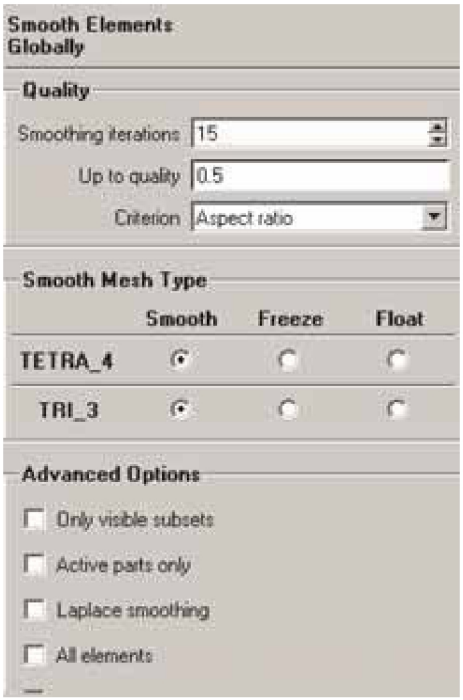


Рисунок 6.18 – Сглаживание сетки

На рисунке 6.19 приведена гистограмма качества сетки по минимальному углу сетки.

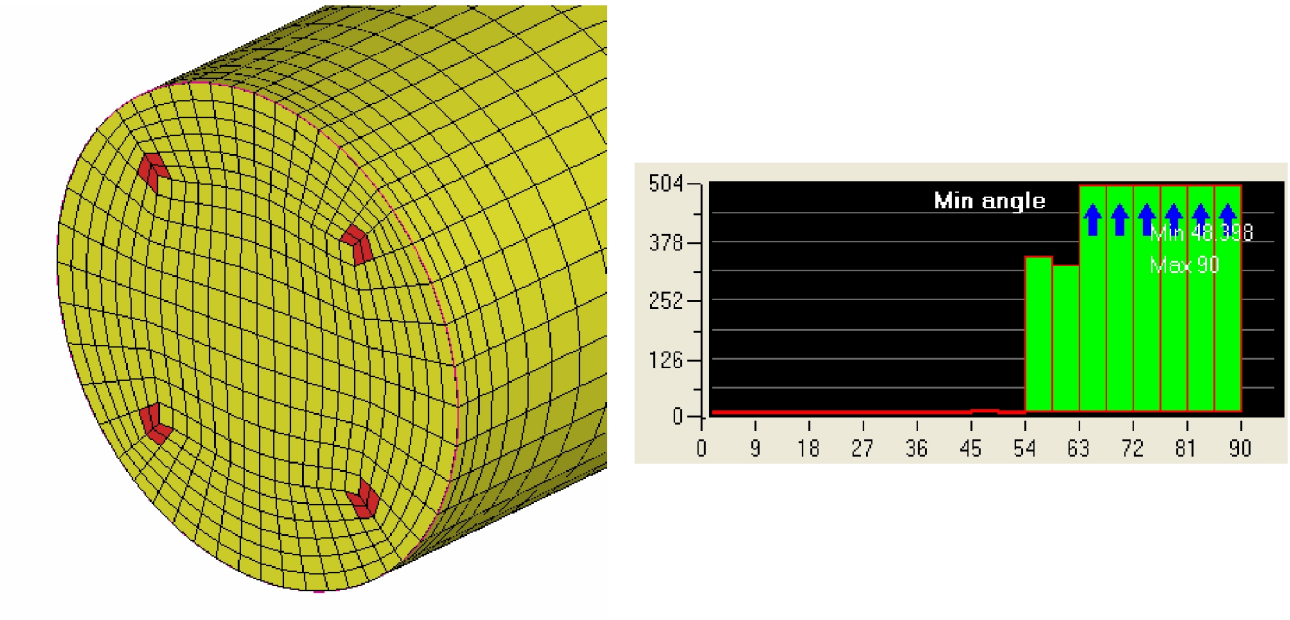


Рисунок 6.19 – Выбор области элементов и их подсветка

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:

$$y^+ = \frac{\sqrt{\frac{\tau_\omega}{\rho}}\Delta n}{\nu},$$

где τ_ω - 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 Solve (рисунок 6.20). В нашем случае в качестве решателя необходимо выбрать CFX-5.

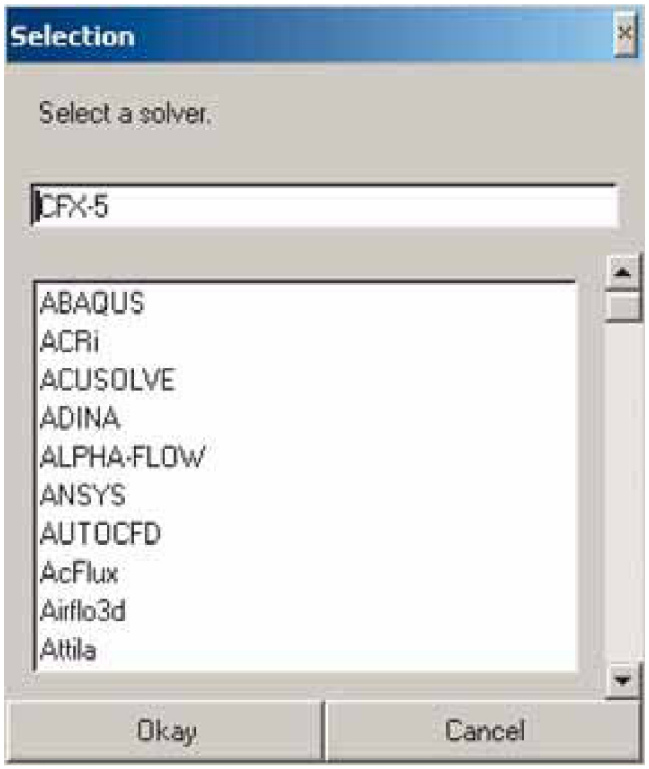


Рисунок 6.20 – Выбор решателя

Затем используем команду экранного меню Write input. Указываем имя сохраняемого файла (Output file) и при необходимости масштабируем сетку (Scaling) (рисунок 6.21)

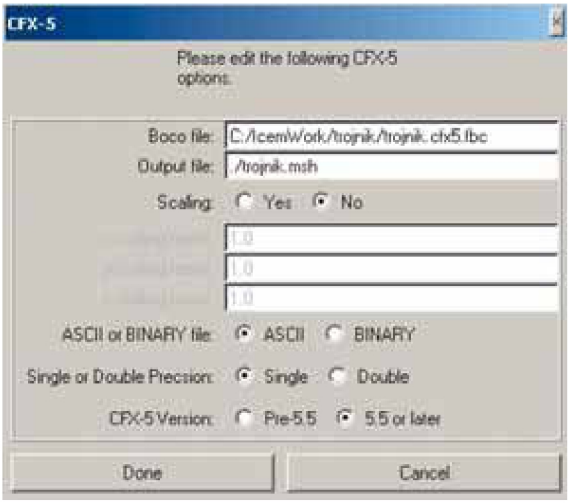


Рисунок 6.21 – Внешний вид окна сохранения файла

Импортирование сеточных моделей в программном комплексе ANSYS CFX описано на рисунке 6.22.

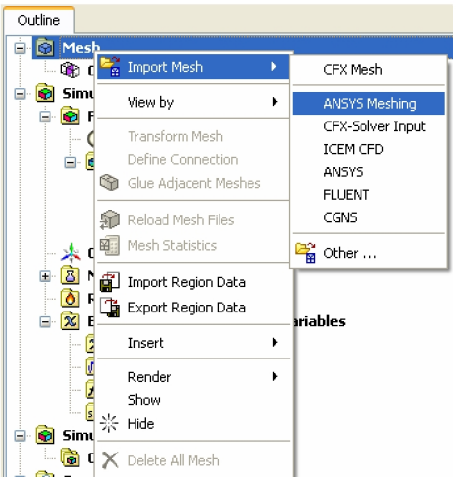


Рисунок 6.22 – Импортирование сеточной модели в ANSYS CFX

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 6.23.

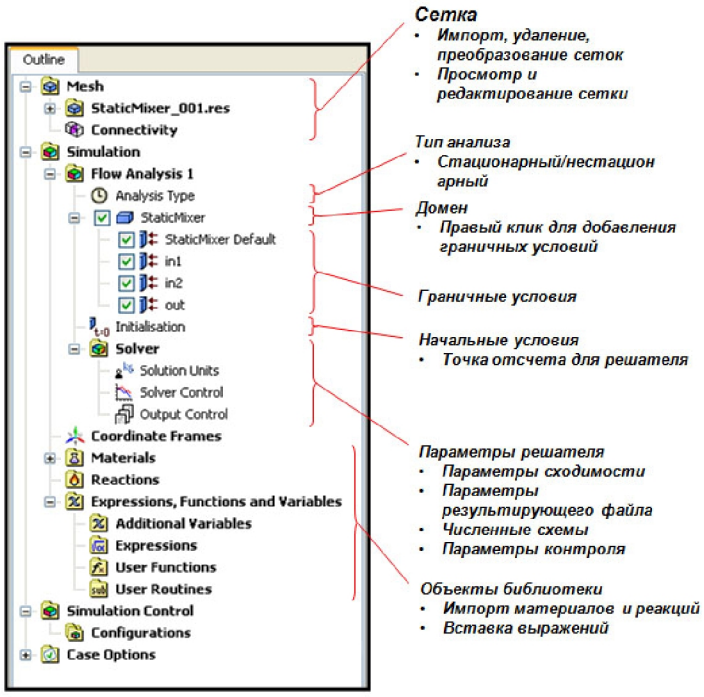


Рисунок 6.23 – Внешний вид CFX-Pre

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 6.24.

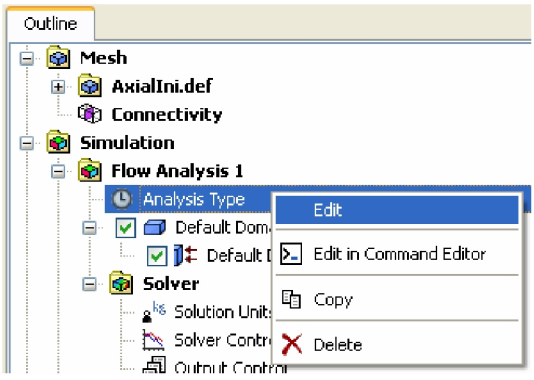


Рисунок 6.24 – Редактирование типа расчета

Далее в закладке Analysis Time необходимо указать тип расчета (рисунок 6.25).

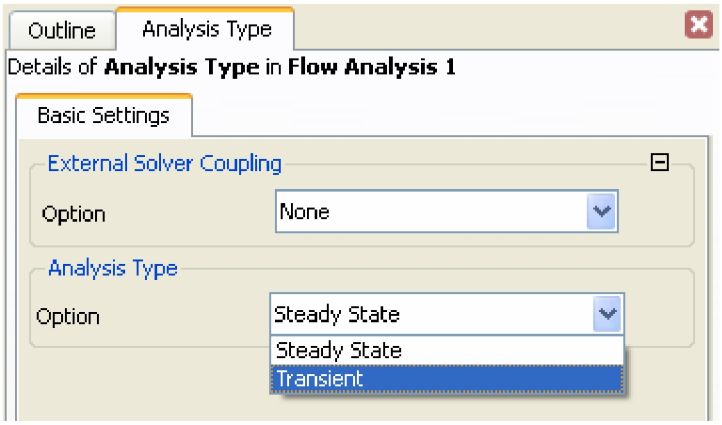


Рисунок 6.25 – Выбор типа расчета

При проведении нестационарного расчета необходимо указать полное время расчета, величину шага по времени, начальное время расчета и количество итераций (рисунок 6.26).

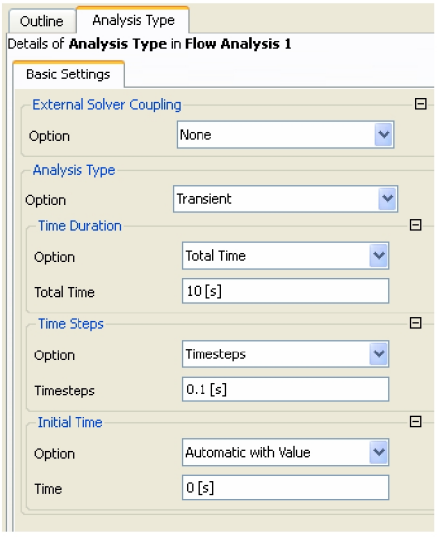


Рисунок 6.26 – Задание параметров нестационарного расчета

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 6.27).

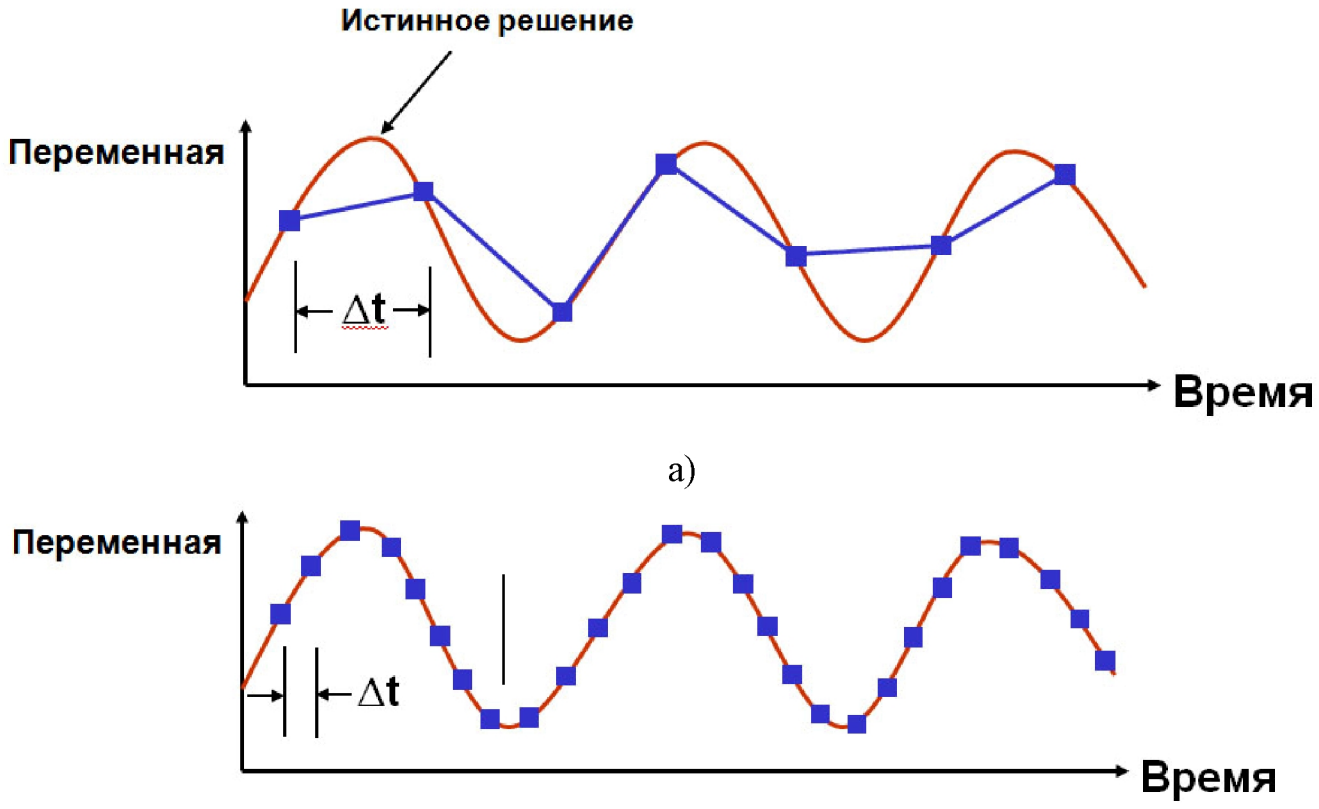


Рисунок 6.27 – Влияние шага по времени на точность решения

Из рисунка 6.27 видно, что в случае а) шаг по времени слишком велик для описания нестационарных процессов. Уменьшение шага по времени дает большую точность при решении задач.

