

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Институт энергетики и транспортных систем

Работа допущена к защите
Заведующий кафедрой
_____ Ю.В.Кожухов
«__» _____ 2019г.

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА БАКАЛАВРА

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ВЯЗКОГО ГАЗА В МАЛОРАСХОДНОЙ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ЗНАЧЕНИЯХ ШЕРОХОВАТОСТИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

по направлению 13.03.03 – Энергетическое машиностроение
по образовательной программе

13.03.03_06 – Компрессорные и холодильные машины и установки

Выполнил

студент гр.43224/1

Руководитель

асс. кафедры КВиХТ

А.М.Яблоков

Санкт-Петербург

2019

Реферат

На 45 с., 37 рисунков, 1 таблица, 0 приложений

Центробежный компрессор, малорасходная ступень, метод вычислительной газодинамики, характеристики ступени, шероховатость, валидация эксперимента, ANSYS CFX

В ходе проделанной дипломной работы была осуществлена валидация эксперимента малорасходной высоконапорной ступени СВД-14 с численным расчётом в программе ANSYS. Погрешность в среднем составила 13%. Также проведены расчёты ступени при различной шероховатости. Полученные результаты говорят о том, что при уменьшении шероховатости характеристика ступени поднимается вверх.

THE ABSTRACT

45 pages, 37 figures, 1 table, 0 applications

Centrifugal compressor, low flow rate, computational gas dynamics method, step characteristics, roughness, experiment validation, ANSYS CFX

The experiment was validated by the low-cost high-pressure stage of the SVD-14 experiment with numerical calculation in the ANSYS program. The average error was 13%. Also carried out calculations of the stage with different roughness. The results show that with a decrease in roughness, the characteristic of the step rises.

Содержание

Введение.....	3
1. Постановка задачи.....	6
1.1.Обзор исследований малорасходных ступеней ЦК методами вычислительной газодинамики	6
1.2.Цели и задачи работы.....	7
1.3.Описание экспериментальной установки	8
1.4.Объект исследования.....	12
1.5.Основные формулы для обработки экспериментальных данных.....	12
1.6.Описание программного комплекса ANSYS CFX 18.0.....	12
1.7.Описание модели.....	18
2. Моделирование течения и анализ результатов.....	21
2.1.Исследование на сеточную независимость.....	20
2.2.Валидация эксперимента.....	27
2.3.Исследование на шероховатость.....	37
Заключение.....	42
Список использованной литературы.....	43

Введение

Компрессоры играют важную роль в экономике страны. Они применяются в различных областях народного хозяйства таких как:

- 1) металлургия – производство чугуна и стали;
- 2) производство удобрений;
- 3) химия и нефтехимия;
- 4) холодильная техника;
- 5) разделение воздуха и обслуживание пневматических сетей;
- 6) наддув судовых и автомобильных двс;
- 7) газовая промышленность;
- 8) транспорт;
- 9) нефтедобыча [1].

Большая часть потребляемых мощностей приходится на центробежные компрессора. Особенно значительна их роль в нефтедобыче.

Постановлением Правительства РФ от 08.11.2012 N 1148 "Об особенностях исчисления платы за негативное воздействие на окружающую среду при выбросах в атмосферный воздух загрязняющих веществ, образующихся при сжигании на факельных установках и (или) рассеивании попутного нефтяного газа", нефтегазодобывающим компаниям запретили сжигать попутный нефтяной газ на факельных установках [2]. Поэтому современные методы разработки нефтяных скважин предполагают закачку газа под высоким и сверхвысоким давлением в пласт. Попутный нефтяной газ отбирается от нефти, сжимается и закачивается обратно в пласт. Этим поддерживается пластовое давление, а поднимающийся газ, уменьшая её вязкость и плотность, способствует увеличению выхода нефти из скважины. Необходимое давление, развиваемое компрессором, может достигать 50...80 МПа, в зависимости от глубины скважины и толщи воды на морских месторождениях [1]. Также это позволяет сэкономить значительные средства на строительстве инфраструктуры для переработки, очистки и транспортировки попутного нефтяного газа.

Закачкой газа в пласт задача дожимных компрессорных станций – ДКС. Главным узлом является центробежный компрессор с малорасходными последними ступенями или отдельный корпус, состоящий из нескольких малорасходных ступеней высокого давления, называемый цилиндр высокого давления – ЦВД.

Малорасходные ступени центробежных компрессоров высокого давления применяются не только для закачки попутного нефтяного газа. Например, в химической промышленности для производства метанола, который может использоваться в качестве горючего в транспорте. Давление последних ступеней при производстве метанола может достигать 15 МПа[3].

Малорасходные ступени играют решающую роль в определении эффективности машины, так как имеют самый низкий КПД. Низкая эффективность данных ступеней обусловлена потерями вызванными трением в дисках, возникающих из-за затрат энергии газа между вращающимся диском и неподвижными элементами корпуса, а также протечек через газовые уплотнения, вызванные разностью давлений между разными частями проточной части компрессора.

Поэтому возникает необходимость в изучении и исследовании малорасходных ступеней с целью повышения их эффективности и, как следствие, повышения эффективности всего компрессора и технологического процесса в целом.

Целью данной работы является валидация численного эксперимента с результатами модельных испытаний, проведенных на кафедре КВиХТ и исследование влияния величины шероховатости рабочего колеса и элементов проточной части на газодинамические характеристики малорасходных модельных ступеней. В рамках данной работы были заданы определённые значения шероховатости, получены характеристики и проведено сравнение с характеристиками гидравлически гладкой поверхности.

1. Постановка задачи

1.1. Обзор исследований малорасходных ступеней ЦК методами вычислительной газодинамики

В отличие от высоко- и среднерасходных ступеней, где на настоящий момент имеется большое количество исследований, малорасходным ступеням не уделяется значительного внимания. Поэтому публикаций по малорасходным ступеням не так много. Ниже приведён обзор на работу по исследованию малорасходных ступеней выполненную на кафедре КВиХТ.

Авторы статьи[4] проводили исследования малорасходных центробежных ступеней на стенде замкнутого контура. Проводились различные испытания: влияние коэффициента напора РК на характеристики ступеней, влияние диффузорности каналов на характеристики ступеней, влияние профилирования лопаток РК в радиальной плоскости, влияние размеров входа РК. Испытания проводились на ступенях с коэффициентом теоретического напора ($\psi_T=0,48\dots0,8$), условным коэффициентом расхода($\Phi=0,008\dots0,022$), диаметром втулки($D_{вт}=0,34-0,5$) и различным профилированием межлопаточных каналов БЛД и ОНА.

Остановимся поподробнее на каждом исследовании.

Влияние коэффициента напора РК на характеристики ступеней.

В данном разделе рассматривалось изменение коэффициента теоретического напора при постоянных, в первом случае, мощности и числе оборотов, во втором случае, мощности, числе оборотов и условном коэффициенте расхода. В результате были получены следующие рекомендации: целесообразным использование малорасходных ступеней с $\psi_T=0,55\dots0,6$.

Влияние диффузорности каналов на характеристики ступеней.

Испытания проводились на ступенях имеющих различно b_2/b_1 . В результате был выбран оптимальной вариант безразмерного b_2 .

Влияние профилирования лопаток РК в радиальной плоскости на характеристики ступеней.

Были изучены рекомендации по профилированию лопаток малорасходных ступеней, для которых чётких рекомендаций, в отличие от высоко- и среднерасходных ступеней. Подбирать профиль лопатки следует исходя из условного коэффициента расхода и нагруженности лопаточной решётки на входе.

Влияние выбора размеров входа РК на характеристики ступеней.

Проектирование проводилось из w_{1min} и установки определённого угла на входе в лопаточную решётку.

1.2. Цели и задачи работы

Цель работы: исследование влияния шероховатости рабочего колеса и элементов проточной части на газодинамические характеристики, описание выявленных закономерностей и создание рекомендаций для проектирования малорасходных ступеней.

Задачи, выполненные в ходе проведения работы:

1. Создание 3D-модели по чертежам и документации ступени, экспериментально испытанной на кафедре КВиХТ СПбПУ.
2. Подготовка и проведение численного эксперимента в программном комплексе ANSYS 18.0.
3. Сравнение полученных результатов численного моделирования и натурного эксперимента.
4. Расчёт модели с учётом различной шероховатости и обобщение результатов.
5. Выявление зависимостей, составление общих рекомендаций для проектирования малорасходных ступеней.

1.3. Описание экспериментальной установки

Объектом исследования является модельная ступень СВД-14.

Экспериментальные исследования промежуточных малорасходных ступеней проводились на стенде замкнутого контура проблемной лаборатории кафедры КВиХТ. В большинстве экспериментов рабочим телом выступал азот, обеспечивающий взрыво- и пожаробезопасность, за исключением случаев работы на открытом стенде, где использовался воздух.

Стенд замкнутого контура состоит из следующих систем:

1. Газопроводов
2. Ходовой части и корпуса модельной головки
3. Системы водоснабжения и охлаждения газа
4. Системы заполнения и подпитки газом
5. Системы маслоснабжения
6. Системы блокировок и защит
7. Информационно-измерительного комплекса

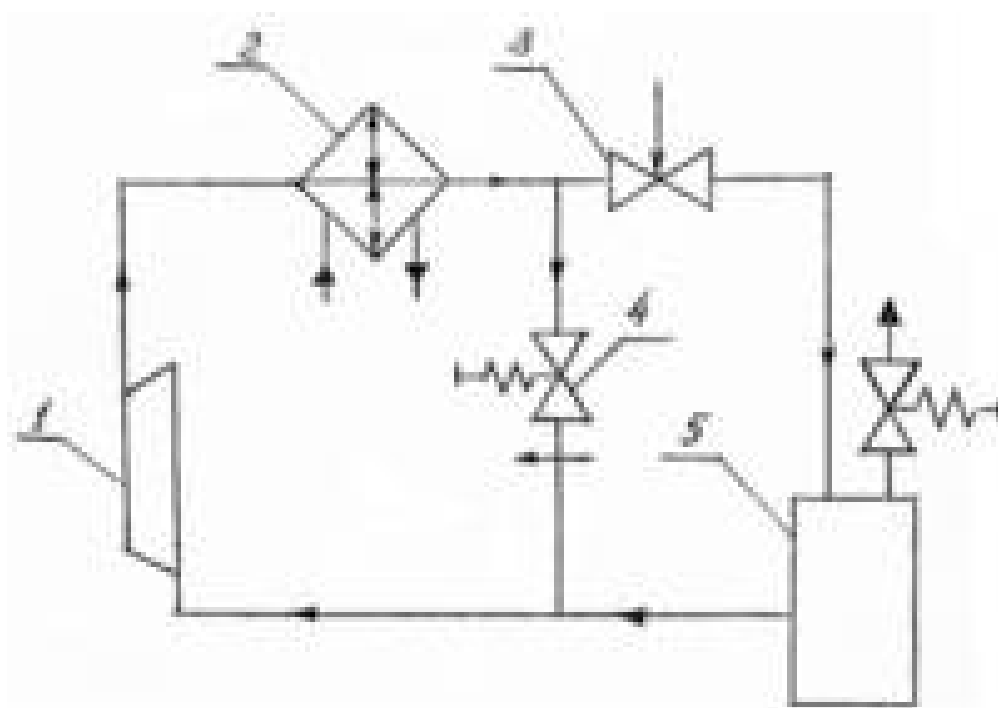


Рис.1.1 Схема газопроводов экспериментального стенда

Стенд замкнутого контура приводится во вращение электродвигателем постоянного тока типа МПБ-55/34, мощностью 730кВт. Частота двигателя изменяется от 0 до 3000 об/мин. Между валом двигателя и валом модельной ступени установлен мультипликатор с передаточным числом $i=6,06$. Соединение валом мультипликатора, электродвигателя и модельной ступени осуществляется с помощью зубчатых муфт.

Режим работы ступени по расходу устанавливается регулирующей задвижкой 3 с дистанционным управлением.

Вал модельной ступени устанавливается в двух подшипниках скольжения: переднем радиальном и заднем радиально-упорном.

Для разгрузки упорного подшипника от осевых усилий предусмотрена разгрузочная камера.

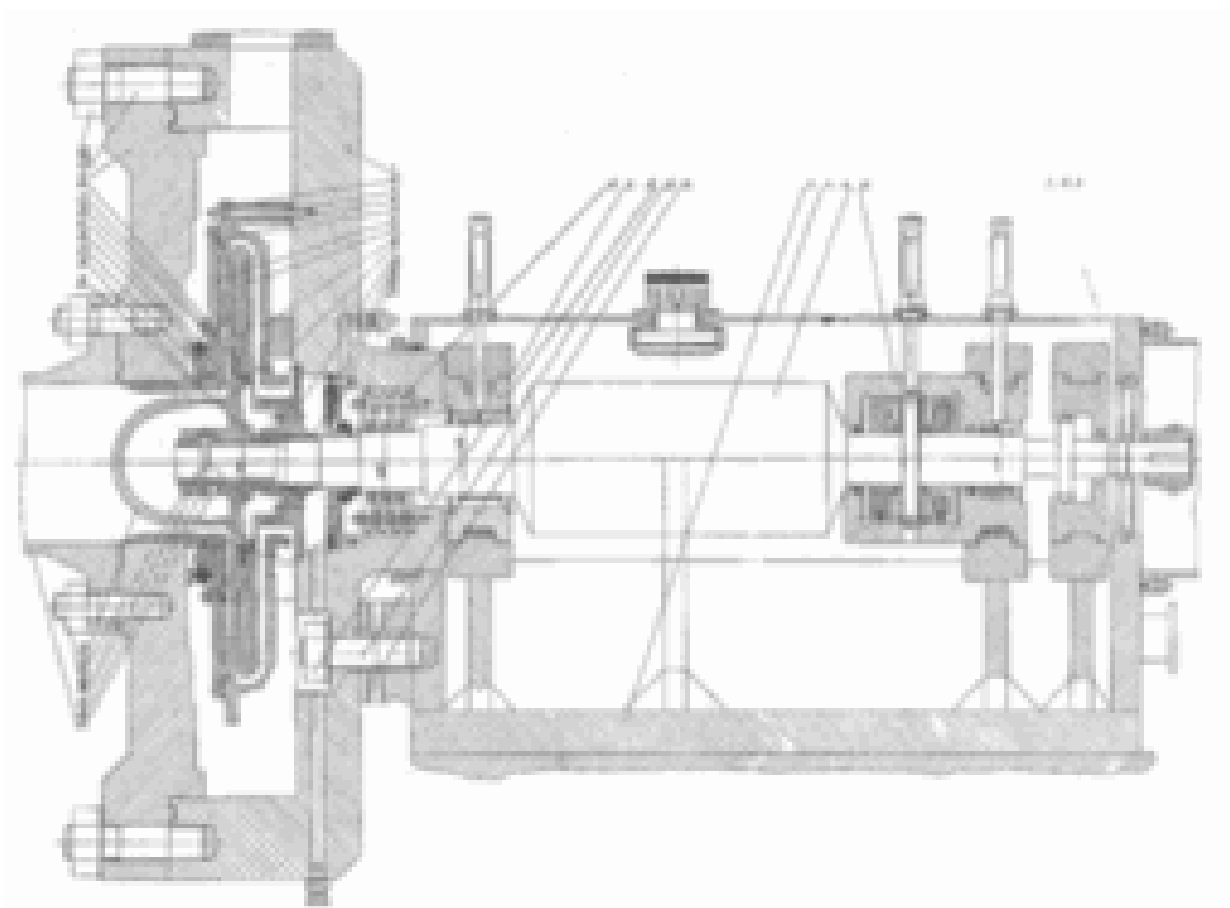


Рис. 1.2 Продольный разрез экспериментальной установки[3].

