

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ

ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)» (СГАУ)

Сопряжённое моделирование рабочего колеса турбины турбонасосного агрегата ЖРД

Электронное учебное пособие

Работа выполнена по мероприятию блока 2 «Развитие и повышение эффективности научно-инновационной деятельности» и блока 3 «Развитие информационной научно-образовательной среды и инфраструктуры» Программы развития СГАУ на 2009 – 2018 годы по проекту «Разработка технологии и методического обеспечения для создания виртуального жидкостного ракетного двигателя (ЖРД)»
Соглашение № 2/11 от 03 июня 2013 г.

С А М А Р А

2013

УДК СГАУ: 621.438.001.2 (075)

С 647

Авторы: **Кривцов Александр Васильевич,**
Тисарев Андрей Юрьевич,
Шкловец Александр Олегович,
Шаблий Леонид Сергеевич,
Белоусов Анатолий Иванович.

Рецензент: д-р техн. наук, проф. **С.В. Фалалеев.**

Сопряжённое моделирование рабочего колеса турбины турбонасосного агрегата ЖРД [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие / А.В. Кривцов, А.Ю. Тисарев, А.О. Шкловец, Л.С. Шаблий, А.И. Белоусов; М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). – Электрон. текстовые и граф. дан. (10,1- Мбайт). - Самара, 2013. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

В учебном пособии описаны основные приёмы сопряжённого моделирования (газодинамического, теплового и прочностного) состояния элементов рабочих колёс турбин турбонасосного агрегата ЖРД. Сведения по работе с программным комплексом ANSYS, приведённые в пособии, позволяют студентам проводить самостоятельные исследования напряжённо-деформированного состояния диска и лопатки, нагруженных центробежными, газодинамическими и термическими нагрузками. Это позволяет улучшать понимание происходящих при работе ТНА ЖРД процессов и повышать качество усвоения материала.

Учебное пособие предназначено для подготовки специалистов, обучающихся по специальности 160302 «Ракетные двигатели» (ГОС-2), изучающих дисциплины «Моделирование рабочих процессов РД» в 6 семестре и «Динамика и прочность РД» в 7 семестре, для специалистов направления подготовки 160700.65 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» (ФГОС-3), изучающих дисциплину «Моделирование потоков в лопаточных машинах» в 7 семестре и «Проектирование турбонасосных агрегатов» в 8 семестре; - для магистрантов по направлению 160700.68 «Двигатели летательных аппаратов», изучающих дисциплину «Исследование рабочего процесса ракетных двигателей и энергетических установок» в А-семестре.

Разработано на кафедрах теории двигателей летательных аппаратов и конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2013

СОДЕРЖАНИЕ

ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ	4
ВВЕДЕНИЕ	5
1 ОСОБЕННОСТИ ФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В РАБОЧИХ КОЛЁСАХ ТУРБИН ТНА	7
1.1 Общие требования к турбинам ТНА ЖРД и параметры, определяющие их эффективность.....	7
1.2 Конструктивные особенности и условия работы колёс турбин ТНА	11
1.2.1 Осевые турбины ТНА	11
1.2.2 Радиальные турбины ТНА	22
2 МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В РАБОЧИХ КОЛЁСАХ ТУРБИН ТНА	23
2.1 Создание модели основного тракта турбины в <i>Design Modeler</i>	24
2.2 Создание на основе твёрдотельной модели тракта сеточной модели в <i>Ansys Meshing</i>	33
2.3 Настройка расчётной модели основного тракта турбины <i>Ansys CFX-Pre</i>	39
2.4 Расчёт и анализ полученных результатов	51
3 МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ И ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ПРИТРАКТОВЫХ ПОЛОСТЯХ ТУРБИНЫ.....	58
3.1 Создание геометрии притрактных полостей и рабочего колеса	59
3.2 Построение конечно-элементной сетки	61
3.3 Настройка расчётной модели в <i>Ansys CFX-Pre</i>	68
3.4 Расчёт и анализ результатов	79
4 МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КОЛЕСА ТУРБИНЫ.....	82
4.1 Разработка геометрической модели рабочего колеса турбины ТНА	82
4.2 Построение сеточной модели диска турбины	91
4.3 Задание нагрузки и граничных условий.....	97
4.4 Расчёт и анализ полученных результатов	107
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	112
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	113

ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

ЖРД – жидкостный ракетный двигатель

ЖГГ – жидкостный газогенератор

ТНА – турбонасосный агрегат

НДС – напряжённо-деформированное состояние

CAD – computer-aided design

CAE – computer-aided engineering

ЛКМ – левая кнопка мыши

ПКМ – правая кнопка мыши

РК – рабочее колесо

ГУ – граничное условие

ВВЕДЕНИЕ

Настоящее учебное пособие «Сопряжённое моделирование рабочего колеса турбины турбонасосного агрегата ЖРД» представляет собой часть комплекса пособий, предназначенных для подготовки высококвалифицированных специалистов по специальности 160302 «Ракетные двигатели» и направлениям подготовки 160700.65 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» и 160700.68 «Двигатели летательных аппаратов» на основе использования сопряжённых (гидро- и газодинамических, термодинамических, тепловых, прочностных, деформационных, динамических и технологических) моделей оценки параметров эффективности создаваемых изделий и управления ими на этапах проектирования и доводки.

На основе данных, полученных в ходе выполнения курсовых проектов по дисциплинам «Теория и расчёт лопаточных машин агрегатов ракетных двигателей», «Проектирование турбонасосных агрегатов» студенту предлагается самостоятельно, получая консультации преподавателя, рассчитывать напряжённо-деформированное состояние рабочего колеса турбины турбонасосного агрегата жидкостного ракетного двигателя в сопряжённой постановке. Для этого необходимо сначала рассчитать гидродинамические процессы в основном тракте турбины, затем усложнить модель включением в расчёт притрактных полостей и учётом влияния теплообмена с материалом диска турбины [1], а далее, используя полученные данные в качестве граничных условий, рассчитать напряжённо-деформированное состояние рабочего колеса.

В качестве примера использована основная турбина турбонасосного агрегата жидкостного ракетного двигателя. Турбина осевая, одноступенчатая, бандажированная.

Внешний вид рабочего колеса этой турбины представлен на рисунке 1.

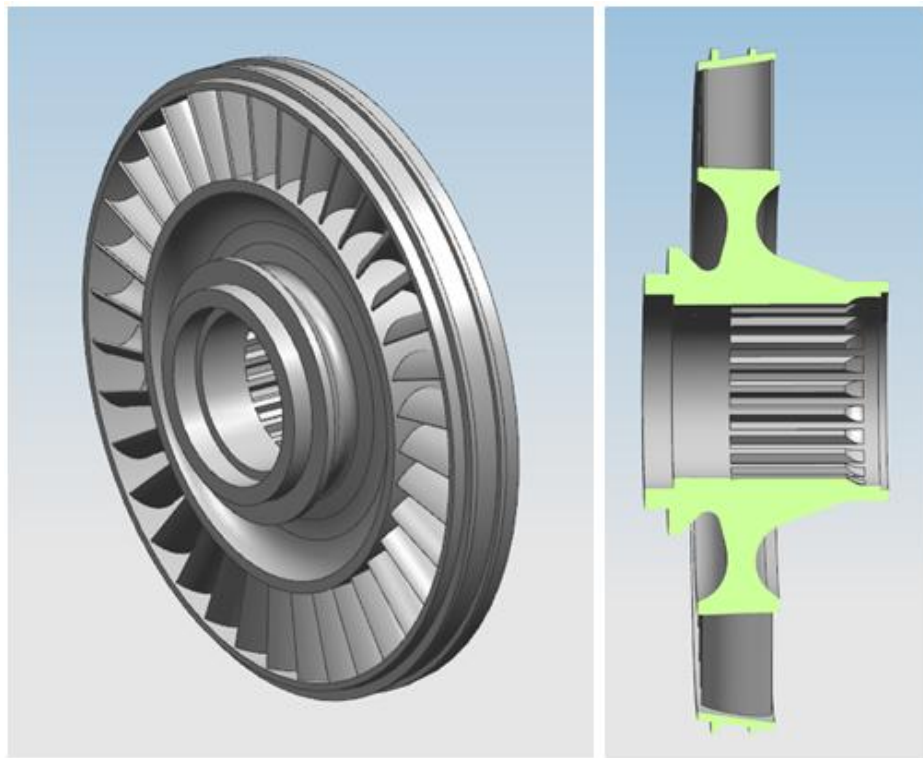


Рис. 1. Твёрдотельная модель рабочего колеса турбины

Рабочее тело этой турбины представляет собой генераторный газ, полученный в результате горения переобедненной топливоздушной смеси. На расчётном режиме основная газовая турбина обеспечивает следующие параметры:

полное давление газа на входе в турбину	$P^*_{ex} = 32,5$ МПа
полная температура газа на входе в турбину	$T^*_{z2} = 650$ К
секундный расход газа	$G_{z2} = 368,5$ кг/с
полное давление газа на выходе из турбины	$P^*_{вых} = 17,66$, МПа
частота вращения ротора	$n = 17458$ об/мин
суммарный КПД турбины в параметрах торможения	$\eta^*_m = 0,74$
показатель адиабаты генераторного газа	$k = 1,33$
степень расширения газа в турбине	$\pi^*_m = 1,85$

1 ОСОБЕННОСТИ ФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В РАБОЧИХ КОЛЁСАХ ТУРБИН ТНА

1.1 Общие требования к турбинам ТНА ЖРД и параметры, определяющие их эффективность

Для привода насосов ЖРД обычно используются газовые или жидкостные турбины. Их преимуществами перед другими типами приводов являются большая удельная массовая мощность (мощность на единицу массы конструкции), малый удельный расход рабочего тела (расход на единицу мощности), высокие частоты вращения и простота соединения с лопаточными насосами.

По назначению турбины ТНА можно разделить на пусковые и основные. *Пусковая* турбина обеспечивает раскрутку насосов только в начальный момент запуска, а *основная* — их вращение в течение всего времени работы двигателя. Кроме того, если основная турбина приводит во вращение насосы ТНА ЖРД без дожигания, то её называют *автономной*. Если же основная турбина установлена в ТНА ЖРД с дожиганием, она называется *предкамерной* [2, 3, 7, 8, 12]

Основными параметрами турбины являются:

N_T — мощность;

π_t — степень расширения рабочего тела в турбине;

T_{ex} — температура рабочего тела на входе в турбину;

ω — угловая скорость ротора;

η_T — КПД турбины.

Мощность турбины ТНА, равная суммарной мощности приводимых насосов и дополнительным затратам (потери на трение и др.), может достигать весьма больших величин. Так, например, турбина ТНА ЖРД F-1 имеет мощность 44,2 МВт, а турбина водородного ТНА ЖРД SSME — 56 МВт.

Степень расширения рабочего тела в турбине определяется выражением

$$\pi_T = p_{вх} / p_{вых},$$

где $p_{вх}$ — давление на входе в турбину;

$p_{вых}$ — давление на выходе из турбины.

Величина π_T зависит от назначения турбины. Величина $p_{вых}$ зависит от схемы двигателя, способа регулирования перепада давления на турбине в полёте и возможности использования газа после выхода из турбины для получения дополнительной тяги от выхлопа.

Для пусковых и основных автономных турбин $\pi_T = 20...50$, а для предкамерных — $\pi_T = 1,2...1,8$ [2, 12, 13]. Турбина ЖРД с дожиганием высокорасходная, низкоперепадная. Она работает при малых скоростях газового потока и давлении на выходе, превышающем давление в камере сгорания p_k :

$$p_{\text{вых}} > p_k.$$

Температура рабочего тела перед турбиной ограничена прочностью материала конструкции (в основном, рабочих лопаток и дисков, как наиболее нагруженных элементов). Исходя из требований обеспечения малой массы и простоты конструкции, в ТНА используются неохлаждаемые лопатки. Поэтому температура на входе в турбину при стальных лопатках ограничивается величиной $T_{\text{ex}} = 1000 \dots 1200 \text{ K}$ при восстановительном и $700 \dots 800 \text{ K}$ при окислительном газе.

Угловая скорость вращения ротора ω определяет его силовую напряженность, КПД и габариты турбины. При однороторной конструкции ТНА она ограничивается условием бескавитационной работы насосов. Если же турбина приводит во вращение насосы через редуктор, то угловую скорость вращения ротора турбины выбирают из условия получения $\eta_{T_{\text{макс}}}$ и минимального радиального габарита. Для роторов современных турбин $\omega = (3 \dots 5) \cdot 10^3 \text{ рад /с}$, а может быть и больше. Например, турбина водородного ТНА двигателя РД0146 конструкции КБХА (г. Воронеж) вращается с частотой 123000 об/мин [10].

КПД турбины зависит от отношения U/C_{ad} ,

где U — окружная скорость на среднем диаметре лопаток;

C_{ad} — скорость потока после его расширения от p_{ex} до $p_{\text{вых}}$.

Для одноступенчатых турбин КПД может достигать величины 0,8, а для двухступенчатых — 0,6.

В качестве привода насосов в ТНА применяются преимущественно газовые турбины, обладающие малыми габаритами и массой при высоком значении располагаемой удельной мощности. Выбор вида турбины и основных параметров, а также связь её параметров с характеристиками ЖРД подробно изложены в учебнике [12] и учебном пособии [2].

По направлению движения рабочего тела газовые турбины разделяются на осевые и радиальные, последние являются центростремительными. Осевые турбины получили широкое применение в ТНА ЖРД без дожигания и с дожиганием. В первом случае турбины высокоперепадные и активные, одно- и двухступенчатые. Во втором случае, как правило, одноступенчатые и низкоперепадные. Предкамерная турбина, как осевая, так и радиальная центростремительная, как правило, реактивные.

В сопловом аппарате турбины потенциальная энергия рабочего тела преобразуется в кинетическую. Газовый поток поступает на рабочую решётку турбины со скоростью C_{ad} и совершает работу, вращая ротор ТНА с угловой скоростью ω .

Обычно турбины ТНА работают в области малых значений параметра U/C_{ad} , т.е. при невысокой нагруженности ступени, что определяет её низкий КПД.

Скорость вращения ротора ТНА ограничивается условием бескавитационной работы насосов. Для увеличения окружной скорости на лопатках турбины повышают её диаметр, но так, чтобы из условия прочности рабочего колеса $U_{\text{срmax}}$ не превышала $350 \dots 450 \text{ м/с}$.

Для турбин ТНА D_{cp} составляет $(1,5...2) D_2$ наружного диаметра колеса насоса горючего.

В активных турбинах ТНА угол $\alpha_1 = 15...20^\circ$ и $C_{ad} = 900...1500$ м/с. Для повышения КПД можно увеличить её угловую скорость ω , применив редукторную схему ТНА (см. рис. 1.1, б пособия [14]) или двухступенчатую турбину. Однако это приводит к усложнению конструкции, росту габаритов и массы ТНА.

Полезная (располагаемая) мощность турбины складывается из суммы мощностей, потребных для привода всех насосов: основных – шнекоцентробежных (горючего и окислителя), бустерных, а при необходимости и вспомогательных (подача третьего компонента, рабочего тела наддува баков и т.п.).

$$N_T = \Sigma N_H = N_{BO} + N_{BG} + N_O + N_G.$$

По величине располагаемой (адиабатной) работы L_{ad} определяется мощность турбины

$$N_T = L_{ad} \dot{m} \eta_T,$$

где \dot{m} – расход газа, кг/с;

η_T – КПД турбины.

Работоспособность газа RT_0 при заданных компонентах топлива определяется его температурой перед сопловым аппаратом. В зависимости от материала лопаток и диска газовой турбины, их стойкости в среде рабочего тела (окислительная или восстановительная), режимов и ресурса двигателя температура принимается в пределах $T_0 = 600...1000$ К.

Основными требованиями, предъявляемыми к турбинам ТНА, являются:

- как можно большая величина C_{ad} , что особенно важно для автономных турбин, так как при этом уменьшается расход рабочего тела через турбину и повышается удельный импульс ДУ;

- высокий КПД, что позволяет снижать расход рабочего тела через автономную турбину, а в предкамерной турбине — давление на её входе и, следовательно, массу конструкции ДУ;

- возможно большая скорость вращения ротора, что позволяет уменьшать радиальный габарит турбины.

Эти требования определяют конструктивные особенности и параметры турбин ТНА ЖРД, технологию изготовления, сборки и доводки изделия. Обоснованная методология выбора путей деятельности в этих направлениях является основным условием удовлетворения отмеченным требованиям.

Турбина, как и насос, имеет подводящее устройство, рабочий орган и отводящее устройство. Подводящее устройство состоит из входного патрубка, коллектора для распределения рабочего тела по окружности колеса и соплового аппарата. В последнем происходит увеличение скорости рабочего тела вследствие его расширения. Рабочим органом турбины является колесо с рабочими лопатками, образующими каналы, в которых происходит преобразование энергии рабочего тела и выхлопного патрубка.

В зависимости от направления потока рабочего тела относительно оси колеса различают осевые и радиальные турбины. Если расширение рабочего тела происходит только в сопловом аппарате, то турбину называют *активной*. Если же расширение его происходит и в каналах колеса, то такую турбину называют *реактивной*. Активная турбина может иметь несколько ступеней, в которых последовательно срабатываются или перепад давления рабочего тела (турбины со ступенями давления), или же скорость потока, полученная в сопловом аппарате первой ступени (турбины со ступенями скорости).

1.2 Конструктивные особенности и условия работы колёс турбин ТНА

1.2.1 Осевые турбины ТНА

Для привода насосов в ТНА ЖРД применяют в основном осевые турбины. Они имеют меньшие габариты и массу по сравнению с радиальными, хотя и уступают последним в некоторых случаях в величине максимального КПД и простоте изготовления. Чаще всего применяют безредукторную схему привода насосов, при которой число оборотов турбины ограничивается условием бескавитационной работы насосов, в результате чего величина окружной скорости U будет невысокой.

При проектировании автономных турбин желательно реализовать максимальную величину C_{ad} . В этом случае используют высокоперепадные активные турбины, которые при малых значениях U/C_{ad} имеют более высокий КПД, чем реактивные. В ТНА малой мощности обычно используют одноступенчатые турбины, а в более мощных — двухступенчатые со ступенями скорости. При малых отношениях U/C_{ad} двухступенчатая активная турбина со ступенями скорости имеет более высокий КПД, чем одноступенчатая. Однако при небольших мощностях турбины её КПД оказывает слабое влияние на величину I_y . Поэтому решающими факторами при выборе типа турбины будут простота конструкции и технологии изготовления деталей, а также меньшее время доводки, стоимость и масса, свойственные одноступенчатой турбине. При больших мощностях ТНА влияние КПД турбины на I_y увеличивается, и в этом случае целесообразнее использовать двухступенчатую турбину. Кроме того, она может иметь и меньшую массу, так как при большой мощности приходится увеличивать диаметр одноступенчатой турбины, а следовательно, и толщину ее диска.

В качестве предкамерных турбин применяются чаще всего реактивные одно- и двухступенчатые турбины, так как при малом π_m значение C_{ad} будет небольшим, возрастет отношение U/C_{ad} и КПД реактивной турбины будет выше. Для снижения осевого усилия, действующего на колесо, степень реактивности турбины выбирают небольшой (порядка 0,2...0,3 на среднем радиусе лопаточного венца). Иногда с этой же целью используют одноступенчатые активные турбины.

В качестве пусковых турбин, применяемых в некоторых ТНА ЖРД с дожиганием, используют одноступенчатые осевые активные турбины с парциальным подводом газа. Несмотря на то, что эти турбины работают кратковременно (1 ...2 с), приходится принимать меры по повышению стойкости сопел и рабочих лопаток, поскольку температура газа, получаемого в газогенераторе твёрдого топлива, обычно превышает температуру газа ЖГГ.

Корпус осевой турбины обычно состоит из двух частей, соединяемых фланцами или сваркой. В одной из них объединяют входной патрубков, коллектор и сопловой аппарат, а во второй — сборник рабочего тела и выходной патрубков.

Если турбина расположена на валу консольно, то в автономных турбинах подводщее устройство обычно расположено со стороны насоса, а отводящее — снаружи ТНА. При этом подвод газа в коллектор и отвод его из газосборника осуществляют с помощью тангенциальных или радиальных патрубков. В предкамерных турбинах обычно применя-

ют осевой входной патрубком, который совместно с входным коком образует коллектор, а отводящее устройство имеет радиальный выходной патрубок. При этом уменьшаются гидравлические потери на входе и удобно компонуются ЖГГ и турбина.

При консольном расположении корпус турбины обычно не включается в силовую систему «ротор—корпус» ТНА и поэтому может быть выполнен сваркой деталей из листового материала, а для увеличения жёсткости подкреплён рёбрами. И хотя вал, который передаёт весь крутящий момент от колеса насосам, получается на определённом участке более массивным, в общем масса турбины при этом будет меньше. При расположении турбины между насосами подвод и отвод газа осуществляют с помощью тангенциальных патрубков и кольцевых коллектора и сборника. Корпус турбины в этом случае включают в силовую систему «ротор – корпус» ТНА, и поэтому его элементы изготавливают штамповкой или литьём по выплавляемым моделям.

Полости, по которым протекает газ с высокими давлением и температурой, изолируют от полостей подшипников системой подвижных уплотнений. С целью уменьшения тепловых потерь при использовании парогаса трубопровод от парогазогенератора и коллектор турбины иногда изолируют стекловатой. При высокой температуре генераторного газа для предотвращения нагрева соседних агрегатов теплоизолируют корпус турбины или, наоборот, корпус насоса.

Технические требования, предъявляемые к точности обработки и шероховатости поверхностей корпусов турбин при изготовлении, аналогичны требованиям к корпусам насосов. Материалами для изготовления корпусов являются алюминиевые или титановые сплавы, если температура газа не превышает 700...800 К, или легированные и нержавеющие стали и сплавы (ЗОХГСА, 12Х18Н9Т, 15Х18Н12СЧТЮ и др.), если температура газа выше.

После изготовления корпус подвергают гидро- и пневмоопрессовке. Для проверки жёсткости измеряют деформации корпуса с помощью тензодатчиков или индикаторов перемещения, а при проверке запаса прочности несколько корпусов из партии нагружают до разрушения.

Сопловые и направляющие аппараты. В автономных турбинах скорость на выходе из соплового аппарата будет сверхзвуковой. Поэтому каналы соплового аппарата состоят из сужающейся и расширяющейся частей. Они могут иметь осесимметричную (рис. 1.1, а, б) или же сегментную (рис. 1.1, в) форму. Для обеспечения необходимого направления потока газа на входе в каналы колеса, образованные рабочими лопатками, каналы соплового аппарата располагаются под определенным углом к плоскости вращения лопаточного венца и на выходе оканчиваются косым срезом, при котором выходное сечение осесимметричного сопла имеет форму эллипса.

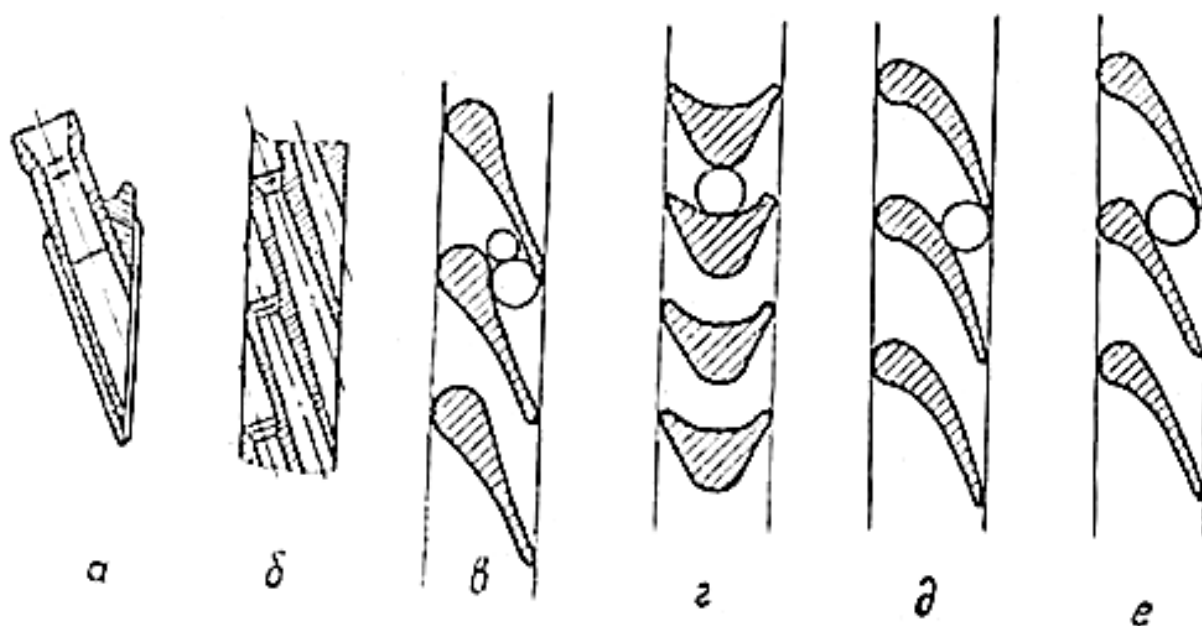


Рис. 1.1 Сопло и сопловые решётки турбин: одиночное (а) и групповое (б) осесимметричные сопла; сопловая (в) и направляющая (г) решётки активных турбин; дозвуковая (д) и околозвуковая (е) сопловые решётки реактивных турбин

В предкамерных турбинах скорость на выходе из соплового аппарата будет дозвуковой ($M = 0,4 \dots 0,9$) или околозвуковой ($0,9 < M < 1,2$), вследствие чего каналы сопел имеют сужающуюся форму (рис. 1.1, д, е).

В автономных турбинах подвод небольшого расхода газа к рабочим лопаткам по всей окружности колеса возможен только при малой высоте сопловых каналов и самих рабочих лопаток, что приводит к резкому падению КПД турбины вследствие больших гидравлических потерь в межлопаточных каналах и потерь при перетекании газа в относительно большом радиальном зазоре между концами лопаток и корпусом турбины. Уменьшить эти потери можно лишь увеличением высоты лопаток. Поэтому подвод газа обычно осуществляют по части окружности колеса (парциальный подвод), для чего отдельные сопла располагают по окружности с определённым шагом или же группируют на одном участке. При парциальном подводе также возникают дополнительные потери, но они будут меньше, чем при подводе по всей окружности колеса. Дополнительные потери от парциальности будут наименьшими при группировании сопел на одном участке, но при этом увеличивается вибрация лопаток и возникает радиальная сила, действующая на колесо. Для уменьшения уровня вибрации увеличивают осевой зазор между сопловым аппаратом и лопаточным венцом колеса, что ведёт к снижению КПД турбины. Поэтому количество мест подвода, их расположение и величину осевого зазора выбирают, исходя из условий обеспечения работоспособности лопаток и приемлемого КПД турбины. Размеры сечений каналов сопел определяются газодинамическими расчётами [2, 12].

Сопловой аппарат при парциальном подводе изготавливают в виде отдельных втулок, сваренных в коллектор турбины, или сегментов с несколькими соплами, вставленных в прорезь коллектора и закреплённых винтами или сваркой, или в виде сверлений в корпусной детали. При достаточно большом объёмном расходе (при малой плотности газа или

низких его параметрах) подвод газа может быть осуществлён по всей окружности колеса. В этом случае сопловой аппарат набирают из отдельных сопловых лопаток, привариваемых к внутреннему и наружному кольцам, или отливают вместе с коллектором по выплавляемым моделям.

В двухступенчатой турбине со ступенями скорости перед вторым венцом рабочих лопаток устанавливают направляющий аппарат, в каналах которого происходит только изменение направления потока и уменьшение скорости вследствие потерь на трение. Лопатки такого аппарата имеют симметричную форму (рис.1.1, з). При двухвенечном диске турбины лопатки направляющего аппарата изготавливают отдельно и с помощью замка крепят в пазах сегментов, образующих наружное кольцо. Внутреннее кольцо образуется полками лопаток. Сегменты кольца зажимают с помощью выступов между корпусами турбины. Если турбина двухдисковая, то направляющий аппарат может быть неразъемным. Тогда его или набирают из отдельных лопаток, или же отливают по выплавляемым моделям.

Для устранения перетекания газа помимо каналов направляющего аппарата устанавливают радиальные или торцевые лабиринтные уплотнения.

При парциальном подводе газа направляющий аппарат располагают только против участка, занятого соплами.

В предкамерных турбинах расход газа достаточно велик для того, чтобы получить приемлемую высоту сопловых каналов и рабочих лопаток при подводе газа по всей окружности колеса. Кроме того, в реактивных турбинах при парциальном подводе газа его перетекание через межлопаточные каналы вне зоны соплового блока не позволяет поддерживать на рабочих лопатках требуемый перепад давления.

Колесо турбины состоит из диска и лопаточного венца. Лопатки венца могут быть съёмными или же выполняются вместе с диском.

Съёмная лопатка (рис. 1.2) состоит из ножки (корневой части) и пера (профилированной части). С помощью пера лопаток образуются боковые стенки межлопаточных каналов, в которых происходит преобразование энергии рабочего тела турбины в механическую энергию вращения колеса. Перо образуется двумя поверхностями — выпуклой, которая называется спинкой, вогнутой (корытцем) и двумя кромками — входной и выходной.

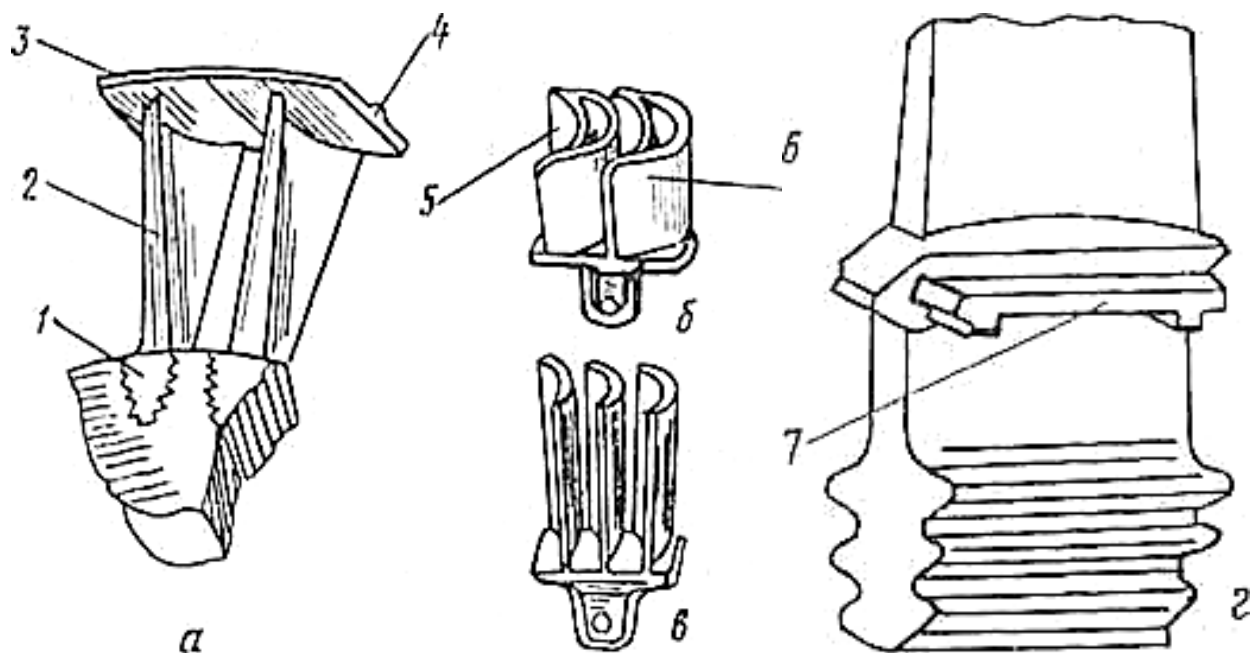


Рис. 1.2. Рабочие лопатки турбин:

а — одиночные с полками; *б, в* — блоки пустотелых и сплошных лопаток ;
г — лопатка с демпфером; 1 — ножка; 2 — перо; 3 — полка; 4 — уплотняющий выступ;
 5 — корытце; 6 — спинка; 7 — демпфер

Ножка служит для крепления лопатки к диску. Она имеет выступы, которые входят в пазы диска и образуют замок.

Съёмные лопатки изготавливаются штамповкой с последующей механической обработкой поверхностей (рис. 1.2, *а*) или же литьем по выплавляемым моделям. Иногда отливаются две – три лопатки с одной ножкой (рис. 1.2, *б, в*). Для уменьшения массы лопатки активных турбин могут отливаться пустотелыми (рис. 1.2, *б*). При обтекании лопатки газом на её спинке образуется разрежение, и поэтому возникает перетекание газа через её торец. Это приводит к снижению КПД турбины (особенно при коротких лопатках). Для устранения этих утечек на концах лопаток делают полки, образующие наружный бандаж лопаточного венца (рис. 1.2, *а*). Иногда бандаж представляет собой кольцо, приклепанное или приваренное к торцам лопаток. Для компенсации термического расширения материала в кольце делают три – четыре косых разреза шириной 0,5... 1,0 мм. На поверхности бандажа вытачивают кольцевые треугольные выступы, которые вместе с графитовыми вкладышами корпуса турбины образуют лабиринтное уплотнение с весьма малым радиальным зазором, препятствующее перетеканию газа помимо межлопаточных каналов. Применение бандажа позволяет существенно повысить КПД турбины (на 5... 10%). К тому же бандаж, связывая лопатки в пакет, увеличивает их изгибную жёсткость и повышает частоту собственных колебаний. Однако бандаж нагружает лопатку дополнительно центробежной силой. По условиям обеспечения статической прочности он не всегда может быть применён.

Параметры потока газа, подводимого к лопаткам колеса, неравномерны по окружности вследствие парциальности подвода или, при подводе по всей окружности, вследствие перекрытия потока лопатками соплового аппарата. Поэтому на лопатки рабочего колеса

действует возбуждающая сила. Лопатки предкамерных турбин, особенно при питании последних генераторным газом малой плотности, имеют сравнительно большую высоту, и частоты их собственных изгибных колебаний по низшим формам могут совпадать с частотой возбуждающей силы. При резонансных колебаниях вследствие явления усталости материала возможно появление в лопатках трещин. Если отстройка по частотам невозможна, в колебательную систему вводится конструктивное демпфирование. Для этого при постановке лопаток в диск между торцами верхних полок обеспечивают небольшой зазор, и вследствие трения по торцам полок энергия колебаний рассеивается. При отсутствии верхних полок эффективное рассеяние энергии колебаний можно обеспечить использованием пластинчатого демпфера в пазах полок внутреннего бандажа (рис. 1.2, з) или демпферов других конструкций.

Характерные размеры лопаток рабочего колеса турбины показаны на рисунке 1.3.

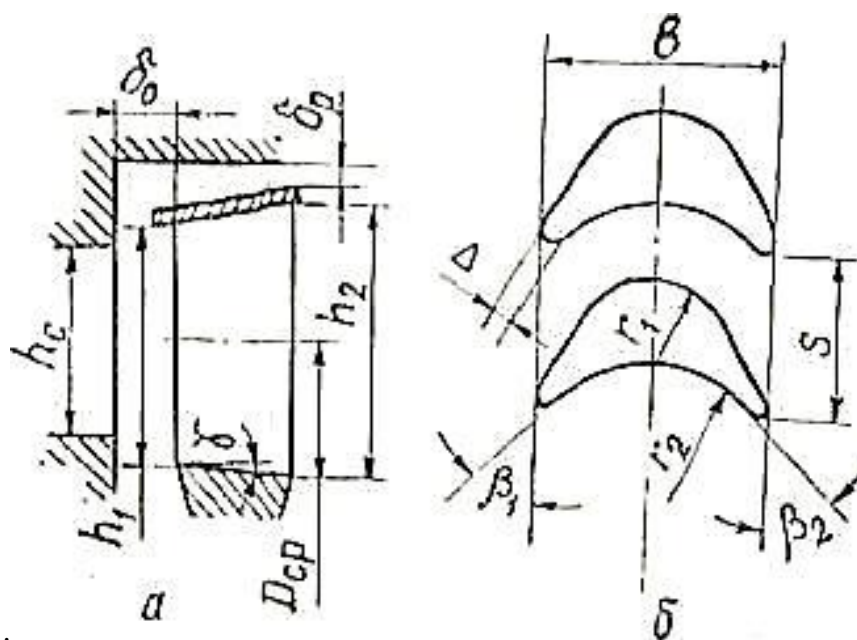


Рис. 1.3. Характерные размеры рабочей лопатки активной осевой турбины:
а — меридиональное сечение; б — развертка по радиусу

Профиль сечения пера лопатки активной турбины имеет симметричную относительно срединной плоскости колеса форму и одинаковые входные и выходные углы профиля ($\beta_1 = \beta_2$). В автономных турбинах даже при частичном подводе рабочего тела лопатки получаются короткими ($D_{cp}/h > 8$, $h = 20...40$ мм). Поэтому для упрощения технологии изготовления размеры сечений по высоте пера обычно выдерживают постоянными.

Сечение пера лопатки реактивной турбины (см. рис. 1.1, д) выполняют несимметричным с различными углами профиля ($\beta_1 > \beta_2$), причем, исходя из условий прочности, размеры сечений по высоте пера лопатки уменьшают. Если лопатки длинные ($D_{cp}/h < 8$), то перо может иметь закрутку по высоте, при которой концевой профиль повернут относительно корневого на определённый угол. Закрутка необходима для обеспечения радиального равновесия газа при течении его в межлопаточном канале.

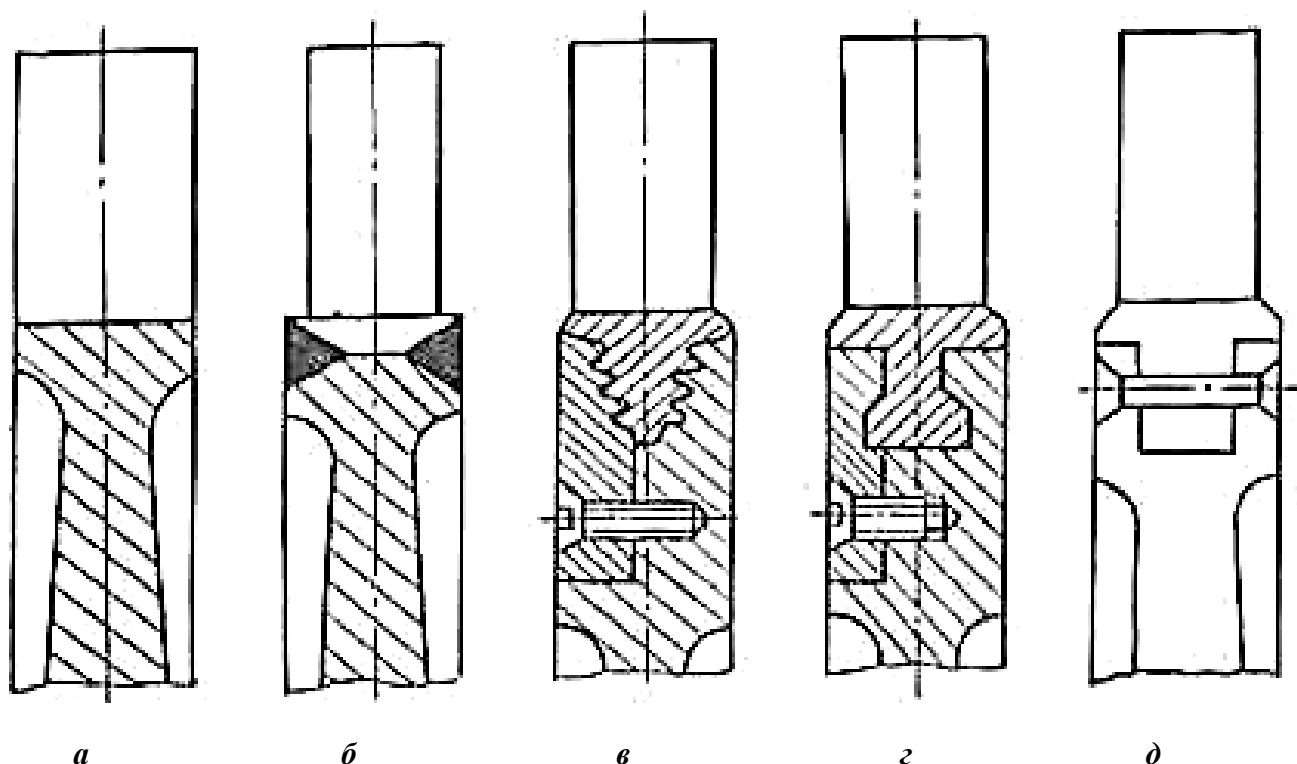
Высота пера лопатки h выбирается несколько большей высоты лопатки соплового аппарата h_c (рис. 1.3). Это необходимо, чтобы обеспечить нормальное течение газа при несоосности соплового и рабочего лопаточных венцов вследствие технологических погрешностей или прогиба вала при колебаниях ротора. Величина перекрытия лопаток составляет обычно для активной турбины на периферии 1...2мм, у корня 0...1 мм, а для реактивной — примерно вдвое больше. Чрезмерная величина перекрытия вызывает дополнительные потери на вихреобразование в застойных зонах.

Высота лопатки может быть постоянной или увеличивающейся по её ширине (последнее характерно для активных турбин). Угол уширения γ берётся в пределах 8... 15°, так как при большем угле может быть отрыв потока от поверхности канала.

Ширину лопаток b выбирают минимальной, обеспечивая отношение $h/b > 1$. Исходя из технологических соображений и условия обеспечения прочности, ширина лопаток активных турбин должна быть 8...15 мм, а реактивных—15...20 мм. Толщина кромок лопаток Δ обычно составляет 1...2 мм. Лопатки устанавливаются на ободке диска с шагом $s = (0,7...0,5)b$. При небандажированных лопатках для уменьшения перетекания газа стараются свести к минимуму радиальный зазор δ_r (см. рис. 1.3) между концами лопаток и корпусом турбины (примерно до величины 0,4...0,6 мм на рабочем режиме).

Осевой зазор δ_o между сопловыми и рабочими лопатками обычно выбирают в пределах 2...3 мм для активных и 4...5 мм для реактивных турбин.

Лопатки могут быть выполнены вместе с одновенечным диском, приварены к нему или соединены с ним с помощью замков различного типа, как изображено на рис.1.4. В первом случае будет минимальная масса колеса, но усложняется технологии его изготовления, так как при обработке лопаток трудно получить точные размеры и нужную шероховатость поверхностей каналов. Если лопатки не имеют бандажа, то их вначале формируют электроэрозионным способом, а затем необходимые размеры и шероховатость поверхностей обеспечивают с помощью электрохимической обработки. Лопатки с бандажом отливают по выплавляемым моделям заодно с диском и затем механически обрабатывают лишь их боковые поверхности и наружную поверхность бандажа. Проще технология производства приварных лопаток, так как их изготавливают отдельно от диска (штамповкой или литьём) и механически обрабатывают, что обеспечивает более высокие точность размеров и чистоту поверхностей пера. Затем комплект лопаток закрепляют в приспособлении в том положении, в каком они должны быть приварены к диску. Их корневую часть протачивают под сварку и производят сварку с диском. Однако при сварке трудно получить точное расположение лопаток, поэтому после неё боковые поверхности обода диска, полка и наружную поверхность бандажа механически обрабатывают.



*Рис. 1.4. Типы крепления лопаток к одновенечному диску турбины:
 а — за одно целое; б — сварное; в, г, д — соответственно, с помощью ёлочного, Т-образного и штифтового замков*

Если материал лопаток не сваривается с материалом диска, то применяют замковое соединение, хотя это усложняет технологию изготовления диска и лопаток, а также увеличивает массу ротора. В этом случае на ножке лопатки делают выступы, а в ободке диска — соответствующие пазы. В турбинах ТНА наиболее распространены замки ёлочного, Т-образного типов и штифтовые.

Ёлочный замок (см. рис. 1.4, в) применяют при больших нагрузках на лопатку, так как при этом усилия распределяются по нескольким зубьям замка. Но такой замок является наиболее сложным в изготовлении, так как необходимо обеспечивать одновременное прилегание деталей по нескольким поверхностям. Пазы в ободке диска могут иметь осевое направление (см. рис. 1.2, а), или же протачивается один кольцевой паз (см. рис. 1.4, в), лопатки в который вставляются через боковую прорезь, закрываемую вставкой.

При небольших нагрузках на лопатку используются Т-образные (см. рис. 1.4, г) и штифтовые (см. рис. 1.4, д) замки, для которых на ободке протачиваются один или несколько кольцевых пазов (при вильчатом штифтовом замке). Технология изготовления и сборки таких соединений проще, чем ёлочного.

Соединение лопаток с двухвенечным диском может быть осуществлено Т-образным замком (рис. 1.5, а) или с помощью ёлочного замка (рис. 1.5, б).

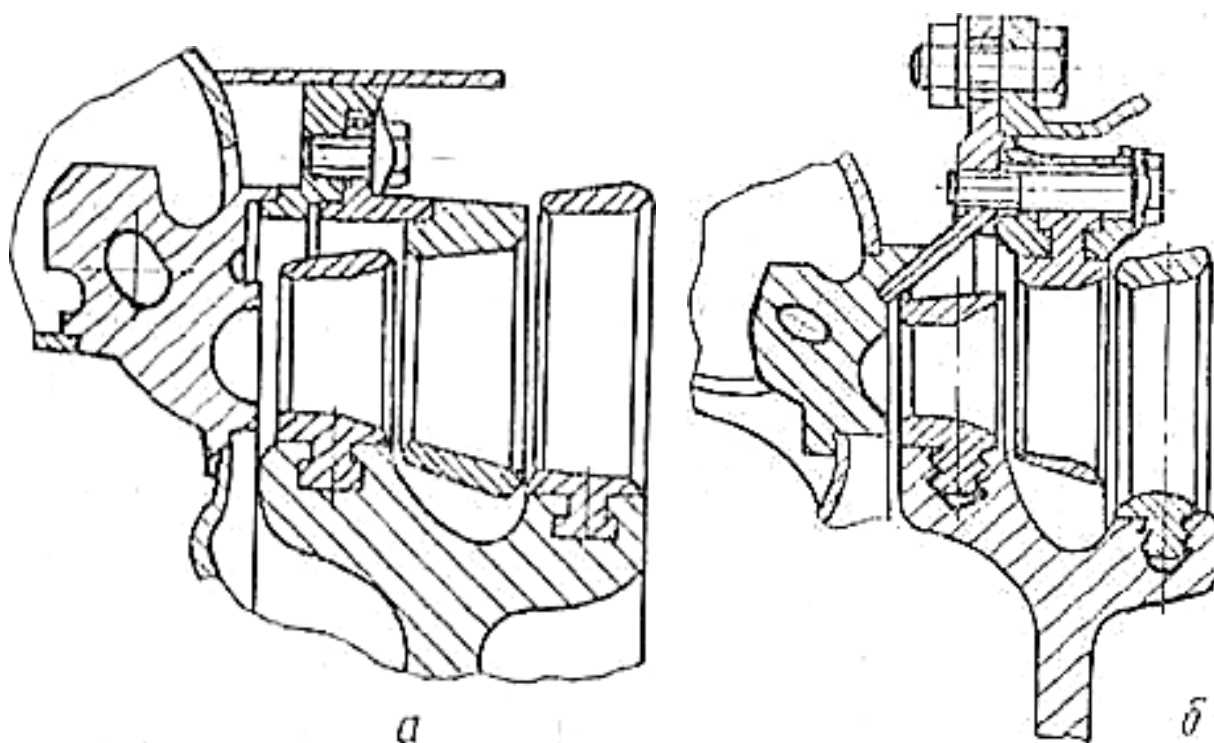


Рис. 1.5. Типы крепления лопаток к двухвенечному диску турбины: с помощью Т-образного (а) и ёлочного (б) замков

Сопловые и особенно рабочие лопатки работают в тяжёлых условиях при высоких температурах, в среде коррозионно-активного газа, при неравномерном нагреве, а рабочие лопатки — еще и при действии больших центробежных сил. Поэтому при изготовлении требуется обеспечивать следующие технические требования:

- отклонение формы контуров корытца и спинки 0,1...0,3 мм; отклонение максимальной толщины профиля пера от номинала не более 0,2 мм;
- допуск на толщину выходной кромки 0,1...0,4 мм; шероховатость пера лопатки 0,63...0,32 мкм; допуск на угол профиля 20...30°;
- допуск на шаг зубьев ёлочного замка 0,01...0,02 мм;
- допуск на толщину замка по средней линии зубьев 0,02...0,06 мм;
- допуск на угол между зубьями $\pm 10...40^\circ$;
- допуск отверстия под штифт замка — по 4-му качеству.

Сопловые и рабочие лопатки изготавливаются фрезерованием из жаропрочных материалов, обладающих удовлетворительной обрабатываемостью давлением и резанием (12Х18Н9Т, ХН77ТЮР), или отливаются из сплавов (ЖС-3, ЖС-6К, ЛК-4). При работе турбины на парогазе лопатки могут изготавливаться из алюминиевых сплавов типа АК или стали 30ХГСА.

В процессе изготовления лопатки тщательно контролируются — проверяется соответствие размеров лопатки и шероховатости поверхности заданным по чертежу.

Поверхность пера лопатки из алюминиевого сплава подвергается анодированию. Для повышения жаростойкости стальные лопатки покрываются жаростойкими эмалями.

Диск турбины состоит из обода — утолщённой периферийной части, к которой крепятся замки лопаток, полотна — наиболее тонкой части диска и ступицы — утолщённой

центральной части, с помощью которой диск крепится к валу. Ступица может иметь отверстие для посадки на вал или же цилиндрические выступы для центрирования по нему.

Способ крепления диска к валу определяется местом расположения первого, величиной передаваемых усилий, числом ступеней турбины, способом охлаждения деталей, материалами, технологией изготовления и сборки. Крепление должно обеспечить:

- передачу на вал заданного крутящего момента;
- сохранение центровки и фиксации деталей в холодном и горячем состояниях, что обеспечивает сохранение балансировки ротора;
- минимальную передачу тепла от лопаток через диск вала во избежание перегрева подшипников.

Соединение диска с валом может быть неразборным или разборным. Неразборное соединение снижает массу конструкции, но сложнее разборного в изготовлении, если диск выполнен заодно с валом. Несколько проще изготовление сварного соединения или соединения на радиальных штифтах. В последнем случае диск центрируется по валу путём плотной посадки и фиксируется радиальными или наклонными штифтами, которые также передают и крутящий момент. От выхода из гнёзд под действием центробежной силы штифты удерживаются завальцовкой отверстий над ними. Обычно неразборное соединение используется при малой мощности турбины.

Разборное соединение упрощает изготовление и сборку турбины, но при этом возрастает масса ротора и возникает возможность нарушения его балансировки при переборке. Диск может быть присоединён к валу непосредственно или через промежуточный элемент. В первом случае диск может быть закреплён с помощью фланцевого соединения винтами или болтами. Центровка при этом осуществляется посадкой по цилиндрическим поясам фланцев или по поверхности вала, а передача крутящего момента — призонными штифтами или болтами. Возможно также соединение с помощью торцевых или цилиндрических шлицев. Если диск выполнен из алюминиевого сплава, то он присоединяется через стальной переходный конус или переходные стальные втулки.

В двухступенчатых турбинах может применяться одно- или двухдисковая конструкция. При однодисковой конструкции обод диска имеет два лопаточных венца (см. рис. 1.3) и поэтому получается широким. Такая конструкция усложняет установку направляющего аппарата и при большой окружной скорости не может применяться по условию обеспечения прочности. Поэтому чаще используются двухдисковые конструкции, в которых крепление дисков к фланцу вала осуществляется обычно с помощью шпилек, а центрирование и передача крутящего момента — призонными втулками.

Диски турбин, как и лопатки, работают в тяжёлых условиях. Поэтому они изготавливаются механической обработкой штампованных заготовок из жаропрочных сталей и сплавов (12Х18Н9Т, ХН77ТЮР) или отливкой вместе с лопатками по выплавляемым моделям из сплавов ЖС-3, ЖС-6К, ЛК-4. Только в турбинах, работающих на парогазе, для дисков можно применять алюминиевые или титановые сплавы.

При изготовлении диска посадочные пояски и отверстия выполняются:

- по 6—7-му квалитетам;

- допуски на биения посадочных поверхностей составляют не более 0,03...0,05 мм, на размер паза для крепления лопатки — 0,01 ...0,03 мм;

- шероховатость посадочных поверхностей должна быть равна 1,25 мкм, а для остальных — 2,5 мкм.

После изготовления рабочее колесо (диск вместе с лопатками) проходит статическую балансировку.