Определение свойств материала

Выбор того или иного материала в ANSYS CFX показан на рисунке 6.28.

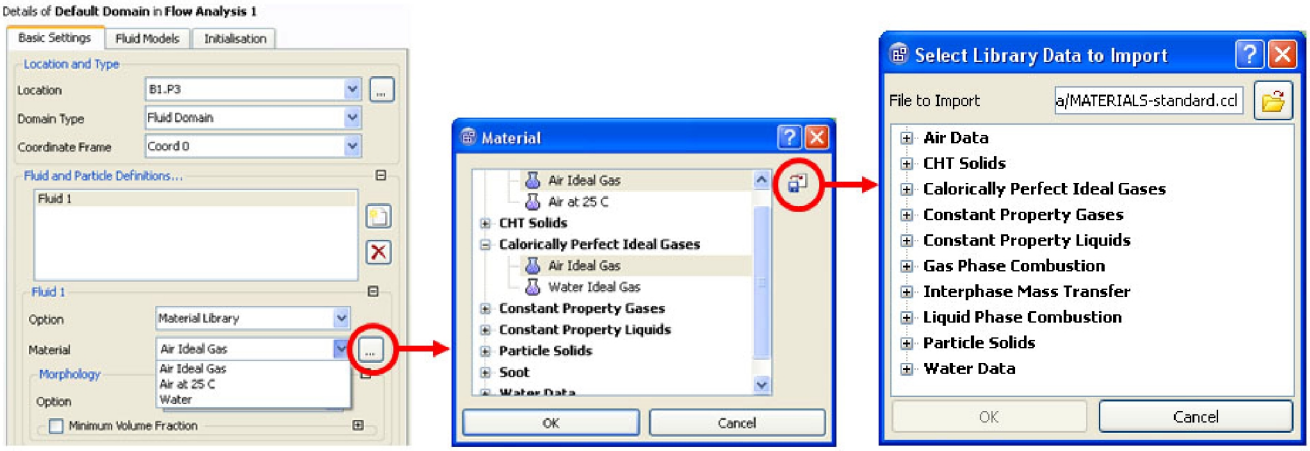


Рисунок 6.28 – Добавление материала

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 6.29).

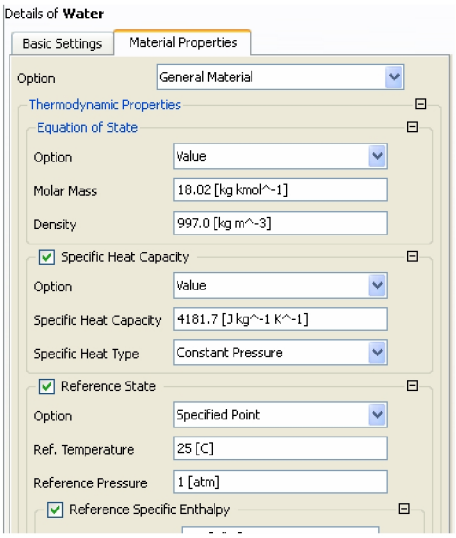


Рисунок 6.29 – Изменение свойств материала

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 6.30.

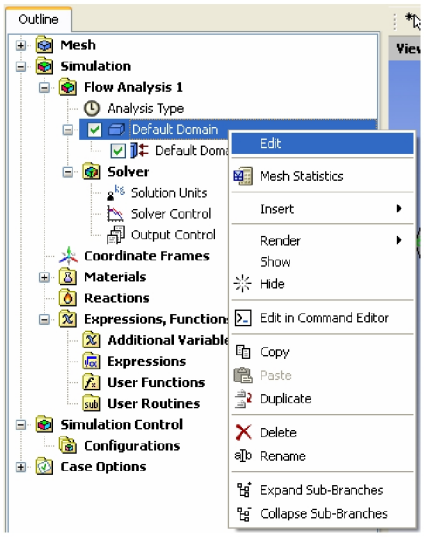


Рисунок 6.30 – Создание доменов

Редактирование параметров и задание свойств доменов приведено на рисунке 6.31.

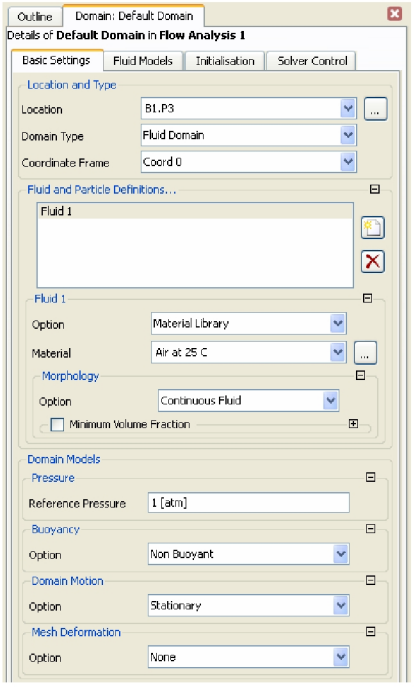


Рисунок 6.31 – Задание свойств доменов

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 6.32.

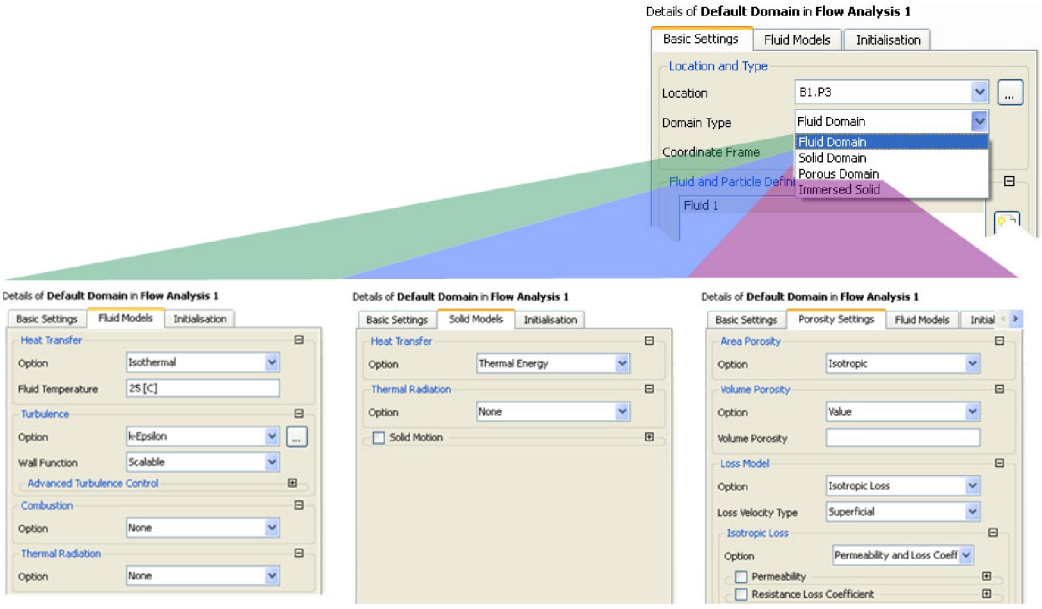


Рисунок 6.32 – Параметры доменов

При решении задач гидродинамики зачастую используют только Fluid домены. При этом необходимо указать параметр передачи тепла Heat Transfer и модель турбулентности (рисунок 6.32).

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 6.31). Ссылочное давление здесь вводится для удобства обработки данных. Это видно из рисунка 6.33.

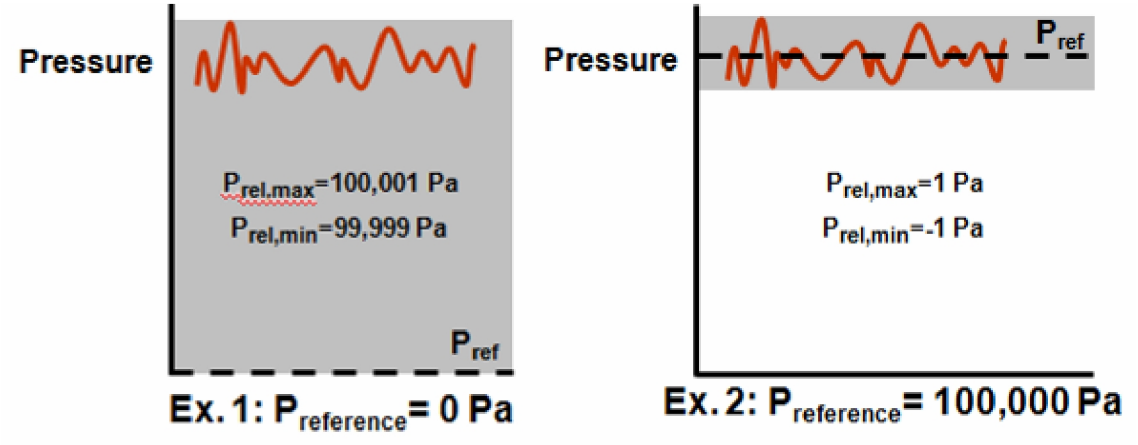


Рисунок 6.33 – Сравнение для различных значений ссылочного давления

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 6.34) либо о мультифазной жидкости (рисунок 6.35).

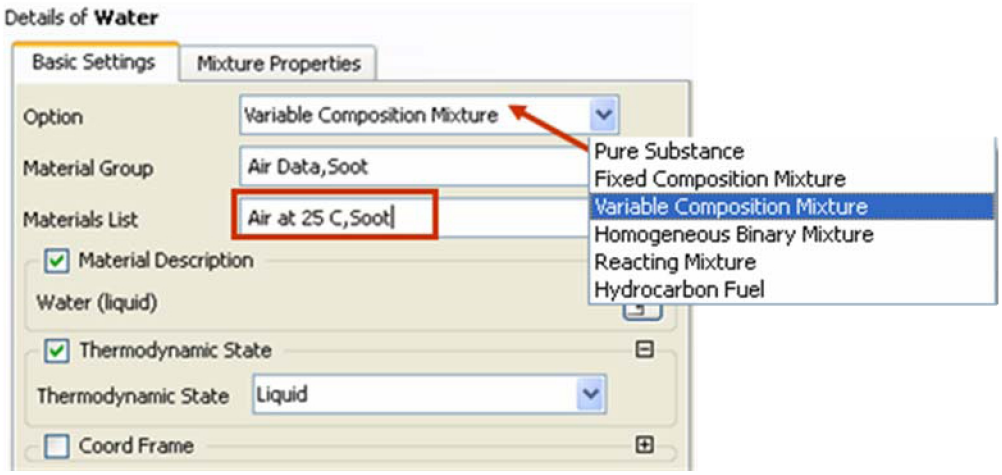


Рисунок 6.34 - Задание мультикомпонентной жидкости

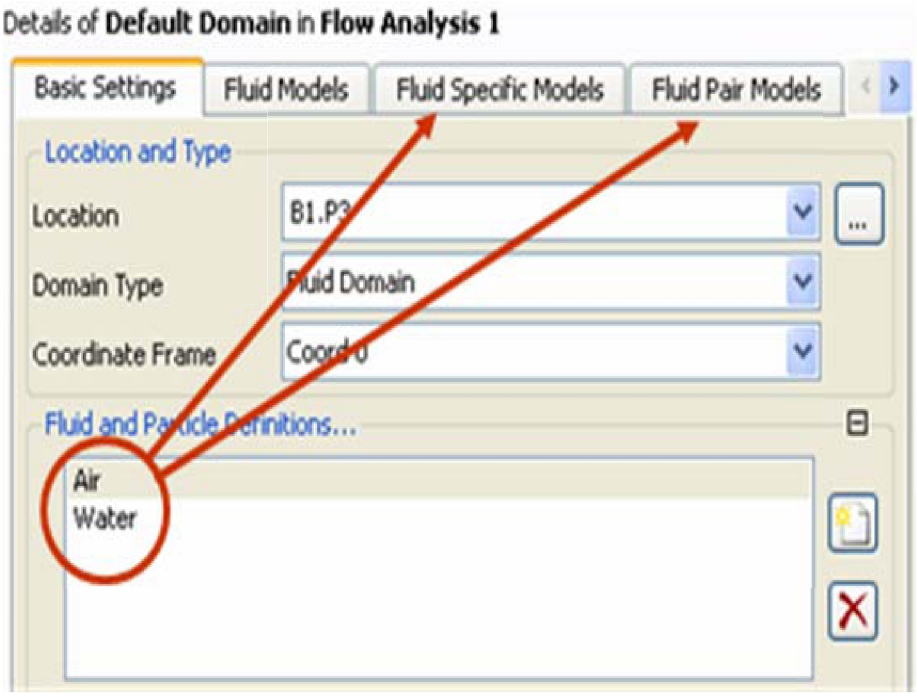


Рисунок 6.35 – Задание мультифазной жидкости

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 (рисунок 6.36).

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

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho U L}{\mu},$$

где ρ - плотность жидкости, кг/м^3;

U – характерная скорость потока, м/с;

L – характерный размер, м;

μ - динамическая вязкость, Нс/м^2.