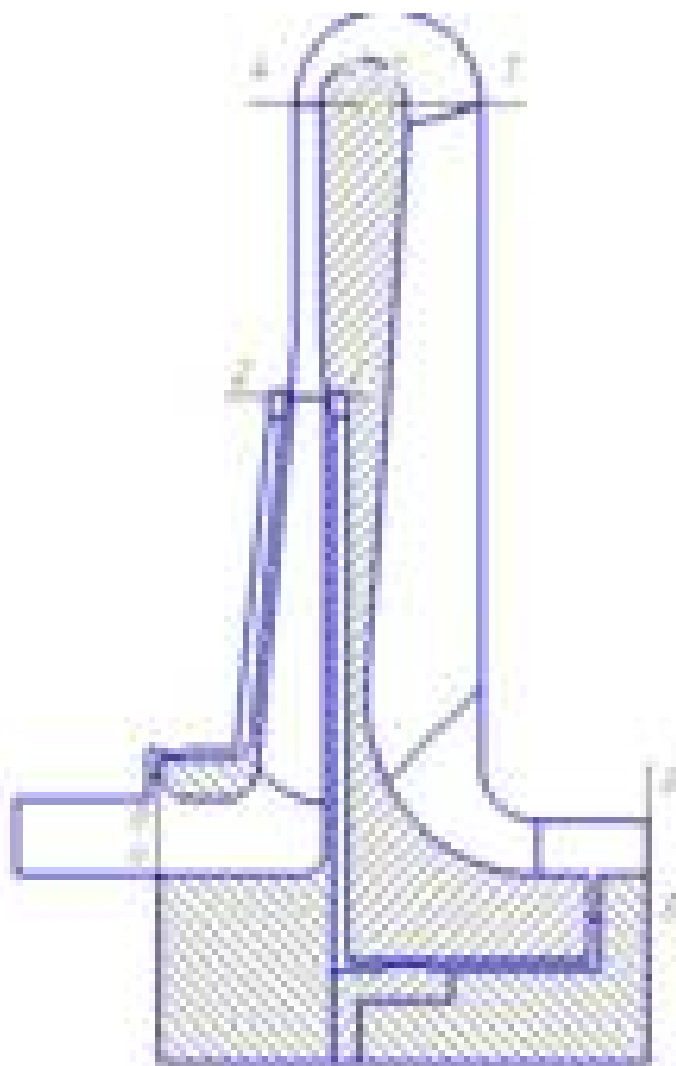


Рис 1.3 Эскиз проточной части ступени СВД-14 с контрольными сечениями.

На рис. отмечены контрольные сечения:

- 0-0 – вход на рабочее колесо, непосредственно перед торцом колеса;
- 2-2 – выход из рабочего колеса, на расстоянии $1,05D_2$;
- 4-4 – выход из без лопаточного диффузора, на расстоянии $D_4/D_2=1,66$;
- 5-5 – вход на лопатки обратно направляющего аппарата, $D_5/D_2=1,66$;
- 0'-0' – выход из ступени.

Для измерения температур использовались хромель-копелевые термопары с диаметром проволоки 0,2 мм.

В качестве неподвижных приборов для измерения полного давления во всех сечениях использовались трубки полного давления с протоком (диаметр конфузора 2 мм). Подвижными приборами для измерения полного давления

и углов потока служили цилиндрические трехточечные зонды диаметром 2,6 мм, с диаметром измерительных отверстий 0,4 мм [3].

На рис.1.4 представлена схема отбора статических давлений в пазухах между стенками корпуса и основным и покрывным дисками. Измерение производилось с помощью дренажных отверстий диаметром 0,7 мм, выполненных в стенках неподвижных элементов исследуемой ступени[3].

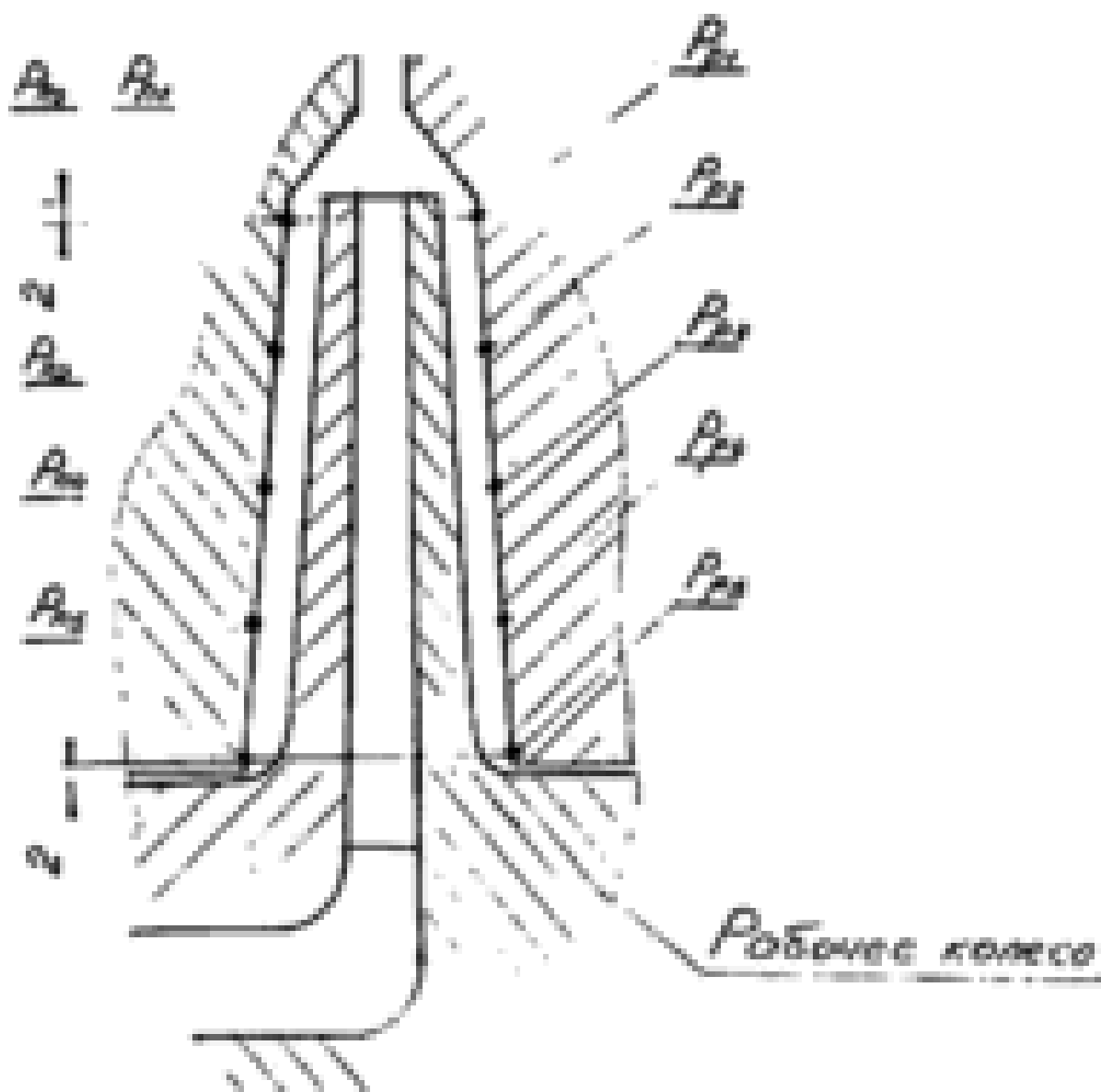


Рис. 1.4 Схема отбора статических давлений в пазухах между стенками корпуса и основным и покрывным дисками

1.4. Объект исследования

СВД-14 – малорасходная высоконапорная ступень, спроектированная на кафедре КВиХТ СПбПУ. Ступень имеет параметры: $\Phi_{\text{опт}}=0,018$, $z_{\text{рк}}=16$, $\beta_{\text{л2}}=34^\circ$. Колесо радиальное, закрытого типа. Характер течения потока в поворотном колене диффузорный. Решетка обратного направляющего аппарата состоит из 16 лопаток. Количество зубцов в лабиринтных уплотнениях: вдоль основного диска – 5; вдоль покрывного диска – 3.

1.5. Основные формулы для обработки экспериментальных данных

Для получения характеристик при проведении эксперимента использовались следующие формулы:

1. Условный коэффициент расхода:

$$\Phi = \frac{4\bar{m}}{\rho_0^* \pi D_2^2 u_2}, \quad (1.1)$$

где $\rho_0^* = p_0^* / R T_0^*$ – плотность воздуха по полным параметрам, кг/м³;

2. Коэффициента политропного напора по статическим параметрам:

$$\Psi_n = \frac{h_n}{U_2^2} \quad (1.2)$$

3. Политропный напор по статическим параметрам:

$$h_n = \frac{n}{n-1} R T_0 \left[\left(\frac{p_{0'}}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (1.3)$$

4. Показатель степени $\frac{n}{n-1}$:

$$\frac{n}{n-1} = \lg \frac{p_{0'}}{p_0} / \lg \frac{T_{0'}}{T_0} \quad (1.4)$$

5. Политропный напор по полным параметрам:

$$h_n^* = 0,5 \cdot (C_{0'}^2 - C_0^2) + h_n \quad (1.5)$$

6. Динамический напор:

$$h_d = 0,5 \cdot (C_0'^2 - C_0^2) \quad (1.6)$$

7. Внутренний напор:

$$h_i = C_p \cdot (T_0' - T_0) \quad (1.7)$$

8. Коэффициент политропного напора по полным параметрам:

$$\Psi_n^* = \frac{h_n^*}{U_2^2} \quad (1.8)$$

9. Коэффициент внутреннего напора:

$$\Psi_i = \frac{h_i}{U_2^2} \quad (1.9)$$

10. Политропный КПД по полным параметрам:

$$\eta_n^* = \frac{h_n^* + h_d}{h_i} \quad (1.10)$$

1.6 Описание программного комплекса ANSYS CFX 18.0

Программа ANSYS – это гибкое, надежное средство проектирования и анализа. ANSYS является универсальной конечно элементной программой, применяемой для решения прочностных, тепловых, акустических, гидро– и газодинамических задач. Как новичкам, так и опытным пользователям эта программа предлагает непрерывно растущий перечень расчетных средств, которые могут следующее:

- учесть разнообразие конструктивных нелинейности;
- дать возможность решить самый общий случай контактной задачи для поверхностей;
- допускать наличие больших (конечных) деформаций и углов поворота;
- позволить выполнить интерактивную оптимизацию и анализ влияния электромагнитных полей;

– получить решение задач гидроаэродинамики и многое другое вместе с параметрическим моделированием, адаптивным перестроением сетки, использованием р-элементов и обширными возможностями создания макрокоманд с помощью языка параметрического проектирования программы ANSYS (APDL)[5].

Для построения 3D-модели использовался встроенный редактор Design Modeler. С помощью которого можно легко и быстро редактировать, полученную 3D-модель.

Далее, в Design Modeler мы разбили наши элементы проточной части на отдельные поверхности, как показано на рисунке 1.



Рис. 1.5 Разбиение без лопаточного диффузора на отдельные поверхности в редакторе Design Modeler

После создания 3D-модели необходимо для каждого элемента построить сеточные блоки, по которым в дальнейшем будут производиться расчеты. Для этого используются следующие модули:

TurboGrid – специализированный сеточный генератор, предназначенный для автоматического построения сетки лопаточных решёток лопастных машин: компрессоры, насосы, турбины.

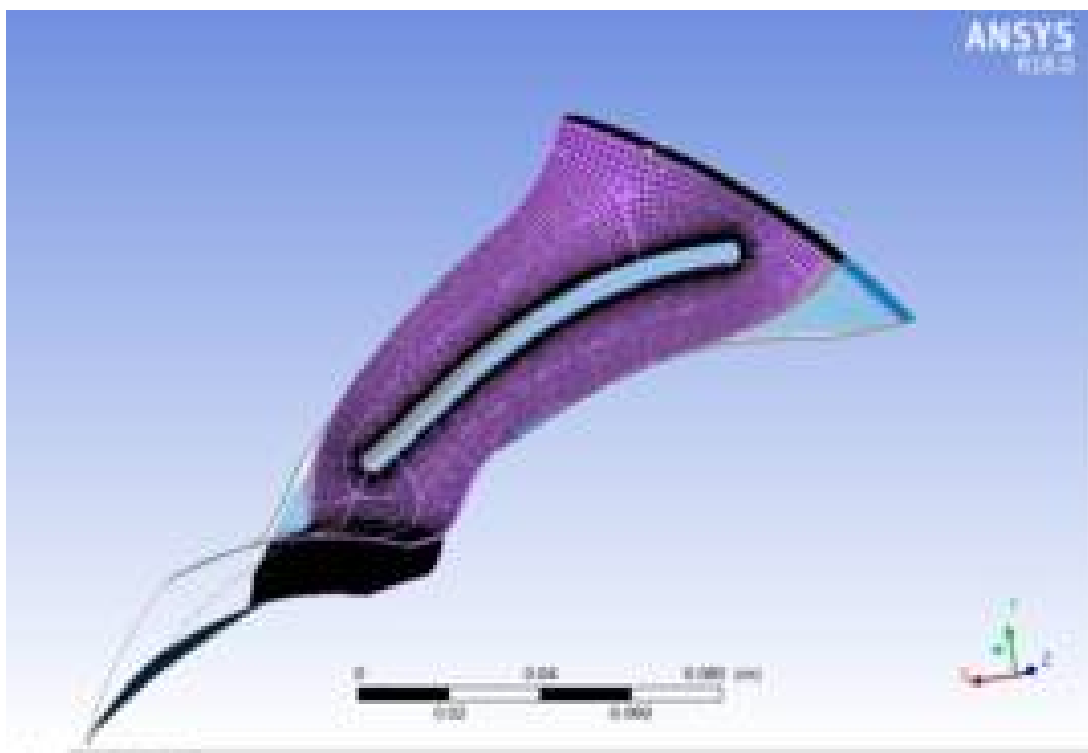


Рис. 1.6 Построение сетки для рабочего колеса в модуле TurboGrid ICEM CFD – редактор для создания универсальной сетки.

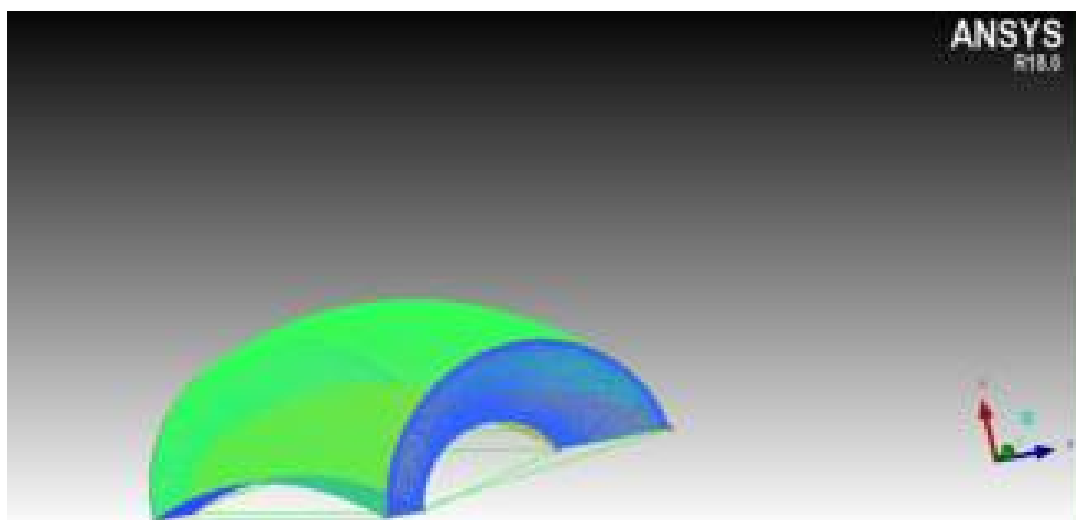


Рис. 1.7 Построение блочно-структурированной сетки в поворотном колене в модуле ICEM CFD

После построения сетки в программу ANSYS CFX.