Вал турбины обычно имеет сложную форму, так как на нём предусматриваются посадочные поверхности под подшипники и уплотнения, шлицы или фланец для крепления диска и резьба для гаек. На вал действуют нагрузки разных природы и характера [5, 6]. Для снижения массы его выполняют пустотелым, иногда — с радиальными сверлениями, через которые отводится смазывающий подшипники компонент. Через вал передаются крутящий момент, осевые и радиальные усилия, а в его материале возникают температурные напряжения от неравномерного нагрева по длине и радиусу. Валы ТНА обычно вращаются с большой частотой. Все это обуславливает применение для их изготовления таких высоколегированных сталей, как 38ХА, 2Х13, 18ХНВА, 40ХНМЛ, с термохимическим их упрочнением и назначение весьма жёстких допусков на точность и шероховатость обработки. Так, например, для обработки посадочных мест под подшипники должны быть выполнены следующие условия:

- точность изготовления по 4—7-му квалитетам;

- отклонение геометрической формы 0,005...0,02 мм;

- биение поверхностей относительно друг друга 0,01...0,04 мм;

- шероховатость обработки поверхностей 1,25...0,16 мкм.

Остальные поверхности изготавливаются по 8—11-му квалитетам и с шероховатостью $Rz = 2,0...2,5$ мкм.

1.2.2 Радиальные турбины ТНА

Радиально-осевая центростремительная турбина (рис. 1.6) состоит из тангенциально-го (радиального) подводящего патрубка 5, спирального торового коллектора 1, радиально-го соплового аппарата 2, радиально-осевого колеса и осевого выхлопного патрубка 4. Поток рабочего тела, поступая из соплового аппарата в межлопаточные каналы, движется сначала к центру, затем поворачивает в осевом направлении и, наконец, выходит из колеса под углом к оси, создавая вращающий момент. Так как при течении к центру вращающегося колеса частицы рабочего тела испытывают противодействие центробежной силы, то межлопаточные каналы должны иметь определённую степень реактивности.

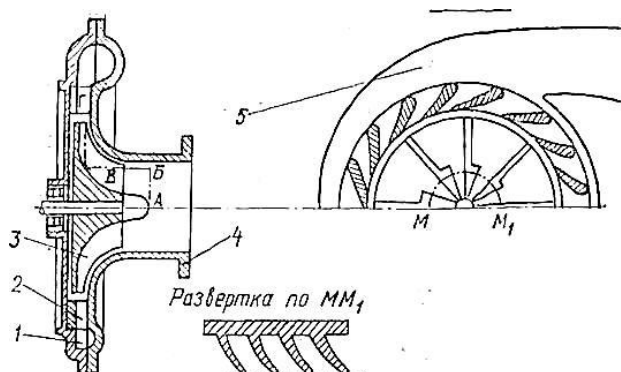


Рис. 1.6. Радиально-осевая центростремительная турбина:

1 — коллектор подвода; 2 — сопловой аппарат; 3 — радиально-осевое колесо; 4, 5 — выходной и входной патрубки

Масса и габариты радиальной турбины обычно несколько больше, чем осевой, а на диск её колеса действуют значительно большие осевые, температурные и центробежные нагрузки. Однако при больших отношениях U/C_{ad} КПД радиальной турбины выше, чем осевой. Кроме того, она проще в изготовлении и удобно komponуется в головке основной камеры двигателя. Поэтому радиальные турбины иногда используются в качестве предкамерных турбин ЖРД, а также жидкостных турбин, приводящих во вращение преднасосы.

2 МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

В РАБОЧИХ КОЛЁСАХ ТУРБИН ТНА

Перед началом работы необходимо определить ось вращения, которая будет общей для всех моделей (газодинамической, тепловой, прочностной). Все дальнейшие построения будем выполнять в соответствии с этой осью и в одной системе координат так, чтобы в дальнейшем при сборке все модели соединялись без ошибок. Важной деталью в сопряжённом расчёте является совпадение угловых секторов газодинамической и прочностной моделей. Затем на чертеже турбины необходимо определиться с расположением границ, разделяющих основной тракт турбины и притрактовые полости. На рисунке 2.1 показан алгоритм получения меридиональных обводов для основного тракта и притрактовых полостей. Сначала необходимо определиться с областью моделирования и с границами притрактовых полостей, затем выбирается расположение разделяющих границы трактов, лишние линии удаляются, оставляя только границы основного тракта. После этого чертёж основного тракта сохраняется в одном из универсальных форматов записи (*.iges, *parasolid.x_t). В чертёж основного тракта турбины можно включить линию, которая будет границей между зонами соплового аппарата и рабочего колеса.

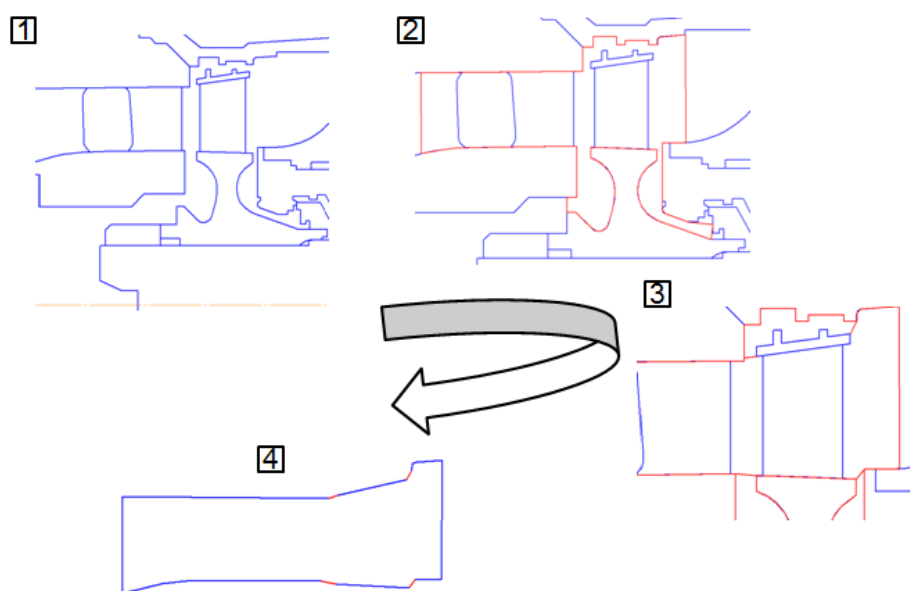


Рис. 2.1. Схема получения меридиональных обводов основного тракта турбины

Твёрдотельные модели рабочего колеса и лопатки соплового аппарата турбины создаются в любом САД-редакторе и также сохраняются в одном из универсальных форматов записи.

Данная методика предназначена для пользователей, уже имеющих опыт работы с программными продуктами ANSYS, поэтому некоторые элементарные операции в тексте опущены.

2.1 Создание модели основного тракта турбины

в *DESIGN MODELER*

При создании расчётной сетки в универсальном сеткогенераторе требуется создание твёрдотельной модели внутренней полости проточной части. Для построения твёрдотельной модели межлопаточного канала турбины используется *CAD*-редактор *Design Modeler*. Он является программным продуктом компании *ANSYS* и встроен в оболочку *ANSYS Workbench*.

Шаг 1. Создание проекта в *ANSYS Workbench*. Необходимо запустить *ANSYS Workbench* сохранить проект (рис. 2.2). **Внимание! Используйте в названии папок и файлов только латинские буквы или цифры.**

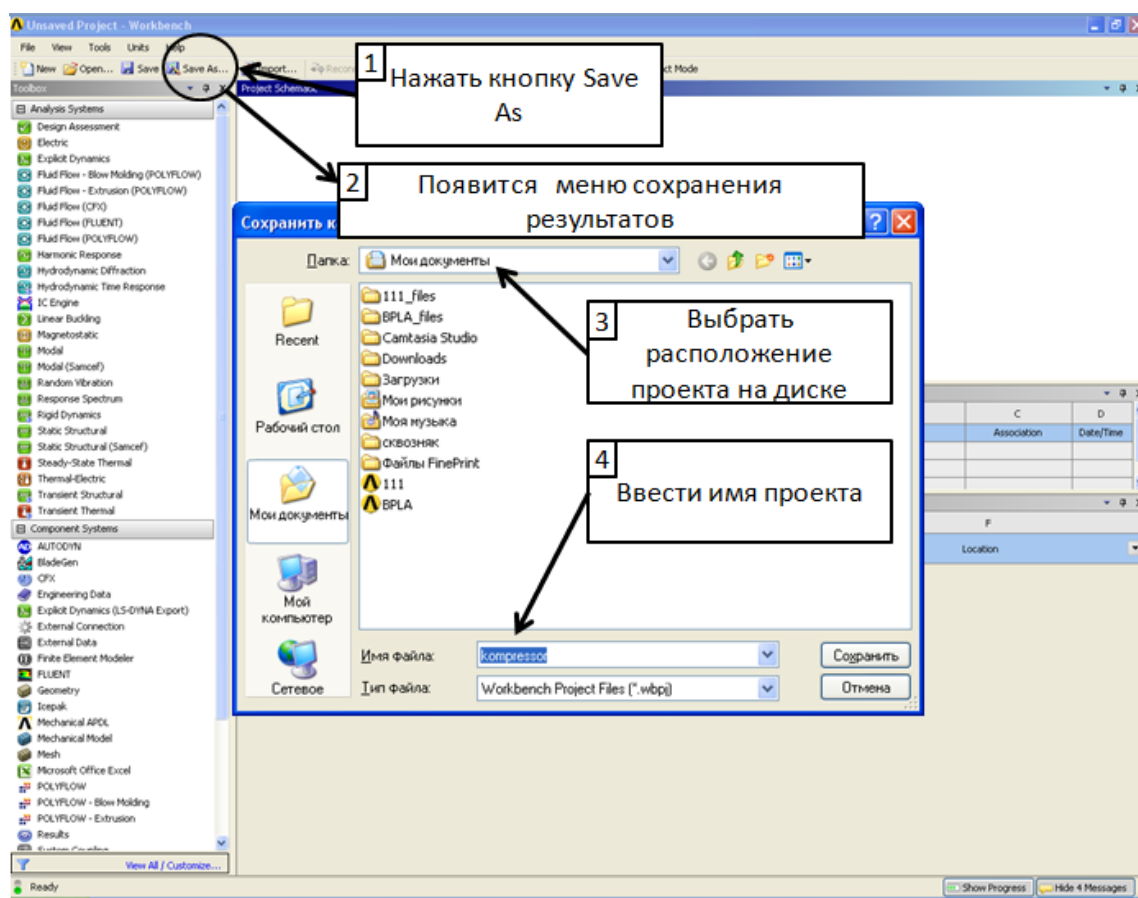


Рис. 2.2. Создание проекта в *ANSYS Workbench*

Шаг 2. Добавляем в проект модуль *Fluid Flow (CFX)*. Для этого перетягиваем модуль в рабочее поле.

Шаг 3. Запускаем двойным щелчком по вкладке *Geometry* модуль *Design Modeler*. После загрузки необходимо выбрать миллиметры в качестве размерности величин по умолчанию (рис. 2.3).

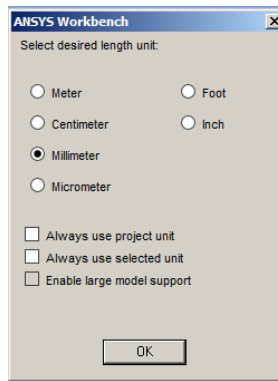




Рис. 2.3. Выбор единиц измерения

Шаг 3. Импорт меридиональных обводов основного тракта турбины. С помощью меню  *Import External Geometry File* загрузить файл, содержащий меридиональные обводы газодинамического тракта (рис. 2.4). Для выполнения каждой операции в *Design Modeler* необходимо нажимать клавишу *Generate* .

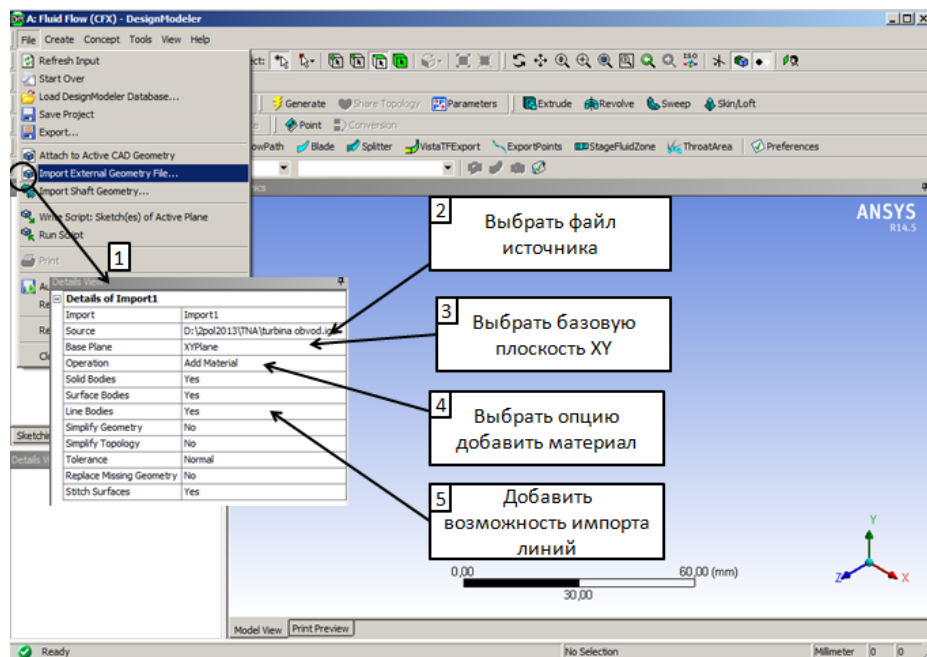



Рис. 2.4. Импорт меридиональных обводов турбины

Шаг 4. Затем с помощью операции  *Revolve* (вращение) создаётся твёрдотельная модель основного тракта турбины (рис. 2.5).

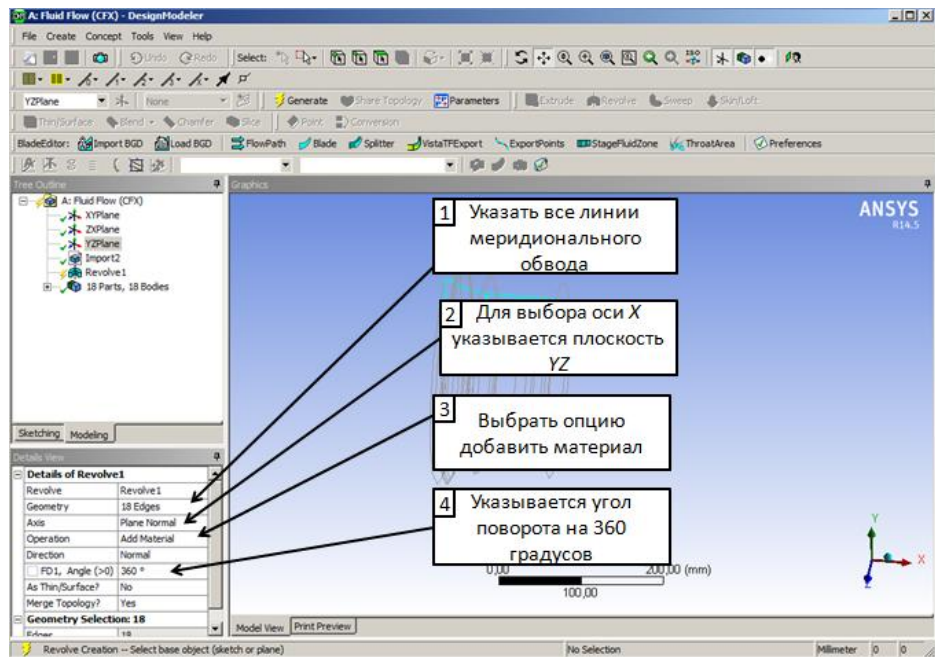


Рис. 2.5. Настройки меню вращения

Шаг 5. Далее из полученного тела вращения вычитается объем сопловых лопаток турбины. Для этого в меню импорта указывается файл твердотельной модели сопловой лопатки и выбирается опция: импорт с удалением материала (*Cut Material*) (рис. 2.6).

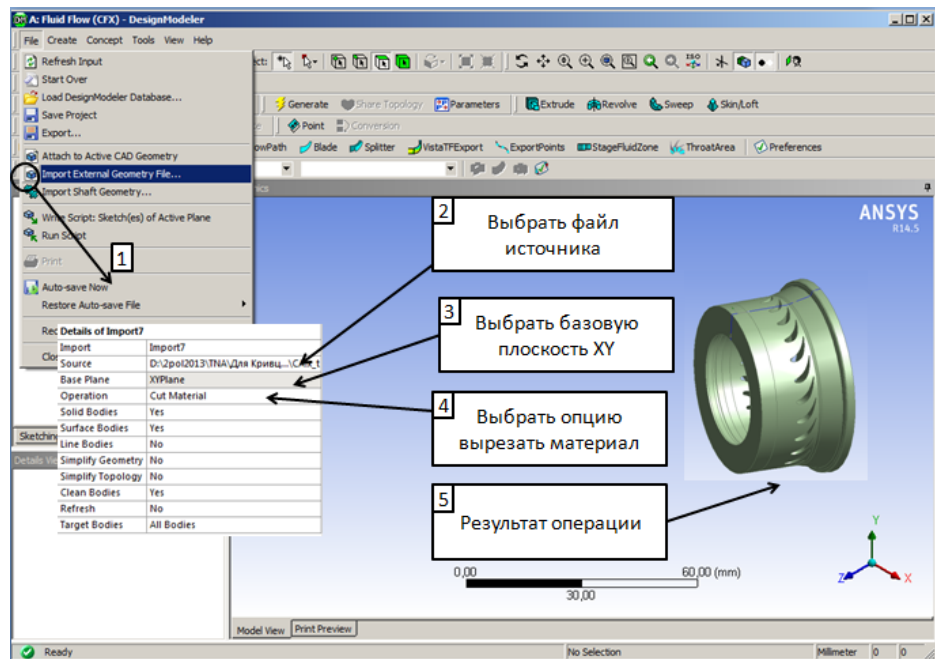


Рис. 2.6. Настройки меню импорта с вычитанием геометрии и результат операции

Шаг 6. Аналогичным образом вычитается объем рабочих лопаток турбины. Результат операции показан на рис. 2.7.

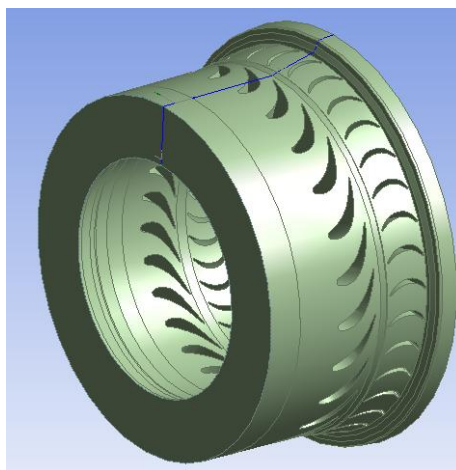



Рис. 2.7. Результат операции с вычитанием геометрии рабочих лопаток турбины

Шаг 7. С помощью операции вращения  разделительной линии, импортированной вместе с чертежом обводов, объём основного тракта разделяется на объёмы межлопаточных каналов сопловых и рабочих лопаток турбины. Для этого выбирается опция с удалением материала (*Cut Material*). Настройки меню импорта с вычитанием материала и результат операции показан на рис. 2.8.

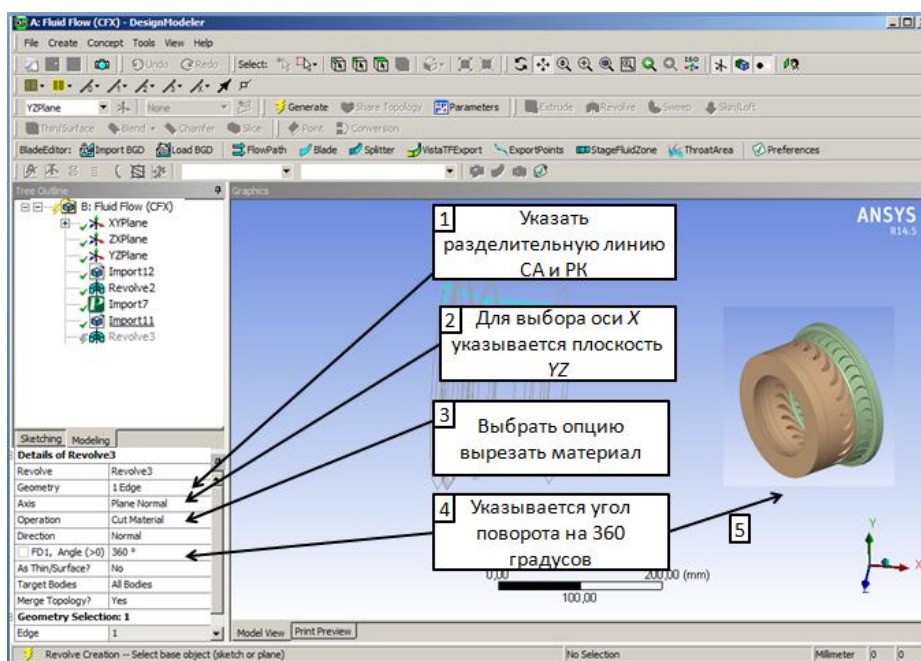



Рис. 2.8. Настройки меню вращения разделительной линии с вычитанием геометрии и результат операции

Шаг 8. Следующими выполняют несколько операций (*шаг 8- 14*), направленных на получение твёрдотельной модели одного межлопаточного канала рабочего колеса турбины, обладающего свойством окружной периодичности. Сначала в плоскости XY создается эскиз  тела-инструмента. С помощью дуги строится линия, проходящая через центр межлопаточного канала, затем с помощью прямых линий эскиз дорабатывается до вида, изображённого на рис. 2.9. Желательно, чтобы в границах эскиза оказалось не меньше двух межлопаточных каналов.

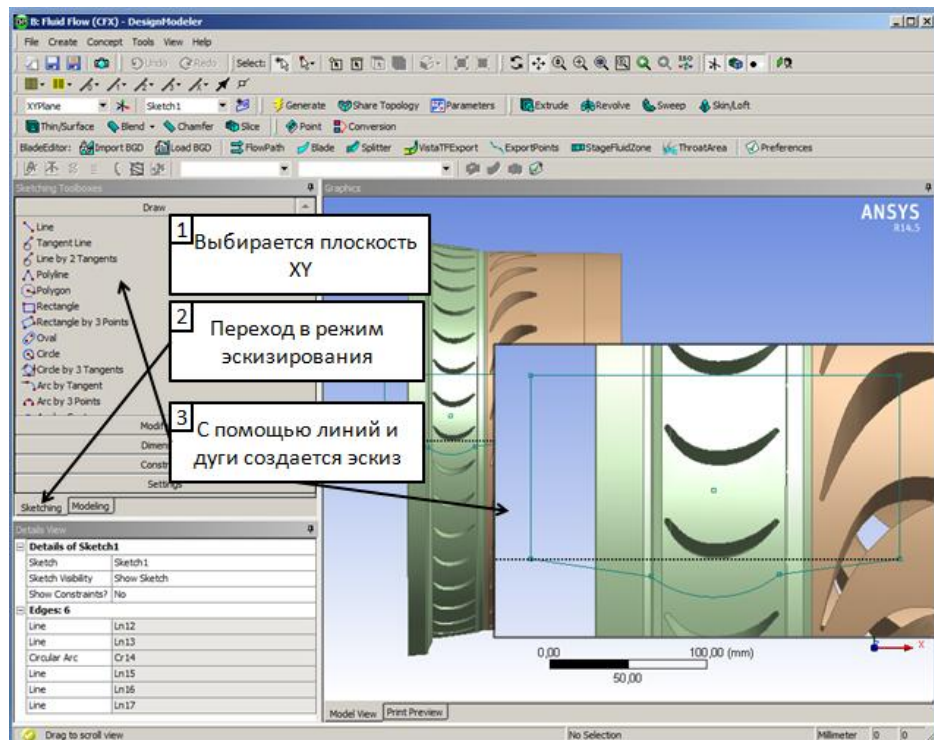



Рис. 2.9. Эскиз тела-инструмента, создаваемого для построения одного межлопаточного канала

Шаг 9. С помощью операции выдавливания (*Extrude* ) эскиз вытягивается на высоту, превышающую периферийные обводы рабочего колеса (рис. 2.10).

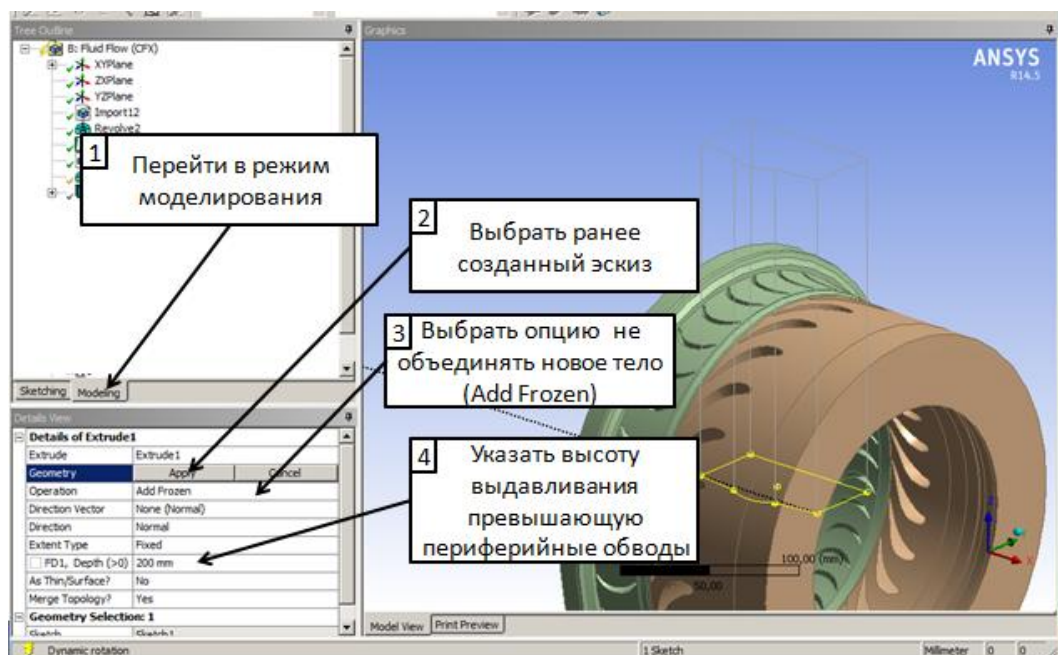



Рис. 2.10. Операция выдавливания тела-инструмента

Шаг 10. Затем созданное тело инструмент проворачивается на некоторый небольшой угол с помощью операции *Body Operation* . Угол поворота выбирается так, чтобы округлая плоскость тела-инструмента располагалась примерно в середине между соседними лопатками рабочего колеса турбины (рис. 2.11).

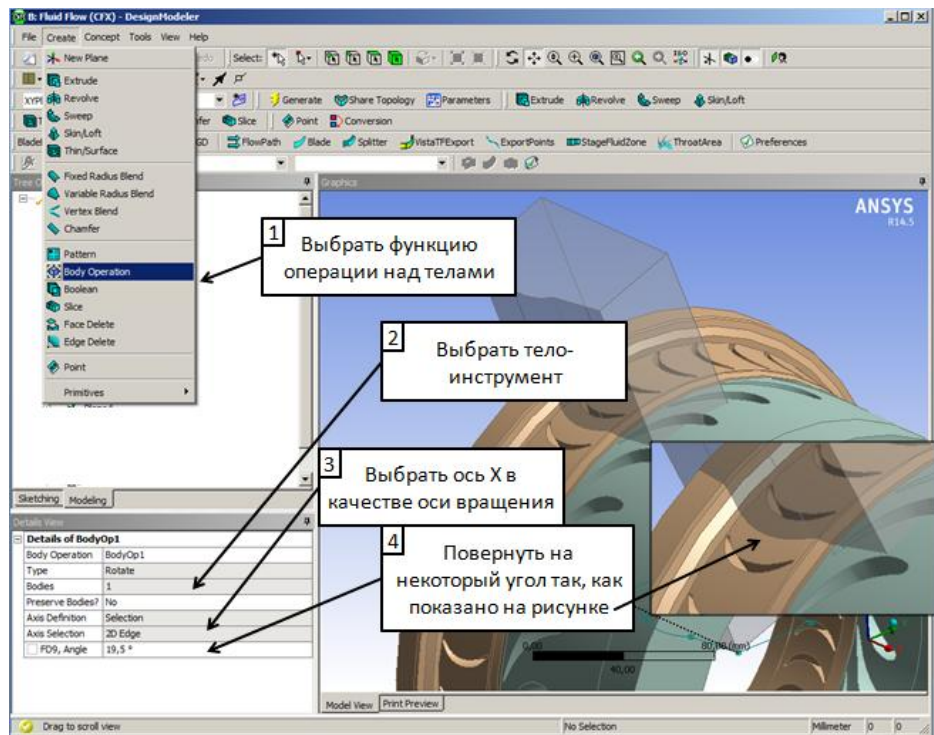



Рис. 2.11. Поворот тела-инструмента

Шаг 12. Выполняется булева операции (*Boolean* ) пересечения (*Intersect*) для тела-инструмента и объема межлопаточного пространства рабочего колеса (рис. 2.12).

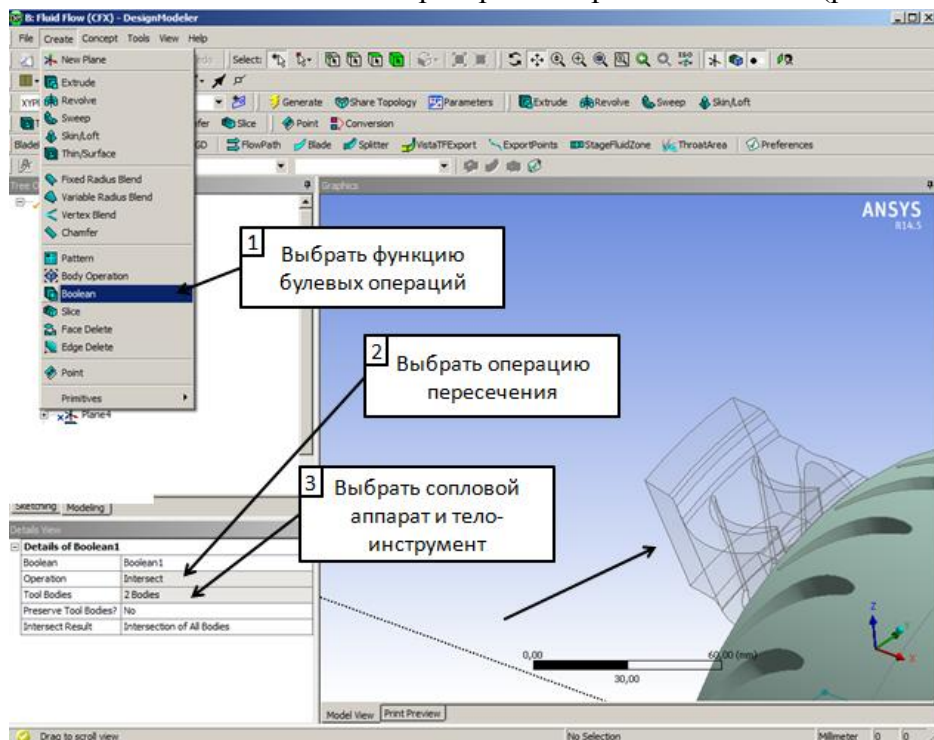


Рис. 2.12. Булева операция над телами

Шаг 12. Повторяется шаг №9.

Шаг 13. Созданное тело-инструмент №2 поворачивается на угол, равный угловому сектору одного межлопаточного канала, относительно угла поворота тела-инструмента №1 (рис. 2.13). Другими словами, угол между двумя телами-инструментами должен быть равен углу периодичности лопаточного венца.

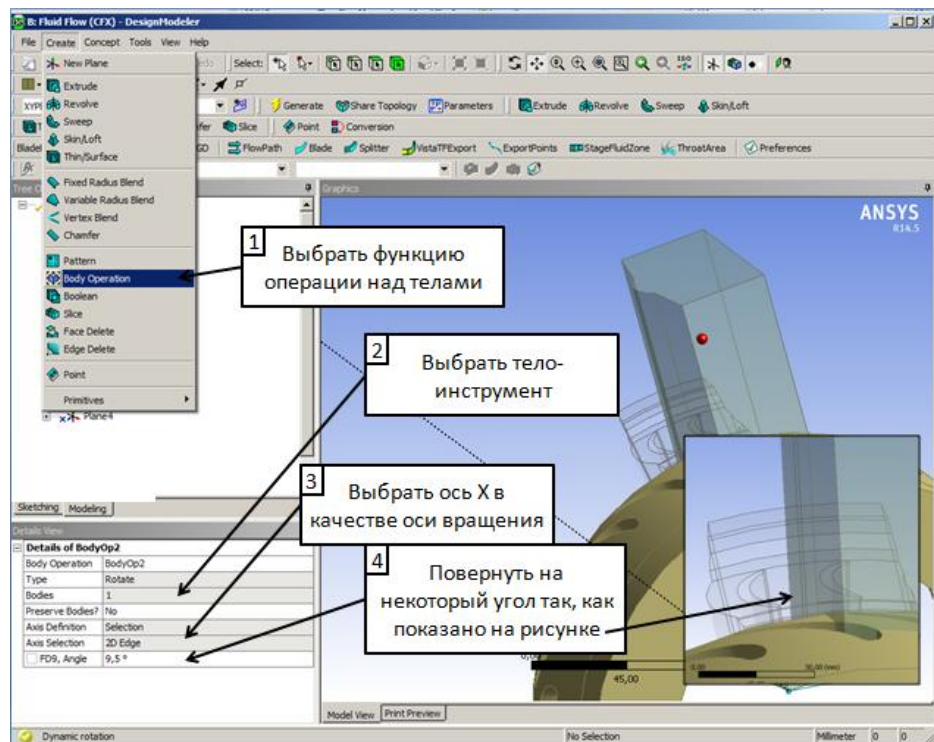



Рис. 2.13. Настройки меню операций с телами и результат операции

Шаг 14. С помощью булевой операции *Boolean*  тело-инструмент №2 вычитается из объёма межлопаточного пространства рабочего колеса (рис. 2.14).

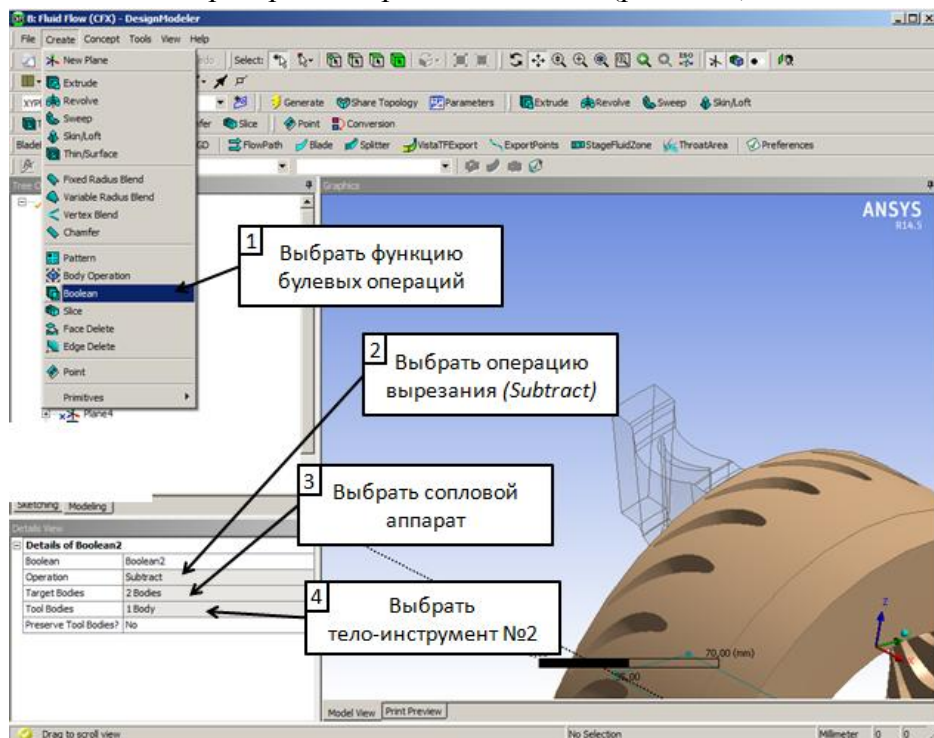


Рис. 2.14. Полученная модель межлопаточного канала рабочего колеса турбины

Созданная модель одного межлопаточного канала обладает свойством окружной периодичности, а переход от полноокружной модели рабочего колеса турбины к секторной позволяет существенно сократить вычислительные затраты.

Шаг 15. Создание новой вспомогательной плоскости с помощью команды *New Plane*

(рис. 2.15).

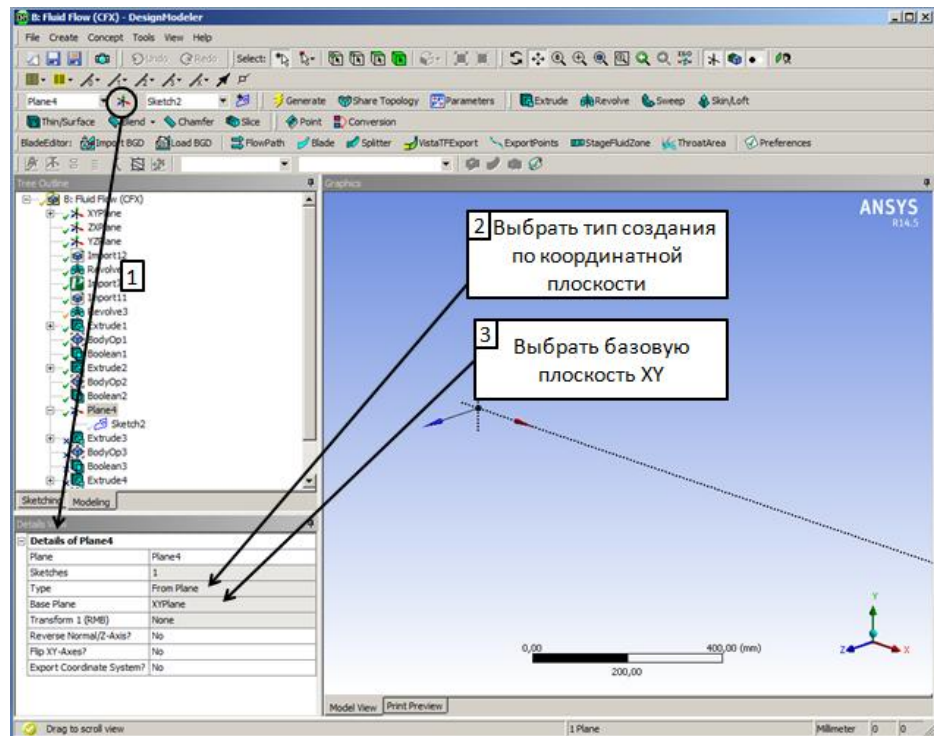



Рис. 2.15. Создание новой вспомогательной плоскости

Шаг 16. В новой плоскости создается эскиз  тела-инструмента для соплового аппарата. С помощью дуги строится линия, проходящая через центр межлопаточного канала, затем с помощью прямых линий эскиз дорабатывается до вида, изображённого на рисунке 2.16. Желательно, чтобы в границах эскиза оказалось не меньше двух межлопаточных каналов.

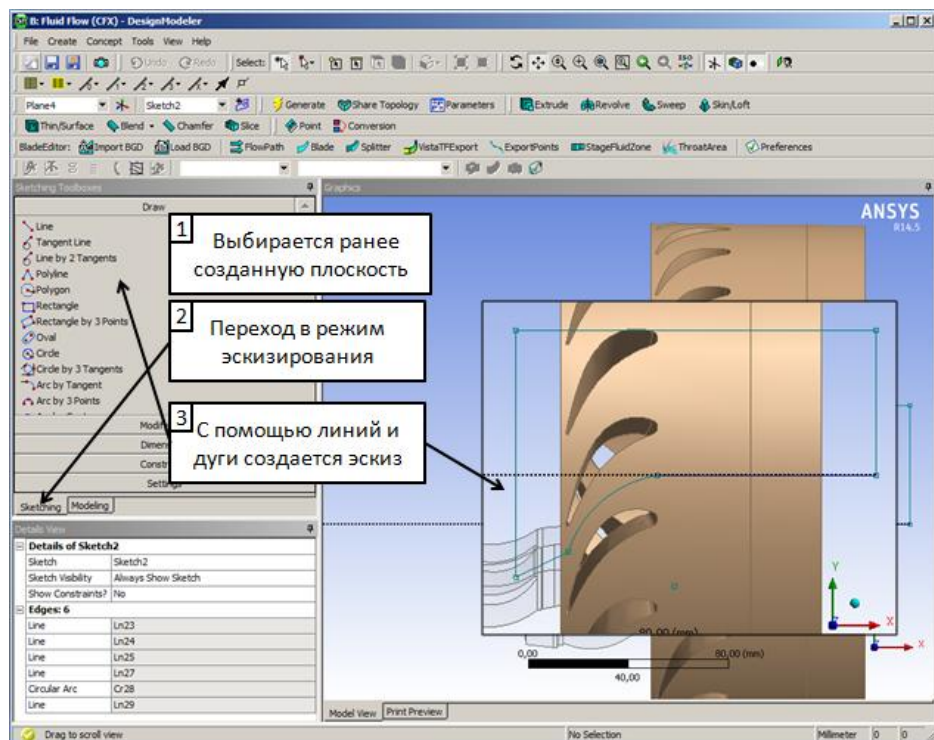


Рис. 2.16. Создание новой вспомогательной плоскости

Шаг 17. Далее выполняется аналогичный ряд операций (*шаги 9- 14*) для получения твёрдотельной модели одного межлопаточного канала соплового аппарата. Результат представлен на рисунке 2.17.

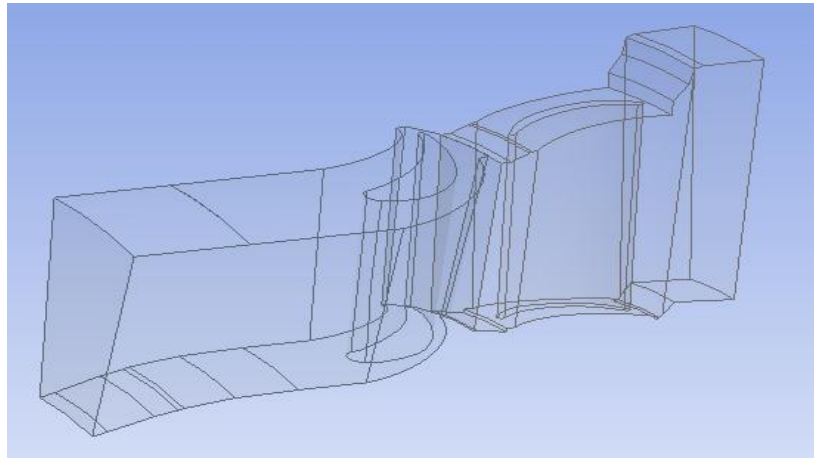



Рис. 2.17. Построенная секторная модель основного тракта основной турбины

Шаг 17. Далее необходимо исключить из работы линии меридиональных обводов основного тракта с помощью операции *Suppress Body*  (рис. 2.18).

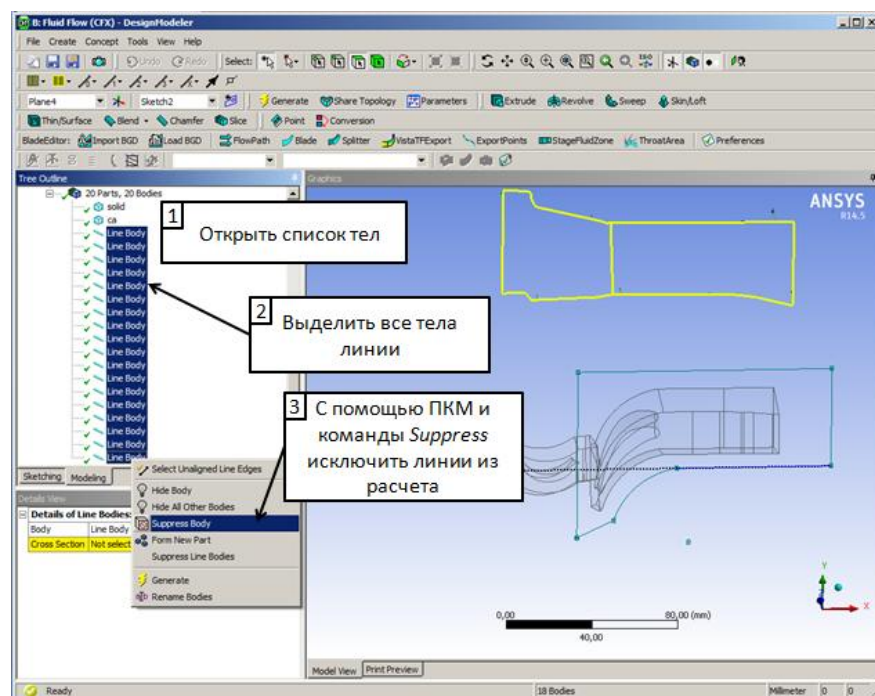



Рис. 2.18. Выключение из дальнейшего расчёта линий

На этом операция по подготовке твёрдотельной модели завершается, далее осуществляется непосредственно процесс построения расчётной сетки.

2.2 Создание на основе твёрдотельной модели тракта сеточной модели в ANSYS MESHING

Запуск программы *ANSYS Meshing* осуществляется из-под оболочки *ANSYS Workbench* двойным щелчком по вкладке *Mesh*. После загрузки приложения в него автоматически подгружается геометрия, созданная в CAD-редактор *Design Modeler*.

Для облегчения построения расчетной сетки использовался стандартный алгоритм создания неструктурированной сетки со сгущением и упорядочиванием поверхностных сеток. Для увеличения количества элементов в пристеночной зоне используется функция по созданию призматического слоя

Шаг 1. Сначала с помощью операции инфляции (*Inflation* ) создается призматический слой на втулочных и периферийных поверхностях объема межлопаточного канала соплового аппарата. Для создания призматического слоя указывается объект на который будет распространяться сгущение, объект от которого будет распространяться сгущение, а также настройки сгущения (толщина слоя, количество слоев и др.). На рисунке 2.19 показаны настройки меню создания призматического слоя и грани, вблизи которых он создается.

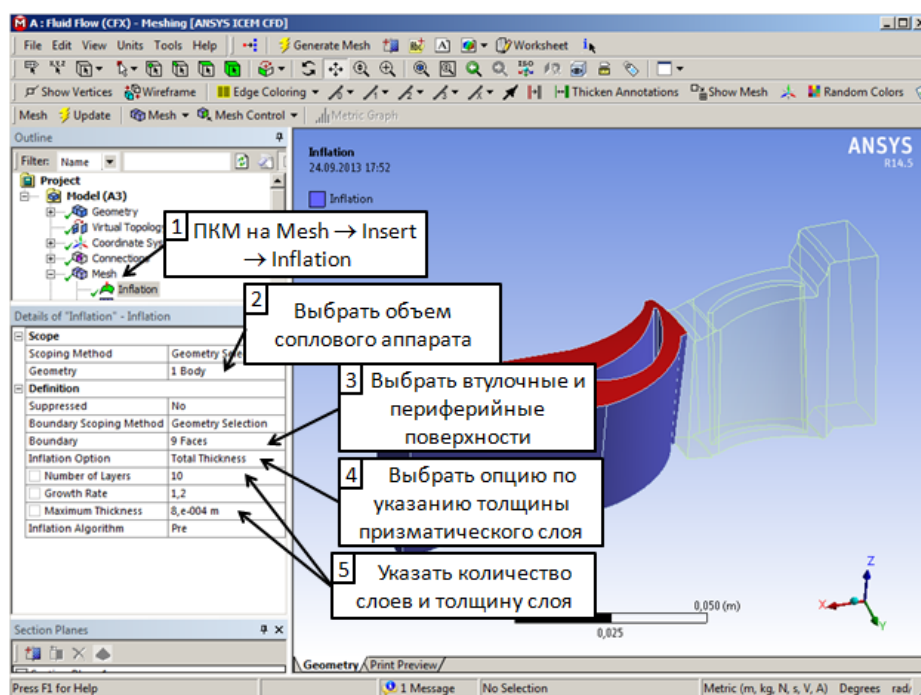


Рис. 2.19. Настройка создания призматического слоя вблизи обводов соплового аппарата

Шаг 2. По аналогии с предыдущей операцией призматический слой создается на поверхностях лопатки соплового аппарата (рис. 2.20) и на втулочных, периферийных и поверхностях пера лопатки объема рабочего колеса турбины (рис. 2.21).

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
Definition	
Suppressed	No
Boundary Scoping Method	Geometry Selection
Boundary	4 Faces
Inflation Option	Total Thickness
<input type="checkbox"/> Number of Layers	5
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,2
<input type="checkbox"/> Maximum Thickness	3,e-004 m
Inflation Algorithm	Pre

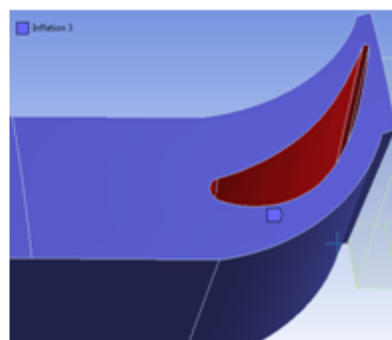


Рис. 2.20. Настройка создания призматического слоя вблизи пера лопатки соплового аппарата

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
Definition	
Suppressed	No
Boundary Scoping Method	Geometry Selection
Boundary	20 Faces
Inflation Option	Total Thickness
<input type="checkbox"/> Number of Layers	10
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,2
<input type="checkbox"/> Maximum Thickness	7,e-004 m
Inflation Algorithm	Pre

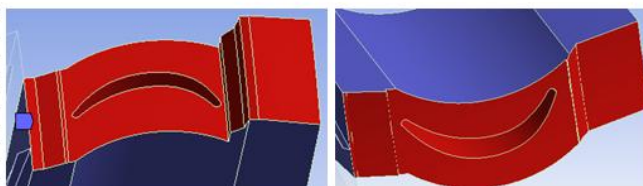


Рис. 2.21. Настройка создания призматического слоя вблизи пера лопатки и обводов рабочего колеса

Шаг 3. Для повышения качества сетки на отдельных гранях используется функция упорядочивания сеточных элементов (*Mapped Face Meshing*). Для упорядочивания необходимо указать грани на границе объема соплового аппарата и рабочего колеса турбины и грани на границе объема рабочего колеса с притрактовыми полостями (рис. 2.22).

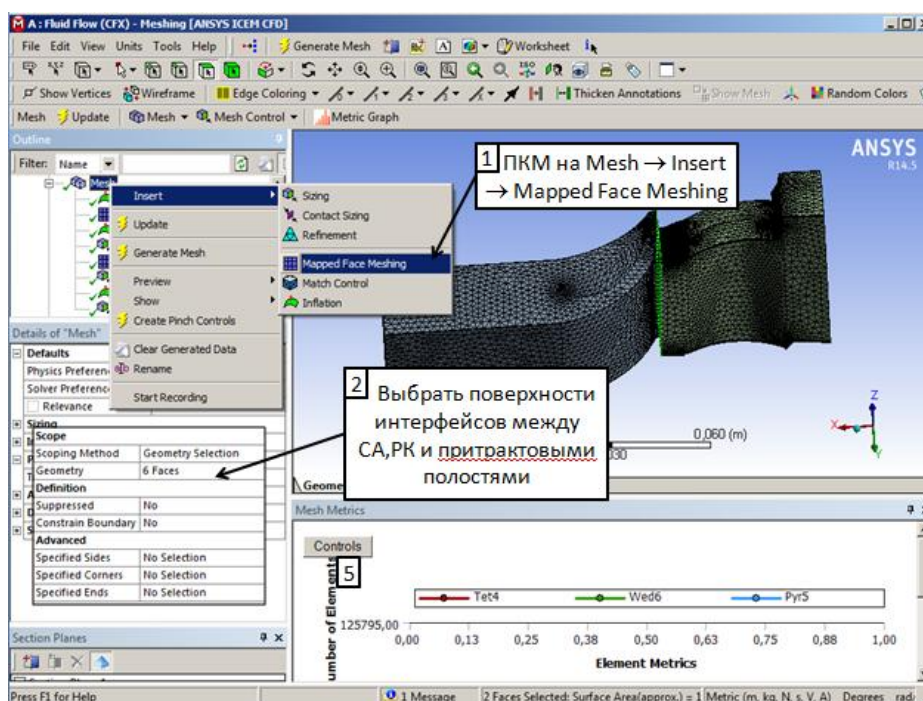



Рис. 2.22 Настройка упорядочивания сетки на отдельных гранях

Шаг 4. Алгоритм сеткогенератора не всегда может корректно определить необходимый размер элементов и их количество на грань, поэтому пользователю доступен специальный инструмент, позволяющий указывать необходимые параметры сеточных элементов применительно к линиям, поверхностям и объемам. С помощью операции по указа-

нию размера сеточного элемента (*Face Sizing* ) необходимо увеличить количество элементов на границе интерфейса объема соплового аппарата (рис. 2.23), на границах интерфейсов между объемом рабочего колеса и притрактовыми полостями (рис. 2.24). В настройках меню указываются размер элемента и поверхности, для которых он задается.