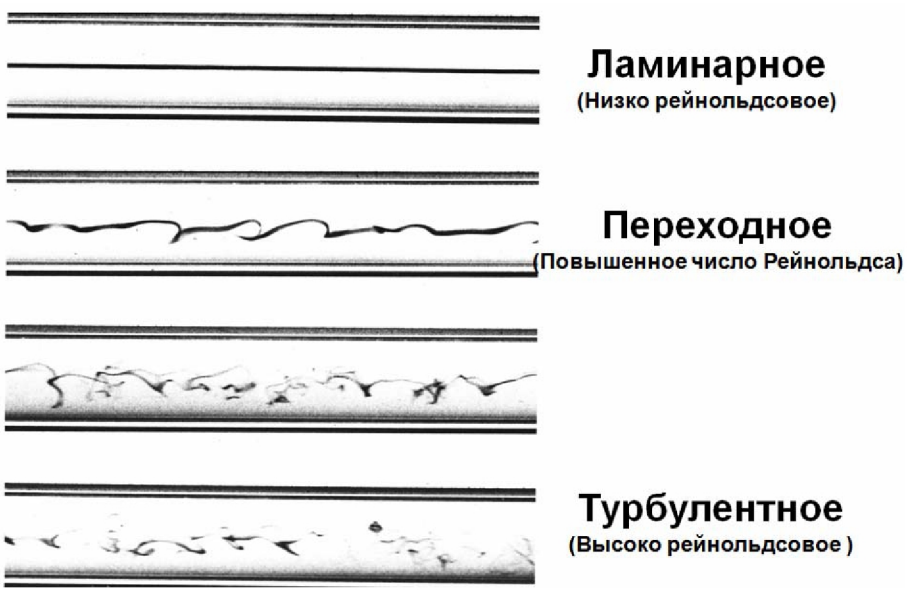


Рисунок 6.36 – Виды течения жидкости

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. $(k\text{-}\varepsilon)_{1E}$ 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.

Определение интерфейсов

Для связывания различных доменов между собой в ANSYS CFX существует понятие интерфейса. Его создание приведено на рисунке 6.37

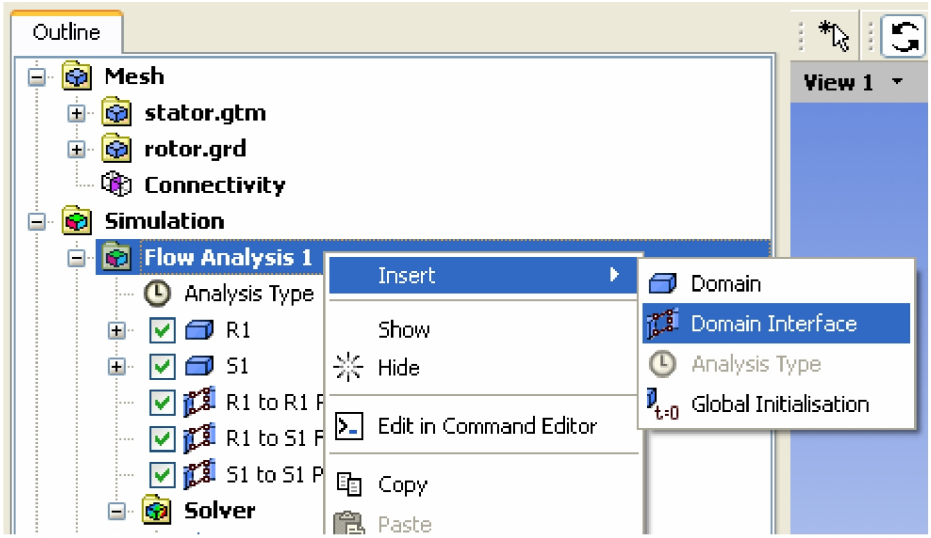


Рисунок 6.37 – Создание интерфейса для связывания доменов

При создании интерфейса необходимо указать тип интерфейса. Существует несколько видов интерфейса (рисунок 6.38), которые выбираются исходя из типа доменов:

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

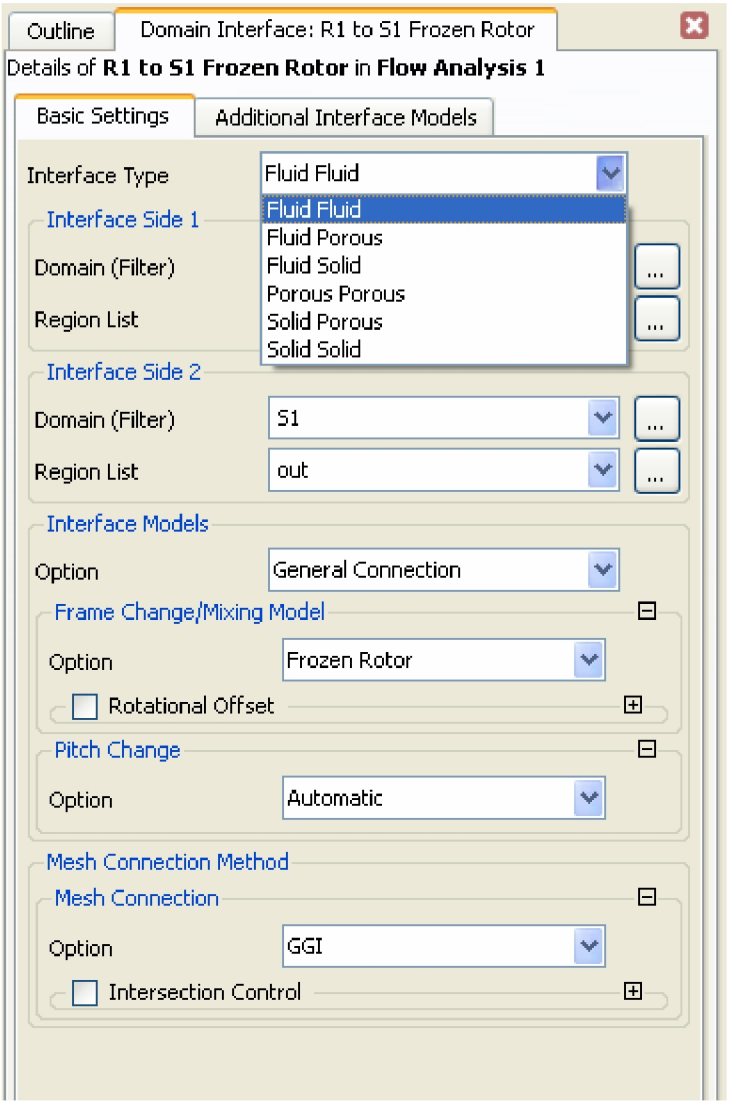


Рисунок 6.38 – Задание свойств интерфейса

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 (рисунок 6.39).

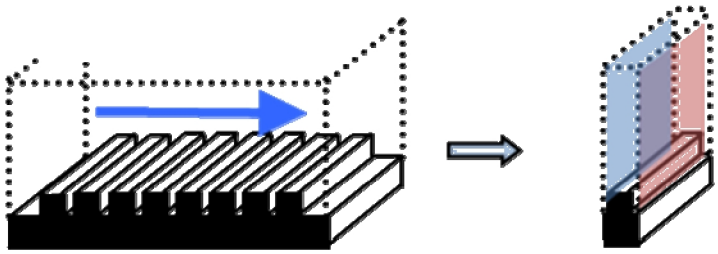


Рисунок 6.39 – Модель интерфейса «Translational Periodicity»

Модель «Rotational Periodicity» используется для симуляции периодической геометрии во вращательном движении (рисунок 6.40).

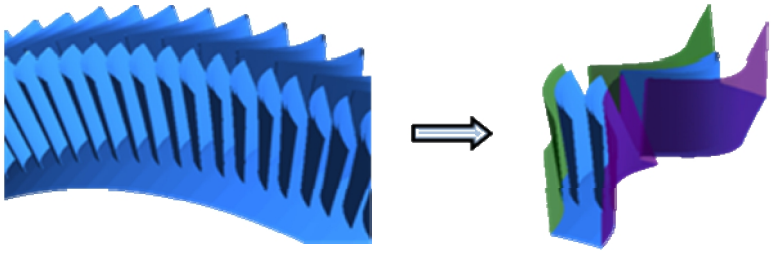


Рисунок 6.40 – Модель интерфейса «Rotational Periodicity»

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».

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 6.41.

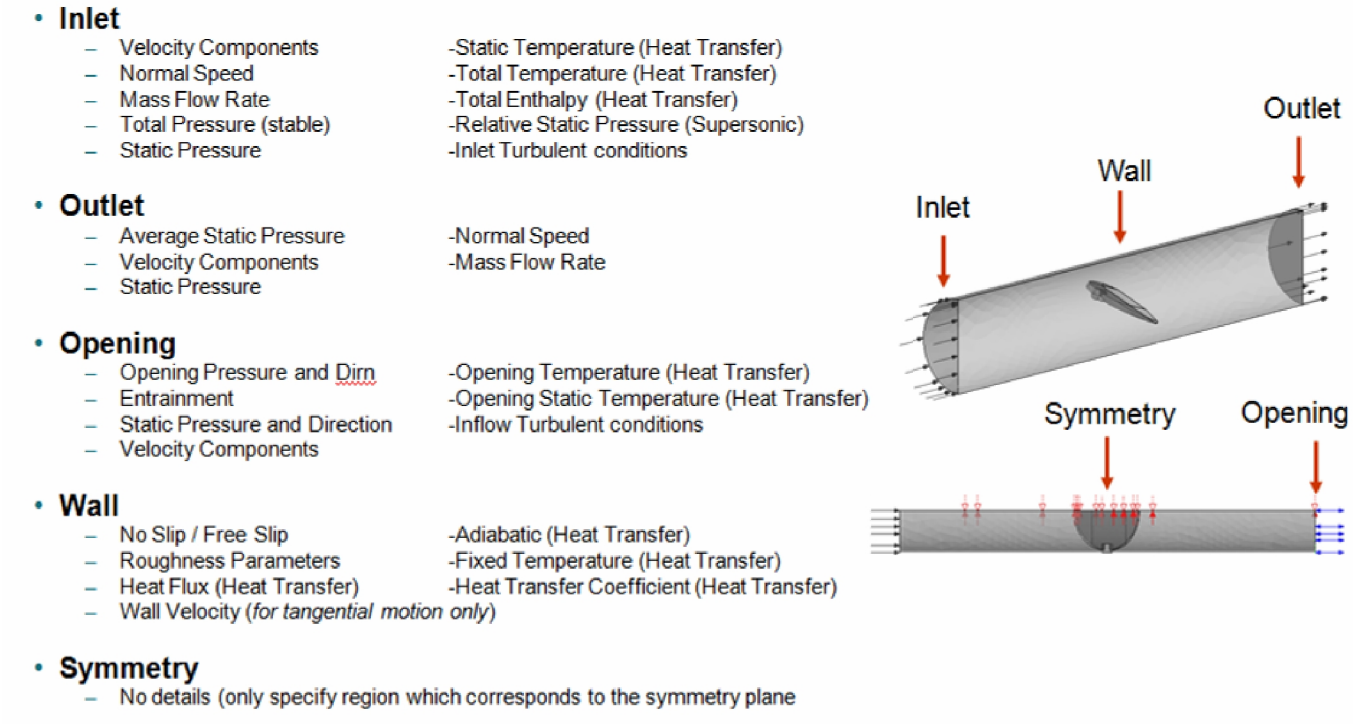


Рисунок 6.41 – Виды граничных условий

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 6.42).

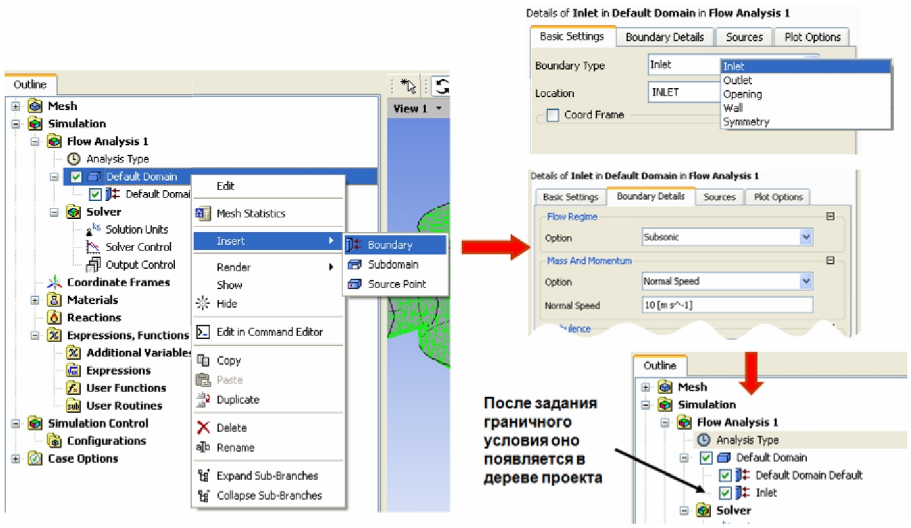


Рисунок 6.42 – Задание граничных условий

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 (рисунок 6.43).

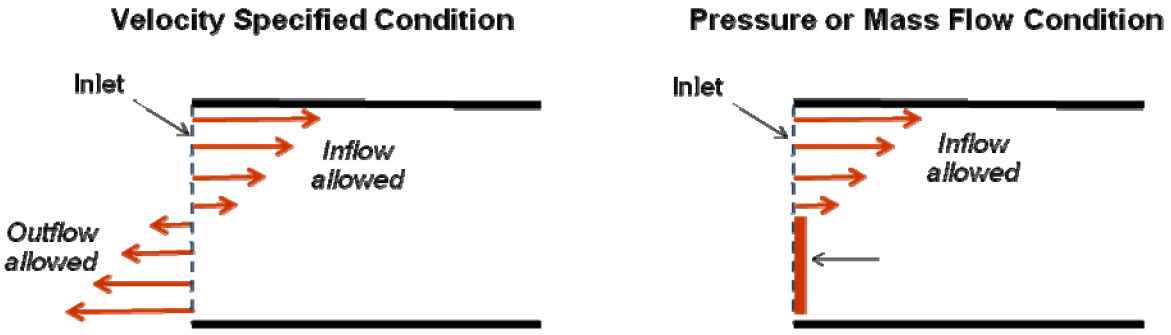


Рисунок 6.43 – Иллюстрация влияния задания различных параметров граничного условия inlet на физический процесс

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 рисунок 6.44.