ANSYS CFX – программная система конечно-элементного анализа, предназначенная для проведения расчетов в области гидроаэродинамики. Модуль CFX признан за свою выдающуюся точность, надежность и скорость

при моделировании турбомашин, таких как насосы, вентиляторы, компрессоры и газовые и гидравлические турбины. [6]

Эта программа состоит из трёх модулей:

1) CFX-Pre – препроцессор с большим выбором граничных условий. Реализует процесс определения физики задачи. Модуль импортирует сетку, полученную в одном из сеточных генераторов, и определяет физическую модель, в которой будет происходить симуляция процесса[7].

В этом модуле нами были заданы граничные условия, такие как: параметры на входе и выходе из ступени, рабочее тело, модель турбулентности, шероховатость, количество итераций и другие.

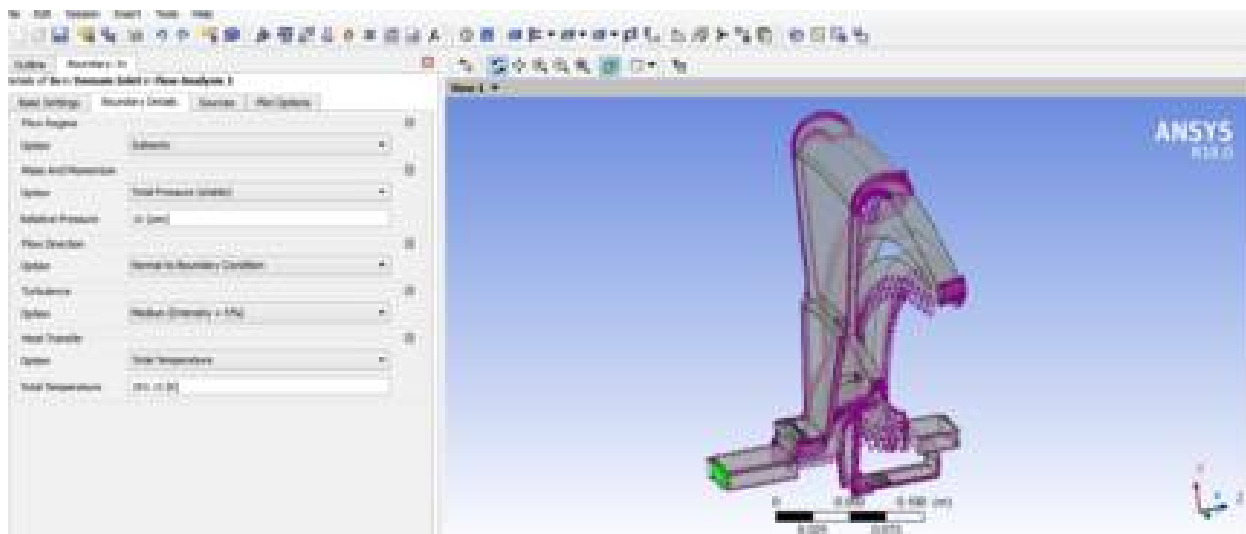


Рис 1.8 Расчётная модель и задание граничных условий на входе в модуле CFX-Pre

2) CFX-Solver – программа, реализующая процесс решения задачи. После получения задачи из препроцессора, решатель начинает поиск значений всех требуемых переменных. Получение результатов достигается следующим алгоритмом:

1. Используя законы сохранения масс и момента, решатель интегрирует уравнения в частных производных по всему объему задачи;
2. Полученные интегральные уравнения преобразуются в систему алгебраических уравнений путем аппроксимирования членов в интегральных уравнениях;
3. Алгебраические уравнения решаются численным методом.

CFX-Post – модуль, позволяющий анализировать, визуализировать и представлять результаты, полученные методом численного моделирования[7].

- 3) CFX-Post – Данная программа позволяет визуализировать полученные результаты в виде полей распределения параметров в произвольных сечениях, полей векторов, линий тока, графиков, числовых значений интегральных параметров[8].

1.7 Описание модели

На рис.1.1 представлен эскиз проточной части исследуемой ступени СВД-14, выполненный в САД программе «Компас».

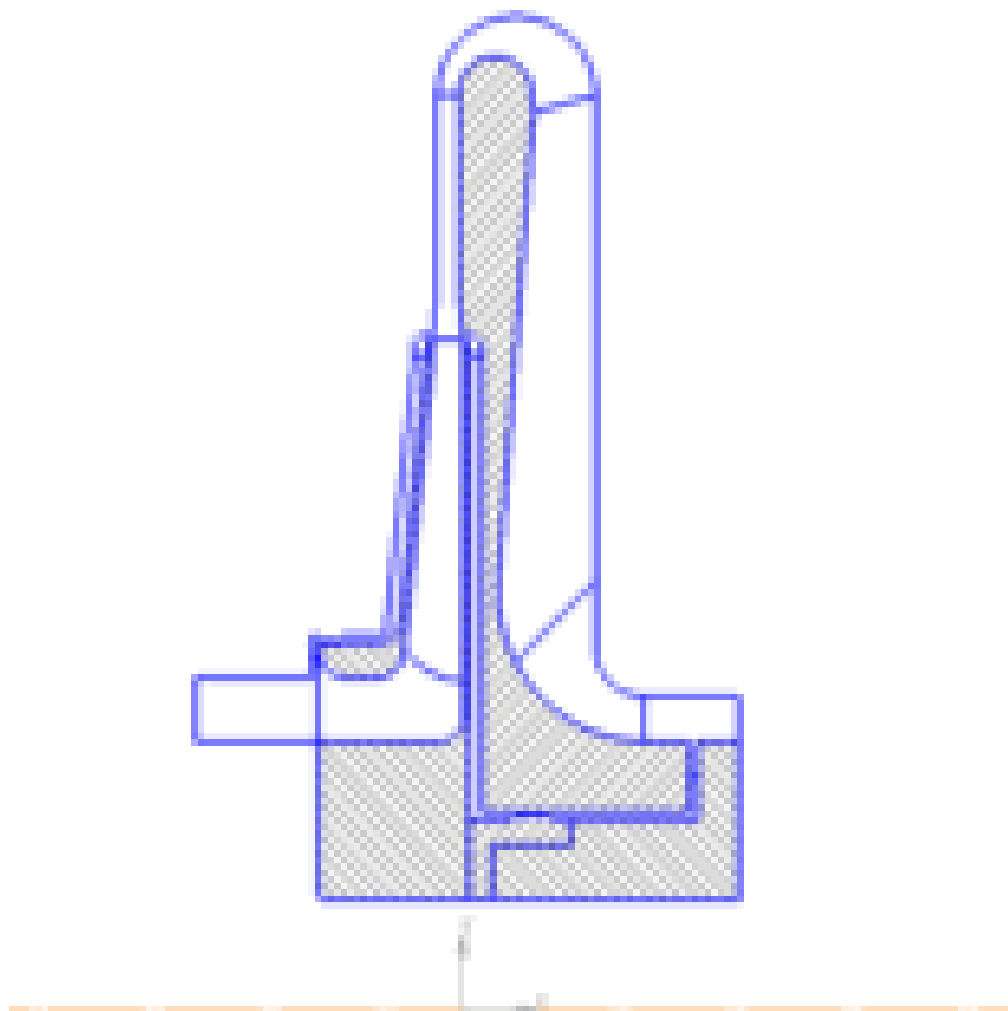


Рис. 1.9 Эскиз проточной части

Граничные условия:

Модель турбулентности – Shear Stress Transport(SST)

Рабочее тело – азот

Полное давление газа на входе в ступень P_n^* , Па

Полная температура газа на входе в ступень T_n^* , К

Массовый расход газа m , кг/с

Частота вращения ротора $n=11000$ об/мин

Для каждой расчетной точки значения полного давления и температуры на входе в ступень, а также массовый расход на выходе из ступени повторялись в точности со значениями, полученными в ходе эксперимента.

Значения входных и выходных параметров газа представлены в табл.1.1.

Табл.1.1 Параметры газа

Параметр газа № расчетной точки	T_H^* , К	P_H^* , атм	m , кг/с
1	293,15	10	2,07
2	293,15	10	2,9
3	293,15	10	3,72
4	293,15	10	4,55
5	293,15	10	5,38