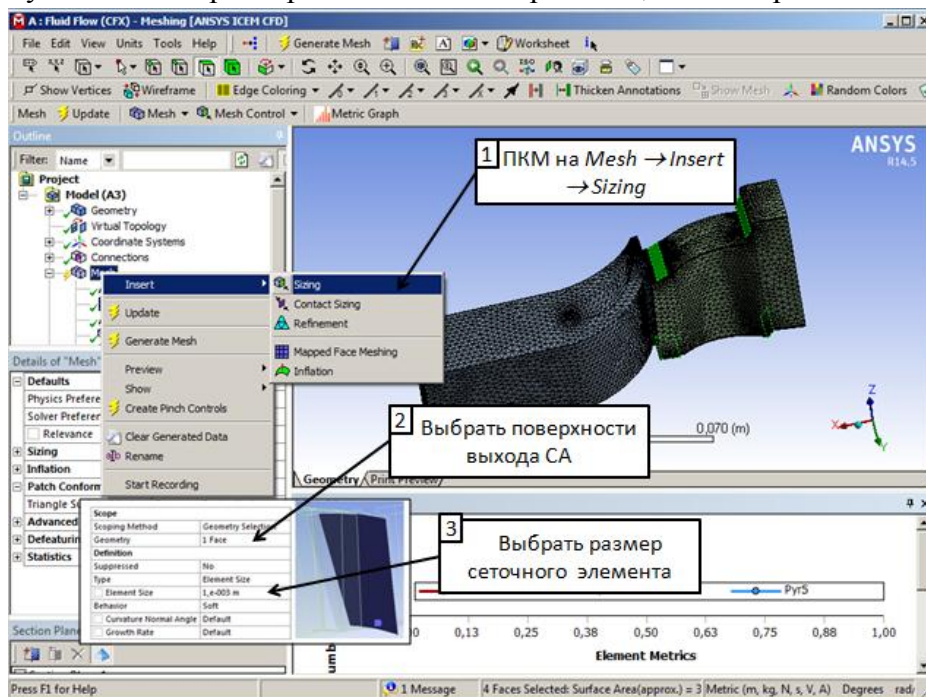


Рис. 2.23. Настройки меню указания размера элемента на выходной грани объема соплового аппарата

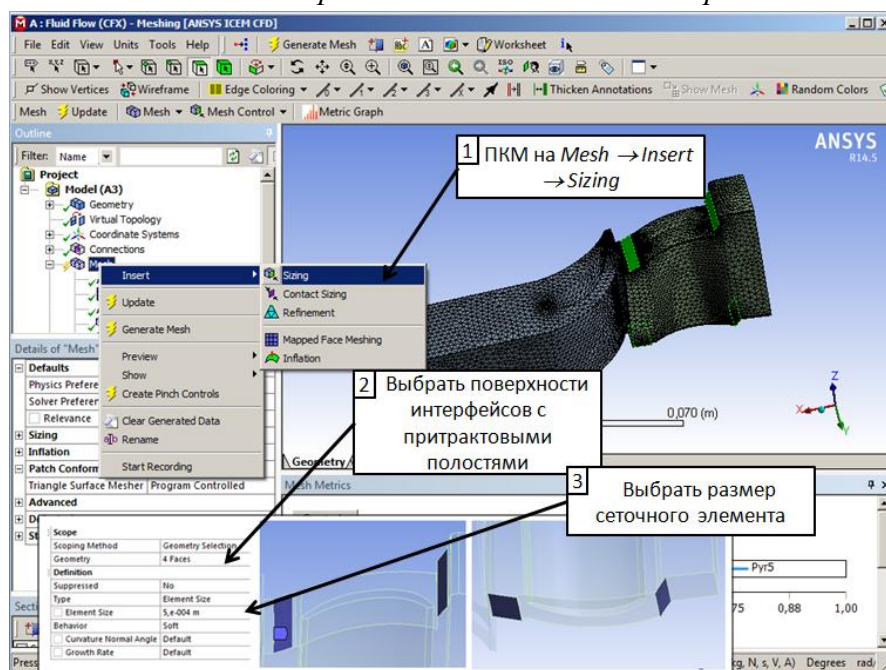


Рис. 2.24. Настройки меню указания размера элемента на границах интерфейса объемов рабочего колеса и притрактовых полостей

Шаг 5. Для повышения качества сетки необходимо увеличить количество элементов на грани вблизи интерфейса втекания за рабочей лопаткой турбины. Для этого на этой грани устанавливается маленький размер сеточного элемента. Настройки меню указаны на рисунке 2.25.

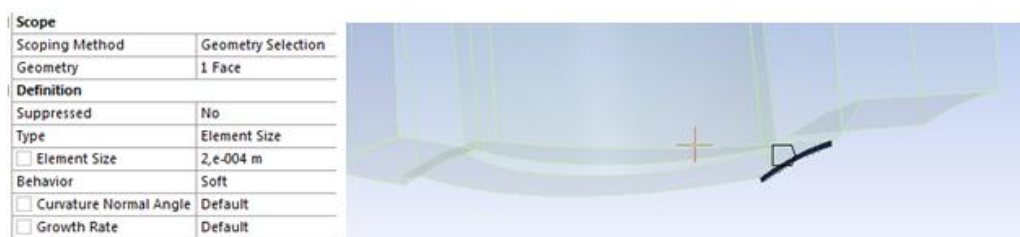


Рис. 2.25. Настройки меню указания размера элемента на грани
вблизи интерфейса объёмов рабочего колеса и притрактовой полости

После этого процесс настройки сетки завершен. Далее необходимо выделить грани модели к которым в препроцессоре будут применяться какие-либо граничные условия: входа, выхода, интерфейсы. Для облегчения работы при обработке результатов расчета необходимо также выделить поверхности окружающих обводов: втулочных и периферийных, поверхности лопаток и боковые грани для моделей межлопаточных каналов соплового аппарата и рабочего колеса турбины. При этом грани расчетной модели, которые будут использоваться для передачи граничных условий для прочностного анализа необходимо именовать особо (например *name*_p*). Если грань относится к поверхности периферийного обвода рабочего колеса (*shroud*), но также будет использоваться для передачи данных в прочностной модуль, то ее рекомендуется назвать *shroud_p*.


Шаг 6. Процесс выделения грани происходит с помощью операции присваивания имени (*Named Selection* ) из контекстного меню. В таблице 2.1 приведены названия соответствующих границ модели.

Таблица 2.1. Настройка входного граничного условия

Граничное условие	Название в программе
Вход в домен СА	<i>inlet</i>
Выход домена РК	<i>outlet</i>
Периферийные поверхности домена СА	<i>ca shroud</i>
Втулочные поверхности домена СА	<i>ca hub</i>
Поверхность лопатки СА	<i>ca blade</i>
Левые боковые грани домена СА	<i>ca per1</i>
Правые боковые грани домена СА	<i>ca per2</i>
Выход домена СА	<i>ca to rk_1</i>
Вход домена РК	<i>ca to rk_2</i>
Поверхность лопатки РК	<i>rk blade_p</i>
Втулочные поверхности домена РК (за исключением поверхностей интерфейсов)	<i>rk hub_p</i>
Периферийные поверхности домена РК (за исключением поверхностей интерфейсов)	<i>rk shroud_p</i>
Поверхности касающиеся бандажа РК	<i>rk band_p</i>
Левые боковые грани домена РК	<i>rk per1</i>
правые боковые грани домена РК	<i>rk per2</i>
Поверхность интерфейса на втулке перед РК	<i>vtekanie1</i>
Поверхность интерфейса на втулке за РК	<i>vtekanie2</i>
Поверхность интерфейса на периферии перед РК	<i>band1</i>
Поверхность интерфейса на периферии за РК	<i>band2</i>

На рисунке 2.26 представлены выделенные грани и их названия.

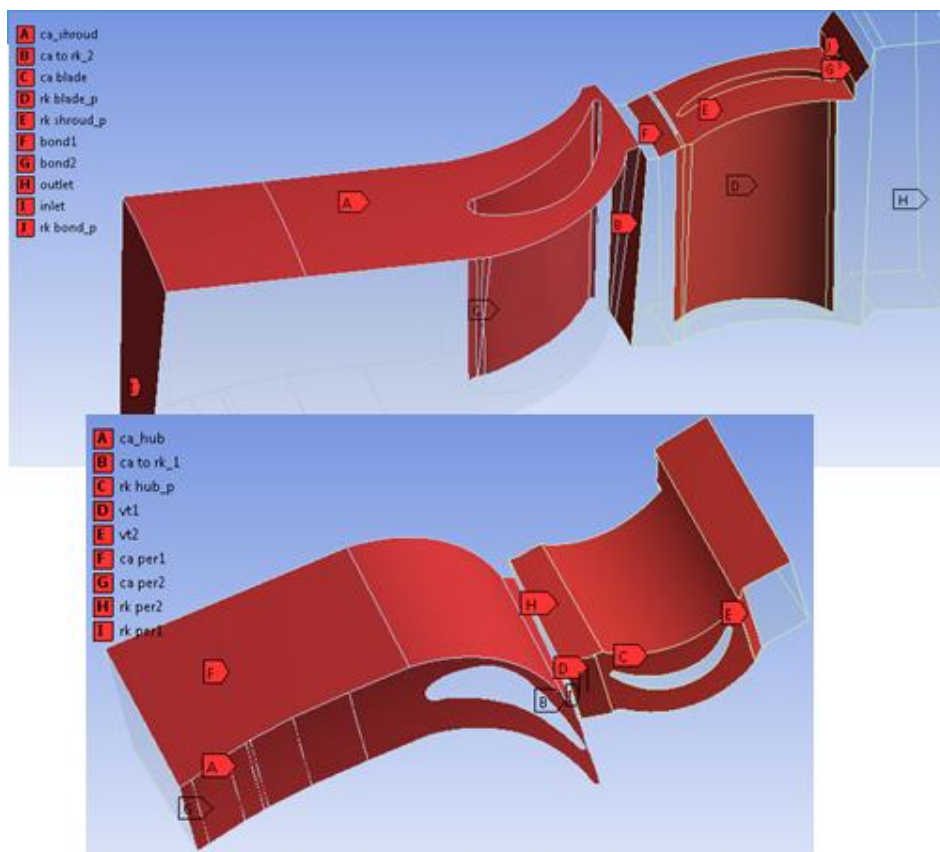



Рис. 2.26. Выделенные границы модели и их названия

Шаг 7. Создание расчетной сетки. После нажатия кнопки обновления (*Update* ) запускается процесс сеткогенерации. По окончании которого в графическом окне появляется сгенерированная расчетная сетка, а под ним появляется окно статистики, отображающее гистограмму распределение количества элементов по выбранному критерию качества сетки. Традиционным критерием качества сетки является ее скошенность (*Skewness*) (рис. 2.27). Этот параметр прямо пропорционален разнице наибольшего и наименьшего углов в ячейке, и обратно пропорционален наибольшему углу. Диапазон измерения этого параметра от 0 до 2. Наибольшее значение этого параметра соответствует наименее качественным ячейкам.

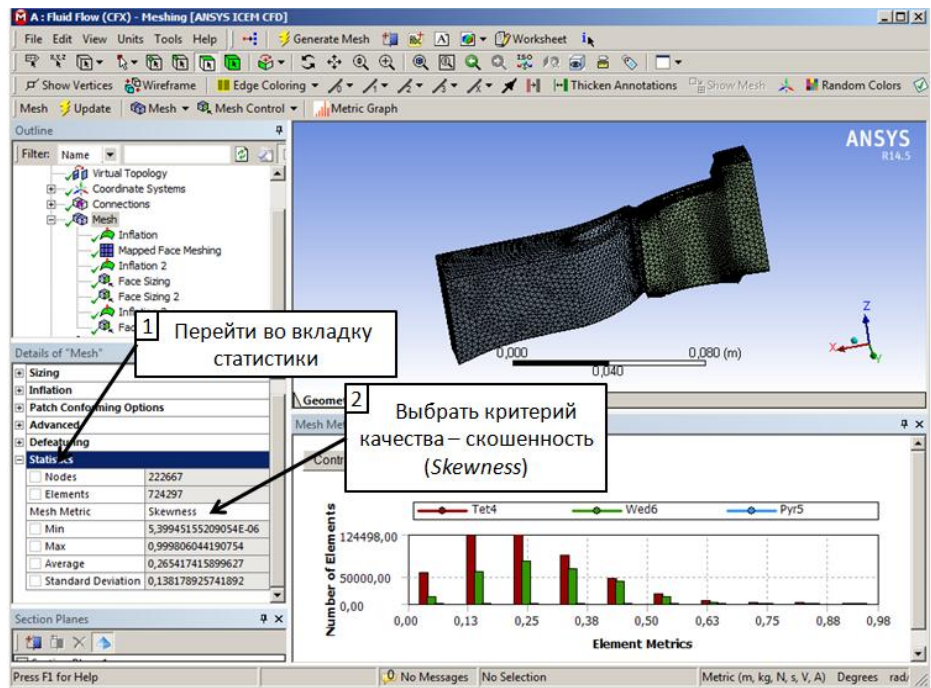


Рис. 2.27. Просмотр качества созданной расчётной сетки


Для просмотра расположения элементов с высокой скошенностью необходимо ЛКМ щелкнуть по столбцу гистограммы. В элементах с высокой скошенностью возникают большие расчетные ошибки влияющие как на сам процесс решения, так и на результаты расчета в целом. При создании расчетной сетки пользователю необходимо стремиться снизить максимальную скошенность ячеек ниже 0,97, используя средства управления сеткой, описанные выше.

На этом работа по созданию расчетной сетки основного тракта турбины закончена.

2.3 Настройка расчётной модели основного тракта турбины в ANSYS CFX-PRE

В препроцессоре настраиваются свойства рабочего тела, граничные условия, задаются настройки различных моделей турбулентности, настраиваются параметры решателя, а также вывод справочных данных во время расчета по которым оценивается степень схождения задачи. Далее подробно описываются этапы построения расчетной модели.

Шаг 1. Запуск программы ANSYS CFX-Pre осуществляется из-под оболочки ANSYS Workbench двойным щелчком по вкладке Setup. После загрузки приложения в него автоматически подгружается сеточная модель, созданная в сеткогенераторе Ansys Meshing.

Шаг 2. В меню типа анализа (*Analysis Type* ) выбирается режим стационарного расчета течения (*Steady State*). Расчет в стационарной постановке позволяет существенно сократить потребные вычислительные и временные ресурсы, обеспечивая при этом достаточную точность решения.

Шаг 3. После этого необходимо создать новое рабочее тело, которое по своим свойствам соответствует реальному рабочему телу в основной турбине ТНА. Для этого в дереве модели во вкладке *Materials* создается новое рабочее тело: *GeneratorGas* со свойствами, описанными в таблице 2.2 (рис. 2.28).

Таблица 2.2. Термофизические свойства генераторного газа

Name	<i>GeneratorGas</i>
Вкладка <i>Basic Settings</i>	
Material Group	<i>Calorically Perfect Ideal Gases</i>
Thermodynamic State	<i>Gas</i>
Вкладка <i>Materials Properties</i>	
Термодинамические свойства	<i>Изменяются по закону идеального газа</i>
Молярная масса	<i>31,95 кг/кмоль</i>
Теплоемкость	<i>1048,8 Дж/кг*К</i>
Динамическая вязкость	<i>0,00001831 кг/м*с</i>
Теплопроводность	<i>0,0261 Вт/м*К</i>

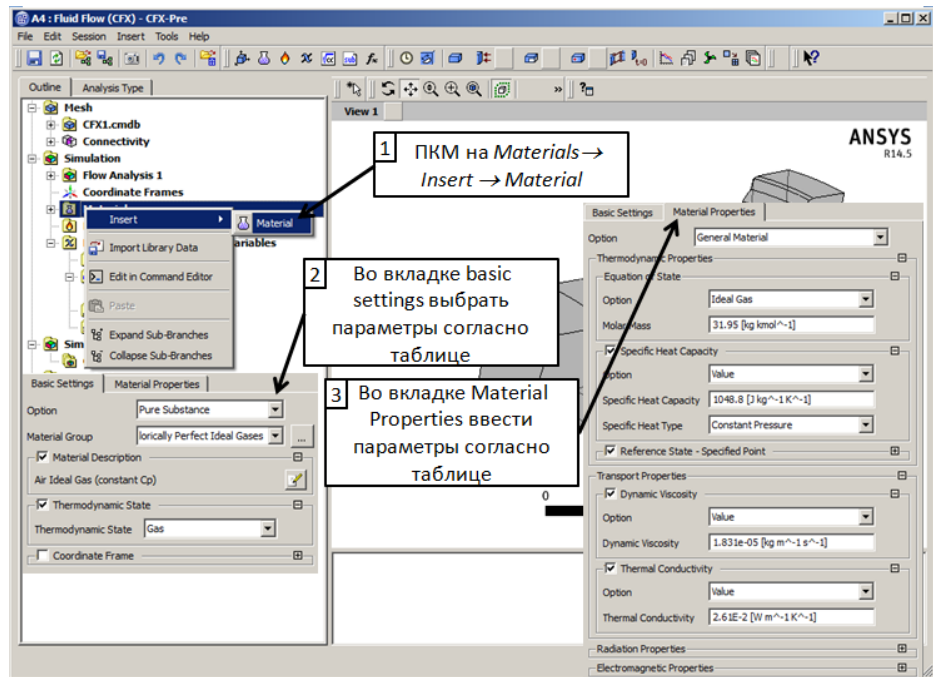



Рис. 2.28. Создание и настройка рабочего тела

Шаг 4. Затем, используя меню *Domain*  на панели быстрого доступа выделяются домены (расчетные зоны) соплового аппарата (СА). Для удобства в дальнейшем называть домены следует по имени узла ТНА, которому они соответствуют. Следует отметить, что алгоритм работы *CFX* адресный, поэтому создание двух одинаковых имен, например, для домена и границы невозможно.

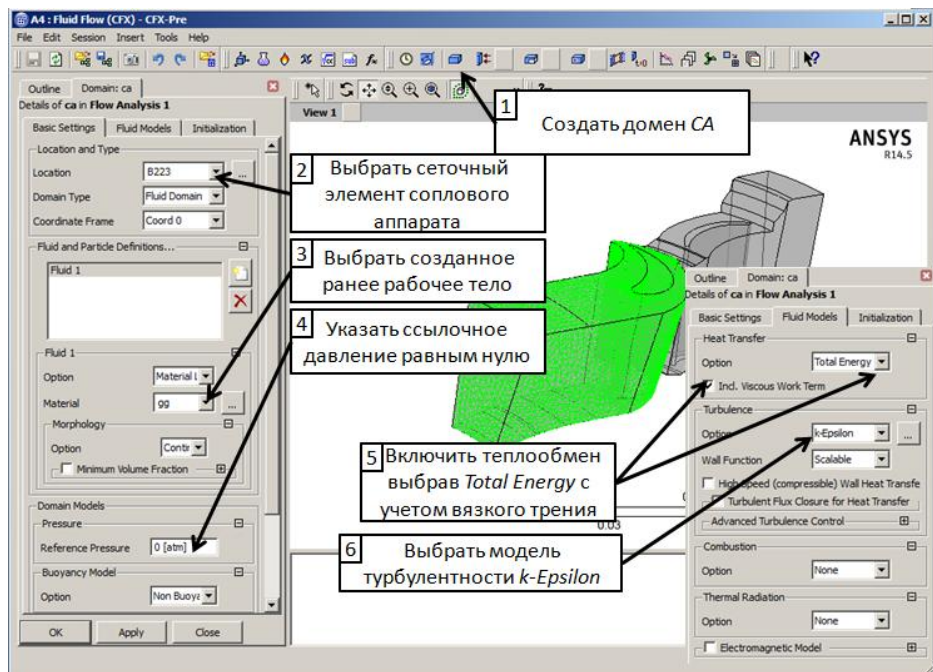


Рис. 2.29. Настройка домена и моделей решения

В меню настройки расчетных зон также настраиваются модели, используемые в расчете (рис. 2.29): выбирается рабочее тело, модель турбулентности и модель тепловых процессов. Настройки используемых в расчете моделей автоматически применяются ко всем

доменам проекта. После выделения домена соплового аппарата (СА), необходимо выполнить выбор используемых моделей. Во вкладке *Basic Settings* выбирается рабочее тело *GeneratorGas*, устанавливается равным нулю справочное давление (*Reference Pressure*), также в подменю *Domain Motion* указывается тип домена – стационарный. Во вкладке *Fluid Models* необходимо включить учет теплообмена: во вкладке *Heat Transfer* выбрать *Total Energy*. Здесь же выбирается модель турбулентности и ее настройки в подменю *Turbulency*: модель турбулентности *k-Epsilon*, и функции стенки *Scalable Wall Function*. Модель турбулентности *k-Epsilon* является наиболее универсальной, обладает широкой областью применения и достаточно хорошо апробирована в инженерных расчетах [11].

Шаг 5. Создание домена рабочего колеса турбины. Настройка домена аналогична настройке домена соплового аппарата. При создании домена рабочего колеса турбины, дополнительно в его настройках указывается угловую скорость (об/мин) и ось вращения (рис. 2.30). Причем положительное значение угловой скорости указывается, если вращение происходит по движению часовой стрелки в направлении оси вращения (правило правой руки), а отрицательное соответственно, когда против движения часовой стрелки.

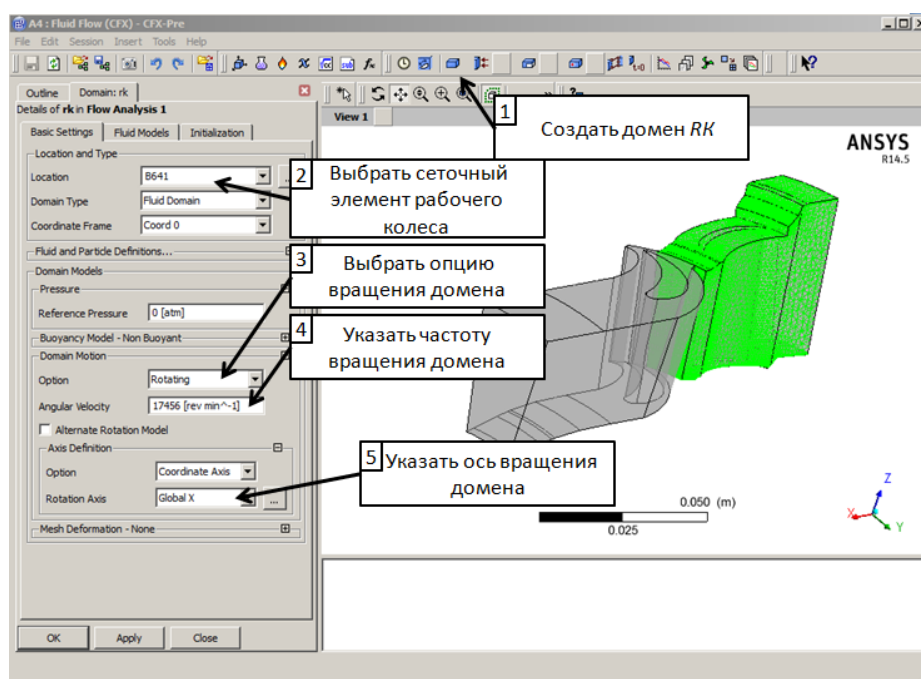



Рис. 2.30. Настройки свойств домена рабочего колеса турбины

Шаг 6. После создания доменов на их поверхности накладываются граничные условия. Граничные условия (ГУ) задаются с помощью меню *Boundary* , в них указывается поверхность для которой оно применяется, тип ГУ, а также значение параметров потока в соответствии с выбранным типом ГУ (рис. 2.31). На тех гранях расчетной модели, для которых не будет определено специальное ГУ, по умолчанию задается ГУ адиабатной непроницаемой стенки. Параметры ГУ входа приведены в табл. 2.3.

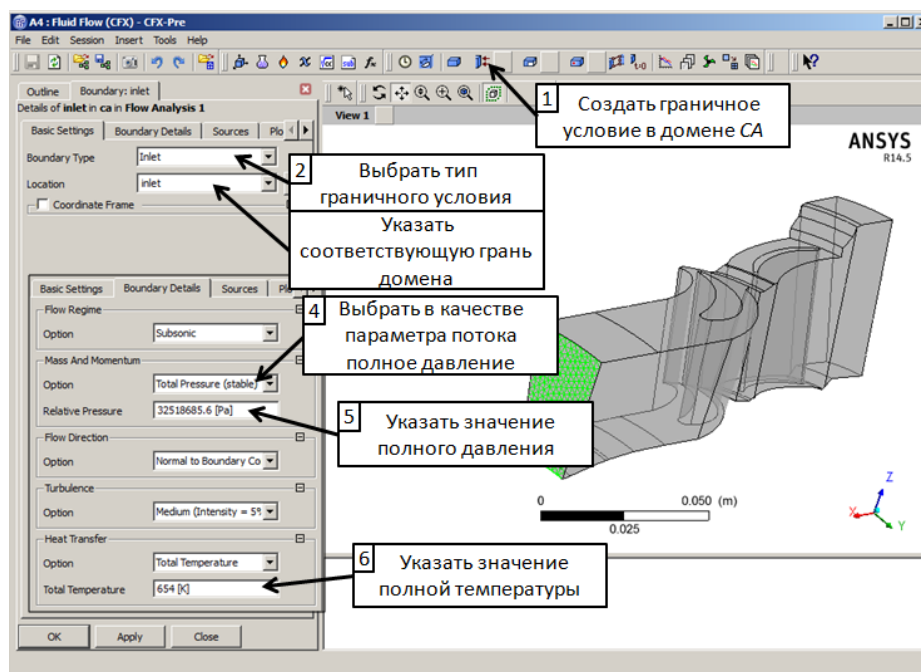


Рис. 2.31. Настройка граничного условия на входе в расчетную модель

Таблица 2.3. Параметры входного граничного условия

Name	inlet
Вкладка Basic Settings	
Boundary Type	выбирается тип Inlet
Location	выбирается входная грань домена соплового аппарата
Вкладка Boundary Details	
Flow Regime	Subsonic
Mass And Momentum Option	Total Pressure (stable)
Relative Pressure	3.25187e+07 (Pa)
Flow Direction Option	Normal to Boundary Condition
Turbulence Option	Medium (Intensity=5%)
Heat Transfer Option	Total Temperature
Total Temperature	654 K

Первый расчет необходимо проводить не небольшом перепаде давления, с тем, чтобы решение установилось. Последующий расчет запускается уже на расчетном перепаде с инициализацией с предыдущего решения.

Шаг 7. Аналогично предыдущему шагу создается граничное условие на выходе модели в домене рабочего колеса турбины (RK) (табл. 2.4).

Таблица 2.4. Настройка выходного граничного условия

Name	outlet
Вкладка Basic Settings	
Boundary Type	выбирается тип Outlet
Location	выбирается выходная грань домена рабочего колеса турбины
Вкладка Boundary Details	
Flow Regime	Subsonic
Mass And Momentum Option	Average Static Pressure
Relative Pressure	3.00197e+07 (Pa)
Pres. Profile Blend	0.05
Pressure Averaging Option	Circumferential

Следующим шагом необходимо выделить границы, которые понадобятся для удобства обработки результатов расчета, а также будут использованы в прочностном анализе. В постпроцессоре *CFD-Post* встроен специальный модуль для работы с турбомашинами (*Turbo Mode*), который после привязки к конкретной геометрии лопаточной машины позволяют использовать специальные инструменты для обработки результатов расчета (строить поверхности по относительной высоте и длине канала, выводить графики параметров потока по сечениям пера лопатки и др.). Для привязки к геометрии лопаточного венца в модуле используется инициализация поверхности втулочного и периферийного обводов, поверхности пера лопатки и боковых периодических граней. Для корректной работы данного механизма указанные грани в препроцессоре необходимо назвать специальным образом: втулочный обвод – *hub*, периферийный обвод – *shroud*, поверхность лопатки – *blade*.

Шаг 8. В домене соплового аппарата создать граничное условие стенки для втулочных поверхностей *CA_hub* (рис. 2.32).

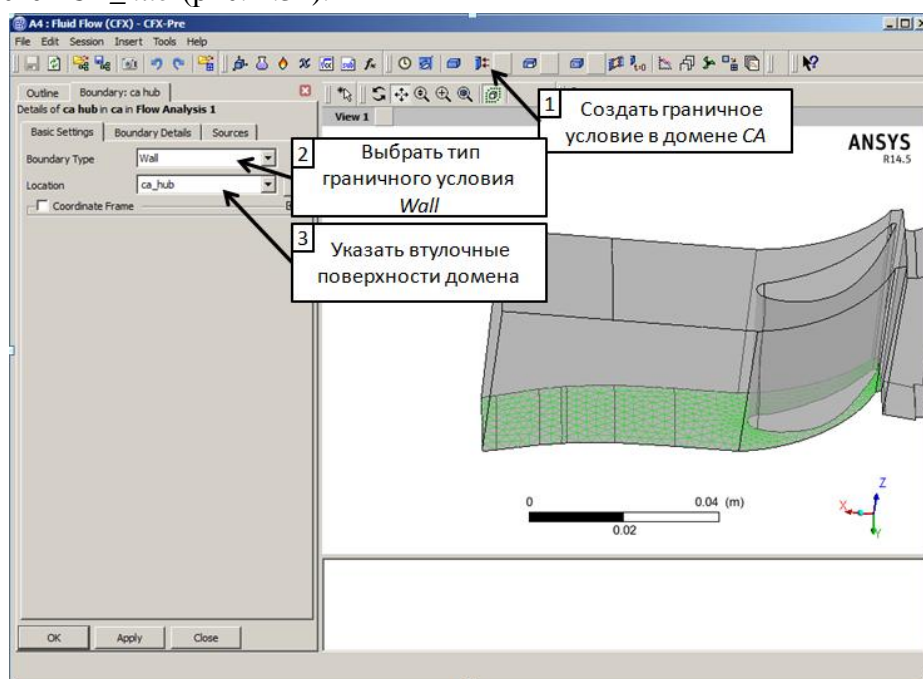


Рис. 2.32. Меню граничного условия непроницаемой стенки на поверхностях втулочного обвода соплового аппарата

Шаг 9. Аналогично шагу №8 создается граничное условие стенки на периферийной поверхности домена соплового аппарата *CA_shroud* (рис. 2.33).

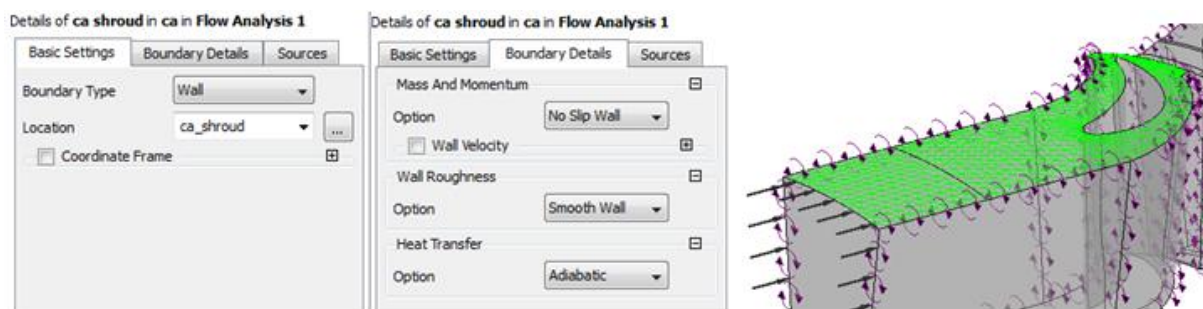


Рис. 2.33. Меню граничного условия непроницаемой стенки на поверхностях периферийного обвода соплового аппарата

Шаг 10. Аналогично шагу №9 создается граничное условие стенки на поверхностях пера лопатки домена соплового аппарата *CA_blade* (рис. 2.34).

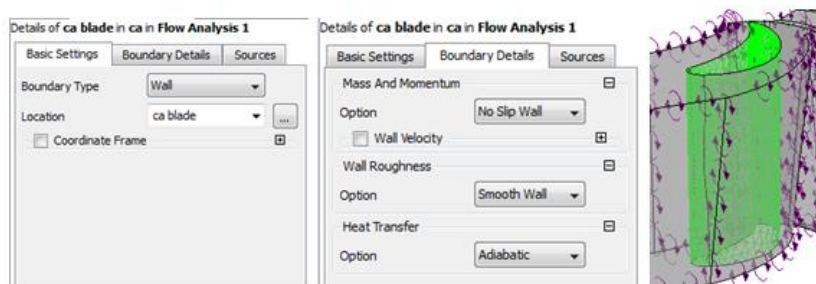


Рис. 2.34 Меню граничного условия непроницаемой стенки на поверхностях пера лопатки соплового аппарата

Шаг 12. Создание граничного условия непроницаемой стенки на втулочной поверхности домена рабочего колеса. Дополнительно для поверхностей домена рабочего колеса, которые будут использованы в прочностном анализе (втулочная поверхность, поверхность пера лопатки, поверхности вблизи бандажа), необходимо в имя добавить *_p, для облегчения работы в дальнейшем (рис. 2.35-2.38).



Рис. 2.35 Меню граничного условия непроницаемой стенки на поверхностях втулочного обвода рабочего колеса

Шаг 12. Создание граничного условия непроницаемой стенки на периферийной поверхности домена рабочего колеса.



Рис. 2.36. Меню граничного условия непроницаемой стенки на поверхностях периферийного обвода рабочего колеса

Шаг 12. Создание граничного условия непроницаемой стенки на периферийной поверхности домена рабочего колеса.

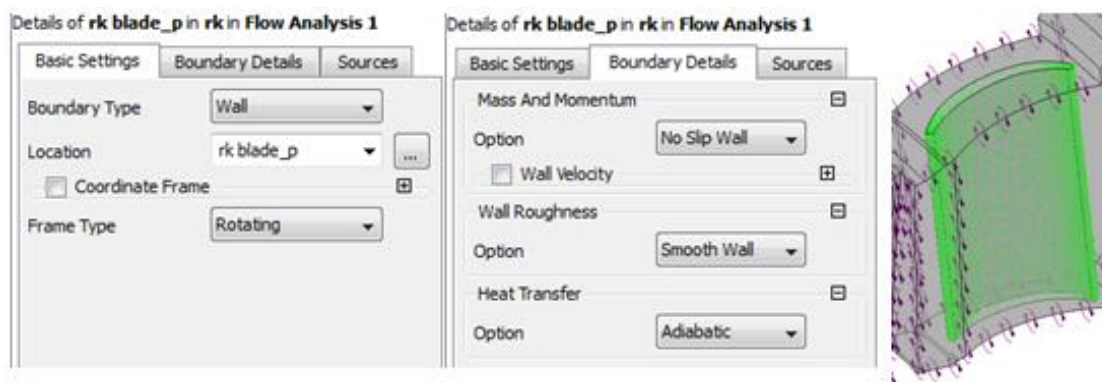



Рис. 2.37. Меню граничного условия непроницаемой стенки на поверхностях пера лопатки рабочего колеса


Шаг 13. Создание граничного условия непроницаемой стенки на поверхности бандажа домена рабочего колеса (рис. 2.38).



Рис. 2.38. Меню граничного условия непроницаемой стенки на поверхности бандажа рабочего колеса

Для передачи данных между отдельными расчетными зонами служат специальные граничные условия проницаемости - интерфейсы (*Interfaces* ). Они позволяют переда-

вать данные между вращающимся и неподвижным доменами, между доменами с разным углом сектора и т.д.

Шаг 14. Создать интерфейс между доменами соплового аппарата (CA) и рабочего колеса (RK) турбины с помощью меню настройки интерфейса (Interfaces ) (рис. 2.39).

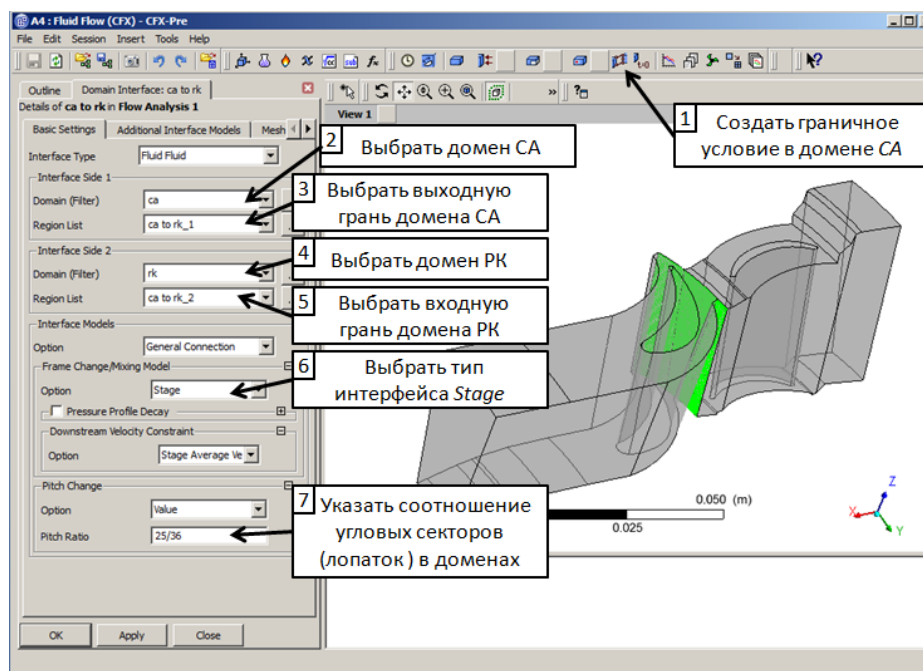


Рис. 2.39. Меню настройки свойств интерфейса расчётной модели

Для настройки интерфейса между доменами необходимо ввести данные табл. 2.5.

Таблица 2.5. Параметры интерфейса между доменами

Name	ca to rk
Вкладка Basic Settings	
Interface Type	выбирается тип Fluid Fluid
Interface Side 1	домен соплового аппарата (CA)
Region List	Выходная грань домена соплового аппарата
Interface Side 2	домен рабочего колеса (RK)
Region List	Входная грань домена рабочего колеса
Interface Models Option	General Connection
Frame Change/Mixing Model Option	Stage
Pitch Change Option	Value
Pitch Ratio	25/36

Параметр *Pitch Ratio* обозначает соотношение углов секторов сопряженных доменов. Так как в лопаточных машинах угол периодического сектора обычно напрямую связан с числом лопаток, для интерфейса между доменами соплового аппарата турбины и рабочего колеса турбины *Pitch Ratio* равен 25/36 (по числу лопаток в лопаточных венцах: 25 лопаток в сопловом аппарате и 36 лопаток в рабочем колесе).

После создания интерфейса в графическом окне на границах расчетных моделей, выбранных проницаемыми, появляются специальные символы в виде зеленых конусов.

Так как лопаточные венцы моделируются с помощью одного межлопаточного канала, то необходимо настроить граничное условие периодичности.

Шаг 15. Для создания ГУ периодичности также используется меню *Domain Interface* (рис. 2.40). Для настройки периодичности домена домена *CA* необходимо ввести данные табл. 2.6.

Таблица 2.6. Настройка интерфейса периодичности

Name	ca_per
Вкладка Basic Settings	
Interface Type	выбирается тип Fluid Fluid
Interface Side 1	домен соплового аппарата (CA)
Region List	выбирается левая боковая грань домена
Interface Side 2	домен соплового аппарата (CA)
Region List	выбирается правая боковая грань домена
Interface Models Option	Rotational Periodicity
Axis Definition Option	Coordinate Axis
Rotational Axis	Global X

После задания соответствующих граничных условий в графическом окне препроцессора на модели появляются маркеры, которые могут помочь определить грани на которые наложены граничные условия периодичности.

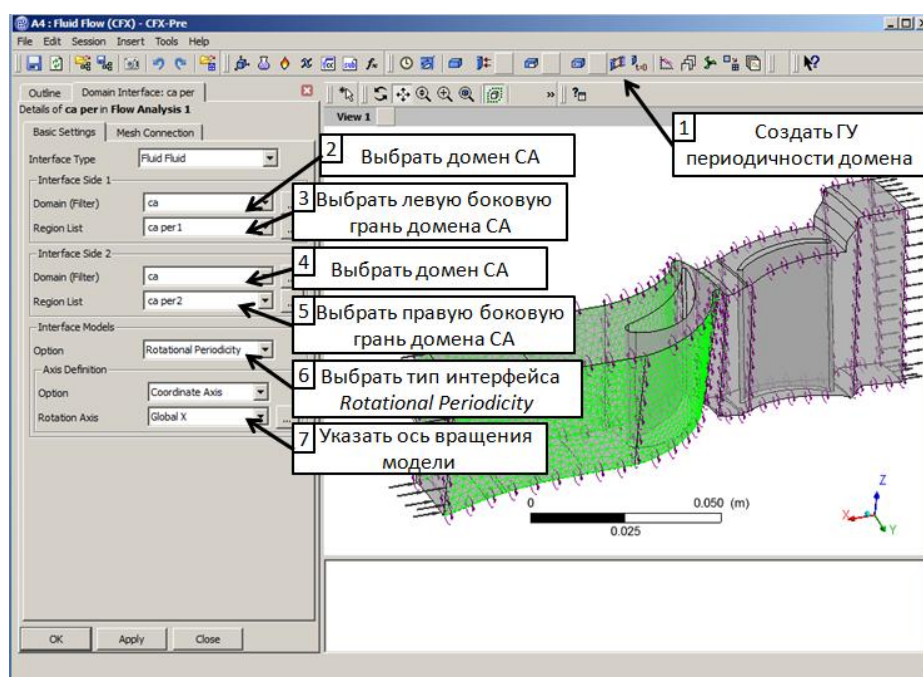


Рис. 2.40. Меню настройки граничного условия периодичности

Шаг 16. Аналогично шагу №15, необходимо создать периодические граничные условия и для домена рабочего колеса турбины (рис. 2.41).

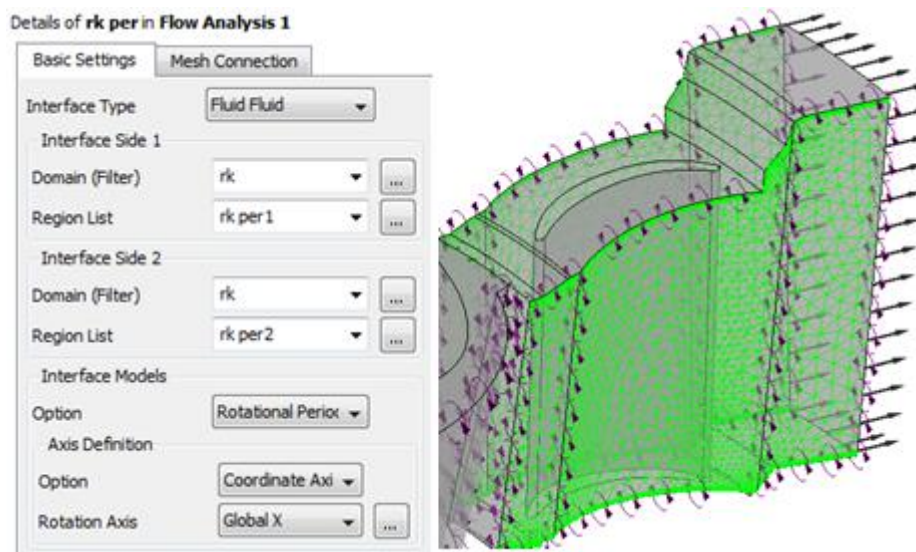




Рис. 2.41. Настройка ГУ периодичности домена рабочего колеса турбины

Затем необходимо настроить опции решателя. Настройка осуществляется в дереве проекта во вкладке *Solver* , *Solver Control* . Здесь указываются схема решения, порядок точности, критерии останова расчета (максимальное количество итераций, требуемый уровень невязок), а также вводятся настройки масштаба времени моделирования (*Timescale Control*). В основном используются два варианта задания временного шага: автоматический (*Auto Timescale Control*) и фактический (*Physical Timescale Control*). При автоматическом режиме решатель сам определяет масштаб временного шага, а пользователь может лишь менять множители (*Timescale Factor*) коэффициента временного шага. При фактическом режиме пользователь непосредственно указывает протяженность процесса во времени в секундах. При первых расчетах газодинамической модели необходимо использовать пониженные значения временного шага, чтобы избежать расхождения решения.

Шаг 17. Настройка параметров решателя (рис. 2.42). Рекомендуемые настройки решателя показаны ниже:

Таблица 2.7. Настройка опций решателя

Advection Scheme Option	<i>High Resolution</i>
Turbulence Numerics Option	<i>High Resolution</i>
Convergence Control Max. Iterations	<i>1500</i>
Timescale Control	<i>Auto Timescale Control</i>
Timescale Factor	<i>0.01</i>
Convergence Criteria Residual Target	<i>0.000001</i>

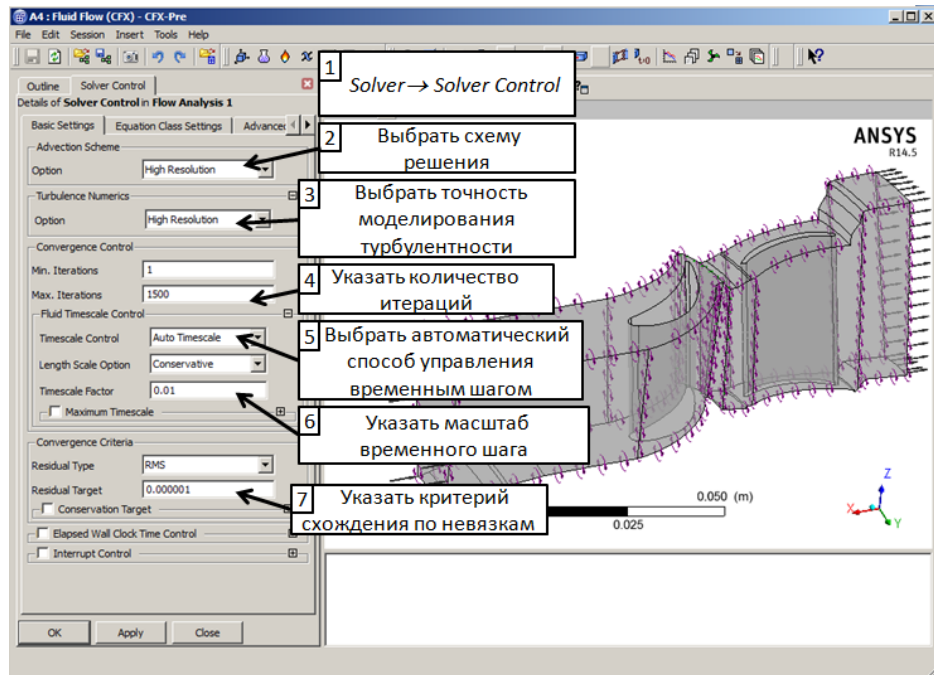



Рис. 2.42. Настройка параметров решателя

При моделировании турбулентных течений в каналах сложной формы, к которым относятся турбомшины, стандартный критерий схождения решения - значение невязок, зачастую недостаточен. Оценку схождения решения удобно проводить по графику изменения интегральных параметров потока во время расчета. Если решение установилось, то значение интегрального параметра потока меняться не будет, или будет меняться со строгой циклическостью. Для модели рабочего процесса турбины таким интегральным параметром удобно принять значения степени понижения давления в турбине (π_m). Для того чтобы в процессе решения была возможность отслеживать изменения интересующих параметров необходимо в меню выражений (*Expressions* ) создать переменные позволяющие рассчитывать интересующие нас параметры.

Шаг 18. Создать выражение, вычисляющее значение степени понижения давления (рис. 2.43). Выражение записывается во вкладке *Definition* согласно таблице 2.8.

Таблица 2.8. Выражение интегрального параметра потока: степени понижения давления в турбине

Название выражения	Описание выражения (в одну строку)
Pit	$massFlowAve(Total\ Pressure\ in\ Stn\ Frame)$ $@inlet/massFlowAve(Total\ Pressure\ in\ Stn\ Frame)@outlet$

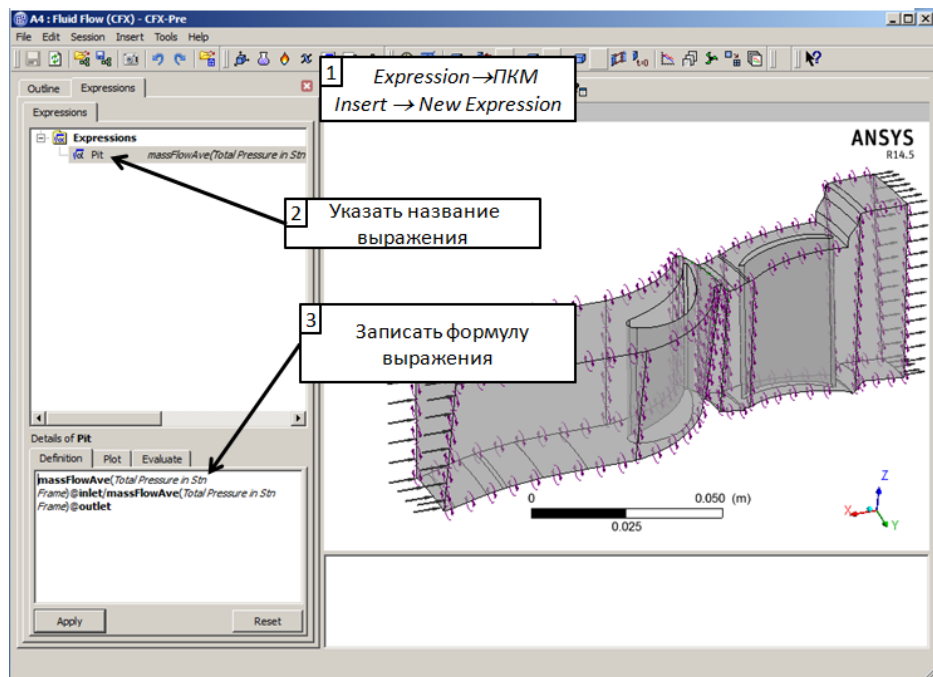


Рис. 2.43. Запись пользовательского выражения

Шаг 19. Необходимо перейти в настройки *Solver*, вкладка *Output Control*. Далее необходимо перейти во вкладку *Monitor* и активировать функцию *Monitor Objects*. Затем перейти в меню *Monitor Points and Expressions*. Здесь необходимо создать новые переменные для отображения. С помощью иконки создаем переменную (название переменной не должно полностью совпадать с названием соответствующего выражения), выбираем в *Option Expression* и вводим имя соответствующего ему выражения (рис. 2.44).