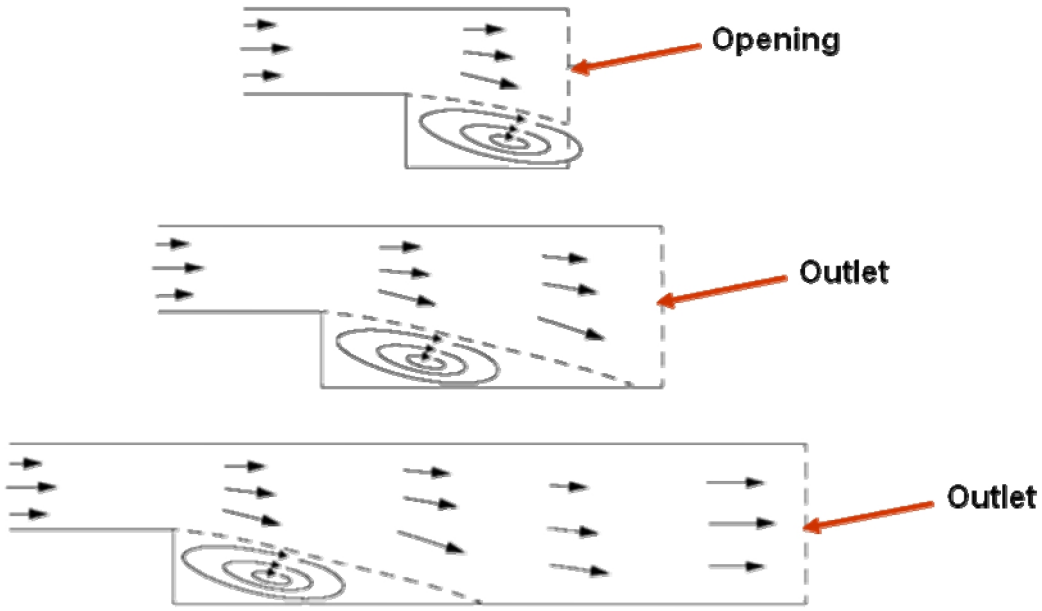


Рисунок 6.44 – Влияние точности задания граничного условия на структуру потока

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 (рисунок 6.45).

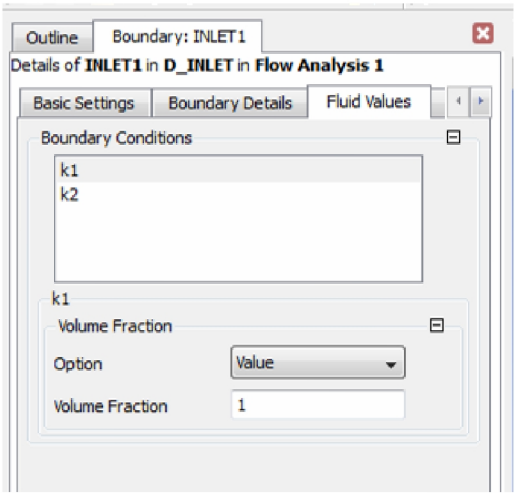


Рисунок 6.45 – Задание концентрации компонентов жидкости

Задание выражений

При исследовании процессов часто необходимо задание выражений с целью удобства последующей обработки данных и оценки рабочих процессов. Задание выражений проиллюстрировано на рисунке 6.46.

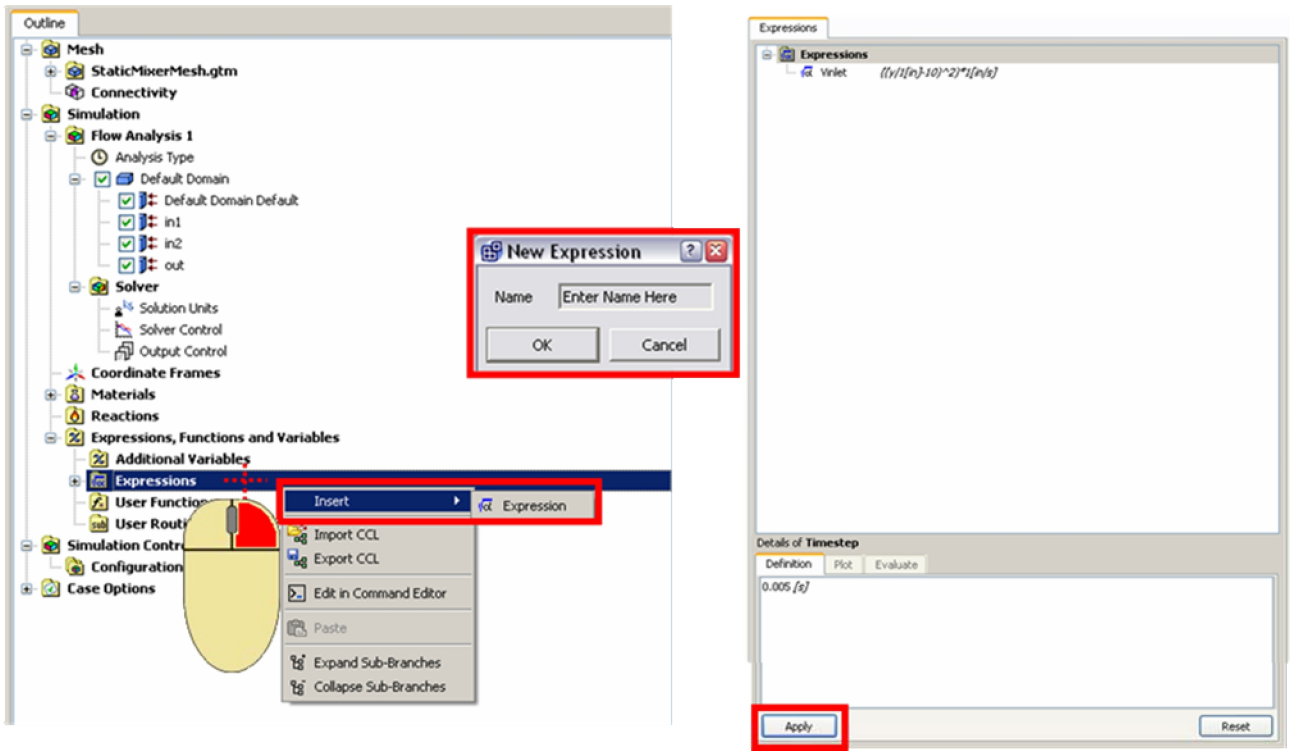


Рисунок 6.46 – Задание выражений

Для задания выражения для нахождения какого-либо параметра необходимо правой кнопкой кликнуть на раздел Expression. Само создание выражения показано на рисунке 6.47.

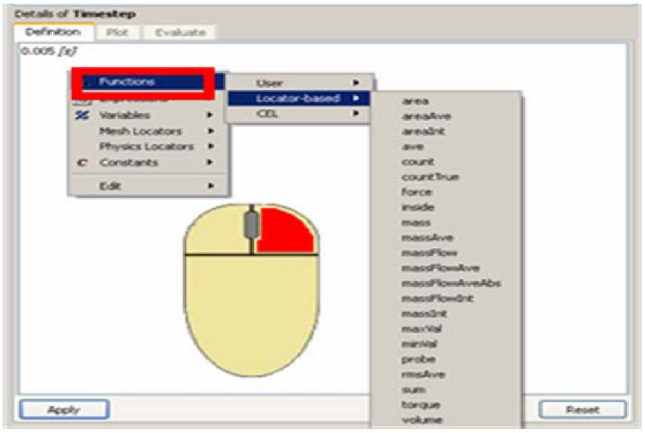


Рисунок 6.47 – Создание выражения

При этом во вкладке Plot после создания выражения можно увидеть график для искомого параметра. Это можно продемонстрировать (рисунок 6.48) для задания переменной вязкости выражением $\mu = K\gamma^{n-1}$, где γ - коэффициент деформации при сдвиге.

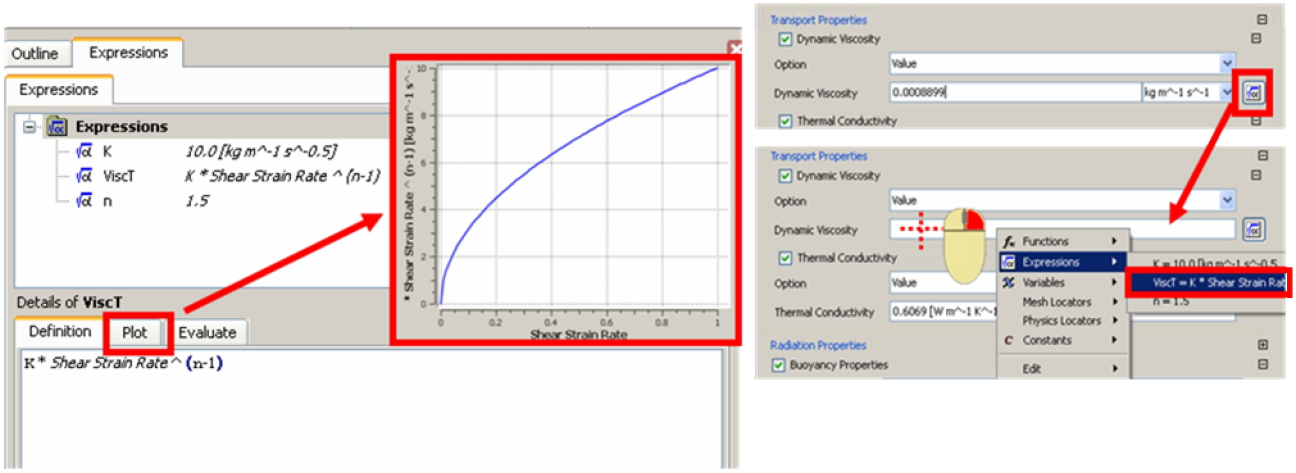


Рисунок 6.48 – График изменения вязкости

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

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 (рисунок 6.49).

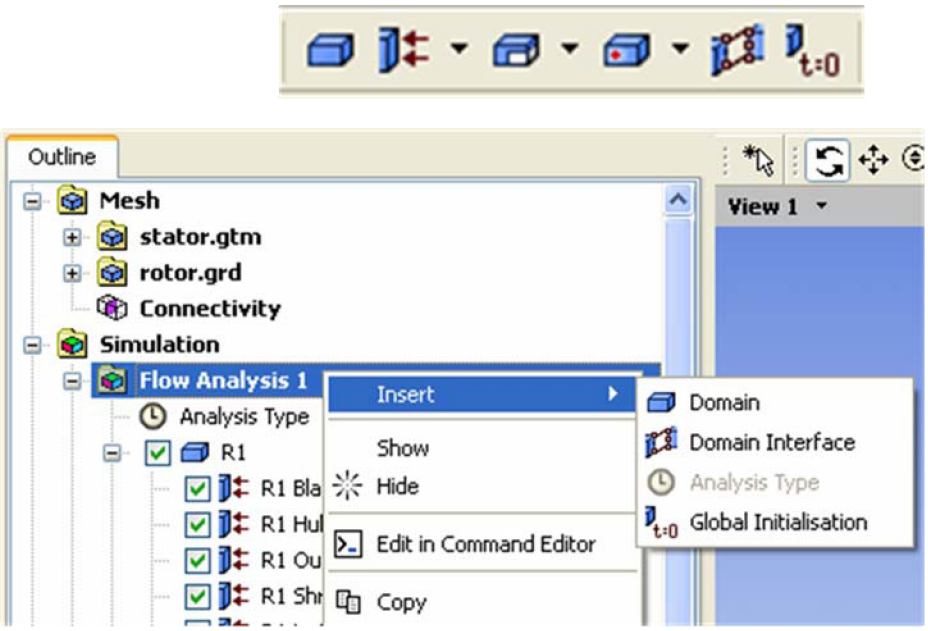


Рисунок 6.49 – Задание начальных условий

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 (рисунок 6.50).

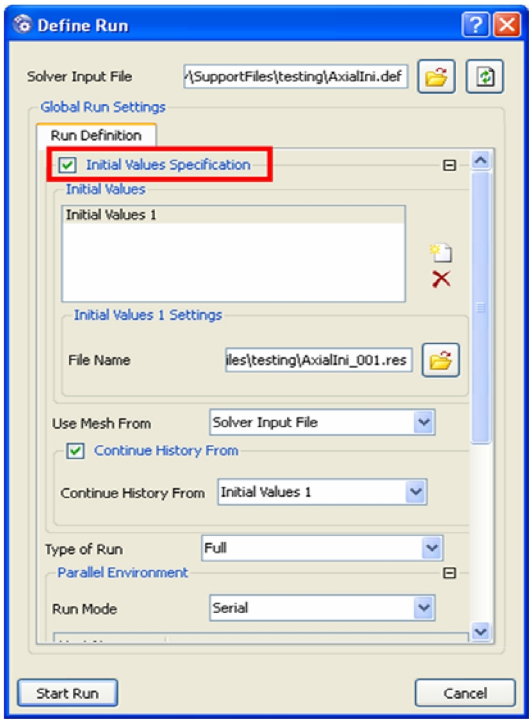


Рисунок 6.50 – Запуск решателя

Задание параметров решателя показано на рисунке 6.51.

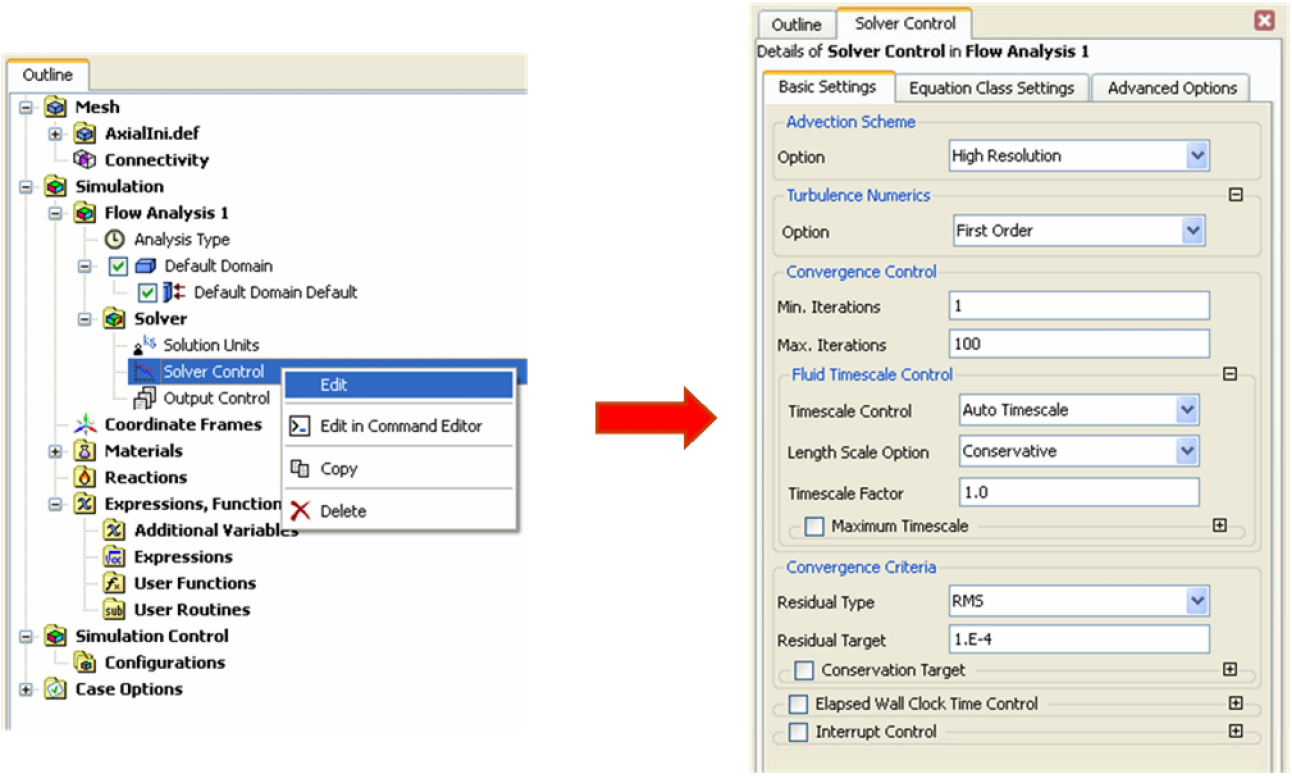


Рисунок 6.51 – Задание параметров решателя

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.