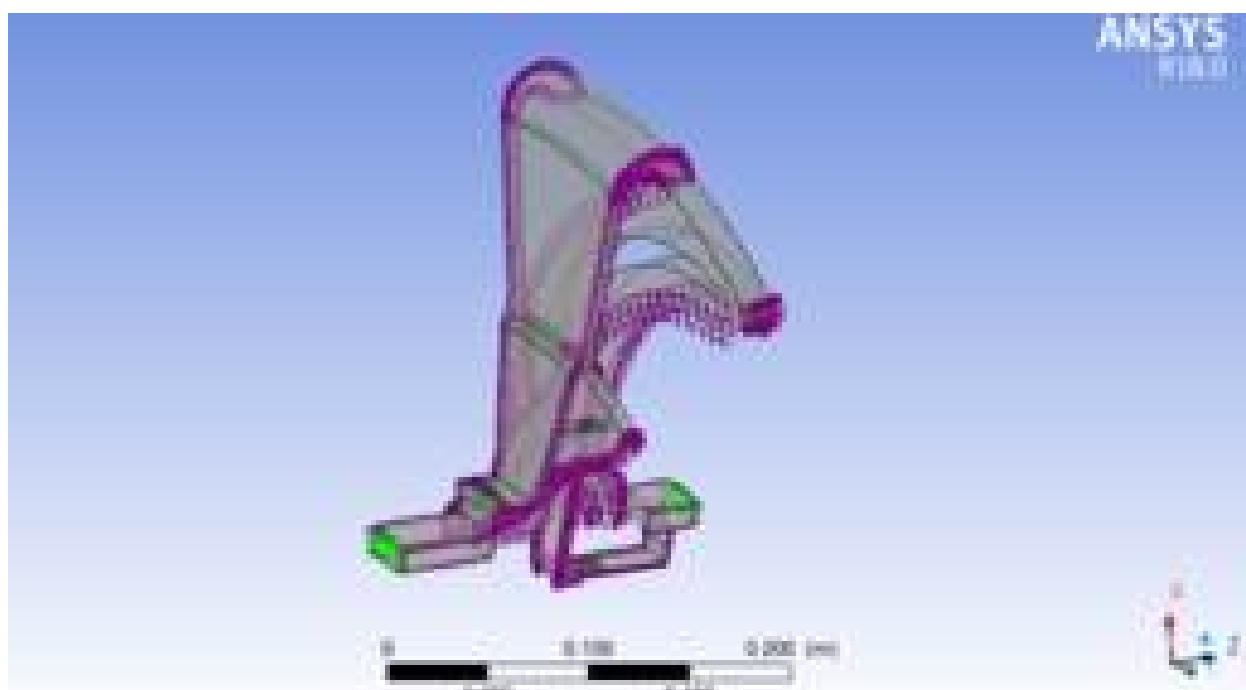


Рис. 1.10 Задание граничных условий на входе и выходе

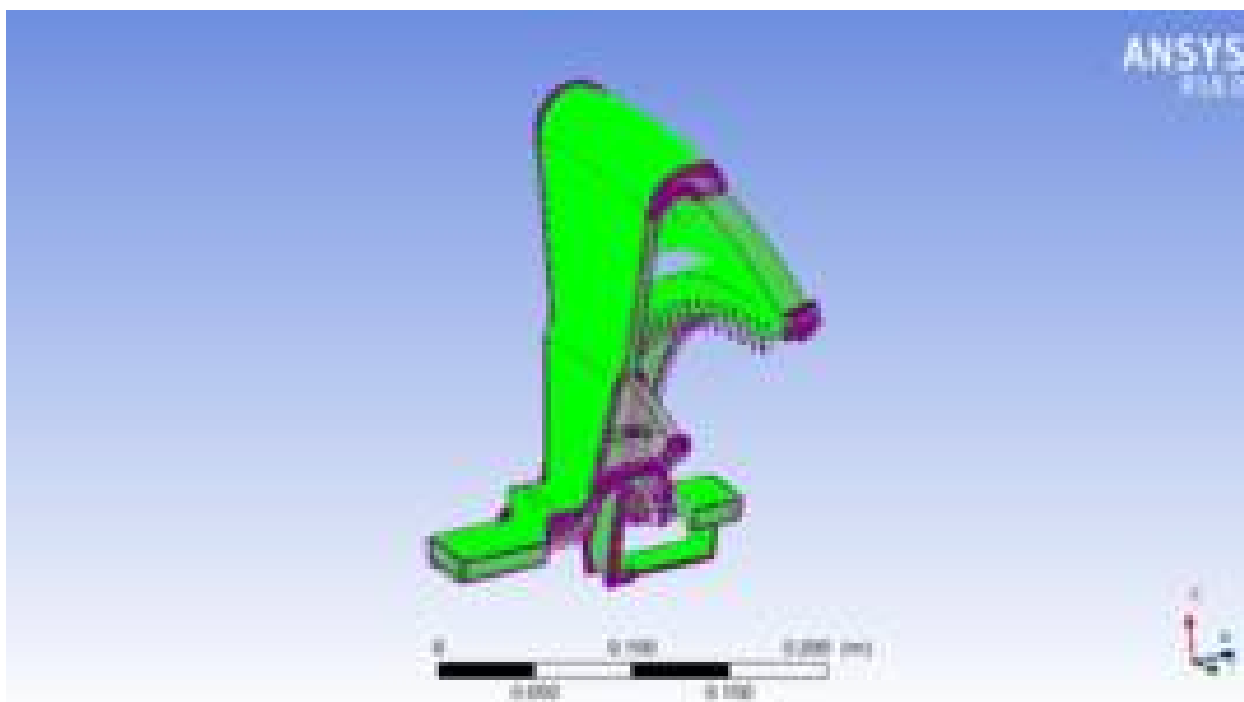


Рис. 1.11 Задание граничных условий на стенках

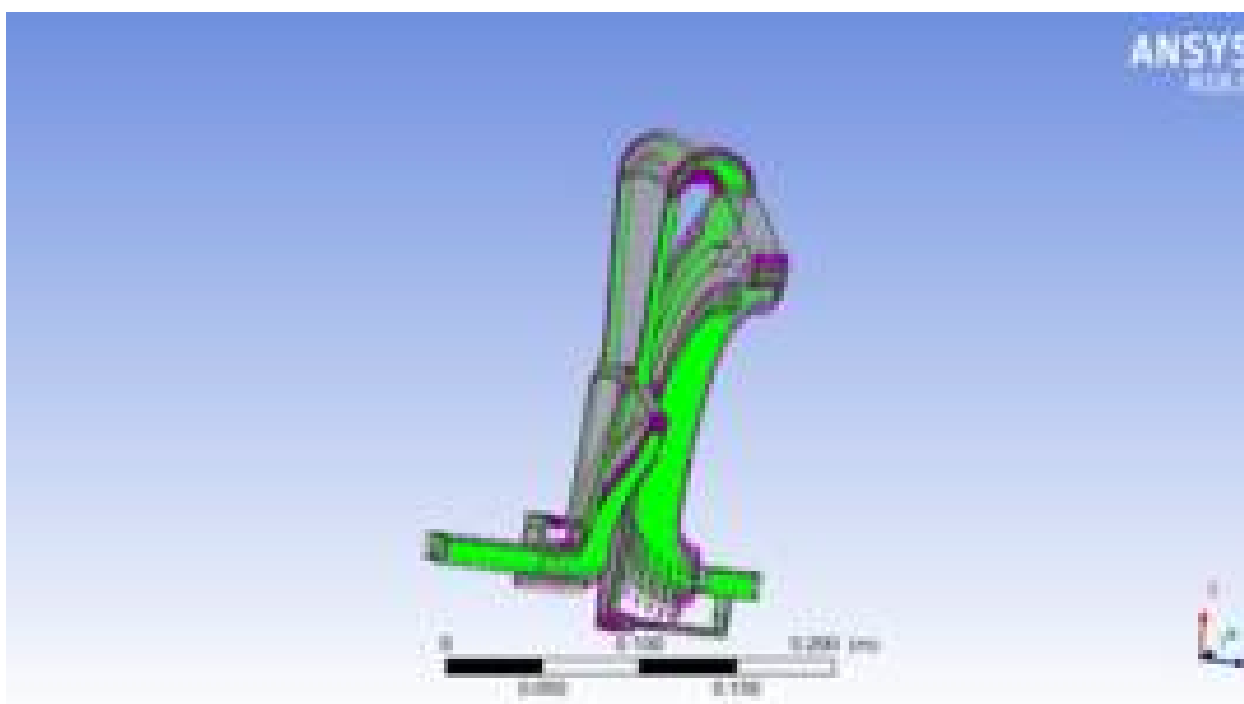


Рис. 1.12 Задание граничных условий на поверхностях periodical

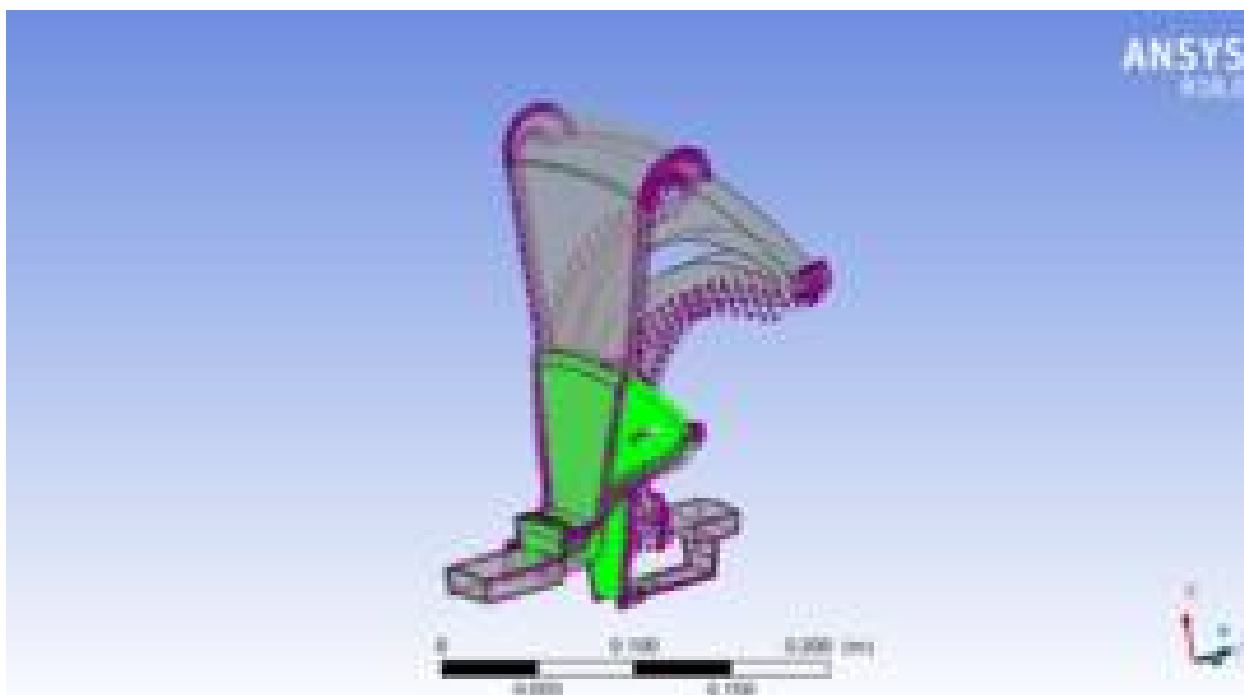


Рис. 1.13 Задание граничных условий на вращающихся стенках

2. Моделирование течения и анализ результатов

2.1 Исследование на сеточную независимость

Перед тем как начать расчёт нужно убедиться, что основные параметры сетки удовлетворяют минимальным условиям качества, иначе CFX-Solver будет прекращать расчёт.

Проверка качества сетки в CFX-Solver ведётся по трём параметрам:

Mesh Orthogonality, Mesh Expansion, Mesh Aspect Ratio.

Mesh Orthogonality – это ортогональность элементов, характеризующаяся углом между направлениями вектора, направленного по нормали к грани в точке интегрирования, и вектора, соединяющего соседние узлы. Минимальное значение ортогональности стеки не должно быть меньше 20° .

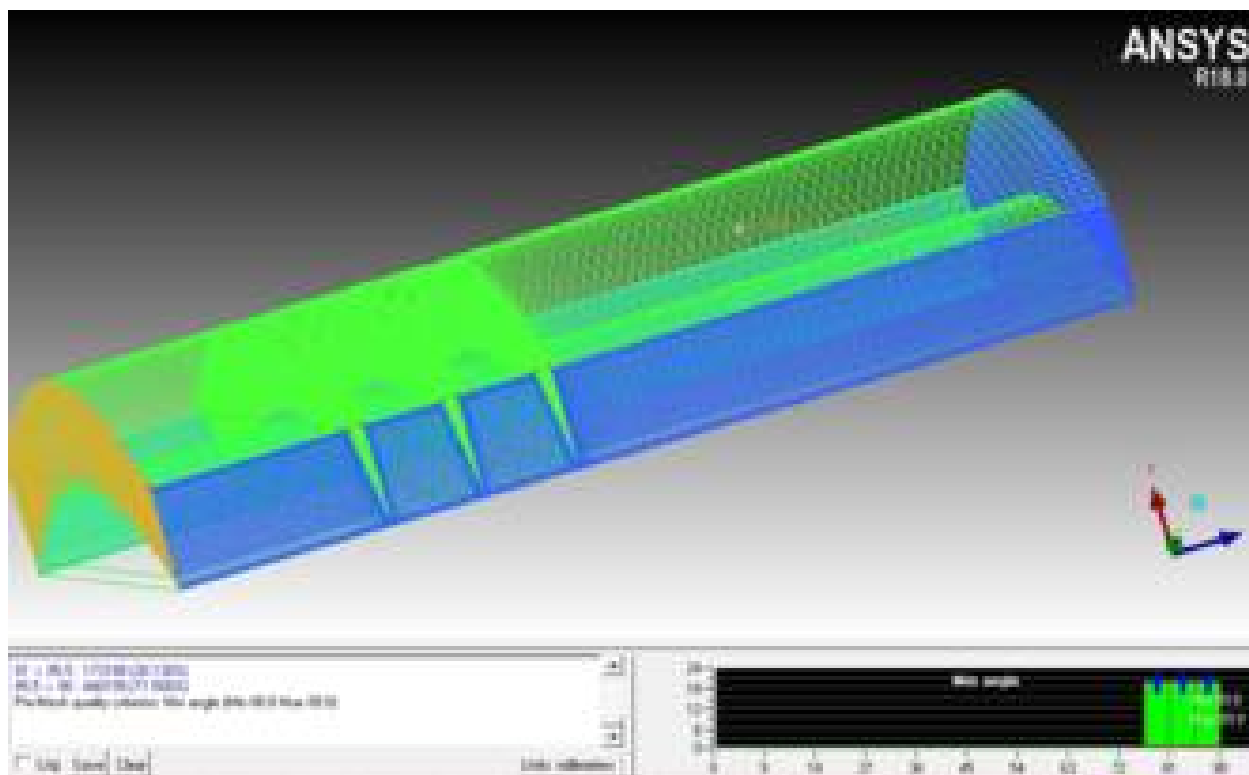


Рис. 2.1 Определение ортогональности сетки на уплотнениях покрывного диска

Mesh Expansion – это отношение максимального к минимальному расстоянию до точки контрольного объема. Этот параметр показывает отношение между объемами соседних элементов, во сколько раз один больше другого. Минимальная допустимое отношение объемов не должно превышать 20.

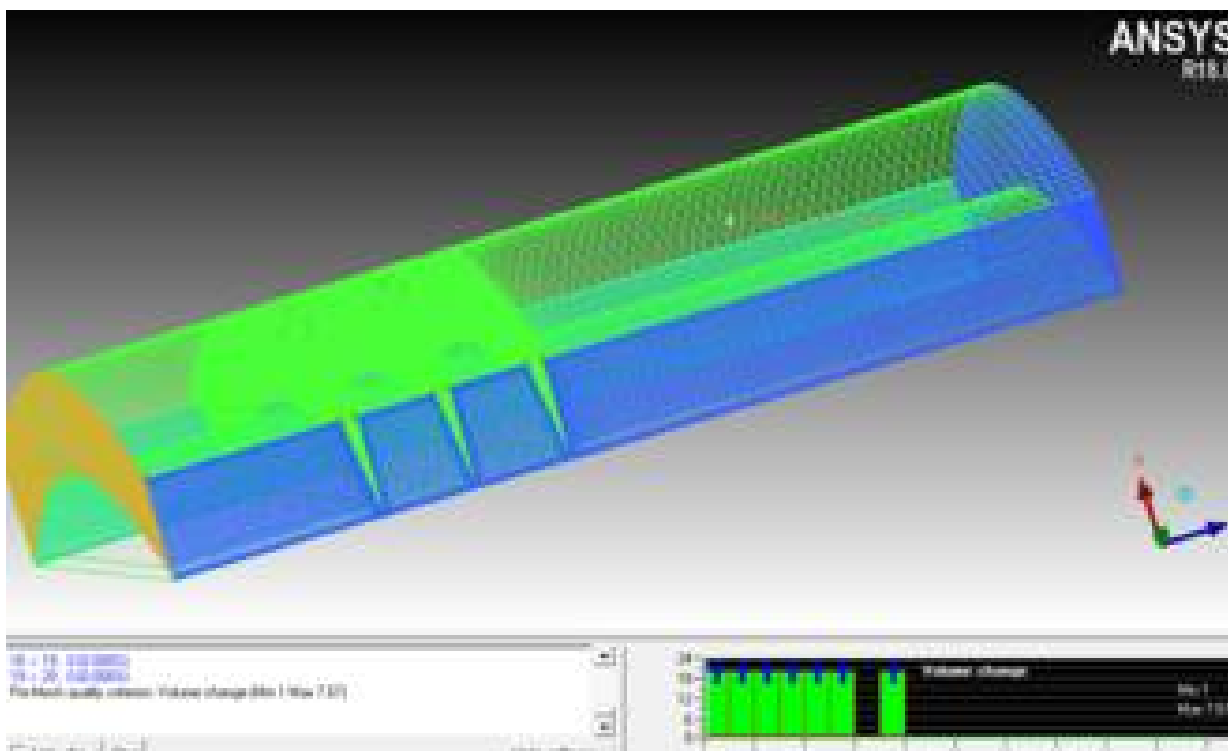


Рис. 2.2 Проверка сетки уплотнений покрывного диска на параметр Mesh Expansion

Mesh Aspect Ratio – это отношение длин отрезков, соединяющих центры тяжести контрольных элементов. Минимальное значение меньше 100.

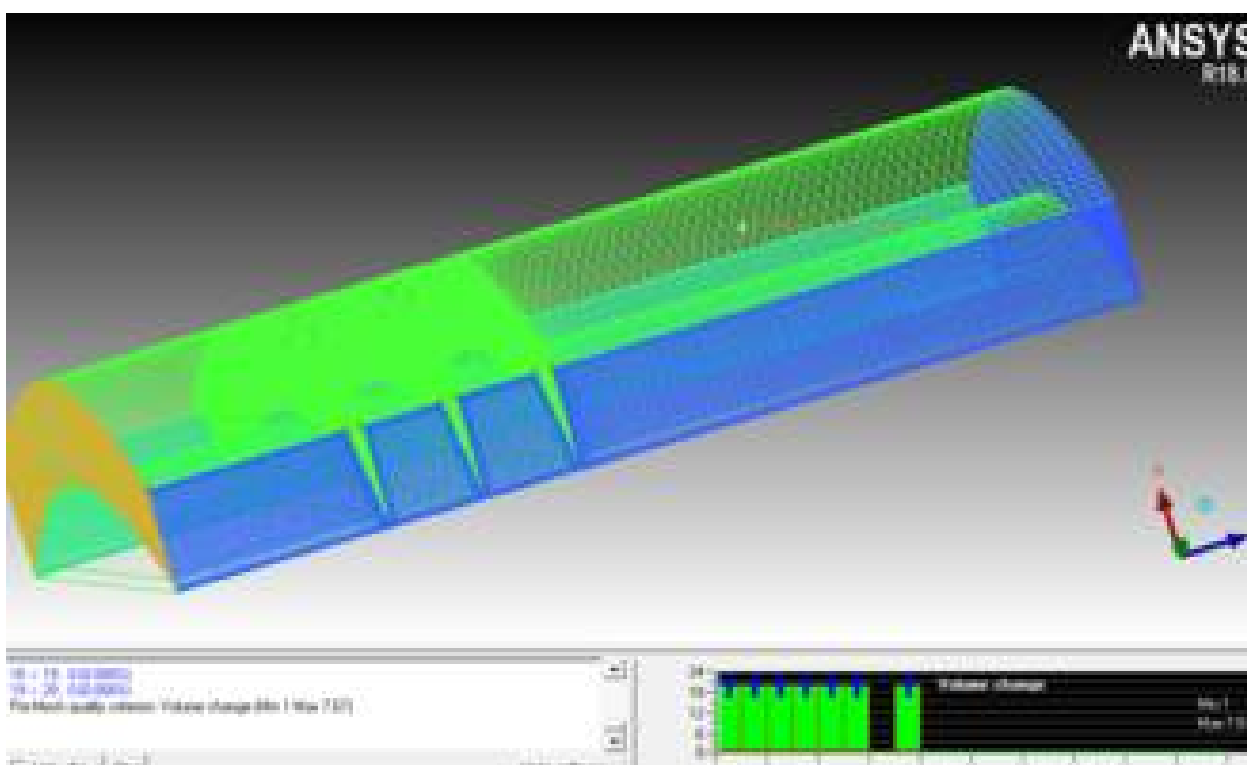


Рис. 2.3 Проверка сетки уплотнений покрывного диска на параметр Aspect Ratio

После проверки качества сетки приступаем к сгущению – выполнению пристеночного слоя. Пристеночный слой создавался с размером первого пристеночного элемента на уплотнениях 0,01мм, на остальных элементах 0,001 мм с увеличением последующих элементов в 1,2 раза.

Далее проверяем сеточную независимость, для этого выбираем модель турбулентности. Наша модель называется Shear Stress Transport(SST). Эта универсальная модель, объединяющая в себе две модели турбулентности: k-ε – хорошо описывает течение в свободном сдвиговом потоке; и k-ω – описывает течение в пристеночном пограничном слое. Поэтому модель турбулентности SST широко используется при решении задач для компрессоров и турбин.

Затем мы устанавливаем параметры для правильного решения задач. В нашем случае это давление и температура на входе и массовый расход на выходе. После этого проверяем сеточную модель в модуле CFX-Solver. И потом выбираем достаточную модель, подходящую модель для решения задачи.

Так как некоторые элементы проточной являлись сложными фигурами и построение удовлетворительной стеки на них было невозможным (значение ортогональности угла $\approx 0^\circ$). С целью получения приемлемого качества сетки было принято решение упростить геометрию в ряде элементов.

1) Рабочее колесо.