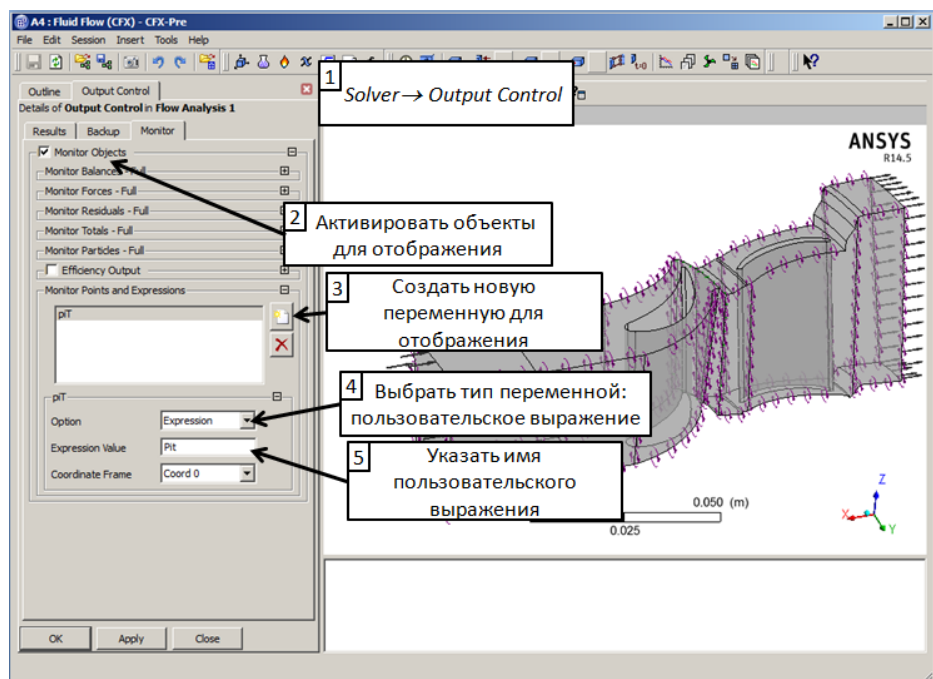


Рис. 2.44. Внешний вид меню *Output Control*

Шаг 20. Сохраняем расчетную модель с помощью иконки на панели быстрого доступа. На этом настройка расчетной модели турбины ТНА завершена.

2.4 Расчёт и анализ полученных результатов

Запуск решателя *ANSYS CFX-Solver Manager* осуществляется из-под оболочки *ANSYS Workbench* двойным щелчком по вкладке *Solution*. После загрузки приложения в него автоматически подгружается расчетная модель, созданная в препроцессоре *Ansys CFX-Pre*.

Шаг 2. Для использования режима распараллеливания необходимо выбрать метод *HP MPI Local Parallel* с указанием числа доступных для работы ядер процессора вычислительной машины (рис. 2.45).

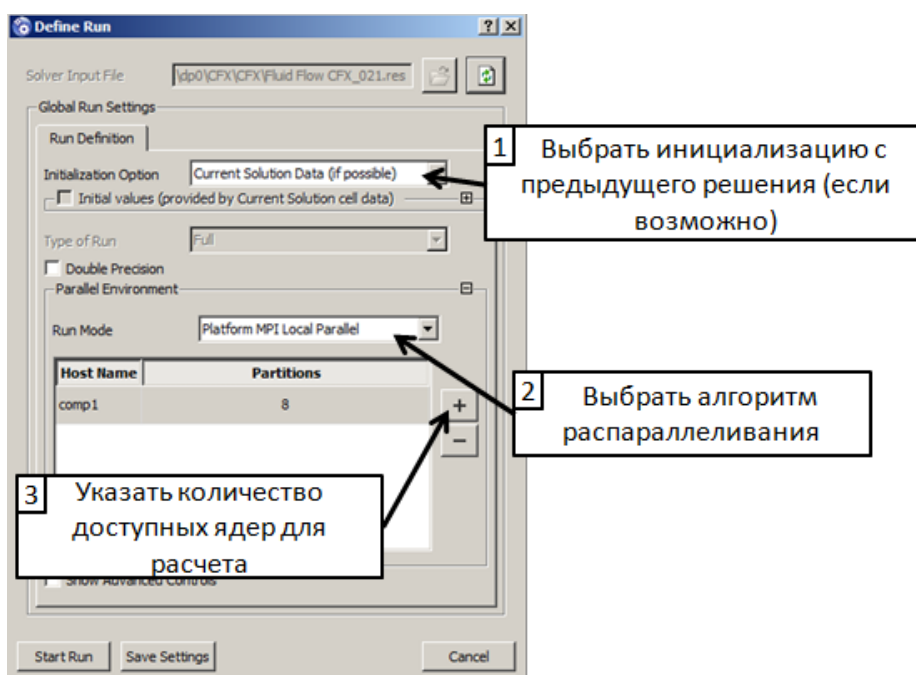


Рис. 2.45. Меню запуска расчёта

Для запуска расчета нажимаем клавишу *Start Run*.

После запуска решателя в процессе счета автоматически будут отображаться пользовательские переменные в окне *User Points* (рис. 2.46).

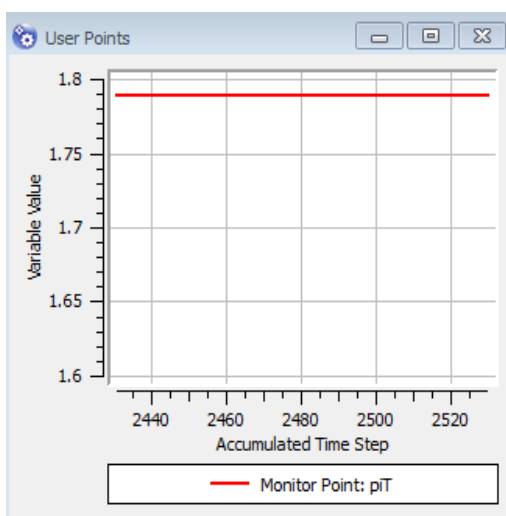



Рис. 2.46. Характер изменения пользовательских переменных во время расчёта

После того как невязки начали снижаться (примерно 200-300 итераций), необходимо перейти к плавному повышению коэффициента временного шага, с тем чтобы завершать расчет на максимально возможном устойчивом значении коэффициента (обычно 10). Повышать значение временного шага рекомендуется не больше чем в 10 раз за одну операцию. Повышение временного шага приводит к снижению времени вычисления, но на начальных этапах может привести к развалу решения.

Шаг 2. Процесс повышения временного шага осуществляется с помощью операции *Dynamically edit setting of the run in progress* . Алгоритм динамического изменения настроек решателя изображен на рисунке 2.47. При закрытии меню необходимо сохранить изменения, чтобы они вступили в силу.

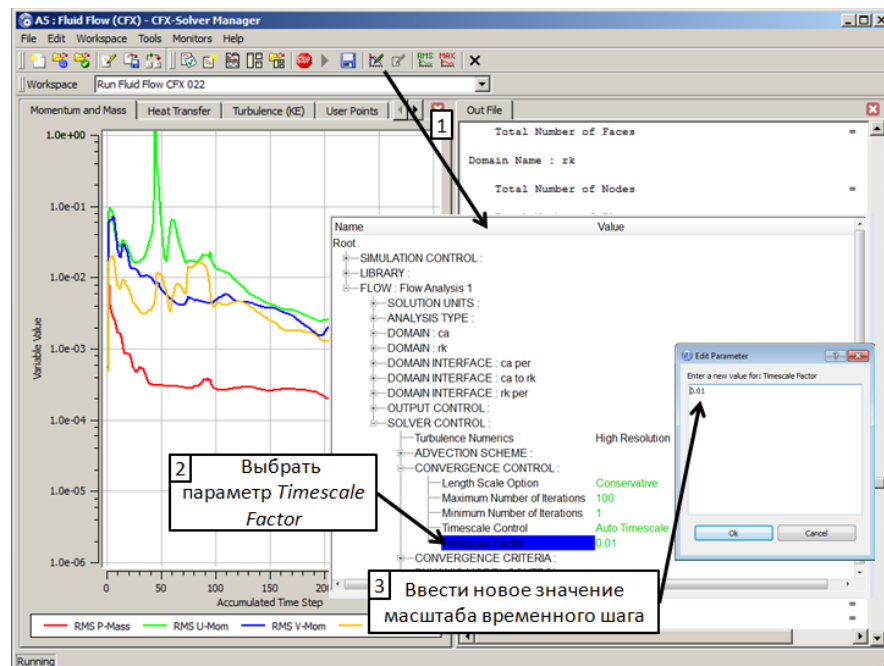



Рис. 2.47. Изменение шага по времени во время расчёта

В процессе решения необходимо следить не только за поведением невязок стандартных параметров, но и за невязками интегральных параметров (рис. 2.48). После установления решения при максимальных рекомендованных значениях временного шага невязки находятся в районе значения $10^{-4} \dots 10^{-5}$, а интегральные параметры уже не меняются.



Рис. 2.48. Изменение невязок во время расчёта

Завершение расчета происходит автоматически по достижении указанного числа итераций, либо заданного значения невязок. Для принудительной остановки расчета можно воспользоваться иконкой . По завершении расчета автоматически создается файл результатов (*.res). После этого необходимо провести следующий расчет на требуемом перепаде давления в турбине.

Шаг 3. Необходимо вернуться в препроцессор и изменить значение статического давления на выходной границе турбины равным 15.5 МПа , что соответствует расчетному перепаду давления в турбине (рис. 2.49).

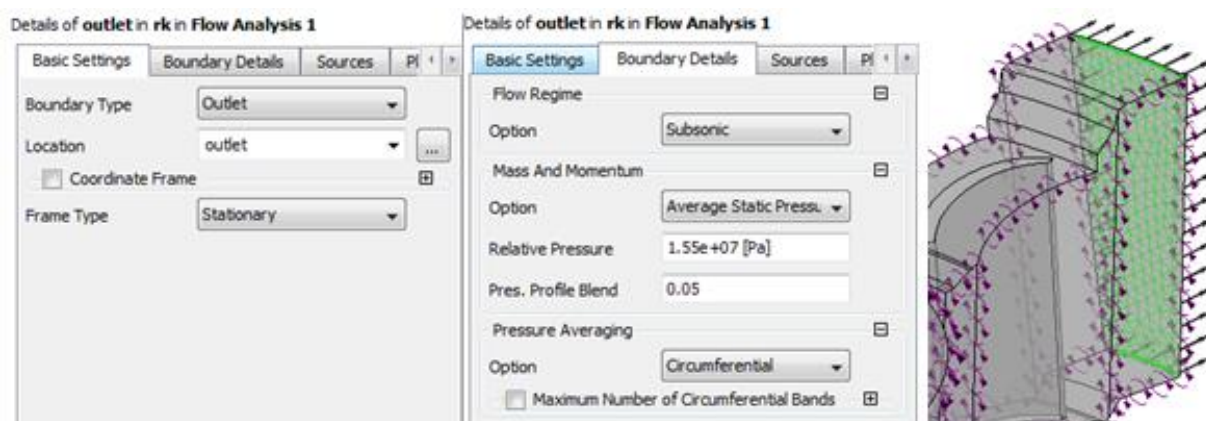


Рис. 2.49. Изменение граничного условия на выходе турбины

После изменения граничного условия необходимо заново произвести расчет, для получения решения на заданном режиме работы турбины.

Шаг 4. Произвести новый расчет на требуемом перепаде давления. Также используя динамическое изменение масштаба временного шага.

Для обработки результатов расчета необходимо перейти в постпроцессор *CFD-Post*.

Запуск постпроцессора *ANSYS CFD-Post* осуществляется из-под оболочки *ANSYS Workbench* двойным щелчком по вкладке *Results*. После загрузки приложения в него автоматически подгружаются результаты расчета. После запуска постпроцессора появляется окно *Domain Selector* где есть возможность выбрать домены необходимые для работы.

Для обработки результатов расчетов турбомашин в *CFD Post* предусмотрен специальный режим *Turbo* (рис. 2.50). Для работы в этом режиме необходимо перейти во вкладку *Turbo* и выполнить распознавание элементов соплового аппарата. При распознавании лопаточных машин постпроцессор определяет поверхности втулочного и периферийного обводов, а также поверхность лопатки. Это нужно для построения осредненных полей в меридиональной и осевой плоскостях.

При корректном выполнении инициализации в графическом окне появляется меридиональное сечение домена, осредненное в окружном направлении.

Шаг 5. Необходимо провести распознавание домена рабочего колеса (рис. 2.51).

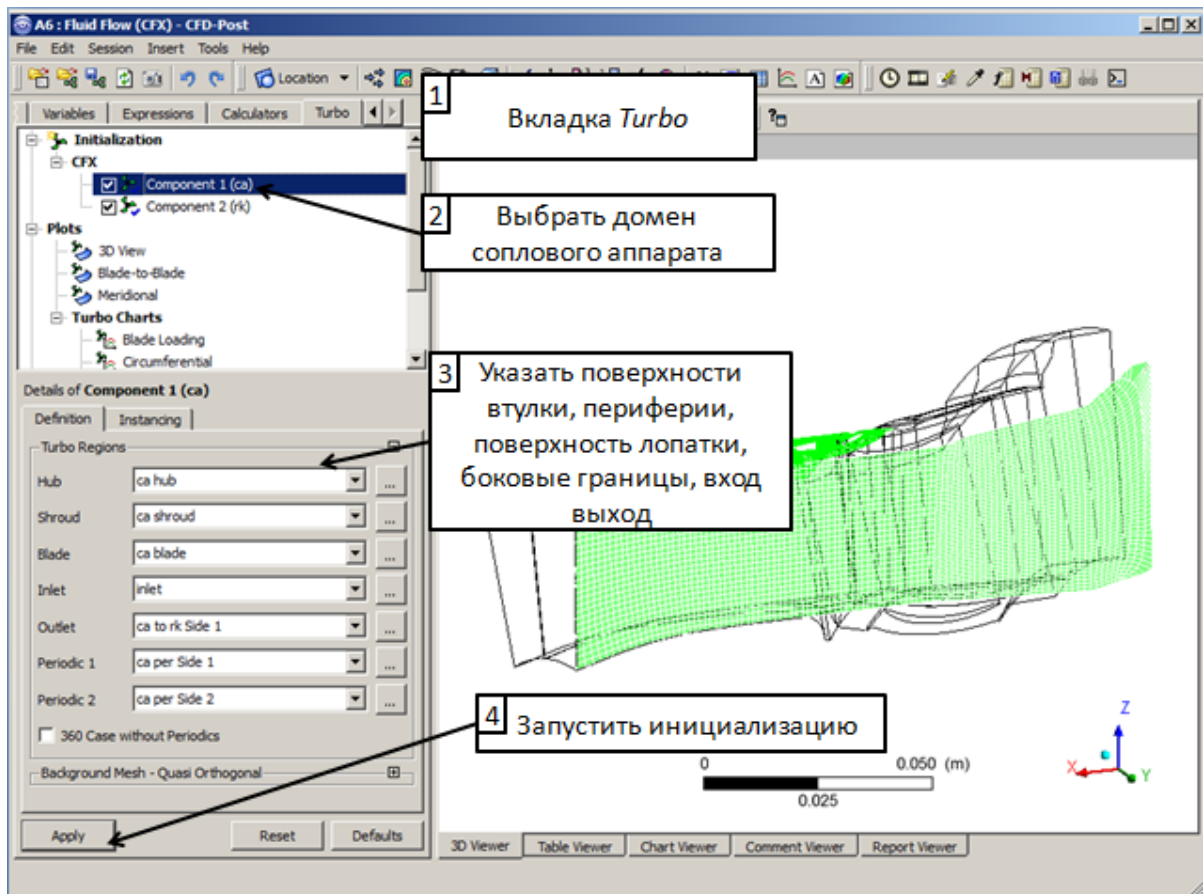


Рис. 2.50. Меню режима работы с турбомашинами (вкладка Turbo)

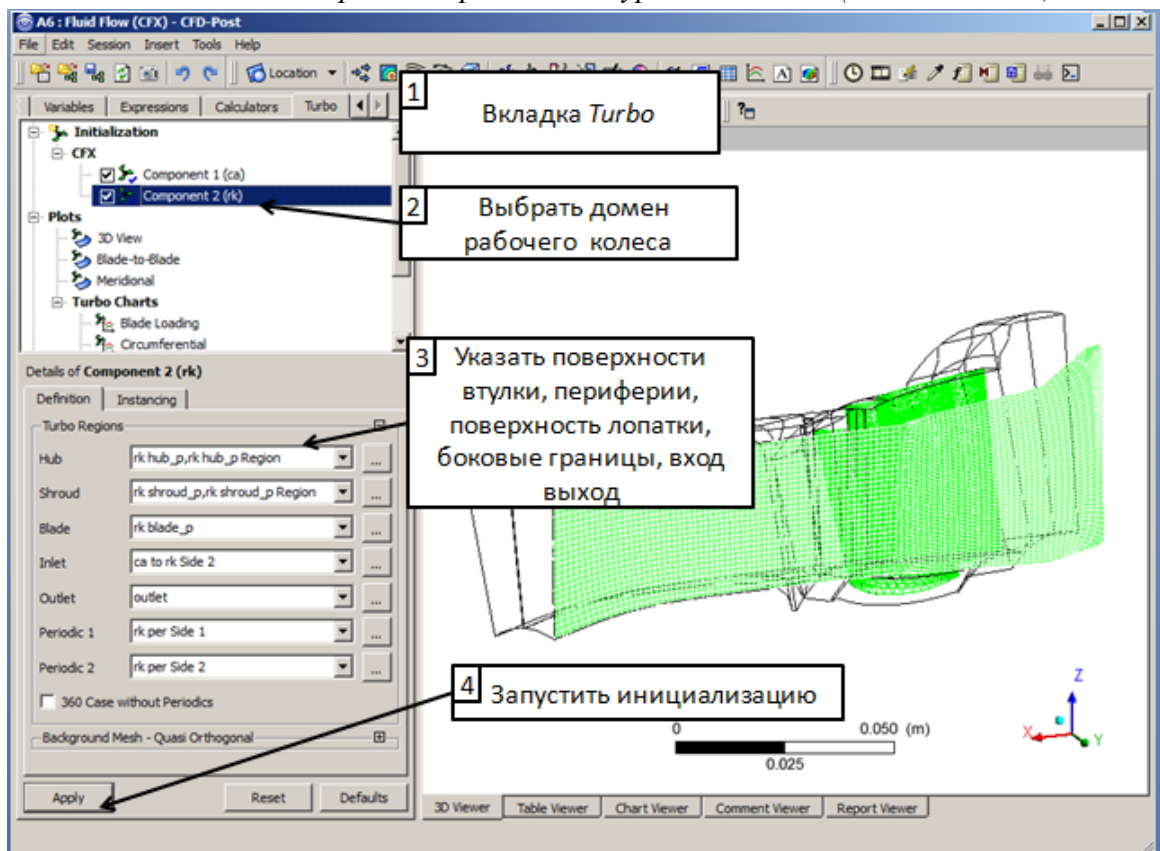


Рис. 2.51. Распознавание элементов домена рабочего колеса (вкладка Turbo)

В режиме работы с турбомашинами доступны различные способы визуализации параметров потока: 1) отображение полей распределения параметров потока в окружной плоскости в различных сечениях по высоте проточной части (*Blade-to-Blade*); 2) отображение полей распределения параметров потока в меридиональной плоскости (*Meridional*); 3) отображение графиков распределения параметров потока по высоте проточной части (*Hub to Shroud*), по длине канала от входа к выходу (*Inlet to Outlet*), по перу лопатки (*Blade Loading*) и окружное распределение на определенной высоте канала (*Circumferential*).

Шаг 6. После выполнения распознавания элементов лопаточных машин, необходимо просмотреть поле относительной скорости на срединном сечении (рис. 2.52), а также распределение векторов относительной скорости потока (рис. 2.53).

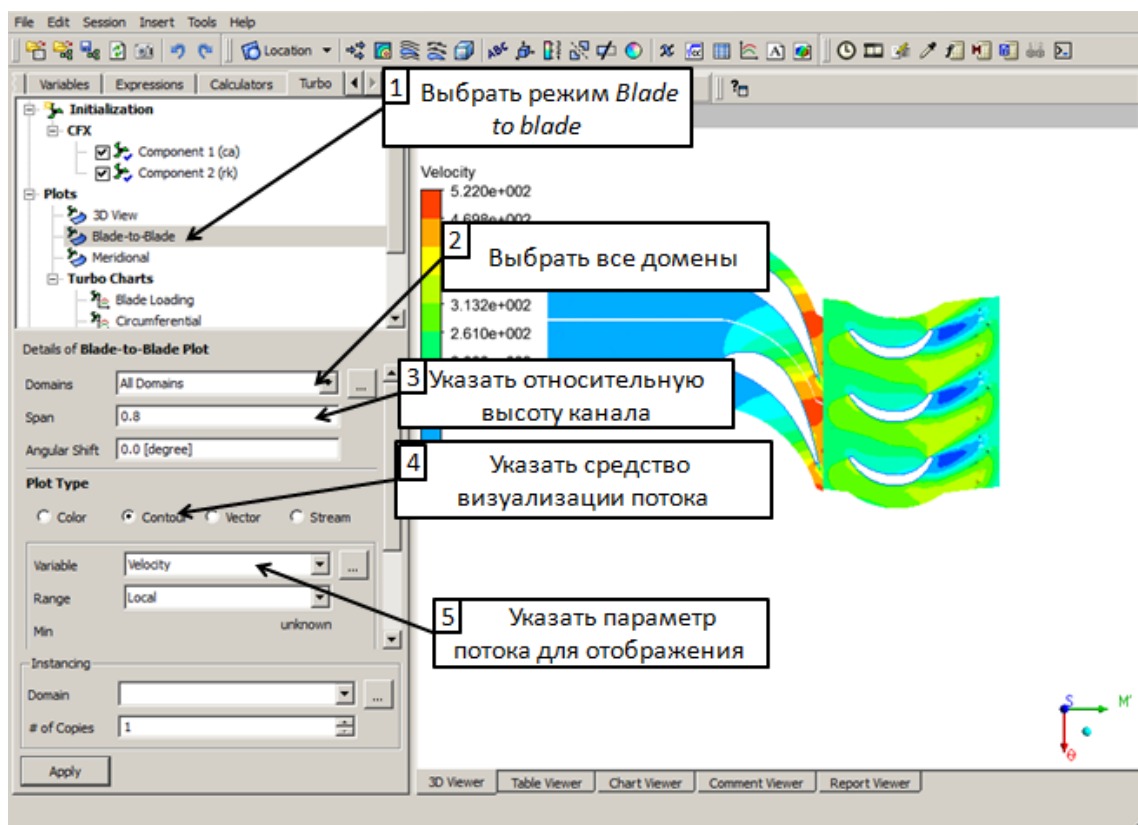


Рис. 2.52. Отображение поля относительной скорости потока

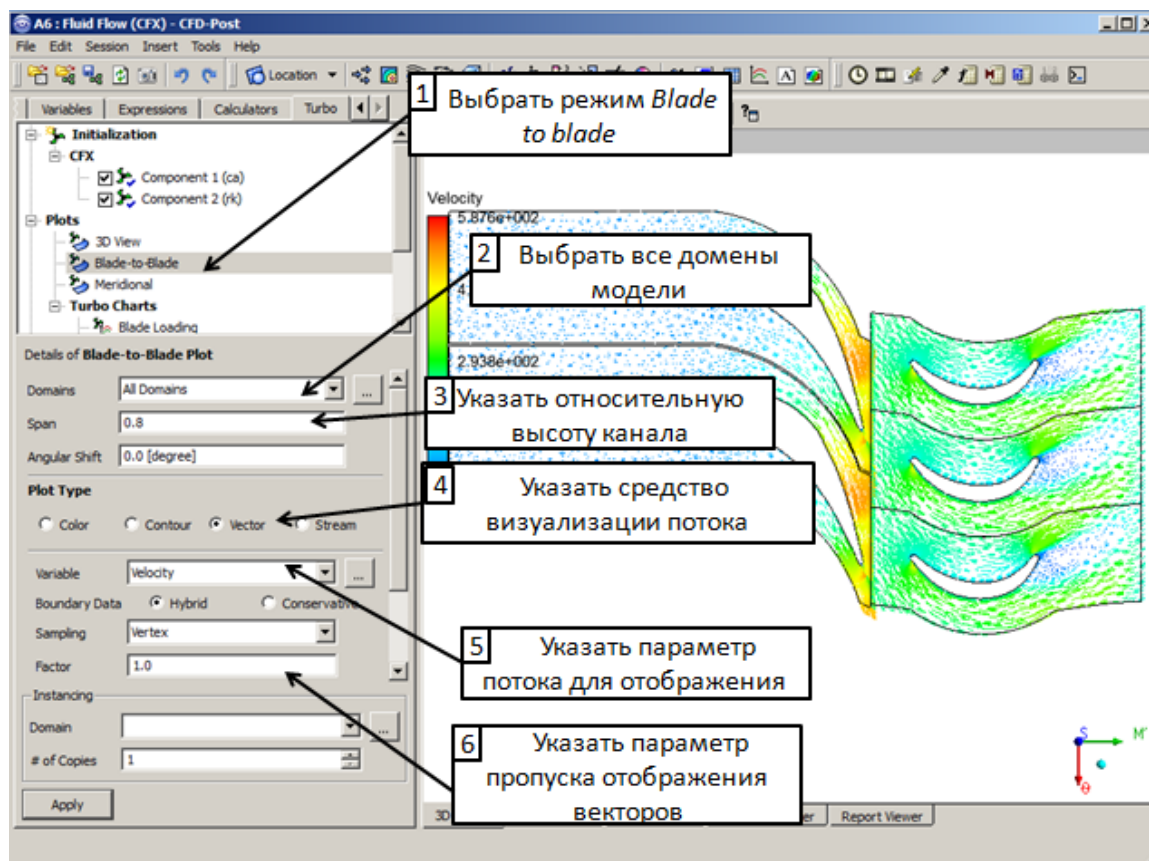


Рис. 2.53. Отображение векторов относительной скорости потока

Для получения интегральных параметров потока в модели турбины ТНА, а также определения направления течения потока необходимо знать средние значения параметров потока в характерных сечениях. Для этого в *CFD Post* предусмотрена функция калькулятора (*Calculators*). Список доступных функций для расчета параметров на границах расчетной модели представлен в таблице 2.9.

Таблица 2.9. Доступные функции калькулятора *CFD Post*

Название	Описание	Название	Описание
<i>area</i>	площадь	<i>massFlow</i>	массовый расход
<i>areaAve</i>	средний по площади	<i>massFlowAve</i>	осредненный по массовому расходу
<i>Ave</i>	осредненный	<i>maxVal</i>	максимальное значение
<i>count</i>	число узлов	<i>minVal</i>	минимальное значение
<i>force</i>	сила	<i>torque</i>	момент
<i>length</i>	длина	<i>volume</i>	объем
<i>lengthAve</i>	средний по длине	<i>volumeAve</i>	осредненный по объему

Шаг 7. Для определения среднего значения давления потока на лопатки рабочего колеса необходимо в меню *Function Calculator* выбрать осреднение по площади, затем поверхность лопатки из выпадающего меню и указать параметр потока давление (рис. 2.54).

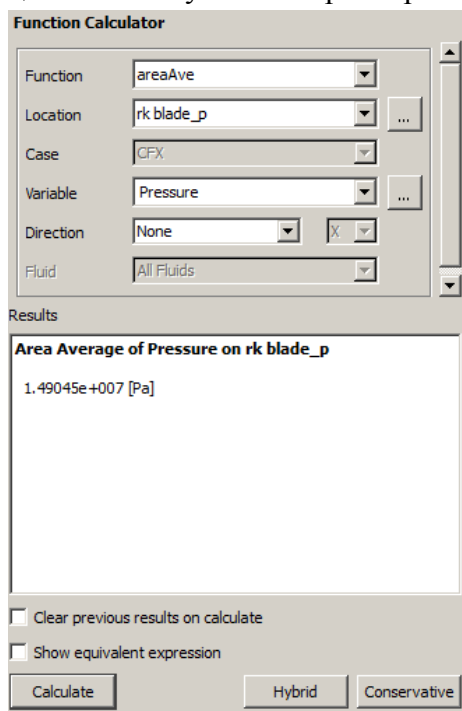



Рис. 2.54. Меню *Function Calculator*

Шаг 8. Затем необходимо просмотреть поля давлений на лопатках для определения сильно нагруженных мест (рис. 2.55). Для того необходимо перейти во вкладку *Outline*, затем добавить элемент просмотра полей параметров *Contour* .

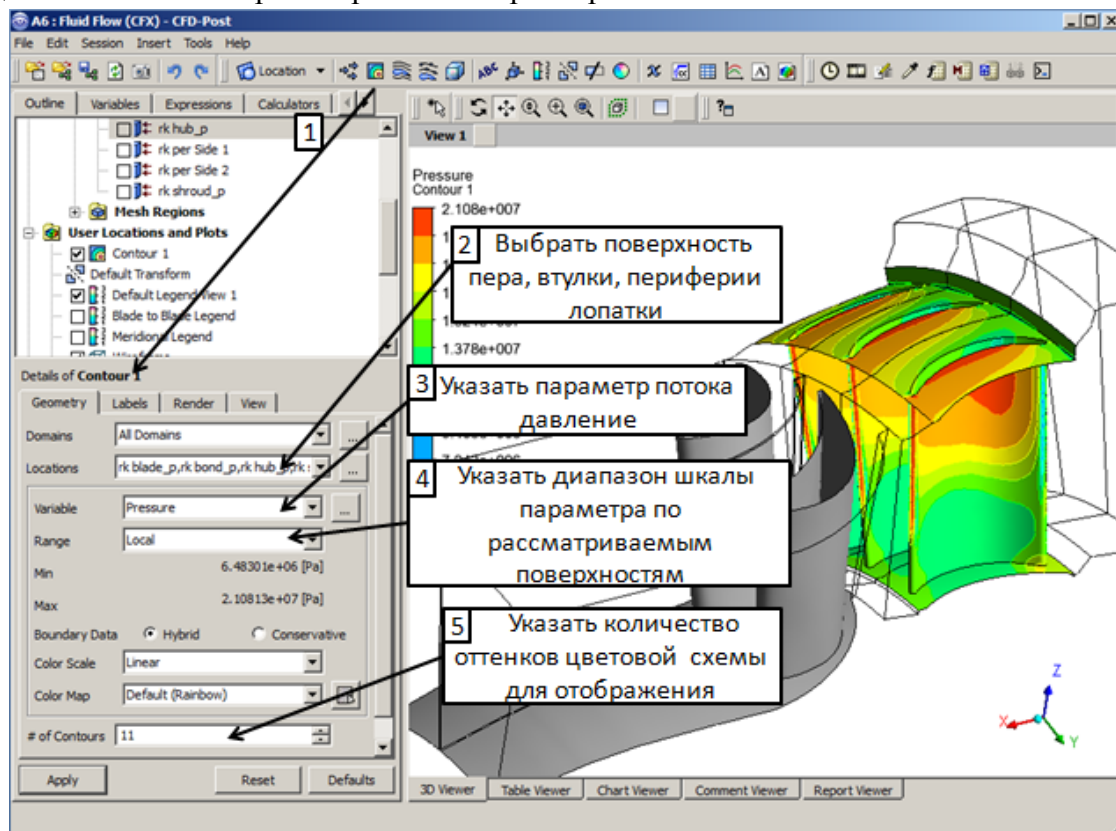


Рис. 2.55. Просмотр поля распределения давления

3 МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ И ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ПРИТРАКТОВЫХ ПОЛОСТЯХ ТУРБИНЫ

В классической постановке для расчёта теплового состояния рабочего колеса основной турбины турбонасосного агрегата необходимо предварительно рассчитать параметры конвекции в полостях, граничащих с ним.

В данном случае в рабочем колесе турбины можно выделить следующие полости и поверхности, в которых необходимо определить коэффициенты теплоотдачи и температуры рабочего тела (рис. 3.1):

- передняя полость между диском и корпусом (1);
- задняя полость между диском и корпусом (2);
- полость ограниченная бандажной полкой и статором (3);
- поверхность лопатки турбины (4);
- поверхность периферии лопатки (5);
- поверхность втулки диска (6).

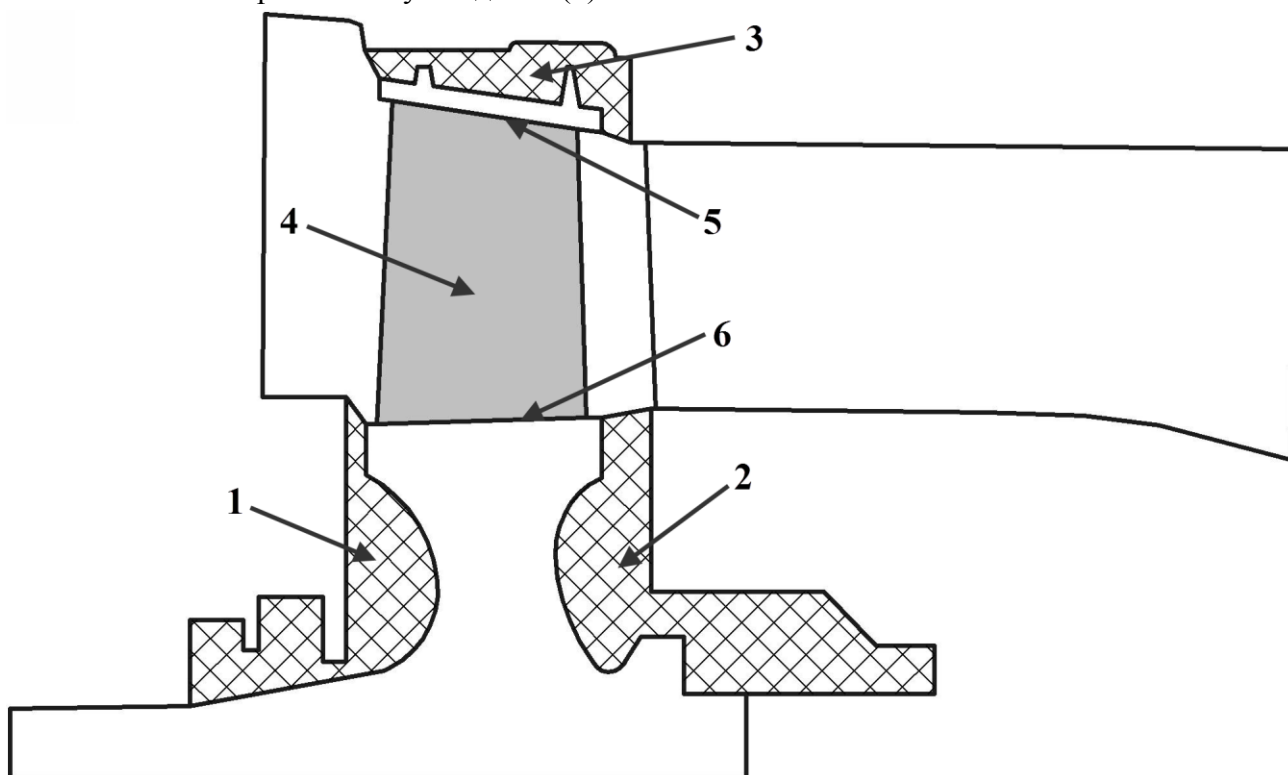


Рис. 3.1. Полости турбины ТНА: 1 - передняя полость между диском и корпусом; 2 - задняя полость между диском и корпусом; 3 - полость ограниченная бандажной полкой и статором; 4 - поверхность лопатки турбины; 5 - поверхность периферии лопатки; 6 - поверхность втулки диска

Современные программные комплексы CFD, такие как CFX и Fluent, позволяют проводить сопряжённый анализ газодинамики и теплообмена. Поэтому, для проведения расчёта в такой постановке, к газодинамической модели проточной части необходимо добавить газодинамические модели притрактных полостей (1, 2, 3 на рис. 3.1) и модель твёрдого тела рабочего колеса турбины.

3.1 Создание геометрии притракатовых полостей и рабочего колеса

Необходимо создать геометрические объёмные модели притракатовых полостей и рабочего колеса турбины. Поскольку результаты сопряжённого расчёта далее будут использоваться в анализе напряжённо-деформированного состояния, необходимо, чтобы поверхности газодинамической области полностью совпадали с поверхностями твёрдого тела. Это необходимость вызвана процессом передачи давления через FSI.

Шаг 1. Добавление нового компонента в проект *ANSYS Workbench*. Прежде всего, для добавления описанных выше областей рекомендуется создать новый компонент Mesh. Создание нового компонента происходит путём перетаскивания Mesh в основное окно проекта из панели инструментов Component Systems (рис. 3.2) или вызовом контекстного меню нажатием правой кнопкой мыши в пустом месте основного окна, и выбором Mesh в выпадающем списке New Component Systems.

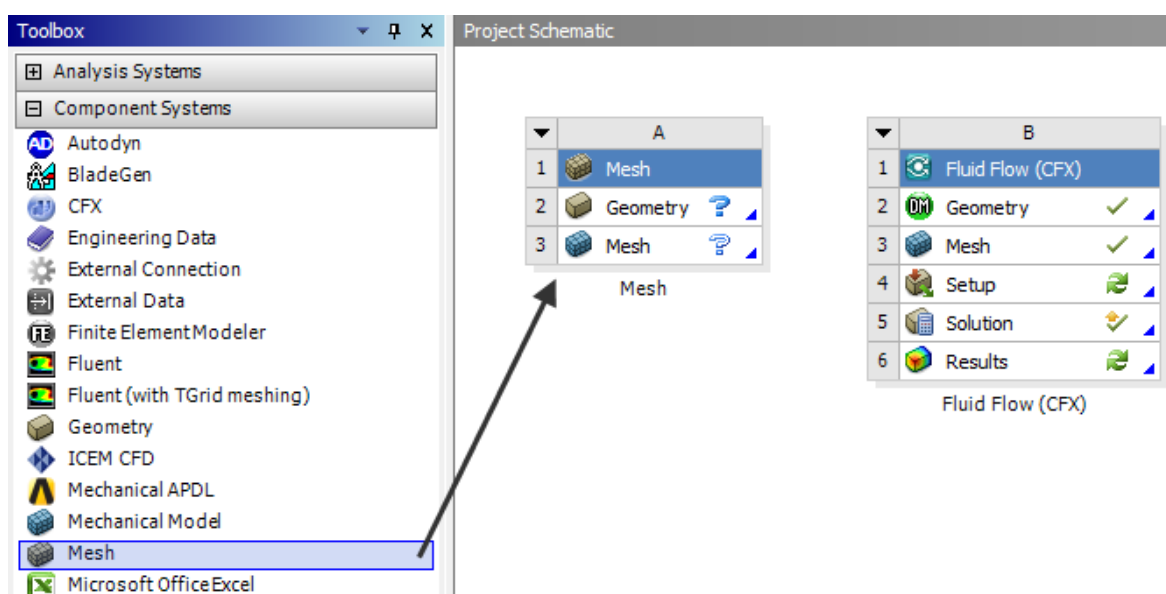


Рис. 3.2. Добавление нового компонента в проект

Шаг 3. Для создания или импорта геометрической модели необходимо войти во вкладку Geometry (рис. 3.3, а) и далее выбрать единицу измерения длины (рис. 3.3, б).

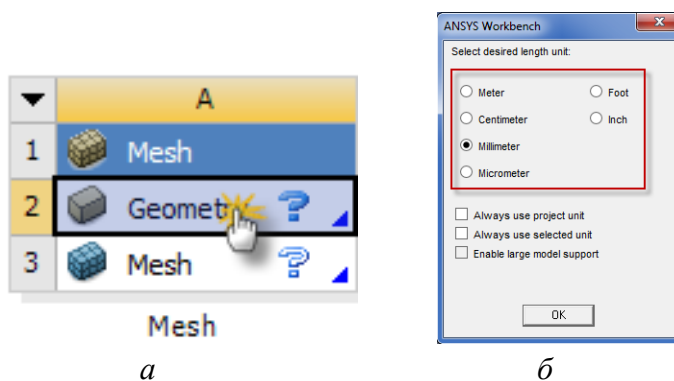
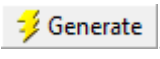


Рис. 3.3. Вход в DesignModeler:

а - щелчок на элементе Geometry, б - выбор единиц измерения

Шаг 3. Создание объёмной модели происходит непосредственно в Ansys Workbench, либо в любом другом CAD пакете, в котором он сохраняется в читаемый формат для Workbench. Импорт геометрии осуществляется следующим путём **ГМ: File > Import External Geometry File ...**

Шаг 4. Запуск генерации геометрии осуществляется командой 

Шаг 5. Далее рекомендуется для каждого твёрдого тела указать его тип (рис. 3.4).

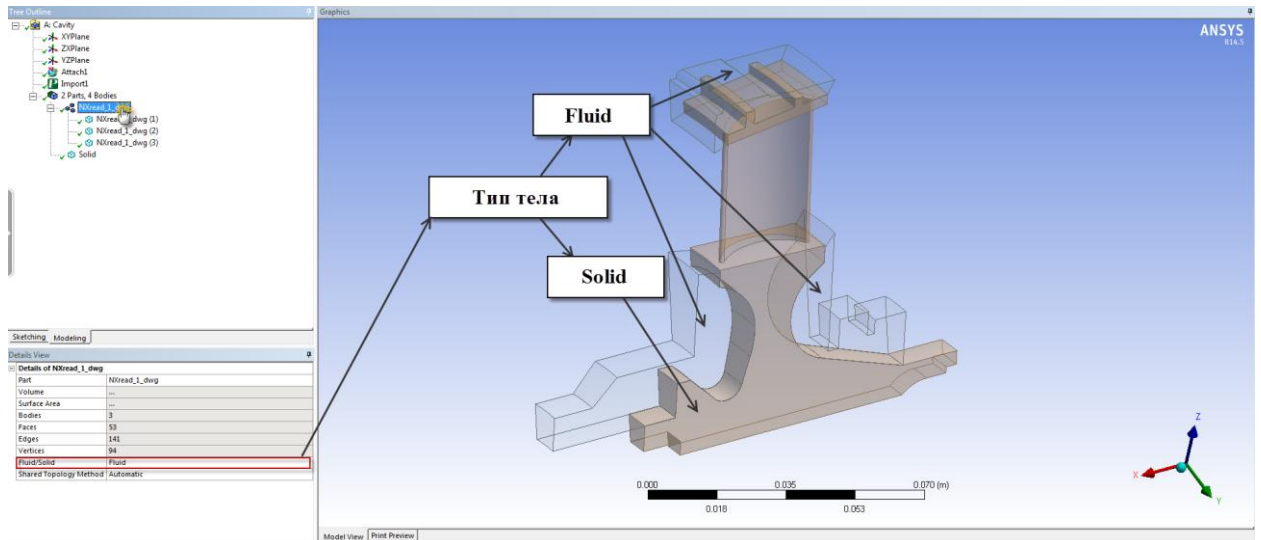


Рис. 3.4. Указание типа тела

3.2 Построение конечно-элементной сетки

Шаг 1. Геометрическая модель разбивается на конечные элементы в модуле Meshing. Запуск модуля ANSYS Mesh осуществляется двойным щелчком по Mesh. Геометрическая модель, созданная в DesignModeler, автоматически подгружается при запуске модуля.

Шаг 3. В окне Details of «Mesh» в разделе Defaults необходимо выставить Physics Preference – CFD и Solver Preference – CFX (рис. 3.5).

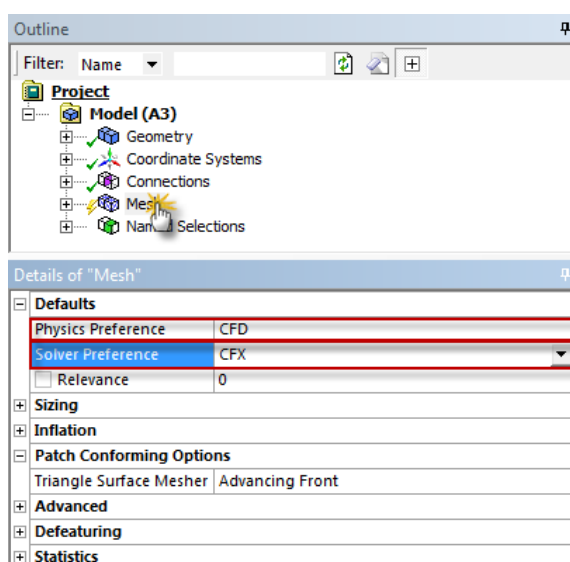


Рис. 3.5. Настройка параметров Mesh

Шаг 3. В Details of “Mesh” определяются общие параметры сетки. В разделе Sizing необходимо определить размер элемента (рис. 3.6).

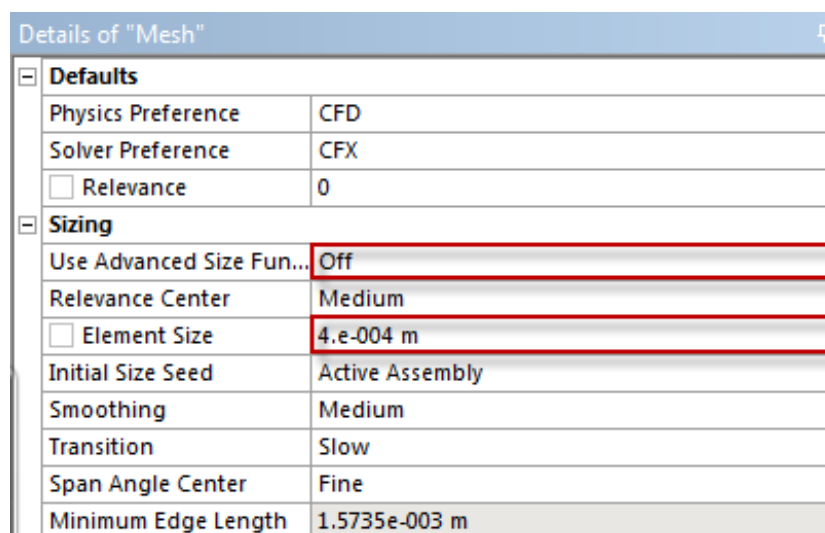


Рис.3.6. Задание размера элемента

Шаг 4. Параметры сетки определяются во вкладке Mesh. Для этого необходимо её выбрать и в любом месте окна нажать правую кнопку мыши (рис. 3.7). Возможные средства определения параметров сетки находятся во вкладке Insert.

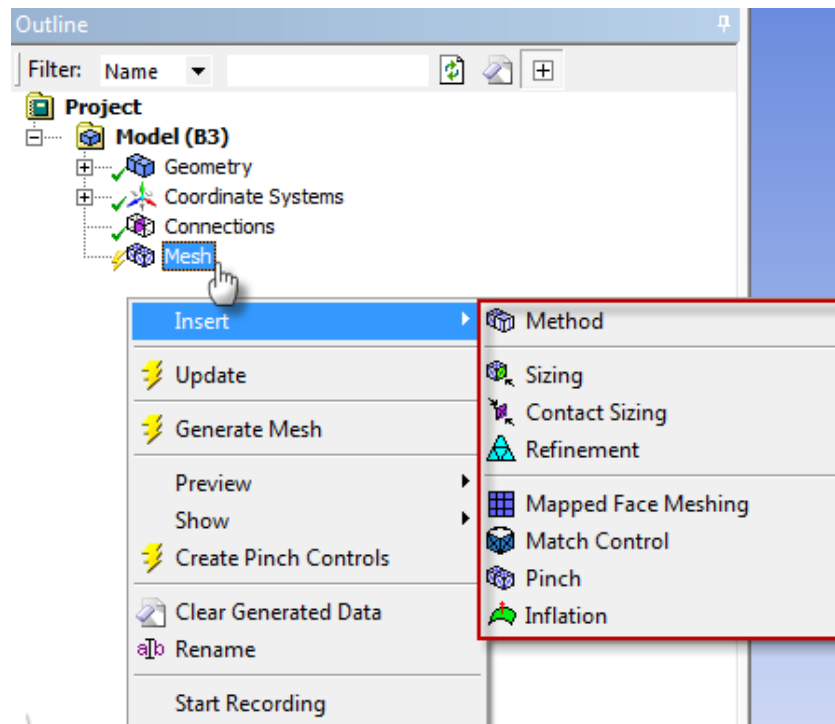



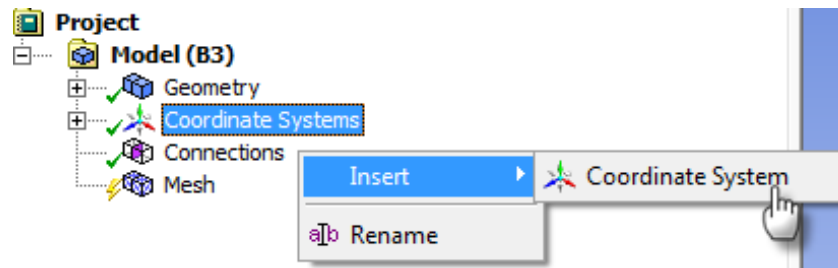
Рис. 3.7. Определение параметров сетки

Для определения размера элемента только рабочего колеса ТНА, необходимо во вкладке Insert выбрать  Sizing . Далее требуется выбрать тело рабочего колеса и задать размер элемента (рис. 3.8).

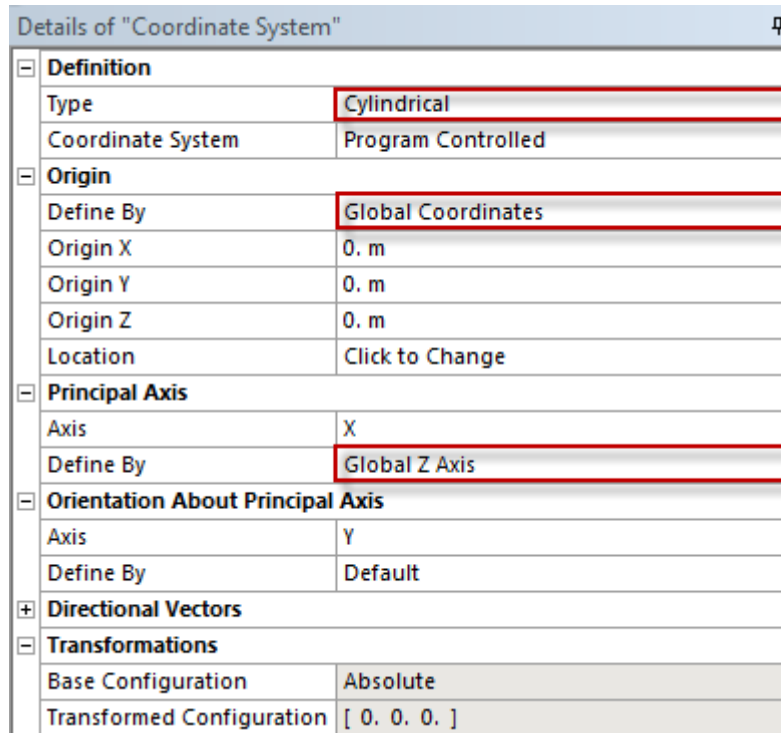
Details of "Body Sizing" - Sizing	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
Definition	
Suppressed	No
Type	Element Size
<input type="checkbox"/> Element Size	3.e-003 m
Behavior	Soft

Рис.3.8. Задание размера элемента рабочего колеса

Шаг 5. Поскольку расчёт проводится на секторе модели, необходимо чтобы сетка на гранях симметрии совпадала. Этого можно достичь при помощи команды Match Control. Но прежде необходимо создать цилиндрическую систему координат с осью вращения Z (рис. 3.9).



a



б

Рис. 3.9. Создание цилиндрической системы координат: а - вставка, б - настройка

Шаг 6. В функции Match Control необходимо определить грани циклической симметрии, тип Transformation - Cyclic и выбрать созданную цилиндрическую систему координат (рис. 3.10).

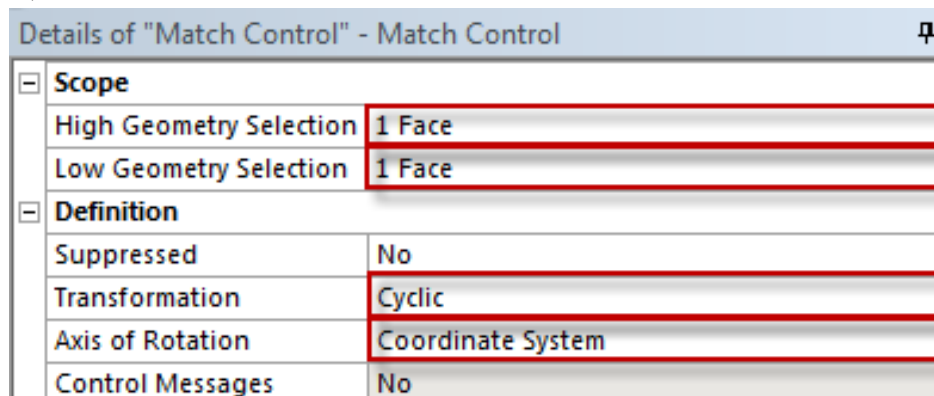


Рис. 3.10. Параметры Match Control

Шаг 7. Построение структурированной сетки методом **Sweep** на притрастовых газодинамических областях (рис. 3.11). Поскольку на областях Fluid будет создаваться при-

стеночное сгущение сетки КЭ, необходимо выбрать грани источника Source, откуда будет происходить выдавливание.