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

Второй член данного уравнения отвечает за описание адвекции.

В ANSYS CFX существует три схемы адвекции:

- High Resolution;
- Upwind;
- Specified Blend.

Отличия между этими схема приведено на рисунке 6.52.

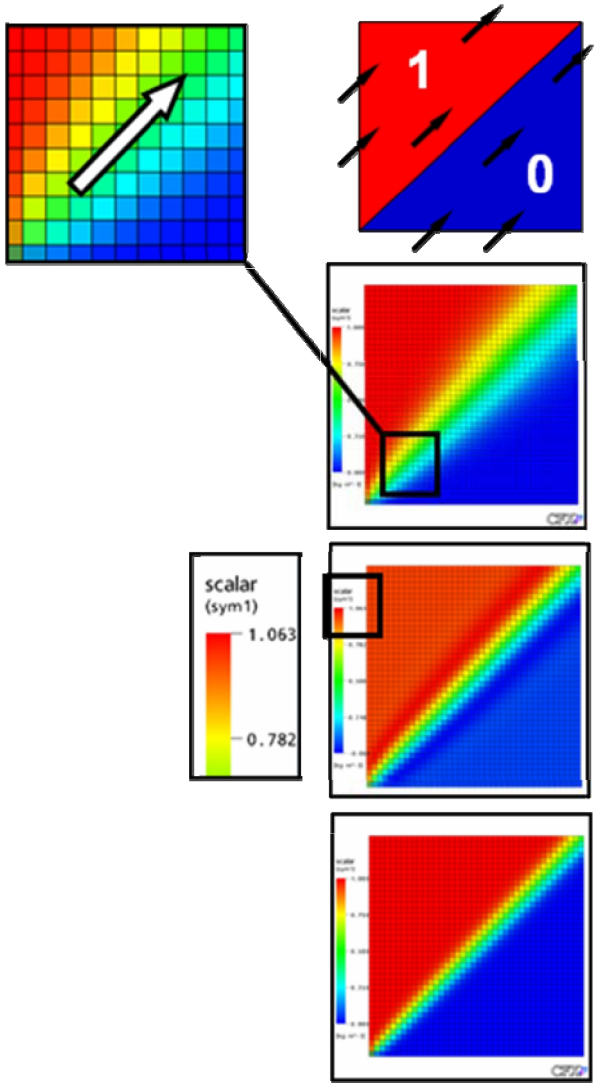


Рисунок 6.52 – Схемы адвекции

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

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

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 6.53.

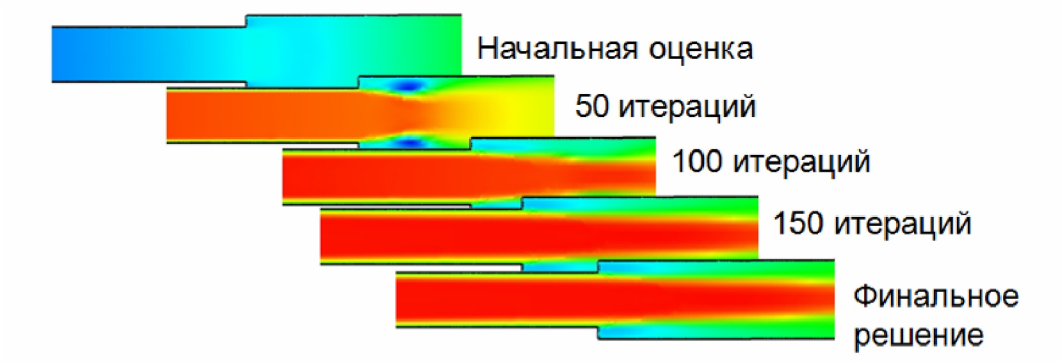
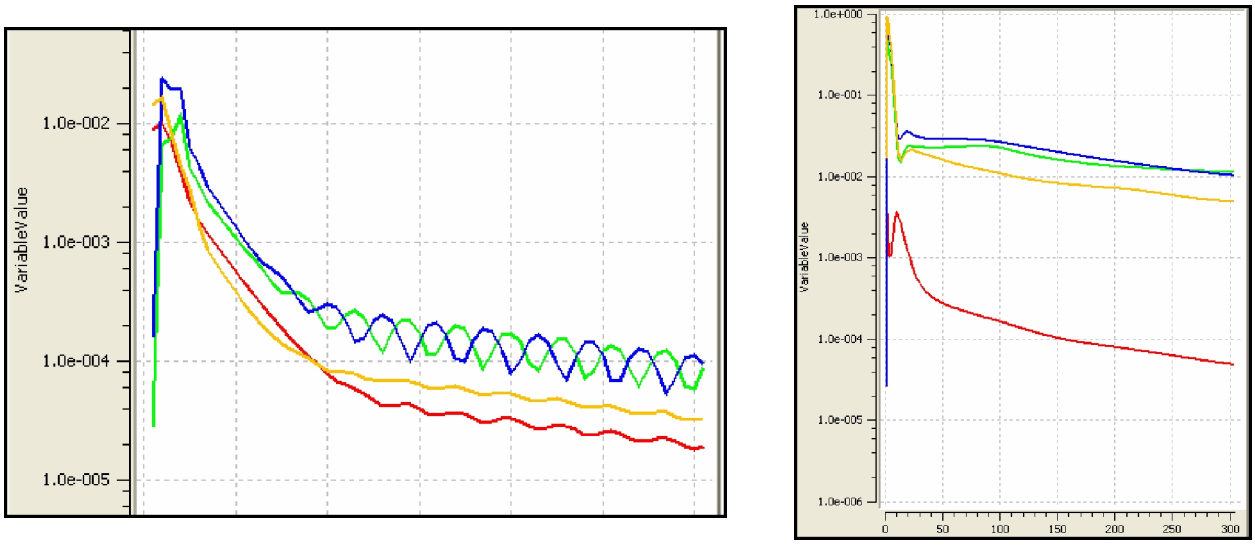


Рисунок 6.53 – Влияние количества итераций на результат решения

Определение значения «шаг по времени» значительно влияет на процесс сходимости решения (рисунок 6.54.)



а) б)

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

Рисунок 6.54 – Влияние значения шага 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 среднеквадратичную 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. Среднеквадратичная 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.

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 6.55.

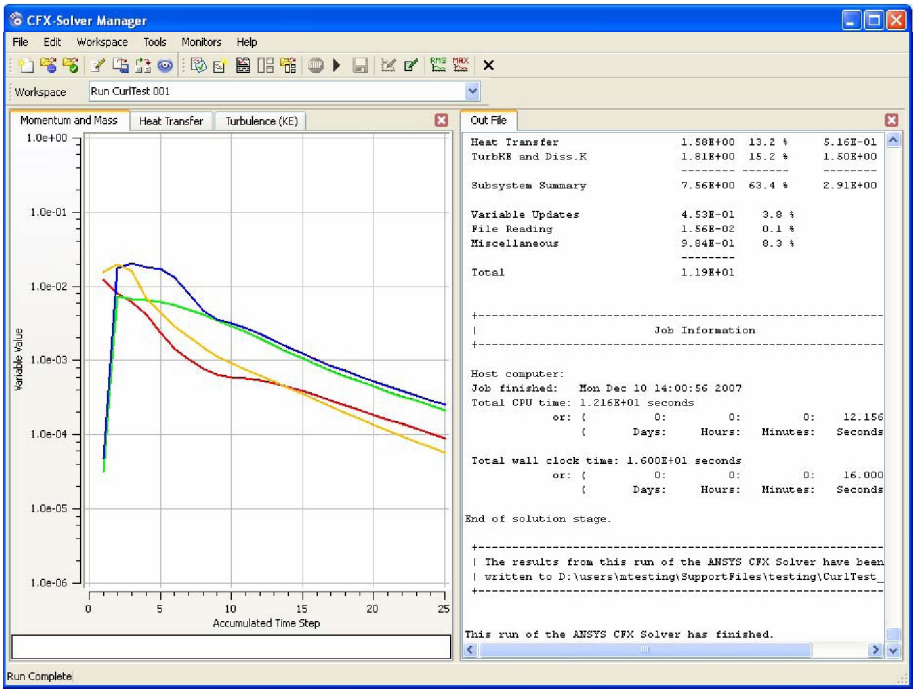


Рисунок 6.55 – Окно CFX-Solver Manager

Процесс запуска решения показан на рисунке 6.56.



Рисунок 6.56 – 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 6.57.

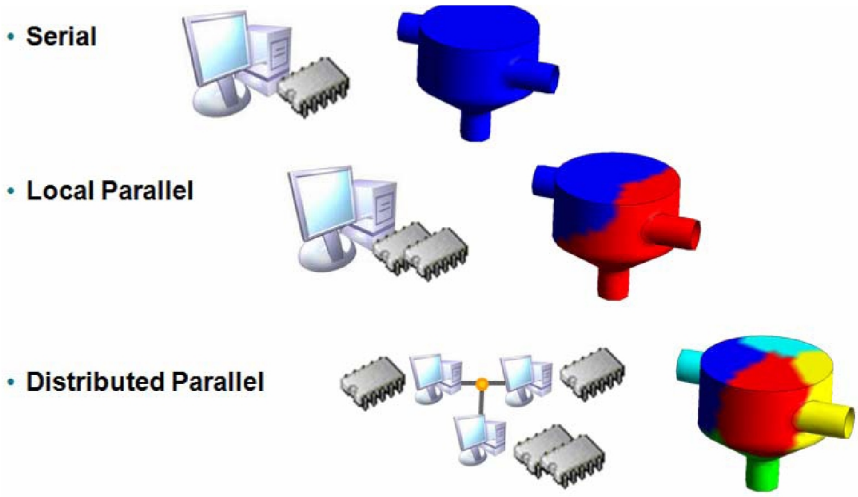


Рисунок 6.57 – Влияние компьютерной производительности на скорость выполнения расчета

Обработка результатов в ANSYS CFX-Post

Обработка результатов решения ведется в постпроцессоре CFX-Post. Основные инструменты для анализа полученного решения показаны на рисунке 6.58.

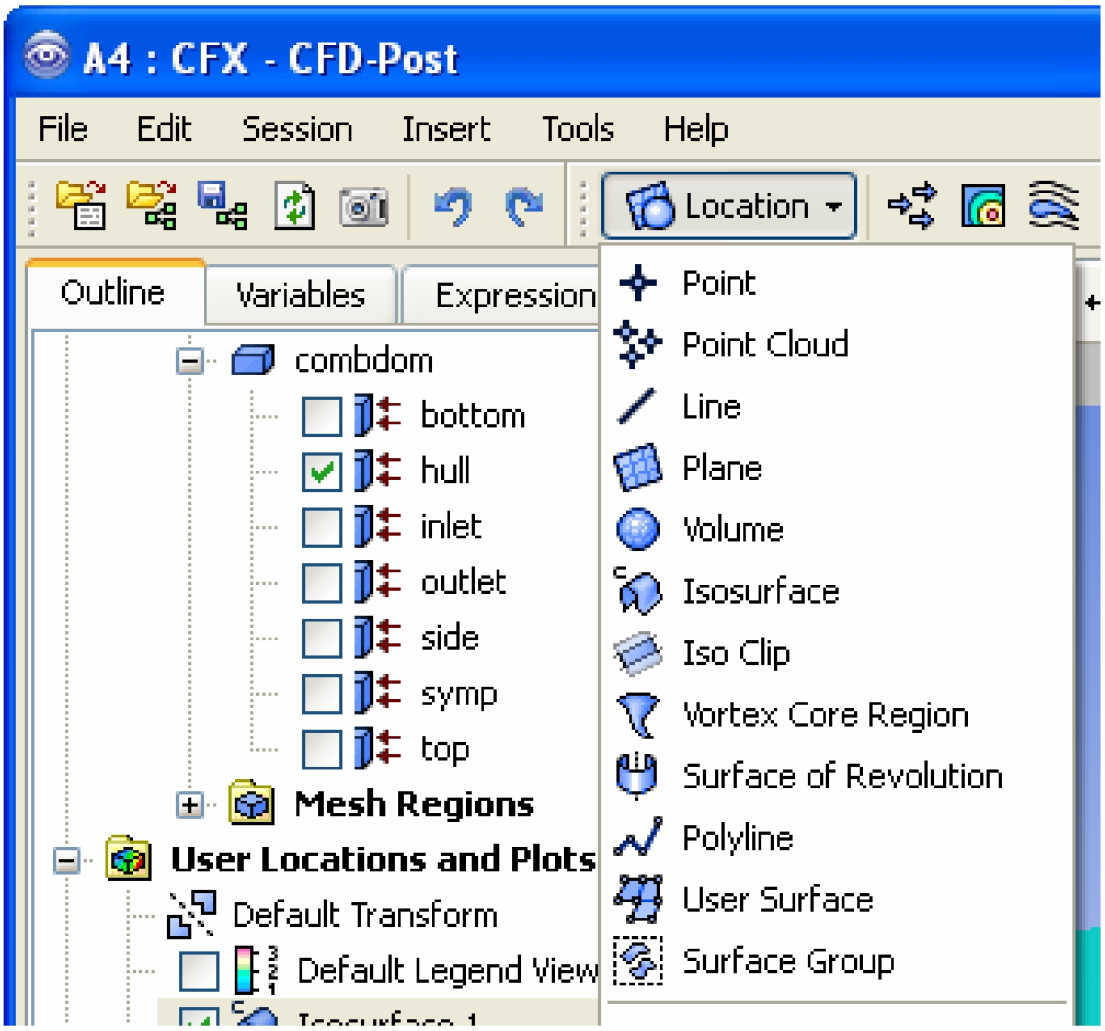


Рисунок 6.58 – Основные инструменты для анализа

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.

7 Разработка учебного примера по численному моделированию рабочих процессов в проточной части шнеко-центробежного насоса газотурбинного двигателя

В качестве примера моделирования рабочих процессов в проточной части шнеко-центробежного насоса (ШЦН) газотурбинного двигателя (ГТД) возьмем топливный насос (рисунок 7.1) авиационного ТРДДФ.