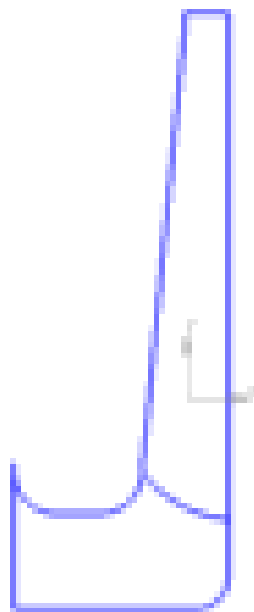


Рис. 2.4 Рабочее колесо до упрощения

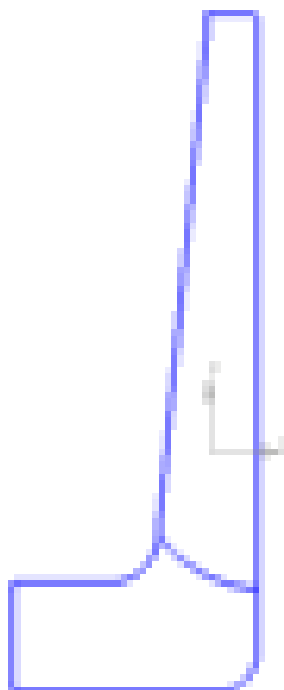


Рис 2.5 Рабочее колесо после упрощения

До упрощения в сечении 0-0 сетка получалась с минимальными углами около 7° . После упрощения получилось довести значение минимального угла до 36° .

2) Уплотнения.

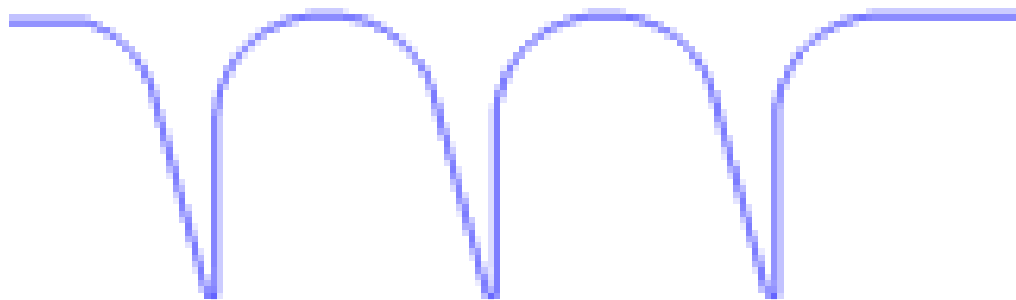


Рис. 2.6 Уплотнения до упрощения

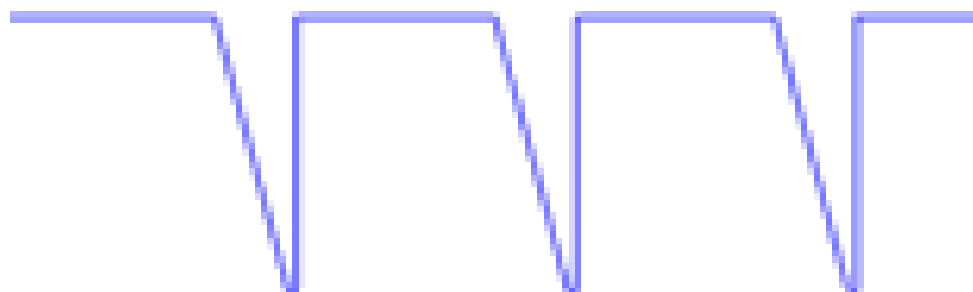


Рис 2.7 Уплотнения после упрощения

До упрощения на зубчиках сетка получалась с минимальными углами 0° .

После упрощения получилось довести значение минимального угла до 80° .

Исследования показали, что данные упрощения не влияют на картину течения в проточной части.

Для построения математической модели в ANSYS необходимо было разбить нашу ступень на отдельные элементы.

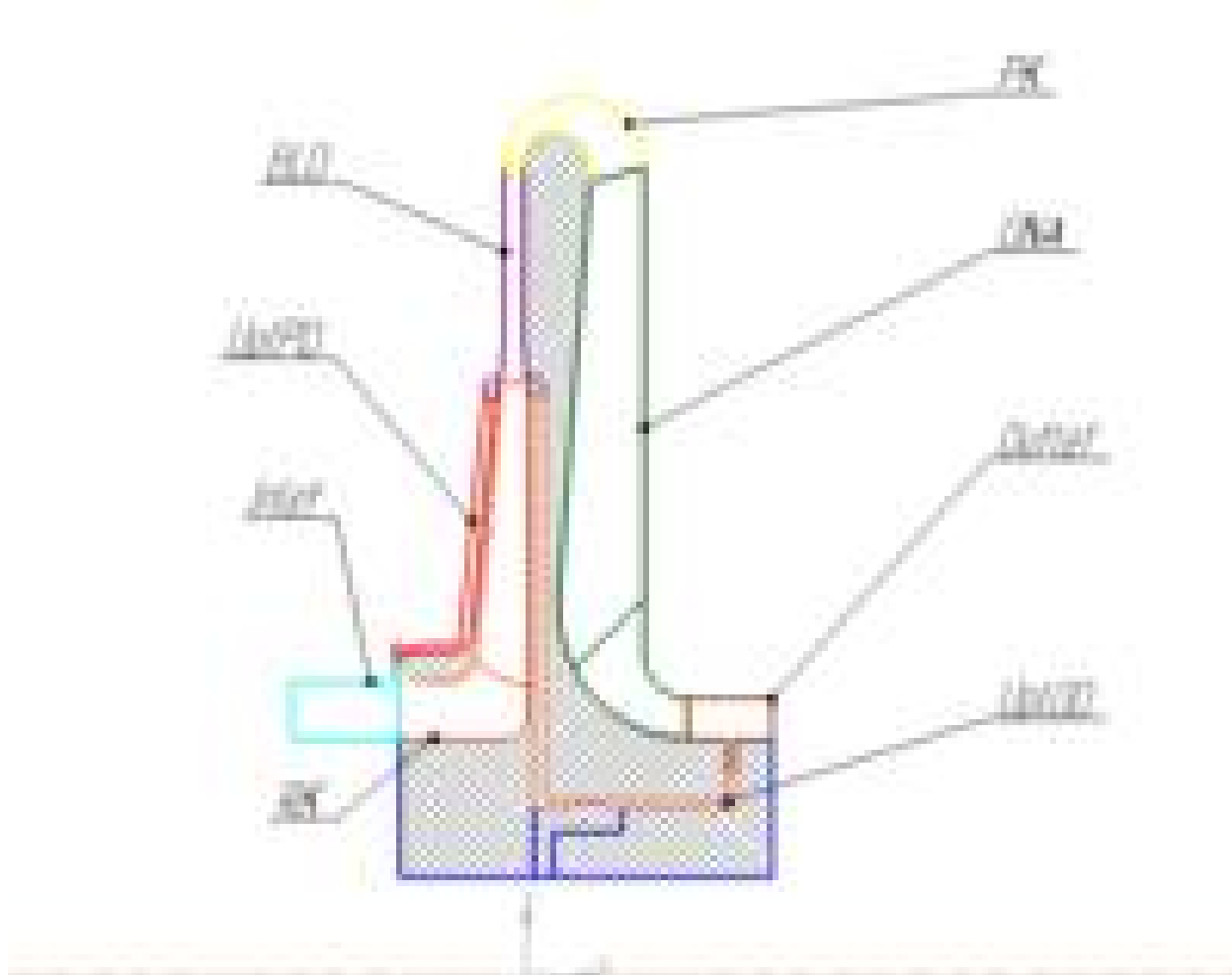


Рис. 2.8 Разбиение ступени на различные элементы

Количество узлов сетки в каждом элементе представлено в таблице 2.1

Таблица 2.1

Наименование узлов	Количество узлов сетки, млн
Inlet	0,34
UpIPD	1,02
BLD	0,42
RK	0,79
PK	1,16
UpIOD	1,7

ONA	2,21
Outlet	0,4

2.2 Валидация эксперимента

При моделирование течения, для хорошей сходимости мы подбирали оптимальное количество элементов сетки; упрощения геометрии для лучшего расположения блоков сетки; определили модель турбулентности.

Далее нужно было задать значение Timescale Factor. Эта настройка позволяет регулировать учет нестационарных явлений при моделировании задачи. Меньшие значения повышают учет нестационарности, большие – уменьшают. Следует учитывать, что при решении стационарной задачи, учет нестационарных явлений в большей степени играет негативную роль, так как не происходит схождение задачи. При неправильном определении Timescale Factor решение может не сойтись вовсе. При решении данной задачи было выбрано значение Timescale Factor=5.

Все расчеты проводились на вычислительных мощностях Суперкомпьютерного Центра «Политехнический». Решение показало хорошее схождение задачи, о чем можно судить по графикам, для сравнения приведу режим на максимальном расходе, точку оптимум и предпомпажный режим:

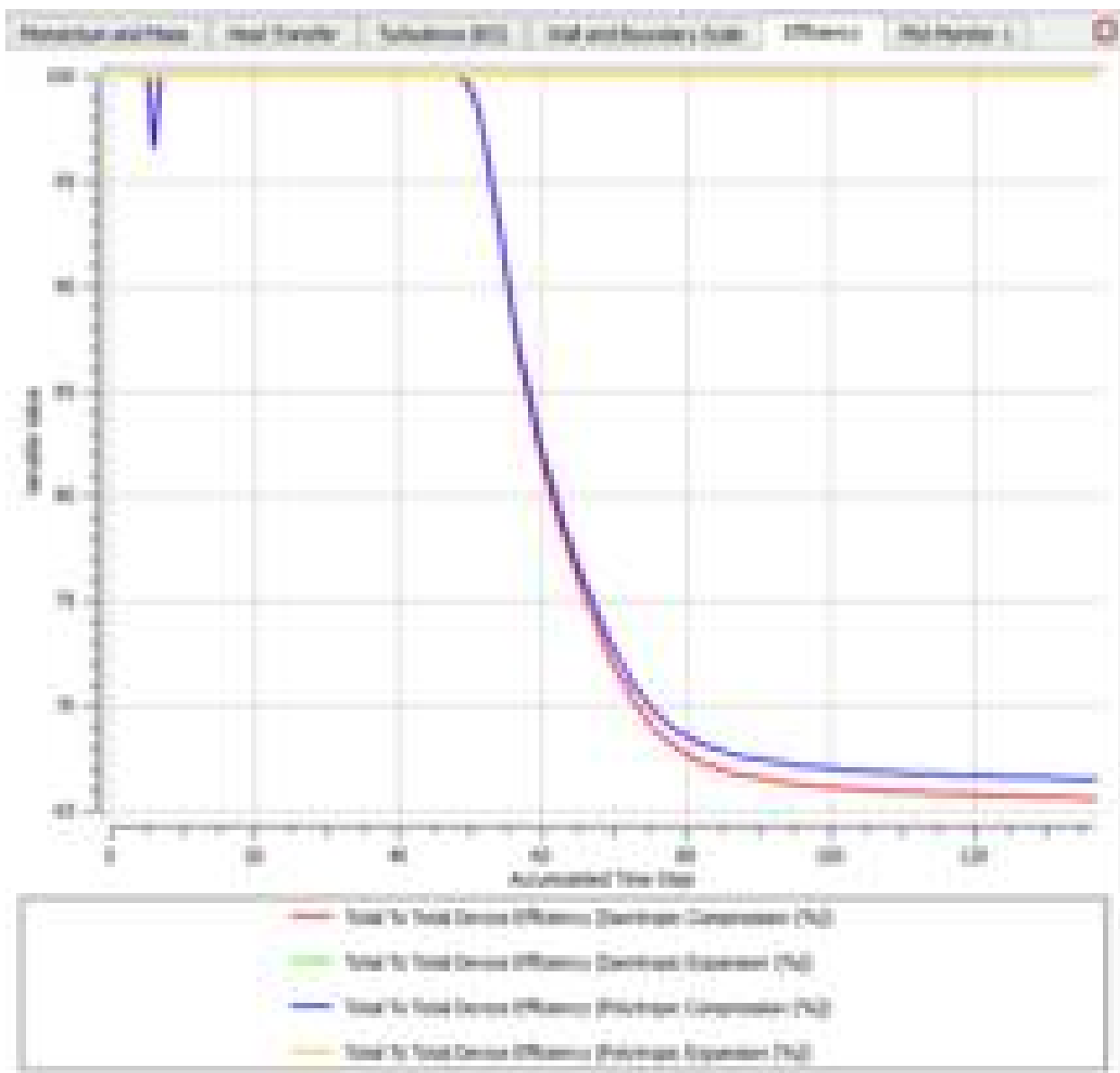


Рис. 2.9 График эффективности компрессора при максимальном массовом расходе 5,38 кг/с

Видим, что графики вышли в «полочку» - это говорит о хорошей сходимости

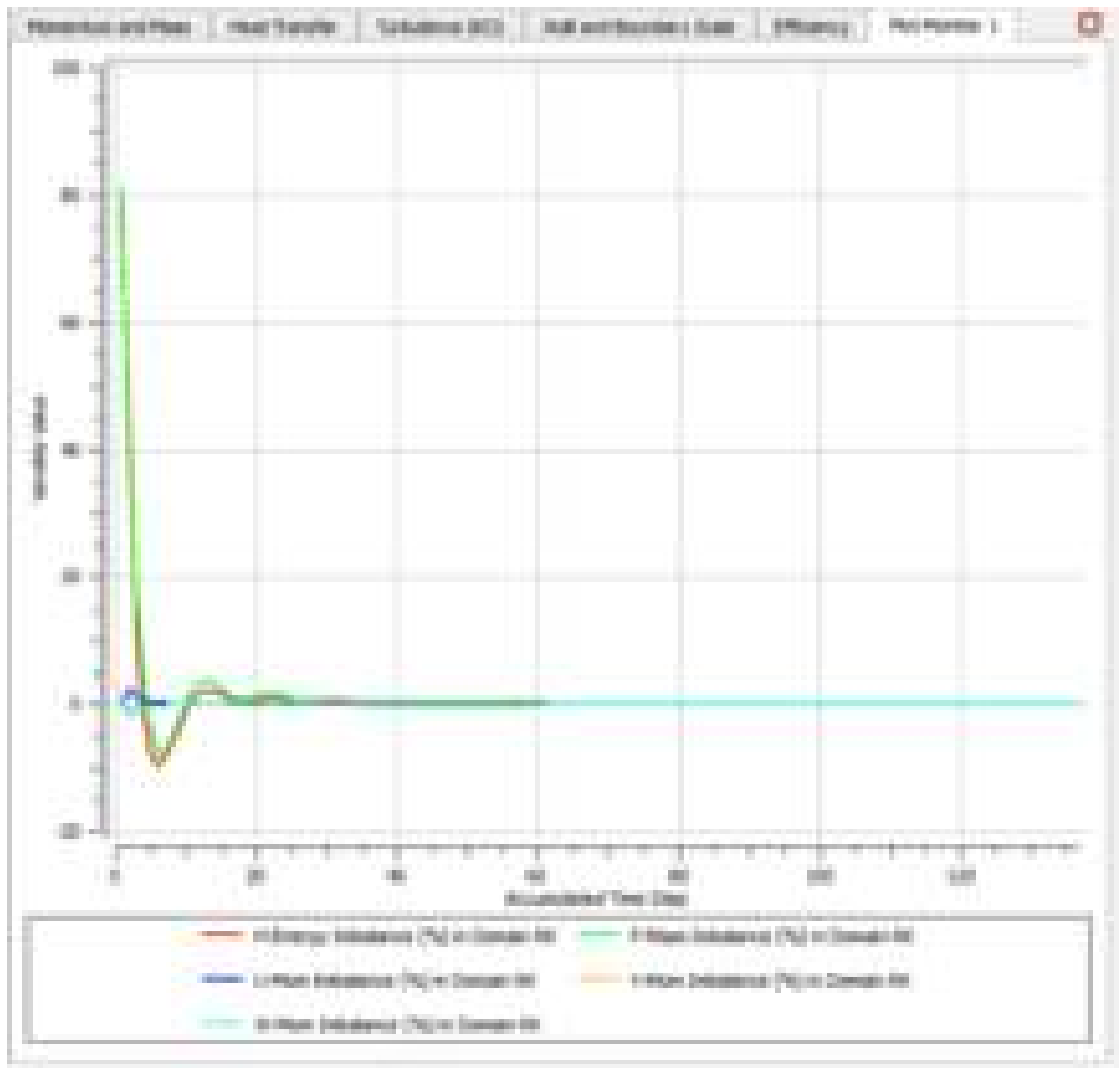


Рис. 2.10 График имбалансов в рабочем колесе при максимальном массовом расходе 5,38 кг/с

Видим, что все линии сошлись в одну – сходимость достигнута.