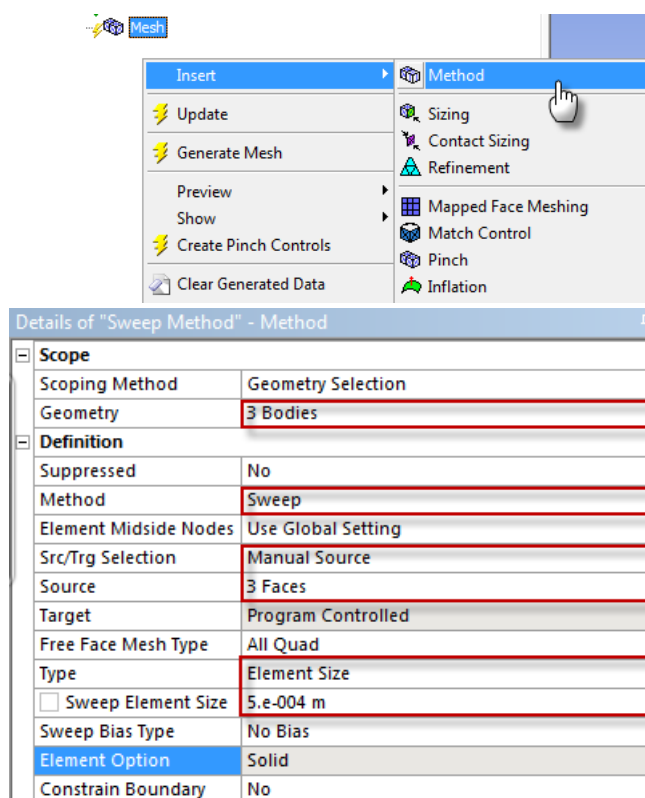


Рис. 3.11. Настройки функции Sweep

Шаг 8. В газодинамических моделях для корректного учёта взаимодействия потока со стенками необходимо построить пристеночный слой. Данное сгущение сетки строится с помощью команды **Inflation** (рис. 3.12а). Поскольку сетка будет строиться методом Sweep инфляцию необходимо определить на ребрах, принадлежащих граням, определённых в параметрах Sweep как Source.

В Details of “Inflation” необходимо определить параметры пристеночного слоя, такие как, например, количество слоёв и степень роста или другие (рис. 3.12б).

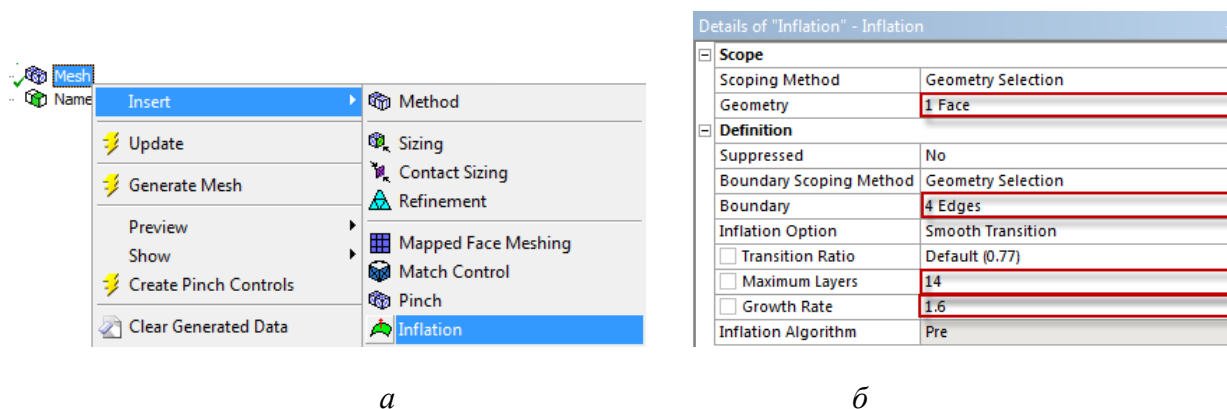
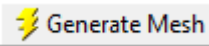


Рис. 3.12. Функция Inflation: а - вставка, б - настройка

Шаг 9. После определения всех параметров сетки необходимо нажать кнопку  и сгенерировать конечно-элементную модель (рис. 3.13).

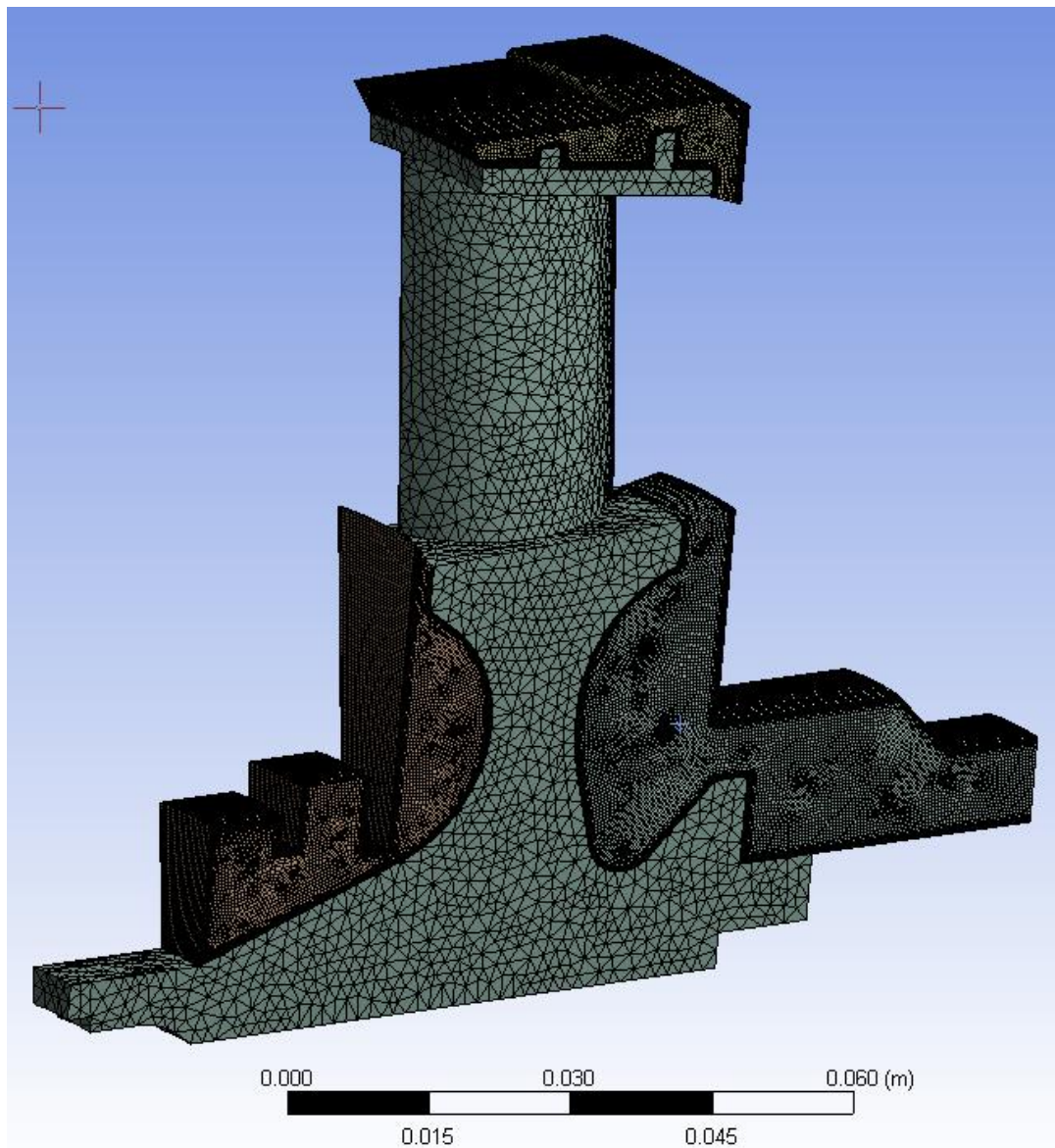


Рис. 3.13. Конечно-элементная модель сектора камеры сгорания

Шаг 10. Проверка качества сетки. Это осуществляется в Details of “Mesh” в разделе Statistics.

Наиболее важными факторами сетки для решателя являются:

- **Skewness** (скошенность), определяется для quad и hexa сеток по следующей формуле

$$\text{Skewness} = \max \left[\frac{\Theta_{\max} - \Theta_e}{180 - \Theta_e}, \frac{\Theta_e - \Theta_{\min}}{\Theta_e} \right],$$

где Θ_e составляет для quad и hexa элементов составляет 90. Идеальная величина 0.

-**Aspect Ratio** (соотношение сторон), равное отношению длинной стороны элемента к короткой стороне (идеальная величина – 1).

Рекомендуются следующие ограничения для данных факторов:

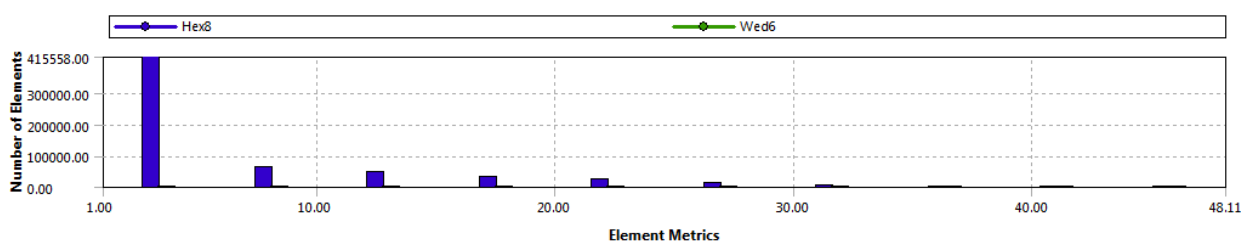
- Для Skewness:

- Для Hexa, Tri и Quad: должен быть меньше 0.8
- Для tetrahedral: должен быть меньше 0.9.
- Необходимо стараться держать максимальное значение skewness менее 0.95.

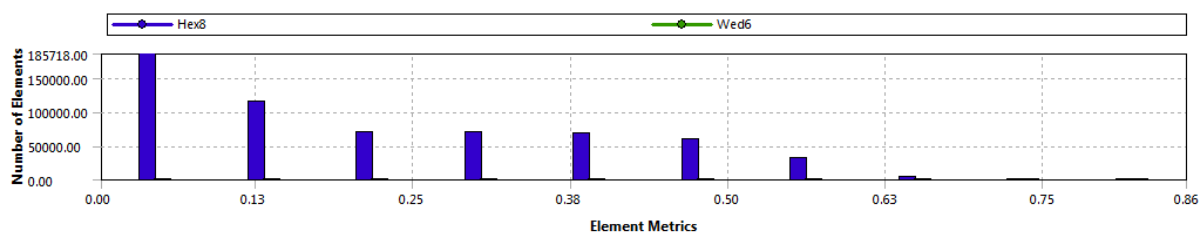
- Для Aspect Ratio:

- Должен быть меньше 40, но это зависит от характеристик потока
- Больше 50 допускается для слоёв inflation.

На рисунке 3.14 отображены факторы, отображающие качество сетки для данной модели.



a - фактор Aspect Ratio



б - фактор Skewness

*Рис. 3.14. Факторы, определяющие качество сетки:
a - фактор Aspect Ratio; б - фактор Skewness*

Шаг 11. Рекомендуется после создания геометрии создать компоненты граней Name Selection, для упрощения выбора набора граней при задании граничных условий. Для этого необходимо нажать правой кнопкой мыши на Named Selections и далее в контекстном меню Insert > Named Selections. После этого нужно присвоить имя компоненту и выбрать геометрию (рис. 3.15).

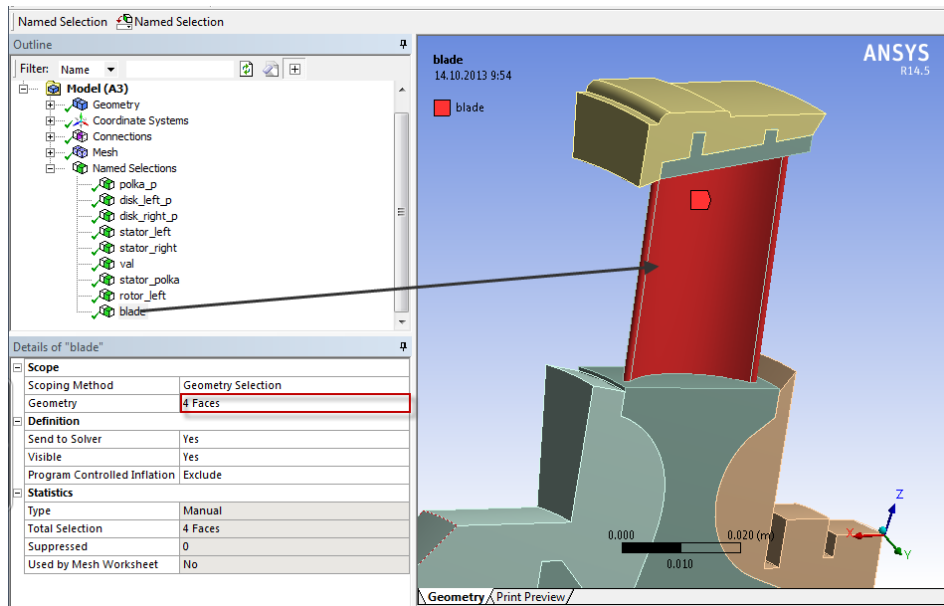


Рис. 3.15. Компоненты Named Selections

3.3 Настройка расчётной модели в ANSYS CFX-PRE

Шаг 1. После построения конечно-элементной сетки, необходимо её передать в CFX-Pre. Для этого необходимо нажать на кнопку Mesh компонента Mesh и перетащить его в Setup компонента Fluid Flow (CFX), как показано на рис. 3.16.

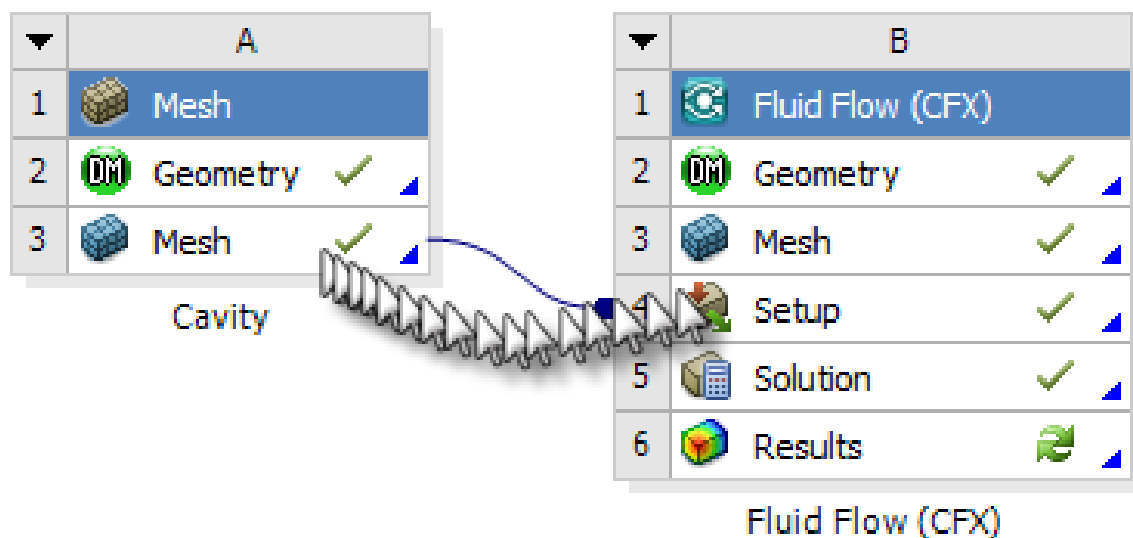



Рис. 3.16. Создание связи между компонентом Mesh и Fluid Flow (CFX)

Шаг 3. Запуск модуля ANSYS CFX-Pre осуществляется двойным щелчком левой кнопки мыши по вкладке Setup.

Шаг 3. В меню  Analysis Type выбирается стационарный анализ (Steady State).

Шаг 4. Создание модели материала рабочего колеса ЭИ698. Для проведения теплового расчёта необходимо задать свойства теплопроводности и теплоёмкости, зависимые от температуры. На первом этапе необходимо создать пользовательскую функцию  (ГМ: **Insert > Expressions, Functions and Variables > User Function**). Вводится её имя (например, для теплоёмкости – C1). Далее заполняются поля в Details of C1 по примеру, представленному на рис. 3.17.

Шаг 5. Аналогично создаётся пользовательская функция для теплопроводности (рис. 3.18).

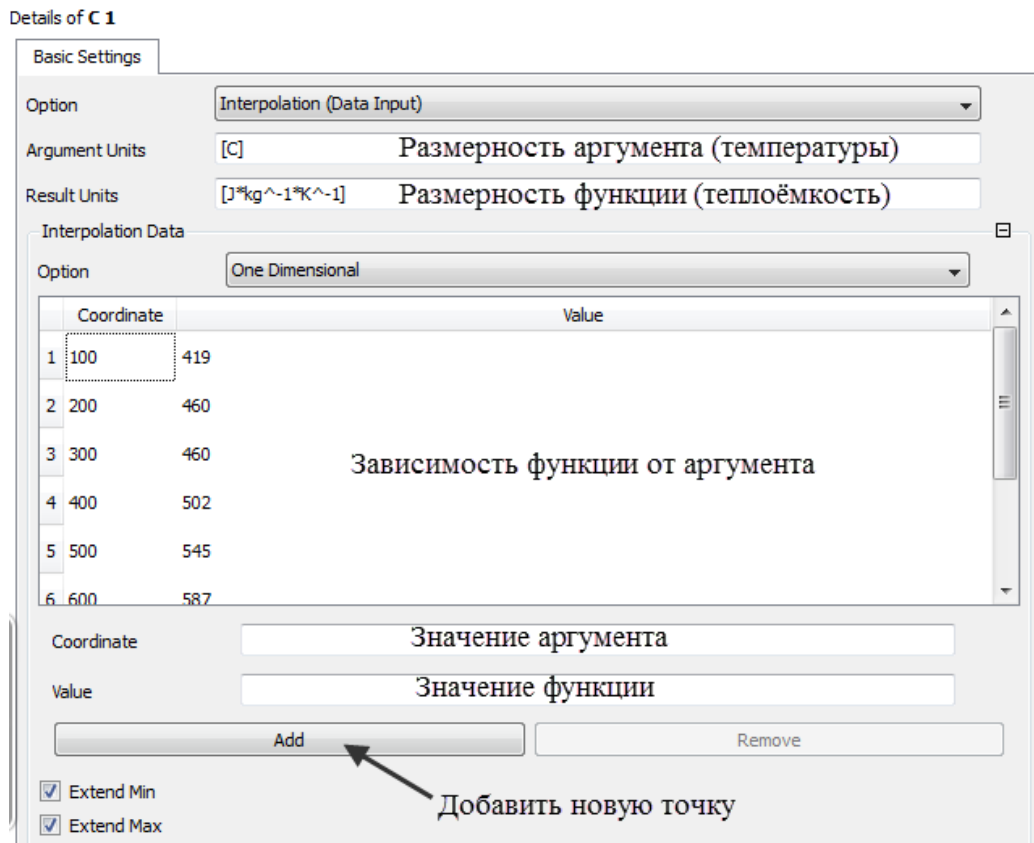


Рис. 3.17. Создание функции теплоёмкости от температуры

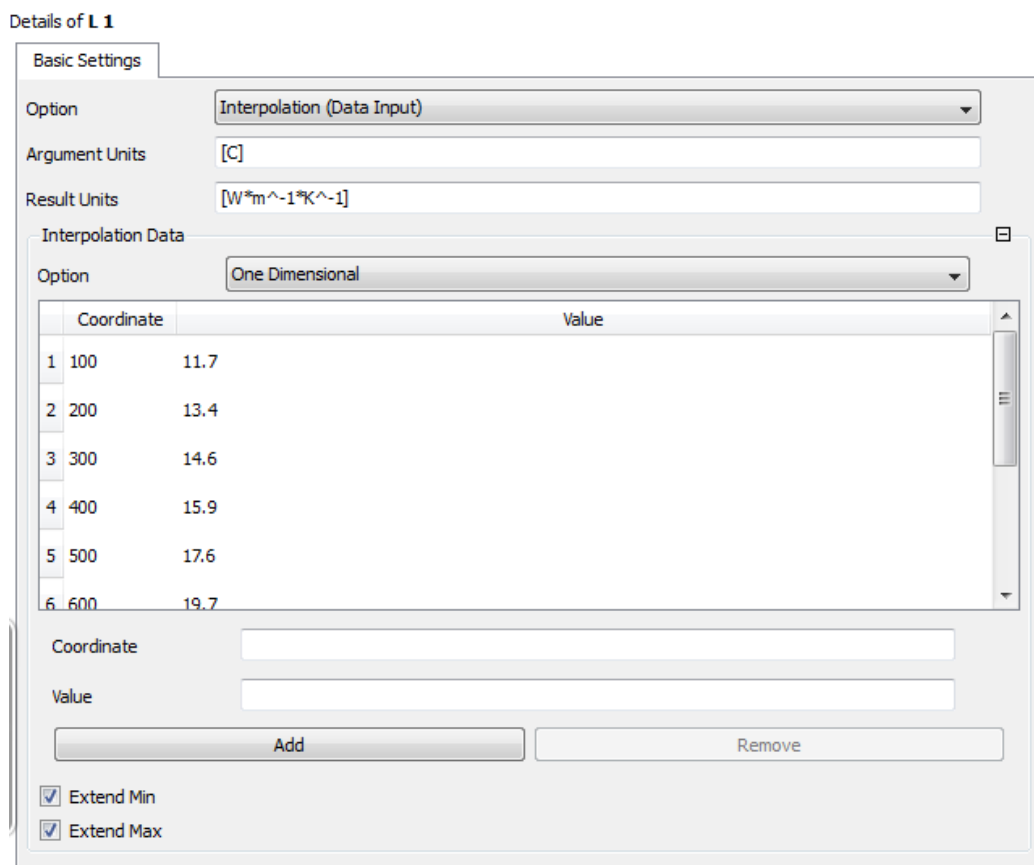


Рис. 3.18. Создание функции теплопроводности от температуры

Шаг 6. После создания функции необходимо определить выражение $\sqrt{\alpha}$ (ГМ: **Insert > Expressions, Functions and Variables > Expression**). Вводится его имя (например, для функции C1 введём имя CC1). Далее в поле Details of CC1 необходимо правым щелчком мыши вызвать контекстное меню и в пути показанном на рис. 3.19 выбрать нами созданную функцию C1. Далее необходимо указать, что теплоёмкость является функцией от температуры. Для этого нужно вести в круглых скобках *Temperature* (рис. 3.19).

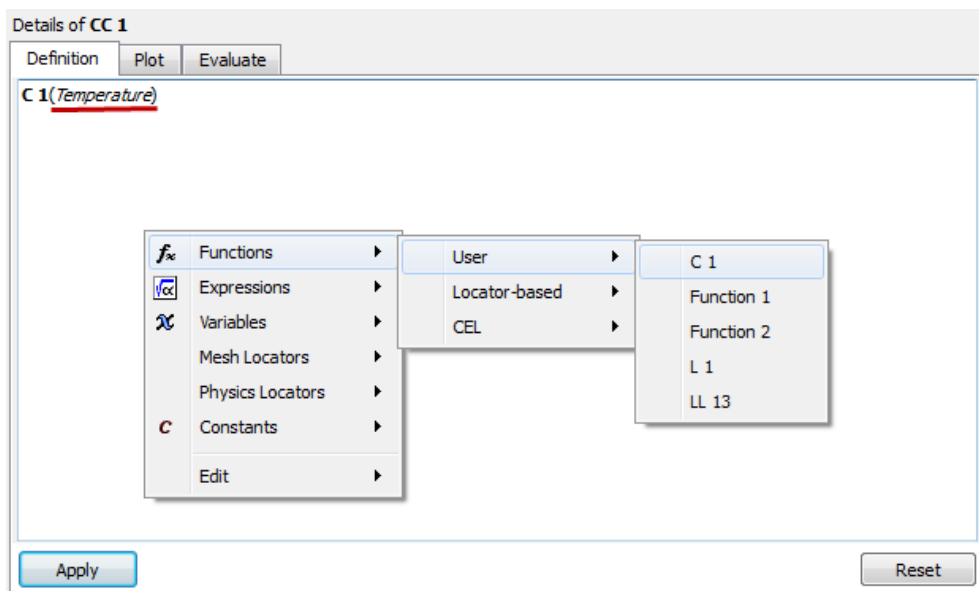
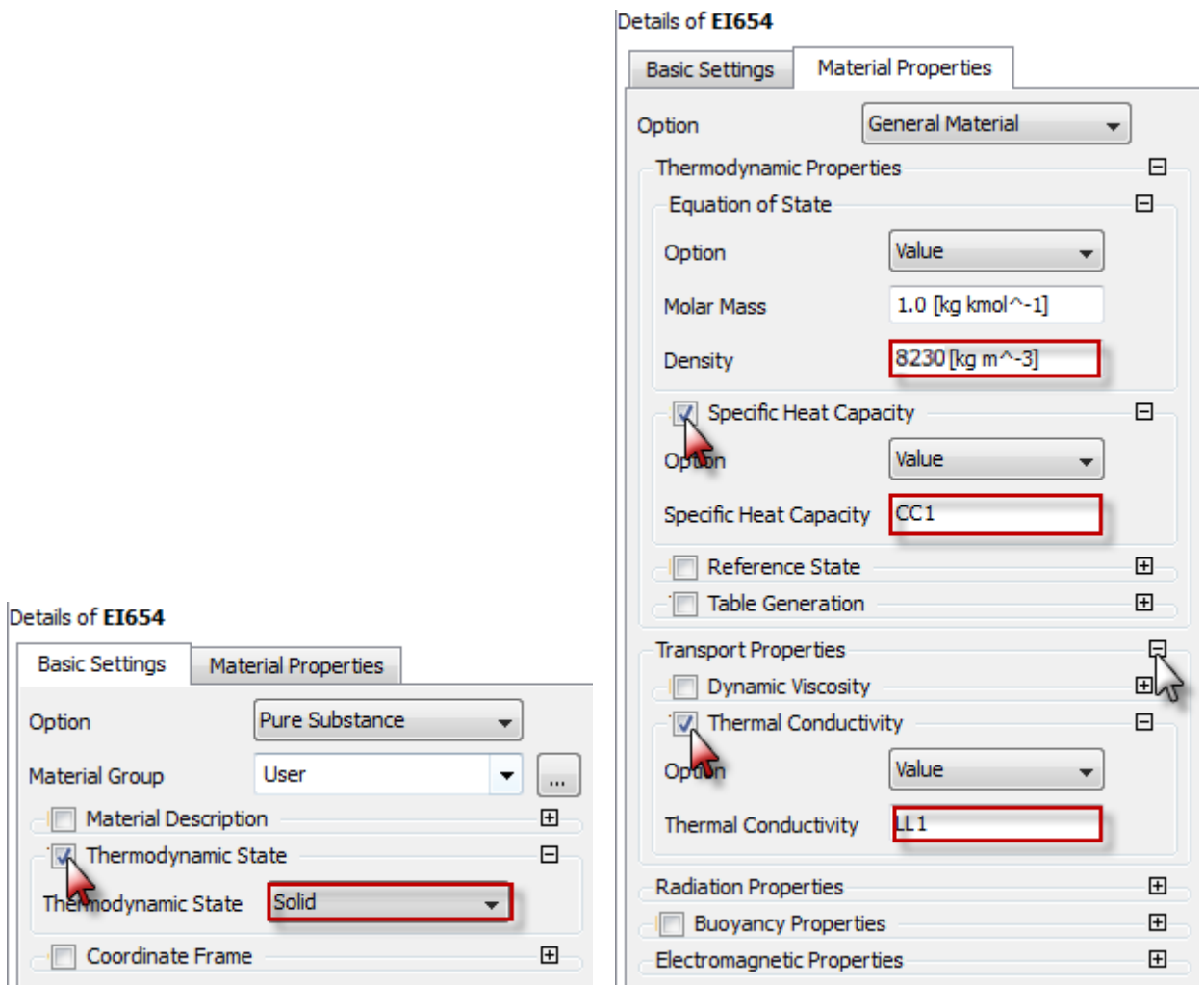



Рис. 3.19. Определение выражения

Шаг 7. Для теплопроводности аналогично определяем выражение.

Шаг 8. Создаём новый материал (ГМ: **Insert > Material**). В окне Basic Settings необходимо поставить галочку напротив Thermodynamic State и выбрать в появившемся выпадающем меню вкладку Solid (рис. 3.20a). Во вкладке Material Properties необходимо задать плотность, поставить галочку напротив Specific Heat Capacity и ввести выражение $\sqrt{\alpha}$ теплоёмкости CC1 и поставить галочку напротив Thermal Conductivity и ввести выражение $\sqrt{\alpha}$ теплопроводности LL1 (рис. 3.20б).



а *б*
 Рис. 3.20. Заполнение свойств материала ЭИ698:
а - основные настройки, *б* - свойства вещества

Шаг 9. Следующий шаг заключается в создании доменов  из тел (ГМ: **Insert > Domain**). Всего в данном случае создаётся дополнительно следующих 4 домена (рис. 3.21):

- left_cavity
- polka
- right_cavity
- koleso

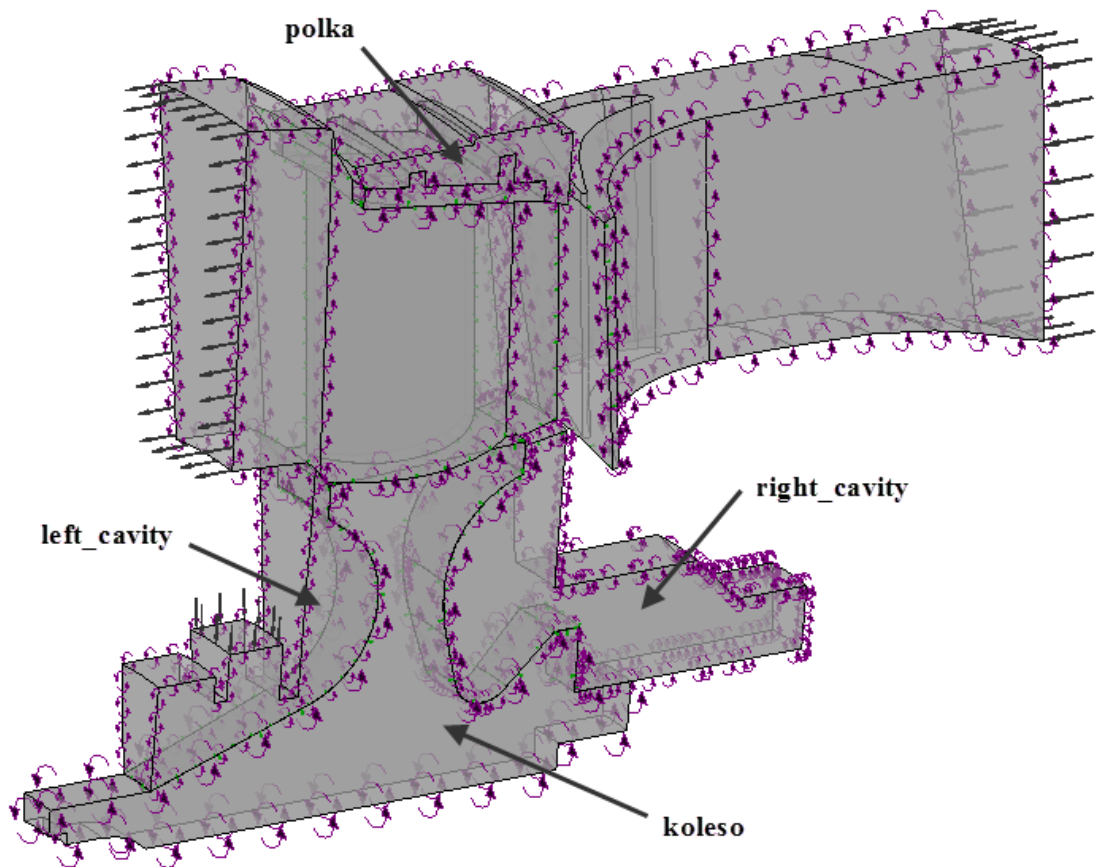


Рис. 3.21. Домены расчётной модели

Шаг 10. Для каждого домена типа Fluid необходимо выбрать и указать данные, как показано на примере домена left_cavity (рис. 3.22).

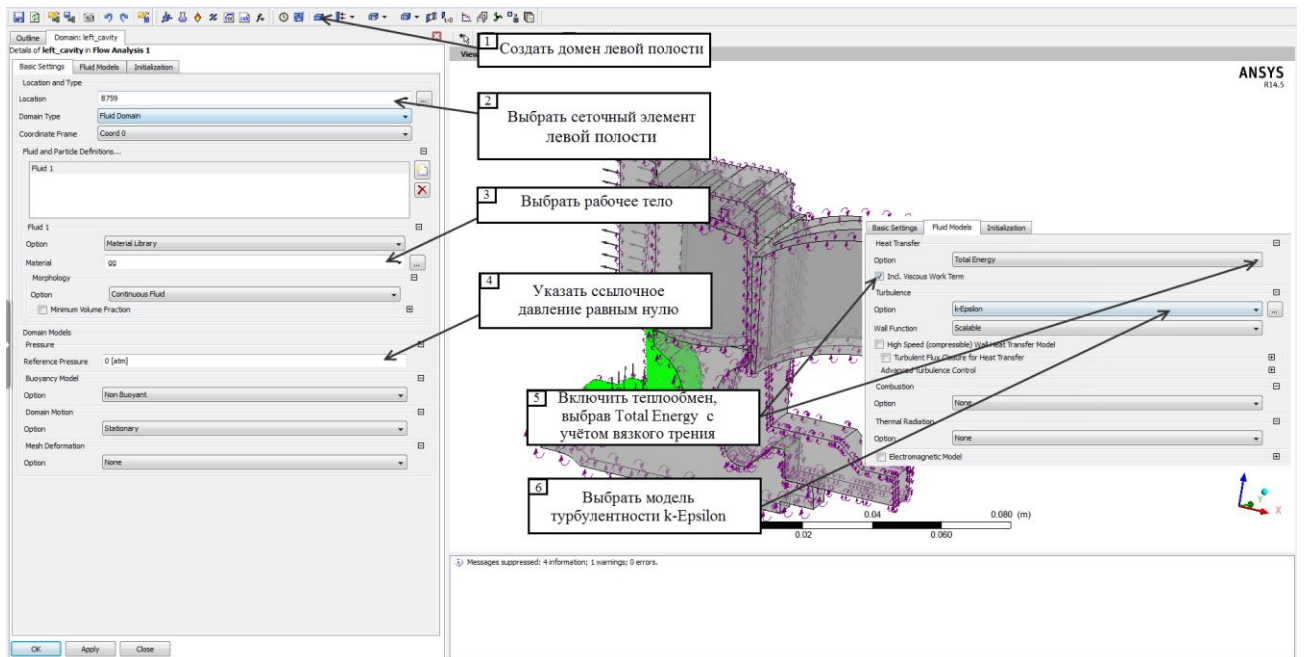


Рис. 3.22. Определение параметров домена left_cavity

По существу, настройки материала рабочего тела, модели турбулентности, ссылочного давления и модели тепловых процессов нет необходимости указывать на данном шаге, поскольку после настройки этих данных для домена соплового аппарата, они автоматически применяются ко всем остальным доменам.

Шаг 11. Для домена рабочего колеса (тип Solid) необходимо выбрать и указать данные, показанные на рисунке 3.23. Для рабочего колеса необходимо указать ранее созданный материал, частоту вращения, ось вращения, а также необходимо включить опцию теплообмена Thermal Energy.

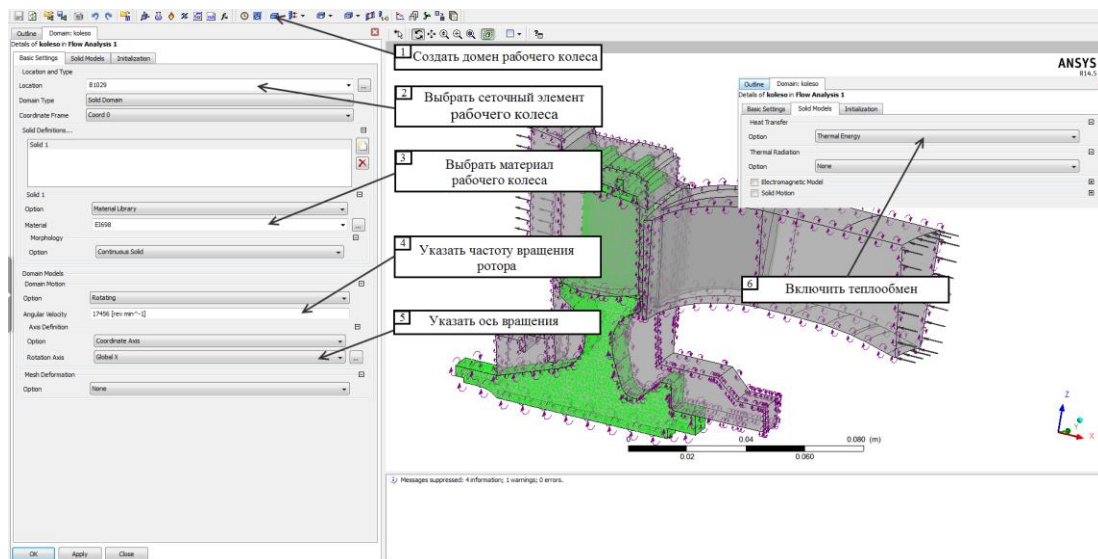


Рис. 3.23. Определение параметров домена колеса

Шаг 13. После создания доменов на их грани накладываются граничные условия (ГМ: **Insert** > **Boundary**). В них необходимо указать грань, к которой оно относится, тип граничного условия, а также значения параметров рабочего тела для данного типа ГУ. Для неопределённых граней доменов автоматически создаётся условие непроницаемой адиабатной стенки. На рис. 3.24 показан порядок заполнения данных для граничного условия Inlet домена left_cavity.

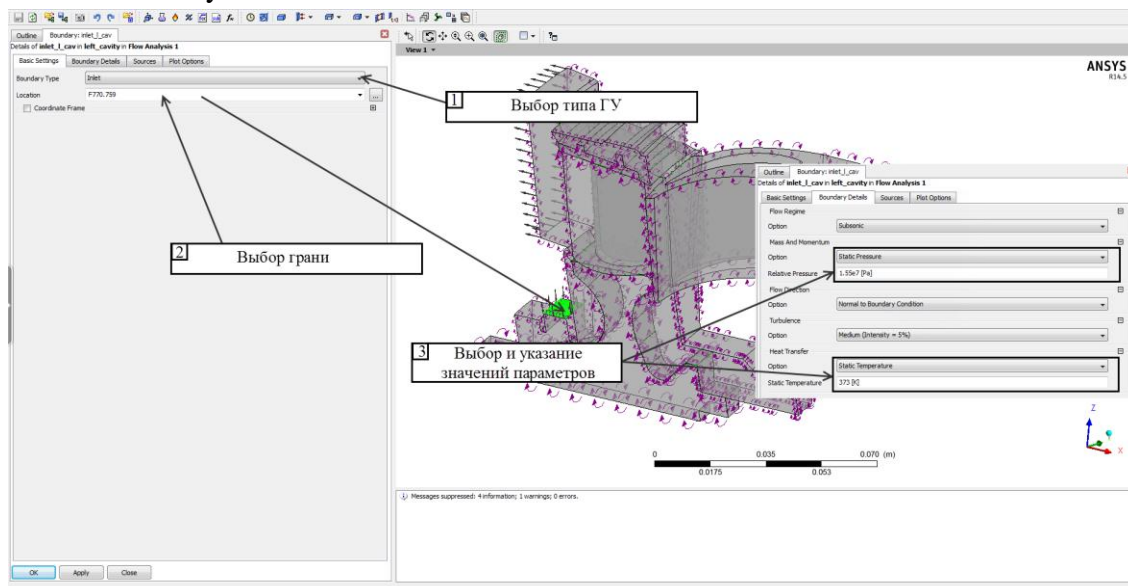


Рис. 3.24. Граничное условие Inlet домена left_cavity

Граничные условия типа Wall могут быть вращающимися, или не вращающимися. На рисунке 3.25 показан порядок заполнения параметров для вращающейся стенки домена left_cavity.

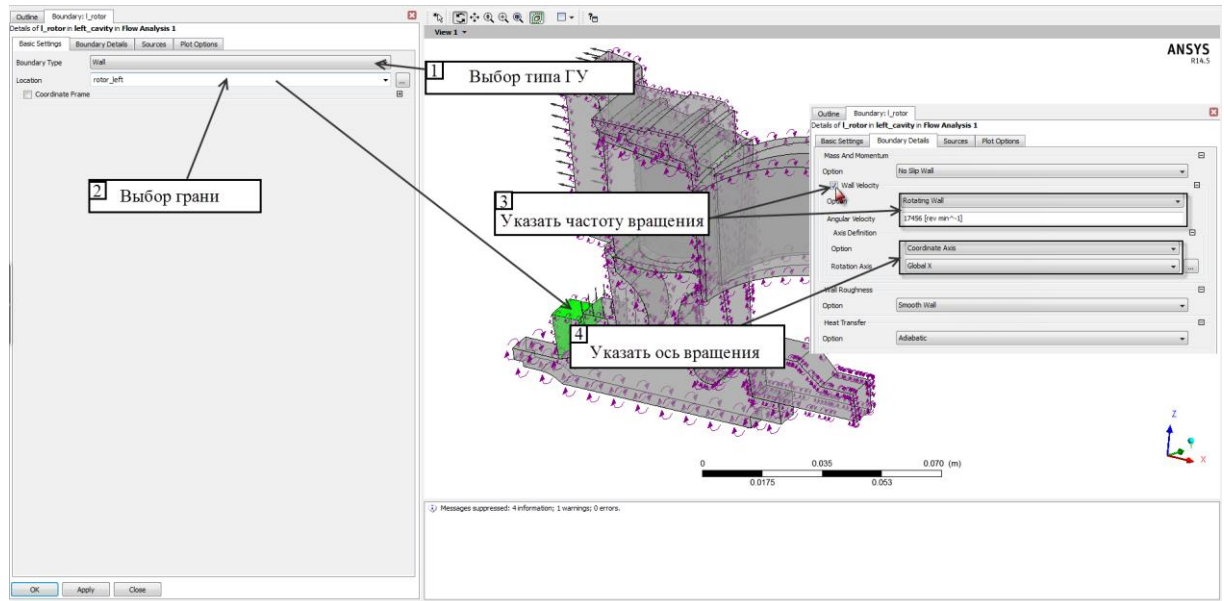


Рис. 3.25. Граничное условие Wall домена left_cavity

На рисунках 3.26 – 3.28 показан процесс заполнения данных для неподвижных стенок доменов left_cavity, right_cavity и полка.

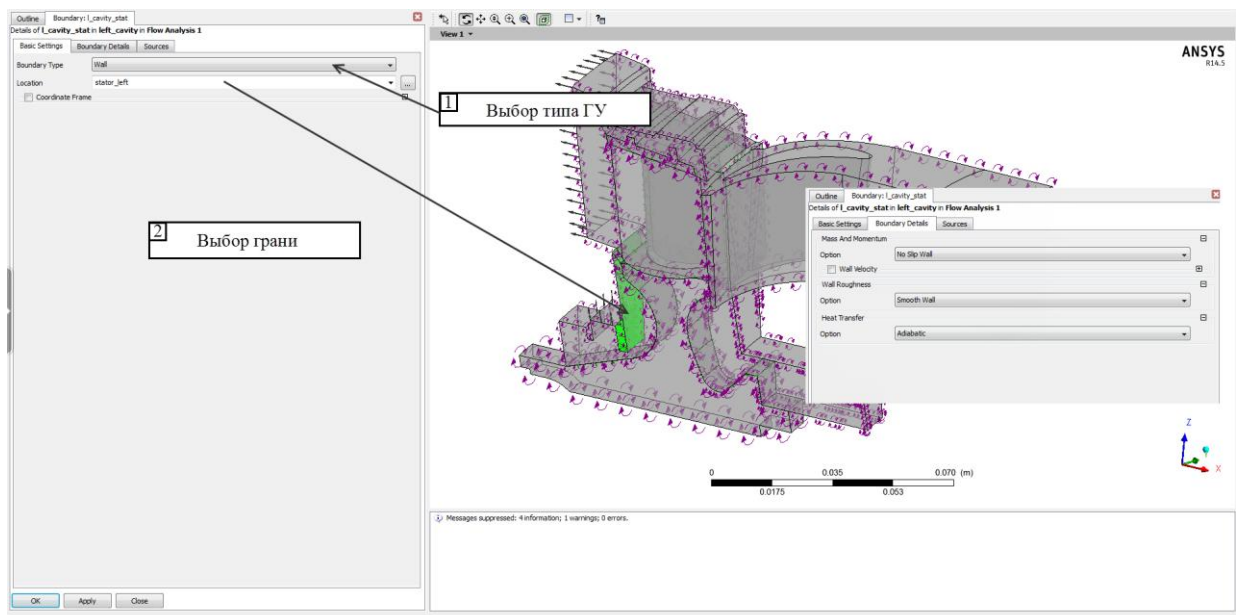


Рис. 3.26. Граничное условие Wall домена right_cavity

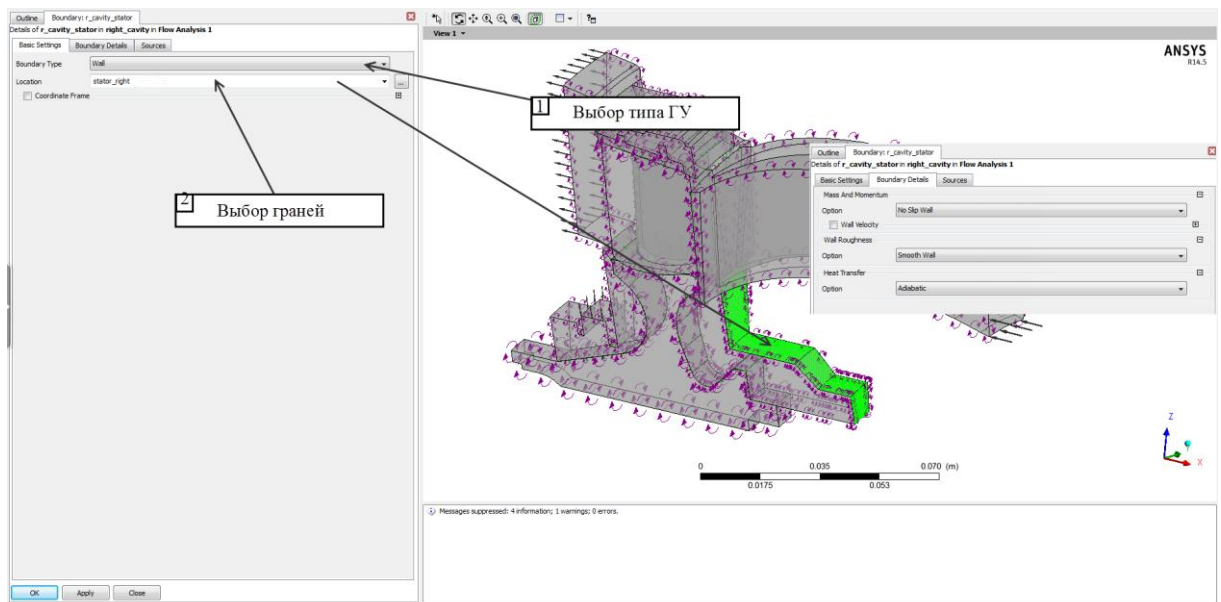


Рис. 3.27. Граничное условие Wall домена right_cavity

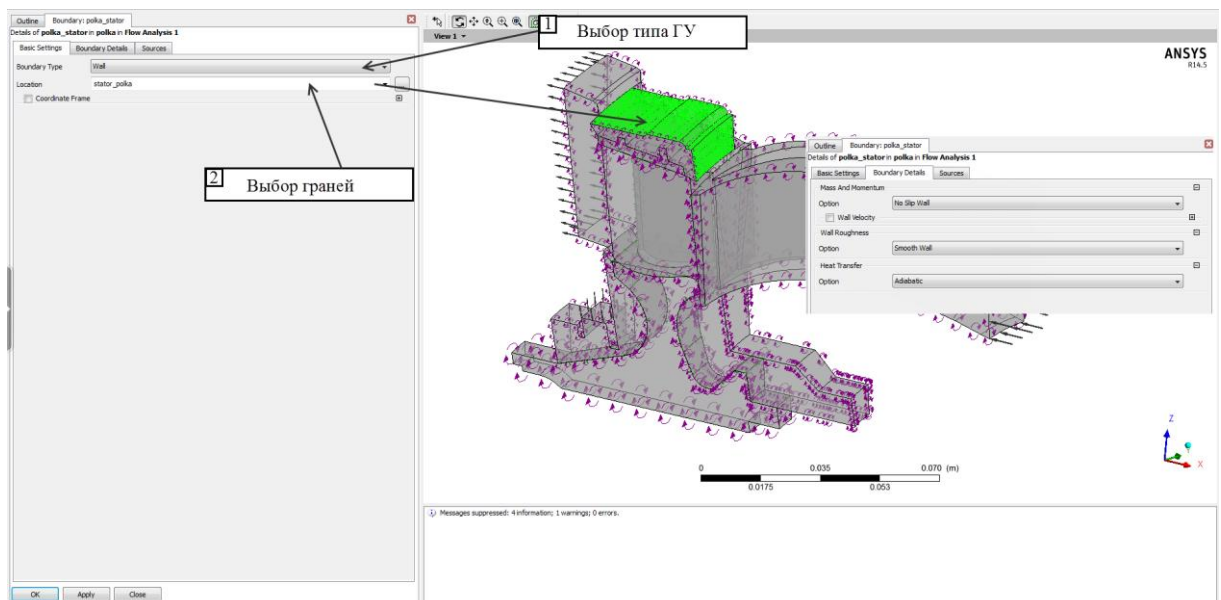


Рис. 3.28. Граничное условие Wall домена polka

Следует отметить, что в случае, когда на свободных стенках известна, например, температура, тепловой поток или параметры конвективного теплообмена, тогда это можно учесть заполнив данные в поле Heat Transfer (рис. 3.29).

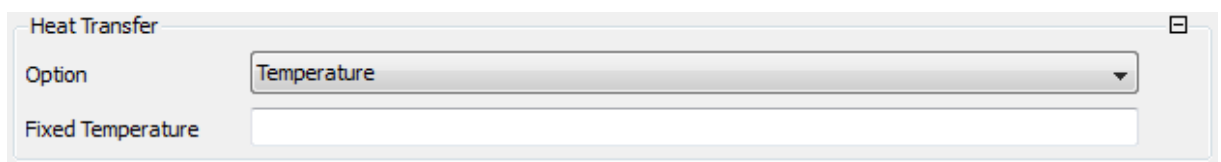



Рис. 3.29. Поле Heat Transfer

Шаг 13. Следующий этап заключается в создании интерфейсов  (FM: **Insert** > **Domain Interface**), которые служат для передачи данных между областями.

Создадим интерфейс, моделирующий периодичность сектора домена left_cavity (рис. 3.30). Выбирается тип интерфейса Fluid Fluid. Далее выбираются домены и принадлежащие к ним грани, на которые будет накладываться условие периодичности. Выбирается опция Rotational Periodicity и ось вращения.