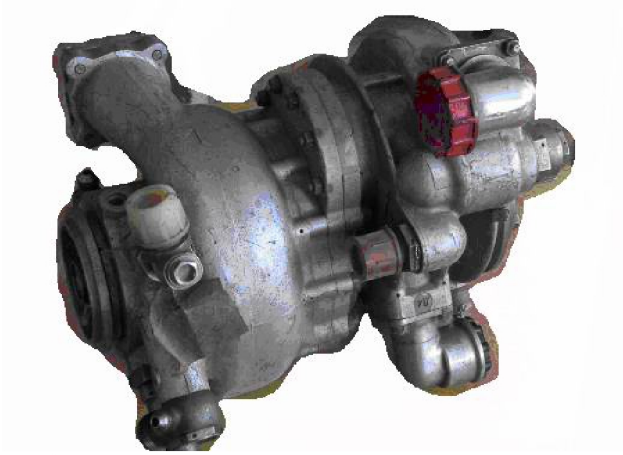


Рисунок 7.1 – Топливный ШЦН

Его 2D модель представлена на рисунке 7.2. Одной из особенностей данного насосного агрегата является конструкция сливной топливной магистрали 1, наличие осевых отверстий 2 в полотне центробежного колеса, геометрия шнекового колеса 3, наличие задисковой полости 4 а также наличие упорных стоек 6 на входе в насос.

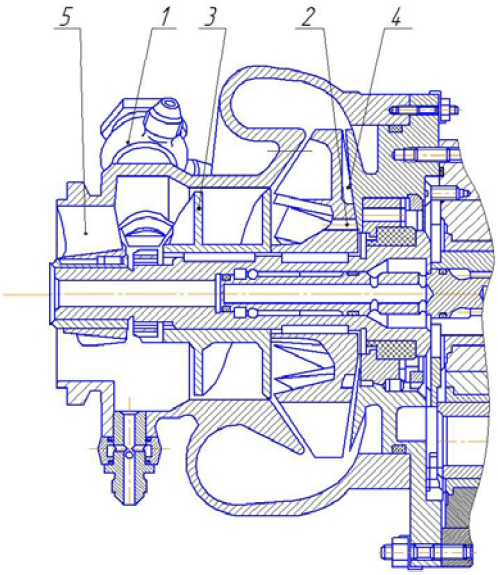
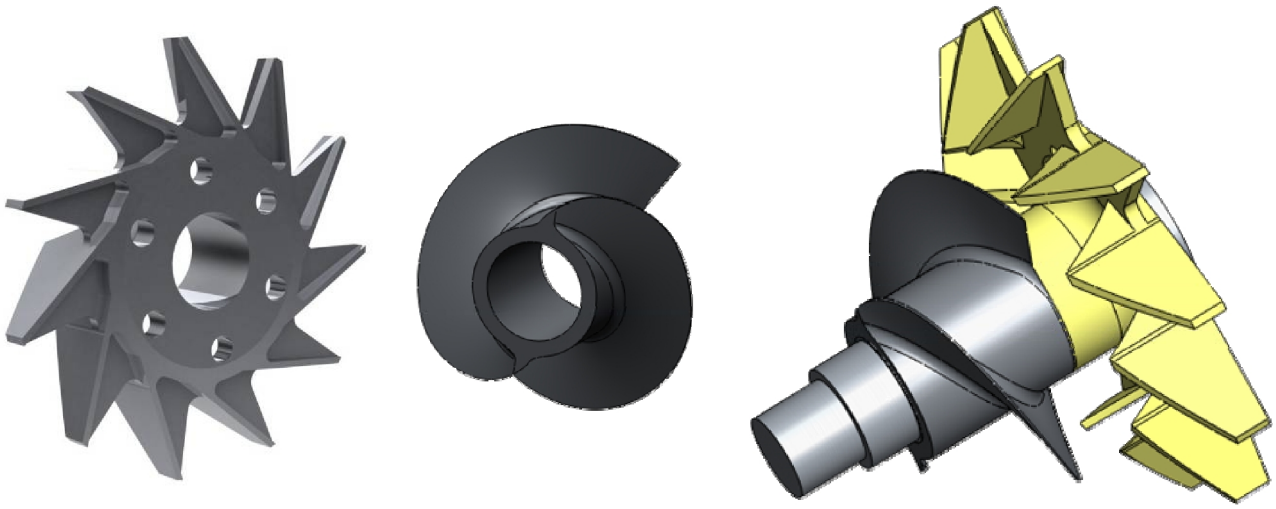


Рисунок 7.2 - Схема топливного шнекоцентробежного насоса

На основе 2D модели в CAD-системе SolidWorks были построены 3D модели основных узлов данного насосного агрегата (рисунок 7.3).



а) б) в)

Рисунок 7.3 – 3D модели основных узлов шнекоцентробежного насоса

Полная 3D модель рассматриваемого ШЦН представлена на рисунке 7.4

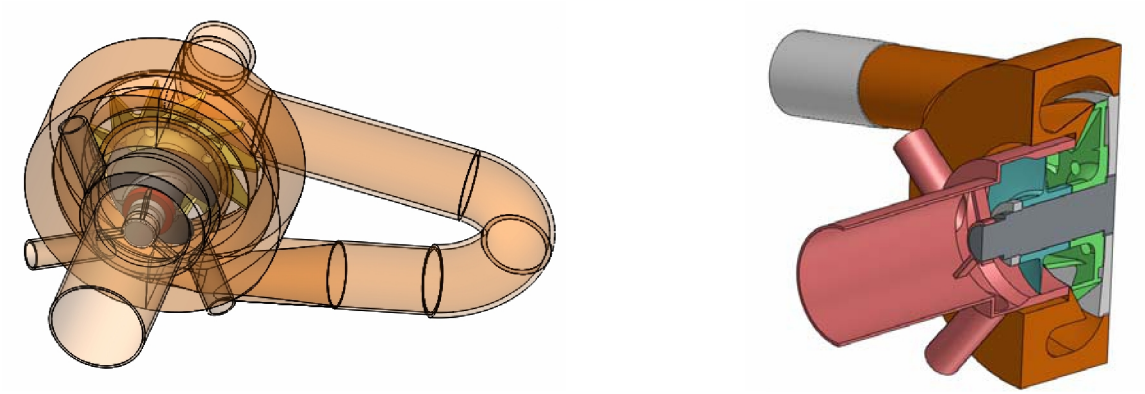


Рисунок 7.4 – Геометрическая 3D модель шнекоцентробежного насоса ГТД

После построения геометрической 3D модели ШЦН была построена 3D модель проточной части ШЦН (рисунок 7.5). Построение проточной части ШЦН велось с помощью булевых операций в среде SolidWorks. В модели учитываются основные коструктивные особенности данного ШЦН.

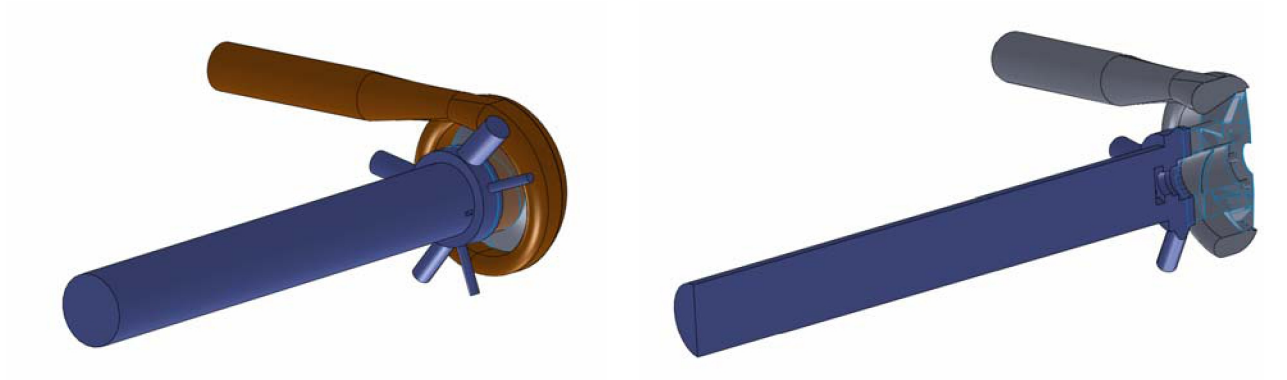


Рисунок 7.5 – Внешний вид расчетной модели

Длина входного участка в насос составляет. L≈6D. Длина входных участков сливных магистралей составляет L≈3D. Такие соотношения длин и диаметров взяты для адекватного описания течения на границах граничных условий.

Сеточная модель проточной части шнеко-центробежного насоса строилась в программном пакете ANSYS ICEM CFD.

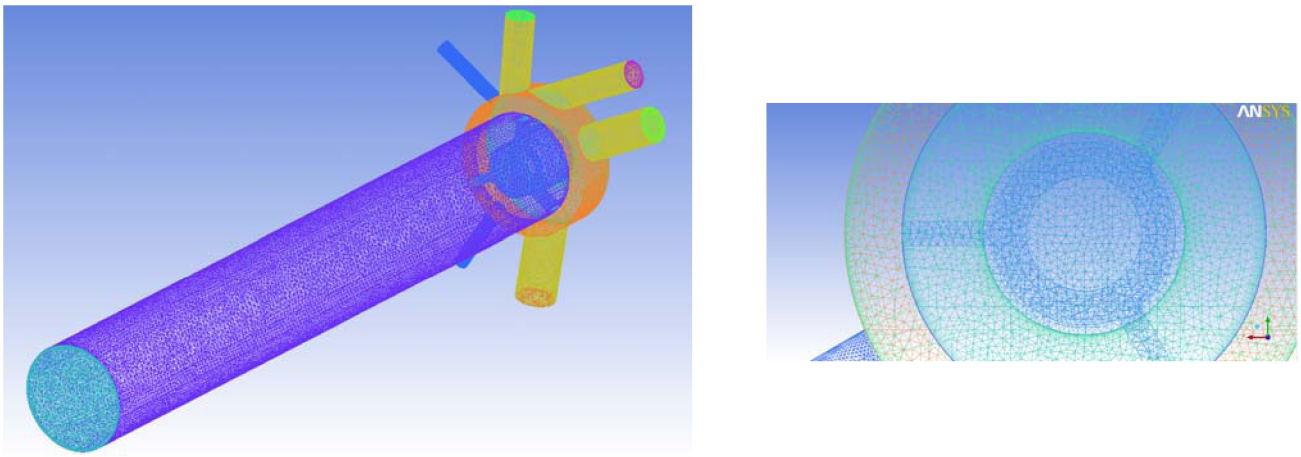
Для подтверждения напорных характеристик рассматриваемого ШЦН проводился его расчет в стационарной постановке. В данном случае целесообразно использовать неструктурную сеточную модель вследствие меньших затрат времени, необходимой на ее создание. При построении сеточной модели используются как гексо, так и тетра элементы.

Для последующего корректного задания роторной и статорной частей ШЦН в ANSYS CFX, расчетный домен разбит на три области:

- входной трубопровод;
- ротор;
- улитка.

Поэтому были построены сеточные модели отдельно для входного питающего трубопровода, ротора и улитки.

Сеточная модель входного трубопровода представлена на рисунке 7.6. Пристеночная зона течения потока разбита на более мелкую сетку (рисунок 7.6 б.)



а) б)

Рисунок 7.6 – Сеточная модель входного трубопровода

Поверхности геометрической модели входного питающего трубопровода были разбиты на части, указанные на рисунке 7.7

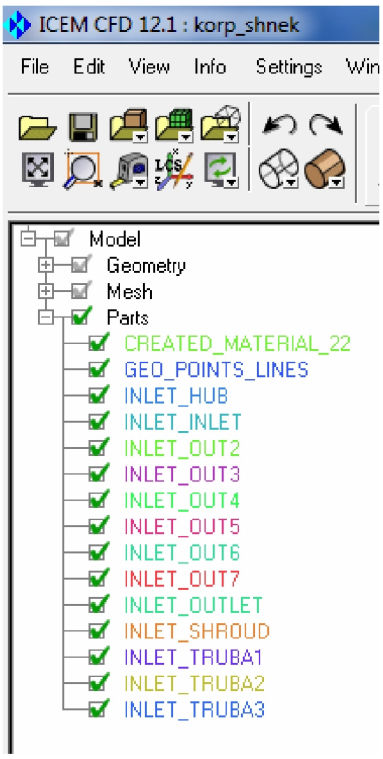


Рисунок 7.7 – Разбиение геометрии входного патрубка на части

Всем соответствующим частям (поверхностям) были заданы размеры (рисунок 7.8). В данном меню задается количество слоев и условия создания призматических слоев. В нашем случае для разрешения пограничного слоя

задавалось 9 слоев. Количество ячеек составляет 537305 шт. Сеточная модель состоит в основном из призматических и тетраэдрических слоев.

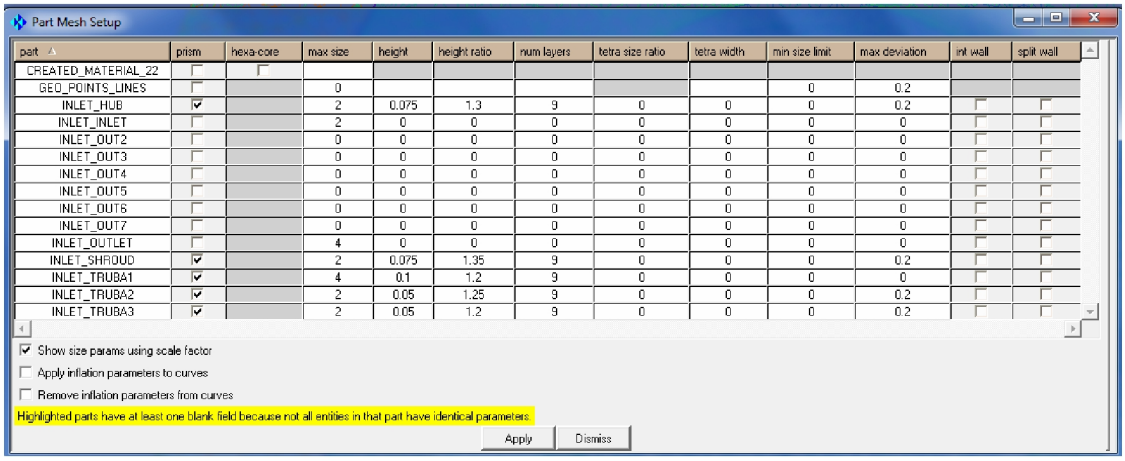


Рисунок 7.8 – Задание параметров сеточной модели входного патрубка

Сеточная модель ротора (центробежного колеса и шнека) представлена на рисунке 7.9.