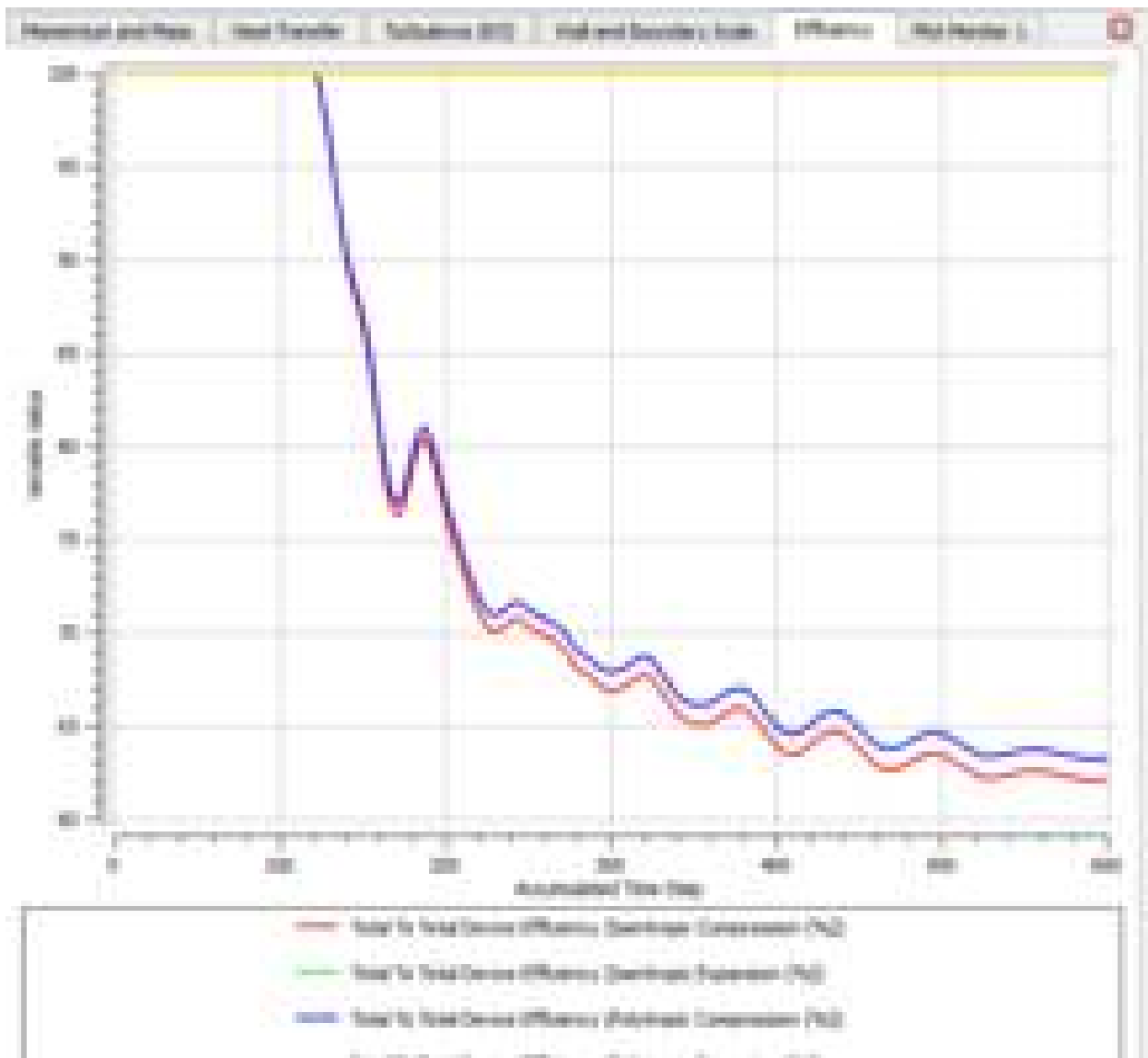


Рис. 2.11 График эффективности компрессора при минимальном массовом расходе 2,07 кг/с(предпомпажный режим)

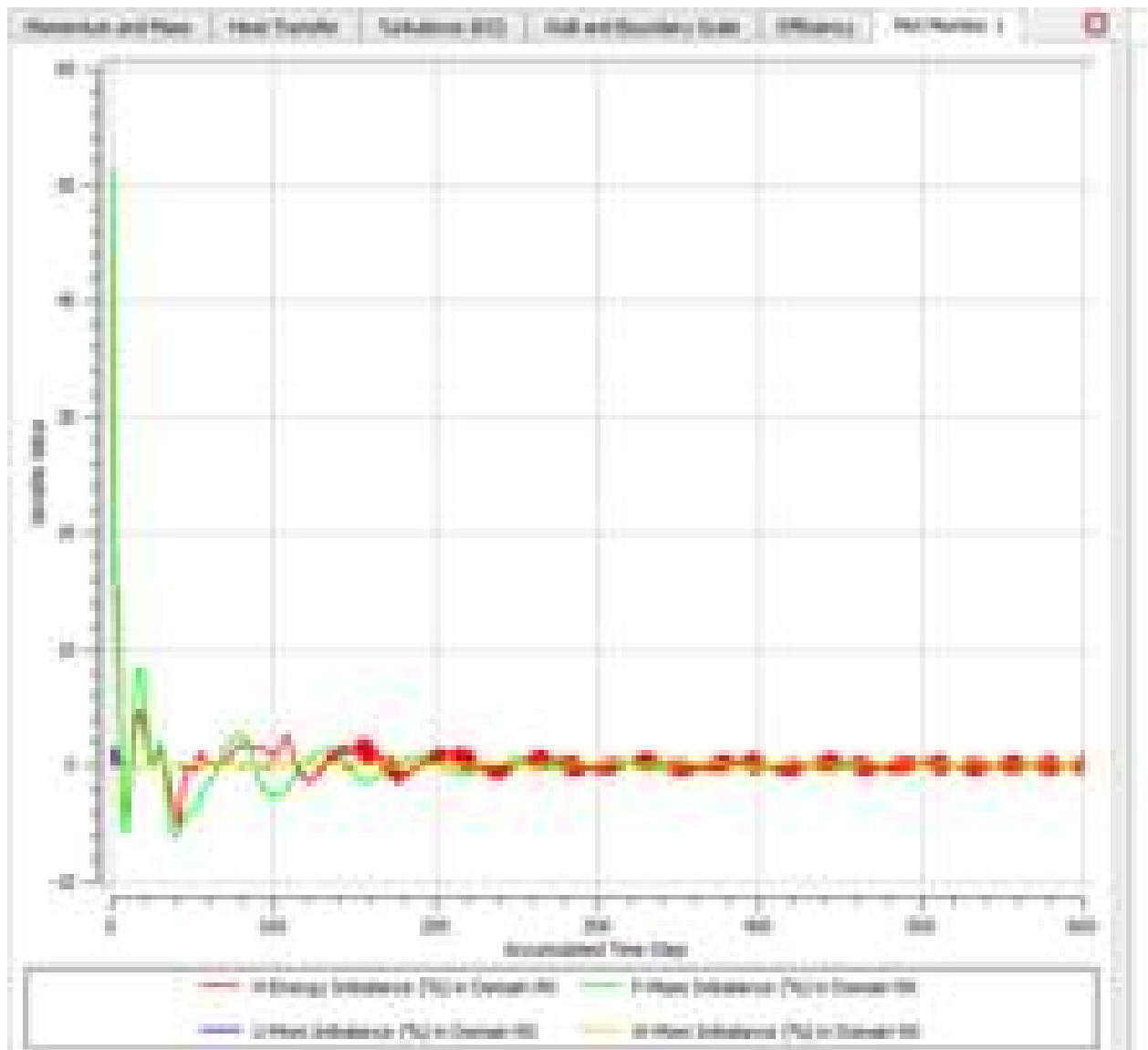


Рис. 2.12 График имбалансов в рабочем колесе при минимальном массовом расходе 2,07 кг/с(предпомпажный режим)

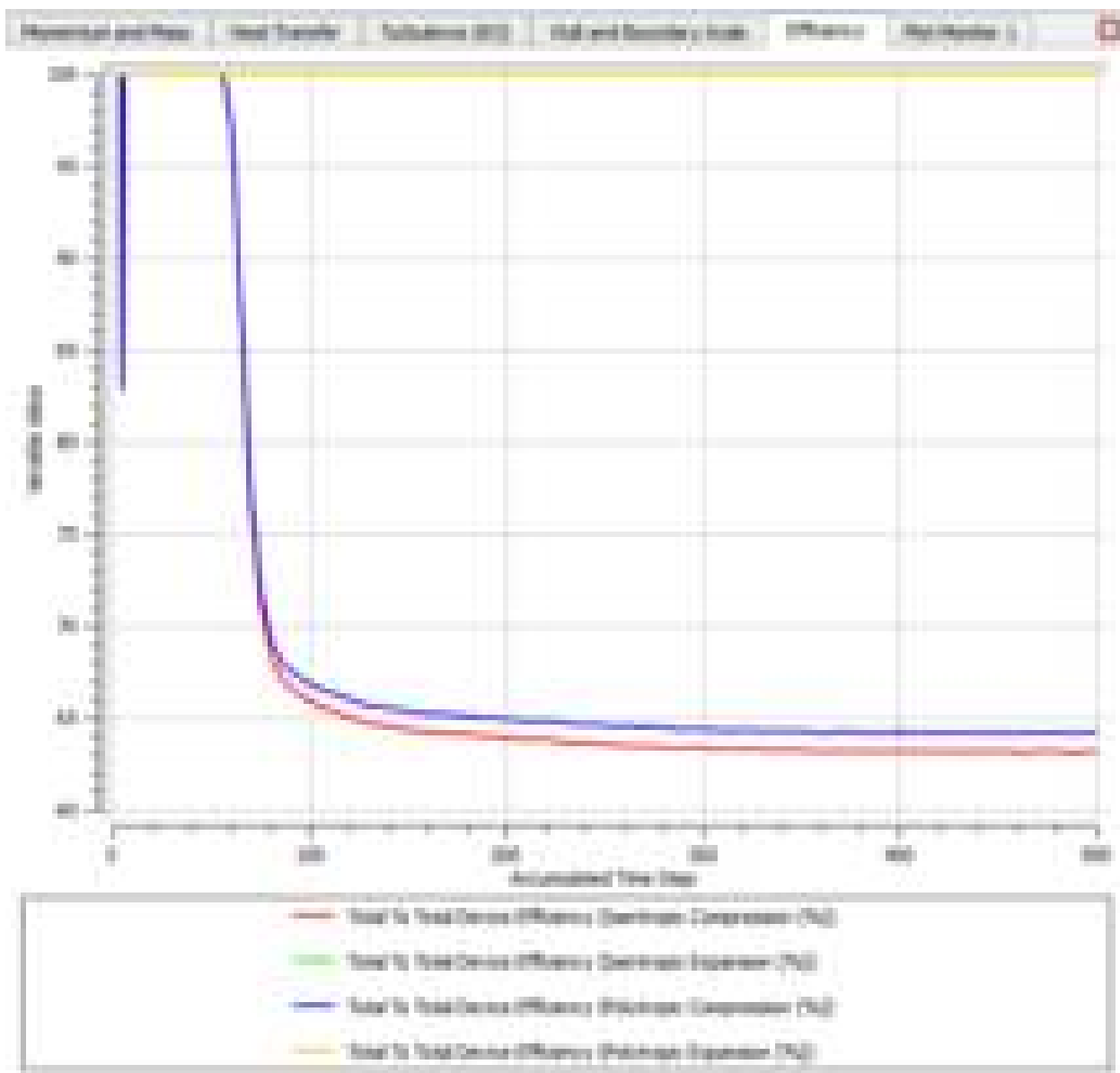


Рис. 2.13 График эффективности компрессора при оптимальном массовом расходе 3,72 кг/с

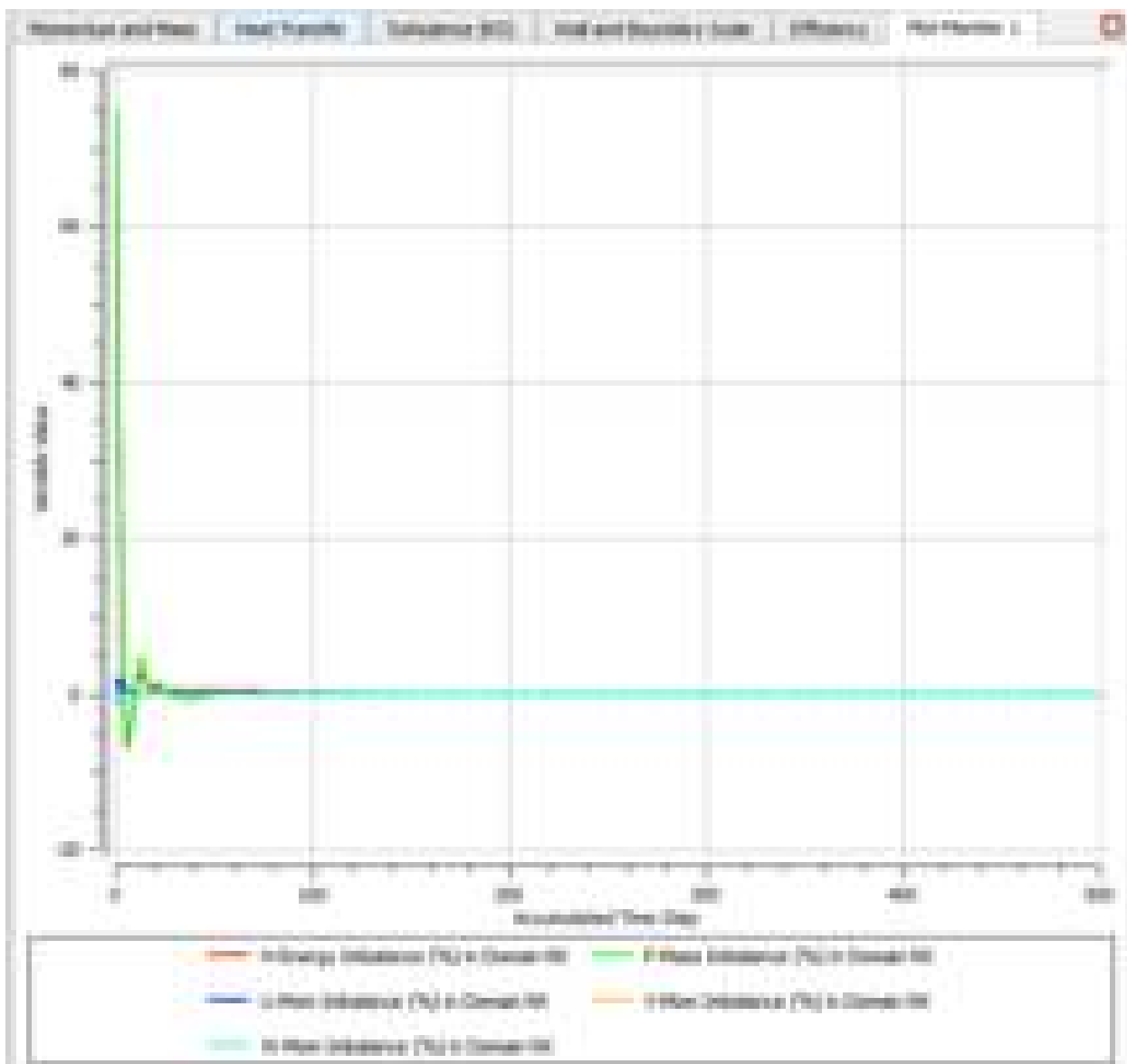


Рис. 2.14 График имбалансов в рабочем колесе при оптимальном массовом расходе 3,72 кг/с

Как видим из последних графиков: решение имеет сильные пульсации, что говорит о приближении к нестационарному режиму работы. Это препятствует линейному сходимости решения. На оптимальном режиме «полочка» эффективности больше, чем на остальных, значит решение сходится быстрее.