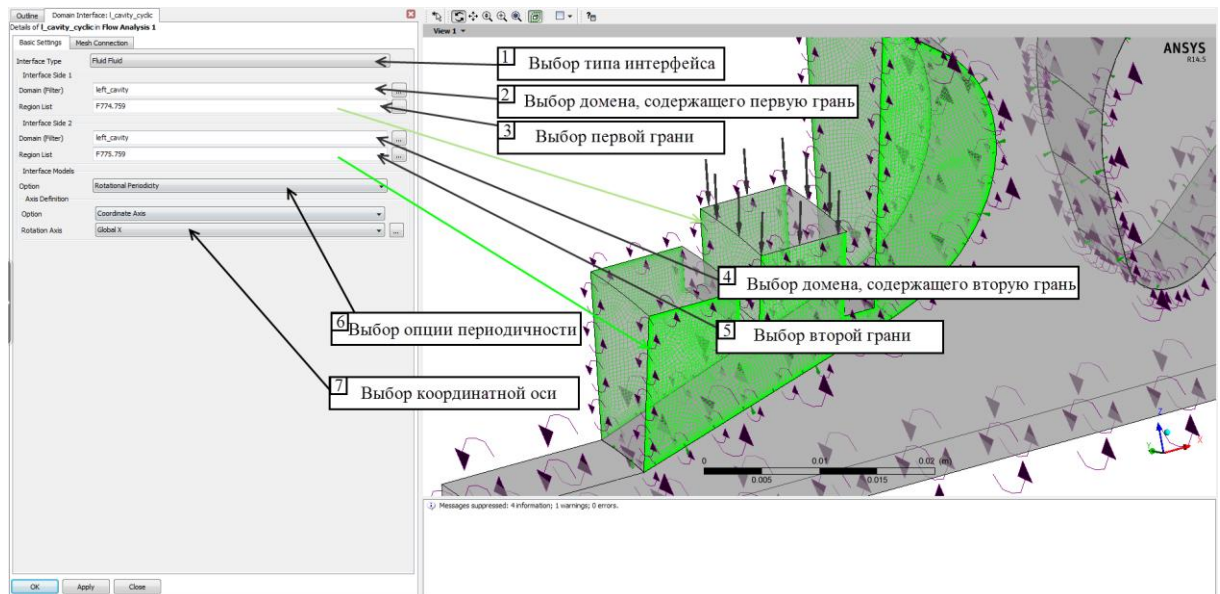


Рис. 3.30. Создание интерфейса периодичности домена left_cavity

Шаг 14. Аналогично создаются интерфейсы периодичности для доменов right_cavity и polka. Создание интерфейса периодичности для домена koleso будет отличаться от предыдущих лишь указанием типа интерфейса Solid Solid.

Шаг 15. Создаются интерфейсы передачи данных между доменами жидкости (рис. 3.31).

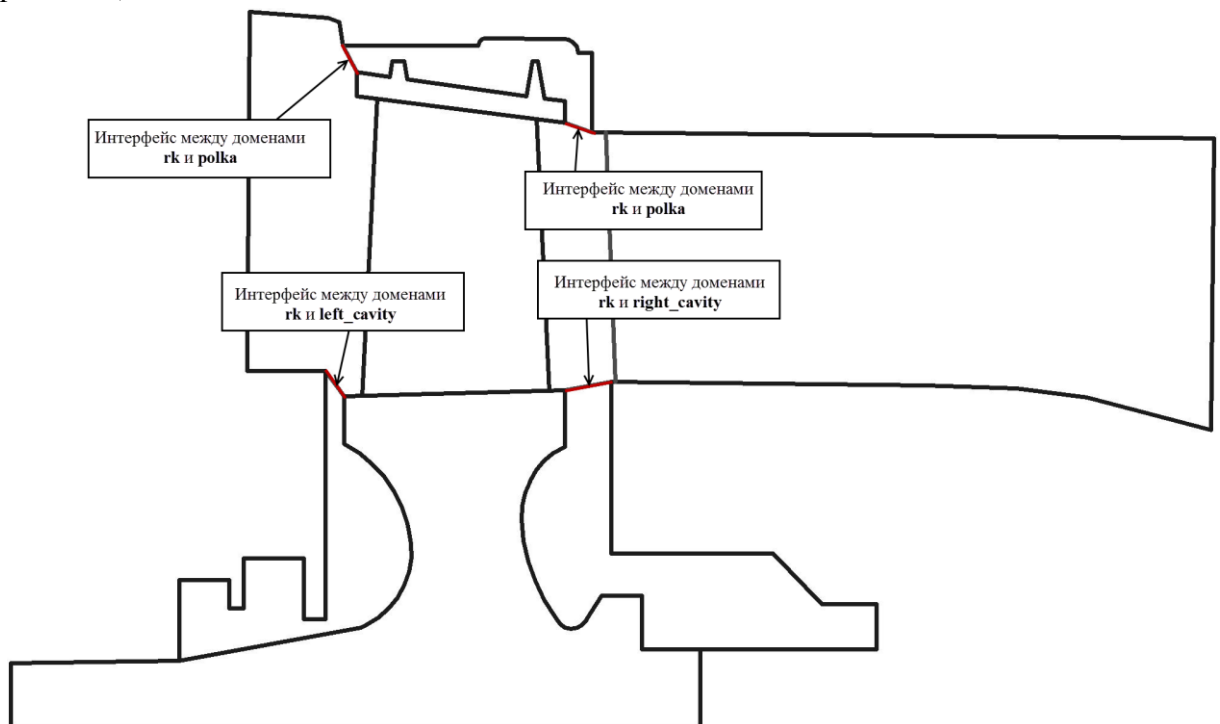


Рис. 3.31. Создание интерфейсов передачи данных между доменами жидкости

На рисунке 3.32 показан порядок настройки интерфейса между доменами *right_cavity* и *rk*. В стационарной постановке решения задачи нет возможности задать в стационарном домене *rk* вращение на стенках лопатки. Из-за этого приходится задавать домену *rk* вращение при неподвижных его стенках. Это приводит к тому, что возникает необходимость передачи данных между вращающимся доменом *rk* и неподвижным доменом *right_cavity*, которая в данном случае реализуется созданием интерфейса Frozen Rotor.

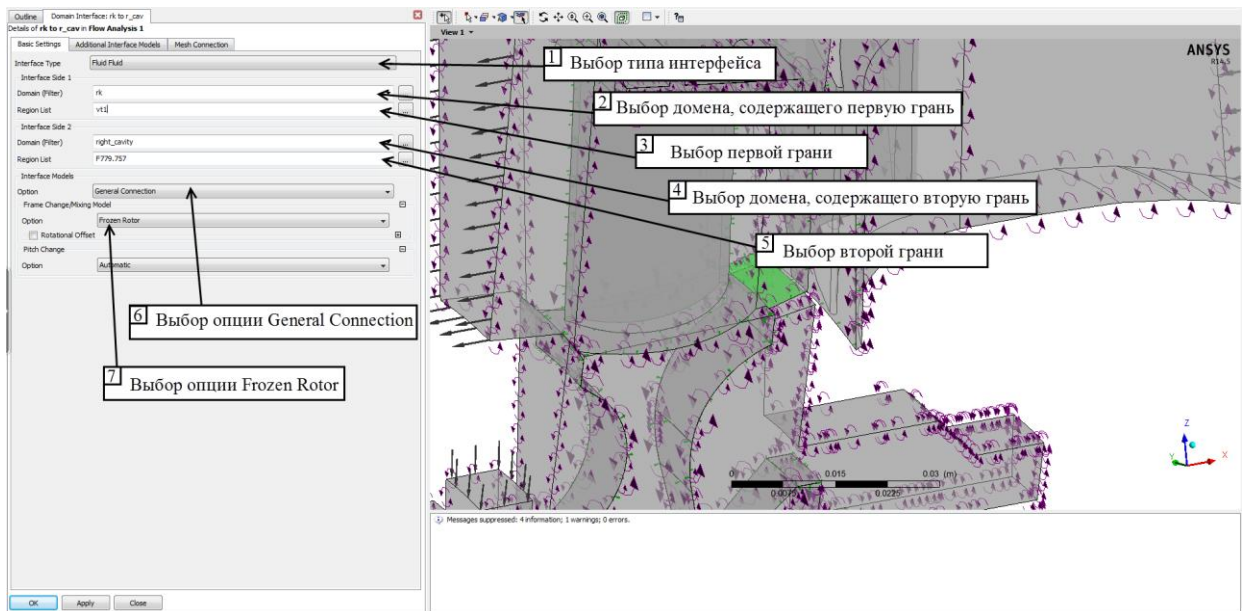


Рис. 3.32. Создание интерфейса между доменами *right_cavity* и *rk*

Шаг 16. Создание остальных подобных интерфейсов происходит аналогичным образом.

Шаг 17. Для проведения сопряжённого теплового анализа необходимо создать интерфейсы между жидкостью и твёрдым телом, передающие тепловую нагрузку. На рис. 3.33 представлены 6 интерфейсов для данной модели. Порядок создания интерфейса на примере интерфейса между гранями лопатки рабочего колеса доменов *rk* и *koleso* показан на рисунке 3.34.

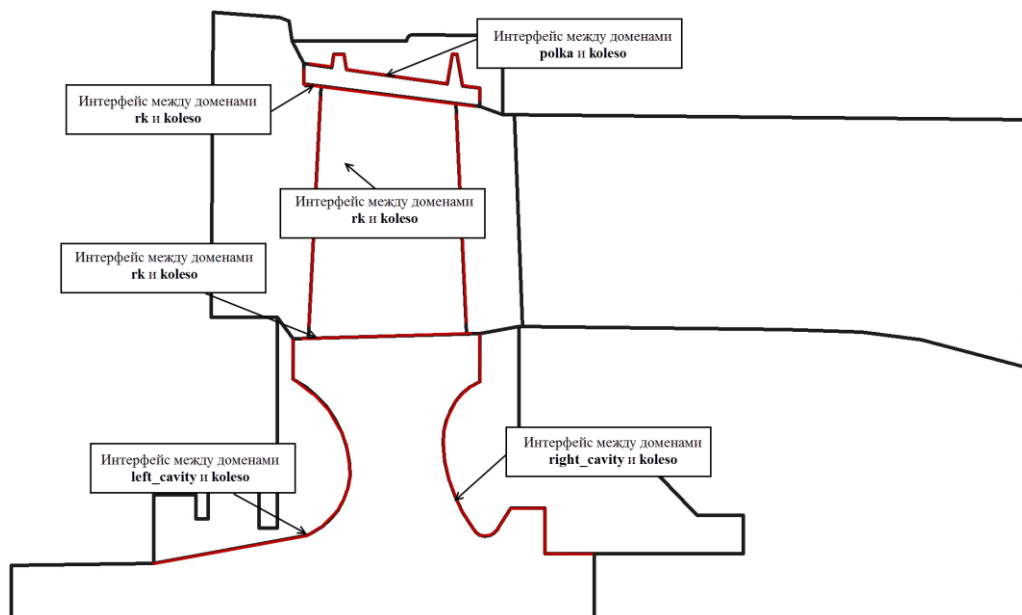


Рис. 3.33. Создание интерфейсов между доменами твёрдого тела и жидкости

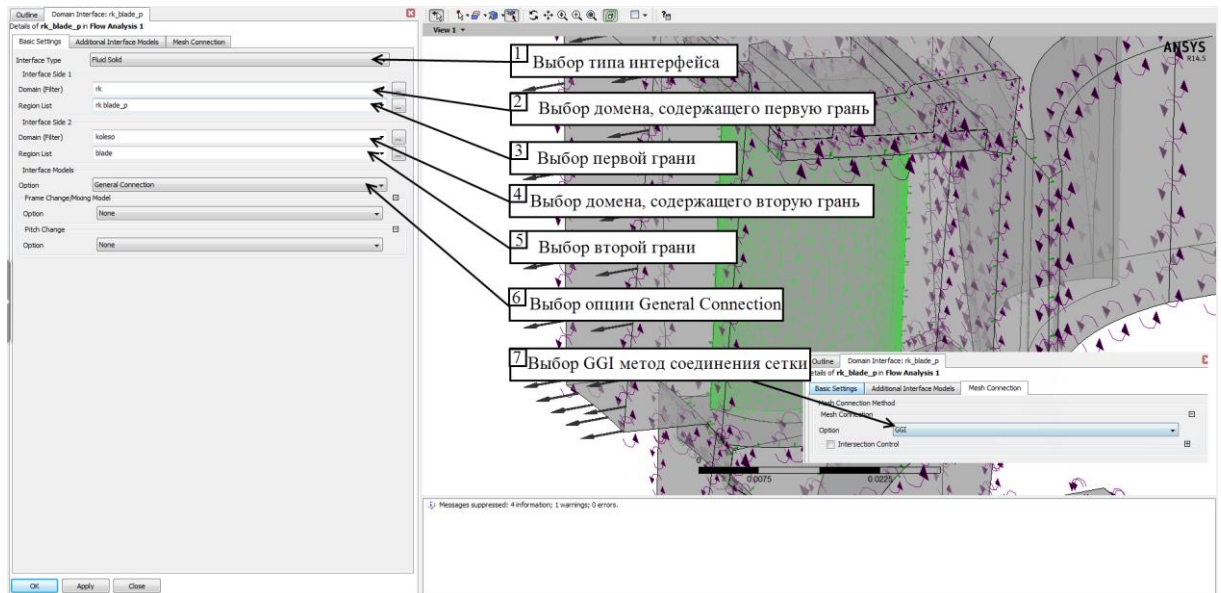


Рис. 3.34. Создание интерфейсов между доменами rk и koleso

Шаг 18. На последнем шаге в Ansys CFX-Pre необходимо настроить опции решателя (ГМ: **Insert > Solver > Solver Control**). Здесь необходимо выбрать порядок точности решения, критерии остановки расчёта (максимальное количество итерации или уровень невязок), а также вводятся настройки масштаба времени (рис. 3.35).

Details of **Solver Control** in **Flow Analysis 1**

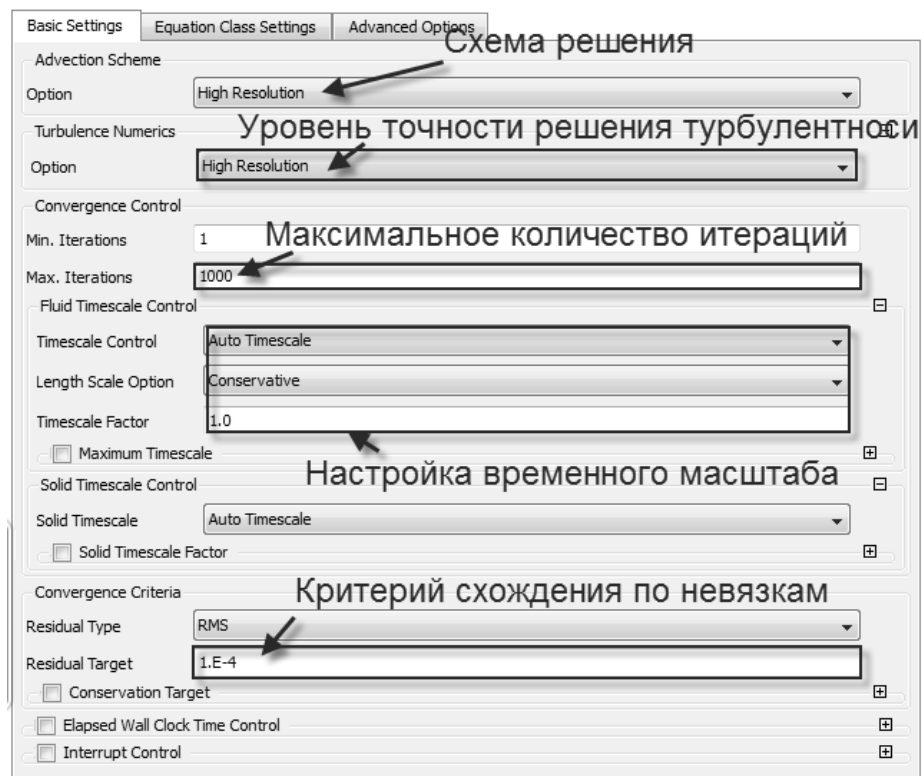


Рис. 3.35. Details of Solver Control

Шаг 19. Далее сохраняем расчётную модель  и выходим из Ansys CFX-Pre.

3.4 Расчёт и анализ результатов

Шаг 1. Решатель запускается в модуле ANSYS CFX-Solver Manager. Запуск модуля ANSYS CFX-Solver Manager осуществляется двойным щелчком мыши по Solution.

Шаг 3. Необходимо определить параметры решения (рис. 3.36). Устанавливаются параметры инициализации, алгоритм распараллеливания и количество расчётных ядер. Поскольку ранее были получены результаты расчёта в проточной части турбины, используем их в качестве начальных. Для этого в опции Initialization Option поставим Current Solution Data (if possible). Для этого в опции Initialization Option поставим Current Solution Data (if possible).

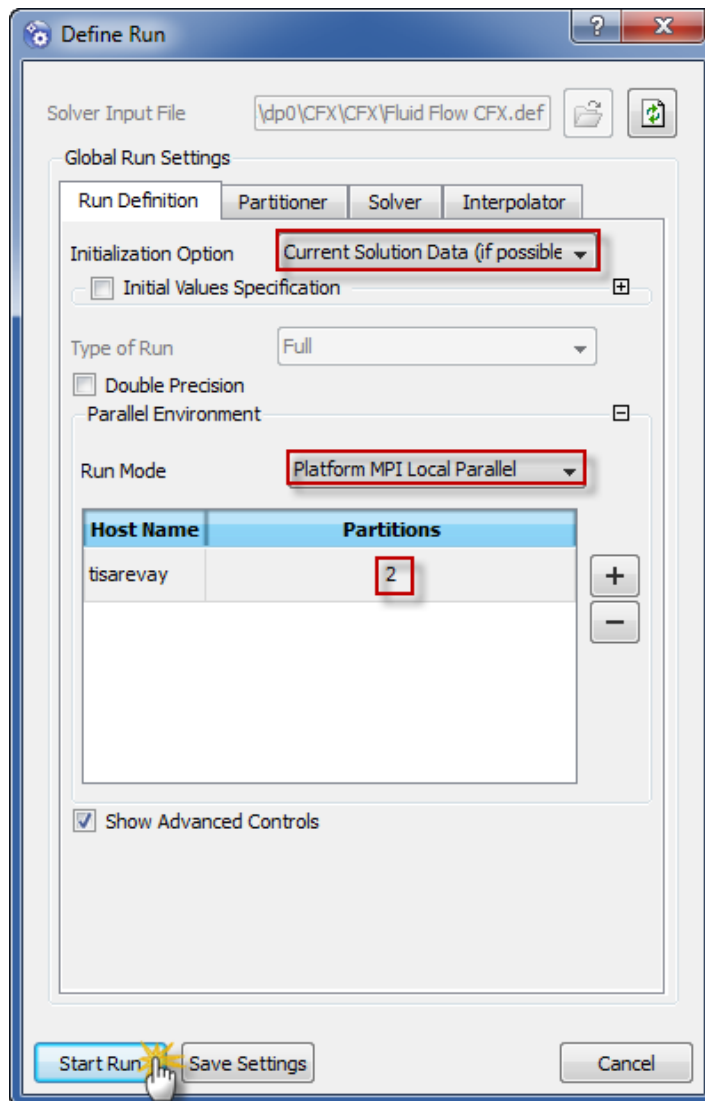



Рис. 3.36. Настройки параметров решения

Шаг 3. Запуск решения осуществляется нажатием кнопки .

Шаг 4. После того, как невязки будут стабилизироваться, следует повесить значение Timescale Factor. Это можно осуществить при помощи команды Dynamically edit setting of the run in progress  (рис. 3.37).

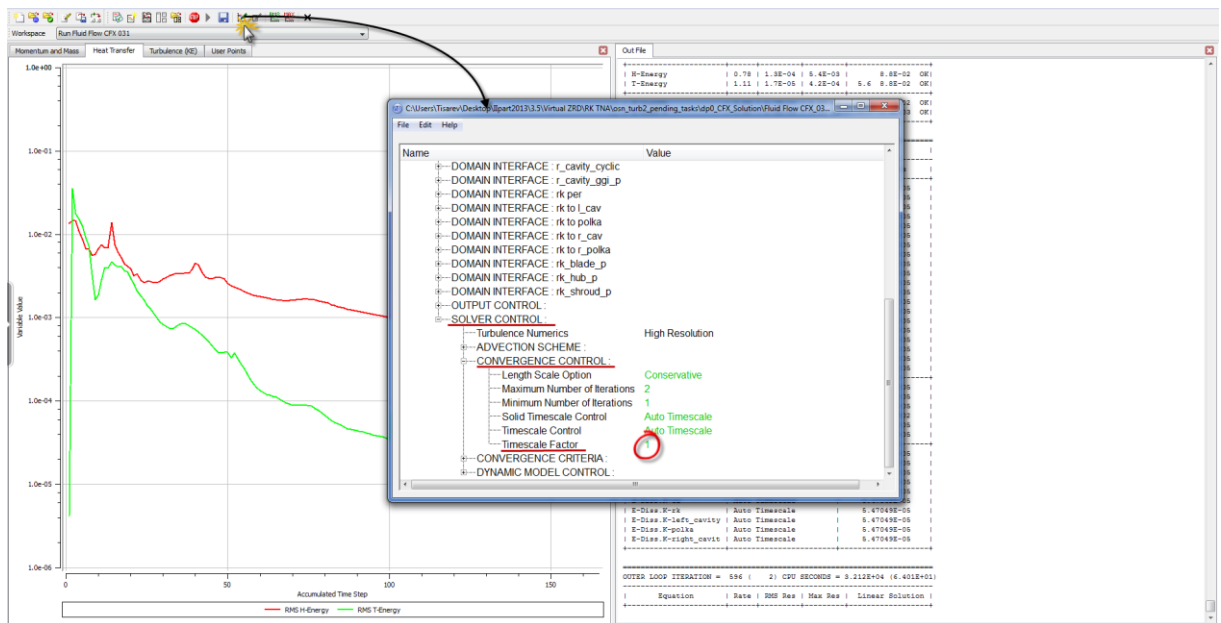


Рис. 3.37. Динамическое изменение параметров расчёта

Завершение расчёта происходит автоматически при достижении уровня указанных невязок, либо установленного максимального числа итераций. При завершении расчёта создаётся файл результатов *.res.

Шаг 5. Постпроцессор запускается в модуле CFD-Post. Запуск модуля CFD-Post осуществляется двойным щелчком мыши по Results.

Модуль постпроцессора позволяет отображать результаты в виде контуров, векторов, линий тока и др. на имеющихся геометрических объектах, либо на созданных вспомогательных геометрических объектах. Доступ к данным инструментам можно получить по следующему пути **ГМ: Insert**. Также можно проводить вычисление интегральных параметров характерных сечений при помощи функции калькулятора (**ГМ: Tools > Function Calculator**).

Результаты расчёта показаны на рисунках 3.38-3.39.

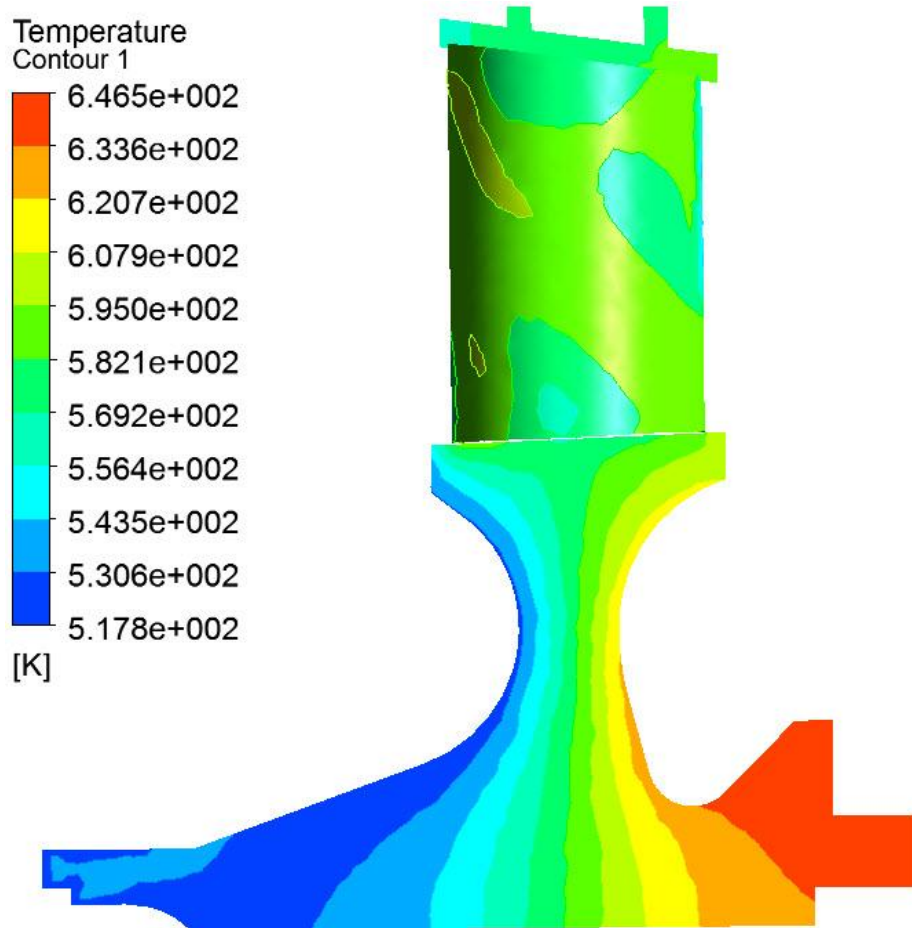


Рис. 3.38. Распределение полей температур диска

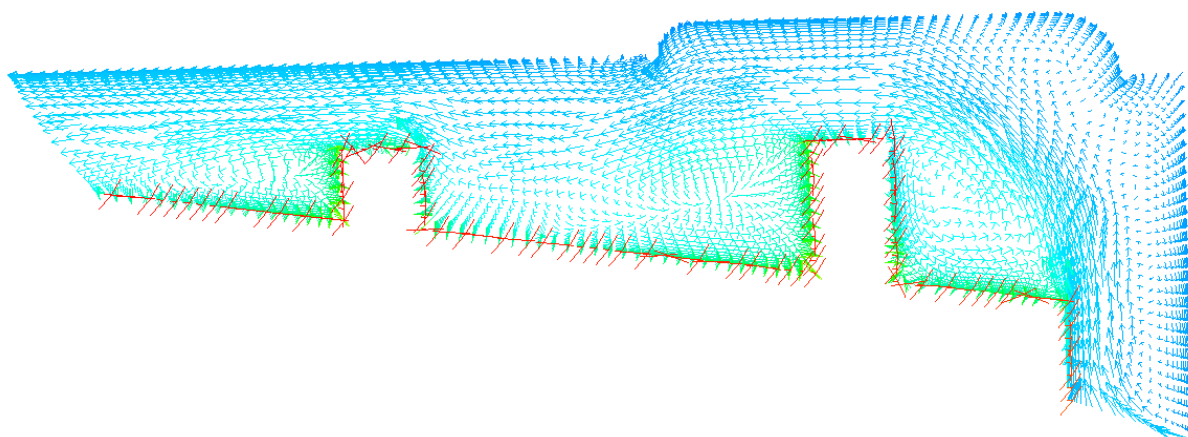


Рис. 3.39. Вектора скоростей в области бандажной полки

4 МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КОЛЕСА ТУРБИНЫ

4.1 Разработка геометрической модели рабочего колеса турбины ТНА

Для относительно быстрого расчета в *Workbench* нужно использовать не весь диск, а только его сектор, циклически повторяющийся столько же раз, сколько лопаток на диске. Поэтому перед экспортированием модели в *Workbench* вам потребуется разрезать колесо турбины. Методика прочностного расчёта изложена в работах [6, 9].

Шаг 1. Откройте объемную модель колеса турбины (рис. 4.1).

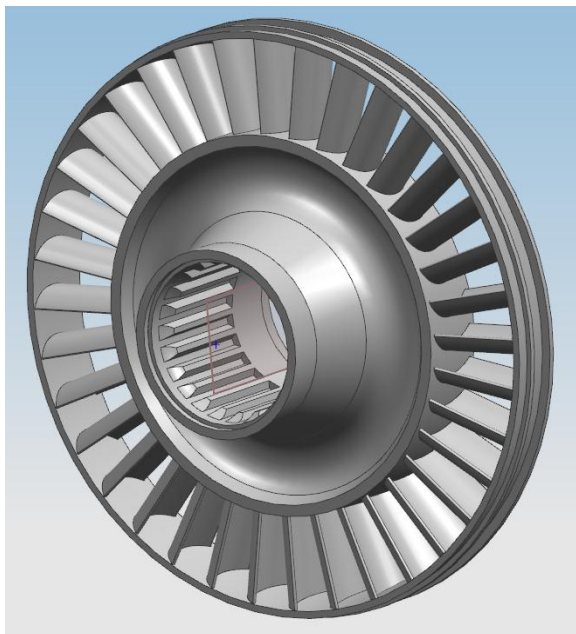


Рис.4.1. Объемная модель колеса турбины в Unigraphics NX

На панели инструментов кликните: *Элемент* → *Координатная плоскость*. Выберите тип *Сквозь объект*. В качестве объекта укажите ось вращения (рис. 4.2).

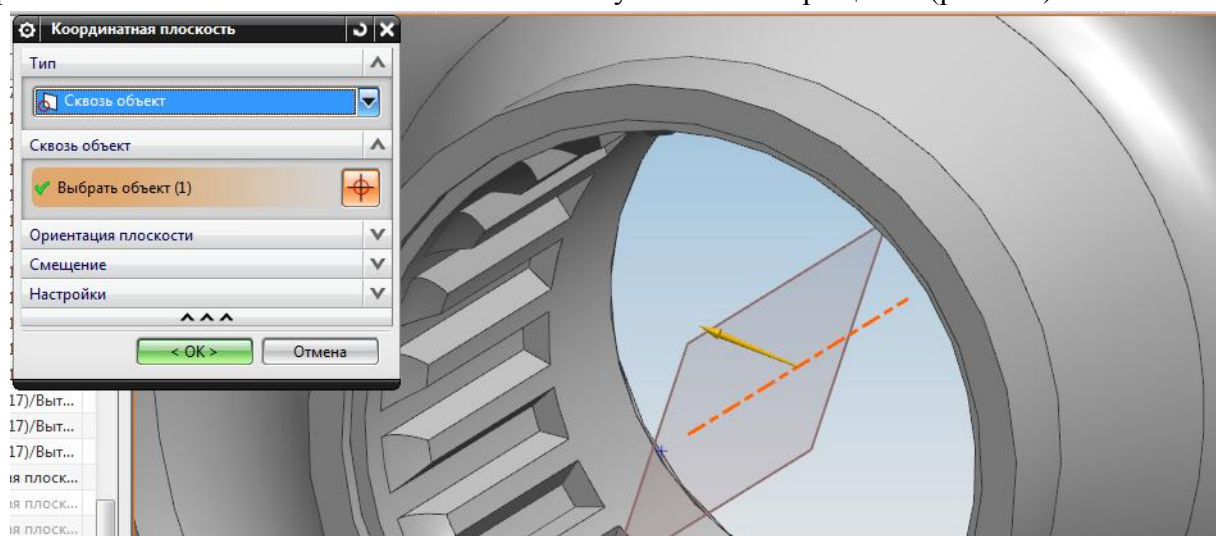


Рис.4.2. Создание вертикальной координатной плоскости

Шаг 2. Создайте новую координатную плоскость, тип *Под углом*. В качестве объекта укажите последнюю созданную плоскость, а в качестве *Сквозной оси* – выделите ось вращения колеса (рис. 4.3). Угол -18 градусов. Создайте вторую плоскость под углом к только что построенной плоскости, угол укажите 10 градусов.

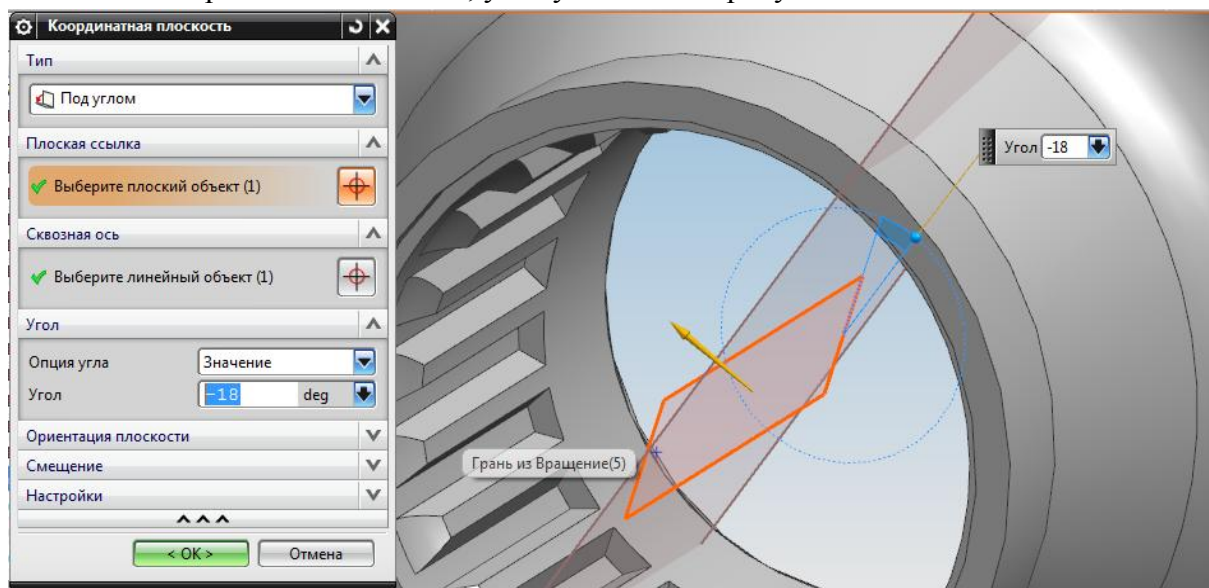


Рис.4.3. Создание координатной плоскости под углом

Шаг 4. Создайте горизонтальную плоскость, выберите тип *Под углом*, угол 90 градусов. Плоским объектом будет служить созданная вами вертикальная координатная плоскость. Проверьте правильность построения координатных плоскостей: лопатка должна находиться между двумя построенными под углом плоскостями (рис. 4.4)

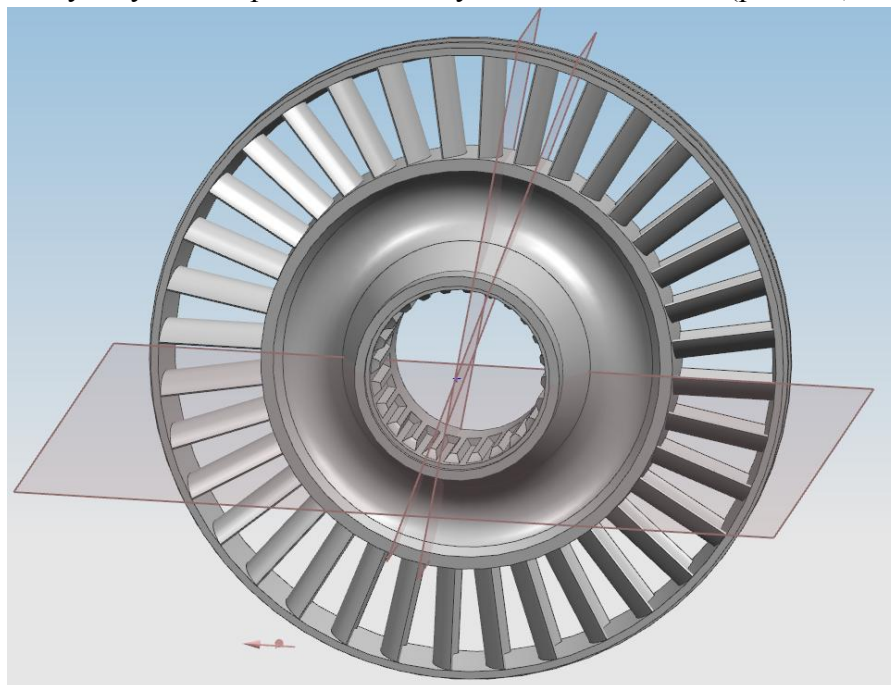


Рис.4.4. Модель колеса турбины с построенными координатными плоскостями

Шаг 4. Выберите на панели инструментов: *Элемент* → *Обрезка тела* (рис. 4.5). Выберите в качестве тела колесо турбины, а инструментом – горизонтальную плоскость. Чтобы выбрать, с какой стороны будет обрезаться колесо турбины, в открывшемся окне

кликайте **Сменить направление**. После обрезки горизонтальной плоскостью останется одна из половин (рис. 4.6).

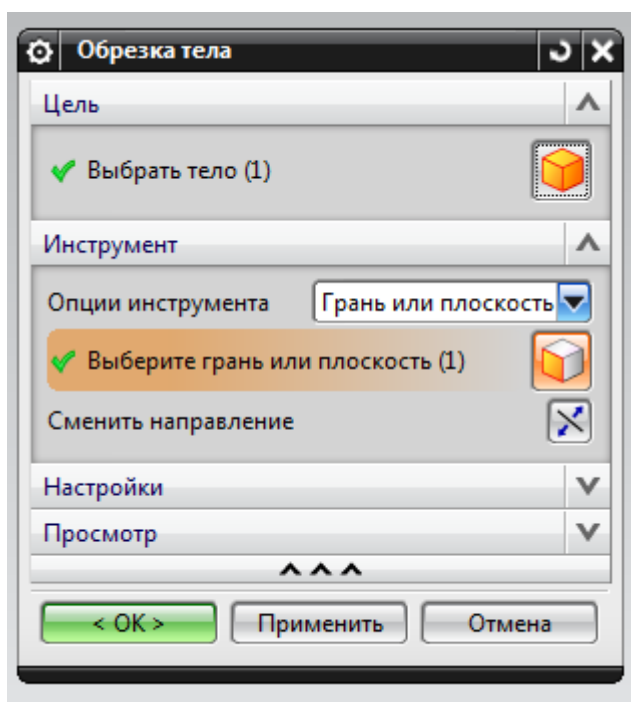


Рис. 4.5. Меню обрезки тела

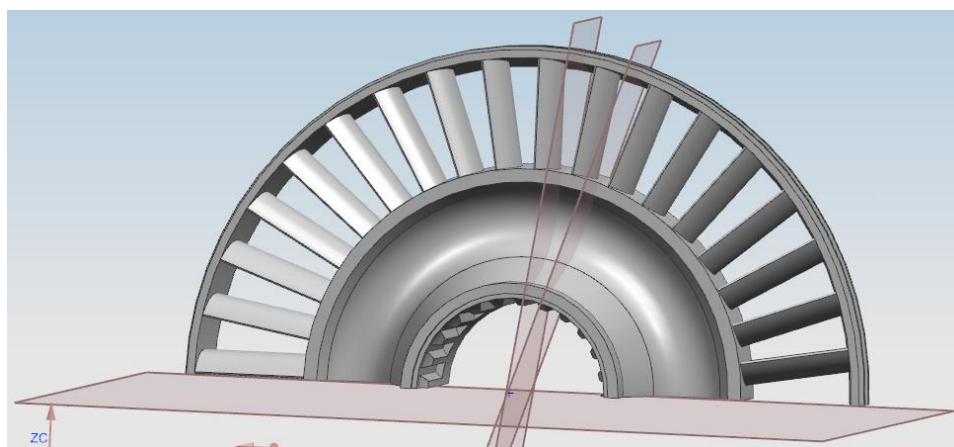


Рис. 4.6. Результат обрезки горизонтальной плоскостью

Шаг 4. Аналогичным способом с помощью обрезки тела срежьте лишние части колеса турбины и оставьте только один сектор с лопаткой (рис 4.7).

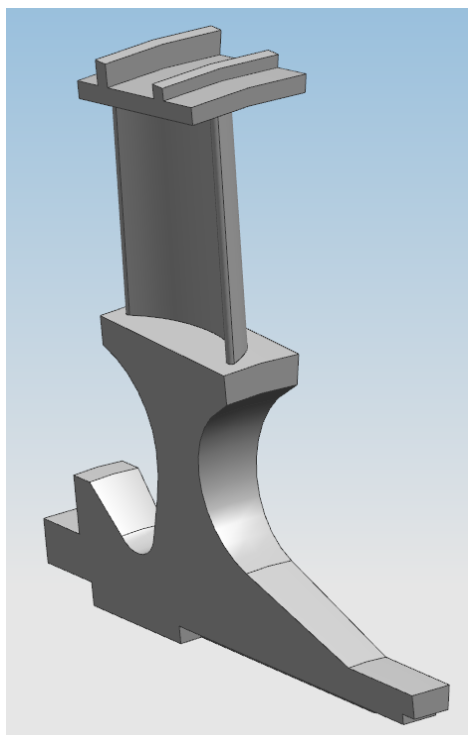


Рис. 4.7. Объемная модель сектора колеса турбины

Шаг 5. Полученный фрагмент диска сохраните в формате Parasolid: **Файл** → **Экспорт** → **Parasolid...** Выберите тело, нажмите **OK**. Выберите путь, куда будете сохранять новый файл и укажите имя.

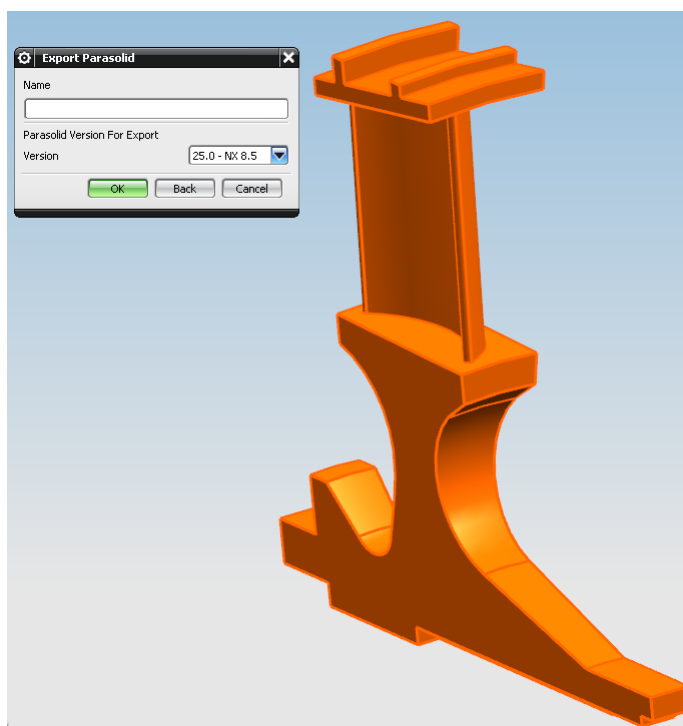


Рис. 4.8. Экспорт модели сектора колеса турбины в формат **Parasolid**

Шаг 6. Расчет сектора колеса турбины на прочность будет проходить с приложениями газовыми силами, которые были рассчитаны ранее в **Fluid Flow (CFX)** (рис. 4.9).

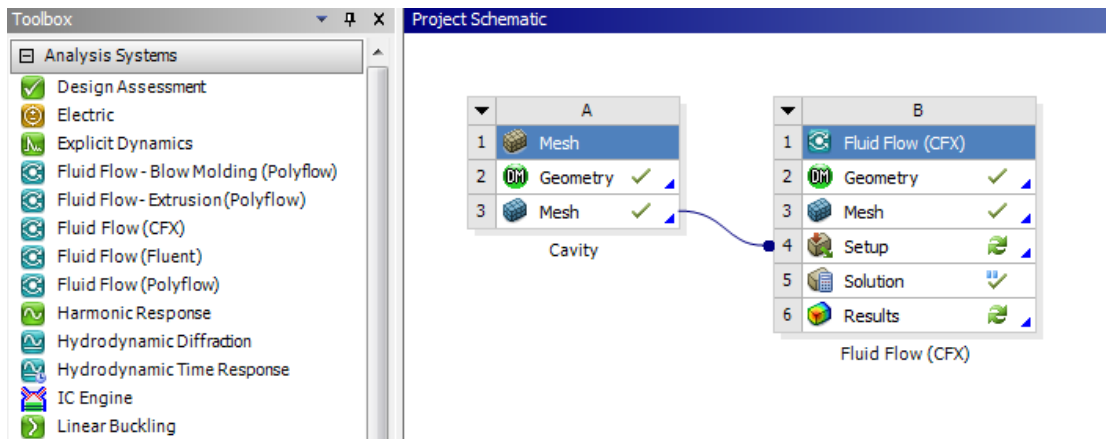


Рис. 4.9 Стартовый проект в Workbench

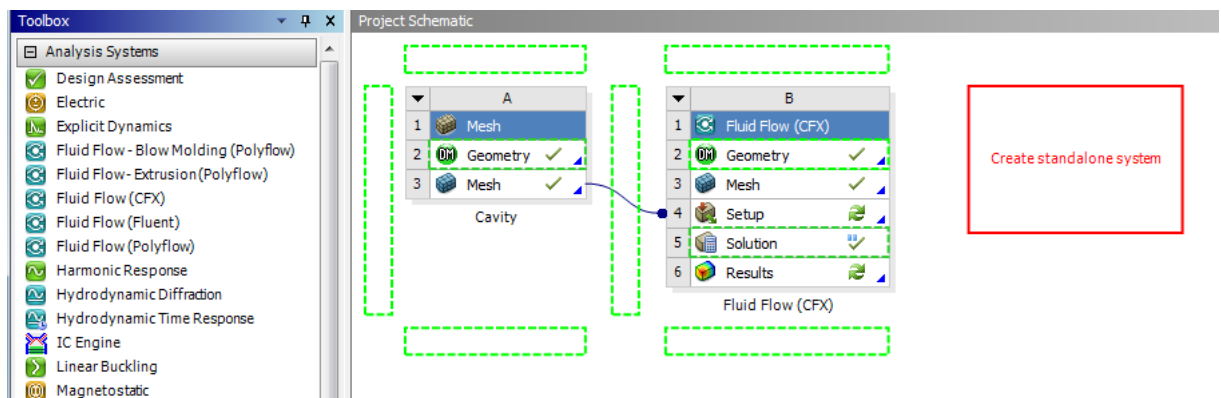


Рис. 4.10. Перемещение модуля Static Structural

Шаг 7. В *Workbench* в окне *Toolbox* найдите и перетащите модуль *Static Structural* в окно *Project Schematic* (рис. 4.10).

Шаг 8. Для создания связи между модулями (чтобы передать газодинамические нагрузки из расчета во *Fluid Flow*) захватите ЛКМ *Solution* и перетащите его из модуля *Fluid Flow (CFX)* в *Setup* модуля *Static Structural* (рис. 4.11).

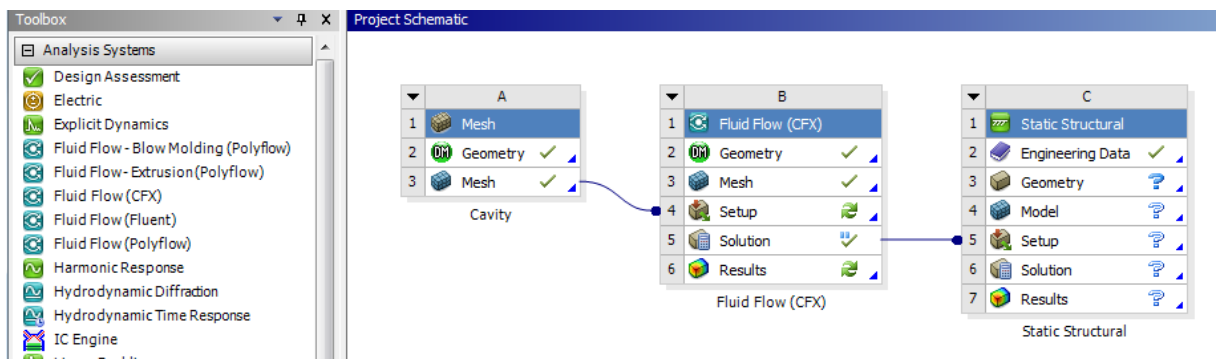


Рис. 4.11. Размещенный модуль Static Structural в новом проекте

Шаг 9. Задайте свойства материала. Для этого кликните ПКМ по строке элемента *Engineering Data* модуля *Static Structural*. После загрузки появится рабочая область модуля, из которой можно управлять материалами (рис. 4.12). В *Engineering Data* содержатся все свойства материалов используемых в *Static Structural*. Здесь по умолчанию использу-

ется материал **Structural Steel** (плотность – 7850 кг/м^3 , модуль упругости – $2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, коэффициент Пуассона – 0,3). При необходимости можно выбирать готовый материал из библиотеки или изменять существующий.

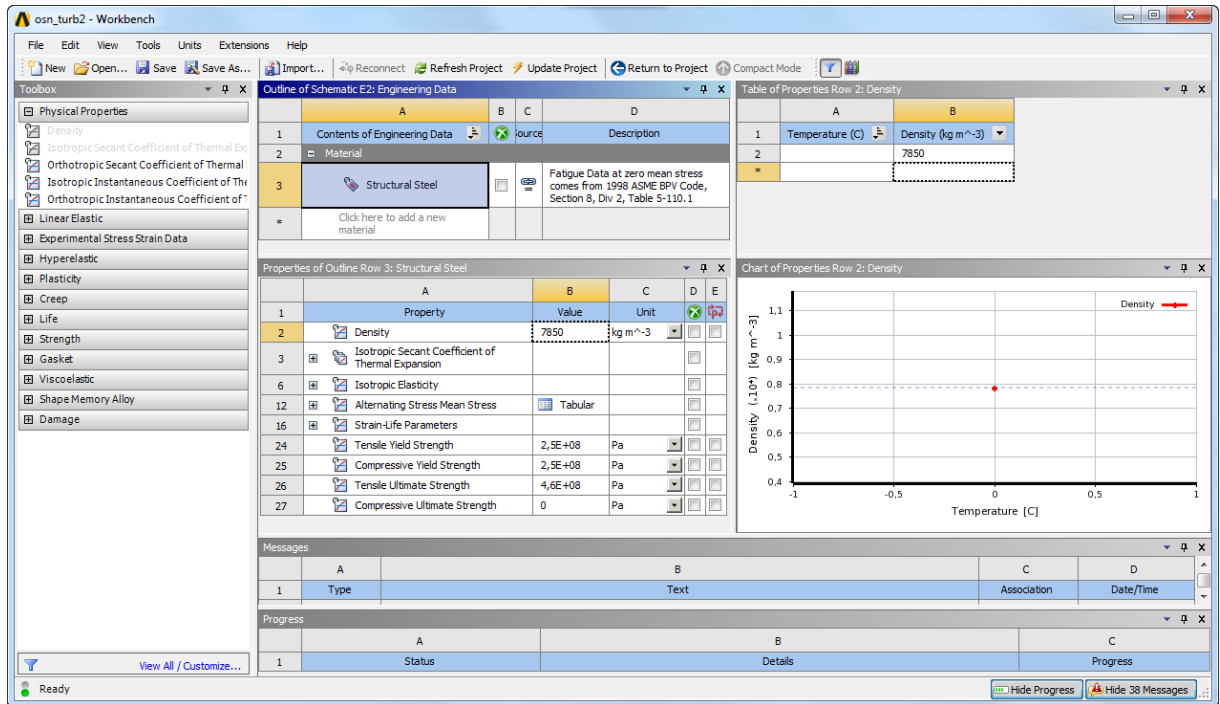


Рис. 4.12. Рабочая область Engineering Data

В области **Table of Properties Row 2: Density** введите плотность 8320 (рис. 4.13).

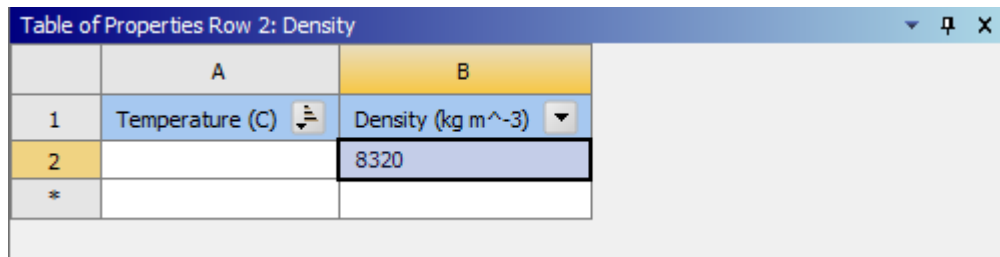


Рис. 4.13. Плотность материала

В области **Table of Properties Row 2: Isotropic Elasticity** оставьте без изменений (рис. 4.14)

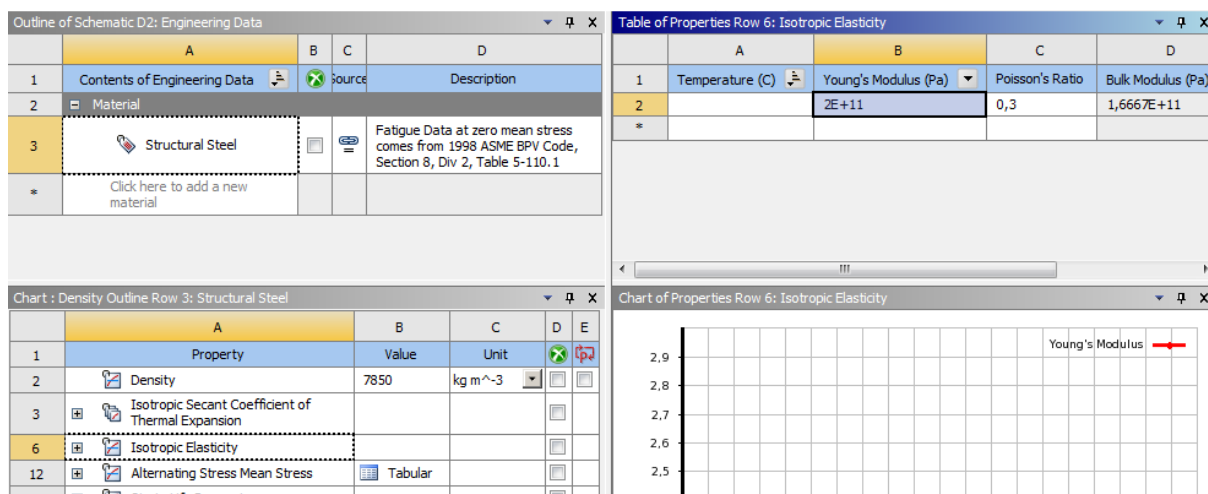


Рис. 4.14 – Изотропная упругость

Чтобы вернуться обратно на рабочую область *Ansys Workbench* кликните кнопку *Return to Project*.