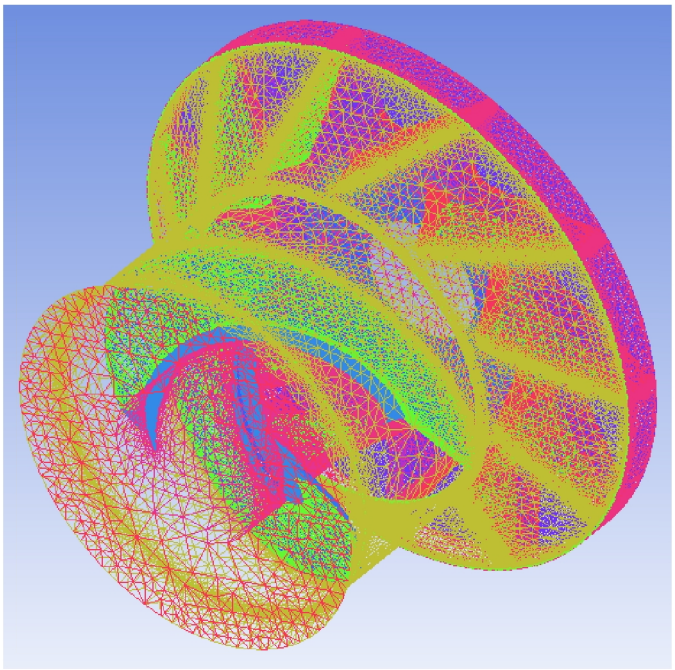


Рисунок 7.9– Сеточная модель входного трубопровода

Параметры, задаваемые для создания сеточной модели ротора, показаны на рисунке 7.10. Сеточная модель ротора в основном состоит из тетраэдрических элементов. Количество ячеек составляет 1 064 846.

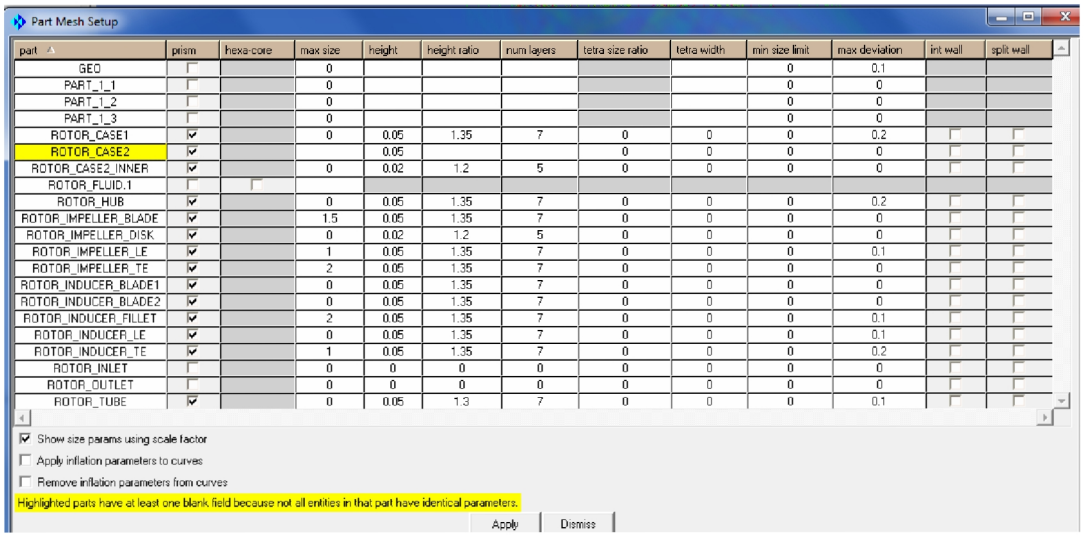


Рисунок 7.10 – Задание параметров сеточной модели ротора

Сеточная модель улитки представлена на рисунке 7.11. Параметры, задаваемые для создания сеточной модели улитки, показаны на рисунке 7.12. Количество ячеек составляет 659 402.

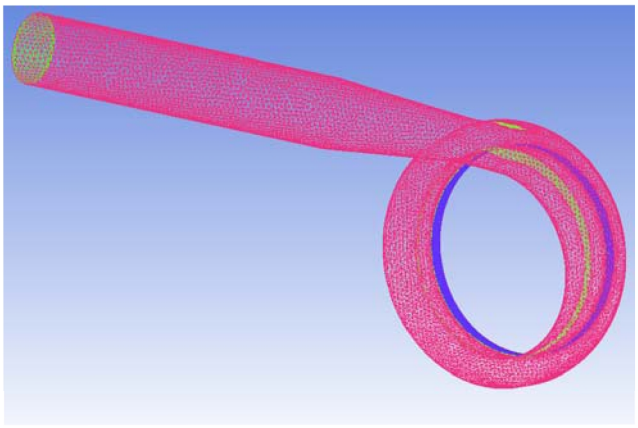


Рисунок 7.11 – Сеточная модель входного трубопровода

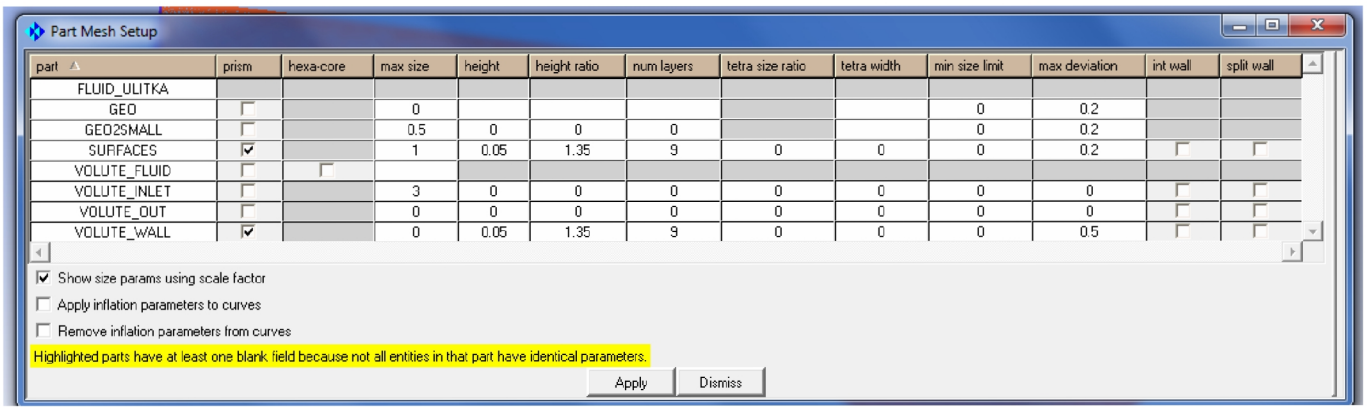


Рисунок 7.12 - Задание параметров сеточной модели улитки

В качестве рабочей жидкости использовался авиационный керосин. Его параметры приведены на рисунке 7.13.

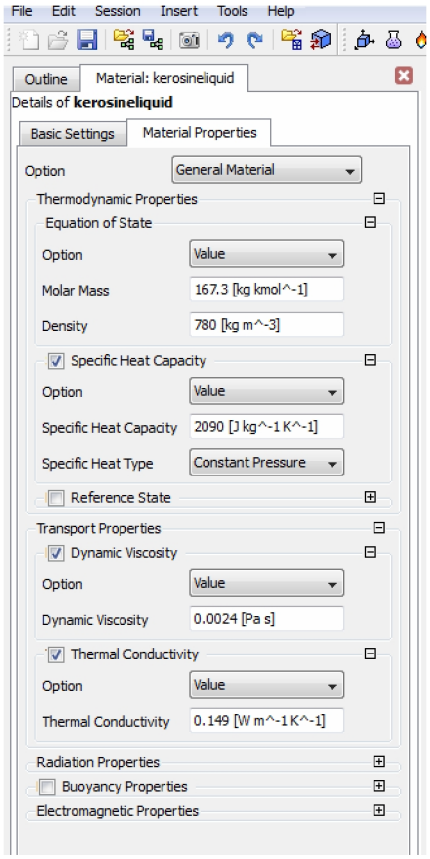


Рисунок 7.13 – Свойства керосина, задаваемые при создании материала

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 7.1.

Таблица 7.1 – 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

При расчете задана гомогенная жидкость. Расчет считается изотермическим. Для расчета выбрана SST модель турбулентности.

Созданные интерфейсы показаны на рисунке 7.14. При сшивке поверхностей использовалась модели ««General Connecting» и «Frozen Rotor».

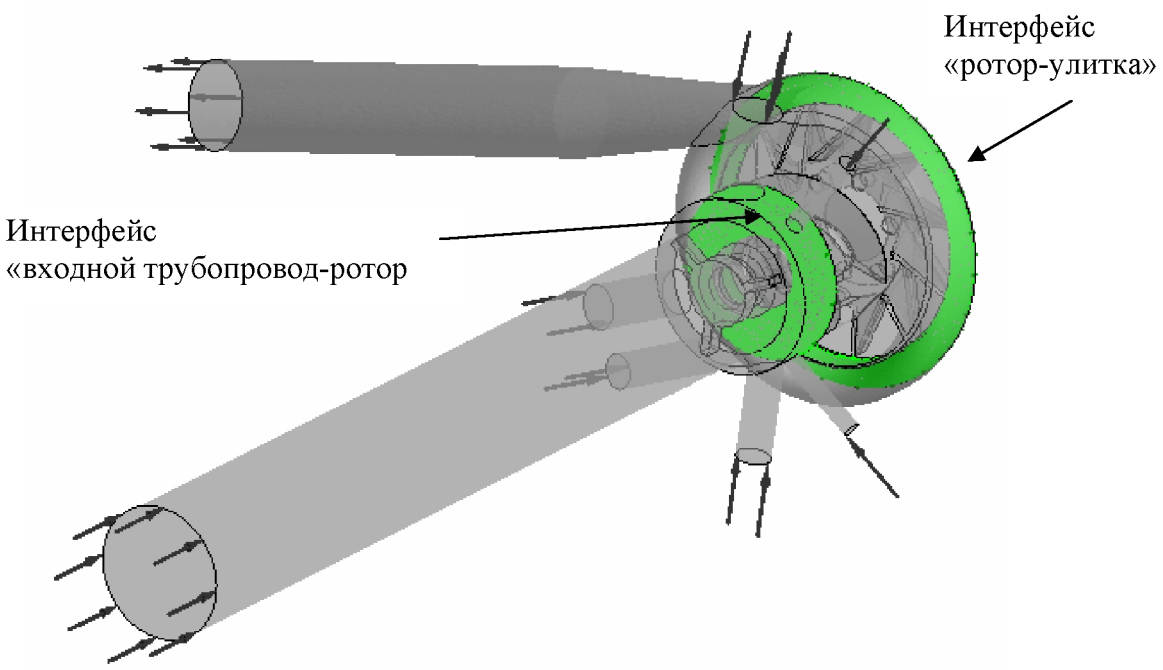


Рисунок 7.14 – Поверхности, используемые для создания интерфейсов

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 7.15. Графическая иллюстрация граничных условий приведена на рисунке 7.16.

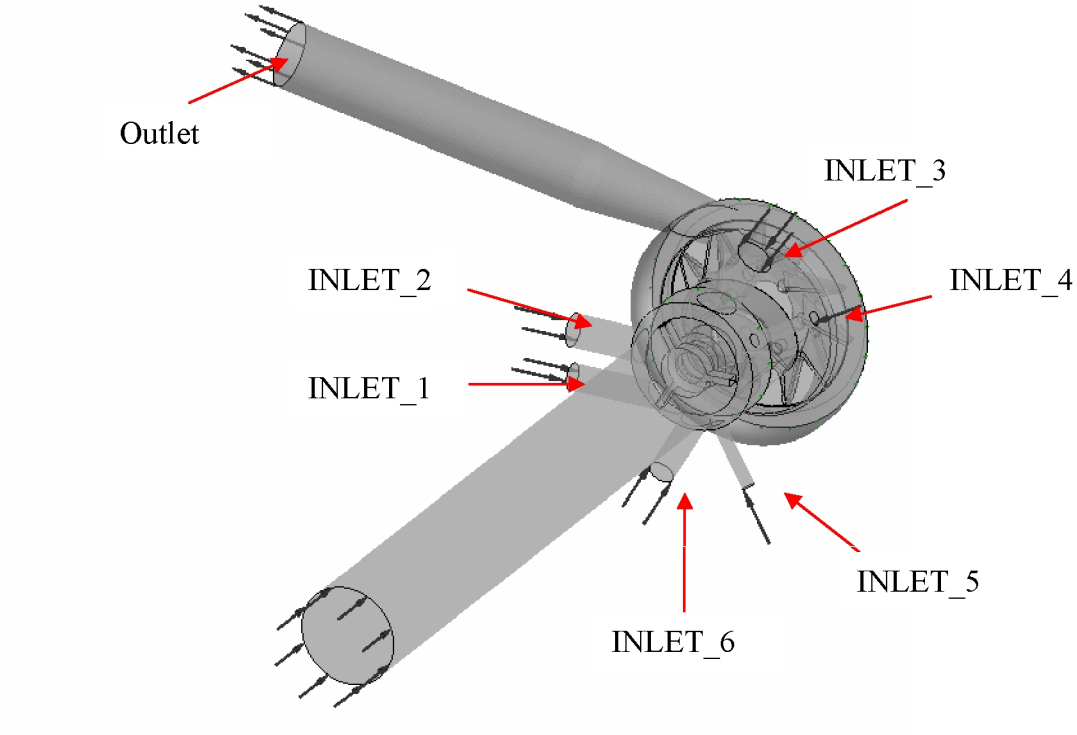


Рисунок 7.15 – Граничные условия

Остальным поверхностям по умолчанию ANSYS CFX присваивает граничные условия Wall. Однако, стенкам ротора, которые не совершают вращательного движения, (рисунок 7.16) необходимо в свойствах граничных условий необходимо указать условие неподвижности «counter rotating wall» (рисунок 7.17).

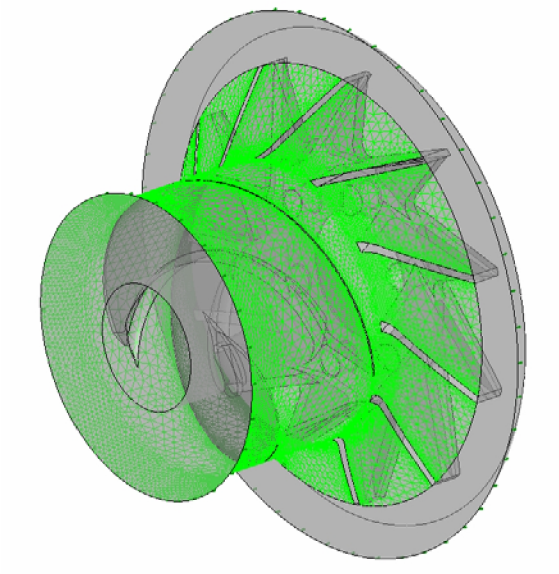


Рисунок 7.16 – Неподвижные стенки ротора

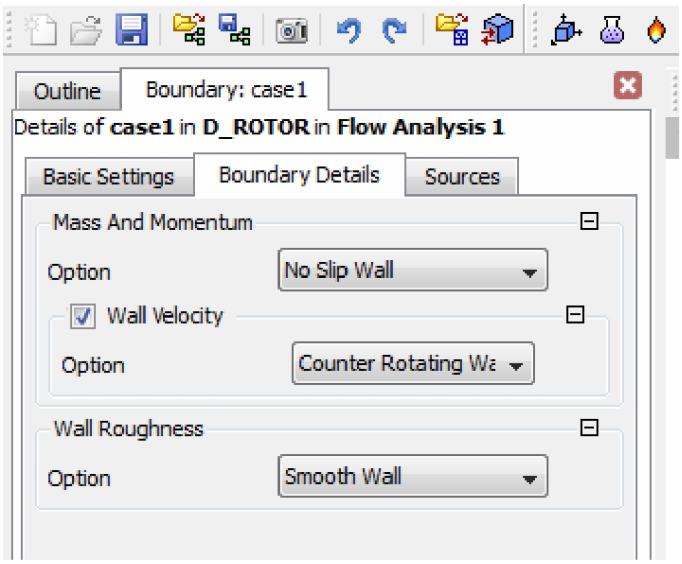


Рисунок 7.17 – Свойства граничных условий стенок ротора

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.