Теперь рассмотрим линии тока в рабочем колесе на предпомпажном режиме, оптимальном режиме и режиме с максимальным расходом.

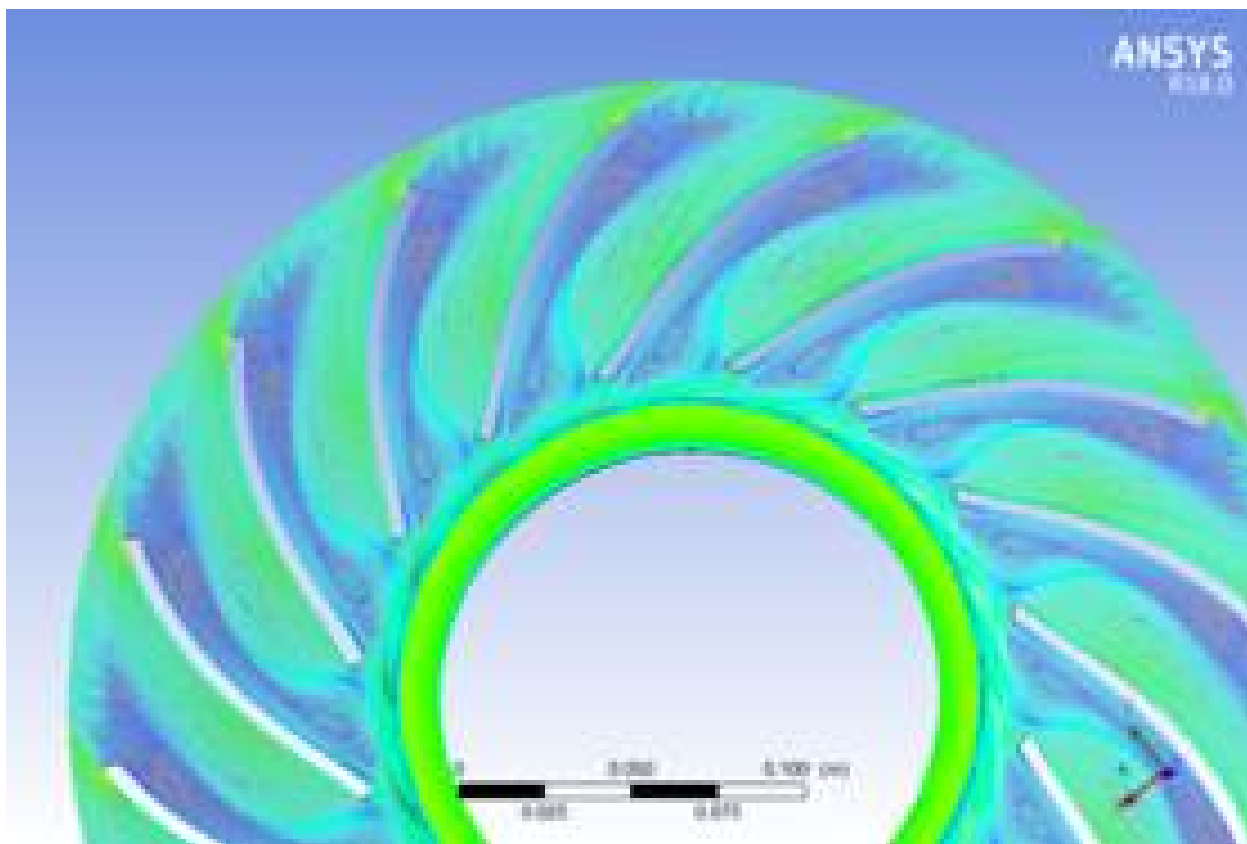


Рис. 2.15 Линии тока в предпомпажном режиме($m=2,07$ кг/с)

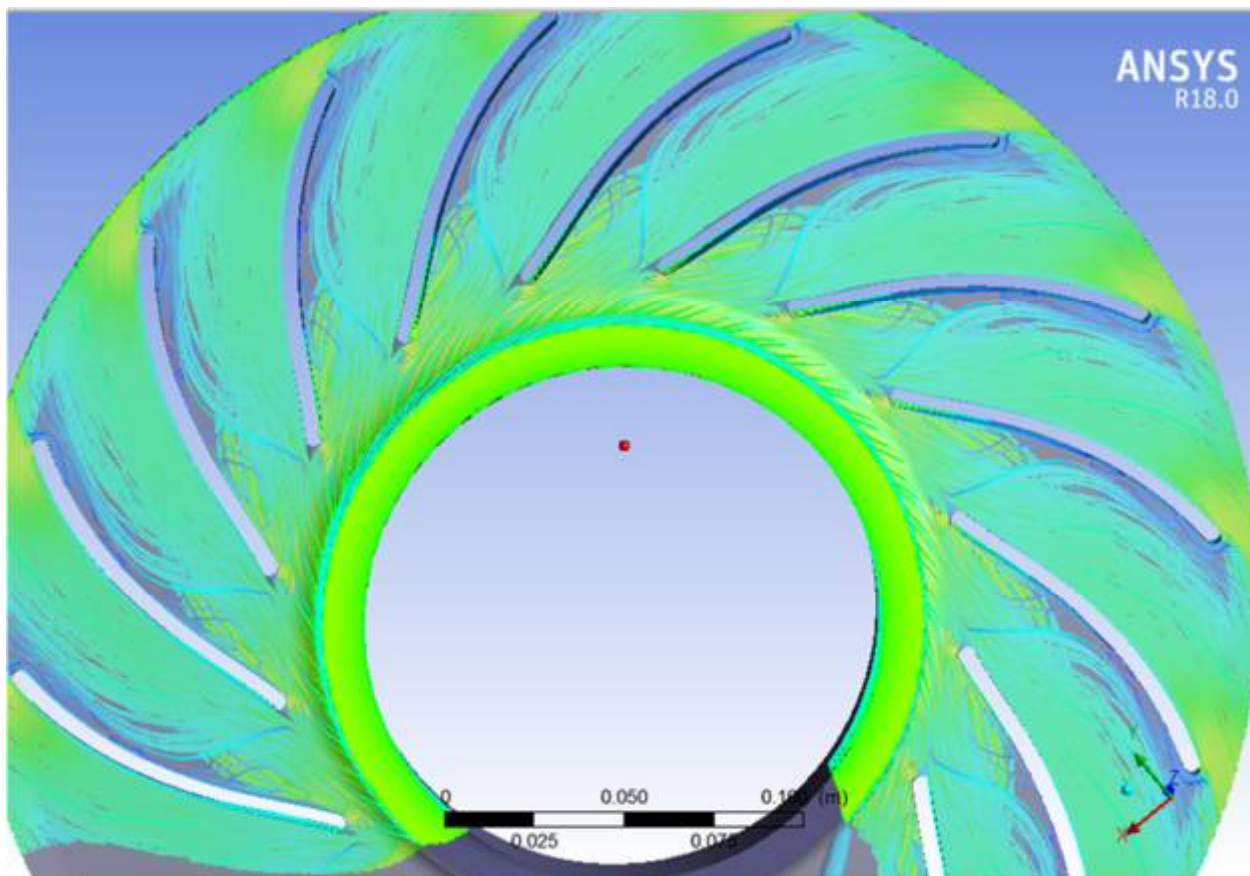


Рис. 2.16 Линии тока на оптимальном режиме($m=3,72$ кг/с)

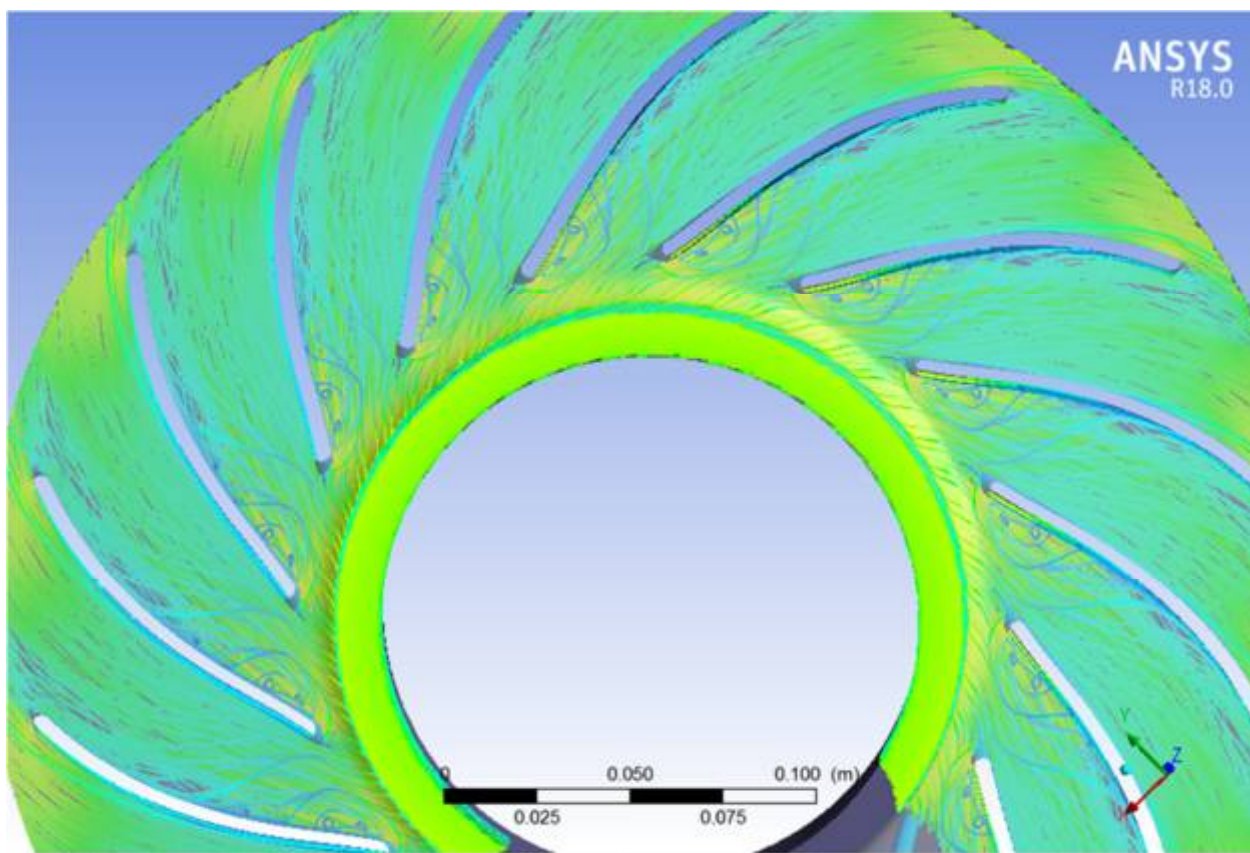


Рис. 2.17 Линии тока при максимальном расходе($m=5,38$ кг/с)

По картинам течения газа можно определить: при уменьшении расхода и расходной составляющей скорости, в рабочем колесе возрастают абсолютные скорости потока, а также сильнее выражены вихревые потоки в лопаточном аппарате, на задней поверхности лопатки. Также из треугольников скоростей видим, что уменьшается угол α_2 .

Рассмотрим полученные характеристики с помощью численного моделирования и сравним их с экспериментом.

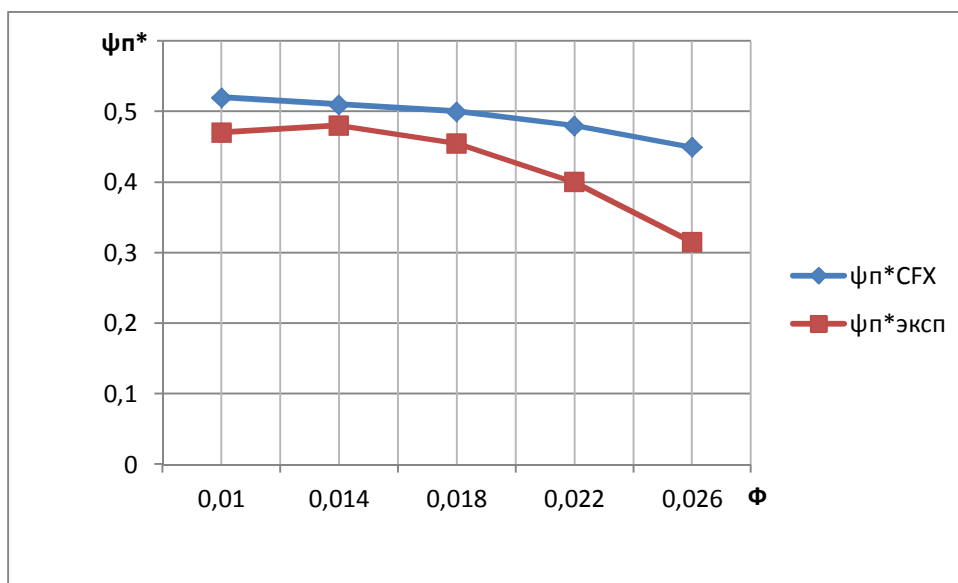


Рис.2.18 Зависимость коэффициента политропного напора по полным параметрам от условного коэффициента расхода(ромб – расчёт в ANSYS, квадрат – эксперимент)

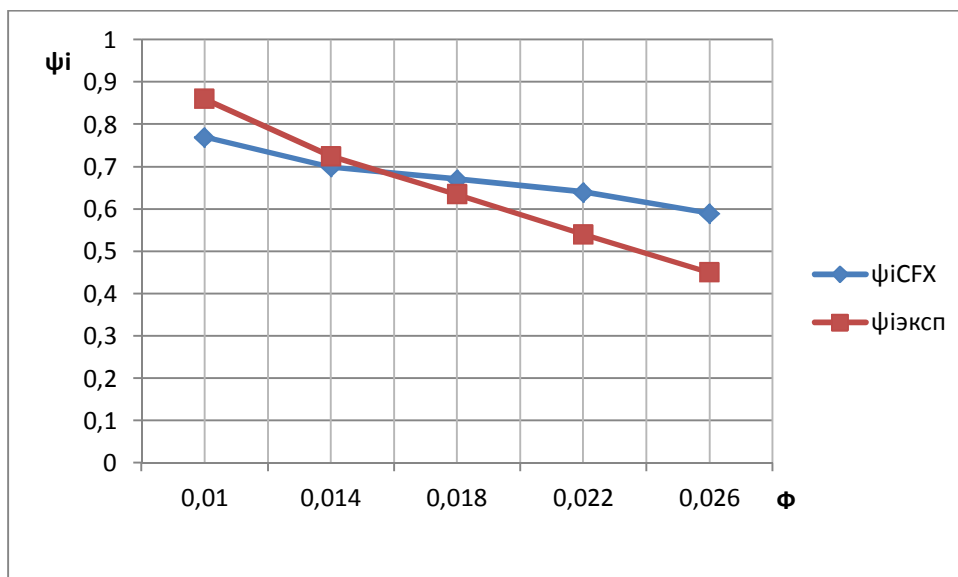


Рис.2.19 Зависимость коэффициента внутреннего напора от условного коэффициента расхода(ромб – расчёт в ANSYS, квадрат – эксперимент)