Шаг 10. Откройте *Geometry* в блоке *Static Structural*. В *Ansys Workbench* есть возможность редактировать объемную модель, не прибегая к другим программам, что существенно облегчает работу с проектом, так как можно загрузить готовую модель и затем менять его геометрические размеры и получать требуемые параметры не выходя из *Workbench*. В открывшемся диалоговом окне укажите единицу измерения в миллиметрах (рис. 4.15).

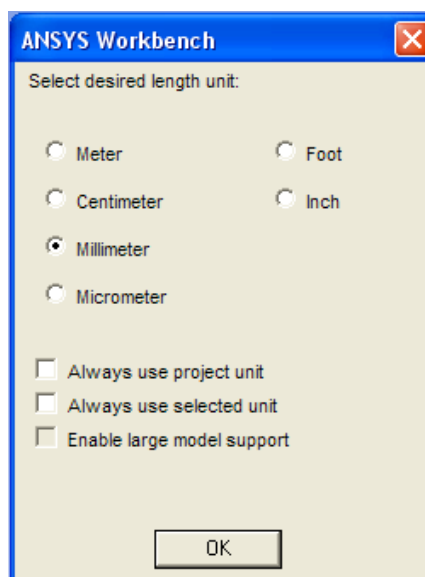


Рис. 4.15. Выбор размерности детали

Шаг 11. *File* → *Import External Geometry File*. Выберите полученный файл Parasolid, нажмите Открыть. Для того, чтобы модель появилась в окне *DesignModeler* выделите в окошке *Tree Outline* строчку *Import1* и нажмите кнопку *Generate* – сгенерируется объемная модель сектора колеса турбины (рис. 4.16).

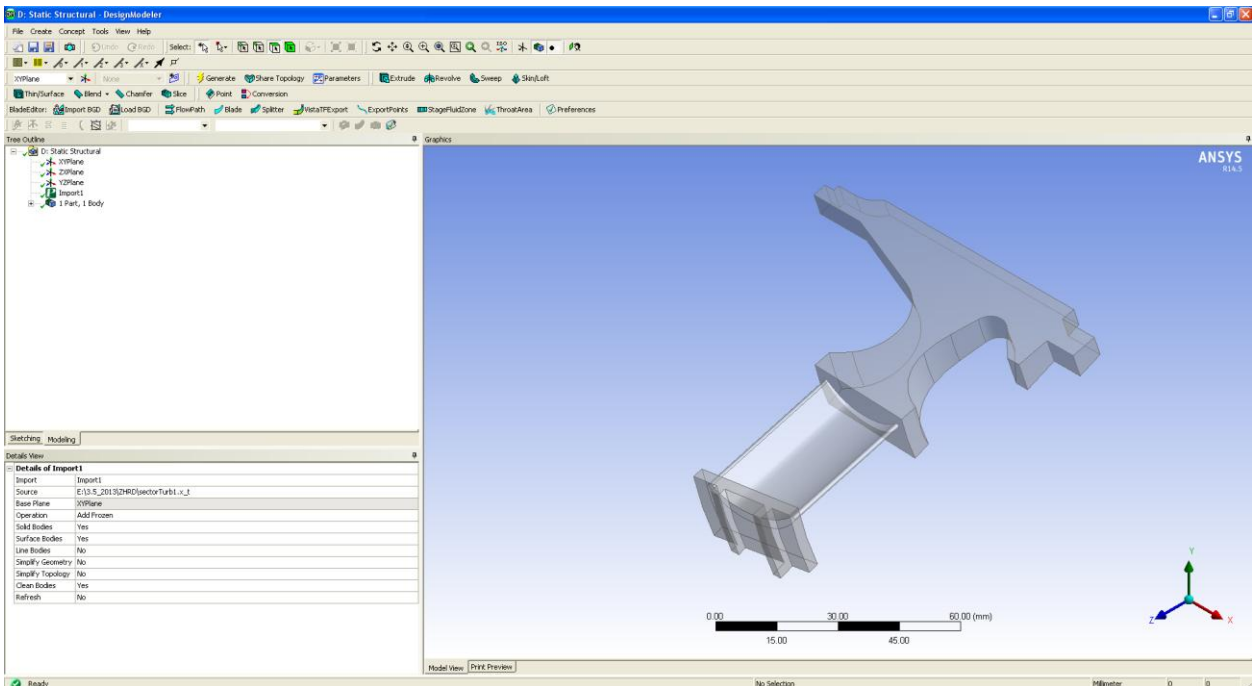


Рис. 4.16. Объемная модель сектора колеса турбины

Шаг 12. В местах стыка лопаточного пера с бандажной полкой и с диском присутствуют большие напряжения, для уменьшения их величины и нужно создать скругления. *Blend* → *Fixed Radius* (рис. 4.17).

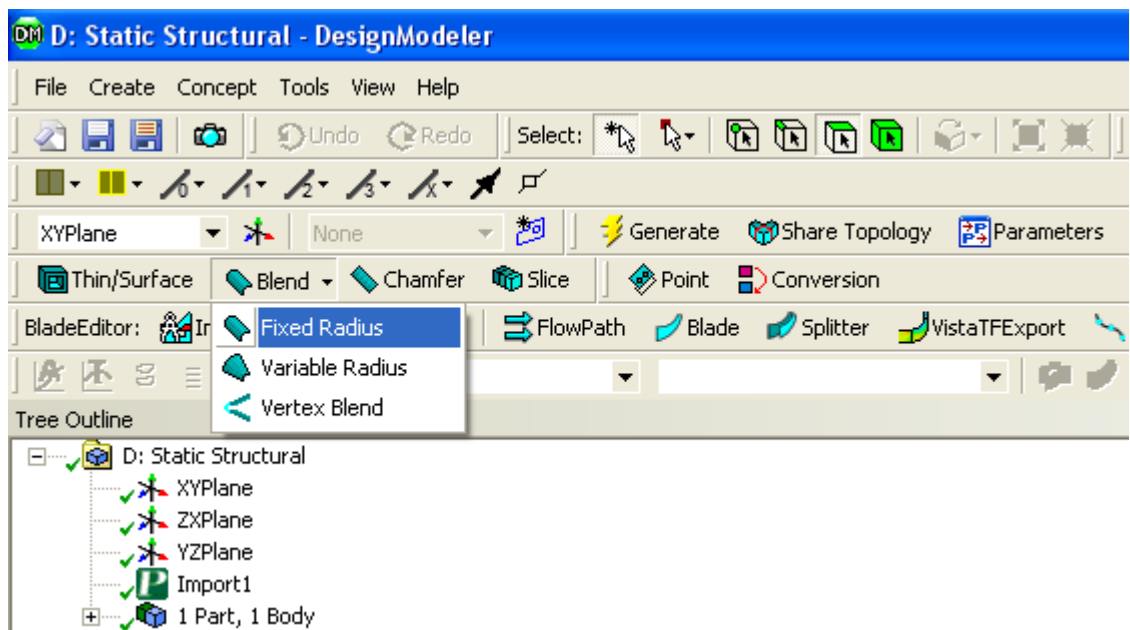


Рис. 4.17. Путь вызова меню скругления

С зажатой клавишей **ctrl** выберите дуги в местах стыка пера лопатки с диском (рис. 4.18). Укажите **Radius** 2 мм, кликните **Apply**. Аналогично выделите дуги в местах стыка пера лопатки с бандажной полкой, укажите **Radius** 1 мм, кликните **Apply**.

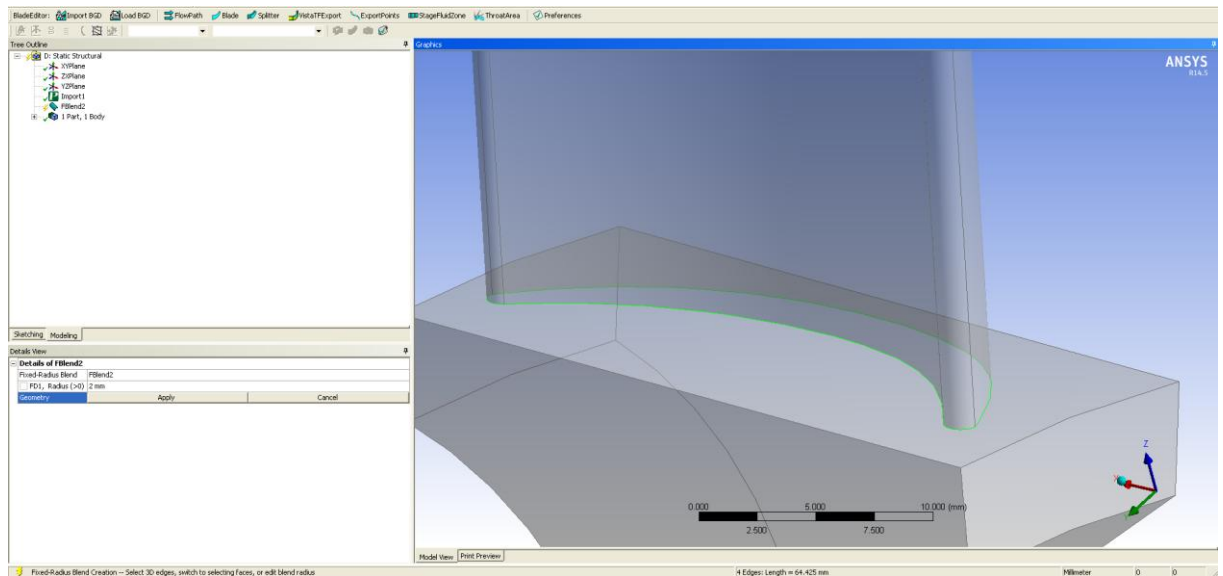


Рис. 4.18. Место стыка пера лопатки и диска турбины

Нажмите **Generate**, на модели должны появиться скругления (рис. 4.19).

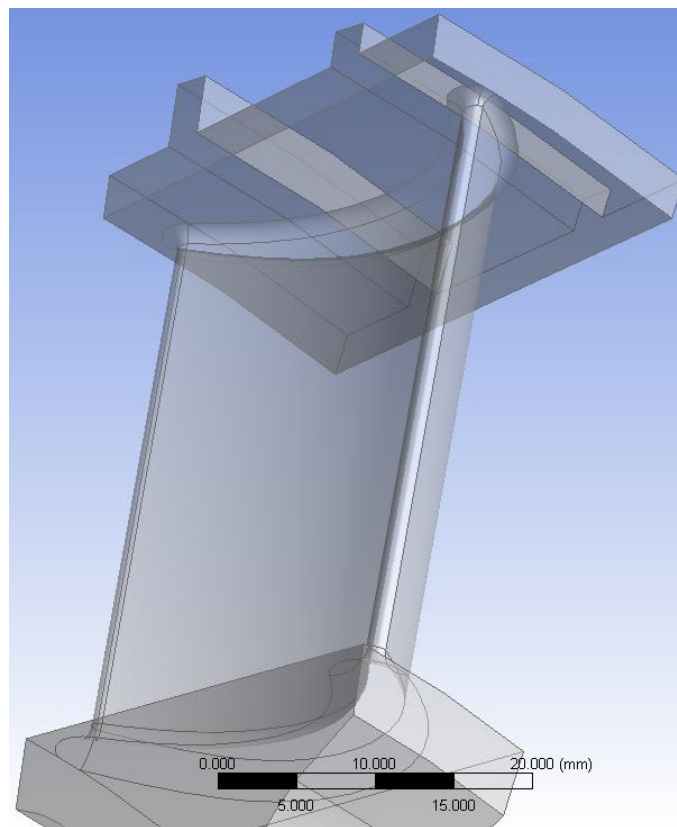


Рис. 4.19. Объемная модель сектора со скруглениями

Шаг 14. Закройте *DesignModeler*.

4.2 Построение сеточной модели диска турбины

Шаг 1. Перейдите в *Model* в блоке *Static Structural*. Кликните в дереве модели *Coordinate Systems* ПКМ, *Insert* → *Coordinate System* (рис. 4.20).

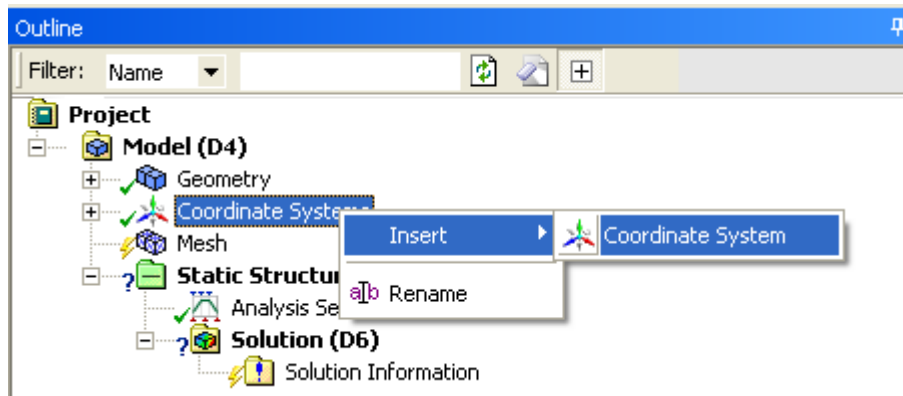


Рис. 4.20. Выбор координатной системы

В качестве геометрии выберите внутреннюю (вогнутую) поверхность сектора колеса турбины, нажмите *Apply* (рис. 4.21).

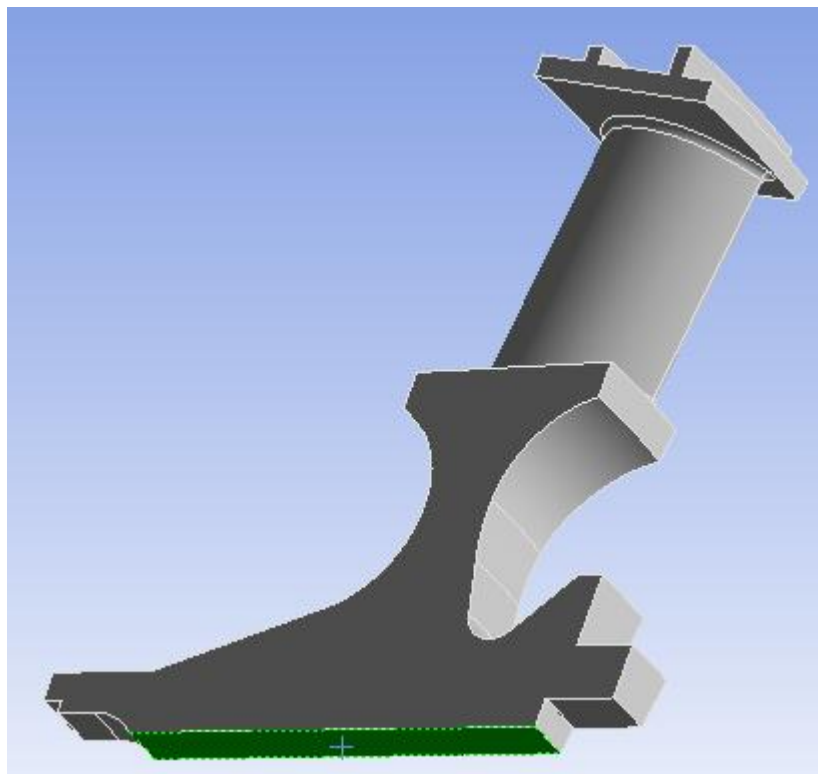


Рис. 4.21. Выбор геометрии для цилиндрической координатной системы

Прделайте следующие изменения : *Definition* → *Type* → *Cylindrical*; *Principal axis* → *Axis* → *Z*. Т.е. вы применили цилиндрическую систему и указали ось вращения Z (рис. 4.22).

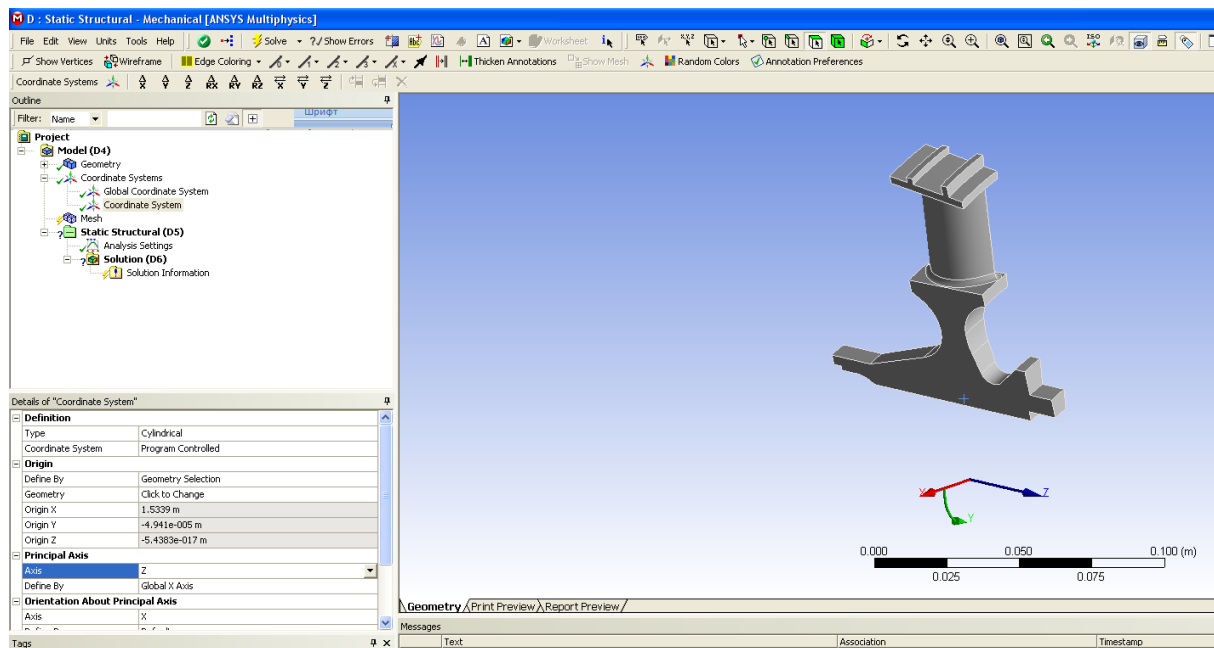


Рис. 4.22. Создание цилиндрической координатной системы

Шаг 2. Так как здесь сектор не самостоятельная деталь, а часть колеса турбины, образованная разрезом тела, то поверхности контакта сектора с диском нужно связать, чтобы *Ansys* проводил расчет целого диска. В дереве модели ПКМ: **Model** → **Insert** → **Symmetry** (рис. 4.23).

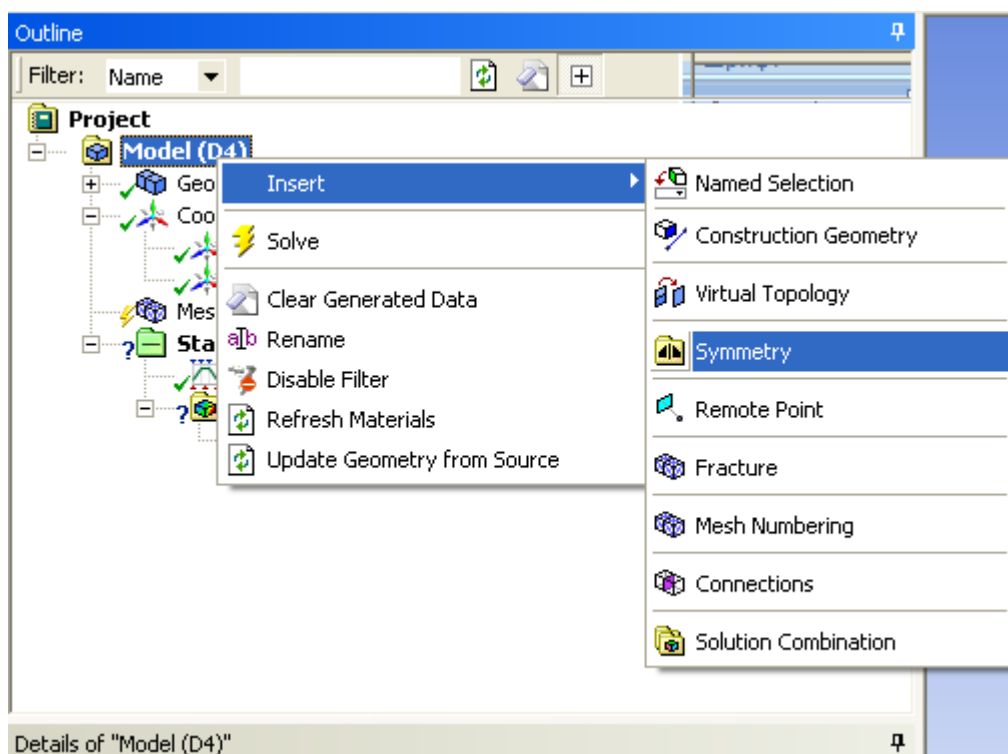


Рис. 4.23. Задание симметрии

Шаг 4. Кликните по **Symmetry** ПКМ: **Insert** → **Cyclic Region** (рис. 4.24).

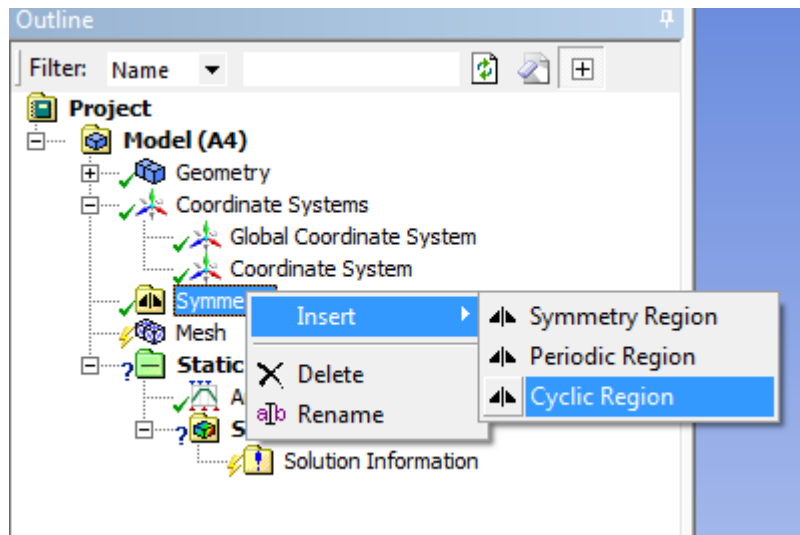


Рис. 4.24. Настройка симметрии

Кликните **Low Boundary** и выберите с зажатой клавишей ctrl две поверхности, выделенные зеленым цветом на рисунке 4.25.

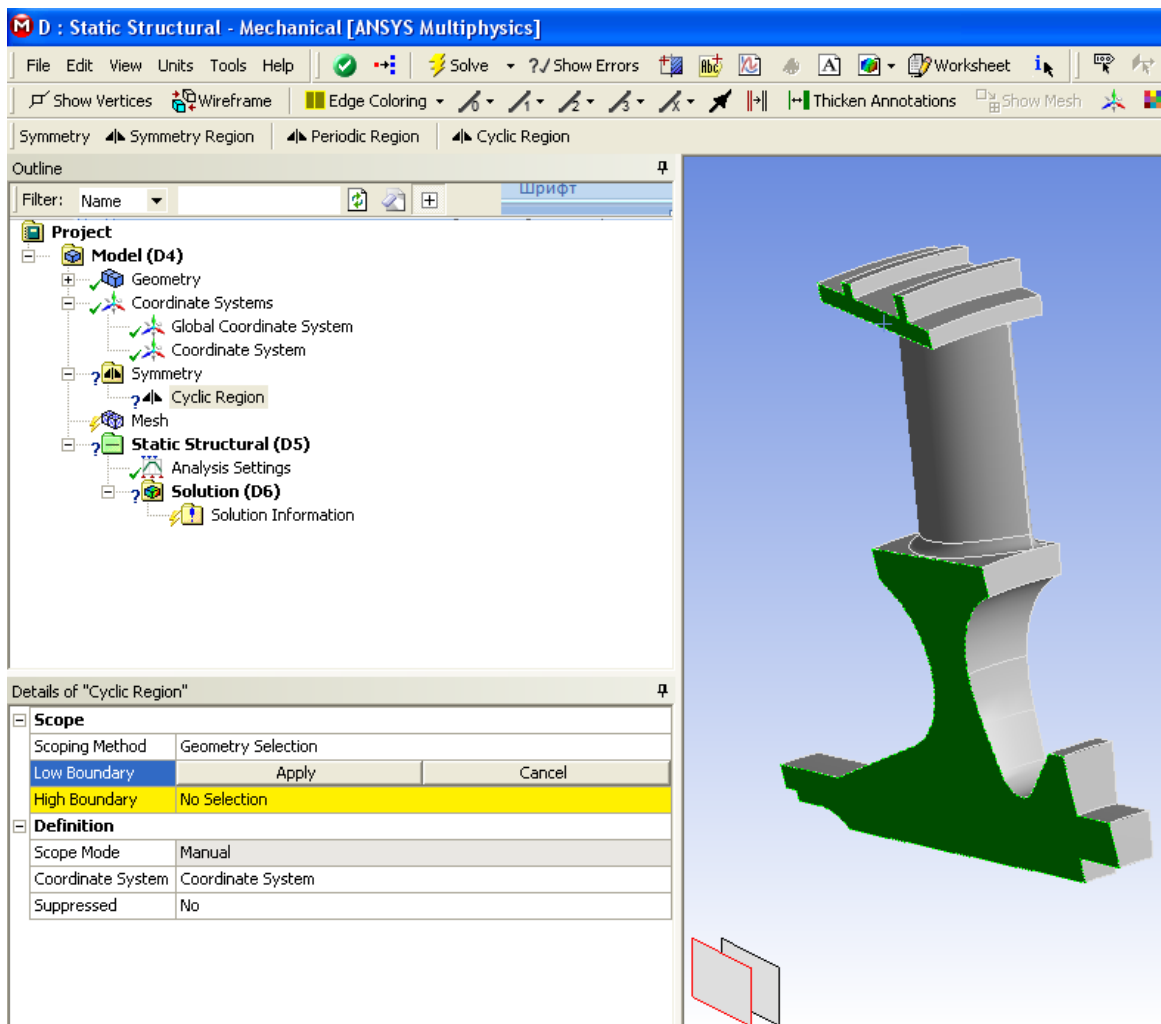


Рис. 4.25. Выбор геометрии симметрии

Кликните **High Boundary** и выберите такие же поверхности с другой стороны сектора, нажмите **Apply** (рис. 4.26).

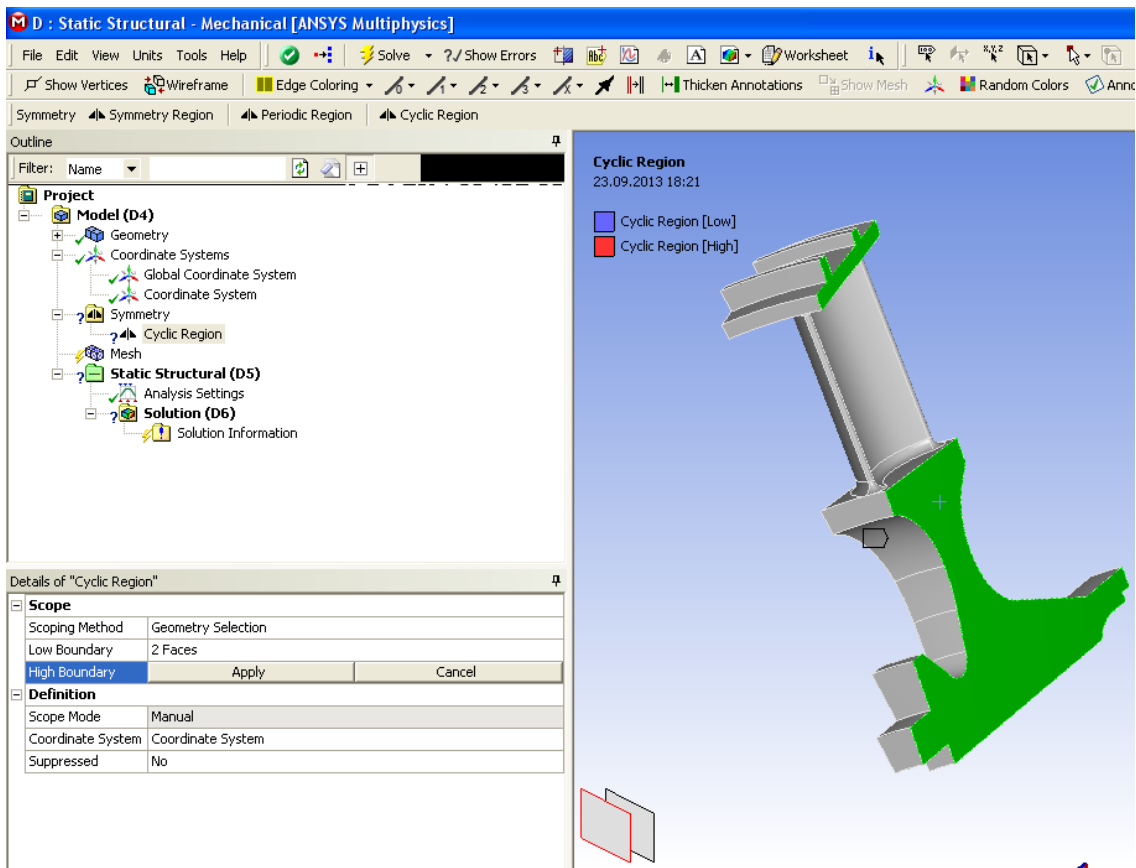


Рис. 4.26. Выбор геометрии симметрии

Шаг 4. Кликните ПКМ на **Mesh** в дереве модели: **Insert** → **Method** (рис. 4.27).

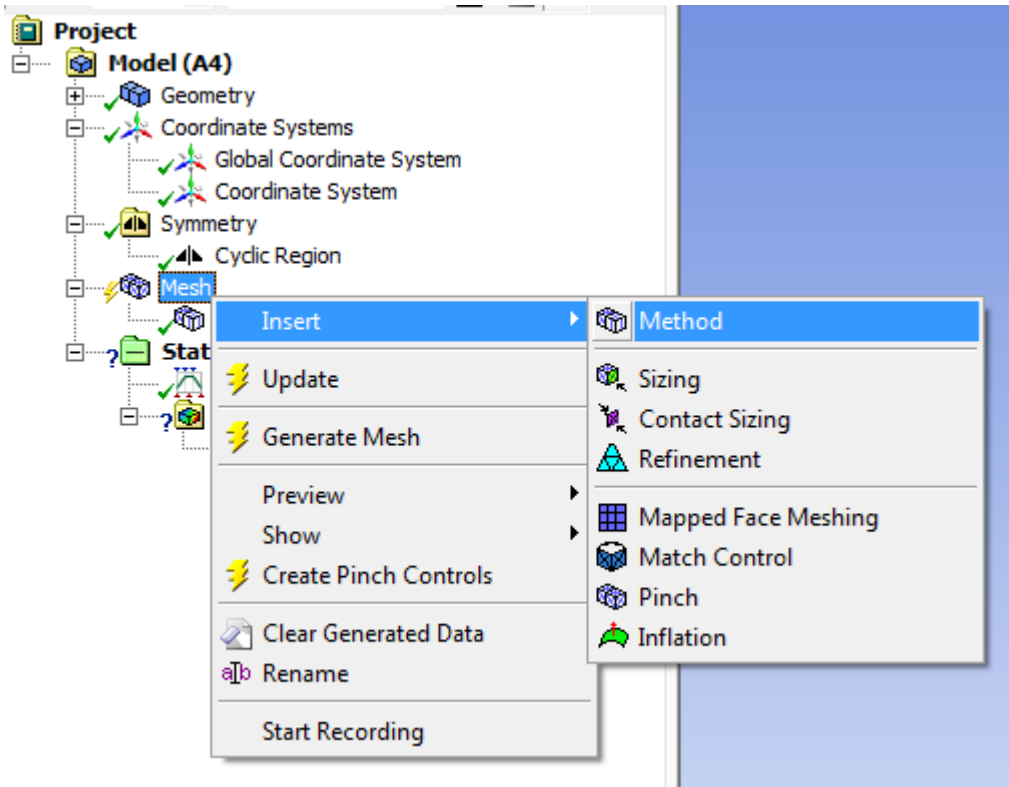


Рис. 4.27. Создание сетки

Кликните **Geometry**, выберите тело и нажмите **Apply**. Выберите **Method** → **Tetrahedrons** (рис. 4.28). Снова ПКМ на **Mesh: Insert** → **Sizing**. Выберите все тело, нажмите **Apply**. В дереве модели появится пункт **Body Sizing**. Введите в **Element Size** значение 0,002.

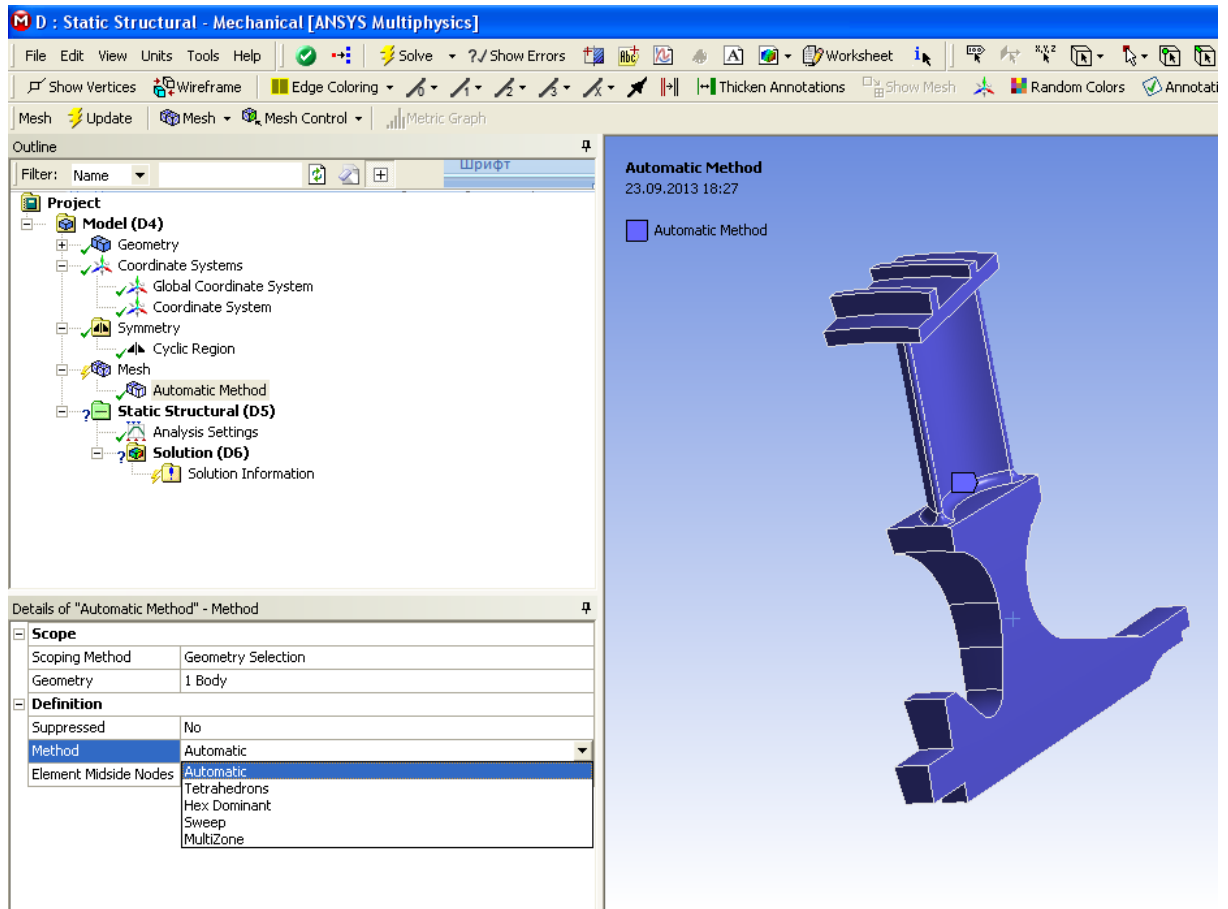


Рис. 4.28. Выбор метода построения сетки

Шаг 5. ПКМ на **Mesh: Insert** → **Sizing**. На панели инструментов выберите метод выделения **Face** (рис. 4.29). Выделите скругление между пером лопатки и бандажной полкой с зажатой клавишей **ctrl** (рис. 4.30). нажмите **Apply**. Введите в **Element Size** значение 0,005. Аналогичные действия проведите со скруглением между пером лопатки и диском.

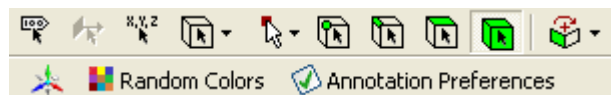


Рис. 4.29. Выделение разных объектов

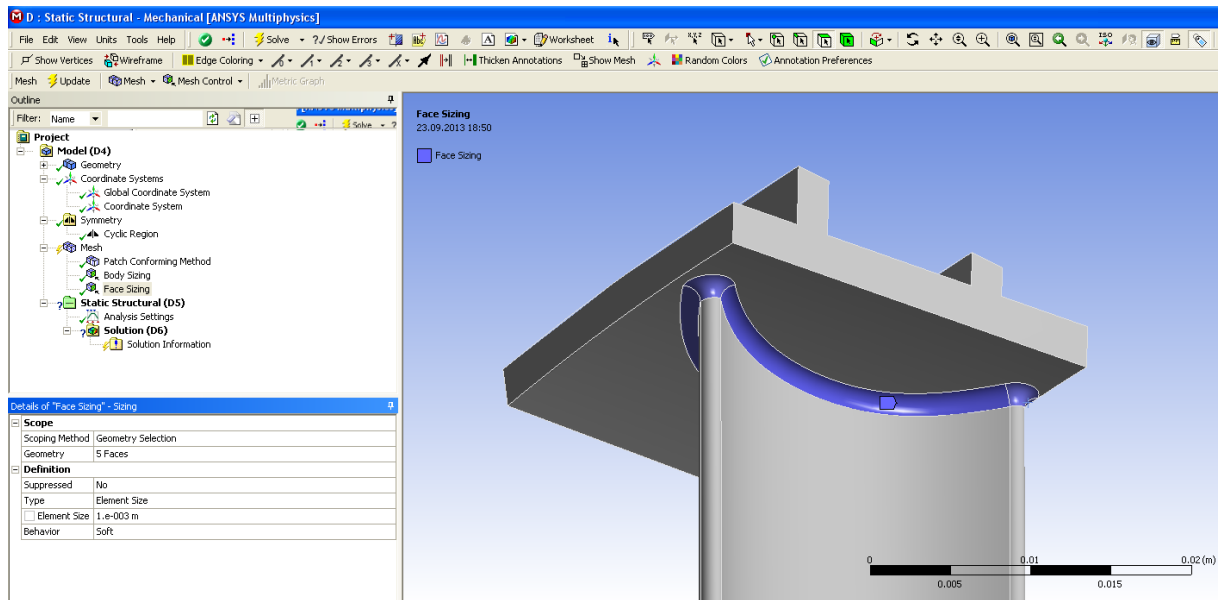


Рис. 4.30. Задание сетки на скруглениях

Шаг 6. Чтобы сетка сгенерировалась (рис. 4.31), нажмите **Update** на панели ИНСТРУМЕНТОВ.

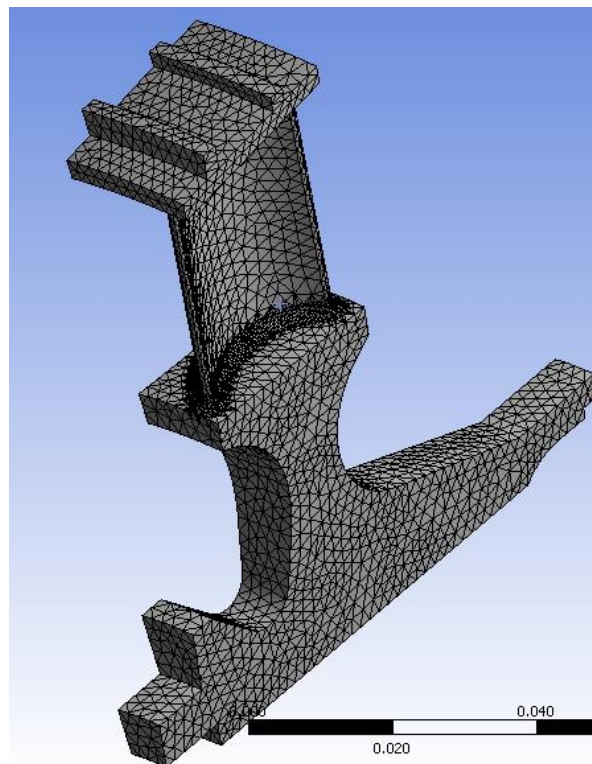


Рис. 4.31. Сгенерированная сетка сектора колеса турбины

4.3 Задание нагрузки и граничных условий

После создания сеточной модели следует задание нагрузки и граничных условий. Газовые нагрузки ранее были перенесены из *Fluid Flow (CFX)* в *Setup Static Structural*. Чтобы начать приложение газовых нагрузок к поверхностям сектора, а также задания граничных условий нужно выйти из *Model* и перейти в *Setup* модуля *Static Structural*

Шаг 1. *Static Structural* → *Insert* → *Displacement* (рис. 4.32). Выберите поверхность, показанную на рис. 4.33 желтым цветом. Выберите *Coordinate system* → *Coordinate system; Z component* → 0.

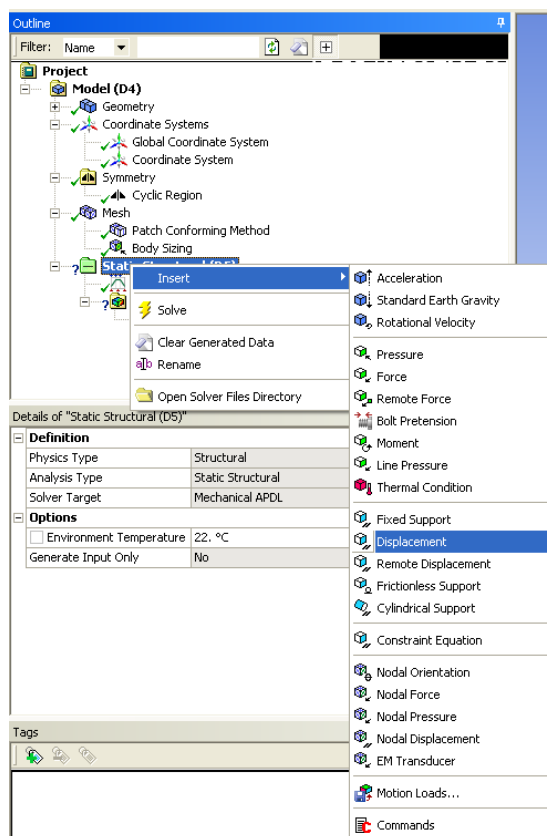


Рис. 4.32. Фиксирование детали

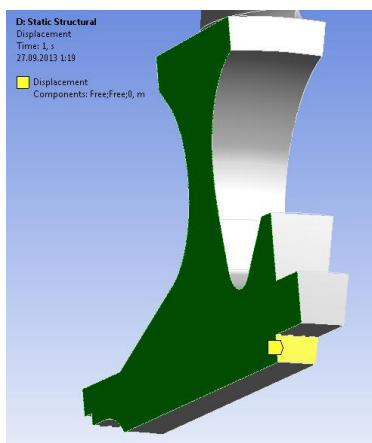


Рис. 4.33. Поверхность закрепления

Шаг 2. Для задания вращения детали пройдите по пути: *Static Structural* → *Insert* → *Rotation Velocity*. Выберите координатную систему *Coordinate system* → *Coordinate system, Define By* → *Components*. В *Z component* введите значение 1828 (рис. 4.34).

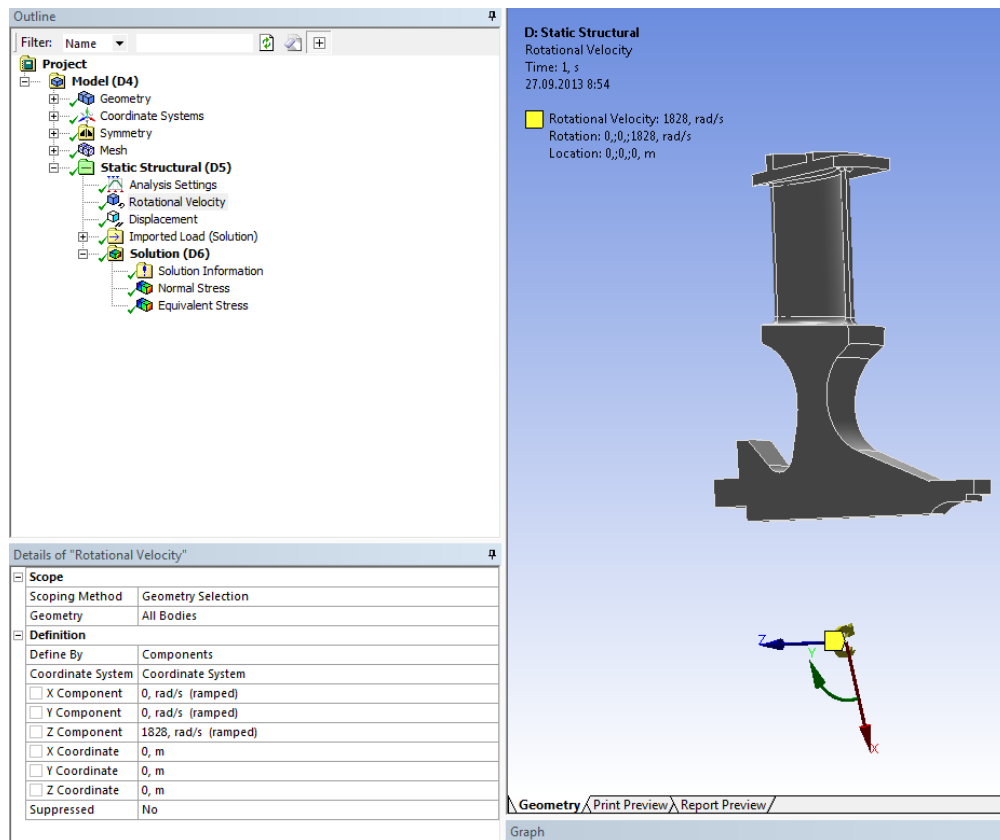


Рис. 4.34. Задание вращения

Шаг 4. Выполните: *Static Structural* → *Insert* → *Thermal Condition*. Выберите тело, нажмите *Apply* (рис. 4.35).

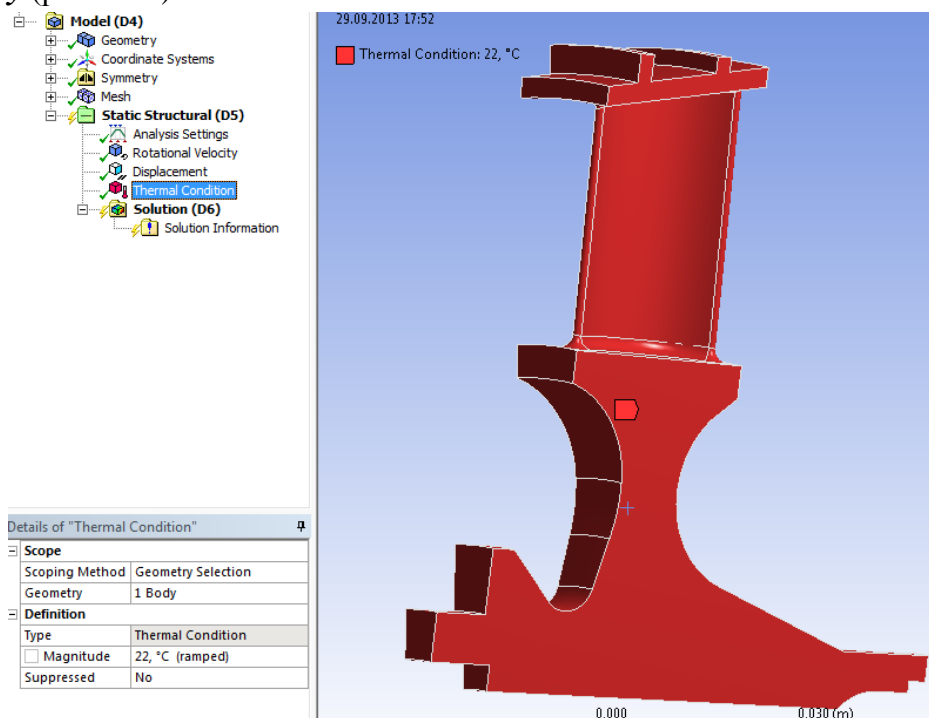


Рис. 4.35. Назначение температурного состояния

Шаг 4. После перехода из *Modal* в *Setup* модуля *Static Structural* в дереве модели должно появиться *Imported load (Solution)* (рис. 4.36).

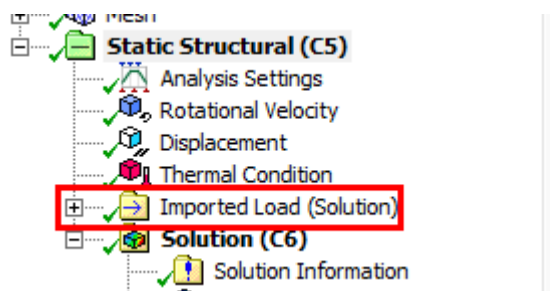


Рис. 4.36. Импорт газовых нагрузок в меню

Шаг 5. Импортируйте давление, для этого нажмите ПКМ: *Imported Load (Solution)* → *Insert* → *Pressure* (рис. 4.37). В меню импорта выберите в *Geometry* поверхности, куда надо прикладывать давление.

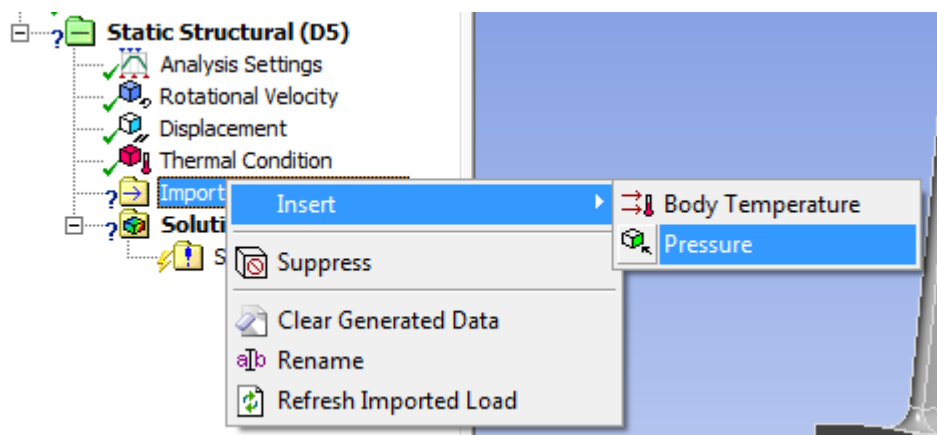


Рис. 4.37. Выбор давления

Выделите поверхности лопатки, в *Geometry* нажмите *Apply*. В *CFD Surface* выберите домен *rk_blade1_p Side 1* (4.38).