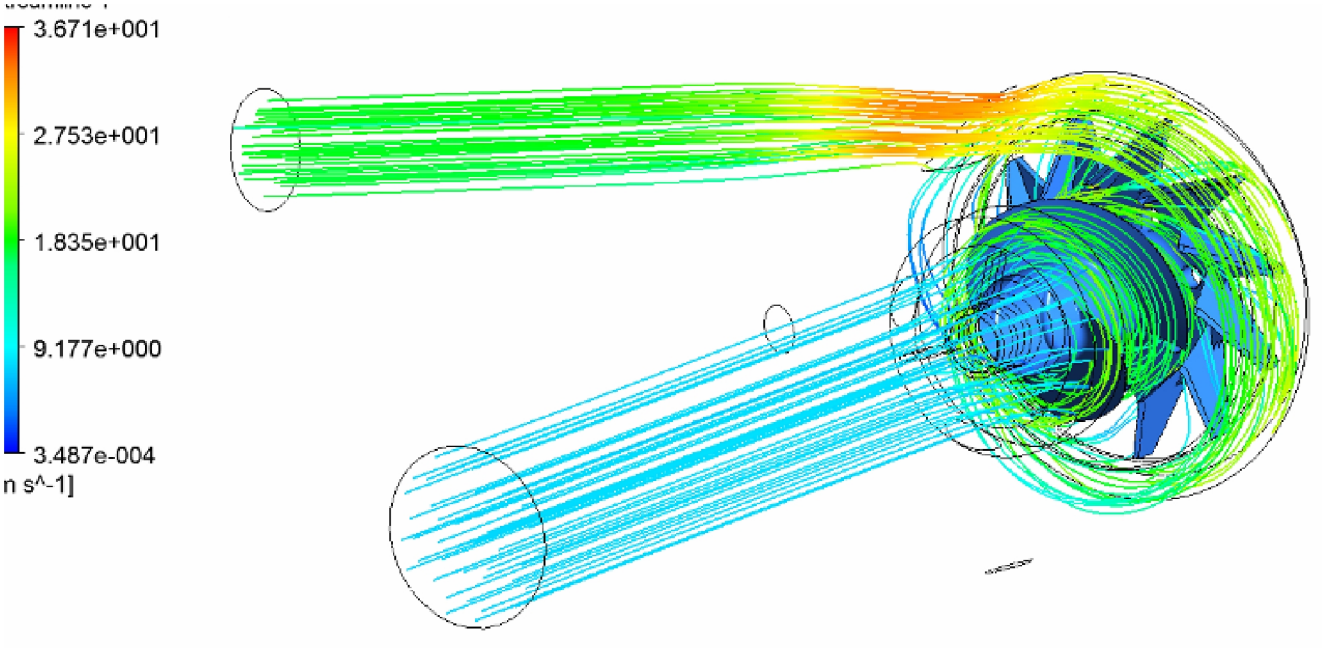


Рисунок 7.18 – Структура течения в насосе

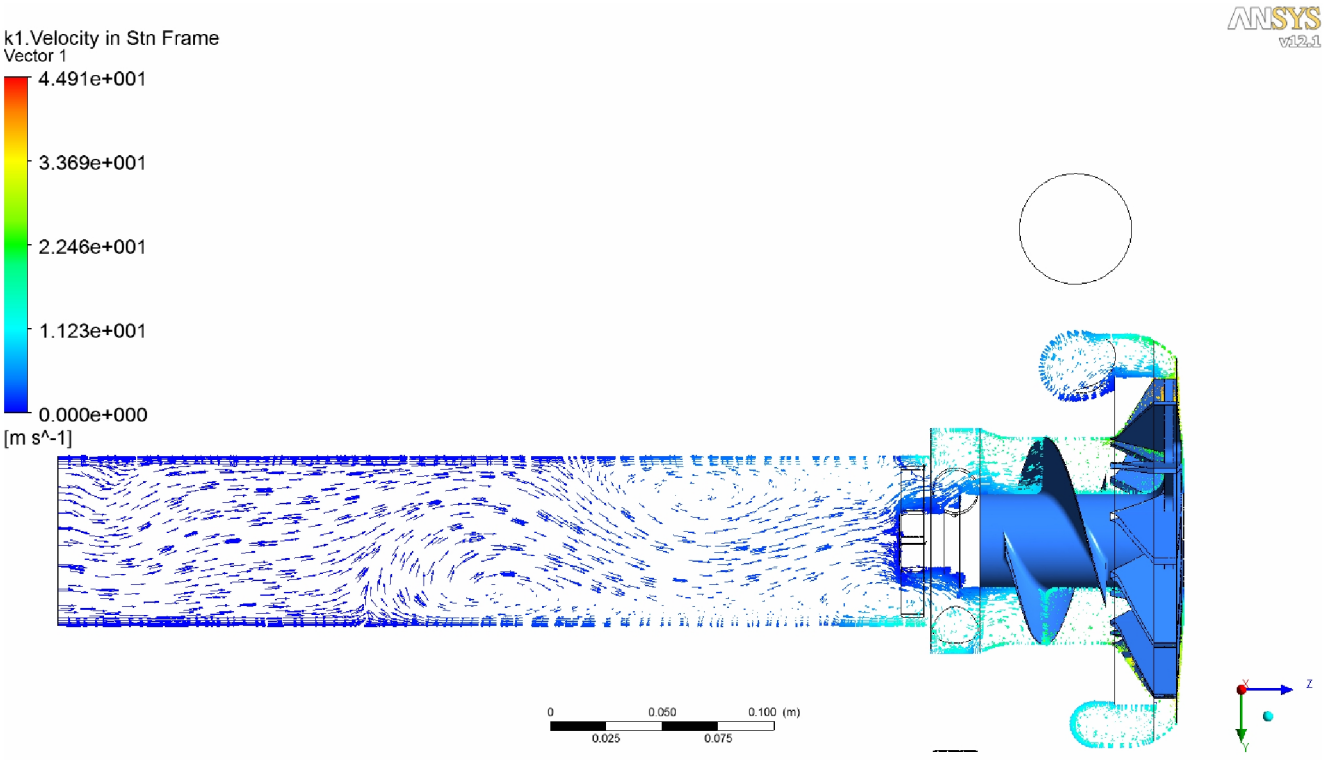


Рисунок 7.19 – 2D структура потока жидкости

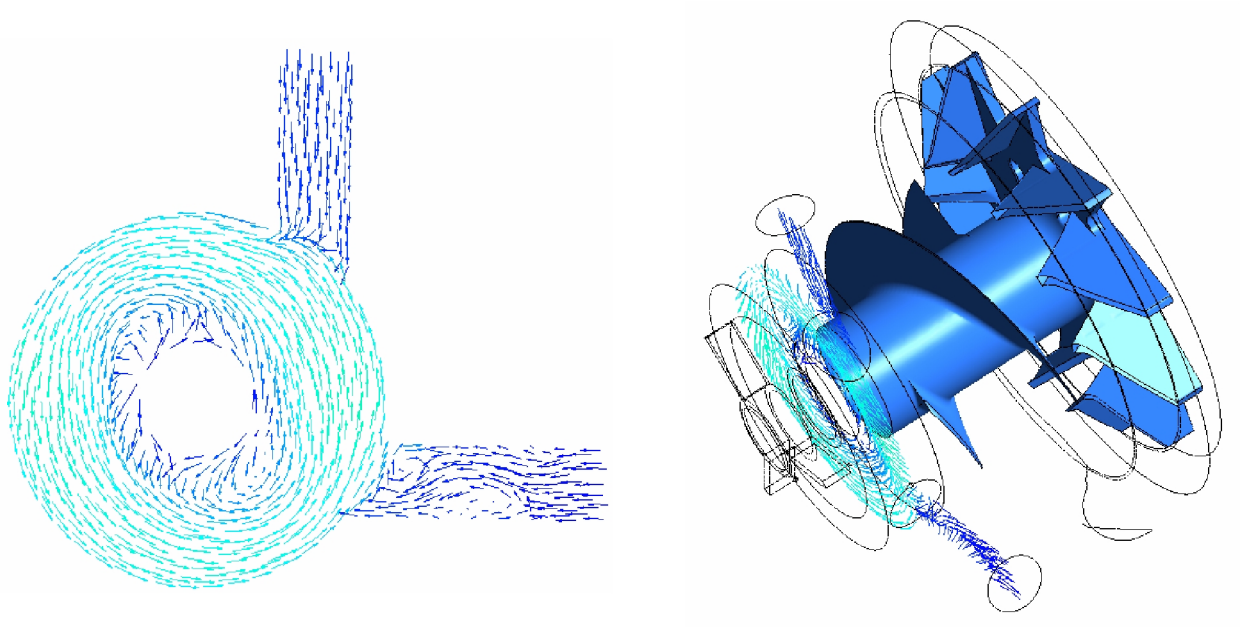


Рисунок 7.20 – Структура потока в сечении, перпендикулярном оси вращения

По данному алгоритму, можно провести серию подобных расчетов, чтобы получить, к примеру, напорную характеристику ШЦН. На рисунке 7.21 показано сравнение численного и экспериментального способов определения напорной характеристики ШЦН.

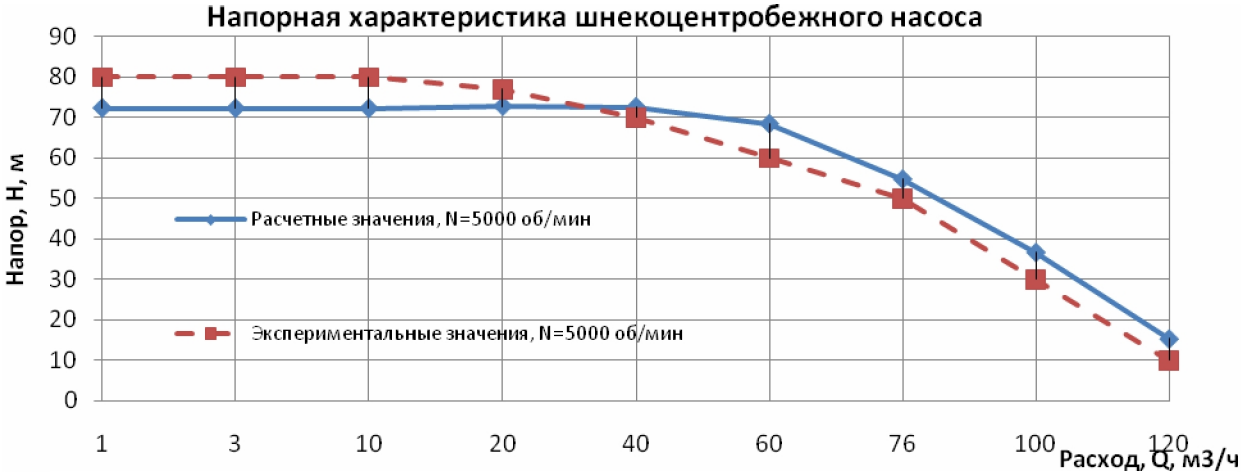


Рисунок 7.21 – Напорные характеристики исследуемого насоса при частоте вращения ротора 5000 об/мин.

Список использованных источников

1. Высокооборотные лопаточные насосы / Б. И. Боровский, Н. С. Ершов, Б. В. Овсянников и др. Под ред. докторов техн. наук Б. В. Овсянникова и В. Ф. Чебаевского. М.: Машиностроение, 1975, 336 с.
2. Пилипенко В. В. и др. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем / В. В. Пилипенко, В. А. Задонцев, М. С. Натанзон. М.: Машиностроение, 1970, 352 с.
3. Белоусов А. И., Косицын И. П., Рождественский С. Н. Гидрогазодинамическое проектирование турбонасосных агрегатов двигателей летательных аппаратов: Учеб. пособие. Куйбышев: Куйбышев. авиац. ин-т., 1974, 135 с.
4. Димант П. И. Работа спирального кожуха вентиляторов и насосов // Промышленная аэродинамика. – 1953. - №4
5. Полоцкий Н. Д., Богницкая Ф. А., Агульник Р. М. Расчет отводящих устройств центробежных насосов. М.: Цинтихимнефтемаш, 1967.
6. Шерстюк А. Н. Вентиляторы и дымососы. М.: Энергоиздат, 1957, 184 с.
7. Шейпак А. А., Шапиро А. С. Гидравлические потери и мощность гидравлического торможения в лопастных насосов. // Технический бюллетень ЦИАМ. – 1965. - №3.
8. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. М.-Л.: Машиностроение, 1966, 364 с.
9. Шапиро А. С. Исследование работы шнекоцентробежных насосов на режимах недогрузки: Диссертация соиск. канд. техн. наук. М., 1964.
10. Современное состояние и перспективы развития гидромашиностроения в XXI веке. Труды международной научно-технической конференции. 4-6 июня 2003 г. – СПб ГПУ, 2003.-424 с.
11. Шапиро А. С. Кавитационные срывные режимы шнекоцентробежных насосов: Диссертация соиск. канд. техн. наук. М., 1971.

12. NPSH for Rotodynamic Pumps. The Europump Guides to Advanced Pumping Technology N 1. – Europump. Elsevier Advanced Technology, 1999, 72 p.
13. Бэтчелор Д. Введение в динамику жидкости. – М.: Мир, 1973, 758 с.
14. Холщевников К. В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1970, 610 с.
15. Брусиловский И. В. Аэродинамика осевых вентиляторов. М.: Машиностроение, 1984, 240 с.
16. B. Lakshmiranayana. The Structure of Tip Clearance in Axial Flow Compressors. // Trans. of the ASME / Jorn. of Turbomachinary. July 1995. – Vol. 117, pp. 533-540.
17. Gopalakrishnan S., Cugal M., Fernan R. Experimental and Theoretical Flow Field Analysis of Mixed Flow Pump. 2 Intern. Confer. on Pump and Fans. Tsinghua Univers., Beijing, China, 1995.