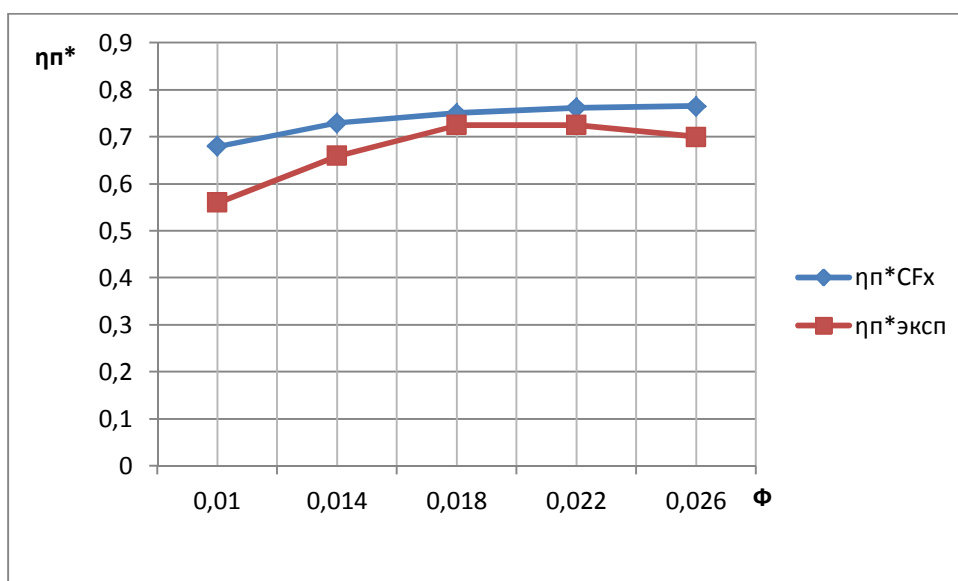


Рис.2.20 Зависимость политропного КПД по полным параметрам от условного коэффициента расхода(ромб – расчёт в ANSYS, квадрат – эксперимент)

Из графиков видно, что ни одна характеристика не сошлась точно-в-точь. Это может быть связано с неточностью в построении математической модели или неокончательном схождении решения. Характеристики политропного напора по полным параметрам и

политропного КПД по полным параметрам проходят выше, по сравнению с экспериментом. Средняя погрешность составила: для $\psi_{\Pi}^* = 14\%$, для $\eta_{\Pi}^* = 9\%$, для $\psi_i = 12\%$.

2.3 Исследование на шероховатость

Влияние шероховатости на потери обусловлено множеством факторов: формой бугорков, плотность их расположения, соотношением между высотой бугорков и расстоянием между ними, чередованием гладких участков и выступов.

Шероховатость поверхности – показатели, обозначающие определенное количество неровностей поверхности измеряемых сверхмалыми отрезками при базовой величине длины.

Для определения шероховатости пользуются двумя параметрами – Ra и Rz. Параметр Ra обозначает значение профиля с возможными отклонениями. Параметр Rz обозначает высоту измеряемых неровностей по 10 точкам. Оба параметра измеряются в мкм.

В технике, в том числе и в программном модуле ANSYS CFX, широко исследована эквивалентная песочная шероховатость. Она образуется зёрнами песка плотно расположенными, на исследуемой поверхности[3]. Определяется эквивалентная песочная шероховатость по следующей формуле:

$$k_s = 2,19 \cdot Ra^{0,877}, \quad (2.1)$$

где k_s – высота бугорков зёрен песка[3].

Для проведения испытания мной были приняты следующие значения шероховатости: Ra 6,3 и Ra 12,5. При пересчёте по формуле 2.1, получаем значение эквивалентной песочной шероховатости $k_s = 11$ и 20 мкм соответственно.

Далее мы задавали нашу шероховатость для каждой стенки в модуле CFX-Pre. Задание шероховатости проходит во вкладке Domain, затем выбираем Roughness wall и задаём необходимое значение шероховатости.

Результаты эксперимента приведены на графиках ниже.

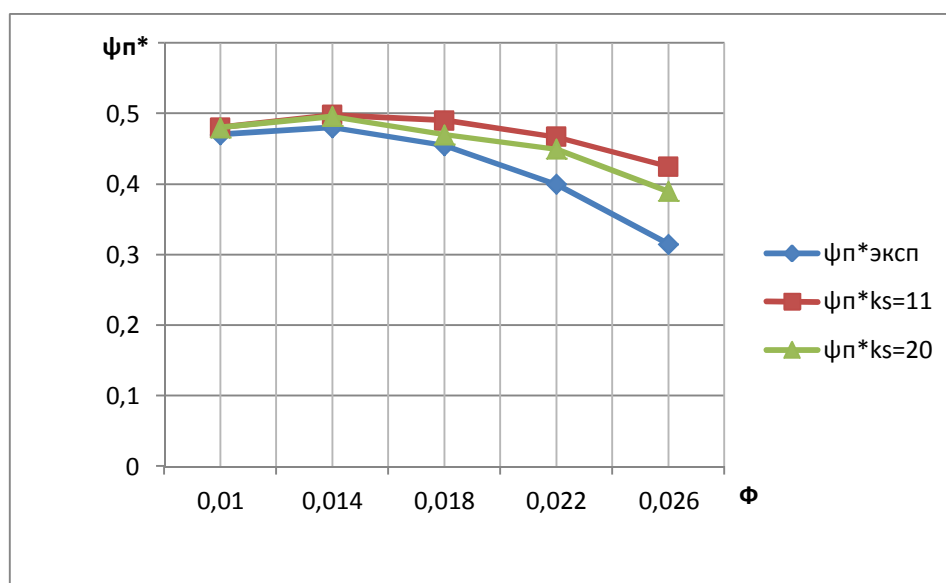


Рис. 2.21 Зависимость коэффициента политропного напора по полным параметрам от условного коэффициента расхода (ромб – эксперимент; квадрат – расчёт с эквивалентной песочной шероховатостью 11мкм; треугольник - расчёт с эквивалентной песочной шероховатостью 20мкм)

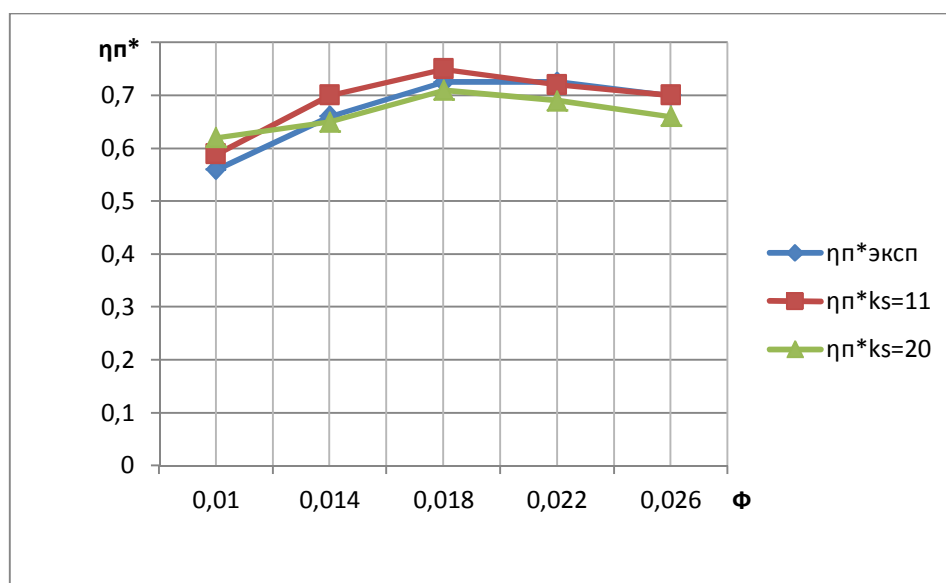


Рис. 2.22 Зависимость политропного КПД по полным

параметрам от условного коэффициента расхода(ромб – эксперимент, квадрат – расчёт с эквивалентной песочной шероховатостью 11мкм; треугольник - расчёт с эквивалентной песочной шероховатостью 20мкм)

Как видно из графиков, при уменьшение шероховатости поверхности характеристика сдвигается вверх. Это связано с уменьшением сопротивлению движению потока в пограничном слое. Смыкание потока становится меньше.

Также видим, что при уменьшении шероховатости растёт КПД точки оптимума, однако после значения становятся практически одинаковыми для всех значений шероховатости. Это можно объяснить тем, что при увеличении массового расхода количество газа протекающего через каналы увеличивается, а значит сопротивление движению на стенках становится сильнее и данное значение шероховатости не обеспечивает приемлемого протекания потока.

При гидравлически гладкой модели характеристики ступени завышены(рис. 2.23 и 2.24), поэтому принято решение данную характеристику исключить из графиков.

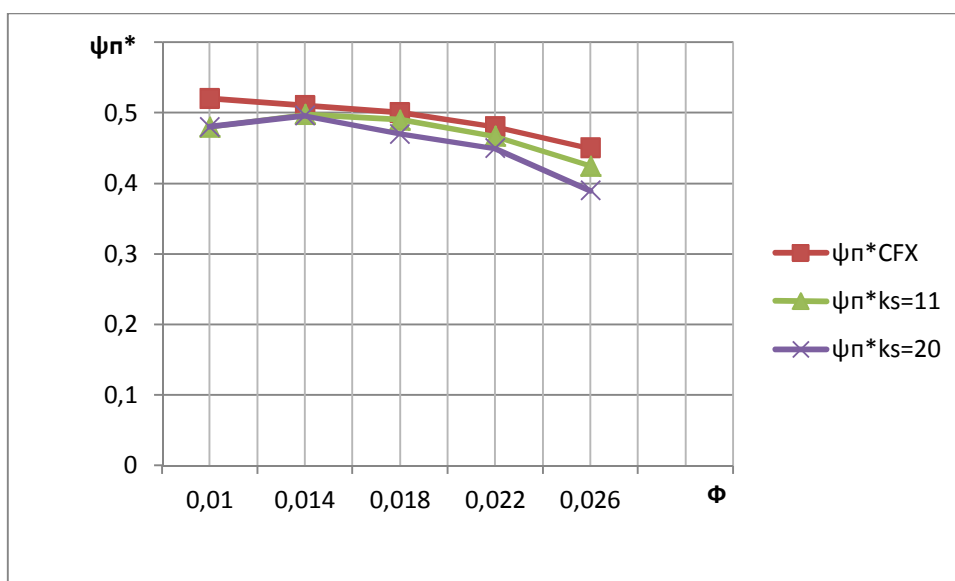


Рис. 2.23 Зависимость коэффициента политропного напора по полным параметрам от условного коэффициента расхода(квадрат – расчёт гидравлически гладкой поверхности; треугольник - расчёт с эквивалентной песочной шероховатостью 11мкм; крест - расчёт с эквивалентной песочной шероховатостью 20мкм)

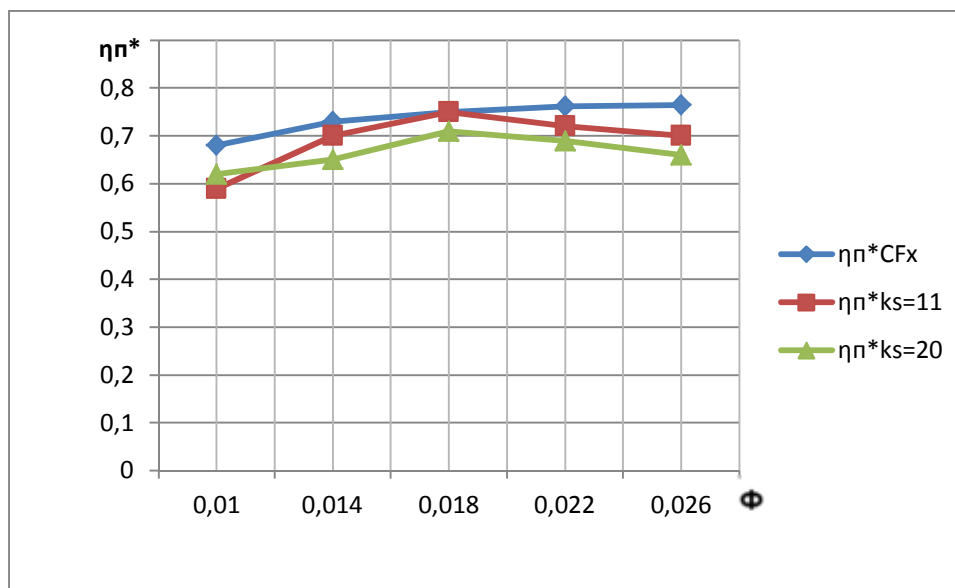


Рис. 2.24 Зависимость политропного КПД по полным параметрам от условного коэффициента расхода(ромб – расчёт гидравлически гладкой поверхности; треугольник - расчёт с эквивалентной песочной шероховатостью 20мкм; квадрат - расчёт с эквивалентной песочной шероховатостью 11мкм)

Заключение

По итогам работы была проанализирована и исследована степень высокого давления СВД-14. Ступень является малорасходной высоконапорной, поэтому зона её устойчивой работы очень узкая, можно судить по характеристикам.

Численный эксперимент проводился в программном комплексе ANSYS CFX 18.0. Были описаны рекомендации по построению сетки. Также отмечены упрощения геометрии необходимые для построения качественной сетки. Определено достаточное количество элементов в блоках сетки и пристеночном слое.

Целью работы была верификация натурального эксперимента и получение газодинамических характеристик ступени с помощью численного моделирования течения газа. Данная цель была достигнута. Получившиеся характеристики, с помощью численного моделирования ANSYS, показали удовлетворительную погрешность. Среднее значение погрешности составили: для коэффициента политропного напора по полным параметрам – 14%; для коэффициента внутреннего напора – 12%; для политропного КПД по полным параметрам – 9%.

Также была достигнута другая цель – расчёт модели с учётом различной шероховатости поверхности. Были получены характеристики, показывающие сдвиг характеристики вверх при уменьшении размеров бугорков и неровностей эквивалентной песочной шероховатости. Обобщив полученные результаты, можно сделать вывод: уменьшение неровностей поверхности проточной части компрессора ведёт к увеличению его характеристик, однако это в свою очередь повышает стоимость изготовления деталей. Поэтому следует искать оптимального значения шероховатости с точки зрения характеристик компрессора и стоимости его изготовления.

Можно сделать вывод, что программный комплекс ANSYS CFX 18.0 применим для численного моделирования течения газа в малорасходных высоконапорных ступенях центробежного компрессора.

Список использованной литературы

1. Галёркин Ю.Б., Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчёт и проектирование проточной части: ООО «Информационно-издательский центр «КХТ». 2010 – 596 с. – С ил.
2. Консультант плюс [электронный ресурс] URL:
http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_137637/
3. Садовский Н.И., Повышение эффективности малорасходных ступеней центробежных компрессоров высокого и сверхвысокого давления на основе изучения влияния числа Рейнольдса и шероховатости на

рабочие процессы : Дис., канд. тех. наук / Садовский Н.И. СПбГТУ
1994г.

4. Под редакцией Галёркина Ю.Б., Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ: издательство Политехнического университета Санкт-Петербург 2010г.
5. Солдусова Е.А., Основные сведения о программном комплексе ANSYS. Геометрическое моделирование: учеб.-метод. пособ./ Е.А.Солдусова – Самара: Сам. гос. техн. ун-т 2010. 54 с. – с ил.
6. Ansys 18.0 Workbench Tutorial
7. Южно-Уральский государственный университет [электронный ресурс] URL: https://supercomputer.susu.ru/users/instructions/cfx_arch/ (дата обращения 23.05.2019)
8. Моделирование проточной части и расчет потока в каскаде осевого компрессора с учетом трехмерной структуры течения газа и наличия радиальных зазоров: учеб. пособие/ [О.В. Батурины др.]. –Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. –119с.: ил.