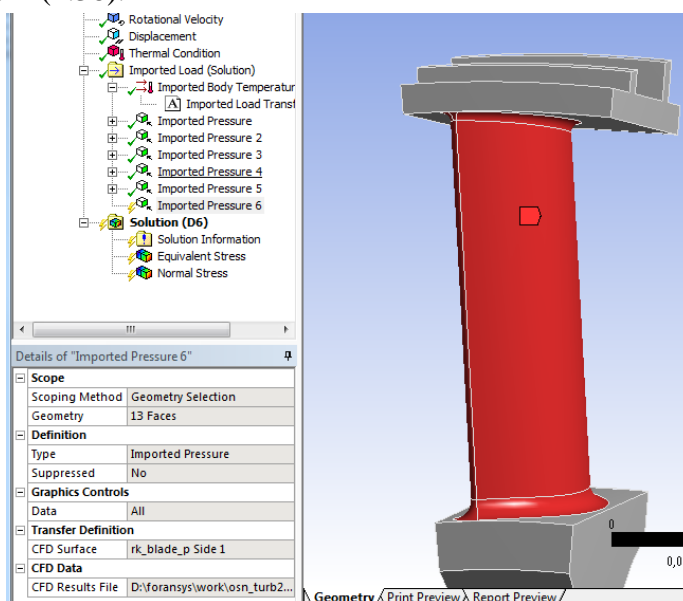


Рис. 4.38. Выбор геометрии для импорта давления на лопатку

Кликните ПКМ *Imported Load (Solution)* → *Import Load*. В результате получится векторное поле давлений на поверхностях лопатки диска (рис. 4.39).

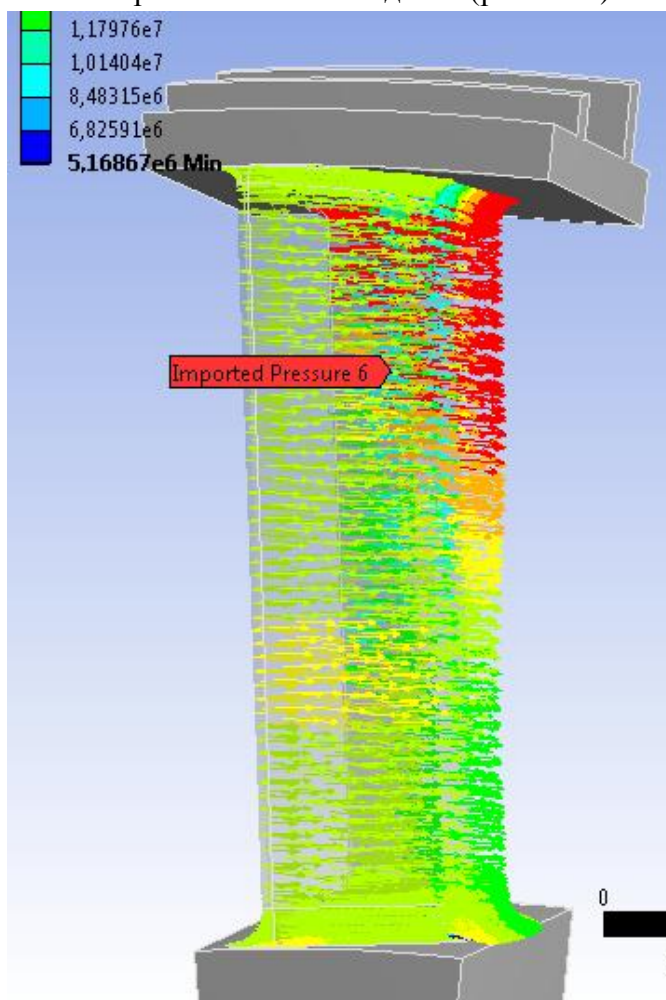


Рис. 4.39. Векторное поле давлений на лопатке

Шаг 6. Убедитесь в правильности импорта: зайдите в *Imported Load (Solution)* → *Imported Pressure* → *Imported Load Transfer Summary* и в самом конце посмотрите процент правильно импортированных узлов (рис. 4.40).

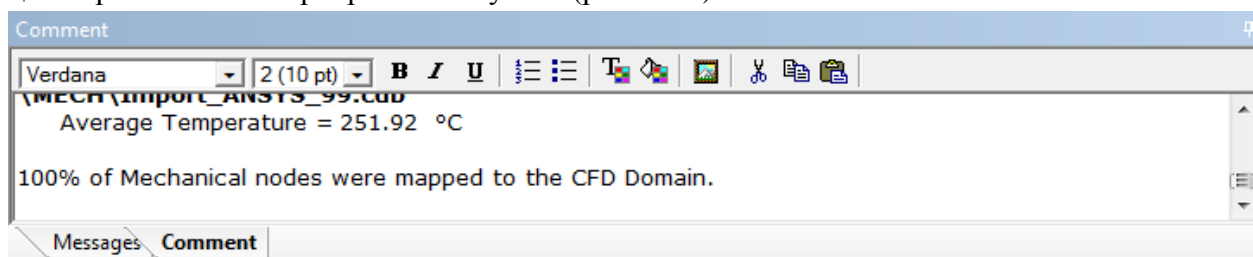


Рис. 4.40. Проверка совпадения узлов давлений

Шаг 7. Теперь аналогично нужно импортировать все остальные давления, ниже приведены рисунки 4.41 – 4.44. Названия доменов есть на рисунках и дублированы в подрисуночных надписях. Необходимо выделить также геометрии, как на рисунках и выбрать соответствующие домены в *CFD Surface*.

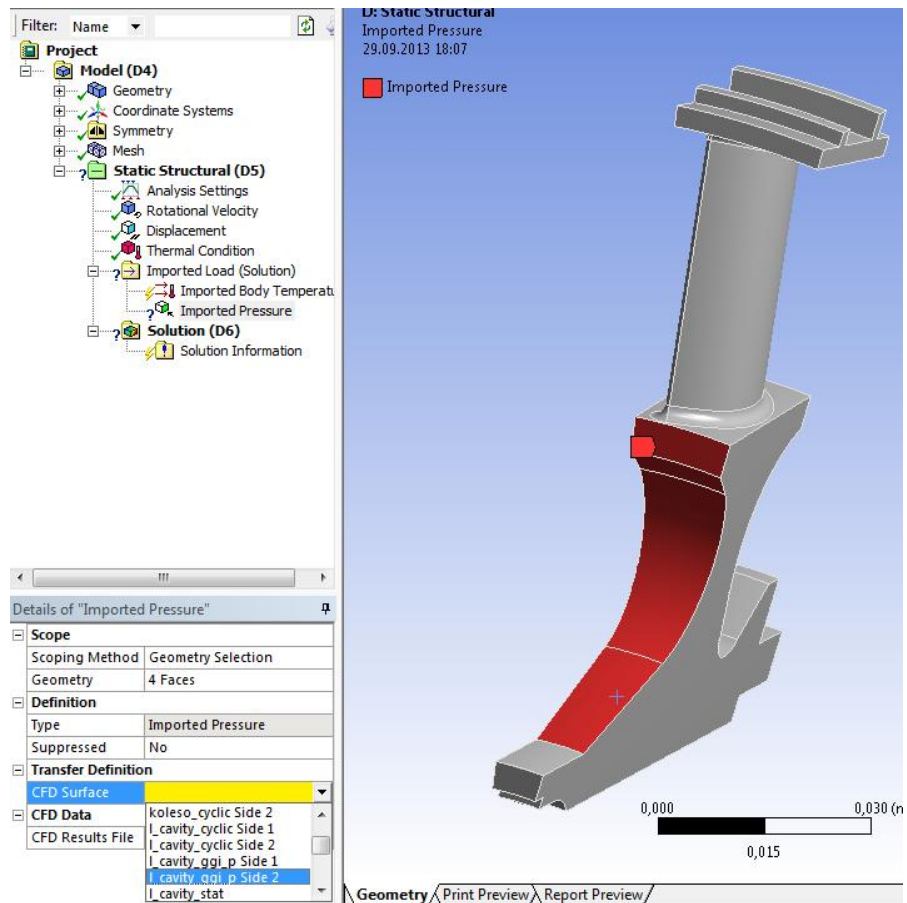


Рис. 4.41. Выбор геометрии для импорта давлений домена l_cavity_ggi p Side 2

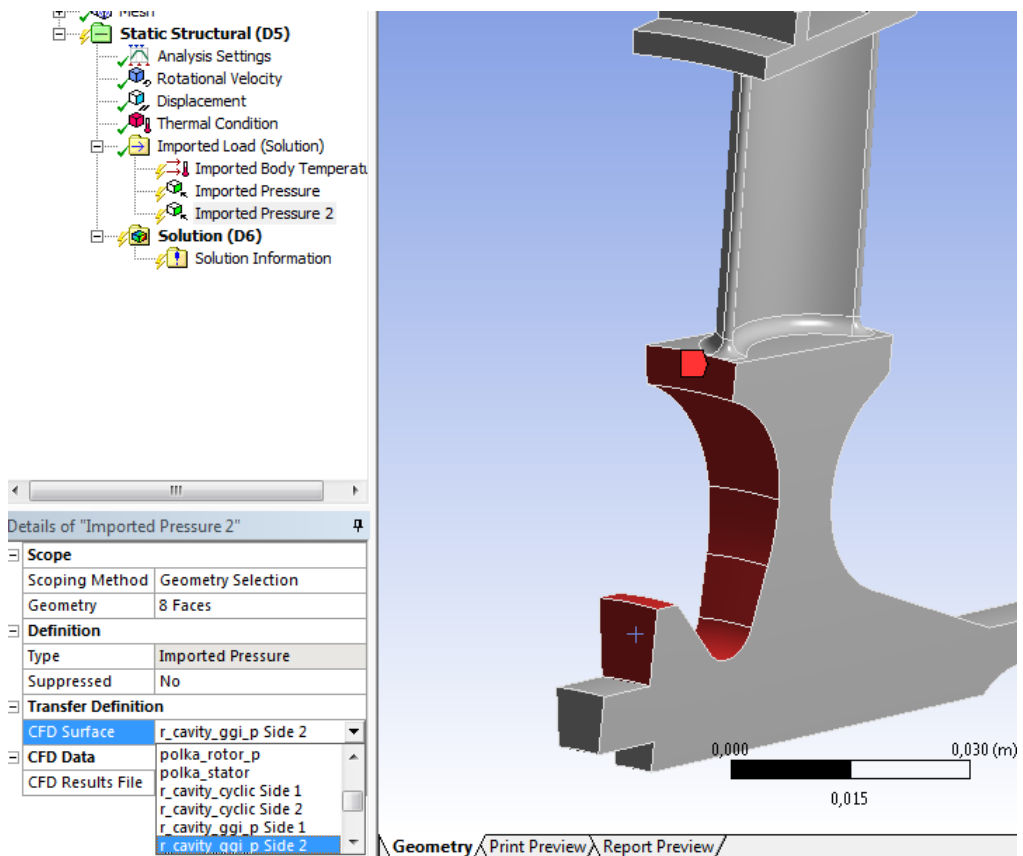


Рис. 4.42. Выбор геометрии для импорта давлений домена r_cavity_ggi p Side 2

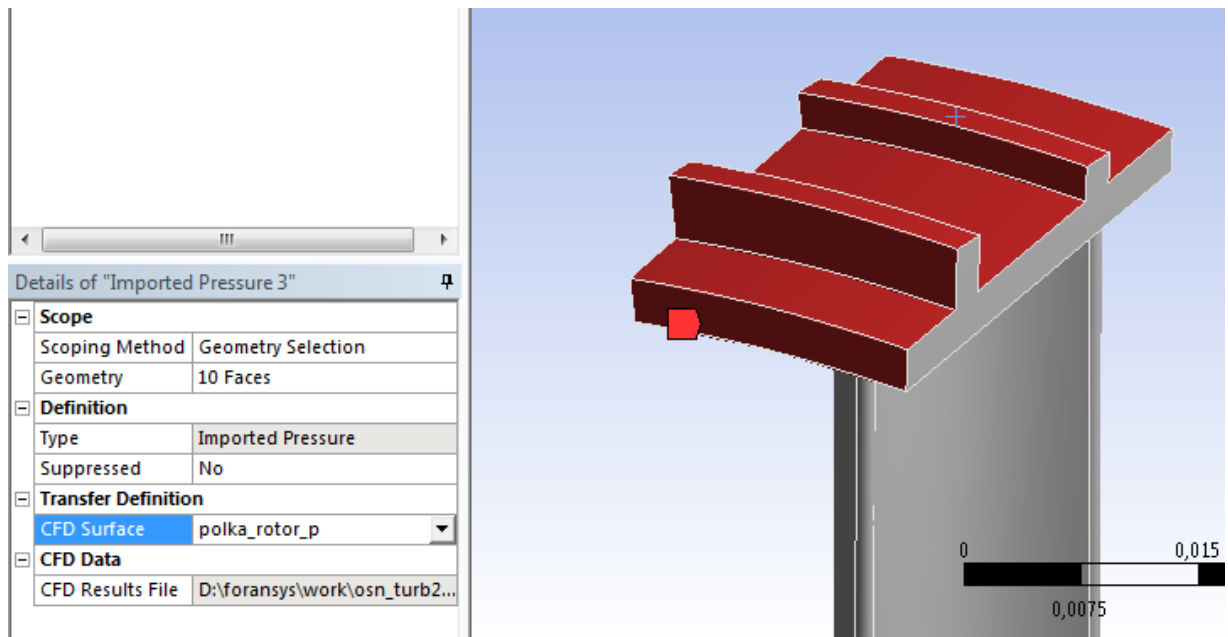


Рис. 4.43. Выбор геометрии для импорта давлений домена *polka_rotor_p*

Поверхности не совпадают во втулке и периферии в CFX расчете и в прочностном расчете Static Structural. Поэтому на периферийную поверхность диска и нижнюю поверхность бандажной полки нужно приложить среднее давление потока, иначе при простом импорте, как делалось выше будут большие несовпадения узлов.

Шаг 7. Для того чтобы узнать эти давления, войдите в *Ansys Workbench* в *Results* модуля *Fluid Flow (CFX)*. В открывшемся окне перейдите во вкладку *Expressions* (рис. 4.44). Кликните ПКМ по пустому полю в этой вкладке и нажмите *New...* Задайте любое имя новому выражению, например, *pressure*.

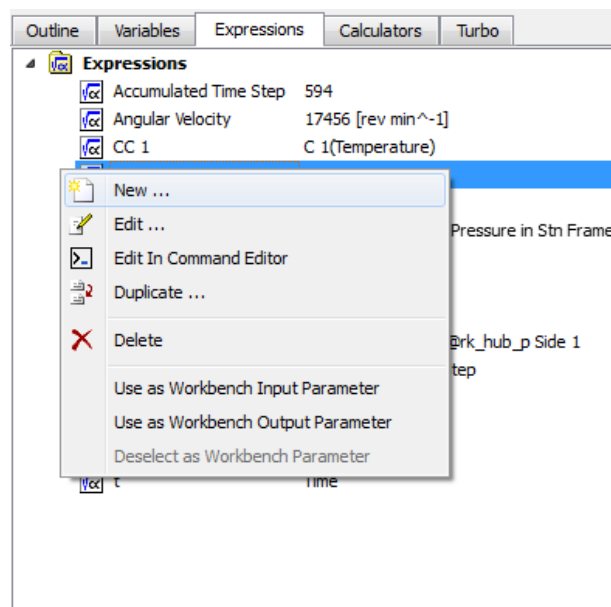


Рис. 4.44. Создание нового выражения

Во вкладке *Definition* кликните по пустому полю ПКМ, выберите *Functions* → *CFD-Post* → *areaAve*. В данном случае это создание функции для измерения по плоскости

(рис. 4.45). В новой функции кликните ПКМ в закрытых скобках и введите переменную: **Variables** → **Pressure** .После символа @ введите: **Location** → **Other...** → **rk_hub_p Side 1**. Для расчета давления нажмите **Apply**. Результат расчета вы увидите в поле **Value** (рис.4.46).

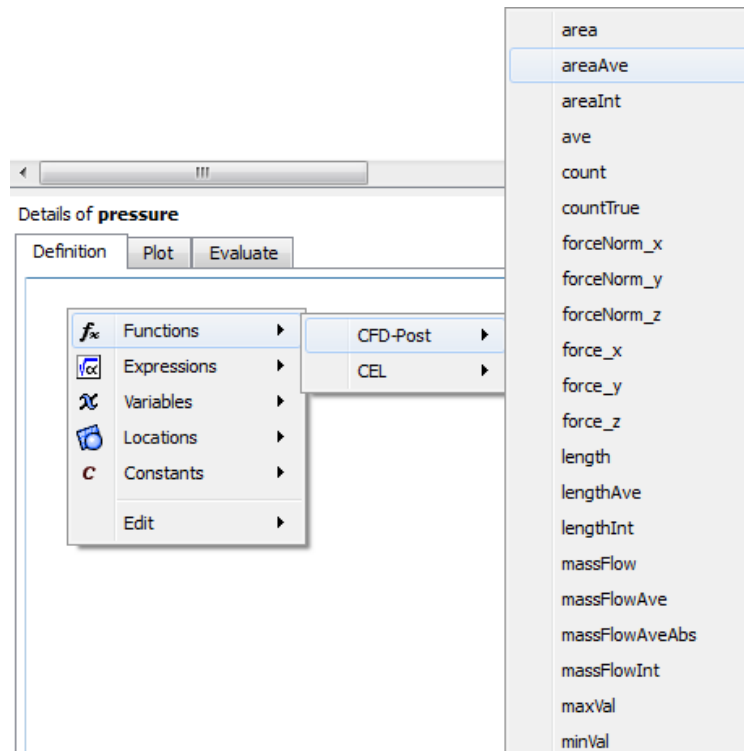


Рис. 4.45. Создание функции

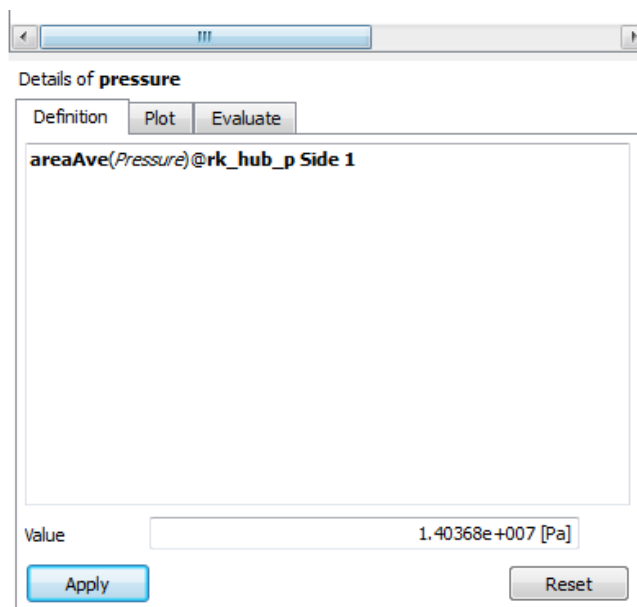


Рис. 4.46. Результат расчёта

Шаг 8. Аналогичные действия в этом же окне проделайте для вычисления среднего давления на поверхности **rk_shroud_p Side 1**.

Шаг 9. Для задания давления на поверхности перейдите по пути: *Static Structural* → *Insert* → *Pressure* (рис. 4.47)

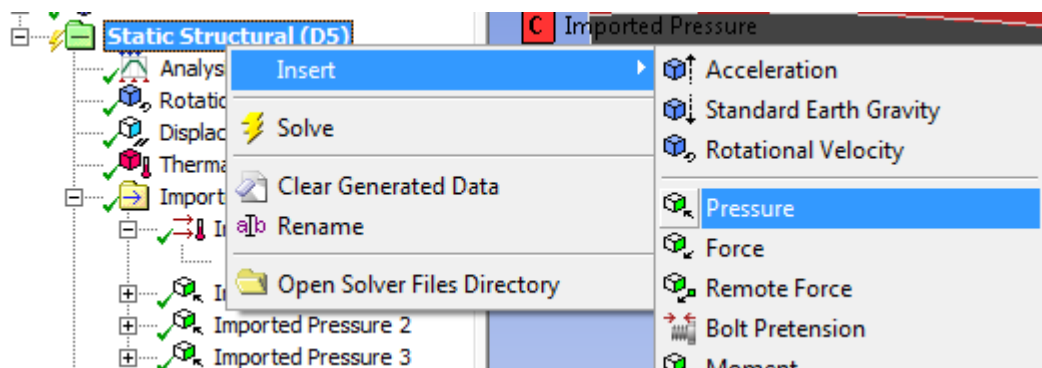


Рис. 4.47. Ввод среднего давления

В поле геометрии добавьте периферийную поверхность диска, нажмите *Apply* (рис. 4.48). В поле *Magnitude* введите измеренное среднее давление на этой поверхности.

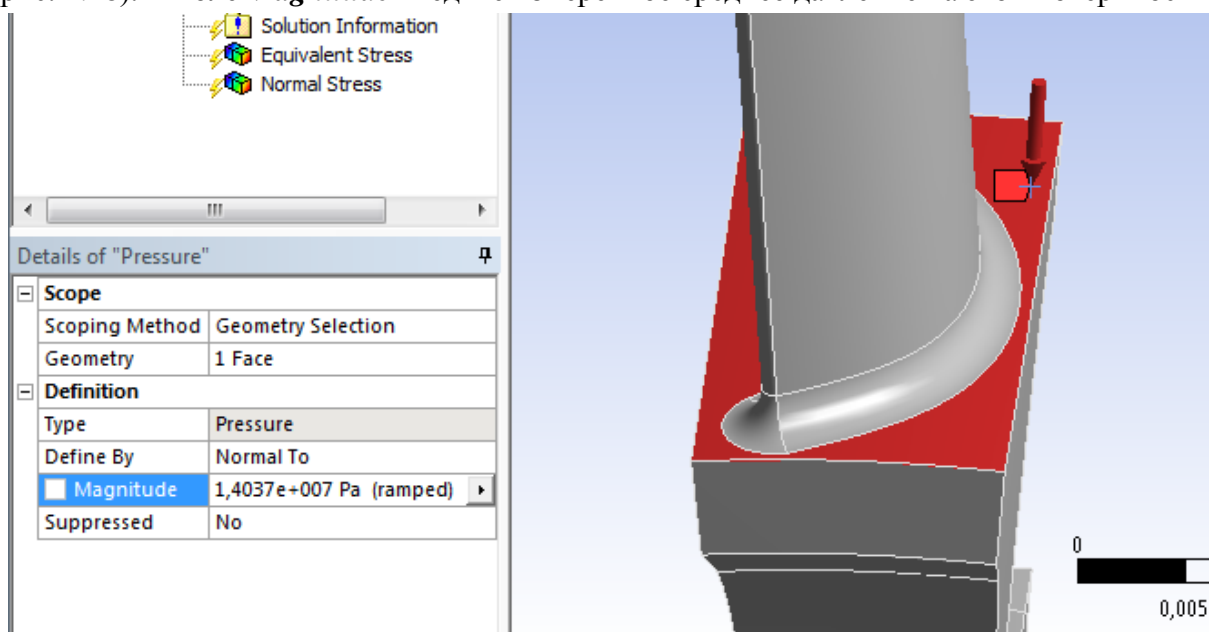


Рис. 4.48. Выбор геометрии для задания среднего давления домена *rk_hub_p Side 1*

Шаг 10. Аналогично задайте давление и на внутреннюю поверхность бандажной полки (рис. 4.49).

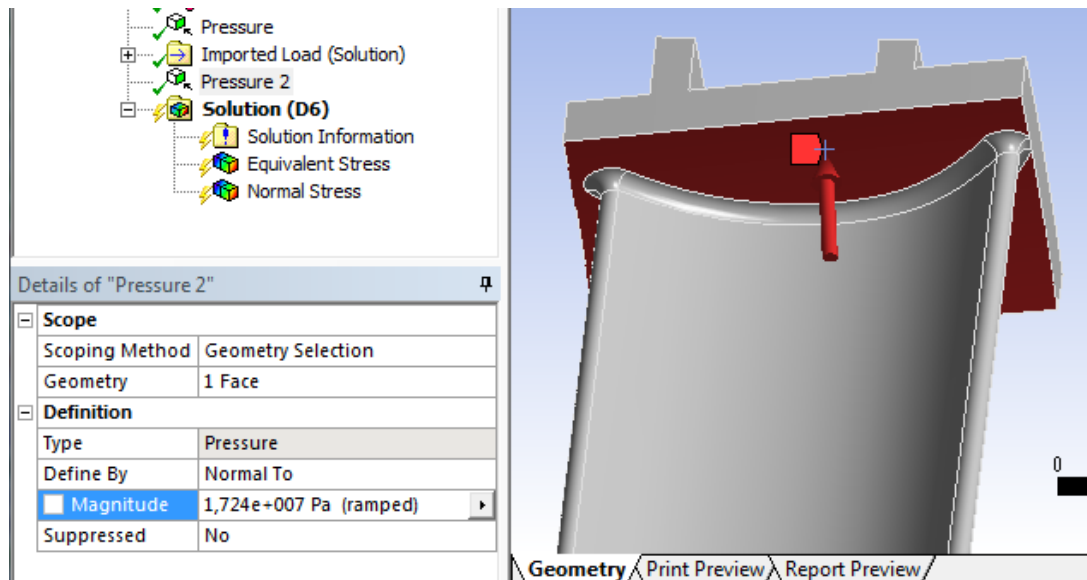


Рис. 4.49. Выбор геометрии для задания среднего давления домена *rk_shroud_p Side 1*

Шаг 11. Для импорта поля температур пройдите по пути: **Imported Load (Solution)** → **Insert** → **Body Temperature** (рис. 4.50). Для **Geometry** выберите все тело сектора, нажмите **Apply**, в **CFD Surface** доменом будет *koleso* (рис. 4.51).

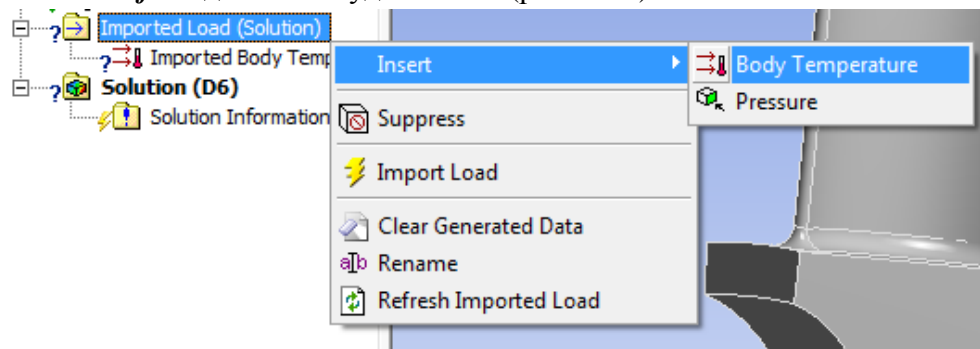


Рис. 4.50. Путь в меню для импорта поля температур

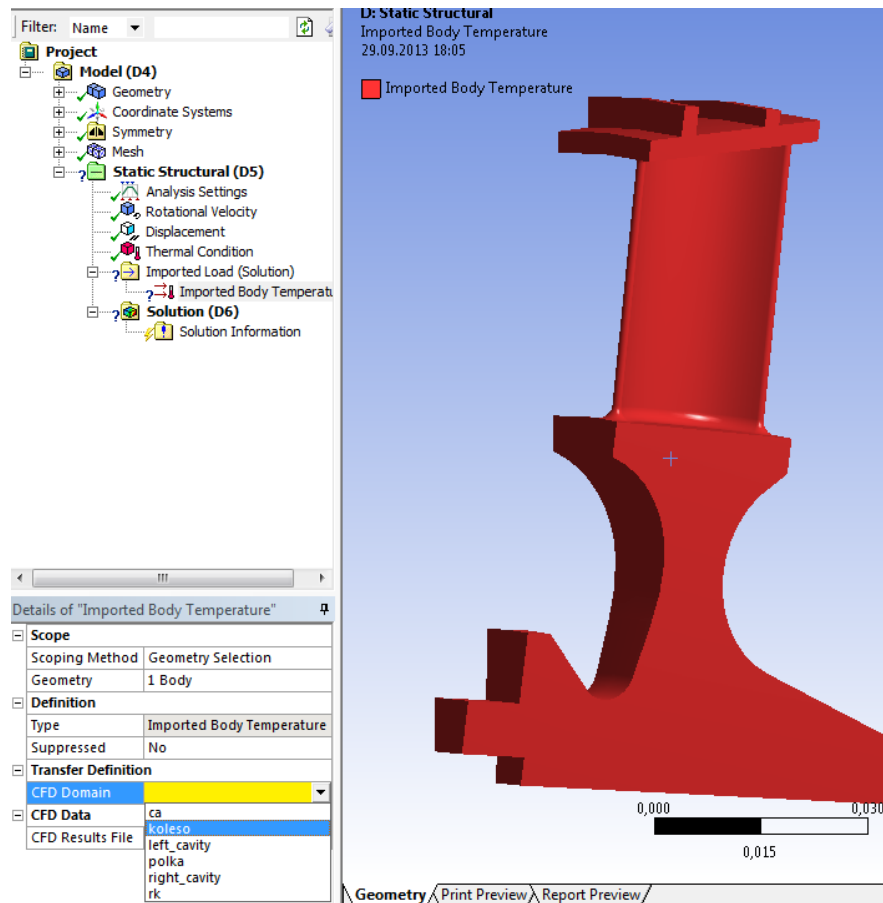


Рис. 4.51. Выбор тела для импорта поля температур домена koleso

Шаг 12. Когда все поверхности указаны, нужно импортировать нагрузки: **Imported Load (Solution)** → **Import Load**. (рис. 4.52).

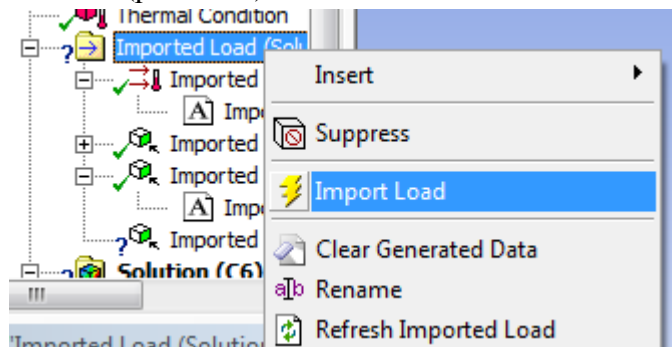


Рис. 4.52. Импорт давлений и температуры

4.4 Проведение расчёта и анализ полученных результатов

Шаг 1. Для прочностного расчёта нажмите ПКМ: *Static Structural* → *Solve* (рис. 4.53).

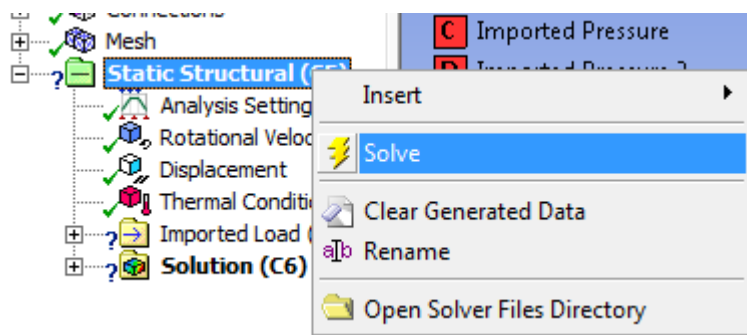


Рис. 4.53. Начало прочностного расчёта

Шаг 2. Для того, чтобы получить поле напряжений на выходе кликните ПКМ: *Solution* → *Insert* → *Stress* → *Equivalent (von-Mises)* (рис. 4.54).

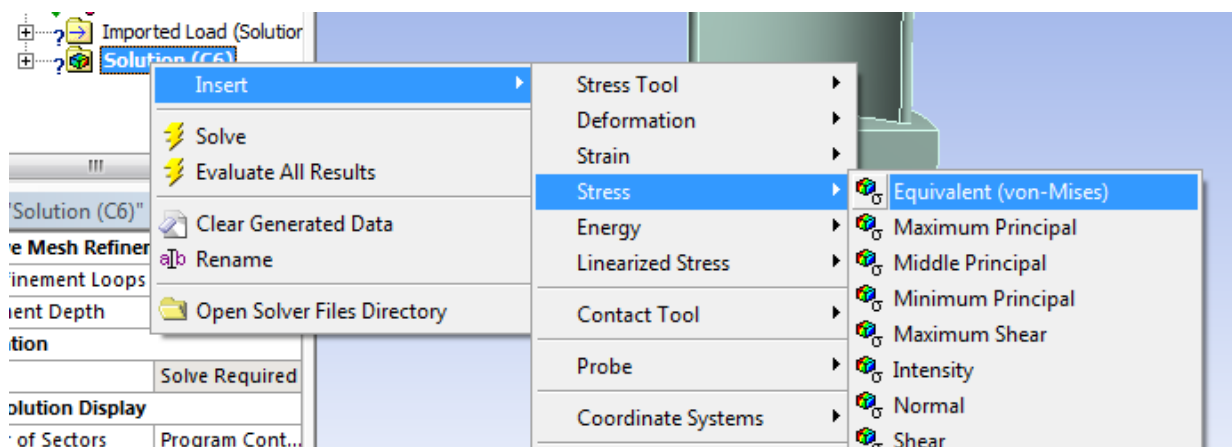


Рис. 4.54. Выбор эквивалентных напряжений

Шаг 4. Выведите радиальные напряжения: *Solution* → *Insert* → *Stress* → *Normal*. В *Normal Stress* выберите цилиндрическую систему координат и укажите ось X (рис. 4.55).

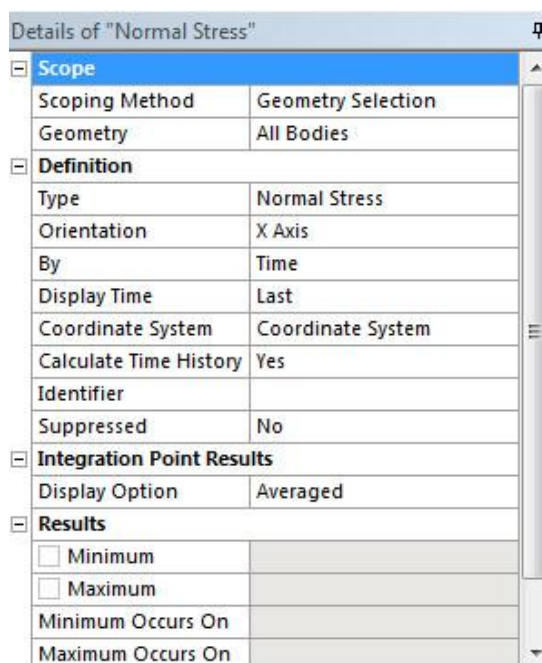


Рис. 4.55. Задание окружных напряжений

Шаг 4. Выведите окружные напряжения: *Solution* → *Insert* → *Stress* → *Normal*. В *Normal Stress* выберите цилиндрическую систему координат и укажите ось Y.

Шаг 5. После проделанных операций пересчитайте напряжения и перемещения: *Solution* → *Solve*. Кликните *Equivalent Stress*: на экран будет выведен целый диск с эквивалентными напряжениями (рис. 4.56).

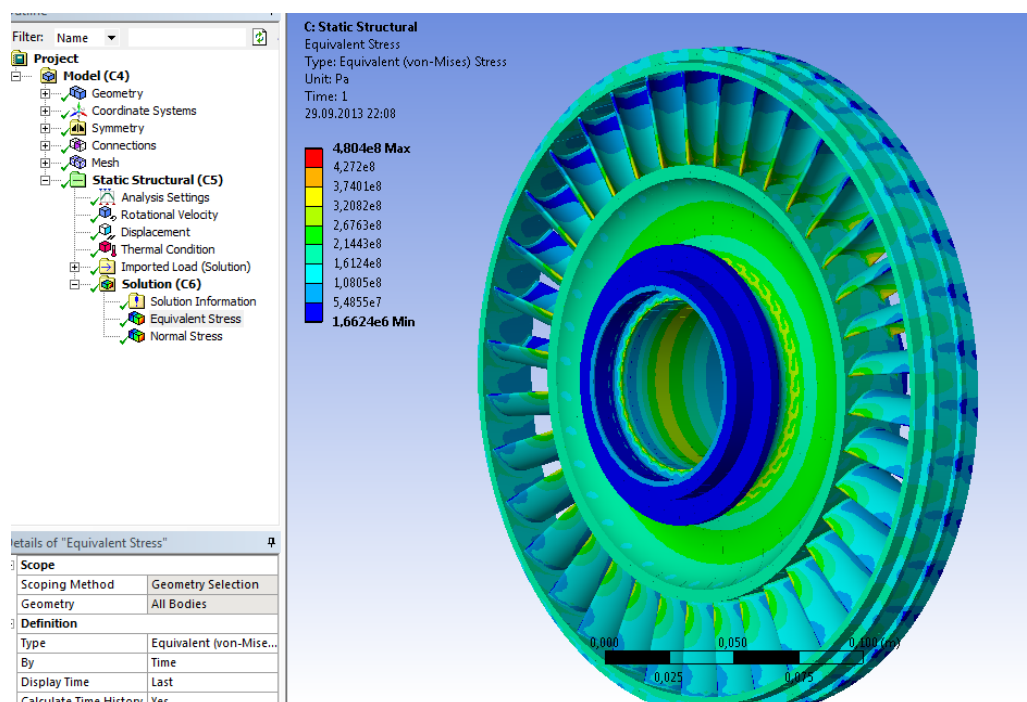


Рис. 4.56. Эквивалентные напряжения диска турбины

Шаг 6. Чтобы посмотреть напряжения внутри модели, ее нужно расечь плоскостью сечения, которая создается в окне *Section Planes* (рис. 4.57). Если окно *Section Planes* отсутствует, то поставьте галочку по пути: *View* → *Windows* → *Section Planes* (рис. 4.58).

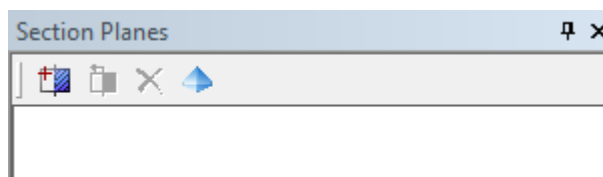


Рис. 4.57. Окно *Section Planes*

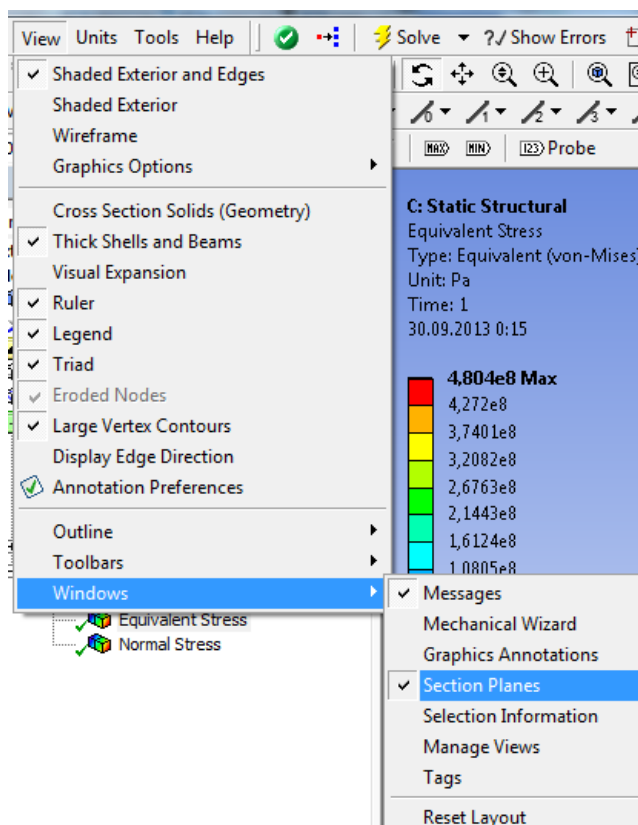


Рис. 4.58. Включение окна *Section Planes*

Шаг 7. Создайте секущую плоскость *New Section Plane* и проведите с зажатой ЛКМ линию через центр диска, чтобы расечь его пополам (рис. 4.59-4.60).

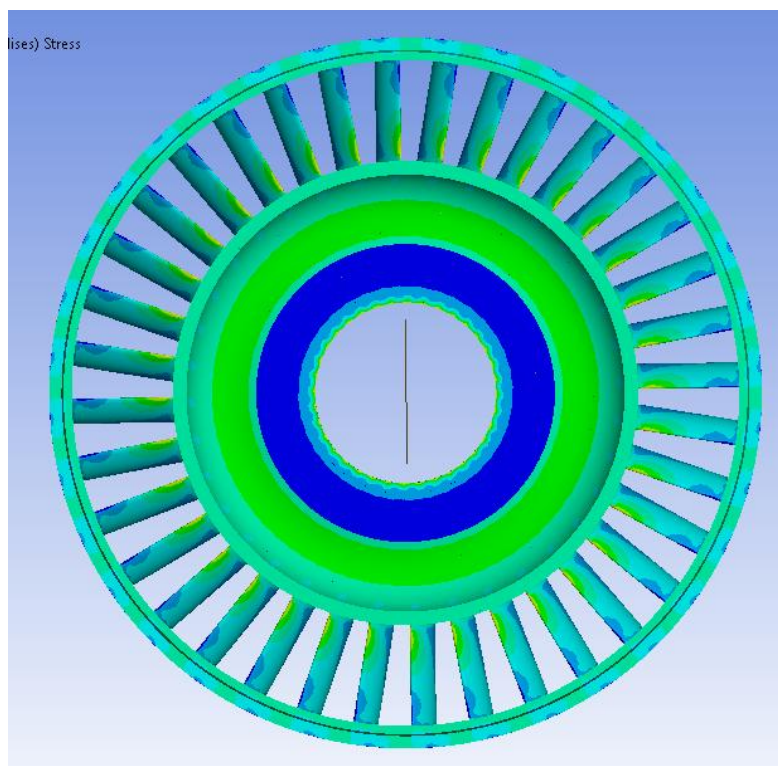


Рис. 4.59. Проведение секущей линии через центр вращения диска

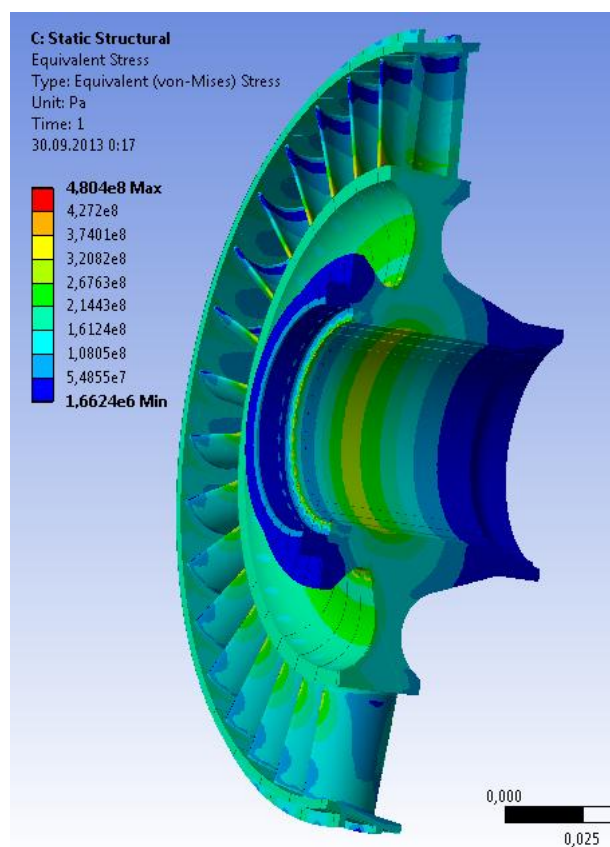


Рис. 4.60. Результат сечения секущей плоскостью

Шаг 8. Кликните *Normal Stress*: на экран будет выведен разрезанный диск с радиальными напряжениями (рис. 4.61).

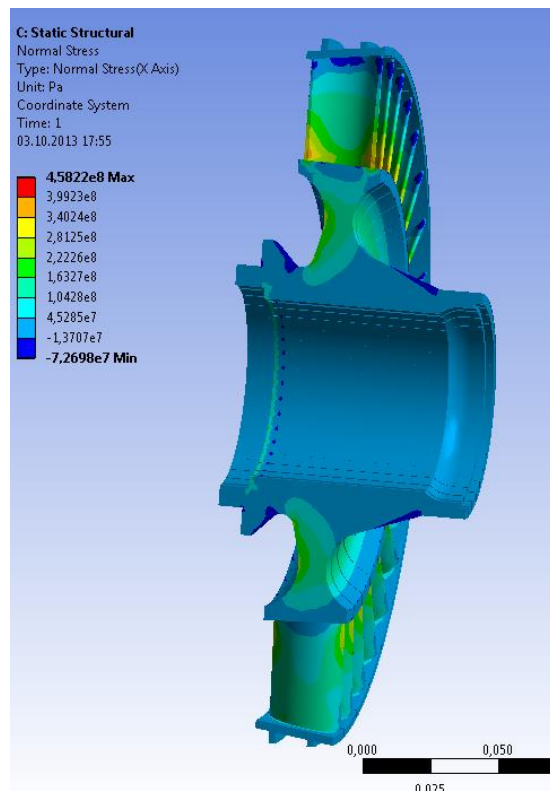


Рис. 4.61. Радиальные напряжения диска турбины

Шаг 9. Кликните *Normal Stress 2*: на экран будет выведен разрезанный диск с окружными напряжениями (рис. 4.62).

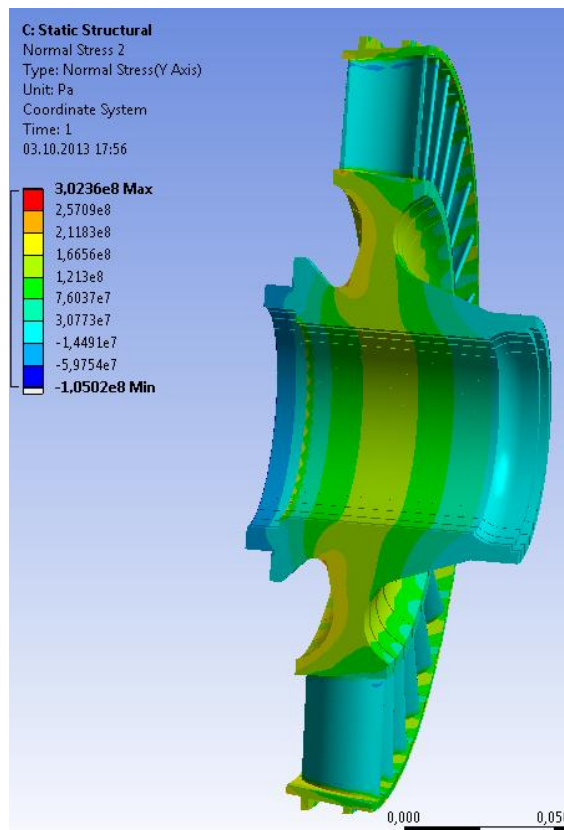


Рис. 4.62. Окружные напряжения диска турбины

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящем пособии изложены основные положения решения сопряжённых задач газодинамического, теплового и прочностного проектирования одних из наиболее нагруженных и ответственных структурных элементов турбонасосных агрегатов жидкостных ракетных двигателей – рабочих колёс турбин как совокупности диска и рабочих лопаток. Они в значительной степени определяют экономическую эффективность и надёжность всего ЖРД.

Как следует из уже имеющегося опыта [4], использование компьютерных технологий в сквозных курсовых работе и проекте по ТНА, выполняемых на кафедрах ТДЛА и КиПДЛА, способствует более качественной подготовке специалистов. Применение основных приёмов работы с гидродинамическим пакетом ANSYS CFX и прочностным пакетом ANSYS Static Structural для моделирования напряжённо-деформированного состояния рабочих колёс турбин ТНА ЖРД в сопряжённой постановке, содержащихся в настоящем пособии, будет способствовать модернизации образования на факультете ДЛА СГАУ. Этому содействуют подробно разобранные в настоящем пособии особенности проведения газодинамического, теплового и прочностного анализа, использование результатов газодинамического расчёта в качестве граничных условий при прочностном анализе.

Получены следующие результаты:

- проведён анализ разработанных и перспективных отечественных и зарубежных конструкций турбин ТНА ЖРД;
- выявлены особенности рабочего процесса и проектирования рабочих колёс турбин ТНА ЖРД;
- разработана методика численного моделирования потока в турбинах с использованием CFD-пакета *ANSYS CFX*;
- разработана методика численного моделирования напряжённо-деформированного состояния неравномерно нагретых быстро вращающихся рабочих колёс турбин с использованием прочностного пакета *ANSYS Static Structural*;
- разработаны учебно-методические материалы, позволяющие студенту освоить методику сопряжённого (газодинамического, теплового и прочностного) моделирования турбин ТНА ЖРД с использованием CFD-пакета *ANSYS CFX* и прочностного пакета *ANSYS Static Structural*.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Батулин, О. В. Газодинамическое моделирование рабочего процесса турбины с учётом присоединённых объёмов [Текст] / О. В. Батулин, Г. М. Попов, Д. А. Колмакова, М. Н. Сеньчев // Решетнёвские чтения : материалы XV Междунар. науч. конф., посвящ. памяти генер. конструктора ракет.-космич. систем акад. М. Ф. Решетнёва (10–12 нояб. 2011, г. Красноярск) : в 2 ч. / под общ. ред. Ю. Ю. Логинова ; Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. – Красноярск, 2011. – Ч.1. – С. 111 – 112.
2. Белоусов, А. И. Гидрогазодинамическое проектирование турбонасосных агрегатов двигателей летательных аппаратов: учеб. пособие [Текст] / А. И. Белоусов, И. П. Косицын, С. Н. Рождественский. – Куйбышев: Куйб. авиац. ин-т, 1974. – 136 с.
3. Белоусов, А. И. Конструктивные и силовые схемы турбомашин двигателей летательных аппаратов: учеб. Пособие [Текст] / А. И. Белоусов. – Куйбышев: Куйб. авиац. ин-т, 1988. – 92 с.
4. Белоусов, А. И. Конструирование ТНА и элементов камеры ЖРД с использованием 3D-моделей: учеб. пособие [Текст] / А. И. Белоусов, В. А. Борисов, А. М. Жижкин, А. В. Иванов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. – 132 с.
5. Белоусов, А.И. Расчёт осевых сил, действующих в турбомашинах: учеб. пособие [Текст]/ А. И. Белоусов, А. И. Иванов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 95 с.
6. Бондарчук, П. В. Моделирование колебаний, нагружения и деформирования элементов двигателя под действием газовых, центробежных и силовых нагрузок с использованием САД/САЕ пакетов [Электрон. ресурс]: Электрон. учеб. пособие / Сост. П. В. Бондарчук, Д. П. Давыдов, А. С. Котов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2010. – 209 с.
7. Гахун, Г. Г. Конструкция и проектирование ЖРД: учебник для ВУЗов [Текст] / Г. Г. Гахун, В. И. Баулин, В. А. Володин и др.; Под ред. Г. Г. Гахуна. – М.: Машиностроение, 1989. – 424 с.
8. Добровольский, М. В. Жидкостные ракетные двигатели. Основы проектирования [Текст] / М. В. Добровольский. – М.: Машиностроение, 2005. – 488 с.
9. Ермаков, А. И. Решение сопряжённых задач и моделирование деформирования элементов в программном комплексе Ansys [Электрон. ресурс]: Электрон. учеб. пособие / А. И. Ермаков, А. О. Шкловец. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 95 с.
10. Иванов, А. В. Турбонасосные агрегаты кислородно-водородных ЖРД: монография [Текст] / А. В. Иванов, А. И. Белоусов, А. И. Дмитренко. – Воронеж: ГОУ ВПО ВГТУ, 2011. – 284 с.
11. Кривцов, А. В. Разработка компьютерной модели многоступенчатого осевого компрессора и исследование влияния основных геометрических параметров на его энерге-

тическую эффективность [Текст] // Вестник Рыбинского государственного авиационного технического университета имени П. А. Соловьева, 2012. – №2 (23). — С. 16-19.

12. Овсянников, Б. В. Теория и расчёт агрегатов питания ЖРД: учебник для ВУЗов [Текст]. / Б. В. Овсянников, Б. И. Боровский. – М.: Машиностроение, 1986. – 375 с.

13. Пичугин, Д. Ф. Конструкция и проектирование агрегатов двигателей летательных аппаратов: учеб. пособие [Текст] / Д. Ф. Пичугин. – Куйбышев: Куйб. авиац. ин-т, 1989. – 244 с.

14. Формирование виртуальных сопряжённых моделей рабочих колёс насосов турбонасосных агрегатов ЖРД [Электронный ресурс]: электрон. учеб. пособие / А. И. Белосусов и др.; М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). - Электрон. текстовые и граф. дан. (9 Мб). - Самара, 2013. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).